

PERANCANGAN SISTEM PENGANGKAT CRANE DENGAN KAPASITAS ANGKAT LIMA TON

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Persyaratan Ujian Sarjana

Oleh :

FIRMAN
NIM : 07.813.0047



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN

UNIVERSITAS MEDAN AREA

2011

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 22/7/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

PERANCANGAN SISTEM PENGANGKAT CRANE DENGAN KAPASITAS ANGKAT LIMA TON

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Persyaratan Ujian Sarjana

Oleh :

FIRMAN
NIM : 07.813.0047

Disetujui :

Pembimbing I

Pembimbing II


(Ir. Amirsyam Nasution, MT.)

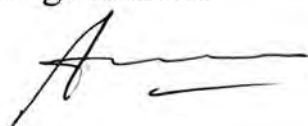

(Ir. Amrinsyah MM.)

Mengetahui :

Dekan

Ka. Program Studi


(Ir. Hj. Haniza A. Susanto, MT.)


(Ir. Amru Siregar, MT.)

UNIVERSITAS MEDAN AREA

Tanggal Lulus :

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 22/7/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

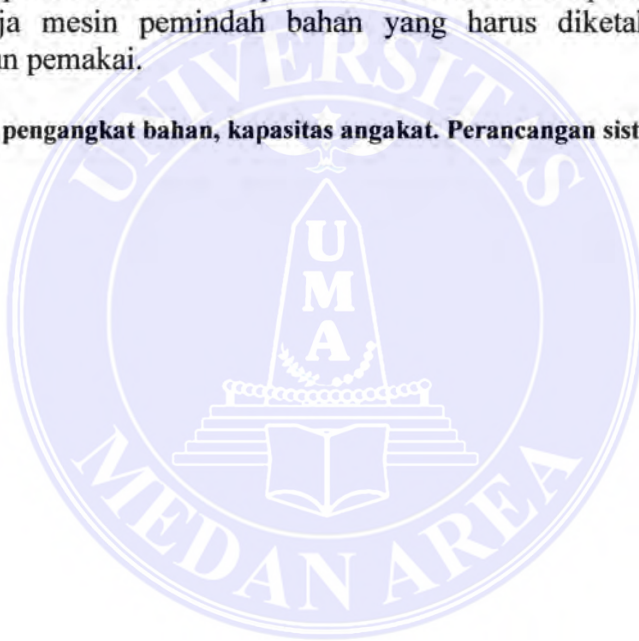
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

Access From (repository.uma.ac.id) 22/7/24

ABSTRAK

Dalam kehidupan era globalisasi ini, penggunaan Mesin pemindah bahan sangat diperlukan di berbagai bidang kegiatan industri. Kebutuhan yang beraneka ragam tersebut, diperlukan klasifikasi Mesin Pemindah Bahan yang bervariasi, sesuai dengan bidang pemakaiannya. Berkenaan dengan hal tersebut diperlukan pengetahuan dan skills yang memadai dalam hal pemilihan, pengoperasian dan perawatannya. Rancangan ini didasarkan pada data hasil survey dengan kapasitas angkat 5 ton, yaitu rata-rata kapasitas angkat mesin pemindah bahan pada bengkel-bengkel industri. Agar kebutuhan tersebut terpenuhi, maka spesifikasi komponen-komponen utama mesin pemindah bahan tersebut harus disesuaikan dengan spesifikasi dari motor penggerakannya. Selain spesifikasi motor penggerak ditentukan pula spesifikasi komponen-komponen lainnya, seperti tali, puli, drum, kait, roda gigi hoisting, rem, roda jalan (*transverse*), rel lintasan dan sebagainya. Dasar-dasar perancangan komponen utama mesin pemindah bahan ini merupakan bahagian utama dari prinsip kerja mesin pemindah bahan yang harus diketahui oleh seorang perancang maupun pemakai.

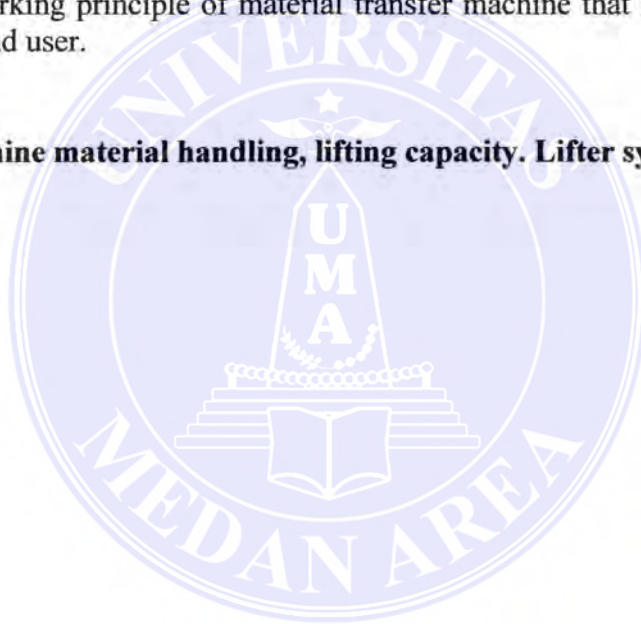
Kata kunci : Mesin pengangkat bahan, kapasitas angkat. Perancangan sistem pengangkat,



ABSTRACT

In this era globalization life, the use of materials transfer machines are needed in many areas of industrial activity. Diverse needs, the required classification Machinery Material handling, which vary according to field use. In regard to the necessary knowledge and skills are inadequate in terms of selection, operation and maintenance. The design is based on data of the survey with a lifting capacity of 5 tons, which is an average lifting capacity of materials transfer machines in industrial workshops. So that those needs are met, then the specification of the main components of the machine transfer such materials should be tailored to the specifications of the driving motor. In addition to the motor specifications specifications determined also the other components, such as ropes, pulleys, drums, hooks, hoisting gears, brakes, wheel path (transverse), rail tracks and so on. The basics of designing the main components of this material transfer machine is a major portion of the working principle of material transfer machine that should be known by the designer and user.

Keywords: Machine material handling, lifting capacity. Lifter system design,



DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR	ii
ABSTRAK	iv
DAFTAR ISI	vi
DAFTAR GAMBAR	viii
DAFTAR TABEL	ix
BAB I PENDAHULUAN	1
I.1. Latar Belakang	1
I.2. Sejarah Crane	2
I.3. Batasan Masalah	3
I.4. Tujuan Perancangan	4
I.5. Manfaat Perancangan	4
BAB II LANDASAN TEORI	5
II.1. Konsep Dasar	5
II.2. Klasifikasi Mesin pemindah Bahan	6
II.3. Dasar Pemilihan Mesin Pemindah Bahan	8
II.4. Prinsip Kerja Mesin Pemindah Bahan	9
II.5. Jenis-Jenis Alat Pengangkat	11
II.6. Rumus yang digunakan untuk Menghitung Crane	17
BAB III PEMILIHAN DAN PERHITUNGAN SITEM PENGANGKAT .	20
III.1. Pemilihan Kapasitas Angkat	20
III.2. Pemilihan dan Perhitungan Tali	20
III.3. Pemilihan dan Perhitungan Puli	31
III.4. Pemilihan dan Perhitungan Drum	33
III.5. Pemilihan dan Perhitungan Kait	37
III.6. Pemilihan dan Perhitungan Roda Gigi Hoisting	40
III.7. Perhitungan Daya Motor Hoisting	62
III.8. Pemilihan dan Perhitungan Rem	66
III.9. Pemilihan dan Perhitungan Roda Jalan	70
III.10. Daya Motor Transvere	73
IV.1. Perhitungan Rel Perlintasan	76



BAB IV. PERAWATAN DAN PEMELIHARAAN	83
IV.1. Pengertian Umum	83
IV.2. Perawatan dan Pemeliharaan Tali	84
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	84
V.1. Kesimpulan	85
V.2. Saran	85
DAFTAR PUSTAKA	86
LAMPIRAN	



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.

Perencanaan alat pemindah bahan, selain aspek yang dilator belakanginya 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 sistem pengangkat crane yang digunakan di dalam suatu ruangan tertutup. Dalam merancang suatu konstruksi rangkaian mesin pemindah bahan, diperlukan

beberapa analisa penting tentang variable yang mempengaruhi sistem tersebut.

I.2. Sejarah Crane

Perkembangan teknologi dewasa ini telah banyak diciptakan berbagai macam alat untuk keperluan industri, yang kesemuanya dimaksudkan untuk meringankan pekerjaan, meningkatkan produktivitas, efektivitas dan efisiensi kerja. Salah satu hasil teknologi yang sangat penting bagi manusia adalah sebuah mesin pengangkat beban atau yang umum disebut dengan pesawat angkat.

Berbagai pesawat angkat digunakan untuk mengangkat dan memindahkan muatan dilokasi atau area, departemen, dihalaman atau dilapangan-lapangan, tempat menyimpan atau membongkar muatan dan sebagainya. Proses transportasi ini tidak hanya memindahkan muatan dari satu tempat ketempat lain, tetapi juga mencakup proses muat dan bongkar muatan, yaitu meletakkan muatan kemesin pembawa muatan, menurunkan muatan ketempat tujuan, menyimpan muatan didalam gudang serta memindahkan muatan keperalatan pemroses.

Pada perencanaan ini dirancang satu bagian dari sebuah pesawat angkat yaitu perancangan system pengangkat crane dengan kapasitas angkat 5 ton. Pesawat angkat ini mempunyai Girder ganda dengan Trolley yang berjalan diatas jembatan gelagar rangka dan bergerak pada jalur rel yang dibentang pada dinding bangunan. Pada perencanaan ini dibahas komponen-komponen utama pada Mekanisme Pengangkat, Travelling Trolley dan Travelling Crane.

Prinsip kerja dari pesawat angkat ini adalah pertama muatan diangkat oleh mekanisme pengangkat dengan ketinggian tertentu, kemudian muatan tersebut digerakkan dan digeser kekanan atau kekiri oleh Travelling Trolley yang berjalan diatas jembatan gelagar rangka dan bergerak pada jalur rel yang dibentang pada

dinding bangunan, kemudian oleh Travelling Crane muatan tersebut digerakkan dan dibawa ketempat yang ditentukan dengan jarak tertentu.

Mesin pemindah bahan biasanya digunakan di pabrik, bengkel, pelabuhan, kompleks pergudangan maupun di dalam proyek-proyek pembangunan. Tentunya macam dan kapasitas yang diangkat tergantung dari tempat, cara pemakiannya, serta jenis barang diangkat.

Biasanya Mesin Pemindah Bahan ini memerlukan peralatan-peralatan tambahan yang khusus, sesuai dengan beban yang diangkat. Misalnya pada Mesin Pemindah Bahan yang mengangkat beban terpadu (unit load), seperti bagian-bagian mesin, bahan bangunan dan lain-lainnya.

Untuk beban curah diperlukan kotak atau kantong-kantong untuk tempat muatan, seperti batu bara, biji besi, semen, pasir, tanah liat, dan lain-lain. Biasanya untuk beban curah Mesin Pemindah Bahan yang sering digunakan adalah bulk konvenyor atau ban berjalan.

1.3. Batasan Masalah

Dalam menganalisa mesin pemindah bahan, penulis hanya dibatasi masalah pada beberapa hal, diantaranya :

1. Menentukan kapasitas angkat motor penggerak mesin peminda bahan.
2. Menghitung spesifikasi motor penggerak mesin pemindah bahan.
3. Menentukan desain konstruksi sistem pengangkat pada crane.

1.4. Tujuan Perancangan

Tujuan yang hendak dicapai pada rancangan ini adalah analisa, perhitungan dan pemilihan komponen-komponen dari sistem pengangkat yang aman, efektif dan efisien, pada crane dengan kapasitas angkat 5 ton.

1.5 Manfaat Perencanaan

Hasil perencanaan ini merupakan suatu hasil analisa, perhitungan dan pemilihan, dari komponen-komponen sistem pengangkat, sehingga diperoleh bentuk dan ukuran yang efisien. Hasil ini merupakan studi literatur murni. Oleh karena itu manfaat dari perencanaan ini adalah sebagai berikut :

1. Perencanaan bermanfaat bagi orang-orang yang berkecimpung pada bidang mesin pemindah bahan.
2. Perencanaan ini akan memberikan kontribusi pada perkembangan Ilmu Pengetahuan dan Teknologi, khususnya pada bidang perancangan mesin pemindah bahan.
3. Perencanaan ini dapat menjadi bahan rujukan bagi mahasiswa yang ingin memperdalam ilmu pengetahuan di bidang mesin pemindah bahan.

BAB II

LANDASAN TEORI

II.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.

II.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 *scrapper*, *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.

II.3. Dasar Pemilihan Mesin Pemindah Bahan

Pemilihan Mesin Pemindah Bahan sangat meentukan dalam penanganan beban nantinya bagi suatu perusahaan, dimana Mesin Pemindah Bahan tersebut akan dioperasikan. Karena itu pengetahuan desain dan sistem operasi harus betul-betul dikuasai dan tidak kalah pentingnya adalah mengetahui sistem organisasi yang berlaku pada perusahaan yang akan mempergunakannya. Hal-hal lain yang perlu diketahui adalah alat ini tidak boleh merusak muatan yang akan dipindahkan ataupun menghalangi/menghambat proses produksi dengan kata lain aman dan ekonomis.

Faktor-faktor teknis lain yang perlu diperhatikan dalam pemilihan Mesin Pemindah Bahan adalah :

a. Sifat dan Bentuk Muatan

Untuk mengefisiensikan penggunaan alat harus diketahui sifat muatan yang akan dipindahkan tersebut dan juga bagaimana bentuk dari muatan tersebut.

b. Kapasitas yang Dibutuhkan Per Jam

Besarnya muatan atau volume yang harus dipindahkan juga menjadi penentu pemilihan alat pengangkut.

c. Cara Penyusunan Muatan Dari Tempat Asal Ketempat Akhir Nantinya

Bagaimana posisi penyusunan muatan sebelum diangkat dan setelah diangkat tidak boleh diabaikan.

d. **Kondisi Lokal**

Keadaan dari lingkungan termasuk luas dan desain gedung atau keadaan permukaan tanah, tempat pengoperasian dan temperature di lokasi kerja perlu diperhatikan.

II.4. Prinsip Kerja Mesin Pemindah Bahan

Pada dasarnya Mesin Pemindah Bahan terbagi menjadi 3 bagian, antara lain adalah :

1. Girder

Girder yaitu bagian yang menyentuh rel. merupakan tempat bergantungnya hoisting. Adapun cara kerja dari girder adalah sesuai dengan gerakan yang dihasilkan yaitu maju dan mundur, yang disesuaikan dengan letak dan desain gedung dan juga jangkauan yang akan dijangkau girder yang digerakkan motor listrik dengan putaran tinggi, kemudian ditransmisikan ke roda gigi sehingga gerakan maju mundurnya dapat disesuaikan dengan beban yang diangkat. Dimana sewaktu putaran motor bergerak maju atau sebaliknya. Dan apabila putaran motor berhenti dengan sendirinya selaput rem akan mengikat poros roda gigi dan roda gigi akan berhenti berputar serta girder akan berhenti juga.

2. Hoisting (penggerak vertical)

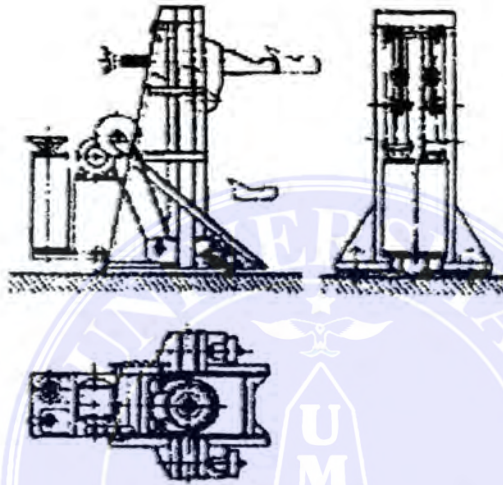
Hoisting sering juga disebut dengan penggerak vertical yaitu gerakan yang mengangkat dan menurunkan beban. Hoisting digerakkan oleh motor listrik yaitu untuk menggulung dan mengulur tali pada drum yang menyebabkan pengangkatan beban. Putaran motor yang dihasilkan oleh elektrikal equipment ditransmisikan ke roda gigi sebanyak 3 kali perpindahan roda gigi sehingga apabila arus tersambung maka elektro motor akan berputar, rem akan terbuka kemudian roda gigi akan memutar roda gigi drum sehingga akan terjadi penggulangan tali (pengangkat beban).

3. Travel (pemindahan)

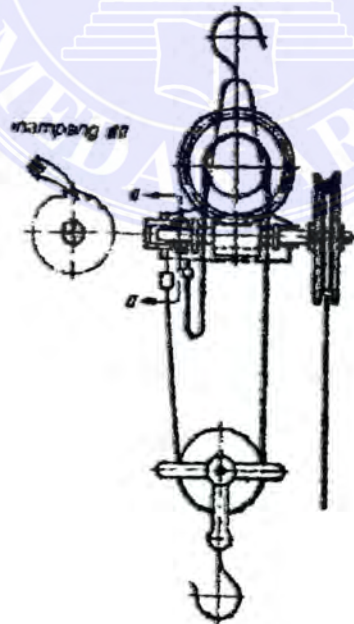
Cara kerja dari bagian ini hamper sama dengan cara kerja girder dimana prosesnya hanya untuk menggerakkan maju mundur seluruh komponen Mesin Pemindah Bahan. Dan cara kerjanya dilengkapi dengan dua elektro motor yaitu sebelah kiri dan kanan travel, dimana roda travel terdiri dari empat pasang roda yaitu empat roda sebelah kiri dan empat roda sebelah kanan dengan posisi motor menggerakkan masing-masing salah satu pasang roda dan cara kerjanya adalah apabila arus listrik tersambung maka elektro motor akan berputar dan posisi rem akan tidak bersentuhan dan akan memutar roda gigi yang berjalan.

II.5. Jenis-Jenis Alat Pengangkat

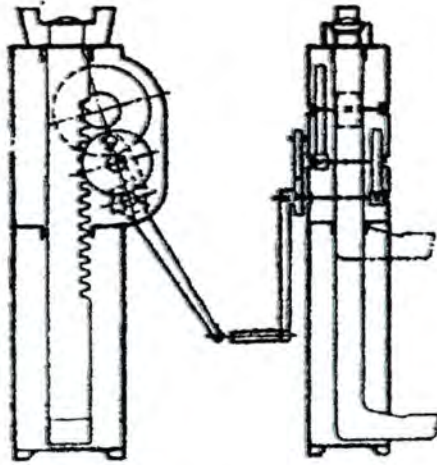
Adapun jenis-jenis dan type dari alat pengangkat, Mesin Pemindah Bahan, Pesawat Pengangkat dan macam-macam Kran ditunjukkan pada gambar berikut :



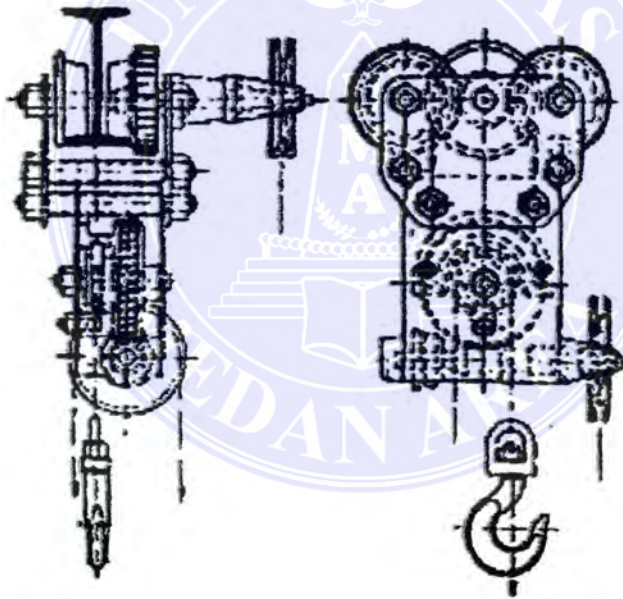
Gambar 2.1 Dongkrak Secara Elektrik



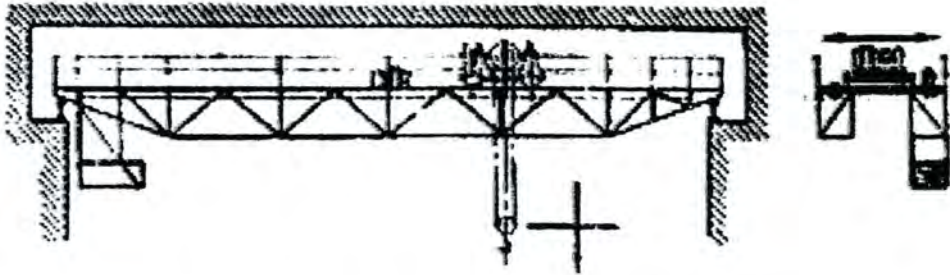
Gambar 2.2 Alat Pengangkat Tetap Ber Warm Gear



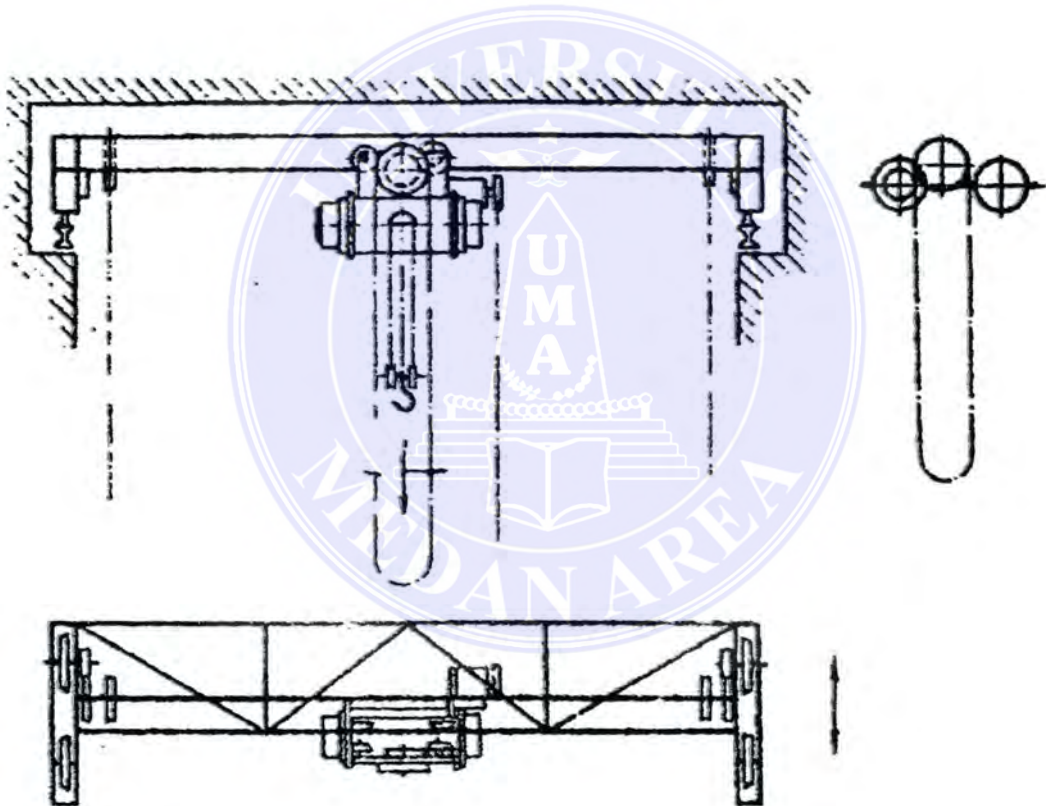
Gambar 2.3. Lir pengangkat



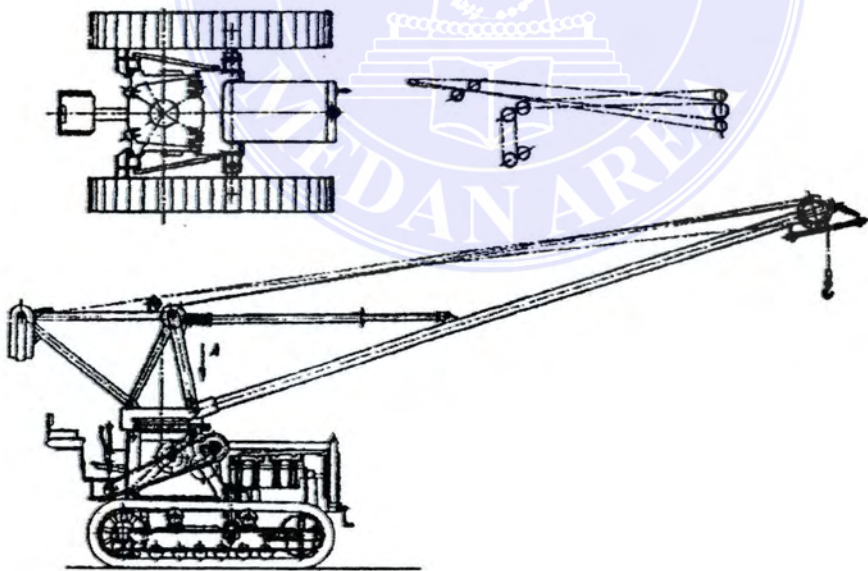
Gambar 2.4 Troli pengangkat dengan Worm



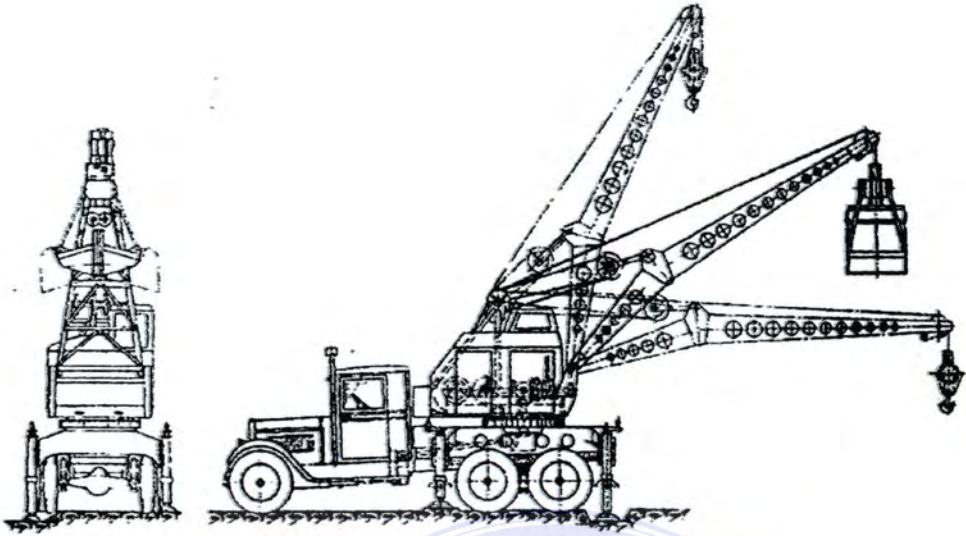
Gambar 2.5 Crane berjalan Overhead dengan Ginder Ganda



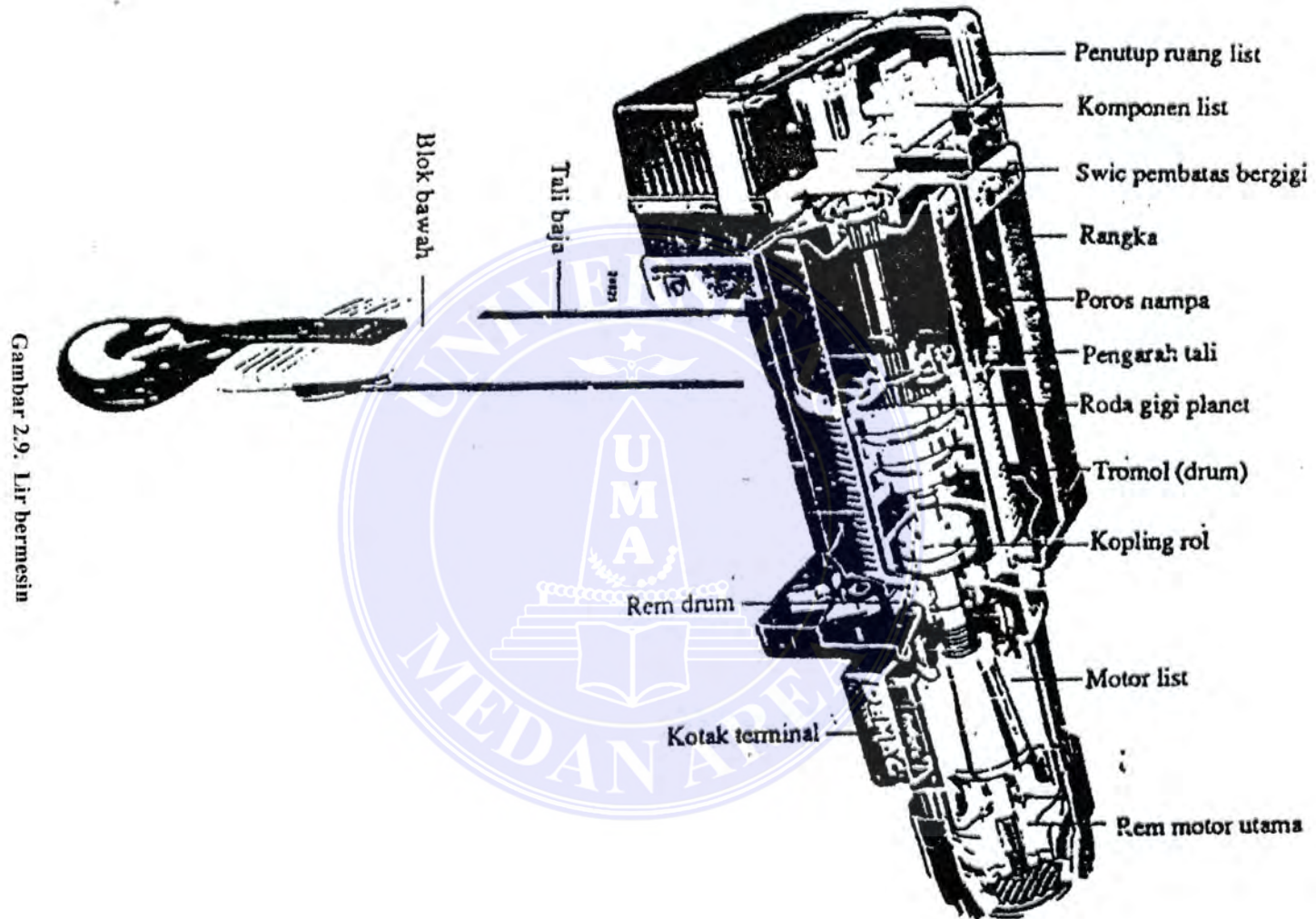
Gambar 2.6 Crane berjalan overhead pada Ginder tunggal



Gambar 2.7 Crane dipasang pada Traktor



Gambar 2.8 Crane pada Truk



Gambar 2.9. Lir bermesin

II.6. Rumus yang digunakan untuk menghitung Crane:

a. Diameter Tali (dt)

Tegangan tali maksimum (S)

$$S = \frac{Q + W + W_o}{Z} \quad (\text{Rudenko})$$

dimana :

S = Tegangan tali maksimum (Kg)

Q = Kapasitas angkat = 5.000 kg

W_m = Beban tambahan = 500 kg

W_m = Berat puli = 150 kg

Z = Jumlah suspense tali = 4

Sedangkan besarnya diameter poros puli dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$V = \frac{E \cdot Q}{L \cdot d} \dots \dots \dots (\text{lit 4 hal 80})$$

Dimana :

V = Kecepatan angkat = 9 m/menit (3 s/d 10) m/menit

L = Panjang poros puli = 1,7 cm ≈ 0,17 m

1. Perhitungan Drum

- Diameter dapat dihitung dengan rumus :

$$D \geq E_1 \cdot E_2 \cdot d \quad (\text{Rudenko})$$

Dimana :

E₁ = faktor konstanta hoisting = 10

E₂ = Faktor konstanta kabel = 1,00

Jumlah gigi dapat ditentukan dengan rumus :

$$Z = \frac{d}{m} \dots \dots \dots (\text{lit 3 hal 214})$$

Dimana :

d = diameter luar roda gigi

m ≡ modul

= 5 (diambil dari table modul standar elemen mesin SULARSO, hal 216)

Tingkat II

$$Z_a = \frac{60}{5} = 12 \text{ gigi}$$

$$Z_b = \frac{90}{5} = 18 \text{ gigi}$$

$$Z_b = \frac{220}{5} = 44 \text{ gigi}$$

$$Z_c = \frac{60}{5} = 12 \text{ gigi}$$

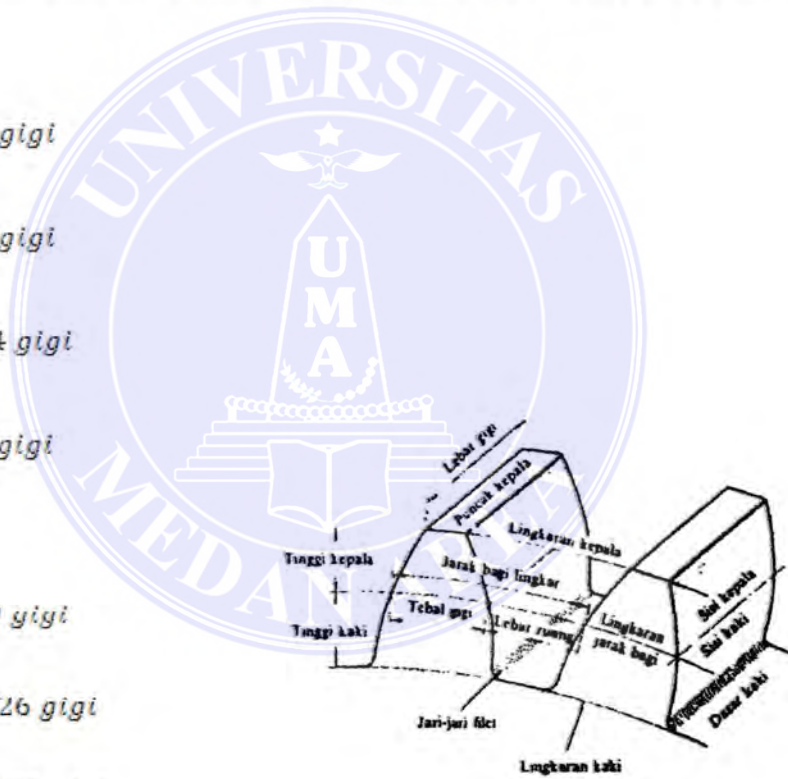
Tingkat I

$$Z_a^I = \frac{96}{5} = 19 \text{ gigi}$$

$$Z_a^{II} = \frac{128}{5} = 26 \text{ gigi}$$

$$Z_a^{III} = \frac{184}{5} = 37 \text{ gigi}$$

$$Z_a^{IV} = \frac{408}{5} = 82 \text{ gigi}$$



Gambar 3.10
Bagian – bagian gigi

Kecepatan angkat $V_2 = 9$ meter/menit (3 s/d 10 meter/menit)

$$n_2 = \frac{60 \cdot V_2}{\pi \cdot D}$$

dimana :

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
 2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
 3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
 Access From (repository.uma.ac.id)22/7/24



n_2 = putaran drum

D = diameter drum = 0,3 m

Maka :

$$n_2 = \frac{60 \cdot 9}{3,14 \cdot 0,5}$$

$$n_2 = 343 \text{ rpm}$$

Seperti telah disebutkan sebelumnya jika roda gigi “a” diam ($n_3 = 0$)

$$\frac{n_1}{n_b} = 1 + \frac{z_a}{z_c} \cdot \frac{z_b}{z_b^1}$$

$$\frac{n_1}{343} = 1 + \frac{12}{73} \cdot \frac{44}{18}$$

$$n = 1,401 \cdot 343$$

$$n = 481,87 \text{ rpm}$$

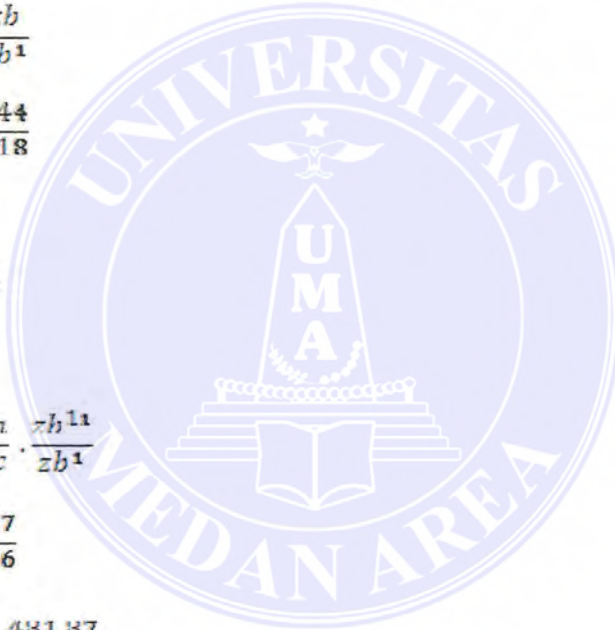
Untuk tingkat I

$$\frac{n_{motor}}{n_1} = 1 + \frac{z_a}{z_c} \cdot \frac{z_b^1}{z_b^1}$$

$$\frac{n_m}{n_1} = 1 + \frac{19}{82} \cdot \frac{37}{26}$$

$$n_{motor} = 1,030 \cdot 481,87$$

$$n_{motor} = 496,32 \text{ rpm}$$



BAB III

PEMILIHAN DAN PERHITUNGAN SISTEM PENGANGKAT

III.1. Pemilihan Kapasitas Angkat

Pada rancangan ini sebagai dasar perancangan sebuah system pengangkat terlebih dahulu ditentukan kapasitas angkat. Kapasitas angkat diperoleh dari hasil survey di beberapa tempat perbengkelan. Secara umum kapasitas angkat untuk sebuah Mesin Pemindah adalah 5 ton. Oleh karena itu kapasitas angkat dalam perancangan ini ditentukan 5 ton.

III.2. Pemilihan dan Perhitungan Tali

Tali dalam Mesin Pemindah Bahan mempunyai peranan yang sangat penting. Tali ini dapat berfungsi sebagai pengangkat, memindahkan gerakan dan daya pada Mesin Pemindah Bahan. Tali baja sangat dominan dipergunakan dalam bidang pengoperasian Mesin Pemindah Bahan, karena mempunyai beberapa keunggulan yaitu :

- (a). Lebih ringan.
- (b). Lebih tahan lama.
- (c). Operasi yang tenang walaupun pada kecepatan yang tinggi.
- (d). Keadaan operasi yang sangat tinggi.
- (e). Kerusakan awal akan lebih mudah diketahui.

Pembuatan tali baja ini dilakukan dengan proses perlakuan panas tertentu sekaligus diiringi dengan penarikan dingin yang akan meningkatkan sifat mekanis

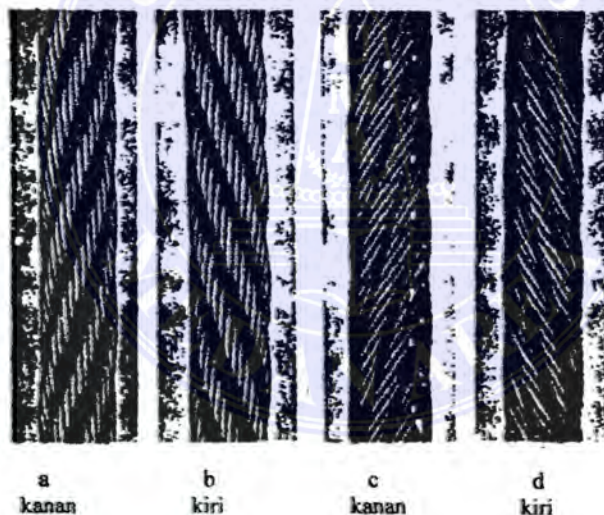
kawat, tali baja terbuat dari baja dengan kekuatan $\sigma_b = (13.000 \text{ s/d } 20.000) \text{ kg/mm}^2$. Berdasarkan pilinan atau anyaman tali baja dapat dikelompokkan atas :

- (a). Pilin kanan (right lay).
- (b). Pilin kiri (left lay)

Berdasarkan inti tali dapat dikelompokkan atas :

- (a). Tali pintal silang.
- (b). Tali pintal parallel atau lang lay.
- (c). Tali pintal balik.
- (d). Tali baja serba guna

Dari semua jenis tali yang sering digunakan tali pilin kanan (Right Lay)

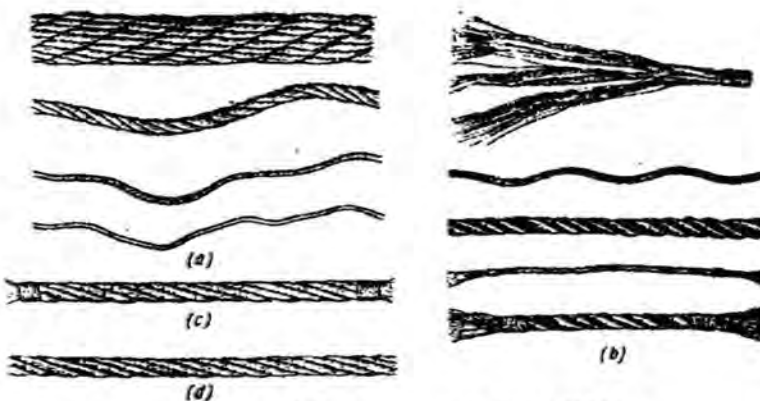


Gambar 3.1 Jenis-jenis Tali Pilin Kanan (Right Lay)

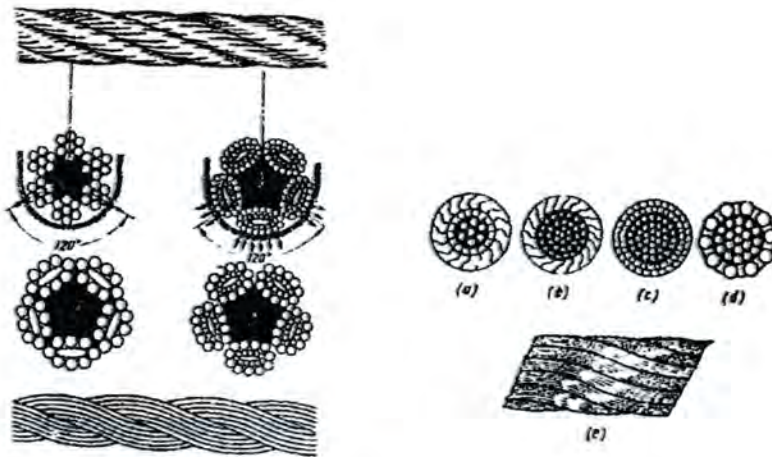
(1) **Tali baja serba guna.** Merupakan tali baja konstruksi biasanya yang berupa anyaman kawat yang sama diameternya. Kekurangan dari tali konstruksi biasanya ini adalah karena kawat bagian luarnya sebagai pembungkus dan

dililit menyilang yang menyebabkan daerah dengan tekanan besar yang mengurangi umur tali tersebut.

- (2) **Tali baja anti puntir.** Pada tali ini sebelum dipintal setiap kawat dan untaian dibentuk sesuai dengan kedudukan di dalam tali. Tali tidak cenderung terurai walaupun pada ujungnya tidak disimpul. Dibandingkan dengan tali biasa, tali ini mempunyai keunggulan yaitu : (a) distribusi beban merata pada setiap kawat sehingga tegangan internal yang kecil, (b). lebih fleksibel, (c). keausan tali kecil dalam melewati puli maupun drum, karena tidak ada bagian yang menonjol.
- (3) **Tali Baja dengan untaian yang dipipihkan.** Tali ini biasanya digunakan pada klem yang bekerja pada tempat yang banyak mengalami gesekan dan abrasi. Biasanya terbuat dari lima untaian yang dipipihkan, dengan demikian tali ini mengalami tekanan yang merata dan keausan yang lebih kecil.
- (4) **Tali dengan anyaman terkunci.** Jenis tali ini sangat banyak digunakan pada kran kabel dan ran kereta gantung. Tali ini mempunyai keunggulan dalam hal permukaan yang halus, susunan kawat yang padat dan tahan terhadap keausan, kelemahannya adalah kurang fleksibel.

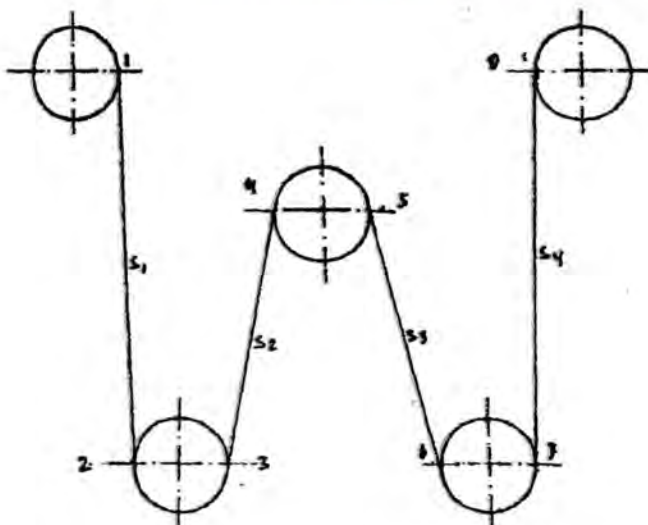


Gambar 3.2 Tali anti puntir dan tali biasa



Gambar 3.3 Macam-macam tali

Untuk rancangan ini penulis memilih tali baja serba guna yang digalvanisir tanpa ditarik, di dalam pemilihan tali baja ini sebenarnya memiliki fenomena yang sangat rumit karena harus memperhatikan faktor-faktor yang tidak dapat ditentukan dengan tepat misalnya pada tali baja yang akan dipakai nantinya pada Mesin Pemindah Bahan, tegangan yang terjadi ada tiga macam tegangan yaitu, tarik, lentur dan punter akibat dari tegangan yang terjadi otomatis umur tali akan berkurang.



Gambar 3.4 Sistem puli yang digunakan

Dari kapasitas angkat yang direncanakan yakni 5 ton, sedangkan peralatan tambahan misalnya berat puli, tali kait dan lainnya diperhitungkan 500 kg. mengingat beban yang akan diangkat, maka direncanakan sistem pengangkat ini memakai multi puli, maksudnya dari pemakaian multi puli ini adalah untuk mereduksi beban yang bekerja pada tali sehingga beban yang diangkat terbagi atas jumlah puli yang dipergunakan.

(a). Diameter Tali (dt)

Tegangan tali maksimum (*S*)

$$S = \frac{Q + W + W_o}{Z}$$

Dalam hal ini :

S = tegangan tali maksimum (Kg)

Q = Kapasitas angkat = 5.000 kg

W_m = Beban tambahan = 500 kg

W_m = Berat puli = 150 kg

Z = Jumlah suspensi tali = 4

Maka,

$$S = \frac{5000 + 500 + 150}{4}$$

$$= 1415,5 \text{ Kg}$$

Jika efisiensi puli = 0,94 (puli yang memakai ruler bearing), maka

$$S = \frac{1415,5 \text{ kg}}{0,94}$$

Diketahui number of Bend (NB) = $\frac{S}{2} = 4$

maka $D_{min}/d = 25$

Maka luas penampang rope, bila kita pakai tali type 6 x 37, maka :

$$A_{22s} = \frac{S}{\frac{\sigma_b}{K} - \frac{d}{D_{min}} \times 36000}$$

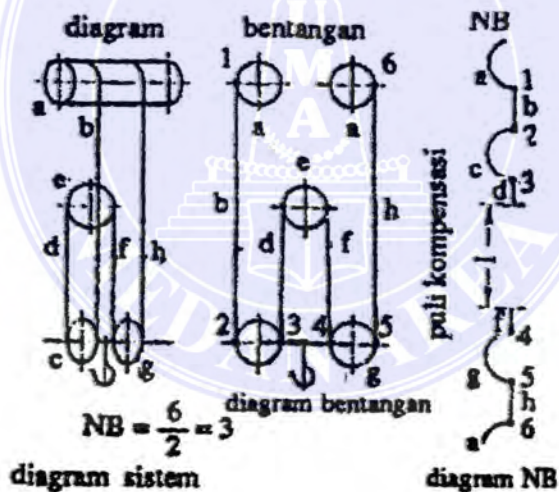
dimana :

A = Penampang tali

σ_b = Kekuatan putus yang sebenarnya (13.000 – 20.000) kg/mm²

S = Tegangan tali yang terjadi = 1505,85 kg

K = Faktor keamanan dari tali 5,5 (Rudenko)



Gambar 3.5 Menentukan NB

Tabel 3.1 : Menentukan NB

NB	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\frac{D_{min}}{d}$	16	20	23	25	26	28	30	31	32	33	34	35
NB	13	14	15	16								
$\frac{D_{min}}{d}$	36	37	37,5	38								

Maka :

$$A_{222} = \frac{1505,85}{\frac{15000}{5,5} - \frac{1}{25} \times 36000}$$

$$A_{222} = 1,17 \text{ cm}^2$$

Tabel 3.2 Harga minimum yang diizinkan untuk faktor keamanan K

Jenis jentera pengangkat	Penggerak	Kondisi kerja	Faktor K	Faktor e ₁
I. Kran-kran pilar : mobil, traktor, traktor rantai, eskavator dan lain-lain dank ran-kran konstruksi.	Tangan	Ringan	4	16
	Daya	Ringan	5	16
	Daya	Sedang	5,5	18
	Daya	Berat dan sangat berat	6	20
II. Semua jenis kran dan mekanisme pengangkat	Tangan	Ringan	4,5	18
	Daya	Ringan	5	20
	Daya	Sedang	5	25
	Daya	Berat dan sangat berat	5,5	30
III. Lir tangan dengan kapasitas s/d 1 ton terpasang pada mobil dan lain-lain.	-	-	4	12
IV. Troli pengangkat	-	-	5,5	20
V. Mekanisme clampshell untuk jenis pengangkat tipe I.	-	-	5	20
VI. Sda untuk jenis pengangkat tipe II	-	-	5	30

b. Diameter Wayar (δ)

$$\delta = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{6 \times 37 \cdot \pi}} \dots \dots \dots (Lit 4 \text{ hal } 63)$$

$$\delta = \sqrt{\frac{4,1,17}{6 \times 37 \cdot 3,14}} = 0,82 \text{ mm}$$

Maka diameter talinya adalah :

$$d = 1,5 \cdot \delta \cdot \sqrt{1}$$

$$d = 1,5 \cdot 0,82 \cdot \sqrt{222}$$

$$d = 18,32 \text{ mm} \approx 19 \text{ mm}$$

$$S = \frac{Q}{i \cdot \eta}$$

dimana :

$$Q = \text{Kapasitas } 5.000 \text{ Kg}$$

$$i = \text{Trolley Ratio } 2 \times 3$$

$$\eta = \text{Effisiensi puli } 0,94$$

$$S = \frac{5000}{6 \times 0,94} = 886,5 \text{ Kg}$$

Beban patah tali (P_b)

$$P_b = K \times S$$

dimana :

$$K = \text{Faktor keamanan } 7 \text{ (untuk pelayanan berat } K_{\min} = 6)$$

$$P_b = 7 \times 886,5$$

$$= 6205,5 \text{ Kg}$$

Tali dipilih sesuai standar Soviet, $d = 19,32 \text{ mm}$ dan $F = 58 \text{ mm}^2$

Tegangan aman yang diizinkan

$$\sigma = \frac{P}{F} = \frac{900}{58} = 15,5 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Jumlah lengkungan berulang (z) sebelum mengalami kerusakan ditentukan

dengan rumus :

$$z = a \cdot z_2 \cdot U \cdot \beta \cdot \varphi \dots\dots\dots \text{(Rudenko)}$$

dimana :

$$a = \text{Jumlah kerja siklus rata-rata perbulan } 3400 \text{ (table 3.3)}$$

$$z_2 = \text{Jumlah pembengkokan berulang } = 5 \text{ (table 3.3)}$$

$$U = \text{Umur tali}$$

β = Faktor ketahanan pengganti untuk mengangkat beban penuh dan kurang penuh = 0,3 (table 3.3)

φ = Hubungan antara NB dengan nomor patah (NP)

Tabel 3.3 Harga-harga dari a, z₂, dan β

Kondisi operasi dari mekanisme pengangkat		Operasi harian (i)	Hari kerja/bulan	Jumlah rata-rata siklus kerja perhari	a	Mode suspensi	Z ₂	Tinggi angkat (h)(m) pada NB max siklus untuk l = 1m dan l = 2 m	β	
Manual		8	25	16	400	suspensi sederhana	2	-	0,7	
Penggerak mesin	Kerja ringan	8	25	40	1.000	Suspensi dengan cakra bebas	4	2	0,5	
	Kerja sedang dan sangat berat	16	25	136	3.400	Cakra berganda dengan ratio	2x2x	3	2	0,4
							2 x 3	5	3	0,3
							2 x 4	7	4	0,25
2 x 5	9	5	0,2							

(N. Rudenko, Mesin Pengangkat, hal 47)

$$\varphi = \frac{z}{z_1} = 2,5 \dots \dots \dots (lit 7 hal. 48)$$

$$z = 3400 \times 5 \times 8 \times 0,3 \times 2,5$$

$$= 102.000 \text{ bend}$$

Perbandingan

$$A = \frac{D}{d} = m \cdot \sigma \cdot C \cdot C_1 \cdot C_2 \dots \dots \dots (lit 7 hal 43)$$

$$A = \frac{D}{d} = 0,8 \cdot 15,5 \cdot 0,95 \cdot 1,00 \cdot 0,9 + 8$$

$$A = 18,6$$

Dimana :

m = Tergantung pada jumlah pembengkokan tali selama periode pemakaian 0,8 (lihat tabel)

C = 0,95 (tabel 3.3)

UNIVERSITAS MEDAN AREA
 $C_1 = 1,00$ (tabel 3.4)
 © Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

$$C_2 = 0,9 \text{ (tabel 3.5)}$$

Tabel 3.4 Harga-harga faktor C (tergantung pada konstruksi tali)

σ_b kg/mm ²	Konstruksi tali									
	6 x 7 = 42 + 1c		6 x 9 = 114 + 1c						6 x 37 = 222 + 1c	
	Cross Laid	Parallel Laid	Ordinary		Warrington		Scale		Cross Laid	Parallel Laid
1.30			1.31	1.13	1.08	0.91	0.69	0.61		
1.60	1.22	1.04	1.00	0.83	0.63	0.54	0.75	0.62	1.06	0.93
1.80	1.16	0.98	0.95	0.78	0.59	0.50	0.70	0.57	1.02	0.89

(N. Rudenko, Mesin Pengangkat, hal 44)

c. Diameter drum

$$D = 18,6 \cdot d$$

$$= 18,6 \cdot 19 = 353,4 \text{ mm}$$

Untuk pintalan parallel

$$m = \frac{A - 8}{\sigma \cdot C \cdot C_1 \cdot C_2} \dots \dots \dots \text{(lit 7 hal 43)}$$

$$m = \frac{18,6 - 8}{15,5 \cdot 0,95 \cdot 1,00 \cdot 0,9}$$

$$m = 0,8$$

Tabel 3.5 Harga-harga faktor C₁ tergantung pada diameter

Diameter tali	Up to 5	5.5-8	8.5-10	11-14	15-17.5	18-19	19.5-24	25.28	30.354.5	37-43.5
C ₁	0.83	0.85	0.89	0.93	0.97	1.00	1.04	1.09	1.16	1.24

(N. Rudenko, Mesin Pengangkat, hal 44)

Tabel 3.6 Harga-harga faktor C₂ tergantung pada bahan wayar tali

Bahan wayar tali	C ₂
Baja karbon : 0,55 % C ; 0,57 Mn ; 0,25 % Si ; 0,09 % Ni ; 0,08 % Cr ; 0,02 % dan 0,02 % P	1
Baja karbon : 0,70 % C ; 0,61 % Mn ; 0,09 % Si ; 0,021 % S ; dan 0,028 % P	0,9
Chromium pearlitic baja	1,37
: 0,40 % C ; 0,52 % Mn ; 0,25 % Si ; 0,2 % Ni ; 1,1 % Cr ; 0,025 % S dan 0,025 % P	
Baja stainless : 0,09% C ; 0,35 % Mn ; 0,3 % Si ; 8,7 % Ni ; 17,4 % Cr ; 0,02 % S dan 0,02 % P	0,67
Ordinary open – health stell	1
Open – health stell smelted of charcoal pig iron and clean scrap	0,63
Wire made from the whole ingot	1
Wire made from the ingot middle zone	0,92

(N. Rudenko, Mesin Pengangkat, hal 44)

Dengan menggunakan table 3.5 maka nilai z = 94.600, didapat umur tali :

$$U = \frac{z}{\alpha \cdot z_2 \cdot \beta \cdot \varphi}$$

$$U = \frac{94600}{3400 \cdot 5 \cdot 0,3 \cdot 2,5}$$

$$U = 7,5 \approx 8 \text{ bulan}$$

Tabel 3.7 Harga-harga faktor m tergantung pada jumlah pembengkokan tali selama periode pemakaiannya

Z dalam ribuan m	30	50	70	90	110	130	150	
	0.26	0.41	0.56	0.70	0.83	0.95		1.07
Z dalam ribuan m	170	190	210	230	255	280	310	340
	1.18	1.29	1.40	1.50	1.62	1.74	1.87	2.00
Z dalam ribuan m	370	410	450	500	550	600	650	700
	2.12	2.27	2.42	2.60	2.77	2.94	3.10	3.17

III.3. Pemilihan dan Perhitungan Puli

a. Pemilihan Puli

Puli terbuat dari besi tuang yang beralur, secara umum fungsi dari puli adalah sebagai laluan dari tali dan juga sebagai pengubah arah putaran dari tali tersebut. Sistem puli adalah gabungan dari puli bebas, puli tetap, serta puli rantai dan ada sistem puli Derek dank ran yang biasanya berfungsi untuk mentransmisikan daya.

Pada pemilihan sistem puli ini penulis memilih puli bebas, dengan pertimbangan :

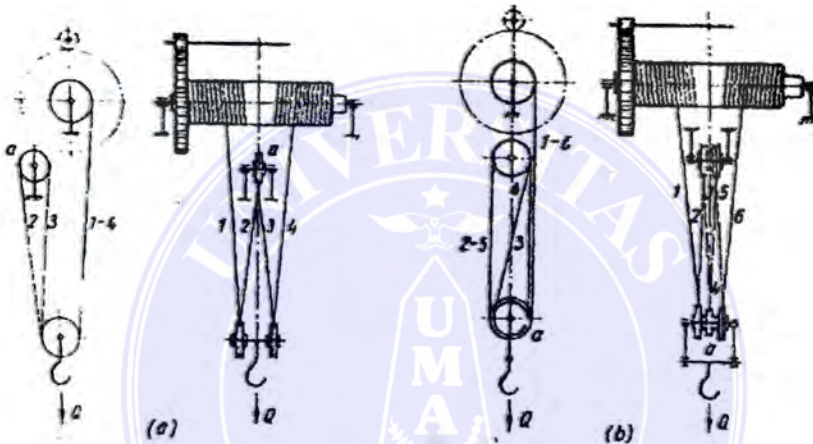
UNIVERSITAS MEDAN AREA

Memungkinkan penggunaan tali yang kecil

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 22/7/24

2. Harga relative lebih murah
3. Dapat memakai puli lebih dari satu jenis
4. Dapat menggunakan drum berdiameter kecil
5. Dapat mengurangi pembebanan atau pendistribusian beban yang merata



Gambar 3.6 Puli Bebas

b. Perhitungan puli

Dari hasil perhitungan tali bahwa ukuran diameter tali 19 mm, maka dapat dilihat dari table tali baja, karena ukuran tersebut tidak ada maka diambil angka yang mendekati yaitu 22,00 mm.

Tabel 3.8 Tali baja untuk type 6 x 37 + 1fc

Faktor keamanan tali K	Konstruksi tali							
	6 x 9 = 144 + 1c		6 x 37 = 222 + 1c		6 x 61 = 366 + 1c		18 x 19 = 342 + 1c	
	Cross	Lang	Cross	Lang	Cross	Lang	Cross	Regular
	Jumlah wayar yang patah setiap jarak antara (t)							
s/d 6	12	6	22	11	36	18	36	18
6-7	14	7	26	13	38	19	38	19
Atas 7	16	8	30	15	40	20	40	20



Dengan demikian dapat diperoleh bahwa ukuran-ukuran utama dari puli yaitu :

- a. Diameter tali $(dt) = 22 \text{ mm}$
- b. Lebar roda puli $(I) = 18 \text{ mm}$
- c. Lebar luar puli $(a) = 65 \text{ mm}$
- d. Tinggi kepala puli $(h) = 37 \text{ mm}$
- e. Lebar dalam puli $(b) = 50 \text{ mm}$

Sedangkan besarnya diameter poros puli dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$V = \frac{E \cdot Q}{L \cdot d} \dots \dots \dots (\text{lit 4 hal 80})$$

dimana :

$V =$ Kecepatan angkat = 9 m/menit (3 s/d 10) m/menit

$L =$ Panjang poros puli = 1,7 cm \approx 0,17 m

$$Q = \frac{5500}{2} ; \text{ untuk puli 2 buah}$$

$$= 2750$$

Sehingga :

$$9 = \frac{2750}{17 \cdot 1,95 \cdot d}$$

$$d = \frac{2750}{17 \cdot 1,95 \cdot 9}$$

$$d = 9,21 \text{ cm}$$

Maka diameter poros puli = 921 mm

Untuk diameter bantalan puli adalah

$$g = 47 \text{ mm}$$

Untuk diameter puli keseluruhan adalah :

$$D_p \geq (e_1 \cdot e_2 \cdot d) \dots\dots\dots (\text{lit 1 hal 64})$$

Dimana :

$$e_1 = 10 \text{ (untuk kerja sedang)}$$

$$e_2 = 1 \text{ (untuk kosntruksi – cross laid)}$$

$$d = \text{ diameter tali} = 22 \text{ mm}$$

$$D_p = 240 \text{ mm (direncanakan)}$$

III.4. Pemilihan dan Perhitungan Drum

1. Pemilihan Drum

Pemilihan drum pada dasarnya harus mengetahui jenis bahan apa yang akan digulung. Jenis-jenis drum dapat dibagi atas dua jenis yaitu :

- a. Drum gandar rantai
- b. Drum tali

Pemakaian drum gandar rantai biasanya dipakai pada kran yang digerakkan oleh tangan dan kapasitasnya juga lebih kecil berkisar ± 2 ton, sedangkan drum tali digunakan pada kran dengan kapasitas angkat yang lebih berat. Bahan drum terbuat dari besi tuang dengan efisiensi = 0,95
Jadi pada rancangan ini drum yang dipilih adalah drum tali.

2. Perhitungan Drum

- Diameter dapat dihitung dengan rumus :

$$UNIVERSITAS \dots\dots\dots (\text{lit 1 hal 69})$$

Dimana :

E_1 = faktor konstanta hoisting = 10

E_2 = Faktor konstanta kabel = 1,00

d = diameter tali = 24 mm

$$D \geq 10 \cdot 1 \cdot 24$$

$$D \geq 240 \text{ mm}$$

- Panjang Drum (Ld)

$$Ld = (1,1 \cdot 1,6) D \dots\dots\dots (\text{lit 1 hal 90})$$

$$= 528 \text{ mm}$$

- Putaran Drum (nd)

$$nd = \frac{V}{\frac{D}{d} \cdot \pi} \dots\dots\dots (\text{lit 1 hal 90})$$

Dimana :

V = Kecepatan tromol = 20 m/det

D/d = Diameter drum + diameter tali

$$= 0,3 + 0,024$$

$$= 0,324 \text{ m}$$

Maka :

$$nd = \frac{20}{\pi \cdot 0,423}$$

$$nd = 19,65 \text{ rpm}$$

- Tebal drum (W)

$$W = 0,02 \cdot D + (0,6 + 1,00) \dots\dots\dots (\text{lit 1 hal 90})$$

$$= 0,02 \cdot 30 + 0,8$$

- Momen pada Drum (md)

$$md = \frac{Dp}{2} \cdot \frac{P}{\eta} \dots \dots \dots (lit 1 hal 73)$$

Dimana :

$$D = \text{Diameter drum} = 300 \text{ mm}$$

$$P = S = \text{Gaya pada drum} = 1462,76 \text{ kg}$$

$$\eta = \text{Efisiensi drum} = 0,95$$

Maka :

$$md = \frac{0,3}{2} \cdot \frac{1462,76}{0,95}$$

$$md = 211,89 \text{ kg.m}$$

- Berat Drum (Gd)

Drum berbentuk silinder dan terbuat dari bahan besi tuang yang memiliki kelebihan dibandingkan bahan yang lain, dengan demikian ukuran-ukuran dari drum tersebut adalah ;

$$\text{Diameter luar drum} \quad (D_0) = 30 \text{ cm}$$

$$\text{Diameter dalam drum} \quad (D_1) = 26,4 \text{ cm}$$

$$\text{Panjang drum} \quad (Ld) = 52,8 \text{ cm}$$

$$\text{Berat jenis drum} \quad (\gamma) = 7,8 \text{ kg/cm}^3$$

Sehingga berat drum :

$$Gd = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - D_1^2) \cdot Ld \cdot \frac{\gamma}{1000} \dots \dots \dots (lit 4 hal 164)$$

$$Gd = \frac{\pi}{4} (30^2 - 26,4^2) \cdot 52,8 \cdot \frac{7,8}{1000}$$

$$Gd = 65,6 \text{ kg}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA
 Tegangan Lekan Yang Terjadi Pada Drum (T_{max})¹

$$T_{max} = \frac{S}{w \cdot s} \dots\dots\dots (lit 7 hal. 86)$$

Dimana :

S = tegangan tali maksimum = 1462,76 kg

w = tebal drum = 1,8 cm

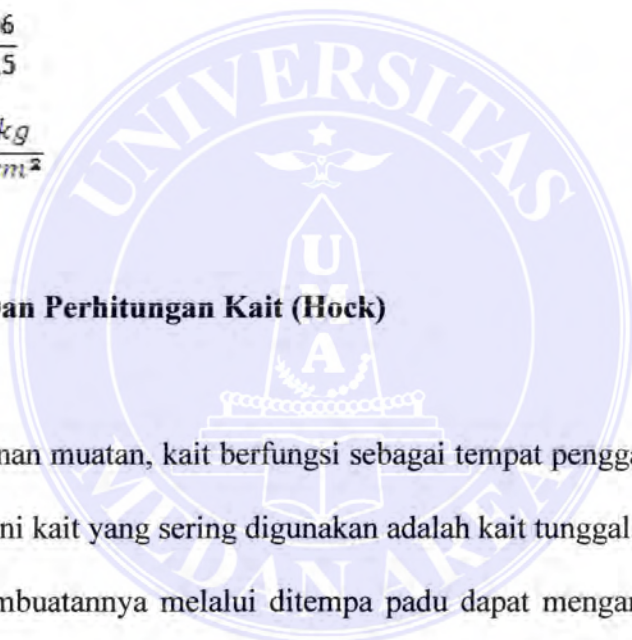
s = jarak antara pich = 15,5 cm (lit 4 hal 82

tabel)

maka :

$$T_{max} = \frac{1462.76}{1,8 \cdot 15,5}$$

$$T_{max} = 52,42 \frac{kg}{cm^2}$$



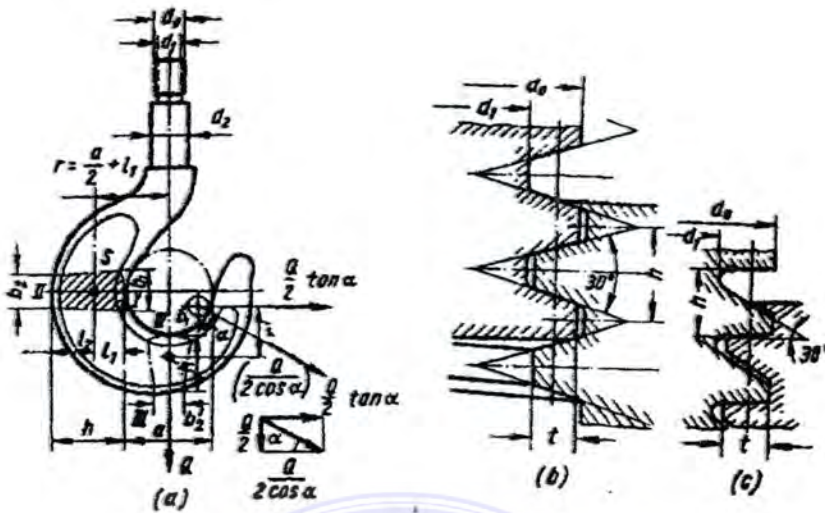
III.5. Pemilihan Dan Perhitungan Kait (Hock)

1. Pemilihan kait

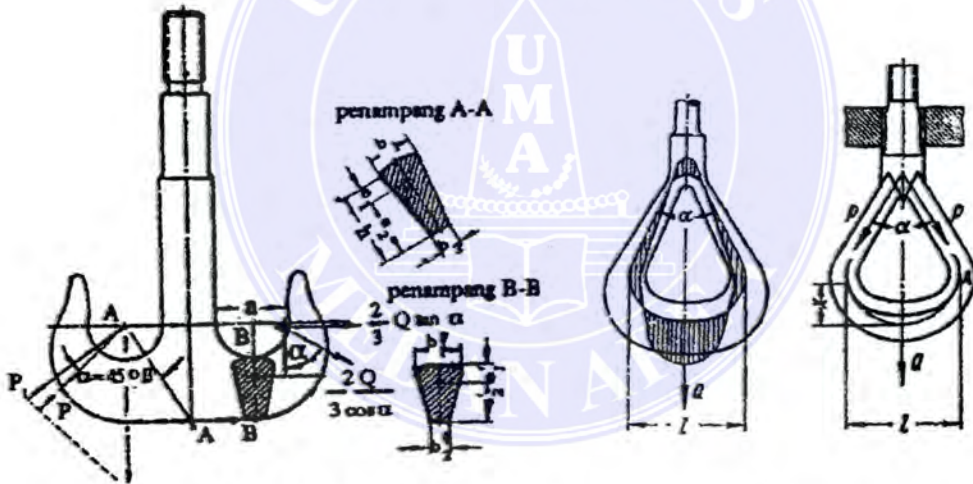
Pada penanganan muatan, kait berfungsi sebagai tempat penggantungan dari muatan. Untuk hal ini kait yang sering digunakan adalah kait tunggal.

Kait yang pembuatannya melalui ditempa padu dapat mengangkat muatan 100 ton keatas, kait standart sampai 50 ton, kait tanduk mulai 25 ton keatas sedangkan kait segitiga dan kait berlapis dapat mengangkat muatan diatas 100 ton.

Bahan dari jenis kait ini terbuat dari baja 20.



Gambar 3.7 Kait tanduk tunggal



Gambar 3.8 Kait tanduk ganda dan kait mata segitiga

Pada rancangan ini dengan pertimbangan konstruksi yang sederhana dengan kapasitas yang diangkat nantinya < 50 ton. Maka jenis kait yang dipilih adalah jenis kait tunggal standar.

2. Perhitungan ukuran kait

Untuk baja 20 dengan kekuatan tarik yang diizinkan tidak melebihi 500 kg/cm. menentukan ketahanan tangkai kait adalah dengan memeriksa tegangan tarik pada daerah yang berulir dan berdiameter paling kecil yaitu daerah dl.

- Tegangan tarik yang terjadi

$$\sigma_1 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_1^2} \dots \dots \dots (lit 4 hal 164)$$

Bila dipakai ulir metris M 48. Dengan lit. I hal 337 didapat

$$\sigma = 4,80 \text{ cm}$$

$$d_l = 4,15 \text{ cm}$$

maka tegangan yang terjadi

$$\sigma_1 = \frac{4 \cdot 5500}{3,14 \cdot (4,15)^2}$$

$$\sigma_1 = 40,68 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Dari hasil pemeriksaan ternyata tegangan tarik yang terjadi < dari tegangan tarik yang diizinkan $\sigma_u < \sigma_n$. Maka dalam hal ini konstruksi aman digunakan.

- Tinggi ulir (H)

$$H = \frac{4 \cdot Q \cdot h}{\pi \cdot (d_0^2 - d_1^2) \cdot \sigma_y} \dots \dots \dots (lit 4 hal 165)$$

Dimana :

$$Q = \text{kapasitas angkat} = 5500 \text{ kg}$$

$$d_0 = 4,80 \text{ cm}$$

$$d_1 = 4,15 \text{ cm}$$

$$h = 0,3 \text{ cm}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA tekanan aman diambil 300 s/d 350 kg/cm²)

$$= 300 \text{ kg/cm}^2$$

Maka :

$$H = \frac{4 \cdot 5500 \cdot 0,3}{\pi \cdot (4,80^2 - 4,15^2) \cdot 300}$$

$$H = 1,20 \text{ cm}$$

Bila $h = 2,4 \cdot d_1$ (lit 4. hal 163)

$$= 2,4 \cdot 4,15$$

$$= 9,96 \text{ cm}$$

$$b_1 = 0,9 \cdot d_1$$

$$= 0,9 \cdot 4,15$$

$$= 3,73 \text{ cm}$$

$$b_2 = 2,2 \cdot d_1$$

$$= 0,9 \cdot 4,15$$

$$= 9,13 \text{ cm}$$

- Luas penampang trapesium A adalah

$$A = \frac{h}{2} (b_1 + b_2) \dots \dots \dots (lit 4 hal 163)$$

$$A = \frac{9,96}{2} (3,73 + 9,13)$$

$$A = 64 \text{ cm}^2$$

- Luas penampang A_{I-II}

$$A_{I-II} = 3,72 \cdot d_1^2 \dots \dots \dots (lit 4 hal 163)$$

$$= 3,72 \cdot 4,15^2$$

$$= 64,06 \text{ cm}^2$$

- Luas penampang A_{III-IV}

UNIVERSITAS MEDAN AREA

$$A_{III-IV} = 2,8 \cdot d_1^2 \dots \dots \dots (lit 4 hal 164)$$

$$= 2,8 \cdot 4,15^2$$

$$= 48,22 \text{ cm}^2$$

Penampang kritis pada kait adalah penampang A_{I-II} , maka pemeriksaan tegangan geser yang terjadi adalah :

$$\sigma_g = \frac{Q}{A_{III-IV}} \dots \dots \dots (\text{lit 4 hal 164})$$

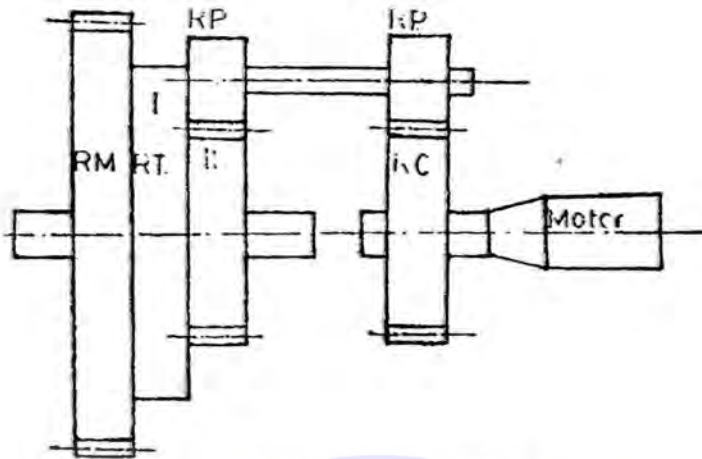
$$\sigma_g = \frac{5500}{48,22}$$

$$\sigma_g = 114,06 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Kait dinyatakan aman jika tegangan geser yang terjadi < dari tegangan geser yang diizinkan ($\sigma_{gt} 64,06 \text{ kg/cm}^2 < \sigma_{gt} 180 \text{ kg/cm}^2$)

III.6. Pemilihan dan Perhitungan Roda Gigi Hoisting

Fungsi dari roda gigi dalam perencanaan ini adalah untuk mendapatkan daya angkat yang besar dengan motor listrik yang relatif kecil dengan cara kerja yang sederhana. Untuk mendapatkan hal yang demikian pesawat pengangkat jenis hoisting ini memakai roda gigi transmisi planetary yang maksudnya adalah roda gigi drum akan diputar oleh roda gigi planet, sedangkan roda gigi planet akan diputar oleh roda gigi central yang keluar dari motor listrik. Pada gambar dibawah ini menunjukkan sistem transmisi roda gigi planetary.



Gambar 3.9 Sistem transmisi roda gigi

Keterangan gambar :

- Rc = Roda gigi motor listrik
- Rm = Roda gigi matahari
- Rp = Roda gigi perantara
- Rt_{II} = Roda gigi tingkat II
- Rt_I = Roda gigi tingkat.

Pada transmisi ini salah satu dari roda gigi yaitu dari roda gigi matahari, roda gigi pendukung dan roda gigi perantara dalam keadaan diam maka harga n_1 , n_2 dan $n_3 = 0$ dengan kata lain :

1. Jika roda gigi "a" diam ($n_1 = 0$) maka :

$$\frac{na}{nb} = 1 + \frac{za}{zb} \cdot \frac{zb^1}{zb}$$

2. Jika roda gigi "a" diam ($n_2 = 0$) maka :

$$\frac{na}{nb} = 1 + \frac{zc}{za} \cdot \frac{zb}{zb^1}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

3. Jika roda gigi "a" diam ($n_3 = 0$) maka :

Document Accepted 22/7/24

$$\frac{na}{nb} = 1 + \frac{za}{zc} \cdot \frac{zb}{zb^1}$$

a. Perhitungan Putaran

Untuk mendapatkan perbandingan putaran yang besar maka roda gigi transmisi planet dipasang 2 tingkat. Gambar dibawah ini menunjukkan sistematik roda gigi transmisi. Dari hasil survey dilapangan diperoleh data-data sebagai berikut :

- Da = 60 mm
- Db^I = 90 mm
- Db = 220 mm
- Dc = 365 mm

Skema roda gigi tingkat II :

- Da^I = 96 mm
- Db^{II} = 184 mm
- Db^{III} = 128 mm
- Dc^I = 408 mm

Skema roda gigi tingkat I

Jumlah gigi dapat ditentukan dengan rumus :

$$Z = \frac{d}{m} \dots \dots \dots (lit 3 hal 214)$$

dimana :

- d = diameter luar roda gigi
- m = modul

Tingkat II

$$Za = \frac{60}{5} = 12 \text{ gigi}$$

$$Zb = \frac{90}{5} = 18 \text{ gigi}$$

$$Zb = \frac{220}{5} = 44 \text{ gigi}$$

$$Zc = \frac{60}{5} = 12 \text{ gigi}$$

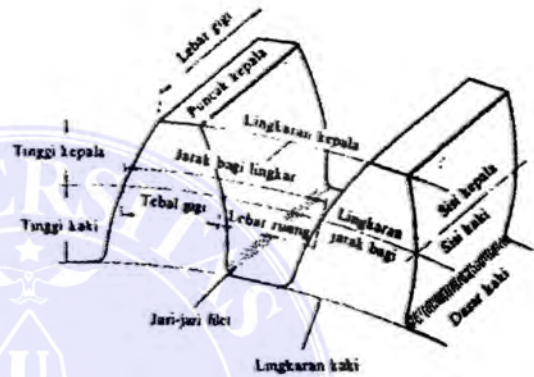
Tingkat I

$$Za^I = \frac{96}{5} = 19 \text{ gigi}$$

$$Za^{II} = \frac{128}{5} = 26 \text{ gigi}$$

$$Za^{III} = \frac{184}{5} = 37 \text{ gigi}$$

$$Za^{IV} = \frac{408}{5} = 82 \text{ gigi}$$



Gambar 3.10
Bagian – bagian gigi

Kecepatan angkat $V_2 = 9$ meter/menit (3 s/d 10 meter/menit)

$$n_2 = \frac{60 \cdot V_2}{\pi \cdot D}$$

Dimana :

$$n_2 = \text{putaran drum}$$

$$D = \text{diameter drum} = 0,3 \text{ m}$$

Maka :

$$n_2 = \frac{60 \cdot 9}{3,14 \cdot 0,3}$$

$$n_2 = 343 \text{ rpm}$$

Seperti telah disebutkan sebelumnya jika roda gigi “a” diam ($n_3 = 0$)

$$\frac{n_1}{343} = 1 + \frac{12}{73} \cdot \frac{44}{18}$$

$$n = 1,401 \cdot 343$$

$$n = 481,37 \text{ rpm}$$

Untuk tingkat I

$$\frac{n_{motor}}{n_1} = 1 + \frac{z_a}{z_c} \cdot \frac{z_b^{11}}{z_b^1}$$

$$\frac{n_m}{n_1} = 1 + \frac{19}{82} \cdot \frac{37}{26}$$

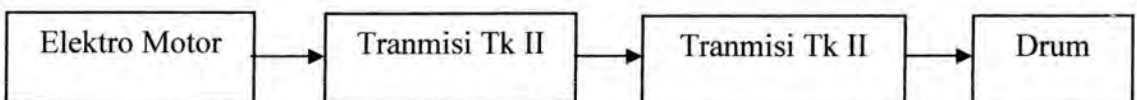
$$n_{motor} = 1,030 \cdot 481,37$$

$$n_{motor} = 496,32 \text{ rpm}$$

b. Perhitungan Kekuatan Konstruksi Gigi

Selain keunggulan yang terdapat dari sistem roda gigi planetary ini yaitu perbandingan putaran yang besar dan cara kerja yang sederhana, juga terdapat sedikit kesulitan dalam membuat konstruksi yang sedemikian kaku sehingga kontak yang tepat antara roda gigi yang terjamin.

Perhitungan dan pemeriksaan terhadap kekuatan bahan dilakukan seperti diagram dibawah ini.



Gigi lengan pendukung

Gigi lengan pendukung (gear cage) yang berputar disekeliling poros perantara pada lengan pendukung gigi planet kedua terdapat tiga buah pin untuk

tempat duduk gigi planet kedua, pada bagian lain gigi lengan pendukung ditransmisikan ke drum melalui pasak.

- Diameter Poros (dp)

$$dp = \frac{da}{2} + \frac{db}{2}; \text{dimana } da = 60 \text{ mm}$$

$$dp = \frac{da}{2} + \frac{db}{2}; \text{dimana } db = 220 \text{ mm}$$

Maka :

$$dp = \frac{60}{2} + \frac{220}{2}$$

$$dp = 140 \text{ mm} \approx 0,140 \text{ m}$$

- Momen Torsi Pada Drum

$$M_{1\text{ drum}} = \frac{(Sb \cdot 2) D_{\text{drum}}}{2}; Sb = \text{tegangan maksimum pada tali}$$

$$M_{1\text{ drum}} = \frac{(1462,76 \cdot 2) 0,3}{2}$$

$$M_{1\text{ drum}} = 731,38 \text{ kg.m}$$

- Momen Torsi Pada Gigi Lengan Pendukung dapat ditentukan :

$$M_{t\text{ g}} = \frac{M_{t\text{ drum}}}{dp}$$

Dimana :

$$dp = 140 \text{ mm} \approx 0,140 \text{ m}$$

Maka :

$$M_{t\text{ g}} = \frac{731,38}{0,14} = 5224,14 \text{ kg.m}$$

Pada gigi lengan pendukung dipasang pin untuk tempat gigi planet kedua berputar tiga buah material pin dari S 40 C dengan $\sigma_t = 58 \text{ kg/mm}^2$.

Maka besarnya diameter pin dapat diketahui dari pembangunan rumus :

$$\sigma_t = \frac{M \cdot Y}{I}$$

dimana :

σ_t = Tegangan tarik yang diijinkan dari bahan

M = momen yang terjadi

Y = Jarak titik kerja sumbu netral

I = momen inersia penampang

dp = diameter pin

$$I = \frac{\pi}{64} (dp)^4$$

$$Y = dp/2$$

$$\sigma_t = \frac{M \cdot \frac{dp}{2}}{\frac{\pi}{64} (dp)^4}$$

$$M = \frac{\sigma_t \cdot \pi}{32 \cdot (dp)^3}$$

$$dp^3 = \frac{M}{\sigma_t \cdot \frac{\pi}{32}}$$

$$dp = \sqrt[3]{\frac{M}{\sigma_t \cdot \frac{\pi}{32}}}$$

dimana :

$$\sigma = \frac{\sigma_t}{V}$$

1) Gigi planet kedua

Ukuran-ukuran gigi planet kedua dapat ditentukan dengan rumus umum

roda yaitu :

UNIVERSITAS MEDAN AREA

a. Ilustrasi ukuran Untuk Gigi Planet Kedua (b dan b')

Document Accepted 22/7/24

© Hak Cipta Dilindungi Undang-Undang

- Roda Gigi b

$$\text{Addendum } t = 5 \text{ mm} = \text{modul} = 5 \text{ mm}$$

- Diameter Kepala (dkb) (lit 3 hal 234)

$$\begin{aligned} dkb &= db + 2 \cdot m \\ &= 220 + 2 \cdot 5 \\ &= 230 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Dedendum (h)

$$\begin{aligned} h &= m + ck \\ &= 5 + 1,25 \text{ mm} \\ &= 6,25 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Diameter kaki (dfb)

$$\begin{aligned} dfb &= db - 2 (5 + 1,25) \\ &= 220 - 2 (5 + 1,25) \\ &= 207,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Tinggi Gigi (H)

$$\begin{aligned} H &= 2 \cdot m + ck \\ &= 2 \cdot 5 + 1,25 \\ &= 11,25 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Roda Gigi b^1

$$\text{Addendum } t = 5 \text{ mm} = \text{modul} = 5 \text{ mm}$$

- Diameter kepala (dkb^1)

$$\begin{aligned} dkb^1 &= db + 2 \cdot m \\ &= 90 + 2 \cdot 5 \end{aligned}$$

- Dedendum (h)

$$\begin{aligned}h &= m + ck \\ &= 5 + 1,25 \\ &= 6,25 \text{ mm}\end{aligned}$$

- Diameter kaki (dfc)

$$\begin{aligned}dfc &= dc - 2(5 + 1,25) \\ &= 365 - 5(5 + 1,25) \\ &= 352,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

- Tinggi Gigi (H)

$$\begin{aligned}H &= 2 \cdot m + ck \\ &= 2 \cdot 5 + 1,25 \\ &= 11,25 \text{ mm}\end{aligned}$$

b. Ukuran-ukuran untuk gigi pinion penggerak a

$$\text{Addendum } t = 5 \text{ mm} = \text{modul} = 5 \text{ mm}$$

- Diameter Kepala (dka)

$$\begin{aligned}dka &= da + 2 \cdot m \\ &= 58 + 2 \cdot 5 \\ &= 68 \text{ mm}\end{aligned}$$

- Dedendum (h)

$$\begin{aligned}h &= m + ck \\ &= 5 + 1,25 \\ &= 6,25 \text{ mm}\end{aligned}$$

- Diameter kaki (d_{fa})

$$\begin{aligned} d_{fa} &= da - 2 (5 + 1,25) \\ &= 58 - 2 (5 + 1,25) \\ &= 45,5 \text{ MM} \end{aligned}$$

- Tinggi Gigi (H)

$$\begin{aligned} H &= 2 \cdot 5 + ck \\ &= 2 \cdot 5 + 1,25 \\ &= 11,25 \text{ mm} \end{aligned}$$

- c. Perhitungan Kekuatan Gigi

- Gaya Tangensial Drum (F_{tg})

$$\begin{aligned} F_{tg\text{drum}} &= sb \cdot 2 \\ &= 1462,76 \cdot 2 \\ &= 2925,52 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Gaya Tangensial Gigi Lengan Pendukung (F_{tgc})

$$F_{tgc} = \frac{F_{tdrum} \cdot D \cdot \frac{d}{2}}{D_p}$$

Dimana :

$$D = \text{diameter drum} = 0,3 \text{ m}$$

$$d = \text{diameter tali} = 0,024 \text{ m}$$

$$D_p = 0,14$$

$$F_{tgc} = \frac{2925,52 \cdot 0,32 \cdot \frac{0,024}{2}}{0,14}$$

$$F_{tgc} = 125,37 \text{ kg}$$

$$F_{tb} = \frac{2925,52 \cdot 0,3}{0,14 + \frac{0,22}{2}}$$

$$F_{tb} = 8126,44 \text{ kg}$$

2) Gigi Pinion Penggerak (a)

Gaya tangensial yang terjadi dapat dihitung dengan rumus :

$$F_t = \sigma_t \cdot b \cdot m \cdot Y_f \cdot f_v \text{ (Sularso)}$$

dimana :

σ_b = Tegangan lentur

b = lebar sisi = (6 s/d 10) . M = diambil 10
 = 10 . 5 = 50 mm

m = modul

Y = faktor bentuk gigi

f_v = faktor dinamis

Dari rumus diatas tegangan lentur σ_b yang terjadi dapat ditentukan

$$\sigma_b a = \frac{F_t a}{b a \cdot m a \cdot Y a \cdot f_v a}$$

Dimana :

$F_t a$ = $\sigma_b a$ untuk 4 buah gigi terpasang

$$F_t a = \frac{8126,44}{3} = 2708,81 \text{ kg}$$

$b a$ = lebar sisi = 50 mm

$m a$ = modul

$Y a$ = faktor bentuk gigi 0,245 dari jumlah gigi 4 buah

= faktor dinamis, tegangan kecepatan

= 0,5 s/d 10 m/s untuk kecepatan rendah

Maka :

$$F_{ba} = \frac{2708,81}{50 \cdot 5 \cdot 0,24 \cdot 1,5} = 29,47 \frac{kg}{mm^2}$$

Bahan roda gigi yang direncanakan S 45 C dengan $\sigma_b = 58 \text{ kg/mm}^2$, maka dari perhitungan tegangan lentur yang terjadi = 29,47 kg/mm jadi pemilihan dan ukuran dapat digunakan.

3) Gigi Planet Kedua b

Kekuatan gigi planet kedua adalah :

$$\sigma_{bb} = \frac{F_{tb}}{bb \cdot mb \cdot Y_b \cdot f_{vb}}$$

Dimana :

$$Y_b = 0,396 \text{ dari jumlah gigi } 44 \text{ buah}$$

$$f_{vb} = 0,8$$

$$mb = \text{modul}$$

$$bb = 10 \cdot m = 10 \cdot 5 = 50 \text{ mm}$$

$$\sigma_{bb} = \frac{2708,81}{50 \cdot 5 \cdot 0,308 \cdot 1,5} = 23,45 \frac{kg}{mm^2}$$

Bahan roda gigi S45C dengan $\sigma_b = 58 \text{ kg/mm}^2$ maka perhitungan dan pemilihan bahan untuk roda gigi layang digunakan.

Kekuatan gigi b^1 adalah

$$\sigma_{bb^1} = \frac{F_{tb}}{bb^1 \cdot mb^1 \cdot Y_{b^1} \cdot f_{vb^1}}$$

Dimana :

$$Y_{b^1} = 0,308 \text{ dari jumlah gigi } = 18 \text{ gigi}$$

$$bb^1 = 10 \cdot 5 = 50 \text{ mm}$$

Jadi :

$$\sigma_b b^1 = \frac{2708,81}{50 \cdot 5 \cdot 0,308 \cdot 1,5}$$

$$\sigma_b b^1 = 23,45 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Bahan roda gigi sama yaitu S 45 C dengan $\sigma_b = 30 \text{ kg/mm}^2$, $\sigma_b^1 < \sigma_b$ maka perhitungan dan pemilihan bahan aman.

4) Gigi kedua dalam

Kekuatan gigi-gigi kedua dalam

$$\sigma_{bc} = \frac{F_{tc}}{bc \cdot mc \cdot Y_c \cdot f_{vc}}$$

Dimana :

$$bc = 50 \text{ mm}$$

$$mc = 5 \text{ mm}$$

$$Y_c = 0,434 \text{ dari jumlah gigi 73 buah}$$

$$f_{vc} = 1,5$$

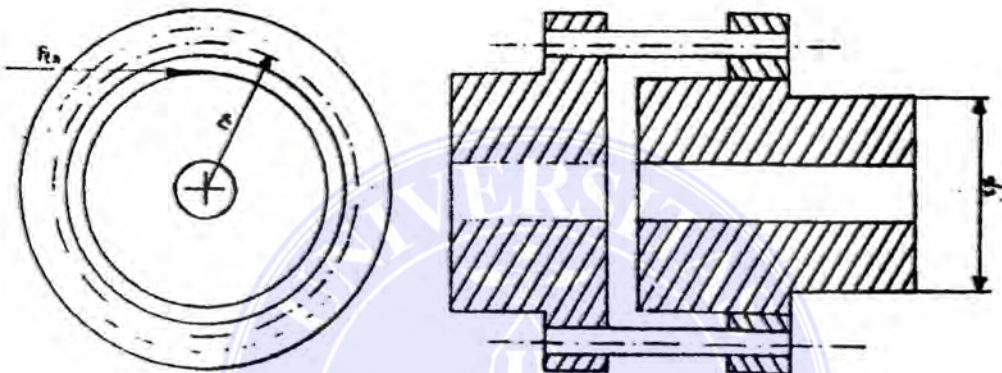
$$\begin{aligned} \sigma_{bc} &= \frac{2708,81}{50 \cdot 5 \cdot 0,434 \cdot 1,5} \\ &= 16,64 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Bahan roda gigi c adalah S 45 C dengan $\sigma_b = 30 \text{ kg/mm}^2$ sedangkan tegangan lentur yang terjadi $16,64 \text{ kg/mm}^2$ maka perhitungan aman

A. Trsnamisi Tingkat I

1. Gigi lengan pendukung (Gear Cage)

Gear Cage atau lengan dukung berputar diporos perantara. Pada lengan dipasang 2 pin untuk tempat dudukan gigi planet pertama sebanyak 2 buah. Penempatan pin adalah 80^0 , kemudian perantara hasil dari sistem planetary pada gigi pertama lengan pendukung ini. Adapun bentuk dari gigi pertama direncanakan seperti pada gambar.



Gambar 3.11 Bentuk roda gigi a¹ dan b¹¹

$$rp^1 = \frac{da^1}{2} + \frac{db^{11}}{2}$$

$$rp^1 = \frac{96}{2} + \frac{184}{2}$$

$$rp^1 = 140 \text{ mm}$$

Lebar gigi planet pertama sesuai dengan panjang pin yaitu 94 mm. maka diameter dapat ditentukan dengan pengembangan rumus :

$$\bar{\sigma}_t = \frac{m \cdot Y}{l}$$

Dimana :

$\bar{\sigma}_t$ = Tegangan yang diijinkan bahan pada pin diambil bahan S

45 C dengan $\sigma_t = 58 \text{ kg/mm}^3$

UNIVERSITAS MEDAN AREA M momen torsi yang terjadi

Y = Jarak titik ke sumbu normal

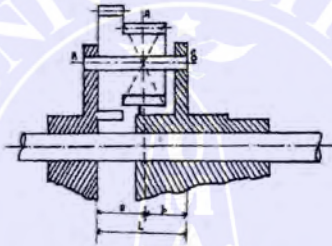
I = Momen inersia

$$I = \frac{\pi}{64} (dp^1)^4$$

$$\bar{\sigma}_t = \frac{\frac{mdp}{2}}{64 (dp^1)^3}$$

$$dp^1 = \sqrt[3]{\frac{m}{\frac{\pi}{32} \cdot \sigma_1}}$$

Gaya yang bekerja pada pin dapat dilihat pada gambar berikut :



Gambar 3.12 Gaya yang bekerja pada pin

Gaya Tragensial $F_a = F_b = F_c = 1625,86 \text{ kg}$

$$da^1 = 96 \text{ mm}$$

maka :

$$M_{\tau a} = F_t a \cdot \frac{da^1}{2} \dots \dots \dots (\text{lit 3, Sularso})$$

$$M_{\tau a} = 2708,81 \cdot \frac{96}{2}$$

$$M_{\tau a} = 130022,4 \text{ kg.mm}$$

- Besarnya Gaya Tangensial pada 2 buah pin (F_{tp}^1)

$$F_{tp}^1 = \frac{M_{\tau a}}{r_{p1} \cdot 2}$$

$$F_{tp^1} = \frac{130022,4}{140.2}$$

$$F_{tp^1} = 464,36 \text{ kg}$$

- Besar Momen di A dan B dapat diketahui dari rumus berikut :

$$Ma = \frac{F \cdot a \cdot b^2}{c^2}$$

$$Mb = \frac{F_{tp^1} \cdot a^2 \cdot b}{c^2}$$

Dimana :

$$a = 30 + 64/2 = 62 \text{ mm}$$

$$b = 64/2 = 32 \text{ mm}$$

sehingga momen yang terjadi di titik A adalah :

$$Ma = \frac{464,36 \cdot 62 \cdot 32^2}{94^2}$$

$$Ma = 3338 \text{ kg.mm}$$

$$Mb = \frac{464,36 \cdot 62^2 \cdot 32}{94^2}$$

$$Mb = 6464,46 \text{ kg.mm}$$

- Tegangan Tarik yang diijinkan adalah :

$$\bar{\sigma}_t = \frac{\sigma_t}{v}$$

Dimana :

$$\bar{\sigma}_t = 58 \text{ kg/mm}$$

$$v = 6$$

$$\bar{\sigma}_t = \frac{58}{6} = 9,67 \text{ kg/mm}^2$$

Maka diameter Pin adalah :

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 22/7/24



$$dp^1 = \sqrt[3]{\frac{6464,46}{\frac{3,14}{32} \cdot 9,67}}$$

$$dp^1 = 18,957 \text{ mm} \approx 19 \text{ mm}$$

2. Gigi Planet Pertama

Ukuran-ukuran dari gigi planet pertama dapat diperoleh dari rumus :

- a. Tinggi kepala (addendum) = m
- b. Diameter kepala (dk) = $d + m$
- c. Tinggi kepala (addendum) = $m + ck$
- d. Diameter kaki (df) = $d - 2 (m + ck)$
- e. Tinggi gigi (H) = $2 \cdot m + ck$

Maka ukuran-ukuran gigi planet pertama b^I dan b^{II} adalah :

- Kelonggaran Puncak (ck) (Sularso)

$$\begin{aligned} ck &= 0,24 \cdot m \\ &= 0,25 \cdot 5 \\ &= 1,25 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$b^I \text{ addendum} = 5 \text{ m}$$

- Diameter Kepala (dkb^I)

$$\begin{aligned} dkb^I &= db - 2 \cdot m \\ &= 184 + 2 \cdot 5 \\ &= 194 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Dedendum} &= m + ck \\ &= 5 + 1,25 \end{aligned}$$

- Diameter kaki (dkb^I)

$$\begin{aligned}dkb^I &= dkb - 2(m + ck) \\ &= 184 - 2(5 + 1,25) \\ &= 171,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

- Tinggi Gigi (H)

$$\begin{aligned}H &= 2 \cdot m + ck \\ &= 2 \cdot 5 + 1,25 \\ &= 11,25 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$b^{II} \text{ addedndum} = 5$$

- Diameter Kepala (dkb^{II})

$$\begin{aligned}dkb^{II} &= db + 2 \cdot m \\ &= 128 + 2 \cdot 5 \\ &= 138 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}dedendum &= m + ck \\ &= 5 + 1,25 \\ &= 6,25 \text{ mm}\end{aligned}$$

- Diameter Kaki (dfb^{II})

$$\begin{aligned}dfb^{II} &= db - 2(m + ck) \\ &= 128 - 2(5 + 1,25) \\ &= 115,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

- Tinggi Gigi (H)

$$\begin{aligned}H &= 2 \cdot m + ck \\ &= 2 \cdot 5 + 1,25\end{aligned}$$

- Ukuran-ukuran Gigi untuk Motor Pinion Penggerak

$$a^l \text{ addendum} = 5$$

- Diameter Kepala (dka^l)

$$\begin{aligned} dka^l &= da^l - 2 \cdot m \\ &= 96 + 2 \cdot 5 \\ &= 106 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Dedendum} &= m + ck \\ &= 5 + 1,25 \\ &6,25 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Diameter kaki (dfa^l)

$$\begin{aligned} dfa^l &= da^l - 2(m + ck) \\ &= 96 - 2(5 + 1,25) \\ &= 83,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Tinggi gigi (H)

$$\begin{aligned} H &= 2 \cdot m + ck \\ &= 2 \cdot 5 + 1,254 \\ &= 11,25 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$c^l \text{ addendum} = 5$$

- Diameter kepala (dke^l)

$$\begin{aligned} dke^l &= de^l - 2 \cdot m \\ &= 408 + 2,5 \\ &= 418 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$= 5 + 1,25$$

$$= 6,25 \text{ mm}$$

- Diameter kaki (dfc^1)

$$dfc^1 = dc^1 - 2(m + ck)$$

$$= 408 - 2(5 + 1,25)$$

$$= 408 - 2(5 + 1,25)$$

$$= 395,5 \text{ mm}$$

- Tinggi gigi (H)

$$H = 2 \cdot m + ck$$

$$= 2 \cdot 5 + 1,25$$

$$= 11,25 \text{ mm}$$

3. Pemeriksaan Kekuatan Gigi

Gaya tangensial pada gigi lengan pendukung adalah :

$$F_{tgc}^1 = \frac{M_{ta}}{r_{p1}}$$

$$F_{tgc}^1 = \frac{130022,4a}{140}$$

$$F_{tgc}^1 = 928,73 \text{ kg}$$

$$F_{tb}^{11} = \frac{M_{ta}}{r_{p1} + \frac{db^{11}}{2}}$$

$$F_{tgc}^1 = \frac{130022,24}{140}$$

$$F_{tgc}^1 = 140 + \frac{128}{2}$$

$$F_{tgc}^1 = 328,33 \text{ kg}$$

Pada gigi planet pertama ini digunakan 2 buah gigi planet, maka $F_{tb}^{II} = F_{tb}^I$ sebagai berikut :

$$F_{tb}^{II} = F_{tb}^I = \frac{328,33}{2} = 164,16 \text{ kg}$$

Sedangkan tegangan lentur yang terjadi adalah :

$$\sigma_b = \frac{F_t}{b \cdot m \cdot Y \cdot f_v}$$

σ_b = Tegangan lentur

b = lebar sisi = (6 s/d 10) . m = diambil 8

$$= 8 \cdot 5 = 40 \text{ mm}$$

m = Modul

y = Faktor bentuk gigi

f_v = Faktor dinamis

Tabel 3.9 Tabel faktor bentuk gigi

Jumlah gigi z	Y	Jumlah gigi z	Y
10	0,021	25	0,339
11	0,226	27	0,349
12	0,245	30	0,358
13	0,261	34	0,371
14	0,276	38	0,383
15	0,289	43	0,396
16	0,295	50	0,408
17	0,302	60	0,421
18	0,308	75	0,434
19	0,314	100	0,446
20	0,320	150	0,459
21	0,327	300	0,471
23	0,333	batang gigi	0,484

(Sularso, Elemen mesin, hal 240)

Dari table $Z_b^{II} = 26$ maka :

$$Y = 0,394$$

$$bb^{II} = 8 \cdot m = 8 \cdot 5 = 40 \text{ mm}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

$$V = \text{Faktor kecepatan rendah} = 0,5 - 10 \text{ m/s}$$

Diambil = 5

$$F_{vb}^{II} = \frac{3}{3 + v} = \frac{3}{3 + 5} = 0,375$$

Maka :

$$\sigma_b^{II} = \frac{F_t b^{II}}{b b^{II} . m b^{II} . Y b^{II} . f_{vb}^{II}}$$

$$\sigma_b^{II} = \frac{328,33}{40 . 5 . 0,375 . 0,394}$$

$$\sigma_b^{II} = 11,10 \frac{kg}{mm^2}$$

Kemudian untuk roda gigi b^I jumlah $z b^{II} = 37$

$$y b^{II} = 0,383$$

$$b b^{II} = 8 . m$$

$$= 8 . 5 = 40 \text{ mm}$$

$$V = \text{Faktor kecepatan rendah} = 0,5 \text{ s/d } 10 \text{ m/s}$$

Diambil = 5

$$F_{vb}^{II} = \frac{3}{3 + v} = \frac{3}{3 + 5} = 0,375$$

Maka :

$$\sigma_b^I = \frac{328,33}{40 . 5 . 0,3383 . 0,375}$$

$$\sigma_b^I = 11,43 \frac{kg}{mm^2}$$

Bahan untuk roda gigi adalah S 45 C dengan $\sigma_b = 30 \text{ kg/mm}^2$ dan dari perhitungan yang diperoleh tegangan yang terjadi lebih kecil dari tegangan yang diijinkan $\sigma_b < \sigma_b$, maka konstruksi aman digunakan.

III.7. Perhitungan Daya Motor Hoisting

Motor penggerak yang dipakai untuk mengangkat beban adalah motor listrik, karena kecepatan angkat konstan, maka besarnya daya motor penggerak adalah :

$$N = \frac{Q \cdot v}{75 \cdot \eta_{tot}} \dots \dots \dots (lit 4 hal 132)$$

dimana :

N = Daya motor

Q = beban = 5500 kg

V = kecepatan angkat = 9 m/menit, $9/60 = 0,15$ m/detik

η_{tot} = 0,94

maka :

$$N = \frac{5500 \cdot 0,15}{75 \cdot 0,94}$$

$$N = 12,28 \text{ hp}$$

$$N = 9,02 \text{ kw}$$

Kemudian putaran motornya (n)

$$n = \frac{60 \cdot F}{P}$$

dimana :

F = Frekuensi arus listrik di Indonesia = 50 hz

P = pole (kutub) = 2 bh

$$\frac{60 \cdot 50}{2}$$

$$= 1500 \text{ RPM}$$

Dari perhitungan daya motor dan putaran motor diperoleh bahwa daya $N = 9,02 \text{ Kw}$ dan putaran $n = 1500 \text{ rpm}$.

1. Pemilihan Daya Perhitungan Poros Hoisting

Hal-hal yang perlu diperhatikan dalam pemilihan poros selin tempat untuk transmisi daya motor ke gigi pinion penggerak juga harus tahan terhadap puntiran dan lentur juga dilihat dari segi ekonomisnya.

Perhitungan poros dapat menggunakan persamaan :

$$d_p = \left[\frac{5,1}{\sigma_a} \cdot kt \cdot cb \cdot mt \right]^{\frac{1}{3}} \dots \dots \dots (\text{lit 3 hal 18})$$

Dimana :

- kt = Faktor koreksi terhadap beban
- σ_a = Tegangan geser yang diijinkan
- cb = Faktor koreksi terhadap beban lentur
- mt = Momen torsi yang terjadi

Reaksi yang dialami poros adalah sedikit kejutan dan tumbuhan maka kt diambil 1,5.

- Tegangan geser yang diizinkan

$$\sigma_a = \frac{\sigma_b}{sf_1 \cdot sf_2}$$

Dimana :

- sf_1 = Faktor keamanan untuk kelelahan punter untuk bahan S – C = 6

(diambil)

Maka :

$$\sigma_a = \frac{58}{6 \cdot 1,5} = 6,44 \frac{kg}{mm^2}$$

Karena pembebanan lentur pada poros dapat terjadi, maka faktor koreksi terhadap beban lentur $cb = 2$ momen torsi yang terjadi pada poros :

$$\begin{aligned} Mt &= 9,74 \times 10^5 \frac{N}{n} \\ &= 9,74 \times 10^5 \frac{9,02}{1500} \\ &= 58569,86 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

- Maka diameter poros (dp) adalah :

$$\begin{aligned} dp &= \left[\frac{5,1}{9,16} \cdot 1,5 \cdot 1,0 \cdot 58569,86 \right]^{\frac{1}{3}} \\ dp &= 36,57 \text{ mm} \approx 37 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sedangkan ukuran-ukuran lain ditentukan berdasarkan fungsi dan penyesuaian pemakai tanpa mengurangi kekuatan bahan. Pada kedua poros dibuat spline dengan jumlah masing-masing 12 buah.

Ketentuan lain dalam pemilihan poros spline adalah sebagai berikut :

- ❖ Lebar Spline (w) = $0,098 \cdot D$
- ❖ Diameter Dalam Spline (ds) = $0,910 \cdot D$
- ❖ Panjang Spline (L) = $(1,5 - 2) \cdot D$

- Diameter Spline Untuk Diameter Poros $dp = 36 \text{ mm}$

$$Ds = \frac{dp}{0,910} \dots \dots \dots (\text{lit 1})$$

$$Ds = \frac{36}{0,910}$$

- Lebar Spline (w)

$$\begin{aligned} w &= 0,098 \cdot D_s \\ &= 0,098 \cdot 40 \\ &= 3,92 \text{ mm} \approx 4 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Tinggi Alur Spline (h)

$$\begin{aligned} h &= 0,045 \cdot D_s \\ &= 0,045 \cdot 40 \\ &= 1,8 \text{ mm} \approx 2 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Panjang Spline (L) berkisar antara ($1,5 - 2$) $\cdot D$

$$\begin{aligned} L &= 2 \cdot D_s \\ &= 2 \cdot 40 \\ &= 40 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Jari-jari Rata-rata (r)

$$\begin{aligned} r &= \frac{D_s + d_p}{2} \\ &= \frac{40 + 36}{2} \\ &= 38 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Gaya Yang Bekerja Pada Spline (F_t) gaya tangensial

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{m \cdot t}{r} \\ &= \frac{585569,86}{38} \end{aligned}$$

$$F_t = 1541,31 \text{ kg}$$

- Gaya Untuk Satu Buah Spline adalah

$$F_s = \frac{1541,31}{1,07 \cdot 22}$$

$$F_s = 65 \frac{kg}{mm^2} = \left(65 \times 12 = 780 \frac{kg}{mm^2} \right)$$

- Tegangan Geser Yang Terjadi Pada Spline adalah

$$\sigma_g = \frac{F_s}{w \cdot L}$$

$$\sigma_g = \frac{780}{3,540}$$

$$\sigma_g = 5,5 \frac{kg}{mm^2}$$

Karena tegangan geser yang terjadi masih dibawah tegangan geser yang diizinkan $\sigma_{gt} < \sigma_{gi}$, maka bahan dan ukuran-ukuran yang digunakan cukup aman.

III.8. Pemilihan dan Perhitungan Rem

1. Pemilihan Rem

Pada bab berikutnya dikatakan bahwa naik turunnya hoisting disebabkan oleh putaran motor yang ditransmisikan melalui reduksi roda gigi ke drum, tetapi dalam hal ini bila motor penggerak berhenti maka secara bersamaan rem akan melakukan pengereman begitu juga sebaliknya motor bekerja maka rem akan berada pada posisi membuka. Adanya daya dari efek pengereman ini adalah lebih besar dari kapasitas maksimum hoisting yang ada.

Pada perencanaan ini jenis rem yang digunakan adalah jenis rem pita (Bend Brake) dengan keunggulan :

- Mempunyai friksi (gesekan)
- Perawatan lebih mudah

Perlu kita ketahui bahwa selain dari pengereman yang dilakukan untuk menghentikan putaran terlebih dahulu sudah disambungkan dengan kopling, kopling yang digunakan adalah jenis kopling friwil sehingga penghentian putaran saat terjadi secara spontan, dimana cara kerja kopling friwil ini tidak bisa bolak-balik dan selalu searah.

2. Perhitungan Rem Pita dengan Pesawat Angkat

- Kecepatan Keliling Drum Rem (v_k)

$$v_k = \frac{\pi \cdot D_{drum} \cdot n_{d\ drum}}{60} \dots \dots \dots (lit\ 1\ hal\ 271)$$

dimana :

D_{drum} = diameter drum = 300 mm

$n_{d\ drum}$ = putaran drum = 19,65 rpm

Maka :

$$v_k = \frac{3,14 \cdot 300 \cdot 19,65}{60}$$

$$v_k = 308,50 \frac{mm}{det} \approx \frac{30,05m}{det}$$

- Tarikan Efektif Rem Pada Kabel (v_r)

$$v_r = \frac{T}{\frac{D_{drum}}{2}} \dots \dots \dots (lit\ 1\ hal\ 271)$$

dimana :

σ = Tegangan yang terjadi pada drum (perhitungan pada drum)

$$v_r = \frac{50}{\frac{0,3}{2}} = 333,33\ kg$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 10830,52 \text{ kg}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{F_2}{D_{drum} \cdot \frac{b}{2}}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{2643,9}{300 \cdot \frac{82,4}{2}} = 0,213 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

- Tekanan rata-rata

$$p_r = \frac{p_{\max} + p_{\min}}{2} \dots \dots \dots (\text{lit 1 hal 95})$$

$$p_r = \frac{0,879 + p_{\min}}{2}$$

$$p_r = 0,52 \frac{\text{kg}}{\text{mm}}$$

Tekanan rem maksimal terletak diantara tekanan permukaan rem, berrarti perencanaan ini baik.

- Besar gaya yang dikerahkan pada ujung tuas adalah

$$F = \frac{b}{a} \cdot F_2$$

$$F = \frac{4}{20} \cdot 2635,16$$

$$F = 527,03 \text{ kg}$$

Dimana :

a = Panjang tuas direncanakan = 20 mm

b = Jarak Tuas dengan gaya $F_2 = 4$ cm direncanakan

- Jarak ujung-ujung Tuas guna Mmembuat gesekan arah melingkar sebesar

$$\Delta s = \delta \cdot \varphi \left(\frac{\alpha}{h} \right)$$

$$\Delta s = 0,3 \cdot 471 \left(\frac{20}{h} \right)$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

$$\Delta s = 7,065 \text{ cm} = 70,65 \text{ mm}$$

Dimana :

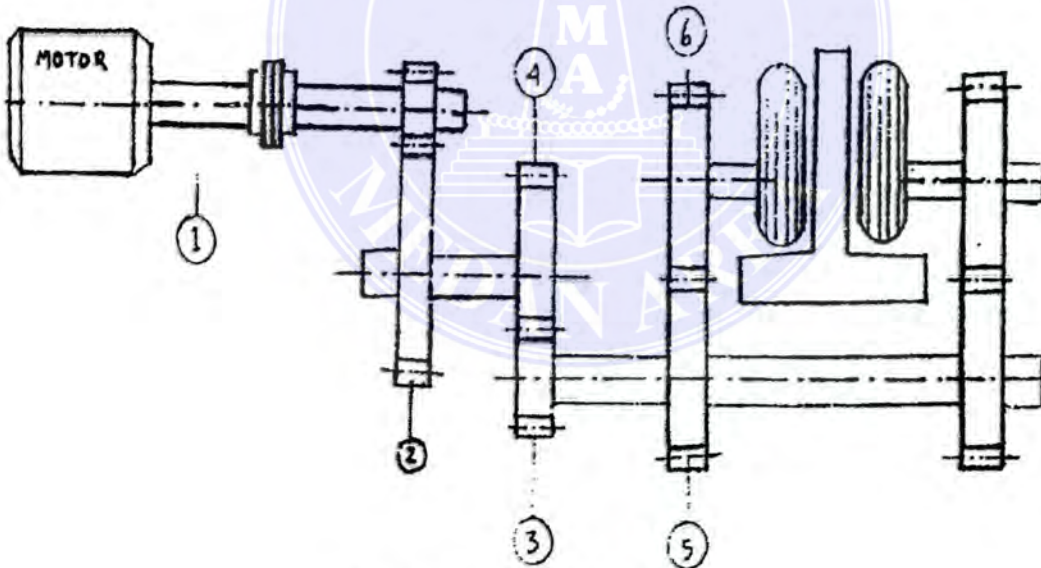
δ = kelonggaran

Φ = sudut kontak

III.9. Pemilihan dan Penghitungan Roda Jalan (Transverse)

1. Pemilihan Roda Jalan

Roda jalan (transverse) berfungsi untuk menggerakkan hoisting maju mundur searah dengan rel girger. Untuk mendapatkan putaran yang besar dengan pergerakan yang relatif kecil maka transmisi putaran antara motor penggerak ke roda jalan ditempatkan di suatu penggerak roda.



Gambar 3.13 Transmisi roda

Keterangan gambar :

Sesuai dengan data-data yang diperoleh dilapangan dipakai harga-harga :

1. Roda gigi motor $Z_1 = 7$, diameter roda gigi motor (D_m) = 14 mm
2. Roda gigi pertama A $Z_2 = 57$, diameter gigi pertama A (D_A) = 144 mm
3. Roda gigi pertama B $Z_3 = 14$, diameter gigi pertama B (D_B) = 42 mm

4. Roda gigi kedua $Z_4 = 30$, diameter gigi kedua (D_2) = 90 mm
5. Roda gigi ketiga $Z_4 = 16$, diameter gigi ketiga (D_3) = 88 mm
6. Trolley wheel gear (roda jalan) $Z_6 = 42$, (D_4) = 23 mm

2. Perhitungan Roda Jalan

Kecepatan transverse = 25 m/menit

- Kecepatan putaran trolley wheel (n_t)

$$n_t = \frac{V}{\pi \cdot D_{rata-rata}}$$

dimana :

V = Kecepatan angkat 9 m/menit x 1000 m/menit

$D_{rata-rata}$ = diameter rata-rata kesleuruhan roda gigi

Sehingga kecepatan putaran roda trolley (n_t)

$$n_t = \frac{900}{3,14 \cdot 100}$$

$$n_t = 28,66 \text{ rpm}$$

- Kecepatan putaran roda gigi kedua (n_4) dan gigi ketiga (n_5)

$$n_{4,5} = \frac{n_t \cdot d_t}{\text{diameter RG3}}$$

$$n_{4,5} = \frac{28,66 \cdot 61,38}{88}$$

$$n_{4,5} = 20,13 \text{ rpm}$$

- Kecepatan putaran roda gigi pertama b (n_3)

$$n_3 = \frac{n_{4,5} \cdot d_2}{D_m}$$

$$n_3 = \frac{20,13 \cdot 114}{14}$$

$$n_3 = 163,9 \text{ rpm}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

dimana :
 © Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 22/7/24

$$n_2 = n_{4,5} = 20,13$$

- Percepatan roda gigi motor (n_1)

$$n_1 = \frac{n_2 \cdot d_2}{Dm}$$

$$n_1 = \frac{163,9 \cdot 114}{14}$$

$$n_1 = 1334,6 \text{ rpm}$$

Dimana :

$$n_2 = n_2 = 163,9 \text{ rpm}$$

3. Perhitungan pin Trolley wheel

Pin trolley wheel berfungsi sebagai tempat tumpuan roda jalan. Roda jalan terdiri dari empat buah roda, maka pin trolley juga sebanyak empat buah.

- Gaya diterima tiap pin

$$Fp = \frac{Qn + Go}{4}$$

$$Fp = \frac{5500 + 1700}{4}$$

$$Fp = 1800 \text{ kg}$$

dimana :

$$Qn = \text{Berat total} = 5500 \text{ kg}$$

$$Go = \text{Berat Hoist} = 1700 \text{ kg}$$

- Diameter pin dapat ditentukan dengan rumus :

$$Dp = \sqrt{\frac{M}{\frac{\pi}{32} \cdot T_1}}$$

dimana :

UNIVERSITAS MEDAN AREA

$M = Fp(35 - 16) + 32$
 © Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 22/7/24

$$= 1800 (35 - 16) + 22 = 34222 \text{ kg}$$

$$\sigma t = \frac{\sigma t}{V}$$

dimana :

$$\sigma t = \text{Bahan pin} = \text{S 45 C} = 58 \text{ kg/m}^2$$

$$V = \text{Faktor keamanan (diambil} = 3)$$

$$\sigma t = \frac{58}{3}$$

$$= 19,3 \text{ kg/mm}^3$$

maka :

$$Dp = \sqrt{\frac{34222}{\pi \cdot 32.19,3}}$$

$$Dp = 26,24 \approx 26 \text{ mm}$$

III.10. Daya Motor Transverse

Pada roda jalan terjadi tahanan gerakan horizontal akibat adanya beban vertical (daya angkat). Untuk mendapatkan gerakan horizontal daya motor yang diperlukan lebih besar dari tahanan yang timbul :

- Gaya gesek pada poros roda transverse (W_1)

$$W_1 = Fp \cdot \mu \left[\frac{d}{D} \right] \dots \dots \dots (\text{lit 7 hal 248})$$

Dimana :

$$Fp = \text{Gaya yang diterima oleh 1 buah roda jalan dengan koefisien gesekan (1800 kg)}$$

$$\mu = 0,01$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA
 $d = \text{Diameter pin} = 30 \text{ mm}$

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

D = Diameter rata-rata jalan = 100 mm

$$W_1 = 0,01 \cdot 1800 \left[\frac{30}{100} \right]$$

$$W_1 = 5,4 \text{ kg}$$

- Gaya gesekan pada sisi roda atas tahanan jalan (W_2)

$$W_2 = Fk \cdot \frac{2 \cdot K}{D} \dots \dots \dots \text{(lit 7 hal 248)}$$

dimana :

K = Koefisien gesek putaran = 0,05

$$W_2 = 1800 \cdot \frac{2 \cdot 0,05}{100}$$

$$W_2 = 1,8 \text{ kg}$$

- Tahanan yang timbul akibat lateral slip (slip dari sisi = W_3)

$$W_3 = Fp \cdot \mu_1 \cdot \sin \gamma \dots \dots \dots \text{(lit 7 hal 249)}$$

dimana :

μ_1 = Koefisien slip = 0,15 – 0,2

λ = Sudut slip diperkirakan (max 2,5)

(μ_1 diambil 0,17)

$$= 1800 - 0,17 \cdot \sin 2,5$$

$$W_3 = 13,34 \text{ kg}$$

- Tahanan yang diakibatkan oleh gesekan Flanges (W_4)

$$W_4 = Fp \cdot \mu_1^2 \cdot \frac{h}{R} \dots \dots \dots \text{(lit 7 hal 250)}$$

dimana :

$$\frac{h}{R} = 0,4 - 0,7 \text{ (diambil 0,5)}$$

$$= 1800 \cdot 0,17 \cdot 0,5$$

$$W_4 = 26,01 \text{ kg}$$

- Tahanan yang diakibatkan oleh perbedaan roda D dan d (W_5)

$$W_5 = \frac{F_p \cdot \mu \cdot \text{Sin} \alpha}{R_{rata-rata}} \dots \dots \dots (\text{lit 7 hal 252})$$

$$W_5 = \frac{1800 \cdot 0,17 \cdot \text{Sin} 2,5}{100}$$

$$W_5 = 1,29 \text{ kg}$$

- Total tahanan (w_{total})

$$\begin{aligned} W_{total} &= W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 \\ &= 5,4 \text{ kg} + 1,8 \text{ kg} + 13,34 \text{ kg} + 26,01 \text{ kg} + 1,29 \text{ kg} \\ &= 47,84 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Tahanan untuk empat buah roda jalan (W_{all})

$$\begin{aligned} W_{all} &= 4 \cdot 47,84 \text{ kg} \\ &= 191,36 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Daya motor transverse (Nm), disini untuk transverse dipasang dua buah dikiri dan kanan, untuk kedua motor ini dipergunakan daya yang sama.

$$Nm = \frac{W_{all} \cdot V}{75}$$

dimana :

$$V = \text{kecepatan transverse} = 25 \text{ m/menit} = 25/60 = 0,416 \text{ m/detik}$$

Maka :

$$Nm = \frac{191,36 \cdot 0,416}{75}$$

$$Nm = 1,06 \text{ Hp} \quad (\text{Hp} = 0,739 \text{ kw})$$

$$Nm = 0,783 \text{ kw}$$

Bahan roda jalan diambil dari baja karbon S 35 C. Tegangan maksimum
UNIVERSITAS MEDAN AREA

yang terjadi pada roda:
© Hak Cipta Dilindungi Undang-Undang

$$\sigma_{min} = 600 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot K}{b \cdot r}} \text{ (kg/cm}^2\text{)} \dots\dots\dots \text{(lit 7 hal 260)}$$

dimana :

P = Beban yang diterima roda jalan. Terdiri dari empat roda = 1800 kg

K = Koefisien yang tergantung pada kecepatan trolley = $(1 - 0,2) \cdot V$

V = Kecepatan transverse = 25 m/menit = $25/60 = 0,416$ m/detik

r = Lebar permukaan kerja rel (diasumsikan 7,4 cm)

b = Faktor yang mempengaruhi roda (diambil 8,2)

$$\sigma_{min} = 600 \cdot \sqrt{\frac{1800 \cdot 0,18}{8,2 \cdot 7,4}} \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{min} = 1386,43 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

Dari table yang diperoleh untuk beban S 35 C diperoleh tegangan tekan yang diijinkan = 5250 kg/cm^2 . Sedangkan dari perhitungan maksimum yang terjadi 1386,43 berarti $\tau_{all} > \tau_{max}$ sehingga konstruksinya sangat aman dalam pemakaiannya.

III.11. Perhitungan Rel Perlintasan (Girder)

Real adalah tempat hoisting yang bergerak melintang akibat hoisting itu sendiri maupun berat yang diakibatkan oleh kapasitas angkat baik vertikal maupun horizontal.

Dapat dihitung sebagai berikut :

- Momen lentur dan daya lateral akibat beban kosntan

$$Mq = q \frac{1}{2} x q \frac{\lambda}{2} = q \frac{x}{2} (L - x) \text{ ton - m}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

dimana :
 © Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

q = Bobot mati (ton/m)

x = Jarak penempuh (m)

L = Panjang bentang girder (m)

$$Mq = 0,065 \frac{13}{2} (26 - 13)$$

$$= 5,49 \text{ ton} - m$$

- Moment lentur maksimum

$$Mq_{max} = q \frac{L^2}{8} = G \frac{L}{8} \text{ ton} - m$$

$$Mq_{max} = 1,7 \cdot \frac{26}{8} \text{ ton} - m$$

$$Mq_{max} = 5,52 \text{ ton} - m$$

Kurva momen lentur akan merupakan suatu parabola yang digambarkan sepanjang L dengan ordinat maksimum Mq_{max} (gambar b).

- Gaya lateral pada jarak x dari penempuh kiri adalah :

$$T^1_x = q \left(\frac{L}{2} - 13 \right) \text{ ton}$$

$$T^1_x = 0,65 \left(\frac{26}{2} - 13 \right) \text{ ton}$$

- Gaya lateral maksimum pada sebelah kanan atau kiri penempuh $x = 0,65$ akan sama dengan :

$$T^1_2 = \pm q \frac{L}{2} \text{ ton}$$

$$T^1_2 = \pm q \frac{26}{2} \text{ ton}$$

$$T^1_2 = 0,84 \text{ ton}$$

Kurva lateral ditunjukkan pada (gambar e)

Momen lentur dan gaya lateral akibat beban gerak muka (trolley dan muatan) dapat diasumsikan dalam hal ini bahwa girder plat penahan dua buah beban p yang identik yang terpisah sejauh b (gambar a) maka momen lebtur pada penumpu dibawah roda sebelah kiri yang ditempatkan pada jarak x dari penumpuk kiri adalah :

$$M_p = \frac{2P}{L} \left[\left(L - \frac{b}{2} \right) - x \right] x \text{ ton} - m$$

Dimana :

$$P = Q + \frac{G_o}{4}$$

$$P = 5 + \frac{1,7}{4}$$

$$P = 1,67 \text{ ton}$$

Dimana :

P = Gaya yang ditimbulkan oleh roda yang didesain adalah roda

G_o = Berat hoist

Q = Kapasitas angkat

Maka :

$$M_p = \frac{2P}{L} \left[L - \frac{b}{2} - x \right] x \text{ ton} - m$$

$$M_p = \frac{2 \cdot 1,67}{26} [26 - 1 - 13] 13 \text{ ton} - m$$

$$M_p = 20 \text{ ton} - m$$

$$M_{pmax} = \frac{P}{2L} \left[L - \frac{b}{2} \right]^2 \text{ ton} - m$$

$$M_{pmax} = \frac{1,67}{2 \cdot 26} \left[26 - \frac{1}{2} \right]^2 \text{ ton} - m$$

Dalam hal ini momen lentur pada daerah dibawah roda pada jarak x dari penumpu kiri adalah :

$$M^{11}_p = \frac{V}{L} [(L - b_2) - x] x \text{ ton} - m$$

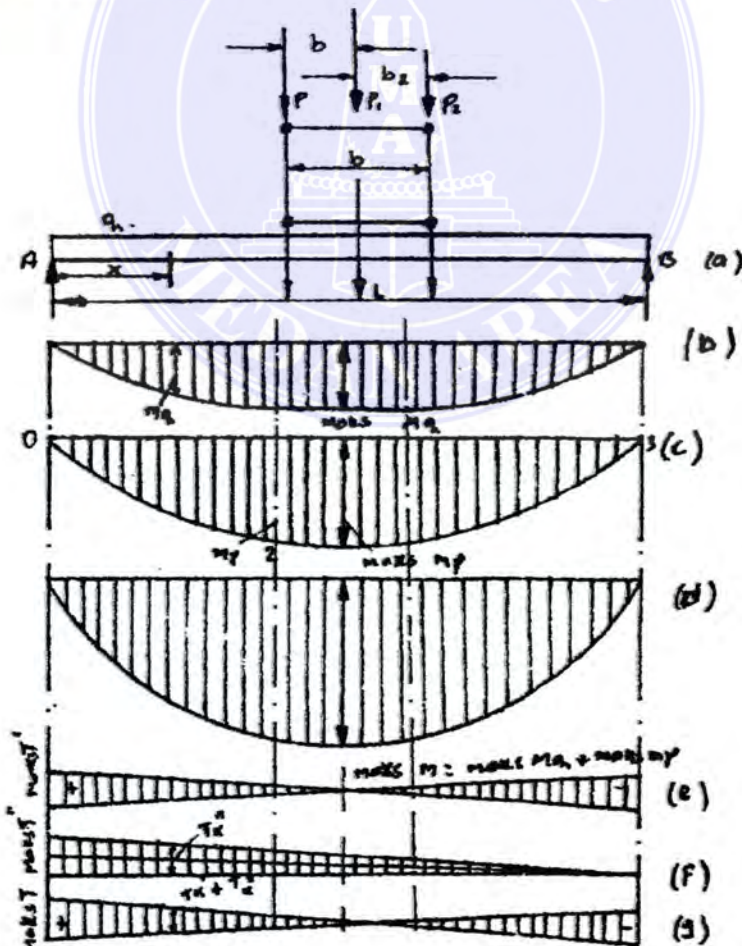
$$M^{11}_p = \frac{1,67}{26} [(26 - 0,5) - 13] 13 \text{ ton} - m$$

$$M^{11}_p = 9,7 \text{ ton} - m$$

- Momen maksimum akibat beban P_i pada jarak $\frac{b_1}{2}$ dari titik tengah girder adalah :

$$M^{11}_{pmax} = \frac{26}{4,26} [(4,26 - 0,5)]^2 \text{ ton} - m$$

$$M^{11}_{pmax} = 162,5 \text{ ton} - m$$



UNIVERSITAS MEDAN AREA

Gambar 3.14. Grafik momen

Document Accepted 22/7/24

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

- Momen pada daerah dibawah beban P_2 pada jarak x dari penumpu kanan ditentukan dengan cara yang sama seperti di atas :

$$M^{11}_p = \frac{V}{L} [(L - b_2) - x]x \text{ ton} - m$$

$$M^{11}_p = \frac{1,67}{26} [(26 - 0,5) - 13]13 \text{ ton} - m$$

$$M^{11}_p = 10,4 \text{ ton} - m$$

$$M^{11}_{pmax} = \frac{V}{4 \cdot L} [L - b_2]^2 \text{ ton} - m$$

$$M^{11}_{pmax} = \frac{1,67}{4 \cdot 26} [26 - 0,5]^2 \text{ ton} - m$$

$$M^{11}_{pmax} = 11 \text{ ton} - m$$

Persamaan di atas merupakan parabola sepanjang $(L - b_2)$ dengan koordinat M^{11}_p max untuk beban yang sama P dan P gaya lateral pada jarak x dari penumpu kiri adalah (gambar f).

$$T_x^{11} = \frac{2P}{L} \left[\left(L - \frac{b}{2} \right) - x \right] \text{ ton}$$

$$T_x^{11} = \frac{2 \cdot 1,67}{26} \left[\left(26 - \frac{1}{2} \right) - 13 \right] \text{ ton}$$

Bila $x = 0$ gaya literal maksimum pada penumpu kiri adalah :

$$T_x^{p1-p2} = \frac{V}{L} [(L - b^2)13] \text{ ton}$$

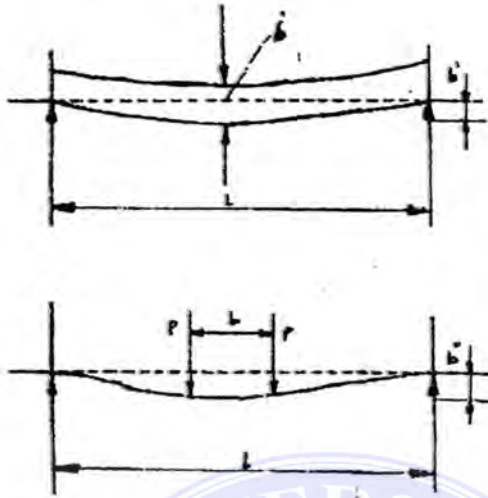
$$T_x^{11} = 0,8 \text{ ton}$$

Bila $x = 0$

$$T_{x(max)}^{p1-p2} = \frac{V}{L} [(L - b_1) = (P_1 - P_2)] - P_2 \frac{b}{L} \text{ ton}$$

$$T_{x(max)}^{p1-p2} = \frac{1,67}{26} (26 - 0,5) \text{ ton}$$

- Menghitung defleksi yang terjadi pada rel



Gambar 3.15 Grafik defleksi

$$\delta = \frac{P \cdot L^3}{E I} \dots \dots \dots \text{(lit 2 hal 49)}$$

Dimana :

P = Bobot ginder = 1700 (1700 x 10= 17000 N)

EI = Modulus elastic = 2348 cm⁴ = 2348 . b (10⁻²) m⁴
 = 238 . 10⁻⁸
 = 0,2348 . 10⁻⁴

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{P \cdot L^3}{48,7 E I} \\ &= \frac{17000 \text{ N} \cdot 26^3 \text{ m}^3}{48,7 \cdot 200 \cdot 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0,2348 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4} \\ &= 0,013 \text{ m} \approx 1,3 \text{ cm} \end{aligned}$$

Defleksi akibat beban gerak ditentukan berdasarkan asumsi bahwa 2 beban P (beban pada roda trolley) ditempatkan secara simetris pada bagian tengah maka

kita akan mendapatkan defleksi dengan ketelitian yang memadai.

$$\delta^{11} = \frac{P}{48 EI} (L - b) [L^2 + (L + b)^2] \text{ cm}$$

$$\delta^{11} = \frac{1700}{48 \cdot 542388} (26 - 1) [26^2 + (26 + 1)^2] \text{ cm}$$

$$\delta^{11} = 2,2 \text{ cm}^2$$

- Defleksi total

$$\begin{aligned} \delta &= \delta^1 + \delta^{11} \\ &= 1,3 + 2,2 \\ &= 3,5 \text{ cm} \end{aligned}$$



BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

V.1. Kesimpulan

Dengan berpedoman kepada data hasil survey yang dilakukan dan juga dari perhitungan sesuai dengan literature yang difungsikan maka dapat disimpulkan secara umum bahwa penggunaan Mesin Pemindah Bahan ini sangat efisien dan efektif disamping pemeliharaannya yang sangat mudah dan jarang terjadi kerusakan apabila digunakan sesuai dengan karakteristik mesin.

Dari perhitungan maka dapat diperoleh kesimpulan berdasarkan data-data Mesin Pemindah Bahan yaitu :

- Kapasitas angkat = 5,5 ton (5500 kg)
- Tinggi angkat = 7 meter
- Merk = YAMADA (TAIWAN)

Denganikasi sebagai berikut :

1. Hoist

- Kapasitas ngakat = 5500 kg
- Tinggi angkat = 7 meter
- Kecepatan angkat = 9 m/menit

2. Tali baja

- Jenis tali baja = IWRC Type 6 x 37 + Ic
- Diameter tali baja = 22 mm

3. Puli

- Jenis puli = Puli ganda
 - Diameter puli = 240 mm
 - Diameter poros puli = 33 mm
4. Hook (kait)
- Jenis Hook (kait) = Kait tunggal (single hook)
5. Drum
- Diameter drum = 300 mm
 - Panjang drum = 528 mm
 - Tebal drum = 18 mm

V.2. Saran

Sebaiknya pada saat menggunakan mesin pengangkat ini disarankan untuk tidak melewati batas-batas dari spesifikasi komponen-komponen desainnya dan juga menjaga keselamatan dari lingkungan kerja serta menghindari memberikan waktu operasi yang lebih lama dari spesifikasi dari mesin tersebut.

Pemeriksaan terhadap komponen-komponen seperti tadi, pengkait dan juga peralatan lainnya sebaiknya dilakukan secara berkala karena pengangkatan dan pemindahan beban bahan sangat rentan dengan keselamatan dari operator maupun peralatan yang lainnya.

Daftar Pustaka

1. Gere, James M. and Timoshenko, S., 2000, Mekanika Bahan. Jakarta, Erlangga.
2. Suryanto. 1995, Elemen Mesin I, Pusat Pengembangan Pendidikan Politeknik, Bandung.
3. Sularso, dan Suga. 1997, Dasar Perancangan dan Pemilihan Elemen Mesin, PT. Pradnya Paramita, Jakarta.
4. Watwiju, G., 1952, Ilmu Bangunan Pesawat , Jakarta
5. Shigley, E. J., 1994, Perencanaan Teknik Mesin, Erlangga, Jakarta.
6. Spots M.F., 1978, Design of Machine Element, Prentice Hall, New Delhi.
7. Khurmi R.S., 1980 ,Machine Element, Publishing House, New Delhi.
8. Muin A.S.,1995, Pesawat-Pesawat Pengangkat, Raja Grafindo Perkasa, Jakarta.
9. Sukrisno U., 1974, Bagian-Bagian Mesin dan Merencana, Erlangga, Jakarta.
10. Zainuri, M.A., 2006, Mesin Pindah Bahan, Andi, Malang.