

**KARYA ILMIAH**

**PERENCANAAN BUCKET CONVEYOR UNTUK  
PABRIK PENGOLAHAN KELAPA SAWIT  
KAPASITAS 45 TON TBS/JAM**

Oleh

Nama : Ir. Amru Siregar, MT.

Nip : 131 996 163



**FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS MEDAN AREA  
MEDAN  
2008**

## KARYA ILMIAH

# PERENCANAAN BUCKET CONVEYOR UNTUK PABRIK PENGOLAHAN KELAPA SAWIT KAPASITAS 45 TON TBS/JAM

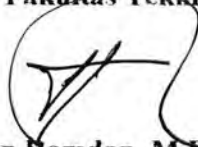
Oleh

Nama : Ir. Amru Siregar, MT.

Nip : 131 996 163

Mengetahui

Dekan Fakultas Teknik UMA



(Drs. Dadan Ramdan, M.Eng. Msc.)

Penulis



(Ir. Amru Siregar, MT.)

Mengetahui

Ketua Lembaga Penelitian UMA



(Ir. Roeswandi)

## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis ucapkan kehadirat Allah SWT, karena atas rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Karya ilmiah ini dengan baik. Rancangan ini dilaksanakan berkenaan dengan untuk melengkapi persyaratan yang diperlukan untuk memenuhi kenaikan Jabatan fungsional/ Pangkat & Golongan sebagai staf pengajar. Adapun karya ilmiah ini berjudul “Perencanaan Bucket Conveyor untuk Pabrik Pengolahan Kelapa Sawit Kapasitas 45 ton TBS/Jam”, dimana Bucket Conveyor ini digunakan untuk mengangkut berondolan buah kelapa sawit pada pabrik pengolahan kelapa sawit.

Dalam penyusunan tugas rancangan ini penulis menyadari masih banyak kekurangan dan kesalahan yang terjadi, oleh sebab itu penulis dengan senang hati menerima kritik dan saran yang bersifat membangun untuk kesempurnaan tugas rancangan

Pada kesempatan ini tidak lupa pula penulis menyampaikan ucapan terima kasih yang sebanyak-banyaknya atas segala bantuan, arahan dan bimbingan yang telah diberikan kepada penulis dalam menyelesaikan tugas rancangan ini, yaitu kepada :

1. Bapak Ir. Roeswandi selaku Ketua Lembaga Penelitian Universitas Medan Area.
2. Bapak Drs. Dadan Ramdan, M.Eng.Sc. selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Medan Area.
3. Bapak-Bapak seluruh staf pengajar Fakultas Teknik UMA.

Akhir kata semoga tugas rancangan ini dapat bermanfaat bagi kita semua dan untuk perkembangan Ilmu Pengetahuan dan Teknologi dimasa yang akan datang

Medan, Mei 2008

Penulis

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
LEMBARAN PENGESAHAN .....	ii
KATA PENGANTAR .....	iii
DAFTAR ISI .....	iv
DAFTAR GAMBAR .....	viii
<b>BAB I PENDAHULUAN .....</b>	<b>1</b>
1.1. Latar Belakang .....	1
1.2. Perumusa Masalah .....	2
1.3. Tujuan Perancangan .....	3
1.4. Manfaat Perencanaan .....	3
1.5. Batasan Masalah .....	4
<b>BAB II LANDASAN TEORI .....</b>	<b>5</b>
2.1. Konsep Dasar .....	5
2.2. Klasifikasi Mesin Pemindah Bahan .....	6
2.3. Jenis-Jenis Peralatan Pemindah Bahan (Conveyor).....	8
(1) Belt Conveyor .....	8
(2) Screw Conveyor .....	9
(3) Pneumatic Conveyor .....	9
(4) Bucket Conveyor .....	10
2.4. Pemilihan Jenis Alat pemindah Bahan .....	12
2.5. Prinsip Kerja Bucket Conveyor .....	14
<b>BAB III METODE PERANCANGAN .....</b>	<b>17</b>
3.1. Geometri Bucket Conveyor .....	17
3.2. Posedur Perancangan .....	19
(1) Pemilihan Judul .....	20
(2) Model sebagai Pembanding .....	20
(3) Studi Literatur .....	21
(4) Analisa Perhitungan .....	21
(5) Gambar Tekni .....	21

<b>BAB IV ANALISA DAN PERHITUNGAN .....</b>	<b>22</b>
4.1. Jenis Material Beban .....	22
4.2. Parameter-Parameter Perancangan .....	22
4.3. Kapasitas dan Kecepatan Conveyor .....	23
4.4. Berat Muatan .....	24
4.5. Spesifikasi Perancangan .....	24
4.6. Daya Elektromotor .....	25
(1) Tahanan Pada conveyor .....	25
(2) Tahanan Pada Bagian Yang Terpisah .....	28
(3) Gaya Tangensial Pada Sprocket .....	30
4.7. Rantai Roller .....	32
(1) Ukuran Rantai Roller .....	34
(2) Perhitungan Kekuatan Plat .....	38
4.8. Sprocket .....	41
(1) Sprocket Bahagian Atas .....	41
(2) Perhitungan Poros Sprocket Bahagian Atas .....	44
(3) Pasak Sprocket Atas .....	45
(4) Bantalan Poros Sprocket .....	54
(5) Sprocket Bahagian Bawah .....	57
(6) Poros Sprocket Bahagian Bawah .....	58
(7) Perhitungan Pasak Sprocket Bawah .....	62
(8) Bantalan Poros Sprocket .....	65
(9) Baut Pengikat Bucket Conveyor .....	68
4.9. Perencanaan Sistem Transmisi .....	72
(1) Sistem Transmisi Roda Gigi .....	55
(2) Cara Kerja Sistem Transmisi .....	55
(3) Perencanaan Putaran RG-3 dan RG-4 .....	55
(4) Perencanaan Putaran RG-2 dan RG-1 .....	55
(5) Ukuran Roda Gigi I .....	55
(6) Pemeriksaan Kekuatan Roda Gigi .....	55
4.10. Perencanaan Poros .....	81

4.11. Perencanaan Pasak .....	85
(1) Pasak Untuk Poros Input.....	85
(2) Bahan Pasak dan ukuran Pasak .....	86
4.12. Bantalan Roda Gigi .....	87
BAB V KESIMPULAN .....	90
DAFTAR PUSTAKA .....	92

## DAFTAR GAMBAR

1. Gambar 2.1 Screw Conveyor .....	9
2. Gambar 2.2 Bucket Conveyor .....	11
3. Gambar 2.3 Sistem pemasukan bahan pada bucket conveyor .....	14
4. Gambar 2.4 Sistem pengeluaran bahan pada bucket conveyor .....	15
5. Gambar 2.5 Konstruksi dari Bucket Conveyor .....	16
6. Gambar 3.1 Geometri dari mesin bucket Conveyor .....	17
7. Gambar 3.2 Bucket Conveter .....	18
8. Gambar 3.3 Digran alir perancangan .....	19
9. Gambar 4.1 Tahanan pada Rolier Chain.....	25
10. Gambar 4.2 gaya-gaya pada conveyor.....	27
11. Gambar 4.3 Gaya-gaya pada rantai conveyor .....	30
12. Gambar 4.4 Gaya-gaya pada Roller Chain .....	33
13. Gambar 4.5 Ukuran plat luar.....	35
14. Gambar 4.6 Ukuran plat dalam .....	36
15. Gambar 4.7 Districusii tegangan pada lubang plat.....	37
16. Gambar 4.8 Distribusi tegangan pada piat dalam.....	38
17. Gambar 4.9 Sprocket atas .....	40
18. Gambar 4.10 Poros sprocket bagaian atas .....	42
19. Gambar 4.11 Gaya-gaya pada poros sprocket.....	43
20. Gambar 4.12 Diagram momen lentur .....	45
21. Gambar 4.13 gaya-gaya pada sprocket .....	49
22. Gambar 4.14 gaya-gaya pada poros sprocket bawah.....	50
23. Gambar 4.15 Sprocket bawah .....	55
24. Gambar 4.16 Poros sprocket bagian bawah .....	57
25. Gambar 4.17 Gaya-gaya pada poros Sprocket .....	58
26. Gambar 4.18 Diagram momen lentur pada poros sprocket bawah .....	59
27. Gambar 4.19 Gaya-gaya pada bantalan sprocket .....	63
28. Gambar 4.20 Gaya-gaya pada poros sprocket bawah .....	65
29. Gambar 4.21 Baut-Mur .....	69

30. Gambar 4.22 Sistem Transmisi Roda gigi .....	71
31. Gambar 4.23 Rangkaian Roda gigi .....	73
32. Gambar 4.24 bagian-bagian Roda gigi .....	75
33. Gambar 4.25 Gaya-gaya yang terjadi pada roda gigi .....	77
34. Gambar 4.26 Jenis-jenis pasak .....	81
35. Gambar 4.27 Bantalan Roda gigi .....	84



# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Perkembangan teknologi telah banyak membantu manusia dalam memecahkan masalah-masalah yang dihadapinya dalam kehidupan sehari-hari. Produk-produk teknologi baru telah dirasakan ke berbagai aspek kehidupan manusia. Oleh karena itu penemuan-penemuan teknologi tersebut merupakan salah satu bukti bahwa kebutuhan manusia selalu bertambah dari waktu ke waktu.

Perkembangan teknologi dalam bidang industri salah satunya adalah alat pemindah bahan yang telah berkembang dengan begitu pesat, sejalan dengan perkembangan dunia industri maupun perkembangan konstruksi bangunan lainnya. Perkembangan di dunia industri dapat kita lihat bahwa kebutuhan alat pemindah bahan ini berubah dengan cepat. Misalnya alat pemindah bahan di dalam ruangan tertutup, hingga saat ini banyak jenisnya seperti yang kita kenal adanya forklift, overhead traveling crane, conveyor dan sebagainya. Jenis-jenis alat pemindah bahan ini memegang peranan yang sangat penting dalam proses produksi di dalam suatu Industri.

Perkembangan alat pemindah bahan, selain aspek yang dilatar belakangi oleh keterbatasan tenaga manusia dan kemampuan daya angkatnya, juga disebabkan oleh efisiensi waktu dan keselamatan kerja dari pada pekerja di sekitar lingkungan operasional alat tersebut. Rancangan ini adalah suatu kajian tentang penggunaan alat pemindah bahan jenis bucket conveyor (conveyor keranjang) yang digunakan pada sebuah pabrik pengolahan kelapa sawit. Jenis alat pemindah bahan ini merupakan salah satu alat yang memegang peranan penting dalam proses produksinya. Dalam

pengoperasiannya konveyor karanjang ini sering mengalami gangguan sewaktu operasional terutama pada bagian-bagian sistem transmisi maupun pada komponen-komponen lainnya seperti pada rantai dan sistem penggerak lainnya. Oleh karena gangguan operasi ini, penulis merasa perlu dilakukan evaluasi pada bagian-bagian sistem transmisi, motor penggerak, dan pada bagian komponen-komponen peralatan penggerak lainnya, sehingga diharapkan komponen-komponen dapat bekerja lebih efisien dan efektif.

Dengan perancangan ini, diharapkan nantinya akan memberikan kontribusi pada peningkatan produksi dan juga bagi perkembangan teknologi alat pemindah bahan secara umum, khususnya untuk pengembangan bucket conveyor yang digunakan pada pabrik pengolahan kelapa sawit. Selain itu juga diharapkan dapat bermanfaat bagi orang-orang yang berkecimpung dalam dunia industri, dan juga bermanfaat bagi perkembangan Ilmu Pengetahuan dan Teknologi alat pemindah bahan dan juga bermanfaat bagi mahasiswa pada program studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Medan Area.

## **1.2 Perumusan Masalah**

Berdasarkan uraian permasalahan yang telah diuraikan di atas, maka dapat dirumuskan masalah-masalah yang mendorong perancangan ulang konveyor bucket ini dilakukan sebagai berikut :

- (1) Bagaimana bentuk dan ukuran dari komponen-komponen utama dari conveyor bucket yang dipergunakan pada sebuah pabrik pengolahan kelapa sawit, sehingga diperoleh sebuah bucket conveyor yang tahan terhadap pembebanan

yang direncanakan yaitu untuk sebuah pabrik pengolahan kelapa sawit dengan kapasitas 45 ton TBS/jam.

- (2) Bagaimana memilih spesifikasi motor penggerak, sehingga operasi konveyor bucket yang digunakan dapat bekerja sesuai dengan yang direncanakan dan efisien.
- (3) Bagaimana perancangan dan pemilihan dari sistem transmisi daya dan putaran, sehingga konveyor bucket ini dapat beroperasi dengan efisien.

### **1.3. Tujuan Perancangan**

Sesuai dengan apa yang telah diuraikan di atas, maka dapat diambil suatu tujuan dari pada perencanaan ini yaitu untuk menentukan geometri dari sebuah conveyor bucket yang digunakan untuk mengangkat berondolan kelapa sawit yang digunakan pada pabrik pengolahan kelapa sawit dengan kapasitas olah 45 ton TBS/jam.

### **1.4. Manfaat Perancangan**

Manfaat yang diperoleh dari hasil perencanaan ini adalah :

- (1) Sebagai masukan kepada perancang pabrik pengolahan kelapa sawit.
- (2) Hasil perancangan ini diharapkan dapat digunakan sebagai bahan rujukan untuk perencanaan-perencanaan Konveyor lebih lanjut.
- (3) Memberi kontribusi pada perkembangan ilmu pengetahuan dan teknologi di bidang alat pemindah bahan.

### **1.5. Batasan Masalah**

Permasalahan yang telah diuraikan di atas, pada rancangan ini perlu adanya pembatasan masalah pada mesin pengangkat tersebut, mengingat terbatasnya waktu, dana yang tersedia dan juga kemampuan dari penulis sendiri. Oleh karena itu tugas ini capaian yang akan dilaksanakan adalah perencanaan geometri dan kekuatan dari komponen-komponen berikut ini :

- (1) Perhitungan dan pemilihan komponen-komponen utama dari conveyor bucket.
- (2) Perhitungan dan pemilihan komponen-komponen pendukung lainnya, seperti poros, bantalan, rem (brake), dan sebagainya.
- (3) Perhitungan dan pemilihan sistem penggerak, seperti motor penggerak, dan sistem transmisi.

## **BAB II**

### **LANDASAN TEORI**

#### **2.1 Konsep Dasar**

Mesin pemindah bahan (*material handling equipment*) adalah peralatan yang digunakan untuk memindahkan muatan dari satu tempat ke tempat yang lain dalam jarak yang relatif tidak jauh, misalnya pada bagian-bagian atau departemen pabrik, pada tempat-tempat penumpukan bahan, lokasi konstruksi, tempat penyimpanan dan pembongkaran muatan, dan sebagainya. Mesin pemindah bahan hanya memindahkan muatan dalam jumlah dan besaran tertentu, serta jarak tertentu dengan perpindahan bahan ke arah vertical, horizontal, dan atau kombinasi keduanya, (Zainuri, 2006).

Mesin pemindah bahan mendistribusikan muatan ke seluruh lokasi di dalam perusahaan, memindahkan bahan di antara unit proses yang terlibat di dalam produksi, membawa produk jadi ke tempat produk tersebut akan dimuat, dan memindahkan limbah produksi dari *production site* ke *loading area*, (Zainuri, 2006)

Pemindahan beban yang relatif berat dan jumlah besar merupakan permasalahan utama dalam proses produksi dalam suatu industri, sehingga untuk mengatasi permasalahan ini maka digunakanlah mesin pemindah bahan. Dalam bidang teknik mesin, mesin pemindah bahan dapat juga diartikan sebagai suatu alat yang digunakan untuk mengangkat beban yang berat atau jumlah yang banyak, dengan menggunakan tenaga yang kecil, jauh lebih kecil dari bentuk beban yang diberikan.

Pada mesin pemindah bahan biasanya diperlukan peralatan-peralatan tambahan yang khusus, sesuai dengan jumlah dan jenis beban yang akan diangkat,.

misalnya pada mesin pemindah bahan yang digunakan untuk memindahkan beban satuan (*unit load*), seperti bagian-bagian mesin, bahan-bahan bangunan dan lain-lain. Untuk beban curah (*bulk load*), diperlukan kotak atau kantong-kantong untuk tempat muatan curah seperti batu bara, biji besi, semen, pasir, tanah liat, dan lain-lain. Untuk pemindahan beban curah, mesin pemindah bahan yang sering digunakan adalah jenis konveyor atau ban berjalan. Untuk jenis-jenis beban lainnya, maka dipilihlah jenis mesin pemindah bahan yang sesuai.

## 2.2 Klasifikasi Mesin Pemindah Bahan

Mesin pemindah bahan (*material handling equipment*) terdiri dari beberapa jenis, dimana setiap jenis mesin pemindah bahan tersebut mempunyai kelebihan dan kekurangan masing-masing, misalnya cara kerjanya, keunggulan-keunggulan komponen pendukungnya, arah gerakannya dan bentuk bahan yang akan dipindahkannya. Oleh karena itu mesin pemindah bahan dapat dikelompokkan berdasarkan sifat-sifat karakteristiknya, misalnya rancangan yang didasarkan atas gerakan mesin, atau berdasarkan kegunaannya, dan lain-lain sebagainya.

- (1) Mesin pemindah bahan berdasarkan arah gerak perpindahan terbagi dua yaitu :
  - (a) Mesin pemindah bahan yang memiliki perpindahan dalam arah gerak lurus vertical maupun horizontal dan
  - (b) Mesin pemindah bahan yang memiliki perpindahan, selain arah gerak lurus juga memiliki gerak melingkar (berputar).
- (2) Mesin pemindah bahan berdasarkan arah dan sifat gerakan dapat dikelompokkan atas:

- (a) **Peralatan pengangkat** yaitu peralatan yang ditujukan memindahkan muatan satuan dalam satu *batch*, misalnya : (1) **Mesin pengangkat** yaitu alat yang dapat memindahkan beban dalam arah vertikal dan yang relatif dekat, dan biasanya mesin atau alat tersebut digerakkan secara manual, misalnya dongkrak roda gigi, dongkrak skrup, dongkrak hidroulik, dongkrak pneumatic, tuas, sistim puli tangan, .lir tangan, dll. (2) **Elevator** yaitu alat pengangkat yang digerakkan dengan mesin, baik mesin listrik, motor bakar, maupun penggerak mula lainnya. misalnya dongkrak hidroulik listrik, *pneumatik* listrik, lir mesin, elevator, dll., (3) **Crane** yaitu kombinasi dari mesin pengangkat dengan rangka pengangkat (*hoisting frame*) yang bekerja bersama-sama untuk mengangkat dan memindahkan beban. Crane dapat diklasifikasikan sebagai berikut : (a) **Crane putar stasioner** dimana jenis-jenisnya terdiri dari ; crane dengan pilar tetap, crane berlengan, crane dinding (*wall jig crane*), crane dengan meja putar, crane dengan poros. (b) **Crane yang bergerak pada rel** dimana jenis-jenisnya terdiri dari ; crane portal, crane menara tower, crane satu rel, crane overhead. (c) **Crane tanpa lintasan**, jenis ini terdiri dari; crane yang di pasang pada traktor, crane yang di pasang pada truk. (d) **Crane tipe jembatan**, jenis ini terdiri dari; *crane gantry*, *crane berpalang tunggal*, *crane berpalang ganda*.
- (b) **Peralatan permukaan dan overhead** yaitu peralatan yang ditujukan untuk memindahkan muatan curah (*bulk load*) dan muatan satuan (*unit load*), baik *batch* maupun kontinu, misalnya *scraper*, *escavator*, *bulldozer*, dan lain-lain.
- (c) **Peralatan pemindah (conveyor)** yaitu peralatan yang ditujukan untuk memindahkan muatan curah (banyak partikel, homogen) maupun muatan satuan secara kontinu

## **2.3 Jenis-Jenis Peralatan Pemindah (Conveyor)**

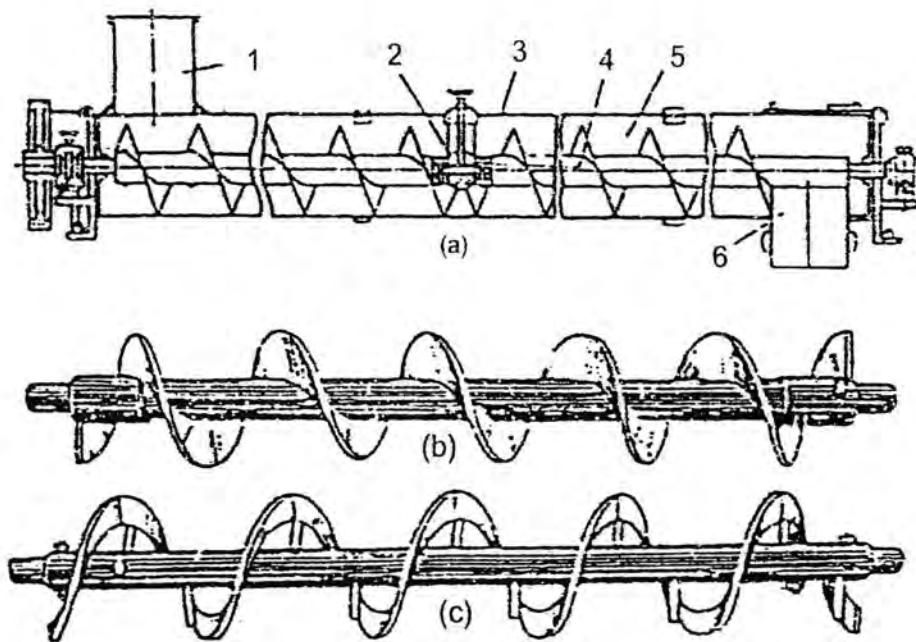
### **(1) Belt conveyor**

Secara umum belt conveyor ini terdiri dari : kerangka (*frame*), dua buah pully, sabuk, roller, system penggerak, dan cawan pengisi. Belt conveyor dapat digunakan untuk memindahkan material bentuk satuan (*unit load*), maupun muatan curah (*bulk load*), sepanjang garis lurus atau sudut inklinasi terbatas. Belt conveyor secara intensip dipergunakan di setiap cabang industri. Kapasitas angkut berkisar 500 s/d 5000 m<sup>3</sup>/jam atau lebih, kemampuan untuk memindahkan bahan dalam jarak yang jauh 500 s/d 1000 m. Perencanaan yang sederhana, berat mesin relative ringan, pemeliharaan dan operasi yang mudah telah menjadikan belt conveyor secara luas digunakan sebagai mesin pemindah bahan.

### **(2) Screw Conveyor**

Screw conveyor biasanya terdiri dari poros yang terpasang screw yang berputar. Pada saat screw berputar, material dimasukkan melalui feeding hopper ke screw yang bergerak maju akibat daya dorong screw. Poros dan screw berputar sepanjang lintasan casing berbentuk U (*U-shaped*). Material yang dipindahkan diisikan ke dalamtrough oleh cawan pengisi. Penerapan screw conveyor terbatas karena material yang dapat dipindahkan dengan sempurna tidaklah banyak Screw conveyor mudah dalam hal perencanaan, maintenance, dimensi kecil, dapat mengeluarkan material dalam beberapa titik yang dikehendaki. Ini penting untuk material yang berdebu (*dusty*) dan material panas.





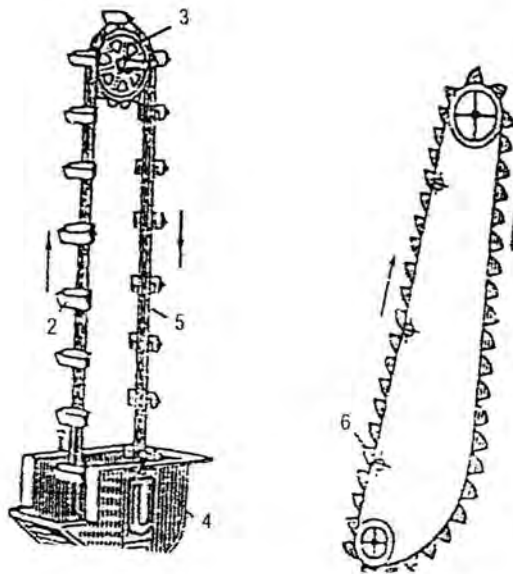
Gambar 2.1 Bagian-bagian Screw Conveyor

### (3) Pneumatic Conveyor

Pneumatic conveyor atau konveyor udara berfungsi terutama untuk memindahkan bahan curah (bulk load) di dalam satu aliran udara yang bergerak melalui pipa (duct). Prinsip umum operasional semua jenis pemindah pneumatic adalah bahwa gerak dipindahkan ke bahan oleh aliran udara yang bergerak cepat. Pneumatic conveyor banyak digunakan di industri, seperti industri makanan dan minuman, pekerjaan konstruksi, dan sebagainya. Berbagai macam material, terdiri dari material kering, dan material bubuk, seperti ; cement, coal dust, grain, alumina, dan sebagainya.

#### (4) Bucket Conveyor (konveyor Timba)

Jenis konveyor ini merupakan suatu alat transportasi material yang jarang dipergunakan pada industri-industri menengah dan industri besar. Daya angkut sistem ini tergantung dari jumlah daya yang dipergunakan pada pabrik itu sendiri. Bucket conveyor banyak dipergunakan pada daerah menanjak dan jarak yang pendek, hal ini karena konstruksi sistem pengangkut ini relatif rumit.



Gambar 2.2 Bucket Conveyor

Bucket conveyor terdiri dari pully atau sprocket penggerak, bucket yang berputar mengelilingi sprocket atas dan bawah, bagian penggerak, pengencang (*take-up*), casing, dan transmisi penggerak. Cara kerja bucket conveyor, yaitu material curah (*bulk material*), masuk ke corong pengisi (*feed hopper*) pada bahagian bawah conveyor. Material curah ditangkap oleh bucket yang bergerak,

kemudian oleh bucket dibawa ke atas. Setelah sampai pada roda gigi atas, material dikeluarkan ke arah corong keluar, (gambar 2.2).

Jenis bucket yang dipergunakan adalah : (1) deep bucket, (2) shallow bucket, dan (3) V-type bucket. Deep bucket, sudut potong  $65^{\circ}$ , digunakan untuk bahan sangat kering, mudah mengalir. Shallow bucket sudut  $45^{\circ}$ , untuk bahan yang mengandung uap air, agak sukar mengalir. V-type bucket untuk material berat, abrasive.

Bucket conveyor digunakan untuk mengangkut berbagai macam material berbentuk serbuk, butiran-butiran kecil, dan bongkahan. Sebagai contoh material adalah semen, pasir, batubara, tepung, dan lain-lain. Berdasarkan sistem transmisi, bucket conveyor dibedakan menjadi 2 macam, yaitu : (1) menggunakan transmisi sabuk (belt), dan (2) menggunakan transmisi rantai (chain). Keduanya mempunyai kelebihan dan kekurangan. Untuk memilih salah satu dari kedua tipe tersebut, pertimbangan utamanya adalah factor temperature material yang diangkut, transmisi yang dihantarkan, perawatan, dan usia pakai.

Setiap kelompok mesin pemindah bahan dapat dibedakan oleh sejumlah ciri-ciri khas dan bidang penggunaan yang khusus. Perbedaan dalam rancangan kelompok ini juga ditentukan oleh keadaan muatan yang akan ditangani, arah gerakan kerja, dan keadaan proses penanganannya. Muatan yang ditangani dibedakan menjadi muatan tumpahan (*bulk load*) dan muatan satuan (*unit load*). Bahan yang ditangani dalam bentuk *bulk load* terdiri atas banyak partikel atau gumpalan yang homogen, misalnya : batubara, biji besi, semen, pasir, tanah, tanah liat, batu, berondolan sawit dan sebagainya. *Unit load* bisa jadi *bulk load* yang terbungkus, seperti dalam peti kemas, karung, dan lain-lain, yang dapat berbeda bobot dan bentuknya.

## 2.4 Pemilihan Jenis Mesin Pemindah Bahan

Mesin pemindah bahan yang digunakan harus dapat memindahkan muatan ke tujuan yang ditentukan dalam waktu yang telah dijadwalkan, dan harus dihantarkan ke departemen atau unit produksi dalam jumlah muatan yang ditentukan. Mesin harus dapat dimekaniskan sedemikian rupa sehingga hanya memerlukan sedikit mungkin operator untuk pengendalian, pemeliharaan, perbaikan, dan tugas-tugas tambahan lainnya. Alat pemindah bahan ini tidak boleh merusak muatan yang dipindahkan ataupun menghalangi dan menghambat proses produksi. Alat pemindah bahan ini juga harus aman dalam operasinya dan ekonomis baik dalam biaya operasi maupun modal awalnya.

Faktor-faktor teknis yang harus diperhatikan dalam pemilihan mesin pemindah bahan, antara lain :

- (1) Jenis dan sifat bahan yang akan ditangani. Untuk efisiensi penggunaan alat harus diketahui sifat material yang akan dipindahkan dan juga bagaimana jenis, serta ukuran dari material tersebut.
- (2) Kapasitas per jam yang dibutuhkan. Besarnya muatan atau volume yang harus dipindahkan juga akan menjadi penentu pemilihan alat pengangkat. Karena proses produksi menyangkut kapasitas per jam dari unit kontinuitas pemindahan lamanya operasi alat dan metode pemuatan material.
- (3) Arah dan jarak perpindahan.
- (4) Cara menyusun muatan pada tempat asal, akhir, dan antara. Bagaimana posisi penyusunan muatan sebelum diangkat dan setelah diangkat, tidak boleh diabaikan. Karena apabila kita salah dalam melakukan penyusunan, akan merusak material, disamping itu juga akan mengganggu keamanan atau

kenyamanan kita di dalam melakukan aktivitas yang mengakibatkan resiko yang cukup besar.

- (5) Karakteristik proses produksi yang terlibat dalam pemindahan muatan.
- (6) Kondisi lokal yang spesifik. Didalam pemilihan pesawat angkat ini juga menyangkut kondisi medan atau ruang operasional alat.
- (7) Jangka waktu penggunaan alat.

Dari persyaratan-persyaratan yang telah dijelaskan diatas, maka jenis alat pemindah bahan yang dipilih dalam perancangan ini adalah bucket conveyor (konveyor timba). Pemilihan ini disebabkan oleh karena :

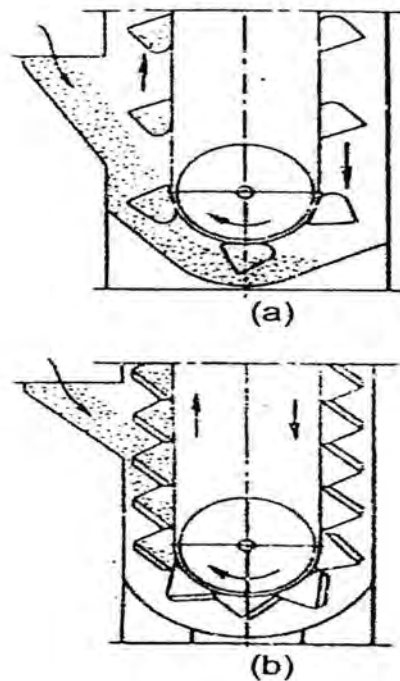
- (a) Bucket conveyor sangat sesuai dengan bahan yang akan dipindahkan yaitu berondolan buah sawit yang akan dipindahkan dari stasiun penebah (*threaser station*) ke stasiun pelumatan (*digester station*).
- (b) Bucket conveyor mempunyai sistem pemasukan buah yang sangat sederhana, dan ringan sehingga daya yang diperlukan relatif lebih kecil.
- (c) Bucket conveyor sebuah alat pemindah bahan yang sederhana, sehingga investasi awal, dan biaya operasional relatif lebih kecil.

## **2.5. Prinsip Kerja Bucket Conveyor (Konveyor timba)**

Bucket conveyor (konveyor timba) beroperasi dengan memanfaatkan timba, sehingga pemindahan material dilakukan dengan timba dengan cara menyekop sambil bergerak. Timba diikatkan pada rantai dengan alat pengikat plat dan baut-mur. Sistem ini bergerak secara sirkulasi akibat putaran dari sprocket. Selanjutnya material yang diangkat dikeluarkan dari dalam bucket, disebabkan oleh posisi dari bucket tersebut material tersebut jatuh akibat gaya gravitasi.

Sebagai penggerak utama dari system pengangkut ini adalah sebuah elektro motor melalui perantaraan sistem transmisi daya dan putaran. Jenis transmisi daya dan putaran yang digunakan adalah system roda gigi.

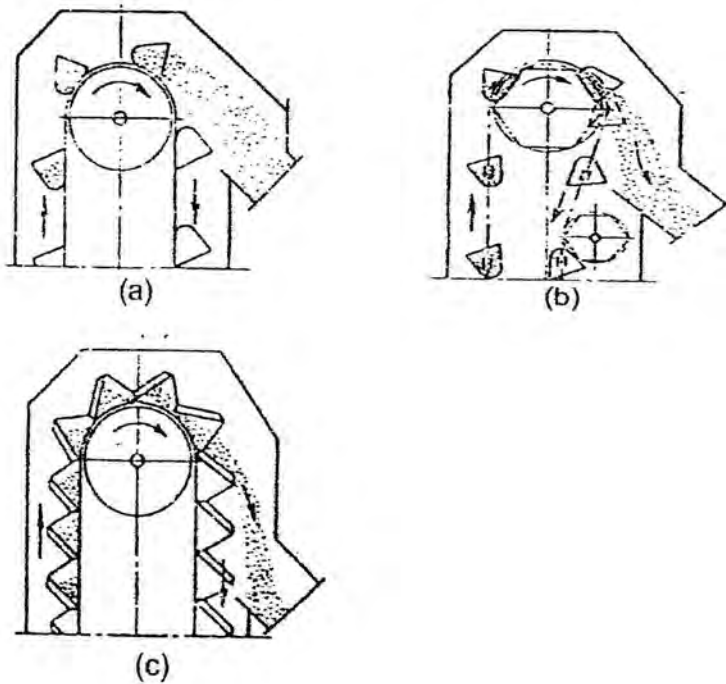
Bucket conveyor merupakan salah satu jenis pengangkut yang memanfaatkan timba-timba yang tersusun sedemikian rupa dengan jarak antara timba yang seragam.



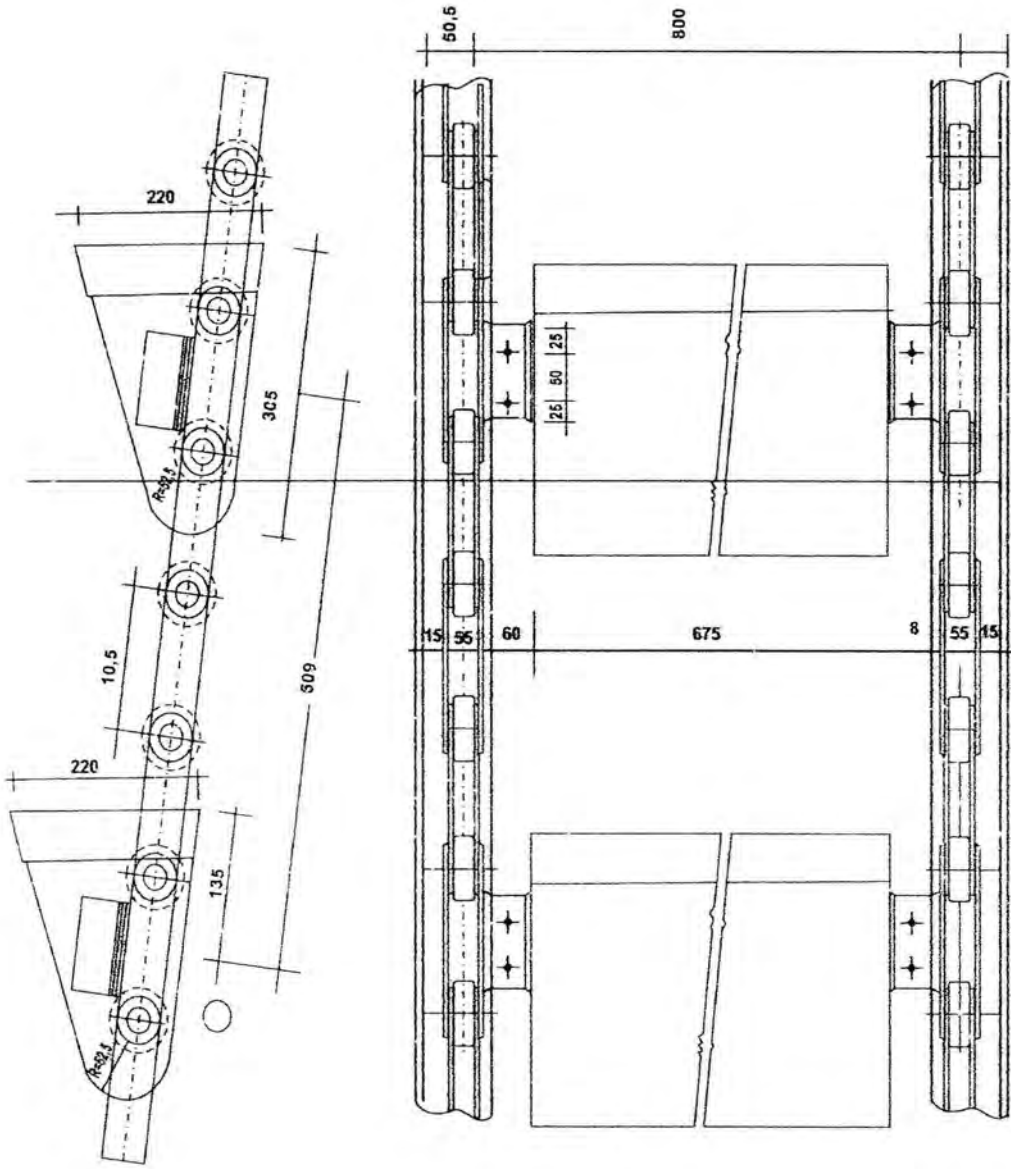
Gambar 2.3 Sistem pemasukan beban pada bucket conveyor

(1) **Sistem Pemasukan material beban.** Sistem pemasukan material beban pada bucket conveyor terdiri dari dua cara yaitu (a) cara penyekopan, dan (b) cara pengisian langsung, seperti diperlihatkan pada gambar 2.4 diatas.

(2) **Sistem pengeluaran.** Sistem pengeluaran material beban pada bucket conveyor adalah dengan prinsip gaya sentrifugal dan gaya grafitasi. Pada sistem gaya sentrifugal, material yang diangkut akan terlempar dengan sendirinya ke tempat yang telah ditentukan ataupun dirancang sebelumnya diakibatkan oleh gerakan timba itu sendiri. Sistem ini biasanya terjadi pada bucket conveyor kecepatan tinggi. Sedangkan pada sistem gaya grafitasi, material beban akan keluar dari bucket akibat gaya grafitasi. Sistem ini biasanya dijumpai pada bucket conveyor dengan material beban yang basah dengan kecepatan yang rendah.



**Gambar 2.4 Sistem pengeluaran beban pada bucket conveyor**



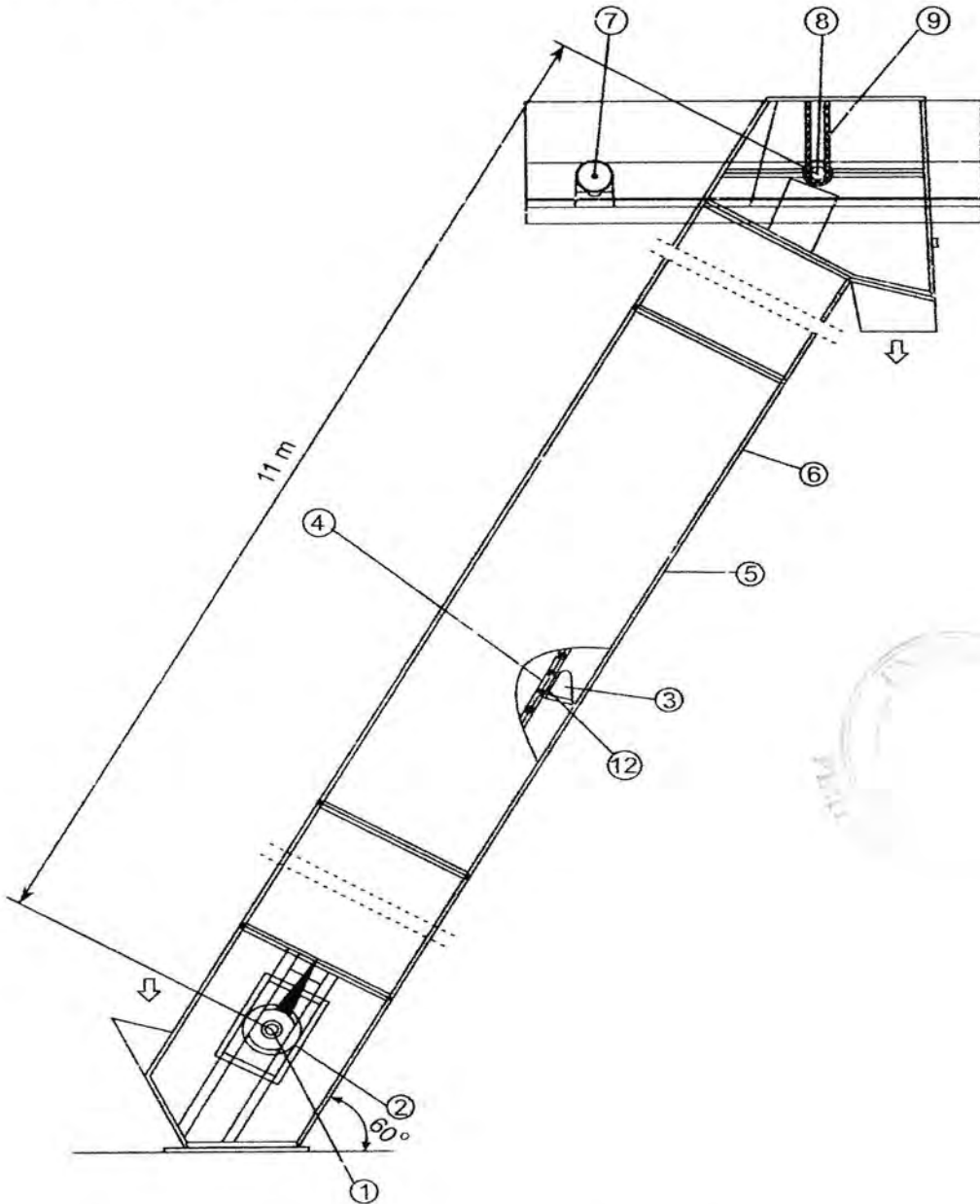
**Gambar 2.5. Konstruksi Bucket Conveyor**



# BAB III

## METODE PERANCANGAN

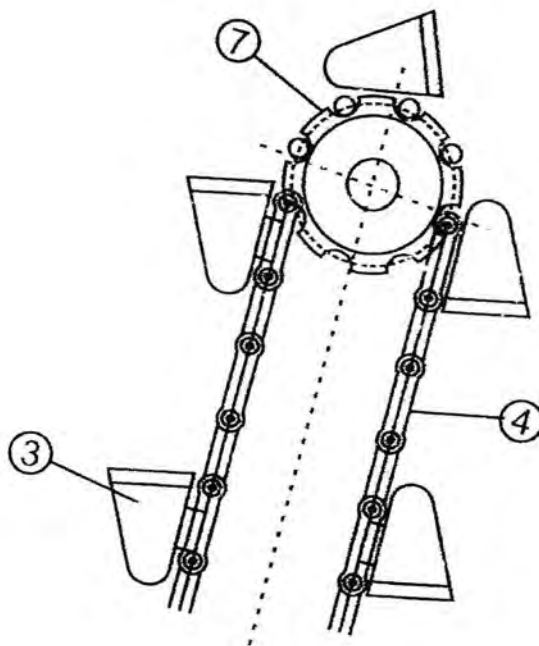
### 3.1 GEOMETRI BUCKET CONVEYOR



Gambar 3.1 Geometri dari konstruksi conveyer

**Keterangan gambar 3.1**

- (1) Sprocket bawah
- (2) Poros sprocket bawah
- (3) Bucket
- (4) Rantai
- (5) Konsruksi rumah conveyoyor
- (6) Roller conveyoyor
- (7) Elektromotor
- (8) Sprocket atas
- (9) Sistem Transmisi roda gigi
- (10)Baut pengikat bucket



**Gambar 3.2. Susunan Bucket pada conveyoyor**

Sebagaimana telah dijelaskan pada bagian tujuan perancangan, bahwa pada tugas ini merupakan perancangan ulang sebuah mesin pemindah bahan yang digunakan pada sebuah pabrik pengolahan kelapa sawit. Jenis mesin pemindah bahan ini adalah bucket conveyor. Adapun komponen-komponen utama pada bucket conveyor ini adalah sistem bucket & rantai yang digerakkan oleh sprocket, rol-rol pendukung, sistem transmisi roda gigi, electromotor sebagai penggerak utama, dan perlengkapan lainnya. Pada gambar 3.1 dan 3.2 merupakan geometri mesin bucket conveyor.

### 3.2 PROSEDUR PERANCANGAN

Tahapan-tahapan perancangan ini, penulis mengikuti langkah-langkah seperti diperlihatkan pada diagram alir dibawah ini :



Gambar 3.3 Diagram alir Perancangan

**3.2.1 Pemilihan Judul Perancangan.** Tahapan yang paling awal dari rangkaian perancangan ini adalah pemilihan judul. Adapun judul tugas rancangan ini sesuai dengan yang telah diuraikan pada bagian latar belakang sebelumnya, bahwa pada tugas rancangan ini penulis ingin memberi kontribusi dalam perbaikan unjuk kerja (efisiensi) dari mesin pemindah bahan jenis bucket conveyor yang digunakan pada sebuah pabrik pengolahan kelapa sawit. Bucket conveyor ini digunakan untuk mengangkat berondolan buah kelapa sawit yang telah ditebah dari stasiun thresher ke stasiun digester. Dalam hal ini bagian yang akan dianalisa adalah komponen-komponen utama dan perlengkapannya. Hasil evaluasi/rancangan ini diharapkan dapat memberikan sumbangan dalam usaha meningkatkan unjuk kerja dari bucket conveyor tersebut.

**3.2.2 Model sebagai pembanding.** Sebagai pembanding dalam rancangan ini dapat dilihat geometri dari sistem alat pemindah bahan dari jenis bucket conveyor pada **gambar 3.1**. Sistem bucket conveyor tersebut merupakan jenis bucket conveyor yang paling ideal untuk kapasitas pabrik kelapa sawit 30 ton TBS/jam.

**3.2.3 Studi Literatur.** Untuk mendukung perancangan ini, diperlukan beberapa teori pendukung yang berhubungan dengan mesin bucket conveyor tersebut. Teori-teori ini dapat menjelaskan lebih rinci tentang mesin pemindah bahan dan bagaimana menghitung dan memilih komponen-komponen bucket conveyor tersebut. Teori-teori ini diperoleh dari beberapa referensi yang ada di perpustakaan.

**3.2.4 Analisa Perhitungan.** Pada tahapan ini, akan dianalisa tentang geometri dari komponen-komponen utama dari mesin pemindah bahan tersebut. Analisa ini meliputi pertimbangan bentuk maupun perhitungan dimensi dan selanjutnya pemilihan spesifikasi dari komponen sistem pengangkat tersebut. Selanjutnya membandingkan dengan sistem yang digunakan pada sebuah pabrik kelapa sawit dengan kapasitas 45 ton TBS/jam. Pada perancangan ini komponen-komponen yang dianalisa meliputi: perhitungan dan pertimbangan pemilihan bucket, rantai, sprocket, sistem transmisi daya, pemilihan motor penggerak, perhitungan poros transmisi, perhitungan pasak, perhitungan dan pemilihan bantalan. Selanjutnya dianalisa dan dibandingkan dengan bucket conveyor yang ada pada sebuah pabrik kelapa sawit.

**3.2.5 Gambar Teknik.** Pada tahapan akhir dari perancangan ini adalah membuat gambar teknik dari sebuah mesin pemindah bahan dalam hal ini adalah alat pengangkut jenis bucket conveyor. Dengan adanya gambar teknik tersebut, maka selesailah tahapan-tahapan perancangan ini.

## **BAB IV**

### **ANALISA DAN PERHITUNGAN**

#### **4.1 Jenis Material Beban**

Peninjauan terhadap material yang akan diangkut perlu dilakukan dalam perencanaan conveyor. Material yang akan diangkut adalah material yang termasuk ke dalam klasifikasi beban tumpahan (*bulk Load*) yaitu berondolan buah kelapa sawit. Berondolan buah kelapa sawit ini akan diangkut dari stasiun penebah (*threser station*) ke stasiun pelumatan (*digester*).

#### **4.2 Parameter-Parameter Perancangan**

Dalam rancangan mesin pemindah bahan ini terlebih dahulu ditentukan besaran-besaran operasi dari bucket conveyor. Dalam pemilihan besaran-besaran ini diperlukan pertimbangan arah dan bentuk lintasan yang akan dilalui oleh buah kelapa sawit tersebut. Panjang lintasan bucket conveyor tersebut ditentukan dengan melihat posisi dari stasiun penebah ke stasiun pelumat dan kondisi di sekitar conveyor tersebut untuk masa sekarang maupun untuk pengembangannya untuk masa yang akan datang. Selain itu jenis material yang diangkut adalah buah kelapa sawit (berada dalam keadaan basah) dan sistem pengeluaran material beban adalah akibat gaya grafitasi, maka bucket conveyor ini termasuk ke dalam jenis kategori kecepatan rendah (lambat). Dengan demikian dapat ditentukan parameter-parameter operasional dari mesin bucket conveyor tersebut sebagai berikut :

- (1) Panjang lintasan untuk bucket conveyor = 13 meter.
- (2) Tinggi bucket conveyor 12,6 meter.
- (3) Lebar bucket conveyor 2,92 meter.

(4) Sudut (kemiringan) bucket conveyor  $77^{\circ}$

### 4.3 Kapasitas dan Kecepatan Konveyor

Kecepatan rantai conveyor untuk mengangkut buah kelapa sawit dapat ditetapkan  $V = 0,325$  m/dtk (untuk conveyor bucket kategori kecepatan rendah). Hal ini untuk memudahkan pengontrolan material beban dalam berondolan buah kelapa sawit pada waktu keadaan beroperasi, seperti misalnya masih adanya dijumpai kotoran-kotoran (tandan kosong) di dalam campuran berondolan buah sawit tersebut.

Kapasitas bucket conveyor merupakan jumlah beban (jumlah berondolan buah kelapa sawit) yang dipindahkan (diangkut) per satuan waktu. Jumlah beban bucket conveyor ini sesuai dengan data spesifikasi yang telah ditentukan yaitu kapasitas pabrik pengolahan kelapa sawit 45 ton TBS/jam. Maka dari kapasitas pabrik kelapa sawit ini dapat ditentukan kapasitas bucket conveyor tersebut, sebagai berikut :

- (a) Setelah diproses di ketel rebus, berat TBS = 80% dari TBS, dalam hal ini kapasitas pabrik kelapa sawit adalah 45 ton TBS/jam, dengan demikian setelah diproses di ketel rebusan maka berat buah tersebut menjadi  $0,8 \times 45$  ton/jam = 36 ton/jam.
- (b) Selanjutnya setelah dari ketel rebusan, buah sawit tersebut diproses dibantingan (stripper) dan Threaser, dimana fungsi dari bantingan dan threaser adalah untuk memisahkan berondolan buah sawit dengan tandannya. Sedangkan berat tandan kosong adalah 20% dari buah sawit yang telah diproses di ketel rebusan sebelumnya. Dengan demikian berat buah sawit yang akan diangkut adalah sekitar  $80\% \times 36$  ton = 28,8 ton/jam buah sawit, maka dapatlah ditentukan

kapasitas bucket conveyor ( $Q$ ) = 30 ton/jam (direncanakan).

#### 4.4 Berat Muatan

Berat buah kelapa sawit yang diangkut persatuan panjang lintasan conveyor

( $W_a$ ) dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut ini:

$$W_a = \frac{Q}{i \cdot V} \text{ (kg/m)}$$

dimana :

$Q$  = kapasitas conveyor = 30 ton

$i$  = faktor koreksi

= 0,5 + 5

$V$  = kecepatan rantai conveyor = 0,325 m/dtk.

maka :

$$\begin{aligned} W_a &= \frac{30}{1,4 \cdot 0,325} \\ &= 46,15 \text{ kg/m} \end{aligned}$$

#### 4.5 Spesifikasi Perencanaan

Dari beberapa perhitungan diatas dapat diambil suatu spesifikasi dari bucket conveyor sebagai dasar perhitungan dan pemilihan komponen-komponen lainnya.

- (a) Jenis material : beban tumpahan (bulk load)
- (b) Kapasitas conveyor : 30 ton/jam
- (c) Panjang lintasan. conveyor : 13 meter
- (d) Sudut dakian ( kemiringan) :  $77^0$



(e) Tinggi pengangkatan bucket conveyor : 12,9 meter

(f) Kecepatan rantai conveyor : 0,325 m/dtk

(g) Berat muatan persatuan panjang : 46,15 kg/m.

#### 4.6 Daya Elektromotor

Sebagai penggerak utama dari bucket conveyor ini digunakan elektromotor. Hubungan antara elektromotor dengan bucket conveyor adalah dengan cara dikopel secara langsung, sehingga putaran elektromotor sama dengan putaran poros transmisi input. Selanjutnya daya dan putaran ditransmisikan ke roda gigi dan selanjutnya dari sistem roda gigi ini dihubungkan ke poros output dan seterusnya ditransmisi ke poros sprocket yang kemudian akan menggerakkan conveyor tersebut.

Besarnya daya elektromotor dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$N = \frac{F.V}{102.M_m} \text{ (Kw)} \quad \text{(Muir, 1995)}$$

dimana :

F = gaya tarik pada roller chain

$$= (S_4 - S_1) + K' (S_4 + S_1) \quad \text{(Kovsky, 1969)}$$

dimana :

S<sub>4</sub> = tegangan rantai pada sisi ketat

S<sub>1</sub> = tegangan rantai pada sisi kendur

K' = faktor gesekan sprocket

V = kecepatan conveyor

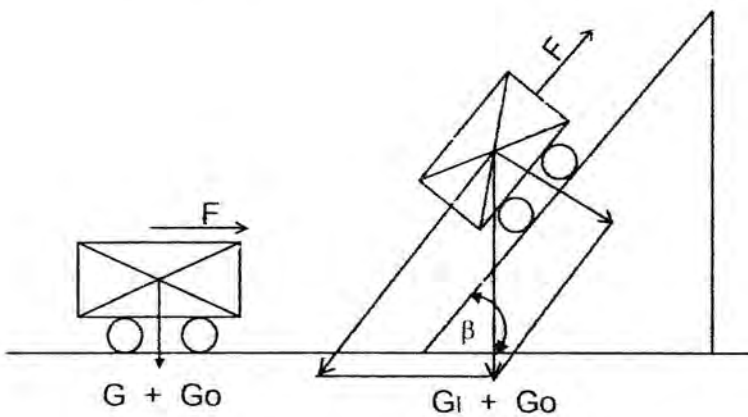
$$= (0,25 + 0,50 \text{ m/dtk}) \quad \text{(Brown, 1958)}$$

m = Efisiensi mekanis

$$= (0,80 + 0,95)$$

Untuk melindungi gaya tarik ( $F$ ) pada bucket conveyor saat bekerja perlu diketahui tahanan pada conveyor. Tahanan pada conveyor terdiri dari (1) Tahanan pada conveyor dan (2) tahanan pada bagian terpisah.

**(1) Tahanan pada conveyor.** Secara praktisnya faktor tahanan berbeda-beda di dalam batas untuk peralatan dari jenis yang berbeda. Untuk tahanan ini biasanya berbeda-beda dari praksional yang satu ke praksional yang lainnya dan bahkan lebih besar untuk mesin dengan tingkat pemakaian power yang tinggi. Untuk mesin dengan tingkat tipe yang sama (identik) seperti belt conveyor, dan sejenisnya, nilai dari faktor juga berubah di dalam batas tertentu, tergantung



**Gambar 4.1. tahanan pada roller chain**

pada kapasitas, panjang dan konfigurasi mesin, kualitasnya dari pabrik dan instalasinya, kondisi dan sebagian pada keadaan material pengangkut. Jumlah tahanan pada sebuah alat yang dipegang adalah ditentukan sebagai jumlah dari bahan yang terdapat didalam bagian-bagian terpisah ( $W$ ) yang berkaitan dengan

berat kotor beban yang diangkut yaitu untuk berat material ditambah bagian mesin yang bergerak dan menghubungkannya dengan tekanan normal pada komponen antar yang mendukung selanjutnya, apabila sebuah container(trailer) dengan berat ( $G_0$ ) membawa sebuah beban dengan berat ( $G$ ) pada sebuah komponen antar (rails) atau pada roda yang berputar seperti gambar.4.1

Maka gaya tarik pada putaran dalam arah horizontal adalah :

$$W = (G + G_0) W'$$

Nilai dari faktor  $w'$  untuk beban yang berputar pada rel ditentukan dari persamaan berikut :

$$W' = x \cdot \frac{d}{D} + \frac{0,06}{6} \quad (\text{Brown, 1958})$$

dimana :

$x$  = faktor friksi steel roller = 0,3

$d$  = diameter sumbu roller = 26,9 (dari tabel)

$D$  = diameter luar roller = 66,7 (dari tabel)

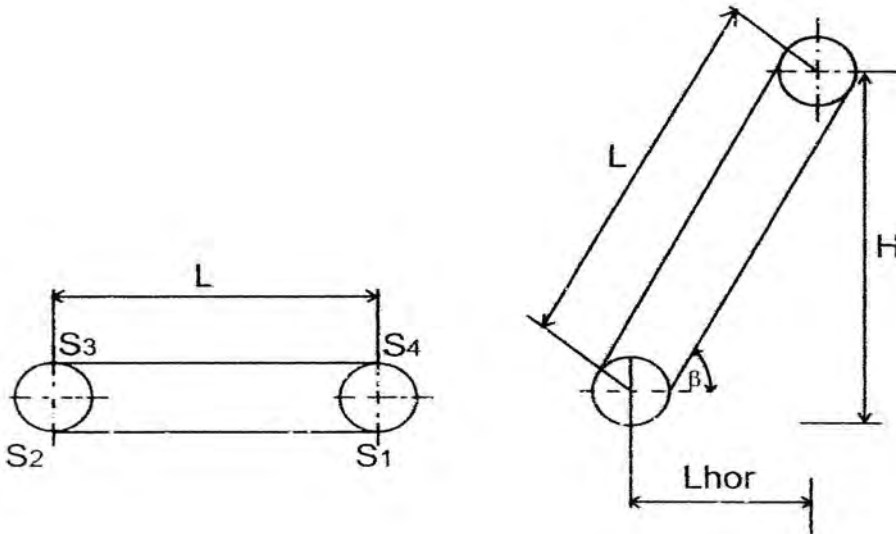
$$W' = 0,3 \cdot \frac{d}{D} + \frac{0,06}{6} = 0,12$$

**(2) Tahanan pada bagian Terpisah.** Umumnya pully/sprocket yang berputar pada sebuah mesin pengangkut secara terus-menerus, selama restiliner section (rantai roller chain) dihubungkan. apabila beban dibawa melalui sebuah alat pengangkut beban sepanjang komponen pengantar, maka tahanan bisa berbeda. Jika kita berikan  $L$  sebagai panjang rantai roller chain,  $\beta$  = sudut inlinasi,  $L_{hor}$  proyeksi horizontal dari panjang  $L$ , dan  $H$  proyeksi vertikal, maka untuk kasus pada saat bagian pully bergerak dengan faktor pergeseran yang identik  $w'$  maka tahanan

conveyor dalam kondisi pembebanan adalah:

(a) Untuk gerakan puli :

$$\begin{aligned}
 W_1 &= \pm(q + q_0) L \cdot \sin \beta + (q + q_0) \cdot Lw' \cos \beta \\
 &= (q + q_0) (\pm H + Lw' \cos \beta) \\
 &= (q + q_0) - (\pm H + L_{hor} w')
 \end{aligned}$$



Gambar 4.2 Gaya-gaya pada conveyor

Pada pembebanan yang bervariasi, maka :

$$W = \pm (q + q_0) H + (qw_1' + qow_1')L_{hor}$$

dimana :  $w_1'$  dan  $w_1'$  adalah faktor pergeseran dari beban sepanjang rantai untuk yang tidak berbeba.

$$\begin{aligned}
 Wu &= q_0 L (\pm \sin \beta + w' \cos \beta) \\
 &= q_0 L (\pm H + w' \cos \beta)
 \end{aligned}$$

Untuk gerakan arah menurun jumlah nilai tahanan pada rantai dapat menjadi

positif, negatif dan nol, sedangkan untuk gerakan arah menanjak tahanan selalu positif.

(b) Tahanan pada bucket conveyor

$S_1$  = tegangan sisi kendor

$$= (200 \div 400 \text{ kg}) \quad (\text{Kovsky, 1969})$$

$$= 300 \text{ kg}$$

$S_2$  = tegangan rantai pada titik 2

$$= S_1 + (q_b + q_r) H + (q_b + q_r) L_{\text{hor.}} \cdot W^2 I \quad (\text{Kovsky, 1969})$$

dimana :

$$S_1 = 300 \text{ kg}$$

$q_b$  = berat bucket per meter

$$= G_b / a \quad \text{dan}$$

$G_b$  = berat bucket =: 9,3 kg (data )

$a$  = jarak antara 1 bucket ke dengan bucket lainnya = 0,609 m

$$\text{jadi : } q = G_b/a = \frac{9,3\text{kg}}{0,609\text{m}} = 15,27\text{kg/m}$$

$q_p$  = berat rantai per meter sepanjang conveyor

$$= K \cdot (q_m + q_b)$$

dimana :  $K$  = faktor pembanding.

$$= (0,6 / 0,8) \text{ rantai ganda} \quad (\text{Muin, 1995})$$

$q_p$  = berat muatan permeter panjang conveyor.

$$= \frac{G}{a} \quad \text{dimana : } G = \text{berat muatan untuk 1 bucket,}$$

dan  $a = 0,0609 \text{ m}$

$$= \frac{20 \text{ kg}}{0,609 \text{ m}} = 32,84 \text{ kg/m}$$

$$H = \text{tinggi conveyor} = \sin 77^\circ \cdot 13 \text{ m} = 12,6 \text{ m}$$

$$L_{\text{hor}} = \cos 77^\circ \cdot 13 \text{ m} = 2,92 \text{ m}$$

$$\text{Jadi : } q_r = 0,7 (32,82 \text{ kg/m} + 15,27 \text{ kg/m})$$

$$= 33,67 \text{ kg/m}$$

$W^1$  = faktor tahanan gesek terhadap landasan.

$$W^1 = 0 \text{ (karena tidak ada gesekan pada } S_2)$$

Sehingga :

$$S_2 = 300 \text{ kg} + (19,27 \text{ kg/m} + 33,67 \text{ kg/m}) 12,6 \text{ m} + (15,27 \text{ kg/m} +$$

$$33,67 \text{ kg/m}) 2,92 \text{ m} + 0$$

$$= 300 \text{ kg} + (616,64 \text{ kg}) + 0 = 916,64 \text{ kg.}$$

Tegangan rantai pada titik 3

$$S_3 = S_2 \cdot K$$

dimana :  $K$  = faktor pembanding = 1,07 (diambil)

$$S_2 = 916,64 \text{ kg}$$

$$\text{Sehingga : } S_3 = 1,07 \cdot 916,64 \text{ kg}$$

$$= 980,80 \text{ kg.}$$

Tegangan rantai pada titik 4.

$$S_4 = S_3 + (q_m + q_b + Q_r) H + (q_b + q_r) L_{\text{bor}} \cdot W^1 \quad (\text{Kovsky, 1969})$$

dimana :

$$S_3 = 980,80 \text{ kg}$$

$$q_r = 32,84 \text{ kg/m}$$

$$q_b = 15,27 \text{ kg/m}$$

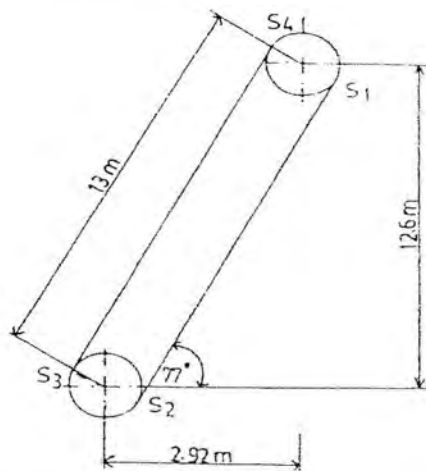
$$q_r = 33,67 \text{ kg/m}$$

$$H = 12,6 \text{ m}$$

$$L_{\text{hor}} = 2,9 \text{ m}$$

$$W' = 0,12 \text{ (diambil)}$$

( watwiju, 1952 )



Gambar 4.3 Ukran dan gaya-gaya pada rantai conveyor

Tegangan rantai pada titik 4.

$$S_4 = S_3 + (q_m + q_b + Q_r) H + (q_b + q_r) L_{\text{hor}} \cdot W'I \quad (\text{Kovsky, 1969})$$

dimana :

$$S_3 = 980,80 \text{ kg}$$

$$q_r = 32,84 \text{ kg/m}$$

$$q_b = 15,27 \text{ kg/m}$$

$$q_r = 33,67 \text{ kg/m}$$

$$H = 12,6 \text{ m}$$

$$L_{\text{hor}} = 2,9 \text{ m}$$

$$W' = 0,12 \text{ (diambil)} \quad (\text{watwiju, 1952})$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} S_4 &= 980,80 \text{ kg} + ( 32,84 \text{ kg/m} + 15,27 \text{ kg/m} + 33,67 \\ &\text{kg/m} ) 13,6 \text{ m} + 15,27 \text{ kg/m} + 33,67 \text{ kg/m} ) 2,92 \text{ m} \cdot 0,12 \\ &= 2028,36 \text{ kg.} \end{aligned}$$

### (3) Gaya tangensial pada sprocket

$$F = (S_4 - S_1) + K(S_4 + S_1)$$

dimana :

$$K = \text{faktor gesek sprocket} = 0,07$$

$$\begin{aligned} F &= ( 2028,36 - 300 ) + 0,07 ( 2028,36 + 300 ) \\ &= 1891,34 \text{ kg.} \end{aligned}$$

maka daya elektromotor dapat dihitung

$$\begin{aligned} N &= \frac{FV}{102\eta m} \\ N &= \frac{1891,34 \cdot 0,325}{102 \cdot 0,90} \quad (\text{kw}) \\ &= 6,69 \text{ kw} \approx 6,7 \text{ kw} \end{aligned}$$

Sedangkan daya yang dibutuhkan pada bucket conveyor adalah :

$$\begin{aligned} N_k &= \frac{1891,34 \cdot 0,325 \text{ m/det}}{102} (\text{kw}) \\ &= 6 \text{ kw} \end{aligned}$$

#### 4.7 Rantai Roler (Roller Chain)

Roller chain yang digunakan pada bucket conveyor ini sedikit berbeda dari



yang biasa digunakan. Pada umumnya besar diameter bantalan luncur (roller) lebih kecil dibandingkan lebar plat pendukungnya, namun roller chain yang digunakan justru sebaliknya, yaitu diameter bantalan luncurnya lebih besar dibanding dengan plat pendukung roller chain itu sendiri.

**(1) Ukuran rantai roller chain**

Untuk menentukan ukuran dari rantai roller chain terlebih dahulu diketahui gaya tarik untuk satu buah rantai seperti ditunjukkan pada gambar 4.4

(1) Gaya tarik pada rantai ( P ) :

$$P = F / Z$$

dimana :

$$F = \text{gaya tank pada bucket conveyor} = 1891,34 \text{ kg}$$

$$Z = \text{jumlah rantai yang menank bucket conveyor} = 2$$

$$P = \frac{1891,34 \text{ kg}}{2} = 945,67 \text{ kg}$$

(2) Ukuran pin :

$$\frac{P}{2 \cdot \pi / 4 \cdot d^2} \leq T_s \quad (\text{Sularso, 1991})$$

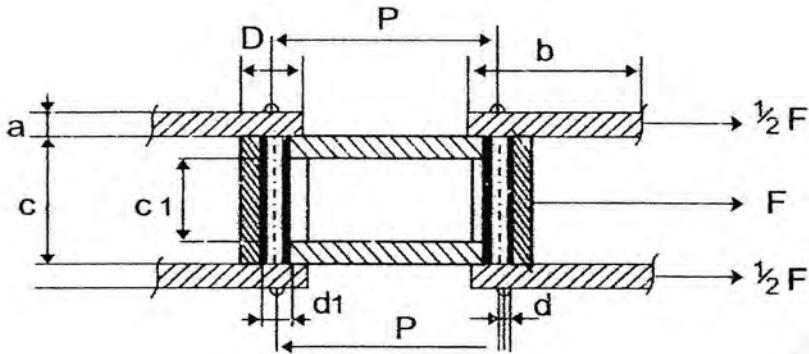
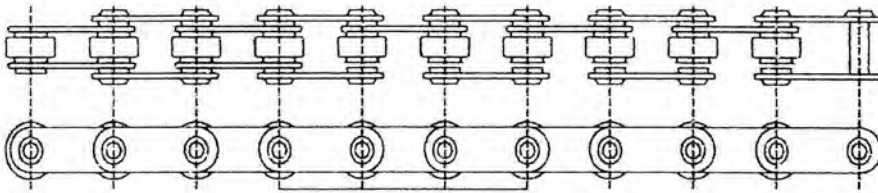
$$d^2 = \frac{P}{\pi / 4 \cdot 2}$$

dimana :

$$P = \text{gaya tarik pada 1 buah rantai}$$

$$= 945,67 \text{ kg.}$$

$$\text{maka : } d = \sqrt{\frac{945,67}{\pi / 4 \cdot 2}} = 25 \text{ mm}$$



Gambar 4.4 Gaya-gaya pada Roller Chain

Keterangan gambar:

- d. = diameter pin
- $d_1$  = diameter bushes
- D = diameter roller
- P = panjang kisar = 101,6 ( dari tabel pemilihan conveyor chain)
- a = tebal plat
- b = lebar plat
- c = jarak jelah plat dalam
- p = gaya tarik pada rantai

(3) Tegangan geser yang terjadi :

$$\sigma_g = \frac{P}{2 \cdot \pi / 4 \cdot d^2} = \frac{945,67}{2 \cdot \pi / 4 \cdot 24 \cdot 54^2}$$

$$= 0,9 \text{ kg/mm}^2$$

(4) Tegangan geser ijin

$$\tau_g = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \cdot Sf_2}$$

Bahan untuk pin roller dipilih dari JIS S45C dengan  $70 \text{ kg/mm}^2$ , dengan komposisi bahan adalah = 0,42 /0,48%C ;0,15 /0,35% Si ;0,60 / 0,90% Mn; 0,30%. P ; 0.035%Si., sehingga :

$$\sigma_g = \frac{P}{\pi / 4 \cdot d^2}$$

dimana :  $Sf_1 = 6,0$  (diambil)

$$Sf_2 = 2,0 \text{ (diambil)}$$

$$\text{maka : } \sigma_g = \frac{70}{6.2} = 5,83 \text{ kg/mm}$$

dari perhitungan diatas maka pin roller aman  $\sigma_g \leq \sigma_{g \cdot}$  .

$$d_1 = \frac{db}{m}$$

dimana :

$d_1$  = diameter luar

$db$  = diameter dalam bushes = 25 mm

$$m = 0,5 \div 0,8 = 0,75 \text{ (diambil)}$$

maka :

$$d_1 = \frac{25mm}{0,75} = 33mm$$

(5) Diamater roller adalah :

$$D = \frac{d_1}{m}$$

dimana :

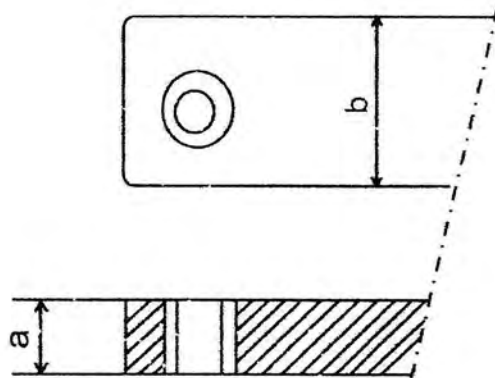
$D$  = diameter roller idler

$d_1$  = diameter bush = 33 mm

$$m = 0,3 / 0,8 = 0,5 \text{ (diambil)}$$

$$\text{maka : } D = \frac{33\text{mm}}{0,5} = 66\text{mm}$$

(6) Ukuran plat luar adalah :



Gambar 4.5 Ukuran plat luar

(a) lebar plat

$$b = \frac{d}{m}$$

dimana :

$b$  = lebar plat

$d$  = diameter pin = 25 pin

$m = 0,35 \div 0,50 = 0,40$  (diambil)

maka :

$$b = \frac{25\text{mm}}{0,40} = 62,5\text{mm}$$

(b) Tebal plat adalah :

$$a = \frac{b}{m}$$

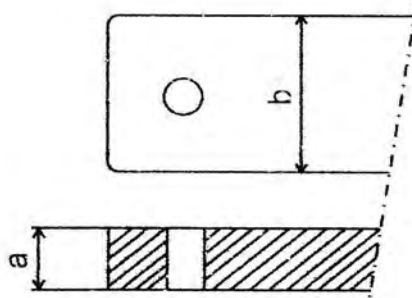
dimana : a = tebal plat

b = lebar plat = 6,25 mm

m =  $7 \div 13 = 12$  (diambil)

$$\text{maka : } a = \frac{62,5\text{mm}}{12} = 5,2\text{mm}$$

(7) Ukuran plat dalam :



Gambar 4.6 Ukuran plat dalam

(a) lebar plat adalah

$$b_1 = \frac{d_1}{m}$$

dimana :  $d_1$  = diameter luar bushes = 33 mm

m =  $0,35 / 0,75 = 0,5$  (diambil)

$$\text{maka : } b_1 = \frac{33\text{mm}}{0,525} = 62,8\text{mm}$$

(b) Tebai plat ( $d_1$ ) adalah :

$$d_1 = \frac{b_1}{m}$$

dimana :  $b_1$  = lebar plat = 62,8 mm

m =  $7 / 17 = 8,5$  (diambil)

$$\text{maka : } d_1 = \frac{62,8\text{mm}}{8,5} = 7,3\text{mm}$$

(8) Jarak celah plat dalam ( $c_1$ ) adalah :

$$C_1 = \frac{b_1}{m}$$

dimana :  $b_1$  = lebar plat = 62,8 mm

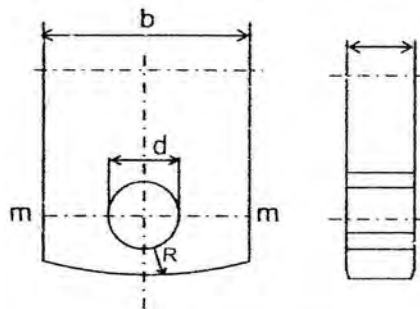
$$m = 0,90 / 3,5 = 2,5 \text{ (diambil)}$$

$$\text{maka : } C = 25,12 + (7,3 \text{ mm} \times 2) = 39,72 \text{ mm.}$$

## (2) Perhitungan Kekuatan Plat

Selama beroperasi plat banyak dikenai berbagai jenis tegangan pada bagian yang berlubang, seperti gambar dibawah ini :

(1) Untuk plat luar adalah :



Gambar 4.7 distribusi tegangan pada lubang plat

(a) Tegangan tarik yang terjadi :

$$\sigma_1 = \frac{P}{2 \cdot a \cdot (b - 2 \cdot r)} \leq \overline{\sigma}_t$$

dimana :

$$P = \text{gaya tarik} = 945,67 \text{ kg}$$

$$a = \text{tebal plat luar} = 5,2 \text{ mm}$$

$$b = \text{lebar plat luar} = 62,5 \text{ mm}$$

$$r = d/2 = 25 \text{ mm}/2 = 12,5 \text{ mm}$$

maka :

$$\sigma_t = \frac{945,67 \text{ kg}}{2,5,2 \text{ mm} \cdot (62,5 \text{ mm} - 2 \cdot 12,5 \text{ mm})} = 2,42 \text{ kg/m}^2$$

(b) Tegangan tarik izin ( $\overline{\sigma}_t$ ):

$$\overline{\sigma}_t = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \cdot Sf_2}$$

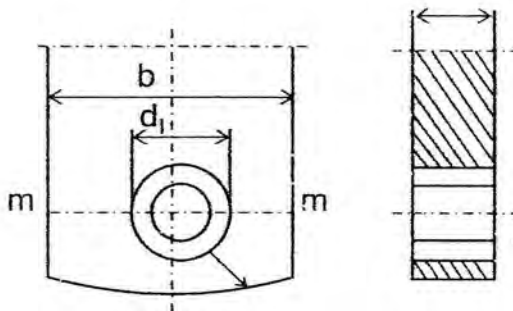
Bahan plat dipilih JIS S45C dengan  $\sigma_b = 70 \text{ kg/mm}^2$  komposisi bahan adalah = 0,42 / 0,48% C ; 0,15/0,35% Si; 0,60 /0,90% Mn ; 0,30% P ; 0,035%Si, dimana :  $\sigma_b = 70 \text{ kg/mm}^2$

$$Sf_1 = 6,0 \text{ (diambil)}$$

$$Sf_2 = 2,0 \text{ (diambil)}$$

$$\text{maka : } \sigma_t = \frac{70}{6,2} = 5,83 \text{ kg/mm}^2, \text{ dengan demikian konstruksi aman}$$

(2) Untuk plat dalam :



Gambar 4.8 distribusi tegangan pada plat dalam

(a) Tegangan tarik yang terjadi :

$$\sigma_t = \frac{P}{2.a_1.(b_1 - 2.d_1)} \leq \sigma_t$$

dimana : P = gaya tarik = 945,67 kg

$a_1$  = tebal plat = 5,2 mm

$b_1$  = lebar Plat = 62,8 mm

$d_1$  = diameter bush = 33 mm

$$\text{maka : } \sigma_t = \frac{945,67 \text{ kg}}{2.7,3 \text{ mm} . (62,8 \text{ mm} - 33 \text{ mm})} = 2,17 \text{ kg/mm}^2.$$

(b) Tegangan tarik izin ( $\sigma_t$ )

$$\sigma_t = \frac{\sigma_b}{Sf_1 . Sf_2}$$

Bahan plat dipilih JIS S45C dengan  $\sigma_b = 70 \text{ kg/mm}^2$  komposisi bahan adalah = 0,42 /0,48% C ; 0,15 /0,35 % Si ; 0,60/0,90% Mn; 0,30% P; 0,035% Si; dimana :

$$\sigma_b = 70 \text{ kg/mm}^2$$

$$Sf_1 = 6,0 \text{ (diambil)}$$

$$Sf_2 = 2,0 \text{ (diambil)}$$

maka :

$$\sigma_t = \frac{70}{6.2} = 5,83 \text{ kg/mm}$$

maka konstruksi aman  $\sigma_t \geq \sigma_t$  atau  $5,83 \text{ kg/mm} \geq 2,17 \text{ kg/mm}^2$  untuk ukuran dari rantai rooler yang lainnya dapat dilihat pada lampiran.



## 4.8 Sprocket

### (1) Sprocket Bagian Atas

Sprocket yang digunakan sebagai roda gigi penggerak yang dipakai pada bucket conveyor dipasang sebuah poros seperti pada gambar dibawah ini :



Gambar 4.9 Sprocket atas

Berdasarkan bentuk dan ukuran rantai roller yang digunakan, maka ukuran-ukuran roda gigi rantai (sprocket) sebagai berikut :

#### (1) Diameter sprocket (D)

$$D_0 = \frac{P}{\sin 180/z} \quad (\text{Muin, 1995})$$

dimana :

P = jarak kisar = 101,6 (sesuai ukuran roller chain yang dipergunakan)

z = jumlah gigi sprocket = 8 buah gigi untuk bagian atas

$$\text{maka : } D_0 = \frac{101,6 \text{ mm}}{\sin 180/8} = 265,49 \text{ mm}$$

#### (2) Tinggi gigi sprocket (h)

$$h = (0,1 \div 1) \cdot d_1/2 \quad (\text{Watwiju, 1952})$$

dimana : D = diameter bush sprocket

maka :

$$h = \frac{0,325.76}{2} = 12,35mm$$

jadi dapat diperoleh diameter Spocket (D)

$$\begin{aligned} D &= D_0 + 2 \cdot h \\ &= 265,49 + 2 \cdot 12,35 \\ &= 290,19mm \end{aligned}$$

untuk ukuran-ukuran roda gigi spocket dapat dilihat pada lampiran.

(3) Tegangan lengkung yang terjadi ( $\sigma_1$ )

$$\sigma_1 = \frac{F.H}{1/6.b^2.t}$$

dimana :

F = gaya tarik pada buickrt conveyor = 1894,3 kg

h = tinggi spocket = 12,35 mm

b = tebal gigi spocket = 38 mm (dari table)

t = jarak 1 buah gigi

$$= \frac{\pi.m}{2} = \text{dimana } m = 8 \text{ buah gigi spocket.}$$

$$= \frac{\pi.8}{2} = 12,57mm$$

maka :

$$\sigma_1 = \frac{1894,3.12,35}{1/6.12,57} = 7,73kg/mm^2$$

(4) Tegangan lengkung yang diijin ( $\sigma_1$ )

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \cdot Sf_2}$$

Bahan untuk plat dipilih JIS S45C dengan  $\sigma_b = 70 \text{ kg/mm}^2$ . komposisi bahan adalah = 0,42 /0,48%C ; 0,15 /0,35 % Si ; 0,60/0,90%Mn; 0,30% P; 0,035%Si; dimana :

$$\sigma_b = 70 \text{ kg/mm}^2$$

$$Sf_1 = 4,0 \text{ (diambil)}$$

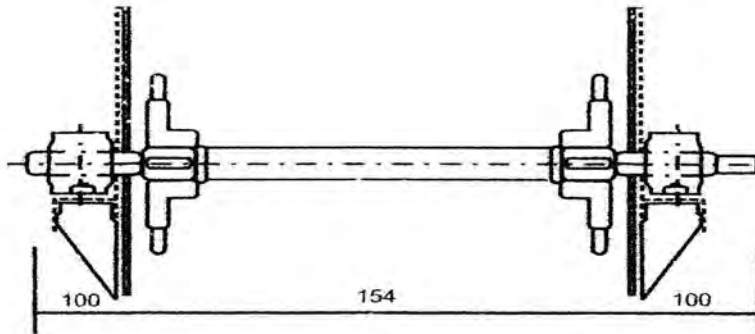
$$Sf_2 = 2,0 \text{ (diambil)}$$

maka :

$$\sigma_g = \frac{70}{4.2} = 8,75 \text{ kg/mm}^2$$

karena  $\bar{\sigma}_1 \geq \sigma_1$  maka konstruksi aman terhadap tegangan lengkung atau  $7,73 \text{ kg/mm}^2 \leq 8,75 \text{ kg/mm}^2$ .

## (2) Perhitungan Poros Spocket Bagian Atas



Gambar 4.10 Poros sprocket bagian atas

Poros sprocket bagian atas (penggerak) ini berfungsi meneruskan daya dan putaran dari roda gigi transmisi ke sprocket, oleh karena itu poros dikenai momen torsi dan momen lentur (bengkok). Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui :

(1) Daya yang ditransmisikan oleh kopling  $N = P_m = 6,69$  kw

(3) Kecepatan bucket conveyor  $V = 0,325$  detik

(4) Diameter spocket  $D_{sp} = 290,10$  mm = 0,29019 m

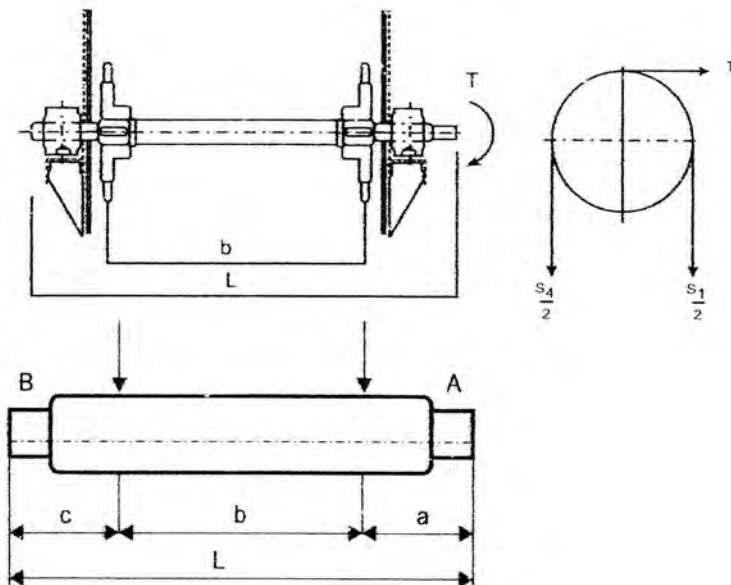
(5) Putaran elektro motor  $n = 920$  rpm

maka putaran poros spocket adalah :

$$n_1 = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D_{sp}}$$
$$= \frac{60 \cdot 0,325}{\pi \cdot 0,29019} = 21,38 \text{ rpm}$$

maka momen puntir yang terjadi :

$$T = 9,75 \cdot 10^5 \cdot N/n_1 \quad (\text{Sularso, 1995})$$
$$= 9,75 \cdot 10^5 \cdot 6,69/21,38 = 304773,62 \text{ kg.mm}$$



Gambar 4.11 gaya-gaya pada poros sprocket

dimana :

$$a = 340,5 \text{ mm}$$

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

$$c = 250,5$$

$$L = 1358 \text{ mm}$$

$$\text{Sehingga : } P_1 = \frac{S_4}{2} + \frac{S_1}{2}$$

dimana :

$$S_4 = 2028,36 \text{ kg (perhitungan sebelumnya)}$$

$$S_1 = 300 \text{ kg dan}$$

$$P_1 = \frac{2028,36}{2} + \frac{300}{2} = 116,18 \text{ kg}$$

karena beban yang sama pada  $P_2$  maka  $P_2 = P_1 = 116,18 \text{ kg}$

Momen lentur pada titik A =  $\sum MA$

maka :

$$\sum MA = 0 \quad P_1 \cdot a + P_2 (a + b) - R_b \cdot L = 0$$

$$\begin{aligned} R_b &= \frac{P_1 \cdot a + P_2 (a + b) - R_b \cdot L}{L} \\ &= \frac{116,18 \cdot 340,5 + 116,18 (340,5 + 800)}{1358} \\ &= 1269,62 \text{ kg.} \end{aligned}$$

$$\sum MB = 0 \quad P_1 (b + c) - P_2 \cdot c + R_A \cdot L = 0$$

$$R_A = \frac{P_1 (b + c) - P_2 \cdot c}{L}$$

$$= \frac{1164,18(800 + 250,5) + 1164,18 \cdot 250,5}{1358}$$

$$= 1115,315 \text{ kg}$$

jadi moment lentur yang terjadi pada titik  $R_A$  dan  $R_B$  adalah :

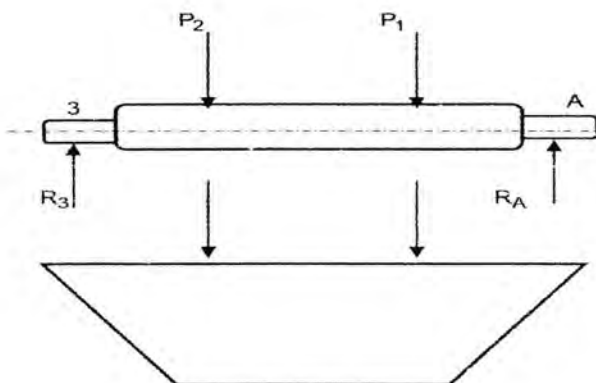
$$R_B \cdot c = 1269,624 \text{ kg} \cdot 250,5 \text{ mm}$$

$$= 318040,812 \text{ kg.mm}$$

$$R_A \cdot c = 1115,315 \text{ kg} \cdot 340 \text{ mm}$$

$$= 379764,757 \text{ kg.mm}$$

Dari perhitungan diatas dapat digambarkan seperti dibawah ini :



**Gambar 4.12 Diagram Momen lentur pada poros sprocket**

Telah diketahui bahwa poros sprocket selain dikenai momen puntir juga dikenai momen lentur, sehingga momen puntir ekuivalen adalah :

$$T_e = \sqrt{M b_{\max}^2 + T^2} \quad (\text{Khurmi, 1980})$$

dimana :

$k_m$  = faktor koreksi akibat beban lentur (1,5 ÷ 3)

$M b_{\max} = R_A = 379764,757 \text{ kg.mm}$  (dari gambar 4.12)

$$T = 304773,62 \text{ kg.mm}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} T_e &= \sqrt{379764,757 \text{ kg.mm}^2 + 304773,62 \text{ kg.mm}^2} \\ &= 486937,603 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

pada perencanaan ini bahan poros diambil baja karbon konstruksi mesin JIS S45C dengan  $\sigma_b = 70 \text{ kg/mm}^2$ , dengan komposisi bahan adalah : 0,42 /0,48% C; 0,15; 0,35%Si; 0,60/0,90%Mn;0,030% P ;0,035%S.

Tegangan geser yang izin ( $\tau_g$ ) diperoleh dengan persamaan :

$$\tau_g = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \cdot Sf_2}$$

dimana :  $Sf_1 = (2 \div 6) = 4$  (diambil)

$Sf_2 = (1,3 \div 3) = 2$  (diambil)

Diameter poros dapat diperoleh dari persamaan berikut :

$$d_s = \left\{ \frac{5,1}{\tau_g} \sqrt{(km.M_b \max)^2 + (kt.T)^2} \right. \quad (\text{Sularso, 1980})$$

dimana :

$km = 2,5$  (diambil)

$kt = \text{faktor koreksi akibat beban punter } (1,0 \div 3) = 2,5$

maka :

$$\begin{aligned} d_s &= \left( \frac{5,1}{8,75} \sqrt{(2,5 \cdot 379764,757)^2 + (2,5 \cdot 304773,62)^2} \right)^{1/3} \\ &= 89,19 \text{ mm} = 90 \text{ mm} \end{aligned}$$

untuk memeriksa apakah diameter poros yang direncanakan aman digunakan maka harus diperiksa kekuatannya dengan menggunakan persamaan :

$$\tau_g = \frac{5,1}{d_s} \sqrt{(k_m \cdot M_b \text{ max})^2 + (k_t \cdot T)^2}$$

dimana :

$$d_s = 90 \text{ mm}$$

$$M_{b_{\text{max}}} = 279764,757 \text{ kg.mm}$$

$$T = 304773,62 \text{ kg.mm}$$

maka :

$$\begin{aligned} \tau_g &= \left( \frac{5,1}{90^3} \sqrt{(2,5 \cdot 279764,757)^2 + (2,5 \cdot 304773,62)^2} \right)^{1/3} \\ &= 7,4 \text{ kg/m}^2 \end{aligned}$$

dari perhitungan diatas maka konstruksi aman karena  $\tau_a \geq \tau_g$

### (3) Pasak Spocket Atas

Untuk mengikat spocket dengan poros maka digunakan sebuah pasak padaudukannya. Dari perhitungan sebelumnya diperoleh diameter poros ( $D_{sp}$ ) = 128,28 mm, maka ukuran-ukuran pasak dapat dipilih dari table, sebagai berikut :

(1) lebar pasak (b) = 32 mm

(2) panjang pasak (L) =  $90 \div 360 = 150$  (diambil)

(3) radius (c) =  $0,60 \div 0,80 = 0,70$  (diambil)

(4) tinggi pasak (h) = 18 mm

maka tegangan geser yang terjadi pada pasak :

$$\tau_g = \frac{2 \cdot T}{d_s \cdot b \cdot L}$$



dimana :  $T = 304773,62 \text{ kg.mm}$

$$\begin{aligned} \text{maka : } \tau_g &= \frac{2 \cdot 304773,62}{90 \cdot 32 \cdot 150} \\ &= 1,4 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan geser izin ( $\tau_a$ )

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \cdot Sf_2}$$

dimana :

$$\sigma_b = 70 \text{ kg/m}^2$$

$$Sf_1 = 6,0 \text{ dan } Sf_2 = 2,0$$

maka :

$$\tau_g = \frac{70}{6,0 \cdot 2,0}$$

maka konstruksi aman  $\tau_a \geq \tau_g$

#### (4) Bantalan Poros Spocket

Bantalan pada poros spocket hanya menerima beban radial yaitu beban keseluruhan mekanisme spocket serta keseluruhan beban bucket conveyor.

(1) Berat spocket :

$$W_{ps} = \rho \cdot \frac{1}{4} \cdot d_p^2 \cdot b$$

dimana :

$$\rho = \text{berat jenis bahan} = 7,798 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$$

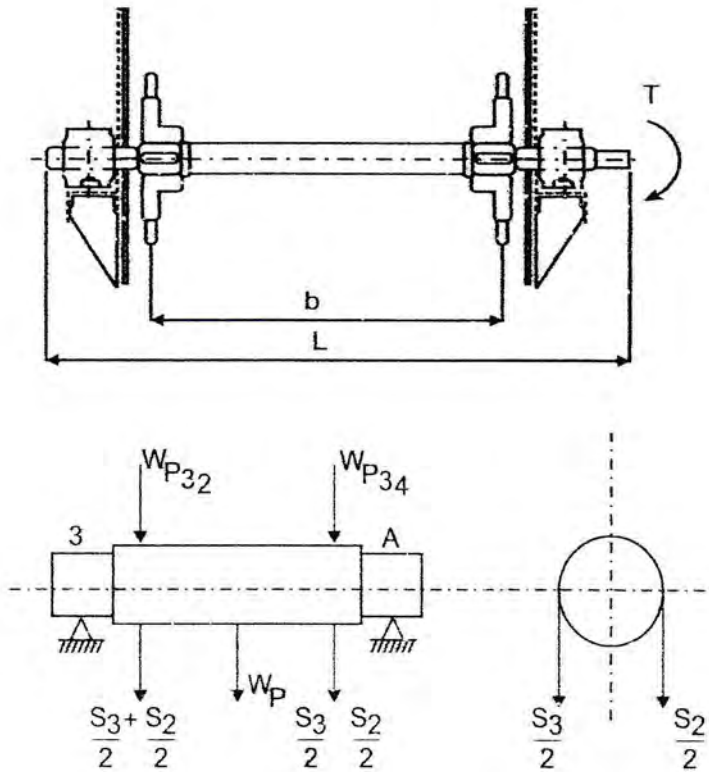
$$d_p = 290,19 \text{ mm (perhitungan sebelumnya)}$$

$$b = 38 \text{ mm (table)}$$

maka :

$$W_{ps1} = 7,8 \cdot 10^{-6} \cdot /4 \cdot 290,19 \cdot 38 = 19,56 \text{ kg}$$

untuk  $W_{ps2} = W_{ps1} = 1956 \text{ kg}$



Gambar 4.13 gaya-gaya pada sprocket

(2) Berat Poros :

$$W_p = \pi / 4 \cdot d_s^2 \cdot L$$

dimana :  $d_s = 90 \text{ mm}$

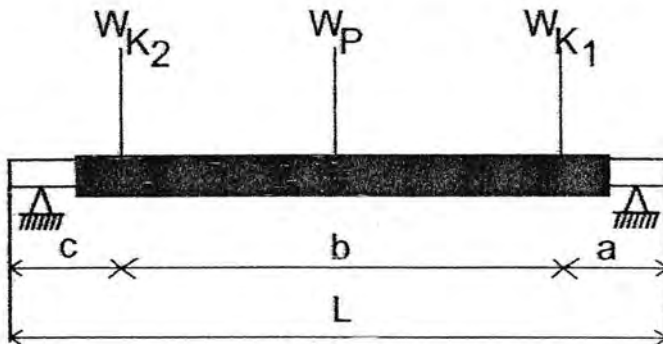
$$L = 13,58 \text{ mm}$$

$$= 7,8 \cdot 10^{-6}$$

$$\text{maka : } W_p = \pi / 4 \cdot 90 \text{ mm}^2 \cdot 1358 \cdot 7,8 \cdot 10^{-6}$$

$$= 76,35 \text{ kg}$$

(3) beban pada dua sprocket serta beratnya sendiri ( $W_k$ )



Gambar 4.14 Gaya-gaya yang bekerja pada poros sprocket

dimana :  $a = 340,5 \text{ mm}$

$b = 800 \text{ mm}$

$c = 250,5 \text{ mm}$

$L = 1358 \text{ mm}$

$$W_{k1} = W_{ps} + \frac{S_4}{2} + \frac{S_1}{2}$$

dimana :  $W_{ps} = 19,56 \text{ kg}$

$S_4 = 2028,36 \text{ kg}$

$S_1 = 300 \text{ kg}$

$$W_{k1} = 1956 \text{ kg} + \frac{2028}{2} + \frac{300}{2}$$

$$= 1183,74 \text{ kg}$$

$$W_{k1} = W_{k2} = P_1 = P_2 = 1183,7774 \text{ kg}$$

(4) Gaya yang terjadi pada bantalan A dan B.

$$\sum MA = 0$$

$$P_1 \cdot a + P_2 (a + b) - R_b \cdot L = 0$$

$$R_b = \frac{P_1 \cdot a + P_2 (a + b)}{L}$$

$$= \frac{1183,74 \cdot 340,5 + 1183,74(340,5 + 800)}{1358} = 1290,95 \text{ kg}$$

$$\sum MB = 0$$

$$P_1 \cdot (b + c) - P_2 \cdot c + R_A \cdot L = 0$$

$$R_A = \frac{P_1(b + c) - P_2 \cdot c}{L}$$

$$= \frac{1183,74(800 + 250,5) + 1183,74 \cdot 250,5}{1358}$$

$$= 1134,05 \text{ kg}$$

(5) Beban pada masing-masing bantalan ( $Fr$ ) pada  $R_A = A$

$$Fr = R_A + W_p / 2 = 1134,05 \text{ kg} + \frac{67,35}{2} = 1167,72 \text{ kg}$$

(6) Beban ekivalen dapat dicari dengan persamaan :

$$Pr = X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot F_A \quad (\text{Sularso, 1980})$$

dimana :

$$X = \text{faktor pembebanan radial} = 0,56$$

$$V = \text{faktor pembebanan} = 1,2$$

Gaya aksial yang timbul oleh bantalan ( $F_A$ )

$$F_A = Fr \cdot F_A / C_0$$

dimana :

$$F_A / C_0 = 0,014 \text{ (lampiran untuk table faktor V, X, Y dan } X_0,$$

$$Y_0)$$

$$F_A = 1167,72 \text{ kg} \cdot 0,014 = 16,34 \text{ kg}.$$

maka :

$$Pr = (0,56 \cdot 1,2) \cdot 1167,72 \text{ kg} + 16,34 \text{ kg} = 801,05 \text{ kg}$$

(7) Beban noinal dinamis spesifik adalah :

$$C_{rl} = \frac{f_h}{f_n} \cdot Pr$$

dimana :

$$f_h = \text{faktor umur pemakaian} = (L_h / 500)^{1/3}$$

$$\text{Untuk } L_h = \text{umur bantalan (5000 - 15000jam)} = 10000$$

(direncanakan)

maka :

$$f_h = \left( \frac{10000}{500} \right)^{1/3} = 2,71$$

$$f_n = \left( \frac{33,3}{n} \right)^{1/3}$$

$$\text{untuk } n : \text{putaran poros spocket} = 21,38 \text{ rpm}$$

maka :

$$f_n = \left( \frac{33,3}{21,38} \right)^{1/3} = 1,15$$

sehingga :

$$\begin{aligned} C_{rl} &= \frac{2,71}{1,15} \cdot 801,05 \text{ kg} \\ &= 1887,69 \text{ kg}. \end{aligned}$$

bantalan dapat bekerja dengan baik apabila kapasitas nominal dinamis spesifik lebih besar dari pada beban dinamis yang timbul pada bantalan, dimana :

$$C_{d1} = 1887,69 \text{ kg} \cdot 2100 \text{ kg (diambil)} \quad (\text{sularso, 1985})$$

$X_c = 2750 \text{ kg}$  dimana dengan jenis bantalan terbuka nomor 6210 mempunyai dimensi.

(a) diameter dalam  $d = 50 \text{ mm}$

(b) diameter luar  $D = 90 \text{ mm}$

(c) lebar bantalan  $b = 20 \text{ mm}$

(d) sudut kemiringan  $r = 2 \text{ mm}$

(e) beban dinamis spesifik  $C = 2750 \text{ kg}$

(f) beban statis spesifik  $C_{d1} = 2100 \text{ kg}$

maka bantalan aman untuk  $C > C_{d1}$

(8) Untuk  $R_B = B$  adalah :

$$F_r = R_B + W_p/2 = 1290,95 \text{ kg} + \frac{67,35}{2} \text{ kg} = 1324,62 \text{ kg}$$

untuk menentukan ekivalen sama perhitungan dengan  $R_A$  yaitu :

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

dimana :  $X = 0,56$  dan  $V = 1,2$

Gaya aksial yang timbul oleh bantalan ( $F_a$ )

$$F_a = F_r \cdot F_a / C_0$$

dimana :  $F_a / C_0 = 0,014$  (lampiran untuk tabel faktor  $V$ ,  $X_m$ ,  $Y$  dan  $Y_0$ ,  $X_0$ )

$$F_a = 1324,62 \text{ kg} \cdot 0,014 = 18,54 \text{ kg}$$

maka :

$$Pr = (0,96 \cdot 1,2) \cdot 1321,185 \text{ kg} + 18,54 \text{ kg}$$

(9) Beban Nominal dinamis spesifik adalah

$$C_{rl} = \frac{fh}{fn} \cdot Pr$$

dimana :

$$fh = (L_h/500)^{1/3}$$

$$L_h = 10000 \text{ jam (sama dengan } R_A)$$

sehingga :

$$C_{rl} = \frac{2,71}{1,15} \cdot 90637 \text{ kg} = 2135,88 \text{ kg}$$

diambil bantalan B dimana :

$$C_{rl} = 2135,88 \text{ kg} \approx 2300 \text{ kg dan } C = 3200 \text{ kg}$$

jenis bantalan terbuka nomor 6308 mempunyai dimensi :

(a) diameter dalam  $d = 40 \text{ mm}$

(b) diameter luar  $D = 90 \text{ mm}$

(c) lebar bantalan  $b = 23 \text{ mm}$

(d) Sudut kemiringan  $r = 2,5 \text{ mm}$

maka bantalan aman untuk poros sprocket  $C \geq C_{rl}$

### (5) Spocket Bagian Bawah

Spocket yang digunakan seperti gambar 4.15

Berdasarkan bentuk dan fungsinya maka perhitungan sprocket bawah sama dengan pada sprocket diatas.

$$D = D_0 + 2 \cdot h$$

(Muin, 1995)

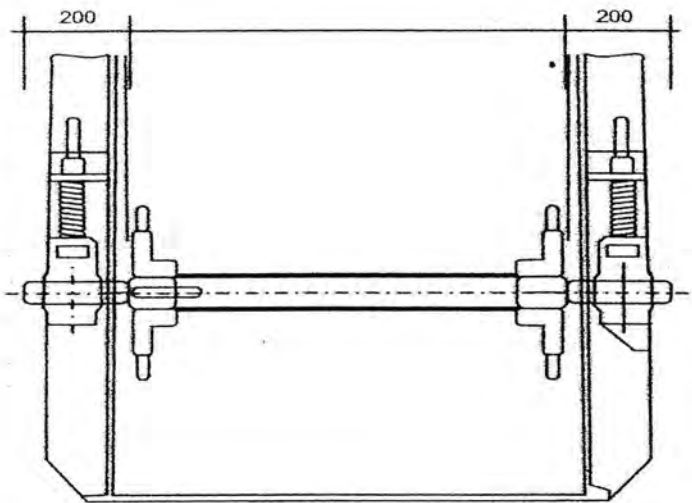
$$D_0 = \frac{P}{\sin 180/z}$$

dimana :

$P = 101,6$  , dan  $z = 12$  buah gigi untuk bagian atas

mka :

$$D_0 = \frac{101,6mm}{\sin 180/12} = 392,5mm$$



**Gambar 4.15 Sprocket bawah**

Berdasarkan bentuk dan fungsinya maka perhitungan sprocket bawah sama dengan pada sprocket diatas.

$$D = D_0 + 2 \cdot h \quad (\text{Muin, 1995})$$

$$D_0 = \frac{P}{\sin 180/z}$$

dimana :

$P = 101,6$  , dan  $z = 12$  buah gigi untuk bagian atas



maka :

$$D_0 = \frac{101,6 \text{ mm}}{\sin 180/12} = 392,5 \text{ mm}$$

maka ukuran-ukuran sprocket bagian bawah dapat dilihat pada tabel.

$$\sigma_1 = \frac{F \cdot h}{1/6 \cdot b^2 \cdot t}$$

dimana :

$$F = 1894,3 \text{ kg}$$

$$h = 13,74 \text{ (table)}$$

$$b = 38 \text{ mm (table)}$$

t = jarak 1 buah gigi

$$= \frac{\pi \cdot 10}{2} \text{ dimana } m = 10 \text{ buah gigi sprocket}$$

$$= \frac{\pi \cdot 10}{2} = 15,7 \text{ mm}$$

maka :

$$\sigma_1 = \frac{1894,3 \cdot 13,74}{1/6 \cdot (38)^2 \cdot 15,7} = 5,74 \text{ kg/mm}^2$$

sedangkan tegangan lengkung izin

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \cdot Sf_2}$$

dimana bahan untuk dipilih JIS S45C dengan  $\sigma_b = 70 \text{ kg/mm}^2$ . komposisi bahan adalah: 0,42/0,48% C ; 0,15 /0,35% Si; 0,60 / 0,90%Mn; 0,30 % P ; 0,035 % Si,

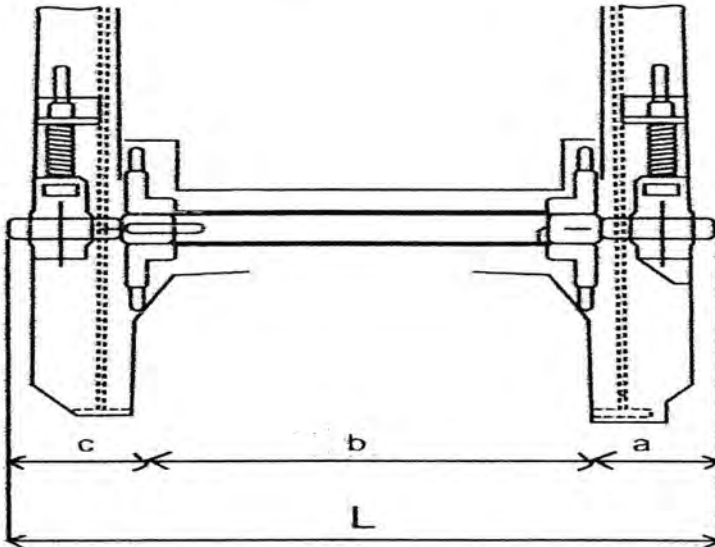
dimana :  $\sigma_b = 70 \text{ g/mm}^2$

$$Sf_1 = 4,0 \text{ (diambil)}$$

$$Sf_2 = 2,0 \text{ (diambil)}$$

$$\text{maka : } \sigma_g = \frac{70 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}{4,0.2,0} = 8,75 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

### (6) Poros Spocket Bagian Bawah



Gambar 4.16 Poros sprocket bagian bawah

Perhitungan poros bawah sama dengan perhitungan poros bagian atas. Dari perhitungan perhitungan sebelumnya telah data-data sebagai berikut :

- (1) Daya yang ditransmisikan oleh kopling  $N = P_m = 6,69 \text{ kw}$
- (2) Kecepatan bucket conveyer  $V = 0,3125 \text{ detik}$
- (3) Diameter spocket  $D_{sp} = 392,5 \text{ mm} = 0,3925 \text{ m}$
- (4) Putaran elektromotor  $n = 920 \text{ rpm}$

Dari data diatas maka untuk putaran poros spocket adalah

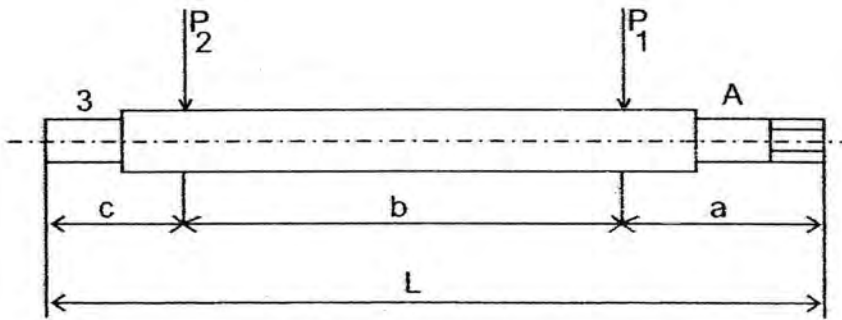
$$n1 = \frac{60, V}{\pi \cdot D_{sp}} \text{ dan}$$

Momen puntir yang terjadi :

$$T = 9,74 \cdot 10^{-5} \cdot N/n1$$

$$= 9,74 \cdot 10^5 \cdot 6,69 / 15,81$$

$$= 412040,58 \text{ kg mm}$$



Gambar 4.17 Gaya-gaya pada poros sprocket

dimana :

$$a = 234 \text{ mm}$$

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

$$c = 234 \text{ mm}$$

$$L = 1268 \text{ mm}$$

$$P_1 = S_3/2 + S_2/2$$

dimana :

$$S_3 = 980,80 \text{ kg (perhitungan sebelumnya)}$$

$$P_1 = \frac{980,80}{2} + \frac{916,64}{2} = 948,72 \text{ kg}$$

karena beban sama pada  $P_2$  maka  $P_2 = P_1 = 948,72 \text{ kg}$

Momen lentur pada tumpuan A =  $\Sigma M_A = 0$

$$\text{maka : } \Sigma MA = 0 \quad P_1 \cdot a + P_2 (a + b) - R_b \cdot L = 0$$

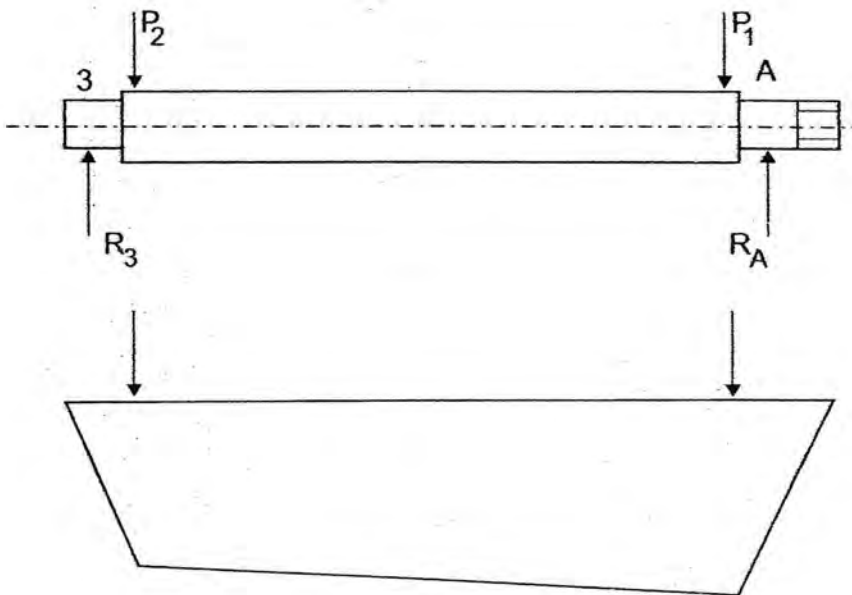
$$R_b = \frac{P_1 \cdot a + P_2 \cdot (a + b)}{L}$$

$$= \frac{94,72 \cdot 234 + 948,72(234 + 800)}{1268} = 948,72 \text{ kg}$$

$$\sum Mb = 0 \quad P_1 \cdot (b + c) - P_2 \cdot c + R_A \cdot L = 0$$

$$R_A = \frac{P_1(b + c) - P_2 \cdot c}{L}$$

$$= \frac{948,72(800 + 234) + 948,72 \cdot 234}{1268}$$



Gambar 4. 18 Diagram momen lentur pada poros sprocket bawah

Jadi momen lentur yang terjadi pada RA dan Rb adalah :

$$R_A \cdot a = 948,72 \text{ kg} \cdot 34 \text{ mm}$$

$$= 222000,48 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$R_b \cdot c = 948,72 \text{ kg} \cdot 234 \text{ mm}$$

$$= 222000,48 \text{ kg.mm}$$

Dari perhitungan diatas dapat digambarkan seperti gambar 4.18. diatas :

Karena poros spocket dikenai momen puntir dan momen lentur sehingga dapat dibuat momen puntir ekivalen sebagai berikut :

$$T_e = \sqrt{Mb \max^2 + T^2} \quad (\text{Khurmi, 1992})$$

Dari diagram momen lentur diatas dapat dihitung momen lentur dan momen puntir sebagai berikut :

$$Mb \max = R_A = R_B = 222000,48 \text{ kg.mm}$$

$$T = 412040,58 \text{ kg.mm}$$

sehingga :

$$T_e = \sqrt{(222000,48 \text{ kg.mm})^2 + (412040,58 \text{ kg.mm})^2} = 468040,22$$

kg.mm

Pada perencanaan ini dalam poros diambil baja karbon konstruksi mesin JIS S45C dengan  $\sigma_b = 70 \text{ kg/mm}^2$ . komposisi bahan adalah = 0,42/0,48% C ; 0,15 /0,35% Si; 0,60 / 0,90%Mn; 0,30 % P ; 0,035 % Si;

Tegangan geser izin ( $\tau_a$ ) diperoleh dengan persamaan :

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \cdot Sf_2}$$

dimana :

$$\sigma_b = 70 \text{ kg.mm}$$

$$Sf_1 = 4,0 \text{ (diambil)}$$

$$Sf_2 = 2,0 \text{ (diambil)}$$

maka :

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{70}{4.2} (\text{kg/cm}^2) \\ &= 8,75 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Diameter poros dapat diperoleh dengan persamaan :

$$d_2 = \left( \frac{5,1}{T_s} \sqrt{(2,5.222000,48)^2 + (2,5.412040,58)^2} \right)^{1/3}$$

dimana :

$$k_m = 2,5 \text{ (diambil)} \text{ dan } k_t = 2,5 \text{ (diambil)}$$

maka :

$$d_s = \left( \frac{5,1}{8,75} \sqrt{(2,5.222000,48)^2 + (2,5.412040,58)^2} \right)^{1/3} = 88,02 \text{ mm}$$

(diambil sama dengan diameter poros sprocket atas). Untuk memeriksa apakah diameter poros yang direncanakan aman digunakan maka harus diperiksa kekuatan dengan menggunakan persamaan :

$$\tau_g = \frac{5,1}{d_s^2} \sqrt{(k_m \cdot m b_{\max})^2 + (2,5.412040,58)^2}$$

dimana :

$$d_s = 90 \text{ mm}$$

$$M b_{\max} = 222000,48 \text{ kg.mm}$$

$$T = 412040,58 \text{ kg.mm}$$

maka :

$$\begin{aligned}\tau_g &= \left( \frac{5,1}{90^2} \sqrt{(2,5.222000,48)^2 + (2,5.412040,58)^2} \right) \\ &= 8,18 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

### (7) Perhitungan Pasak Spocket Bawah

Untuk mengikat spocket dengan poros digunakan sebuah pasak pada dudukannya. Untuk diameter poros ( $D_{sp}$ ) = 90 mm, ukuran-ukuran pasak dapat dipilih dari tabel, maka diperoleh sebagai berikut :

- (1) lebar Pasak ( $b$ ) = 32 mm
- (2) panjang pasak ( $L$ ) =  $90/360 = 150$  (diambil)
- (3) radius pasak ( $c$ ) =  $0,60 \div 0,80 = 0,70$  (diambil)
- (4) tinggi pasak ( $h$ ) = 18 mm

Sehingga tegangan geser yang terjadi adalah :

$$\tau_g = \frac{2T}{d_s b L}$$

dimana  $T = 304773,62 \text{ kg.mm}$

maka :

$$\begin{aligned}\tau_g &= \frac{2 \cdot 412040,58 \text{ kg} \cdot \text{mm}}{90 \text{ mm} \cdot 32 \cdot 150} \\ &= 1,9 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan geser izin dengan bahan poros yang sama diambil :

$$\tau_g = \sigma_b / S_{f1} \cdot S_{f2}$$

dimana :

$$\sigma_b = 70 \text{ kg/mm}^2$$

$$S_{f1} = 6,0 \text{ dan } S_{f2} = 2,0$$

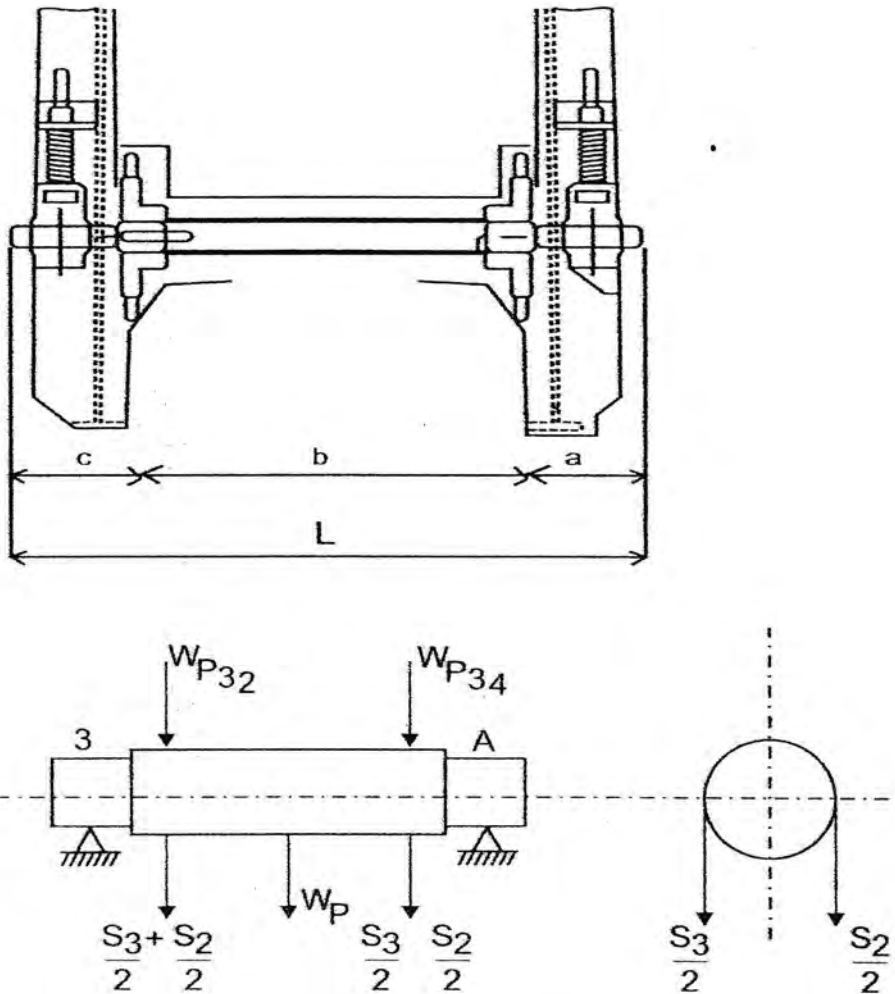
maka :

$$\tau_g = \frac{70}{6 \cdot 2} = 5,83 \text{ kg/mm}^2$$

maka konstruksi aman karena  $\tau_a \geq \tau_g$

### (8) Bantalan Poros Spocket

Bantalan pada poros spocket hanya menerima beban radial dan beban keseluruhan mekanisme spocket serta keseluruhan beban bucket conveyor.



Gambar 4.19 Gaya-gaya pada bantalan sprocket



(1) Poros Spocket adalah :

$$W_p = \rho \cdot \pi/4 \cdot d_p^2 \cdot b$$

dimana :

$$\rho = \text{berat jenis bahan} = 7,8 \cdot 10^3 \text{ kg/cm}^2$$

$$d_p = 420 \text{ mm (tabel)}$$

$$b = 38 \text{ mm (tabel)}$$

maka :

$$W_{ps_1} = 7,8 \cdot 10^{-6} \cdot \pi/4 \cdot 420 \text{ mm}^2 \cdot 38 \text{ mm}$$

$$= 41,04 \text{ kg}$$

$$W_{ps_2} = W_{ps_1} = 41,04 \text{ kg}$$

(2) Berat poros adalah

$$W_{ps} = \pi/4 \cdot d_s^2 \cdot L \cdot \rho$$

$$\text{dimana : } d_s = 90 \text{ mm}, L = 1268 \text{ mm, dan } \rho = 7,8 \cdot 10^{-6}$$

maka :

$$W_{ps} = \pi/4 \cdot 90 \text{ mm}^2 \cdot 1268 \cdot 7,8 \cdot 10^{-6}$$

$$= 62,88 \text{ kg}$$

(3) Untuk beban pada dua spocket serta beratnya sendiri ( $w_k$ ) adalah :

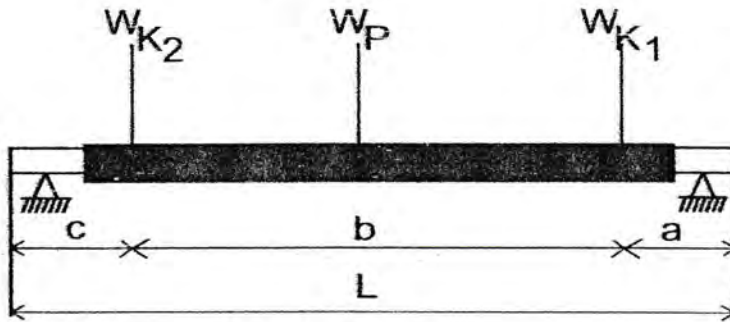
dimana :

$$a = 234 \text{ mm}$$

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

$$c = 234 \text{ mm}$$

$$L = 1268 \text{ mm}$$



Gambar 4.20 gaya-gaya pada poros sprocket bawah

$$W_k = W_{ps} + S_4 / 2 + S_1 / 2$$

dimana :

$$W_{ps} = 41,04 \text{ kg}$$

$$S_4 = 980,80 \text{ kg}$$

$$S_1 = 916,64 \text{ kg}$$

$$W_{k1} = 41,04 \text{ kg} + 980,80/2 + 916,64/2$$

$$= 989,76 \text{ kg}$$

$$W_{k1} = W_{k2} = P_1 = P_2 = 989,76 \text{ kg}$$

(4) Untuk gaya yang terjadi pada bantalan A dan B :

$$\sum M_A = 0 \quad P_1 \cdot a + P_2 (a + b) - R_B \cdot L = 0$$

$$R_B = \frac{P_1 \cdot a + P_2 (a + b)}{L}$$

$$= \frac{989,76 \cdot 234 + 989,76 (23 + 800)}{1268}$$

$$= 989,76$$

$$\sum M_B = 0 \quad P_1 \cdot (b + c) - P_2 \cdot c - R_A \cdot L = 0$$

$$\begin{aligned}
 R_A &= \frac{P_1(b+c) + P_2 \cdot c}{L} \\
 &= \frac{989,76(800 + 234) + 989,76 \cdot 234}{1268} \\
 &= 989,76
 \end{aligned}$$

(5) Beban pada masing-masing bantalan ( $F_r$ ) pada  $R_A=R_B$  adalah

$$\begin{aligned}
 F_r &= R_A + Wp/2 \\
 &= 989,76 \text{ kg} + 62,88 \text{ kg}/2 = 1021,2 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

(6) Untuk menentukan beban ekuivalen dapat dicari dengan persamaan

$$P_r = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (\text{Sularso, 1995})$$

dimana:

$$X = \text{faktor pembebanan} = 0,56$$

$$V = \text{faktor pembebanan} = 1,2$$

(7) Gaya aksial yang ditimbulkan oleh bantalan ( $F_a$ )

$$F_a = F_r \cdot Fa/Co$$

dimana :

$$Fa/Co = 0,014 \text{ (table faktor V, X, Y dan } X_o, Y_o)$$

$$F_a = 1021,2 \text{ kg} \cdot 0,014 = 14,29 \text{ kg}$$

maka :

$$Pr = (0,56 \cdot 1,2) \cdot 1021,2 \text{ kg} + 14,29 = 700,53 \text{ kg}$$

(8) Beban nominal dinamis spesifik adalah:

$$Crl = f_h/f_n \cdot Pr$$

dimana :

$$f_h = \text{faktor umur pemakaian}$$

$$= (Lh/500)^{1/3}$$

$$\begin{aligned} L_h &= \text{umur bantalan (5000} \div \text{15000 jam)} \\ &= 10.000 \text{ jam direncanakan} \end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned} f_h &= \left( \frac{10.000}{500} \right)^{1/3} = 2,71 \\ f_n &= \left( \frac{33,3}{n} \right)^{1/3} \end{aligned}$$

Untuk n putaran poros sprocket = 21,38

maka:

$$f_n = \left( \frac{33,3}{15,81} \right)^{1/3} = 1,78$$

Sehingga:

$$C_{rl} = 2,71/1,28 \cdot 700,53 \text{ kg} = 1582,0 \text{ kg}$$

Bantalan dapat bekerja dengan baik apabila kapasitas nominal dinamis spesifik lebih besar dari beban dinamis yang timbul pada bantalan, dimana:

$$C_{rl} = 1582,03 \text{ kg} \approx 1840 \text{ kg (diambil) dan}$$

$$C = 2620 \text{ kg}$$

Dimana dengan jenis bantalan terbuka nomor 6350 mempunyai dimensi:

- (a) Diameter dalam  $d = 35 \text{ mm}$
- (b) Diameter luar  $D = 80 \text{ mm}$
- (c) Lebar bantalan  $b = 20 \text{ mm}$
- (d) Sudut kemiringan  $r = 2,5 \text{ mm}$
- (e) Beban dinamis spesifik  $C = 2620 \text{ kg}$
- (f) Beban statis spesifik  $C_{rl} = 1840 \text{ kg}$

Maka bantalan aman untuk poros  $C \geq C_{rl}$

**(9) Baut pengikat bucket conveyor**

Bucket yang terpasang pada kepingan roller chain diikat dengan menggunakan baut-mur agar dalam proses pengangkatan buah sawit tidak terjatuh. Dari data yang diperoleh dari survey, tebal plat siku yang dilas pada rantai roller = 10 mm dan  $t_s$  = tebal plat besi siku yang dilas pada bucket = 10 mm (data sebelumnya). Maka tebal plat yang dijepit oleh baut dan mur pengikat adalah :

$$t_p = 10 \text{ mm} + 10 \text{ mm} = 20 \text{ mm}$$

sesuai dengan tabel diperoleh diameter luar tempat baut pengikat adalah : 12,3 mm. maka direncanakan ukuran baut pengikat adalah :

(1) diameter Luar ( $d$ ) = 12,7 mm

(2) diameter inti ( $d_1$ ) = 10,584 mm

(3) diameter efektif ( $d_2$ ) = 11,430 mm

(4) jarak bagi ( $P$ ) = 1,953 mm

(5) tinggi kaitan ( $H_1$ ) = 1,058 mm

(6) tinggi kepala baut ( $H_b$ ) =  $(0,7 \cdot d) = (0,7 \cdot 12,7 \text{ mm}) = 8,89 \text{ mm}$

(7) Panjang baut ( $L$ )

$$L = L_p + H_b + \text{tambahan}$$

$$= 20 + 8,89 + 3$$

$$= 31,89 \text{ mm}$$

(8) Panjang ulir baut ( $b$ ) = 20 mm

(9) Panjang bagian baut tak berulir ( $L_1$ )

$$L_1 = 31,89 \text{ mm} - 20 \text{ mm}$$

$$= 11,89 \text{ mm}$$

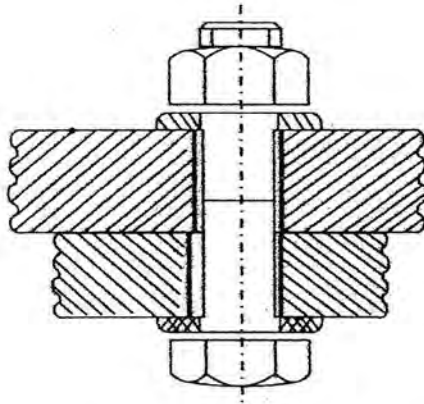
(10) Jumlah ulir baut ( $Z_b$ ) tiap 25,4 mm = 13

(11) Tinggi mur ( $H_m$ )

$$H_m = 0,8 \cdot d = 0,8 \cdot 12,7 \text{ mm} = 10,16 \text{ mm}$$

(12) Jumlah uir umur ( $Z_m$ )

$$\begin{aligned} Z_m &= H_m / P \\ &= 10,16 / 1,953 \text{ mm} \\ &= 5,202 \text{ mm} \end{aligned}$$



Gambar 4. 21 Baut-Mur

Bahan baut-mur dipilih baja karbon S40C (JIS G 4051) dengan kekuatan tarik bahan ( $\sigma_b$ ) = 62 Kg/mm<sup>2</sup>. Jika faktor keamanan ( $Sf_1$ ) = 6,0 (untuk bahan SC) dan faktor kamanan ( $Sf_2$ ) = 1,3 ÷ 3,0 (untuk pengaruh kekerasan permukaan) = 2,0 maka tegangan tarik izin ( $\sigma_n$ ) :

$$\begin{aligned} \sigma_n &= \frac{\sigma_b}{Sf_1 \cdot Sf_2} \\ &= 62 / 6 \cdot 2 = 5,16 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan tarik yang terjadi ( $\sigma_b$ ) adalah

$$\sigma = \frac{W}{\pi / 4 \cdot (0,8 \cdot d_4)^2} \leq \sigma_n$$

dimana :  $d_4$  = 4 buah baut pengikat bucket

$$d = 12,7 \text{ mm}$$

W = beban tarik aksial pada baut = beban yang diangkat 1

buah bucket + berat bucket = 20 kg + 9,3 kg = 29,3 kg

$$\text{maka : } \sigma_t = \frac{29,3}{\frac{\pi}{4} (0,8 \cdot 12,7)^2}$$

Jadi baut -mur aman terhadap tegangan tarik yang terjadi dimana  $\sigma_a \geq \sigma_t$  atau

Tegangan geser izin ( $\tau_a$ ) :

$$\begin{aligned} T_a &= (0,5 \div 0,75) \sigma_a \quad (0,6 = \text{diambil}) && (\text{Sularso, 1991}) \\ &= 0,60 \cdot 5,15 \text{ kg/mm}^2 = 3,096 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan geser yang terjadi pada baut dan mur adalah :

$$\sigma_b = \frac{W}{\pi \cdot (d_1 \cdot 4) K \cdot P \cdot Z}$$

dimana : W = berat angkat 1 buah bucket

$d_1 \cdot 4$  = 4 buah baut yang mengikat bucket

$d_1$  = diameter inti = 10,548 mm

K = 0,84 (untuk ulir metris)

P = jarak bagi = 1,953 mm

Z = jumlah ulir = 13

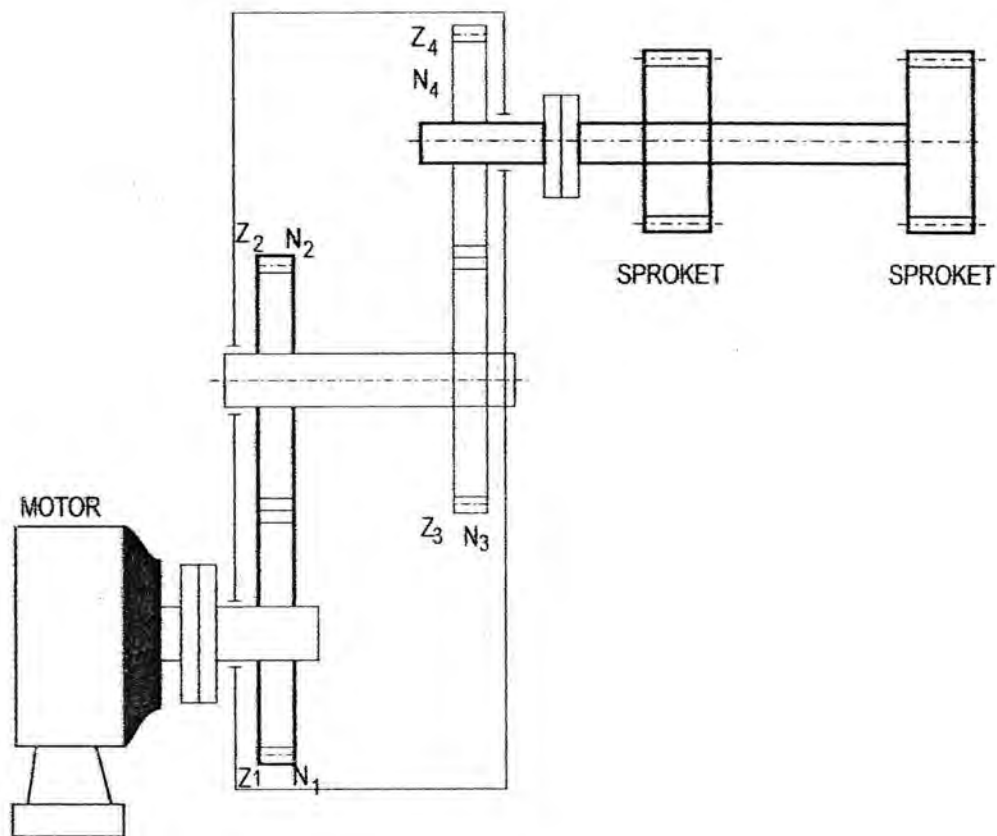
$$\tau_b = \frac{29,3 \text{ kg}}{3,14 \cdot (10,548 \cdot 4) \cdot 0,84 \cdot 1,953 \cdot 13} = 0,01 \text{ kg/mm}^2$$

Jadi baut -mur aman terhadap tegangan geser yang terjadi

## 4.9 Perencanaan Sistem Transmisi

### (1) Sistem Transmisi Roda Gigi

Dalam perencanaan ini dipergunakan sistem transmisi roda gigi lurus yang berfungsi untuk memindahkan daya dan putaran dari motor penggerak ke poros roda gigi (sprocket). Pada sistem transmisi ini dilengkapi dengan perlengkapan lainnya seperti kopling dapat dilihat pada gambar di bawah ini :



Gambar 4.22 Sistem Transmisi Roda gigi

### (2) Cara kerja dari sistem transmisi ini adalah sebagai berikut :

Roda gigi menerima daya dan putaran dari elektromotor. Apabila elektromotor



berputar maka roda gigi ini akan berputar, roda gigi 2 dan roda gigi 3 diletakkan pada satu sumbu, jadi roda gigi 2 berhubungan atau berpasangan dengan roda gigi 1 dan roda gigi 3 berpasangan dengan roda gigi 4 yang terpasang pada roda gigi rantai (sprocket) maka sprocket ikut berputar.

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui :

- (a) daya yang ditransmisikan oleh kopling  $N = 6,7$  kw
- (b) putaran out put motor  $n = 960$  rpm
- (c) kecepatan bucket conveyor  $V = 0,325$  m/dtk
- (d) diameter sprocket yang bergerak  $D_s = 0,29$  m

Dengan mengasumsikan tidak terjadi slip antara poros roda gigi rantai (sprocket) dan rantai roller maka putaran out put untuk sprocket yang terjadi adalah :

$$n_s = \frac{60V}{\pi \cdot D}$$

$$= \frac{60 \cdot 0,325}{3,14 \cdot 0,29019} = 21,38 \text{ rpm}$$

### (3) Perencanaan Putaran roda Gigi 3 dan Roda Gigi 4

Untuk  $n_4 = N_s$  atau putaran roda gigi 4 sama dengan putaran sprocket karena roda gigi 4 satu sumbu dengan poros sprocket, maka perbandingan transmisi (i) adalah :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{D_s}{D_1}$$

dimana diketahui :  $n_4 = n_s = 21,38$  rpm

$D_4 = 0,75$  m (direncanakan)

maka :

$$\frac{n_3}{n_4} = \frac{D_4}{D_3}$$

dimana :  $D_3 = 0,07$  m (direncanakan)

Sehingga :

$$n_3 = \frac{D_4 \cdot n_4}{D_3}$$

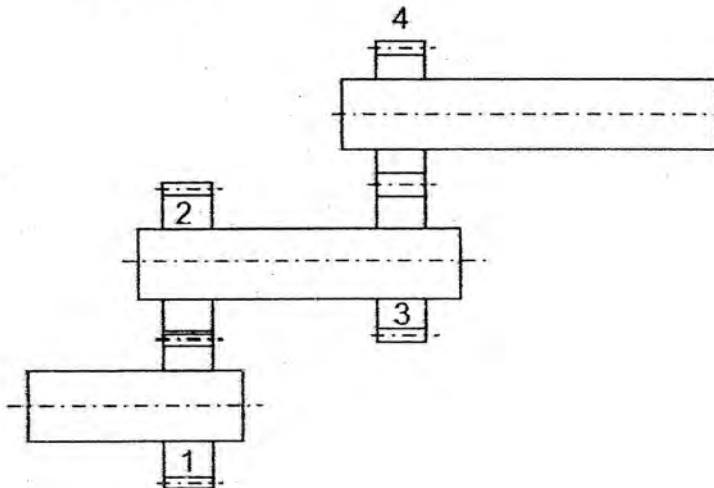
$$= \frac{0,75 \text{ m} \cdot 21,8 \text{ rpm}}{0,07} = 229,07 \text{ rpm}$$

**(4) Perencanaan untuk roda gigi 2 dan roda gigi 1**

$n_1 = 960$  rpm dan  $D_1 = 0,05$  m (direncanakan)

maka :  $\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$

dimana :  $n_2 = n_3 = 229,07$  rpm (roda gigi 2 dikopel langsung dengan roda gigi 3)



**Gambar 4. 23 Rangkaian roda gigi**

$$\begin{aligned} \text{Sehingga : } D_2 &= \frac{n_1}{n_2} \cdot D_1 \\ &= \frac{920 \text{rpm}}{229,07 \text{rpm}} \cdot 0,05 \text{m} = 0,20 \text{m} \end{aligned}$$

Jadi dapat disimpulkan dari keseluruhannya adalah :

- (1) putaran roda gigi 1 ( $n_1$ ) = 920 rpm
- (2) putaran untuk roda gigi 2 dan 3  $n_2 = n_3 = 229,07$  rpm
- (3) putaran roda gigi 4 = putaran sprocket  $n_s = 21,38$  rpm
- (4) diameter roda gigi 1  $D_1 = 0,05$  m (direncanakan)
- (5) diameter roda gigi 2  $D_2 = 0,20$  m (direncanakan)
- (6) diameter roda gigi 3  $D_3 = 0,07$  m (direncanakan)
- (7) diameter roda gigi 4  $D_4 = 0,75$  m (direncanakan)

Besarnya modul ( $M$ ) yang digunakan adalah :

$$b. M^2 = \frac{50.000.000 \cdot N}{n \cdot Z \cdot \sigma_b}$$

dimana :

$b$  = Lebar gigi (5 M : 10 M)

= 8 M (diambil)

$n$  = 920 rpm

$Z$  = Jumlah gigi (direncanakan) = 16 buah gigi

(direncanakan)

$N$  = 6,7 kw = 9,1 Hp

$\sigma_b$  = kekuatan tarik bahan roda gigi

$\sigma_b = 70 \text{ kg/mm}^2$

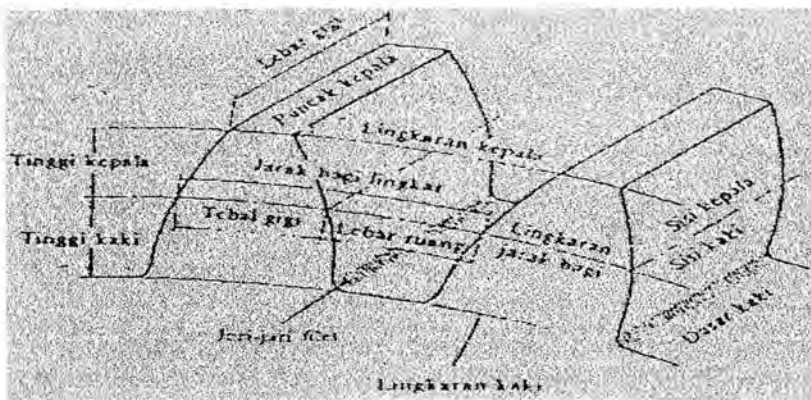
Sehingga :

$$8 M \cdot M^2 = \frac{50.000.000.9,1}{920.16.70}$$

$$M^3 = 55,19 = 3,80$$

$$M = 4 \text{ mm (direncanakan)}$$

Dengan mengetahui besarnya modul maka direncanakan ukuran-ukuran roda gigi tingkat I adalah :



Gambar 4.24 Bagian-bagian roda gigi

(5) Ukuran roda gigi 1 adalah :

(a) Modul ( $m$ ) = 4 buah

(b) Sudut tekanan ( $\alpha$ ) =  $20^\circ$

(c) Jumlah gigi 1 ( $Z_1$ ) = 16 buah (direncanakan)

(d) Jumlah gigi 2  $Z_2 = \frac{n_1 Z_1}{n_2}$

$$= \frac{920.16}{229,07} = 64 \text{ buah}$$

(e) Jarak sumbu poros (a)

$$a = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{4(16 + 64)}{2} = 160 \text{ mm}$$

(f) diameter lingkaran jarak bagi ( $d_p$ )

$$\begin{aligned} D_{p1} &= Z_1 M \\ &= 16 \cdot 4 \text{ mm} = 64 \text{ mm} \end{aligned}$$

(g) Tinggi kepala ( $h_k$ )

$$H_{k1} = 0,8 \cdot M = 0,8 \cdot 4 \text{ mm} = 3,2 \text{ mm}$$

(h) Tinggi kaki ( $h_f$ )

$$H_{f1} = 1,2 \cdot M$$

(i) Tinggi gigi ( $h_1$ )

$$\begin{aligned} h &= h_{k1} + h_{f1} \\ &= 3,2 \text{ mm} + 4,8 \text{ mm} = 8 \text{ mm} \end{aligned}$$

(j) Lebar roda gigi ( $b$ )

$$b = (6 : 10) M = 8 \text{ (diambil)} = 8 \cdot 4 = 32 \text{ mm}$$

(k) Diameter lingkaran kepala ( $d_k$ )

$$D_{k1} = D_1 = 0,05 \text{ m} = 50 \text{ mm (direncanakan)}$$

(l) Tabal gigi ( $S$ )

$$S = \frac{\pi M}{2} = \frac{\pi \cdot 4 \text{ mm}}{2} = 6,26 \text{ mm}$$

(m) Faktor kelonggaran puncak ( $C_k$ )

$$\begin{aligned} C_k &= 0,25 \cdot m \\ &= 0,25 \cdot 4 = 1 \text{ mm} \end{aligned}$$

(n) Diameter lingkaran kaki ( $d_f$ )

$$\begin{aligned} D_{f1} &= d_{k1} - 2 \cdot h \\ &= 50 - 2 \cdot 8 = 34 \text{ mm} \end{aligned}$$

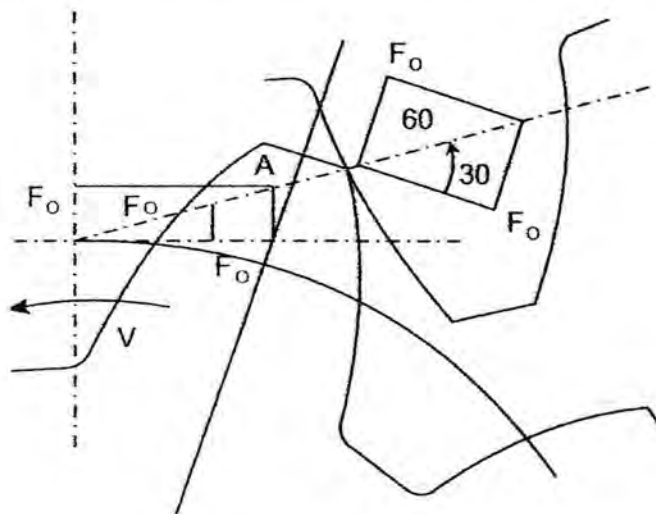
Dengan cara sama ukuran-ukuran utama roda gigi yang lain dapat dihitung dan hasilnya dapat dilihat pada tabel 4.1 berikut ini :

**Tabel 4.1 Dimensi roda-roda gigi**

Roda Gigi	Z Buah	M mm	$d_p$ mm	$d_k$ mm	$h_k$ mm	$h$ mm	$C_k$ mm	S mm	$D_n$ mm	B mm
1	16	4	64	50	3,2	8	1	6,28	34	32
2	64	4	256	200	3,2	8	1	6,28	184	32
3	20	4	80	70	3,2	8	1	6,28	54	32
4	214	4	856	750	3,2	8	1	6,28	734	32

### (6) Pemeriksaan kekuatan roda gigi

Dalam perencanaan roda gigi perlu diperhatikan adalah kekuatan roda gigi terhadap tekanan permukaan dan lenturan, oleh karena pada saat roda gigi berputar terjadi gesekan antara satu roda gigi dengan roda gigi yang lain, sedangkan gaya-gaya yang bekerja dapat dilihat pada gambar 4.24 berikut ini.



**Gambar 4.25 Gaya-gaya yang terjadi pada roda gigi**

#### (1) Gaya tangensial pada roda gigi

$$F_t = \frac{102 \cdot P_m}{V}$$

dimana :

$$P_m = \text{daya elektromotor} = 6,69 \text{ kw} = 6,7 \text{ kw}$$

$$V = \text{kec.keliling dari roda gigi 1 dan 2}$$

$$= \frac{\pi \cdot d_{p1} \cdot n}{60 \cdot 1000}$$

$$= \frac{\pi \cdot 64 \cdot 920}{60 \cdot 1000} = 3,08 \text{ m/dtk}$$

maka :

$$F_t = \frac{102 \cdot 6,7}{3,08} = 221,88 \text{ kg}$$

(2) Tegangan lengkung yang terjadi ( $\sigma_1$ )

$$\sigma_1 = \frac{F_t \cdot h_1}{1/6 \cdot b^2 \cdot s}$$

$$\sigma_1 = \frac{221,88 \cdot 8}{1/6 \cdot 38^2 \cdot 6,28} = 1,65 \text{ kg/mm}$$

Bahan roda gigi adalah baja JIS S45C dengan  $\sigma_b = 70 \text{ kg/mm}^2$ . dengan komposisi: 0,42 /0,48% C; 0,15/0,35% Si; 0,60/0,90% Mn; 0,30% P; 0,035% S, maka tegangan geser yang diizinkan ( $\bar{\sigma}_1$ )

$$\bar{\tau}_g = \frac{\sigma_b}{Sf1 \cdot Sf2}$$

dimana :

$$S_{f1} = 4,0 \text{ (diambil)}$$

$$S_{f2} = 2,0 \text{ (diambil)}$$

$$\text{maka: } \tau_1 = \frac{70k / mm^2}{4,0 \cdot 2,0} = 8,75 kg / mm^2$$

Sehingga konstruksi aman

(3) Pemeriksaan terhadap tegangan geser pada roda gigi

$$\tau_g = \frac{F_1}{A_1}$$

dimana:

$$\begin{aligned} A_1 &= \text{Luas penampang roda gigi} \\ &= b \cdot s = 32 \cdot 6,28 = 217,6 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

maka

$$\tau_g = \frac{221,88kg}{217,6mm^2} = 1,01kg / mm^2$$

(4) Tegangan geser yang diizinkan ( $\tau_g$ )

Diambil bahan yang sama pada tegangan lengkungan izin

$$\bar{\sigma}_1 = \bar{\Gamma}_g = 8,75kg / mm^2.$$

Maka konstruksi aman  $\Gamma_g \subseteq \bar{\Gamma}_g$ .

Dengan cara yang sama, maka pemeriksaan roda gigi 2, dan 3 serta 4 dapat dihitung dan hasilnya dapat dilihat pada tabel 4.2 berikut ini :

**Tabel 4.2 Tegangan pada roda gigi**

Roda Gigi	Bahan	$\sigma_b$ (kg/mm <sup>2</sup> )	Ft (kg/m <sup>2</sup> )	$\sigma_1$ (kg/mm <sup>2</sup> )	$\Gamma_g$ (kg/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_1 = \Gamma_g$ (kg/mm <sup>2</sup> )
I.	JIS S45C	70	221,88	1,65	1,01	8,75
II.	JIS S45C	70	225,57	1,68	1,03	8,75
III.	JIS S45C	70	712,22	5,31	3,27	8,75
IV.	JIS S45C	70	479,48	3,57	2,20	8,75



#### 4.10 Perencanaan Poros

Poros adalah salah satu elemen mesin terpenting yang terdapat pada mesin, baik sebagai penggerak maupun yang digerakkan. Poros dalam perencanaan transmisi roda gigi memegang peranan penting dalam hal transmisi daya dan putaran. Seperti terlihat pada gambar 6.1 pada system yang direncanakan terdapat tiga buah poros. Masing-masing ditumpu oleh bantalan pada kedua sisinya:

##### (1) Poros Input

Dari data sebelumnya diketahui daya dan putaran elektromotor ( $N_1$ ) = 6,7 KW dan ( $n$ ) = 920 rpm, maka :

(a) momen teori pada poros input adalah :

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{N}{n} \\ &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{6,7}{920} = 7093,26 \text{ kg.cm} \end{aligned}$$

(b) Momen torsi untuk poros antara :

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{67}{21,38} = 27493,77 \text{ kg.mm}$$

(c) Momen torsi untuk poros output:

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{67}{21,38} = 305229,18 \text{ kg.mm}$$

(d) Besar beban yang dipindahkan oleh roda gigi I terhadap roda gigi II ( $W_{R1}$ ):

$$W_{R1} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot N_1}{\pi \cdot d_p \cdot n_1}$$

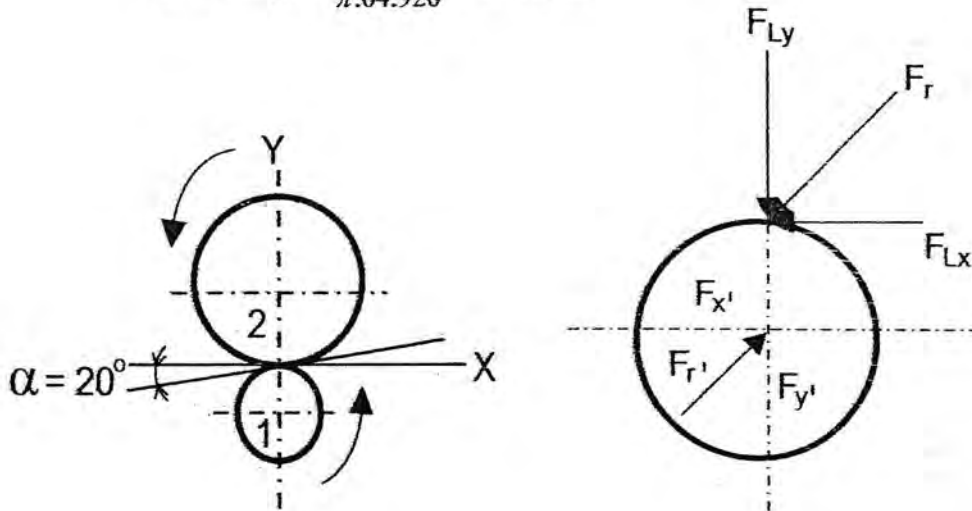
dimana :

$$N_1 = 6,7 \text{ kw}$$

$d_{pi}$  = diameter lingkaran bagi 1 = 64 mm

$n = 920$  rpm

$$\text{maka : } W_{R1} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 6,7}{\pi \cdot 64 \cdot 920} = 15,81 \text{ rpm}$$



Gambar 4.26 Gaya-gaya pada poros

- (e) Gaya tengensial yang diberikan roda gigi II terhadap roda gigi I sama dengan beban yang dipindahkan ( $F_{1x} = W_u$ ).
- (f) Untuk gaya radial dari roda gigi II pada roda gigi I ( $F_{1y}$ ) adalah:

$$\begin{aligned} F_{1y} &= F_{1x} \cdot \text{tg. } \alpha \\ &= 221,42 \cdot \text{tg. } 20 \\ &= 80,59 \text{ kg} \end{aligned}$$

- (g) Resultan gaya dari roda gigi II pada roda gigi I ( $F_r$ ) adalah:

$$\begin{aligned} F_r &= F_{1x} / \cos \alpha \\ &= 221,2 / \cos 20 = 235,63 \text{ kg} \end{aligned}$$

- (h) Reaksi poros pada arah x dan y

$$F_{x'} = F_{1x} = 221,42 \text{ kg}$$

$$F_{y'} = F_{1y} = 80,59 \text{ kg}$$

(i) Resultan dari reaksi poros ( $F_r'$ ) adalah:

$$\begin{aligned} F_r &= \sqrt{(F_{x'})^2 + (F_{y'})^2} \\ &= \sqrt{(221,42)^2 + (80,59)^2} \\ &= 235,63 \text{ kg} \end{aligned}$$

(j) Dengan cara yang sama beban yang dipindahkan roda gigi III terhadap roda gigi IV ( $W_{12}$ ) dapat dihitung dan hasilnya seperti tabel 4.3

**Tabel 4.3**

Roda gigi	$W \Gamma$ kg	$F_{1x} = F_x$ kg	$F_{1y} = F_y$ kg	$F_r$ kg	$F_r'$ kg
1 - 2	221,42	80,59	235,63	235,63	235,63
3 - 4	403,94	147,02	147,02	429,86	429,86

Pada perencanaan ini bahan poros diambil baja karbon konstruksi mesin

JIS S45C dengan  $\sigma_b = 70 \text{ kg/mm}^2$ . Dengan komposisi:

0,42/0,48%C; 0,15/0,35%Si; 0,60/0,90% Mn; 0,030% P; 0,035%S.

(k) Tegangan puntir izin diperoleh dengan persamaan

$$\Gamma_p = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \cdot Sf_2}$$

dimana :  $S_{f1} = 2,0$  dan  $S_{f2} = 4,0$

maka :

$$\Gamma_p = \frac{70}{2,0 \cdot 4,0} = 8,75 \text{ kg/mm}^2$$

(l) Diameter poros dapat diperoleh dengan persamaan:

$$d_s = \left( \frac{5,1}{\Gamma_p} \sqrt{(km.wt)^2 (kt.T)^2} \right)^{1/3}$$

dimana :

km = factor koreksi akibat beban lentur (1,5/3) = 2,5 (diambil)

kt = factor koreksi akibat beban punter (1,0/3) = 2,5 (diambil)

maka :

$$d_s = \left( \frac{5,1}{8,75} \sqrt{(25.221,42)^2 (25.7093,26)^2} \right)^{1/3}$$

$$= 21,78 \text{ mm} \approx 22 \text{ mm} \text{ (diambil)}$$

(m) Pemeriksaan poros yang dipilih dapat digunakan persamaan :

$$\Gamma_p = \left( \frac{5,1}{d_s^3} \sqrt{(km.wt)^2 (kt.T)^2} \right)$$

$$= \left( \frac{5,1}{22^3} \sqrt{(2,5.221,42)^2 (2,5.7093,26)^2} \right)$$

$$= 5,3 \text{ kg.mm}$$

Karena  $\sigma_p \geq \sigma_p$  maka poros cukup aman.

(n) Dengan cara yang sama, maka untuk poros antara dan poros output hasilnya dapat dilihat pada table 4.4 berikut ini:

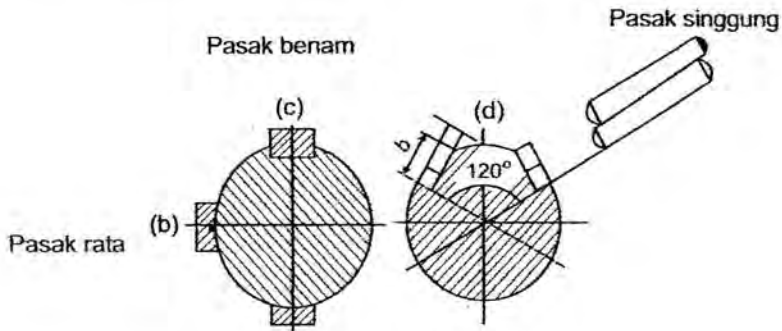
Tabel 4.4 Ukuran-ukuran poros

Poros	Bahan	$\sigma_p$ (kg/mm <sup>2</sup> )	$\bar{\sigma}_p$ (kg/mm <sup>2</sup> )	$d_s$ (kg/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_p$ (kg/mm <sup>2</sup> )
Input	S45C	70	8,75	22	5,3
Antara	S45C	70	8,75	35	8,1
Output	S45C	70	8,75	80	7,6

## 4.11 Perencanaan Pasak

### (1) Pasak untuk Poros Input

Sistem pengikat antara roda gigi dengan poros dipergunakan pasak. Ada beberapa jenis pasak seperti diperlihatkan gambar 4.27 berikut :



Gambar 4.27 Jenis-jenis pasak

Dari gambar 4.25 di atas dipilih jenis pasak paralel. Dimensi pasak sepenuhnya dari dimensi poros, sedangkan bahannya dapat dipilih sama dengan bahan poros. Ada tiga buah poros yang masing-masing poros ukurannya berbeda sehingga akan terdapat pula tiga macam pasak. Ukuran pasak yang digunakan dapat dilihat table 4.5 di bawah ini.

Tabel 4.5 Ukuran-ukuran pasak

Bahan dan ukuran	Poros input	Poros antara	Poros output
Bahan	JIS S45C	JIS S45C	JIS S45C
D	22	30	65
B	8	10	20
H	7	8	12
l	18 – 90	22 – 110	56 – 220
t1	4,0	5,0	7,5
t2	2,4	3,3	3,9

### (2) Bahan Pasak dan Pemeriksaan Ukuran Pasak

Bahan pasak dipilih JIS S45C dengan  $\sigma_b = 70 \text{ kg/mm}^2$ . Dengan komposisi:

0,42/0,48 %C; 0,15/0,35% Si; 0,60/0,90% Mn; 0,030% P; 0,035% S.

$$\bar{\tau}_a = \frac{\sigma_b}{Sf1 \cdot Sf2}$$

dimana :

$S_{f1} = 4$  (untuk baja dan baja paduan)

$S_{f2} = 2$  (beban dikenakan dengan tumbukan ringan)

maka:

$$\bar{\tau}_a = \frac{70}{2,0 \cdot 4,0} = 8,75 \text{ kg/mm}^2$$

(1) Tegangan geser yang bekerja pada pasak adalah :

$$\tau_a = \frac{2T}{d_s \cdot b \cdot L}$$

dimana :

$T = \text{momen torsi (kg.mm)} = 7093,26$

$d_s = \text{diameter poros (mm)} = 22 \text{ mm}$

$b = \text{lebar pasak (mm)} = 8 \text{ mm}$

$L = \text{panjang pasak (mm)} = 48 \text{ mm (diambil)}$

Dengan syarat panjang pasak dibandingkan dengan diameter poros harus memenuhi persamaan:

$$L = (0,75/1,5) d_s$$

$$L = (1,25) \cdot 22 = 27,5$$

(2) Untuk untuk poros input:

$$\Gamma_k = \frac{2.7093,26}{22.8.48} = 1,6kg / mm$$

(3) Untuk poros antara:

$$\Gamma_k = \frac{2.7093,77}{35.10.66} = 2,3kg / mm$$

(4) Untuk poros output:

$$\Gamma_k = \frac{2.305229,18}{80.24.140} = 2,2kg / mm$$

Dari pemeriksaan tegangan geser yang terjadi, pasak memenuhi syarat ( $\Gamma_k \leq \Gamma_a$ ). tekanan permukaan yang diijinkan untuk diameter poros yang kecil adalah  $P_a = 8 \text{ kg/mm}$  dan poros diameter besar adalah  $= 10 \text{ kg/mm}^2$ .

(5) Tegangan yang timbul pada permukaan :

$$P = \frac{F}{Lx_2}$$

(6) untuk poros In put

$$P = \frac{1,74.7}{48.3,0} = 0,08kg / mm^2$$

(7) Untuk poros antara

$$P = \frac{2,54.10}{66.3,3} = 0,12kg / mm^2$$

(8) Untuk poros out put :  $P = \frac{2,11.22}{156.5,4} = 0,055kg / mm^2$

#### 4.11. Bantalan Roda Gigi

##### (1) Bantalan Poros Input

Karena bantalan hanya menerima beban radial saja, maka gaya yang bekerja pada bantalan adalah gaya-gaya pada poros.

(1) Beban ekivalen dapat dicari dengan persamaan :

$$Pr = X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa \quad \text{dimana :}$$

X = faktor pembebanan radial = 0,53 untuk baris tunggal

V = faktor pembebanan untuk cincin dalam yang berputar = 1

Fa = 0 karena tidak terjadi beban maksimal.

maka :

$$Pr = 0,56 \cdot 1 \cdot 235,63 + 0 = 131,95 \text{ kg}$$

(2) Beban nominal dinamis spesifik adalah :

$$CrI = \frac{f_h}{f_n} \cdot Pr$$

dimana :

f<sub>h</sub> = faktor umur pemakaian

$$= (Lh/500)^{1/3} \quad \text{dimana :}$$

Lh = umur bantalan untuk poros transmisi

$$= (40000 - 60000 \text{ jam}) = 50000 \text{ jam (diambil)}$$

maka : F<sub>n</sub> = faktor putaran

$$F_n = \left( \frac{33,3}{920} \right)^{1/3} = 0,330$$

$$\text{sehingga : } CrI = \frac{4,64}{0,330} \cdot 131,95 \text{ kg} = 1855,93 \text{ kg}$$

Berdasarkan perhitungan di atas dimana CrI = 1855,93 kg ≈ 2300kg (diambil) dan C = 3200 kg dengan bantalan bola jenis terbuka dengan nomor 6308 dimana mempunyai dimensi sebagai berikut :

(a) diameter dalam d = 40 mm



- (b) diameter luar  $D = 90$  mm
- (c) lebar bantalan  $b = 23$  mm
- (d) sudut kemiringan bantalan  $r = 2,5$  mm
- (e) beban dinamis spesifik  $C = 3200$ kg
- (f) beban statis spesifik  $Cr1 = 2300$  kg

maka bantalan aman untuk poros karena  $C \geq Cr1$ .

Dengan cara yang sama maka bantalan untuk poros-poros antara dan poros out put dapat ditentukan seperti diperlihatkan pada table 4.6 berikut :

**Tabel 4.6 Jenis dan ukuran bantalan**

<b>Dimensi bantalan</b>	<b>Poros In Put</b>	<b>Poros Antara</b>	<b>Poros Out Put</b>
<b>Diameter dalam d (mm)</b>	<b>40</b>	<b>50</b>	<b>50</b>
<b>Diameter Luar D (mm)</b>	<b>90</b>	<b>110</b>	<b>110</b>
<b>Lebar Bantalan b (mm)</b>	<b>23</b>	<b>27</b>	<b>27</b>
<b>Sudut Bantalan r (mm)</b>	<b>2,5</b>	<b>3</b>	<b>3</b>
<b>Beban dinamis Spesifik C (Kg)</b>	<b>3200</b>	<b>4850</b>	<b>4850</b>
<b>Beban statis spesifik Cr1 (kg)</b>	<b>2300</b>	<b>3650</b>	<b>3650</b>
<b>Simbol bantalan</b>	<b>6308</b>	<b>6310</b>	<b>6310</b>

## BAB V

### KESIMPULAN

Pada tugas sarjana ini telah dirancang sebuah alat pemindah bahan jenis bucket conveyor. Bucket conveyor ini berfungsi untuk memindahkan berondolan buah kelapa sawit dari stasiun pemipilan (thresher) ke stasiun pelumatan (digester) pada pabrik pengolahan kelapa sawit. Dalam perancangan ini merupakan suatu bentuk studi Pustaka dengan menggunakan data-data yang diperoleh dari survey lapangan.

Dengan menggunakan rumusan-rumusan yang diperoleh dari buku referensi dan data-data yang diperoleh hasil survey, dapat dihitung dan dipilih komponen-komponen utama dari bucket conveyor. Hasil-hasil perhitungan dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

#### I. Spesifikasi bucket conveyor

- |                                  |   |
|----------------------------------|---|
| (1) Jenis conveyor               | : chain conveyor (pesawat berjalan dengan memakai mekanisme rantai) |
| (2) Panjang bucket conveyor (L)  | : 13 m  |
| (3) Tinggi pengangkatan          | : 12,6 m  |
| (4) Sudut kemiringan ( $\beta$ ) | : $77^\circ$  |

#### II. Sistem mekanisme pengangkat

- |                               |             |
|-------------------------------|-------------|
| (1) Tegangan tarik rantai (F) | : 1894,3 kg |
| (2) Daya electromotor (N)     | : 6,7 Kw    |
| (3) Putaran electromotor (n)  | : 920 rpm   |
| (4) Daya conveyor (Nc)        | : 6 Kw      |

(5) jenis rantai	: Roller Chain
(6) Bahan rantai	: S45C (JIS G451)
(7) Nomor rantai	: ISO RI977 & BS4116
(8) Diameter sprocket atas	: 290 mm
(9) Diameter sprocket bawah	: 420 mm
(10) Diameter poros sprocket atas	: 90 mm
(11) Diameter poros sprocket bawah	: 90 mm
(12) jenis nomor bantalan sprocket atas	: bantalan gelinding 6210
(13) Jnis nomor bantalan sprocket bawah	: Bantalan gelinding 6307
(14) Bahan pasak sprocket atas	: S45C
(15) Bahan pasak sprocket bawah	:S45C
(16) Jumlah bucket conveyor	: 44 buah
(17) Berat angkat satu buah bucket	: 20 kg
(18) jarak antara 1 bucket dengan bucket	: 609 mm
(19) jumlah baut dan mur pengikat	: 176 buah

## DAFTAR PUSTAKA

1. Kovsky Spiva A, 1959 ,” *Conveyor and Relakel Equipment*”, Publisher  
Moscow
2. Brown G. R., 1958,” *Unit Operastion* ”, Modren Asia Edition.
3. Watwiju G., 1952,” *Ilmu Bangunan Pesawat* ”, Teknik H.Stam.
4. Shigley E.J., 1994, “ *Perencanaan Teknik Mesin* ”, Erlangga, Jakarta.
5. Spots M.F., 1978, ” *Design Of Machine Element*,” Prentice Hall, New Delhi.
6. Khurmi R.S., 1980 ,” *Machine Element*”, Publishing House, New Delhi.
7. Muin A.S.,1995,” *Pesawat-Pesawat Pengangkat* ”, Raja Grafindo Perkasa,  
Jakarta.
8. Sularso & Suga K., 1991, “ *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen  
Mesin* ”, Pradnya Paramita, Jakarta.
9. Sukrisno U., 1974,” *Bagian-Bagian Mesin dan Merencana* ”, Erlangga,  
Jakarta.
10. Zainuri, M.A., 2006, “ *Mesin Pemindah Bahan*,” Andi, Malang.