



TUGAS AKHIR – VM 180629

**PERENCANAAN ULANG *BELT CONVEYOR*
PENGANGKUT AMPAS TEBU DENGAN KAPASITAS
35 TON/JAM DI PG TJOEKIR JOMBANG**

**Muhammad Pradista Satria Tama
NRP. 102116 00000 041**

**Dosen Pembimbing
Ir. Suhariyanto, M.T
NIP. 19620424 198903 1 005**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020**



TUGAS AKHIR – VM 180629

**PERENCANAAN ULANG *BELT CONVEYOR*
PENGANGKUT AMPAS TEBU DENGAN KAPASITAS
35 TON/JAM DI PG TJOEKIR JOMBANG**

**Muhammad Pradista Satria Tama
NRP. 102116 00000 041**

**Dosen Pembimbing
Ir. Suhariyanto, M.T
NIP. 19620424 198903 1 005**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020**



FINAL PROJECT – VM 180629

**REDESIGNING BELT CONVEYOR FOR
CONVEYING BAGASSE WITH CAPACITY 35
TONS/HOUR AT TJOEKIR SUGAR FACTORY
JOMBANG**

**Muhammad Pradista Satria Tama
NRP. 102116 00000 041**

**Concelor Lecturer
Ir. Suhariyanto, M.T
NIP. 19620424 198903 1 005**

**INDUSTRIAL MECHANICAL ENGINEERING
DEPARTMENT
Faculty of Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020**

PERNYATAAN TIDAK MELAKUKAN PLAGIAT

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Muhammad Pradista Satria Tama
NRP : 10211600000041
Program Studi : Diploma III Teknik Mesin
Departemen : Teknik Mesin Industri
Fakultas : Vokasi

Menyatakan dengan sesungguhnya bahwa Tugas Akhir (TA) yang ditulis ini benar-benar tulisan saya, dan bukan merupakan hasil plagiasi. Apabila di kemudian hari terbukti atau dapat dibuktikan TA ini hasil plagiasi, maka saya bersedia menerima sanksi atas perbuatan tersebut sesuai ketentuan yang berlaku di Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi – ITS.

Surabaya, Januari 2020
Yang membuat pernyataan,



(Muhammad Pradista Satria Tama)

(NRP. 10211600000041)

LEMBAR PENGESAHAN

PERENCANAAN ULANG BELT CONVEYOR PENGANGKUT AMPAS TEBU DENGAN KAPASITAS 35 TON/JAM DI PG TJOEKIR JOMBANG

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada Bidang Studi Manufaktur
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Muhammad Pradista Satria Tama
1021160000041

Disetujui Oleh:



Surabaya, Januari 2020

ABSTRAK

Belt conveyor pengangkut ampas tebu di Pabrik Gula Tjoekir digunakan untuk memindahkan ampas tebu dari stasiun ketel menuju gudang ampas. Adanya belt conveyor tersebut mempermudah dan mempersingkat waktu pekerjaan. Pabrik Gula Tjoekir merupakan pabrik gula yang sudah tua, peralatan yang ada di sana pun juga sudah sangat lama sehingga performanya sudah menurun. Oleh karena itu, pada tugas akhir ini akan dilakukan perencanaan mengenai belt dan roller idler yang kemudian akan diperoleh daya motor penggerak yang dibutuhkan, serta perhitungan bantalan atau bearing. Langkah awal dalam melakukan penelitian ini adalah melalui tahap studi literatur dan observasi lapangan di Pabrik Gula Tjoekir Jombang. Setelah itu dilakukan pengambilan data dan melakukan perencanaan, dilanjutkan dengan perhitungan sehingga diperoleh kesimpulan. Dari hasil perencanaan dan perhitungan, belt conveyor ini dapat diketahui bahwa daya motor yang diperlukan sebesar 25,2 kW atau sebesar 33,7 hp sehingga digunakan motor lisrik dengan daya 34 hp untuk menggerakkan belt conveyor. Digunakan belt dengan panjang 81,26 meter dan prediksi umur bearing untuk Belt conveyor selama 274528,2 jam kerja

Kata kunci: Belt conveyor, motor penggerak, bantalan atau bearing.

ABSTRACT

Conveyor belt sugarcane bagasse transporter at the Tjoekir Sugar Factory is used to move the sugarcane bagasse from the kettle station to the baggage warehouse. The existence of the conveyor belt makes it easier and shortens the work time. The Tjoekir Sugar Factory is an old sugar factory, the equipment in there is also very old so the performance has decreased. Therefore, in this thesis will be planning for the belt and roller idler. Which will be obtained the driving force needed. And then the bearing calculation the first step doing this research is driving force needed, as well as bearing calculations is through the literature study and field observations at the Tjoekir Jombang Sugar Factory. After that, collection data and planning are carried out, followed by calculations so the conclusions are obtained. From the results of planning and calculation, this conveyor belt can be seen that the required motor power is 25.2 kW or 33.7 hp so that an electric motor with 34 hp is used to drive the conveyor belt. A belt with a length of 81.26 meters is used and the predicted bearing life for the conveyor belt is 274528,2 working hours

Keyword: Belt conveyor, motor, bearing.

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN JUDUL INGGRIS	ii
LEMBAR PERNYATAAN TIDAK PLAGIAT	iii
LEMBAR PENGESAHAN.....	iv
Abstrak.....	v
Abstrack.....	vi
KATA PENGANTAR.....	vii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR.....	xiii
DAFTAR TABEL.....	xv
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian	2
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	3
BAB II DASAR TEORI.....	5
2.1 Kajian Pustaka.....	5
2.2 Pengertian Belt Conveyor	6
2.3 Komponen Utama Belt Conveyor	7
2.3.1 Belt.....	7
2.3.1.1 Sabuk Datar (Flat Belt).....	9
2.3.1.2 Sabuk V (V-Belt).....	10
2.3.2 Pulley	12
2.3.3 Roller Idler	15
2.3.3.1 Throughed Roller Idler	15
2.3.3.2 Flat Roller Idler	16
2.3.4 sistem Penggerak	17
2.3.5Pengencang Belt (Belt Tensioner).....	18
2.3.6 Frame Conveyor	19

2.3.7 Pembersih Belt (Belt Cleaner).....	20
2.4 Perencanaan Belt dan Roller Idler.....	22
2.4.1 Perencanaan Belt	22
2.4.1.1 Luas potongan melintang muatan	22
2.4.1.2 Berat Belt Per Meter.....	25
2.4.2 Kapasitas Conveyor	29
2.4.2.1 Perhitungan kecepatan conveyor.....	30
2.4.3 Perhitungan Roller Idler	31
2.4.4 Tahanan Gaya Gerak Belt.....	31
2.5 Gaya Tarik Efektif Pada Belt dan Daya Motor	33
2.5.1 Gaya Tarikan Efektif	33
2.5.2 Daya Motor.....	36
2.6 Perhitungan Pada Belt.....	37
2.6.1 Sudut Kontak	38
2.6.2 Panjang Belt	38
2.6.3 Tegangan Pada Flat Belt.....	39
2.6.4 Umur Belt	42
2.7 Bantalan (Bearing)	43
2.7.1 Kalsifikasi Bantalan	44
2.7.2 Gesekan dan Prediksi Umur Rolling Bearing.....	46
2.7.2.1 Gesekan Pada Rolling Bearing.....	46
2.7.2.2 Prediksi Umur Bearing.....	47
2.7.3 Beban Radial	48
2.7.4 Beban Ekivalensi Pada Bearing.....	49
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	53
3.1 Diagram Alir Penelitian	53
3.2 Diagram Alir Perhitungan Daya Motor.....	55
3.3 Diagram Alir Perhitungan Bearing	59
3.4 Prinsip kerja Belt Conveyor Pengangkut Ampas tebu	60
3.5 Tempat dan Waktu Observasi	60
3.6 Komponen Pada Belt Conveyor.....	61
BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN	67
4.1 Data Hasil Observasi.....	67

4.2 Perhitungan Belt dan Roller Ilder.....	67
4.2.1 Perhitungan Pada Belt conveyor.....	68
4.2.1.1 Perhitungan Panjang Belt.....	68
4.2.1.2 Perhitungan Umur bet	69
4.2.1.3 Perhitungan luas potongan melintang muatan	71
4.2.1.4 Berat Muatan dan Berat <i>Belt</i> Per Satuan Panjang.....	72
4.2.2 Perhitungan Roller Idler	73
4.2.2.1 Berat Roller Idler per Meter	73
4.3 Gaya – Gaya Pada Belt dan Daya Motor	74
4.3.1 Gaya – Gaya Pada Belt.....	74
4.3.1.1 Tahanan Gaya pada <i>Belt</i>	74
4.3.1.2 Perhitungan Sudut Kontak	75
4.3.1.3 Tegangan pada <i>Belt</i>	76
4.3.2 Daya Motor Penggerak	78
4.4 Perencanaan Bearing.....	80
4.4.1 Beban Radial.....	81
4.4.2 Beban Ekivalensi	81
4.4.3 Umur Bantalan /Bearing.....	82
4.4.4 Kerugian daya gesekan pada Rolling Bearing.....	83
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	85
5.1 Kesimpulan	85
5.2 Saran.....	86
DAFTAR PUSTAKA	xvi
LAMPIRAN	xvii
BIODATA PENULIS.....	xxx

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Belt Conveyor	6
Gambar 2.2 Belt Benis Fabric Belt	8
Gambar 2.3 Belt Steel Cord Belt.....	8
Gambar 2.4 Jumlah Step dan Overlap Sambungan	9
Gambar 2.5 Struktur dan dimensi Sambungan	9
Gambar 2.6 Flat Belt.....	10
Gambar 2.7 kontruksi sabuk V.....	11
Gambar 2.8 V-belt konvensional tugas berat	11
Gambar 2.9 V-belt konvensional SI tugas berat	11
Gambar 2.10 V-belt tugas ringan	12
Gambar 2.11 Pulley conveyor	13
Gambar 2.12 pulley dengan pelapis karet.....	13
Gambar 2.13 snub pulley dan pulley majemuk.....	14
Gambar 2.14 Through idler	15
Gambar 2.15 Flat Roller idler	16
Gambar 2.16 motor listrik.....	18
Gambar 2.17 pengencang belt.....	19
Gambar 2.18 frame conveyor.....	20
Gambar 2.19 Multiple belt cleaner system	21
Gambar 2.20 konfigurasi pemasangan belt cleaner.....	21
Gambar 2.21 instalasi dan kinerja cleaner	21
Gambar 2.22 luas potongan melintang muatan conveyor	22
Gambar 2.23 penampang belt	26
Gambar 2.24 diagram tegangan belt	41
Gambar 2.25 kontruksi poros dengan bearing.....	43
Gambar 2.26 Bearing sebagai Penyangga Poros.....	44
Gambar 2.27 Journal Bearing (Bearing house).....	44
Gambar 2.28 Journal Bearing Dan Ketebalan Minyak Pelumas	45
Gambar 2.29 Ball Bearing Dan Roller Bearing.....	45
Gambar 2.30 Rolling bearing (Needle).....	46

Gambar 3.1 Diagram alir Penelitian	52
Gambar 3.2 Diagram alir Perhitungan Daya Motor	56
Gambar 3.3 Diagram Alir Perhitungan Bantalan.....	58
Gambar 3.4 Belt Conveyor Pengangkut ampas tebu.....	59
Gambar 3.5 PG Tjoekir Jombang	60
Gambar 3.6 belt conveyor	60
Gambar 3.7 pulley	61
Gambar 3.8 roller idler.....	61
Gambar 3.9 motor listrik.....	62
Gambar 3.10 gear reducer.....	62
Gambar 3.11 coupling.....	63
Gambar 3.12 pengencang belt.....	63
Gambar 3.13 frame conveyor.....	64
Gambar 3.12 pembersih belt.....	64
Gambar 4.1 Sketsa Lintasan Muatan	68
Gambar 4.2 diagram tegangan pada bagian-bagian belt .	69
Gambar 4.3 luas potongan melintang muatan	72
Gambar 4.4 flat roller idler	73
Gambar 4.5 tegangan pada belt.....	76
Gambar 4.6 ball bearing single row deep groove.....	80

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 spesifikasi drum/tube pulley	14
Tabel 2.2 jarak idler maksimum.....	17
Tabel 2.3 Berat Curah, Sudut Balik, Faktor Gesek.....	23
Tabel 2.4 Rekomendasi Sudut Inklinasi <i>Belt Conveyor</i>	25
Tabel 2.5 lapisan sabuk tekstil muatan curah dan satuan	27
Tabel 2.6 rekomendasi lapisan belt	29
Tabel 2.7 koefisien tahanan belt terhadap bantalan roll	33
Tabel 2.8 koefisien gesek antara belt dan pulley	35
Tabel 2.9 Harga rata-rata koefisien gesek pada bearing..	46
Tabel 2.10 Faktor Beban Bearing F_s	50

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Seiring perkembangan zaman dan teknologi saat ini, banyak pekerjaan manusia yang sebelumnya dilakukan secara Manual kini beralih dengan menggunakan mesin. Maka dari itu diperlukan alat penunjang produksi yang efektif dan efisien. Dalam proses pemindahan bahan, mesin yang digunakan harus Sangat membantu bagi perusahaan industri untuk memindahkan Hasil produksi pabrik atau material pabrik. dalam memindahkan hasil produksi pabrik atau material pabrik bisa Juga menggunakan mesin pemindah seperti belt conveyor yang dipakai di Pabrik Gila Tjoekir Jombang

Di Pabrik Gula Tjoekir banyak diperlukan alat-alat untuk Memindah bahan-bahan produksi maupun sisa produksi, salah Satunya adalah ampas tebu. Dari gudang ampas tebu menuju ketel, ampas tebu yang diangkut dipindahkan ke tempat Pembakaran. Untuk memindahkan ampas tebu ini dipergunakan Beberapa jenis mesin pemindah barang, seperti *belt conveyor* dan *chain conveyor*. Untuk *belt conveyor* pengangkut ampas tebu yang ada di PG Tjoekir sudah cukup lama (tua) sehingga *Belt* yang digunakan pada *belt conveyor* pengangkut abu ampas Tebu sudah rusak.

Oleh karena itu, dalam tugas akhir ini akan dilakukan Penencanaan ulang *belt conveyor* pengangkut ampas tebu. Salah satunya adalah untuk mendapatkan desain dan melakukan Perhitungan secara cermat pada komponen-komponen utama *Belt conveyor* seperti perhitungan *belt* dan roller. Dari Perhitungan-perhitungan yang dilakukan akan didapatkan daya Motor yang dibutuhkan untuk menggerakkan *belt conveyor* Pengangkut ampas tebu.

1.2 Rumusan Masalah

Dari penelitian tersebut ada beberapa rumusan masalah yang muncul sebagai pertanyaan pedoman agar sesuai dengan Apa yang penulis inginkan, rumusan masalah tersebut antara lain:

1. Berapa daya motor yang dibutuhkan dalam pe-rencanaan *belt conveyor* pengangkut ampas tebu?
2. Bagaimana perhitungan panjang dan umur *belt*?
3. Bagaimana perencanaan dan prediksi umur bearing yang digunakan
4. Bagaimana gambar sketsa bagian *belt conveyor*

1.3 Batasan Masalah

Untuk memberikan gambaran yang lebih jelas mengenai Masalah yang dikaji dalam penulisan ini, maka diberikan Batasan masalah sebagai berikut:

1. Tidak melakukan perhitungan pada poros dan kerangka penopang *belt conveyor*.
2. Tidak membahas masalah kelistrikan.
3. Kapasitas *belt conveyor* dianggap konstan sebesar 35 ton/jam.

1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui berapa daya motor yang dibutuhkan dalam perencanaan *belt conveyor* pengangkut abu ampas tebu.
2. Mengetahui perhitungan panjang dan umur *belt*.
3. Mengetahui perhitungan prediksi umur bearing yang digunakan
4. Membuat gambar sketsa bagian *belt conveyor*

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang didapatkan dari melakukan penelitian ini Bisa menerapkan pengetahuan yang didapatkan di bangku Kuliah dan diaplikasikan pada permasalahan yang ada, dan juga Dapat mengetahui bagaimana perencanaan *belt conveyor* Pengangkut ampas tebu yang sesuai dengan teori menurut Literatur dan kondisi riil di lapangan.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan disusun untuk memberikan Gambaran penjelasan mengenai isi dari setiap bab pada laporan Tugas akhir ini, diantaranya:

BAB I PENDAHULUAN

Bab ini menjelaskan secara singkat tinjauan secara umum Mengenai latar belakang, rumusan permasalahan, batasan Masalah, tujuan dan manfaat penelitian, serta sistematika Penulisan laporan.

BAB II DASAR TEORI

Bab ini menjelaskan beberapa teori penunjang yang di Dapat dari beberapa literatur untuk menyelesaikan penelitian Ini.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Dalam bab ini menjelaskan metodologi penelitian, Diagram alir proses penelitian, diagram alir proses perhitungan, dan prinsip kerja dari *belt conveyor* pengangkut ampas tebu.

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

Dalam bab ini membahas tentang hasil perhitungan Perencanaan *belt* dan *roller conveyor* yang sesuai, dan

Perhitungan daya motor yang sesuai untuk *belt conveyor* Pengangkut ampas tebu.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

Pada bab ini berisikan kesimpulan dari hasil perhitungan dan analisis untuk menjawab beberapa rumusan masalah yang Diberikan, juga terdapat saran dari penulis.

LAMPIRAN

Berisi data-data tambahan yang dibutuhkan untuk Menunjang tugas akhir.

DAFTAR PUSTAKA

Berisi tentang referensi-referensi yang terkait dengan Materi pembahasan berupa buku, jurnal terdahulu, maupun *Website* yang dijadikan acuan.

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Kajian Pustaka

Beberapa penelitian dan percobaan yang terdahulu Mengenai perencanaan *belt conveyor* adalah sebagai berikut:

2.1.1 Anisa Wahyu Ummami (2018) Teknik Mesin Industri Vakultas Vokasi INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

Tugas Akhir Perencanaan ulang *belt conveyor* untuk mesin Penghancur batu dengan kapasitas 30 ton/jam dilakukan dengan Merencanakan beberapa komponen utama pada *conveyor* Seperti *belt*, *roller idler*, perencanaan rantai dan sproket, juga Perencanaan poros dan *bearing*. Dari hasil perhitungan yang dilakukan didapat daya motor sebesar 4,483 kW atau sebesar 6,012 hp yang kemudian digunakan motor dengan daya 7 hp Untuk *conveyor* pengangkut batu dengan kapasitas 30 ton/jam.

2.1.2 Gita Fitri Ramadhani (2019) Teknik Mesin Industri Vakultas Vokasi INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

Tugas Akhir Perencanaan ulang *belt conveyor* pengangkut abu ampas Tebu dengan kapasitas 230 ton/jam di PG Gempolkrep Mojokerto Berdasarkan hasil perencanaan ulang dan Perhitungan *belt conveyor*, maka diperoleh kesimpulan. *Belt Conveyor* membutuhkan daya 9,86 hp sehingga digunakan Motor listrik sebagai penggerak dengan daya 10 hp untuk Menggerakkan *head pulley*. Putaran dari *head pulley* akan Menarik *belt* sehingga *belt* mulai bergerak untuk mengangkut Muatan

2.2 Pengertian *Belt Conveyor*

Belt conveyor adalah alat angkut yang digunakan untuk Memindahkan material dalam bentuk satuan atau tumpahan yang bekerja secara horizotal maupun membentuk sudut Inklinasi tertentu dengan menggunakan belt . *Belt conveyor* mempunyai kapasitas pemindah besar, perencanaan yang sederhana, berat mesin Relatif ringan, pemeliharaan dan oprasional yang mudah. Kemampuan ini telah menjadikan *belt conveyor* secara luas digunakan sebagai mesin pemindah beban.

Belt conveyor banyak diguakan oleh industri. Pada Industri pengecoran digunakan untuk membawa dan Mendistribusikan pasir cetak, membawa kayu potongan (*chip*) ke *chipper* dan mendistribusikan bubur kertas (*pulp*) pada Industri kertas, memindahkan bijih batu bara bapa unit Pembangkit daya dan pertambangan batu bara, langkah *Processing* pada industri makanan, dan sebagainya.



Gambar 2.1 *Belt Conveyor*

2.3 Komponen Utama *Belt Conveyor*

Secara umum komponen utama atau peralatan yang ada Pada *belt conveyor* terdiri dari :

2.3.1 *Belt*

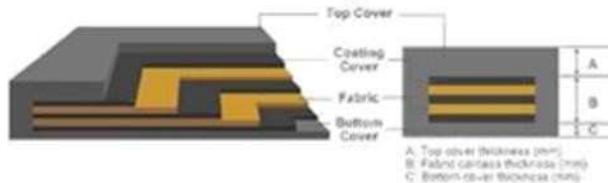
Belt merupakan komponen terpenting pada sistem *belt Conveyor*. Secara umum *belt* terdiri dari tiga bagian utama yaitu Lapisan atas (*top cover*), rangka kain (*carcass*) untuk jenis *Fabric belt* atau rangka sling baja untuk jenis *steel cord belt*, dan lapisan bawah (*bottom cover*). Lapisan penguat *belt* Berfungsi untuk meneruskan tegangan pada *belt* saat *start* dan Selama memindahkan material, selain itu lapisan penguat juga Dapat menyerap gaya *impact* beban akibat kecepatan pada *belt* Sehingga bias tetap stabil.

Belt conveyor jenis *belt* tekstil harus memenuhi Persyaratan antara lain tidak menyerap air (*low hygroscopicity*), Kekuatan tinggi, ringan, pertambahan panjang spesifik rendah (*low specific elongation*), fleksibilitas tinggi, lapisan tidak Mudah lepas (*high resistivity to ply separation*), dan tahan lama (*long service life*).

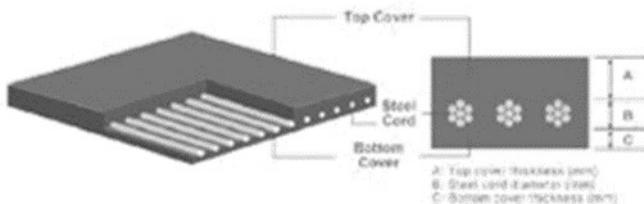
Belt yang digunakan pada *belt conveyor* terdiri dari Beberapa tipe seperti bulu unta, katun dan beberapa jenis *belt* Tekstil berlapis karet. *Belt* harus memenuhi persyaratan, yaitu Kemampuan menyerap air rendah, kekuatan tinggi, ringan, Lentur, regangan kecil, ketahanan pemisahan lapisan yang Tinggi dan umur pakai panjang. Untuk persyaratan tersebut, *Belt* berlapis karet adalah yang terbaik. Karena beberapa jenis Material yang dibawa mempunyai sifat abrasif.

Cover belt dibuat dari bahan karet, campuran karet atau Bahan elastomer. Tebal lapisan karet pada permukaan atas *belt* yang langsung berhubungan dengan beban lebih besar daripada Lapisan karet bawah. Sesuai dengan fungsi utamanya, yakni Sebagai pelindung lapisan *carcass* ataupun *steel cord*, karet Penutup (*cover rubber*) harus memiliki ketahanan terhadap

Keausan, kelembaban serta mempunyai kekenyalan (*shore Hardness*) yang cukup baik, agar *belt* dapat menahan beban Maksimum antara *roller idler* tanpa terjadinya lendutan yang Terlalu besar.

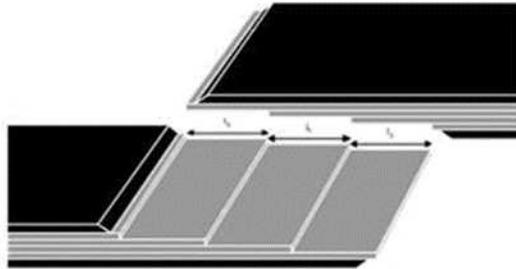


Gambar 2.2 Belt Jenis Fabric Belt

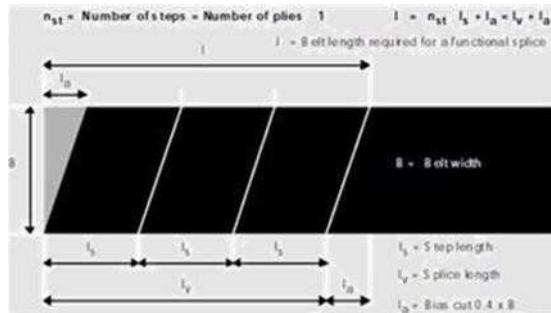


Gambar 2.3 Belt Jenis Steel Cord Belt

Carcass maupun *steel cord* merupakan komponen Penegang dan penguat *belt conveyor*. Lapisan penguat *belt* yang Baik harus tahan terhadap *impact*, mampu mendukung muatan, Mempunyai tegangan tarik (*tensile strength*) yang baik terhadap Beban dan tahan lama. Umumnya pabrik pembuat *belt Conveyor* memproduksi *belt conveyor* dengan panjang standar 250 m/roll, sehingga pada saat instalasi *belt* pada sistem *Conveyor* diperlukan proses penyambungan (*splicing belt*). Ada Berbagai cara penyambungan *belt* dan metode penyambungan Yang sering digunakan adalah sebagaimana gambar berikut:



Gambar 2.4 Jumlah Step dan Overlap Sambungan



Gambar 2.5 Struktur dan Dimensi Sambungan

2.3.1.1 Sabuk Datar (Flat Belt)

Sabuk Datar (Flat Belt) Bahan sabuk pada umumnya terbuat dari samak atau kain yang diresapi oleh karet. Sabuk datar yang modern terdiri atas inti elastis yang kuat seperti benang baja atau nilon. Beberapa keuntungan sabuk datar yaitu:

- Pada sabuk datar sangat efisien untuk kecepatan tinggi dan tidak bising
- Dapat memindahkan jumlah daya yang besar pada jarak sumbu yang panjang
- Tidak memerlukan puli yang besar dan dapat memindahkan daya antar puli pada posisi yang tegak lurus satu sama lain.

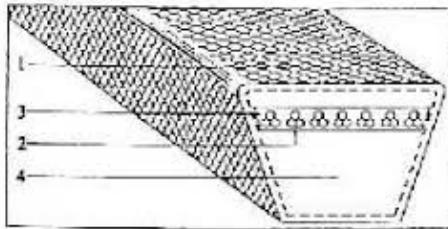
d) Sabuk datar khususnya sangat berguna untuk instalasi penggerak dalam kelompok karena aksi klos.



Gambar 2.6 Flat Belt

2.3.1.2 Sabuk V (V- Belt)

Sabuk V (V- Belt) Sabuk-V terbuat dari kain dan benang, biasanya katun rayon atau nilon dan diresapi karet dan mempunyai penampang trapesium. Tenunan tetoron atau semacamnya dipergunakan sebagai inti sabuk untuk membawa tarikan yang besar. Sabuk V dibelitkan di keliling alur puli yang berbentuk V pula. Bagian sabuk yang sedang membelit pada puli ini mengalami lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah besar. Gaya gesekan juga akan bertambah karena pengaruh bentuk baji, yang akan menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang relatif rendah. Sebagian besar transmisi sabuk menggunakan sabuk-V karena mudah penanganannya dan harganya murah. Kecepatan sabuk direncanakan untuk sampai 20 (m/s) pada umumnya, dan maksimum sampai 25 (m/s). Daya maksimum yang dapat ditransmisikan kurang lebih sampai 500 (kW).

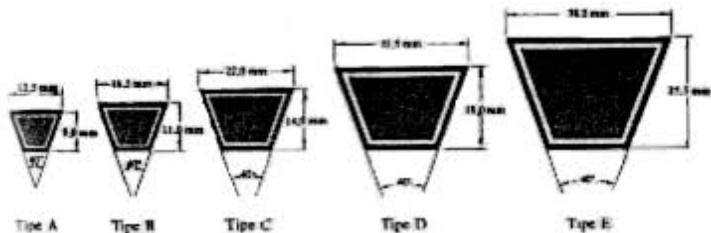


1. Tergal
2. Bagian penarik
3. Karet pembungkus
4. Bantal karet

Gambar 2.7 kontruksi sabuk V

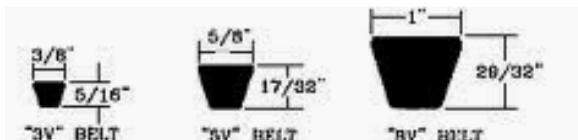
A. Jenis –jenis V-Belt ada tiga jenis yaitu:

a). Tipe standar; ditandai huruf A, B, C, D, & E



Gambar 2.8 V-Belt Konvensional Tugas Berat

b). Tipe sempit; ditandai simbol 3V, 5V, & 8V



Gambar 2.9 V-Belt Konvensional SI Tugas Berat

C). Tipe untuk beban ringan; ditandai dengan 3L, 4L, & 5L



Gambar 2.10 V- Belt Tugas Ringan

Kelebihan sabuk V dibandingkan dengan sabuk datar, yaitu:

1. Selip antara sabuk dan puli dapat diabaikan.
2. Memberikan umur mesin lebih lama
3. Sabuk V mudah dipasang dan dibongkar.
4. Operasi sabuk dengan puli tidak menimbulkan getaran.
5. Sabuk V juga dapat dioperasikan pada arah yang berlawanan
6. Sabuk V yang dibuat tanpa sambungan sehingga memperlancar putaran
7. Sabuk V mempunyai kemampuan untuk menahan guncangan saat mesin dinyalakan.

Sedangkan kelemahan sabuk V dibandingkan dengan sabuk datar, yaitu:

1. Sabuk V umurnya tidak setahan lama sabuk datar.
2. Konstruksi puli sabuk V lebih rumit daripada sabuk datar.
3. Tidak dapat digunakan untuk jarak poros yang panjang.

2.3.2 Pulley

Pulley dipergunakan untuk menumpu *belt* pada ujung Ujung *conveyor*, yang meliputi *pulley* penggerak, *pulley* Belakang, *pulley* penekan, dan *pulley* pengencang. Ada Berbagai macam tipe pulley, tetapi pada dasarnya konstruksi dari *pulley* tersebut hampir sama kecuali ukuranya yaitu terdiri dari silinder baja atau besi cor yang ditumpu pada poros

Bantalan. Untuk perencanaan desain sistem *belt conveyor* Dengan kondisi operasi tertentu sebaiknya dipilih tipe *pulley* yang tepat.



Gambar 2.11 *Pulley Conveyor*

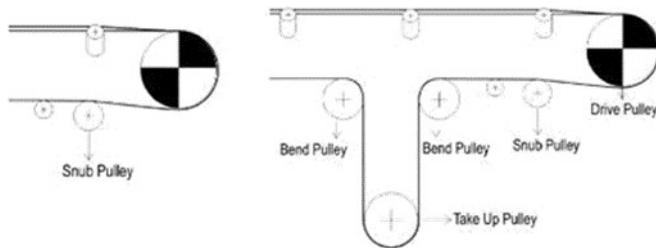


Gambar 2.12 *Pulley dengan Pelapis Karet*

Agar *belt* dapat berputar dengan baik dan menghindari Terjadinya slip, maka koefisien gesek antara *pulley* dan *belt* Harus cukup besar. Hal ini dapat dilakukan dengan melapisi *Drum pulley* dengan material karet (*Rubber Lagging Pulley*),

Cara lain adalah dengan memperbesar sudut lingkup *belt* pada *Pulley* penggerak sehingga bidang gesek menjadi lebih besar. Metode ini biasanya dilakukan dengan menggunakan *pulley* Majemuk atau *pulley* penekan (*snub pulley*). Usaha ini terutama dilakukan pada kondisi operasi yang berdebu atau pada kondisi Material yang diangkut berkarakter basah, dimana Kemungkinan terjadinya *slip* cukup besar.

Adapun cara pengaturan sistem *pulley* majemuk maupun *Pulley* penekan dapat dilihat pada gambar berikut:



Gambar 2.13 *Snub Pulley* dan *Pulley* Majemuk

Table 2.1 Spesifikasi Drum/Tube Pulley

NO.	DRUM/TUBE FOR PULLEY		
	OUTSIDE DIAMETER (OD)		LENGTH (MM)
	MM	INCH	
1	76	2½"	200 – 1000
2	89	3"	200 – 1000
3	114	4"	200 – 1000
4	140	5"	200 – 1000
5	165	6"	300 – 1000
6	216	8"	300 – 1000
7	267	10"	500 – 1000
8	318	12"	500 – 1000
9	355	14"	600 – 1000
10	405	16"	600 – 1000

2.3.3 Roller Idler

Berupa sebuah silinder atau rol yang dapat berputar pada porosnya yang berfungsi untuk menumpu (supported) belt dan beban. Roller Idler dipakai pada belt konveyor yang memindahkan material berbentuk unit (load). Pada umumnya bahan roller dapat dibuat dari pipa atau besi cor atau bahan yang lebih ringan (plastic). Terdapat dua macam bentuk susunan roller idler, yaitu flat roller idler dan throughed roller idler.

2.3.3.1 Throughed Roller Idler



Gambar 2.14 Through idler

Roller idler jenis ini disebut juga roller pembawa (earrying) roller yang berfungsi sebagai penyokong sabuk bersama material yang diangkut agar tidak tertumpa. Throughed roller idler ini memiliki sudut kemiringan yang dapat mencapai 40° terhadap sumbu horizontal, namun untuk mencegah terjadinya tekukan sabuk terlalu tajam, umumnya besarnya sudut ini adalah 20° - 30°.

2.3.3.2 Flat Roller Idler



Gambar 2.15 *Flat roller idler*

Roller jenis ini dipasang secara horizontal. Jenis ini digunakan untuk membawa muatan yang tidak dikhawatirkan tertumpah atau terjatuh dari konveyor. Biasanya roller jenis ini digunakan pada konveyor yang menangani muatan satuan (unit load). Pada konveyor yang menggunakan *thougthed roller idler*, roller ini dipakai sebagai roller pembalik (return roller) yang kegunaannya sebagai pendukung sabuk pada sisi balik dimana tidak terdapat lagi muatan.

Jarak untuk roller dengan berat muatan yang diangkut dan kekuatan sabuk. Jarak roller pembalik tidak membawa muatan di atasnya. Pada roller ini digunakan bantalan yang berfungsi untuk menumpu roller idler pada poros. Maka perlu diperhatikan system pelumasan yang akan digunakan pada bantalan agar operasi komponen tetap lancar. Oli merupakan pelumasan yang cukup baik untuk ini, tetapi oli dapat merusak sabuk yang terbuat dari karet, sehingga pelumasan yang kental (*viscos lubricant*) lebih disukai. Pada pembuatan ini diketahui roller idler yang digunakan adalah jenis flat roller idler.

Tabel 2.2 Jarak *Idler* Maksimum

Jarak Terhadap Lebar Belt, mm	Berat Curah Muatan, ton/m		
	$\gamma < 1$	$\gamma = 1 \text{ to } 2$	$\gamma > 1$
400	1500	1400	1300
500	1500	1400	1300
650	1400	1300	1200
800	1400	1300	1200
1000	1300	1200	1100
1200	1300	1200	1100
1400	1200	1100	1000
1600 to 2000	1100	1000	1000

(Zainuri, 2008)

2.3.4 Sistem Penggerak

Sumber penggerak yang dipergunakan sebagai Penggerak pada umumnya terdiri dari motor listrik induksi yang ditransmisikan ke *pulley* penggerak melalui suatu susunan roda Gigi reduksi. Poros motor listrik dihubungkan dengan sistem Transmisi roda gigi melalui kopling fleksibel. Selanjutnya daya dari sistem transmisi roda gigi reduksi diteruskan ke *pulley* Dengan menggunakan kopling tetap.

Sistem penggerak yang ideal untuk *belt conveyer* adalah *Drum motor*. Pada alat ini motor listrik dan sistem roda gigi Reduksi ditempatkan pada bagian dalam drum yang berfungsi Sebagai *pulley* penggerak. *Drum motor* biasanya memiliki Sistem transmisi roda gigi *planetary*. Keunggulan dari sistem Ini adalah ringan dan kompak. Akan tetapi desainya rumit dan Memerlukan pengerjaan yang teliti. Disamping itu pada kondisi Pengoprasian dingin atau panas terus menerus kinerja *drum Motor* menjadi kurang baik.



Gambar 2.16 Motor Listrik

2.3.5 Pengencang Belt (*Belt Tensioner*)

Untuk mencegah lendutan yang berlebihan dan menyesuaikan tegangan yang diperlukan, serta mereduksi Regangan yang terjadi dengan tujuan utama agar *belt* dapat Terus diputar oleh pulley, diperlukan alat bantu yang disebut *belt tensioner*.

Pengencangan *belt* dapat dilakukan dengan menarik *Pulley* menjauhi terminalnya dengan peralatan mekanis, seperti; Pegas, ulir atau dengan menggunakan pemberat yang dihubungkan dengan sejenis sling yang berputar pada katrol.



Gambar 2.17 Pengencang *Belt*

2.3.6 *Frame Conveyor*

Rangka penumpu/konstruksi berfungsi untuk tumpuan dari seluruh komponen sistem *conveyor* serta mengarahkan Aliran muatannya. Rangka ini terdiri dari batang profil tegak, Memanjang dan melintang yang disambung satu dengan lainnya Dengan menggunakan las atau baut.

Untuk menumpu komponen *roller idler* biasanya dipergunakan semacam tumpuan yang terbuat dari besi cor Dengan bentuk profil L atau U yang dipasangkan pada rangka Penumpu dengan menggunakan mur dan baut. Tinggi dari *Frame* pada umumnya 400 mm - 500 mm atau lebih dengan Jarak antara batang penumpu berkisar 2 sampai 3,5 meter atau disesuaikan dengan kebutuhan.



Gambar 2.18 *Frame Conveyor*

2.3.7 Pembersih Belt (*Belt Cleaner*)

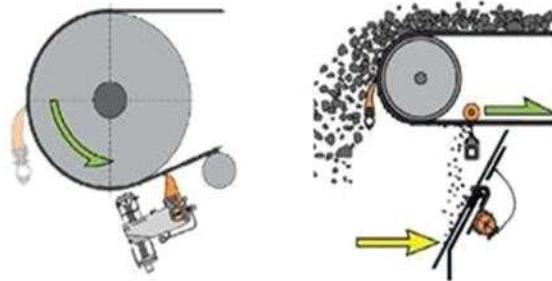
Untuk menjaga agar *belt* tetap bersih, terbebas dari sisa Muatan (*carry back material*) dan jatuhnya sisa material disepanjang *conveyor* yang jika terakumulasi material akan terbentuk tumpukan (*spillage material*) di sepanjang jalur *Conveyor*, maka unit pembersih *belt* mutlak diperlukan.

Ada berbagai macam tipe pembersih sabuk yang penggunaannya disesuaikan dengan kondisi operasi *belt Conveyor*. Umumnya pembersih sabuk yang terpasang pada Sistem *conveyor* meliputi *pre-cleaner* dan *secondary cleaner*. Pada umumnya *blade pada pre-cleaner* terbuat dari bahan jenis *Urathane* dan *secondary cleaner* dari jenis *Tungsten Carbide* dilengkapi dengan *spring tensioner* yang berfungsi sebagai *Adjuster*. Pada aplikasi normal dan instalasi yang benar pada Umumnya *Pre-cleaner* mampu membersihkan kotoran pada Permukaan *belt* hingga 85%, sisanya akan terscrap oleh

Secondary cleaner, sehingga pada operasi *conveyor* benar-Benar bersih.



Gambar 2.19 *Multiple Belt Cleaner System*



Gambar 2.20 Konfigurasi Pemasangan *Belt Cleaner*



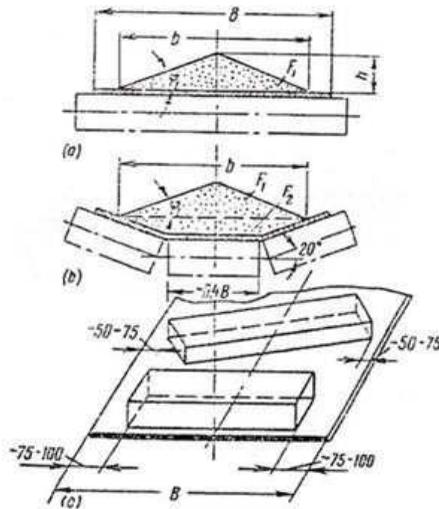
Gambar 2.21 Instalasi dan kinerja belt cleaner

2.4 Perencanaan *Belt* dan *Roller Idler*

Untuk menentukan dimensi *belt* dan kebutuhan daya Motor, data awal yang diperlukan adalah: karakteristik Muatan yang dipindahkan, kapasitas puncak per jam (ton/jam atau m^3 /jam), geometri *conveyor*, dan kondisi Operasi (kering atau berdebu, *indoor* atau *outdoor*, metode Pengisian dan pengeluaran)

2.4.1 Perencanaan *Belt*

2.4.1.1 Luas Potongan Melintang Muatan



Gambar 2.22 Luas Potongan Melintang Muatan *Conveyor*

Untuk *belt* yang disangga *flat idler* (gambar 2.9), segitiga dasar $b = 0,18 B$, dan sudut segitiga $\varphi_1 = 0,35\varphi$, dimana B adalah lebar belt dan φ adalah sudut balik statik muatan (*static angle of the load repose*).

Luas potongan melintang muatan curah pada *flat belt* (gambar 2.14) adalah:

$$A = \frac{bh}{2} C_1 = \frac{0,8B \cdot 0,4B \cdot C_{1,\tan \varphi}}{2} = \frac{16B^2 C_{1,\tan(0,35)\varphi}}{2}$$

Belt yang disangga *troughed idler* (gambar 2.9) luas potongan melintang muatan (A):

$$A=A_1 + A_2 = (0,16 B^2 C_1 \tan \varphi_1) + (0,0435 B^2) \quad (2-1)$$

Dimana :

A = luas potongan melintang (m²)

B = lebar Belt (mm)

b = segitiga dasar 0,18 B

H = ketinggian (m)

C₁ = Faktor koreksi

φ₁ = sudut segitiga (0,35) φ

Faktor koreksi C₁ adalah pada conveyor

β = 0°-15°, C₁ = 1; β = 10°-15°, C₁ = 0,95; β = 15°-20°, C₁ = 0,90; β ≥ 20°, C₁ = 0,85.

(Spivakovsky, 1969)

Tabel 2.3 Berat Curah, Sudut Balik, Faktor Gesek

Material	Bulk Weight γ , ton/m ³	Angle of Repose		Static Friction Factor, f _o		
		Φ _{dyn} (°)	φ (°)	On steel	On wood	On rubber
<i>Anthracite, fine, dry</i>	0,8-0,95	27	45	0,84	0,84	-
<i>Gypsum, smalllumped</i>	1,2-1,4	-	40	0,78	-	0,82

<i>Clay, dry, smalllumped</i>	1,0-1,5	40	50	0,75	-	-
<i>Gravel</i>	1,5-1,9	30	45	1	-	-
<i>Ground, dry</i>	1,2	30	45	1	-	-
<i>Foundry, sand, shakeout</i>	1,25-1,30	30	45	0,71	-	0,61
<i>Ash, dry</i>	0,4-0,6	40	50	0,84	1	-
<i>Limestone, smalllumped</i>	1,2-1,5	30	-	0,56	0,7	-
<i>Coke</i>	0,36-0,53	35	50	1	1	-
<i>Wheat flour</i>	0,45-0,66	49	55	0,65	-	0,85
<i>Oat</i>	0,40-0,50	28	35	0,58	0,78	0,5
<i>Sawdust</i>	0,16-0,32	-	39	0,8	-	0,65
<i>Sand, dry</i>	1,40-1,65	30	45	0,8	-	0,56
<i>Wheat</i>	0,65-0,83	25	35	0,58	0,58	0,5
<i>Iron ore</i>	2,1-2,4	30	50	1,2	-	-
<i>Peat, dry, lumped</i>	0,33-0,41	40	45	0,75	0,8	-
<i>Coal, run of mine</i>	0,65-0,78	35	50	1	1	0,7
<i>Cement, dry</i>	1-1,3	35	50	0,65	-	0,64
<i>Slag, anthracite</i>	0,60-0,90	35	45	1	-	0,66
<i>Crushed stone, dry</i>	1,8	35	45	0,65	-	0,6

(Spivakovsky, 1969)

Tabel 2.4 Rekomendasi Sudut Inklinasi *Belt Conveyor*

Bahan	β°	Bahan	β°
Briket batubara	12	Bubuk batu kapur	23
Kerikil, dicuci dan ukuran butiran sama	12	Tanah pasir, kering	18
Bahan cetak pasir keluar dari peleburan	24	Tanah lempung	27
Bahan peleburan logam siap diolah	26	Bijih besi bongkah besar	18
Hancuran batu, ukuran tidak sama	18	Leburan bijih besi	25
Kokas, ukuran sama	17	Batubara anthracite	17
Kokas, ukuran tidak sama	18	Batubara dari pertambangan	18
Serbuk gergaji (baru)	27	Terak, batubara hancuran	22
Semen	20		

2.4.1.2 Berat *Belt* Per Meter

Jenis sabuk yang umum digunakan adalah *textile* sabuk. Berat tiap meter *rubberized textile belt* (q_b), dengan lebar *belt* B meter, jumlah lapisan i lapis (*plies*) dengan tebal δ_i mm, tebal *cover* atas dan bawah adalah δ_1 mm dan δ_2 mm

ditentukan dari rumus: (Spivakovsky, 1969)

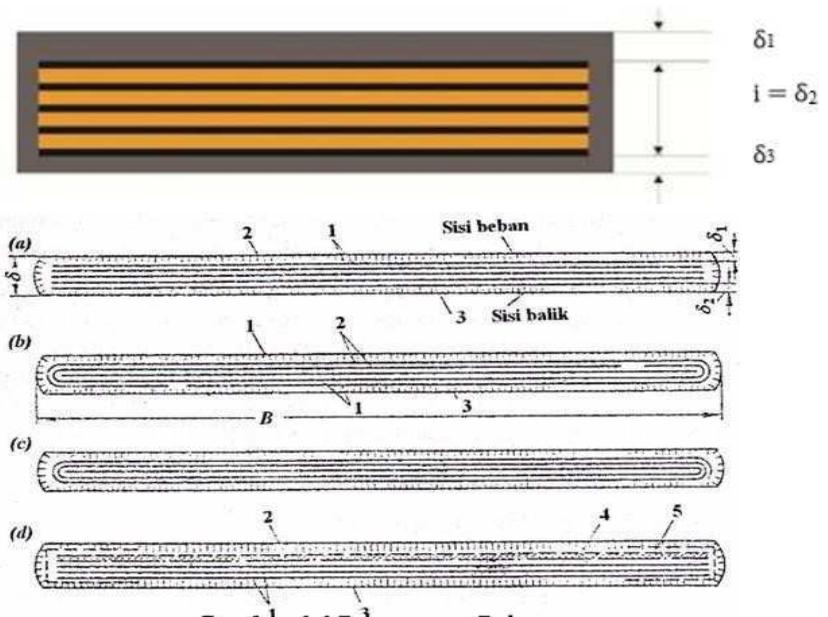
$$W_b = 1,1 B (\delta_i + \delta_1 + \delta_2) \text{ (kg/m)} \quad (2-3)$$

Dimana :

W_b = Berat tiap meter (kg/m)

- B = lebar *belt* (m)
- δ_i = tebal lapisan (mm)
- δ_1 = tebal *cover* atas (mm)
- δ_2 = tebal *cover* bawah (mm)

Tebal satu lapis δ tidak termasuk *rubber skin coat* adalah 1,25 mm untuk *ordinary cotton belt*; 1,9 mm untuk *high strength belt*; 2,0 mm untuk *cotton duck fabric*; dan 0,9 sampai 1,4 mm untuk *synthetic fabric*.



Gambar 2.23 Penampang *Belt*

Keterangan:

- a. *Ordinary cotton belt*
- b. *High strength belt*
- c. *Cotton duck*
- d. *Synthetic fabric*

Tabel 2.5 Lapisan Sabuk Tekstil Muatan Curah dan Satuan

<i>Load Characteristics</i>	<i>Material</i>	<i>Cover Thickness, mm</i>	
		<i>Loaded Side</i>	<i>Return Side</i>
<i>A. Bulk Loads</i>			
<i>Granular and powdered, non abrasive</i>	<i>Grain, coal dust</i>	1,5	1
<i>Fine-grained and small-lumped, abrasive medium and heavy weight (a' < 60 mm; $\gamma < 2 \text{ ton/m}^3$)</i>	<i>Sand, foundry sand, cement, crushed-stone, coke</i>	1,5-3,0	1
<i>Medium-lumped, slightly abrasive, medium and heavy weight (a' < 60 mm; $\gamma < 2 \text{ ton/m}^3$)</i>	<i>Coal, peat briquettes</i>	3	1
<i>Ditto, abrasive</i>	<i>Gravel, clinker, stone, ore, rock salt</i>	4,5	1,5

<i>Large-lumped, abrasive, heavy weight ($a \geq 60$ mm; $\gamma > 2$ ton/m³)</i>	<i>Manganese ore, brown iron ore</i>	6	1,5
B. Unit Loads			
<i>Light loads in paper and cloth</i>	<i>Parcels, packages, books</i>	1	1
<i>packing</i>	<i>books</i>		
<i>Load in soft containers</i>	<i>Bags, bales, packs</i>	1,5-3	1
<i>Loads in hard containers weighing up to 15 kg</i>	<i>Boxes, barrels, baskets</i>	1,5-3	1
<i>Ditto weighing over 15 kg</i>		1,5-4,5	1-1,5
<i>Untared loads</i>	<i>Machine parts, ceramics articles, building cements</i>	1,5-6	1-1,5

(Spivakovsky, 1969)

Tabel 2.6 Rekomendasi Lapisan *Belt*

Lebar <i>Belt</i> (B)	Jumlah Lapisan (i)
300	3-4
400	3-5
500	3-6
650	3-7
800	4-8
1000	5-10
1200	6-12
1400	7-12
1600	8-12
1800	8-12
2000	9-14

(Zainuri, 2006)

2.4.2 Kapasitas *Conveyor*

Kapasitas pesawat angkut (*conveyor*) tergantung pada berat muatan tiap meter panjang mesin dan kecepatan pemindahan. Jika kapasitas pesawat angkut adalah sebesar qv kg/s, maka kapasitas per jamnya menjadi:

$$W = \frac{3600}{1000} A.v.\gamma$$

Dimana :

- w = Kapasitas conveyor (kg/m)
- A = Luas Penampang (m²)
- v = Kecepatan (m/s)
- γ = berat jenis muatan (kg/m³)

Jika muatan berbentuk curah (*bulk load*), yaitu muatan yang terdiri dari banyak partikel atau gumpalan

yang homogen, dengan berat jenis muatan curah γ ton/m³ dan dipindahkan (*conveyed*) dalam aliran kontinu luas penampang A m², maka:

$$W = 1000 A \cdot \gamma \quad (\text{kg/m}) \quad (2-2)$$

Apabila bahan dihantarkan melalui pipa yang memiliki luas penampang A_o m², *loading efficiency* Ψ , dan $A = A_o \cdot \Psi$, maka:

$$W = 1000 A_o \cdot \gamma \cdot \Psi \quad (\text{kg/m})$$

Dimana :

Ψ = loading efficiency

A_o = luas penampang awal (m²)

Jika material yang dipindahkan ditaruh di dalam kotak (*container*) terpisah yang memiliki volume i_o liter, diisi sampai kapasitas i liter (dimana $i = i_o \Psi$) dan jarak tiap kontainer a meter, maka: $q = (i/a) \gamma = (i_o/a) \gamma \Psi$ (kg/m)

Jika material berbentuk satuan (*unit load*), yaitu muatan yang terdiri dari satuan atau bisa jadi muatan curah yang terbungkus, mempunyai berat W kg dihantarkan z unit dan jarak antar unit atau *lot* adalah meter (Zainuri, 2008)

2.4.2.1 Perhitungan Kecepatan Conveyor

Untuk mencapai produksi 35 ton per jam, maka dilakukan perhitungan untuk mengetahui kecepatan yang dibutuhkan, menggunakan rumus :

$$v = \frac{1000 \cdot Q}{3600 \cdot A \cdot \gamma} \quad \text{m/s}$$

2.4.3 Perhitungan *Roller Idler*

Berat *idler rotating parts* tergantung desain, ukuran dan merupakan fungsi lebar *belt* B. Umumnya, untuk lebar

belt B meter, secara kasar berat *idler rotating parts*:
(Spivakovsky, 1969)

Untuk *troughed idler*:

$$G'p = 10 B + 7 \text{ (kg)} \quad (2-4)$$

Untuk *flat idler*:

$$G''p = 10 B + 3 \text{ (kg)} \quad (2-5)$$

Sehingga berat *idler rotating parts* per meter adalah:

Untuk idler atas

$$q'p = \frac{G'p}{i_1} \text{ kg/m} \quad (2-6)$$

Untuk idler bawah

$$q''p = \frac{G''p}{i_2} \text{ kg/m} \quad (2-7)$$

2.4.4 Tahanan Gaya Gerak *Belt*

Jika *belt* bergerak pada lintasan lurus (*rectilinear section*) terhadap *idlers* maka akan menyebabkan *losses* karena gesekan *belt* dengan *idlers*, gesekan di dalam *bearing* (*roller* atau *ball bearing*), dan bending pada *roller*.
(Spivakovsky, 1969)

Gaya tahanan pada bagian yang tidak dibebani muatan (gerak balik):

$$\begin{aligned} W_{1-2} &= (q_b + q''_p) L_{\text{hor}} w' \pm q_b H \\ &= (q_b + q''_p) L w' \cos \beta \pm q_b L \sin \beta \end{aligned} \quad (2-8)$$

Gaya tahanan pada bagian yang dibebani muatan:

$$\begin{aligned} W_{3-4} &= (q + q_b + q'_p) L_{\text{hor}} w' \pm (q + q_b) H \\ &= (q + q_b + q'_p) L w' \cos \beta \pm (q + q_b) L \sin \beta \end{aligned} \quad (2-9)$$

Dimana:

- q = berat beban (kg/m)
 q_b = berat belt (kg/m)
 $q' p_a$ = beban bagian yang berputar (kg/m)
 $q'' p_b$ = beban bagian idler strands (kg/m)
 β = sudut inklanasi conveyor terhadap bidang horizontal
 L = panjang bagian lurus (m)
 L_{hor} = panjang proyeksi mendatar bagian garis lurus (m)
 H = beda elevasi bagian awal dan akhir (m)
 w' = koefisien tahanan belt terhadap roller bearing
 W_{1-2} = gaya berat tahanan pada bagian yang tidak dibebani muatan (gerak balik) (N)
 W_{3-4} = gaya berat tahanan pada bagian yang dibebani muatan (N)

Tabel 2.7 Koefisien Tahanan Belt Terhadap Bantalan Roll

KarakteristikKondisi Operasional	Faktor w' Untuk Idler	
	<i>Flat Idler</i>	<i>Troughed Idler</i>
Operasional di tempat yang bersih, kering, tidak ada debu bersifat abrasif	0,018	0,020
Operasional di tempat panas, terdapat sejumlah debu yang bersifat abrasif, kelembaban udara normal	0,022	0,025
Operasional diluar ruangan, banyak debu abrasif, kelembaban udara tinggi atau sebab lain yangmempengaruhi unjuk kerja bantalan	0,035	0,040

2.5 Gaya Tarik Efektif Pada Belt dan Daya Motor

2.5.1 Gaya Tarikan efektif

Bagian penarik (pulling member) dibagi menjadi bagian yang lurus dan bagian kurvalinear. Titik sambungbagian ini diberi nomor dan tegangan dari pulling member pada pengencangan (tight) dan pembelok (slack stands) ditentukan dari titik ke titik tersebut. Jumlah tegangan diperoleh dengan menjumlahkan tegangan pada titik ke titik tersebut.

$$f_i = f_{i-1} + W_{(i-1) \text{ to } i}$$

dengan f_i adalah tarikan pada titik i dan f_{i-1} adalah tarikan pada titik $i-1$, $W_{(i-1) \text{ to } i}$ adalah tahanan pada bagian di antara titik-titik ini.

Jika S_{sl} adalah tarikan sisi pembalik dan S_t adalah tarikan pada sisi pengencang maka tegangan atau tarikan efektif menjadi:

$$W_0 = f_t - f_{sl}$$

Jika tahanan poros penggerak adalah $W_{dr} = 0,03 (f_4 + f_3)$ maka:

$$W_0 = f_4 - f_1 - W_{dr}$$

Daya motor yang diperlukan oleh mesin pemindah adalah:

(Zainuri, 2006)

Dimana:

W_0 : tarikan efektif (kg)

f_i : gaya Tarik pada titik i (kgf)

f_t : gaya tarik pada sisi *belt* yang kencang (S_4)

f_{sl} : gaya Tarik pada sisi *belt* pembalik (S_1)

Tabel 2.8 Koefisien gesek antara belt dan pulley.

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

2.5.2 Daya Motor

Pesawat conveyor yang mempunyai arah pemindahan vertikal dengan kapasitas Q (ton/jam) dan jarak pemindahan H (m), maka daya motor yang dibutuhkan untuk pengangkatan adalah:

(Zainuri, 2008)

$$N_{\text{eff}} = \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{3600 \cdot 75} = \frac{Q \cdot H}{270} \text{ hp}$$

atau

$$N_{\text{eff}} = \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{3600 \cdot 102} = \frac{Q \cdot H}{367} \text{ kw}$$

Jika efisiensi mesin pemindah adalah η , daya motor yang diperlukan adalah:

$$N = \frac{N_{\text{eff}}}{\eta}$$

Jika pesawat angkut berfungsi untuk memindahkan muatan secara horizontal, Panjang total lintasan L (m), berat muatan adalah q (kg/m), factor gesek w , maka tahanan gesek menjadi:

$$W_{\text{fric}} = q L w \text{ (kg)}$$

Daya yang diperlukan untuk mengatasi tahanan gesek adalah:

$$N_{\text{fric}} = \frac{W_{\text{fric}} \cdot v}{75} = \frac{q \cdot L \cdot w \cdot v}{75} = \frac{Q \cdot L \cdot w}{75(3,6)} = \frac{Q \cdot L \cdot w}{270} \text{ hp}$$

atau

$$N_{\text{fric}} = \frac{W_{\text{fric}} \cdot v}{102} = \frac{q \cdot L \cdot w \cdot v}{102} = \frac{Q \cdot L \cdot w}{102(3,6)} = \frac{Q \cdot L \cdot w}{367} \text{ kw}$$

Jadi, apabila pemindahannya mempunyai komponen horizontal dan vertikal, maka daya total yang dibutuhkan adalah:

$$N = N_{\text{eff}} + N_{\text{fric}}$$

Jika daya ditentukan tidak hanya dari poross mesin tetapi juga dariporos penggerak utama pesawat angkut, daya totalnya menjadi:

$$N_o = N_{\text{eff}} + N_{o \text{ fric}}$$

dengan factor gesek w_o meliputi gaya gesek dari semua bagian pesawatangkut, kecuali roda gigi transmisi.

Nilai N dan N_o berhubungan karena:

$$N = \frac{N_o}{\eta g}$$

dengan η_g adalah efisiensi roda gigi transmisi

$$\begin{aligned} N &= \frac{W_{o \cdot v}}{75 \eta_g} \text{ hp} \\ &= \frac{W_{o \cdot v}}{102 \eta_g} \text{ kw} \end{aligned} \quad (2-11)$$

Dimana:

W_o : Gaya tangensial pada drive pulley (kg)

V : kecepatan pulling member (m/s)

η_g : efisiensi roda gigi, termasuk *losses*

2.6 Perhitungan pada *Belt*

Belt terpasang pada dua buah *pulley* atau lebih, *pulley* pertama sebagai *pulley* penggerak dan *pulley* kedua sebagai *pulley* yang digunakan. *Belt* mempunyai sifat fleksibel sehingga memungkinkan penempatan poros *pulley* penggerak dengan poros *pulley* yang digerakkan dalam beberapa posisi seperti *open-belt drive*, *twist-belt drive*, *quarter-twist belt drive*, dan juga memungkinkan sekaligus memutar beberapa *pulley* dengan hanya menggunakan satu *pulley* penggerak (*belt drives many pulley*).

Bila dilihat dari bentuk penampangnya, secara umum *belt* dibedakan menjadi dua macam yaitu *flat belt* dan *v-belt*, namun ada juga jenis *belt* yang berpenampang lingkaran misalnya *starrope* dan *superstarrope*, juga ada yang permukaannya bergigi atau gilir misalnya *timing belt*.

2.6.1 Sudut Kontak

Sudut kontak merupakan seberapa besarnya sudut pada *pulley* yang bersentuhan langsung dengan *belt*. Adapun persamaan untuk menghitung sudut kontak antara *belt* dengan *pulley* adalah sebagai berikut:

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{L} 60^\circ \quad (2-12)$$

Dimana:

D_1 = diameter pulley kecil (mm)

D_2 = diameter pulley besar (mm)

L = jarak antara sumbu poros pada *pulley* (m)

2.6.2 Panjang *Belt*

Panjang belt dapat dihitung dengan diketahui jarak antara kedua sumbu poros pada *pulley* dan diameter *pulley* menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$L_b = 2L + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{D_2 - D_1}{4L} \quad (2-13)$$

Dimana:

α	: sudut kontak <i>belt</i> dengan <i>pulley</i>	
L_b	: panjang <i>belt</i>	(m)
D_1	: diameter pulley penggerak	(mm)
D_2	: diameter pulley digerakkan	(mm)
L	: jarak kedua sumbu poros	(m)

Dalam perdagangan terdapat bermacam-macam ukuran *belt*, namun untuk mendapatkan ukuran *belt* yang panjangnya sama persis dengan hasil perhitungan umumnya sulit. Bila panjang *belt* sudah diketahui, maka jarak kedua sumbu poros dapat dinyatakan dengan persamaan di bawah ini:

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_2 - D_1)2}}{8} \quad (2-14)$$

Dimana:

C	= jarak kedua sumbu poros
b	= $2L_b - \pi (d_2 - d_1)$

2.6.3 Tegangan pada *Flat Belt*

Tegangan yang timbul pada *belt* ketika *belt* sedang bekerja terdiri dari empat, yaitu:

(Dobrovolsky, 1985)

1. Tegangan tarik akibat tarikan awal (σ_0)

Karena adanya gaya awal, maka timbul tegangan awal.

$$\sigma_o = \frac{F_o}{A}$$

Dimana;

A = luas penampang *belt*

= B.δ (B = lebar belt dan δ = tebal belt) (m/s²)

F_o = gaya awal (kg.m/s²)

2. Tegangan akibat adanya daya yang ditransmisikan (σ_d) Karena adanya daya yang ditransmisikan oleh *belt*, maka timbul tegangan untuk mentransmisikan daya.

$$\sigma_d = \frac{F_e}{A} = 2\sigma_o\varphi_o$$

Dimana:

φ_o = *critical point*

Untuk *flat belt*: 0,5-0,6

Untuk *v-belt*: 0,7-0,9

3. Tegangan akibat gaya sentrifugal (σ_v)

$$\sigma_v = \frac{F_g}{A} = \frac{q}{A} \cdot \frac{v^2}{g} = \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} \quad (2-15)$$

Dimana:

v = kecepatan *belt* (m/s)

g = gravitasi (9,81 m/s²)

4. Tegangan bending pada bagian-bagian *belt* yang melingkar pada *pulley* (σ_b)

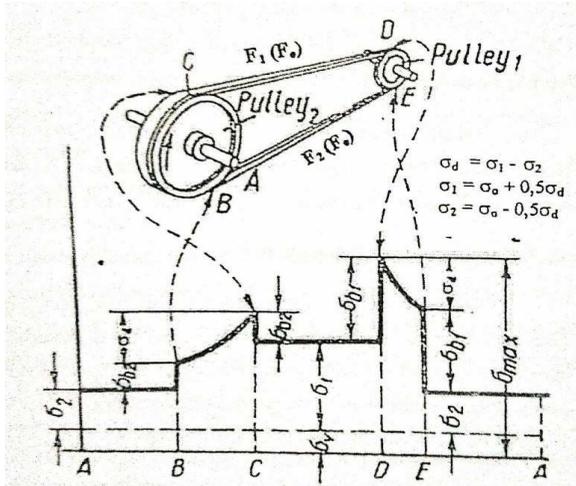
$$\sigma_b = E_b \cdot \frac{\delta}{D} \quad (2-16)$$

Dimana:

δ = tebal *belt* (mm)

D = diameter *pulley* kecil (mm)

E_b = modulus elastisitas bahan *belt*



Gambar 2.24 Diagram Tegangan Belt

Tegangan maksimum (σ_{max}) terjadi pada saat *belt* mulai menyentuh *pulley* atau di titik awal *belt* memasuki *pulley* penggerak. Besarnya tegangan maksimum merupakan penjumlahan dari keempat tegangan-tegangan tersebut. Persamaan untuk menghitung tegangan maksimum yang terjadi sebagai berikut:

$$\sigma_{max} = \sigma_o + \frac{\sigma_d}{2} + \sigma_v + \sigma_b$$

(2-17)

Atau

$$\sigma_{max} = \frac{F_o}{A} + \frac{F_e}{A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{\delta}{D}$$

Dimana :

- σ_o = Gaya awal, besarnya $\leq 12 \text{ kg/cm}^2$
- F_e = Gaya keliling (kgf)
- A = Luas penampang belt (cm^2)
- E_b = Modulus elastisitas belt (kg/cm^2)
- D = Diameter minimum pulley (mm)
- γ = Berat jenis belt (kg/cm^2)
- g = Gravitasi (m/s^2)

2.6.4 Umur *Belt*

Dalam operasi yang normal pemeriksaan terhadap *belt* ditujukan pada pemeriksaan keausan pada serat-serat *beltnya*, yang timbul akibat adanya beban yang bervariasi, panas, atau akibat kerugian daya (*belt losses*). Sebenarnya banyak faktor yang mempengaruhi umur *belt*, namun yang terpenting adalah tegangan berulang (*cycles stress*) dan timbulnya panas.

Perubahan tegangan yang terbesar terjadi pada saat *belt* mulai memasuki *pulley* penggerak. Dalam hal ini dapat dikatakan bahwa bila *belt* bekerja dalam satu putaran akan terjadi perubahan beberapa kali, setiap kali terjadi perubahan tegangan, inilah yang dapat mempengaruhi umur *belt*. Oleh karena itu sebagai dasar perhitungannya, dipakai basis “*endurance limit*” (*fatigue limit*) atau tegangan kelelahan.

Berdasarkan pengaruh tegangan, umur *belt* dapat dihitung dengan rumus umum berikut:

(Dobrovolsky, 1985)

$$H = \frac{N_{base}}{3600.u.X} \left(\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right)^m \quad (2-18)$$

Dimana:

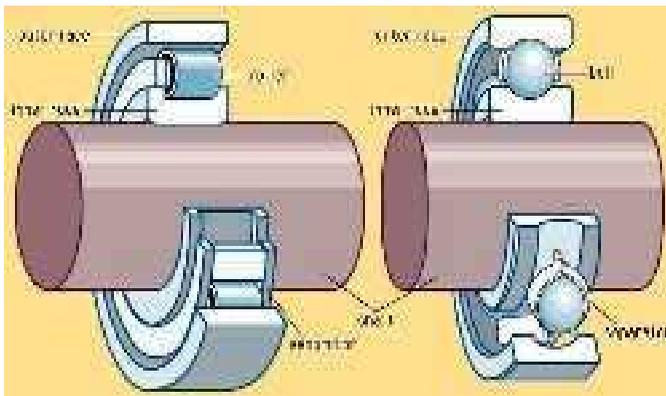
H = Umur belt

N_{base} = Basis dari fatigue test, yaitu 10^7 cycle

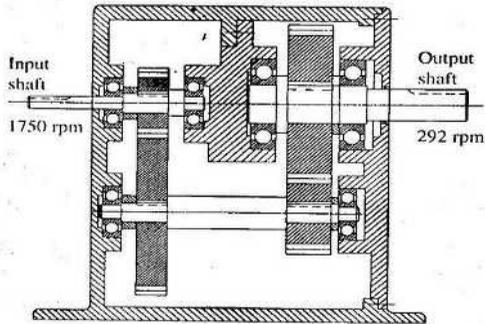
- σ_{max} = Tegangan maksimum yang timbul,
 u = Jumlah putaran per detik, atau sama dengan v/L
 v = Kecepatan, m/s dan L = panjang belt, (m)
 X = Jumlah pulley yang berputar
 σ_{fat} = fatigue limit
 Nilai σ_{fat} dan m ditentukan berdasarkan bahan dan tipe belt:
1. Untuk *flat belt* nilai $m = 5$ dan untuk *v-belt* nilai $m = 8$ (bahan terbuat dari karet dan *cotton*).
 2. $N_{base} = 10^7$ cycle, maka harga σ_{fat} adalah:
 3. Untuk *flat belt*: $\sigma_{fat} = 60 \text{ kg/cm}^2$ (bahan karet)
 Untuk *flat belt*: $\sigma_{fat} = 30 \text{ kg/cm}^2$ (bahan *cotton*)
 Untuk *v-belt*: $\sigma_{fat} = 90 \text{ kg/cm}^2$

2.7 Bantalan (Bearing)

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban sehingga putaran atau gerakan bolak baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan umur pakai panjang. Agar elemen mesin dapat bekerja dengan baik maka bantalan harus dipasang cukup kokoh.



Gambar 2.25 Kontruksi Poros Dengan Bearing



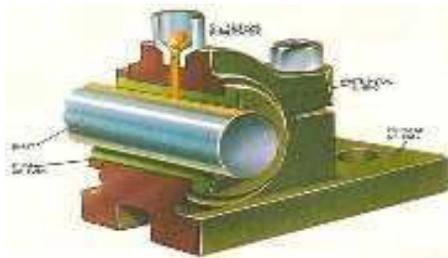
Gambar 2.26 Bearing Sebagai Penyangga Poros

2.7.1 Klasifikasi Bantalan

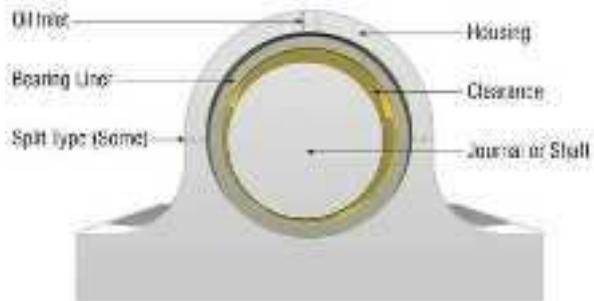
Bearing secara garis besarnya dapat dikelompokkan menjadi dua, yaitu : Journal Bearing dan Rolling Bearing.

1. Journal Bearing (Bantalan Luncur)

Pada bearing ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bearing, karena permukaan poros yang berputar bersentuhan langsung dengan bearing yang diam dan dapat menahan beban tegak lurus dengan poros. Karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantaraan lapisan pelumas



Gambar 2.27 Journal Bearing (Bearing house)



Gambar 2.28 Journal Bearing Dan Ketebalan Minyak Pelumas

2. Rolling Bearing (Bantalan Gelinding)

Pada bearing ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan bagian yang diam pada bearing, bagian yang berputar tersebut adalah : bola, silindris dan jarum, antara poros dan bearing tidak terjadi gesekan.



Gambar 2.29 Ball Bearing Dan Roller Bearing



Gambar 2.30 Rolling Bearing (Needle)

2.7.2. Gesekan Dan Prediksi Umur Rolling Bearing

2.7.2.1 Gesekan pada Rolling Bearing

Walaupun Rolling Bearing disebut bearing anti gesekan (anti friction bearing), tetapi karena adanya beban dan putaran, akan timbul gesekan diantara komponen bearing, yaitu : ring luar, bola atau rol, dan ring dalamnya. Koefisien gesek (f) dapat dilihat pada Tabel 2.3. yang didasarkan atas tipe bearingnya, serta kondisinya, dan koefisien gesek ini dihasilkan dari penelitian bertahun-tahun.

Tabel 2.9 Harga rata-rata koefisien gesek pada bearing

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

(Sumber : Deutschman, 1975 : 482)

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

$$f_{HP} = \frac{T_f \cdot n}{63.025} = \frac{f \cdot F_r \cdot d \cdot n}{126.050} \quad (2-19)$$

Dimana:

F_{HP} = Daya yang hilang karena gesekan, HP

T_f = Torsi akibat gesekan, lbf.in

F_r = Gaya radial pada bearing, lbf

f = Koefisien gesek (Tabel 2.8)

(Sumber : Deutschman, 1975 : 482)

2.7.2.2 Prediksi Umur Bearing

Dengan asumsi putaran konstan, maka prediksi umur bearing (dinyatakan dalam jam) dapat ditulis dengan persamaan

$$L_{10h} = \left[\frac{C}{P} \right]^b \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (2-20)$$

Dimana :

L_{10h} = Umur bearing, jam-kerja

C = Beban dinamis (dapat dilihat dari table), lbf

N = putaran poros, rpm

P = Beban Ekuivalen (equivalent load)

B = Konstanta yang tergantung tipe beban.

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

2.7.3. Beban Radial

Beban radial dapat dihitung dengan menimbang berat dan dikalikan dengan gravitasi, dan dibagi jumlah bantalan yang mendukung beban tersebut.

$$F_r = \frac{m \cdot g}{z} \quad (2-21)$$

Di mana,

- Fr : beban radial, kN
m : massa, kg
g : gravitasi, m/s²
z : jumlah bantalan

Hitung diameter rata-rata bantalan dengan persamaan berikut.

$$d_m = \frac{1}{2}(d + D) \quad (2-22)$$

Di mana,

- d_m : rata-rata diameter bantalan, mm
d : diameter dalam bantalan, mm
D : diameter luar bantalan, mm

Menghitung beban radial minimal (F_{rm}) dengan persamaan sebagai berikut.

$$F_{rm} = k_r \left(6 + \frac{4 \cdot n}{n_r} \right) \left(\frac{d_m}{100} \right)^2 \quad (2-23)$$

Dimana,

- k_r : minimum *load factor* (lampiran xix)
n : putaran mesin, rpm
n_r : referensi kecepatan, rpm (lampiran xviii)

Sehingga F_{r actual} adalah hasil dari perkalian F_{rm} dan Fr.

$$F_{r \text{ actual}} = F_{rm} \cdot Fr \quad (2-24)$$

2.7.4. Beban ekivalen Pada Bearing

Beban ekivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada bearing dengan ring dalam yang berputar atau ring dalam yang berputar, yang akan memberikan umur yang sama, seperti bila bearing bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama.

Sesuai dengan definisi dari AFBMA (Anti Friction Bearing Manufacturers Association) yang dimaksud dengan beban ekuivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada bearing dengan ring dalam yang berputar, yang akan memberi umur yang sama, seperti bila bearing bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama. Dalam kenyataannya bearing biasanya menerima beban kombinasi antara beban radial dan beban aksial, serta pada suatu kondisi ring dalam yang tetap sedangkan ring luarnya yang berputar. Sehingga persamaan beban ekuivalen (P) setelah adanya koreksi tersebut, menjadi:

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (2-25)$$

Dimana:

P = Beban ekuivalen, lbf

F_r = Beban radial, lbf

F_a = Beban aksial, lbf

V = Faktor putaran (konstan) bernilai := 1,0 untuk ring dalam berputar = 1,2 untuk ring luar yang berputar

X = Konstanta radial (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)

Y = konstanta aksial (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)

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

1. Cari terlebih dahulu harga : $i \cdot F_a / C_o$ i = jumlah deret bearing
2. Kemudian dari harga ini, ditarik garis ke kanan sampai pada kolom e, sehingga didapat harga e.
3. Cari harga: $F_a / (V \cdot F_r)$, dan bandingkan dengan harga e, akan diperoleh kemungkinan: $F_a / (V \cdot F_r) < e$ atau

- $F_a/(V.F_r) = e$ atau $F_a/(V.F_r) > e$
4. Dari perbandingan harga tersebut, maka akan didapatkan harga X dan Y dari kolom:
 5. $F_a/(V.F_r) \leq e$ atau $F_a/(V.F_r) > e$. Khusus untuk deret satu (single row bearing), bila harga $F_a/(V.F_r) \leq e$, maka $X = 1$ dan $Y = 0$.
 6. Dapat dibantu dengan Interpolasi atau Extrapolasi.

Dimana : F_s = Konstanta kondisi beban,dapat dilihat pada Tabel 2.9

Tabel 2.9 Faktor beban bearing F_s

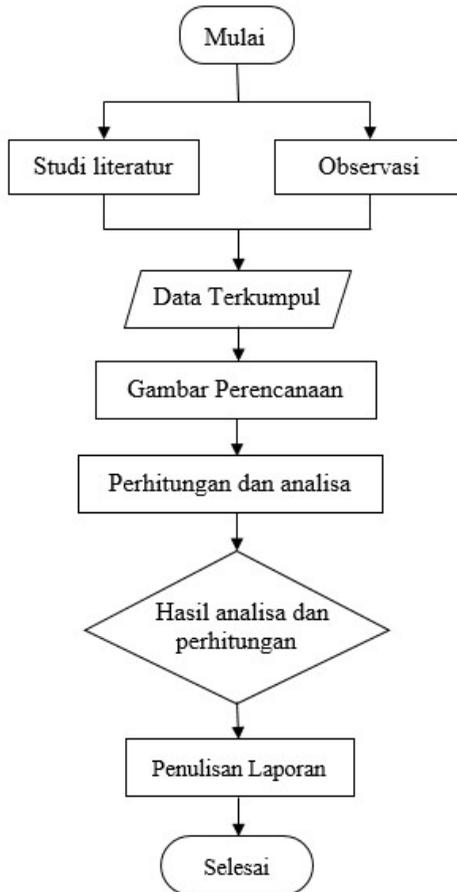
No.	Type of service	Multiply calculated load by following factors	
		Ball Bearing	Roller Bearing
1	Uniform and steady load	1,0	1,0
2	Light shock load	1,5	1,0
3	Moderate shock load	2,0	1,3
4	Heavy shock load	2,5	1,7
5	Extreme and indefinite shock load	3,0	2,0

Hasil perhitungan beban equivalen diatas tidak memperhitungkan adanya beban kejut dan impact, maka agar lebih aman dan mampu menghindari kerusakan bantalan lebih awal,beban equivalen harus dikalikan dengan konstanta kondisi beban (F_s)

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

Alur dari pengerjaan tugas akhir ini dapat dilihat pada gambar diagram alir di bawah ini:



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

Penjelasan diagram alir penelitian:

1. Studi literatur

Pada studi literatur meliputi kegiatan mencari dan mempelajari bahan pustaka yang berkaitan dengan *belt conveyor* dan komponennya. Studi literatur ini diperoleh dari berbagai sumber antara lain buku / *text book*, diktat yang mengacu pada referensi, publikasi-publikasi ilmiah, tugas akhir dan penelitian yang berkaitan dan media internet.

2. Observasi

Observasi atau pengamatan lapangan dilakukan untuk mengetahui kondisi sebenarnya yang terjadi di lapangan. Pada observasi ini juga dilakukan pengambilan data seperti lebar *belt*, tebal *belt*, jarak antar *roller*, panjang lintasan, diameter luar *roller*, dan jarak sumbu antar poros yang nantinya berguna untuk perencanaan *belt conveyor* pengangkut ampas tebu di PG Tjoekir.

3. Perencanaan *Belt Conveyor*

Perencanaan dilakukan guna menentukan komponen apa saja yang harus diperlukan untuk perencanaan .Dilakukan pula perencanaan desain yang diinginkan sesuai dengan data yang telah didapat.

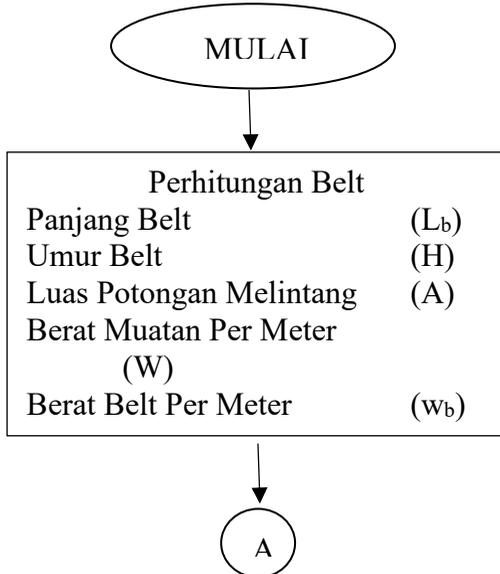
4. Perhitungan

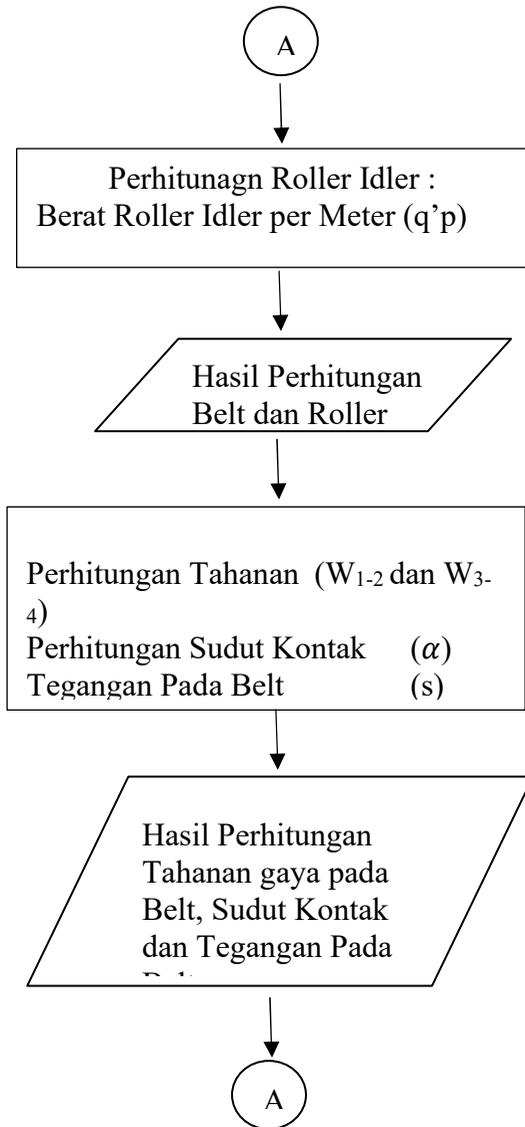
Pada tahap ini dilakukan perhitungan dan perhitungan daya motor yang dibutuhkan untuk perencanaan *belt conveyor* pengangkut abu ampas tebu di PG Tjoekir.

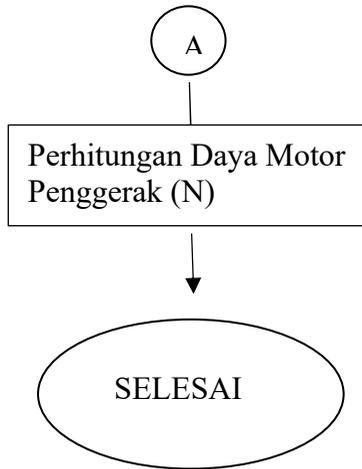
5. Penyusunan Laporan
Pada tahap ini dilakukan penulisan laporan yang berisi pendahuluan, dasar teori, analisa dan perhitungan, dan kemudian dapat ditarik kesimpulan yang didapat dari hasil penelitian yang telah dilakukan. Pada laporan juga ditambahkan biodata penulis dan data-data pelengkap lainnya pada lampiran.

3.2 Diagram Alir Perhitungan Daya Motor

Alur dari perhitungan perencanaan daya motor yang dibutuhkan untuk *belt conveyor* pengangkut abu ampas tebu adalah sebagai berikut:







Gambar 3.2 Diagram Alir Perhitungan Daya Motor

Penjelasan diagram alir perhitungan daya motor:

1. Perhitungan *belt*
 Perencanaan pada *belt* meliputi perhitungan panjang *belt* menggunakan persamaan (2-13). Kemudian dihitung juga umur *belt* dengan persamaan (2-18). Luas potongan melintang muatan yang dihitung menggunakan persamaan (2-1). Kemudian setelah mendapatkan hasil luas potongan melintang muatan dapat dihitung berat muatan per meter dengan menggunakan persamaan (2-2) dan berat *belt* per meter dengan persamaan (2-3).
2. Perhitungan *roller idler*
 Dilakukan perencanaan pada *roller idler* dengan melakukan perhitungan pada berat *roller* menggunakan persamaan (2-4) dan (2-5). Kemudian perhitungan berat

idler rotating part per meter dapat dihitung menggunakan persamaan (2-6) dan (2-7).

3. Perhitungan tahanan, Sudut Kontak dan tegangan pada *belt*

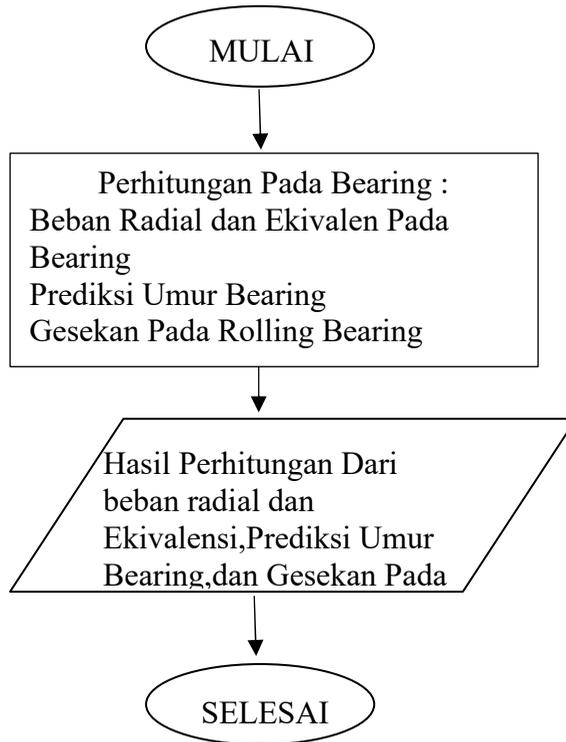
Setelah melakukan perhitungan pada *belt* dan *roller idler* maka dapat dicari tahanan Gaya pada *belt* menggunakan persamaan (2-8) dan (2-9). Kemudian dapat dihitung Sudut Kontak nya menggunakan persamaan (2-12) Tegangan pada titik-titik yang telah ditentukan menggunakan hasil dari perhitungan tahanan pada *belt*

4. Perhitungan daya motor penggerak

Setelah didapatkan hasil tahanan dan tegangan pada *belt*, selanjutnya dihitung konstanta W_{dr} untuk mendapatkan W_o . Setelah itu, menghitung daya motor yang dibutuhkan oleh *conveyor* menggunakan persamaan (2-11).

3.3

Diagram Alir Perhitungan Bearing



Gambar 3.3 Diagram Alir Perhitungan Bantalan

Penjelasan diagram alir perhitungan Bearing:

1. Perhitungan *bearing*

Perhitungan pada *bearing* meliputi perhitungan beban radial dan beban ekivalensi pada persamaan (2-21) dan (2-5)

Gesekan Pada Rolling Bearing menggunakan persamaan (2-19). Kemudian dihitung juga Prediksi Umur Bearing dengan persamaan (2-20)

3.4 Prinsip Kerja *Belt Conveyor* Pengangkut Ampas Tebu

Ampas tebu berasal dari tebu yang sudah di cacah halus di bawa ke elevator dan menuju ke tempat penggilingan. Ampas tebu yang telah menjadi halus tersebut kemudian dipindahkan ke gudang ampas. Dari gudang ampas akan dilanjutkan pada proses pembakaran yang menggunakan belt conveyor. Belt conveyor digerakkan dengan motor penggerak. Sehingga Belt conveyor mulai berjalan membawa ampas tebu.



Gambar 3.4 *Belt Conveyor* Pengangkut Abu Ampas Tebu

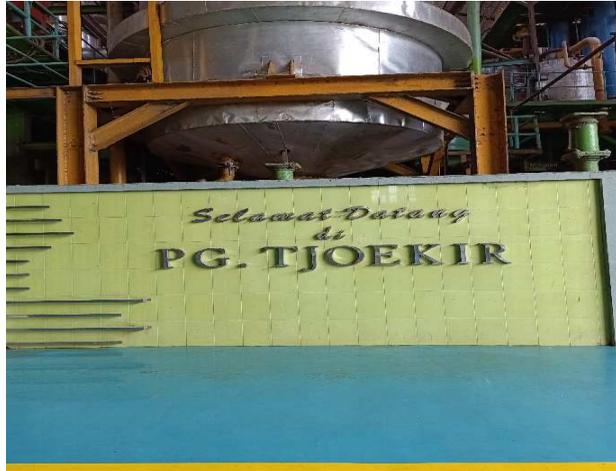
3.5 Tempat dan Waktu Observasi

Observasi lapangan dilakukan untuk pengumpulan data.

Observasi dilakukan pada:

Tempat : Pabrik Gula Tjoekir, Jombang

Waktu : 30 September- 12 Agustus 2019



Gambar 3.5 PG Tjoekir Jombang

3.6 Komponen pada Belt conveyor

1. Belt

Digunakan untuk membawa dan mendistribusikan ampas tebu dari tempat gilingan ke gudang ampas



Gambar 3.6 belt Conveyor

2. Pulley

Pulley dipergunakan untuk menumpu belt pada ujung - ujung conveyor



Gambar 3.7 Pulley

3. Roller idler

berfungsi untuk menumpu belt dan beban



Gambar 3.8 Roller idler

4. Motor listrik

Dipergunakan sebagai penggerak yang ditransmisikan ke pulley agar berputar



Gambar 3.9 Motor listrik

5. Gear Reducer

Sebagai memindah dan pengubah tenaga dari motor yang berputar



Gambar 3.10 gear reducer

6. Coupling

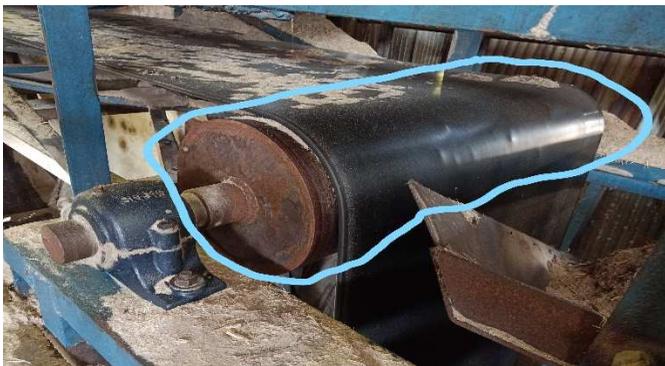
Berfungsi untuk menghubungkan dua shaft guna menyalurkan suatu gerak (torsion)



Gambar 3.11 coupling

7. Pengencang Belt (*Belt Tensioner*)

Untuk mencegah lendutan yang berlebihan dan menyesuaikan tegangan yang diperlukan



Gambar 3.12 Pengencang Belt

8. Frame conveyor

berfungsi untuk tumpuan dari seluruh komponen sistem *conveyor* serta mengarahkan aliran muatannya.



Gambar 3.13 Frame conveyor

9. Pembersih Belt

Untuk menjaga agar belt tetap bersih, terbebas dari sisa Muatan (carry back material) dan jatuhnya sisa material disepanjang conveyor



Gambar 3.14 Pembersih Belt

10. Poros

berfungsi sebagai rol atau penggilingan yang terdapat pada bagian dalam roller idler

11. Bearing

Berfungsi untuk menumpu poros, supaya putaran atau gerakan poros dapat berlangsung dengan baik dan aman, juga untuk menahan gaya yang terjadi pada poros.

BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Hasil Observasi

Setelah melakukan observasi lapangan, didapatkan beberapa data yang bisa mendukung untuk perhitungan *belt conveyor*, adalah :

1. Kapasitas *belt conveyor* : 35 ton/jam
2. Lebar belt : 1,5 m
3. Tebal belt : 10 mm
4. Panjang lintasan : 40 m
5. Diameter luar *roller* : 100 mm
6. Jarak antar *idler* atas : 450 mm
7. Jarak antar *idler* bawah : 1,5 m
8. Diameter *pulley* : 500 mm
9. Material angkut : Ampas tebu

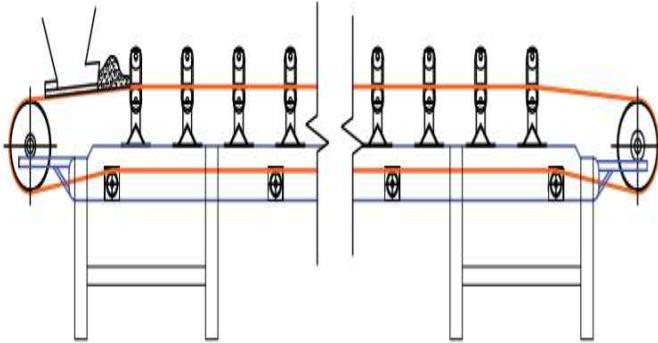
4.2 Perhitungan *Belt* dan *Roller Idler*

Pada perhitungan belt dan roller idler ini akan dihitung luas potongan melintang muatan, berat komponen *belt conveyor*, berat *roller idler*, berat *idler rotating parts* per meter, juga tahanan dan tegangan pada *belt*.

Data yang diperlukan untuk perencanaan *belt* dan *roller idler* yang digunakan oleh *belt conveyor* pengangkut abu ampas tebu:

1. Lebar belt (B) : 1,5 m
2. Ketebalan belt (δ) : 10 mm
3. Panjang lintasan (L) : 40 m
4. Jarak antar *idler* atas (l_1) : 45 cm
5. Jarak antar idler bawah (l_2) : 1,5 m
6. Diameter luar *roller* (D) : 1 cm
7. Diameter pulley kecil (D_1) : 30 mm

8. Diameter pulley besar (D_2) : 50 mm
9. Massa jenis ampas tebu (γ) : 500 kg/ m³
10. Kecepatan Conveyor (v) : 3 m/s



Gambar 4.1 Sketsa Lintasan Muatan

4.2.1 Perhitungan Belt Conveyor

Perhitungan pada belt conveyor dapat dihitung melalui perhitungan dibawah ini:

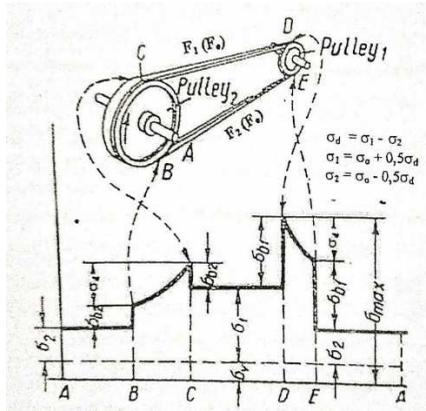
4.2.1.1 Perhitungan Panjang *Belt*

Panjang *belt* pada *belt conveyor* pengangkut abu ampas tebu dapat dihitung menggunakan persamaan (2-27) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 L_b &= 2L + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{D_2 - D_1}{4L} \\
 &= 2(40) + \frac{\pi}{2}(0,5 + 0,3) + \frac{0,5 - 0,3}{4(40)} \\
 &= 80 + 1,26 \\
 &= 81,26 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Menurut perhitungan yang dilakukan, panjang *belt* pada *belt conveyor* pengangkut ampas tebu sebesar 81,26 meter.

4.2.1.2 Perhitungan Umur Belt



Gambar 4.2 diagram tegangan pada bagian – bagian belt

Dalam perhitungan umur *belt*, terlebih dahulu harus ditentukan nilai dari tegangan tarik akibat tarikan awal (σ_0), tegangan akibat adanya daya yang ditransmisikan (σ_d), tegangan akibat gaya sentrifugal (σ_v), dan tegangan bending pada bagian-bagian *belt* yang melingkar pada *pulley* (σ_b) untuk mendapatkan harga dari tegangan maksimum (σ_{max}). Tegangan maksimum terjadi pada saat *belt* mulai menyentuh *pulley* penggerak.

Untuk nilai dari tegangan tarik akibat tarikan awal (σ_0) digunakan nilai sebesar 14 kg/cm² (Diketahui) untuk *flat belt* dan untuk nilai tegangan akibat adanya daya yang ditransmisikan (σ_d) dihitung menggunakan konstanta *critical point* untuk *flat belt* sebesar 0,6 dengan persamaan sebagai berikut:

(Dobrovolsky, 1985)

$$\begin{aligned}\sigma_d &= \frac{F_e}{A} = 2\sigma_o\phi_o \\ &= 2 \cdot 14 \cdot 0,6 \\ &= 16,8 \text{ kgf/cm}^2\end{aligned}$$

Kemudian menghitung nilai tegangan akibat gaya sebrifugal (σ_v) dengan persamaan (2-29):

$$\begin{aligned}\sigma_v &= \frac{F_g}{A} = \frac{q}{A} \cdot \frac{v^2}{g} = \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} \\ &= \frac{500 \cdot 3^2}{10 \cdot 9,81} = 45,87 \text{ kgf/m}^2 \\ &= 0,004587 \text{ kgf/cm}^2\end{aligned}$$

Selanjutnya menghitung nilai tegangan bending pada bagian-bagian *belt* yang melingkar pada *pulley* (σ_b) dengan persamaan (2-30) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\sigma_b &= E_b \cdot \frac{\delta}{D_{pulley}} \\ &= 1000 \cdot \frac{1}{55} \\ &= 18,18 \text{ kgf/cm}^2\end{aligned}$$

Setelah didapatkan besarnya tegangan-tegangan yang terjadi pada *belt*, maka dapat dihitung tegangan maksimum belt dengan persamaan (2-31) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\sigma_{max} &= \sigma_o + \frac{\sigma_d}{2} + \sigma_v + \sigma_b \\ &= 14 + \frac{16,8}{2} + 0,004587 + 18,18 \\ &= 40,58 \text{ kgf/cm}^2\end{aligned}$$

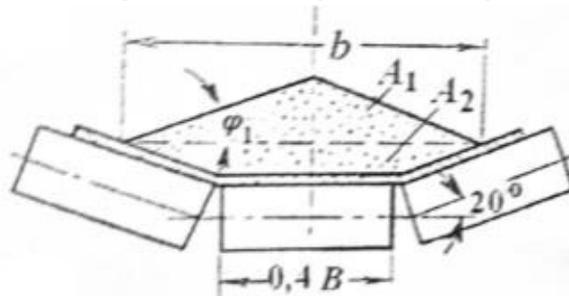
Umur *belt* dapat dihitung dengan “u” adalah jumlah putaran per detik atau L sehingga didapatkan nilai “u” sebesar

0,075 per detik. Kemudian dihitung umur *belt* menggunakan rumus persamaan (2-32) sebagai berikut:

$$\begin{aligned} H &= \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot X} \left(\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right)^m \\ &= \frac{10^7}{3600 \cdot 0,075 \cdot 2} \left[\frac{60}{50,58} \right]^5 \\ &= 43.518,5 \text{ jam} \end{aligned}$$

Menurut perhitungan yang dilakukan diketahui umur *belt* adalah 43.518,5 jam 59,61 bulan 9,9 tahun (6 bulan produksi pabrik)

4.2.1.3 Perhitungan Luas Potongan Melintang Muatan



Gambar 4.3 Luas Potongan Melintang Muatan

Luas potongan melintang muatan yang disangga oleh *trough idler* terdiri dari 2 luasan, yaitu A_1 yang merupakan luasan berbentuk segitiga dan A_2 yang merupakan luasan berbentuk trapesium.

Untuk menghitung luas potongan melintang muatan menggunakan sudut *repose* (φ) sebesar 50° (table 2.3) dapat dihitung dengan persamaan (2-15):

$$\begin{aligned}
A &= A_1 + A_2 \\
&= (0,16 B^2 C_1 \tan \varphi_1) + (0,0435 B^2) \\
&= [0,16 (1,5)^2 \cdot 0,90 \tan (0,35 \cdot 50^\circ)] + [0,0435 (1,5)^2] \\
&= 0,102 + 0,097 \\
&= 0,199 \text{ m}^2
\end{aligned}$$

4.2.1.4 Berat Muatan dan Berat *Belt* Per Satuan Panjang

Untuk menghitung berat muatan yang diangkut dan berat *belt* per meter dengan *bulk weight* (Y) sebesar $0,5 \text{ ton/m}^3$ (tabel 2.3) dapat dihitung menggunakan persamaan (2-16) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
W_m &= 1000 A Y \\
&= 1000 \cdot 0,199 \text{ m}^2 \cdot 0,5 \text{ ton/m}^3 \\
&= 99,5 \text{ kg/m}
\end{aligned}$$

Berat *belt* per meter dapat dihitung menggunakan persamaan (2-17):

Berat *Belt* Dipilih *belt* dengan jumlah lapisan $i = 10$ lapis, tebal tiap lapis $1,25 \text{ mm}$, tebal cover pada sisi beban $\delta_1 = 3 \text{ mm}$, dan pada sisi roll pembawa $\delta_2 = 1 \text{ mm}$.

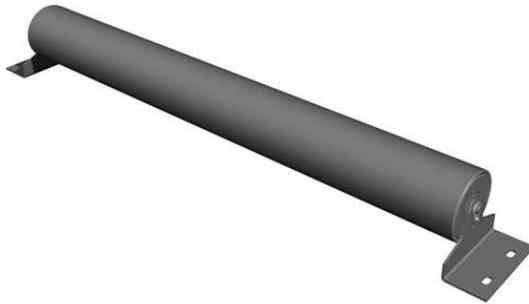
$$\begin{aligned}
W_b &= 1,1 B (\delta_i + \delta_1 + \delta_2) \\
&= 1,1 \cdot 1,5 \cdot (1,25 \cdot 10 + 3 + 1) \\
&= 27,3 \text{ kg/m}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
W_{\text{tot}} &= w_m + w_b \\
&= 99,5 + 27,3 \text{ (kg/m)} \\
&= 126,8 \text{ kg/m}
\end{aligned}$$

4.2.2 Perhitungan *Roller Idler*

Yang perlu diperhatikan dalam memilih *roller idler* adalah mempertimbangkan bentuk dari material yang

diangkut, pada konveyor sabuk yang dibahas diketahui bentuk material yang diangkut muatan satuan, maka pada konveyor sabuk ini dipilih roller jenis flat roller idler, seperti terlihat pada gambar 4.4



Gambar 4.4 Flat Roller Idler

4.2.2.1 Berat Roller Idler per Meter

Berat *roller* per meter dapat dihitung menggunakan persamaan (2-18) dan (2-19) sebagai berikut:

Dimana : B = lebar belt

I_1 = jarak idler atas

I_2 = jarak idler bawah

Berat Roller bagian atas (trough roller idler)

$$\begin{aligned} G'p &= 10 B + 7 \text{ kg} \\ &= 10 (1,5) \text{ kg} + 7 \text{ kg} \\ &= 22 \text{ kg} \end{aligned}$$

Berat Roller bagian bawah (flat roller idler)

$$\begin{aligned} G''p &= 10 B + 3 \text{ kg} \\ &= 10 (1,5) \text{ kg} + 3 \text{ kg} \\ &= 18 \text{ kg} \end{aligned}$$

Sehingga perhitngan berat *idler rotating parts* per meter dapat dihitung dengan persamaan (2-20) dan (2-21):

Berat per satuan panjang roller atas

$$q'p = \frac{G'p}{I_1} = \frac{22}{0,45} = 48,8 \text{ kg/m}$$

Berat per satuan panjang roller bawah

$$q''p = \frac{G''p}{I_2} = \frac{18}{1,5} = 12 \text{ kg/m}$$

4.3 Gaya – Gaya Pada Belt dan Daya Motor

Perhitungan Gaya pada belt dan Daya motor dapat dihitung melalui perhitungan dibawah ini :

4.3.1 Gaya – Gaya Pada Belt

Berikut merupakan perhitungan gaya pada belt conveyor meliputi:

4.3.1.1Tahanan Gaya pada *Belt*

Untuk *belt* yang dijalankan di atas *idler*, rugi-rugi tahanan (*losses*) disebabkan oleh beberapa faktor seperti adanya gerakan pada bantalan *idler*. Rugi-rugi ini selanjutnya berpengaruh terhadap gaya tahanan *belt*.

Data yang dibutuhkan untuk menghitung gaya tahanan pada *belt* adalah:

Berat muatan per meter (w_m)	: 99,5 kg/m
Berat <i>belt</i> per meter (w_b)	: 27,3 kg/m
Panjang lintasan (L)	: 40 m

Gaya tahanan pada bagian yang dibebani muatan dapat dihitung menggunakan persamaan (2-23):

$$W_{3-4} = (q+q_b+q'p_a) L w' \cos \beta + (q+q_b) L \sin \beta$$

Dimana :

- Koefisien tahanan *belt* (w') : 0,040 (tabel 2.7)
- Sudut inklinasi konveyor (β) : 23°(table 2.4)

$$\begin{aligned}
W_{3-4} &= (99,5+27,3+48,8) 40 \cdot 0,040 \cos 23^\circ + (99,5+27,3) \\
&40 \sin 23^\circ \\
&= 258,6+1981,7 \text{ kgf} \\
&= 2240,3 \text{ kgf}
\end{aligned}$$

Gaya tahanan pada bagian yang tidak dbebani muatan dapat dihitung menggunakan persamaan (2-22):

$$\begin{aligned}
W_{1-2} &= (q_b+q'p_b) L w' \cos \beta - q_b L \sin \beta \\
&= (27,3+12)40 \cdot 0,040 \cdot \cos 23^\circ - 27,3 \cdot 40 \sin 23^\circ \\
&= 57,8 - 426,6 \\
&= -368,8 \text{ kgf}
\end{aligned}$$

4.3.1.2 Perhitungan Sudut Kontak

Sudut kontak merupakan besar sudut *pulley* yang bersinggungan langsung dengan *belt*. Besarnya sudut kontak belt dengan pulley ini dapat dihitung menggunakan persamaan (2-24) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
\alpha &= 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{L} 60^\circ \\
&= 180^\circ - \frac{0,5 - 0,5}{40} 60^\circ \\
&= 180^\circ
\end{aligned}$$

Jadi sudut kontak yang terjadi sebesar 180°

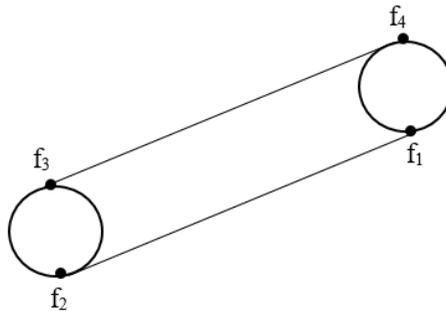
Dimana $1 \text{ rad} = 57,3$ sehingga :

$$\begin{aligned}
\alpha &= \frac{180}{57,3} \\
\alpha &= 3,14 \text{ rad}
\end{aligned}$$

4.3.1.3 Tegangan pada Belt

Untuk perhitungan tegangan *belt* dilakukan pada empat titik. Dimana titik pertama dilambangkan dengan f_1 terletak di bawah *head pulley*. Untuk titik kedua dilambangkan f_2 terletak di bawah *tail pulley*. Untuk titik ketiga dilambangkan dengan f_3 terletak di atas *tail pulley*.

Untuk titik keempat dilambangkan dengan f_4 terletak di atas *head pulley*.



Gambar 4.5 Tegangan pada *Belt*

Tegangan pada titik f_1 dimana *belt* meninggalkan *head pulley* sebesar sama dengan f_1 . Kemudian tegangan di titik f_2 dapat ditentukan sebagai berikut:

(Spivakovsky, 1969)

$$\begin{aligned} f_2 &= f_1 + W_{1-2} \\ &= f_1 + (-368,8) \\ &= f_1 - 368,8 \end{aligned}$$

Tegangan di titik f_3 , tahanan gesek pada *pulley* berkisar 5%-7% sehingga dapat ditentukan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} f_3 &= 1,07 f_2 \\ &= 1,07 f_1 - 368,8 \\ &= 1,07 f_1 - 394,6 \end{aligned}$$

Tegangan f_4 , dihitung untuk material langsung dijatuhkan pada ujung *head pulley* sehingga dapat ditentukan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} f_4 &= f_3 + W_{3-4} \\ &= 1,07 f_1 - 394,6 + 2240,3 \\ &= 1,07 f_1 + 1845,7 \dots(i) \end{aligned}$$

Dari hukum Euler, *belt* tidak *slip* pada *pulley* jika memenuhi persamaan sebagai berikut: (Spivakovsky, 1969)

$$f_t \leq f_{sl} e^{\mu\alpha}$$

Dimana:

f_t : gaya tarik pada sisi *belt* yang kencang (f_4)

f_{sl} : gaya Tarik pada sisi *belt* pembalik (f_1)

e : Bilangan natural

μ : faktor gesek *pulley* penggerak untuk baja (0,3)

α : sudut sentuh *belt* pada *pulley* 180° ($1 \text{ rad} = 57,3^\circ$)

$$\alpha = 3,14 \text{ rad}$$

Dari persamaan di atas didapatkan persamaan seperti di bawah ini:

$$f_4 \leq f_1 e^{\mu\alpha}$$

$$f_4 \leq f_1 2,45 \dots \text{(ii)}$$

Dari persamaan (i) dan (ii) akan didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$f_4 = 1,07 f_1 + 1845,7$$

$$f_1 2,54 \geq 1,07 f_1 + 1845,7$$

$$1,47 f_1 \geq 1845,7$$

$$f_1 \geq 1255,5$$

$$f_1 = 1256 \text{ kgf} \dots \text{(iii)}$$

Selanjutnya dari persamaan (iii) untuk menghitung f_2 , f_3 , dan f_4 sebagai berikut:

$$f_2 = f_1 - 368,8$$

$$= 1256 - 368,8$$

$$= 887,2 \text{ kgf}$$

$$\begin{aligned}
 f_3 &= 1,07 f_1 - 394,6 \\
 &= 1,07 (1256) - 394,6 \\
 &= 949,3 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 f_4 &= 1,07 f_1 + 1845,7 \\
 &= 1,07 (1256) + 1845,7 \\
 &= 3189,6 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

4.3.2 Daya Motor Penggerak

Untuk menentukan daya motor penggerak dapat ditentukan dengan persamaan (2-25) sebagai berikut:

$$N = \frac{W_o \cdot V}{75 \eta_g} \text{ hp}$$

dimana:

N : daya motor penggerak , (hp)

η_g : efisiensi motor penggerak
(80%)

W_o : Gaya tangensial pada drive pulley (N/m²)

W_{dr} : Tahanan pada drive pulley (N/m²)

V : kecepatan pulling member (m/s)

Untuk mendapatkan W_o terlebih dahulu harus dihitung nilai tegangan W_{dr} sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 W_{dr} &= 0,03 (f_4 + f_3) \\
 &= 0,03 (3189,6 + 949,3) \\
 &= 124,1 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

Sehingga diperoleh nilai W_o sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 W_o &= f_4 - f_1 + W_{dr} \\
 &= 3189,6 - 1256 + 124,1 \\
 &= 2057,7 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

Dengan memasukkan nilai W_o maka didapatkan daya sebagai berikut:

$$N = \frac{W_o \cdot v}{102 \eta_g}$$

$$= \frac{2057,7 \cdot 1}{102 \cdot 0,8} = 25,2 \text{ kw} = 33,7 \text{ hp}$$

Dari hasil perhitungan diketahui daya motor yang dibutuhkan sebesar 25,2 kW atau 33,7 hp. Maka digunakan motor penggerak dengan daya 34 hp untuk menggerakkan *belt conveyor* pengangkut abu ampas tebu dengan kapasitas 35 ton/jam.

4.4 Perencanaan Bearing

Pada perencanaan *bearing* data awal yang diperlukan adalah sebagai berikut.

$$\begin{aligned} \text{Diameter dalam } bearing &= 40 \text{ mm} \\ \text{putaran } n &= \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,5} = 114,6 \text{ rpm} \end{aligned}$$

dimana :

D : diameter pulley

v : kecepatan conveyor

faktor putaran (V) ring dalam = 1,0

Bearing yang menggunakan jenis *ball bearing singel row deep grove*. Beban bantalan hanya terdapat pada beban radial sehingga beban aksial = 0



Gambar 4.6 ball bearing single row deep groove

4.4.1 Beban Radial

Beban radial dapat ditentukan nilainya berdasarkan persamaan 2-21. sebagai berikut. Data yang didapat dari lampiran 4.

$$F_r = \frac{m \cdot g}{z} \text{ kN}$$

m = massa (kg)

g = gravitasi (m/s^2)

Z = jumlah bantalan

$$F_r = \frac{0,37 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{2}$$

$$F_r = 1,814 \text{ kN}$$

Menghitung d_m dengan persamaan 2-25 yang nanti hasil perhitungan digunakan untuk menghitung F_{rm}

$$d_m = \frac{1}{2} (80 \text{ mm} + 40 \text{ mm})$$

$$d_m = 60 \text{ mm}$$

Selanjutnya menghitung beban radial minimal (F_{rm}) berdasarkan lampiran 5, hasil perhitungan d_m , dan kecepatan melalui persamaan 2-26 sebagai berikut.

$$F_{rm} = 0,025 \left(6 + \frac{4 \cdot 114,6 \text{ rpm}}{18000 \text{ rpm}} \right) \left(\frac{60 \text{ mm}}{100} \right)^2$$

$$F_{rm} = 0,5 \text{ kN}$$

Sehingga nilai $F_r \text{ actual}$ berdasarkan persamaan 2-27 dapat dihiung sebagai berikut.

$$F_r \text{ actual} = 0,5 \text{ kN} \cdot 1,814 \text{ kN}$$

$$F_r \text{ actual} = 0,91 \text{ kN}$$

4.4.2 Beban Ekuivalensi

$F_r = 1,814 \text{ KN} = 407,8 \text{ lbf}$ dipilih diameter-dalam bearing 40 mm (Type P 205) disesuaikan dengan diameter poros. Untuk mengetahui beban aksial dan beban radial yang diterima oleh bearing maka beban ekuivalen dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

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

Dimana:

F_s = Uniform and steady load ball bearing 1,0

F_r = Maka beban radial (lbf)

F_a = Karena beban aksial tidak ada maka harga $F_a / (V \cdot F_r) \leq e$, jadi nilai $X = 1$ dan $Y = 0$ (Lampiran 2)

V = Faktor putaran konstan bernilai (1,0 untuk ring dalam berputar)

X = Konstan radial

Y = Konstan aksial

Jadi besarnya beban ekuivalen adalah:

$$\begin{aligned} P &= F_s (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \\ &= 1,0 (1 \cdot 1 \cdot 407,8 \text{ lbf} + 0 \cdot 0) \\ &= 407,8 \text{ lbf} \end{aligned}$$

4.4.3 Umur Bantalan/ Bearing

Untuk menghitung umur bearing/bantalan maka dapat dilakukan perhitungan seperti dibawah berikut :

$$L_{10h} = \left[\frac{C}{P} \right]^b \cdot \frac{10^6}{60.n}$$

Dimana:

L_{10} = Umur bearing, jam kerja

C = Beban dinamis di dapatkan dari diameter-dalam bearing yaitu 40 mm dengan dimension series (ball bearing-single row deep-groove) maka akan didapat nilai $C = 5040$ $C_o = 3520$ (lampiran1)

n = 114,6 rpm

P = Beban ekivalen (407,8 lbf)

b = Konstanta beban. ($b = 3$ untuk ball bearing)

$$\begin{aligned} L_{10h} &= \left[\frac{5040}{407,8} \right]^3 \cdot \frac{10^6}{60.114,6} \\ &= [1887,7].145,43 \\ &= 274528,2 \text{ jam } 376,06 \text{ bulan } 62,6 \text{ tahun (6 bulan produksi)} \end{aligned}$$

4.4.4 Kerugian Daya Gesekan pada Rolling Bearing

Akibat adanya gesekan ini,akan kehilangan daya,secara pendekatan kehilangan daya dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut:

$$f_{HP} = \frac{T_f.n}{63.025} = \frac{f.F_r.d.n}{126.050}$$

Dimana:

H_p = Daya yang hilang karena torsi gesek

n = Putaran poros (114,6 rpm)

d = Diameter lubang bantalan (40 mm)

Fr = Gaya radial pada bantalan (204,6 lbf)
f = Koefisien gesek dari bearing (0,0025)

$$f_{HP} = \frac{f \cdot F_r \cdot d \cdot n}{126.050} = \frac{0,0025 \cdot 204,6 \cdot 40 \cdot 114,6}{126.050} = 0,18 \text{ hp}$$

Maka diketahui daya yang hilang dibantalan sebesar 0,18
Hp Type Bearing SKF 6208-2Z SKF

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perencanaan ulang dan perhitungan *belt conveyer*, maka diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. *Belt conveyer* membutuhkan daya 33,7 hp sehingga digunakan motor listrik sebagai penggerak dengan daya 34 hp untuk menggerakkan *head pulley*. Putaran dari *head pulley* akan menarik *belt* sehingga *belt* mulai bergerak untuk mengangkat muatan.

2. Hasil perhitungan *belt* pada *belt conveyer* pengangkut abu ampas tebu adalah sebagai berikut:
 - Sudut kontak *belt* dengan *pulley* : 180°
 - Panjang *belt* : 81,26 m
 - Umur *belt* : 43.518,5 jam 59,61 bulan 9,9 tahun (6 bulan produksi pabrik)

3. Bearing
 - Diameter dalam bearing : 40 mm
 - Jenis bearing : ball bearing-single row deep-groove
 - Type Bearing : SKF 6208-2Z SKF
 - Perkiraan umur bearing : 274528,2 jam 376,06 bulan 62,6 tahun (6 bulan produksi pabrik)

5.2 Saran

Beberapa saran yang dapat dilakukan untuk penelitian lebih lanjut:

1. Faktor perawatan juga dapat dipertimbangkan agar mendapat hasil yang maksimal pada produksi.
2. Disarankan untuk menggunakan jenis bearing yang berbeda supaya didapatkan umur bearing yang lebih lama.
3. Dibutuhkan studi dan analisa lebih lanjut dalam skala industri yang lebih besar agar menghasilkan perhitungan yang efektif
4. Disarankan memakai metode perhitungan yang berbeda agar dapat dibandingkan, sehingga dapat disimpulkan perhitungan yang baik.

DAFTAR PUSTAKA

Spivakovsky A. "Conveyor and Related Equipment", 1996, Peace Publishes, Moscow.

Dobrovolsky, V., dan K. Zablonsky. 1988. Machine Elements. Moscow: Peace Publisher.

Shigley, Joseph E, "Perencanaan Teknik Mesin", 1986, Edisi Ke-dua Jilid 1, Erlangga, Jakarta

Setiawan, Bambang. 2013. Perencanaan Belt Conveyor Dengan Kapasitas 30 Ton Perjam. Skripsi. Palembang: Universitas IBA.

Sularso, dan Kiyokatsu Suga. 2004. Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin. Jakarta: PT. Pradnya Paramita.

<https://www.aprilindoiqazmandiri.co.id/produksi-pulley/>

<http://poetra-kalang.blogspot.com/2018/11/klasifikasi-bearing.html>

Lampiran1: Tabel C dan Co Bearing

Table 9-1 Standard Dimensions and Load Ratings of Radial Rolling Bearings (C_0 = basic static load rating, lb; C = basic dynamic load rating, lb)

Bearing Size <i>d</i>	Outside dia. <i>D</i>		Max. Fillet Radius, in.	Dimension Series 02										Dimension Series 22				Dimension Series 32			
	Width <i>B</i>			Self-aligning Ball Bearing	Single-Row Deep-Groove Ball Bearing		Angular-Contact Semi-Angle Ball Bearing		Angular-Contact Steep-Angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Width <i>B</i>	Spherical Roller Bearing	Width <i>B</i>	Double-Row Non-Filling-Notch Ball Bearing		Spherical Roller Bearing			
	mm	in.			C_0	C	C_0	C	C_0	C	C_0	C				mm	in.		C_0	C	C_0
Diameter series 2																					
4	0.1575	13	0.5118	0.012	5	0.1969	—	—	128	268											
5	0.1969	16	0.6299	0.012	5	0.1969	—	—	211	415											
6	0.2362	19	0.7480	0.012	6	0.2362	118	435	211	415											
7	0.2756	22	0.8661	0.012	7	0.2756	148	400	304	565											
8	0.3150	—	—	—	—	—	146	460	304	565											
9	0.3543	26	1.0236	0.024	8	0.3150	208	465	440	785											
10	0.3937	30	1.1811	0.024	9	0.3543	300	950	440	805	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
12	0.4724	32	1.2598	0.024	10	0.3937	332	965	685	1,180	735	1,240	—	—	—	—	—	—	—		
15	0.5906	35	1.3780	0.024	11	0.4331	452	1,290	790	1,320	920	1,470	—	—	—	—	—	—	—		
17	0.6693	40	1.5748	0.024	12	0.4724	545	1,370	1,000	1,650	1,180	1,640	—	—	—	—	—	—	—		
20	0.7874	47	1.8504	0.039	14	0.5512	715	1,710	1,390	2,210	1,630	2,470	—	—	—	—	—	—	—		
25	0.9843	52	2.0472	0.039	15	0.5906	905	2,100	1,560	2,420	1,900	2,820	1,730	2,360	1,620	2,900	—	—	—		
30	1.1811	62	2.4409	0.039	16	0.6299	1,310	2,710	2,250	3,360	2,820	3,910	2,490	3,550	2,220	3,970	—	—	—		
35	1.3780	72	2.8346	0.039	17	0.6693	1,800	2,740	3,070	4,440	3,840	5,160	3,390	4,660	3,450	5,900	—	—	—		
40	1.5748	80	3.1496	0.039	18	0.7087	1,930	3,330	3,520	5,040	4,780	6,160	4,190	5,560	4,660	7,670	23	0.9055	9,870		
45	1.7717	85	3.3465	0.039	19	0.7480	2,160	3,780	4,010	5,660	5,440	6,920	4,770	6,230	5,010	8,070	23	0.9055	11,300		
50	1.9685	90	3.5433	0.039	20	0.7874	2,370	3,930	4,450	6,070	5,850	7,200	5,110	6,470	5,370	8,440	23	0.9055	12,000		
55	2.1654	100	3.9370	0.050	21	0.8268	3,010	4,630	5,430	7,500	7,410	8,980	6,470	8,010	6,710	10,300	23	0.9843	15,000		
60	2.3622	110	4.3307	0.059	22	0.8661	3,490	5,200	6,950	9,070	9,140	10,900	7,990	8,700	8,460	12,600	28	1.1024	18,700		
65	2.5591	120	4.7244	0.059	23	0.9055	3,870	5,360	7,670	9,900	10,100	11,800	9,400	11,000	10,200	14,900	31	1.2205	23,800		
70	2.7559	125	4.9213	0.059	24	0.9449	4,220	5,990	8,410	10,800	11,100	12,900	10,300	12,000	11,000	15,700	31	1.2205	29,000		
75	2.9528	130	5.1181	0.059	25	0.9843	4,810	6,710	9,250	11,400	12,700	14,000	11,000	12,300	12,800	18,200	31	1.2205	35,100		
80	3.1496	140	5.5118	0.079	26	1.0236	5,290	6,820	10,000	12,600	14,100	15,700	12,300	13,900	13,700	19,600	33	1.2992	40,400		
85	3.3465	150	5.9055	0.079	28	1.1024	6,390	8,500	12,000	14,800	16,300	17,900	14,100	15,900	15,900	22,600	36	1.4173	53,000		
90	3.5433	160	6.2992	0.079	30	1.1811	7,140	9,840	13,600	16,600	19,200	20,800	16,700	18,500	20,800	28,600	40	1.5748	64,000		
95	3.7402	170	6.6929	0.079	32	1.2598	8,280	11,000	15,600	18,800	20,600	22,300	17,900	19,700	22,800	31,400	43	1.6929	79,700		

Lampiran 2 : Tabel Beban Ekuivalen Bearing

Factor X and Y for Ball and Roller Bearings

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

Catatan :

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

Sumber : *Deutschman, 1975*

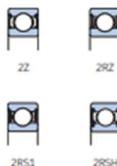
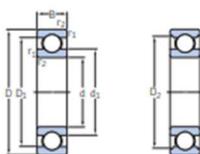
Lampiran 3 persamaan *Loads SKF Bearing*

Loads		
	Single row, high-capacity and single row full complement bearings	Double row full complement bearings
Minimum load For additional information → page 106	$F_{min} = k_i \left(6 + \frac{4n}{n_c} \right) \left(\frac{d_m}{100} \right)^2$	
Equivalent dynamic bearing load For additional information → page 91	Non-locating bearings $P = F_r$ Locating bearings $F_{a0}/F_r \leq e \rightarrow P = F_r$ $F_{a0}/F_r > e \rightarrow P = 0,92 F_r + Y F_{a0}$ F_a must not exceed 0,5 F_r .	$F_{a0}/F_r \leq 0,15 \rightarrow P = F_r$ $F_{a0}/F_r > 0,15 \rightarrow P = 0,92 F_r + 0,4 F_{a0}$ F_a must not exceed 0,25 F_r .
Equivalent static bearing load For additional information → page 105	$P_0 = F_r$	
	Symbols d_m bearing mean diameter [mm] = 0,5 (d + D) e limiting value = 0,2 for bearings in the 10, 18, 19, 2, 3 and 4 series = 0,3 for bearings in the 12, 20, 22, 23, 28, 29, 30 and 39 series F_a axial load [kN] F_r radial load [kN] F_{min} minimum radial load [kN] k_i minimum load factor (product tables, page 516) n rotational speed [r/min] n_r reference speed [r/min] (product tables) For scaled double row full complement bearings with seals removed and oil lubrication → 1,3 times the limiting speed P equivalent dynamic bearing load [kN] P_0 equivalent static bearing load [kN] Y axial load factor = 0,6 for bearings in the 10, 18, 19, 2, 3 and 4 series = 0,4 for bearings in the 12, 20, 22, 23, 28, 29, 30 and 39 series	

Lampiran 4 : Datasheet SKF Bearing (bagian 1)

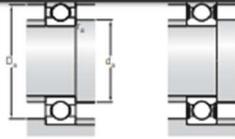
1.1 Single row deep groove ball bearings d 35–40 mm

1



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designations		
d	D	B	C	C ₀	P ₀	Reference speed	Limiting speed ¹⁾	kg	Bearing	capped on one side ¹⁾	
mm			kN		kN	r/min		kg	–		
35 cont.	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,26	6207 ETN9	–	
	72	23	25,5	15,3	0,655	–	6 300	0,4	62207-2RS1	–	
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	12 000	0,46	6307	–	
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	17 000	0,54	6307 M	–	
	80	21	35,1	19	0,815	–	6 000	0,46	6307-2RSH	6307-RSH	
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	9 500	0,48	6307-2Z	6307-Z	
	80	31	33,2	19	0,815	–	6 000	0,68	62307-2RS1	–	
	100	25	55,3	31	1,29	–	16 000	10 000	0,97	6407	–
	40	52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	13 000	0,034	61808-2RZ	–
		52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	16 000	0,032	61808	–
62		12	13,8	10	0,425	–	6 700	0,12	61908-2RS1	–	
62		12	13,8	10	0,425	24 000	12 000	0,12	61908-2RZ	–	
62		12	13,8	10	0,425	24 000	14 000	0,12	61908	–	
68		9	13,8	10,2	0,44	22 000	14 000	0,13	66008	–	
68		15	17,8	11	0,49	22 000	14 000	0,19	6608	–	
68		15	17,8	11	0,49	–	6 300	0,2	6608-2RS1	6608-RS1	
68		15	17,8	11	0,49	22 000	11 000	0,2	6608-2RZ	6608-RZ	
68		15	17,8	11	0,49	22 000	11 000	0,2	6608-2Z	6608-Z	
68		21	16,8	11	0,49	–	6 300	0,27	63008-2RS1	–	
80		18	32,5	19	0,8	18 000	11 000	0,37	6208	–	
80		18	32,5	19	0,8	–	5 600	0,37	6208-2RSH	6208-RSH	
80		18	32,5	19	0,8	18 000	9 000	0,38	6208-2RZ	6208-RZ	
80		18	32,5	19	0,8	18 000	9 000	0,38	6208-2Z	6208-Z	
80		18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34	6208 ETN9	–	
80		23	30,7	19	0,8	–	5 600	0,47	62208-2RS1	–	
90		23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63	6308	–	
90		23	42,3	24	1,02	–	5 000	0,64	6308-2RSH	6308-RSH	
90		23	42,3	24	1,02	17 000	8 500	0,65	6308-2RZ	6308-RZ	
90	23	42,3	24	1,02	17 000	8 500	0,65	6308-2Z	6308-Z		
90	33	41	24	1,02	–	5 000	0,92	62308-2RS1	–		
110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25	6408	–		

Lampiran 5 : Datasheet SKF Bearing (bagian 2)



Dimensions						Abutment and fillet dimensions				Calculation factors		
d	d ₁	d ₂	D ₁	D ₂	r _{1,2}	d ₁ min.	d ₁ max.	D ₁ max.	r ₁ max.	k ₁	f ₁	
mm												
35	46.1	-	61.7	-	1.1	42	-	65	1	0.025	13	
	46.9	-	-	62.7	1.1	42	46.8	65	1	0.025	14	
	49.5	-	-	69.2	1.5	44	-	71	1.5	0.03	13	
	49.5	-	-	69.2	1.5	44	-	71	1.5	0.03	13	
	-	45.9	-	70.2	1.5	44	45.6	71	1.5	0.03	13	
	49.5	-	-	69.2	1.5	44	49.5	71	1.5	0.03	13	
	49.5	-	-	69.2	1.5	44	49.5	71	1.5	0.03	13	
	57.4	-	79.6	-	1.5	46	-	89	1.5	0.035	12	
	40	43.2	-	-	49.3	0.3	42	43	50	0.3	0.015	15
		43.2	-	48.1	-	0.3	42	-	50	0.3	0.015	15
46.9		-	-	57.3	0.6	43.2	46.8	58	0.6	0.02	16	
46.9		-	-	57.3	0.6	43.2	46.8	58	0.6	0.02	16	
46.9		-	-	57.3	0.6	43.2	46.8	58	0.6	0.02	16	
46.9		-	55.6	-	0.6	43.2	-	58	0.6	0.02	16	
49.4		-	58.6	-	0.3	42	-	66	0.3	0.02	16	
49.2		-	-	61.1	1	44.6	-	63	1	0.025	15	
49.2		-	-	61.1	1	44.6	49.2	63	1	0.025	15	
49.2		-	-	61.1	1	44.6	49.2	63	1	0.025	15	
49.2		-	-	61.1	1	44.6	49.2	63	1	0.025	15	
52.6		-	-	69.8	1.1	47	-	73	1	0.025	14	
-		49.1	-	71.5	1.1	47	48.8	73	1	0.025	14	
52.6		-	-	69.8	1.1	47	52	73	1	0.025	14	
52.6		-	-	69.8	1.1	47	52	73	1	0.025	14	
52		-	68.8	-	1.1	47	-	73	1	0.025	13	
52.6		-	-	69.8	1.1	47	52	73	1	0.025	14	
56.1		-	-	77.7	1.5	49	-	81	1.5	0.03	13	
-		52.3	-	78.6	1.5	49	52	81	1.5	0.03	13	
56.1		-	-	77.7	1.5	49	56	81	1.5	0.03	13	
56.1	-	-	77.7	1.5	49	56	81	1.5	0.03	13		
56.1	-	-	77.7	1.5	49	56	81	1.5	0.03	13		
62.8	-	87	-	2	53	-	97	2	0.035	12		

BIODATA PENULIS



Penulis bernama Muhammad Pradista Satria Tama lahir di Surabaya 23 Maret 1998. Penulis merupakan anak kedua dari 3 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal di TK Pengawas Surabaya, SDN Rangkah VI Surabaya, SMP Negeri 29 Surabaya, dan SMAS GIKI 2 Surabaya.

Pada tahun 2016 penulis melanjutkan jenjang pendidikannya di Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Selama di bangku kuliah penulis juga aktif dalam kegiatan organisasi. Pengalaman Organisasi yang penulis ikuti antara lain adalah menjadi Staf Ahli BSO BENGKEL (HMDM) 2017/2018.

Penulis juga mengikuti beberapa pelatihan yang di adakan baik di jurusan maupun di lingkup ITS yaitu Pelatihan Karya Tulis Ilmiah (PKTI) tahun 2016. Pelatihan LKMM Pra - TD FTI- ITS tahun 2016. Penulis juga beberapakali mengikuti kepanitiaan pada acara seperti LKMM Pra –TD FV-ITS 2017 sebagai panitia kesehatan dan konsumsi, Koor Kamjin di Acara Service Gratis yang diadakan oleh BSO BENGKEL HMDM Pada tahun 2018 dan Sie Pubdekdok Pelatihan Motor Bakar HMDM 2018 Selain itu penulis pernah melakukan kerja praktik di PT. PETROKIMIA GRESIK . Bagi pembaca yang ingin lebih mengenal penulis dan ingin berdiskusi lebih luas lagi dapat menghubungi E-mail: aditshirllvoice@gmail.com