

**ANALISA CLAMSHELL CRANE UNTUK
PENGANGKATAN PASIR DAN KERIKIL**

SKRIPSI

**Diselesaikan Untuk Memenuhi Syarat Meraih
Gelar Sarjana (S1) Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik
Universitas Medan Area**

OLEH :

**HIZKIA TARIGAN
NIM : 12.813.0071**



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

MEDAN

2016

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

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

Document Accepted 20/7/22

Access From (repository.uma.ac.id)20/7/22

**PERENCANAAN CLAMSHELL CRANE UNTUK
PENGANGKATAN PASIR DAN KRIKIL**

SKRIPSI

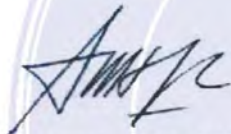
OLEH :

HIZKIA TARIGAN

NIM : 12 813 0071

Disetujui Oleh :

Pembimbing I



(Ir.H.Amirsyam Nst, MT)

Pembimbing II



(Ir.Amrinsyah, MM)

Mengetahui :

Dekan



(Prof. Dr. Dadan Ramdan, M.Eng, M.Sc)

Ka. Program Studi



(BOBBY UMROH,ST,MT)

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

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

Document Accepted 20/7/22

Access From (repository.uma.ac.id)20/7/22

SURAT PERNYATAAN

Saya menyatakan bahwa skripsi yang saya susun sebagai syarat memperoleh gelar sarjana merupakan hasil karya tulis saya sendiri. Adapun bagian-bagian tertentu dalam penulisan skripsi ini yang saya kutip dari hasil karya orang lain telah dituliskan sumbernya secara jelas sesuai dengan norma, kaidah, dan etika penulisan ilmiah.

Saya bersedia menerima sanksi pencabutan gelar akademik yang saya peroleh dan sanksi-sanksi lainnya dengan peraturan yang berlaku, apabila dikemudian hari ditemukan adanya plagiat dalam skripsi ini.



**HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI SKRIPSI
UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS**

Sebagai civitas akademik Universitas Medan Area, saya yang bertanda tangan di bawah ini :

Nama : Hizkia Tarigan
NIM : 12.813.0071
Jurusan : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik
Jenis Karya : Skripsi

Demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Medan Area **Hak Bebas Royalti Noneklusif (*Non-exclusive Royalty-Free Right*) Atas karya ilmiah saya yang berjudul : **Perencanaan Clamshell Crane Untuk Pengangkatan Pasir Dan Krikil****

Beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Non eksklusif Universitas Medan Area berhak menyimpan, mengalih media/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*Database*), merawat dan mempublikasikan skripsi saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik hak cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di :

Medan, Maret 2016

Yang menyatakan


Hizkia Tarigan

ABSTRAK

Perkembangan teknologi yang begitu pesat sekarang ini, menurut manusia dengan segala keterbatasannya untuk berpikir keras dalam merencanakan dan membuat sarana/ prasarana sesuai dengan kebutuhannya, sehingga dengan demikian hasil yang hendak dicapai dapat di peroleh dengan optimal. Salah satu bentuk hasil teknologi yang dapat membantu manusia dalam melakukan proses produksinya adalah mesin pemindah bahan, alat ini digunakan untuk memindahkan muatan dilokasi atau arena, pabrik, lokasi konstruksi, tempat penyimpanan atau pembongkaran, industry transportasi dan lain sebagainya. Dan penulis mencoba mengangkat permasalahan didalam perhitungan perencanaan komponen-komponen utama mesin pemindahan bahan (clamsheel crane), dimana hasil perhitungan ini merupakan persiapan dalam design product. Berdasarkan dari hasil perhitungan untuk clamsheel crane maka dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut : sudut kemiringan hoist boom. Daya 90 hp, putaran nominal 1400 rpm, bahan sistem pengangkat, diameter roda gigi, kekuatan tarik 130 kg/mm².

Kata kunci : Clamsheel crane, system pengangkat, daya putaran nominal 1400 rpm drum, kekuatan tarik 130 kg/mm².

ABSTRACT

Technological development is so rapid today, according to people with limited means to think hard in planning and facilities/ infrastructure as needed, and thus the result obtained can be achieved with optimal. One of the result one pieces technology that can help people in the process of material production is a transfer machine, the tool is used to move cargo in the location or area, factories, construction sites, storage place or dismantling, transportation and other industries. And the auotor tried to raise issues in the calculation of the main components of the planning material transfer machine (clamsheel crane), where the result of these calculations are in preparation for product design. Based on the result of calculations for clamsheel crane then some conclusions can be drawn as follows : the angle of the boom hoist. Power of 90 hp, 1400 rpm nominal rotation, material lifting system, gear diameter, tensile strength of 130 kg/ mm².

Keywords : Clamsheel cranes, lifting system, the nominal rotation of 1400 rpm, the drums, the tensile strength of 130 kg/mm

RIWAYAT HIDUP

Penulis dilahirkan di desa Kuta Buluh Kec. Tanah Pinem Kab.Dairi Propinsi Sumatra Utara , Tepatnya pada tanggal 1 Mei 1987 dari Ayah yang bernama Senang Ate Tarigan dan Ibu bernama Rasmuli Br Sembiring, Penulis merupakan Putra keempat dari empat bersaudara, saudara perempuan yang pertama Rostina Br Tarigan, Saudara perempuan yang kedua bernama Leminta Lidia Br Tarigan, Saudara laki-laki yang ketiga bernama Mastrius Manuel Tarigan.

Penulis menyelesaikan sekolah dasar di SD Negeri 030437 Kuta Buluh pada tahun 1999, Kemudian penulis melanjutkan pendidikan Sekolah Menengah Pertama di SMP Swasta Azizi Tiga Binanga pada tahun 2002, kemudian penulis melanjutkan pendidikan Sekolah Menengah Kejuruan di SMK Swasta Imanuel 1 Kabanjahe pada tahun 2005, kemudian pada tahun 2006 penulis melanjutkan kejenjang perguruan tinggi dan terdaftar sebagai mahasiswa di fakultas teknik, Jurusan Teknik Mesin Universitas Medan Area (UMA).

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan

Rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan baik dan lancar.

Adapun pembahasan judul tugas akhir ini ialah mengenai **“ANALISA CLAMSHELL CRANE UNTUK PENGANGKATAN PASIR DAN KERIKIL”**. tugas akhir ini penulis susun sebagai syarat untuk menyelesaikan program Studi Fakultas Teknik Jurusan Teknik Mesin Universitas Medan Area.

Terselesainya penulis tugas akhir ini tidak terlepas dari bantuan, bimbingan, kritik, dan saran serta dorongan dari berbagai pihak baik bantuan secara moril maupun material. Penulis menyampaikan banyak terima kasih kepada semua pihak yang secara langsung maupun tidak langsung terlibat dalam penyelesaian tugas akhir ini. Ucapan terima kasih penulis tujukan kepada :

1. Ayahanda tercinta Senangate Tarigan & Ibunda Rasmuli br Sembiring yang selalu mendukung dan memberikan semangat, dan juga bantuan moril, material, serta do'a restu setiap langkah kepada penulis selaku anaknya dan sampai sekarang masih diberikan fasilitas dalam hal pendidikan yang sangat bermanfaat bagi penulis untuk menjadi orang yang lebih baik dikemudian hari.
2. Istriku tercinta yang selalu mendukung dan memberi semangat, dan juga bantuan moril, material, serta do'a restu setiap langkah kepada penulis selaku suaminya
3. Bapak Bobby Umroh, ST.MT selaku ketua jurusan Fakultas Teknik Mesin Universitas Medan Area yang telah memberikan semangat, dukungan, nasehat, bantuan moril dan material yang begitu besar bagi penulis yang tidak terungkapan dengan kata-kata karna begitu besar jasa beliau untuk mencerdaskan anak didiknya khususnya dalam penyusunan tugas ahir ini.
4. Bapak Prof.Dr.Dadan Ramdan, M.Eng.Sc. selaku Dekan Fakultas Teknik, di Universitas Medan Area.
5. Bapak Ir. H. Amirsyam Nasution, MT selaku dosen pembimbing I, yang memberikan segala arahan dan bimbingannya dalam menyusun tugas ahir ini.
6. Bapak Ir. Amrinsyah, MM selaku dosen pembimbing II, yang telah membimbing dengan sabar dalam menyusun tugas ahir ini.
7. Bapak / Ibu dosen khususnya dosen – dosen Fakultas Teknik Jurusan Teknik Mesin yang selama ini memberikan pengajaran dan memberikan

ilmu yang begitu banyak kepada saya, dan ilmu yang beliau berikan akan penulis amalkan dengan baik.

8. Bapak / Ibu dosen serta seluruh staff dan pegawai di Fakultas Teknik Universitas Medan Area.
9. Seluruh teman – temanku angkatan 2005 dan 2012, yang sama – sama berjuang untuk mendapatkan ilmu selama di kampus Universitas Medan Area.

Penulis juga mohon maaf yang sebesar besarnya apabila dalam penyusunan skripsi ini terdapat kesalahan dan kelalaian. Oleh karena itu keritikan dan saran yang bersifat membangun sangat diharapkan.

Akhir kata penulis berharap semoga skripsi ini dapat bermanfaat bagi penulis sendiri maupun bagi para pembaca. Amin

Medan, Maret 2016



Penulis

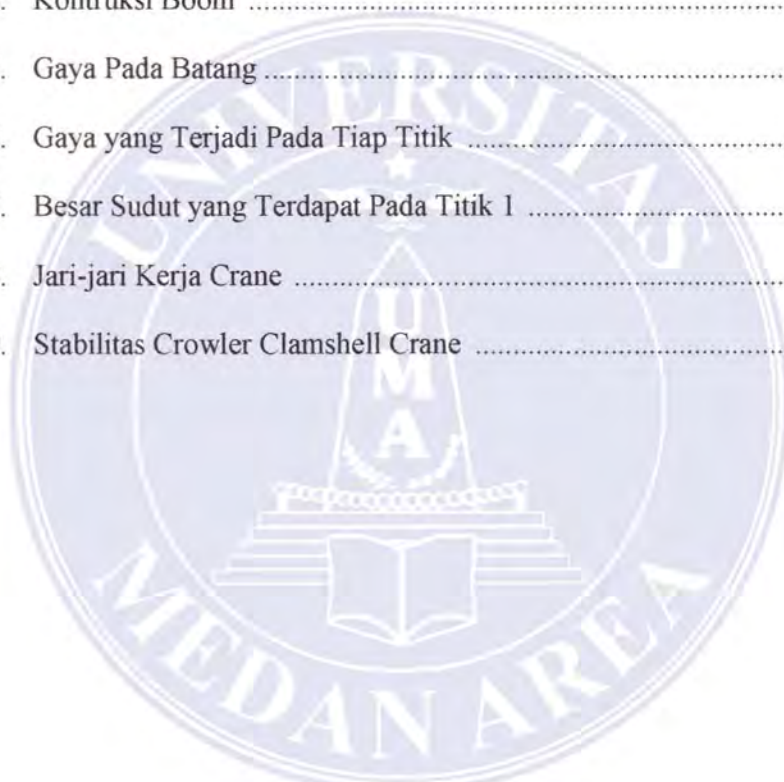
DAFTAR TABEL

Tabel	Keterangan Tabel	Halaman
3.1.	Perbedaan Tali Baja dan Rantai	20
3.2.	Hubungan Antara Tekanan Dengan Kecepatan Keliling	29
3.3.	Harga Tekanan Angin Pada Kecepatan Angin	40
3.4.	Spesifikasi Roda Gigi Untuk Gerakan Angkat.....	47
3.5.	Ukuran Utama Spur Gear Dan Roda Gigi Sproket	51
3.6.	Ukuran Utama Silent Chain.....	52
3.7.	Spesifikasi Roda Gigi Untuk Gerakan Putar.....	59
3.8.	Ukuran Utama Bevel Gear Dan Spur Gear Untuk Gerakan Putar	62
4.1.	Ukuran-Ukuran Utama Roda racet	71
4.2.	Koefisien Gesek dan Tekanan Rem	77
4.3.	Gaya yang Terjadi Pada Setiap Batang	84
4.4.	Stabilitas Crowler Clamshell Crane	88

DAFTAR GAMBAR

Gambar	Keterangan Gambar	Halaman
2.1.	Dongkrak Batang	5
2.2.	Derek Tangan Dengan Drum Ganda	5
2.3.	Crane Rel Tunggal.....	5
2.4.	Crane Dengan Kait Tunggal.....	6
2.5.	Elevator.....	6
2.6.	Clamshell Tali Ganda.....	7
2.7.	Clamshell Tali Tunggal.....	8
2.8.	Clamshell Yang Digerakkan Motor.....	8
2.9.	Clamshell Jeruk Kupas.....	9
2.10.	Prinsip Clamshell Tali Ganda.....	10
2.11.	Mekanisme Hoist Boom.....	12
2.12.	Mekanisme Swing.....	13
3.1.	Kondisi Muara Sungai.....	16
3.2.	Sketsa Perlengkapan Mekanisme Pengangkat.....	17
3.3.	Dimensi Clamshell Bucket.....	19
3.4.	Konstruksi Tali Baja.....	21
3.5.	Pengembangannya.....	21
3.6.	Sistem Puli.....	22
3.7.	Dimensi Puli.....	28
3.8.	Dimensi Air Drum.....	31
3.9.	Transmisi Roda Gigi Untuk Gerakan Angkat.....	46
3.10.	Tata Nama Spur Gear.....	47

3.11. Silent Chain	51
3.12. Bagian Rantai Rol Berantai Banyak.....	52
3.13. Transmisi Roda Gigi Untuk Gerakan Putar.....	59
3.14. Nama Bagian Dan Bevel Gear	60
4.1. Roda Racet Dengan Gigi Luar	70
4.2. Pena Pengunci	72
4.3. Rem Blok Ganda	75
4.4. Kontruksi Boom	79
4.5. Gaya Pada Batang	80
4.6. Gaya yang Terjadi Pada Tiap Titik	81
4.7. Besar Sudut yang Terdapat Pada Titik 1	81
4.8. Jari-jari Kerja Crane	86
4.9. Stabilitas Crawler Clamshell Crane	86



DAFTAR NOTASI

Q_m	= Beban rata-rata (ton)
Q_n	= Beban nominal (ton)
K	= Pemakaian mesin rata-rata harian atau tahunan
DF	= Faktor kerja relatif (%)
t_{op}	= Waktu periode berbeban
t_{idle}	= Waktu periode tak berbeban
G_{gr}	= Berat cengkeram (ton)
V	= Kapasitas cengkeram (m^3)
Z	= Jumlah kelengkungan
$F_{(222)}$	= Luas penampang tali baja dengan jumlah serat 222 (mm^2)
σ_b	= Kekuatan tarik bahan kawat tali (kg/mm^2)
K	= Faktor keamanan tali
d	= Diameter tali baja (mm)
D_{min}	= Diameter minimum puli dan drum (mm)
S	= Kekuatan tarik maksimum pada tali (kg)
Q	= Berat muatan yang diangkat (ton)
n	= Jumlah tali yang menahan beban (buah)
π	= Efisiensi puli (%)
π_1	= Efisiensi yang disebabkan kerugian tali akibat kekakuannya (0.4)
δ	= Diameter serat (mm)
N	= Umur tali baja (bulan)
a	= Jumlah siklus rata-rata kerja perbulan

Z_2	= Jumlah lengkungan berulang persiklus kerja
β	= Faktor perubahan daya tekan tali akibat mengangkat muatan
m	= Harga factor yang tergantung pada jumlah lengkungan pada tali
A	= Perbandingan diameter puli atau drum
e_1	= Faktor yang tergantung pada alat pengangkat dan kondisi operasi
e_2	= Faktor yang tergantung pada kontruksi tali diameter gandar puli (mm)
P	= Tekanan satuan pada puli (kg/cm^2)
l	= Panjang bush
Q_g	= Beban tiap puli (kg)
i_{tali}	= Perbandingan transmisi system puli
D	= Diameter pitch dan puli
P	= tekanan pada puli (kg/mm^2)
Z_L	= Jumlah lilitan (buah)
S_1	= Kisar pitch (mm)
H	= Tinggi angkat maksimum (m)
L_1	= Panjang alur spiral (mm)
L	= Panjang drum keseluruhan (mm)
ω	= Tebal dinding drum (mm)
σ_{comp}	= Tegangan tekan maksimum (kg/mm^2)
N	= Daya untuk peralatan angkat (hp)
N_w	= Daya untuk peralatan putar (hp)
A_p	= Tahanan putar (KN)
ΣG	= Jumlah berat bagian crane yang turut berputar (KN)

D	= Diameter roda putar (m)
d	= Diameter poros roda putar (m)
D_p	= Diameter landasan putar (m)
μ	= Angka gesekan pada poros roda
f	= Koefisien roda putar
V_p	= Kecepatan putar pada landasan putar (m/det) efisiensi peralatan putar
N_w	= Daya untuk mengatasi angin (hp)
A_w	= Luas bidang yang terkena angin (m ²)
W	= Tekanan angin (KN/m ²)
r_w	= Jarak titik berat boom terhadap sumbu putar (m)
n_p	= Kecepatan putar crane (rpm)
R_g	= Tahanan gelinding (kg/ton)
W	= Berat total Crawler Clamshell Crane (ton)
K_1	= Koefisien tahanan udara
A	= Luas frontal permukaan kendaraan (m ²)
V_1	= Kecepatan relatif kendaraan terhadap udara (Km/jam)
V_k	= Kecepatan maksimum kendaraan (Km/jam)
V_u	= Kecepatan udara (Km/jam)
Z	= Jumlah gigi (buah)
m	= Modul
p	= Jarak bagi lingkaran (mm)
h_k	= Tinggi kepala (mm)
h_r	= Tinggi kaki (mm)

C_k	= Kelonggaran puncak (mm)
t_g	= Tebal gigi (mm) lebar gigi (mm)
L	= Panjang rantai (mm)
C	= Jarak sumbu (mm)
N_1	= Jumlah gigi pada sprocket kecil (buah)
N_2	= Jumlah gigi pada sprocket besar (buah)
F_t	= Gaya tangensial yang terjadi (kg)
b	= Lebar gigi (mm)
f_v	= Faktor dinamis
σ_b	= Tegangan lentur yang terjadi (kg/mm^2)
δ	= Sudut kerucut jarak bagi roda gigi kerucut
R	= Sisi kerucut (mm)
M	= Momen puntir yang terjadi (Nm)
q	= Gaya keliling perlebar bevel gear (N/mm)
q_D	= Gaya keliling dinamik (N/mm)
C_s	= Faktor tumbukan
q_R	= Gaya keliling akibat pembagian beban yang tidak sama sepanjang lebar gigi
C_E	= Faktor keelastisan baja dengan baja
q_{mak}	= Beban maksimum bevel gear perlebar gigi (N/mm)
C_g	= Faktor kesalahan
d_s	= Diameter poros (mm)
K_t	= Faktor koreksi yang dianjurkan oleh ASME
C_b	= Faktor kemungkinan pemakaian dengan beban lentur

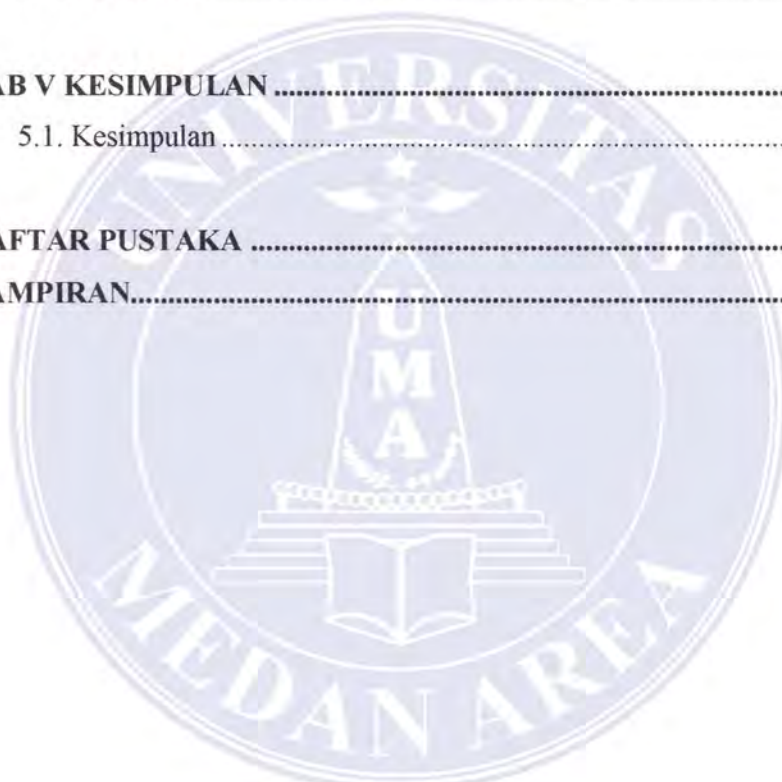
τ_a	= Tegangan geser yang terjadi pada poros (Kg/mm^2)
Sf_1	= Faktor kelebihan puntir untuk bahan sesuai dengan standard ASME
σ_t	= Kekuatan tarik dan material poros (kg/mm^2)
L	= Panjang pena pengunci (mm)
P	= Gaya tangensial pada roda racet (Kg)
T	= Torsi pada rem (kg/mm)
μ	= Koefisien gesek sepatu rem
Q	= Gaya reaksi pada rem (kg)
Pd	= Tekanan yang diakibatkan oleh drum (kg/mm)
W_s	= Berat permeter dan penampang baja (kg)
P_o	= Beban yang dialami tiap titik (ton)
S	= Gaya reaksi yang terjadi tiap batang (ton)
A_{profil}	= Luas profil yang dipakai oleh boom (mm^2)
V	= Resultan gaya vertical pada crane yang bermuatan (kg)
α	= Koefisien yang memperhitungkan pembebanan
G_t	= Bobot meja putar (kg)
G_{ew}	= Bobot pengimbang (kg)
a	= Jari-jari kerja crane (m)
e_1	= Jarak antara titik berat meja putar dan pusat putar (m)
e_g	= Jarak antara pusat putar dan bobot pengimbang (m)
c_r	= Jarak antara pusat tumpuan (m)

DAFTAR ISI

ABSTAK	i
RIWAYAT HIDUP.....	iii
KATA PENGANTAR.....	iv
DAFTAR TABEL	vii
DAFTAR GAMBAR.....	viii
DAFTAR NOTASI.....	x
DAFTAR LAMPIRAN	xv
DAFTAR ISI.....	xvi
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan masalah	2
1.3. Batasan masalah.....	2
1.4. Tujuan penelitian	2
1.5. Manfaat penelitian	2
1.6. Systematika penulisan	3
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA.....	4
2.1. Klasifikasi Pesawat Pengangkat	4
2.2. Dasar Pemilihan Pesawat Pengangkat	10
2.3. Cara Kerja Clamshell Tali Ganda.....	10
2.3.1. Hoist Boom.....	12
2.3.2. Gerakan Swing.....	13
BAB 3 ANALISA DAN PERENCANAAN.....	14
3.1. Karakteristik Kerja Mesin Pengangkat	14
3.2. Karakteristik Material	15
3.2.1. Material yang Diangkut	15
3.3. Perlengkapan Mekanisme Pengangkat	17
3.4. Clamshell	18
3.5. Tali Baja.....	20

3.5.1. Diameter Tali Baja.....	22
3.5.2. Umur Tali Baja	25
3.5.3. Pemeriksaan Kekuatan.....	27
3.6. Puli	28
3.6.1. Diameter Gandar Puli (porospuli)	29
3.6.2. Kekuatan Puli.....	30
3.7. Drum	31
3.7.1. Diameter Minimum Drum	31
3.7.2. Panjangalur spiral (Helical Groove)	31
3.7.3. Panjang Drum Keseluruhan	33
3.7.4. Kekuatan Drum.....	33
3.8. Motor Penggerak.....	34
3.8.1. Perencanaan Daya Motor Penggerak.....	36
3.8.1.1. Daya Untuk Peralatan Angkat.....	37
3.8.1.2. Daya Untuk peralatan Putar	38
3.8.1.3. Daya Jelajah Dengan Kecepatan Maksimum	41
3.8.2. Spesifikasi Motor Penggerak.....	44
3.9. Sistem Transmisi.....	45
3.9.1. Transmisi Roda Gigi dan Rantai Untuk Gerakan Hoist dan Digging	45
3.9.1.1. Analisa Kekuatan Roda Gigi Untuk Gerakan Hoist Dan Digging	53
3.9.1.2. Analisa Kekuatan Rantai	57
3.9.2. Transmisi Roda Gigi Untuk Gerakan Putar.....	58
3.9.2.1. Analisa Kekuatan Roda Gigi Untuk Gerakan Putar	62
3.10. Poros	67
3.10.1. Perencanaan Poros	67
3.10.2. Analisa Kekuatan Poros.....	67
3.10.3. Pemilihan Bahan Poros.....	68

BAB IV HASIL DAN ANALISA	70
4.1. Sistem Penahan.....	70
4.1.1. Perencanaan Racet	70
4.1.2 Analisa Kekuatatan Racet	72
4.2. Sistem Rem	75
4.3. Perencanaan Boom	78
4.3.1. Analisa Kekuatan Boom	79
4.3.2. Pemilihan Bahan Boom	85
4.4. Stabilitas Crawler Clamshell Crane	85
4.5. Perawatan	89
BAB V KESIMPULAN	90
5.1. Kesimpulan	90
DAFTAR PUSTAKA	91
LAMPIRAN.....	92



BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Seiring dengan kemajuan yang telah dicapai maka manusia dituntut untuk dapat menyelesaikan suatu pekerjaan secara efektif dan efisien, dimana bila hanya mengandalkan tenaga manusia maka peningkatan efisiensi yang diinginkan tidak dapat dicapai secara optimum, dan untuk mewujudkan hal tersebut dibutuhkan suatu hasil dan teknologi. Salah satu contoh dan hasil teknologi tersebut adalah mesin pemindah bahan, dimana kegunaannya antara lain mampu memindahkan benda-benda yang berbobot berat. Hal ini tentu sulit dilakukan secara manual, oleh karena untuk memindahkan benda tersebut dibutuhkan tenaga yang cukup besar dan hasil yang dicapai kurang maksimal.

Sungai di Indonesia pada umumnya mengandung pasir dan krikil yang dibawa oleh arus air dan daerah pegunungan, yang berakibat sungai menjadi dangkal. Hal ini dapat mengakibatkan banjir jika terjadi hujan lebat. Sehingga pasir dan krikil tersebut perlu dipindahkan, selain untuk mencegah banjir, pasir dan krikil tersebut juga digunakan pada konstruksi bangunan. Untuk proses pemindahan tersebut digunakan alat penanganan yang sesuai, maka digunakan clamshell crane. Clamshell Crane merupakan alat penanganan bahan yang secara mekanis mencengkram dan mencurahkan bahannya, dengan demikian tidak diperlukan proses kerja manual. Clamshell Crane ini ditempatkan pada Crawler Crane. Crane jenis ini dilengkapi dengan roda rantai, yang memungkinkan daerah operasinya tidak terbatas oleh keadaan tanah.

1.2. Rumusan Masalah

Dalam analisa ini permasalahan yang akan dianalisa ialah :

1. Menganalisa kekuatan komponen-komponen utama Clamshell Crane
2. Memilih material atau bahan berdasarkan syarat-syarat yang harus dipenuhi oleh material tersebut

1.3. Batasan Masalah

Batasan masalah pada analisa ini meliputi :

1. Membahas mengenai komponen-komponen utama Clamshell Crane
2. Membahas mengenai pemilihan motor penggerak
3. Membahas mengenai system rem
4. Membahas mengenai system transmisi roda gigi
5. Membahas mengenai drum dan boom

1.4. Tujuan Penelitian

Dari rumusan masalah di atas, dapat dirumuskan tujuan dari analisa ini ialah sebagai berikut:

1. Untuk mengetahui kekuatan dan perawatan komponen-komponen Clamshell Crane

1.5. Manfaat Penelitian

- Untuk mendapatkan kesesuaian antara teori-teori yang ada pada literature dan membandingkannya dengan keadaan di lapangan

- Memproleh pengalaman dan menuangkan ide-ide yang brilian dalam bentuk tulisan karya ilmiah.

1.6. Systematika Penulisan

Didalam penulisan skripsi ini systematika penulisan yang digunakan meliputi ;

BAB I PENDAHULUAN.

Bab ini menjelaskan tentang informasi umum yaitu latar belakang analisa, perumusan masalah, tujuan dan manfaat penelitian, dan systematika penulisan .

BAB II LANDASAN TEORI

Bab ini berisikan teori yang diambil dari beberapa kutipan buku, jurnal, dan internet yang berupa definisi dan persamaan-persamaan yang akan digunakan.

BAB III ANALISA DAN PERENCANAAN

Pada bab ini menjelaskan tentang analisa dan perencanaan komponen-komponen yang akan di gunakan.

BAB IV HASIL DAN ANALISA

Pada bab ini menjelaskan tentang seluruh hasil analisa mulai dari awal hingga ahir analisa.

BAB V KESIMPULAN

Pada bab ini menjelaskan tentang kesimpulan dari hasil analisa dan perencanaan tersebut.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

Mesin pemindah bahan adalah seperangkat peralatan yang digunakan untuk mengangkat/menurunkan serta memindahkan suatu benda dari satu tempat ke tempat yang lain dengan jangkauan operasi yang terbatas.

Mesin pemindah bahan dalam pengoperasiannya dapat bekerja dengan atau tanpa beban, sehingga pada mesin ini selalu terdapat bagian yang berfungsi untuk memegang beban dimana beban ini dapat dipasang dan dilepas kembali. Pemakaian mesin pemindah bahan diusahakan seefisien mungkin sehingga dalam perencanaannya dapat diperhitungkan masalah-masalah yang mungkin timbul dalam pengoperasiannya.

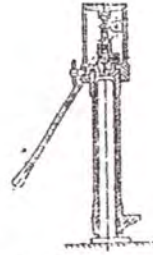
2.1. Klasifikasi Pesawat Pengangkat

Pesawat pengangkat adalah alat pengangkat yang diberi mekanisme dan digerakkan dengan mesin, baik mesin listrik motor bakar maupun turbin uap. Berdasarkan rancangannya pesawat pengangkat dikelompokkan atas tiga jenis yaitu :

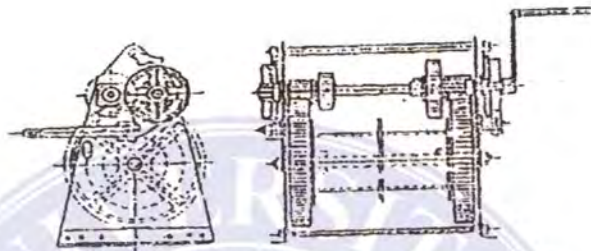
a. Mesin Pengangkat

Mesin pengangkat adalah kelompok mesin yang bekerja secara periodik yang didesain sebagai peralatan swa-angkat, atau untuk mengangkat dan memindahkan muatan atau sebagai mekanisme tersendiri bagi crane dan elevator.

Contoh : Dongkrak batang, Derek tangan dengan drum ganda.



Gambar 2.1 Dongkrak Batang

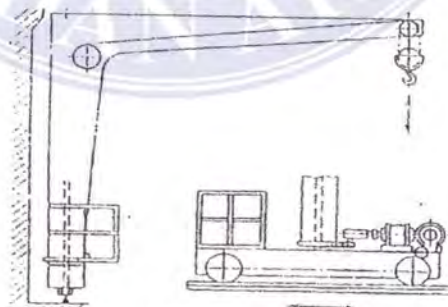


Gambar 2.2. Derek Tangan dengan Drum Ganda

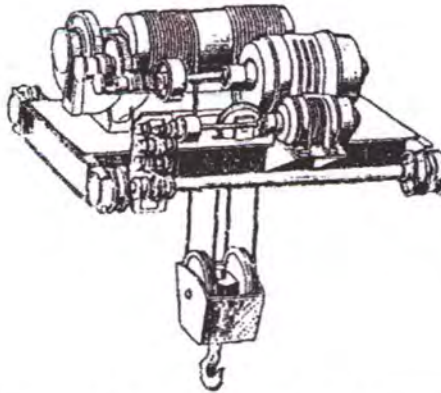
b. Crane

Crane adalah gabungan mekanisme pengangkat secara terpisah dengan rangka untuk mengangkat atau sekaligus memindahkan muatan yang dapat digantungkan secara bebas atau diikatkan pada crane.

Contoh : Crane rel tunggal dan crane dengan kait tunggal.



Gambar 2.3. Crane Rel Tunggal



Gambar 2.4. Crane dengan Kait Tunggal

c. Elevator / Lift

Elevator adalah kelompok mesin yang bekerja secara periodik untuk mengangkat muatan pada jalur pandu tertentu.

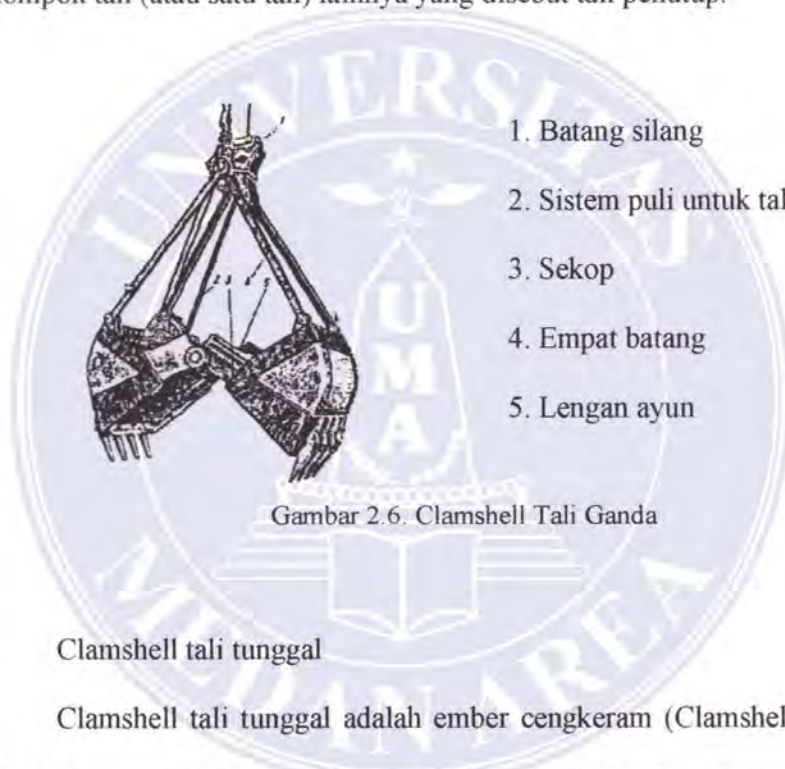


Gambar 2.5. Elevator

Untuk Clamshell sendiri dapat dibedakan atas beberapa bagian. Berdasarkan cara kerjanya Clamshell atau ember cengkeram dapat dibedakan atas :

a. Clamshell tali ganda

Clamshell tali ganda merupakan ember cengkeram yang operasi pengangkutannya dilakukan oleh satu kelompok tali (atau satu tali) yang disebut tali pengangkat atau penahan, dan penutupan dan pembukaan dilakukan oleh kelompok tali (atau satu tali) lainnya yang disebut tali penutup.



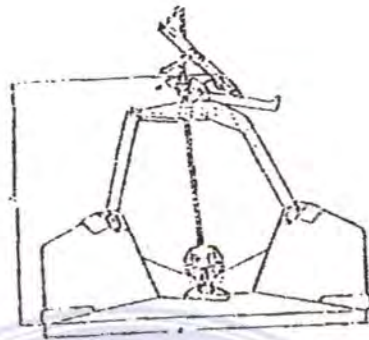
1. Batang silang
2. Sistem puli untuk tali penutup
3. Sekop
4. Empat batang
5. Lengan ayun

Gambar 2.6. Clamshell Tali Ganda

b. Clamshell tali tunggal

Clamshell tali tunggal adalah ember cengkeram (Clamshell) yang dalam kedua macam operasinya (naik atau turun, membuka atau menutup) dilakukan dengan satu alat penarik biasanya tali, Cengkeram seperti ini biasanya dipakai bila alat pengangkat yang sama digunakan untuk menangani bahan satuan curah, misalnya pada tempat pengecoran logam untuk menangani pasir cetak. Dengan kata lain, clamshell tali tunggal dipakai untuk pekerjaan jangka pendek yang kemudian ember tersebut dapat dilepas dari kulit crane (bila digantung pada kait)

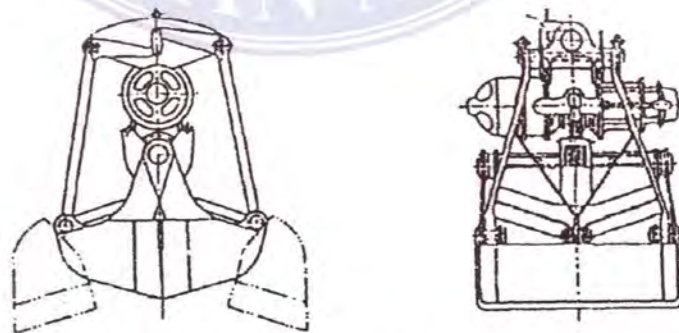
atau dapat digantikan pada kait angkat (bila dipasang langsung pada tali pengangkat suatu penjepit).



Gambar 2.7. Clamshell Tali Tunggal

c. Clamshell penggerak motor

Pada clamshell yang digerakkan motor, sekop dibuka dengan rantai ataupun tali yang digerakkan motor yang terpasang pada rangka pemegang itu sendiri. Clamshell jenis ini dapat dipasang pada kait crane jenis apapun tanpa memerlukan derek drum ganda yang biasanya dipakai untuk membuka dan menutup ember. Clamshell yang digerakkan motor dapat diatur pembukaannya dalam batas jangkauan sekop yang dalam berbagai kasus tertentu sangat penting.



Gambar 2.8. Clamshell yang digerakkan motor

d. Clamshell khusus

Clamshell ini mempunyai sekop yang berbentuk khusus untuk menyesuaikan dengan jenis operasi dan bahan yang akan ditangani mekanisme penutup dan bagian atas cengkeram biasanya didesain secara konvensional. Sebagai contoh Clamshell jeruk kupas alat ini terdiri dari 3 sampai 8 tangan yang dapat mencengkeram bahan dengan mudah tanpa merusak bahan. Pada clamshell jenis ini operasi cengkeram akan lebih efektif bila tangan bergerak secara bebas satu dengan yang lain.



Gambar 2.9. Clamshell Jeruk Kupas

2.2. Dasar Pemilihan Pesawat Pengangkat

Pemilihan suatu tipe pesawat pengangkat/mesin pemindah bahan umumnya disesuaikan dengan penggunaannya. Beberapa pertimbangan yang dapat diambil dalam pemilihan tipe pesawat pengangkat antara lain :

- Penggunaan alat penanganan bahan yang sesuai dengan bahan yang akan ditangani
- Aman dalam operasi serta efisien dalam pemakaian
- Mampu memindahkan beban sesuai dengan kapasitas yang diinginkan

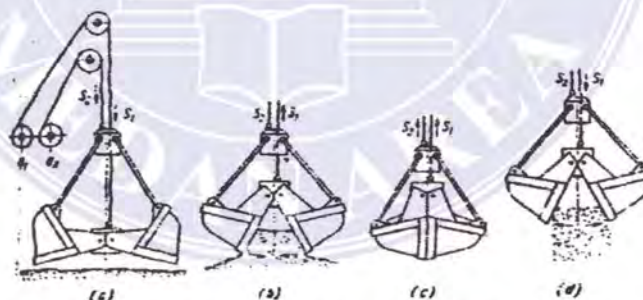
- Ongkos pembuatan, pemasangan, operasi, pemeliharaan dan perbaikan peralatan tidak mahal.

Maka pada perencanaan ini penulis memilih clamshell tali ganda yang dapat beroperasi secara otomatis, dan dapat memindahkan bahan dengan baik.

2.3. Cara Kerja Clamshell Tali Ganda

Pada prinsipnya operasi clamshell tali ganda dibagi atas empat gerakan gambar yaitu :

- a. Gerak turun
- b. Gerak menutup
- c. Gerak mengangkat
- d. Gerak membuka



Gambar 2.10. Prinsip Clamshell Tali Ganda

a. Gerak Turun

Ember yang terbuka (gbr.2.10_a) diturunkan sebagai berikut, kedua drum a_1 dan a_2 berputar untuk menurunkan ember, disini misalnya secara jarum jam. Clamshell akan bergerak turun sekop menyentuh bahan yang akan ditangani.

b. Gerak Menutup

Clamshell ditutup dengan proses berikut (gbr 2.10_b). Drum penutup a_1 berputar untuk mengangkat, misalnya berlawanan dengan arah jarum jam, sedangkan pengangkat a_2 diam. Tali penutup S_1 dikencangkan, batang silang akan bergerak keatas dan sekop akan menyekop bahan dengan mendekatnya drum pengangkat secara perlahan-lahan hingga kedua ujungnya menekan dengan keras.

c. Gerak Mengangkat

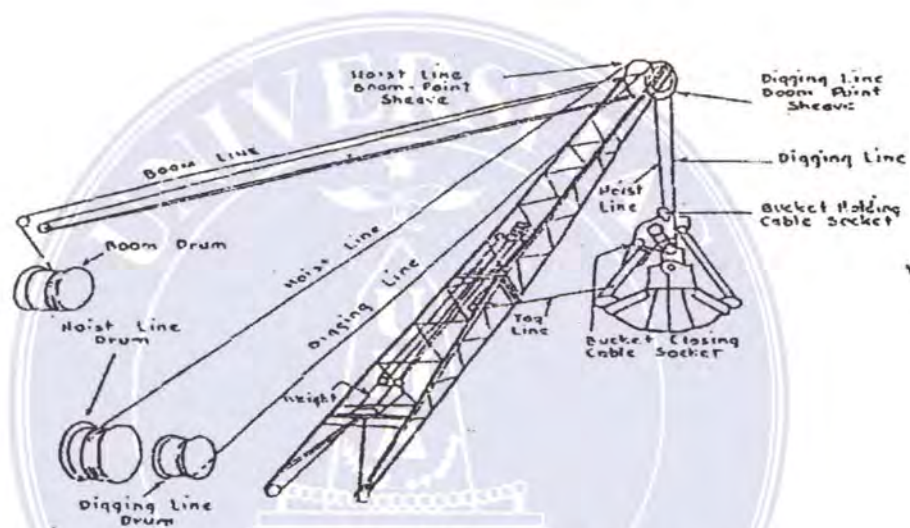
Ketika bergerak keatas (gbr 2.10_c) kedua drum berputar berlawanan dengan arah jarum jam.

d. Gerak Membuka

Untuk mencurahkan isi clamshell (gbr 2.10_d), drum pengangkat dihentikan dan drum penutup berputar untuk menurunkan (searah jarum jam). Hal ini akan menyebabkan sekop ember membuka akibat berat bahan dan ember itu sendiri sehingga isinya dapat dicurahkan.

2.3.1. Hoist Boom

Selain system gerak pada clamshell terdapat juga system gerak pada boom. ar dihubungkan dengan mekanisme tali dan system puli. Dengan demikian clamshell dapat naik atau turun tanpa memutar hoist drum untuk clamshell. Besarnya sudut emir 1 gan boom perlu diperhatikan agar tidak terjadi kehilangan keseimbangan pada boom, pada perencanaan ini sudut kemiringan boom maksimum 70° . Gambar 2.11. menunjukkan mekanisme hoist boom.



Gambar 2.11. Mekanisme Hoist Boom

2.3.2. Gerakan Swing

Gerakan swing adalah berputarnya boom dan beban pada turntable. Gerakan dapat memutar boom 360° . Turntable adalah landasan bagi boom dan peralatan angkat lainnya. Swing terbagi dua yaitu swing kin dan kanan. Kedua gerakan tersebut diatur oleh kedua clutch, swing kin jika clutch 1 bekerja dan sebaliknya. Gambar 2.12 menunjukkan mekanisme swing.



Gambar 2.12. Mekanisme Swing

BAB III

ANALISA DAN PERENCANAAN

3.1. Karakteristik Kerja Mesin Pengangkat

Crawler clamshell crane dipergunakan untuk memindahkan pasir dan kerikil muara sungai ke daerah pinggiran sungai. Clamshell ini adalah salah satu alat untuk menangani bahan. Clamshell atau ember cengkeram yang didesain khusus secara mekanis mencengkeram dan mencurahkan bahannya.

Semua jenis crane dan pesawat pengangkat bergantung pada factor-faktor operasi, antara lain :

- a. Beban pada mesin
- b. Penggunaan mesin harian dan tahunan
- c. Faktor kerja relatif, DF (%)
- d. Temperatur operasi

Adapun spesifikasi crane yang dipergunakan adalah :

- a. Beban pada mesin

1. Beban rata-rata (Q_m)

Yaitu beban tetap yang dipakai selama satu hari. Beban yang diperhitungkan adalah berat clamshell, bahan, berat boom, pulli dan tali itu sendiri.

2. Beban nominal (Q_n)

Crawler crane yang direncanakan dapat juga dipergunakan untuk keperluan pengangkatan yang lain, misal mengangkat beban yang berat dengan cara mengganti clamshell dengan hook.

- b. Penggunaan mesin harian dan tahunan

1. Penggunaan mesin harian, 1 hari 8 jam
2. Penggunaan mesin tahunan, 1 bulan = 26 hari; 1 tahun = $12 \times 26 = 312$ hari.

Pemakaian mesin rata-rata harian :

$$K_{\text{harian}} = \frac{\text{jam}}{24 \text{ jam}}$$
$$= \frac{8}{24} = 0.33$$

Pemakaian mesin rata-rata tahunan :

3. $K_{\text{tahunan}} = \frac{h \text{ hari}}{365 \text{ hari}}$

$$= \frac{312}{365} = 0.85$$

c. Faktor kerja relatif (DF) / Duty Factor

1. Waktu operasi (t_{op}) = Waktu periode berbeban = 8 jam
2. Waktu periode tak berbeban (t_k) 16 jam

Penggunaan mekanisme mesin rata-rata adalah :

$$DF = \frac{t_{op}}{t_{op} + t_{idle}} \times 100\%$$
$$DF = \frac{8}{8 + 16} \times 100\% = 33\%$$

3.2. Karakteristik Material

3.2.1. Material yang diangkut

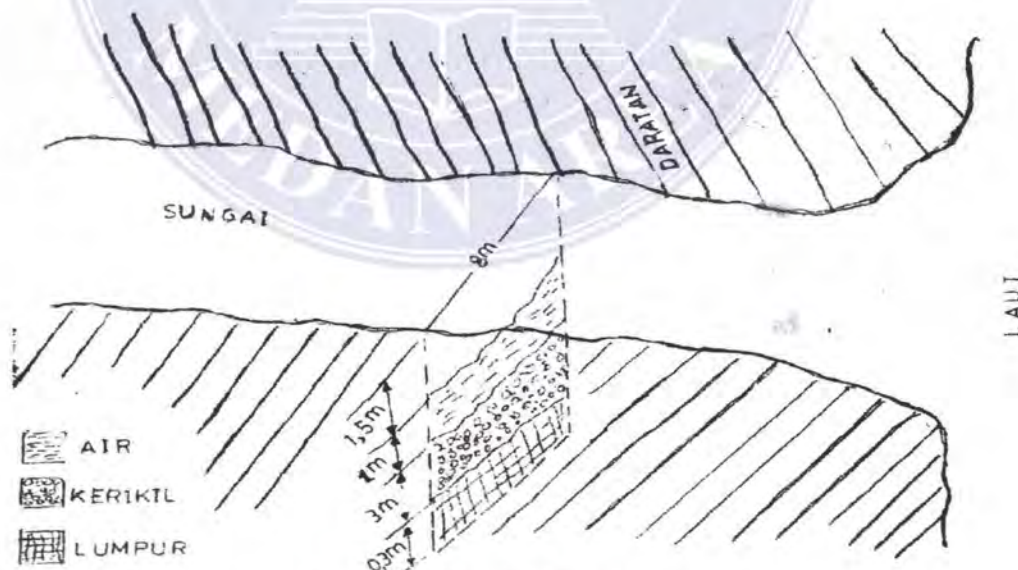
Data mengenai karakteristik material merupakan suatu hal yang sangat penting dalam merencanakan suatu pesawat pemindah bahan. Hal ini berkaitan erat dengan operasi di lapangan nantinya.

Pemilihan alat yang tepat bukan hanya memerlukan pengetahuan khusus tentang desain dan karakteristik operasi suatu mesin, tetapi juga tentang factor teknis yang bisa mempengaruhi terhadap pemilihan suatu alat.

Dalam perencanaan ini, factor yang sangat mempengaruhi adalah jenis dan sifat muatan serta kondisi dari lapangan kerja (muatan) yang akan diangkat dan dipindahkan adalah kerikil dan pasir dan muara sungai ke pinggiran sungai, muatan ini bersifat bulk (tumpahan), yang perlu diperhatikan adalah muatan pasir dan kerikil dan sungai masih bercampur dengan air.

Pada perencanaan alat ini berat jenis muatan yang dimasukkan dalam perhitungan adalah berat jenis kerikil yang masih bercampur dengan air atau dalam keadaan basah.

Perencanaan ini juga dipengaruhi oleh keadaan lapangan kerja dimana alat yang direncanakan bekerja di muara sungai, kondisi muara sungai yang menjadi sasaran kerja dapat dilihat pada sketsa di bawah ini :

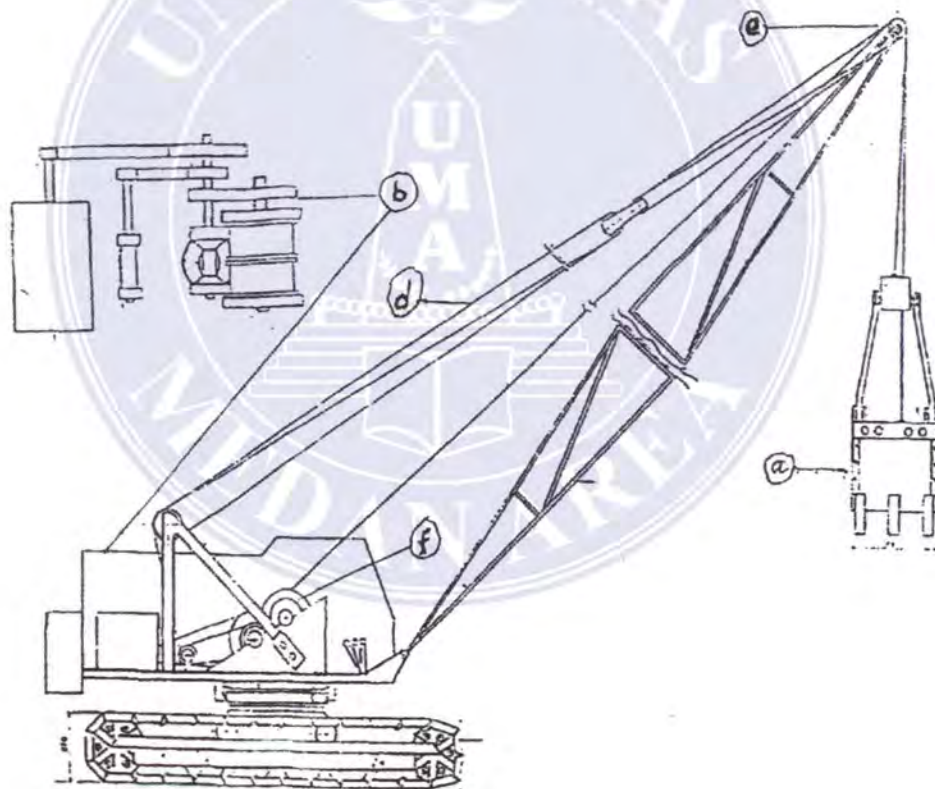


Gambar 3.1. Kondisi Muara Sungai

3.3. Perlengkapan Mekanisme Pengangkat

Mekanisme pengangkat diperlukan untuk melayani gerakan naik dan gerakan turun serta gerakan jenis lainnya. Perencanaan mekanisme pengangkat yang akan direncanakan akan dibahas berdasarkan perlengkapan-perengkapan yang dibutuhkan antara lain :

- a. Clamshell
- b. Tali baja
- c. Puli
- d. Drum
- e. Motor Penggerak
- f. Sistem transmisi
- g. Sistem rem



Gambar 3.2. Sketsa Perlengkapan Mekanisme Pengangkat

3.4. Clamshell

Clamshell atau ember cengkeram dapat dibagi atas 3 desain sesuai dengan bahan yang akan ditangani yaitu :

- a. Pelayanan ringan yaitu untuk menangani batu bara, kokas yang berukuran kecil, bijih besi halus, garam dsb.
- b. Pelayanan menengah yaitu untuk menangani batu bara ukuran besar, bijih besi dengan berat jenis sedang, pasir, kerikil dsb.
- c. Pelayanan berat yaitu menangani bijih besi ukuran besar, batu keras dsb

Dari ketiga jenis bahan diatas maka dapat diambil desain yang sesuai adalah clamshell untuk pelayanan menengah dengan menggunakan tali ganda, pinggiran atau bibir sekop dibuat bergerigi. Berat clamshell ditentukan berdasarkan jenis bahan yang ditangani, yaitu :

$$G = 1.5 V + 0.5$$

Dimana :

G_{gr} = Berat cengkeram dalam ton

V = Kapasitas cengkeram (m^3)

Berat cengkeram ditentukan berdasarkan kapasitas clamshell dan kapasitas clamshell ini mempunyai ketentuan sendiri atau telah distandarkan. Kapasitas clamshell tersebut mempunyai ukuran sebagai berikut :

$$\frac{3}{8}, \frac{1}{2}, \frac{3}{4}, 1, 1\frac{1}{4}, 1\frac{1}{2}, 1\frac{3}{4}, 2, 2\frac{1}{2}(\text{Cuyd})$$

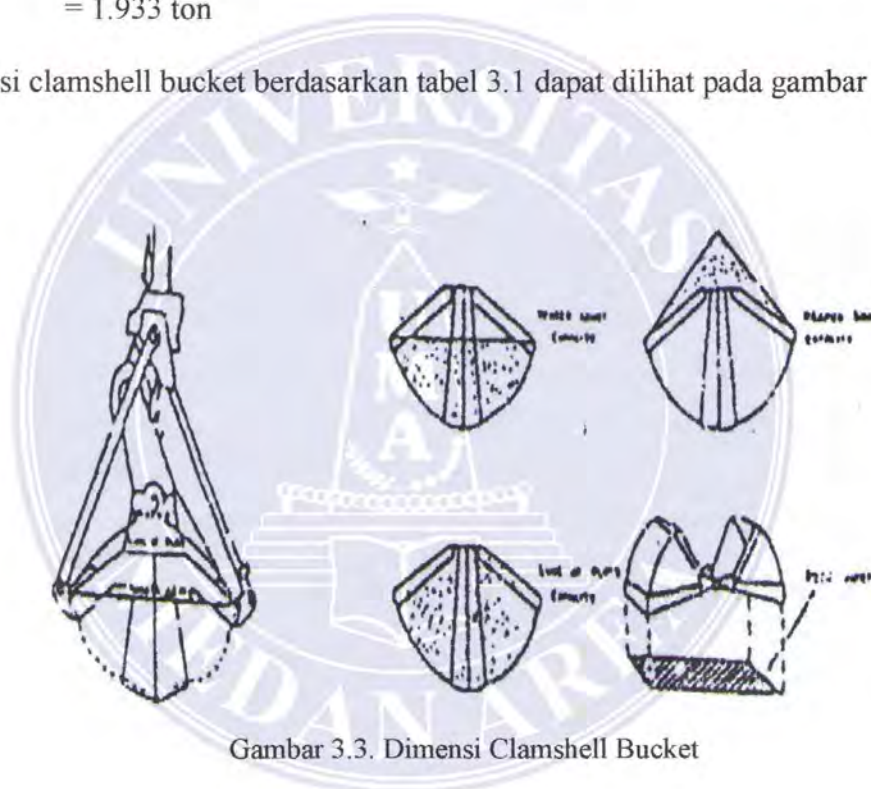
Pada perencanaan ini dipilih clamshell dengan kapasitas $1\frac{1}{4}$ cuyd.

Dengan alasan kapasitas ini yang paling ekonomis dan efisien serta adanya hasil survey yang menunjukkan bahwa clamshell crane yang mempunyai panjang boom 15 m umumnya mempunyai kapasitas clamshell sebesar 1-4-cuyd. Maka:

$$G_{gr} = 1.5 (1.25 \times 0.764) \text{ m}^3 + 0.5$$

$$= 1.933 \text{ ton}$$

Dimensi clamshell bucket berdasarkan tabel 3.1 dapat dilihat pada gambar 3.1.



Gambar 3.3. Dimensi Clamshell Bucket

Berat bahan yang diangkat :

$$\text{Berat} = B_j \times \text{Vol}$$

Bahan yang diangkat adalah pasir dan kerikil dalam kondisi basah dengan berat jenis

$$(B_j) = (1.84-2) \text{ ton/m}^3$$

$$\text{Maka berat} = 1920 \text{ Kg/m}^3 \times (1.25 \times 0.764) = 1833.6 \text{ Kg}$$

Sehingga total berat clamshell dalam keadaan berisi adalah :

$$\text{Berat}_{\text{total}} = 1833.6 + 1933 = 3766.6 = \text{Kg } 3.8 \text{ ton} \approx 4 \text{ ton}$$

3.5. Tali Baja

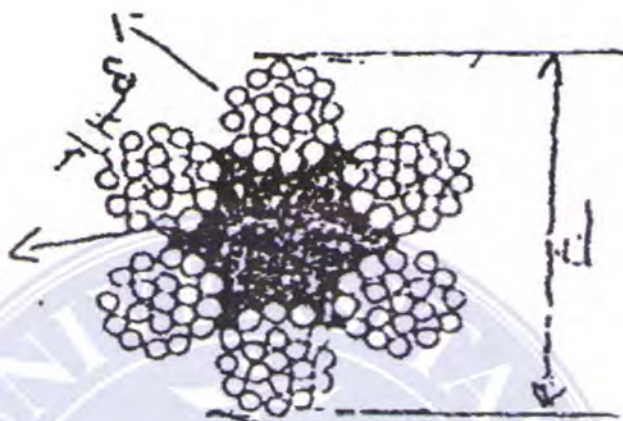
Tali baja digunakan untuk gerakan hoist clamshell bucket dan boom. Tali baja digunakan secara luas pada pesawat pengangkat, karena memiliki keuntungan dibandingkan dengan rantai. Dapat ditabulasikan seperti berikut ini :

Tabel 3.1. Perbedaan Tali Baja dan Rantai

No	Tali Baja	Rantai
1	Lebih ringan	Lebih berat
2	Tahan terhadap sentakan	Tidak tahan terhadap sentakan
3	Operasi lebih tenang	Operasi menimbulkan bunyi
4	Menunjukkan tanda yang jelas bila tali akan putus	Putus akan terjadi tiba-tiba
5	Harga lebih murah	Harga lebih mahal

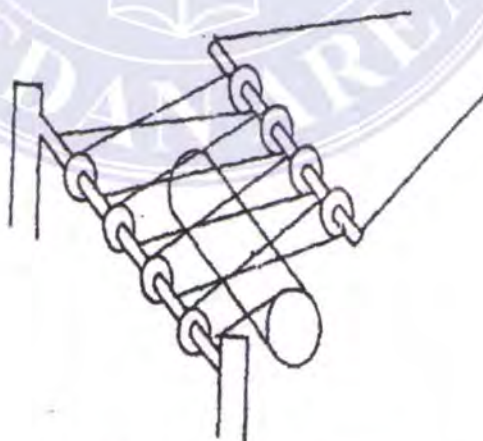
Kerusakan tali pada umumnya, diakibatkan oleh kelelahan bahan dan setiap tali hanya dapat mengalami kelengkungan dalam jumlah tertentu. Dalam perencanaan ini perlu diperhatikan hal-hal seperti umur tali, ukuran puli dan drum, konstruksi tali dan lain-lain.

Pada perencanaan ini bahan tali baja yang digunakan adalah baja karbon sedang dengan kekuatan tarik 130 kg/mm^2 (lit. Hal 44) dengan konstruksi $6 \times 37 + 1C$ dan posisi sejajar. Berikut gambar konstruksi tali baja :

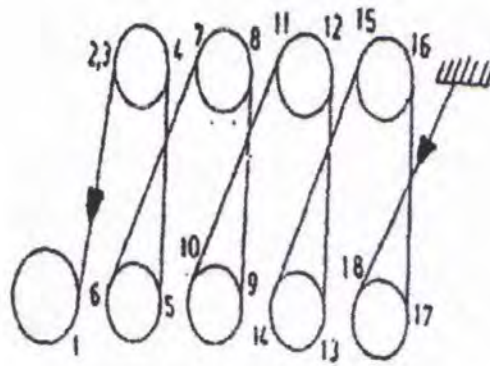


Gambar 3.4. Kontruksi Tali Baja

Untuk mengarahkan tali pada perencanaan ini digunakan puli. Sistem puli digunakan juga untuk mencari jumlah kelengkungan. Sistem puli yang digunakan adalah sebagai berikut :



Gambar 3.5. Pengembangannya



Gambar 3.6. Sistem Puli

Dari gambar diketahui jumlah kelengkungan :

$$Z = 18/29$$

3.5.1. Diameter Tali Baja

Untuk memperoleh diameter tali baja maka terlebih dahulu dihitung luas penampang tali :

$$F_{222} = \frac{S}{\frac{\sigma_b}{K} - \frac{d}{D_{min}} \times 36.000}$$

$F_{(222)}$ = Luas penampang tali baja dengan jumlah serat 222

= Kekuatan tarik bahan kawat tali (130 kg/mm^2)

K = Faktor keamanan tali = 5.5 untuk kondisi operasi sedang serta digerakkan dengan daya (lampiran1)

d = Diameter tali baja (mm)

D_{min} = Diameter minimum puli atau drum (mm)

$D_{min}/d = 32$, diambil berdasarkan jumlah kelengkungan 9

S = Kekuatan tarik maksimum pada tali (kg/mm^2)

$$= \frac{Q}{n \cdot \eta \cdot \eta_1}$$

Dimana :

- Q = Berat muatan yang diangkat = 4 ton
 n = Jumlah tali yang menahan beban = 10
 = Efisien puli, diambil 0.892 (lampiran 2)
 = Efisien yang disebabkan kerugian tali akibat kekakuannya
 ketika menggulung pada drum yang diasumsikan sebesar
 0.98

Sehingga :

$$S = \frac{4000}{10 \times (0.892) \times (0.98)} = 457.66 \text{ kg}$$

Luas penampang tali baja diperoleh :

$$F = \frac{457.66}{\frac{13000}{5.5} - \frac{1}{32} \times 36000}$$

$$= \frac{457.66}{2363.6 - 1125} = 0.36 \text{ cm}^2$$

Untuk diameter satu kawat / serat digunakan rumus :

$$F_{(1)} = \frac{\pi}{4} \delta^2 \cdot i$$

$$\delta = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{(1)}}{\pi \cdot i}}$$

$$\delta = \sqrt{\frac{4 \times 0.36}{\pi \cdot 222}}$$

$$\delta = 0.054 \text{ cm } 0.54 \text{ mm}$$

Diameter tali baja dapat dihitung

$$d = 1.5 \times \delta \times \sqrt{i}$$

$$d = 1.5 \times 0.54 \times \sqrt{222}$$

$$d = 12.06 \text{ mm}$$

Namun diameter tali yang diperoleh disesuaikan dengan tipe tali yang sudah distandarkan yaitu : 13.0 mm . Diketahui kekuatan tarik tali adalah 130 kg/mm^2 dan $\delta = 0.88\%$, maka bahwa kawat baja yang dipilih adalah kawat baja keras SWA standard JIS G 3521 dengan kekuatan tarik 130 kg/mm^2 posisi bahan tali adalah sebagai berikut :

0.55% C; 0.57% Mn; 0.25% Si; 0.09% Ni; 0.08% Cr; 0.02% S; 0.02% P.

3.5.2. Umur Tali Baja

Tali merupakan bagian yang penting pada waktu pengoperasian pesawat pengangkat. Akibat seringnya mengalami pembebanan maka lama-kelamaan tali akan menjadi rusak akibat kelelahan. Untuk mengetahui berapa lama tali tersebut dapat digunakan secara aman, maka perlu dihitung batas umur tali.

Untuk menghitung berapa umur tali digunakan rumus :

$$N = \frac{Z}{a \times Z_2 \times \varphi \times \beta}$$

Dimana :

N = Umur tali baja (bulan)

a = Jumlah siklus rata-rata kerja perbulan = 3400 (lampiran 4)

Z_2 = Jumlah lengkungan berulang persiklus kerja (mengangkat dan menurunkan) pada tinggi pengangkatan penuh dan lengkungan satu sisi = 3
(lampiran 3)

φ = Hubungan langsung antara jumlah lengkungan dan jumlah putusan di dalam tali 2.5

Z = Jumlah lengkungan yang berulang mengakibatkan kerusakan tali.

β = Faktor perubahan daya tekan tali akibat mengangkat beban lebih rendah dan tinggi total dan lebih ringan dan beban penuh 0.4 (lampiran 4)

Untuk memperoleh harga Z maka terlebih dahulu dihitung harga tegangan tarik sebenarnya pada tali.

$$\sigma_{\max} = \frac{S}{F} \text{kg/mm}^2$$

Dimana :

S = Gaya tarik sebenarnya pada tali 457.66 kg (dari hal.21)

F = Luas penampang tali baja = $\frac{\pi}{4} \delta^2 \cdot i$ (cm²)

Dimana :
$$\sigma = \frac{d}{1.5 \times \sqrt{i}}$$

$D = 13.0$ mm (sesuai dengan analisa hal. 21)

Maka :
$$\sigma = \frac{13.0}{1.5 \sqrt{222}} = 0.58 \text{ mm}$$

Sehingga :
$$F = \frac{\pi}{4} \times 0.58^2 \times 222 = 58.58 \text{ mm}^2 = 0.585 \text{ cm}^2$$

Dengan demikian :

$$\sigma_{\max} = \frac{457.66}{58.58} = 7.81 \text{ kg/mm}^2$$

Harga factor yang tergantung pada jumlah lengkungan dari tali selama periode keausannya sampai tali tersebut rusak adalah :

$$= \frac{A}{\sigma.C.C_1.C_2}$$

σ = Tegangan tarik sebenarnya pada tali

C = Faktor yang memberi karakteristik konstruksi tali dan kekuatan tarik maksimum bahan kawat 0.99

C_1 = Faktor yang bergantung pada tali 1.04

C_2 = Faktor yang ditentukan oleh faktor produksi dan operasi tambahan yang diperhitungkan oleh factor C dan $C_1 = 1$

Dimana $A = D/d$ perbandingan diameter drum atau puli dengan diameter tali.

Besarnya harga D/d adalah : $D/d \geq e_1 e_2$

Dimana : e_1 = Faktor yang tergantung pada alat pengangkat kondisi operasi = 25

e_2 = Faktor yang tergantung pada konstruksi tali 0.9

Maka perbandingan diameter drum atau puli dengan diameter tali sebesar :

$$\frac{D}{d} \geq 25 \times 0.9$$

$$\frac{D}{d} \geq 22.5$$

Harga diatas masih dibawah harga $D_{\min}/d = 32$, maka untuk selanjutnya digunakan

harga $D_{\min}/d = 32 = A$

Sehingga besarnya harga m diperoleh :

$$m = \frac{32}{7.81 \times 0.99 \times 1.04 \times 1} = 292$$

Sesuai dengan tabel pada lampiran 3 dan hasil interpolasi maka diperoleh :

$$Z = 594117$$

Maka umur tali adalah :

$$N = \frac{Z}{a \times Z_2 \times \Psi \times \beta}$$

$$N = \frac{594117}{3400 \times 3 \times 0.4 \times 2 \times 5}$$

$$= 58.24 \text{ bulan}$$

3.5.3. Pemeriksaan Kekuatan

Tali baja diperiksa terhadap tarikan maksimum yang diizinkan (S_a), dimana untuk tarikan maksimum aman jika $S_a > S$, harga S_a adalah :

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

$$S_a = \frac{\sigma_b \times F}{K}$$

Dimana :

σ_b = Kekuatan tarik bahan kawat tali baja (kg/cm^2)

F = Luas penampang tali baja = 0.59 cm^2

K = Faktor keamanan tali = 5.5

Maka :

$$S_a = \frac{13000 \times 0.59}{5.5} = 1394.54 \text{ kg}$$

Harga S adalah 457.66 lebih kecil dari harga S_a , sehingga bahan tali baja aman dan tegangan tarik.

3.6 Puli

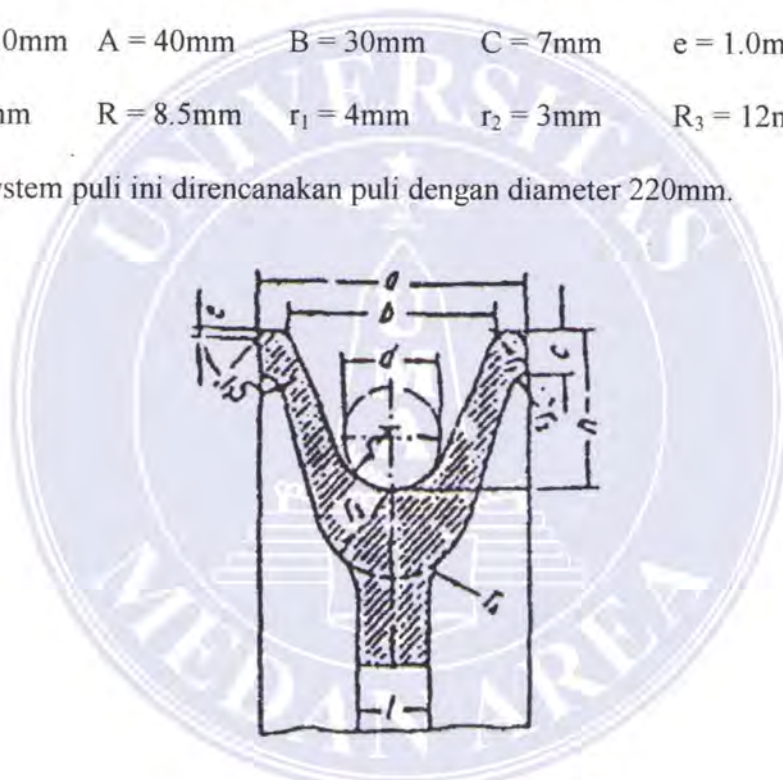
Puli berfungsi merubah arah tali baja (lurus – lengkung – lurus) atau dengan kata lain sebagai penuntun tali baja. Pada perencanaan puli yang diperhitungkan adalah ukuran puli dan diameter gandar puli.

Pada perhitungan sebelumnya diperoleh diameter tali adalah 13.0 mm, maka ukuran –ukuran utama puli dapat diketahui dan lampiran 5. Adapun dimensi puli dapat dilihat pada gambar 3.4. Ukuran utama puli yaitu :

$$D = 13.0\text{mm} \quad A = 40\text{mm} \quad B = 30\text{mm} \quad C = 7\text{mm} \quad e = 1.0\text{mm} \quad H = 25\text{mm}$$

$$I = 10\text{mm} \quad R = 8.5\text{mm} \quad r_1 = 4\text{mm} \quad r_2 = 3\text{mm} \quad R_3 = 12\text{mm} \quad R_4 = 8\text{mm}$$

Pada system puli ini direncanakan puli dengan diameter 220mm.



Gambar 3.7. Dimensi Puli

3.6.1. Diameter Gandar Puli (poros puli)

Untuk menghitung diameter gandar puli digunakan rumus :

$$d_g = \frac{Q_g}{P \times l}$$

Dimana :

P = tekanan satuan puli, yang tergantung pada kecepatan permukaan lubang nab roda puli dan nilainya tidak boleh melebihi nilai dan tabel dibawah ini :

Tabel 3.2 Hubungan Antara Tekanan Dengan Kecepatan Keliling

V (m/det)	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5
P	75	70	66	62	60	57	55	54	53	52	51	50	49	48	47
(kg/cm ²)															

$$l = \text{Panjang bush} = (1.518)d_g$$

$$= 1.5d_g$$

$$V = \text{Kecepatan keliling roda nab pada puli} = Q/i_{\text{tali}} \text{ kg}$$

$$I_{\text{tali}} = \text{Perbandingan transmisi sistem puli} = Z/2$$

Z = Jumlah tali yang menahan beban pada sistem puli 10 maka beban tiap puli diperoleh :

Sehingga diameter gandar roda puli diperoleh :

$$Q_g = \frac{800}{70 \times 1.5 / d_g}$$

$$d_g^2 = \frac{800}{70 \times 1.5 / d_g} = 7.61$$

$$d_g = 2.76 \text{ cm}$$

3.6.2. Kekuatan Puli

Jika tekanan pada alur puli diasumsikan terdistribusi secara seragam di seluruh permukaan kontak antara tali baja dengan alur puli, maka besar tekanan tersebut adalah :

$$P = \frac{2 \times S}{D \times d}$$

Dimana :

P = Tekanan pada puli (kg/mm^2)

S = Kekuatan tarik maksimum 457.66 kg

D = Diameter pitch dan puli

$$= D_p + r = 220 + 8.5 = 228.5$$

D = Diameter tali = 13.0 mm

Maka :

$$P = \frac{2 \times 457.66}{228.5 \times 13} = 0.30 \text{ kg/mm}^2$$

Tekanan pada puli tidak boleh melebihi tekanan yang diizinkan yaitu :

$$P_{izin} = P \cdot n$$

Dimana n = factor keamanan (5-8) diambil 7

$$\text{Maka : } P = 0.30 \times 7 = 2.10 \text{ kg/mm}^2$$

Sehingga bahan puli dipilih besi cor menurut standart JIS G 5501 tipe FC 20 dengan kekuatan tarik 20 kg/mm^2 . Komposisi bahan utama adalah Ferrum dan carbon hanya 0.01 %.

3.7 Drum

Drum berfungsi untuk menggulung tali pada operasi pengangkatan, penurunan, membuka dan menutup clamshell. Secara umum bahan drum terbuat dari bahan besi tuang dan dilengkapi dengan groove (alur) yang berfungsi untuk mengatur gulungan tali, agar tersusun dengan baik.

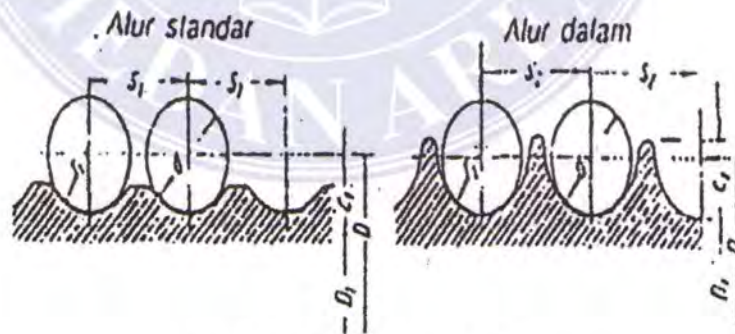
3.7.1. Diameter Minimum Drum

Pada perhitungan sebelumnya diperoleh diameter tali baja adalah 13.0 mm, maka diameter minimum drum diperoleh :

$$\begin{aligned} D_{\min} &= 32 \times d \\ &= 32 \times 13.0 = 416 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.7.2. Panjang Alur Spiral (Helical Groove)

Telah dijelaskan sebelumnya drum mempunyai alur, gambar 3.5 menunjukkan dimensi alur drum



Gambar 3.8 Dimensi Alur Drum

Berdasarkan tabel pada lampiran 6 maka dimensi alur drum adalah :

$$d \text{ (diameter)} = 13.0 \text{ mm}$$

$$r_1 \text{ (jari-jari alur)} = 8 \text{ mm}$$

$$s_1 \text{ (kisar)} = 15 \text{ mm}$$

$$c_{11} \text{ (keadaan alur)} = 4 \text{ mm}$$

Dengan demikian untuk menentukan panjang alur spiral digunakan rumus :

$$L_1 = Z_1 \times S_1 \text{ (lit. 1. Hal 74)}$$

Dimana :

$$Z_L = \text{jumlah lilitan}$$

$$S_1 = \text{kisar pitch} = 15 \text{ mm}$$

Untuk menentukan Z_L digunakan rumus :

$$Z_L = H \times I / \pi \times D_{\min} + 2$$

Dimana :

$$\begin{aligned} H &= \text{Tinggi angkat maksimum} \\ &= \sin 0 \times \text{panjang boom (0 = sudut boom yang diizinkan max)} \\ &= \sin 70 \times 15 \text{ m} \\ &= 14.09 \text{ m} = 14 \text{ m} \end{aligned}$$

$$i = \text{Perbandingan transmisi puli} = Z/2 = 10/2 = 5$$

$$D_{\min} = 416 \text{ mm}$$

Maka :

$$Z_L = \frac{14000 \times 5}{\pi \times 416} + 2 = 56 \text{ lilitan}$$

Sehingga panjang alur spiral :

$$L_1 = 56 \times 22 = 1232 \text{ mm}$$

3.7.3. Panjang Drum Keseluruhan

Untuk panjang drum keseluruhan digunakan rumus :

$$\omega = 0.02 \times D_{\min} + (0.6 \div 1) \text{ cm}$$

Dimana :

$$D = \text{diameter minimum poros } 416 \text{ mm}$$

Maka tebal drum diperoleh :

$$\omega = 0.02 \times 416 + 10 = 18.32 \text{ mm}$$

3.7.4. Kekuatan Drum

Untuk tegangan tekan maksimum digunakan rumus :

$$\sigma_{\text{comp}} = \frac{S}{\omega \times S_1}$$

Dimana :

$$S = \text{Gaya tarik maksimum pada bagian tali} = 457.66 \text{ k/mm}^2$$

$$= \text{Tebal dinding drum } 18.32 \text{ mm}$$

$$S_1 = \text{Kisar pitch}$$

$$= 15 \text{ mm}$$

Maka tegangan tekan maksimum yang diperoleh sebesar :

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{comp}} &= \text{Tegangan tekan yang diizinkan (kg/mm}^2\text{)} \\ &= 1.67 \times 7 = 11.69 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Dalam perencanaan ini, bahwa drum dibuat dari baja karbon standard JIS G 4051 dengan lambang S30C dan kekuatan tarik 48 kg/mm^2 dan komposisi bahan adalah :

$$\begin{array}{ll}0.27 - 0.33\% \text{ C} & 0.15 - 0.35\% \text{ Si} & 0.6 - 0.9\% \text{ Mn} \\ 0.33\% \text{ P} & 0.035\% \text{ S} & \end{array}$$

3.8 Motor Penggerak

Ada beberapa jenis motor penggerak yaitu : turbin, motor bakar, dan motor listrik. Pada perencanaan ini dipilih motor bakar sebagai motor penggerak, alasan pemilihan karena Crowler Clamshell Crane adalah unit yang bergerak. Sehingga diperlukan motor bakar yang mampu dioperasikan dimana saja asalkan ada udara dan bahan bakar.

Motor bakar yang digunakan pada pesawat pengangkat ini adalah motor bakar diesel, karena motor bakar diesel memiliki beberapa keuntungan dibandingkan dengan motor bakar bensin yakni :

- a. Perbandingan kompresi relative tinggi, sehingga diperoleh efisiensi thermal yang tinggi
- b. Bahan bakar relative murah dibandingkan dengan motor bakar bensin.
- c. Pemakaian bahan bakar relative irit
- d. Cocok untuk daya yang besar dengan pengoperasian yang kontiniu

- e. Mempunyai momen torsi yang besar, sehingga mampu memutar beban berat.

Motor bakar diesel berdasarkan langkah kerjanya dapat dibedakan atas dua jenis yaitu :

a. Dua Langkah

Pada motor bakar dua langkah proses kerja terjadi pada setiap putaran poros engkol atau dua kali langkah kerja torak. Adapun keuntungan yang diperoleh dari motor bakar dua langkah adalah :

1. Karena langkah kerja terjadi pada setiap putaran poros engkol sehingga momen punter yang terjadi teratur dan motor bekerja lebih tenang.
2. Pengaturan dan kontruksi motor lebih sederhana.
3. Lebih efesien untuk daya yang lebih kecil
4. Ukuran roda gila dapat lebih kecil karena momen punter yang terjadi lebih teratur pada setiap langkah.

Sedangkan kerugian dari motor bakar dua langkah yaitu :

1. Pemakaian bahan bakar lebih boros karena proses pengisapan dan pembuangan digabung sehingga ada bahan bakar yang terbuang bersama gas hasil pembakaran, hal ini terjadi pada motor bakar otto.
2. Pembersihan sisi pembakaran kurang sempurna karena tidak mempunyai langkah buang sendiri.

b. Empat Langkah

Pada motor bakar empat langkah proses kerja terjadi pada setiap dua kali putaran poros engkol atau empat kali langkah torak. Keuntungan yang diperoleh dari motor bakar empat langkah yaitu :

1. Setiap proses berlangsung sempurna sehingga sedikit bahan bakar yang terbuang bersama gas hasil pembakaran, dengan demikian bahan bakar lebih ekonomis.
2. Pemakaian bahan bakar lebih irit.
3. Putaran motor dapat dibuat lebih tinggi.

Sedangkan kerugian dari motor bakar empat langkah yaitu :

1. Karena daya yang dihasilkan adalah hasil proses pembakaran pada setiap dua kali poros engkol, maka daya yang dihasilkan lebih kecil dibandingkan dengan motor dua langkah untuk putaran yang sama.
2. Kontruksi lebih rumit karena memakai sistem pengaturan katup.

Berdasarkan pertimbangan-pertimbangan diatas maka dalam perencanaan Crawler Clamshell Crane ini dipilih motor bakar sistem empat langkah.

3.8.1. Perencanaan Daya Motor Penggerak

Daya motor bakar dihitung berdasarkan kebutuhan daya pada peralatan crane untuk pengangkat, pemutar dan juga perlu dihitung daya yang dibutuhkan saat Crawler menjelajah dengan kecepatan maksimum.

3.8.1.1 Daya Untuk Peralatan Angkat

Yang dimaksud dengan daya untuk peralatan angkat yaitu kebutuhan daya untuk gerakan hoisting ataupun gerakan elevating. Dalam perencanaannya kedua gerakan tersebut tidak dapat sekaligus bekerja. Jadi bila Crowler melakukan gerakan hoisting maka tidak dapat melakukan gerakan elevating demikian juga sebaliknya.

Diketahui gaya penarik tali (pulling force) yang maksimum terdapat pada tali untuk gerakan elevating. Maka daya untuk peralatan angkat dihitung untuk gerakan elevating.

Untuk menghitung daya peralatan angkat digunakan rumus :

$$N = \frac{S_{\max} \times V_{\max}}{75 \times \pi} \text{hp}$$

Dimana :

$$S_{\max} = \text{Gaya maksimum tarikan tali elevating} \\ = 457.66 \text{ (dan perhitungan sebelumnya)}$$

V_{drum} = Adalah kecepatan elevating drum menggulung tali, dan gerakan elevating, kecepatan angkat maksimum beban direncanakan 0.2 m/det, maka kecepatan tali hoisting drum (c) :

$$c = cv (Z+1)$$

dengan $z = 8$ (jumlah puli)

Maka :

$$c = 0.2 (8+1) \\ = 1.8 \text{ m/det}$$

Kecepatan tali menggulung drum ini adalah setara dengan kecepatan putar elevating drum. Maka kecepatan putar elevating drum dapat diketahui :

$$c = \frac{\pi \times D \times n}{60}$$

Dimana :

c = Kecepatan tali menggulung drum = 1.8 m/det

D = Diameter drum 0.416 m

Maka :

$$n = \frac{1.8 \times 60}{\pi \times 0.416} = 8.27 \text{ rpm}$$

Karena elevating drum berputar 82.7 rpm berarti poros drum berputar 82.7 rpm juga.

π = Adalah efesiensi mekanis

π = 0.8 (direncanakan)

Sehingga daya yang dibutuhkan untuk peralatan angkat adalah :

$$N = \frac{457.66 \times 1.8}{785 \times 0.8}$$

$$N = 13.72 \text{ hp}$$

$$= 10.08 \text{ Kw}$$

3.8.1.2. Daya Untuk Peralatan Putar

a. Daya untuk memutar pada beban penuh dan kecepatan putar konstan

Untuk memutar pada beban penuh serta kecepatan putar yang konstan maka digunakan rumus :

$$N_k = \frac{W_p \times v_p}{\pi} \text{ kw}$$

Dimana :

$$W_p = \text{Tahanan putar (kN)}$$

$$= \frac{\sum G}{D} \left(\mu \times \frac{d}{2} + f \right) \times \frac{D_p}{2}$$

Dengan :

$$\sum G = \text{Jumlah berat bagian Crowler Crane yang turut berputar}$$

$$= 15 \text{ ton} = 147.5 \text{ kN}$$

$$D = \text{Diameter roda putar } 0.3 \text{ m}$$

$$d = \text{Diameter poros roda putar } 0.06 \text{ m}$$

$$D_p = \text{Diameter landasan putar } 1.3 \text{ m}$$

$$\mu = \text{Angka gesekan pada poros roda } 0.08 - 0.01$$

$$= \text{diambil } 0.1$$

$$f = \text{Koefisien roda putar } = 0.04 - 0.06$$

$$= \text{diambil } 0.06$$

Maka :

$$W_p = \frac{147.5}{\frac{0.3}{2}} \left(0.1 \times \frac{0.06}{2} + 0.06 \right) \times \frac{1.3}{2}$$

$$= 60.4 \text{ kN}$$

$$= 60.4 \text{ kN}$$

$$V_p = \text{Kecepatan putar pada landasan putar } = 0.7 \text{ m/det}$$

$$\pi = \text{Efisiensi peralatan putar } 0.8$$

sehingga daya untuk memutar pada beban penuh dan kecepatan putar konstan :

$$N_k = \frac{60.4 \times 0.7}{0.8}$$

$$= 52.85 \text{ kW} = 71.9 \text{ hp}$$

b. Daya untuk mengatasi angin

Pada waktu terjadi gerakan putar diperlukan daya untuk mengatasi angin, digunakan rumus :

$$N_w = \frac{2\pi \times A_w \times W \times r_p \times n_p}{\pi} \text{ kW}$$

Dimana :

A_w = Luas bidang yang kena angin saat crane berputar = 3 m²

W = Tekanan angin 0.3 kN/m² (tabel 3.3)

Tabel 3.3 Harga Tekanan Angin Pada Kecepatan Angin

Ketinggian (m)	Dengan membawa beban	
	V (m/det)	W (N/m ²)
0 – 8	22	300
8 – 20	22	300
20 – 100	22	300
> 100 M	22	300

r = jarak titik berat boom terhadap sumbu putar = 6 m

n_p = Kecepatan putar crane 4 rpm = 0.06 putaran per detik

η = Efisiensi peralatan putar 0.8

Sehingga daya yang dibutuhkan untuk mengatasi angin adalah :

$$N_w = \frac{2\eta \times 3 \times 0.3 \times 6 \times 0.06}{0.8}$$

$$= 2.54 \text{ kW} = 3.45 \text{ hp}$$

Jadi total kebutuhan daya untuk peralatan putar :

$$N_p = N_k + N_w$$

$$= 71.9 + 3.45$$

$$= 75.35 \text{ hp}$$

$$= 55.38 \text{ kW}$$

3.8.1.3. Daya Jelajah Dengan Kecepatan Maksimum

Dalam pengoperasiannya, Crowler Crane yang berjalan dengan kecepatan maksimum akan mengalami hambatan berupa :

a. Hambatan Gelinding

Hambatan gelinding adalah suatu gaya tahanan pada crawler yang harus diimbangi oleh mesin pada saat bergerak diatas permukaan jalan. Tahanan gelinding ini bergantung pada berat Crowler Crane dan koefesien gesek antara crawler dengan permukaan jalan.

Gaya tahanan gelinding dapat dihitung dengan rumus :

$$P = R_g \times W$$

Dimana :

R_g = Tahanan gelinding, direncanakan kondisi jalan Crowler Clamshell Crane pada jalan kotor, meledut jika dibebani, sedikit kawat, tanpa air, penetrasi roda ± 25 mm, diperoleh harga R_g 25 kg/ton.

Maka gaya tahanan gelinding (P) :

$$\begin{aligned} P &= (25 \text{ kg/ton}) \times (25 \text{ ton}) \\ &= 625 \text{ kg} \end{aligned}$$

b. Hambatan Angin

Tahanan angin terjadi pada saat kendaraan bergerak dan besarnya tergantung pada kerapatan medium udara, bentuk badan kendaraan, luas permukaan frontal, serta kecepatan kendaraan relative terhadap udara.

Besar hambatan angin dihitung dengan rumus :

$$R_a = k_1 \times A (V_r)_2$$

Dimana

$$k_1 = \text{Koefesien tahanan udara (0.001 - 0.002)}$$

Harga k_1 bervariasi sesuai dengan bentuk badan kendaraan dimana harga k_1 paling besar untuk bentuk kendaraan hampir rata dan tegak lurus terhadap arah angin. Dan harga k_1 paling kecil untuk bentuk stream line. Maka diambil harga $k_1 = 0.0015$ karena permukaan kendaraan incline dan sebagian hampir tegak lurus terhadap arah angin.

$$\begin{aligned} A &= \text{Luas permukaan frontal kendaraan dengan lebar} = 3.15 \text{ m dan tinggi} \\ &= 3.09 \text{ m} \\ &= 9.7 \text{ m}^2 \\ &= 104.35 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

V_r = Kecepatan relative kendaraan terhadap udara

V = $V_k + V_U$

Dengan

V_k = Kecepatan maksimum kendaraan = 30 km/jam

V = Kecepatan udara, diperkirakan = 10 km/jam

Maka :

V_r = 30 + 10 km/jam

= 40 km/jam

= 24.84 mil/jam

Sehingga besar hambatan angin adalah :

R_a = $(0.0015) \times (104.35) \times (24.84)^2$

= 96.57 lb

= 43.68 kg

Jadi total hambatan crawler yang berjalan dengan kecepatan maksimum adalah :

P = $P + R_a$

= 625 + 43.68

= 668.68 kg

Dengan demikian daya jelajah (berjalan) dengan kecepatan maksimum menjadi :

Dimana :

V_{max} = 30 km/jam

= 8.33 m/det

Maka :

$$N = \frac{668.68 \text{ kg} \times 8.33 \text{ m/det}}{75}$$

$$= 74.26 \text{ hp}$$

Oleh karena dari mesin sampai crawler terjadi kehilangan daya akibat adanya gesekan pada kopling, roda gigi, maka diperlukan efisiensi transmisi (π_{tr}) dalam perhitungan daya diambil sebesar 0.85.

Disamping kehilangan daya akibat gesekan pada kopling, roda gigi, juga adanya kehilangan daya akibat keperluan lainnya seperti untuk pompa minyak pelumas, pompa bahan bakar dan lainnya. Berdasarkan data praktis harga ini berkisar 3 % dari daya efektif. Sehingga total daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan kendaraan pada kecepatan maksimum adalah :

$$N_e = \frac{N_{roda}}{\pi_{tr}} + 0.03 N_e$$

$$= 89.0 \text{ hp}$$

Untuk ini diperlukan daya efektif N_e sebesar = 90 hp

3.8.2. Spesifikasi Motor Penggerak

Dari perhitungan daya diketahui bahwa daya terbesar dibutuhkan saat crawler menjelajah (berjalan) dengan kecepatan maksimum sebesar 90 hp. Sedangkan bila crawler bekerja harus dalam keadaan berhenti, daya perhitungan juga diketahui daya yang dibutuhkan Crawler untuk berputar sebesar 75.35 hp. Daya untuk crawler ini diperoleh dari mesin yang sama yakni motor bakar.

Untuk itu dalam perencanaan ini motor penggerak yang digunakan mempunyai efisiensi sebagai berikut :

- Jenis : Motor bakar diesel
- Siklus : 4 Langkah
- Jmlh Silinder : 6 Buah
- Daya : 90 hp
- Putaran : 1400 rpm

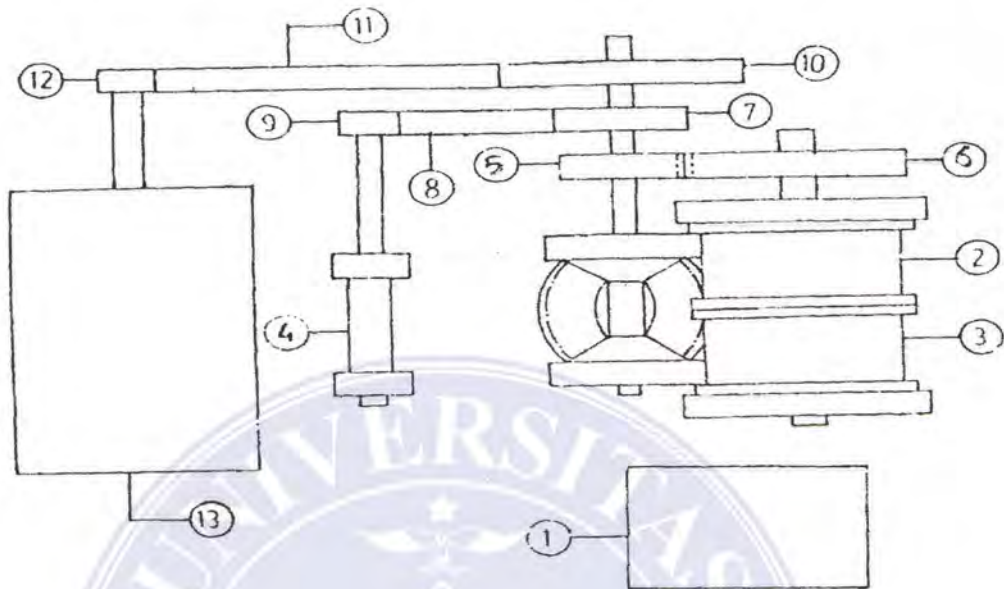
3.9. Sistem Transmisi

3.9.1. Transmisi roda gigi dan rantai untuk gerakan hoist dan digging

Drum hoist dan drum digging berada dalam satu poros, sehingga perhitungan roda gigi kedua gerakan ini adalah sama. Sistem transmisi roda gigi untuk gerakan hoist dan digging ini mempunyai fungsi untuk mereduksi putaran dari motor penggerak ke poros drum, karena pada umumnya putaran poros yang tersedia relative lebih tinggi dibandingkan dengan putaran drum yang sesuai dengan kecepatan angkat yang direncanakan.

Sistem transmisi roda gigi ini juga menggunakan roda gigi spoket, karena sebelum sampai ke poros drum daya dan putaran ditransmisikan terlebih dahulu ke swing shaft melalui rantai dan selanjutnya ke drum shaft melalui roda gigi lurus (spur gear).

Pada perencanaan ini dipilih rantai jenis Silent Chain berikut gambar roda gigi untuk gerakan angkat :



Keterangan :

- | | | |
|-------------------|--------------------|-------------------|
| 1. Ruang kemudi | 2. Digging drum | 3. Hoist drum |
| 4. Boom drum | 5. Spur gear 2 | 6. Spur gear I |
| 7. RG sprocket 4 | 8. Silent chain | 9. RG sprocket 3 |
| 10. RG sprocket 2 | 11. Silent chain 1 | 12. RG sprocket 1 |
| 13. Mesin | | |

Gambar 3.9. Transmisi Roda Gigi Untuk Gerakan Angkat

Berdasarkan gambar 3.8.system transmisi untuk gerakan angkat terdiri atas 2 bagian, roda gigi dan rantai. Untuk roda gigi terdiri atas spur gear dan roda gigi sprocket.

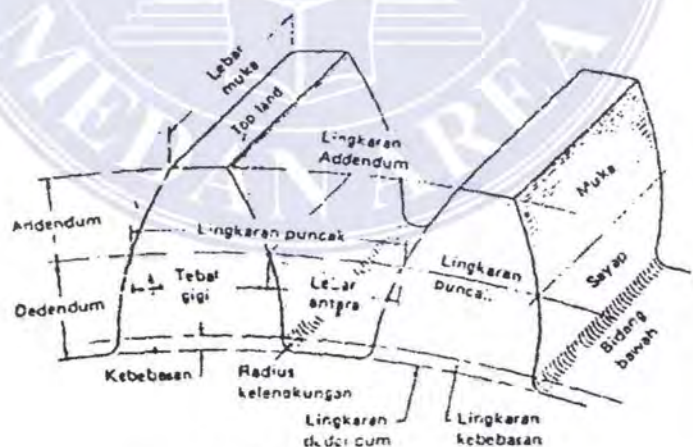
a. Roda Gigi

Direncanakan spur gear yang mempunyai spesifikasi sebagai berikut :

Tabel 3.4. Spesifikasi Roda Gigi Untuk Gerakan Angkat

No	Jenis roda gigi	Diamter lingkungan (d/mm)	Modul
1	Spur gear 1	680	8
2	Spur gear 2	400	8
3	Roda gigi sprocket 1	120	6
4	Roda gigi sprocket 2	720	8
5	Roda gigi sprocket 3	220	5
6	Roda gigi sprocket 4	400	8

Pada tabel diatas modul ditentukan berdasarkan lampiran 9. Spur gear pada dasarnya adalah sama dengan roda gigi sprocket, hanya dibedakan pada besarnya pitch. Dimana pitch pada roda gigi sprocket harus sama dengan pitch rantai, sedangkan pada spur gear pitch harus sama dengan pitch roda gigi pasangannya, Gambar 3.9. menunjukkan tata nama spur gear.



Gambar 3.10. Tata Nama Spur Gear

Ukuran-ukuran utama spur gear diperoleh dengan cara :

Untuk spur no. 1

1. Jumlah gigi (z)

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

Dimana :

d = diameter lingkaran 680

m = modul 8

maka :

$$Z = \frac{680}{8} = 85 \text{ gigi}$$

2. Jarak bagi lingkaran (p) :

$$\begin{aligned} P &= \pi \times m \\ &= \pi \times 8 \\ &= 25.12 \text{ mm} \end{aligned}$$

3. Tinggi kepala (h_k)

$$\begin{aligned} h_k &= m \\ &= 8 \text{ mm} \end{aligned}$$

4. Tinggi kaki (h_f)

$$h_f = m + c_k$$

dimana :

C_k = Kelonggaran puncak

$$C_k = 0.25 \times m$$

$$= 0.25 \times 82 \text{ mm}$$

Maka :

$$h_f = 8 + 2 = 10 \text{ mm}$$

5. Tebal gigi (t_g)

$$t_g = \frac{\pi \times m}{2} = \frac{p}{2}$$

$$= \frac{25.12}{2} = 12.56$$

6. Lebar gigi (l_g)

$$l_g (6 - 10) \text{ m}$$

$$\text{diambil } l_g = 8 \times m$$

$$= 8 \times 8$$

$$= 64 \text{ mm}$$

Sedangkan ukuran-ukuran roda gigi spoket diperoleh dengan cara :

Untuk roda gigi spoket no. 1

$$d = 120 \text{ mm}$$

$$p = 19.05 \text{ mm (3/4in)}$$

$$m = 6$$

1. Jumlah gigi (z)

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

Dimana :

$$d = \text{diameter lingkaran} = 120$$

$$m = \text{modul} = 6$$

maka :

$$z = \frac{120}{6} = 120 \text{ gigi}$$

2. Jarak bagi lingkaran (p)

$$P = 19.05 \text{ mm}$$

3. Tinggi kepala (h_k)

$$h_k = m = 6 \text{ mm}$$

4. Tinggi kaki (h_f)

$$h_f = m + c_k$$

dimana :

$$c_k = \text{Kelonggaran puncak}$$

$$c_k = 0.25 m$$

$$= 1.5 \text{ mm}$$

Maka :

$$h_f = 6 + 1.5$$

$$= 7.5 \text{ mm}$$

5. Tebal gigi (t_g)

$$T_g = \frac{\pi \times m}{2} = \frac{p}{2}$$

$$= \frac{18 \times 84}{2} = 9.42$$

6. Lebar gigi (g)

$$I_g = 12.7 \text{ mm, sesuai dengan lebar rantai beruntai tunggal}$$

Untuk rantai beruntai tiga maka :

$$I_g = (12.7 \times 3) + 2 \times (\text{jarak untai} - \text{kurang lebar})$$

$$I_g = (12.73 \times 3) + 2 \times (22.8 - 12.7)$$

$$I_g = 58.39 \text{ mm}$$

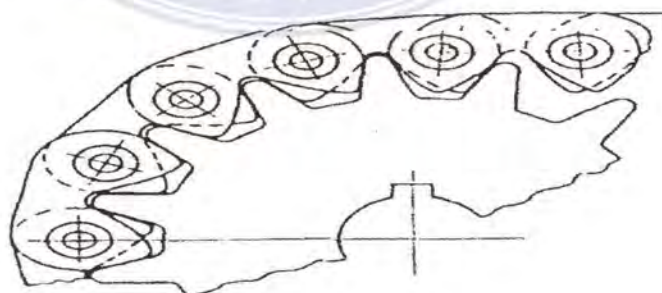
Dengan cara yang sama ukuran utama spur gear dan roda gigi sprocket dapat dihitung dan hasilnya seperti pada tabel 3.5

Tabel 3.5. Ukuran Utama Spur Gear dan Roda Gigi Sproket

No	Jenis RG	M (mm)	d (mm)	z (gigi)	Pitch/p (mm)	h _k (mm)	h _f (mm)	t _g (mm)	I _g (mm)
1	Spur	8	680	85	25.12	8	10	12.56	64
2	Gear 1	8	400	50	25.12	8	10	12.56	64
3	Spur	6	120	20	19.05	6	7.5	9.42	58.39
4	Gear 2	8	720	90	19.05	8	10	12.56	58.39
5	RG	5	220	44	19.05	5	6.25	7.85	58.39
6	Sproket 1	8	400	50	19.05	8	10	12.56	58.39

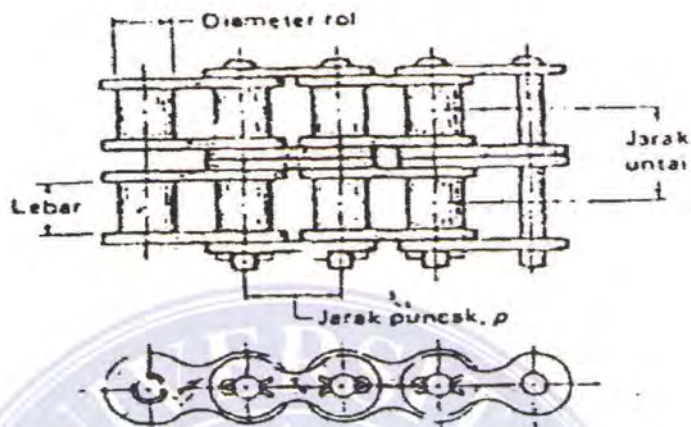
b. Rantai

Rantai yang digunakan untuk memindahkan daya dan putaran dan mesin ke swing shaft yang berakhir pada spur gear I adalah rantai dengan jenis silent chain yang beruntai (baris) banyak, dalam perencanaan ini dipilih 3 untai. Gambar 3.10. menunjukkan silent chain.



Gambar 3.11. Silent Chain

Rantai terdiri atas beberapa bagian, bagian dan rantai berantai banyak dapat dilihat pada gambar 3.12.



Gambar 3.12. Bagian Rantai Rol Berantai Banyak

Standard pitch dan silent chain yaitu : $\frac{3}{8}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{5}{8}$, $\frac{3}{4}$, 1, 1 $\frac{1}{4}$, 1 $\frac{1}{2}$, 2 in. Pada perencanaan ini dipilih silent chain dengan pitch $\frac{1}{4}$ in atau (19.05 mm). Berikut ukuran-ukuran utama untuk silent chain dengan pitch $\frac{3}{4}$ in.

Tabel 3.6. Ukuran Utama Silent Chain

No	Jenis rantai	No. rantai ANSI	Pitch (mm)	Lebar (mm)	Kekuatan Tarik mm (Ib)	D rol (mm)	Jarak Untai (mm)
1	Silent chain 1	60	19.05	12.7	7030	11.91	22.78
2	Silent chain 2	60	19.05	12.7	7030	11.91	22.78

Kemudian panjang rantai dapat diperoleh dengan cara :

Untuk silent chain no. 1

Dimana :

$$\frac{L}{P} = \frac{2C}{P} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 + N_1)^2}{4\pi^2(C/P)}$$

Dimana :

L = Panjang rantai

P = Pitch = $\frac{3}{4}$ in = 19.05 mm

C = Jarak sumbu = 1000 mm

N_1 = Jumlah gigi pada sprocket kecil = 20

N_2 = Jumlah gigi pada sprocket besar = 90

Maka :

$$L = 19.05 \left[\frac{2 \times 1000}{19.05} + \frac{20+90}{2} + \frac{(90-20)^2}{4 \times \pi^2 \times \left(\frac{600}{19.05}\right)} \right]$$

$$= 2095.86 \text{ mm} = 2.1 \text{ m}$$

3.9.1.1. Analisa Kekuatan Roda Gigi Untuk Gerakan Hoist Dan Digging

Dari kecepatan elevating pada beban sebesar $v = 0.2$ m/det, maka kecepatan tali menggulung drum (c) :

$$c = v(z + 1)$$

dengan $z = 8$ (jumlah puli)

maka :

$$c = 0.2(8 + 1)$$

$$= 1.8 \text{ m/det}$$

Kecepatan tali menggulung drum ini adalah setara dengan kecepatan putar poros drum. Maka kecepatan putar elevating drum dapat diketahui :

$$c = \frac{\pi \times D \times n}{60}$$

dimana :

c = Kecepatan tali menggulung drum 1.8 m/det

D = diameter drum = 0.416 m

Maka :

$$\pi = \frac{1.8 \times 60}{\pi \times 0.416} = 82.7 \text{ rpm}$$

Dari tabel 3.5. telah diketahui jumlah gigi dan masing-masing roda gigi, maka dapat diketahui putaran masing-masing roda gigi yang dihasilkan yaitu :

1. Putaran spur gear 1 (n_1) = 82.7 rpm (putaran poros drum).

2. Putaran spur gear 2 (n_2) = $\frac{Z_1}{Z_2} \times n_1$
 = $\frac{85}{50} \times 82.7 = 140.59 \text{ rpm}$

3. Putaran spur gear 2 (n_2) = $n_{\text{sproket 4}}$
 $n_{\text{sproket 2}}$
 = 140.59 rpm

4. Putaran roda gigi sprocket 3 ($n_{\text{sproket 3}}$) = $\frac{Z_{\text{sproket 4}}}{Z_{\text{sproket 3}}} \times n_{\text{sproket 4}}$
 = $\frac{50}{16} \times 140.59 = 439.34 \text{ rpm}$

5. Putaran roda gigi sprocket 1 ($n_{\text{sproket 1}}$) = $\frac{Z_{\text{sproket 2}}}{Z_{\text{sproket 1}}} \times n_{\text{sproket 2}}$
 = $\frac{85}{20} \times 140.59 = 597.5 \text{ rpm}$

Dengan anggapan bahwa semua material roda gigi yang digunakan adalah dari jenis yang samamaka analisa dilakukan pada roda gigi yang paling kritis yaitu roda gigi dengan diameter terkecil dan putaran tertinggi. Untuk itu akan dianalisa roda gigi sprocket 1.

Gaya tangensial yang terjadi (F_t) :

$$F_t = \frac{102 \times P}{v}$$

Dimana :

P = Daya yang dibutuhkan crawler crane = 71.9 hp = 52.85 kW

W = Kecepatan keliling roda gigi sprocket 1

$$= \frac{\pi \times d \times n}{60 \times 1000} \text{ m/det}$$

$$= \frac{\pi \times 100 \times 597.5}{60 \times 1000}$$

$$= 3.12 \text{ m/det}$$

Maka :

$$F_t = \frac{102 \times 52.85}{3.12} = 1727.78 \text{ kg}$$

Tegangan lentur yang terjadi (σ_b) :

$$\sigma_b = \frac{F_1}{b \times m \times y \times f_v}$$

dimana :

b = Lebar gigi = 58.39

m = Modul 5 mm

$$y = 0.320 \text{ (untuk } z = 20\text{)}$$

f_v = Faktor dinamis

$$= \frac{3}{3+V} = \frac{3}{3+2.08} = 0.59$$

Sehingga tegangan lentur menjadi :

$$\sigma_b = \frac{1727.78}{58.39 \times 5 \times 0.320 \times 0.59}$$

$$= 31.34 \text{ kg/mm}^2 = 307.13 \text{ Mpa}$$

Selanjutnya akan dianalisa roda gigi lurus (spur gear). Spur gear yang mengalami putaran tertinggi dan diameter terkecil adalah spur gear 2.

Tegangan tangensial yang terjadi adalah sama karena daya yang dibutuhkan adalah sama, yaitu :

$$F_t = 1727.78 \text{ kg}$$

Tegangan lentur yang terjadi (σ_b) :

$$\sigma_b = \frac{F_1}{b \times m \times y \times f_v}$$

dimana :

b = Lebar gig = 64 mm

m = Modul 8 mm

y = 0.408 (untuk $z = 50$)

f_v = Faktor dinamis

$$= \frac{3}{3+V} = \frac{3}{3+2.08} = 0.59$$

Sehingga tegangan lentur menjadi :

$$\begin{aligned}\sigma_b &= \frac{1727.78}{64 \times 8 \times 0.408 \times 0.59} \\ &= 14.01 \text{ kg/mm}^2 \\ &= 137.38 \text{ Mpa}\end{aligned}$$

Pada analisa roda gigi untuk gerakan angkat ini diketahui tegangan maksimum yang terjadi adalah pada roda gigi sprocket 307.13 Mpa. Dengan mengambil factor keamanan (S_f) = 3 maka material roda gigi harus mempunyai $\sigma_{b,izin} = 3 \times 307.13 \text{ Mpa} = 921.39$. Untuk itu dipilih material AISI no. 4140 dengan $\sigma_b = 1640 \text{ Mpa}$. Komposisi dan AISI no. 4140 adalah :

0.38 – 0.43% C 0.75 – 1% Mn 0.04% P 0.04% S 0.2 – 0.35% Si 0.8 – 1.1 %
C_r0.15 – 0.25% Mo

3.9.1.2. Analisa Kekuatan Rantai

Kekuatan rantai dapat diperoleh dengan cara :

$$F = \frac{102 \times p d}{v} \text{ kg}$$

Dimana :

$$v = \frac{P \times Z_1 \times n_1}{1000 \times 60}$$

dimana :

P = Pitch = 19.05 mm

Z₁ = Jumlah gigi sprocket kecil = 20 buah

n₁ = Putaran sprocket kecil = 597.5 rpm

Sehingga :

$$v = \frac{19.05 \times 20 \times 597.5}{1000 \times 60} = 2.79 \text{ m/s}$$

P_d = Daya rencana

$$= f_c \times p$$

Dimana :

f_c = Faktor koreksi daya (0.8 – 1.2)

= Diambil 1.2 (untuk daya maksimum yang diperlukan)

P = Daya yang diperlukan = 52.85 kW

Sehingga :

$$F = \frac{102 \times 63.42}{2.79}$$

$$= 2518.58 \text{ kg}$$

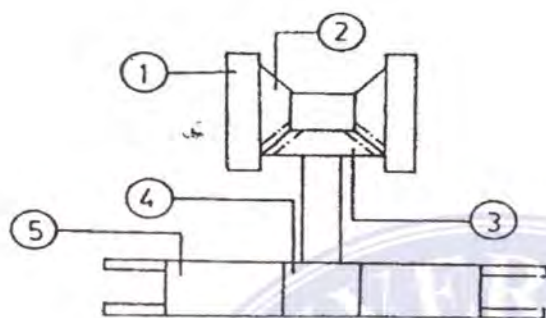
$$= 5037.16 \text{ lb}$$

Dengan demikian berdasarkan lampiran 10 dipilih rantai ANSI 60 dengan kekuatan titik minimum 7030 lb.

3.9.2. Transmisi Roda Gigi Untuk Gerakan Putar

Sistem transmisi roda gigi untuk gerakan putar ini mempunyai fungsi mereduksi putaran yang diperoleh dari roda gigi gerakan angkat untuk ditransmisikan ke roda gigi planet.

Adapun gambar transmisi roda gigi untuk gerakan putar ini adalah sebagai berikut :



Ket :

- 1. Clutch
- 2. Bevel gear 1
- 3. Bevel gear 2
- 4. Spur gear 1
- 5. Spur gear 2

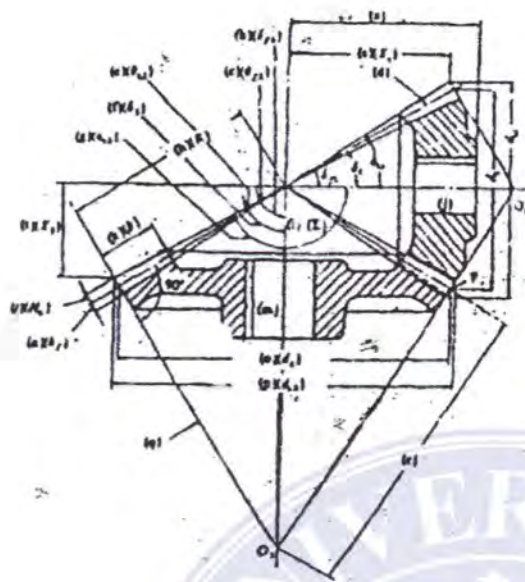
Gambar 3.13 Transmisi Roda Gigi Untuk Gerakan Putar

Adapun roda gigi yang direncanakan adalah dengan spesifikasi sebagai berikut :

Tabel 3.7. Spesifikasi Roda Gigi Untuk Gerakan Putar

No	Jenis roda gigi	Diameter lingkaran jarak bagi (d) min	Modul
1	Bevel gear 1	120	6
2	Bevel gear 2	300	6
3	Spur gear 1	210	10
4	Spur gear 2	980	10

Dari data-data diatas akan diperoleh ukuran utama bevel gear. Bevel gear berfungsi untuk memindahkan daya dan putaran pada poros yang tidak sejajar dengan kata lain saling berpotongan. Nama dan bagian-bagian bevel gear dilihat pada gambar 3.13.



- (a) Jarak sisi belakang
- (b) Sudut kerucut kaki
- (c) Sudut kaki
- (d) Kerucut jarak bagi
- (e) Sudut kepala
- (f) Sudut kerucut jarak bagi
- (g) Sudut kerucut kepala
- (h) Sisi kerucut
- (i) Sudut poros
- (j) Lubang poros
- (k) Lebar muka
- (l) Kepala
- (m) Lubang poros
- (n) kaki
- (o) Diameter lingkaran jarak bagi
- (p) Diameter lingkaran kepala
- (q) Kerucut belakang
- (r) Jarak kerucut belakang
- (s) Jarak dari puncak kerucut sampai puncak luar gigi

Gambar 3.13. Nama Bagian Dan Bevel Gear

Untuk bevel gear no. 1 :

1. Jumlah gigi (z) :

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

dimana :

d = Diameter lingkaran = 120 mm

m = Modul = 6

maka :

$$z = \frac{120}{6} = 20 \text{ gigi}$$

2. Sudut kerucut jarak bagi (δ)

$$\begin{aligned}\tan \delta &= \frac{d_1}{d_2} \\ &= \frac{120}{300} = 0.4\end{aligned}$$

$$\delta = 21.8^\circ$$

3. Tinggi kepala (h_k)

$$h_k = (1 + x_1) \times m$$

dimana :

$$\begin{aligned}x_1 &= 0.46 \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right] \\ &= 0.46 \left[1 - \left(\frac{120}{300} \right)^2 \right] = 0.3864\end{aligned}$$

Maka :

$$h_k = (1 + 0.3864) \times 6 = 8.3 \text{ mm}$$

4. Tinggi kaki (h_f) :

$$h_f = (1 - x_1) \times m + c_k$$

$$\begin{aligned}\text{dimana : } c_k &= \text{Kelonggaran puncak} = 0.188 \text{ mm} \\ &= 0.188 \times 6 = 1.128\end{aligned}$$

Maka :

$$h_f = (1 - 0.3864) \times 6 + 1.128 = 4.81 \text{ mm}$$

5. Sisi kerucut (R) :

$$\begin{aligned}R &= \frac{d}{2 \times \sin \delta} \\ &= \frac{120}{2 \times \sin 21.8} = 161.56\end{aligned}$$

6. Lebar muka (b) :

$$b = 1/3 \times R$$

$$= 1/3 \times 161.6 = 53.85$$

Untuk bevel gear no.2 dapat dihitung dengan cara yang sama dan hasilnya dapat dilihat pada tabel 3.8. Sedangkan analisa spur gear untuk gerakan putar adalah sama dengan analisa spur gear untuk gesekan angkat, sehingga hasilnya dapat dilihat pada tabel 3.8.

Tabel 3.8. Ukuran Utama Bevel Gear dan Spur Gear Untuk Gerakan Putar

No	Jenis roda gigi	d (mm)	z gigi	m (mm)	m (mm)	δ (°)	h_k (mm)	h_r (mm)	R (mm)	t8 (mm)	l (mm)	P (mm)
1	Bevel	120	120	20	6	21.8	8.3	4.81	161.7	-	-	18.84
2	Gear 1	300	300	50	6	68.2	3.68	9.44	161.5	-	-	18.84
3	Bevel	210	210	21	10	-	10	12.5	-	15.7	80	31.4
4	Gear 2	980	980	98	10	-	10	12.5	-	15.7	80	31.4

Sumber : N. Rudenko

3.9.2.1. Analisa Kekuatan Roda Gigi Untuk Gerakan Putar

Dari kecepatan putar maksimum crane adalah 4 rpm akan dicari putaran masing-masing roda gigi. Untuk pasangan spur gear 1 dan 2 adalah pasangan roda gigi planet, dan perhitungan roda gigi planet diketahui putaran lengan (n_1) sama dengan putaran maksimum crane, maka n_1 4 rpm.

1. Putaran spur gear 2 (n_2) 0, karena diam
2. Putaran spur gear 1 (n_1) dicari dengan metode tabulasi sebagai berikut :

Keadaan	Dengan	Spur gear 1	Spur gear 2
Roda gigi terkunci pada lengan	n_1	n_1	n_1
Lengan tetap	0	$\frac{z_1}{z_1} \times n_1$	$-n_1$
Total	n_1	$n_1 + \frac{z_1}{z_1} \times n_1$	0

$$\begin{aligned} \text{Maka putaran spur gear 1 (n}_1\text{)} &= n_1 + \frac{z_2}{z_1} \times n_t \\ &= 4 + \frac{98}{21} \times 4 = 22.6 \text{ rpm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{3. Putaran bevel gear 2} &= \text{putaran spur gear 1} \\ &= 22.6 \text{ rpm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{4. Putaran bevel gear 1} &= \frac{z_2}{z_1} \times n_2 \\ &= \frac{50}{20} \times 22.6 \\ &= 56.5 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Roda gigi yang dianalisa kekuatannya, dibedakan atas analisa spur gear dan analisa bevel gear.

a. Analisa spur gear

Untuk gerakan putar, spur gear yang dianalisa kekuatannya yakni yang paling kritis. Yaitu spur gear yang memiliki kecepatan paling tinggi dan diameter terkecil. Analisa kekuatannya adalah sama dengan analisa kekuatan roda gigi untuk gerakan angkat, maka hasilnya adalah :

Tegangan maksimum yang terjadi pada spur gear I adalah :

$$\sigma_b = 93.88 \text{ kg/mm}^2 = 920.6 \text{ Mpa}$$

b. Analisa bevel gear

Sama seperti spur gear, untuk gerakan putar bevel gear yang dianalisa adalah bevel gear yang paling kritis yaitu bevel gear yang mengalami putaran paling tinggi dari diameter terkecil. Dari perhitungan sebelumnya bevel gear 1 mempunyai putaran = 56.5 rpm maka :

Momen puntir yang terjadi adalah :

$$M = \frac{P}{\omega}(\text{Nm})$$

Dimana : $P = 55.38 \text{ kW}$ = daya yang harus dipindahkan

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times 56.5}{60} = 5.91$$

$$\text{Maka : } M = \frac{55.38 \times 10^3}{5.91} = 9370 \text{ Nm}$$

Gaya tangensial yang terjadi :

$$F = \frac{M}{\frac{1}{2} \times d_1}$$

Dimana :

$$d_1 = 0.12 \text{ m (diameter lingkaran bevel gear 1)}$$

$$\text{maka } F_1 = \frac{9370.5}{\frac{1}{2} \times 0.12} = 156.175 \text{ N}$$

Kecepatan keliling yakni :

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi \times d_1 \times n}{60} \\ &= \frac{\pi \times 0.12 \times 56.5}{60} = 0.35 \text{ m/det} \end{aligned}$$

Gerakan keliling perlebar bevel gear :

$$q = \frac{F_1}{b} = \frac{156.175}{53.8}$$

$$= 2902.9 \text{ N/mm}$$

Gaya keliling dinamik

$$q_D = C_D \times V (C_S \times q + 2.6f)$$

dimana :

$$C_D = 0.025 - 0.05 ; \text{ dengan harga yang tertinggi bila kecepatan keliling } V$$

dibawah 5 m/det dan F_1 dibawah 80 N/mm. Maka diambil $C_D =$

$$0.03.$$

$$C_S = \text{Faktor tumbukan} = 1.5$$

$$f = g (3 + 0.3 m + 0.2 \sqrt{d_2})$$

dengan : $m =$ Modul 6

$$d_2 = 300 \text{ mm} ; \text{ diameter lingkaran bevel gear 2}$$

$$g = 2.8$$

$$\text{maka } f = 2.8 (3 + 0.03 \times 6 + 0.2 \sqrt{300})$$

$$= 23.1 \mu\text{m}$$

Sehingga gaya keliling dinamik :

$$q = 0.03 \times 0.35 (1.5 \times 2902.5 + 2.6 \times 23.1)$$

$$= 46.35 \text{ N/mm}$$

Gaya keliling akibat pembagian beban yang tidak sama panjang lebar gigi :

$$q_R = 2.5 \times f_R \times C_E$$

$$\text{dimana : } f_R = 0.75 \times g_R \times \sqrt{b} + g_k \times C_8 \times q$$

dengan $g_R = 1$,

$g = 0.12$ (untuk bevel gear)

maka :

$$f_R = 0.75 \times 1.6 \times \sqrt{53.8} + 0.12 \times 1.5 \times 2902.9$$

$$= 531.3$$

$C_E = 1$ = factor keelastisan baja dengan baja

Maka :

$$q_R = 2.5 \times 531.3 \times 1 = 1328.3$$

Akhirnya beban maksimum bevel gear perlebar gigi :

$$q_{max} = C_S \times q + q_D + q_R$$

$$= 1.5 \times 2902.9 + 46.35 \pm 1328.3 = 5729 \text{ N/mm}$$

Diperoleh tegangan maksimum akar gigi :

$$\sigma_{max} = C_g \times \mu \times \frac{q_{max}}{m}$$

dimana :

$C_\epsilon = 0.3$ (factor kesalahan tidak terlalu besar)

$\mu = 2.41$ (untuk $z = 20$ dan $x = 0.25$)

maka tegangan akar gigi maksimum :

$$\sigma_{max} = 0.3 \times 2.41 \times \frac{5729}{6}$$

$$= 690.3 \text{ N/mm}^2$$

$$= 690.3 \text{ Mpa}$$

Dari analisa kekuatan roda gigi untuk gerakan putar ini diketahui tegangan maksimum yang terjadi adalah pada spur gear = $920.6 \times 1.5 = 1380.9 \text{ Mpa}$. Dengan

mengambil faktor keamanan (S_f) = 1.5 maka material spur gear harus mempunyai $\sigma > 920.6 \times 1.5 = 1380.9$ Mpa. Untuk itu dipilih material baja AISI no. 4140 dengan $\sigma = 1640$ Mpa.

3.10. Poros

3.10.1. Perencanaan Poros

Poros yang direncanakan untuk transmisi crawler crane ini harus dapat mengatasi beban puntir atau beban lentur atau gabungan antara beban puntir dan lentur. Perlu diperhatikan juga pemilihan bahan poros yang tahan terhadap korosi.

Pada perencanaan ini poros yang digunakan dengan diameter terkecil adalah 8 cm dan mengalami pembebanan yang besar sehingga akan dianalisa kekuatannya. Dari analisa kekuatan ini akan dipilih material yang dapat menahan beban-beban yang terjadi agar tidak mengalami kegagalan (patah).

3.10.2. Analisa Kekuatan Poros

Dengan anggapan bahwa semua material poros untuk transmisi crawler crane yang digunakan dari material yang sama maka analisa kekuatan dilakukan pada poros yang kritis yakni poros dengan putaran tertinggi dan diameter terkecil dan panjang.

Torsi yang terjadi pada poros adalah :

$$T = 9.74 \times 10^5 \times \frac{P}{n}$$

Dimana :

P = daya yang harus dipindahkan = 55.38 kW

N = Putaran maksimum poros = 140.59 rpm

Maka :

$$T = 9.74 \times 10^5 \times \frac{55.38}{140.59} = 383461.83 \text{ kg/mm}$$

Dari hubungan antara diameter poros (d) dengan tegangan geser yang diizinkan pada poros (τ_a), yakni :

$$d_s = \left[\frac{5.1 \times K_1 \times C_b \times T}{\tau_a} \right]$$

dimana :

- K_t = Faktor koreksi yang dianjurkan ASME
 = 1.5 – 3.0 untuk beban yang dikenakan dengan kejutan atau tumbukan besar, maka diambil $K_1 = 1.6$
- C_b = Faktor kemungkinan pemakaian dengan beban lentur
 = 1.2 – 2.3, diambil $C_b = 1.4$

Sehingga rumus diatas menjadi :

$$80 = \left[\frac{(5.1) \times (1.6) \times (1.4) \times (383461.83)}{\tau_a} \right]^{1/3}$$

Maka didapat tegangan geser yang diizinkan pada poros :

$$\begin{aligned} \tau_a &= \frac{(5.1) \times (1.6) \times (1.4) \times (383461.83)}{80^3} \\ &= 8.35 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

3.10.3. Pemilihan Bahan Poros

Dari tegangan geser yang diizinkan pada poros $\tau_a = 8.55 \text{ kg/mm}^2$ artinya tegangan geser maksimum terjadi pada poros yang diperbolehkan harus dibawah 8.55

kg/mm^2 . Untuk itu harus dipilih material poros yang bisa mengatasi tegangan geser maksimum yang terjadi. Dari rumus :

$$t_a = \frac{\sigma_1}{Sf_1 \times Sf_2}$$

dimana :

σ_1 = Kekuatan tarik dari material poros (kg/mm^2)

Sf_1 = 5.6 sesuai dengan standard ASME untuk factor kelebihan puntir untuk bahan dengan kekuatan yang dijamin.

Sf_2 = (1.3 – 3.0) factor yang mempengaruhi konsentrasi tegangan diambil 1.5.

Maka didapat kekuatan material poros :

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= t_a \times Sf_1 \times Sf_2 \\ &= 8.55 \times 5.6 \times 1.5 \\ &= 71.82 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Dari harga σ_1 yang diperoleh diatas, material poros yang dipilih baja krom molibden SNCM 25 standard JIS G 4103 dengan kekuatan tarik 110 kg/mm^2 . Dengan komposisi sebagai berikut :

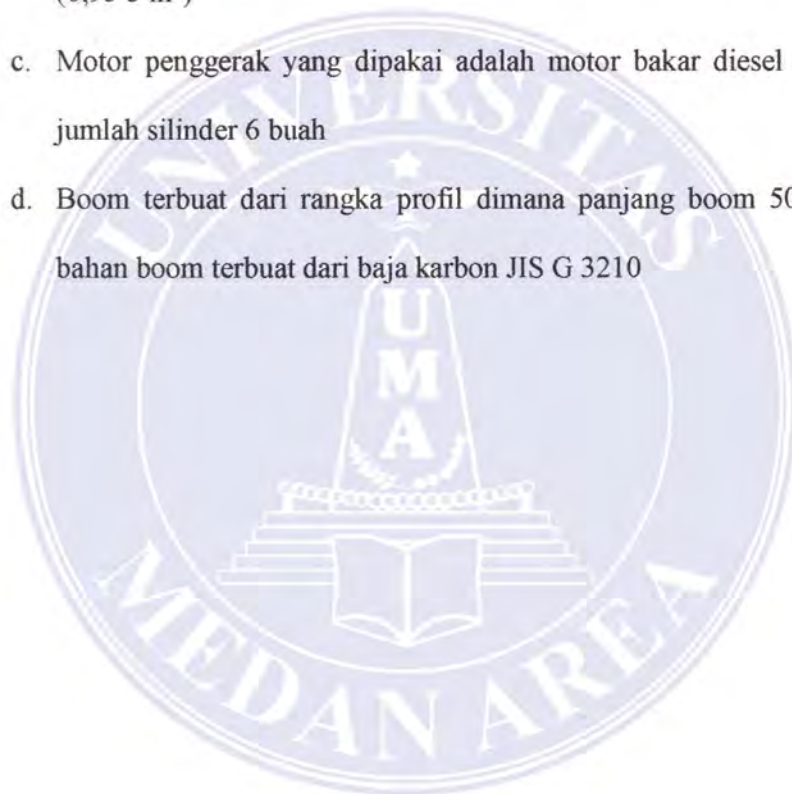
0.12 – 0.18% C 0.15 – 0.35% Si 0.3 – 0.6% Mn $\leq 0.03\%$ P $\leq 0.03\%$ S 4
– 4.5% Ni 0.7 – 1% Cr 0.15 – 0.3% Mo.

BAB V

KESIMPULAN

5.1. Kesimpulan

- a. Jenis alat yang di rencanakan adalah Crowler Clamshell Crane dengan kapasitas angkat 4 ton
- b. Type bucket adalah Clamshell tali ganda dan kapasitas bucket $1^{1/4}$ Cuyd ($0,955 \text{ m}^3$)
- c. Motor penggerak yang dipakai adalah motor bakar diesel 4 langkah dan jumlah silinder 6 buah
- d. Boom terbuat dari rangka profil dimana panjang boom 50 ft (15m) dan bahan boom terbuat dari baja karbon JIS G 3210



DAFTAR PUSTAKA

1. Rudencko N. 1994, “ **Mesin Pemindah Bahan**”, Erlangga, Jakarta.
2. Sularso. 1983,” **Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen - elemen mesin**’, Erlangga, Jakarta.
3. W. B. Led Better. 1975, “ **Construction Planning**”, Mac Graw Hill.
4. Rochmanhadi. 1992, “ **Kapasitas Dan Produksi Alat - alat Berat**”, Badan penerbit Pekerjaan Umum Jakarta.
5. Joseph E. Shigley. 1994,”**Perencanaan TeknikMesin**”, Erlangga, Jakarta.
6. Rochmanhadi. 1992, “ **Alat-alatBerat Dan Penggunaanya**”, Badan penerbit Pekerjaan Umum Jakarta.



Lampiran 1

Tabel 9

Harga Minimum Faktor K dan e_1 yang Diizinkan

TIPE ALAT PENGANGKAT	Digerakkan oleh :	Kondisi pengoperasian	Faktor K	Faktor e_1
I. Lokomotif, caterpillar-mounted, traktor dan truk yang mempunyai crane pilar (termasuk excavator yang dioperasikan sebagai crane dan pengangkat mekanik pada daerah konstruksi dan pekerjaan berkala)	Tangan	Ringan	4	16
	Daya	Ringan	5	16
	Daya	Medium	5.5	18
	Daya	Berat dan Sangat berat	6	20
II. Semua tipe lain dan crane dan pengangkat mekanis				
III. Derek yang dioperasikan dengan tangan dan kapasitas beban terangkat di atas 1 ton yang digunakan pada berbagai peralatan otomotif (mobil, truk, dan sebagainya)	Tangan	Ringan	4.5	18
	Daya	Ringan	5	20
	Daya	Medium	5.5	25
		Berat dan Sangat berat	6	30
IV. Pengangkat dengan troll				
V. Penjepit mekanis (kecuali untuk pulipada grabs) untuk pengangkat mekanis pada No. I				
VI. Idem untuk pengangkat mekanis pada no. II			4	12
			5	20
			5	30

Catatan :

1. Kondisi pengoperasian alat pengangkat dapat dilihat Tabel 2 dan 3
2. Pada tali yang digunakan untuk lift penumpang. Factor K paling kecil 14.
3. Faktor K dari tali sling paling kecil 10.
4. Penentuan diameter minimum dan pulipada penjepit alat pengangkat tidak dihitung pada bagian I. II. Dan IV. Faktor berkurang dari bawah 18.
5. Faktor keamanan tali untuk pengangkat katrol pembawa cairan atau logam putih panas, asam, larutan panas yang berbahaya bahan peledak sama dengan 6.0 tidak tergantung kondisinya.

6. Faktor keamanan tali yang digunakan untuk mendukung crane berlawanan seperti di gunakan untuk pekerjaan kasar paling kecil 3.5.

Lampiran 2

Tabel 8
Efisiensi Puli

Pulitunggal		Puliganda		Efisiensi	
Jumlah alur	Jumlah puli Yang berputar	Jumlah Alur	Jumlah puli yang berputar	Gesekan pada/ permukaan resistensi satu puli)	Gesekan angular pada permukaan puli (factor resistensi satu Puli)
					0,971
					0,945
					0,918
				0,951	0,892
2		4		0,906	0,873
3	1	6	2	0,861	
4	2	8	4	0,823	
5	3	10	6	0,784	
6	4	12	8		
	5		10		

Tabel 10

Harga Faktor e2 yang Tergantung pada Konstruksi Tali

KONSTRUKSI TALI	Faktor e2
Biasanya 6 x 19 = 114 + 1 poros	
Posisinya berpotongan	1,00
Posisinya sejajar	0,90
Compound 6 x 19 = 114 + 1 poros	
a) Warrington	
Posisinya berpotongan	0,90
Posisinya sejajar	0,85
b) Seale	
Posisinya berpotongan	0,95
Posisinya sejajar	0,85
Biasanya 6 x 37 = 222+1 poros :	
Posisinya berpotongan.....	1 00
Posisinya sejajar.....	0,90

Catatan :

Untuk crane yang dioperasikan dengan tangan mekanisme pengangkat dan untuk tali yang faktor dapat diasumsikan seperti umumnya.

Lampiran 3

Tabel 11
HargaFaktor m

z dalamribuan	30	50	70	90	110	130	150	
m	0,26	0,41	0,56	0,70	0,83	0,95	1,07	
z dalamribuan	170	190	210	230	255	280	310	340
m	1,18	1,29	1,40	1,50	1,62	1,74	1,87	2,00
z dalamribuan	370	340	450	500	550	600	650	700
m	2,12	2,27	2,42	2,60	2,77	2,94	3,10	3,17

Tabel 12
HargaFaktor C

σ_{σ} Kg/mm ²	KONSTRUKSI TALI									
	6 X 7 = 42 dansatu poros		6 x 19 = 114 dansatu as						6 X 37 = 222 dansatuporos	
			Biasa		Warrington		Seale			
	Posisiberpoto ngan	Posisi sejajar	Posisiberpoto ngan	Posisi sejajar	Posisiberpoto ngan	Posisi sejajar	Posisi berpotongan	Posisi sejajar	Posisiberpoto ngan	Posisi sejajar
130	1,31	1,13	1,08	0,91	0,69	0,61	0,81	0,69	1,12	0,99
160	1,22	1,04	1,00	0,83	0,63	0,54	0,75	0,62	1,06	0,93
180	1,16	0,98	0,95	0,78	0,59	0,50	0,70	0,57	1,02	0,89

Tabel 13
HargaFaktor C₁

Diamet er tali	Kurang dari 5	5,5 - 8	8,5 - 10	11-14	15- 17,5	18-19	19,5 24	25-28	30- 34.5	37- 43.5
C₁	0,83	0,85	0,89	0,93	0,97	100	1,04	1,09	1,16	1,24

Tabel 14a
Harga Faktor C₂

BAHAN SERABUT TALI	C ₂
Baja karbon : 0,55% C;0,57% Mn;0,25% Si;0,09% Ni;0,08% Cr;0,02% S dan 0,02% P	1
.....	0,9
Baja Karbon: 0,70% C;0,61%Mn;0,09% Si;0,21% S dan 0,028% P	1,37
Baja pearlitic: 0,40% C;0,52% Mn;0,25% Si;0,2% Ni; 1,1% Cr;0,025% S dan 0,025% P	1,37
Baja stainless: 0,09% C; 0,35% Mn; 0,3% Si; 8,7% Ni;17,4Cr; 0,02% S dan 0,02 P	0,67
.....	1
Baja open-hearth biasa	0,63
Baja open hearth yang dilebur dengan arang besidam bersih kandunganskrap	1
Serat yang terbuat dan batang logam seluruhnya	3,92
Serat yang terbuat dan batang logam sebagian	3,92

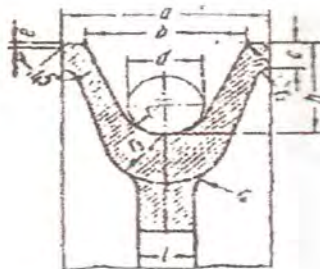
Lampiran 4

Tabel 15
Harga a, Z₂ dan β

Kondisi pengoperasian mesin pengangkat	Operasional, jam	Hari kerja per bulan	Jumlah siklus kerja per hari	a	Mode suspensi beban	Lingkaran bebandi angkat pada jumlah lengkungan tali maksimum per putaran untuk t ₁ = 1m, dan t ₂ = 2m (dalam m)			β	
						2	3	2		
Digerakkan tangan	8	25	16	400	Suspensi ederhana	2	-	-	0,7	
Digerakkan daya	Peralatan ringan	8	25	40	1.000	Suspensi Dengan saku tube baspuli	4	2	0,5	
	Peralatan medium	16	25	136	3.400	Beberapa puli dengan rasio	2x2	3	2	0,4
							2x2	5	3	0,3
	Peralatan berat dan angkat berat	24	30	320	9.600			2x4	7	4
2x5								9	5	0,2

Lampiran 5

Tabel 16
Roda Pull Tadiuntuk Tali Kawat Baja, mm

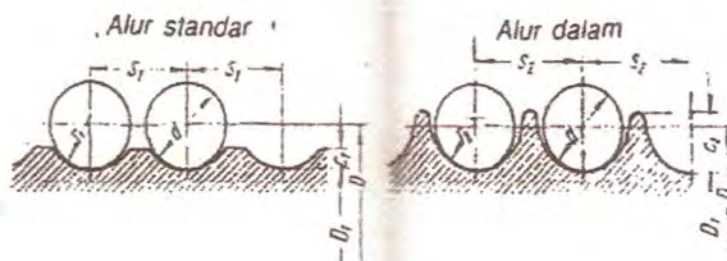


Diameter Tali	a	b	c	e	h	l	r	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄
4,8	22	15	5	0,5	12,5	8	4,0	2,5	2,0	8	6
6,2	22	15	5	0,5	12,5	8	4,0	2,5	2,0	8	6
8,7	28	20	6	1,0	15,0	8	5,0	3,0	2,5	9	6
11,0	40	30	7	1,0	25,0	10	8,5	4,0	3,0	12	8
13,0	40	30	7	1,0	25,0	10	8,5	4,0	3,0	12	8
15,0	40	30	7	1,0	25,0	10	8,5	4,0	3,0	12	8
19,5	55	40	10	1,5	30,0	15	12,0	5,0	5,0	17	10
24,0	65	50	10	1,5	37,0	18	14,5	5,0	5,0	20	15
28,0	80	60	12	2,0	45,0	20	17,0	6,0	7,0	25	15
34,5	90	70	15	2,0	55,0	22	20,0	7,0	8,0	28	19
39,0	110	85	18	2,9	65,0	22	25,0	9,0	10,0	40	30

Lampiran 6

Tabel 17

Dimensi Alur Drum (dalam mm)



Diameter tali d	r ₁	Standar		Dalam			Diameter tali d	r ₁	Standar		Dalam		
		s ₁	c ₁	s ₂	c ₂	r ₂			s ₁	c ₁	s ₂	c ₂	r ₂
4,8	3,5	7	2	9	4,5	1,0	19,5	11,5	22	5	27	13,5	2,0
6,2	4,0	8	2	11	5,5	1,5	24,0	13,5	27	6	31	16,0	2,5
8,7	5,0	11	3	13	6,5	1,5	28,0	15,5	31	8	36	18,0	2,5
11,0	7,0	13	3	17	8,5	1,5	34,5	19,0	38	10	41	22,0	3,0
13,0	8,0	15	4	19	9,5	1,5	39,0	21,0	42	12	50	24,5	3,5
15,0	9,0	17	5	22	11,0	2,0							

Lampiran 7

Tabel 4

Karakteristik Kerja

Penggunaan mesin rata-rata (mean)

KONDISI OPERASI	Beban K _{beban}	K _{tahun}	Waktu	K _{hari}	Faktor Kerja DF%	Tem- peratur Se kitar ⁰ C
Ringan (L).....	0,5	0,25	0,33	(shift satu)	15	25
Sedang (M).....	0,5	0,5	0,67	(shift dua)	25	25
Berat (H).....	0,75	0,75	0,67	(shift dua)	40	25
Sangat berat (VH)....	1,0	1,0	1,0	(shift tiga)	40	45

Notasiberikutdigunakan dalam Tabel 1 dan Tabel 2 :

$$K_{beban} = \frac{QM \text{ beban}}{K \text{ beban}} - \text{pemakaian kapasitas pengangkat rata - rata}$$

Tabel 2

Pekerjaan	Penggunaan rata-rata yang aman				Faktorpekerjaan relative DF %	Temp eratur sekitar ⁰ C	Tipemekanisme crane dantujuannya (kasustertentu)
	Dengan beban K _{beban}	DENGAN WAKTU					
		K _{tahun}	K _{hari}				
Operasi yang jarakdantakentu 0,75-1,0							
L	0,5	0,25	0,33	15	25	25	Alatpengangkatdanmekanismepemindahart crane pemeliharaan, crane padaruangan motor, mekanismepemindahandari crane dengankabelpada tower. Alatpengangkatelektik yang digunakanuntukperbaikanperalatan mania danmesin-mesindepertemen tam, pada Derek jarangdigunakan.
	0,25	0,5	0,67				
	0,1	1,0	1,0				
M	1,0	1,0	0,67	15	25	25	Alatpengangkatdanmekanismepemindahart crane dalamdepertemenpermesinandanperakitanpadapabrikproduksiberukuran sedangsampaibesardan crane yang digunakan di bengkelmekats. Mekanisme crane bangunan yang dapatberputar. Alatpengangkatdalamabrikperekayaan. Mekanismeberputardanmekanismepermindahandari crane yang biasanyadigunakan di pelabuhan. Mekanisme crane perakitanpadalokasipembangunna. Mekanismepemindahtrukdanmek
	0,75	0,5	0,33	25			
	0,5	0,5	0,67	-			
	0,25	1,0	1,0	40			
	0,1	1,0	1,0	60			

						anisme pemutar pada galangan kapal.
H	1,0	1,0	0,67	25		Mekanisme crane pengelola pada permesinan dan penguangan penyimpanan di sejumlah pabrik produksi skala besar. Jadi pengangkat dan mekanisme pemindahan dari crane bangunan. Alat pengangkat elektronik pada pabrik metalurgi. Alat pengangkat dan mekanisme pemindahan pada industri galangan kapal. Mekanisme crane magnetik pada pembuatan pondasi.
	0,75	1,0	0,33	40		
	0,75	0,75	0,67	40		
	0,5	1,0	1,0	40		
	0,1-0,25	1,0	1,0	60		
VH	1,0	1,0	1,0	40	45	Mekanisme crane proses yang digunakan pada industri metalurgi. Pengangkat besi dan batubara. Mekanisme penjepit special dan crane gudang penyimpanan pada industri metalurgi.
	0,75	1,0	1,0	60	25	
	0,5	1,0	1,0	60		
	0,25	1,0	1,0	60	45	

Lampiran 8

Hargatahan gelinding (R_g) berdasarkan kondisi jalan

Kondisi jalan	Kg/ton	lb/ton (US)	Lereng ekuivalen (%)
Permukaan jalan keras, halus, stabil dan tidak timbul penetrasi.	20	40	2
Permukaan jalan kerashalus dengan kotoran atau permukaan ringan, sedikit melendut akibat beban atau bergelombang, terawat rutin.	32,5	65	3
Salju, padat, packed	20	50	2,5
Urai	45	90	4,5
Jalan kotor, melendut jika dibebani, sedikit terawat, tanpa air, penetrasi roda ± 25 mm.	25	100	5
Jalan dengan bekas roda-roda, lembek dan perawatan tidak ada stabilitas, penetrasi roda 100-150 mm.	75	150	7,5
Pasir lepas atau krikil.	100	200	10
Jalan dengan bekas roda yang belum dirawat.	100-200	200-400	10-20

Lampiran 9

Tabel 6.2 Harga model standar (JLS B 1701 -1973) (Satuan mm)

Seri ke-1	Seri ke-2	Seri ke-3	Seri ke-4	Seri ke-2	Seri ke-3
0,1				3,5	
	0,15		4		3,75
0,2			5	4,5	
	0,25				
0,3			6	5,5	
	0,35				6,5
0,4			8	7	
	0,45				
0,5			10	9	
	0,55				
0,6			12	11	
	0,7	0,65			
	0,75				14
0,8			16		
	0,9				18
1			20		
1,25					22
1,5			25		
	1,75				28
2			32		
	2,25				36
2,5			40		
	2,75				45
3			50		
		3,25			

Keterangan : Dalam pemilihan utamakan seri ke-1 : jika terpaksa baru dipilih dari seri ke-2 dan ke-3

Lampiran 10

Tabel 17-10. UKURAN RANTAI ROL BERUNTAI TUNGGAL MENURUT STANDAR AMERIKA

Nomor Rantai ANSI	Jarak Puncak in (mm)	Lebar in (mm)	Kekuatan Tarik Min lb (N)	Berat Rata-rata Lb/ft (N/m)	Dia Meter Rol in (mzn)	Jarak Untai Banyak in (mm)
25	0,250 (6,35)	0,125 (3,18)	780 (3470)	0,09 (1,31)	0,130 (3,30)	0,252 (6,40)
35	0,375 (9,52)	0,188 (4,76)	1760 (7830)	0,21 (3,06)	0,200 (5,08)	0,399 (10,13)
41	0,500 (12,70)	0,25 (6,35)	1500 (6670)	0,25 (3,065)	0,306 (7,77)	
40	0,500 (12,70)	0,312 (7,94)	3130 (13920)	0,42 (6,13)	0,312 (7,92)	0,566 (14,38)
50	0,625 (15,88)	9,375 (9,52)	4880 (21700)	0,69 (10,1)	0,400 (10,16)	0,713 (18,11)
60	0,750 (19,05)	0,500 (12,7)	7030 (31300)	1,00 (14,6)	0,469 (11,911)	0,897 (22,78)
80	1,000 (25,40)	0,625 (15,88)	12500 (55600)	1,71 (25,0)	0,625 (15,87)	1,153 (29,29)
100	1,250 (31,75)	0,750 (19,05)	19500 (86700)	2,58 (37,7)	0,750 (19,05)	1,409 (35,76)
120	1,500 (38,10)	1,000 (25,40)	28,000 (124500)	3,87 (56,5)	0,875 (22,22)	1,789 (45,44)
140	1,750 (44,45)	1,000 (25,40)	38000 (169000)	4,95 (72,2)	1,000 (25,40)	1,924 (48,87)
160	2,000 (50,80)	1,250 (31,75)	50000 (222000)	6,61 (96,5)	1,125 (28,57)	2,305 (58,55)
180	2,250 (57,151)	1,406 (35,711)	63000 (280000)	9,06 (132,2)	1,406 (35,71)	2,592 (65,84)
200	2,500 (63,50)	1,500 (38,10)	78000 (347000)	10,96 (159,9)	1,562 (39,67)	2,817 (71,55)
240	3,000 (76,70)	1,875 (47,63)	112000 (498000)	16,4 (239)	1,875 (47,62)	3,458 (87,83)

Sumber :dikompilasi dari ANSI B29. 1-1975

Lampiran 11

Tabel 6.5 Faktorbentukgigi

Jumlahgigi z	γ	Jumlahgigi z	γ
10	0,201	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	0,305	75	0,434
19	0,314	100	0,446
20	0,320	150	0,459
21	0,327	300	0,471
23	0,333	Batanggigi	0,484

Lampiran 12

Tabel 5.5 Kualitasrodagigi

Kecepatan keliling maksimum v m/det	Pelumasan	Sisigigi	Kualitasmenurut DIN 3962	Faktor	
				g	gr
0... 0,8	Gemuk	Dicordigarapkasa	12	16	4
			10	6,3	2,6
0,8 ... 4	Pelumasangemukataupelumasancelup	Digaraplicin	9	4	2,0
			8	2,8	1,6
4... 12	Pelumasancelup	Digarapsangatlicin	7	2	1,3
			6	1,4	1,0
12... 60	Pelumasaanpancar	Dipoles halus	5	1	0,8

Lampiran 13

Tabel 4-8 SIFAT-SIFAT BENTUK STRUKTUR – SIKU SAMA (L)

ω_a = berat per ft dari penampang aluminium, lb

ω_s = berat per ft dari penampang baja, lb

A = luas, in²

I = momen inersia, in⁴

K = jari-jari girasi, in

Y = jarak titik berat, in

Z = modulus penampang, in²

Ukuran	ω_a	ω_s	A	I_{i-1}	K_{i-1}	Z_{i-1}	Y	I_{3-3}	K_{3-3}
$1 \times 1 \times \frac{1}{8}$	0,28	0.80	0.02	0.02	0.30	0.03	0.30	0.008	0.19
$1 \times 1 \times \frac{1}{2}$	0.53	1.49	0.44	0.04	0.29	0.05	0.34	0.016	0.19
$1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times \frac{1}{8}$	0.44	1.23	0.36	0.07	0.45	0.07	0.41	0.031	0.29
$1 + 1\frac{1}{2} + \frac{1}{4}$	0.83	2.34	0.69	0.14	0.44	0.13	0.46	0.057	0.29
$2 \times 2 \times \frac{1}{8}$	0.59	1.65	0.49	0.18	0.61	0.13	0.53	0.08	0.40
$2 \times 2 \times \frac{1}{4}$	1.14	3.19	0.94	0.34	0.60	0.24	0.58	0.14	0.39
$2 \times 2 \times \frac{1}{8}$	1.65	4.70	1.37	0.47	0.69	0.35	0.63	0.20	0.39
$2\frac{1}{2} \times 2\frac{1}{2} \times \frac{1}{4}$	1.45	4.1	1.19	0.69	0.76	0.39	0.71	0.29	0.49
$2\frac{1}{2} \times 2\frac{1}{2} \times \frac{3}{8}$	2.11	5.9	1.74	0.98	0.75	0.56	0.76	0.41	0.48
$3 \times 3 \times \frac{1}{4}$	1.73	4.9	1.43	1.18	0.91	0.54	0.82	0.49	0.58
$3 \times 3 \times \frac{3}{8}$	2.55	7.2	2.10	1.70	0.90	0.80	0.87	0.70	0.58
$3 \times 3 \times \frac{1}{2}$	3.32	9.4	2.74	2.16	0.89	1.04	0.92	0.91	0.58
$3\frac{1}{2} \times 3\frac{1}{2} \times \frac{1}{4}$	2.05	4.9	1.69	1.93	1.07	0.76	0.94	0.80	0.69
$3\frac{1}{2} \times 3\frac{1}{2} \times \frac{3}{8}$	3.01	7.2	2.49	2.79	1.06	1.11	1.00	1.15	0.68

$\frac{1}{2} \times 3 \frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	3.94	11.1	3.25	3.56	1.05	1.45	1.05	1.49	0.68
$4 \times 4 \times \frac{1}{4}$	2.35	6.6	1.94	2.94	1.23	1.00	1.07	1.21	0.79
$4 \times 4 \times \frac{3}{8}$	3.46	9.8	2.86	4.26	1.22	1.48	1.12	1.75	0.78
$4 \times 4 \times \frac{1}{2}$	4.54	12.8	3.75	5.46	1.21	1.93	1.17	2.26	0.78
$4 \times 4 \times \frac{5}{8}$	5.58	15.7	4.61	6.56	1.19	2.36	1.22	2.76	0.77
$6 \times 6 \times \frac{3}{8}$	5.27	14.9	4.35	14.85	1.85	3.38	1.60	6.07	1.18
$6 \times 6 \times \frac{1}{2}$	6.95	19.6	5.74	19.38	1.84	4.46	1.66	7.92	1.17
$6 \times 6 \times \frac{5}{8}$	8.59	24.2	7.10	23.64	1.82	5.51	1.71	9.70	1.17
$6 \times 6 \times \frac{3}{4}$	10.20	28.7	8.43	27.64	1.81	6.52	1.76	11.43	1.16

