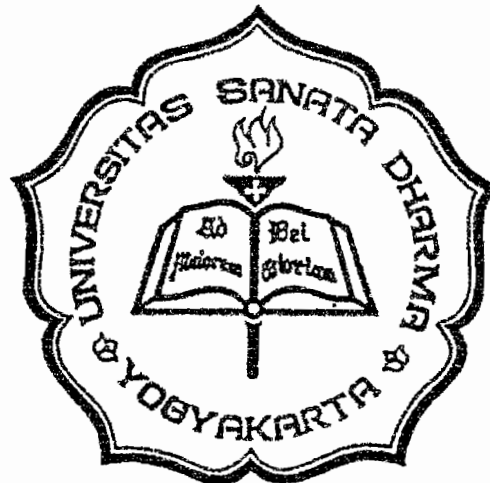


20 Tons of Double Girder Overhead Crane

TUGAS AKHIR

Untuk memenuhi sebagian persyaratan
mencapai derajat sarjana S-1

Program Studi Teknik Mesin
Jurusan Teknik Mesin



Diajukan oleh :

Agustinus Joko Waluyo
985214095

Kepada

**FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS SANATA DHARMA
YOGYAKARTA**

2004

Tugas Akhir

20 Tons of Double Girder Overhead Crane

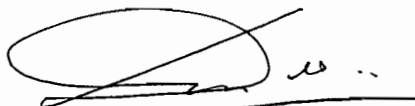
Yang dipersiapkan dan disusun oleh

Nama : Agustinus Joko Waluyo
NIM : 985214095

Telah dipertahankan di depan dewan penguji
pada tanggal 8 November 2004

Susunan dewan penguji

Pembimbing utama



RB. Dwiseno Wihadi, S.T., M.Si.

Dewan penguji



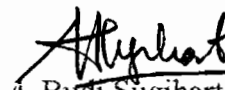
1. Budi Setyahandana, S.T., M.T.



2. I Gusti Ketut Puja, S.T., M.T.



3. Wibowo Kusbandono, S.T., M.T.

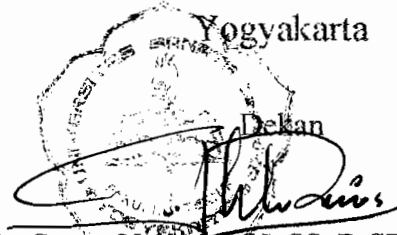


4. Budi Sugiharto, S.T., M.T.

Tugas akhir ini telah diterima sebagai salah satu persyaratan
untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

Yogyakarta, 10 November 2004

Fakultas Teknik
Universitas Sanata Dharma
Yogyakarta



Ir. Greg Helwanto, S.J., SS., B.ST., MA., M.SC.

PERNYATAAN KEASLIAN KARYA

Dengan ini saya menyatakan bahwa dalam tugas akhir ini tidak terdapat karya yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar kesarjanaan disuatu perguruan tinggi, dan sepanjang pengetahuan saya juga tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan oleh orang lain, kecuali yang secara tertulis diacu dalam naskah ini dan disebutkan dalam daftar pustaka.

Yogyakarta, 8 November 2004

(Agustinus Joko Waluyo)



TUGAS AKHIR PROGRAM S-1 JURUSAN TEKNIK MESIN

Nomor : 335 / T / USD / TM / Agustus 2003

Diberikan kepada :

Nama Mahasiswa : Agusri Susanto, S.Pd

Nomor Mahasiswa : 985211095

NIRMI :

Jurusan : TEKNIK MESIN

Fakultas : TEKNIK

Matakuliah : Ps. Pengangkat & Penerimaan

Judul naskah soal :

Rancang dan gambar crane untuk pabrik gula, kapasitas 10 ton,
kecepatan 10 m/menit, kecepatan start/stop 10 m/menit

Tanggal dimulai : 21 Agustus 2003

Pembimbing kedua

Dr. H. Bambang L. Lina

Dr. H. Bambang L. Lina

Ranting kering

Ranting kering itu patah,
meninggalkan satu bekas yang pasti
takkan kau cermati.

Ranting kering itu patah, bukan karena
goncangan angin atau tendangan tupai,
namun karena dia memang ingin begitu.

Ranting kering yang patah itu tak lagi
bermimpi, tak lagi bergoyang, juga tak
cuma diam terpekur di sudut dahan.

Dia jatuh ke tanah, membusuk dan
selanjutnya menjadi pupuk bagi pohon
induknya, atau dipungut sebagai kayu bakar.

Ranting kering yang patah dan jatuh
ke tanah itu tersenyum.

KATA PENGANTAR

Terima kasih kepada Tuhan Yang Maha Esa atas segala sesuatu yang telah dianugerahkan-Nya, sehingga penyusun dapat mengatasi segala hambatan dan berhasil menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul **“20 Tons of Double Girder Overhead Crane”** meskipun kurang sempurna.

Dalam Tugas Akhir ini penyusun memperoleh bantuan dan dukungan dari berbagai pihak. Dan pada kesempatan ini tidak lupa penulis ucapkan terima kasih kepada :

1. Bapak Ir. Greg. Heliarko, S.J., Ss., B.ST., MA., M.Sc. selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma
2. Bapak Ir. Yosef Agung Cahyanta, MT. selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin, yang telah memberi solusi saat penyusun menghadapi masalah dengan persyaratan pendadaran.
3. Bapak Ir. Rusdi Sambada, M.T., selaku Dosen Pembimbing Akademik.
4. Bapak RB. Dwiseno Wihadi, S.T.,M.Si. sebagai Dosen Pembimbing Tugas Akhir yang dengan sabar memberi kepercayaan untuk mengatasi masalah dan berkreasi dalam pengerjaan Tugas Akhir.
5. Bapak Budi Sugiharto dan bapak A. Kardiyat Wiharyanto
6. Segenap dosen jurusan Teknik Mesin.
7. Seluruh petugas sekretariat.
8. Bapak, Ibu serta kakak penyusun. Tugas akhir ini tidak akan pernah ada dan tidak akan selesai tanpa pengertian beliau.
9. Lucia Riatiningsih, kekasih yang mau mengerti, memberi dukungan semangat serta harapan. Melewati satu proses bersama satu orang dengan satu rasa memberi kesan mendalam dan menghasilkan sesuatu yang luar biasa.

10. Teman-teman seperjuangan di wisma Alladin-X; Iwan gendut, Berto, Felik, Nanto, Caco, Billy, Anggi celeng, Robet bebek, Lithong, Ayu, Wied, Rina, Ria, Dode, Harie PK, Ginting, Agus kentus, Danny, Wisnu tumplong, Ardi kingkong, Elli dan semua.

Penulis menyadari bahwa rancangan dalam Tugas Akhir ini kurang sempurna dan karena itu penyusun mengharapkan kritik dan saran dari pembaca.

Akhir kata, semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi pembaca dan semua pihak yang memerlukannya.

Yogyakarta, November 2004

Agustinus Joko Waluyo

INTISARI

Kran jembatan dengan kapasitas 20 ton pada rancangan ini, terdiri dari kran yang berjalan pada jembatan gelagar rangka dan bergerak pada jalur rel yang dibentang pada dinding bangunan. Sebagai acuan dipilih kran dengan jenis sama yang digunakan pada penggilingan gula Gondang Baru. Pada pabrik tersebut, kran ini digunakan untuk mengangkat dan mengangkut bahan mentah (tebu) dari lori ke penggilingan.

Dalam pengoperasiannya, kran ini memiliki tiga macam gerakan pokok, yaitu pengangkatan, gerak menyamping dan gerak pejalan. Gerak pengangkatan berguna untuk mengangkat beban pada suatu ketinggian tertentu yang selanjutnya dipindahkan ke arah samping (gerakan menyamping) dan atau ke arah depan (gerakan pejalan) Gerakan tersebut dilakukan oleh sistem mekanik yang terpisah satu dengan lainnya.

Kran jalan ini mempunyai karakteristik sebagai berikut:

1. Kapasitas : 20 ton
2. Tinggi angkat : 10 m
3. Lebar bentang : 12 m
4. Kecepatan angkat : 10 m/menit
5. Kecepatan *cross-traveling* : 10 m/menit
6. Kecepatan *traveling* : 20 m/menit

Untuk kontruksi rangka batang digunakan desain rangka girder plat dan sebagai girder utama digunakan baja profil I tipe: 18°WF - 18×11·3/4 -- A dengan bahan St 34-1 DIN 17100

ABSTRACT

20 tons capacity of the Double girder overhead crane in this calculating and design, contain of crane which move along the bridge girder and the railway extended in the building wall.

The same type of crane at sugar factory Gondang Baru is reference for this. This crane uses for lift and transport material for producing (sugar cane) from flatcar to the milling equipment.

The crane has three kinds of basic movements, that are hoisting, cross traveling and traveling. The hoisting movement uses for lift at specific high of load and then it transfers to cross direction (Cross-traveling) and or ahead direction (Traveling). Those movements are done by different mechanical system.

The crane has some characteristics below:

1. Capacity : 20 tons
2. High lift : 10 m
3. Extend : 12 m
4. Hoisting speed : 10 m/minute
5. Cross-traveling speed : 10 m/minute
6. Traveling speed : 20 m/minute

The construction of girder uses design of girder plat and the main girder uses the steel shaped I type 18°WF - 18×11-3/4 – A made of St 34-1 DIN 17100

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PENGESAHAN	ii
PERNYATAAN KEASLIAN KARYA	iii
HALAMAN PERSEMBAHAN	iv
KATA PENGANTAR	v
INTISARI	vii
ABSTRACT	viii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xvii
BAB I PENDAHULUAN	1
I.1 Double Girder Overhead Crane	1
I.2 Langkah Perancangan	2
I.2.1 Perancangan sistem pengangkat	2
I.2.2 Perancangan sistem <i>cross-traveling</i> dan <i>crane</i> <i>bridge girde</i>	5
I.2.3 Perancangan sistem <i>traveling</i>	6
I.2.4 Pelumasan dan perawatan	6
I.3 Batas Perancangan	7
BAB II PERANCANGAN SISTEM PENGANGKAT	8
II.1 Kelas Pelayanan	8
II.2 Sistem Kait	9
II.2.1 Pemilihan kait	9
II.2.2 Pemilihan bantalan kait	10
II.2.3 Perancangan baut dan mur kait	11
II.2.4 Perancangan gantungan kait dan sakel	13
II.3 Sistem Puli dan Pemilihan Kabel Kawat Baja	17



II.4	Drum	22
II.4.1	Alur drum dan diameter drum	22
II.4.2	Putaran drum	24
II.5	Puli	24
II.5.1	Diameter puli kerja dan puli kompensasi.....	24
II.5.2	Putaran puli kerja	25
II.5.3	Diameter gandar puli gerak	26
II.5.4	Diameter gandar puli tetap.....	27
II.5.5	Bantalan puli kerja.....	29
II.6	Motor Penggerak.....	31
II.6.1	Daya statik motor pengangkat.....	31
II.6.2	Daya saat awal pengangkatan	32
II.7	Sistem Transmisi.....	33
II.7.1	Transmisi roda gigi lurus I.....	35
II.7.2	Transmisi roda gigi lurus II, III, IV dan V.....	43
II.7.3	Kopling motor penggerak	45
II.7.4	Rem.....	47
II.7.5	Poros transmisi I.....	48
II.7.6	Poros transmisi II.....	62
II.7.7	Poros transmisi III.....	65
II.7.8	Poros transmisi IV.....	69
II.7.9	Poros transmisi V.....	74
II.7.10	Poros transmisi VI.....	77
II.7.11	Kopling drum.....	80
II.7.12	Poros drum.....	81
II.8	Bantalan.....	83
II.8.1	Bantalan bola sudut pada poros I (Tumpuan A)...	84
II.8.2	Bantalan rol bulat poros I, II, III, IV, V dan VI....	87

BAB III	PERANCANGAN SISTEM <i>CROSS-TRAVELING</i>	88
III.1	Troli	88
III.1.1	Rangka troli	88
III.1.2	Diameter roda troli dan tahanan gerak roda.....	90
III.2	Motor Listrik	91
III.2.1	Daya statik motor <i>cross-traveling</i>	91
III.2.2	Evaluasi motor listrik.....	92
III.3	Sistem Transmisi.....	92
III.3.1	Transmisi roda gigi kerucut.....	93
III.3.2	Transmisi roda gigi lurus	101
III.3.3	Kopling motor <i>cross-traveling</i>	103
III.3.4	Rem kerucut.....	104
III.3.5	Poros dan pasak transmisi I.....	106
III.3.6	Poros dan pasak transmisi II.....	109
III.3.7	Poros dan pasak transmisi III.....	113
III.3.8	Poros dan pasak transmisi IV.....	116
III.3.9	Poros dan pasak roda troli.....	120
III.4	Bantalan	124
BAB IV	PERANCANGAN SISTEM <i>TRAVELING</i>	125
IV.1	Rangka Batang.....	125
IV.1.1	Girder utama	126
IV.1.2	Defleksi arah vertikal.....	128
IV.1.3	Defleksi arah horisontal.....	129
IV.1.4	Profil I	132
IV.1.5	Momen lentur.....	133
IV.1.6	Bahan	134
IV.2	Rel dan Roda <i>Traveling</i>	135
IV.3	Motor Listrik	136
IV.3.1	Daya statik motor <i>traveling</i>	136
IV.3.2	Evaluasi motor listrik.....	137

IV.4	Sistem Transmisi.....	137
IV.4.1	Transmisi roda gigi lurus	138
IV.4.2	Rem traveling.....	139
IV.4.3	Kopling motor <i>traveling</i>	141
IV.4.4	Poros transmisi I.....	142
IV.4.5	Poros transmisi II.....	145
IV.4.6	Poros transmisi III.....	148
IV.4.7	Poros transmisi IV.....	152
IV.4.8	Poros transmisi V.....	155
IV.4.9	Kopling poros output.....	158
IV.4.10	Poros output.....	160
IV.5	Bantalan.....	161
BAB V	PELUMASAN	163
V.1	Pelumasan Bantalan Puli dan Drum.....	163
V.2	Pelumasan Sistem Transmisi Pengangkat.....	168
V.3	Pelumasan Sistem Transmisi <i>Cross-Traveling</i>	170
V.4	Pelumasan Sistem Transmisi <i>Traveling</i>	170
BAB VI	PENUTUP	172
	DAFTAR PUSTAKA	
	LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Double girder overhead crane.....	1
Gambar 1.2	Sistem pengangkat.....	2
Gambar 1.3	Sistem traveling.....	6
Gambar 2.1	Bantalan dan putaran kait.....	10
Gambar 2.2	Desain gantungan kait.....	13
Gambar 2.3	Pembebanan pada gantungan kait.....	14
Gambar 2.4	Sakel kait.....	15
Gambar 2.5	Sistem puli.....	17
Gambar 2.6	Pembebanan gandar puli gerak.....	26
Gambar 2.7	Bagan pembebanan gandar puli gerak.....	26
Gambar 2.8	Pembebanan gandar puli tetap.....	27
Gambar 2.9	BMD gandar puli tetap.....	28
Gambar 2.10	Beberapa jenis bantalan rol.....	29
Gambar 2.11	Bagan sistem transmisi pengangkat.....	34
Gambar 2.12	Diagram pemilihan modul.....	36
Gambar 2.13	Kopling kaku.....	45
Gambar 2.14	Rem kerucut sistem pengangkat.....	48
Gambar 2.15	Posisi poros I terhadap poros II.....	52
Gambar 2.16	Pembebanan poros transmisi I.....	53
Gambar 2.17	SFD dan BMD poros transmisi I, arah horisontal.....	54
Gambar 2.18	SFD dan BMD poros transmisi I, arah vertikal.....	55
Gambar 2.19	Penampang pasak dan alur pasak.....	59
Gambar 2.20	Posisi poros II terhadap poros I dan poros III.....	62
Gambar 2.21	Bagan pembebanan poros transmisi II.....	62
Gambar 2.22	SFD dan BMD poros transmisi II, arah horisontal.....	63
Gambar 2.23	SFD dan BMD poros transmisi II, arah vertikal.....	64
Gambar 2.24	Posisi poros III terhadap poros II dan poros IV.....	65

Gambar 2.25	Bagan pembebanan poros transmisi III.....	66
Gambar 2.26	SFD dan BMD poros transmisi III, arah horisontal.....	67
Gambar 2.27	SFD dan BMD poros transmisi III, arah vertikal.....	67
Gambar 2.28	Posisi poros IV terhadap poros III dan poros V.....	69
Gambar 2.29	Bagan pembebanan poros transmisi IV.....	69
Gambar 2.30	SFD dan BMD poros transmisi IV, arah horisontal.....	70
Gambar 2.31	SFD dan BMD poros transmisi IV, arah vertikal.....	71
Gambar 2.32	Posisi poros V terhadap poros IV dan poros VI.....	74
Gambar 2.33	Bagan pembebanan poros transmisi V.....	74
Gambar 2.34	SFD dan BMD poros transmisi V, arah horisontal.....	75
Gambar 2.35	SFD dan BMD poros transmisi V, arah vertikal.....	76
Gambar 2.36	Posisi poros VI terhadap poros V.....	77
Gambar 2.37	Bagan pembebanan poros transmisi VI.....	78
Gambar 2.38	SFD dan BMD poros transmisi VI, arah horisontal.....	78
Gambar 2.39	SFD dan BMD poros transmisi VI, arah vertikal.....	79
Gambar 2.40	Bagan pembebanan poros drum.....	81
Gambar 2.41	SFD dan BMD poros drum.....	82
Gambar 2.42	Beberapa jenis bantalan bola.....	83
Gambar 3.1	Pembebanan pada troli.....	88
Gambar 3.2	Bagan sistem transmisi <i>cross-traveling</i>	92
Gambar 3.3	Gaya-gaya pada roda gigi kerucut.....	96
Gambar 3.4	Diagram faktor dinamis roda gigi kerucut.....	100
Gambar 3.5	Diagram faktor geometri.....	101
Gambar 3.6	Posisi poros transmisi I.....	106
Gambar 3.7	Pembebanan poros transmisi I.....	106
Gambar 3.8	SFD dan BMD poros transmisi I, arah horisontal.....	107
Gambar 3.9	SFD dan BMD poros transmisi I, arah vertikal.....	108
Gambar 3.10	Posisi poros II terhadap poros III.....	109
Gambar 3.11	Bagan pembebanan poros transmisi II.....	110
Gambar 3.12	SFD dan BMD poros transmisi II, arah horisontal.....	111
Gambar 3.13	SFD dan BMD poros transmisi II, arah vertikal.....	111

Gambar 3.14	Posisi poros III terhadap poros II dan poros IV.....	113
Gambar 3.15	Bagan pembebanan poros transmisi III.....	113
Gambar 3.16	SFD dan BMD poros transmisi III, arah horisontal.....	114
Gambar 3.17	SFD dan BMD poros transmisi III, arah vertikal.....	115
Gambar 3.18	Posisi poros IV terhadap poros III dan poros roda troli.....	116
Gambar 3.19	Bagan pembebanan poros transmisi IV.....	117
Gambar 3.20	SFD dan BMD poros transmisi IV, arah horisontal.....	118
Gambar 3.21	SFD dan BMD poros transmisi IV, arah vertikal.....	118
Gambar 3.22	Posisi poros roda troli.....	120
Gambar 3.23	Bagan pembebanan poros roda troli.....	120
Gambar 3.24	SFD dan BMD poros roda troli, arah horisontal.....	121
Gambar 3.25	SFD dan BMD poros roda troli, arah vertikal.....	122
Gambar 4.1	Desain rangka batang girder plat.....	125
Gambar 4.2	Kurva perkiraan bobot girder utama.....	126
Gambar 4.3	Diagram perhitungan defleksi pada girder utama.....	128
Gambar 4.4	Diagram gerak pada saat percepatan.....	129
Gambar 4.5	Diagram pembebanan girder utama akibat beban dinamis.....	133
Gambar 4.6	Diagram pembebanan girder utama akibat beban statis.....	133
Gambar 4.7	BMD pada girder utama.....	134
Gambar 4.8	Bagan sistem transmisi <i>traveling</i>	137
Gambar 4.9	Posisi poros transmisi I terhadap poros II.....	142
Gambar 4.10	Pembebanan poros transmisi I.....	142
Gambar 4.11	SFD dan BMD poros transmisi I, arah horisontal.....	143
Gambar 4.12	SFD dan BMD poros transmisi I, arah vertikal.....	144
Gambar 4.13	Posisi poros II terhadap poros III.....	145
Gambar 4.14	Bagan pembebanan poros transmisi II.....	145
Gambar 4.15	SFD dan BMD poros transmisi II, arah horisontal.....	146
Gambar 4.16	SFD dan BMD poros transmisi II, arah vertikal.....	147
Gambar 4.17	Posisi poros III terhadap poros II dan poros IV.....	148
Gambar 4.18	Bagan pembebanan poros transmisi III.....	149
Gambar 4.19	SFD dan BMD poros transmisi III, arah horisontal.....	150

Gambar 4.20	SFD dan BMD poros transmisi III, arah vertikal.....	150
Gambar 4.21	Posisi poros IV terhadap poros III dan poros V.....	152
Gambar 4.22	Bagan pembebanan poros transmisi IV.....	152
Gambar 4.23	SFD dan BMD poros transmisi IV, arah horisontal.....	153
Gambar 4.24	SFD dan BMD poros transmisi IV, arah vertikal.....	154
Gambar 4.25	Posisi poros V terhadap poros IV.....	155
Gambar 4.26	Bagan pembebanan poros transmisi V.....	156
Gambar 4.27	SFD dan BMD poros transmisi V, arah horisontal.....	156
Gambar 4.28	SFD dan BMD poros transmisi V, arah vertikal.....	157
Gambar 4.29	Bagan pembebanan poros output.....	160
Gambar 5.1	Diagram faktor koreksi beban bantalan.....	163
Gambar 5.2	Diagram konversi viskositas minyak pelumas.....	166

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Karakteristik kerja pengangkat.....	8
Tabel 2.2	Kapasitas dan ukuran bantalan peluru.....	10
Tabel 2.3	Ukuran standar ulir metris kasar (JIS B 0205).....	12
Tabel 2.4	Tekanan permukaan yang diijinkan pada ulir.....	13
Tabel 2.5	Faktor koreksi kondisi pengoperasian.....	19
Tabel 2.6	Faktor C.....	20
Tabel 2.7	Faktor C_1	21
Tabel 2.8	Faktor koreksi jumlah leungkungan tali.....	21
Tabel 2.9	Faktor a , z_2 dan β	22
Tabel 2.10	Ukuran alur drum.....	22
Tabel 2.11	Pengikat tali kabel kawat baja (Standar Soviet).....	23
Tabel 2.12	Ukuran alur puli tali baja.....	25
Tabel 2.13	Baja yang difinis dingin untuk poros.....	29
Tabel 2.14	Katalog motor listrik tiga fasa.....	32
Tabel 2.15	Faktor dinamis (f_d).....	40
Tabel 2.16	Faktor bentuk gigi (Y).....	40
Tabel 2.17	Faktor tegangan kontak pada bahan roda gigi (K_H).....	41
Tabel 2.18	Sifat mekanis bahan roda gigi.....	42
Tabel 2.19	Hasil perancangan transmisi roda gigi lurus II,III,IV dan V.....	44
Tabel 2.20	Ukuran kopling flens.....	45
Tabel 2.21	Material flens, baut dan mur.....	47
Tabel 2.22	Karakteristik bahan gesek.....	48
Tabel 2.23	Ukuran pasak.....	60
Tabel 2.24	Baja karbon untuk kontruksi mesin dan poros.....	61
Tabel 2.25	Hasil perancangan poros dan pasak transmisi II.....	65
Tabel 2.26	Hasil perhitungan poros transmisi III.....	68
Tabel 2.27	Hasil perhitungan poros transmisi IV.....	72

Tabel 2.28	Profil baji.....	72
Tabel 2.29	Hasil perhitungan poros baji transmisi IV.....	77
Tabel 2.30	Hasil perhitungan poros baji transmisi VI.....	80
Tabel 2.31	Hasil perhitungan poros drum.....	83
Tabel 2.32	Faktor V , X , Y dan X_0 , Y_0	85
Tabel 2.33	Ukuran dan kapasitas bantalan bola sudut.....	86
Tabel 2.34	Hasil perancangan bantalan.....	87
Tabel 3.1	Hasil evaluasi motor listrik.....	92
Tabel 3.2	Bahan dan perlakuan panas.....	97
Tabel 3.3	Sifat mekanis bahan.....	98
Tabel 3.4	Tegangan lentur dan tegangan kontak yang diijinkan.....	99
Tabel 3.5	Koefisien elastis, C_p (kg/min) ^{0,5}	99
Tabel 3.6	Faktor beban lebih, C_o	100
Tabel 3.7	Faktor distribusi beban, C_m	100
Tabel 3.8	Hasil perancangan transmisi roda gigi lurus I, II dan III.....	102
Tabel 3.9	Rem kerucut <i>cross-traveling</i>	105
Tabel 3.10	Hasil perhitungan poros transmisi I.....	109
Tabel 3.11	Hasil perhitungan poros transmisi II.....	112
Tabel 3.12	Hasil perhitungan poros transmisi III.....	116
Tabel 3.13	Hasil perhitungan poros transmisi IV.....	119
Tabel 3.14	Hasil perhitungan poros roda troli.....	123
Tabel 3.15	Hasil perancangan bantalan.....	124
Tabel 4.1	Hasil evaluasi motor listrik.....	134
Tabel 4.2	Hasil perancangan transmisi roda gigi lurus I, II, III dan IV.....	138
Tabel 4.3	Hasil perancangan rem <i>traveling</i>	140
Tabel 4.4	Hasil perancangan poros dan pasak transmisi I.....	144
Tabel 4.5	Hasil perancangan poros dan pasak transmisi II.....	148
Tabel 4.6	Hasil perhitungan transmisi III.....	151
Tabel 4.7	Hasil perancangan poros dan pasak transmisi IV.....	155
Tabel 4.8	Hasil perancangan poros dan pasak transmisi V.....	158
Tabel 4.9	Hasil perancangan poros output.....	161

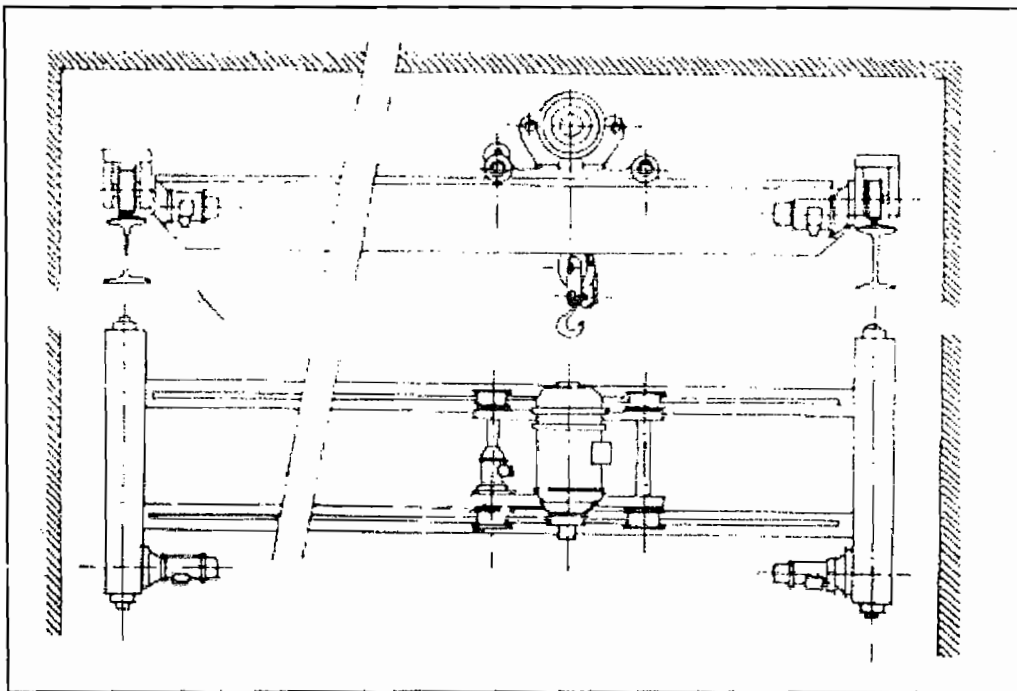
Tabel 4.10	Hasil perancangan bantalan.....	161
Tabel 5.1	Pemilihan pelumas dan cara pelumasan.....	162
Tabel 5.2	Pemilihan jenis gemuk.....	163
Tabel 5.3	Konstanta bantalan dengan pelumasan gemuk.....	164
Tabel 6.1	Perbandingan spesifikasi mesin rencana dan hasil.....	170

BAB I PENDAHULUAN

I.1 Double girder overhead crane

Double girder overhead crane merupakan salah satu kran jalan, model kran jembatan, jenis kran troli dengan lintasan ganda (*Double girder overhead crane*), yang terdiri atas kran yang berjalan pada jembatan gelagar rangka dan bergerak pada jalur rel yang dibentang pada dinding bangunan.

Sebagai pembanding, dipilih kran troli pada Penggilingan Gula Gondang Baru dengan kapasitas yang sama. Pada pabrik tersebut, kran ini digunakan untuk mengangkat dan mengangkut bahan mentah (tebu) dari lori ke penggilingan. Tebu dari lahan petani diangkut ke pabrik dengan menggunakan truk yang kemudian ditimbang dan dipindah ke lori menggunakan kran gatri. Lori ini membawa tebu dari tempat penimbangan ke pabrik penggilingan, kemudian dipindahkan dengan bantuan kran troli menggunakan beberapa kabel sling yang panjangnya berbeda.



Gambar 1.1 Double Girder Overhead Crane
(Ir. M.J. Djokosetyardjo, Mesin Pengangkat, Jilid I, hal 149)

Pada proses pengoperasiannya, kran jalan mempunyai tiga macam gerakan pokok, yaitu :

- a. Gerakan pengangkat (*hoisting*)
- b. Gerakan menyamping (*cross travelling*)
- c. Gerakan maju-mundur (*travelling*)

Demi keamanan operator, alat dan lingkungan sekitar, pada saat menangani beban, gerakan yang dilakukan kran ini bertahap dan bergantian; sangat riskan jika gerakan *hoisting* dilakukan bersamaan dengan gerakan *cross travelling* dan atau *travelling*.

I.2 Rumusan Masalah

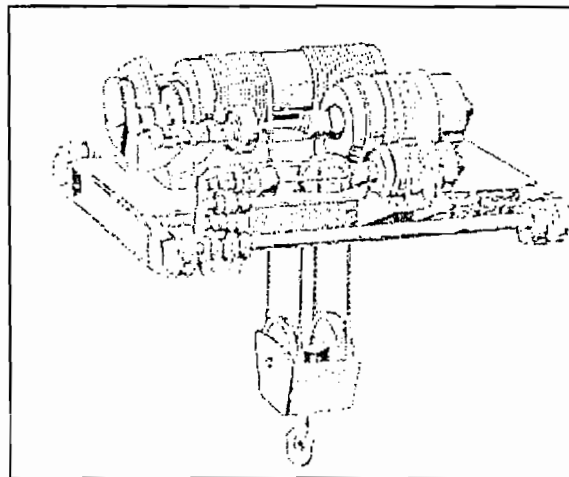
Permasalahan dasar pada perancangan ini adalah mengangkat beban, memindahkan kemudian menurunkan beban itu dengan aman. Saat menggerakkan muatan dengan percepatan tertentu, diperlukan gaya yang lebih, yaitu sebesar massa muatan tersebut dikalikan dengan besarnya percepatannya. Selanjutnya, komponen kran harus dirancang agar mampu mendistribusikan gaya dan menahan gaya tersebut diatas.

I.3 Langkah Perancangan

Langkah perancangan ini adalah sebagai berikut:

I.3.1 Perancangan sistem pengangkat

Prinsip kerja sistem ini pada dasarnya sama dengan prinsip kerja kerekan timba sumur yang sudah lama dikenal dan tentunya tidak asing.



Gambar 1.2 Sistem Pengangkat
(Sumber: N. Rudniko, Mesin Pengangkat, hal 374)

Dapat disimpulkan bahwa sistem ini mengadopsi sistem kerekan timba sumur dengan penyempurnaan dan pengantian komponen sesuai dengan beban yang ditangani.

Komponen utama sistem pengangkat yang dirancangan pada tahap ini adalah:

a. Sistem kait

Sistem kait merupakan komponen sistem pengangkat yang berfungsi menangani muatan. Berbagai bentuk muatan satuan dililit dengan menggunakan anduh (sling) rantai atau tali yang kemudian diikatkan pada kait. Kait tunggal dan kait tanduk adalah jenis kait yang paling sering dipakai untuk keperluan ini.

Sistem kait terdiri dari berbagai komponen yaitu:

1. Kait
2. Baut dan mur pengikat kait
3. Bantalan aksial kait
4. Gantungan kait
5. Sekal dan cassing kait

Tiap-tiap komponen ini memberikan karakteristik sistem kait, yang harus dipenuhi dalam perancangan, yaitu:

1. Mampu menangani beban
2. Dapat berputar vertikal pada sumbu gantungan
3. Dapat berputar haorisontal pada sumbu tangkai kait

b. Tali

Tali merupakan salah satu komponen pemindah daya yang mampu bekerja pada jarak relatif jauh, sampai ± 50 m. Tali yang digunakan pada rancangan ini adalah tali baja. Kelebihan yang dimiliki oleh tali baja dibandingkan dengan rantai atau tali rami, yaitu:

1. Lebih tahan terhadap sentakan
2. Keandalan operasi lebih tinggi
3. Operasi yang tenang walaupun pada kecepatan operasi tinggi

Tali baja terbuat dari pintalan serabut kawat baja dengan kekuatan tarik, $\sigma_b = 130-200$ kg/mm². Kontruksi ini dimaksudkan agar tali memiliki kekuatan yang relatif sama dengan baja namun memiliki kelenturan yang relatif besar. Selain itu,

dengan konstruksi ini kerusakan pada tali terjadi secara bertahap dan dapat dideteksi lebih dini; kawat pada bagian luar akan mengalami keausan yang lebih parah dan selanjutnya putus lebih dulu dibandingkan dengan bagian dalamnya.

c. Sistem puli

Sistem puli yang digunakan adalah sistem puli majemuk. Dengan sistem ini, beban yang bekerja pada tali dapat dikurangi sehingga ukuran tali, puli dan drum dapat diperkecil dan bobot sistem pengangkat-pun lebih kecil.

d. Drum

Drum berfungsi sebagai penggulung tali baja pada saat proses pengangkatan. Umumnya drum terbuat dari besi cor kelabu yang dilengkapi dengan alur heliks dengan tujuan agar tali dapat tergulung dengan seragam sehingga mengurangi keausannya.

e. Motor penggerak

Pada rancangan sistem hoisting, digunakan motor listrik arus DC putaran bolak-balik, dengan pertimbangan keamanan. Pada suatu pengangkatan, daya yang diperlukan bervariasi (pada saat tunak dan pada saat peralihan). Untuk itu motor listrik dipilih berdasarkan daya maksimal yang diperlukan (pada saat awal pengangkatan).

f. Kopling

Kopling yang digunakan adalah kopling flens

g. Rem dan roda pengunci

Untuk menjaga agar beban yang diangkat tetap berada di tempatnya atau untuk menghentikan pengangkatan dan penurunan, maka digunakan komponen yang disebut rem.

Pengereman ini dibedakan menjadi:

1. Menghentikan dan menahan beban pada suatu ketinggian, untuk selanjutnya dilakukan gerakan *cross-travelling* atau *travelling*.
2. Menjaga agar penurunan berada pada kecepatan yang diinginkan.

Dalam perancangan ini, rem yang digunakan adalah rem kerucut, dengan kendali *electromagnet*.

h. Transmisi

Untuk mendapatkan putaran output yang sesuai, digunakan sistem transmisi roda gigi lurus. Jenis transmisi ini dipilih karena konstruksinya sederhana. Komponen pendukung untuk sistem ini adalah:

1. Roda gigi lurus.
2. Poros dan pasak. Besarnya diameter poros transmisi antara lain tergantung pada momen lentur dan torsi pada poros tersebut. Untuk mendapatkan diameter poros yang tepat, jarak tumpuan poros dan jarak transmisi diperkecil. Hal ini membawa dampak ukuran minimal diameter poros terhadap beban lentur dan torsi berbeda, sehingga desain poros dapat dibertangga.
3. Bantalan.

I.3.2 Perancangan sistem *Cross Travelling* dan *Crane Bridge Girder*

Prinsip kerja sistem ini adalah mengangkut sistem pengangkat yang ditempatkan semi permanen pada suatu sasis sesuai dengan lintasan dan pada kecepatan yang aman. Untuk dapat bergerak, sistem ini membutuhkan komponen-komponen, yaitu:

a. Roda dan gandar

Roda yang dibutuhkan empat buah, sesuai dengan jumlah lintasan, disebelah kanan dua buah dan sebelah kiri dua buah. Roda ini digerakkan dengan motor penggerak. Keempat roda ini berjalan diatas rel (*crane bridge girder*)

b. Rem

Dalam perancangan ini digunakan rem kerucut dengan kendali elektromagnet dan pegas seperti pada sistem pengangkat

c. Transmisi

Untuk dapat mereduksi putaran atau mencapai putaran roda yang sesuai dengan kecepatan jalan yang diinginkan maka digunakan sistem transmisi roda gigi lurus, dan untuk keperluan desain (menggurangi pemborosan tempat) dapat ditambahkan jenis transmisi yang mampu mereduksi putaran dalam arah tegak lurus, salah satu contohnya transmisi roda gigi kerucut lurus.

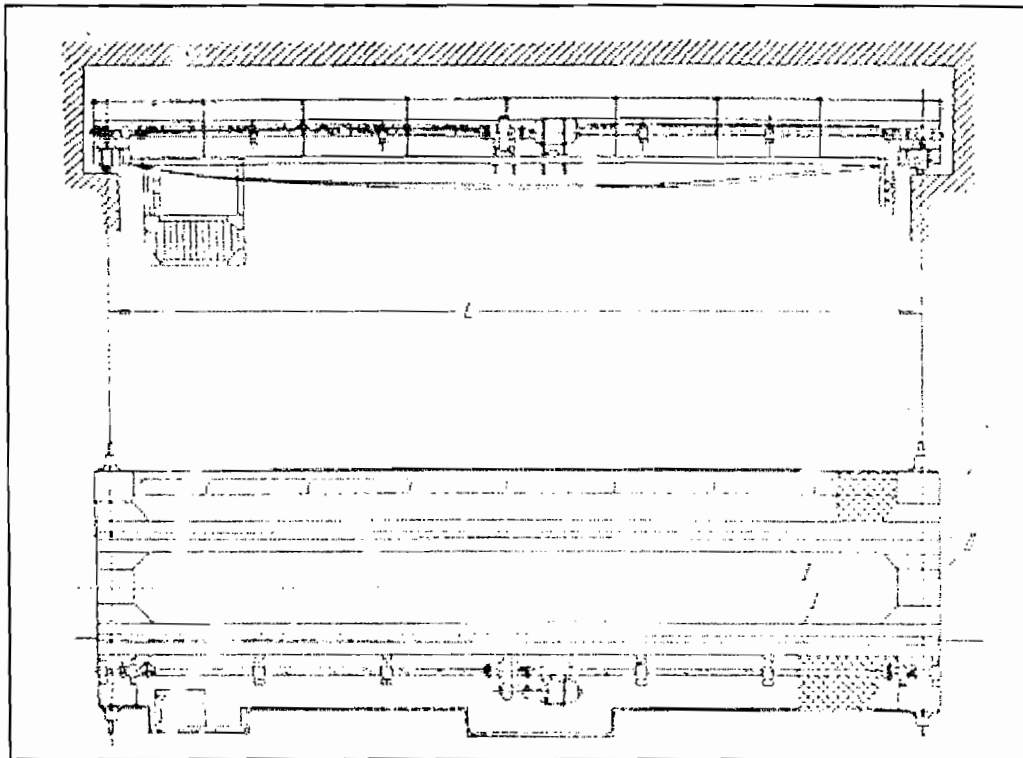
d. Motor penggerak

Untuk meminimalkan daya motor listrik dapat dilakukan dengan memperkecil tahanan gerak roda troli. Salah satu pemecahannya adalah diameter poros, roda troli dan gandar troli diperkecil.

e. *Crane Bridge Girder*

I.3.3 Perancangan sistem *Travelling*

Untuk dapat menggerakkan perlengkapan pengangkatan dan perlengkapan gerak *cross travelling* maka digunakan sistem yang terdiri dari sebuah motor penggerak yang dilengkapi sistem transmisi roda gigi untuk menggerakkan roda yang terletak disebelah kanan dan kiri *crane bridge girder*.



Gambar 1.3 Sistem traveling
(Sumber: N. Rudenko, Mesin Pengangkat, hal 334)

I.3.4 Pelumasan dan perawatan

Pelumasan adalah proses pemberian bahan pelumas pada elemen-elemen mesin yang rawan terhadap gesekan atau panas. Pelumasan ini umumnya diberikan pada bantalan. Pemilihan cara pelumasan berdasar pada konstruksi, kondisi kerja dan letak elemen yang dilumasi. Sedangkan pemilihan media

pelumas tergantung pada kecepatan benda yang dilumasi. Untuk kecepatan rendah, dapat digunakan gemuk. Dan untuk komponen yang bekerja pada kecepatan tinggi dapat dipilih media pelumas berupa oli. Cara pemberian pelumas yang digunakan adalah sebagai berikut:

1. Pelumasan celup; sebagian dari bantalan dicelup dalam pelumas. Hal yang perlu diperhatikan dalam pelumasan ini adalah besarnya daya gesek karena tahanan viskositas pelumas, kenaikan temperatur dan masuknya kotoran. Selain itu, desain penutup atau *cassing* sistem transmisi dan banyaknya pelumas sangat berpengaruh terhadap kinerja pelumasan. Pelumas yang digunakan untuk pelumasan cara ini adalah pelumas oli.
2. Pelumasan gemuk: proses pelumasan dilakukan dengan cara mengolesi komponen dengan bantuan kuas. Pelumas yang digunakan berbentuk pasta yang akan meleleh saat temperatur bantalan meningkat. Umumnya pelumasan jenis ini digunakan pada komponen putaran rendah.

1.4 Batasan Perancangan

1. Crane yang dirancang mempunyai karakteristik sebagai berikut :
 - a. Kapasitas : 20 ton
 - b. Tinggi angkat : 10 m
 - c. Lebar bentang : 12 m
 - d. Kecepatan angkat : 10 m/menit
 - e. Kecepatan *cross-traveling* : 10 m/menit
 - f. Kecepatan *traveling* : 20 m/menit
2. Meliputi perhitungan dan gambar secara detail
3. Sistem kendali diabaikan
4. Kontruksi *cassing*, sirkulasi dan volume pelumasan diabaikan

BAB II

PERANCANGAN SISTEM PENGANGKAT

II.1 Kelas Pelayanan dan Faktor Keamanan Beban

Pada pabrik pengilangan gula, kondisi pengoperasian kran ini adalah sebagai berikut:

- a. Digerakkan motor listrik
- b. Operasi harian = 8 - 10 jam
- c. Operasi tiap tahun = 640 – 800 jam (80 hari)
- d. Beban angkat rata-rata = 0,5 beban penuh
- e. Temperatur lingkungan = $\pm 30\text{ }^{\circ}\text{C}$

Selanjutnya kelas pelayanan kran ditentukan dari Tabel 2.1.

Tabel 2.1 Karakteristik kerja pengangkat

Kelas Pelayanan	Penggunaan mesin rata-rata				
	Beban K_{beban}	Waktu		Faktor kerja DF (%)	Temperatur lingkungan ($^{\circ}\text{C}$)
		K_{tahun}	K_{hari}		
Ringan (L)	0,50	0,25	0,33	15	25
Sedanag (M)	0,50	0,50	0,67	25	25
Berat (H)	0,75	0,75	0,67	40	25
Sangat Berat (VH).	1,00	1,00	1,00	40	45

(Sumber: N. Rudenko, Mesin Pengangkat, hal 15)

Pemakaian rata-rata tahunan (K_{tahun}) adalah:¹

$$\begin{aligned}
 K_{\text{tahun}} &= \frac{\text{Pemakaian mesin dalam 1 tahun (hari)}}{365 \text{ hari}} \\
 &= \frac{80}{365} = 0,22
 \end{aligned}$$

Pemakaian rata-rata harian (K_{hari}) adalah:

$$\begin{aligned}
 K_{\text{hari}} &= \frac{\text{Pemakaian mesin dalam 1 hari (jam)}}{24 \text{ jam}} \\
 &= \frac{10}{24} = 0,4
 \end{aligned}$$

Maka, dengan menggunakan Tabel 2.1 dapat diketahui bahwa kran ini tergolong tipe pelayanan ringan.

¹ N. Rudenko, Mesin Pengangkat, Cetakan ke-3, PT Erlangga Jakarta, hal 17

Untuk menentukan faktor keamanan, perlu diketahui gaya akibat dinamika gerak muatan pada awal pengangkatan, yaitu.

$$F_{start} = m \cdot g + m \cdot a$$

Dengan:

F_{start}	Gaya pada awal pengangkatan, N
m	Massa muatan, kg
g	Percepatan gravitasi, $9,81 \text{ m s}^{-2}$
a	Percepatan pengangkatan, m s^{-2}

Direncanakan waktu start (t_s) 3 detik dan kecepatan angkat (v) 10 m/menit

Sehingga:

$$\begin{aligned} F_{start} &= m \cdot g + m \cdot \frac{v}{60 \cdot t} \\ &= 20000 \cdot 9,81 + 20000 \cdot \frac{10}{60 \cdot 3} \\ &= 197311,1 \text{ N} = 20113,26 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dengan pertimbangan adanya kemungkinan gangguan pengangkatan (semisal sebagian beban tersangkut lori) atau beban lebih maka faktor keamanan beban (f_b) ditentukan = 1,2 sehingga kapasitas beban rencana adalah:

$$\begin{aligned} Q_R &= Q \cdot f_b \\ &= 20000 \cdot 1,2 = 24000 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dengan adanya faktor keamanan ini, semua komponen yang dirancang mampu menahan beban 20 ton dan penambahan gaya akibat dinamika gerak.

II.2 Sistem Kait

II.2.1 Pemilihan kait

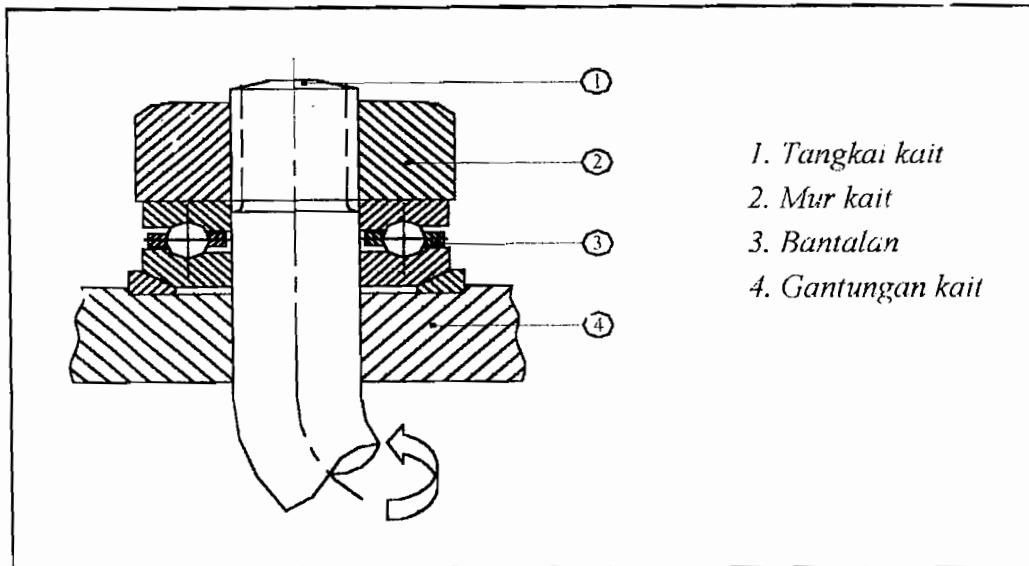
Kait dalam rancangan ini dipilih kait tunggal, dengan alasan selain kait ini telah di-standarisasi, kait ini juga mampu digunakan untuk menangani beban sampai 50 ton, konstruksinya sederhana dan ukurannya relatif kecil.

Kait tunggal dipilih dari Tabel 1 pada Lampiran I, berdasar kapasitas beban rencana (24 ton), yaitu:

- Tangkai pendek
- Kapasitas beban maksimal 25 ton
- Diameter tangkai, d_t 120 mm
- Bobot kait 145 kg
- Bahan kait Bd K25 (N 702) setara dengan St 42-1 (DIN 17100)

II.2.2 Pemilihan bantalan kait

Bantalan ini dipasang pada tangkai kait, agar kait dapat bergerak berputar pada sumbu vertikal.



Gambar 2.1 Bantalan dan Putaran Kait

Beban yang terjadi pada bantalan adalah beban arah aksial namun dengan gerakan radial, dan bantalan yang sesuai dengan karakteristik beban tersebut adalah bantalan peluru yang dipilih dari Tabel 2.2 berdasarkan kapasitas beban rencana.

Tabel 2.2 Kapasitas dan ukuran bantalan peluru

Kapasitas, Q (Ton)	10	15	20	25	30	40
d_1	70	80	90	100	115	125
d_2	72	82	93	103	120	130
d_3	95	110	125	140	160	175
D	120	136	155	172	200	220
D_1	130	145	165	185	215	220
H	44	50	57	64	74	79
R	95	110	125	140	160	175
R	2	2	2	2	3	3
Beban maxs (Ton)	11,6	15,8	20,6	26,0	35,5	41,5

(Sumber: N. Rudenko, Mesin Pengangkat, hal 98)

Dengan dasar beban maksimal yang mampu ditahan, bantalan peluru untuk kait dipilih sebagai berikut:

- Nomor bantalan: 51320 (Tabel 4, Bantalan peluru aksial, Lampiran I)
- Kapasitas maksimal bantalan, $Q_{maks} = 26 \text{ Ton}$
- Diameter luar bantalan, $D = 172 \text{ mm}$

Untuk menentukan faktor keamanan, perlu diketahui gaya akibat dinamika gerak muatan pada awal pengangkatan, yaitu.

$$F_{start} = m \cdot g + m \cdot a$$

Dengan:

F_{start}	Gaya pada awal pengangkatan, N
m	Massa muatan, kg
g	Percepatan gravitasi, $9,81 \text{ m s}^{-2}$
a	Percepatan pengangkatan, m s^{-2}

Direncanakan waktu start (t_s) = 3 detik dan kecepatan angkat (v) = 10 m/menit
Sehingga:

$$\begin{aligned} F_{start} &= m \cdot g + m \cdot \frac{v}{60 \cdot t} \\ &= 20000 \cdot 9,81 + 20000 \cdot \frac{10}{60 \cdot 3} \\ &= 197311,1 \text{ N} = 20113,26 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dengan pertimbangan adanya kemungkinan gangguan pengangkatan (semisal sebagian beban tersangkut lori) atau beban lebih maka faktor keamanan beban (f_b) ditentukan = 1,2 sehingga kapasitas beban rencana adalah:

$$\begin{aligned} Q_R &= Q \cdot f_b \\ &= 20000 \cdot 1,2 = 24000 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dengan adanya faktor keamanan ini, semua komponen yang dirancang mampu menahan beban 20 ton dar penambahan gaya akibat dinamika gerak.

II.2 Sistem Kait

II.2.1 Pemilihan kait

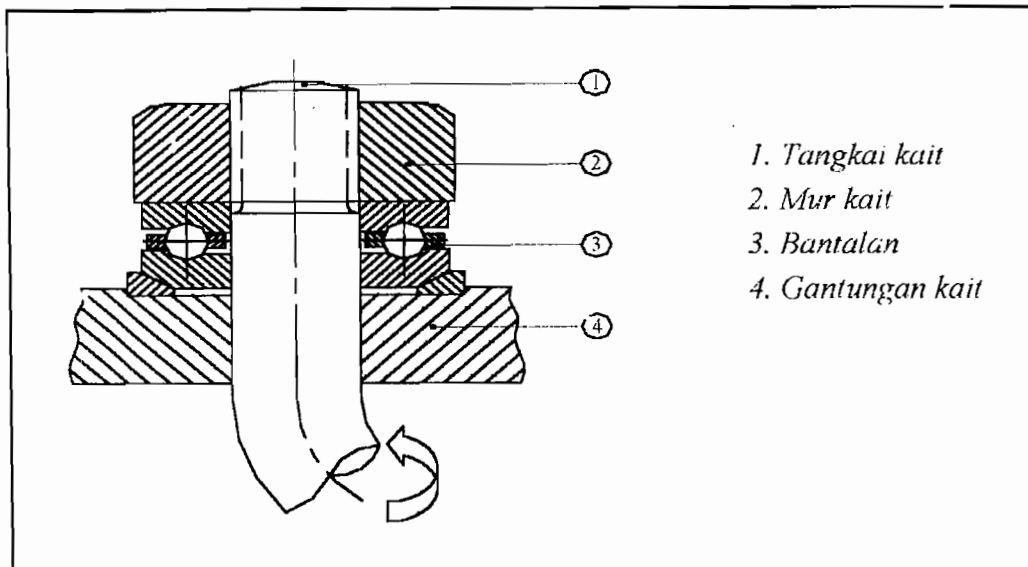
Kait dalam rancangan ini dipilih kait tunggal, dengan alasan: selain kait ini telah di-standarisasi, kait ini juga mampu digunakan untuk menangani beban sampai 50 ton, konstruksinya sederhana dan ukurannya relatif kecil.

Kait tunggal dipilih dari Tabel 1 pada Lampiran 1, berdasar kapasitas beban rencana (24 ton), yaitu:

- Tangkai pendek
- Kapasitas beban maksimal 25 ton
- Diameter tangkai, d_t = 120 mm
- Bobot kait 145 kg
- Bahan kait Bd K25 (N 702) setara dengan St 42-1 (DIN 17100)

II.2.2 Pemilihan bantalan kait

Bantalan ini dipasang pada tangkai kait, agar kait dapat bergerak berputar pada sumbu vertikal.



Gambar 2.1 Bantalan dan Putaran Kait

Beban yang terjadi pada bantalan adalah beban arah aksial namun dengan gerakan radial, dan bantalan yang sesuai dengan karakteristik beban tersebut adalah bantalan peluru yang dipilih dari Tabel 2.2 berdasarkan kapasitas beban rencana.

Tabel 2. 2 Kapasitas dan ukuran bantalan peluru

Kapasitas; $Q(Ton)$	10	15	20	25	30	40
d_1	70	80	90	100	115	125
d_2	72	82	93	103	120	130
d_3	95	110	125	140	160	175
D	120	136	155	172	200	220
D_1	130	145	165	185	215	220
H	44	50	57	64	74	79
R	95	110	125	140	160	175
R	2	2	2	2	3	3
Beban maks (Ton)	11,6	15,8	20,6	26,0	35,5	41,5

(Sumber: N. Rudenko, Mesin Pengangkat, hal 98)

Dengan dasar beban maksimal yang mampu ditahan, bantalan peluru untuk kait dipilih sebagai berikut:

- a. Nomor bantalan: 51320 (Tabel 4, Bantalan peluru aksial, Lampiran I)
- b. Kapasitas maksimal bantalan, $Q_{maks} = 26 \text{ Ton}$
- c. Diameter luar bantalan, $D = 172 \text{ mm}$

- d. Diameter pasan kait bantalan, $d_1 = 100 \text{ mm}$
- c. Tinggi bantalan, $h = 64 \text{ mm}$

II.2.3 Perancangan baut dan mur kait

Kekuatan ulir baut dan mur kait sangat penting dalam suatu rancangan sistem kait, karena beban muatan ditahan oleh ulir tersebut untuk kemudian diteruskan ke gantungan kait dan tali yang selanjutnya digulung pada drum.

Data perhitungan:

- a. Beban rencana, $Q_R = 24 \text{ Ton}$
- b. Tegangan tarik bahan baut (St 42-1), $\sigma_B = 45 \text{ kg/mm}^2$
- c. Faktor keamanan bahan, $S_f = 6$

Tegangan tarik yang diizinkan:²

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \frac{\sigma_B}{S_f} \\ &= \frac{45}{6} = 7,5 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Diameter inti minimal ulir luar (baut):³

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_R}{\pi \cdot \sigma_a}}$$

Dengan:

d_1 = Diameter inti ulir luar

σ_a = Tegangan tarik yang diizinkan bahan ulir

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 24000}{\pi \cdot 7,5}} = 63,8 \text{ mm}$$

Selanjutnya, berdasar diameter inti ulir luar, jenis ulir dipilih ulir metris kasar yang ukurannya ditentukan menurut standar Jepang (JIS B 0205) pada Tabel 2.3

² Ir Sularso, MSMP., Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Cetakan ke-8, hal 296

³ Ibid

Tabel 2.3 Ukuran standar ulir kasar metris (JIS B 0205)

Nama bagian ulir:

1. Sudut ulir
2. Jarak bagi
3. Diameter inti ulir luar
4. Diameter luar ulir luar
5. Diameter dalam ulir dalam
6. Diameter luar ulir dalam

Ulir		Jarak bagi <i>p</i>	Tinggi kaitan, <i>H</i>	Ulir dalam		
				Diameter luar, <i>D</i>	Diameter efektif, <i>D₂</i>	Diameter dalam, <i>D₁</i>
Pilihan I	Pilihan II			Ulir luar		
			Diameter luar, <i>d</i>	Diameter efektif, <i>d₂</i>	Diameter inti, <i>d₁</i>	
M 42	M 45	4,5	42	39,077	37	
M 48		5	48	44,752	42	
M 56	M 52	5	52	48,752	46	
	M 60	5,5	60	56,428	54	
M 64	M 68	6	64	60,103	57,5	
		6	68	64,103	61,5	

(Sumber: Ir Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 290)

Dipilih metris kasar dengan notasi M 68 dengan spesifikasi sebagai berikut:

- a. Jarak bagi, $p = 6 \text{ mm}$
- b. Tinggi kaitan, $h = 3,248 \text{ mm}$

Jumlah ulir yang diperlukan untuk menahan beban 24 Ton adalah ⁴

$$z \geq \frac{Q_R}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot q_a}$$

Dengan:

- z Jumlah ulir
- d_2 Diameter efektif
- q_a Tekanan permukaan yang diizinkan (Tabel 2.4)

⁴ Ibid hal 297

Tabel 2. 4 Tekanan permukaan yang diijinkan pada ulir

Bahan		Tekanan permukaan yang diijinkan q_a (kg/mm^2)	
Ulir luar	Ulir dalam	Ulir pengikat	Ulir penggerak
Baja liat	Baja liat atau perunggu	3	1
Baja keras		4	1,3
	Besi cor	1,5	0,5

(Sumber: Ir Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 296)

Ulir pada kait tersebut dapat disebut ulir penggerak, sehingga jumlah ulir yang diperlukan adalah:

$$z \geq \frac{24000}{\pi \cdot 64,103 \cdot 3 \cdot 1} = 13,24 \Rightarrow 14 \text{ ulir}$$

Tinggi mur kait:

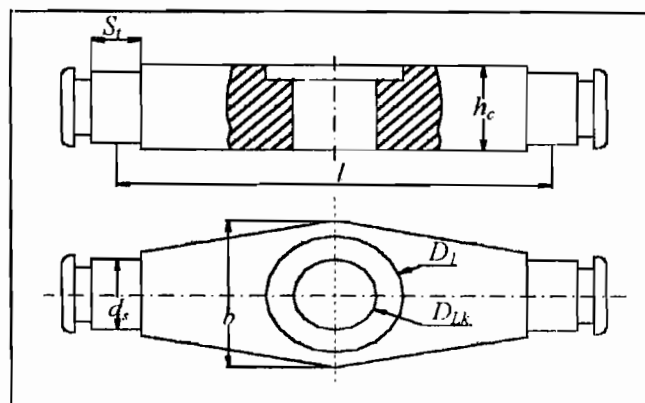
$$\begin{aligned} H &= z \cdot p \\ &= 14 \cdot 6 = 84 \text{ mm} \end{aligned}$$

II.2.4 Perancangan gantungan kait dan sakel

Dari sub-bab sebelumnya telah dipilih kait tunggal dan bantalan kait, sehingga untuk gantungan kait dapat ditentukan:

- Diameter lubang tangkai kait, $D_{lk} = 120 \text{ mm} = 12 \text{ cm}$
- Diameter dudukan bantalan kait, $D_l = 172 \text{ mm} = 17,2 \text{ cm}$

Desain gantungan kait dipilih dari desain yang telah ada, dan ditunjukkan pada Gambar 2.2



Gambar 2.2 Desain Gantungan Kait

Ditentukan:

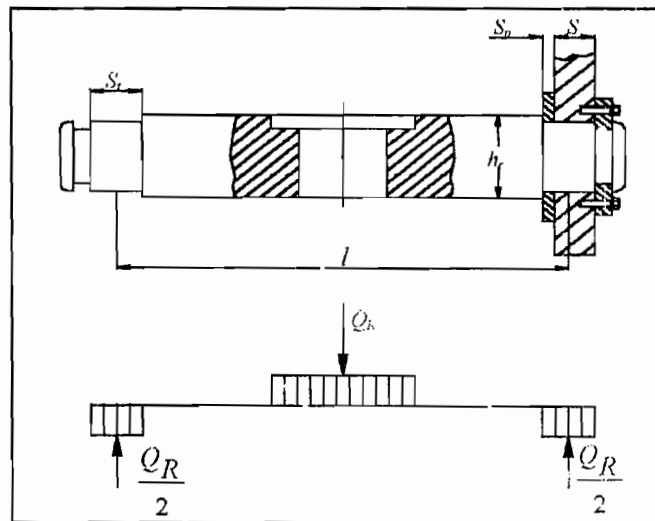
- Bahan gantungan kait dipilih dari Tabel 3, Lampiran I, yaitu: SF 60, dengan kekuatan tarik, $\sigma_B = 60 \cdot 70 \text{ kg/mm}^2$

- b. Panjang batang lintang, $l = 2 \cdot D_1 = 344 \text{ mm}$ (dipilih = 350 mm)
- c. Lebar batang lintang, $b = 250 \text{ mm}$
- d. Diameter trunion, $d_s = 100 \text{ mm}$

Dengan memperhatikan faktor keamanan untuk beban dinamis = 4 dan faktor keamanan beban statis = 2 (Ir. Sularso. Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 16), maka tegangan lentur yang diijinkan bahan diketahui:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_B}{(2 \times 4)} = 7,5 - 8,75 \text{ kg/mm}^2$$

Pembebanan yang terjadi pada gantungan kait ditunjukkan pada Gambar 2.3



Gambar 2.3 Pembebanan pada Gantungan Kait

Diketahui persamaan volume gantungan kait:⁵

$$V_{cp} = \frac{(b - D_1) \cdot h_c^2}{6} \Rightarrow h_c = \sqrt{\frac{6 \cdot V_{cp}}{(b - D_1)}} \dots \dots \dots (2.1)$$

V_{cp} = Volume gantungan kait (mm^3)

$$V_{cp} = \frac{M_{lmaks}}{\sigma_a} \dots \dots \dots (2.2)$$

M_{lmaks} : Momen lengkung maksimum

$$M_{lmaks} = \frac{Q}{4} \cdot \left(l - \frac{D_1}{2} \right) \dots \dots \dots (2.3)$$

⁵ N. Rudenko, Mesin Pengangkat, Cetakan ke-3, PT Erlangga Jakarta, hal 98

Dengan mensubstitusikan Persamaan 2.3 ke Persamaan 2.2 dan kemudian ke Persamaan 2.1, diperoleh Persamaan 2.4:

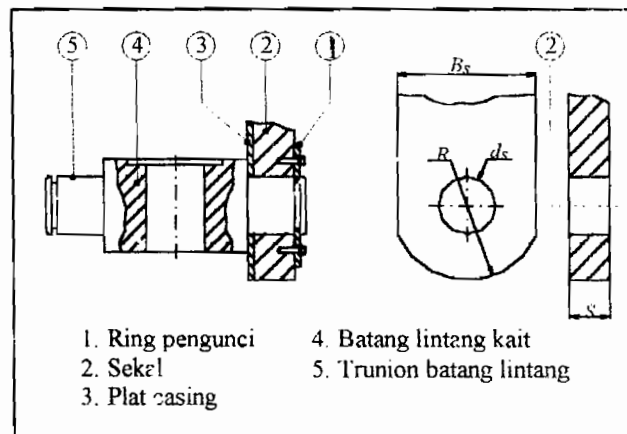
$$h_c = \sqrt{\frac{6 \cdot Q \cdot \left(1 - \frac{D_1}{2}\right)}{4 \cdot \sigma_a \cdot (b - D_1)}} \dots \dots \dots (2.4)$$

h_c : tinggi batang lintang (mm)

Tinggi batang lintang dapat ditentukan, yaitu:

$$\begin{aligned} h_c &= \sqrt{\frac{6 \cdot 24000 \cdot \left(350 - \frac{172}{2}\right)}{4 \cdot 8 \cdot (250 - 172)}} \\ &= 123,4 \text{ mm} \Rightarrow 125 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sekal berada berfungsi meneruskan beban dari batang lintang ke gantungan puli. Pengencangan sekal dilakukan dengan cincin penyetel yang dimasukkan ke dalam alur trunion yang dipasang ke sekal dengan menggunakan baut, agar batang lintang dapat berputar namun tidak dapat bergerak aksial..



Gambar 2.4 Sakel Kait

Ditentukan: jari-jari dasar sakel, $R = 11 \text{ cm}$; Bahan sakel dipilih sama dengan bahan batang lintang, yaitu: SF 60

Momen lengkung maksimum pada trunion (Gambar 2.3):⁶

$$M_{Tmaks} = \frac{Q}{2} \times \left(\frac{S + S_p}{2} \right)$$

S_p : Tebal plat casing

⁶ Ibid

Tebal sekel diperoleh dengan perhitungan berikut: ⁷

$$S = \frac{Q}{2 \cdot d_s \cdot \sigma_a} \times \frac{(4R^2 + d_s^2)}{(4R^2 - d_s^2)}$$

$$= \frac{24000}{2 \cdot 100 \cdot 8} \times \frac{(4 \cdot 110^2 + 100^2)}{(4 \cdot 110^2 - 100^2)} = 22,8 \text{ mm}$$

Tebal plat casing ditentukan 5 mm; momen lengkung maksimum pada trunion diketahui:

$$M_{Tmaks} = \frac{24000}{2} \times \left(\frac{22,8 + 5}{2} \right)$$

$$= 166800 \text{ kg.mm}$$

Persyaratan: tegangan lentur yang terjadi harus lebih kecil dari tegangan lentur yang diizinkan bahan.

$$\sigma_a \geq \frac{M_{Tmaks}}{0,1 \cdot d_s^3} \dots \dots \dots (2.5)$$

$$\sigma_a \geq \frac{166800}{0,1 \cdot 100^3} \Rightarrow 8 \geq 1,668 \text{ kg/mm}^2 \text{ (memenuhi persyaratan)}$$

Diketahui persamaan tegangan lentur: ⁸

$$\sigma_a \geq \frac{Q}{2 \cdot S \cdot (B_s - d_s)} \dots \dots \dots (2.6)$$

Dari persamaan 2.6, lebar sekel minimal dapat ditentukan, yaitu:

$$B_s = \frac{Q_R}{2 \cdot S \cdot \sigma_a} + d_s$$

$$= \frac{24000}{2 \cdot 22,8 \cdot 8} + 100 = 165,8 \text{ mm} \Rightarrow 170 \text{ mm}$$

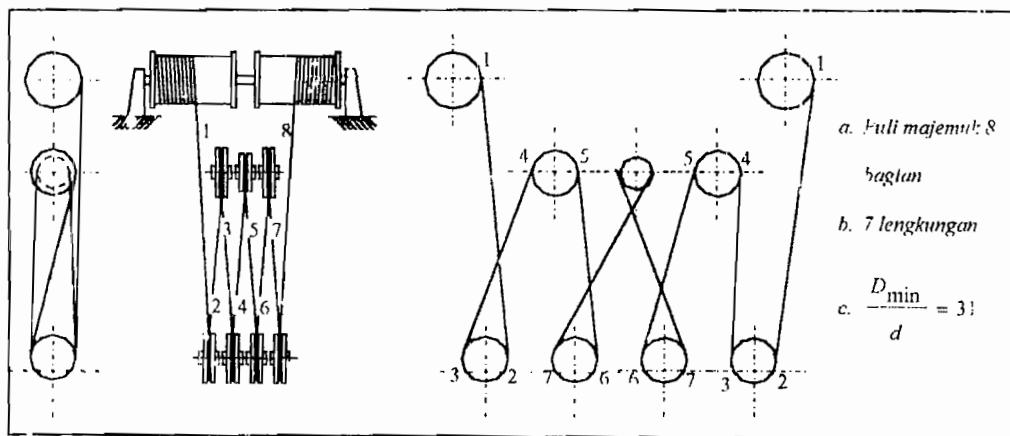
⁷ Ibid hal 101

⁸ Ibid hal 100

II.3 Sistem Puli dan Pemilihan Kabel Kawat Baja

Sistem puli dipilih sistem puli majemuk dengan 8 bagian dan 1 puli kompensasi. Puli kompensasi tidak berputar pada saat muatan diangkat atau diturunkan, sehingga dapat dianggap bahwa sistem puli ini terdiri dari dua tali terpisah yang dihubungkan oleh puli kompensasi.

Perhitungan lengkungan, dilakukan pada tali bagian kiri dan kanan puli kompensasi dimulai dari drum, kemudian dipilih lengkungan yang terbanyak, ditunjukkan pada Gambar 2.5



Gambar 2.5 Sistem Puli

Spesifikasi sistem puli ini adalah sebagai berikut:

- efisiensi sistem, $\eta_s = 0,9$
- panjang tali yang tergulung pada satu bagian drum, $l_d = 4.h$
- perbandingan transmisi sistem puli, $i_p = 4$
- kecepatan tali, $c = 4.v$ (v = kecepatan angkat)

Agar beban dapat terangkat maka:

$$Q_R = S_1 + S_2 + \dots + S_8$$

$$S_1 = S_8 \quad S_3 = \frac{S_1}{\epsilon^2} = S_5$$

$$S_2 = \frac{S_1}{\epsilon} = S_7 \quad S_4 = \frac{S_1}{\epsilon^3} = S_6$$

Direncanakan puli akan ditumpu oleh bantalan-rol, maka faktor tahanan puli (ϵ) diketahui = 1,05 (N. Rudenko, Mesin Pengangkat, hal 60) dan gaya tarik tiap-tiap tali pada saat mengangkat beban, diperoleh sebagai berikut:⁹

$$\begin{aligned} Q_R &= 2 \cdot (S_1 + S_2 + S_3 + S_4) \\ &= 2 \cdot \left(S_1 + \frac{S_1}{\epsilon} + \frac{S_1}{\epsilon^2} + \frac{S_1}{\epsilon^3} \right) = 2 \cdot S_1 \cdot \left(1 + \frac{1}{\epsilon} + \frac{1}{\epsilon^2} + \frac{1}{\epsilon^3} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_1 &= \frac{Q_R}{2 \cdot \left(1 + \frac{1}{\epsilon} + \frac{1}{\epsilon^2} + \frac{1}{\epsilon^3} \right)} \\ &= \frac{24000}{2 \cdot \left(1 + \frac{1}{1,05} + \frac{1}{1,05^2} + \frac{1}{1,05^3} \right)} = 3223,2 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$S_2 = \frac{S_1}{\epsilon} = S_7$$

$$S_2 = \frac{3223,2}{1,05} = 3069,7 \text{ kg}$$

$$S_3 = \frac{S_1}{\epsilon^2} = S_5$$

$$S_3 = \frac{3223,2}{1,05^2} = 2923,5 \text{ kg}$$

$$S_4 = \frac{S_1}{\epsilon^3} = S_6$$

$$= \frac{3223,2}{1,05^3} = 2784,3$$

Tali baja dipilih tipe 6 x 37 = 222 + 1C. Untuk menentukan diameter tali baja, lebih dulu harus diketahui luas penampang tali, yang diperoleh menggunakan Persamaan 2.7:¹⁰

$$F_{(222)} = \frac{S}{\frac{\sigma_b}{K} - \left(\frac{d}{D} \cdot 36000 \right)} \dots \dots \dots (2.7)$$

Dengan:

$$F_{(222)} = \text{Luas penampang tali, cm}^2$$

⁹ Ibid hal 61

¹⁰ Ibid hal 39

- S = Gaya tarik maksimum tali, kg .
 σ_h = Tegangan tarik tali, kg/cm^2
 K = Faktor keamanan tali = 5 (Tabel 2.6)
 d = Diameter tali, cm
 D = Diameter puli, cm

$$F_{(222)} = \frac{3223,2}{\frac{18000}{5} - \left(\frac{1}{31} \cdot 36000\right)}$$

$$= 1,32 \text{ cm}^2$$

Tabel 2. 5 Faktor koreksi kondisi pengoperasian

No	TIPE ALAT PENGANGKAT	Penggerak	Kondisi pengoperasian	K	e_t
I	Lokomotif, traktor, dan crane pada truk (termasuk excavator sebagai crane pada daerah konstruksi)	Tangan	Ringan	4	16
		Daya	Ringan	5	16
		Daya	Medium	5,5	18
		Daya	Berat dan sangat berat	6	20
II	Semua tipe lain dari crane dan pengangkat mekanis	Tangan	Ringan	4,5	18
		Daya	Ringan	5	20
		Daya	Medium	5,5	25
		Daya	Berat dan sangat berat	6	30
III	Derek pada kendaraan yang dioperasikan tangan berkapasitas lebih dari 1 Ton.	Tangan	-	4	12
IV	Pengangkat dengan Troli	-	-	5,5	20

(Sumber: N. Rudenko, Mesin Pengangkat, PT Erlangga, Jakarta hal 42)

Selanjutnya diameter satu kawat, δ diketahui dengan persamaan berikut:

$$\delta = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{(222)}}{\pi \cdot i_t}}$$

- δ = Diameter satu kawat, cm
 i_t = jumlah kawat dalam satu tali

$$\delta = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,32}{\pi \cdot 222}}$$

$$= 0,09 \text{ cm}$$

Diameter tali kawat baja dapat diketahui, yaitu: ¹¹

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

$$= 1,5 \cdot 0,09 \cdot \sqrt{222} = 2,01 \text{ cm}$$

¹¹ Ibid hal 38

Tali kawat baja dipilih dari Tabel 2 pada Lampiran 1, dengan dasar diameter minimal tali kawat baja = 2,01 cm; yaitu tali kawat baja, konstruksi 6×37 = 222 + 1C' Arah lilitan kekanan dan arah strand sejajar (Zz) (Gambar 3 pada Lampiran 1), dengan diameter: 2,1 cm = 21 mm. Pemilihan konstruksi tali jenis sejajar karena tali jenis ini lebih luwes serta distribusi beban terjadi merata pada setiap kawat.

Untuk memprediksi umur tali, pertama harus diketahui tegangan tarik nominal yang terjadi pada tali, yaitu:

$$\sigma_n = \frac{S_1}{F_{(222)}} = \frac{3223,2}{1,28} = 2518,12 \text{ kg/cm}^2 = 25,1812 \text{ kg/mm}^2$$

Dari diagram pada Gambar 1 pada Lampiran I diketahui: jumlah lengkungan berulang tali antara 130000 – 170000. Faktor jumlah lengkungan diperoleh sebagai berikut:

$$\frac{D}{d} = m \cdot \sigma_n \cdot C \cdot C_1 \cdot C_2 \Rightarrow m = \frac{D}{d} \cdot \frac{1}{\sigma_n \cdot C \cdot C_1 \cdot C_2} \dots (2.8)$$

Dengan:

- C Faktor konstruksi tali (Tabel 2.6) 0,89
- C₁ Faktor diameter tali (Tabel 2.7) 1,04
- C₂ Faktor bahan serabut tali (Lampiran 1, Tabel 3) 1,37

Tabel 2. 6 Faktor C

σ _b ² kg/mm ²	Kontruksi tali									
	6 × 7 = 42 + 1C'		6 × 7 = 42 + 1C'						6 × 37 = 222 + 1C'	
	Posisi		Biasa		Warrington		Seale		Posisi	
	Berpotongan	Sejajar	Berpotongan	Sejajar	Berpotongan	Sejajar	Berpotongan	Sejajar	Berpotongan	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

(Sumber: N. Rudenko, Mesin Pengangkat, PT Erlangga, Jakarta hal 44)

Tabel 2. 7 Faktor C₁

Diameter tali d (cm)	≤ 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
C ₁	0,83	0,85	0,89	0,93	0,97	1,00	1,04	1,09	1,16	1,24

(Sumber: N. Rudenko, Mesin Pengangkat, PT Erlangga, Jakarta hal 44)

Dengan menggunakan Persamaan 2.7, faktor jumlah lengkungan tali dapat diketahui, yaitu:

$$m = 31 \cdot \frac{1}{25,1812 \cdot 1,02 \cdot 1,04 \cdot 1,37}$$

$$= 0,85$$

Jumlah lengkungan yang diizinkan, Z dapat diketahui dari Tabel 2.8

Tabel 2. 8 Faktor koreksi jumlah lengkungan tali

Z dalam ribuan	110	130	150	170
M	0,83	0,95	1,07	1,18

(Sumber: N. Rudenko, Mesin Pengangkat, PT Erlangga, Jakarta hal 44)

Dengan metoda interpolasi diketahui:

$$Z = \left(\frac{0,95 - 0,85}{0,95 - 0,83} \times (130000 - 110000) \right) + 110000$$

$$= 126666,7 \text{ lengkungan}$$

Umur tali diperoleh dengan persamaan berikut: ¹²

$$N = \frac{Z}{a \cdot Z_2 \cdot \beta} \dots \dots \dots (2.9)$$

N = Umur tali, bulan

a = Rata-rata siklus kerja tiap bulan = 1000 (Tabel 2.9)

Z₂ = Jumlah lengkungan berulang tiap siklus kerja pada tinggi angkat penuh dan lengkungan satu sisi = 4 (Tabel 2.9)

B = Faktor perubahan daya tahan tali = 0,5 (Tabel 2.9)

¹² Ibid hal 48

Tabel 2. 9 Faktor a, z₂ dan β

Kondisi pengoperasian	Operasi harian, jam	Hari kerja per bulan	Siklus kerja per hari	A	Model suspensi beban	z ₂	β			
Digerakkan tangan	8	25	16	400	Sederhana	2	-	0,7		
Digerakkan daya	Ringan	8	25	40	1000	Satu puli bebas	4	2	0,5	
	Medium	16	25	136	3400	Beberapa puli dengan rasio	2 × 2	3	2	0,4
								5	3	0,3
							2 × 4	7	4	0,25
2 × 5	9	5	0,2							
Berat	24	30	320	9600						

(Sumber: N. Rudenko, Mesin Pengangkat, PT Erlangga, Jakarta hal 47)

Dengan menggunakan Persamaan 2.9 umur tali dapat diketahui, yaitu:

$$N = \frac{126666,7}{1000 \cdot 4 \cdot 0,5} = 63,3 \text{ bulan}$$

Crane beroperasi selama pabrik beroperasi yaitu 2 periode tiap tahun. Satu periode, kurang lebih 30 – 40 hari. Jadi dapat diperkirakan tali tersebut dapat bertahan dalam kondisi pengoperasian diatas kurang lebih 23,7 tahun

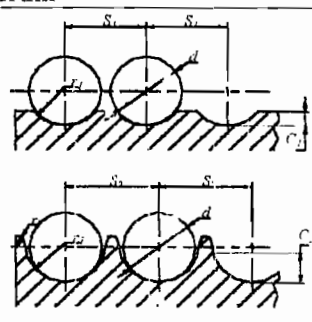
II.4. Drum

II.4.1 Alur drum dan diameter drum.

Alur drum dipilih alur standar berdasarkan diameter tali dengan menggunakan Tabel 2.10

Tabel 2. 10 Ukuran alur drum

Diameter tali, d	r ₁	Alur standar		Alur dalam		
		s _{d1}	c ₁	s _{d2}	c ₂	r ₂
15,0	9,0	17	5	22	11,0	2,0
19,5	11,5	22	5	27	13,5	2,0
24,0	13,5	27	6	31	16,0	2,5
28,0	15,5	31	8	36	18,0	2,5
34,5	19,0	38	10	41	22,0	3,0
39,0	21,0	42	12	50	24,5	3,5



(Sumber: N. Rudenko, Mesin Pengangkat, hal 74)

Panjang alur drum untuk satu sisi gulung ditentukan tidak lebih dari 800 mm. Maka jumlah lilitan pada satu drum, Z₁ diketahui sebagai berikut:

$$Z_1 = \frac{l}{S_{d1}}$$

$$= \frac{800}{27} = 229,6 \text{ lilitan}$$

Diameter drum, D_d diperoleh dengan persamaan berikut: ¹³

$$D_d = \left(\frac{H \cdot i_p}{\pi \cdot Z_1} \right) + 2$$

Dengan:

i_p = Perbandingan transmisi sistem puli

H = Tinggi angkat

$$D_d = \left(\frac{1000 \cdot 4}{\pi \cdot 22,3} \right) + 2$$

$$= 45 \text{ cm} = 450 \text{ mm}$$

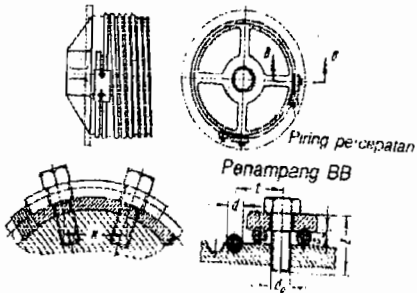
Bahan drum dipilih besi cor, dan tebal dinding drum ditentukan sebagai berikut: ¹⁴

$$T_d = 0,02 \cdot D_d + 0,8$$

$$= 0,02 \cdot 59 + 0,8 = 1,98 \text{ cm} = 19,3 \text{ mm}$$

Ujung tali diikat pada ujung drum bagian luar. Plat pengikat tali dipilih standar soviet pada Tabel 2.11

Tabel 2. 11 Pengikat tali kabel kawat baja (standar Soviet)

Diameter tali	Dimensi lokasi		Ukuran ulir		Plat		
	k	T	d_o	L	C_p	Jml ikatan	
15 17,5 18	53	43	18	50	7	1	
19,5 20,5 21,5	58	53	22	60	8	1	
23 24 26	78	60	22	60	10	1	

(Sumber: N. Rudenko, Mesin Pengangkat, hal 78)

¹³ Ibid hal 74

¹⁴ Ibid hal 75

Selanjutnya, berat satu drum dapat diketahui sebagai berikut:

$$\begin{aligned} W_{D1} &= \rho \cdot \pi \cdot \left(\frac{D - (D - 2 \cdot T_d)}{2} \right) \cdot l_d \\ &= 7,833 \times 10^{-6} \cdot \pi \cdot \left(\frac{450 - (450 - 2 \cdot 19,8)}{2} \right) \cdot 800 = 38,9 \text{ kg} \end{aligned}$$

II.4.2 Putaran drum

Drum berputar selaras dengan putaran poros output sistem transmisi. Putaran drum tergantung dari keliling drum dan panjang tali yang digulung satu drum dengan kecepatan angkat yang telah ditentukan. Untuk itu, langkah perhitungan putaran drum adalah sebagai berikut:

Panjang tali yang digulung satu bagian drum dalam 1 menit, L_{tg} adalah:

$$\begin{aligned} L_{tg} &= v_h \cdot \frac{t_p}{2} \\ &= 10 \cdot \frac{4}{2} = 20 \text{ m/menit} = 20000 \text{ mm/menit} \end{aligned}$$

Keliling drum, K_d adalah:

$$\begin{aligned} K_d &= \pi \cdot D_d \\ &= \pi \cdot 450 = 1413,7 \text{ mm} \end{aligned}$$

Maka putaran drum, yang juga putaran poros output sistem transmisi pengangkat, n_o adalah:

$$\begin{aligned} n_o &= \frac{L_{tg}}{K_d} \\ &= \frac{20000}{1413,7} = 14,15 \text{ rpm} \end{aligned}$$

II.5 Puli

II.5.1 Diameter puli kerja dan puli kompensasi

Diameter puli diperoleh berdasarkan diameter tali, d yang di gunakan:¹⁵

$$D_{puli} \geq e_1 \cdot e_2 \cdot d$$

Dengan:

$$e_1 = \text{Faktor kondisi pengoperasian (Tabel 2.5)}$$

¹⁵ Ibid hal 41

$$e_2 = C, \text{ faktor konstruksi tali} = 1,02 \text{ (Tabel 2.6)}$$

$$D_{puli} \geq 16 \cdot 1,02 \cdot 2,1$$

$$\geq 34,27 \text{ cm} \Rightarrow D_{puli} = 35 \text{ cm}$$

Diameter puli kerja, D_{puli} ditentukan 35 cm, sedangkan untuk diameter puli kompensasi, D_{pk} dianjurkan $0,6 D_{puli}$, yaitu:

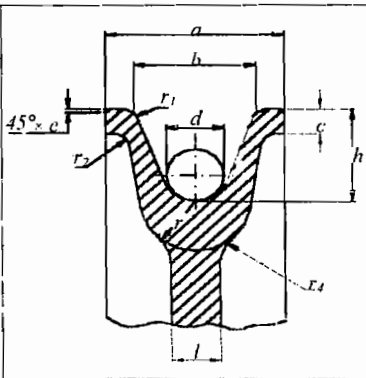
$$D_{pk} = 0,6 \cdot D_{puli}$$

$$= 0,6 \cdot 35 = 21 \text{ cm}$$

Ukuran alur cakra puli ditentukan dari Tabel 2.10, dipilih berdasar diameter tali yang dipilih yaitu 21 cm.

Tabel 2. 12 Ukuran alur puli tali baja

d	a	B	c	e	h	l	r	r_1	r_2	r_3	r_4
5,0	40	30	7	1,0	25	10	8,5	4	3	12	6
19,5	55	40	10	1,5	30	15	12,0	5	5	17	10
21,0	65	50	10	1,5	37	18	14,5	5	5	20	15
28,0	80	60	12	2,0	45	20	17,0	6	7	25	15
34,5	90	70	15	2,0	55	22	20,0	7	8	28	20
39,0	110	85	18	2,9	65	22	25,0	9	10	40	30



(Sumber: N. Rudenko, Mesin Pengangkat, hal 71)

11.5.2 Putaran puli kerja

Seperti halnya putaran drum, putaran puli kerja juga tergantung dari panjang tali yang digulung satu bagian drum. Dari perhitungan terdahulu diketahui:

- Diameter puli kerja, $D_{puli} = 35 \text{ cm} = 350 \text{ mm}$
- Tali yang digulung 1 drum tiap menit, $L_{tg} = 20000 \text{ mm-menit}$

Keliling puli kerja dapat diketahui:

$$K_{puli} = \pi \cdot D_{puli}$$

$$= \pi \cdot 350 = 1099,56 \text{ mm}$$

dan putaran puli, n_{puli} diperoleh sebagai berikut:

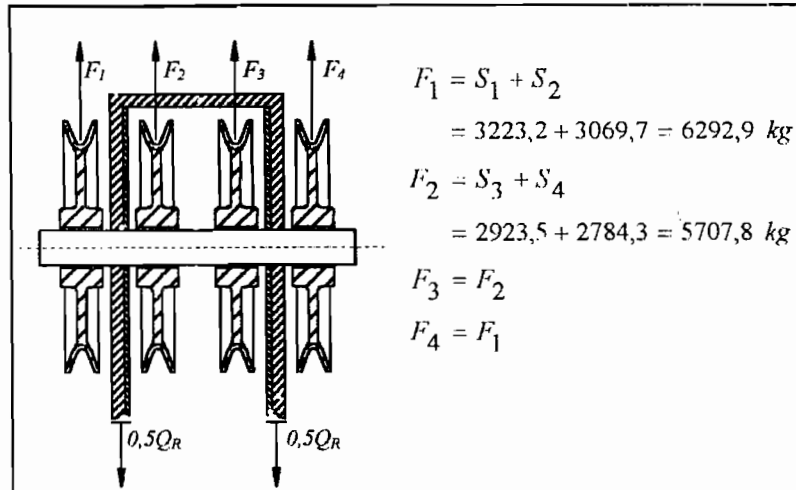
$$n_o = \frac{L_{tg}}{K_d}$$

$$= \frac{20000}{1099,56} = 18,2 \text{ rpm}$$



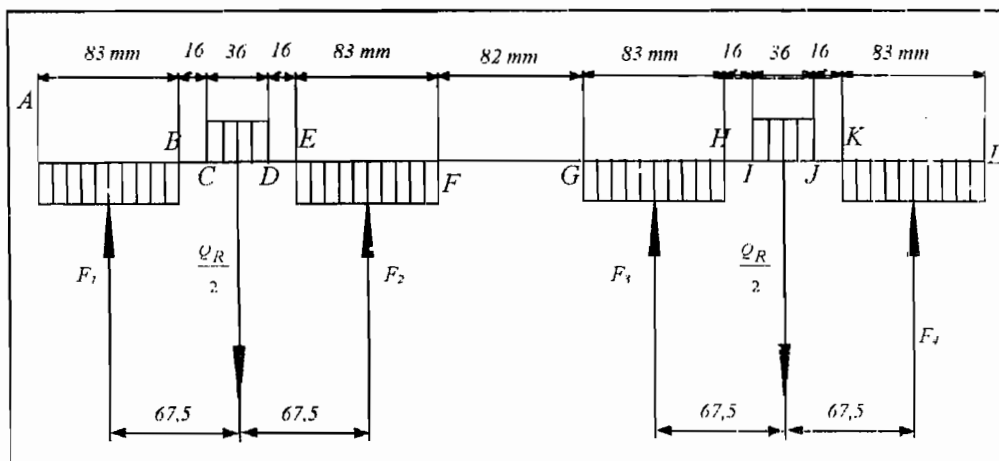
II.5.3 Diameter gandar puli gerak.

Diketahui bahwa sistem puli terdiri dari 4 puli gerak (*movable puley*) dan 3 puli tetap (*fixed puley*). Gandar untuk puli gerak terpasang tetap pada sekal sedangkan gandar untuk puli gerak terpasang tetap pada sasis troli. Pembebanan pada gandar puli gerak ditunjukkan pada Gambar 2.6



Gambar 2.6 Pembebanan Gandar Puli Gerak

Pembebanan samping kiri dan kanan poros adalah sama, sehingga perhitungan terhadap momen hanya perlu dilakukan pada satu sisi. Bagan pembebanan gandar puli gerak ditunjukkan Gambar 2.7.



Gambar 2.7 Bagan Pembebanan Gandar Puli Gerak

Momen lentur maksimum, diketahui sebagai berikut:¹⁶

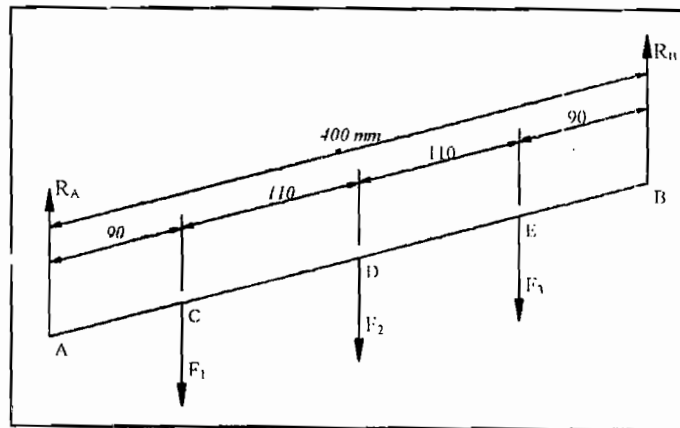
$$\begin{aligned} M_{Tmaks} &= I_1' \cdot \left(\frac{83}{2} + 192 \right) - \frac{Q_R}{2} \cdot \left(\frac{36}{2} + 140 \right) + I_2' \cdot \left(\frac{83}{2} + 41 \right) \\ &= 6292,9 \cdot \left(\frac{83}{2} + 192 \right) - \frac{24000}{2} \cdot \left(\frac{36}{2} + 140 \right) + 5707,8 \cdot \left(\frac{83}{2} + 41 \right) \\ &= 44285,65 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Bahan gandar ditentukan sama dengan bahan gantungan kait, yaitu SF 60, dengan kekuatan tarik, $\sigma_B = 60 - 70 \text{ kg/mm}^2$ dan kekuatan lentur, $\sigma_a = 8 \text{ kg/mm}^2$. Dengan menggunakan Persamaan 2.10, diameter minimal gandar dapat diketahui, yaitu:

$$\begin{aligned} d_{gp} &= \sqrt[3]{\frac{M_{Tmaks}}{0,1 \cdot \sigma_a}} \\ &= \sqrt[3]{\frac{44285,65}{0,1 \cdot 8}} = 58,1 \text{ mm} \end{aligned} \quad \dots \dots \dots (2.10)$$

II.5.4 Diameter gandar puli tetap

Pembebanan pada gandar puli tetap ditunjukkan pada Gambar 2.9



Gambar 2.9 Pembebanan Gandar Puli Tetap

Dari perhitungan sebelumnya dapat diketahui:

$$F_1 = F_3 = S_2 + S_3$$

$$I_1' = 3069,7 + 2923,5 = 5993,2 \text{ kg}$$

$$F_2 = 2 \cdot S_4$$

$$I_1 = 2 \cdot 2784,3 = 5568,6 \text{ kg}$$

¹⁶ Ibid hal 99

Reaksi pada batang:

$$\begin{aligned}\sum M_A &= 0 \\ R_B &= \frac{(F_1 \cdot 30) + (F_2 \cdot 70) + (F_3 \cdot 110)}{400} \\ &= \frac{(5993,2 \cdot 90) + (5568,6 \cdot 200) + (5993,2 \cdot 310)}{400} \\ &= 8777,5 \text{ kg}\end{aligned}$$

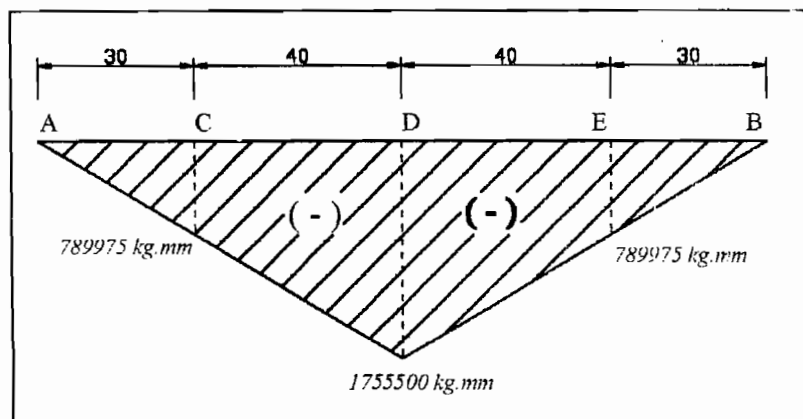
$$\begin{aligned}\sum F &= 0 \\ R_A &= F_1 + F_2 + F_3 - R_B \\ &= 5993,2 + 5568,6 + 5993,2 - 8777,5 \\ &= 8777,5 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}M_C &= R_A \times 90 \\ &= 8777,5 \times 90 = 789975 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

$$M_C = M_E$$

$$\begin{aligned}M_D &= R_A \times 200 \\ &= 8777,5 \times 200 = 1755500 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

Bending Momen Diagram



Gambar 2.10 BMD Gandar Puli Tetap

Diameter gandar untuk puli gerak diperoleh dari Persamaan 2.11¹⁷

$$d_g = 2,17 \cdot 3 \sqrt{\frac{M_{maks}}{\sigma_B}} \dots \dots \dots (2.11)$$

Dengan:

$$d_g = \text{Diameter minimal gandar, mm}$$

¹⁷ G. Niemann. H. Winter, Elemen Mesin, Jilid 1, PT Erlangga, Jakarta, hal 321

M_{maks} = Momen maksimal pada gandar, $kg \cdot mm$

σ_B = Tenggangan tarik yang diijinkan bahan, kg/mm^2

Bahan gandar dipilih dari Tabel 2.13, yaitu baja karbon S 55 C-D tanpa pelunakan, $\sigma_B = 91 \text{ kg/mm}^2$.

Tabel 2.13 Baja yang difinis dingin untuk poros

Lambang	Perlakuan panas	Diameter (mm)	σ_B (kg/mm)	Kekerasan	
				H_{RC}	H_B
S 35 C-D	Dilunakkan	≤ 20	58 - 79	84	-
		21 - 80	53 - 69	73	144 - 216
	Tanpa pelunakan	≤ 20	63 - 82	87	-
		21 - 80	58 - 72	84	160 - 225
S 45 C-D	Dilunakkan	≤ 20	65 - 86	89	-
		21 - 80	60 - 76	85	166 - 238
	Tanpa pelunakan	≤ 20	71 - 91	12	-
		21 - 80	66 - 81	90	183 - 253
S 55 C-D	Dilunakkan	≤ 20	72 - 93	14	-
		21 - 80	67 - 83	10	188 - 260
	Tanpa pelunakan	≤ 20	80 - 101	19	-
		21 - 80	75 - 91	16	213 - 285

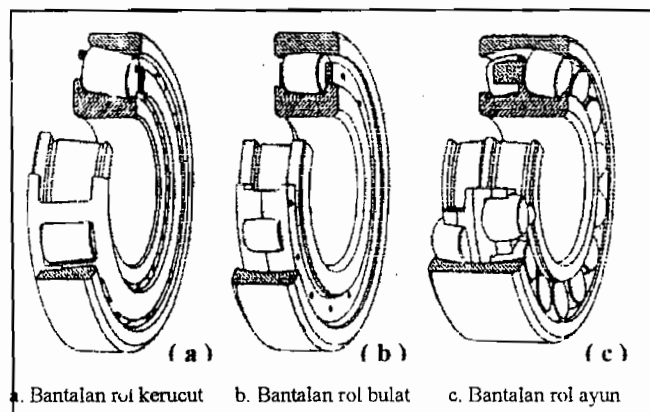
(Sumber: Ir Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 330)

Diameter minimal gandar dapat diketahui:

$$d_g = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{17555000}{91}} = 58,2 \text{ mm}$$

11.5.5 Bantalan puli kerja

Untuk mengurangi gesekan antara puli dan gandar, digunakan bantalan gelinding yaitu bantalan rol bulat yang mampu menahan beban radial yang besar.



Gambar 2.11 Beberapa Jenis Bantalan Rol

(Sumber: G. Niemann, H. Winter, Elemen Mesin, Jilid I, hal 247)

Diharapkan bantalan yang dipilih, dapat bertahan lebih dari 20 tahun dengan beban kerja mesin 6 - 8 jam/hari selama ± 80 hari/tahun. Jadi selama 1 tahun, crane ini kurang lebih beroperasi selama 640 jam.

Umur minimal bantalan:

$$\begin{aligned} L_{h-R} &= \text{Waktu operasi} \times \text{umur bantalan yang diharapkan} \\ &= 640 \text{ jam/tahun} \times 20 \text{ tahun} \\ &= 12800 \text{ jam} \end{aligned}$$

Dari perhitungan sebelumnya diketahui:

$$\begin{aligned} \text{Diameter gandar } (d) &= 58,2 \text{ mm} \\ \text{Putaran puli kerja } (n_{puli}) &= 18,2 \text{ rpm} \\ \text{Beban pada bantalan, } F_1 &= 5993,2 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dari diagram pada Gambar 2; Kapasitas beban dinamis bantalan gelinding, pada Lampiran 1, berdasarkan diameter gandar, dapat diketahui pilihan bantalan rol bulat yang mempunyai perbedaan kapasitas beban dinamis (C), yaitu:

- 20210, $C = \pm 5 \times 10^4 \text{ N} = 5102,1 \text{ kg}$
- 20410, $C = \pm 1,4 \times 10^5 \text{ N} = 14285,7 \text{ kg}$

Gaya aksial yang pada poros I (F_a) ≈ 0

Gaya radial yang pada poros I (F_r) = F_1

$$\frac{F_a}{F_r} \approx 0 < e \dots \dots \dots (2.12)$$

Selanjutnya dari Tabel 4 pada Lampiran I diketahui:

$$\begin{aligned} \text{Faktor beban radial } (X_o) &= 1 \\ \text{Faktor beban aksial } (Y_o) &= 9,5 \end{aligned}$$

Beban radial ekuivalen:¹⁸

$$\begin{aligned} P &= X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \\ &= (1 \cdot 5993,2) + 0 = 5993,2 \text{ kg} \dots \dots \dots (2.13) \end{aligned}$$

Diketahui persamaan umur nominal:

$$L_n = \frac{10^6}{(60 \cdot n)} \times \left(\frac{C}{P} \right)^{10/3} \quad (n \text{ dalam } 1 \text{ putaran/menit}) \dots \dots \dots (2.14)$$

¹⁸ Ibid 264

Dengan:

C = Kapasitas dinamis bantalan, *kg*

P = Beban radial ekivalen, *kg*

dari persamaan umur nominal bantalan (Persamaan 2.14), dapat diturunkan persamaan kapasitas dinamis minimal bantalan yang mampu bertahan sampai umur yang diharapkan, yaitu:

$$C_{\min} = \left(\frac{L_{h-R} \cdot 60 \cdot n}{10^6} \right)^{\frac{3}{10}} \times P \dots \dots \dots (2.15)$$

Dengan:

L_{h-R} = Umur bantalan yang diharapkan, *jam*

$$\begin{aligned} C_{\min} &= \left(\frac{12800 \cdot 60 \cdot 1}{10^6} \right)^{\frac{3}{10}} \times 5993,2 \\ &= 5536,9 \text{ kg} \end{aligned}$$

Berdasarkan kapasitas dinamis minimal, bantalan dipilih dari Tabel 5 pada Lampiran I, yaitu bantalan nomor: 20411 yang bertahan sampai umur:

$$\begin{aligned} L_h &= \frac{10^6}{(60 \cdot n)} \times \left(\frac{14285,7}{5993,2} \right)^{\frac{10}{3}} \\ &= 29292,05 \text{ jam} = 45 \text{ tahun} \end{aligned}$$

II.4. Motor Penggerak

Motor penggerak yang digunakan adalah motor listrik 3 fase putaran bolak-balik. Daya motor listrik ditentukan berdasar daya saat awal pengangkatan.

II.4.1 Daya statik motor pengangkat

Daya statik motor pengangkat diperoleh dari perhitungan berikut:¹⁹

$$N = \frac{Q_R \cdot v}{75 \cdot \eta \cdot 60}$$

Dengan:

v = kecepatan angkat, *m/s*

η = efisiensi mekanisme pengangkat ($\approx 80\%$)

¹⁹ Ibid hal 234

$$N = \frac{24000 \cdot 10}{75 \cdot 0,8 \cdot 60}$$

$$= 66,7 \text{ Hp} = 50 \text{ kW}$$

Tabel 2.14 Katalog motor listrik tiga fasa, putaran bolak-balik (200 V, 50 Hz)

Daya	Jml.kutub	Putaran	Momen Beban penuh	Arus		Efisiensi			Faktor daya				GD ²
				Nominal	Asut	50% Beban	75% Beban	100% Beban	50% Beban	75% Beban	100% Beban		
kW	-	Rpm	Kg.m	A		%			%				kg.m ²
15	2	2920	15	153	890	89	90	90	91	93	94	0,94	
	4	1450	30,2	162	820	93	93	92	80	85	87	1,40	
	6	965	45,4	172	790	91	91	90	72	81	84	2,90	
	8	720	60,5	189	710	91	91	90	61	72	76	4,15	
55	2	2920	18,3	193	1140	90	91	90	84	90	91	0,94	
	4	1450	36,9	204	940	91	91	90	77	84	86	1,40	
	6	965	55,5	205	940	92	92	91	74	82	85	3,30	
	8	725	73,9	232	1060	92	92	91	58	69	75	6,50	
75	2	2930	24,9	129	690	91	92	91	88	91	92	1,40	
	4	1455	50,2	136	610	92	92	91	80	86	87	2,20	
	6	970	75,3	138	680	93	92	92	73	81	85	5,50	
	8	725	101	156	670	92	92	91	60	71	76	7,8	

Motor listrik yang digunakan dipilih dari Tabel 2.14, yaitu:

- a. Daya keluaran, $N_{rated} = 55 \text{ kW} (75 \text{ Hp})$
- b. Putaran, $n = 1450 \text{ rpm}$
- c. Momen girasi rotor, $GD^2 = 1,4 \text{ kg.m}^2$

II.4.2 Daya saat awal pengangkatan

Untuk mengetahui daya saat awal pengangkatan, terlebih dahulu kita harus mengetahui torsi yang dibutuhkan pada saat awal pengangkatan, yang diperoleh dari Persamaan 2.16²⁰

$$T_{mot} = T_{dyn} + T_{st} \dots \dots \dots (2.16)$$

Dengan:

T_{mot} = Torsi pada saat start, *kg.mm*

T_{dyn} = Torsi dinamik, *kg.mm*

²⁰ Ibid hal 291

T_{st} = Torsi statik, *kg.mm*

Torsi statik yang diperlukan, T_{st} diperoleh sebagai berikut:²¹

$$T_{st} = 71620 \times \frac{N}{n} \dots \dots \dots (2.17)$$

$$= 71620 \times \frac{66,7}{1450} = 3294,5 \text{ kg.cm} = 32945 \text{ kg.mm}$$

Torsi pada saat terjadi percepatan (torsi dinamik), T_{dyn} dapat diketahui dari Persamaan 2.18

$$T_{dyn} = \frac{\delta \cdot (GD)^2 \cdot n}{375 \cdot t_s} + \frac{0,975 \cdot Q_R \cdot v^2}{n \cdot t_s \cdot \eta \cdot 60^2} \dots \dots \dots (2.18)$$

Dengan:

δ = Koefesien pengaruh transmisi = 1,1- 1,25 (N. Rudenko, Mesin Pengangkat, PT Erlangga, hal 290)

t_s = Waktu start, s

$$T_{dyn} = \frac{1,25 \cdot 1,43 \cdot 1450}{375 \cdot 3} + \frac{0,975 \cdot 24000 \cdot 10^2}{1450 \cdot 3 \cdot 0,8 \cdot 60^2}$$

$$= 2,491 \text{ kg} \cdot \text{m} = 2491 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

Dan torsi awal pengangkatan:

$$T_{mot} = 2491 + 32945 \dots \dots \dots (2.19)$$

$$= 35436 \text{ kg.mm}$$

Maka daya yang diperlukan saat awal pengangkatan adalah:

$$N_a = \frac{T_{mot} \cdot n}{9,74 \times 10^5} \dots \dots \dots (2.20)$$

$$= \frac{35436 \cdot 1450}{9,74 \times 10^5} = 52,75 \text{ kW}$$

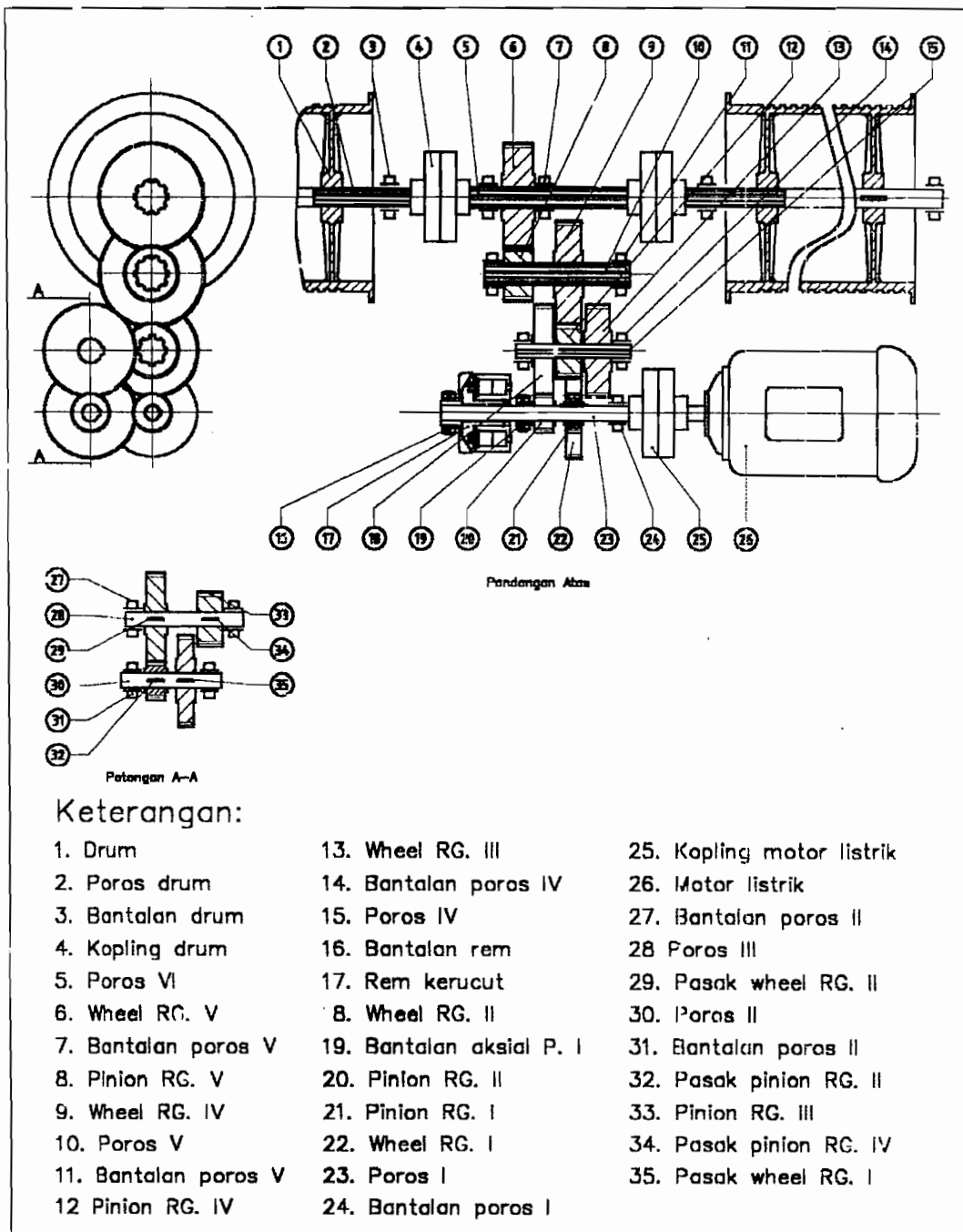
II.5. Sistem Transmisi

Dari perhitungan pada sub-bab terdahulu telah diketahui:

- a. Daya motor listrik, N_{rated} = 55 kW
- b. Putaran input, n_i = 1450 rpm
- c. Putaran output, n_o = 14,15 rpm

²¹ Ibid hal 292

Untuk mengatur kecepatan penurunan muatan, menahan muatan pada saat pengangkutan dan untuk menghentikan muatan pada ketinggian tertentu digunakan rem kerucut, dan untuk meneruskan daya 55 kW serta menurunkan putaran 1450 rpm menjadi 14,15 rpm dipilih sistem transmisi roda gigi lurus 5 tingkat yang susunannya ditunjukkan pada Gambar 2.12



Gambar 2.12 Bagan sistem transmisi pengangkat

II.7.1 Transmisi roda gigi lurus

Perbandingan transmisi yang direncanakan adalah sebagai berikut:

1. Transmisi tingkat ke-1:
 - a. Perbandingan transmisi, $i = 2,5$
 - b. Putaran poros input, $n_1 = 1450 \text{ rpm}$
 - c. Putaran poros output, $n_2 = 580 \text{ rpm}$
 - d. Jarak sumbu poros, $C = 150 \text{ mm}$
2. Transmisi tingkat ke-2:
 - a. Perbandingan transmisi, $i = 2,5$
 - b. Putaran poros input, $n_1 = 580 \text{ rpm}$
 - c. Putaran poros output, $n_2 = 232 \text{ rpm}$
 - d. Jarak sumbu poros, $C = 150 \text{ mm}$
3. Transmisi tingkat ke-3:
 - a. Perbandingan transmisi, $i = 2,5$
 - b. Putaran poros input, $n_1 = 580 \text{ rpm}$
 - c. Putaran poros output, $n_2 = 92,8 \text{ rpm}$
 - d. Jarak sumbu poros, $C = 150 \text{ mm}$
4. Transmisi tingkat ke-4:
 - a. Perbandingan transmisi, $i = 2,1$
 - b. Putaran poros input, $n_1 = 92,8 \text{ rpm}$
 - c. Putaran poros output, $n_2 = 44,2 \text{ rpm}$
 - d. Jarak sumbu poros, $C = 200 \text{ mm}$
5. Transmisi tingkat ke-5:
 - a. Perbandingan transmisi, $i = 3,1$
 - b. Putaran poros input, $n_1 = 44,2 \text{ rpm}$
 - c. Putaran poros output, $n_2 = 14,26 \text{ rpm}$
 - d. Jarak sumbu poros, $C = 200 \text{ mm}$

II.7.1 Transmisi roda gigi lurus I

Data perhitungan:

- a. Putaran input, $n_1 = 1450 \text{ rpm}$
- b. Rencana perbandingan transmisi, $i' = 2,5$

II.7.1.a Diameter sementara lingkaran jarak bagi

Diameter sementara lingkaran jarak bagi diketahui sebagai berikut:

Untuk pinyon (d'_{b1}):

$$\begin{aligned} d'_{b1} &= \frac{2 \cdot C_o}{1 + i'} \\ &= \frac{2 \cdot 150}{1 + 2,5} = 85,7 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk roda gigi yang digerakkan (d'_{b2}):

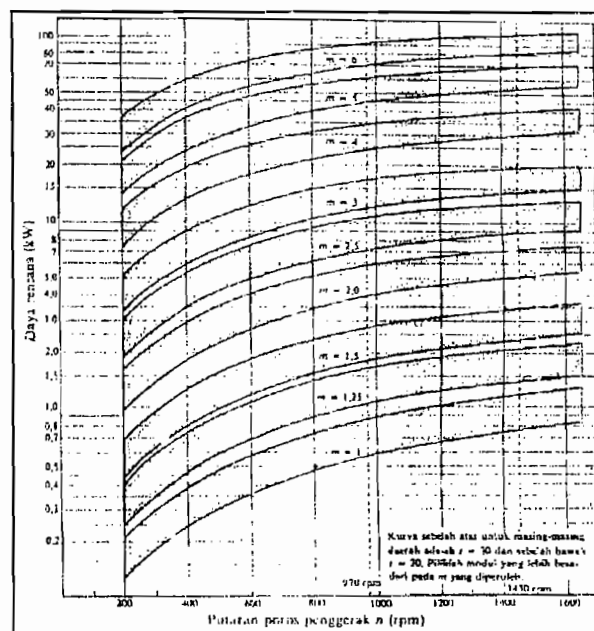
$$\begin{aligned} d'_{b2} &= d'_{b1} \cdot i' \\ &= 85,7 \cdot 2,5 = 214,25 \text{ mm} \end{aligned}$$

II.7.1.b Pemilihan modul

Jarak bagi lingkaran merupakan pembagian *keliling lingkaran jarak bagi* dengan *jumlah gigi*.

$$e = \frac{\pi \cdot d_h}{z}$$

Jadi ukuran gigi dapat ditentukan dari besarnya jarak bagi lingkaran tersebut. Namun, karena jarak bagi lingkaran selalu mengandung faktor π , pemakaiannya sebagai ukuran gigi menjadi kurang praktis. Untuk itu diperkenalkan suatu ukuran yang disebut "*modul (m)*" yang disusun dalam sebuah diagram pada Gambar 2.13



Gambar 2.13 Diagram pemilihan modul

Modul dipilih berdasarkan putaran poros penggerak dan daya yang ditransmisikan, yaitu sebesar 5 ($m = 5$).

11.7.1.c Perbandingan jumlah gigi

Setelah diketahui modul dan diameter sementara lingkaran jarak bagi, maka jumlah gigi dapat dihitung sebagai berikut:

Jumlah gigi pinyon (z_1):

$$\begin{aligned} z_1 &= \frac{d'_{b1}}{m} \dots\dots\dots (2.11) \\ &= \frac{85,7}{5} = 17,14 \text{ (dipilih 17)} \end{aligned}$$

Jumlah gigi roda gigi besar (z_2):

$$\begin{aligned} z_2 &= z_1 \cdot i \dots\dots\dots (2.22) \\ &= 17 \cdot 2,5 = 42,5 \text{ (dipilih 43)} \end{aligned}$$

Sehingga:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{43}{17} = 2,53 \dots\dots\dots (2.23)$$

11.7.1.d Diameter jarak bagi

Karena ada perubahan pada perbandingan transmisi, maka diameter lingkaran jarak bagi (d) berubah sebagai berikut:

Untuk pinyon (d_1)

$$\begin{aligned} d_{b1} &= \frac{z \cdot C_a}{1 + i} \dots\dots\dots (2.24) \\ &= \frac{2 \cdot 150}{1 + 2,53} = 85 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk roda gigi yang digerakkan (d_2)

$$\begin{aligned} d_{b2} &= d_{b1} \cdot i \dots\dots\dots (2.25) \\ &= 85 \cdot 2,53 = 215,05 \text{ mm} \end{aligned}$$

11.7.1.f Tinggi gigi dan diameter dasar

Direncanakan kelonggaran sisi gigi (c_o) = 0 dan kelonggaran puncak gigi (c_k) $\geq 0,25m$ sehingga untuk rancangan ini dipilih:

$$\begin{aligned} c_k &= 0,25 \cdot m \dots\dots\dots (2.26) \\ &= 0,25 \cdot 5 = 1,25 \end{aligned}$$

Tinggi kepala gigi (h_a) sebagai berikut:²²

$$\begin{aligned} h_a &= m \\ &= 5 \text{ mm} \end{aligned} \dots\dots\dots (2.27)$$

Tinggi kaki gigi (h_f) sebagai berikut:²³

$$\begin{aligned} h_f &= m + c_k \\ &= 5 + 1,25 = 6,25 \text{ mm} \end{aligned} \dots\dots\dots (2.28)$$

Tinggi gigi, (H):

$$\begin{aligned} H &= 2 \cdot m + C_k \\ &= 2 \cdot 5 + 1,25 = 11,25 \text{ mm} \end{aligned} \dots\dots\dots (2.29)$$

II.7.1.e Diameter kepala dan diameter dasar gigi

Harga diameter kepala (d_k) diperoleh dari Persamaan 2.27²⁴

$$d_k = d_b + 2 \cdot m \dots\dots\dots (2.30)$$

Untuk pinyon:

$$\begin{aligned} d_{k1} &= d_{b1} + 2 \cdot h_a \\ &= 85 + 2 \cdot 5 = 95 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk roda gigi yang digerakkan:

$$\begin{aligned} d_{k2} &= d_{b2} + 2 \cdot h_a \\ &= 215,05 + 2 \cdot 5 = 225,05 \text{ mm} \end{aligned}$$

diameter dasar gigi dikethui dari persamaan:

$$d_g = d_b - 2 \cdot h_f \dots\dots\dots (2.31)$$

Untuk pinyon:

$$\begin{aligned} d_{g1} &= d_{b1} - 2 \cdot h_f \\ &= 85 - 2 \cdot 6,25 = 72,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk roda gigi yang digerakkan:

$$\begin{aligned} d_{g2} &= d_{b2} - 2 \cdot h_f \\ &= 215,05 - 2 \cdot 6,25 = 202,55 \text{ mm} \end{aligned}$$

²² G. Niemann. II. Winter, Elemen Mesin, Jilid II, PT Erlangga, Jakarta, hal 41

²³ Ibid

²⁴ Ibid

II.7.1.g Gaya tangensial

Gaya tangensial (F_t) adalah gaya yang bekerja pada arah putaran roda gigi pada jarak bagi. Hubungan antara gaya tangensial, kecepatan keliling roda gigi (v) dan daya rencana ditunjukkan persamaan berikut:²⁵

$$F_t = \frac{102 \cdot N_{rated} \cdot \eta_g}{v} \dots \dots \dots (2.32)$$

Dengan:

- F_t = Gaya tangensial, *kg*
- N_{rated} = Daya rencana, *kW*
- η_g = Efisiensi roda gigi lurus (0,9)
- v_p = kecepatan keliling pinion, *m/s*

Besarnya kecepatan keliling pinion roda gigi diperoleh dari persamaan berikut:

$$v_p = \frac{\pi \cdot d_{b1} \cdot n_1}{60 \times 1000} \dots \dots \dots (2.33)$$

Dengan:

- d_{b1} = Diameter jarak bagi pinyon roda gigi, *mm*
- n_1 = Putaram poros penggerak, *rpm*

Maka

$$v = \frac{\pi \cdot 85 \cdot 1450}{60 \times 1000} = 6,45 \text{ m/s}$$

Sehingga dari Persamaan 2.29 diperoleh:

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{102 \cdot 55 \cdot 0,9}{6,45} \\ &= 782,8 \text{ kg} \end{aligned}$$

Selanjutnya gaya radial dapat diketahui sebagai berikut:

$$\begin{aligned} F_{rad} &= F_t \cdot \tan \alpha \\ &= 782,8 \cdot \tan 20 = 284,9 \text{ kg} \dots \dots \dots (2.34) \end{aligned}$$

²⁵ Ibid

Kecepatan keliling roda gigi tersebut berpengaruh pada variasi beban atau tumbukan yang terjadi. Koreksi karena faktor kecepatan ini dirumuskan dalam bentuk “faktor dinamis (f_v)”, pada Tabel 2.15.

Tabel 2. 15 Faktor dinamis, (f_v)

Kecepatan rendah	$v = 0,5 - 10 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{3}{3 + v}$
Kecepatan sedang	$v = 10 - 20 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{6}{6 + v}$
Kecepatan tinggi	$v = 20 - 50 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$

(Sumber: Ir Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 240)

Dari tabel diatas diperoleh:

$$f_v = \frac{3}{3 + v}$$

$$= \frac{3}{3 + 6,45} = 0,32$$

II.7.1.h Lebar gigi

Bentuk dan ukuran gigi sangat berpengaruh terhadap tegan lentur yang terjadi pada pangkal gigi. Untuk itu diperkenalkan faktor koreksi ukuran gigi yang kemudian disebut faktor bentuk gigi, Y pada Tabel 2.16.

Tabel 2. 16 Faktor bentuk gigi (Y)

Faktor Bentuk Gigi			
Jumlah gigi (z)	Y	Jumlah gigi (z)	Y
10	0,201	25	0,349
11	0,226	27	0,349
12	0,245	30	0,358
13	0,261	34	0,371
14	0,276	38	0,383
15	0,289	43	0,396
16	0,295	50	0,408
17	0,302	60	0,421
18	0,308	75	0,434
19	0,314	100	0,446
20	0,320	150	0,459
21	0,327	300	0,471
23	0,333	Batang gigi	0,484

(Sumber: Ir Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 240)

Dari Tabel 2.16, faktor bentuk gigi diketahui yaitu:

Untuk roda gigi penggerak, $Y_1 = 0,302$

Untuk roda gigi yang digerakkan, $Y_2 = 0,396$

Kombinasi pemilihan bahan dan kekerasan permukaan antara roda gigi yang berpasangan sangat berpengaruh pada tebal roda gigi. Koreksi terhadap hal diatas dinyatakan dengan "faktor tegangan kontak (k_H)", pada Tabel 2.17 berikut:

Tabel 2.17 Faktor tegangan kontak pada bahan roda gigi (K_H)

Bahan dan (kekerasan H_B)		K_H (kg/mm^2)	Bahar. dan kekerasan H_B		K_H (kg/mm^2)
Pinyon	Roda gigi besar		Pinyon	Roda gigi Besar	
Baja (150)	Baja (150)	0,027	Baja (400)	Baja (400)	0,311
" (200)	" (150)	0,039	" (500)	" (400)	0,329
" (250)	" (150)	0,053	" (600)	" (400)	0,348
" (200)	" (200)	0,053	" (500)	" (500)	0,389
" (250)	" (200)	0,069	" (600)	" (600)	0,569
" (300)	" (200)	0,086	" (150)	Besi cor	0,039
" (250)	" (250)	0,086	" (200)	Besi cor	0,079
" (300)	" (250)	0,107	" (250)	Besi cor	0,130
" (350)	" (250)	0,130	" (300)	Besi cor	0,139
" (300)	" (300)	0,130	" (150)	Perunggu fosfor	0,041
" (350)	" (300)	0,154	" (200)	Perunggu fosfor	0,082
" (400)	" (300)	0,168	" (250)	Perunggu fosfor	0,135
" (350)	" (350)	0,182	Besi cor	Besi cor	0,188
" (400)	" (350)	0,210	Besi cor nikel	Besi cor nikel	0,186
" (500)	" (350)	0,226	Besi cor nikel	Besi cor nikel	0,155

(Sumber: Ir Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 243)

Harga tegangan kontak pada bahan roda gigi, k_H ditentukan 0,569; bahan untuk roda gigi dipilih jenis baja dengan $H_B = 600$

Maka, besarnya beban permukaan yang diizinkan tiap satuan lebar (F_H) dapat diketahui sebagai berikut:

$$F_H = f_v \cdot k_H \cdot d_{bl} \times \frac{2 \cdot z_2}{z_1 + z_2} \dots \dots \dots (2.35)$$

Dengan:

F_H Beban permukaan yang diijinkan tiap satuan lebar, kg/mm^2

f_v = Faktor dinamis

$$F_H = 0,32 \cdot 0,569 \cdot 85 \times \frac{2 \cdot 43}{17 + 43}$$

$$= 22,18 \text{ kg/mm}^2$$

Lebar sisi roda gigi dapat diperoleh sebagai berikut:

$$b = \frac{F_t}{F_H} \dots \dots \dots (2.36)$$

$$= \frac{782,8}{22,18} = 35,3 \text{ mm}$$

II.7.1.i Bahan roda gigi

Dari harga faktor tegangan kontak bahan roda gigi, dapat ditentukan kombinasi bahan roda gigi yang berpasangan, yaitu :

- a. Pinyon : Baja ($H_B \geq 600$)
- b. Roda gigi yang digerakkan : Baja ($H_B \geq 600$)

dari data diatas, bahan roda gigi dapat dipilih dengan menggunakan Tabel 2.18:

Tabel 2. 18 Sifat mekanis bahan roda gigi

Kelompok Bahan	Lambang	Kekuatan tarik σ_B (kg/mm ²)	Kekerasan Brinell, H_B	Tegangan lentur maksimal, σ_n (kg/mm ²)
Besi cor	FC 15	15	140 – 160	7
	FC 20	20	160 – 180	9
	FC 25	25	180 – 240	11
	FC 30	30	190 – 240	13
Baja cor	SC 42	42	140	12
	SC 46	46	160	19
	SC 49	49	190	20
Baja paduan dengan pengerasan kulit	S 15 CK	50	400	30
	SNC 21	80	600	35 – 40
	SNC 22	100		40 – 55

(Sumber: Ir Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 241)

Bahan roda gigi dipilih:

- a. Pinyon : **SNC 22**
- b. Roda gigi yang digerakkan : **SNC 21**

II.7.1.j Berat roda gigi

Dengan mengasumsikan roda gigi sebagai silinder pejal, berat roda gigi diperoleh dengan menggunakan sebagai berikut:

$$W_R = \rho \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_k}{2}\right)^2 \cdot b \dots \dots \dots (2.37)$$

Dengan :

W_R = Berat roda gigi, kg

ρ = Massa jenis bahan roda gigi

b = Lebar roda gigi, m

Untuk pinyon

$$\begin{aligned} W_{R1} &= 7,833 \times 10^3 \cdot \pi \cdot \left(\frac{0,095}{2}\right)^2 \cdot 0,037 \\ &= 2,05 \text{ kg} \end{aligned}$$

Untuk roda gigi yang digerakkan

$$\begin{aligned} W_{R2} &= 7,833 \times 10^3 \cdot \pi \cdot \left(\frac{0,22505}{2}\right)^2 \cdot 0,037 \\ &= 11,5 \text{ kg} \end{aligned}$$

II.7.2 Transmisi roda gigi lurus II, III, IV dan V

Transmisi roda gigi lurus tingkat II dan III mempunyai perbandingan transmisi dan jarak sumbu poros yang sama dengan perbandingan transmisi roda gigi lurus tingkat I. Hal ini menyebabkan ukuran roda gigi sama (diameter jarak bagi, diameter kepala, dan diameter kaki). Perbedaan tiap-tiap tingkat terletak pada lebar roda gigi, hal ini diakibatkan oleh putaran yang berbeda, begitu pula untuk transmisi tingkat IV dan V.

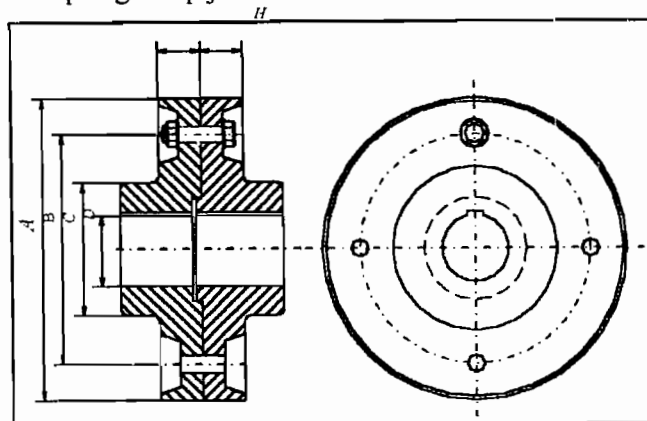
Dengan menggunakan Persamaan 2.21-2.37, profil transmisi roda gigi lurus tingkat II, III, IV dan V dapat diketahui pada Tabel 2.19:

Tabel 2.19 Hasil perancangan transmisi roda gigi lurus tingkat II, III, IV dan V

Nama		Tingkat transmisi				Satuan
		II	III	IV	V	
Perbandingan transmisi (i)		2,53		2,04	3,1	-
Putaran poros penggerak, (n_1)		573,1	226,5	89,5	43,9	<i>rpm</i>
Kecepatan keliling (v)		2,6	1,01	0,56	0,33	<i>m/s</i>
Gaya tangensial (F_t)		1941,9	4999,1	6801,4	9600	<i>kg</i>
Gaya tangensial (F_{rad})		706,8	1819,7	2475,7	3494,4	<i>kg</i>
Faktor dinamis (f_v)		0,5	0,75	0,84	0,9	-
Beban permukaan ijin tiap luas (F_H)		43,2	90,9	113,3	120	<i>kg/mm²</i>
Lebar gigi (b)		45	55	60	80	<i>mm</i>
Putaran poros output (n_2)		226,5	89,5	43,9	14,05	<i>rpm</i>
Jarak sumbu poros (C)		150		200	300	<i>mm</i>
Modul (m)		5		6		-
Jumlah gigi	Pinyon (z_1)	17		20	24	-
	Wheel (z_2)	43		44	75	-
Diameter jarak bagi	Pinyon (d_1)	85		120	145,45	<i>mm</i>
	Wheel (d_2)	215,05		244,8	454,5	<i>mm</i>
Diameter kepala	Pinyon (d_{k1})	95		132	157,45	<i>mm</i>
	Wheel (d_{k2})	225,05		256,8	466,5	<i>mm</i>
Diameter dasar	Pinyon (d_{g1})	72,5		105,5	130,95	<i>mm</i>
	Wheel (d_{g2})	202,55		230,3	440	<i>mm</i>
Kelonggaran puncak (C_k)		1,25				<i>mm</i>
Tinggi gigi (H)		11,25		13,25		<i>mm</i>
Berat, (W)	Pinyon	2,1	2,5	4,7	5,2	<i>kg</i>
	Wheel	12,2	13,1	14,2	23,4	<i>kg</i>
Bahan	Pinyon	SNC 22				-
	Wheel	SNC 21				-

II.7.3 Kopling Motor Penggerak

Berdasarkan arah putaran input motor penggerak, maka kopling yang digunakan dipilih kopling tetap jenis flens.



Gambar 2.9 Kopling Kaku

Selain alasan diatas, kopling jenis ini memiliki kontruksi yang sederhana serta dimensi fisik kopling ini telah distandarisasi, ditunjukkan pada Tabel 2.20

Tabel 2. 20 Ukuran kopling flens

G	Diameter pasan poros		L	C	B	F		H		k	n	d _b	
	Max	Min				Kasar	Halus	Kasar	Halus			Kasar	Halus
112	28	22,4	45	50	85	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
124	35,5	28	50	63	100	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
140	45	30,5	56	80	112	15	20	28	35,5	6	4	14	14
160	50	40	63	90	132	15	20	28	35,5	6	6	14	14
180	56	45	71	100	140	18	22,4	35,5	40	6	6	18	16
200	63	50	80	112	160	18	22,4	35,5	40	6	6	18	16
224	71	56	90	132	180	23,6	28	45	50	8	6	21	20

(Sumber: Ir Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 31)

Berdasarkan diameter poros motor listrik, kopling yang dipilih memiliki spesifikasi sebagai berikut:

- Junlah baut, n = 6
- Panjang Flens, L = 90 mm
- Diameter jarak sumbu baut, B = 180 mm
- Diameter baut, d_b = 20 mm

Selanjutnya dilakukan evaluasi tegangan geser terhadap baut flens sebagai berikut:²⁶

$$\tau_b = \frac{8 \cdot T}{\pi \cdot d_b^2 \cdot n_e \cdot B}$$

Dengan:

τ_b = tegangan geser yang terjadi pada baut kopling, kg/mm^2

T = torsi dari motor, $kg.mm$

d_b = diameter inti baut, mm

n_e = jumlah baut efektif

B = diameter jarak sumbu baut, mm

Dalam perhitungan, torsi dari motor dipilih torsi pada saat awal pengangkatan,

$$T_{mot} = 35436 \text{ kg.mm}$$

Sehingga tegangan geser yang terjadi pada baut kopling dapat diketahui; yaitu:

$$\begin{aligned} \tau_b &= \frac{8 \cdot T}{\pi \cdot d_b^2 \cdot n_e \cdot B} \\ &= \frac{8 \cdot 35436}{\pi \cdot 20^2 \cdot 3 \cdot 90} = 0,835 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Dengan memperhatikan faktor keamanan dan faktor koreksi konsentrasi tegangan sebagai berikut:

a. Faktor keamanan bahan, $Sf_b = 6$

b. Faktor koreksi konsentrasi tegangan, $K_b = 2$

Maka kekuatan tarik minimal bahan, σ_{B-min} dapat diketahui sebesar:

$$\begin{aligned} \sigma_{B-min} &= \tau_b \cdot (Sf_b \times K_b) \\ &= 0,835 \cdot (6 \times 2) = 10,02 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Selanjutnya bahan baut dapat dipilih dari Tabel 2.21, yaitu dipilih bahan dengan kekuatan tarik lebih besar dari harga $10,02 \text{ kg/mm}^2$.

²⁶ Ibid hal 34

Tabel 2. 21 Material flens, baut dan mur

Jenis	Tipe satandar	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
Flens	Besi cor kelabu (JIS G 5501)	FC 25 FC 30 FC 35	Pelunakan temperatur rendah	25 30 35
	Baja karbon cor (JIS G 5101)	SC 42 SC 46 SC 49	Pelunakan	42 46 49
	Baja karbon tempa (JIS G 3201)	SF 50 SF 55 SF 60	Pelunakan	50-60 55-65 60-70
Baut dan mur	Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 3201)	S 35 C S 40 C S 45 C		50 60 70
	Baja konstruksi (JIS G 3101)	SS 41 B SS 50 B		40 50
	Baja difinis dingin (JIS G 3123)	S 20 C-D S 35 C-D		30 60

(Sumber: Ir Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 33)

Bahan untuk mur dan baut kopling dipilih S 35 C dan untuk flens dipilih FC 25.

Berat kopling dapat diketahui sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 W_k &= \rho \cdot \pi \cdot \left\{ \left(\frac{G}{2} - \frac{C}{2} \right)^2 \cdot H + \left(\frac{C}{2} \right)^2 \cdot L \right\} \\
 &= 7,833 \times 10^{-6} \cdot \pi \cdot \left\{ \left(\frac{200}{2} - \frac{112}{2} \right)^2 \cdot 40 + \left(\frac{112}{2} \right)^2 \cdot 80 \right\} = 8,1 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

II.7.4 Rem

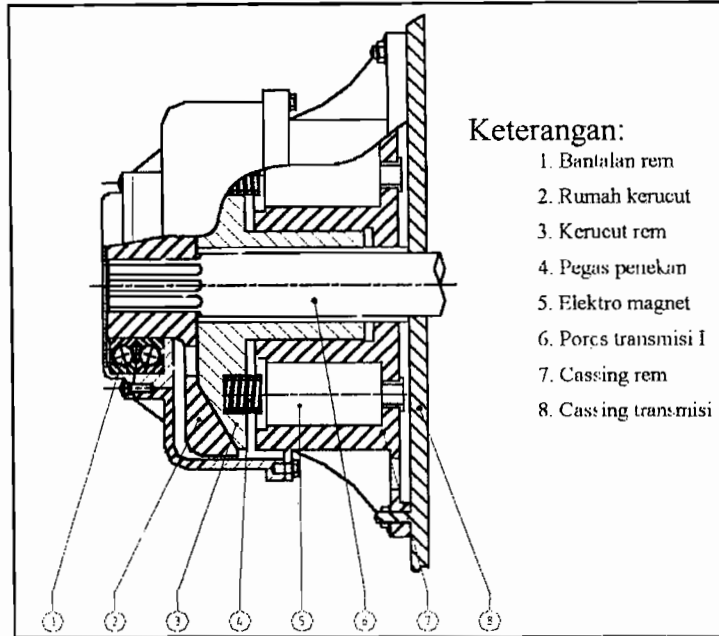
Rem yang dipilih pada perancangan ini adalah rem kerucut dengan kendali elektromagnet dan pegas.

Cara kerja rem kerucut adalah sebagai berikut:

1. Pada saat motor dinyalakan, arus masuk ke elektro-magnet dan melepaskan rem.
2. Pada saat rem ditekan, arus yang masuk ke elektro-magnet terputus dan pegas mendorong kerucut masuk ke rumah kerucut yang akhirnya bergesekan dan menimbulkan perlambatan pada poros transmisi I.

Kendali rem ini juga dilengkapi dengan potensiometer yang mengatur banyaknya arus yang masuk ke elektromagnet, sehingga pada saat penurunan operator dapat mengatur daya rem sesuai keperluan.

Desain rem kerucut ditunjukkan pada Gambar 2.14



II.7.4.a Jari-jari kerucut

Data yang diketahui dari perhitungan terdahulu adalah:

- a. Bahan lapisan rem dipilih: Asbes dan dilapisi jalinan serat kuningan
- b. Persyaratan harga $p.v = 0,5 \cdot (15 - 30) \text{ kg.m/cm}^2.s$
- c. Sudut kerucut, γ berkisar antara $15^\circ - 25^\circ$ (dipilih 20°)
- d. Rem digunakan untuk menahan beban saat penurunan dan menghentikan beban pada saat pengangkatan

Tabel 2.22 Karakteristik bahan gesek

Nama	Koefisien gesek (Kering) μ	T_{maks} ($^\circ\text{C}$)	P_{ijin} (kg/cm^2)	Spesifik gravitasi	Catatan
Rem asbes dengan jalinan serat kuningan	0,45-0,35	350	2 ke 6	1,55	Normal
Rem asbes tanpa serat kuningan	0,45-0,35	200	1 ke 4	1,55	Kurang intensif
Rem fibre dengan lapisan pulp kayu tanpa serat kuningan	0,55-0,4	150-200	10	1,25	Normal
Komposisi asbes dipres dengan kuningan	0,43-0,4	300	2 ke 12	1,6	Kopling
Lapisan fibre	0,55	110	8 ke 10	1,25	Puli

(Sumber: N. Rudenko, Mesin Pengangkat, hal 144)

Dari Tabel 2.15 diketahui:

$$\mu = 0,45$$

$$P_{ijm} = 2 \text{ ke } 6 \text{ kg/cm}^2$$

Dari persyaratan besarnya $p.v$, diketahui:²⁷

$$P \cdot v = 30 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{cm}^2 \cdot \text{s}} \dots \dots \dots (2.38)$$

Dengan:

$$P = \text{tekanan permukaan yang diijinkan, } P_{ijm} \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

$$v = \text{kecepatan keliling rem (m/s)}$$

maka:

$$\begin{aligned} v &= \frac{30}{2} \dots \dots \dots (2.39) \\ &= 15 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Maka perbandingan diameter kerucut dapat diperoleh dari persamaan berikut:²⁸

$$v = \frac{\pi \cdot (R_1 + R_2) \cdot n}{60}$$

$$R_1 = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot n} - R_2$$

Dengan:

$$R_1 = \text{Diameter dasar kerucut, } m$$

$$R_2 = \text{Diameter puncak kerucut, } m$$

$$v = \text{Kecepatan keliling kerucut, } m/s$$

$$n = \text{Putaran porcs rem, } rpm$$

maka:

$$\begin{aligned} R_1 &= \frac{60 \cdot 15}{\pi \cdot 1450} - R_2 \dots \dots \dots (2.40) \\ &= 0,2 - R_2 \text{ (meter)} \end{aligned}$$

Dan jari-jari rata-rata bidang gesek kerucut, R dapat diketahui, yaitu:

$$\begin{aligned} R &= \frac{R_1 + R_2}{2} \dots \dots \dots (2.41) \\ &= \frac{0,2}{2} = 0,1 \text{ m} = 100 \text{ mm} \end{aligned}$$

²⁷ Ibid hal 206

²⁸ Ibid

Lebar bagian gesek kerucut dapat diperoleh sebagai berikut:²⁹

$$b = \frac{N_{rated}}{\pi \cdot 2 \cdot R \cdot P_{ijm}} \dots \dots \dots (2.42)$$

$$= \frac{75}{\pi \cdot 2 \cdot 10 \cdot 2} = 5,9 \text{ cm}$$

Dengan:

b = lebar bagian gesek kerucut, cm

N_{rated} = daya ternilai motor, Hp

Selanjutnya jari jari kerucut dapat diperoleh dari persamaan berikut:

$$R_1 - R_2 = b \cdot \sin \gamma$$

$$(20 - R_2) - R_2 = b \sin \gamma$$

Sehingga:

$$R_2 = \frac{20}{2} - b \cdot \sin \gamma \dots \dots \dots (2.43)$$

$$= \frac{20}{2} - 5,9 \cdot \sin 20 = 8 \text{ cm}$$

Dari Persamaan 2.40 diketahui:

$$R_1 = 20 - R_2$$

$$= 20 - 8 = 12 \text{ cm}$$

II.7.4.b Gaya aksial rem, torsi pengereman dan waktu pengereman

Gaya aksial rem dapat diketahui:

$$F_A = N_{rated} \cdot \sin \gamma \dots \dots \dots (2.44)$$

$$= 75 \cdot \sin 20 = 25,7 \text{ kg}$$

Torsi pada poros rem pada saat pengangkatan adalah:

$$T_{Ra} = T_{mot}$$

$$= 35436 \text{ kg.mm}$$

Torsi pada poros rem pada saat penurunan adalah:

$$T_{Rt} = T_{mot} + T_W$$

Dengan:

T_{Ra} = Torsi poros rem pada saat pengangkatan, $kg.mm$



²⁹ ibid 205

T_{Rt} = Torsi poros rem pada saat penurunan, *kg.mm*

T_W = Torsi poros rem akibat gaya potensial dan mekanis muatan, *kg.mm*

Torsi poros rem akibat gaya potensial dan mekanis muatan, yaitu:³⁰

$$\begin{aligned} T_W &= \frac{2 \cdot S_1}{g} \times \frac{v_t}{60 \cdot t_r} \times \frac{D_d \cdot \eta \cdot n_o}{2 \cdot n_m} \\ &= \frac{2 \cdot 3223,2}{9,81} \times \frac{10}{60 \cdot 2} \times \frac{450 \cdot 0,8 \cdot 14,15}{2 \cdot 1450} = 1893,77 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Dengan:

v_t = Kecepatan penurunan, *m/menit*

g = Kecepatan gravitasi, *m/s²*

n_o = Putaran output sistem transmisi pengangkat, *rpm*

n_m = Putaran motor listrik pengangkat, *rpm*

t_r = Waktu pengereman rencana, *s*

maka torsi poros rem pada saat penurunan diketahui:

$$\begin{aligned} T_{Rt} &= T_{mot} + T_W \\ &= 35436 + 1893,77 = 37329,8 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Torsi pengereman diketahui, yaitu:³¹

$$\begin{aligned} T_p &= F_A \cdot \frac{\mu}{\sin \gamma} \cdot R \\ &= 25,7 \cdot \frac{0,45}{\sin 20} \cdot 100 = 33213,8 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Selanjutnya waktu yang diperlukan untuk pengereman pada saat pengangkatan, yaitu waktu pengereman dari keadaan tunak pengangkatan sampai berhenti dapat diketahui dari persamaan sebagai berikut:

$$t_{br} = \frac{(GD^2) \cdot R \cdot n_1}{375 \cdot (T_{Ra} - T_{st})} \dots \dots \dots (2.45)$$

Dengan:

GD^2 = Momen girasi motor

R = Jari-jari rata-rata kerucut, *mm*

n_1 = Putaran poros pengereman (Poros transmisi I), *rpm*

³⁰ Ir. M.J. Djokosetyardjo, *Mesin Pengangkat*, Jilid I, PT Pradnya Paramita, Jakarta, hal 28

³¹ N. Rudenko, *Mesin Pengangkat*, PT Erlangga, Jakarta, hal 205

T_p = Torsi pengereman, *kg.mm*

T_{st} = Torsi statik motor, *kg.mm*

Sehingga waktu pengereman diketahui, yaitu:

$$t_{br} = \frac{1,4 \cdot 100 \cdot 1450}{375 \cdot (33213,8 - 32945)}$$

$$= 1,02 \text{ s}$$

waktu pengereman pada saat penurunan, adalah:

$$t_{dr} = \frac{(GD)^2 \cdot R \cdot n_1}{375 \cdot (T_{Rl} - T_{st})}$$

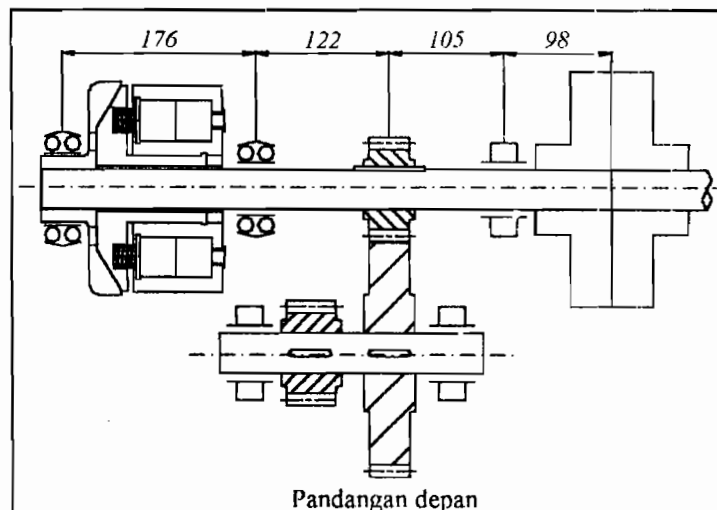
$$= \frac{1,4 \cdot 100 \cdot 1450}{375 \cdot (37329,8 - 32945)}$$

$$= 2,52 \text{ s}$$

II.7.5 Poros transmisi I

Dalam merancang poros transmisi, diperlukan data-data beban dan jarak pembebanan, dan sangat membantu jika pembebanan pada poros digambarkan dalam bentuk skema, baik itu pembebanan arah horisontal maupun vertikal.

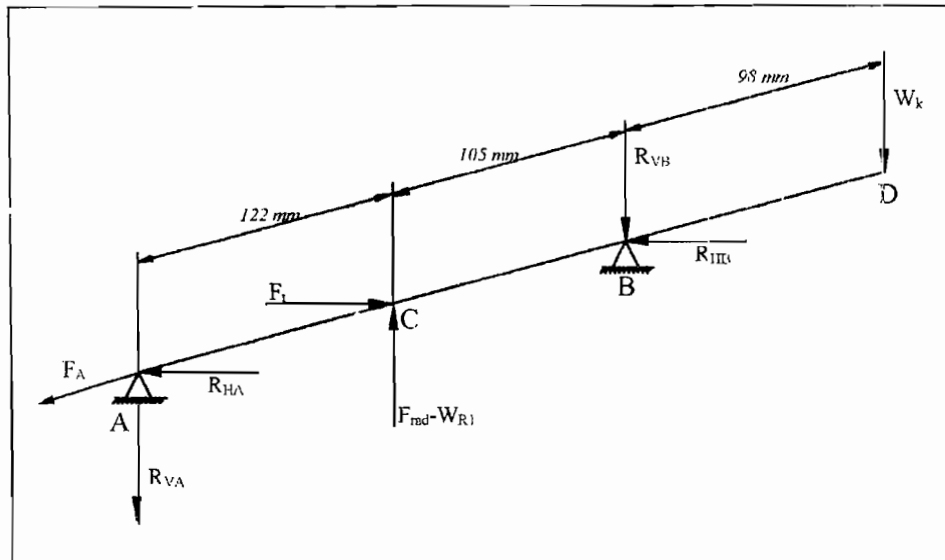
Dari bagan sistem transmisi dan hasil perhitungan transmisi roda gigi lurus, kopling motor penggerak dan rem kerucut, posisi poros I terhadap poros II dan jarak komponen transmisi pada poros I dapat ditunjukkan Gambar 2.16



Gambar 2.15 Posisi poros II terhadap poros I dan poros IV

Dari desain rem dapat diketahui bahwa berat rem kerucut ditumpu oleh casing dan gaya gesek yang terjadi pada saat pengereman ditiadakan akibat bentuk rem. Gaya

aksial tidak berpengaruh terhadap diameter poros, maka pembebanan pada poros transmisi I dapat disusun dalam sebuah bagan pada Gambar 2.15



Gambar 2.11 Pembebanan poros transmisi I

Dari perhitungan terdahulu diketahui:

T_{mot} torsi pada poros I	=	32945 kg.mm
F_t gaya tangensial roda gigi lurus I	=	782,8 kg
F_{rad} gaya radial roda gigi lurus I	=	284,9 kg
W_r berat pinyon roda gigi lurus I	=	2,05 kg
W_k berat kopling	=	8,1 kg
F_A gaya aksial rem kerucut	=	25,7 kg

II.7.5.a Analisa momen

Momen lentur horisontal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{IIA} = 0$$

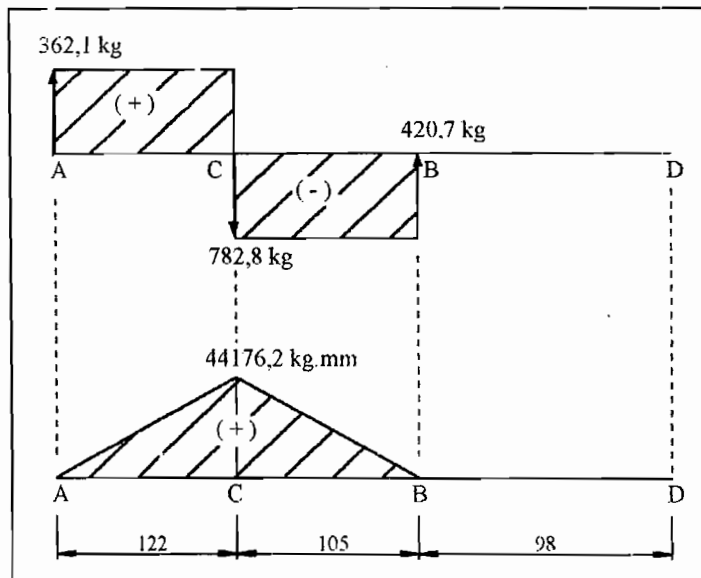
$$\begin{aligned} R_{IIB} &= \frac{F_t \cdot 122}{227} \\ &= \frac{782,8 \cdot 122}{227} = 420,7 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\sum F = 0$$

$$\begin{aligned} R_{IIA} &= F_t - R_{IIB} \\ &= 782,8 - 420,7 = 362,1 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$M_{HC} = R_{HA} \cdot 122$$

$$= 362,1 \cdot 122 = 44176,2 \text{ kg.mm}$$



Gambar 2.12 SFD dan BMD poros transmisi I, arah horisontal

Momen lentur vertikal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{VA} = 0$$

$$R_{VB} = \frac{(F_{rad} - W_r) \cdot 122 - W_k \cdot 325}{227}$$

$$= \frac{(284,9 - 2,05) \cdot 122 - 8,1 \cdot 325}{227} = 140,4 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{VA} = F_{rad} - W_r - W_k - R_{VB}$$

$$= 284,9 - 2,05 - 8,1 - 140,4$$

$$= 134,35 \text{ kg}$$

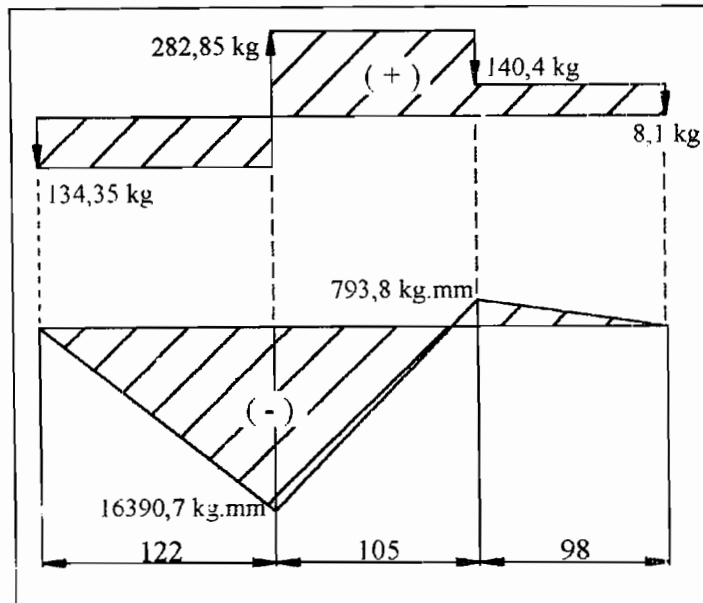
$$M_{VC} = R_{VA} \cdot 122$$

$$= 134,35 \cdot 122 = 16390,7 \text{ kg.mm}$$

$$M_{VB} = W_k \cdot 70$$

$$= 8,1 \cdot 98 = 793,8 \text{ kg.mm}$$

$$M_{HA} = M_{HD} = 0$$



Gambar 2.13 SFD dan BMD poros transmisi I, arah vertikal

Momen resultan di titik B, adalah:

$$M_B = M_{VB} = 793,8 \text{ kg.mm}$$

Momen resultan di titik C, adalah:

$$M_C = \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC}^2} = \sqrt{44176,2^2 + 16390,7^2} = 47118,91 \text{ kg.mm}$$

Jadi momen lentur maksimal terjadi di titik C, sebesar 47118,91 kg.mm

11.7.5.b Bahan poros

Berdasarkan diameter dasar pinyon roda gigi lurus I: yang nantinya dipasang pada poros ini, maka diameter maksimal poros ditentukan = 50 mm. Kekuatan tarik minimal bahan poros dapat diketahui dengan menggunakan Persamaan 2.46

$$\sigma_{B-min} = \frac{5,1 \cdot Sf_1 \cdot Sf_2}{d^3 \cdot (1 - k^4)} \times \sqrt{\left[(K_m \cdot M_{R.maks}) + \frac{\alpha \cdot F_A \cdot (1 + k^2)}{8} \right]^2 + (K_t \cdot T)^2} \dots (2.46)$$

Dengan :

- σ_{B-min} = kekuatan tarik minimal yang diizinkan, kg/mm^2
- K_m = Faktor keamanan terhadap lenturan (1,5)
- K_t = Faktor keamanan terhadap puntiran (1,5)

- Sf_1 = Faktor koreksi bahan (6 untuk baja S-CD)
 Sf_2 = Faktor koreksi bentuk (1,3)
 $M_{R,maks}$ = Momen resultan maksimal, $kg \cdot mm$
 α = Faktor koreksi terhadap arah beban aksial (beban tarik atau beban tekan)
 k = Perbandingan diameter lubang dan diameter luar.
 T = Torsi maksimum pada poros, $kg \cdot mm$

Arah beban aksial terhadap poros adalah beban tekan, $\alpha = 1$

Konstruksi poros I adalah poros pejal, $k = 0$

Maka dengan menggunakan Persamaan 2.46, kekuatan tarik minimal bahan untuk poros diperoleh sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\sigma_{B-\min} &= \frac{5,1 \cdot 6 \cdot 1,3}{50^3 \cdot 1} \times \sqrt{\left[\left((1,5 \cdot 47118,91) + \frac{25,7}{8} \right)^2 + (1,5 \cdot 32945)^2 \right]} \\ &= 27,45 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Selanjutnya, bahan untuk poros dipilih dari Tabel 2.9 yaitu S 55 C-D tanpa pelunakan yang mempunyai kekuatan tarik (σ_b) antara 75 – 91 kg/mm^2 .

II.7.5.c Diameter poros

Dengan menggunakan bahan yang telah dipilih diatas, dapat ditentukan diameter minimal poros dengan Persamaan 2.47

$$\begin{aligned}d &= \left(\frac{5,1 \cdot Sf_1 \cdot Sf_2}{\sigma_B \cdot (1 - k^4)} \times \sqrt{\left[(K_m \cdot M_{R,maks}) + \frac{\alpha \cdot F_A \cdot (1 + k^2)}{8} \right]^2 + (K_t \cdot T)^2} \right)^{\frac{1}{3}} \\ &= \left(\frac{5,1 \cdot 6 \cdot 1,3}{85} \times \sqrt{\left[(1,5 \cdot 47118,91) + \frac{25,7}{8} \right]^2 + (1,5 \cdot 32945)^2} \right)^{\frac{1}{3}} \dots (2.47) \\ &= 34,3 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

II.7.5.d Evaluasi diameter poros

- Defleksi puntiran

Defleksi puntiran dibatasi 0,25% panjang poros yang mengalami puntiran. Bagian poros transmisi I yang mengalami puntiran berada di antara pinyon roda gigi dan kopleng, yaitu sepanjang 203 mm, dan antara pinyon dan rem

kerucut sepanjang, yaitu sepanjang 298 mm. Defleksi puntiran lebih besar pengaruhnya pada jarak puntir yang pendek, untuk itu dalam menentukan batas defleksi puntiran digunakan jarak puntir yang lebih pendek, yaitu antara pinyon dan kopling sepanjang 203 mm

Maka untuk panjang poros 203 mm tersebut, besarnya batas defleksi puntiran, θ_1 dapat diketahui dengan menggunakan persamaan 2.48

$$\theta_1 = \theta_0 \times L_p \dots \dots \dots (2.48)$$

Dengan:

θ_1 = Batas defleksi puntiran untuk panjang poros rancangan, °

θ_0 = Batas defleksi puntiran untuk panjang poros 1 meter, 0,25°/m

Maka

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \frac{0,25^\circ \times 203}{1000} \\ &= 0,051^\circ \end{aligned}$$

Diameter minimal poros agar defleksi puntiran yang terjadi lebih kecil dari 0,03° diketahui dari Persamaan 2.49

$$d = \sqrt[4]{584 \times \frac{T \cdot L_p}{G \cdot \theta_1}} \dots \dots \dots (2.49)$$

Dengan :

L_p = Panjang poros yang mengalami puntiran, mm

G = Modulus geser bahan poros (baja = $8,3 \times 10^3$ kg/mm²)

$$\begin{aligned} d_{\min} &= \sqrt[4]{584 \times \frac{32945 \cdot 203}{8,3 \times 10^3 \cdot 0,051}} \\ &= 55,1 \text{ mm} \Rightarrow 56 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Kecepatan kritis poros

Kecepatan kritis poros adalah kecepatan rotasi poros yang sama dengan frekuensi pribadi (*frekuensi sistem yang memiliki getaran bebas tanpa gesekan*) massa yang berputar pada poros tersebut (roda gigi, kopling atau rem). Putaran kerja poros hendaknya tidak lebih dari 80% putaran kritis poros tersebut.

$$n_i \leq 80\% \cdot N_c$$

Dalam menentukan kecepatan kritis, gaya yang diperhitungkan hanya gaya berat masa yang berputar. Harga kecepatan kritis poros merupakan gabungan paralel putaran tiap masa yang berputar. Sehingga, kecepatan kritis tiap masa berputar dihitung terlebih dahulu, dengan Persamaan 2.50³²

$$Nc_1 = 52700 \cdot \frac{d^2}{l_1 \cdot l_2} \cdot \sqrt{\frac{(l_1 + l_2)}{W}} \dots \dots \dots (2.50)$$

Dengan :

Nc_1 = kecepatan massa berputar, *rpm*

d = diameter poros, *mm*

l_1, l_2 = jarak antara masa berputar dan bantalan, *mm*

Jika berat poros relatif cukup besar bila dibandingkan dengan masa yang berputar, maka 0,5 berat poros ditambahkan pada berat masa yang berputar.

Berat poros transmisi I diperoleh sebagai berikut:

$$\begin{aligned} W_{p1} &= \rho \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_1}{2}\right)^2 \cdot L_{p1} \\ &= 7,833 \times 10^3 \cdot \pi \cdot \left(\frac{0,04}{2}\right)^2 \cdot 0,227 = 3,8 \text{ kg} \end{aligned}$$

Berat pinyon roda gigi I, $W_{r1} = 2,05 \text{ kg}$. Dengan menggunakan Persamaan 2.50, kecepatan kritis roda gigi I dapat diketahui sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Nc_1 &= 52700 \cdot \frac{40^2}{122 \cdot 105} \cdot \sqrt{\frac{(122 + 105)}{(2,05 + 0,5 \cdot 3,8)}} \\ &= 84330,1 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Berat kopleng, $W_k = 8,1 \text{ kg}$. Dengan menggunakan Persamaan 2.50, kecepatan kritis kopleng dapat diketahui sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Nc_2 &= 52700 \cdot \frac{40^2}{98} \cdot \sqrt{\frac{98}{(8,1 + 0,5 \cdot 3,8)}} \\ &= 4552021,1 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Selanjutnya, putaran kritis sistem dapat ditentukan sebagai berikut:

$$\frac{1}{Nc_o} = \frac{1}{Nc_1} + \frac{1}{Nc_2}$$

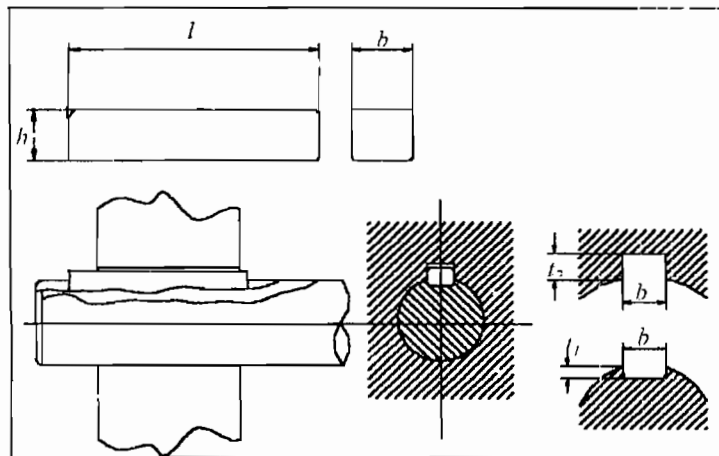
$$\begin{aligned}
 Nc_o &= \frac{Nc_1 \cdot Nc_2}{Nc_1 + Nc_2} \dots\dots\dots(2.51) \\
 &= \frac{84330,1 \cdot 4552021,1}{84330,1 + 4552021,1} = 82796,23 \text{ rpm}
 \end{aligned}$$

Persyaratan:

$$\begin{aligned}
 n_i &\leq 80\% \cdot Nc_o \\
 1450 \text{ rpm} &\leq 80\% \cdot 82796,23 \text{ rpm} \\
 1450 \text{ rpm} &\leq 66236,98 \text{ rpm} \text{ (Memenuhi syarat)}
 \end{aligned}$$

II.7.5.e Pasak pinyon roda gigi I

Pasak merupakan satu komponen mesin yang berguna untuk menetapkan komponen tranmisi secara permanen pada suatu poros, sehingga komponen tersebut dapat berputar selaras dengan poros. Pasak pada perancangan ini dipilih pasak benam standart, karena kontruksinya sederhana dan mampu meneruskan momen yang relatif besar.



Gambar 2.14 Penampang pasak dan alur pasak

Gaya tangensial pada permukaan poros diketahui dari Persamaan 2.52³³

$$F_{ip} = \frac{T_1}{(0,5 \cdot d)} \dots\dots\dots(2.52)$$

Dengan:

- F_{ip} = Gaya geser pada permukaan poros, *kg*
- T_1 = Torsi pada poros pasak, *kg.mm*

³³ Ibid hal 25

$$F = \frac{32945}{0,5 \cdot 50} = 1317,8 \text{ kg}$$

Selanjutnya ukuran pasak dipilih dari Tabel 2.23 berdasarkan diameter poros, yaitu sebagai berikut:

- Lebar pasak, b = 12 mm
- Tinggi pasak, h = 8 mm
- Kedalaman alur pasak pada poros, t_1 = 5 mm
- Kedalaman alur pasak pada naf, t_2 = 3,4 mm

Tabel 2. 23 Ukuran pasak

Diameter poros D (mm)	Ukuran pasak		Ukuran alur	
	Lebar b (mm)	Tinggi h (mm)	Poros t_1 (mm)	Naf t_2 (mm)
10 - 12	4	4	2,5	2,2
12 - 17	5	5	3,0	2,7
17 - 22	6	6	3,5	3,1
22 - 30	8	7	4,0	3,4
30 - 38	10	8	5,0	3,4
38 - 44	12	8	5,0	3,4
44 - 50	14	9	5,5	3,9
50 - 58	16	10	6,0	4,4
58 - 65	18	11	7,0	4,4
65 - 75	20	12	7,5	4,9
75 - 85	22	14	9,0	5,4
85 - 95	25	14	9,0	5,4
95 - 110	28	16	10	6,4
110 - 130	32	18	11	7,4
130 - 150	36	20	12	8,1

(Sumber: G. Niemann, H. Winter, Elemen Mesin, Jilid I, hal 344)

Selanjutnya adalah menentukan panjang pasak minimal dari persamaan berikut:

$$P_a \geq \frac{F_{tp}}{l \cdot t_1} \Rightarrow l = \frac{F_{tp}}{P_a \cdot t_1} \dots \dots \dots (2.53)$$

P_a = Tekanan permukaan yang diizinkan (10 kg/mm^2)

Sehingga panjang minimal pasak dapat diketahui:

$$l = \frac{1317,8}{10 \cdot 5} \\ = 26,36 \text{ mm} \Rightarrow 27 \text{ mm}$$

Persyaratan:

$$L/d = 1,1 - 2,1 \text{ (G.Niemann, Elemen Mesin, Jilid I, hal 344)}$$

Pada rancangan ini:

$$\begin{aligned} l/d &= 27/40 \\ &= 0,675(\text{tidak memenuhi syarat}) \end{aligned}$$

Karena jika panjang pasak ditentukan sesuai panjang minimal tidak memenuhi syarat, maka panjang pasak dipilih $1,1 \times d$, yaitu: 44 mm. Bahan pasak dipilih berdasar kekuatan tarik minimal bahan yang diperoleh dari Persamaan 2.54

$$\begin{aligned} \sigma_{B-\min} &= \frac{F_{tp} \cdot (Sf_{k1} \times Sf_{k2})}{b \cdot l} \\ &= \frac{1317,8 \cdot (6 \times 1,5)}{12 \cdot 44} = 22,46 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned} \quad \dots \dots \dots (2.54)$$

Dengan:

- $\sigma_{B \min}$ = Tegangan tarik minimal bahan, kg/mm^2
- Sf_{k1} = Faktor keamanan bahan = 6
- Sf_{k2} = Faktor tumbukan = 1,5

Selanjutnya berdasarkan kekuatan tarik minimal bahan yang diperoleh dari perhitungan diatas, bahan pasak dapat dipilih dari Tabel 2.24

Tabel 2. 24 Baja karbon untuk kontruksi mesin dan poros

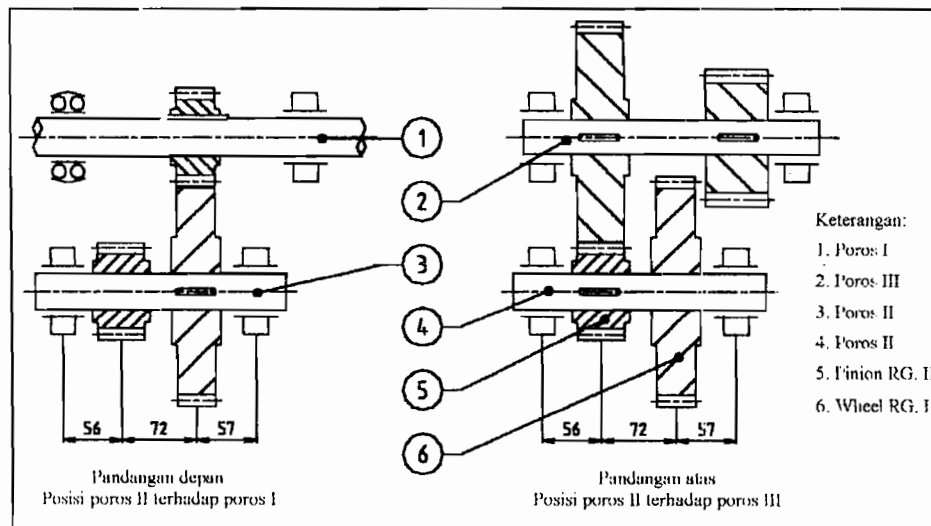
Standart dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik σ_B (kg/mm^2)
Baja karbon kontruksi mesin (JIS G 4501)	S 30 C	Penormalan	48
	S 35 C		52
	S 40 C		55
	S 45 C		58
	S 50 C		62
	S 55 C		66
Batang baja yang difinis dingin	S 30 C-D	-	53
	S 45 C-D	-	60
	S 55 C-D	-	72

(Sumber: Ir Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 3)

Bahan pasak dipilih S 30 C dengan kekuatan tarik 48 kg/mm^2

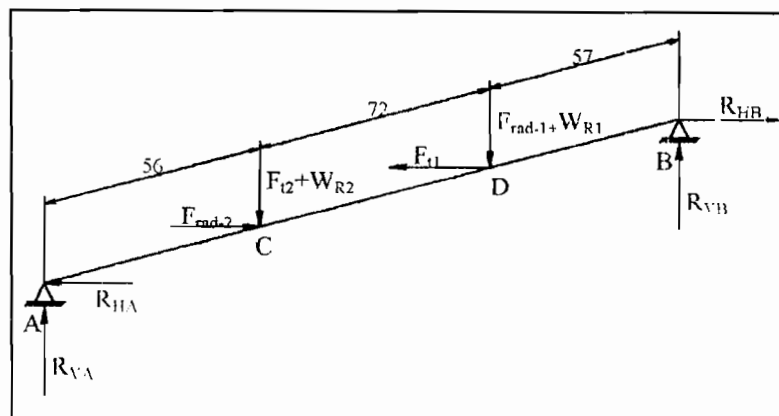
II.7.6 Poros transmisi II

Dari bagan sistem transmisi dan hasil perhitungan transmisi roda gigi lurus, posisi dan jarak komponen transmisi pada poros II ditunjukkan pada Gambar 2.21



Gambar 2.21 Posisi poros II terhadap poros I dan poros III

Selanjutnya bagan pembebanan pada poros transmisi II ditunjukkan Gambar 2.22



Gambar 2.22 Bagan pembebanan poros transmisi II

Dari perhitungan terdahulu diketahui:

$$F_{t1}, \text{ gaya tangensial roda gigi lurus I} = 782,8 \text{ kg}$$

$$W_{R1}, \text{ berat wheel roda gigi lurus I} = 11,5 \text{ kg}$$

$$F_{rad-1}, \text{ gaya radial roda gigi lurus I} = 284,9 \text{ kg}$$

$$F_{t2}, \text{ gaya tangensial roda gigi lurus II} = 1941,9 \text{ kg}$$

$$F_{rad-2}, \text{ gaya radial roda gigi lurus II} = 706,8 \text{ kg}$$

$$W_{R2}, \text{ berat pinyon roda gigi lurus II} = 2,1 \text{ kg}$$

II.7.6.a Analisa momen

Momen lentur horisontal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{HA} = 0$$

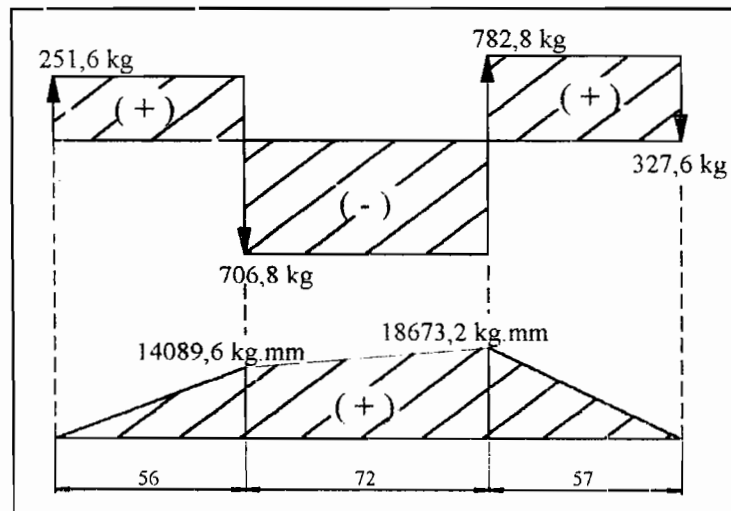
$$\begin{aligned} R_{HB} &= \frac{F_{t1} \cdot 128 - F_{rad-2} \cdot 56}{185} \\ &= \frac{782,8 \cdot 128 - 706,8 \cdot 56}{185} = 327,6 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\sum F = 0$$

$$\begin{aligned} R_{HA} &= F_{rad-2} + R_{HB} - F_{t1} \\ &= 706,8 + 327,6 - 782,8 = 251,6 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{HC} &= R_{HA} \cdot 56 \\ &= 251,6 \cdot 56 \\ &= 14089,6 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{HD} &= R_{HB} \cdot 57 \\ &= 327,6 \cdot 57 \\ &= 18673,2 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$



Gambar 2.23 SFD dan BMD poros transmisi II, arah horisontal

Momen lentur vertikal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{VA} = 0$$

$$\begin{aligned} R_{VB} &= \frac{(F_{rad-1} + W_{R1}) \cdot 128 + (F_{t2} + W_{R2}) \cdot 56}{185} \\ &= \frac{(284,9 + 11,5) \cdot 128 + (1941,9 + 2,1) \cdot 56}{185} = 856,1 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$R_{VEI} = F_{rud\ 1} + W_{R1} + F_{i2} + W_{R2} - R_{iB}$$

$$= 284,9 + 11,5 + 1941,9 + 2,1 - 856,1 = 1384,3 \text{ kg}$$

$$M_{IC} = R_{VEI} \cdot 56$$

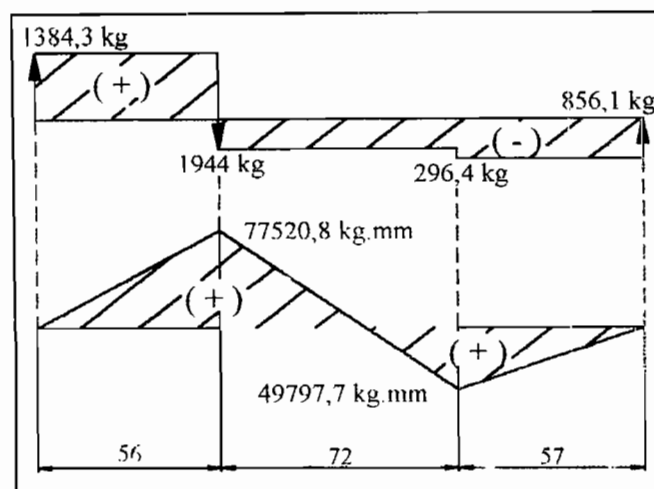
$$= 1384,3 \cdot 56$$

$$= 77520,8 \text{ kg.mm}$$

$$M_{iD} = R_{iB} \cdot 57$$

$$= 856,1 \cdot 57$$

$$= 48797,7 \text{ kg.mm}$$



Gambar 2.24 SFD dan BMD poros transmisi II, arah vertikal
Momen resultan di titik C, adalah:

$$M_C = \sqrt{M_{HC}^2 + M_{IC}^2}$$

$$= \sqrt{14089,6^2 + 77520,8^2} = 78790,8 \text{ kg.mm}$$

Momen resultan di titik D, adalah:

$$M_D = \sqrt{M_{HD}^2 + M_{iD}^2}$$

$$= \sqrt{18673,2^2 + 48797,7^2} = 52248,5 \text{ kg.mm}$$

Jadi momen lentur maksimal terjadi di titik C, sebesar 78790,8 kg.mm

II.7.6.b Bahan poros, diameter poros dan pasak

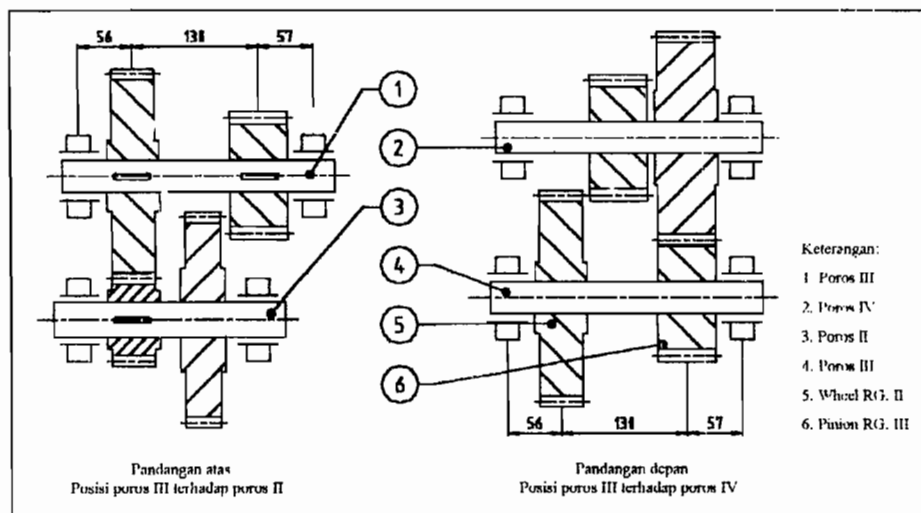
Selanjutnya, dengan menggunakan Persamaan 2.46 – 2.54 didapat hasil yang disusun Tabel 2.25

Tabel 2. 25 Hasil perancangan poros dan pasak transmisi II

No	Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan	
1.	Torsi	T	84126,6	$Kg.mm$	
2.	Diameter poros (berdasar momen)	d	43,6	mm	
3.	Bahan poros	S 55 C-D	-	-	
4.	Sudut defleksi puntir maksimal	θ	0,018	$^{\circ}$	
5.	Diameter poros (berdasar defleksi puntiran)	d	46,3	mm	
6.	Putaran kritis	N_c	52378	rpm	
8.	Pasak	Lebar	b	14	mm
		Tinggi	h	9	mm
		Panjang	l	76	mm
9.	Alur pasak	Pada poros	t_1	5,6	mm
		Pada naf	t_2	3,9	mm
10.	Gaya geser	i'	3365,06	kg	
11.	Kekuatan tarik minimal bahan	$\sigma_{P,min}$	37,5	kg/mm^2	
12.	Bahan pasak	S 30 C	-	-	
13.	Kekuatan tarik bahan	σ_B	48	kg/mm^2	

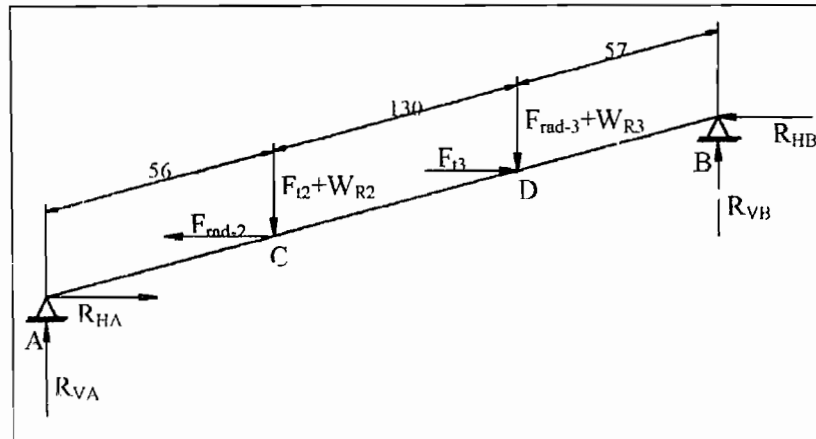
II.7.7 Poros transmisi III

Dari bagan sistem transmisi dan hasil perhitungan transmisi roda gigi lurus, posisi dan jarak komponen transmisi pada poros III dapat ditunjukkan pada Gambar 2.25



Gambar 2.25 Posisi poros III terhadap poros II dan poros IV

Selanjutnya bagan pembebanan pada poros transmisi III ditunjukkan Gambar 2.26



Gambar 2.26 Bagan pembebanan poros transmisi III

Dari perhitungan terdahulu diketahui:

F'_{t2} , gaya tangensial roda gigi lurus II	=	1941,9 kg
F'_{rad-2} , gaya radial roda gigi lurus II	=	706,8 kg
W_{R2} , berat wheel roda gigi lurus II	=	12,2 kg
F'_{t3} , gaya tangensial roda gigi lurus III	=	4999,1 kg
F_{rad-3} , gaya radial roda gigi lurus III	=	1814,7 kg
W_{R3} , berat pinyon roda gigi lurus III	=	2,5 kg

II.7.7.a Analisa momen

Momen lentur horisontal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{HA} = 0$$

$$\begin{aligned} R_{HB} &= \frac{F'_{t3} \cdot 186 - F'_{rad-2} \cdot 56}{243} \\ &= \frac{4999,1 \cdot 186 + 706,8 \cdot 56}{243} = 3989,36 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\sum F = 0$$

$$\begin{aligned} R_{HA} &= F'_{rad-2} + R_{HB} - F'_{t3} \\ &= 706,8 + 3989,36 - 4999,1 \\ &= -302,94 \text{ kg} \oplus = 302,94 \text{ kg} \otimes^* \end{aligned}$$

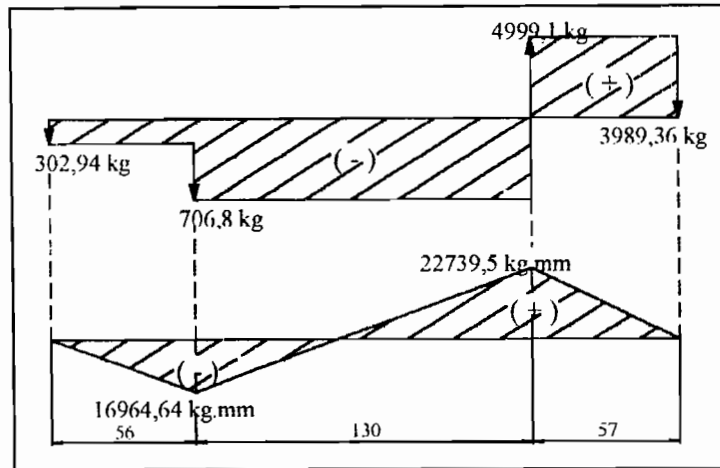
$$\begin{aligned} M_{HC} &= R_{HA} \cdot 56 \\ &= 302,94 \cdot 56 = 16964,64 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

* \otimes Menjauhi bidang baca

\oplus Mendekati bidang baca

$$M_{HD} = R_{HB} \cdot 57$$

$$= 3989,36 \cdot 57 = 227393,5 \text{ kg.mm}$$



Gambar 2.27 SFD dan BMD poros transmisi III, arah horizontal

Momen lentur vertikal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{VA} = 0$$

$$R_{VB} = \frac{(F_{I2} + W_{R2}) \cdot 56 + (F_{rad-3} + W_{R3}) \cdot 186}{243}$$

$$= \frac{(1949,1 + 12,2) \cdot 56 + (1814,7 + 2,5) \cdot 186}{243} = 1842,9 \text{ kg}$$

$$R_{VA} = F_{I2} + W_{R2} + F_{rad-3} + W_{R3} - R_{VB}$$

$$= 1949,1 + 12,2 + 1814,7 + 2,5 - 1842,9 = 1935,6 \text{ kg}$$

$$M_{VC} = R_{VA} \cdot 56$$

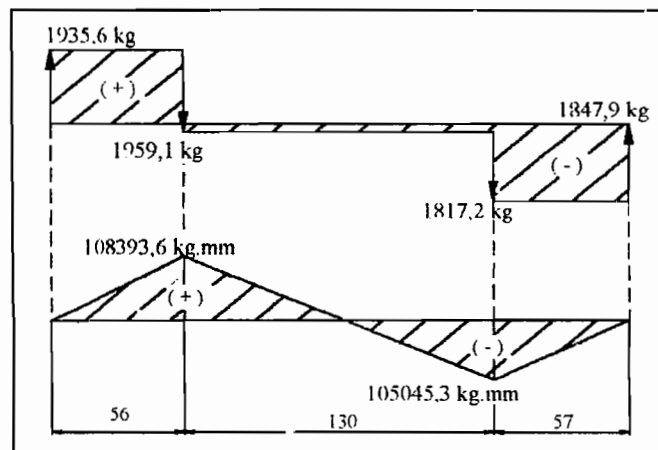
$$= 1935,6 \cdot 56$$

$$= 108393,6 \text{ kg.mm}$$

$$M_{VD} = R_{VB} \cdot 57$$

$$= 1842,9 \cdot 57$$

$$= 105045,3 \text{ kg.mm}$$



Gambar 2.28 SFD dan BMD poros transmisi III, arah vertikal

Momen resultan di titik C, adalah:

$$M_C = \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC}^2}$$

$$= \sqrt{16964,64^2 + 108393,6^2} = 109713,13 \text{ kg.mm}$$

Momen resultan di titik D, adalah:

$$M_D = \sqrt{M_{HD}^2 + M_{VD}^2}$$

$$= \sqrt{227393,5^2 + 105045,3^2} = 227635,9 \text{ kg.mm}$$

Jadi momen lentur maksimal terjadi di titik D, sebesar 227635,9 kg.mm

II.7.7.b Bahan poros dan diameter poros

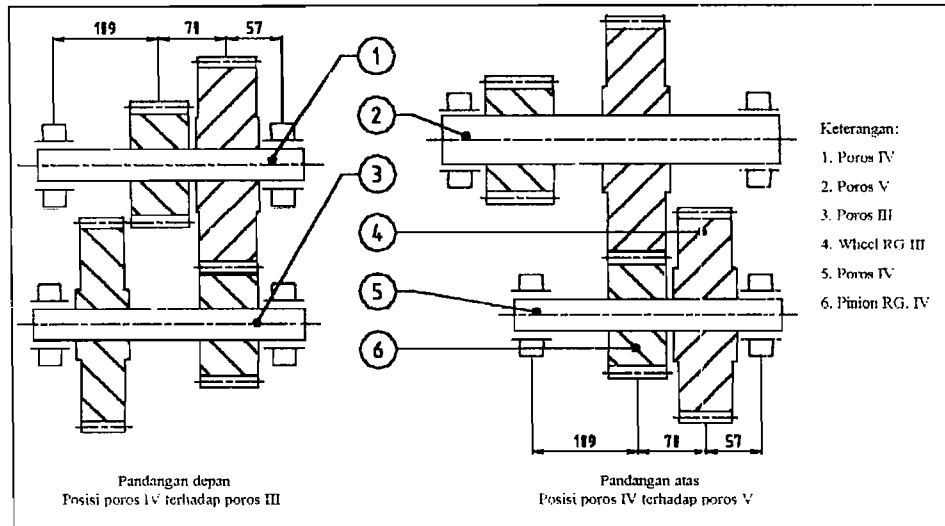
Selanjutnya, dengan menggunakan Persamaan 2.46 – 2.54 didapat hasil yang disusun dalam Tabel 2.26

Tabel 2.26 Hasil perhitungan poros transmisi III

No	Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan	
1.	Torsi	T	212860,9	kg.mm	
2.	Diameter poros (berdasar momen)	d	54,8	mm	
3.	Bahan poros	S 55 C-D	-	..	
4.	Sudut defleksi puntir maksimal	θ	0,0325	°	
5.	Diameter poros (berdasar defleksi puntiran)	d	53,4	mm	
6.	Putaran kritis	N_c	653787	rpm	
7.	Diameter yang dipilih	D	55	mm	
8.	Pasak	Lebar	B	16	mm
		Tinggi	H	10	mm
		Panjang	L	78	mm
9.	Alur pasak	Pada poros	T_1	6,0	mm
		Pada naf	T_2	4,4	mm
10.	Gaya geser	F	7740,39	kg	
11.	Kekuatan tarik minimal bahan	σ_{B-min}	55,8	kg/mm ²	
12.	Bahan pasak	S 45 C	-	-	
13.	Kekuatan tarik bahan	σ_B	58	kg/mm ²	

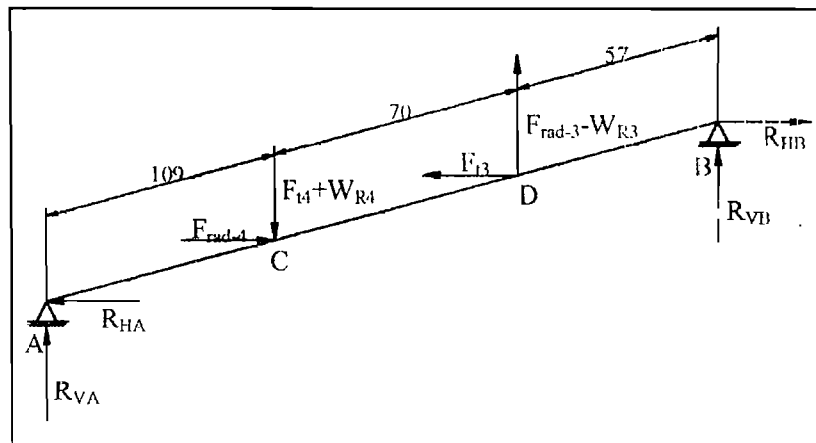
II.7.8 Poros transmisi IV

Dari bagan sistem transmisi dan hasil perhitungan transmisi roda gigi lurus, posisi dan jarak komponen transmisi pada poros IV dapat ditunjukkan pada Gambar 2.29



Gambar 2.29 Posisi poros IV terhadap poros III dan poros VI

Bagan pembebanan pada poros transmisi IV ditunjukkan Gambar 2.30



Cambar 2.30 Bagan pembebanan poros transmisi IV

Dari perhitungan terdahulu diketahui:

- F_{t4} , gaya tangensial roda gigi lurus IV = 6801,4 kg
- F_{rad-4} , gaya radial roda gigi lurus IV = 2475,7 kg
- W_{R4} , berat pinion roda gigi lurus IV = 4,7 kg
- F_{t3} , gaya tangensial roda gigi lurus III = 4999,1 kg
- F_{rad-3} , gaya radial roda gigi lurus III = 1814,7 kg

$$W_{R3}, \text{ berat wheel roda gigi lurus III} = 13,1 \text{ kg}$$

II.7.8.a Analisa momen

Momen lentur horisontal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{HA} = 0$$

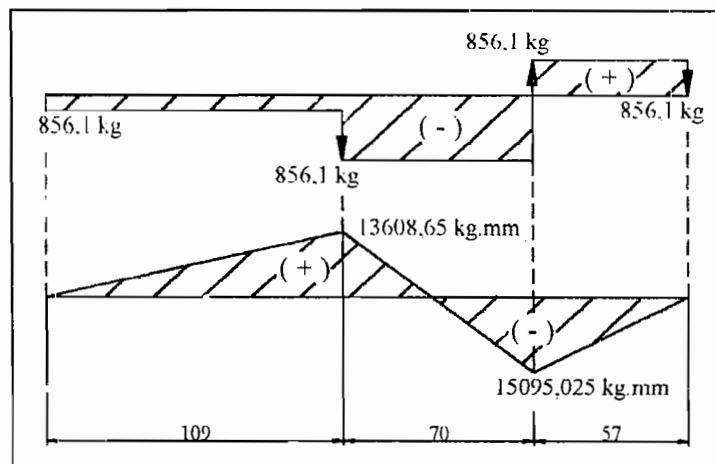
$$\begin{aligned} R_{HB} &= \frac{F_{13} \cdot 179 - F_{rad-4} \cdot 109}{236} \\ &= \frac{4999,1 \cdot 179 - 2475,7 \cdot 109}{236} = 2648,25 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\sum F = 0$$

$$\begin{aligned} R_{HA} &= F_{13} - F_{rad-4} - R_{HB} \\ &= 4999,1 - 2475,7 - 2648,25 \\ &= -124,85 \text{ kg} \oplus = 124,85 \text{ kg} \otimes \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{HA} &= R_{HA} \cdot 109 \\ &= 124,85 \cdot 109 \\ &= 13608,65 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{HB} &= R_{HB} \cdot 57 \\ &= 2648,25 \cdot 57 \\ &= 150950,25 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$



Gambar 2.31 SFD dan BMD poros transmisi IV, arah horisontal

Momen lentur vertikal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{VA} = 0$$

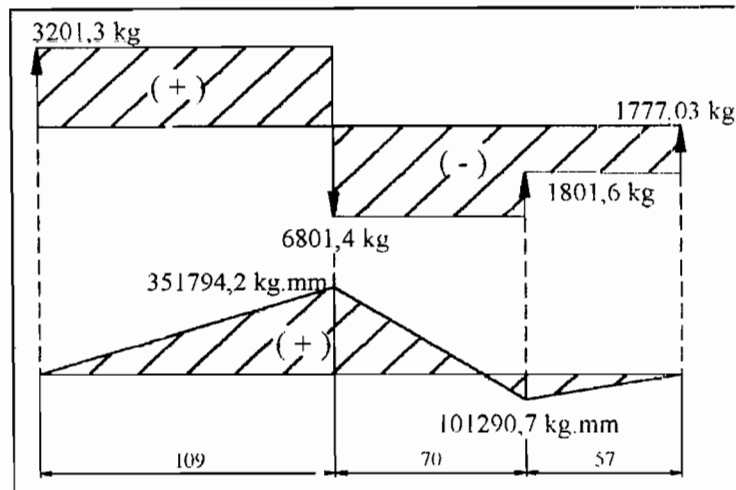
$$\begin{aligned} R_{VB} &= \frac{(F_{14} + W_{R4}) \cdot 109 - (F_{rad-3} - W_{R3}) \cdot 179}{236} \\ &= \frac{(6801,4 + 4,7) \cdot 109 - (1814,7 - 13,1) \cdot 179}{236} = 1777,03 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\sum F' = 0$$

$$\begin{aligned} R_{VA} &= F'_{VA} + W_{RA} - F'_{rad-3} + W_{R3} - R_{VB} \\ &= 6801,4 + 4,7 - 1814,7 + 13,1 - 1777,03 = 3227,47 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{VC} &= R_{VA} \cdot 109 \\ &= 3227,47 \cdot 109 \\ &= 351794,23 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{VD} &= R_{VB} \cdot 57 \\ &= 1777,03 \cdot 57 \\ &= 101290,7 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$



Gambar 2.32 SFD dan BMD poros transmisi IV, arah vertikal

Momen resultan di titik C, adalah:

$$\begin{aligned} M_C &= \sqrt{M_{VC}^2 + M_{VD}^2} \\ &= \sqrt{351794,23^2 + 101290,7^2} = 352057,35 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Momen resultan di titik D, adalah:

$$\begin{aligned} M_D &= \sqrt{M_{VD}^2 + M_{VD}^2} \\ &= \sqrt{101290,7^2 + 101290,7^2} = 181785 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Jadi momen lentur maksimal terjadi di titik C, sebesar 352057,35 kg.mm

II.7.3.b Bahan poros dan diameter poros

Selanjutnya, dengan menggunakan persamaan 2.46 – 2.51 didapat hasil yang disusun dalam Tabel 2.27

Tabel 2. 27 Hasil perhitungan poros baji transmisi IV

No	Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1.	Torsi	T	539295,3	kg.mm
2.	Diameter poros (berdasar momen)	d	59,7	mm
3.	Bahan poros	S 55 C-D	-	-
4.	Sudut defleksi puntir maksimal	θ	0,0175	°
5.	Diameter poros (berdasar defleksi puntiran)	d	58,6	mm
6.	Putaran kritis	N_c	539787	rpm

II.7.8.c Profil baji

Torsi yang ditransmisikan relatif besar, dan tidak memungkinkan jika digunakan pasak (panjang pasak yang diperlukan melebihi persyaratan) sehingga digunakan spline (baji). Profil baji yang ditentukan berdasar diameter poros (diameter inti baji), dapat dipilih dari Tabel 2.28 menurut DIN 5463.

Tabel 2. 28 Profil baji

Diameter inti, d_1 (mm)	Menengah (DIN 5463)			Diameter inti, d_1 (mm)	Menengah (DIN 5463)		
	Jumlah baji I	Diameter luar d_2 , mm	Lebar baji b , mm		Jumlah baji I	Diameter luar d_2 , mm	Lebar baji b , mm
11	6	14	3	32	8	38	7
13	6	16	3,5	36	8	42	7
16	6	20	4	42	8	48	8
18	6	22	5	46	8	54	9
21	6	25	5	52	8	60	10
23	6	28	6	56	8	65	10
26	6	32	6	62	8	72	12
28	6	34	7	72	10	82	12
				82	10	92	12

(Sumber: G. Niemann, G. Winter, Elemen Mesin, Jilid I, hal 346)

Profil baji diketahui sebagai berikut:

Diameter dalam, $d_1 = 62 \text{ mm}$

Diameter luar, $d_2 = 72 \text{ mm}$

Jumlah baji, $i = 8$

Lebar baji, $b = 12 \text{ mm}$

Selanjutnya dilakukan evaluasi terhadap torsi yang mampu ditransmisikan baji, T_B dengan menggunakan Persamaan 2.23 berikut:⁵⁴

$$T_B = 0,75 \cdot i \cdot h \cdot \left(\frac{d_1 + d_2}{4} \right) \cdot L \cdot p_a \dots \dots \dots (2.55)$$

⁵⁴ Elemen Mesin, G. Niemann, H. Winter, Jilid I, Edisi ke-2 revisi, PT Erlangga, Jakarta, hal 345

Dengan:

- T_B = Torsi yang mampu ditransmisikan baji, $kg.mm$
 i = Jumlah baji
 h = tinggi baji, mm
 d_1 = diameter inti baji, mm
 d_2 = diameter luar baji, mm
 L = panjang baji, mm
 p_a = tekanan permukaan baji, kg/mm^2

Jumlah baji, i diketahui = 8

Panjang baji, L diketahui = lebar roda gigi lurus = 60 mm

Tinggi baji, h dapat diperoleh sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 h &= \frac{d_2 - d_1}{2} \\
 &= \frac{72 - 62}{2} = 5 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Tekanan permukaan baji, p_a diketahui dari persamaan 2.24 berikut.

$$p_a = \frac{F}{L \times h} \dots \dots \dots (2.56)$$

Dengan:

- F = gaya tangensial pada permukaan poros, kg

Gaya tangensial ini diperoleh dari persamaan 2.25 berikut:

$$F = \frac{2 \cdot T}{d_1} \dots \dots \dots (2.57)$$

- T = Torsi yang ditransmisikan, $kg.mm$

Maka:

$$F = \frac{2 \cdot 539295,3}{62} = 17396,6 \text{ kg}$$

Sehingga tekanan permukaan baji, p_a :

$$p_a = \frac{17396,6}{60 \times 5} = 57,9 \text{ kg/mm}^2$$

Dan torsi yang mampu ditransmisikan baji, T_B diketahui:

$$T_B = 0,75 \cdot 8 \cdot 5 \cdot \left(\frac{72 + 62}{4} \right) \cdot 60 \cdot 57,9$$

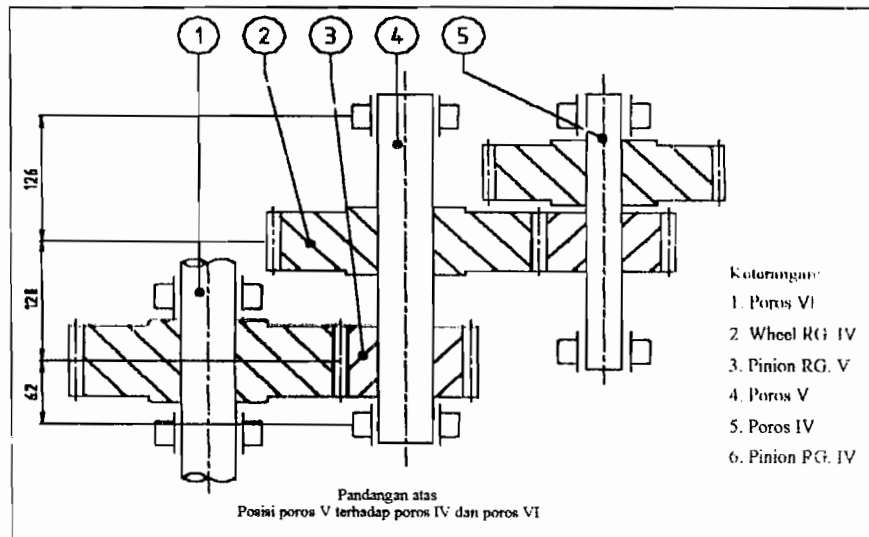
$$= 3491370 \text{ kg.mm}$$

Torsi yang ditransmisikan, T adalah $539295,3 \text{ kg.mm}$ dan torsi yang mampu ditransmisikan, T_B adalah 3491370 kg.mm ($T < T_B$ perancangan tersebut aman)

Poros baji untuk poros transmisi IV adalah sebagai berikut: $8 \times 62 \times 72 \text{ DIN 5463}$

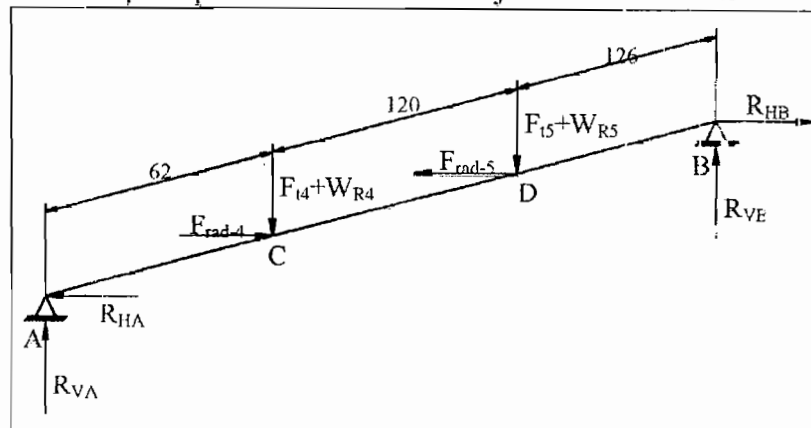
II.7.9 Poros transmisi V

Dari bagan sistem transmisi dan hasil perhitungan transmisi roda gigi, posisi dan jarak komponen transmisi pada poros V ditunjukkan pada Gambar 2.33



Gambar 2.33 Posisi poros V terhadap poros IV dan poros VI

Bagan pembebanan pada poros transmisi V ditunjukkan Gambar 2.34



Gambar 2.34 Bagan pembebanan poros transmisi V

Dari perhitungan terdahulu diketahui:

F_{t4} , gaya tangensial roda gigi lurus IV	=	6801,4 kg
F_{rad-4} , gaya radial roda gigi lurus IV	=	2475,7 kg
W_{R4} , berat wheel roda gigi lurus IV	=	14,2 kg
F_{t5} , gaya tangensial roda gigi lurus V	=	9600 kg
F_{rad-5} , gaya radial roda gigi lurus V	=	3494,4 kg
W_{R5} , berat pinyon roda gigi lurus V	=	5,2 kg

II.7.9.a Analisa momen

Momen lentur horizontal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{HA} = 0$$

$$R_{HB} = \frac{F_{rad-4} \cdot 62 - F_{rad-5} \cdot 182}{268}$$

$$= \frac{2475 \cdot 62 + 3494,4 \cdot 182}{268} = 2945,6 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{HA} = F_{rad-4} + R_{HB} - F_{rad-5}$$

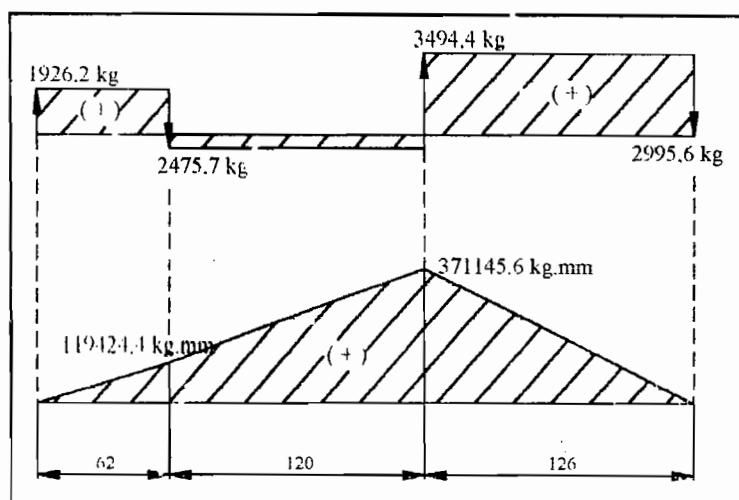
$$= 2475 + 2945,6 - 3494,4 = 1926,2 \text{ kg}$$

$$M_{HC} = R_{HA} \cdot 62$$

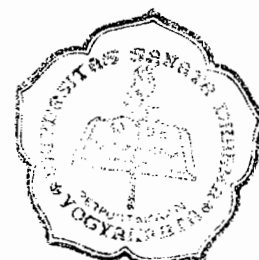
$$= 1926,2 \cdot 62 = 119424,4 \text{ kg.mm}$$

$$M_{HD} = R_{HB} \cdot 126$$

$$= 2945,6 \cdot 126 = 371145,6 \text{ kg.mm}$$



Gambar 2.35 SFD dan BMD poros transmisi V, arah horizontal



Momen lentur vertikal pada tiap titik sebagai berikut:

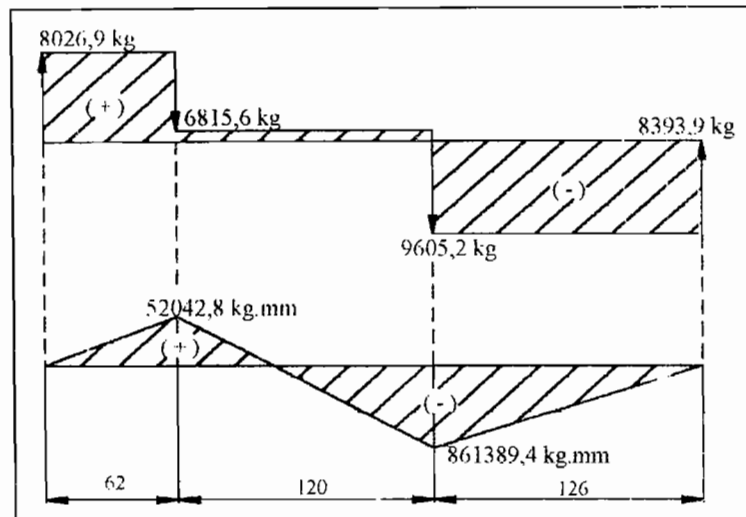
$$\sum M_{I,A} = 0$$

$$\begin{aligned} R_{VB} &= \frac{(F_{I4} + W_{R4}) \cdot 62 + (F_{I5} + W_{R5}) \cdot 182}{268} \\ &= \frac{(6801,4 + 14,2) \cdot 62 + (9600 + 5,2) \cdot 180}{268} = 8026,9 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{VI} &= F_{I2} + W_{R4} + F_{I5} + W_{R5} - R_{VB} \\ &= 6801,4 + 14,2 + 9600 + 5,2 - 8026,9 = 8393,9 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{IC} &= R_{VI} \cdot 62 \\ &= 8393,9 \cdot 62 \\ &= 520421,8 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{ID} &= R_{VB} \cdot 126 \\ &= 8026,9 \cdot 126 \\ &= 861389,4 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$



Gambar 2.36 SFD dan BMD poros transmisi V, arah vertikal

Momen resultan di titik C, adalah:

$$\begin{aligned} M_C &= \sqrt{M_{IC}^2 + M_{VC}^2} \\ &= \sqrt{119424,4^2 + 520421,8^2} \\ &= 533948,5 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Momen resultan di titik D, adalah:

$$\begin{aligned} M_D &= \sqrt{M_{ID}^2 + M_{VD}^2} \\ &= \sqrt{352338^2 + 482,4^2} \\ &= 352338,3 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Jadi momen lentur maksimal terjadi di titik D, sebesar 352338,3 kg.mm

II.7.9.b Bahan poros, diameter poros dan profil baji

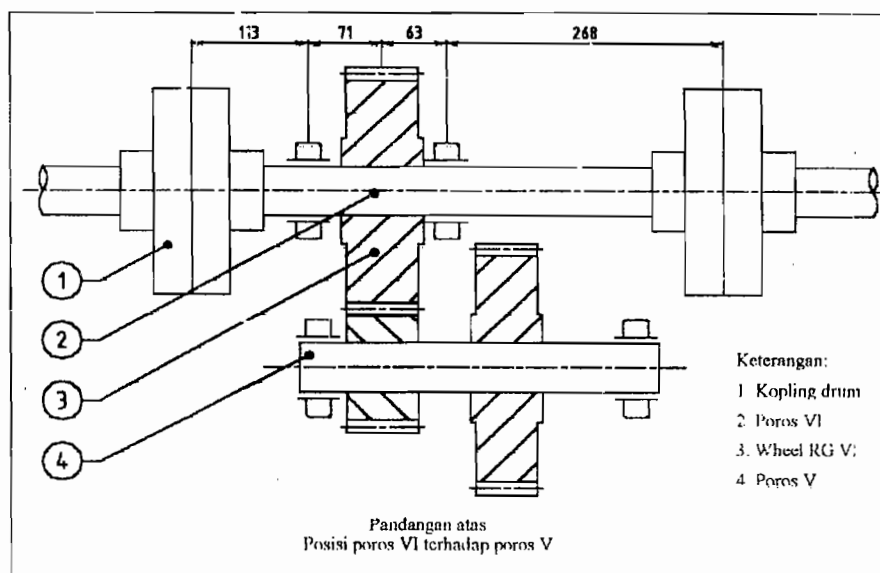
Selanjutnya, dengan menggunakan persamaan 2.46 – 2.51 dilanjutkan dengan persamaan 2.55-2.57 didapat hasil yang disusun dalam Tabel 2.29

Tabel 2. 29 Hasil perhitungan poros baji transmisi I/V

No	Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1.	Torsi	T	1834589	kg.mm
2.	Diameter poros (berdasar momen)	d	56,4	mm
3.	Bahan poros	S 55 C-D	-	-
4.	Sudut defleksi puntir maksimal	θ	0,03	°
5.	Diameter poros (berdasar defleksi puntiran)	d	68,9	mm
6.	Putaran kritis	N_c	7539787	rpm
7.	Profil baji	10 × 72 × 82 DIN 5463	-	-
8.	Tekanan permukaan baji	P_a	68,5	kg/mm ²
9.	Torsi maksimum baji	T_B	719831,9	kg.mm

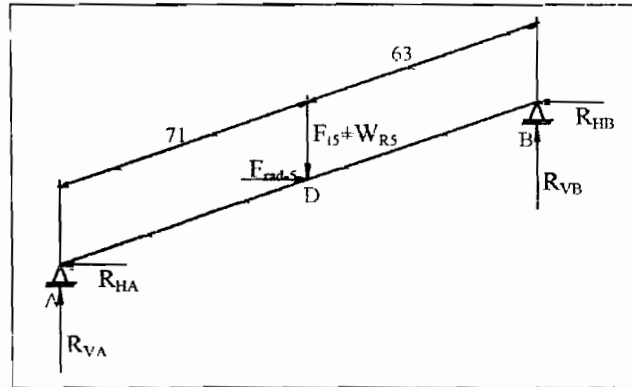
II.7.10 Poros transmisi VI

Dari bagan sistem transmisi dan hasil perhitungan transmisi roda gigi lurus, posisi dan jarak komponen transmisi pada poros VI ditunjukkan pada Gambar 2.37



Gambar 2.37 Posisi poros VI terhadap poros V

Bagan pembebanan pada poros transmisi VI ditunjukkan Gambar 2.38



Gambar 2.38 Pembebanan poros transmisi VI

Dari perhitungan terdahulu diketahui:

- F_{I5} , gaya tangensial roda gigi lurus V = 9600 kg
- F_{rad-5} , gaya radial roda gigi lurus I = 3494,4 kg
- W_{R5} , berat wheel roda gigi lurus V = 23,4 kg

II.7.10.a Analisa momen

Momen lentur horisontal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{IIA} = 0$$

$$R_{IIB} = \frac{F_{rad-5} \cdot 71}{134}$$

$$= \frac{3494,4 \cdot 71}{134} = 1851,5 \text{ kg}$$

$$R_{IIA} = F_{rad-5} - R_{IIB}$$

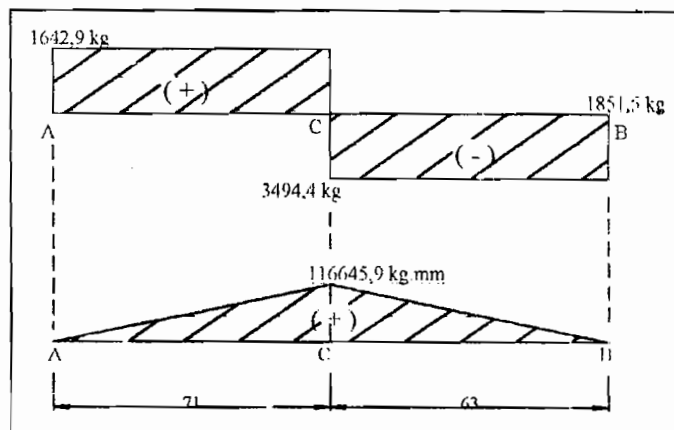
$$= 3494,4 - 1851,5$$

$$= 1642,9 \text{ kg}$$

$$M_{IIC} = R_{IIA} \cdot 71$$

$$= 1642,9 \cdot 71$$

$$= 116645,9 \text{ kg.mm}$$



Gambar 2.39 SFD dan BMD poros transmisi VI, arah horisontal

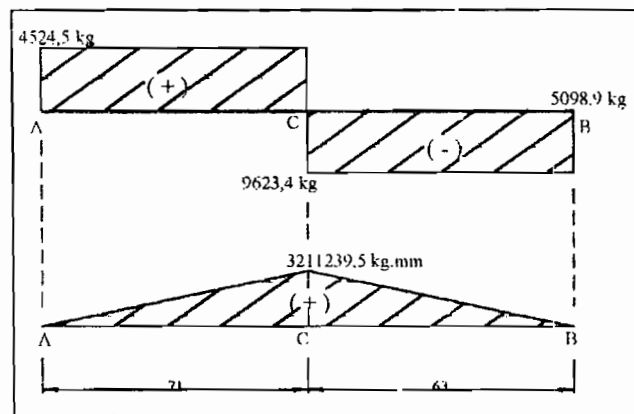
Momen lentur vertikal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{FA} = 0$$

$$\begin{aligned} R_{VB} &= \frac{(F_{i5} + W_{R5}) \cdot 71}{134} \\ &= \frac{(9600 + 23,4) \cdot 71}{134} = 5098,9 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{VA} &= F_{i5} + W_{R5} - R_{VB} \\ &= 9600 + 23,4 - 5098,9 = 4524,5 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{VC} &= R_{VA} \cdot 71 \\ &= 4524,5 \cdot 71 = 321239,5 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$



Gambar 2.40 SFD dan BMD poros transmisi V, arah vertikal
Momen resultan di titik C, adalah:

$$\begin{aligned} M_C &= \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC}^2} \\ &= \sqrt{116645,9^2 + 321239,5^2} = 341761,7 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Jadi momen lentur maksimal sebesar 341761,7 kg.mm

II.7.10.b Bahan poros, diameter poros dan profil baji

Selanjutnya, dengan menggunakan persamaan 2.46 -- 2.51 dilanjutkan dengan persamaan 2.55-2.57 didapat hasil yang disusun dalam Tabel 2,30

Tabel 2.30 Hasil perhitungan poros baji transmisi VI

No	Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1.	Torsi	T	3407279,2	$kg.mm$
2.	Diameter poros (berdasar momen)	d	71,8	mm
3.	Bahan poros	S 55 C-D	-	-
4.	Sudut defleksi puntir maksimal	θ	0,0435	$^{\circ}$
5.	Diameter poros (berdasar defleksi puntiran)	d	51,4	mm
6.	Putaran kritis	N_c	758327	rpm
7.	Profil baji	$10 \times 72 \times 82$ DIN 5463	-	-
8.	Tekanan permukaan baji	p_a	23,7	kg/mm^2
9.	Torsi maksimum baji	T_B	5477876,2	$kg.mm$

II.7.11 Kopling Drum

Kopling ini digunakan untuk menyambung dan meneruskan putaran dan daya dari poros transmisi VI ke poros drum, baik itu drum bagian kiri atau kanan. Kopling yang dipilih adalah kopling flens. Kopling dapat dipilih dari Tabel 2. 13, berdasarkan diameter poros transmisi VI. Kopling yang dipilih memiliki spesifikasi sebagai berikut:

- a. Diameter pasan poros, D_p = 62 mm
- b. Jumlah baut, n = 8 batang
- c. Panjang Flens, L = 90 mm
- d. Diameter jarak sumbu baut, B = 180 mm
- e. Diameter baut, d_b = 20 mm

Selanjutnya dilakukan evaluasi tegangan geser terhadap baut flens sebagai berikut:³⁵

$$\tau_b = \frac{T}{\pi \cdot d_b^2 \cdot n_e \cdot B}$$

Dengan:

τ_b = tegangan geser yang terjadi pada baut kopling, kg/mm^2

T = torsi pada poros, $kg.mm$

d_b = diameter inti baut, mm

n_e = jumlah baut efektif

³⁵ Ibid hal 34

B = diameter jarak sumbu baut, mm

Torsi dari poros transmisi VI diketahui $3407279,2 \text{ kg}\cdot\text{mm}$

Sehingga tegangan geser yang terjadi pada baut kopling dapat diketahui; yaitu:

$$\begin{aligned}\tau_b &= \frac{T}{\pi \cdot d_b^2 \cdot n_e \cdot B} \\ &= \frac{3407279,2}{\pi \cdot 20^2 \cdot 4 \cdot 180} = 3,7 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Dengan memperhatikan faktor keamanan dan faktor koreksi konsentrasi tegangan sebagai berikut:

- a. Faktor keamanan bahan, Sf_b 6
- b. Faktor koreksi konsentrasi tegangan, K_b 2

Maka kekuatan tarik minimal bahan, $\sigma_{B-\min}$ dapat diketahui sebesar:

$$\begin{aligned}\sigma_{B-\min} &= \tau_b \cdot (Sf_b \times K_b) \\ &= 3,7 \cdot (6 \times 2) = 45,2 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

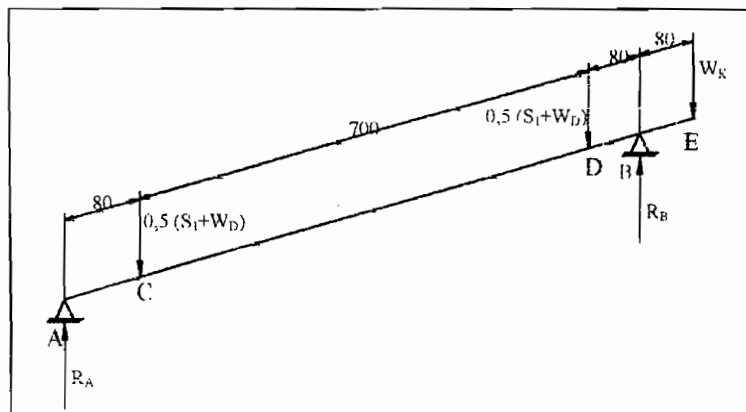
Selanjutnya material baut dipilih bahan dengan kekuatan tarik lebih besar dari harga $45,2 \text{ kg/mm}^2$.

Bahan untuk mur dan baut kopling dipilih S 35 C.

Bahan untuk flens dipilih FC 25.

II.7.12 Peros drum

Poros untuk drum berjumlah 2, namun karena kedua poros tersebut identik (pembebanan dan putaran sama) maka perhitungan untuk poros drum cukup dilakukan sekali. Pembebanan poros drum ditunjukkan Gambar 2.41



Gambar 2.41 Pembebanan poros drum

Dari perhitungan terdahulu diketahui:

$$\text{Gaya tarik tali pada drum, } S_i = 2712,7 \text{ kg}$$

$$\text{Berat drum, } W_D = 38,9 \text{ kg}$$

$$\text{Berat kopling, } W_K = 8,1 \text{ kg}$$

Gaya pada poros akibat drum diketahui:

$$\begin{aligned} G_p &= 0,5 \cdot (S_i + W_D) \\ &= 0,5 \cdot (2712,7 + 38,9) = 1375,35 \text{ kg} \end{aligned}$$

II.7.12.a Analisa momen

$$\sum M_A = 0$$

$$\begin{aligned} R_B &= \frac{G_p \cdot 80 + G_p \cdot 780 + W_K \cdot 860}{860} \\ &= \frac{1375,35 \cdot 80 + 1375,35 \cdot 780 + 8,1 \cdot 860}{860} = 1383,45 \text{ kg} \end{aligned}$$

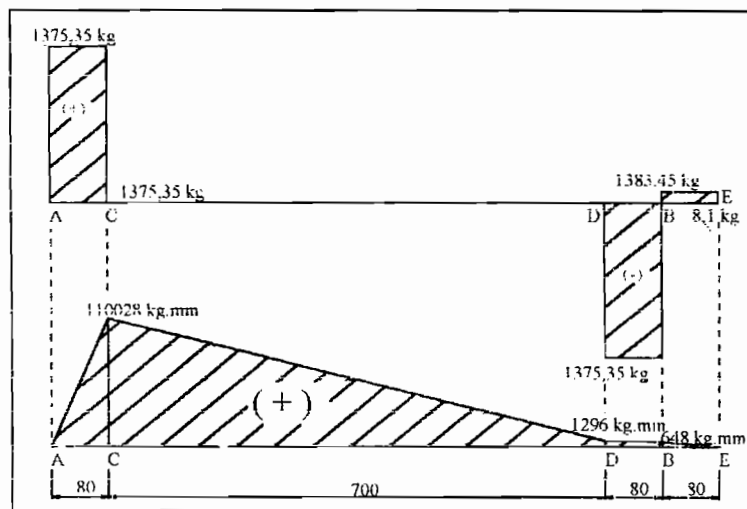
$$\begin{aligned} R_A &= G_p + G_p + W_K - R_B \\ &= 1375,35 + 1375,35 + 8,1 - 1383,45 = 1375,35 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_C &= R_A \cdot 80 \\ &= 1375,35 \cdot 80 = 110028 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_D &= W_K \cdot 160 \\ &= 8,1 \cdot 160 = 1296 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_E &= W_K \cdot 80 \\ &= 8,1 \cdot 80 = 648 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Jadi momen lentur maksimal terjadi di titik C, sebesar 110028 kg.mm



Gambar 2.42 SFD dan BMD poros drum

II.7.12.a Bahan poros, diameter poros dan profil baji

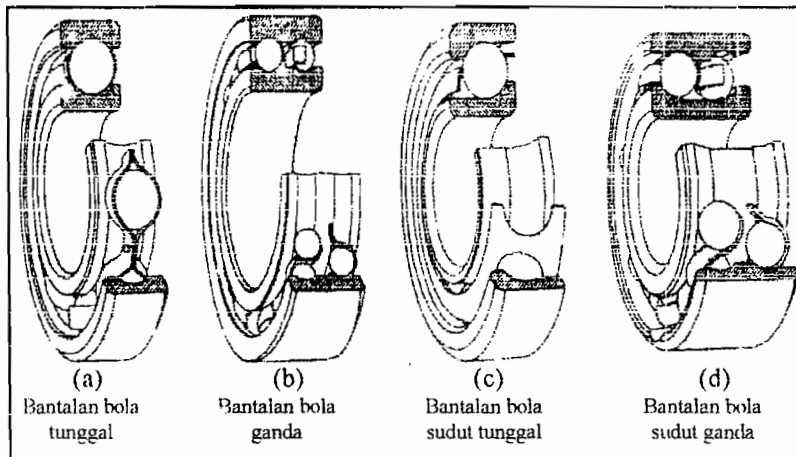
Selanjutnya, dengan menggunakan persamaan 2.46 - 2.51 dilanjutkan dengan persamaan 2.55-2.57 didapat hasil yang disusun dalam Tabel 2.31

Tabel 2. 32 Hasil perhitungan poros drum

No	Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1.	Torsi	T	3407279,2	kg.mm
2.	Diameter poros (berdasar momen)	d	56,7	mm
3.	Bahan poros	S 55 C-D	-	-
4.	Sudut defleksi puntir maksimal	θ	0,215	°
5.	Diameter poros (berdasar defleksi puntiran)	d	58,4	mm
6.	Putaran kritis	N_c	758327	rpm
7.	Profil baji	8 × 62 × 72 DIN 5463	-	-
8.	Tekanan permukaan baji	p_a	52,7	kg/mm ²
9.	Torsi maksimum baji	T_B	4775876,8	kg.mm

II.8 Bantalan

Pada poros transmisi I terdapat beban aksial, sehingga salah satu tumpuan poros ini digunakan bantalan yang mampu menahan beban aksial yaitu bantalan bola sudut ganda.



Gambar 2.43 Beberapa jenis bantalan bola

Bantalan untuk poros transmisi yang lain dipilih bantalan gelinding rol bulat, sama dengan bantalan untuk puli kerja.

Diharapkan bantalan yang dipilih, dapat bertahan lebih dari 20 tahun dengan beban kerja mesin 6 - 8 jam/hari selama ± 80 hari/tahun. Jadi selama 1 tahun, crane ini kurang lebih beroperasi selama 640 jam.

Maka umur minimal bantalan:

$$\begin{aligned} L_n &= \text{Waktu operasi} \times \text{umur bantalan yang diharapkan} \\ &= 640 \frac{\text{jam}}{\text{tahun}} \times 20 \text{ tahun} \\ &= 12800 \text{ jam} \end{aligned}$$

II.8.1 Bantalan bola sudut pada poros I (tumpuan A)

- Diameter poros pada bantalan, $d_1 = 35 \text{ mm}$
- Putaran poros, $n = 1450 \text{ rpm}$
- Beban radial titik A:

$$R_{FA} = 134,35 \text{ kg}$$

$$R_{HA} = 362,1 \text{ kg};$$

$$\begin{aligned} F_r &= \sqrt{134,35^2 + 362,1^2} \\ &= 386,2 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Beban aksial, $F_a = 25,7 \text{ kg}$
- Sudut putar bola terhadap vertikal, α ditentukan 30°

$$\begin{aligned} \frac{F_a}{V \cdot F_r} &= \frac{25,7}{1 \cdot 386,2} \\ &= 0,07 \dots \dots \dots (2.58) \end{aligned}$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} < e \quad (e = 1,24)$$

Harga e diketahui dari Tabel 2.32, berdasarkan sudut putar bola bantalan terhadap garis vertikal.

sehingga:

$$X = 1; Y = 0,78$$

$$X_0 = 1; Y_0 = 0,66$$

Beban radial ekivalen statis dapat diketahui sebagai berikut:

$$\begin{aligned} P_o &= X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \\ &= 1 \cdot 386,2 + 0,66 \cdot 25,7 \dots \dots \dots (2.59) \\ &= 403,16 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$P_o = \text{Beban radial ekivalen dinamis, kg}$$

Tabel 2.32 Faktor V, X, Y, dan X₀, Y₀.

Jenis bantalan	F _h /C _h	Beban putar		Baris ganda				e	Baris ganda			
		Cincin dalam	Cincin luar	F _h /V · F _h ≤ e		F _h /V · F _h > e			X ₀	Y ₀		
				V	X	Y	X				Y	
Bantalan bola alur dalam	= 0,014	1	1,2	1	0	0,56	2,30	0,19	0,6	0,5		
	= 0,056						1,71	0,26				
	= 0,084						1,55	0,28				
	= 0,11						1,45	0,30				
	= 0,17						1,31	0,34				
	= 0,28						1,15	0,38				
	= 0,42						1,04	0,42				
	= 0,56						1,00	0,44				
Bantalan bola sudut	= 20°	1	1,2	1	0,78	0,63	1,09	0,70	1,63	0,57	0,84	
	= 25°						0,92	0,67	1,41	0,68	0,76	
	= 30°						0,66	0,60	1,24	0,80	1	0,66
	= 35°						0,66	0,60	1,07	0,95	0,58	
	= 40°						0,55	0,57	0,93	1,14	0,52	

(Sumber: Ir Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 135)

Faktor kecepatan untuk bantalan, f_v:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n}} \dots \dots \dots (2.60)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{33,3}{1450}} = 0,28$$

Dari persamaan faktor umur, f_h:³⁶

$$f_h = f_n \cdot \frac{C}{P_0}$$

C = kapasitas dinamis spesifik bantalan

³⁶ Ibid

dan persamaan umur nominal bantalan, L_h :³⁷

$$L_h = 500 \cdot f_h^3$$

dapat diturunkan persamaan kapasitas dinamis minimum sebagai berikut:

$$C_{\min} = \frac{P_o}{f_n} \times \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \dots \dots \dots (2.61)$$

Sehingga kapasitas dinamis minimum dapat diketahui:

$$\begin{aligned} C_{\min} &= \frac{403,16}{0,28} \times \sqrt[3]{\frac{12800}{500}} \\ &= 4243,58 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dengan dasar kapasitas dinamis minimum dan diameter poros, bantalan bola sudut dipilih dari katalog pada Tabel 2.33, yaitu bantalan nomor: 7307 A DB

Umur nominal bantalan bola sudut dapat diketahui sebagai berikut:

$$\begin{aligned} L_h &= 500 \cdot \left(0,28 \cdot \frac{5100}{403,16} \right)^3 \dots \dots \dots (2.62) \\ &= 22218,9 \text{ jam} = 34,7 \text{ tahun} \end{aligned}$$

Tabel 2. 33 Ukuran dan kapasitas bantalan bola sudut

Nomor bantalan		Ukuran luar			$\alpha = 30^\circ$		$\alpha = 40^\circ$	
		Pasangan poros <i>d</i>	Diameter luar <i>D</i>	Lebar <i>B</i>	Kapasitas dinamis (<i>C</i>)	Kapasitas statis (<i>C_o</i>)	Kapasitas dinamis (<i>C</i>)	Kapasitas statis (<i>C_o</i>)
7303 A DB	7303 B DB	17	47	28	2030	1660	1890	1500
7304 A DB	7304 B DB	20	52	30	2390	1990	2230	1790
7305 A DB	7305 B DB	25	62	34	3350	3030	3100	2680
7306 A DB	7306 B DB	30	72	38	4250	3900	3900	3600
7307 A DB	7307 B DB	35	80	42	5100	4900	4700	4400
7308 A DB	7308 B DB	40	90	46	6200	6100	5700	5470
7309 A DB	7309 B DB	45	100	50	8050	8200	7500	7000
73010 A DB	73010 B DB	50	110	54	9400	9700	8700	8700
73011 A DB	73011 B DB	55	120	58	11000	1400	10100	10300

*Nomor nominal A menyatakan $\alpha = 30^\circ$ dan B menyatakan $\alpha = 40^\circ$
 (Sumber: Ir Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 145)

³⁷ Ibid

II.8.2 Bantalan rol bulat poros I, II, III, IV, V, VI dan poros drum

Dengan menggunakan Persamaan 2.16-2.19, bantalan rol bulat untuk poros I, II, III, IV, V, VI dan poros drum dapat diketahui seperti pada Tabel 2.34

Tabel 2. 34 Hasil perancangan bantalan

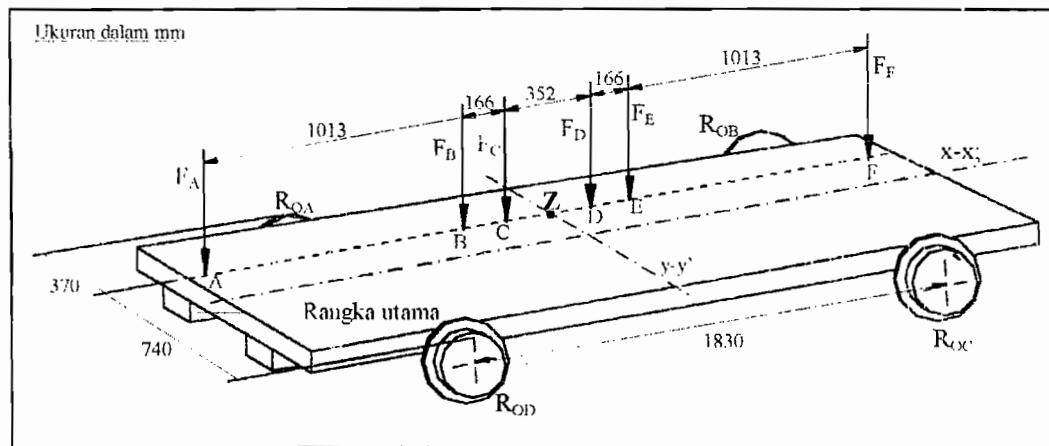
Perhitungan	Notasi	Poros I	Poros II	Poros III	Poros IV	Poros V	Poros VI	Poros Drum	Satuan
Diameter poros pada bantalan	d	40	45	55	60	70	70	60	mm
Putaran poros	n	1450	573,1	226,5	89,5	43,9	14,05	14,05	rpm
Beban maksimum	F_{maks}	443,5	1407	4394,46	5247,12	8550,3	5424,7	1383	kg
Beban radial ekuivalen	P	443,5	1407	4394,46	5247,12	8550,3	5424,7	1383	kg
Faktor kecepatan	f_n	0,28	0,39	0,53	0,72	0,91	1,33	1,33	-
Kapasitas dinamis minimum	C_{min}	408,02	1294,44	4042,9	4827,4	7866,3	4990,7	1272,36	kg
Kapasitas dinamis bantalan	C	3567,79	4077,47	5606,5	6625,9	8664,6	10193,7	6625,9	kg
Nomor bantalan	-	20208	20209	20211	20212	20214	20216	20212	-
Umur	L_h	74,8	33,5	22,3	22,5	21,8	28,02	46,7	Tahun

BAB III PERANCANGAN SISTEM *CROSS-TRAVELING*

III.1 Troli

III.1.1 Rangka troli

Dari rancangan sistem pengangkat dan rencana sistem transmisi *cross-traveling*, desain troli dan pembebanan maksimal (pada tinggi angkat maksimal) dapat diketahui pada Gambar 3.1



Gambar 3.1 Pembebanan pada troli

Gaya yang terjadi pada rangka diatas adalah:

- a. Reaksi tumpuan poros drum (F_A , F_B , F_E dan F_F)
 $F_A = F_F$; $F_B = F_E$
- b. Reaksi tumpuan poros puli tetap (F_C dan F_D)

Kedudukan beban utama troli simetris terhadap sumbu $y-y'$ namun asimetris terhadap sumbu $x-x'$ Pada tinggi angkat penuh, rangka utama troli akan menerima beban maksimal.

III.1.1.a Analisis gaya dan momen

Dari rancangan sistem pengangkat diketahui bahwa:

- a. F_C = Reaksi pada tumpuan gandar puli tetap.
 $F_C = F_D = 8777,5 \text{ kg}$
- b. F_A dan F_B = Reaksi pada tumpuan poros drum pada saat tinggi angkat penuh.

Gaya pada poros drum saat tinggi angkat penuh diketahui:

$$\begin{aligned} G_{P-1} &= S_1 + 0,5 \cdot W_D \\ &= 2712,7 + (0,5 \cdot 38,9) = 2732,15 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_{P-2} &= 0,5 \cdot W_D \\ &= 0,5 \cdot 38,9 = 19,45 \text{ kg} \end{aligned}$$

Reaksi tumpuan poros drum dapat diketahui sebagai berikut:

$$\begin{aligned} R_B &= \frac{G_{P-2} \cdot 80 + G_{P-1} \cdot 780}{860} \\ &= \frac{19,45 \cdot 80 + 2732,15 \cdot 780}{1013} = 2105,26 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_A &= G_{P-1} + G_{P-2} - R_B \\ &= 2732,15 + 19,45 - 2105,26 = 646,34 \text{ kg} \end{aligned}$$

Selanjutnya, reaksi pada tumpuan rangka adalah:

$$\begin{aligned} R_A &= \frac{F_A \cdot 440 + F_B \cdot 573 + F_C \cdot 739 + F_D \cdot 1091 + F_E \cdot 1257 + F_F \cdot 2270}{1830} \\ &= 13236,42 \text{ kg} \end{aligned}$$

Karena beban dan tumpuan simetris terhadap sumbu y-y', maka: $R_A = R_B$

Dan momen maksimal pada rangka terjadi pada titik C, yaitu:

$$\begin{aligned} M_C &= R_A \cdot 739 \\ &= 13236,42 \cdot 739 = 9781714,4 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

III.1.1.b Bahan rangka

Direncanakan rangka utama troli adalah balok baja dengan lebar sisi maksimal 50 mm. Maka tegangan tarik minimal yang diijinkan diketahui sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \sigma_{a-\min} &= \frac{M_{maks}}{s^2 \cdot I_R} \\ &= \frac{9781714,4}{50^2 \cdot 1830} = 2,14 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Dengan :

s = Lebar sisi, mm

I_R = Panjang rangka, mm

Dari Tabel 6, Baja konstruksi umum, pada Lampiran 1, bahan untuk rangka dipilih St 52-3 (DIN 17100)

III.1.2 Diameter roda troli dan tahanan gerak roda

Untuk mengurangi tingkat reduksi sistem transmisi *cross-traveling*, yang nantinya berpengaruh terhadap biaya produksi dengan kecepatan gerak tetap, maka putaran poros output sistem transmisi ditentukan tidak kurang dari 30 rpm. Dari rencana tersebut, diameter maksimal roda troli dapat ditentukan yaitu:

$$\begin{aligned} D_{Rt} &= \frac{v_c}{\pi \cdot n_{oc}} \\ &= \frac{10}{\pi \cdot 30} = 0,106 \text{ m} = 106 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dengan:

D_{Rt} = Diameter roda troli, mm

v_c = Kecepatan *cross-traveling* = 10 m/menit

n_{oc} = Putaran poros output sistem transmisi *cross-traveling* = 30 rpm

Diameter poros dan gandar troli ditentukan tidak lebih dari 80 mm, maka tahanan gerak maksimal roda troli yang terjadi pada roda A dan B (R_{OA} dan R_{OB}), yang nantinya digunakan pada pemilihan motor *traveling*, adalah:

$$\begin{aligned} R_{gt} &= Q_R \times \left(\frac{\mu \cdot d_t + 2 \cdot k}{D_{Rt}} \right) \\ &= 24000 \times \left(\frac{0,01 \cdot 80 + 2 \cdot 0,5}{106} \right) = 407,55 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dengan:

R_{gt} = Tahanan gerak roda troli, kg

μ = Koefesien gesek bantalan rol = 0,01 (N.Rudenko, Mesin Pengangkat, hal 238)

k = Koefesien gesek roda = 0,5 mm (N.Rudenko, Mesin Pengangkat, hal 238)

III.1.2.b Lebar roda troli dan rel troli

Untuk kran dengan beban roda lebih dari 5 Ton, bahan roda troli dipilih dari Tabel 6, Baja kontruksi umum DIN 17100, pada Lampiran I, yaitu St 60-1. Roda troli didesain dengan permukaan kontak rata.

Lebar permukaan kontak antara rel dan roda troli, dapat diketahui dari Persamaan 3.1

$$\sigma_B = 600 \cdot \sqrt{\frac{P_{Rt} \cdot (1-0,2) \cdot v_t}{b \cdot r}}$$

$$b = \left(\frac{600}{\sigma_B}\right)^2 \times \frac{P_{Rt} \cdot (1-0,2) \cdot v_t}{r} \dots \dots \dots (3.1)$$

- b = Lebar roda troli, *cm*
- P_{Rt} = Beban pada roda troli, *kg*
- v_t = Kecepatan keliling roda troli, *m/s*

Kecepatan keliling roda troli sebagai berikut:

$$v_t = \frac{\pi \cdot D_{Rt} \cdot n_{oc}}{60000}$$

$$= \frac{\pi \cdot 106 \cdot 30}{60000} = 0,17 \text{ m/s}$$

Rel troli dipilih dari Tabel 8, Rel pejalan, pada Lampiran I

Dengan menggunakan Persamaan 3.1, lebar roda troli dapat diketahui, yaitu:

$$b = \left(\frac{600}{6000}\right)^2 \times \frac{15883,7 \cdot (1-0,2) \cdot 0,17}{5,5}$$

$$= 3,93 \text{ cm}$$

III.1.2.c Gesekan roda troli dan rel

Saat terjadi perlambatan dan berhenti akan terdapat gaya horizontal yang bekerja pada troli. Ada kemungkinan terjadi gelincir akibat gaya tersebut lebih besar dari gaya gesek antara rel dan roda troli. Untuk mengatasi hal itu, roda dan rel troli dapat dimodifikasi sebagai roda gigi dan batang gigi. Namun untuk mengetahui secara pasti, perlu dibandingkan besarnya gaya gesek dan gaya horizontal yang terjadi, yaitu:

Gaya horizontal akibat perlambatan:

$$F_{h2} = Q_R \cdot a_b$$

$$= Q_R \cdot \frac{v}{60 \cdot t_b}$$

Dengan:

$$\begin{aligned} F_{h2} &= \text{Gaya horizontal akibat perlambatan, } kg \\ v_c &= \text{Kecepatan cross-travelling, } m'/\text{menit} \\ t_b &= \text{Waktu pengereman, } detik \end{aligned}$$

maka:

$$\begin{aligned} F_{h2} &= 24000 \cdot \frac{10}{60 \cdot 0,44} \\ &= 9091 N = 926,7 kg \end{aligned}$$

Gaya gesek rel dan roda troli:

$$F_g = 4 \cdot N_r \cdot \mu$$

Dengan:

$$\begin{aligned} F_g &= \text{Gaya gesek rel dan roda troli, } kg \\ N_r &= \text{Gaya normal pada roda troli, } kg \\ \mu &= \text{Koefisien gesk bahan roda dan rel} = 0,15 \text{ (Tabel 7, koefisien} \\ &\quad \text{gesek pada permukaan kering)} \end{aligned}$$

maka:

$$\begin{aligned} F_g &= 4 \cdot 6000 \cdot 0,15 \\ &= 3600 kg \end{aligned}$$

dari perhitungan diatas dapat diketahui bahwa gaya gesek antara roda troli dan rel lebih besar dari gaya horizontal yang bekerja pada troli, dan dapat disimpulkan bahwa troli tidak mengalami gelincir pada saat perlambatan.

III.2 Motor Listrik

Daya motor listrik ditentukan dengan daya yang diperlukan pada saat awal gerak *cross-traveling*.

III.2.1 Daya statik motor *cross-traveling*

Daya statik motor pengangkat diperoleh dari perhitungan berikut:³⁸

$$\begin{aligned} N &= \frac{4 \cdot R_{gr} \cdot v_c}{75 \cdot \eta \cdot 60} \\ &= \frac{4 \cdot 407,55 \cdot 10}{75 \cdot \eta \cdot 60} = 5,2 Hp = 3,9 kW \end{aligned}$$

³⁸ N. Rudenko, Mesin Pengangkat, PT Erlangga, Jakarta, hal 240

Dari Tabel 7, Lampiran I, motor listrik yang digunakan untuk sistem transmisi *cross-traveling*, dipilih sebagai berikut:

- Daya keluaran, $N_{rated} = 5,5 \text{ kW} (7,3 \text{ Hp})$
- Putaran, $n = 1440 \text{ rpm}$
- Momen girasi rotor, $GD^2 = 0,0910 \text{ kg.m}^2$

III.2.2 Evaluasi motor listrik

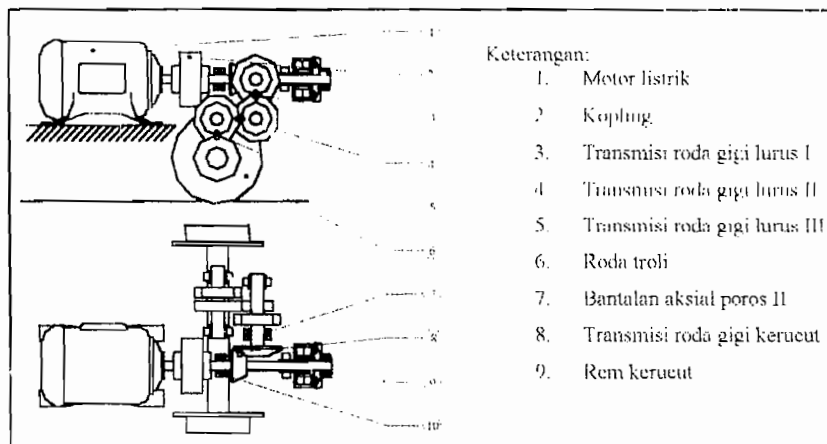
Menggunakan Persamaan 2.16 – 2.20, diperoleh hasil pada Tabel 3.1

Tabel 3.1 Hasil evaluasi motor listrik

Perhitungan	Persamaan	Hasil	
Waktu start	t_s	$i \text{ s}$	
Torsi statik	$T_{st} = 71620 \times \frac{N}{n}$	363,07 kg.cm	3630,7 kg.mm
Torsi dinamik	$T_{dyn} = \frac{\delta \cdot GD^2 \cdot n}{375 \cdot t_s} + \frac{0,975 \cdot (4 \cdot R_{gt}) \cdot v_C^2}{n \cdot t_s \cdot \eta \cdot 60^2}$	26,42 kg.cm	264,4 kg.mm
Torsi awal <i>Cross-traveling</i>	$T_{mot} = T_{dyn} + T_{st}$	389,49 kg.cm	3894,9 kg.mm
Daya awal <i>Cross-traveling</i>	$N_{d1} = \frac{T_{mot} \cdot n}{9,74 \times 10^5}$	7,3 Hp	5,47 kW

III.3 Sistem Transmisi

Dari perancangan terdahulu sistem transmisi yang digunakan untuk mereduksi putaran motor listrik adalah transmisi roda gigi kerucut lurus dan roda gigi lurus 3 tingkat. Bagan sistem transmisi ditunjukkan pada Gambar 3.2



Gambar 3.2 Bagan sistem transmisi *cross-traveling*

III.3.1 Transmisi roda gigi kerucut

Data yang diketahui dari perhitungan terdahulu adalah sebagai berikut:

- Daya yang ditransmisikan, (P_d) : 5,5 kw
- Putaran poros penggerak, (n_d) : 1440 rpm
- Sudut poros, (Σ) : 90°

Data yang direncanakan adalah:

- Perbandingan transmisi, (i) : 2,9
- Jarak bagi diametral, (DP) : 6
- Sudut tekan, (α_o) : 20°
- Sisi kerucut, (R) : 150 mm

Selanjutnya perhitungan transmisi roda gigi kerucut lurus adalah sebagai berikut:

III.3.1 a Modul dan jumlah gigi

Jarak bagi diametral adalah jumlah gigi tiap inchi diameter jarak bagi, maka modul untuk roda gigi kerucut diketahui sebagai berikut:

$$\begin{aligned} m &= \frac{25,4}{DP} \\ &= \frac{25,4}{6} = 4,23 \end{aligned}$$

Sudut kerucut jarak bagi sementara untuk pinion, δ_1' :

$$\begin{aligned} \delta_1' &= \tan^{-1}\left(\frac{1}{i}\right) \\ &= \tan^{-1}\left(\frac{1}{2,9}\right) = 19,03^\circ \end{aligned}$$

Untuk wheel, δ_2' :

$$\begin{aligned} \delta_2' &= \Sigma - \delta_1' \\ 90^\circ - 19,03^\circ &= 70,97^\circ \end{aligned}$$

Diameter jarak bagi ujung luar pinion adalah, d_1 :

$$\begin{aligned} d_1 &= 2 \cdot R \cdot \sin \delta_1' \\ &= 2 \cdot 150 \cdot \sin 19,03 = 97,8 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter jarak bagi ujung luar wheel, d_2 adalah:

$$\begin{aligned} d_2 &= 2 \cdot R \cdot \sin \delta_2' \\ &= 2 \cdot 150 \cdot \sin 70,97 = 283,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jumlah gigi pada pinion, z_1 :

$$\begin{aligned} z_1 &= \frac{d_1}{m} \\ &= \frac{97,8}{4,23} = 23,1 \text{ (dipilih 23)} \end{aligned}$$

Jumlah gigi pada wheel, z_2 :

$$\begin{aligned} z_2 &= \frac{d_2}{m} \\ &= \frac{283,6}{4,23} = 67,05 \text{ (dipilih 67)} \end{aligned}$$

Perbandingan transmisi, i adalah

$$\begin{aligned} i &= \frac{z_2}{z_1} \\ &= \frac{67}{23} = 2,91 \end{aligned}$$

Sudut kerucut jarak bagi untuk pinion, δ_1 :

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \tan^{-1} \left(\frac{z_1}{z_2} \right) \\ &= \tan^{-1} \left(\frac{23}{67} \right) = 18,95^\circ \end{aligned}$$

Untuk wheel, δ_2 :

$$\begin{aligned} \delta_2 &= \Sigma - \delta_1 \\ &= 90^\circ - 18,95^\circ = 71,05^\circ \end{aligned}$$

III.3.1.b Tinggi gigi

Persyaratan untuk kelonggaran puncak adalah:

$$c_k \geq 0,188 \cdot m$$

maka kelonggaran puncak untuk roda gigi kerucut ditentukan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} c_k &= 0,2 \cdot 4,23 \\ &= 0,846 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dalam pembuatan roda gigi kerucut, kepala gigi pinion dibuat lebih tinggi dari kepala roda gigi wheel. Perubahan kepala untuk hal diatas dapat dilakukan dengan koefisien perubahan kepala untuk masing-masing roda gigi, yaitu:

Untuk pinion:

$$\begin{aligned} x_1 &= 0,46 \times \left(1 - \left(\frac{z_1}{z_2} \right)^2 \right) \\ &= 0,46 \times \left(1 - \left(\frac{23}{76} \right)^2 \right) = 0,42 \end{aligned}$$

Untuk wheel:

$$\begin{aligned} x_2 &= -x_1 \\ &= -0,42 \end{aligned}$$

Selanjutnya, tinggi kepala gigi dapat diketahui, yaitu:

Untuk pinion, h_{k1} :

$$\begin{aligned} h_{k1} &= (1 + x_1) \cdot m \\ &= (1 + 0,42) \cdot 4,23 = 6,01 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk wheel, h_{k2} :

$$\begin{aligned} h_{k2} &= (1 - x_1) \cdot m \\ &= (1 - 0,42) \cdot 4,23 = 2,45 \text{ mm} \end{aligned}$$

tinggi kaki gigi untuk pinion, h_{f1} :

$$\begin{aligned} h_{f1} &= (1 - x_1) \cdot m + c_k \\ &= (1 - 0,42) \cdot 4,23 + 0,846 = 3,3 \text{ mm} \end{aligned}$$

untuk wheel, h_{f2} :

$$\begin{aligned} h_{f2} &= (1 + x_1) \cdot m + c_k \\ &= (1 + 0,42) \cdot 4,23 + 0,846 = 6,8 \text{ mm} \end{aligned}$$

Selanjutnya tinggi gigi, H diketahui sebagai berikut:

$$\begin{aligned} H &= 2 \cdot m + c_k \\ &= 2 \cdot 4,23 + 0,846 = 9,3 \text{ mm} \end{aligned}$$

III.3.1.c Diameter lingkaran kepala

Diameter lingkaran kepala yang diperlukan pada saat awal pembuatan adalah sebagai berikut:

Diameter lingkaran kepala untuk pinion, d_{k1} :

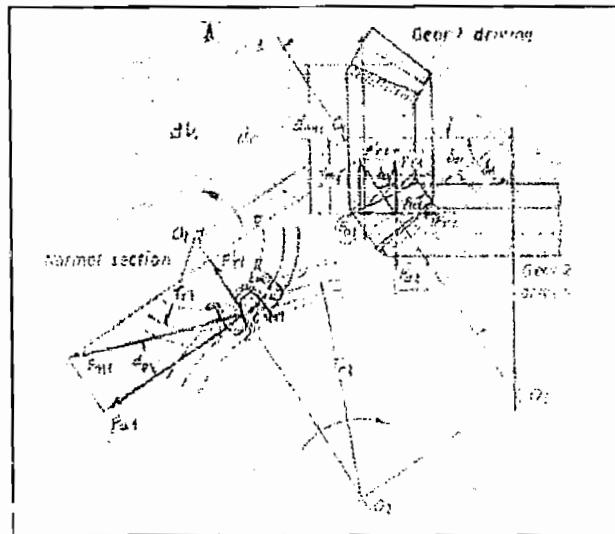
$$\begin{aligned} d_{k1} &= d_1 + 2 \cdot h_k \cdot \cos \delta_1 \\ &= 97,8 + 2 \cdot 6,01 \cdot \cos 18,95^\circ = 109,16 \text{ mm} \end{aligned}$$

untuk wheel, d_{k2} :

$$\begin{aligned} d_{k2} &= d_2 + 2 \cdot h_{k2} \cdot \cos \delta_1 \\ &= 283,6 + 2 \cdot 2,45 \cdot \cos 71,05^\circ = 285,2 \text{ mm} \end{aligned}$$

iii.3.1.d Gaya pada roda gigi kerucut

Gaya normal pada permukaan kontak roda gigi kerucut dapat dijabarkan menjadi tiga gaya: gaya tangensial, gaya radial dan gaya aksial.



Gambar 3.3 Gaya-gaya pada roda gigi kerucut
(Sumber: Sudibyo,B, Roda Gigi I, ATMI, hal. 105)

Untuk mengetahui besarnya gaya tersebut, maka terlebih dahulu diketahui gaya tangensial yang terjadi dari persamaan berikut:

$$F_t = \frac{102 \cdot N_{rated} \cdot \eta_g}{v}$$

Dengan:

- F_t = Gaya tangensial, *kg*
- N_{rated} = Daya ternilai, *kW*
- η_g = Efisiensi roda gigi kerucut (0,9)
- v_p = kecepatan keliling pinion, *m/s*

Besarnya kecepatan keliling pinion roda gigi diperoleh dari persamaan berikut:

$$v_p = \frac{\pi \cdot d_{b1} \cdot n_1}{60 \times 1000}$$

Dengan:

- d_1 = Diameter jarak bagi pinion, *mm*

n_j = Putaram poros penggerak, rpm

$$v = \frac{\pi \cdot 97,8 \cdot 1440}{60 \times 1000} = 7,37 \text{ m/s}$$

Sehingga gaya tangensial roda gigi kerucut diketahui, yaitu:

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{102 \cdot 5,5 \cdot 0,9}{7,37} \\ &= 68,5 \text{ kg} \end{aligned}$$

Selanjutnya gaya aksial roda gigi kerucut, F_a dapat diketahui sebagai berikut:⁴⁰

$$\begin{aligned} F_a &= F_t \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_1 \\ &= 68,5 \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 18,95^\circ = 8,09 \text{ kg} \end{aligned}$$

dan radial roda gigi kerucut, F_r :

$$\begin{aligned} F_r &= F_t \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 \\ &= 68,5 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 18,95^\circ = 23,58 \text{ kg} \end{aligned}$$

III.3.1.e Bahan roda gigi kerucut

Bahan roda gigi kerucut dipilih dari Tabel 3.2 dan Tabel 3.3, berdasarkan perkiraan beban yang terjadi.

Tabel 3.2 Bahan dan perlakuan panas

	Beban	Bahan	Cara perlakuan panas
Ringan	Memerlukan sedikit ketahanan Terhadap keausan	S 15 CK	Sementasi, celup dingin dan tem-per. (lapisan yang dikeraskan kurang lebih 0,2-0,4mm)
	Memerlukan kekuatan sedang Dan ketahanan terhadap Keausan	S 35 C S 45 C	Setelah dicelup dingin dan teraper, celup dingin frekwensi tinggi, pengerasan permukaan pada ujung gigi, kekerasan kurang lebih HRC48-56 ⁽¹⁾
		SCM 21 SCr 21	Sementasi, celup dingin dan temper (Lapisan yang dikeraskan k.1.0,6-1,0 mm)
Sedang	Memerlukan ketahanan terhadap kelelahan	S 40 C S 45 C	Setelah dicelup dingin dan temper, lakukan pencelupan dingin frekwensi tinggi
		SCM3 SCM4	Setelah dicelup dingin dan temper, dinitrit, dinitrit lunak dgn gas atau tufftride.
	Memerlukan ketahanan khusus terhadap tumbukan	SNCM 23 SNCM25	Sementasi, celup dingin dan temper. Kekerasan permukaan k.l.HRC 62.
Berat	Memerlukan ketahanan terhadap keausan	SCM23 SCM24	Simentasi, celup dingin dan temper. Kekerasan permukaan lebih dari HRC62
	Memerlukan ketahanan terhadap keausan dan kelelahan	S45C S48C	Celup dingin, temper, kemudian celup dingin frekwensi tinggi, lakukan pencelupan, dingin sampai dengan dasar kaki, kekerasan kepala k.l.HRC 50-60

(Sumber: Ir. Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 247)

⁴⁰ Sudibyo. B, Roda Gigi bagian I, ATMI, hal. 105

Tabel 3. 3 Sifat mekanis bahan

Kelompok Bahan	Lambang bahan	Kekuatan tarik σ_B (kg/mm ²)	Kekerasan (brinell) H _B	Tegangan lentur izin σ_a (kg/mm ²)
Besi cor	FC 15	15	140-160	7
	FC 20	20	160-180	9
	FC 25	25	180-240	11
	FC 30	30	190-240	13
Baja cor	SC 42	42	140	12
	SC 46	46	160	19
	SC 49	49	190	20
Baja karbon konstruksi mesin	S 25 C	45	123-183	21
	S 35 C	52	149-207	26
	S 45 C	58	167-229	30
Baja paduan dengan Pengerasan kulit	S 15 K	50	400	30
	SNC 21	80	600	35-40
	SNC 22	100		40-55
Baja khrom nikel	SNC 1	75	212-255	35-40
	SNC 2	85	248-302	40-60
	SNC 3	95	269-321	40-60

(Sumber: Ir. Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 241)

Dari Tabel 3.2 dan Tabel 3.3, bahan untuk roda gigi adalah:

Pinion SNC 21 dengan $\sigma_a = 35 - 40$ (kg/mm²) dan H_B = 600

Wheel FC 30 dengan $\sigma_a = 13$ (kg/mm²) dan H_B = 190-240

III.3.1.f Lebar sisi gigi

Lebar sisi gigi kerucut sebaiknya tidak lebih dari 0,3 sisi kerucut atau kurang dari 10 kali modul. Lebar sisi kerucut dapat ditentukan dengan cara membagi gaya tangensial yang terjadi dengan beban pada permukaan gigi.

$$b = \frac{F_t}{F_H} \dots \dots \dots (3.2)$$

Beban pada permukaan gigi, F_H diketahui dari Persamaan 3.3

$$F_H = \sigma_c \cdot \frac{d_1}{C_p^2} \times \frac{C_v \cdot I_g}{C_o \cdot C_m} \dots \dots \dots (3.3)$$

σ_c = Tegangan kontak yang diijinkan (Tabel 3.4)

C_p = Koefisien elastis (Tabel 3.5)

C_v = Faktor dinamis (Diagram pada Gambar 3.4)

C_D = Faktor beban lebih (Tabel 3.6)

C_m = Faktor distribusi beban (Tabel 3.7)

l_g = Faktor geometri (Diagram pada Gambar 3.5)

Tabel 3.4 Tegangan lentur dan tegangan tegangan kontak yang diijinkan

Bahan	Perlakuan panas	Kekerasan permukaan		Tegangan lentur yang diizinkan (kg/mm ²)	Tegangan kontak yang diizinkan (kg/mm ²)
		H _B	H _{RC}		
Baja	Celup dingin simentasi	625	60	22,7	189
	Celup dingin simentasi	575	55	22,7	151
	Celup dingin frekwensi tinggi	500	50	10,2	144
	Celup dingin dan temper	440		18,9	144
	Celup dingin dan temper	300		14,4	102
	Celup dingin dan temper	180		10,2	92
Besi cor	Pengecoran	200		5,3	49
	Pengecoran	175		3,1	38
	Pengecoran	—		2,0	23

(Sumber: Ir. Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 271)

Dari perhitungan terdahulu diketahui:

Pinion roda gigi yang terbuat dari baja SNC 21 dengan H_B = 600, kekerasan permukaan H_{RC} = 60.

Wheel roda gigi yang terbuat dari besi cor, FC 30 dengan H_B = 240

Selanjutnya dari Tabel 3.4 diketahui tegangan kontak yang diijinkan adalah:

Untuk pinion; $\sigma_{C1} = 189 \text{ kg/mm}^2$

Untuk wheel; $\tau_{C1} = 49 \text{ kg/mm}^2$

Tabel 3.5 Koefisien elastis C_p (kg/mm)^{0,5}

Bahan wheel \ Bahan pinyon	Baja E = 2,27 x 10 ⁴ (kg/mm ²)	Besi cor E = 1,44 x 10 ⁴ (kg/mm ²)
	Baja	74,2
Besi cor	64,9	59,6

(Sumber: Ir. Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 272)

Dari Tabel 3.5, koefisien elastis bahan roda gigi kerucut diketahui, yaitu:

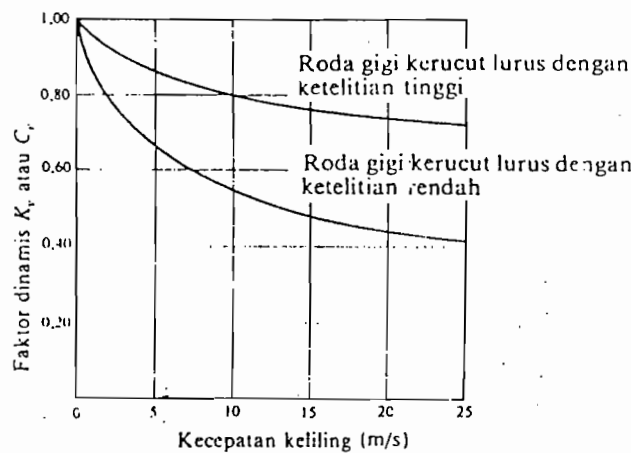
$$C_p = 64,9 \sqrt{\frac{\text{kg}}{\text{mm}}}$$

Tabel 3. 6 Faktor beban lebih, C_n

Pinion	Wheel		
	Tumbukan ringan	Tumbukan sedang	Tumbukan Berat
Tumbukan ringan	1,00	1,25	1,75
Tumbukan sedang	1,25	1,50	2,00
Tumbukan Berat	1,50	1,75	2,25

(Sumber: Ir. Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 271)

Dari Tabel 3.6 diketahui $C_o = 1,25$



Gambar 3. 4 Diagram faktor dinamis roda gigi kerucut

(Sumber: Ir. Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 271)

Dari diagram pada Gambar 3.4 diketahui $C_v = 0,6$

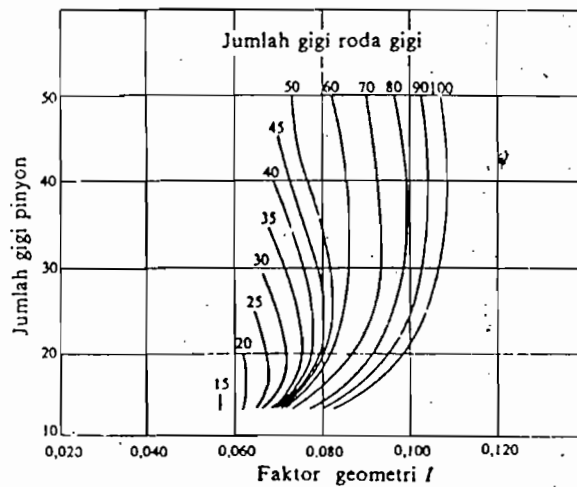
Tabel 3. 7 Faktor distribusi beban, C_m

Jenis transmisi	Kedua transmisi memakai dua bantalan ujung	Salah satu transmisi memakai dua bantalan ujung	Kedua transmisi memakai satu bantalan ujung
Reduksi umum	1,00 – 1,10	1,10 – 1,25	1,25 – 1,40
Oto-mobil	1,00 – 1,10	1,10 – 1,25	-
Pesawat terbang	1,00 – 1,25	1,10 – 1,40	1,25 – 1,50

(Sumber: Ir. Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 272)

Dari bagan sistem transmisi pada Gambar 3.2, dapat diketahui bahwa transmisi roda gigi kerucut ini tergolong jenis transmisi reduksi umum dan salah satu transmisi menggunakan dua bantalan ujung. Maka dari Tabel 3.7, faktor distribusi beban diketahui, yaitu: $C_m = 1,10 - 1,25$





Gambar 3.5 Diagram faktor geometri

(Sumber: Ir. Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 271)

Dari diagram pada Gambar 3.5 diketahui $l_g = 0,9$

Dengan menggunakan Persamaan 3.3, besarnya beban permukaan yang terjadi pada roda gigi kerucut diketahui, yaitu:

$$\begin{aligned} F_H &= 189 \cdot \frac{97,8}{64,9^2} \times \frac{0,6 \cdot 0,9}{1,25 \cdot 1,25} \\ &= 1,5 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Selanjutnya lebar sisi gigi kerucut dapat diketahui dengan menggunakan Persamaan 3.2, yaitu:

$$\begin{aligned} b &= \frac{F_t}{F_H} \\ &= \frac{68,5}{1,5} = 45,6 \text{ mm} \Rightarrow 46 \text{ mm} \end{aligned}$$

III.3.2 Transmisi roda gigi lurus

Perbandingan transmisi roda gigi lurus yang direncanakan adalah:

1. Transmisi tingkat ke-1:

- Perbandingan transmisi, $i = 2,5$
- Putaran poros input, $n_1 = 480 \text{ rpm}$
- Putaran poros output, $n_2 = 192 \text{ rpm}$
- Jarak sumbu poros, $C = 150 \text{ mm}$

2. Transmisi tingkat ke-2:

- Perbandingan transmisi, $i = 2,5$
- Putaran poros input, $n_1 = 192 \text{ rpm}$

- Putaran poros output, $n_2 = 76,8 \text{ rpm}$
- Jarak sumbu poros, $C = 150 \text{ mm}$

3. Transmisi tingkat ke-3:

- Perbandingan transmisi, $i = 2,5$
- Putaran poros input, $n_1 = 76,8 \text{ rpm}$
- Putaran poros output, $n_2 = 30,72 \text{ rpm}$
- Jarak sumbu poros, $C = 150 \text{ mm}$

Dengan menggunakan Persamaan 2.21-2.37, profil transmisi roda gigi lurus tingkat II, III dan IV dapat diketahui pada Tabel 3.8

Tabel 3.8 Hasil perancangan transmisi roda gigi lurus tingkat I, II, dan III

Nama		Tingkat transmisi			Satuan
		II	III	IV	
Perbandingan transmisi (i)		2,5			-
Putaran poros penggerak, (n_1)		480	192	76,8	rpm
Kecepatan keliling (v)		2,15	0,86	0,35	m/s
Gaya tangensial (F_t)		213,5	533,72	1311,43	kg
Gaya radial (F_{rad})		77,78	194,26	477,3	kg
Faktor dinamis (f_d)		0,58	0,78	0,9	-
Beban permukaan ijin tiap luas (F_{Hl})		9,87	13,27	38,26	kg/mm^2
Lebar gigi (b)		22	41	35	mm
Putaran poros output (n_2)		192	76,8	30,72	rpm
Jarak sumbu poros (C)		150			mm
Modul (m)		3			-
Jumlah gigi	Pinyon (z_1)	28			-
	Wheel (z_2)	70			-
Diameter jarak bagi	Pinyon (d_1)	85,7			mm
	Wheel (d_2)	214,25			mm
Diameter kepala	Pinyon (d_{k1})	91,7			mm
	Wheel (d_{k2})	220,25			mm
Diameter dasar	Pinyon (d_{g1})	78,2			mm
	Wheel (d_{g2})	206,75			mm
Kelonggaran puncak (C_p)		0,75			mm
Tinggi gigi (H)		6,75			mm
Berat, (W)	Pinyon	2,1	2,5	4,7	kg
	Wheel	12,2	13,1	14,2	kg
Bahan	Pinyon	S 15 CK		SNC 21	-
	Wheel	FC 30		S 15 CK	-

III.3.3 Kopling motor *cross-traveling*

Kopling ini digunakan untuk meneruskan putaran dan daya dari poros motor listrik ke poros I. Kopling ditentukan kopling tetap jenis flens, dipilih dari Tabel 2. 13, berdasarkan diameter poros motor listrik. Kopling yang dipilih memiliki spesifikasi sebagai berikut:

- Diameter pasan poros, D_p = 30 mm
- Jumlah baut, n = 4 batang
- Panjang Flens, L = 50 mm
- Diameter jarak sumbu baut, B = 100 mm
- Diameter baut, d_b = 10,5 mm

Selanjutnya dilakukan evaluasi tegangan geser terhadap baut flens sebagai berikut:⁴¹

$$\begin{aligned}\tau_b &= \frac{T}{\pi \cdot d_b^2 \cdot n_e \cdot B} \\ &= \frac{3894,9}{\pi \cdot 10,5^2 \cdot 2 \cdot 100} = 0,56 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Dengan memperhatikan faktor keamanan dan faktor koreksi konsentrasi tegangan sebagai berikut:

- Faktor keamanan bahan, Sf_b = 6
- Faktor koreksi konsentrasi tegangan, K_b = 2

Maka kekuatan tarik minimal bahan, $\sigma_{B-\min}$ dapat diketahui sebesar:

$$\begin{aligned}\sigma_{B-\min} &= \tau_b \cdot (Sf_b \times K_b) \\ &= 0,56 \cdot (6 \times 2) = 6,72 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Selanjutnya material baut dipilih bahan dengan kekuatan tarik lebih besar dari 6,72 kg/mm², yaitu:

Bahan untuk mur dan baut kopling dipilih S 35 C.

Bahan untuk flens dipilih FC 25.

⁴¹ Ibid hal 34

III.3.4 Rem kerucut

Torsi pada poros pengereman untuk mekanisme pejalan adalah sebagai berikut:⁴²

$$T_R = T_v + T_{dyn} - T_J \dots \dots \dots (3.4)$$

Dengan:

- T_R = Torsi pada poros pengereman, *kg.mm*
- T_v = Torsi akibat massa yang berjalan, *kg.mm*
- T_{dyn} = Torsi dinamik motor *cross-traveling*, *kg.mm*
- T_J = Torsi akibat tahanan jalan, *kg.mm*

Dari perhitungan terdahulu, torsi dinamik motor *cross-traveling* dapat diketahui yaitu: 264,4 *kg.mm*

Torsi akibat massa yang berjalan, T_v diketahui dari Persamaan 3.5⁴³

$$\begin{aligned} T_v &= \frac{Q_R}{g} \times \frac{v_c}{60 \cdot i_R} \times \frac{D_{Rt} \cdot \eta}{2 \cdot i_{tot}} \dots \dots \dots (3.5) \\ &= \frac{24000}{9,81} \times \frac{10}{60 \cdot 2} \times \frac{106 \cdot 0,8}{2 \cdot 45,3} = 290,82 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Torsi akibat tahanan jalan, T_J diketahui dari Persamaan 3.6⁴⁴

$$\begin{aligned} T_J &= R_{gt} \times \frac{D_{Rt} \cdot \eta}{2 \cdot i_{tot}} \dots \dots \dots (3.6) \\ &= 407,5 \times \frac{106 \cdot 0,8}{2 \cdot 45,3} = 381,4 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Dengan:

- v_c = Kecepatan *cross-traveling*, *m/menit*
- D_{Rt} = Diameter roda troli, *mm*
- R_{gt} = Tahanan gerak troli, *kg*

Dengan menggunakan Persamaan 3.4, torsi pada poros pengereman diketahui sebagai berikut:

$$\begin{aligned} T_R &= T_v + T_{dyn} - T_J \\ &= 290,82 + 264,4 - 381,4 = 173,82 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

⁴² Ir. M.J. Djokosetyardjo, Mesin Pengangkat, Jilid I, PT Pradnya Paramita, hal 29

⁴³ Ibid

⁴⁴ Ibid

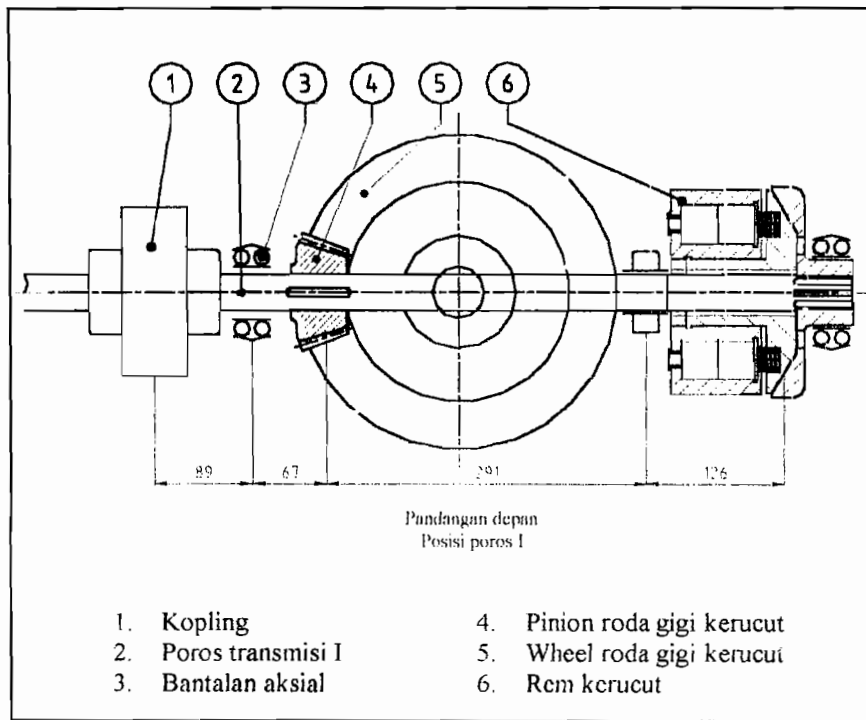
Selanjutnya, dengan menggunakan Persamaan 2.38 - 2.45, bahan, dimensi rem, torsi pengereman dan waktu pengereman diketahui dan disusun dalam Tabel 3.9

Tabel 3.9 Rem kerucut *cross-traveling*

Nama	Persamaan	Hasil	Satuan
Bahan lapisan rem	-	asbes dengan jalinan serat kuning	-
Sudut kerucut	Γ	20	°
Syarat $p \cdot v$	$P \cdot v$	30	$\frac{kg \cdot m}{cm^2 \cdot s}$
Tekanan maksimal	P_{maks}	2	$\frac{kg}{cm^2}$
Kecepatan keliling maksimal	v_{maks}	15	$\frac{m}{s}$
Jari-jari efektif kerucut	$R = \frac{R_1 + R_2}{2}$	80	mm
Lebar gesek kerucut	$b = \frac{N_{rated}}{\pi \cdot 2 \cdot R \cdot P_{pin}}$	2,5	cm
Jari-jari puncak kerucut	$R_2 = R - \frac{b}{2} \cdot \sin \gamma$	71,45	mm
Jari-jari dasar kerucut	$R_1 = 2R - R_2$	88,55	mm
Gaya aksial rem	$F_A = N_{rated} \cdot \sin \gamma$	2,5	kg
Torsi pengereman	$T_p = F_A \cdot \frac{\mu}{\sin \gamma} \cdot R$	263,14	kg.mm
Waktu pengereman	$t_{br} = \frac{(GD^2) \cdot R \cdot n_1}{375 \cdot (T_p - T_R)}$	0,44	s

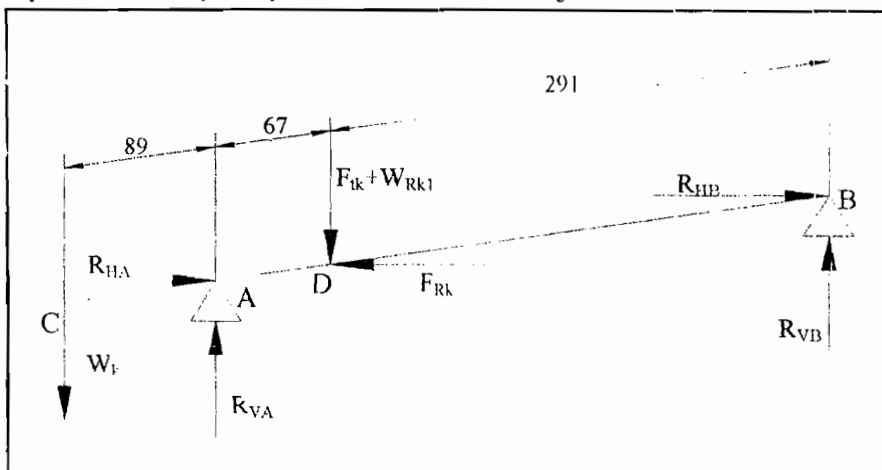
III.3.5 Poros dan pasak transmisi I

Dari bagan sistem transmisi dan hasil perhitungan roda gigi kerucut, kopling serta rem kerucut, posisi dan jarak komponen transmisi pada poros transmisi I ditunjukkan pada Gambar 3.6



Gambar 3.6 Posisi poros transmisi I

Bagan pembebanan pada poros transmisi I ditunjukkan Gambar 3.7



Gambar 3.7 Pembebanan pada poros transmisi I

Dari perhitungan terdahulu diketahui:

$$W_k, \text{ berat kopling cross-traveling} = 5,2 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned}
 F_{tk}, \text{ gaya tangensial roda gigi kerucut} &= 68,5 \text{ kg} \\
 F_{Rk}, \text{ gaya radial roda gigi kerucut} &= 23,8 \text{ kg} \\
 W_{Rk1}, \text{ berat pinion roda gigi kerucut} &= 3,2 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

III.3.5.a Analisa momen

Momen lentur horisontal pada tiap titik sebagai berikut:

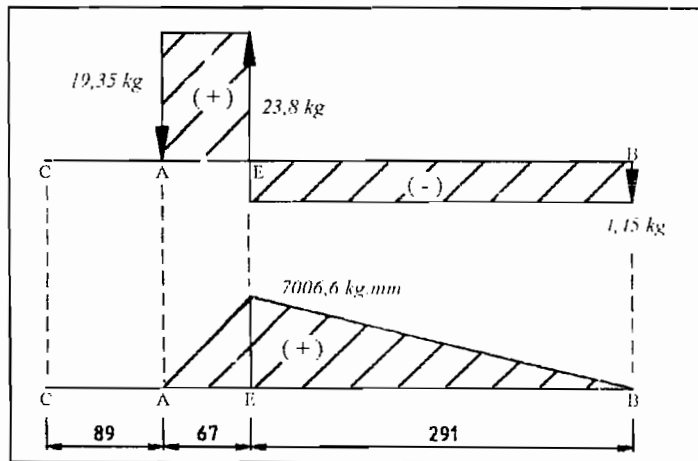
$$\sum M_{HA} = 0$$

$$\begin{aligned}
 R_{HB} &= \frac{F_{Rk} \cdot 67}{358} \\
 &= \frac{23,8 \cdot 67}{358} = 4,45 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$\sum F = 0$$

$$\begin{aligned}
 R_{HA} &= F_{Rk} - R_{HB} \\
 &= 23,8 - 4,45 = 19,35 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_{HD} &= R_{HA} \cdot 67 \\
 &= 19,35 \cdot 67 = 1296,45 \text{ kg} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$



Gambar 3.8 SFD dan BMD poros transmisi I, arah horisontal

Momen lentur vertikal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{VA} = 0$$

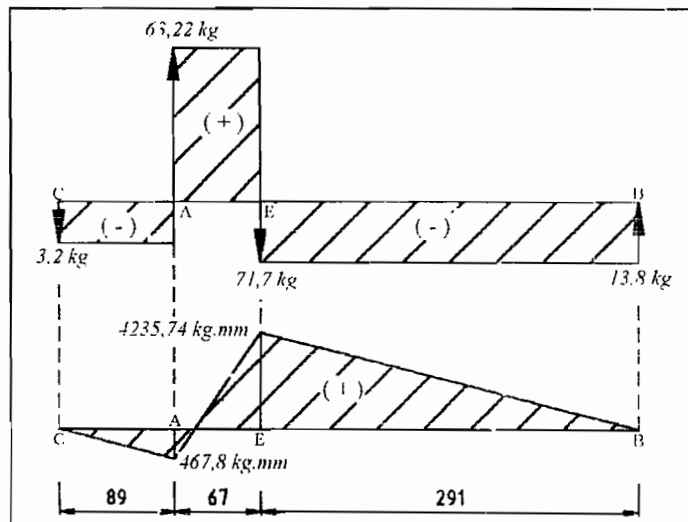
$$\begin{aligned}
 R_{VB} &= \frac{(F_{tk} + W_{Rk1}) \cdot 67 + W_K \cdot 89}{385} \\
 &= \frac{(68,5 + 3,2) \cdot 67 + 5,2 \cdot 89}{385} = 13,68 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$\sum F = 0$$

$$\begin{aligned} R_{VA} &= F_{th} + W_{Rkl} + W_K - R_{VB} \\ &= 68,5 + 3,2 + 5,2 - 3,68 \\ &= 63,22 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{VD} &= R_{VA} \cdot 67 \\ &= 63,22 \cdot 67 = 4235,74 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{VA} &= W_K \cdot 89 \\ &= 5,2 \cdot 89 = 462,8 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$



Gambar 3.9 SFD dan BMD poros transmisi I, arah vertikal

Momen resultan di titik A, adalah:

$$\begin{aligned} M_A &= M_{VA} \\ &= 462,8 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Momen resultan di titik D, adalah:

$$\begin{aligned} M_D &= \sqrt{M_{HD}^2 + M_{VD}^2} \\ &= \sqrt{7006,6^2 + 4235,74^2} = 8187,4 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Jadi momen lentur maksimal terjadi di titik D, sebesar 8187,4 kg.mm

III.3.5.b Bahan poros dan diameter poros

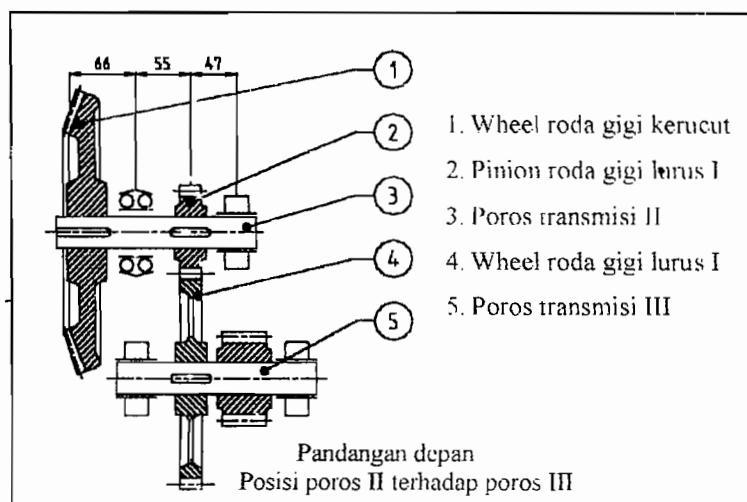
Selanjutnya, dengan menggunakan Persamaan 2.46 – 2.54 didapat hasil yang disusun dalam Tabel 3.10

Tabel 3. 10 Hasil perhitungan poros transmisi I

No	Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan	
1.	Torsi	T	3348.125	kg.mm	
2.	Diameter poros (berdasar momen)	d	18,4	mm	
3.	Bahan poros	S 55 C-D	-	-	
4.	Sudut defleksi puntir maksimal	θ	0.022	°	
5.	Diameter poros (berdasar defleksi puntiran)	d	31.24	mm	
6.	Putaran kritis	N_c	853787	rpm	
7.	Pasak	Lebar	b	10	mm
		Tinggi	h	8	mm
		Panjang	l	25	mm
8.	Alur pasak	Pada poros	t_1	5,0	mm
		Pada naf	t_2	3,4	mm
9.	Gaya geser	F	209.26	kg	
10.	Kekuatan tarik minimal bahan	σ_{B-min}	8,6	kg mm ²	
11.	Bahan pasak	S 30 C	-	-	
12.	Kekuatan tarik bahan	σ_B	48	kg mm ²	

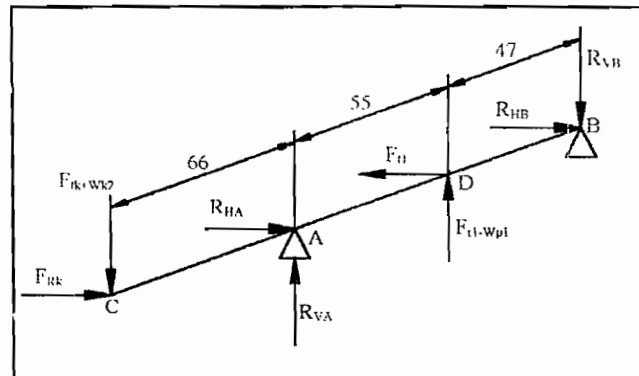
III.3.6 Poros dan pasak transmisi II

Dari bagan sistem transmisi dan hasil perhitungan transmisi roda gigi lurus, posisi dan jarak transmisi pada poros II ditunjukkan pada Gambar 3.10



Gambar 3.10 Posisi poros II terhadap poros III

Bagan pembebanan poros II ditunjukkan pada Gambar 3.11



Gambar 3.11 Pembebanan pada poros transmisi II

Dari perhitungan terdahulu diketahui:

F_{tk} , gaya tangensial roda gigi kerucut	=	68,5 kg
F_{Rk} , gaya radial roda gigi kerucut	=	23,8 kg
W_{Rk2} , berat wheel roda gigi kerucut	=	13,2 kg
F_{tI} , gaya tangensial roda gigi lurus I	=	213,5 kg
F_{rI} , gaya radial roda gigi lurus I	=	77,78 kg
W_{pI} , berat pinion roda gigi lurus I	=	2,1 kg

III.3.6.a Analisa momen

Momen lentur horisontal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{H1} = 0$$

$$R_{HB} = \frac{F_{tI} \cdot 55 - F_{Rk} \cdot 66}{102}$$

$$= \frac{213,5 \cdot 55 - 23,8 \cdot 66}{102} = 99,7 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{HA} = F_{tI} - F_{Rk} - R_{HB}$$

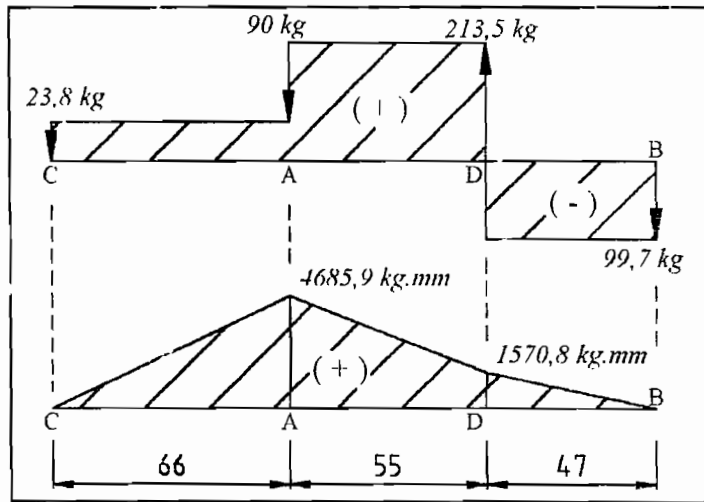
$$= 213,5 - 23,8 - 99,7 = 90 \text{ kg}$$

$$M_{HD} = R_{HB} \cdot 47$$

$$= 99,7 \cdot 47 = 4685,9 \text{ kg.mm}$$

$$M_{HA} = F_{Rk} \cdot 66$$

$$= 23,8 \cdot 66 = 1570,8 \text{ kg.mm}$$



Gambar 3.12 SFD dan BMD poros transmisi II, arah horisontal

Momen lentur vertikal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{A-D} = 0$$

$$R_{VB} = \frac{(F_{r1} - W_{p1}) \cdot 102 - (F_{tk} + W_{k2}) \cdot 66}{102}$$

$$= \frac{(77,78 - 2,1) \cdot 102 - (68,5 + 13,2) \cdot 66}{102} = 27,02 \text{ kg}$$

$$R_{VA} = F_{tk} + W_{k2} + R_{VB} - F_{r1} + 2,1$$

$$= 68,5 + 13,2 + 27,02 - 77,78 + 2,1 = 33,04 \text{ kg}$$

$$M_{VA} = (F_{tk} + W_{k2}) \cdot 66$$

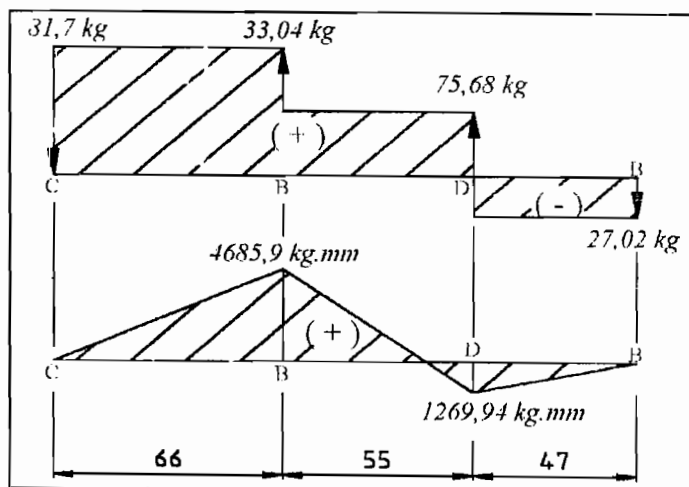
$$= (68,5 + 13,2) \cdot 66$$

$$= 5392,2 \text{ kg.mm}$$

$$M_{VD} = R_{VB} \cdot 47$$

$$= 27,02 \cdot 47$$

$$= 1269,94 \text{ kg.mm}$$



Gambar 3.13 SFD dan BMD poros transmisi II, arah vertikal

Momen resultan di titik C, adalah:

$$\begin{aligned} M_{,A} &= \sqrt{M_{HA}^2 + M_{VA}^2} \\ &= \sqrt{1570,8^2 + 5392,2^2} \\ &= 5616,3 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Momen resultan di titik D, adalah:

$$\begin{aligned} M_D &= \sqrt{M_{HD}^2 + M_{VD}^2} \\ &= \sqrt{4685,9^2 + 1269,94^2} \\ &= 4854,9 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Jadi momen lentur maksimal terjadi di titik A, sebesar 5616,3 kg.mm

III.3.6.b Bahan poros dan diameter poros

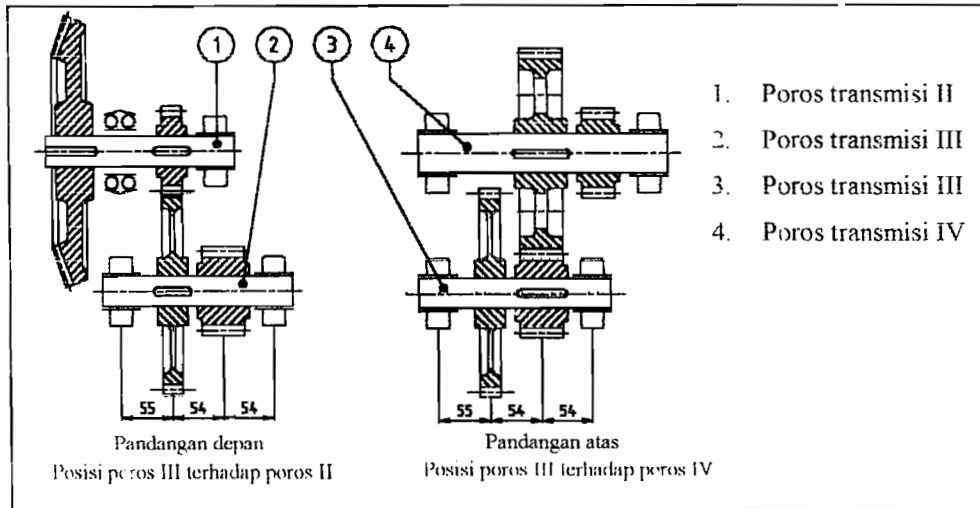
Selanjutnya, dengan menggunakan Persamaan 2.46 – 2.54 didapat hasil yang disusun dalam Tabel 3.11

Tabel 3. 11 Hasil perhitungan poros transmisi II

No	Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan	
1.	Torsi	T	9709,56	kg.mm	
2.	Diameter poros (berdasar momen)	d	22	mm	
3.	Bahan poros	S 55 C-D	-	-	
4.	Sudut defleksi puntir maksimal	θ	0,03	°	
5.	Diameter poros (berdasar defleksi puntiran)	d	37,7	mm	
6.	Putaran kritis	N_c	779862,8	rpm	
7.	Pasak	Lebar	b	12	mm
		Tinggi	h	8	mm
		Panjang	l	40	mm
8.	Alur pasak	Pada poros	t_1	5,0	mm
		Pada naf	t_2	3,4	mm
9.	Gaya geser	F	511,03	kg	
10.	Kekuatan tarik minimal bahan	σ_{B-min}	8,6	kg/mm ²	
11.	Bahan pasak	S 30 C	-	-	
12.	Kekuatan tarik bahan	σ_B	48	kg/mm ²	

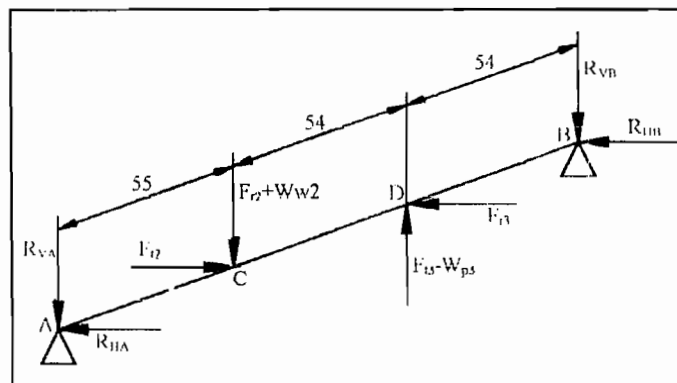
III.3.7 Poros dan pasak transmisi III

Dari bagan sistem transmisi dan hasil perhitungan transmisi roda gigi lurus, posisi dan jarak transmisi pada poros III ditunjukkan pada Gambar 3.14



Gambar 3.14 Posisi poros III terhadap poros II dan poros IV

Bagan pembebanan poros III ditunjukkan pada Gambar 3.15



Gambar 3.15 Pembebanan poros transmisi III

Dari perhitungan terdahulu diketahui:

F_{t1} , gaya tangensial roda gigi lurus II	=	213,5 kg
F_{r1} , gaya radial roda gigi lurus II	=	77,78 kg
W_{w1} , berat wheel roda gigi lurus II	=	12,2 kg
F_{t2} , gaya tangensial roda gigi lurus III	=	533,72 kg
F_{r2} , gaya radial roda gigi lurus III	=	194,26 kg
W_{p2} , berat pinion roda gigi lurus III	=	2,5 kg

III.3.7.a Analisa momen

Momen lentur horisontal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{HA} = 0$$

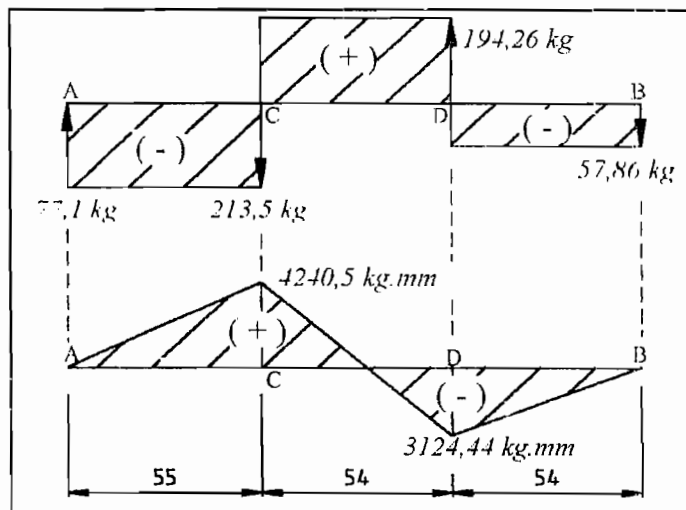
$$\begin{aligned} R_{HB} &= \frac{F_{t2} \cdot 55 - F_{r3} \cdot 109}{163} \\ &= \frac{213,5 \cdot 55 - 194,26 \cdot 109}{163} = -57,86 \text{ kg} \otimes = 57,86 \text{ kg} \oplus \end{aligned}$$

$$\sum F = 0$$

$$\begin{aligned} R_{HA} &= F_{t1} - F_{rk} - R_{HB} \\ &= 213,5 - 194,26 + 57,86 = 77,1 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{HD} &= R_{HB} \cdot 54 \\ &= 57,86 \cdot 54 = 3124,44 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{HC} &= R_{HA} \cdot 55 \\ &= 77,1 \cdot 55 = 4240,5 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$



Gambar 3.16 SFD dan BMD poros transmisi III, arah horisontal

Momen lentur vertikal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{rA} = 0$$

$$\begin{aligned} R_{rB} &= \frac{(F_{r3} - W_{p3}) \cdot 109 - (F_{r2} + W_{w2}) \cdot 55}{163} \\ &= \frac{(533,72 - 2,5) \cdot 109 - (77,78 + 12,2) \cdot 55}{163} = 324,87 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$R_{VA} = F_{T3} - W_{p3} - R_{VB} - F_{r1} - W_{r1}$$

$$= 533,72 - 2,5 - 324,87 - 77,78 - 12,2 = 116,37 \text{ kg}$$

$$M_{VC} = R_{VA} \cdot 55$$

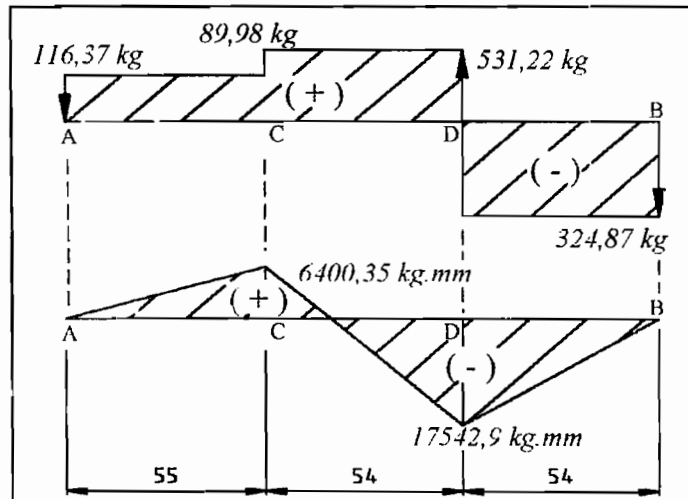
$$= 116,37 \cdot 55$$

$$= 6400,35 \text{ kg.mm}$$

$$M_{VD} = R_{VB} \cdot 54$$

$$= 324,87 \cdot 54$$

$$= 17542,9 \text{ kg.mm}$$



Gambar 3.17 SFD dan BMD poros transmisi III, arah vertikal

Momen resultan di titik C, adalah:

$$M_C = \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC}^2}$$

$$= \sqrt{1948,1^2 + 213,4^2}$$

$$= 1959,75 \text{ kg.mm}$$

Momen resultan di titik D, adalah:

$$M_D = \sqrt{M_{HD}^2 + M_{VD}^2}$$

$$= \sqrt{15379,2^2 + 5286,6^2}$$

$$= 16262,5 \text{ kg.mm}$$

Jadi momen lentur maksimal terjadi di titik D, sebesar 16262,5 kg.mm

III.3.7.b Bahan poros dan diameter poros

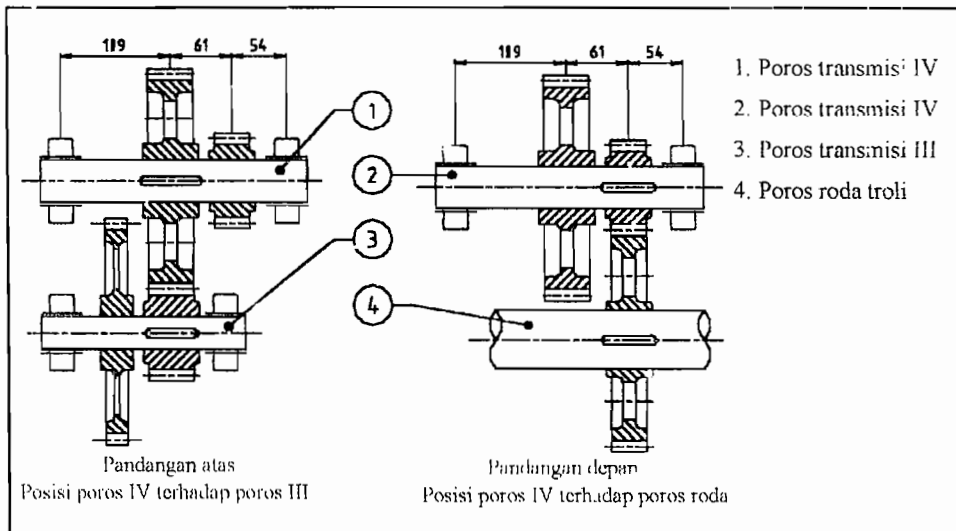
Selanjutnya, dengan menggunakan Persamaan 2.46 – 2.54 didapat hasil yang disusun dalam Tabel 3.12

Tabel 3. 12 Hasil perhitungan poros transmisi III

No	Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan	
1.	Torsi	T	24273,9	$kg.mm$	
2.	Diameter poros (berdasar momen)	d	27,4	mm	
3.	Bahan poros	S 55 C-D	-	-	
4.	Sudut defleksi puntir maksimal	θ	0,0135	$^{\circ}$	
5.	Diameter poros (berdasar defleksi puntiran)	d	41,36	mm	
6.	Putaran kritis	N_c	678862,2	rpm	
7.	Pasak	Lebar	b	12	mm
		Tinggi	h	8	mm
		Panjang	l	40	mm
8.	Alur pasak	Pada poros	t_1	5,0	mm
		Pada naf	t_2	3,4	mm
9.	Gaya geser	F	1155,9	kg	
10.	Kekuatan tarik minimal bahan	$\sigma_{B,min}$	21,7	kg/mm^2	
11.	Bahan pasak	S 30 C	-	-	
12.	Kekuatan tarik bahan	σ_B	48	kg/mm^2	

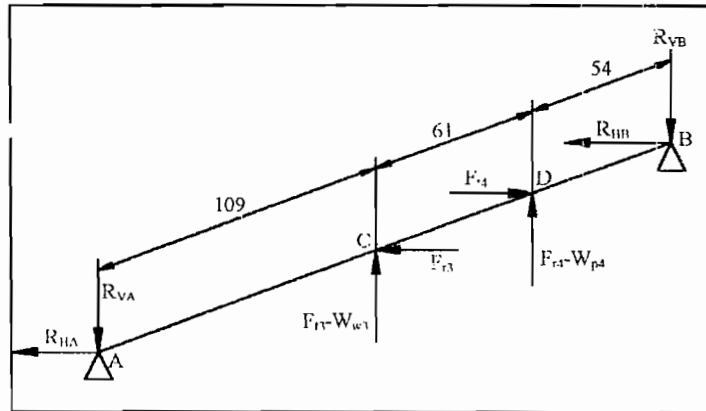
III.3.8 Poros dan pasak transmisi IV

Dari bagan sistem transmisi dan hasil perhitungan transmisi roda gigi lurus, posisi dan jarak transmisi pada poros IV ditunjukkan pada Gambar 3.18



Gambar 3.18 Posisi poros IV terhadap poros III dan poros roda troli

Bagan pembebanan poros IV ditunjukkan pada Gambar 3.19



Gambar 3.19 Pembebanan poros transmisi IV

Dari perhitungan terdahulu diketahui:

F_{t3} , gaya tangensial roda gigi lurus III	=	533,72 kg
F_{r3} , gaya radial roda gigi lurus III	=	194,26 kg
W_{w3} , berat pinion roda gigi lurus III	=	13,1 kg
F_{t4} , gaya tangensial roda gigi lurus IV	=	1311,43 kg
F_{r4} , gaya radial roda gigi lurus IV	=	477,3 kg
W_{p4} , berat pinion roda gigi lurus IV	=	4,7 kg

III.3.8.a Analisa momen

Momen lentur horisontal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{HA} = 0$$

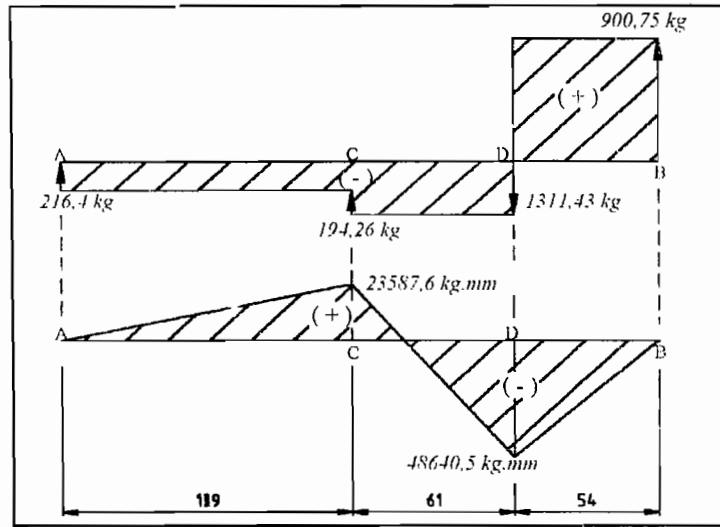
$$\begin{aligned} R_{HB} &= \frac{F_{t4} \cdot 170 - F_{r3} \cdot 109}{224} \\ &= \frac{1311,43 \cdot 170 - 194,26 \cdot 109}{224} = 900,75 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\sum F = 0$$

$$\begin{aligned} R_{HA} &= F_{t4} - F_{r3} - R_{HB} \\ &= 1311,43 - 194,26 - 900,75 = 216,4 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{HD} &= R_{HB} \cdot 54 \\ &= 900,75 \cdot 54 = 48640,5 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{HC} &= R_{HA} \cdot 109 \\ &= 216,4 \cdot 109 = 23587,6 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$



Gambar 3.20 SFD dan BMD poros transmisi IV, arah horisontal

Momen lentur vertikal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{I/A} = 0$$

$$R_{VB} = \frac{(F_{t3} - W_{w3}) \cdot 109 + (F_{r4} - W_{p4}) \cdot 170}{224}$$

$$= \frac{(533,72 - 13,1) \cdot 109 + (477,3 - 4,7) \cdot 170}{224} = 612 \text{ kg}$$

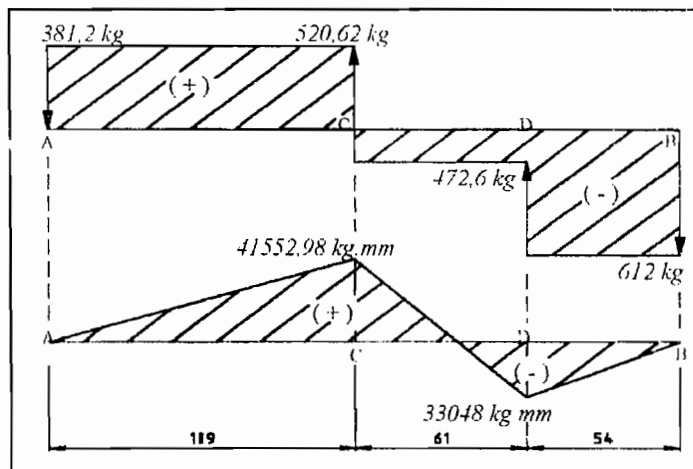
$$R_{VA} = F_{t3} - W_{w3} - R_{VB} + F_{r4} - W_{p4}$$

$$= 533,72 - 13,1 - 612 + 477,3 - 4,7 = 381,2 \text{ kg}$$

$$M_{IC} = R_{VA} \cdot 109 \qquad M_{ID} = R_{VB} \cdot 54$$

$$= 381,2 \cdot 109 \qquad = 612 \cdot 54$$

$$= 41552,98 \text{ kg.mm.} \qquad = 33048 \text{ kg.mm}$$



Gambar 3.21 SFD dan BMD poros transmisi IV, arah vertikal

Momen resultan di titik C, adalah:

$$\begin{aligned} M_C &= \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC}^2} \\ &= \sqrt{23587,6^2 + 41552,98^2} \\ &= 47781,01 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Momen resultan di titik D, adalah:

$$\begin{aligned} M_D &= \sqrt{M_{HD}^2 + M_{VD}^2} \\ &= \sqrt{48640,5^2 + 33048^2} \\ &= 58805,3 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Jadi momen lentur maksimal terjadi di titik D, sebesar 58805,3 kg.mm

III.3.8.b Bahan poros dan diameter poros

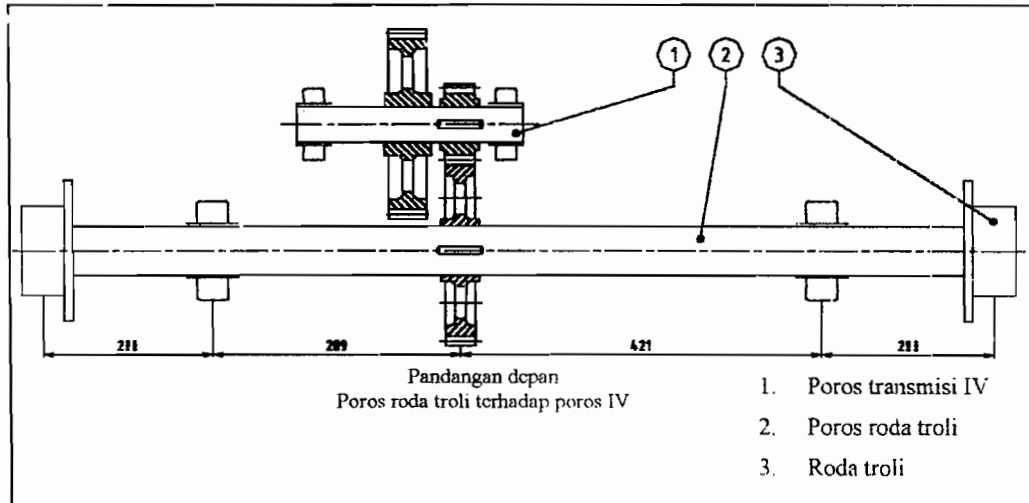
Selanjutnya, dengan menggunakan Persamaan 2.46 – 2.54 didapat hasil yang disusun dalam Tabel 3.13

Tabel 3.13 Hasil perhitungan poros transmisi IV

No	Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan	
1.	Torsi	T	55802,1	kg.mm	
2.	Diameter poros (berdasar momen)	d	38,5	mm	
3.	Bahan poros	S 55 C-D	-	-	
4.	Sudut defleksi puntir maksimal	θ	0,01525	°	
5.	Diameter poros (berdasar defleksi puntiran)	d	62,95	mm	
6.	Putaran kritis	N_c	795871,7	rpm	
7.	Pasak	Lebar	b	18	mm
		Tinggi	h	11	mm
		Panjang	l	40	mm
8.	Alur pasak	Pada poros	T_1	7,0	mm
		Pada naf	T_2	4,4	mm
9.	Gaya geser	F'	1771,5	kg	
10.	Kekuatan tarik minimal bahan	σ_{B-min}	22,14	kg/mm ²	
11.	Bahan pasak	S 30 C	-	-	
12.	Kekuatan tarik bahan	σ_B	48	kg/mm ²	

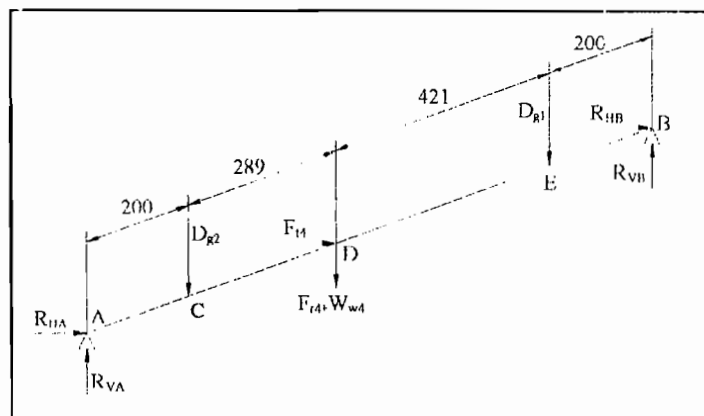
III.3.9 Poros dan pasak roda troli

Dari bagan sistem transmisi dan hasil perhitungan transmisi roda gigi lurus, posisi dan jarak transmisi poros roda troli ditunjukkan pada Gambar 3.22



Gambar 3.22 Posisi poros roda troli

Bagan pembebanan poros roda troli ditunjukkan pada Gambar 3.23



Gambar 3.23 Pembebanan poros roda troli

Dari perhitungan terdahulu diketahui:

- F_{t1} , gaya tangensial roda gigi lurus IV = 1311,43 kg
- F_{r1} , gaya radial roda gigi lurus IV = 477,3 kg
- W_{wd} , berat wheel roda gigi lurus IV = 14,2 kg
- D_{g1} , reaksi tumpuan rangka troli = $-D_{g2}$ = 13236,42 kg

III.3.9.a Analisa momen

Momen lentur horisontal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{11A} = 0$$

$$R_{HB} = \frac{F_{r4} \cdot 489}{1110}$$

$$= \frac{1311,43 \cdot 489}{1110} = 577,74 \text{ kg}$$

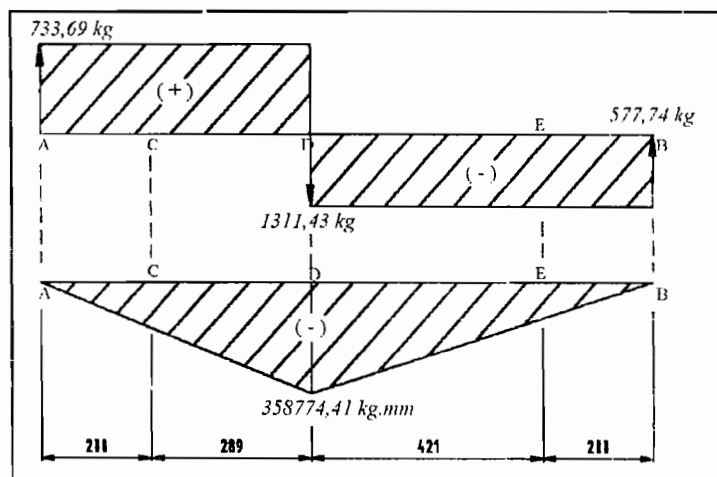
$$\sum F = 0$$

$$R_{HA} = F_{r4} - R_{HB}$$

$$= 1311,43 - 577,74 = 733,69 \text{ kg}$$

$$M_{HD} = R_{HA} \cdot 489$$

$$= 733,69 \cdot 489 = 358774,41 \text{ kg.mm}$$



Gambar 3.24 SFD dan BMD poros roda troli, arah horisontal

Momen lentur vertikal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{rA} = 0$$

$$R_{VB} = \frac{D_{g1} \cdot 200 + D_{g2} \cdot 910 + (F_{r4} + W_{p4}) \cdot 489}{1110}$$

$$= \frac{13236,42 \cdot 200 + 13236,42 \cdot 910 + (477,3 + 14,2) \cdot 489}{1110}$$

$$= 13452,9 \text{ kg}$$

$$R_{VA} = D_{g1} + D_{g2} + F_{r4} + W_{w4} - R_{VB}$$

$$= 13236,4 + 13236,4 + 477,3 + 14,2 - 13452,9$$

$$= 13511,4 \text{ kg}$$

$$M_{VA} = R_{VA} \cdot 200$$

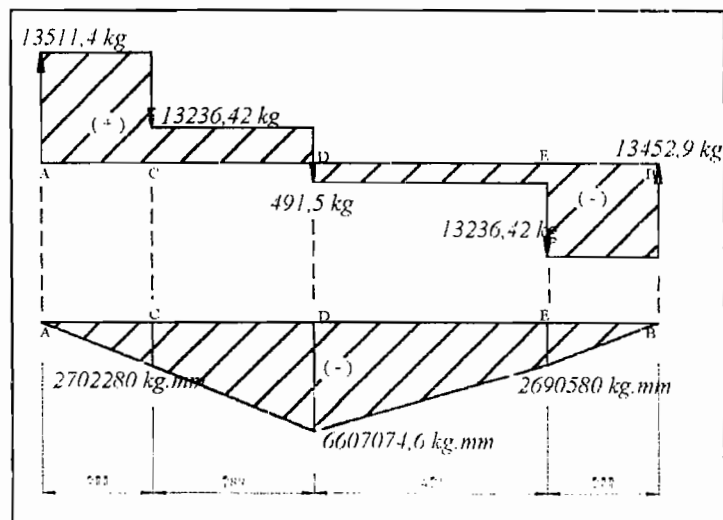
$$= 13511,4 \cdot 200 = 2702280 \text{ kg.mm}$$

$$M_{VD} = R_{VA} \cdot 489$$

$$= 13511,4 \cdot 489 = 6607074,6 \text{ kg.mm}$$

$$M_{VE} = R_{VB} \cdot 200$$

$$= 13452,9 \cdot 200 = 2690580 \text{ kg.mm}$$



Gambar 3.25 SFD dan BMD poros roda troli, arah vertikal

Momen resultan di titik C, adalah:

$$M_C = M_{VC}$$

$$= 2702280 \text{ kg.mm}$$

Momen resultan di titik D, adalah:

$$M_D = \sqrt{M_{HD}^2 + M_{VD}^2}$$

$$= \sqrt{358774,41^2 + 6607074^2}$$

$$= 6616807,8 \text{ kg.mm}$$

Momen resultan di titik E, adalah:

$$M_E = M_{VE}$$

$$= 2690580 \text{ kg.mm}$$

Jadi momen lentur maksimal terjadi di titik D, sebesar 6616807,8 kg.mm

III.3.9.b Bahan poros dan diameter poros

Selanjutnya, dengan menggunakan Persamaan 2.46 – 2.54 didapat hasil yang disusun dalam Tabel 3.14

Tabel 3.14 Hasil perhitungan poros roda troli

No	Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan	
1.	Torsi	T	139505,2	$kg.mm$	
2.	Diameter poros (berdasar momen)	d	76,68	mm	
3.	Bahan poros	S 55 C-D	-	-	
4.	Sudut defleksi puntir maksimal	θ	0,1076	$^{\circ}$	
5.	Diameter poros (berdasar defleksi puntiran)	d	81,7	mm	
6.	Putaran kritis	N_c	445861,7	rpm	
7.	Pasak	Lebar	b	22	mm
		Tinggi	h	14	mm
		Panjang	l	85	mm
8.	Alur pasak	Pada poros	t_1	9,0	mm
		Pada naf	t_2	5,4	mm
9.	Gaya geser	F	3402,6	kg	
10.	Kekuatan tarik minimal bahan	$\sigma_{B \min}$	16,4	kg/mm^2	
11.	Bahan pasak	S 30 C	-	-	
12.	Kekuatan tarik bahan	σ_B	48	kg/mm^2	

III.4 Bantalan

Dengan menggunakan Persamaan 2.16-2.19 dan Persamaan 2.58-2.62, bantalan untuk poros transmisi *cross-traveling* dan gandar troli dapat diketahui seperti pada Tabel 3.15

Tabel 3.15 Hasil perancangan bantalan

Perhitungan	Notasi	Poros I		Poros II		Poros III	Poros IV	Poros dan gandar troli	Satuan
		Aksial	Radial	Aksial	Radial	Radial	Radial		
Jenis bantalan	-	Aksial	Radial	Aksial	Radial	Radial	Radial	Radial	-
Jumlah	-	1	1	1	1	2	2	4	-
Diameter poros	d	32	32	38	22	28	38,5	82	mm
Putaran poros	n	1440		480		192	76,8	30,72	rpm
Beban radial maksimum	$F_{R\ maks}$	66,1	14,4	95,9	103,3	330	1089	13531,3	kg
Beban aksial maksimum	$F_{A\ maks}$	33,79		33,79		-	-	-	kg
Beban radial ekuivalen	P	387,1	335,4	416,9	3313,4	330	1089	1.531,3	kg
Faktor kecepatan	f_v	0,284		0,4		0,56	0,76	1,03	-
Kapasitas dinamis minimum	C_{min}	4020,9	3483,9	3074,6	7469,3	1738,4	4227	36754,7	kg
Nomor bantalan	-	7307 A DB	20407	7308 A DB	20407	20206	20408	20417	-
Diameter pasan poros pada bantalan	d_p	35	35	40	35	30	40	85	mm
Kapasitas dinamis bantalan	c	5100	7645,25	6200	7645,25	2854,23	9174,3	38735,9	kg
Umur	L_h	40,9	61,2	61,2	27,8	32,3	29,8	23,4	Tahun

BAB IV PERANCANGAN SISTEM *TRAVELING*

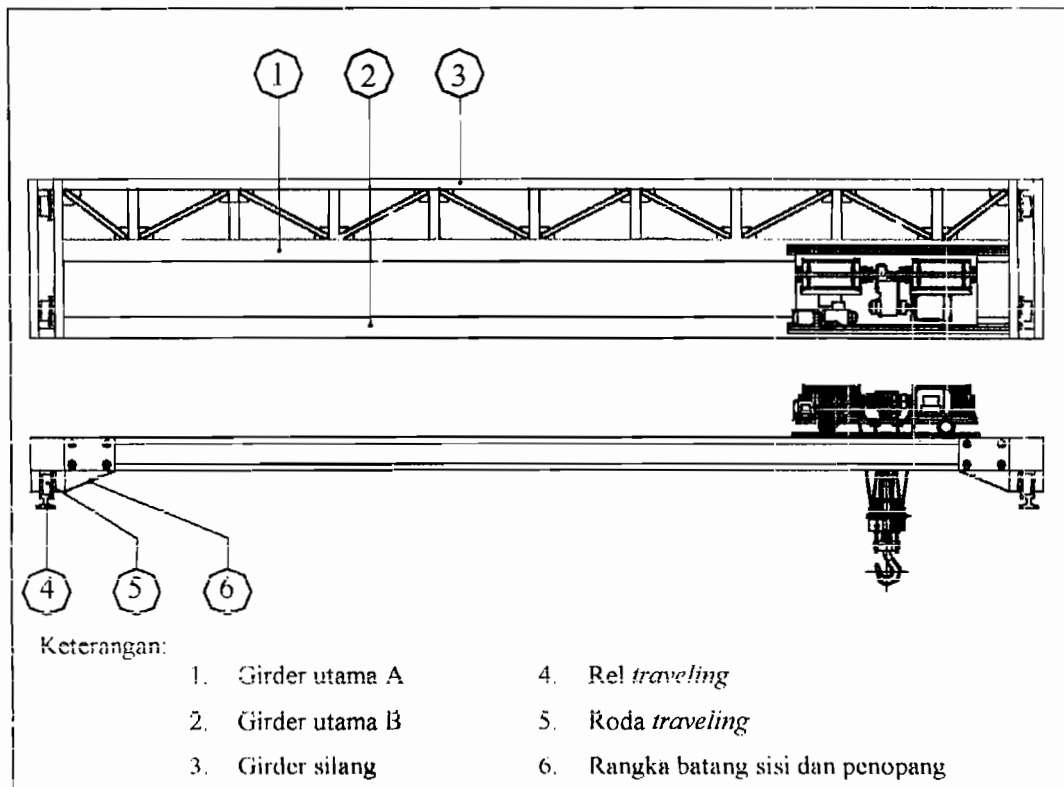
IV.1 Rangka Batang

Secara umum, perancangan rangka batang harus diperiksa terhadap Momen lentur dan defleksi. Desain rangka batang dipilih desain girder plat, pada Gambar 4.1, yang terdiri atas:

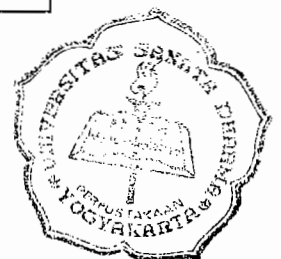
- a. Dua girder utama
- b. Satu girder silang
- c. Rangka batang sisi dan penopang silang
- d. Lantai platform dan kabin operator

Dari perhitungan terdahulu dapat diketahui:

1. Panjang bentang, $L = 12\text{ m}$
2. Beban rangka batang utama (beban rencana + sistem *hoisting* dan *cross-traveling*), $G_o = 25\text{ Ton}$



Gambar 4.1 Desain rangka batang girder plat

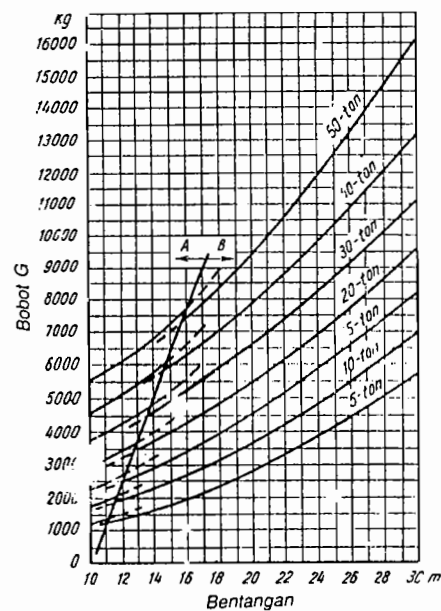


IV.1.1 Girder utama

Girder utama menerima beban vertikal sebagai berikut:

- I. Beban konstan yaitu bobot mati rangka batang, yang terdiri dari:
 - a. Berat girder utama
 - b. Distribusi berat mekanisme pejalan tanpa beban, terhadap tengah poros roda troli
 - c. Setengah berat penopang silang, plat lantai, kabin operator serta sistem transmisi travelling

Berat girder utama dapat diperkirakan berdasarkan kurva panjang bentang girder terhadap kapasitas beban pada Gambar 4.2



Gambar 4.2 Kurva perkiraan bobot girder utama
(Sumber: N. Rudenko, Mesin Pengangkat, hal 314)

Dari gambar 4.2, dengan kapasitas beban 25 Ton dan panjang bentang 12 meter, berat girder utama, W_{Gt} diperkirakan = ± 3500 kg

Distribusi beban pada mekanisme pejalan (troli) dapat diketahui dengan perhitungan yang menggunakan data pada rancangan terdahulu, sebagai berikut:

- Berat troli, $W_t = \pm 1000 \text{ kg}$
- Jarak titik berat troli terhadap roda A dan roda B, $L_{AB} = 370 \text{ mm}$
- Jarak titik berat troli terhadap roda C dan roda D, $L_{CD} = 740 \text{ mm}$

Maka distribusi beban dapat diketahui sebagai berikut:

Beban pada girder utama A:

$$\begin{aligned} W_{GtA} &= W_t \cdot \frac{L_{CD}}{L_{CD} + L_{AB}} \dots\dots\dots(4.1) \\ &= 1000 \cdot \frac{740}{1110} = 666,67 \text{ kg} \end{aligned}$$

Beban pada girder utama B:

$$\begin{aligned} W_{GtB} &= W_t \cdot \frac{L_{cb}}{L_{CD} + L_{AB}} \dots\dots\dots(4.2) \\ &= 1000 \cdot \frac{370}{1110} = 333,33 \text{ kg} \end{aligned}$$

Berat penopang silang dan sistem transmisi *travelling* diperkirakan, $W_s = 3000 \text{ kg}$

Maka bobot mati pada girder utama A diketahui:

$$\begin{aligned} W_{Kons-A} &= \frac{W_{Gt} + W_{GA} + 0,5 \cdot W_s}{L} \\ &= \frac{3500 + 666,67 + 0,5 \cdot 3000}{12000} = 0,47 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Bobot mati pada girder utama B:

$$\begin{aligned} W_{Kons-B} &= \frac{W_{Gt} + W_{GB}}{L} \\ &= \frac{3500 + 333,33}{12000} = 0,32 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

2. Gaya akibat tekanan roda troli yang membawa beban

Dengan menggunakan Persamaan 4.1 dan Persamaan 4.2, distribusi beban roda troli diketahui, yaitu:

Pada girder utama A, $W_{Dym-A} = 16000 \text{ kg}$

Pada girder utama B, $W_{Dym-B} = 8000 \text{ kg}$

Dari rancangan *sistem cross-traveling*, jarak roda troli A dan B (roda troli yang sejajar girder utama), L_{x-AB} diketahui = 1830 mm

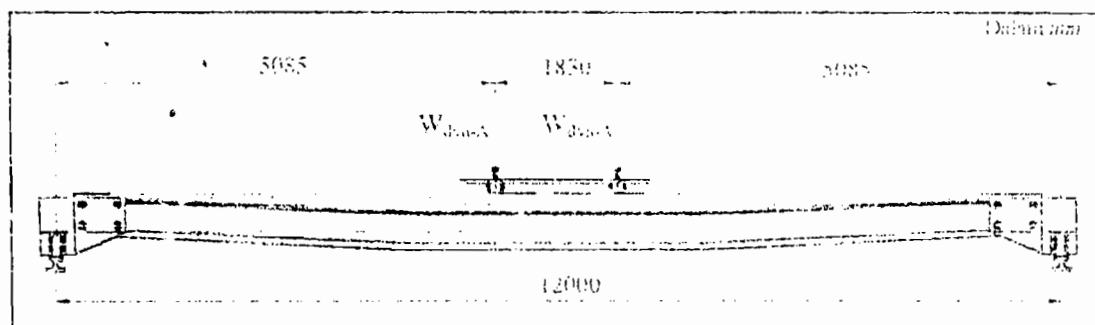
Besar pembebanan yang terjadi pada girder utama A dan B berbeda, dan dapat diketahui bahwa pembebanan yang lebih besar terjadi pada girder utama A. Berdasarkan hal diatas maka perhitungan kekuatan girder cukup dilakukan pada girder dengan beban yang lebih tinggi yaitu girder utama A.

IV.1.2 Defleksi arah vertikal

Defleksi girder yang berlebihan akan menyebabkan seluruh jembatan bergetar dan berpengaruh sangat besar terhadap kelancaran operasional crane. Untuk menjaga defleksi dalam batas aman, girder utama harus memiliki momen inersia yang cukup besar. Batas defleksi yang aman untuk rangka batang dengan desain girder plat adalah $1 \text{ mm s/d } 2 \text{ mm}$. (Ir. M.J. Djokosetyardjo, Mesin Pengangkat I, hal 98)

IV.1.2.a Defleksi akibat beban dinamis

Defleksi akibat beban dinamis ditentukan berdasarkan asumsi bahwa trolis ditempatkan secara simetris pada bagian tengah girder utama, ditunjukkan pada Gambar 4.3



Cambar 4.3 Diagram perhitungan defleksi pada girder utama. Sehingga momen inersia, yang diperlukan agar defleksi akibat beban dinamis dalam batas aman, dapat diketahui sebagai berikut.¹

$$\delta_{\text{dina}} = \frac{P}{48 \cdot E \cdot I_{\text{dina}}} \times (l - l_{\text{trolley}}) \times \left[l^2 + (l + l_{\text{trolley}})^2 \right]$$

$$I_{\text{dina}} = \frac{P}{48 \cdot E \cdot \delta_{\text{dina}}} \times (l - l_{\text{trolley}}) \times \left[l^2 + (l + l_{\text{trolley}})^2 \right]$$

Dengan:

I_{dina} = Momen inersia dinamis, mm^4

E = Modulus elastisitas = 210012 kg/mm^2 (N. Rudenko, Mesin pengangkat, hal 320)

¹ N. Rudenko, Mesin Pengangkat, PT Erlangga, Jakarta, hal 320

- P = Beban dinamis girder utama, kg
 δ_{dm} = Defleksi akibat beban dinamis = 2 mm
 L_{A-B} = Jarak antara roda troli A dan B, mm

Maka:

$$\begin{aligned}
 I_{din} &= \frac{P}{48 \cdot E \cdot \delta_{dm}} \times (L - L_{A-B}) \times [L^3 + (L + L_{A-B})^3] \\
 &= \frac{16000}{48 \cdot 22002 \cdot 2} \times (12000 - 1830) \times [12000^3 + (12000 + 1830)^3] \\
 &= 1,047 \times 10^9 \text{ mm}^4
 \end{aligned}$$

IV.1.2.b Defleksi akibat beban konstan

Momen inersia, yang diperlukan agar defleksi akibat berat girder utama dalam batas aman, dapat diketahui sebagai berikut.²

$$I_{kon} = \frac{W_{konst} \cdot L}{E \cdot \delta_{kon}} \times \frac{5L^3}{384}$$

Dengan:

- I_{kon} = Momen inersia statis, mm⁴
 W_{konst} = Beban konstan maksimal (beban pada titik A) pada girder utama, kg
 δ_{kon} = Defleksi akibat beban konstan = 2 mm
 L = Panjang girder utama, mm

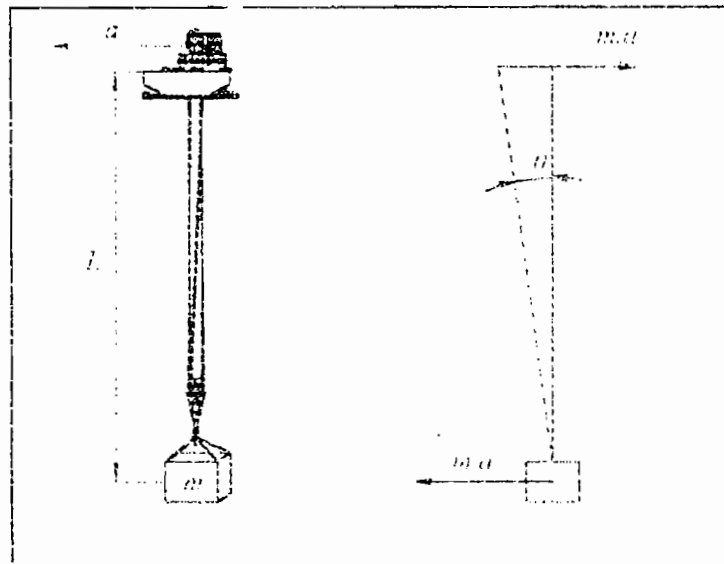
Maka:

$$\begin{aligned}
 I_{kon} &= \frac{W_{konst} \cdot L}{E \cdot \delta_{kon}} \times \frac{5L^3}{384} \\
 &= \frac{9,47 \cdot 12000}{22002 \cdot 2} \times \frac{5 \cdot 12000^3}{384} \\
 &= 2,88 \times 10^9 \text{ mm}^4
 \end{aligned}$$

² ibid hal 820

IV.1.3 Defleksi arah horisontal

Defleksi arah horisontal disebabkan oleh momentum saat perlambatan dan gaya yang diperlukan untuk menggerakkan muatan dengan percepatan tertentu. Diagram gerak pada saat percepatan ditunjukkan pada Gambar 4.3



Gambar 4.3 Diagram gerak

- a. Gaya horisontal akibat percepatan

$$F_{\text{dip}} = m \cdot a$$

$$= m \cdot \frac{v}{t_s - 60}$$

Dengan:

- F_{dip} = Gaya horisontal akibat percepatan, N
 m = Massa muatan; 24000 kg
 v = Kecepatan m *walng*; 20 m/menit
 t_s = Waktu start; 2 s

Maka:

$$F_{\text{dip}} = 24000 \cdot \frac{20}{2 \cdot 60}$$

$$= 4000 \text{ N} = 407,75 \text{ kg}$$

b. Gaya horizontal akibat perlambatan

$$\begin{aligned} F_{Hpa} &= m \cdot a_p \\ &= m \cdot \frac{v}{t_p \cdot 60} \end{aligned}$$

Dengan:

F_{Hpa} = Gaya horizontal akibat perlambatan, N

a_p = Perlambatan, m/s^2

t_p = Waktu pengereman, s

Maka:

$$\begin{aligned} F_{Hpa} &= 24000 \cdot \frac{20}{1 \cdot 60} \\ &= 8000 \text{ N} = 815,5 \text{ kg} \end{aligned}$$

Selanjutnya gaya horizontal akibat perlambatan ditentukan sebagai acuan dalam penentuan momen inersia yang diperlukan agar defleksi akibat beban horizontal dalam batas aman, yaitu:

$$\begin{aligned} I_{Hpa} &= \frac{F_{Hpa} \cdot l}{48 \cdot E \cdot \delta_{Hpa}} \cdot \frac{1}{2} \cdot l^3 \\ &= \frac{815,5}{48 \cdot 22002 \cdot 2} \cdot \frac{1}{2} \cdot 12000^3 \\ &= 1,67 \times 10^7 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Selain menyebabkan defleksi, gaya horizontal diatas juga menyebabkan adanya kemungkinan gelincir pada sistem traveling dan slip pada saat awal gerak. Gelincir terjadi jika gaya horizontal diatas lebih besar dari pada gaya gesek antara roda traveling dan rel traveling, begitu juga dengan slip pada awal gerak. Besarnya gaya gesek yang terjadi antara rel dan roda traveling dapat diketahui sebagai berikut:

$$\begin{aligned} F_g &= 4 \cdot N_r \cdot \mu \\ &= 4 \cdot \frac{Q_r}{4} \cdot \mu \\ &= 4 \cdot \frac{(Q_r + W_r + W_{m1})}{4} \cdot \mu \\ &= (Q_r + W_r + W_{m1}) \cdot \mu \end{aligned}$$

Dengan:

- F_g = Gaya gesek rel dan roda traveling, kg
 N_i = Gaya normal pada roda traveling, kg
 μ = Koefisien gesek bahan roda dan rel = 0,15 (Tabel 7, koefisien gesek pada permukaan kering)
 W_t = Berat troli, kg
 W_{gr} = Berat girder utama, kg

maka:

$$\begin{aligned}
 F_g &= (Q_k + W_t + W_{gr}) \cdot \mu \\
 &= (24000 + 1000 + 3500) \cdot 0,15 \\
 &= 4275 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

dari perhitungan diatas dapat diketahui bahwa gaya gesek antara roda *traveling* dan rel lebih besar dari gaya horizontal yang bekerja, dan dapat disimpulkan bahwa sistem *traveling* tidak mengalami gelincir pada saat perlambatan maupun slip pada saat percepatan.

IV.1.4 Profil I

Berdasarkan momen inersia minimal yang diketahui dari perhitungan defleksi baik itu defleksi vertikal maupun defleksi horisontal, yaitu:

$$\begin{aligned}
 I_{x \text{ min}} &= 1,47 \times 10^{10} \text{ mm}^4 \\
 I_{y \text{ min}} &= 1,67 \times 10^9 \text{ mm}^4
 \end{aligned}$$

Profil I dipilih dari Tabel Profil I untuk konstruksi, yaitu:

18°WF-18×11-314-A ; dengan spesifikasi profil sebagai berikut:

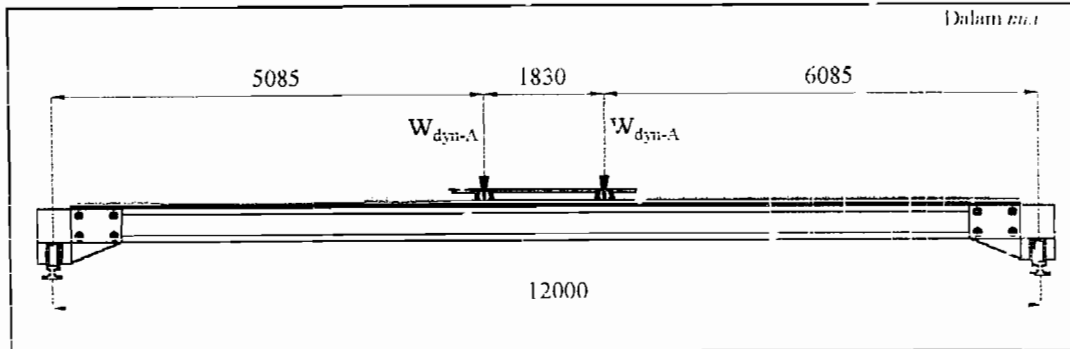
- Flange width, B = 301 mm
 Flange thickness, t_2 = 25,17 mm
 Depth of section, A = 469 mm
 Web thickness, t_1 = 15,11 mm
 Moment of Inertia

$$\begin{aligned}
 I_x &= 8,466 \times 10^{10} \text{ mm}^4 \\
 I_y &= 1,064 \times 10^9 \text{ mm}^4
 \end{aligned}$$

IV.1.4 Momen lentur

IV.1.4.a Momen lentur akibat beban dinamis

Diagram pembebanan akibat beban yang bergerak, yang diperkirakan menghasilkan momen lentur terbesar pada girder utama, ditunjukkan pada Gambar 4.3



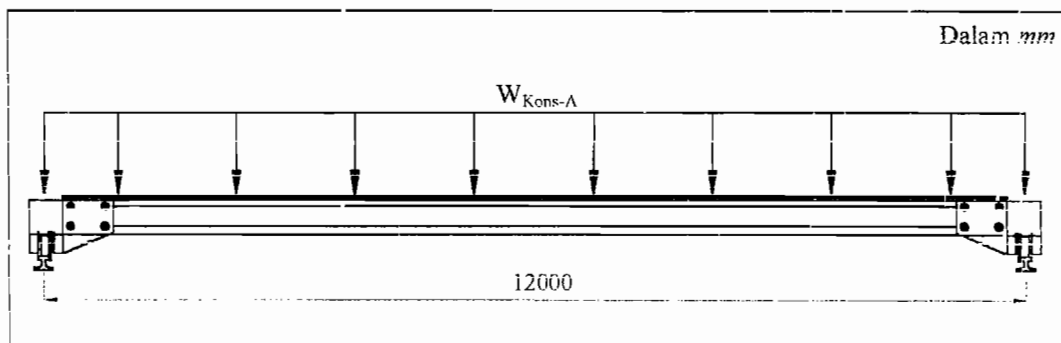
Gambar 4.3 Diagram pembebanan pada girder utama akibat beban dinamis

Dari Gambar 4.3 dapat diketahui bahwa beban yang terjadi pada roda troli A dan B adalah sama ($P_1 = P_2$). Maka dapat disimpulkan bahwa momen lentur maksimal yang terjadi di bawah beban P_1 dan P_2 adalah sama, yaitu:

$$\begin{aligned} M_{dyn-P_1} &= \frac{(P_1 \cdot a) + (P_2 \cdot (a + b))}{L} \times a = M_{dyn-P_2} \\ &= \frac{(16000 \cdot 5085) + (16000 \cdot (5085 + 1830))}{12000} \times 5085 \\ &= 8,136 \times 10^7 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

IV.1.4.b Momen lentur akibat beban yang konstan

Diagram pembebanan beban konstan, ditunjukkan pada Gambar 4.4



Gambar 4.4 Diagram pembebanan pada girder utama akibat beban konstan

Momen lentur maksimal terjadi pada tengah girder, yaitu sebesar:

$$M_{Kons-max} = \frac{1}{8} \cdot W_{Kons-A} \cdot L^2$$

$$= \frac{1}{8} \cdot 0,47 \cdot 12000^2 = 8,46 \times 10^6 \text{ kg.mm}$$

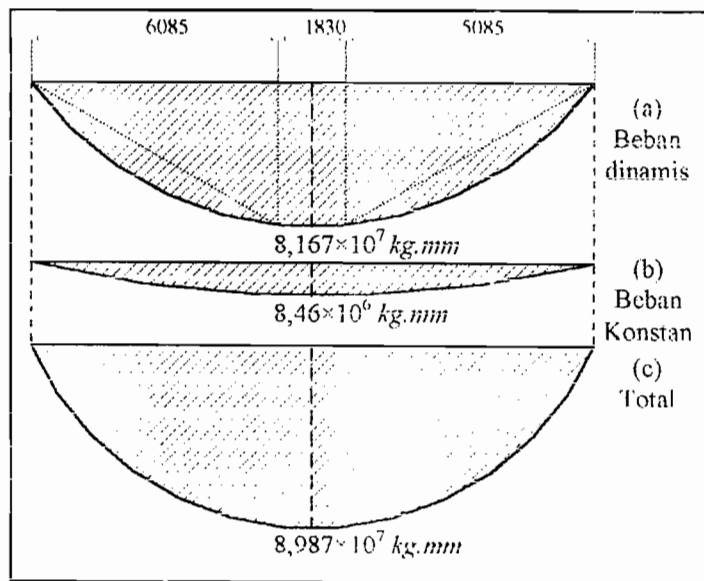
IV.1.4.c Resultan momen lentur maksimal

Telah disebutkan bahwa girder utama menerima beban dinamis dan bobot mati girder itu sendiri. Maka momen maksimum yang terjadi pada girder utama dapat diketahui yaitu:

$$M_{G-maks} = M_{Kons-max} + M_{dyn-P1}$$

$$= 8,46 \times 10^6 + 8,136 \times 10^7 = 8,982 \times 10^7 \text{ kg.mm}$$

Bending moment diagram untuk girder utama ditunjukkan Gambar 4.5



Gambar 4.4 BMD pada girder utama

IV.1.4 Bahan

Bahan untuk girder utama ditentukan berdasarkan tegangan tarik minimal bahan yang diperoleh dari persamaan momen maksimum yang terjadi sebagai berikut:

$$\sigma_{min} = \frac{(\varphi \cdot M_{Kons-max}) + (\mu \cdot M_{dyn-max})}{V_n} \dots\dots\dots(4.3)$$

Dengan:

φ - Koefisien dinamik untuk beban konstan = 1 (Tabel 4.1)

μ = Koefisien dinamik untuk beban dinamis = 1,1 (Tabel 4.2)

V_n = Volume girder, mm^3

Volume girder utama (profil I) dapat diketahui dari perhitungan berikut:

$$\begin{aligned} V_n &= L \times [2 \cdot (B \times t_2) + \{(A - 2 \cdot t_2) \cdot t_1\}] \\ &= 12000 \times [2 \cdot (301 \times 25,17) + \{(469 - 2 \cdot 25,17) \cdot 15,11\}] \\ &= 1,54 \times 10^8 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

Dengan:

B = Flange width = 301 mm

t_2 = Flange thickness = 25,17 mm

A = Depth of setion = 469 mm

t_1 = Web thickness = 15,11 mm

Dengan menggunakan Persamaan 4.3, tegangan tarik minimal bahan untuk girder utama dapat diketahui, yaitu:

$$\begin{aligned} \sigma_{\min} &= \frac{(\varphi \cdot M_{\text{kons-max}}) + (\mu \cdot M_{\text{dyn-max}})}{V_n} \\ &= \frac{(1,8,46 \times 10^6) + (1,1 \cdot 8,136 \times 10^7)}{1,54 \times 10^8} = 30,63 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Dari Tabel 6, Baja kontruksi umum, pada Lampiran I, material untuk girder utama dipilih St 34-1 dengan $\sigma_B = 33,7 \text{ kg/mm}^2$

IV.2 Rel dan Roda *Traveling*

Rel *traveling* dipilih dari Tabel 8, Rel pejalan untuk crane, pada Lampiran I, yaitu: Rel khusus crane jalan bentuk no 4, dengan spesifikasi:

a. Lebar permukaan rel, b = 85 mm

b. Lebar dasar rel, b_1 = 200 mm

Untuk mengurangi tingkat reduksi sistem transmisi namun menghasilkan kecepatan gerak tetap, maka putaran output ditentukan tidak kurang dari 30 rpm.

Dari rencana tersebut, diameter maksimal roda *traveling* dapat ditentukan yaitu:

$$\begin{aligned} D_T &= \frac{v_l}{\pi \cdot n_{\text{rot}}} \\ &= \frac{20}{\pi \cdot 30} = 0,212 \text{ m} \end{aligned}$$

Dengan:

D_T = Diameter roda *traveling*, *m*

n_{ot} = Putaran poros output sistem transmisi *traveling*, *rpm*

Diameter poros ditentukan tidak lebih dari 80 mm, maka tahanan gerak maksimal roda *traveling* yang terjadi pada roda A dan B (R_{TA} dan R_{TB}), adalah:

$$\begin{aligned} R_{gT} &= (2 \cdot W_{kons-A} + Q_R) \times \left(\frac{\mu \cdot d_i + 2 \cdot k}{D_T} \right) \\ &= (2 \cdot 5640 + 24000) \times \left(\frac{0,01 \cdot 80 + 2 \cdot 0,5}{212} \right) = 599,5 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dengan:

R_{gT} = Tahanan gerak roda, *kg*

μ = Koefisien gesek bantalan rol = 0,01 (N.Rudenko, Mesin Pengangkat, hal 238)

k = Koefisien gesek roda = 0,5 mm (N.Rudenko, Mesin Pengangkat, hal 238)

IV.3 Motor Listrik

Motor penggerak yang digunakan adalah motor listrik 3 fase putaran bolak-balik. Daya motor listrik ditentukan dengan daya yang diperlukan pada saat awal gerak *traveling*.

IV.3.1 Daya statik motor *traveling*

Daya statik motor *traveling* diperoleh dari perhitungan berikut:⁴⁷

$$\begin{aligned} N &= \frac{4 \cdot R_{gT} \cdot v_t}{75 \cdot \eta \cdot 60} \\ &= \frac{4 \cdot 599,5 \cdot 20}{75 \cdot \eta \cdot 60} = 13,3 \text{ Hp} = 9,97 \text{ kW} \end{aligned}$$

Dari Tabel Motor listrik pada Lampiran I, motor listrik yang digunakan untuk sistem transmisi *traveling*, dipilih sebagai berikut:

- Daya keluaran, $N_{rated} = 15 \text{ kW}$ (20 Hp)
- Putaran, $n = 1440 \text{ rpm}$
- Momen girasi rotor, $(GD)^2 = 0,42 \text{ kg.m}^2$

⁴⁷ Ibid hal 240

IV.3.2 Evaluasi motor listrik

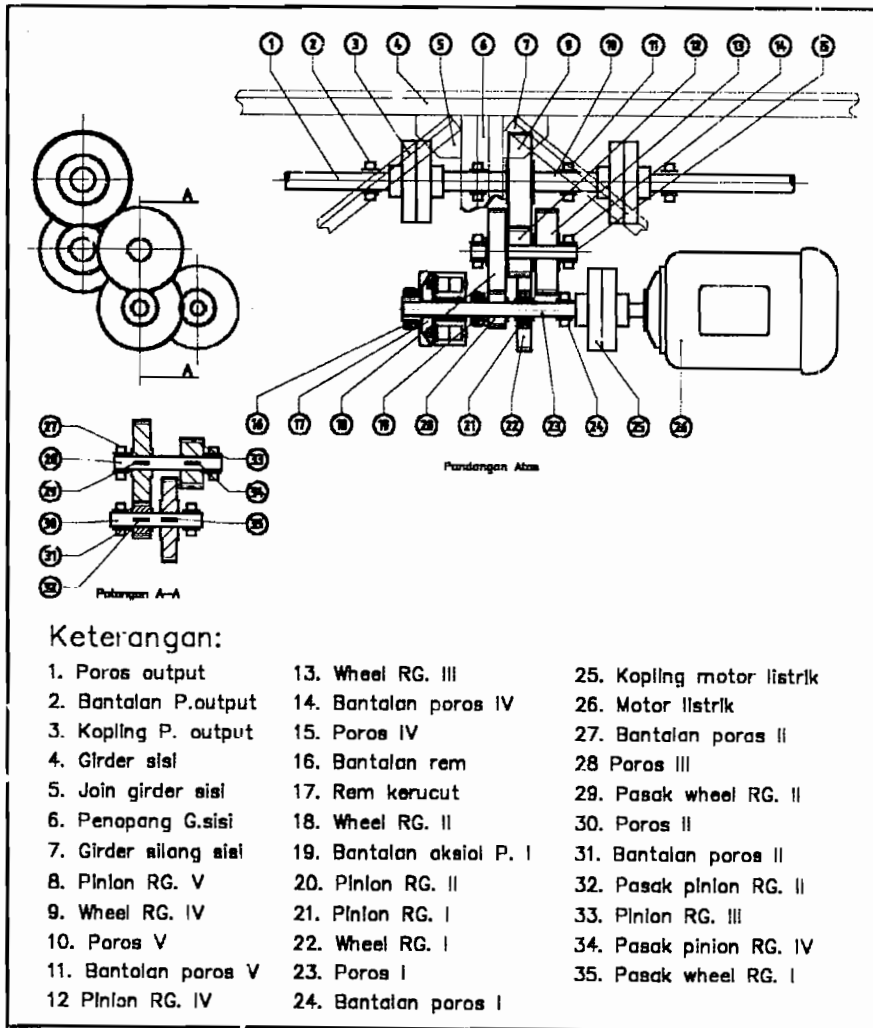
Menggunakan Persamaan 2.16 – 2.20, diperoleh hasil pada Tabel 4.1

Tabel 4.1 Hasil evaluasi motor listrik

Perhitungan	Persamaan	Hasil	
Torsi statik	$T_{st} = 71620 \times \frac{N}{n}$	761,49 kg.cm	7614,9 kg.mm
Torsi dinamik	$T_{dyn} = \frac{\delta \cdot (GJ)^2 \cdot n}{375 \cdot t_s} + \frac{0,975 \cdot (4 \cdot R_{gl}) \cdot v_C^2}{n \cdot t_s \cdot \eta \cdot 60^2}$	39,26 kg.cm	392,6 kg.mm
Torsi awal traveling	$T_{mot} = T_{dyn} + T_{st}$	800,75 kg.cm	8007,5 kg.cm
Daya awal traveling	$N_a = \frac{T_{mot} \cdot n}{9,74 \times 10^5}$	19,72 Hp	14,79 kW

IV.4 Sistem Transmisi

Desain sistem transmisi *traveling* ditunjukkan pada Gambar 4.5



Gambar 4.5 Desain sistem transmisi *traveling*

IV.4.1 Transmisi roda gigi lurus

Perbandingan transmisi yang direncanakan adalah sebagai berikut:

1. Transmisi tingkat ke-1:
 - Perbandingan transmisi, $i = 2,5$
 - Putaran poros input, $n_1 = 1440 \text{ rpm}$
 - Putaran poros output, $n_2 = 576 \text{ rpm}$
 - Jarak sumbu poros, $C = 150 \text{ mm}$
2. Transmisi tingkat ke-2:
 - Perbandingan transmisi, $i = 2,5$
 - Putaran poros input, $n_1 = 576 \text{ rpm}$
 - Putaran poros output, $n_2 = 230,4 \text{ rpm}$
 - Jarak sumbu poros, $C = 150 \text{ mm}$
3. Transmisi tingkat ke-3:
 - Perbandingan transmisi, $i = 2,5$
 - Putaran poros input, $n_1 = 230,4 \text{ rpm}$
 - Putaran poros output, $n_2 = 92,16 \text{ rpm}$
 - Jarak sumbu poros, $C = 150 \text{ mm}$
4. Transmisi tingkat ke-4:
 - Perbandingan transmisi, $i = 3,07$
 - Putaran poros input, $n_1 = 92,16 \text{ rpm}$
 - Putaran poros output, $n_2 = 30 \text{ rpm}$
 - Jarak sumbu poros, $C = 200 \text{ mm}$

Dengan menggunakan Persamaan 2.21-2.37, profil transmisi roda gigi lurus tingkat I, II, III dan IV dapat diketahui pada Tabel 4.2

Tabel 4.2 Hasil perancangan transmisi roda gigi lurus tingkat I, II, III dan IV

Nama	Tingkat transmisi				Satuan
	I	II	III	IV	
Perbandingan transmisi (i)		2,53		2,9	-
Putaran poros penggerak, (n_1)	1440	569,17	224,9	88,9	rpm
Kecepatan keliling (v)	6,41	2,53	1	0,65	m/s
Gaya tangensial (F_t)	238,7	604,7	1530	2353,8	kg

<i>Lanjutan</i>						
Gaya radial (F_{rad})		85,9	217,7	550,8	847,37	kg
Faktor dinamis (f_v)		0,5	0,75	0,84	0,9	-
Beban permukaan ijin tiap luas (F_{1l})		43,2	90,9	113,3	120	kg/mm ²
Lebar gigi (b)		22	41	35	44	mm
Putaran poros output (n_2)		569,17	224,9	88,9	30,65	rpm
Jarak sunbu poros (C)		150		300		mm
Modul (m)		5		6		-
Jumlah gigi	Pinyon (z_1)	17		24		-
	Wheel (z_2)	43		75		-
Diameter jarak bagi	Pinyon (d_1)	85		145,45		mm
	Wheel (d_2)	215,05		454,5		mm
Diameter kepala	Pinyon (d_{k1})	95		157,45		mm
	Wheel (d_{k2})	225,05		466,5		mm
Diameter dasar	Pinyon (d_{g1})	72,5		130,95		mm
	Wheel (d_{g2})	202,55		440		mm
Kelonggaran puncak (C_1)		1,25				mm
Tinggi gigi (H)		11,25		13,25		mm
Berat, (W)	Pinyon	2,1	2,5	4,7	5,2	kg
	Wheel	12,2	13,1	14,2	23,4	kg
Bahan	Pinyon	S 15 CK		SNC 21		-
	Wheel	FC 30		S 15 CK		-

IV.4.2 Rem traveling

Dengan menggunakan Persamaan 3.4 - 3.6, dan Persamaan 2.38 – 2.45, bahan, dimensi rem, torsi pengereman dan waktu pengereman dapat diketahui dan disusun dalam Tabel 4.3

Tabel 4.3 Hasil perancangan rem *traveling*

Nama	Persamaan	Hasil	Satuan
Bahan lapisan rem	-	Asbes dengan jalinan serat kuning	-
Torsi dinamik motor <i>traveling</i>	$T_{dyn} = \frac{\delta \cdot GD^2 \cdot n}{375 \cdot t_s} + \frac{0,975 \cdot (4 \cdot R_{gt}) \cdot v_C^2}{n \cdot t_s \cdot \eta \cdot 60^2}$	392,6	kg.mm
Torsi akibat massa yang berjalan	$T_v = \frac{W_{Kons-A}}{g} \times \frac{v_c}{60 \cdot I_R} \times \frac{D_R \cdot \eta}{2 \cdot i_{tot}}$	6832,8	kg.mm
Torsi akibat tahanan jalan	$T_J = R_t \times \frac{D_R \cdot \eta}{2 \cdot i_{tot}}$	3527,8	kg.mm
Torsi pada poros pengereman	$T_R = T_v \cdot T_{dyn} - T_J$	3697,6	kg.mm
Sudut kerucut	1°	20	°
Persyaratan p.v	p.v	2	$\frac{kg \cdot m}{cm^2 \cdot s}$
Tekanan maksimal	P _{maks}	2	kg/cm ²
Kecepatan keliling maks	v _{maks}	15	m/s
Jari-jari efektif kerucut	$R = \frac{R_1 + R_2}{2}$	80	mm
Lebar bidang gesek kerucut	$h = \frac{N_{R,1,1}}{\pi \cdot 2 \cdot R \cdot P_{min}}$	2,5	cm
Jari-jari puncak kerucut	$R_2 = R - \frac{h}{2} \cdot \sin \gamma$	71,45	mm
Jari-jari dasar kerucut	$R_1 = 2R - R_2$	88,55	mm
Gaya aksial rem	$F_A = N_{Rated} \cdot \sin \gamma$	25	kg
Torsi pengereman	$T_P = F_A \cdot \frac{\mu}{\sin \gamma} \cdot R$	2680,75	kg.mm
Waktu pengereman	$t_{br} = \frac{(GD^2) \cdot R \cdot n_1}{375 \cdot (T_p - T_R)}$	1.03	s

IV.4.3 Kopling motor traveling

Kopling untuk poros output ini dapat dipilih dari Tabel 2. 13, berdasarkan diameter poros transmisi IV. Kopling yang dipilih memiliki spesifikasi sebagai berikut:

- Diameter pasan poros, D_p = 25 mm
- Jumlah baut, n = 6 batang
- Panjang Flens, L = 63 mm
- Diameter jarak sumbu baut, B = 132 mm
- Diameter baut, d_b = 14 mm

Selanjutnya dilakukan evaluasi tegangan geser terhadap baut flens sebagai berikut:¹⁸

$$\tau_b = \frac{T}{\pi \cdot d_b^2 \cdot n_e \cdot B}$$

Dengan:

τ_b = tegangan geser yang terjadi pada baut kopling, kg/mm^2

T = torsi pada poros, $kg.mm$

d_b = diameter inti baut, mm

Torsi dari poros transmisi I diketahui 14135,7 $kg.mm$

Sehingga tegangan geser yang terjadi pada baut kopling dapat diketahui, yaitu:

$$\begin{aligned} \tau_b &= \frac{T}{\pi \cdot d_b^2 \cdot n_e \cdot B} \\ &= \frac{14135,7}{\pi \cdot 14^2 \cdot 3 \cdot 132} = 2,8 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Maka kekuatan tarik minimal bahan, $\sigma_{B-\min}$ dapat diketahui sebesar:

$$\begin{aligned} \sigma_{B-\min} &= \tau_b \cdot (Sf_b \times K_b) \\ &= 2,8 \cdot (6 \times 2) = 33,6 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

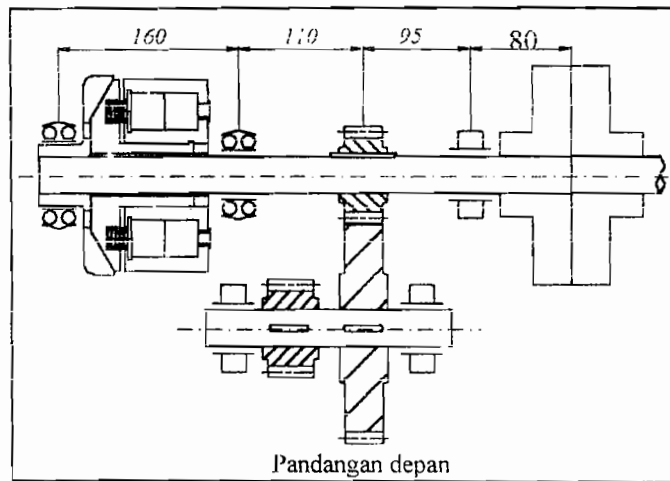
Bahan untuk baut kopling dipilih S 30 C, dengan $\sigma_B = 48 \text{ kg/mm}^2$ dan $H_B = 197$

Bahan untuk flens dipilih FC 25, dengan $\sigma_B = 27 \text{ kg/mm}^2$ dan $H_B = 248$

¹⁸ Ibid hal 34

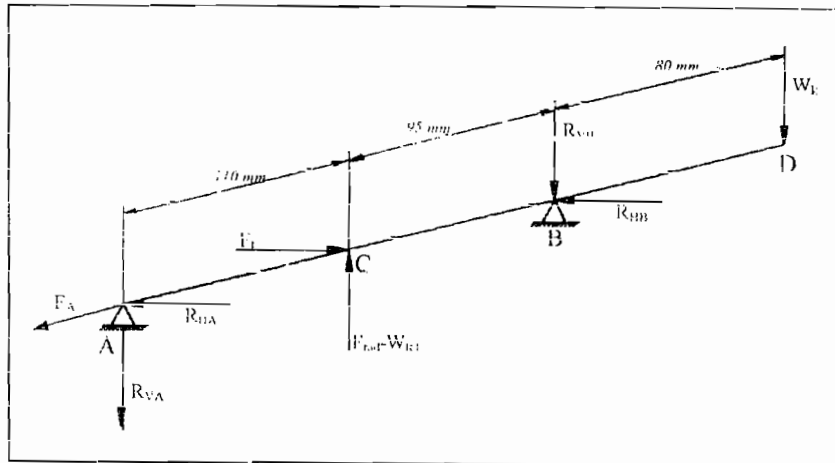
IV.4.4 Poros transmisi I

Dari bagan sistem transmisi dan hasil perhitungan transmisi roda gigi lurus, kopling motor penggerak dan rem kerucut, posisi poros I terhadap poros II dan jarak komponen transmisi pada poros I dapat ditunjukkan Gambar 4.6



Gambar 4.6 Posisi poros I terhadap poros II

Bagan pembebanan pada poros transmisi I ditunjukkan pada Gambar 4.7



Gambar 4.7 Pembebanan poros transmisi I

Dari perhitungan terdahulu diketahui:

T_{mob} torsi pada poros I	= 761,49 kg.mm
F_t gaya tangensial roda gigi lurus I	= 238,7 kg
F_{rob} gaya radial roda gigi lurus I	= 85,9 kg
W_p berat pinyon roda gigi lurus I	= 2,1 kg
W_k berat kopling	= 8,1 kg
F_{rb} gaya aksial rem kerucut	= 25 kg

IV.4.4 a Analisa momen

Momen lentur horisontal pada tiap titik sebagai berikut:

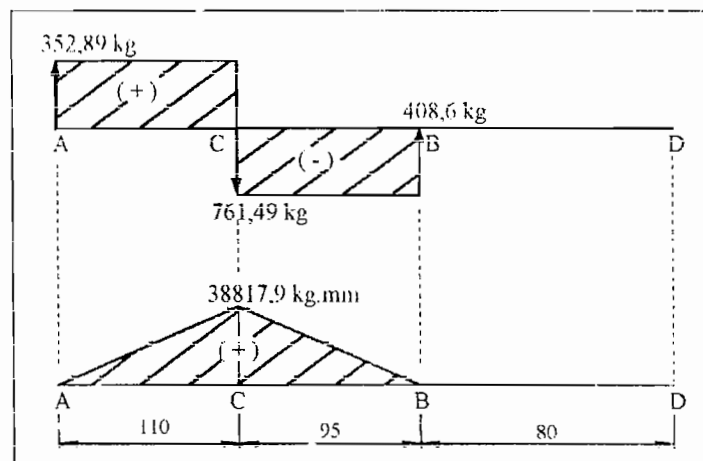
$$\sum M_{HA} = 0$$

$$\begin{aligned} R_{HB} &= \frac{F_t \cdot 110}{205} \\ &= \frac{761,49 \cdot 110}{205} = 408,6 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\sum F = 0$$

$$\begin{aligned} R_{HA} &= F_t - R_{HB} \\ &= 761,49 - 408,6 = 352,89 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{HB} &= R_{HA} \cdot 122 \\ &= 362,1 \cdot 122 = 44176,2 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$



Gambar 4.8 SFD dan BMD poros transmisi I, arah horisontal

Momen lentur vertikal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{VA} = 0$$

$$\begin{aligned} R_{VB} &= \frac{(F_{rad} - W_r) \cdot 110 - W_k \cdot 285}{205} \\ &= \frac{(85,9 - 2,1) \cdot 110 - 8,1 \cdot 285}{205} = 37,35 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\sum F = 0$$

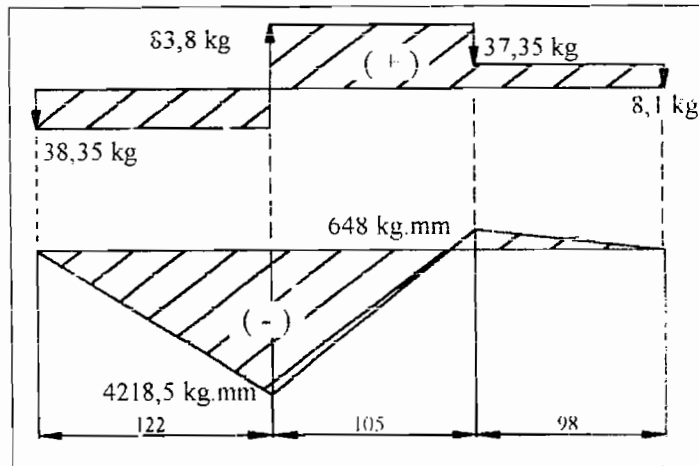
$$\begin{aligned} R_{VA} &= F_{rad} - W_r - W_k - R_{VB} \\ &= 85,9 - 2,1 - 8,1 - 37,35 = 38,35 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$M_{1C} = R_{1A} \cdot 122$$

$$= 134,35 \cdot 122 = 16390,7 \text{ kg.mm}$$

$$M_{1B} = W_k \cdot 70$$

$$= 8,1 \cdot 98 = 793,8 \text{ kg.mm}$$



Gambar 4.9 SFD dan BMD poros transmisi I, arah vertikal

Momen resultan di titik B, adalah:

$$M_B = M_{1B}$$

$$= 648 \text{ kg.mm}$$

Momen resultan di titik C, adalah:

$$M_C = \sqrt{M_{1C}^2 + M_{1B}^2}$$

$$= \sqrt{38817,9^2 + 4218,5^2} = 39046,4 \text{ kg.mm}$$

Jadi momen lentur maksimal terjadi di titik C, sebesar 39046,4 kg.mm

IV.4.4.b Bahan poros, diameter poros dan pasak

Selanjutnya, dengan menggunakan Persamaan 2.46 – 2.54 didapat hasil yang disusun Tabel 4.4

Tabel 4.4 Hasil perancangan poros dan pasak transmisi I

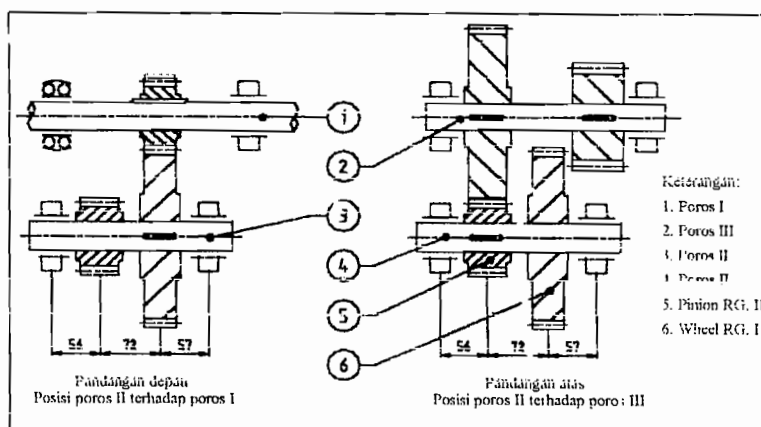
No	Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1.	Torsi	T	761,49	kg.mm
2.	Diameter poros (berdasar momen)	d	23,6	mm
3.	Bahan poro:	S 55 C-D	-	-
4.	Sudut defleksi puntir maksimal	θ	0,018	"
5.	Diameter poros (berdasar defleksi puntiran)	d	18,3	mm
6.	Putaran kritis	N_c	52378	rpm

Lanjutan

8.	Pasak	Lebar	b	8	mm
		Tinggi	h	7	mm
		Panjang	l	30	mm
9.	Alur pasak	Pada poros	t_1	4	mm
		Pada naf	t_2	3,3	mm
10.	Gaya geser		F	60,9	kg
11.	Kekuatan tarik minimal bahan		σ_{B-min}	3,5	kg/mm ²
12.	Bahan pasak		S 30 C	-	-
13.	Kekuatan tarik bahan		σ_t	48	kg/mm ²

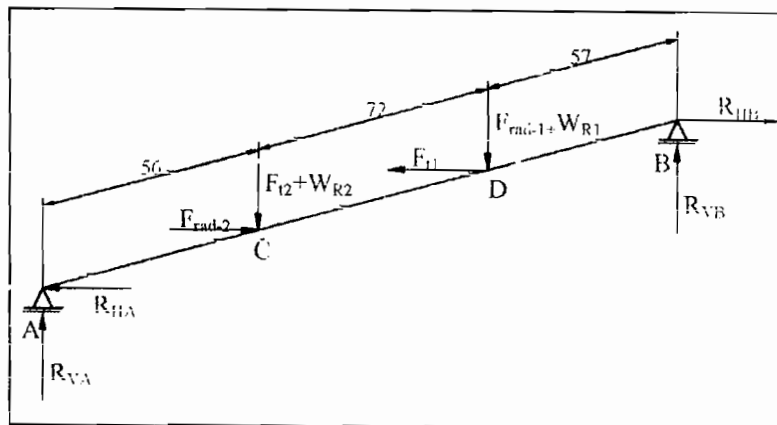
IV.4.5 Poros transmisi II

Posisi dan jarak komponen transmisi pada poros II ditunjukkan pada Gambar 4.10



Gambar 4.10 Posisi poros II terhadap poros I dan poros III

Selanjutnya bagan pembebanan pada poros transmisi II ditunjukkan Gambar 4.11



Gambar 4.11 Bagan pembebanan poros transmisi II

Dari perhitungan terdahulu diketahui:

$$\begin{aligned}
 F_{t1}, \text{ gaya tangensial roda gigi lurus I} &= 238,7 \text{ kg} \\
 F_{rad-1}, \text{ gaya radial roda gigi lurus I} &= 85,9 \text{ kg} \\
 W_{R1}, \text{ berat wheel roda gigi lurus I} &= 11,5 \text{ kg} \\
 F_{t2}, \text{ gaya tangensial roda gigi lurus II} &= 604,7 \text{ kg} \\
 F_{rad-2}, \text{ gaya radial roda gigi lurus II} &= 217,7 \text{ kg} \\
 W_{R2}, \text{ berat pinyon roda gigi lurus II} &= 2,5 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

IV.4.5.a Analisa momen

Momen lentur horisontal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{IIA} = 0$$

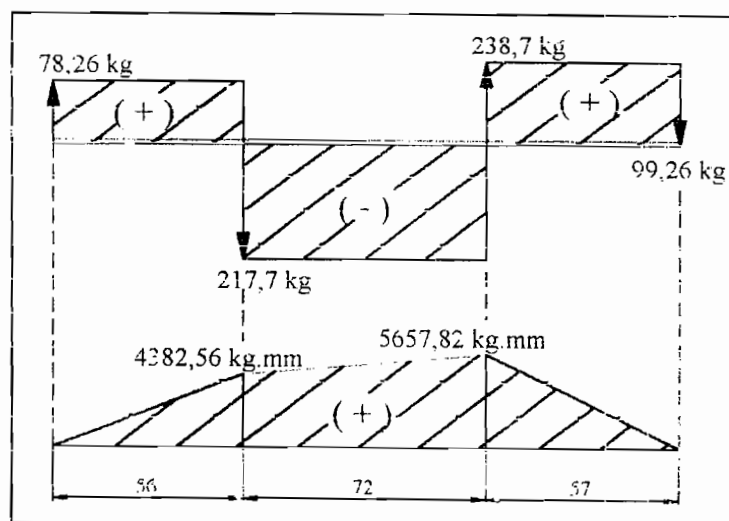
$$\begin{aligned}
 R_{IIB} &= \frac{F_{t1} \cdot 128 - F_{rad-2} \cdot 56}{185} \\
 &= \frac{238,7 \cdot 128 - 217,7 \cdot 56}{185} = 99,26 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$\sum F = 0$$

$$\begin{aligned}
 R_{IIA} &= F_{rad-2} + R_{IIB} - F_{t1} \\
 &= 217,7 + 99,26 - 238,7 = 78,26 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_{IIC} &= R_{IIA} \cdot 56 \\
 &= 78,26 \cdot 56 \\
 &= 4382,56 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_{IID} &= R_{IIB} \cdot 57 \\
 &= 99,26 \cdot 57 \\
 &= 5657,82 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$



Gambar 4.12 SFD dan BMD poros transmisi II, arah horisontal

Momen lentur vertikal pada tiap titik sebagai berikut:

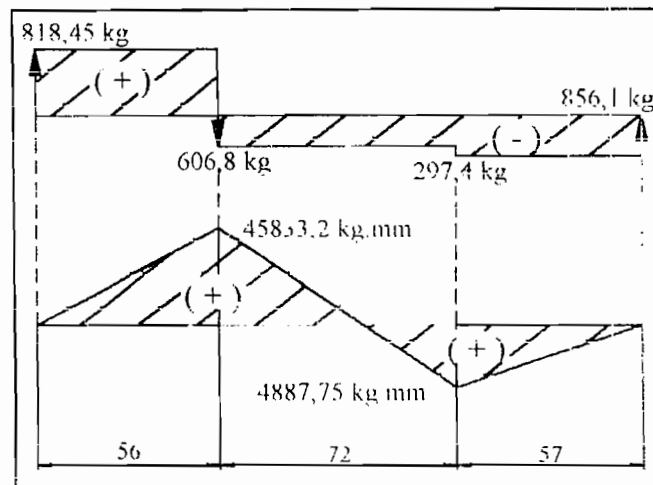
$$\sum M_{iA} = 0$$

$$\begin{aligned} R_{1B} &= \frac{(F_{rad-1} + W_{R1}) \cdot 128 + (F_{t2} + W_{R2}) \cdot 56}{185} \\ &= \frac{(85,9 + 11,5) \cdot 128 + (604,7 + 2,1) \cdot 56}{185} = 85,75 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{1A} &= F_{rad-1} + W_{R1} + F_{t2} + W_{R2} - R_{1B} \\ &= 285,9 + 11,5 + 604,7 + 2,1 - 85,75 = 818,45 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{1C} &= R_{1A} \cdot 56 \\ &= 818,45 \cdot 56 \\ &= 45833,2 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{1D} &= R_{1B} \cdot 57 \\ &= 85,75 \cdot 57 \\ &= 4887,75 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$



Gambar 4.13 SFD dan BMD poros transmisi II, arah vertikal

Momen resultan di titik C, adalah:

$$\begin{aligned} M_C &= \sqrt{M_{HC}^2 + M_{1C}^2} \\ &= \sqrt{4382,56^2 + 45833,2^2} = 46042,25 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Momen resultan di titik D, adalah:

$$\begin{aligned} M_D &= \sqrt{M_{HD}^2 + M_{1D}^2} \\ &= \sqrt{5657,82^2 + 4887,75^2} = 7476,7 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Jadi momen ientur maksimal terjadi di titik C, sebesar 46042,25 kg.mm

IV.4.5.b Bahan poros, diameter poros dan pasak

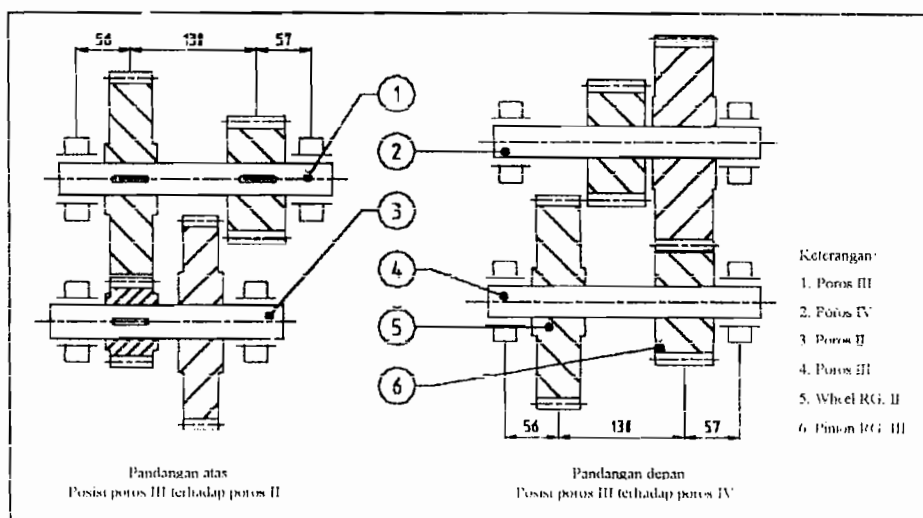
Selanjutnya, dengan menggunakan Persamaan 2.46 - 2.54 didapat hasil yang disusun Tabel 4.5

Tabel 4.5 Hasil perancangan poros dan pasak transmisi II

No	Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan	
1.	Torsi	T	1926,6	$kg \cdot mm$	
2.	Diameter poros (berdasar momen)	d	24,7	mm	
3.	Bahan poros	S 55 C-D	-	-	
4.	Sudut defleksi puntir maksimal	θ	0.018	$^{\circ}$	
5.	Diameter poros (berdasar defleksi puntiran)	d	32,3	mm	
6.	Putaran kritis	N_c	85378	rpm	
8.	Pasak	Lebar	b	10	mm
		Tinggi	h	8	mm
		Panjang	l	30	mm
9.	Alur pasak	Pada poros	t_1	5	mm
		Pada nal	t_2	3,3	mm
10.	Gaya geser	F	110,1	kg	
11.	Kekuatan tarik minimal bahan	$\sigma_{B \cdot min}$	38,2	$kg \cdot mm^{-2}$	
12.	Bahan pasak	S 30 C	-	-	
13.	Kekuatan tarik bahan	σ_B	48	$kg \cdot mm^{-2}$	

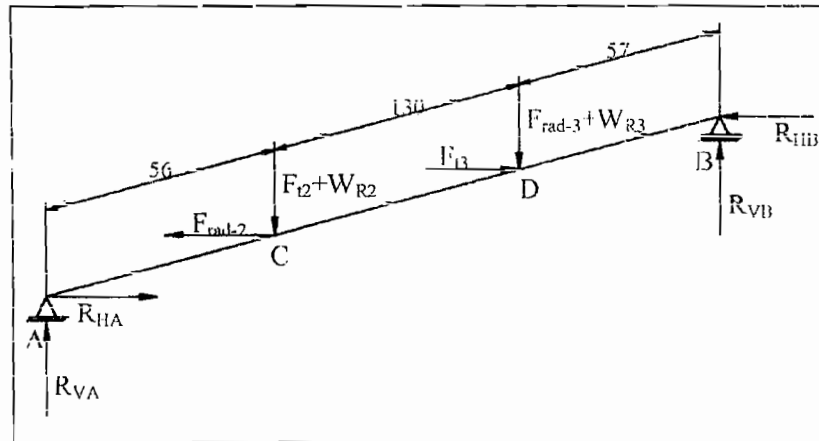
IV.4.6 Poros transmisi III

Dari bagan sistem transmisi dan hasil perhitungan transmisi roda gigi lurus, posisi dan jarak komponen transmisi pada poros III dapat ditunjukkan pada Gambar 4.14



Gambar 4.14 Posisi poros III terhadap poros II dan poros IV

Selanjutnya bagan pembebanan pada poros transmisi III ditunjukkan Gambar 4.15



Gambar 4.15 Bagan pembebanan poros transmisi III

Dari perhitungan terdahulu diketahui:

$$\begin{aligned}
 F_{t2}, \text{ gaya tangensial roda gigi lurus II} &= 604,7 \text{ kg} \\
 F_{rad-2}, \text{ gaya radial roda gigi lurus II} &= 217,7 \text{ kg} \\
 W_{R2}, \text{ berat wheel roda gigi lurus II} &= 2,5 \text{ kg} \\
 F_{t3}, \text{ gaya tangensial roda gigi lurus III} &= 1530 \text{ kg} \\
 F_{rad-3}, \text{ gaya radial roda gigi lurus III} &= 550,8 \text{ kg} \\
 W_{R3}, \text{ berat pinyon roda gigi lurus III} &= 3,2 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

IV.4.6.a Analisa momen

Momen lentur horisontal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{HA} = 0$$

$$\begin{aligned}
 R_{HB} &= \frac{F_{t3} \cdot 186 - F_{rad-2} \cdot 56}{243} \\
 &= \frac{1530 \cdot 186 + 217,7 \cdot 56}{243} = 1221,28 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

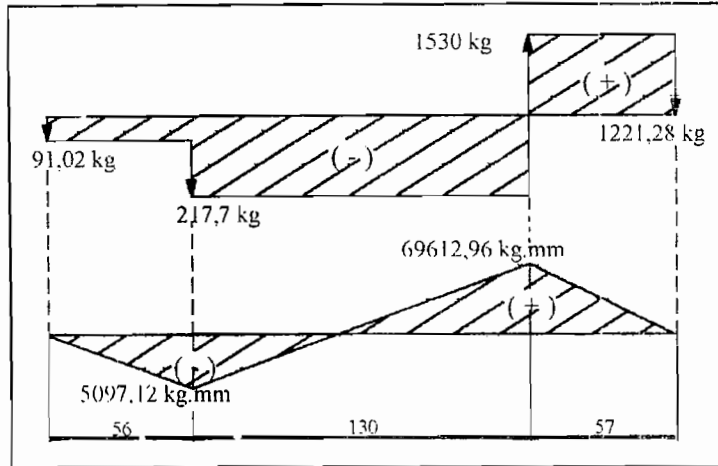
$$\sum F = 0$$

$$\begin{aligned}
 R_{HA} &= F_{rad-2} + R_{HB} - F_{t3} \\
 &= 217,7 + 1221,28 - 1530 \\
 &= -91,02 \text{ kg} \oplus = 91,02 \text{ kg} \otimes
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_{HC} &= R_{HA} \cdot 56 \\
 &= 91,02 \cdot 56 = 5097,12 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

$$M_{III} = R_{III} \cdot 57$$

$$= 1221,28 \cdot 57 = 69612,96 \text{ kg}\cdot\text{mm}$$



Gambar 4.16 SFD dan BMD poros transmisi III, arah horizontal

Momen lentur vertikal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{i,i} = 0$$

$$R_{VB} = \frac{(F_{t2} + W_{R2}) \cdot 56 + (F_{rad-3} + W_{R3}) \cdot 186}{243}$$

$$= \frac{(604,7 + 12,2) \cdot 56 + (550,8 + 3,2) \cdot 186}{243} = 566,2 \text{ kg}$$

$$R_{VA} = F_{t2} + W_{R2} + F_{rad-3} + W_{R3} - R_{VB}$$

$$= 604,7 + 12,2 + 550,8 + 3,2 - 566,2 = 604,7 \text{ kg}$$

$$M_{VA} = R_{VA} \cdot 56$$

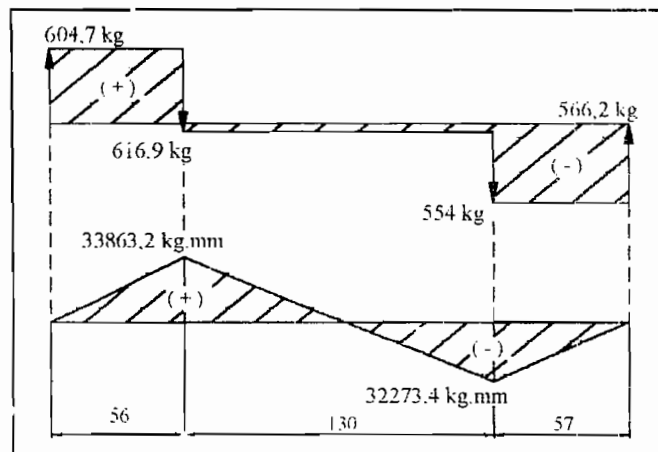
$$= 604,7 \cdot 56$$

$$= 33863,2 \text{ kg}\cdot\text{mm}$$

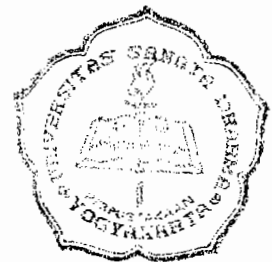
$$M_{VB} = R_{VB} \cdot 57$$

$$= 566,2 \cdot 57$$

$$= 32273,4,3 \text{ kg}\cdot\text{mm}$$



Gambar 4.17 SFD dan BMD poros transmisi III, arah vertikal



Momen resultan di titik C, adalah:

$$M_C = \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC}^2}$$

$$= \sqrt{5097,12^2 + 33863,2^2} = 34244,7 \text{ kg.mm}$$

Momen resultan di titik D, adalah:

$$M_D = \sqrt{M_{HD}^2 + M_{VD}^2}$$

$$= \sqrt{69612,96^2 + 32273,4^2} = 76730,28 \text{ kg.mm}$$

Jadi momen lentur maksimal terjadi di titik D, sebesar 76730,28 kg.mm

IV.4.6.b Bagian poros dan diameter poros

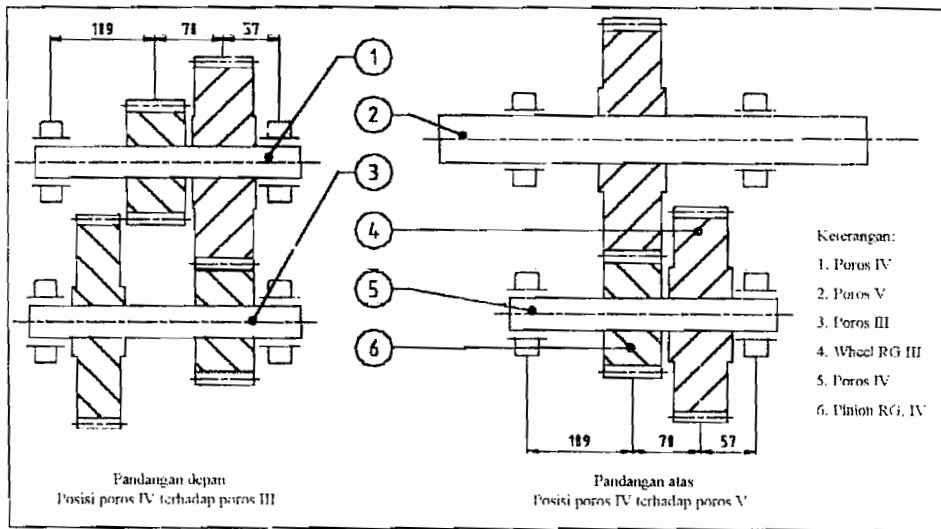
Selanjutnya, dengan menggunakan Persamaan 2.46 – 2.54 didapat hasil yang disusun dalam Tabel 4.6

Tabel 4.6 Hasil perhitungan poros transmisi III

No	Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan	
1.	Torsi	T	4874.3	kg.mm	
2.	Diameter poros (berdasar momen)	d	28,4	mm	
3.	Bahan poros	S 55 C-D	-	-	
4.	Sudut defleksi puntir maksimal	θ	0,0325	°	
5.	Diameter poros (berdasar defleksi puntiran)	d	33,4	mm	
6.	Putaran kritis	N_c	853787	rpm	
8.	Pasak	Lebar	b	10	mm
		Tinggi	h	8	mm
		Panjang	l	35	mm
9.	Alur pasak	Pada poros	t_1	5,0	mm
		Pada naf	t_2	3,3	mm
10.	Gaya geser	F	278,5	kg	
11.	Kekuatan tarik minimal bahan	σ_{B-min}	35,8	kg/mm ²	
12.	Bahan pasak	S 35 C	-	-	
13.	Kekuatan tarik bahan	σ_B	48	kg/mm ²	

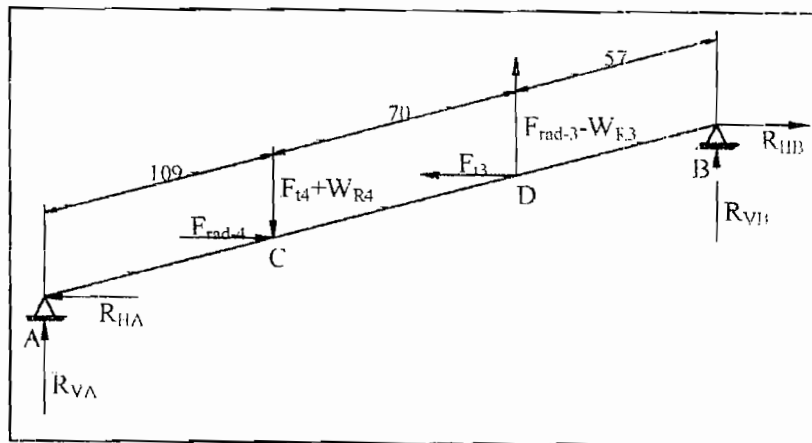
IV.4.7 Poros transmisi IV

Dari bagan sistem transmisi dan hasil perhitungan transmisi roda gigi lurus, posisi dan jarak komponen transmisi pada poros IV dapat ditunjukkan pada Gambar 4.18



Gambar 4.18 Posisi poros IV terhadap poros III dan poros VI

Bagan pembebanan pada poros transmisi IV ditunjukkan Gambar 4.19



Gambar 4.19 Bagan pembebanan poros transmisi IV

Dari perhitungan terdahulu diketahui:

- F_{t3} , gaya tangensial roda gigi lurus III = 1530 kg
- F_{rad-3} , gaya radial roda gigi lurus III = 550,8 kg
- W_{R3} , berat wheel roda gigi lurus III = 3,2 kg
- F_{t4} , gaya tangensial roda gigi lurus IV = 2353,8 kg
- F_{rad-4} , gaya radial roda gigi lurus IV = 847,37 kg

$$W_{R4}, \text{ berat pinion roda gigi lurus IV} = 5,2 \text{ kg}$$

IV.4.7.a Analisa momen

Momen lentur horizontal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{H1} = 0$$

$$\begin{aligned} R_{HB} &= \frac{F_{L3} \cdot 179 - F_{rad-4} \cdot 109}{236} \\ &= \frac{1530 \cdot 179 - 847,37 \cdot 109}{236} = 769,1 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\sum F = 0$$

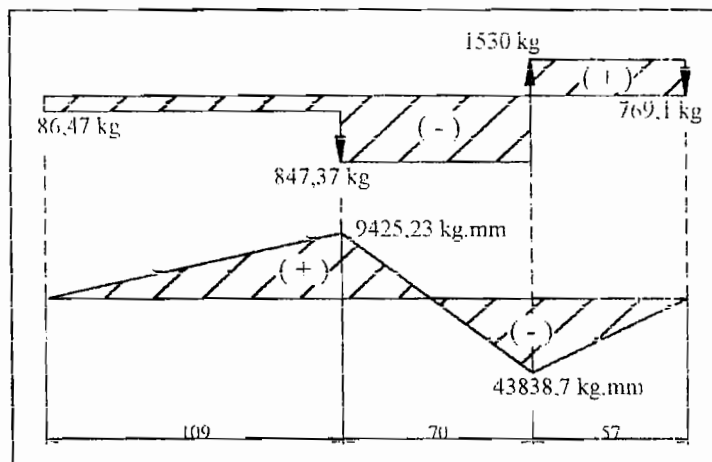
$$\begin{aligned} R_{HA} &= F_{L3} - F_{rad-4} - R_{HB} \\ &= 1530 - 847,37 - 769,1 \\ &= -86,47 \text{ kg} \oplus = 86,47 \text{ kg} \otimes \end{aligned}$$

$$M_{HK} = R_{HA} \cdot 109$$

$$\begin{aligned} &= 86,47 \cdot 109 \\ &= 9425,23 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_{HM} = R_{HB} \cdot 57$$

$$\begin{aligned} &= 769,1 \cdot 57 \\ &= 43838,7 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$



Gambar 4.20 SFD dan BMD poros transmisi IV, arah horizontal

Momen lentur vertikal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{V1} = 0$$

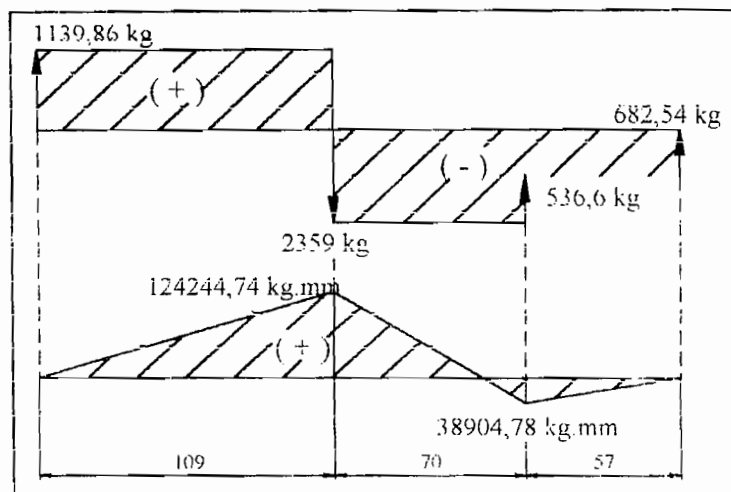
$$\begin{aligned} R_{VB} &= \frac{(F_{L3} + W_{R4}) \cdot 109 - (F_{rad-3} - W_{R3}) \cdot 179}{236} \\ &= \frac{(2353,8 + 5,2) \cdot 109 - (550,8 - 14,2) \cdot 179}{236} = 682,54 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\sum F = 0$$

$$\begin{aligned} R_{V1} &= F_{14} + W_{R4} - F_{rad-3} + W_{R3} - R_{1B} \\ &= 2353,8 + 5,2 - 550,8 + 14,2 - 682,54 = 1139,86 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{1C} &= R_{V1} \cdot 109 \\ &= 1139,86 \cdot 109 \\ &= 124244,74 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{1D} &= R_{1P} \cdot 57 \\ &= 682,54 \cdot 57 \\ &= 38904,78 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$



Gambar 4.21 SFD dan BMD poros transmisi IV, arah vertikal

Momen resultan di titik C, adalah:

$$\begin{aligned} M_C &= \sqrt{M_{1C}^2 + M_{1D}^2} \\ &= \sqrt{9425,23^2 + 124244,74^2} = 124601,73 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Momen resultan di titik D, adalah:

$$\begin{aligned} M_D &= \sqrt{M_{1D}^2 + M_{1P}^2} \\ &= \sqrt{43838,7^2 + 38904,78^2} = 58612,4 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Jadi momen lentur maksimal terjadi di titik C, sebesar 124601,73 kg.mm

IV.4.7.b Bahan poros, diameter poros dan pasak

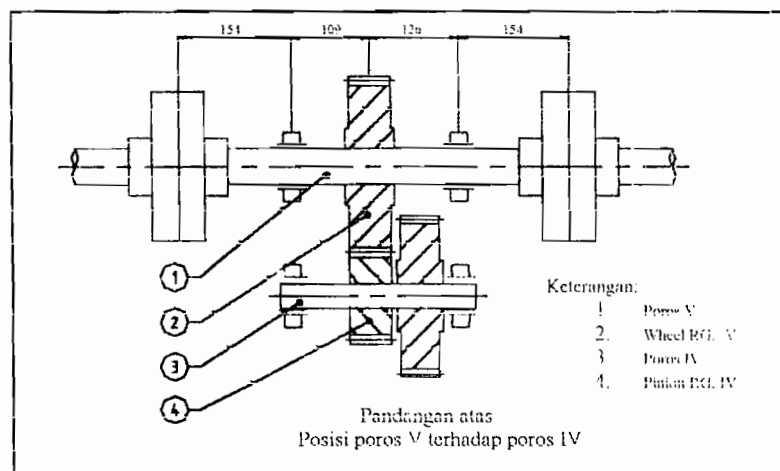
Selanjutnya, dengan menggunakan Persamaan 2.46 – 2.54 didapat hasil yang disusun Tabel 4.7

Tabel 4. 7 Hasil perancangan poros dan pasak transmisi IV

No	Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan	
1.	Torsi	T	14135,47	$Kg \cdot mm$	
2.	Diameter poros (berdasar momen)	d	41,6	mm	
3.	Bahan poros	S 55 C-D	-	-	
4.	Sudut defleksi puntir maksimal	θ	0,0175	$^{\circ}$	
5.	Diameter poros (berdasar defleksi puntiran)	d	36,3	mm	
6.	Putaran kritis	N_c	29878	rpm	
8.	Pasak	Lebar	b	14	mm
		Tinggi	h	9	mm
		Panjang	l	40	mm
9.	Alur pasak	Pada poros	t_1	5,6	mm
		Pada raf	t_2	3,9	mm
10.	Gaya geser	F	628,24	kg	
11.	Kekuatan tarik minimal bahan	$\sigma_{B \cdot min}$	34,5	$kg \cdot mm^2$	
12.	Bahan pasak	S 30 C	-	-	
13.	Kekuatan tarik bahan	σ_B	48	$kg \cdot mm^2$	

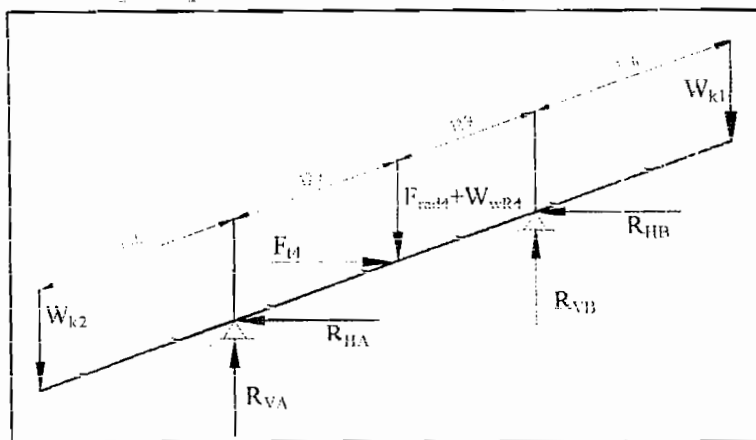
IV.4.8 Poros transmisi V

Dari bagan sistem transmisi dan hasil perhitungan transmisi roda gigi lurus, posisi dan jarak komponen transmisi pada poros V dapat ditunjukkan pada Gambar 4.22



Gambar 4.22 Posisi poros V terhadap poros IV

Bagan pembebanan pada poros transmisi IV ditunjukkan Gambar 4.23



Gambar 4.23 Bagan pembebanan poros transmisi V

Dari perhitungan terdahulu diketahui:

F_{t4} , gaya tangensial roda gigi lurus IV = 2353,8 kg

F_{rad4} , gaya radial roda gigi lurus IV = 847,37 kg

W_{WR4} , berat wheel roda lurus IV = 23,4 kg

IV.4.8.a Analisa momen

Momen lentur horizontal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{H,i} = 0$$

$$R_{HB} = \frac{F_{t4} \cdot 129}{238}$$

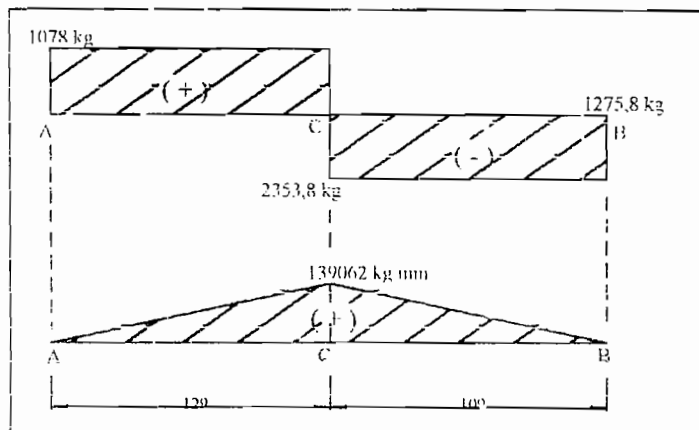
$$= \frac{2353,8 \cdot 129}{238} = 1275,8 \text{ kg}$$

$$R_{HA} = F_{t4} - R_{HB}$$

$$= 2353,8 - 1275,8 = 1078 \text{ kg}$$

$$M_{HC} = R_{HA} \cdot 129$$

$$= 1078 \cdot 129 = 139062 \text{ kg.mm}$$



Gambar 4.23 SFD dan EMD poros transmisi V, arah horisontal

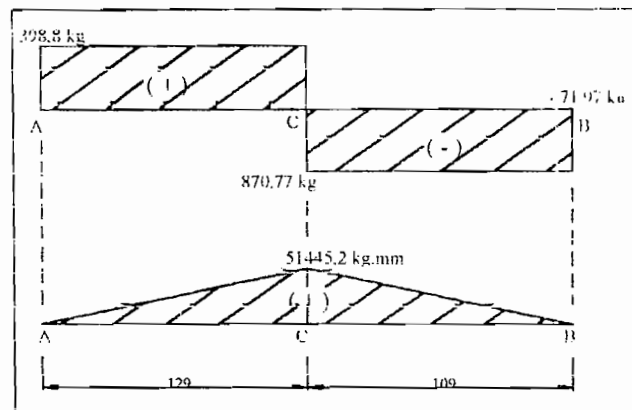
Momen lentur vertikal pada tiap titik sebagai berikut:

$$\sum M_{V,3} = 0$$

$$\begin{aligned} R_{VB} &= \frac{(F_{Rat4} + W_{WR4}) \cdot 129}{238} \\ &= \frac{(847,37 + 23,4) \cdot 129}{238} = 471,97 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{VA} &= F_{Rat4} + W_{WR4} - R_{VB} \\ &= 847,37 + 23,4 - 471,97 = 398,8 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{VC} &= R_{VA} \cdot 129 \\ &= 398,8 \cdot 129 = 51445,2 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$



Gambar 4.24 SFD dan BMD poros transmisi V, arah vertikal
Momen resultan di titik C, adalah:

$$\begin{aligned} M_C &= \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC}^2} \\ &= \sqrt{139062^2 + 51445,2^2} = 148272,89 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Jadi momen lentur maksimal sebesar 148272,89 kg.mm

IV.4.8.b Bahan poros, diameter poros dan pasak

Selanjutnya, dengan menggunakan Persamaan 2.46 – 2.54 didapat hasil yang disusun Tabel 4.8

Tabel 4.8 Hasil perancangan poros dan pasak transmisi V

No	Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan	
1.	Torsi	T	40992,8	$Kg.mm$	
2.	Diameter poros (berdasar momen)	d	43,6	mm	
3.	Bahan poros	S 55 C-D	-	-	
4.	Sudut defleksi puntir maksimal	θ	0,07	$^{\circ}$	
5.	Diameter poros (berdasar defleksi puntiran)	d	40,2	mm	
6.	Putaran kritis	N_c	327825	rpm	
7.	Pasak	Lebar	b	14	mm
		Tinggi	h	9	mm
		Panjang	l	40	mm
8.	Alur pasak	Pada poros	t_1	5,6	mm
		Pada naf	t_2	3,9	mm
9.	Gaya peser	F	1821,9	kg	
10.	Kekuatan tarik minimal bahan	$\sigma_{B\ min}$	38,5	$kg\ mm^{-2}$	
11.	Bahan pasak	S 30 C	-	-	
12.	Kekuatan tarik bahan	σ_B	48	$kg\ mm^{-2}$	

IV.4.9 Kopling poros output

Kopling ini digunakan untuk menyambung poros output sehingga diperoleh panjang poros output yang diperlukan. Kopling untuk poros output ini dapat dipilih dari Tabel 2. 13, berdasarkan diameter poros transmisi IV. Kopling yang dipilih memiliki spesifikasi sebagai berikut:

- Diameter pasan poros, D_p = 45 mm
- Jumlah baut, n = 6 batang
- Panjang Flens, L = 63 mm
- Diameter jarak sumbu baut, B = 132 mm
- Diameter baut, d_b = 14 mm

Selanjutnya dilakukan evaluasi tegangan geser terhadap baut flens sebagai berikut:⁴⁹

$$\tau_b = \frac{T}{\pi \cdot d_b^2 \cdot n_e \cdot B}$$

Dengan:

τ_b = tegangan geser yang terjadi pada baut kopling, kg/mm^2

T = torsi pada poros, $kg.mm$

d_b = diameter inti baut, mm

n_e = jumlah baut efektif

B = diameter jarak sumbu baut, mm

Torsi dari poros transmisi IV diketahui 14135,7 $kg.mm$

Sehingga tegangan geser yang terjadi pada baut kopling dapat diketahui; yaitu:

$$\begin{aligned} \tau_b &= \frac{T}{\pi \cdot d_b^2 \cdot n_e \cdot B} \\ &= \frac{14135,7}{\pi \cdot 14^2 \cdot 3 \cdot 132} \cong 2,8 \text{ } \frac{kg}{mm^2} \end{aligned}$$

Dengan memperhatikan faktor keamanan dan faktor koreksi konsentrasi tegangan sebagai berikut:

- Faktor keamanan bahan, Sf_b = 6
- Faktor koreksi konsentrasi tegangan, K_b = 2

Maka kekuatan tarik minimal bahan, σ_{B-min} dapat diketahui sebesar:

$$\begin{aligned} \sigma_{B-min} &= \tau_b \cdot (Sf_b \times K_b) \\ &= 2,8 \cdot (6 \times 2) = 33,6 \text{ } \frac{kg}{mm^2} \end{aligned}$$

Selanjutnya material baut dipilih bahan dengan kekuatan tarik lebih besar dari harga 33,6 kg/mm^2 .

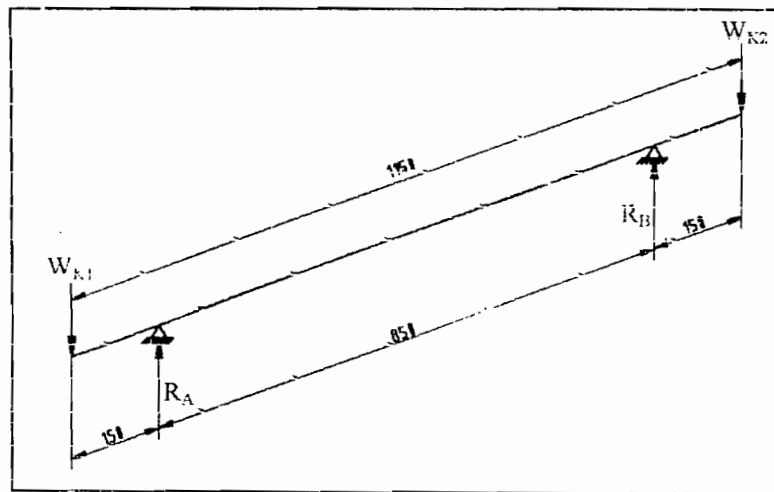
Bahan untuk baut kopling dipilih S 30 C, dengan $\sigma_B = 48 \text{ } kg/mm^2$ dan $H_B = 197$

Bahan untuk flens dipilih FC 25, dengan $\sigma_B = 27 \text{ } kg/mm^2$ dan $H_B = 248$

⁴⁹ Ibid hal 34

IV.4.10 Poros output

Poros output, yang nantinya berhubungan dengan roda traveling, memiliki panjang $\pm 11,5$ meter dan terdiri dari 10 poros dengan diameter dan bentuk yang sama. Masing-masing poros mendapat beban yang kurang lebih sama dan putaran yang sama pula. Untuk itu perhitungan untuk poros output cukup dilakukan pada poros yang berada di tengah girder. Pembebanan pada poros output ditunjukkan Gambar 4.25



Gambar 4.25 Pembebanan poros output

Dari perhitungan terdahulu diketahui:

$$W_{K1} = W_{K2}, \text{ berat kopling poros output} = 8,1 \text{ kg}$$

IV.4.10.1 Analisa momen

$$\sum M_i = 0$$

$$\begin{aligned} R_B &= \frac{W_{K1} \cdot 150 + W_{K2} \cdot 1000}{850} \\ &= \frac{8,1 \cdot 150 + 8,1 \cdot 1000}{850} = 10,95 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_A &= W_{K1} + W_{K2} - R_B \\ &= 8,1 + 8,1 - 10,9 = 5,3 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_A &= W_{K1} \cdot 150 \\ &= 8,1 \cdot 150 = 1215 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_B &= W_{K2} \cdot 150 \\ &= 8,1 \cdot 150 = 1215 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

IV.4.10.b Bahan poros, diameter poros dan pasak kopling

Selanjutnya, dengan menggunakan persamaan 2.46 – 2.51 dilanjutkan dengan persamaan 2.55-2.57 didapat hasil yang disusun dalam Tabel 4.9

Tabel 4.9 Hasil perhitungan poros output

No	Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan	
1.	Torsi	T	40992,8	$Kg\ mm$	
2.	Diameter poros (berdasar momen)	d	37,6	mm	
3.	Bahan poros	S 35 C-D	-	-	
4.	Sudut defleksi puntir maksimal	θ	0,28	$^{\circ}$	
5.	Diameter poros (berdasar defleksi puntiran)	d	23,2	mm	
6.	Putaran kritis	N_c	327825	rpm	
7.	Pasak	Lebar	b	12	mm
		Tinggi	h	8	mm
		Panjang	l	40	mm
8.	Alur pasak	Pada poros	t_1	5,0	mm
		Pada nef	t_2	3,3	mm
9.	Gaya geser	F	1821,9	kg	
10.	Kekuatan tarik minimal bahan	σ_{B-mm}	38,5	$kg\ mm^2$	
11.	Bahan pasak	S 30 C	-	-	
12.	Kekuatan tarik bahan	σ_B	48	$kg\ mm^2$	

IV.5 Bantalan

Dengan menggunakan Persamaan 2.16-2.19 dan Persamaan 2.58-2.62, bantalan untuk poros sistem transmisi *traveling* dan poros output dapat diketahui seperti pada Tabel 4.10

Tabel 4.10 Hasil perancangan bantalan

Perhitungan	Notasi:	Poros I		Poros II	Poros III	Poros IV	Poros V	Poros output	Satuan
		Aksial	Radial	Radial	Radial	Radial	Radial		
Jenis bantalan	-	Aksial	Radial	Radial	Radial	Radial	Radial	Radial	-
Jumlah	-	1	1	2	2	2	2	20	-
Diameter poros pada bantalan	d	25	40	45	55	60	70	70	mm
Putaran poros	n	1440	1440	569,2	224,98	88,9	30,65	30,65	rpm

Lanjutan

Beban aksial maksimum	F_{Amak}	25		-	-	-	-	-	kg
Beban radial maksimum	F_{Rmaks}	354,96	410,3	821,45	1346,14	1143	1360	10,9	kg
Beban radial ekuivalen	P	387,9	443,5	1407	1494,46	1547,12	1450,3	54,7	kg
Faktor kecepatan	f_v	0,28		0,39	0,53	0,72	0,91	0,91	-
Kapasitas dinamis minimum	C_{min}	398,7	408,02	1294,44	4042,9	4827,4	7866,3	1990,7	kg
Kapasitas dinamis bantalan	C	467,8	567,79	4077,47	5606,5	6625,9	8664,6	7193,7	kg
Nomor bantalan	-	7307 A DB	20205	20205	20206	20209	20209	20208	-
Umur	L_n	36,9	34,8	33,5	22,3	22,5	21,8	128,02	Tahun

BAB V PELUMASAN

Pelumasan berguna untuk mengurangi gesekan antara elemen-elemen mesin yang saling kontak sehingga keausan dapat diperlambat. Selain itu, pelumasan juga berguna untuk menjaga temperatur sistem tetap berada pada kondisi yang aman yaitu $\pm 60^\circ \text{C}$.

Pemilihan pelumasan dan pelumasnya dapat dipilih dari Tabel 5.1

Tabel 5.1 Pemilihan pelumas dan cara pelumasar

Kecapatan keliling v (m/s)	Pelumas	Cara pelumasan	Konstruksi kotak transmisi	Keistimewaan
Sampai 2,5	Pelumas lengket (gemuk)	Dikenakan dengan kuas atau sendok	Terbuka	Lebih baik tertutup
2,5 – 4	Gemuk alir	Pelumas semprot		
4 – 8		Minyak	Pelumas celup.	Tertutup
8 – 15	Untuk daya besar (> 400 kW), bantalan luner dan kotak transmisi vertikal gunakan pelumas semprot			
15 – 25	Pelumas semprot			
25 – 40				
> 40			Pelumas kabut	

(Sumber: G. Niemann, H. Winter, Elemen Mesin, Jilid II, Ed-Revisi, hal 225)

V.1 Pelumas Bantalan Puli Dan Drum

V.1.2 Jenis pelumas

Dari perancangan terdahulu diketahui:

$$\text{Putaran puli, } n_p = 18,2 \text{ rpm}$$

$$\text{Diameter gandar puli, } d_{gp} = 60 \text{ mm}$$

$$\text{Putaran drum, } n_d = 14,15 \text{ rpm}$$

Diameter poros drum, $d_d = 60 \text{ mm}$

Maka kecepatan keliling gandar puli dapat diketahui sebagai berikut:

$$\begin{aligned} v_p &= \frac{\pi \cdot d_{gp} \cdot n_p}{60000} \\ &= \frac{\pi \cdot 60 \cdot 18,2}{60000} = 0,057 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Dan kecepatan keliling poros drum:

$$\begin{aligned} v_d &= \frac{\pi \cdot d_d \cdot n_d}{60000} \\ &= \frac{\pi \cdot 60 \cdot 14,15}{60000} = 0,044 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Dari Tabel 5.1, diketahui bahwa untuk kecepatan keliling kurang 2,5 m/s, pelumasan dapat dilakukan dengan gemuk. Maka pelumasan untuk puli, dan drum dipilih pelumasan gemuk dengan cara dioleskan.

V.1.2.b Pemilihan pelumas

Telah dipilih bahwa pelumas yang dipakai untuk puli dan bantalan drum adalah gemuk. Berdasarkan bahan bakunya, gemuk dapat digolongkan menjadi tiga jenis, yaitu:

1. Gemuk kalsium (*Calcium base grease*)

Gemuk jenis sangat baik digunakan untuk bantalan yang dipakai pada lingkungan air garam (mempunyai perlindungan yang baik terhadap air garam)

2. Gemuk sodium (*Sodium base grease*)

Gemuk jenis ini mempunyai sifat menyerap uap air dan membentuk emulsi, sehingga sangat baik sebagai perlindungan terhadap korosi.

3. Gemuk lithium (*Lithium base grease*)

Selain lithium, campuran utama gemuk jenis ini adalah timah hitam. Gemuk jenis mempunyai sifat lumas yang sangat baik, meskipun air dapat masuk ke dalam bantalan dengan leluasa.

Untuk lebih jelasnya, gemuk yang dipakai dapat dipilih dan ditentukan berdasarkan Tabel 5.2

Tabel 5.2 Pemilihan jenis gemuk

Tuntutan kebutuhan	Jenis gemuk	Temperatur kerja
$\frac{P}{C} < 0,15$ dan $n < n_g$	Calcium base grase Sodium base grase	60° C -30° s/d 80° C
$\frac{P}{C} > 0,15$ dan $n < n_g$	Calcium base grase	60° C
$n > n_g$	Lithium base grase	-30° s/d 110° C

(B. Sudibyoy, Ing. HTL, Bantalan Gelinding, hal 31)

Dengan:

- P = Beban yang diterima bantalan, *kg*
- C = Kapasitas dukung bantalan, *kg*
- n = Putaran bantalan, *rpm*
- n_g = Batas putaran bantalan, *rpm*

Batas putaran bantalan dapat ditentukan dengan menggunakan Persamaan 5.1 atau Persamaan 5.2¹

Untuk $D < 30$

$$n_g \approx \frac{3 \cdot A}{D + 30} \times k \dots\dots\dots(5.1)$$

Untuk $D \geq 30$

$$n_g \approx \frac{3 \cdot A}{D - 10} \times k \dots\dots\dots(5.2)$$

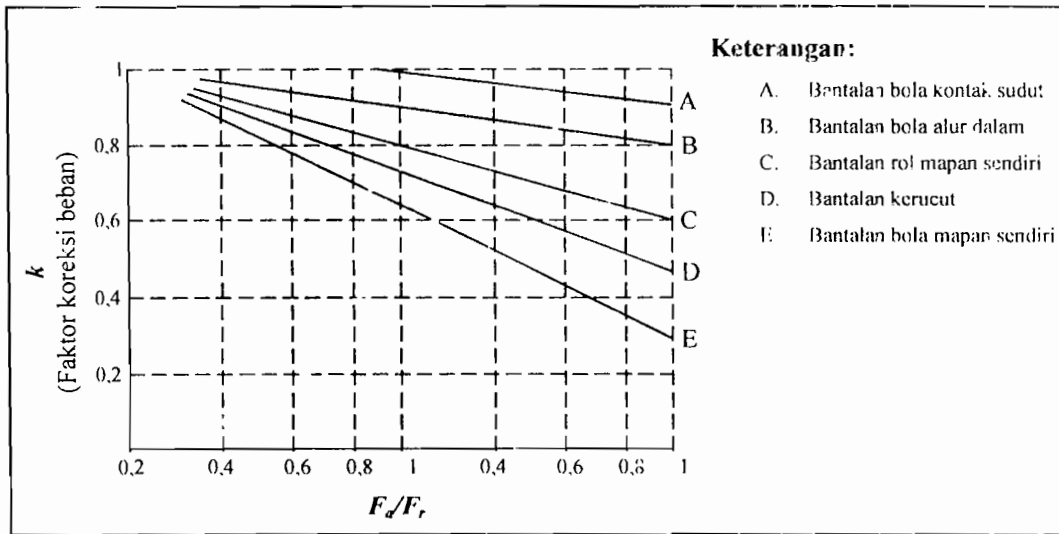
Dengan:

- D = Diameter luar bantalan, *mm*
- k = faktor koreksi beban bantalan (Gambar 5.1)
- A = Konstanta jenis bantalan (Tabel 5.3)

Faktor koreksi beban bantalan dapat ditentukan berdasarkan diagram faktor koreksi beban pada Gambar 5.1, dengan ketentuan sebagai berikut:

- Jika bantalan hanya mengalami beban radial atau beban aksial saja, maka faktor koreksi, $k = 1$
- Jika bantalan mengalami beban radial dan beban aksial, maka faktor koreksi ditentukan berdasarkan perbandingan beban aksial dan beban radial yang terjadi, (F_a/F_r) .

¹ B. Sudibyoy, Ing. HTL, Bantalan Gelinding, Diktat Kuliah ATMI, hal 31



Gambar 5.1 Diagram faktor koreksi beban bantalan (B. Sudibyo, Ing. HTL, Bantalan Gelinding, hal 22)

Konstanta jenis bantalan, A dapat ditentukan berdasarkan Tabel 5.3

Tabel 5.3 Konstanta bantalan dengan pelumasan gemuk

Jenis bantalan	Konstanta bantalan
Bantalan bola alur dalam Bantalan bola kontak sudut, baris tunggal Bantalan bola mapan sendiri Bantalan rol silinder	500.000
Bantalan bola kontak sudut, baris ganda	350.000
Bantalan bola alur dalam, baris ganda Bantalan rol kerucut Bantalan rol mapan sendiri, seri 222 dan 223	320.000
Bantalan rol mapan sendiri, seri 230, 231, 232, 239, 240 dan 241	250.000
Bantalan rol sperikal Bantalan rol mapan sendiri, seri 213 Bantalan bola kontak sudut- aksial	220.000
Bantalan bola alur dalam – aksial	140.000

(B. Sudibyo, Ing. HTL, Bantalan Gelinding, hal 22)

Dari perancangan terdahulu diketahui:

Diameter luar bantalan drum, $D_1 = 110 \text{ mm}$

Beban bantalan drum, $P_1 = 1383 \text{ kg}$

Kapasitas dukung bantalan drum, $C_1 = 6625,9 \text{ kg}$

$$\text{Diameter luar bantalan puli, } D_1 = 140 \text{ mm}$$

$$\text{Beban bantalan puli, } P_2 = 5993,2 \text{ kg}$$

$$\text{Kapasitas dukung bantalan puli, } C_2 = 14285,7 \text{ kg}$$

Beban pada bantalan drum dan bantalan puli. hanya beban radial, sehingga $k = 1$

Dari Tabel 5.3, diketahui:

$$\text{Konstanta bantalan drum, } A_1 = 500.000$$

$$\text{Konstanta bantalan puli, } A_2 = 500.000$$

Dengan menggunakan Persamaan 5.2, batas putaran bantalan dan jenis pelumas yang dipilih dapat diketahui:

Untuk bantalan drum:

$$\begin{aligned} n_{g1} &\approx \frac{3 \cdot 500000}{110 - 10} \times 1 \\ &\approx 15000 \text{ rpm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{P_1}{C_1} &= \frac{1383}{6625,9} \\ &= 0,208 \end{aligned}$$

$$\frac{P_1}{C_1} \geq 0,15 \text{ dan } n_1 < n_{g1}$$

Pelumas untuk bantalan drum dipilih gemuk kalsium (*Calcium base grease*)

Untuk bantalan puli:

$$\begin{aligned} n_{g2} &\approx \frac{3 \cdot 500000}{140 - 10} \times 1 \\ &\approx 11538,46 \text{ rpm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{P_2}{C_2} &= \frac{5993,2}{14285,7} \\ &= 0,419 \end{aligned}$$

$$\frac{P_2}{C_2} \geq 0,15 \text{ dan } n_2 < n_{g2}$$

Pelumas untuk bantalan puli dipilih gemuk kalsium (*Calcium base grease*)

V.1.2 Pelumasan sistem transmisi pengangkat

Dari perancangan terdahulu diketahui bahwa kecepatan keliling maksimal roda gigi, $v_{sp} = 6,54 \text{ m/s}$. Dari Tabel 5.1, diketahui bahwa untuk kecepatan keliling lebih dari 4 m/s , bahan pelumas dapat dipilih antara gemuk alir dan minyak. lakukan dengan gemuk. Namun karena road gigi berada pada *gear box* tertutup, maka pelumas yang dipilih adalah minyak.

Pelumas yang dipilih harus mempunyai viskositas kinematik pada suhu 50° C , yang dapat diketahui dari Persamaan 5.3

$$V_{is} = \frac{500}{v_{gmaks}^{0,5}} \dots\dots\dots(5.3)$$

Dengan:

V_{is} = viskositas minyak, *cSt*

v_{gmaks} = kecepatan keliling maksimal roda gigi, *m/s*

$$\begin{aligned} V_{is} &= \frac{500}{6,54^{0,5}} \\ &= 195,5 \text{ cSt} \end{aligned}$$

Selanjutnya, viskositas tersebut dikonversi kedalam *Saybolt Universal Second* (SUS), seperti pada Persamaan 5.4 - 5.6:²

$$V_{is} \cdot SUS = (0,22 \cdot SUS^2) - 180 \dots\dots\dots(5.4)$$

$$SUS_{1,2} = \frac{V_{is} \pm \sqrt{V_{is}^2 - 4 \cdot 0,22 \cdot 180}}{2 \cdot 0,22}$$

$$SUS_1 = \frac{V_{is} - \sqrt{V_{is}^2 - 158,4}}{0,44} \dots\dots\dots(5.5)$$

$$SUS_2 = \frac{V_{is} + \sqrt{V_{is}^2 - 158,4}}{0,44} \dots\dots\dots(5.6)$$

Untuk viskositas kinetik, $V_{is} = 195,5 \text{ cSt}$:

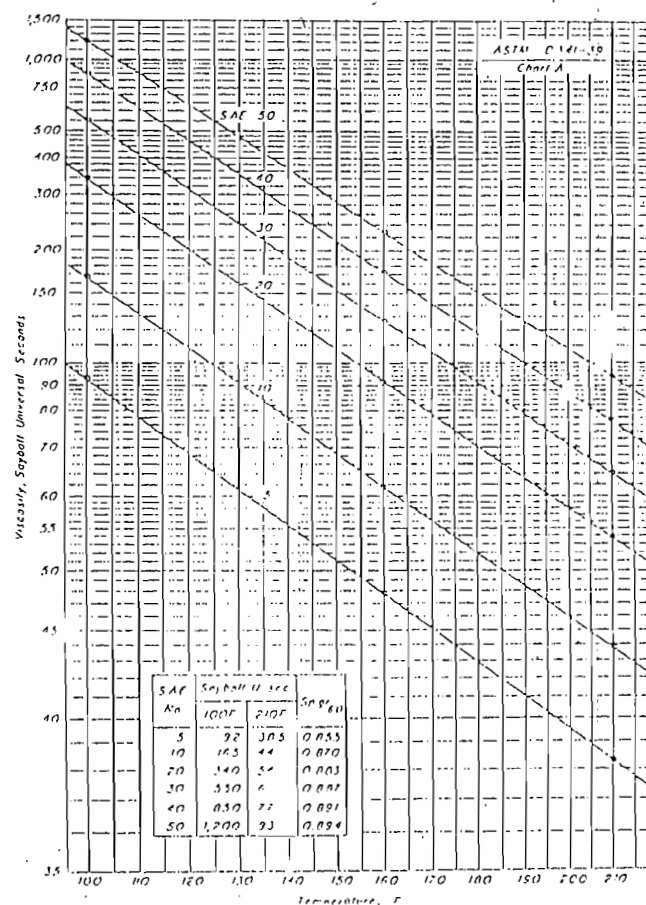
$$\begin{aligned} SUS_1 &= \frac{195,5 - \sqrt{195,5^2 - 158,4}}{0,44} \\ &= 0,92 \text{ cSt} \end{aligned}$$

² M.F. Spotts, Design of Machine Elements, Prentice Hall of India, New Delhi, hal. 377

$$SUS_2 = \frac{195,5 + \sqrt{195,5^2 - 158,4}}{0,44}$$

$$= 887,7 \text{ cSt}$$

Pelumas dipilih pada Diagram viskositas minyak pelumas pada Gambar 5.2 berdasarkan harga SUS terbesar, yaitu 887,7 cSt.



Gambar 5.2 Diagram konversi viskositas minyak pelumas (M.F. Spotts, Design of Machine Elements, hal. 377)

Pelumas untuk sistem transmisi pengangkat ditentukan minyak pelumas SAE 40

V.1.3 Pelumasan sistem transmisi *cross-traveling*

Dari perancangan terdahulu diketahui bahwa kecepatan keliling maksimal roda gigi, $v_{sp} = 7,37 \text{ m/s}$. Dari Tabel 5.1, diketahui bahwa untuk kecepatan keliling lebih dari 4 m/s , bahan pelumas dapat dipilih antara gemuk alir

dan minyak. lakukan dengan gemuk. Namun karena roda gigi berada pada *gear box* tertutup, maka pelumas yang dipilih adalah minyak.

Pelumas yang dipilih harus mempunyai viskositas kinematik pada suhu 50° C, yang dapat diketahui dengan menggunakan Persamaan 5.3

$$\begin{aligned} V_{is} &= \frac{500}{v_{gmaks}^{0.5}} \\ &= \frac{500}{7,37^{0.5}} = 184,17 \text{ cSt} \end{aligned}$$

Selanjutnya, viskositas tersebut dikonversi kedalam *Saybe Universal Second* (SUS), dengan menggunakan Persamaan 5.4 - 5.6:

$$\begin{aligned} SUS_1 &= \frac{184,17 - \sqrt{184,17^2 - 158,4}}{0,44} \\ &= 0,98 \text{ cSt} \\ SUS_2 &= \frac{184,17 + \sqrt{184,17^2 - 158,4}}{0,44} \\ &= 836,16 \text{ cSt} \end{aligned}$$

Pemilihan pelumas dilakukan berdasarkan harga SUS terbesar, yaitu 887.7 cSt pada Gambar 5.2, yaitu SAE 40

V.1.4 Pelumasan sistem transmisi *traveling*

Dari perancangan terdahulu diketahui bahwa kecepatan keliling maksimal roda gigi, $v_{sp} = 6,41 \text{ m/s}$. Dari Tabel 5.1, diketahui bahwa untuk kecepatan keliling lebih dari 4 m/s, bahan pelumas dapat dipilih antara gemuk alir dan minyak. lakukan dengan gemuk. Namun karena roda gigi berada pada *gear box* tertutup, maka pelumas yang dipilih adalah minyak.

Pelumas yang dipilih harus mempunyai viskositas kinematik pada suhu 50° C, yang dapat diketahui dengan menggunakan Persamaan 5.3

$$\begin{aligned} V_{is} &= \frac{500}{v_{gmaks}^{0.5}} \\ &= \frac{500}{6,41^{0.5}} = 197,5 \text{ cSt} \end{aligned}$$

Selanjutnya, viskositas tersebut dikonversi kedalam *Saybolt Universal Second* (SUS), dengan menggunakan Persamaan 5.4 - 5.6:

$$\begin{aligned} SUS_1 &= \frac{197,5 - \sqrt{197,5^2 - 158,4}}{0,44} \\ &= 0,91 \text{ cSt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} SUS_2 &= \frac{197,5 + \sqrt{197,5^2 - 158,4}}{0,44} \\ &= 896,8 \text{ cSt} \end{aligned}$$

Pemilihan pelumas dilakukan berdasarkan harga SUS terbesar, yaitu 887.7 cSt pada Gambar 5.2, yaitu SAE 40

BAB VI
PENUTUP

Double girder overhead crane adalah suatu mesin yang berguna untuk memindahkan (mengangkat dan mengangkut) suatu muatan dalam suatu gedung. Sebagai acuan, penulis memilih kran yang ada pada penggilingan gula Gondang baru, Klaten.

Secara keseluruhan, terdapat selisih spesifikasi mesin antara yang direncanakan dan hasil rancangan. Hal ini dikarenakan adanya faktor keamanan dan atau penyesuaian terhadap reduksi transmisi yang dapat dipilih. Perbedaan ini dikemukakan pada Tabel 6.1

Tabel 6. 1 Perbandingan spesifikasi mesin rencana dan hasil rancangan

No	Spesifikasi Mesin	Rencana	Hasil Rancangan	Satuan
1	Kapasitas angkat	20	20	<i>Ton</i>
2	Tinggi angkat	10	10	<i>m</i>
3	Lebar bentang	10	10	<i>m</i>
4	Kecepatan angkat	10	9,82	<i>m/menit</i>
5	Kecepatan <i>cross-traveling</i>	10	10,24	<i>m/menit</i>
6	Kecepatan <i>traneling</i>	20	20,4	<i>m/menit</i>

Dari Tabel 6.1 dapat diketahui perbedaan antara rencana dan hasil rancangan tidak terpaut jauh dan dapat disimpulkan bahwa rancangan telah sesuai rencana.

Demikian perancangan ini, kepada semua pihak yang telah membantu selama proses pengerjaan, mulai dari awal sampai terselesaikannya rancangan ini, penyusun mengucapkan terima kasih.

DAFTAR PUSTAKA

Djokosetyardjo. M.J. Ir. *Mesin Pengangkat 1*. Cetakan pertama. PT Pradnya Paramita, Jakarta, 1993

Niemann.G dan H. Winter, *Elemen Mesin*, Jilid I dan II, edisi kedua yang direvisi, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1994

Rudenko.N, *Mesin Pengangkat*. Cetakan ketiga. Penerbit Erlangga, Jakarta, 1996

Rudi Gunawan. dengan petunjuk Morisco. Ir. *Tabel Profil Kontruksi Baja*, Penerbit Kanisius, Yogyakarta, 2000

Sato.G. Takeshi. *Menggambar Mesin Menurut Standar ISO*. Cetakan kesepuluh. PT Pradnya Paramita, Jakarta, 2003

Sudibyo.G, Ing. IITL. *Bantalan Gelinding (Rolling Bearing)*. ATMI Press, Surakarta, 1984

Spotts, M.F, *Design of Machine Elements*, Prentice Hall of India, New Delhi

Sularso, MSME. Ir dan Suga K, *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*, Cetakan ketujuh, PT Pradnya Paramita, Jakarta, 1995

William W. Seto. B.S. in M.E., M.S. *Getaran mekanis (Mechanical vibrations)*, Penerbit Erlangga. 1985



JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman - Yogyakarta
Telp. (0274) 883037, 883968, 886530; Fax. (0274) 886529; Email : teknik@staff.usd.ac.id

UJIAN PENDADARAN TUGAS AKHIR / SKRIPSI

TANGGAL : 8 Nopember 2004

NAMA Mhs. : AGUSTINUS JOKO WALUYO

NIM : 985214085

JUDUL :
20 Ton of Double Grider Overhead Crane

Pembimbing Utama : P.B. Dwiseno Wihadi, S.T., M.Si.

Pembimbing Kedua : -

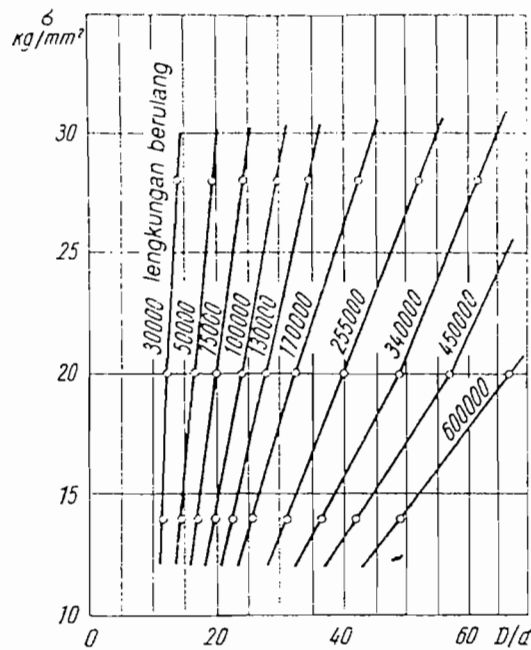
USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI

1. 1 lembar untuk mahasiswa
2. 1 lembar untuk dosen pembimbing

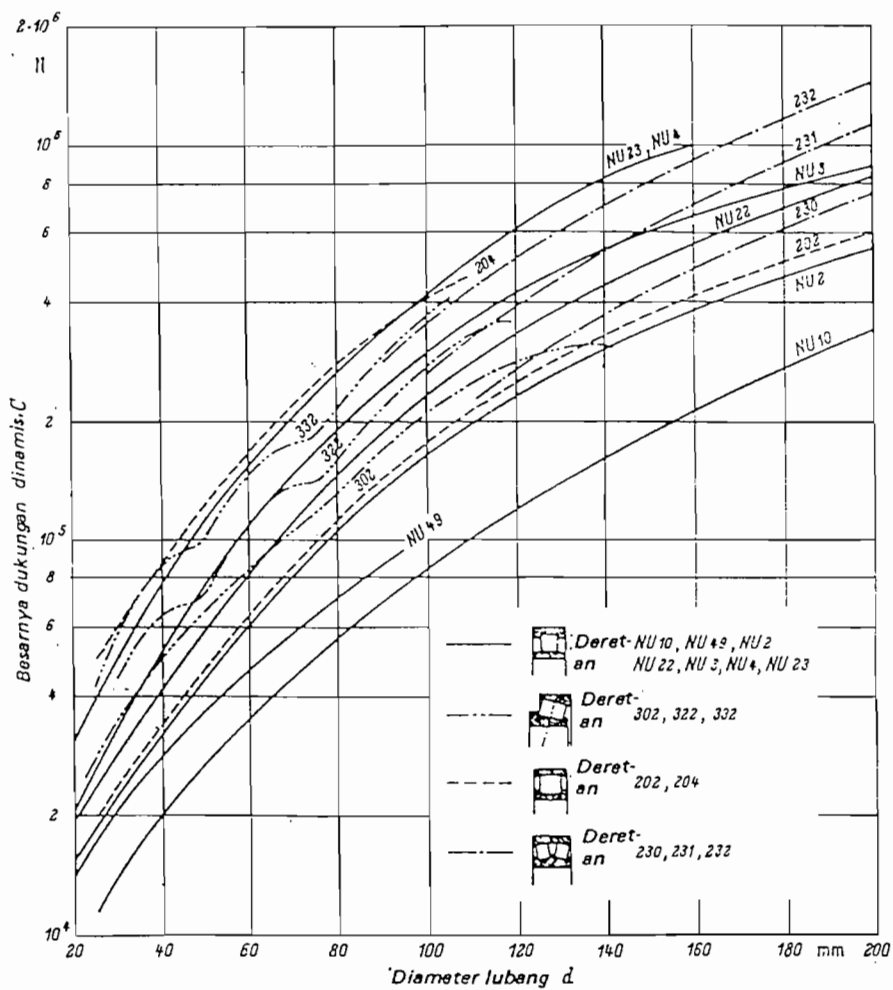
Gambar jenis tali yang dipakai (SS / SZ)

Ton → ton

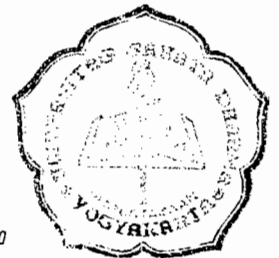
Gesekan roda & rel pada cross travelling.



Gambar 1 Diagram penentuan jumlah lengkungan tali

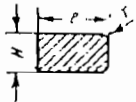
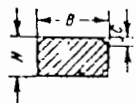


Gambar 2 Diagram kapasitas dinamis bantalan roi



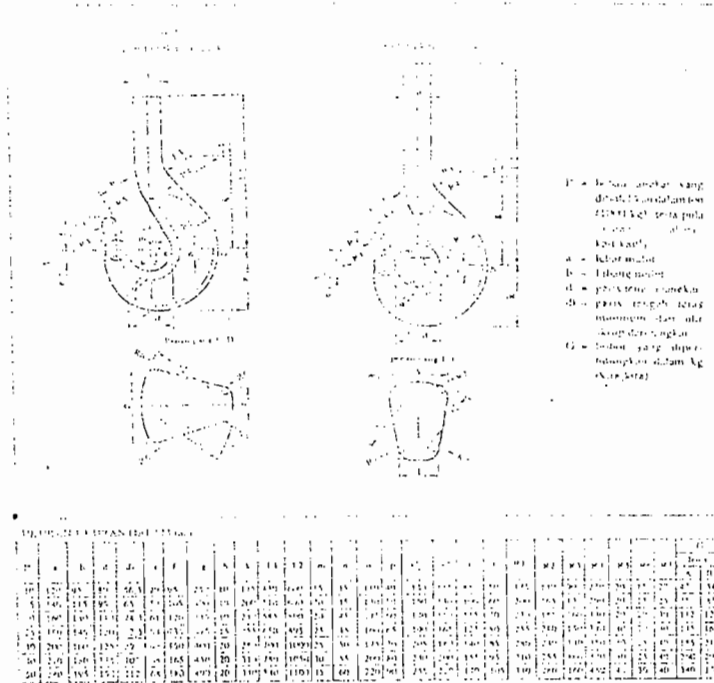


Gambar 3 Kabel kawat baja arah lilitan kekanan dan strand sejajar (ZZ)

1. Girder gerak			Penandaan girder gerak 100 x 85 mm dalam penampang lintang panjang 5.000 mm. Girder gerak 100 x 85; l = 5.000 ke 8.000 mm		
B	H	r	Berat per meter roda sorong, kg	Panjang, m	
				Minimum	Maksimum
100	85	15	65,5	5	8
120		14			
2. Rel baja rata-rata			Penandaan baja rata-rata 80 x 40 dalam penampang lintang panjang 5.000 mm. 80 x 40; l = 5.000		
B	H	C	Berat per meter roda sorong, kg	Panjang, m	
				Minimum	Maksimum
80	40	5	25	5	8
90	50				

Gambar 4 Rel baja rata untuk kran

Tabel 1 Kait normalisasi Belanda



Tabel 2 Kabel kawat baja

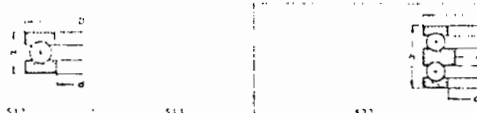
Komisi Besar Untuk Normalisasi di Negeri Belanda

d = Garis tengah nominal dan lingkaran yang diwujudkan di luar
 δ = Tebal ulir

G = Bobot tiap m dalam kg (mendekati)
 P = Pembebanan patah dalam t (dihitung-hitung)
 k = Tegangan patah dalam kg/mm²

d	δ	G	Puntuk σ			d	δ	G	Puntuk σ			d	δ	G	Puntuk σ		
			130-140	150-160	170-180				130-140	150-160	170-180				130-140	150-160	170-180
5	0,4	0,5	1,8	2,16	2,43	10	0,45	0,32	4,6	5,2	6,0	19	0,7	0,52	19,2	21,2	24,0
7	0,5	0,5	2,4	2,73	3,06	11	0,5	0,47	5,7	6,27	7,4	22	0,8	0,58	23,8	26,5	31,4
8	0,5	0,5	2,7	3,39	3,81	12	0,55	0,51	6,9	7,59	8,93	24	0,9	0,62	26,4	29,0	33,9
9	0,5	0,5	3,0	3,60	4,05	13	0,6	0,60	8,1	8,82	10,53	27	1,0	0,68	29,0	31,7	36,6
10	0,5	0,5	3,3	3,96	4,41	14	0,65	0,65	9,3	10,02	11,97	29	1,1	0,72	31,7	34,4	39,3
11	0,6	0,5	3,6	4,32	4,86	15	0,7	0,80	10,5	11,34	13,61	31	1,2	0,78	34,4	37,2	41,9
12	0,6	0,5	3,9	4,68	5,25	16	0,75	0,85	11,7	12,6	15,21	33	1,3	0,84	37,2	40,0	44,6
14	0,6	0,5	4,5	5,40	6,07	17	0,8	1,05	13,5	14,49	17,42	35	1,4	0,90	40,0	42,8	47,4
15	0,6	0,5	4,8	5,76	6,48	18	0,85	1,10	15,0	16,02	19,44	37	1,5	0,96	42,8	45,6	50,2
16	0,6	0,5	5,1	6,12	6,93	19	0,9	1,35	16,8	17,82	21,6	39	1,6	1,02	45,6	48,4	53,0
17	0,6	0,5	5,4	6,48	7,38	20	0,95	1,40	18,3	19,32	23,4	41	1,7	1,08	48,4	51,2	55,8
18	0,6	0,5	5,7	6,84	7,83	21	1,0	1,70	20,1	21,09	25,5	43	1,8	1,14	51,2	54,0	58,6
19	0,6	0,5	6,0	7,20	8,10	22	1,05	1,80	21,6	22,62	27,0	45	1,9	1,20	54,0	56,8	61,4
20	0,6	0,5	6,3	7,56	8,55	23	1,1	1,95	23,1	24,09	28,5	47	2,0	1,26	56,8	59,6	64,2
22	0,6	0,5	6,9	8,28	9,27	24	1,15	2,10	24,6	25,56	30,0	49	2,1	1,32	59,6	62,4	67,0
24	0,6	0,5	7,5	9,00	9,99	25	1,2	2,35	26,4	27,36	31,5	51	2,2	1,38	62,4	65,6	69,8
26	0,6	0,5	8,1	9,72	10,80	26	1,25	2,55	28,2	29,16	33,0	53	2,3	1,44	65,6	68,8	72,6
28	0,6	0,5	8,7	10,44	11,70	27	1,3	2,85	30,0	30,81	34,5	55	2,4	1,50	68,8	72,0	75,4
30	0,6	0,5	9,3	11,16	12,60	28	1,35	3,15	31,8	32,56	36,0	57	2,5	1,56	72,0	75,2	78,2
32	0,6	0,5	9,9	11,88	13,50	29	1,4	3,50	33,6	34,32	37,5	59	2,6	1,62	75,2	78,4	81,0
34	0,6	0,5	10,5	12,60	14,40	30	1,45	3,90	35,4	36,09	39,0	61	2,7	1,68	78,4	81,6	83,8
36	0,6	0,5	11,1	13,32	15,30	31	1,5	4,35	37,2	37,86	40,5	63	2,8	1,74	81,6	84,8	86,6
38	0,6	0,5	11,7	14,04	16,20	32	1,55	4,80	39,0	39,63	42,0	65	2,9	1,80	84,8	88,0	89,4
40	0,6	0,5	12,3	14,76	17,10	33	1,6	5,30	40,8	41,40	43,5	67	3,0	1,86	88,0	91,2	92,2
42	0,6	0,5	12,9	15,48	18,00	34	1,65	5,85	42,6	43,17	45,0	69	3,1	1,92	91,2	94,4	95,0
44	0,6	0,5	13,5	16,20	18,90	35	1,7	6,45	44,4	44,94	46,5	71	3,2	1,98	94,4	97,6	97,8
46	0,6	0,5	14,1	16,92	19,80	36	1,75	7,10	46,2	46,71	48,0	73	3,3	2,04	97,6	100,8	100,6

Tabel 3 Batangan bola tunggal aksial



Z	512				513				522				523					
	d	D	H	C	C ₀	D ₀	H	C	C ₀	D ₀	H	C	C ₀	D ₀	H	C	C ₀	
00	10	24	9	7,80	11,40	26	11	10,00	14,00									
01	12	26	9	8,15	12,80	28	11	10,40	15,30									
02	15	28	9	8,30	13,70	32	12	12,80	20,80									
03	17	30	9	9,00	16,00	35	12	13,40	22,00									
04	20	35	10	11,80	21,60	40	14	17,60	30,50									
05	25	42	11	14,30	29,00	47	15	22,00	40,50	52	18	29,00	52,00	25	2	20	47	28
06	30	47	11	14,60	32,50	53	16	22,80	47,50	60	21	33,50	64,00	30	2	25	52	29
07	35	53	12	15,60	38,00	62	18	30,50	64,00	68	24	44,00	86,50	35	2	30	62	34
08	40	60	13	21,20	51,00	68	19	36,50	80,00	78	26	54,00	110,00	40	2	40	68	36
09	45	65	14	22,00	56,00	73	20	39,00	88,00	85	28	62,00	117,00	45	2	45	73	39
10	50	70	14	22,40	61,00	78	22	42,50	98,00	95	31	80,00	126,00	50	2	45	78	39
11	55	78	16	27,00	73,50	90	25	52,00	114,00	105	35	93,00	242,00	55	2	45	80	45
12	60	85	17	32,50	91,50	95	26	61,00	146,00	110	35	96,50	275,00	60	2	50	95	46
13	65	90	18	34,00	96,50	100	27	62,00	156,00	115	36	100,00	282,00	65	2	55	100	47
14	70	95	18	34,00	107,00	105	27	63,00	163,00	125	40	120,00	275,00	70	2	55	105	47
15	75	101	19	38,00	117,00	110	27	64,00	173,00	135	44	134,00	335,00	75	2	60	110	47
16	80	105	19	39,00	127,00	115	28	65,50	183,00	140	44	140,00	342,00	80	2	65	115	48
17	85	110	19	40,00	137,00	125	31	80,00	228,00	150	49	163,00	425,00	85	3	70	125	55
18	90	117	22	46,50	153,00	135	35	102,00	275,00	155	50	163,00	425,00	90	3	75	135	62
20	100	135	25	67,00	216,00	170	38	122,00	340,00	170	55	190,00	490,00	100	3	80	150	67
22	110	145	25	68,00	232,00	180	38	129,00	380,00	190	63	218,00	595,00	110	3	85	160	67
24	120	155	25	69,50	250,00	170	39	129,00	400,00	210	70	255,00	735,00	120	3	90	170	68
26	130	170	30	81,50	285,00	190	45	168,00	530,00	225	75	280,00	850,00	130	3	100	180	80
28	140	180	31	83,50	315,00	200	46	170,00	540,00	240	80	305,00	975,00	140	3	105	200	83
30	150	190	31	85,00	335,00	215	50	186,00	600,00	250	85	315,00	1074,00	150	3	110	215	85

Tabel 4 Baja karbon tempa (JIS G 3210)

Lambang	Unsur kimia		Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Batas mulur (kg/mm ²)
	P	S		
SF 40			40-50	20
SF 45			45-55	23
SF 50	≤ 0,035	≤ 0,40	50-60	25
SF 55			55-65	28
SF 60			60-70	30

Tabel 5 Ukuran bantalan gelinding

Penye- butan lubang	Deretan diameter 8				Deretan diameter 9				Deretan diameter 0							
	d	Deretan ukuran		Deretan ukuran		Deretan ukuran										
		D	4 ⁿ		D	4 ⁿ		D	00	10	20	30	40	00	10...40	
			B	r		B	r		B	B	B	B	B	r	r	
3	7	--	--	8	--	0,3	9	--	3	--	5	--	--	0,3		
4	9	--	--	11	--	0,3	12	--	4	--	6	--	--	0,4		
5	11	--	--	13	10	0,3	14	--	5	--	7	--	--	0,4		
6	13	--	--	15	10	0,3	17	--	6	--	9	--	--	0,5		
7	14	--	--	17	10	0,3	19	--	6	8	10	--	--	0,5		
8	16	8	0,4	19	11	0,3	22	--	7	9	11	14	--	0,5		
9	17	8	0,4	20	11	0,5	24	--	7	10	12	15	--	0,5		
10	19	9	0,5	22	13	0,5	26	--	8	10	12	16	--	0,5		
12	21	9	0,5	24	13	0,5	28	7	8	10	12	16	0,5	0,5		
15	24	9	0,5	28	13	0,5	32	8	9	11	13	17	0,5	0,5		
17	26	9	0,5	30	13	0,5	35	8	10	12	14	18	0,5	0,5		
20	32	12	0,5	37	17	0,5	42	8	12	14	16	22	0,5	1		
22	34	--	0,5	39	17	0,5	44	8	12	14	16	22	0,5	1		
25	37	12	0,5	42	17	0,5	47	8	12	14	16	22	0,5	1		
28	40	--	0,5	46	17	0,5	52	8	12	15	18	24	0,5	1		
30	42	12	0,5	47	17	0,5	55	9	13	16	19	25	0,5	1,5		
32	44	--	0,5	52	20	1	58	9	13	16	20	26	0,5	1,5		
35	47	12	0,5	55	20	1	62	9	14	17	20	27	0,5	1,5		
40	52	12	0,5	62	22	1	65	9	15	18	21	28	0,5	1,5		
45	58	13	0,6	68	22	1	75	10	16	19	23	30	1	1,5		
50	65	15	0,6	72	22	1	80	10	16	19	23	30	1	1,5		
55	72	17	0,6	80	25	1,5	90	11	18	22	26	35	1	2		
60	78	18	0,6	85	25	1,5	95	11	18	22	26	35	1	2		
65	85	20	1	90	25	1,5	100	11	18	22	26	35	1	2		
70	90	20	1	100	30	1,5	110	13	20	24	30	40	1	2		
75	95	20	1	105	30	1,5	115	13	20	24	30	40	1	2		
80	100	20	1	110	30	1,5	125	14	22	27	34	45	1	2		
85	110	25	1,5	120	35	2	130	14	22	27	34	45	1	2		
90	115	25	1,5	125	35	2	140	16	24	30	37	50	1,5	2,5		
95	120	25	1,5	130	35	2	145	16	24	30	37	50	1,5	2,5		
100	125	25	1,5	140	40	2	150	16	24	30	37	50	1,5	2,5		
105	130	25	1,5	145	40	2	160	18	26	33	41	56	1,5	3		
110	140	30	1,5	150	40	2	170	19	27	36	45	60	1,5	3		
120	150	30	1,5	165	45	2	180	19	28	36	46	60	1,5	3		
130	165	35	2	180	50	2,5	200	22	33	42	52	69	2	3		
140	175	35	2	190	50	2,5	210	22	33	42	53	69	2	3		
150	190	40	2	210	60	3	225	24	35	45	56	75	2	3,5		
160	200	40	2	220	60	3	240	25	38	48	60	80	2,5	3,5		
170	215	45	2	230	60	3	260	28	42	54	67	90	2,5	3,5		
180	225	45	2	250	69	3	280	31	46	60	74	100	3	3,5		
190	240	50	2,5	260	69	3	290	31	46	60	75	100	3	3,5		
200	250	50	2,5	280	80	3,5	310	34	51	66	82	109	3	3,5		
220	270	50	2,5	300	80	3,5	340	37	56	72	90	118	3,5	4		
240	300	60	3	320	80	3,5	360	37	56	72	92	118	3,5	4		
260	320	60	3	360	100	3,5	400	44	65	82	104	140	4	5		
280	350	69	3	380	100	3,5	420	44	65	82	106	140	4	5		
300	380	80	3,5	420	118	4	460	50	74	95	118	160	5	5		
320	400	80	3,5	440	118	4	480	50	74	95	121	160	5	5		
340	420	80	3,5	460	118	4	520	57	82	106	133	180	5	6		
360	440	80	3,5	480	118	4	540	57	82	106	134	180	5	6		
380	480	100	3,5	520	140	5	560	57	82	106	135	180	5	6		
400	500	100	3,5	540	140	5	600	63	90	118	148	200	6	6		
420	520	100	3,5	560	140	5	620	63	90	118	150	200	6	6		
440	540	100	3,5	600	160	6	650	67	94	122	167	212	6	8		
460	580	118	4	620	160	6	680	71	100	128	163	218	6	8		
480	600	118	4	660	170	6	700	71	100	128	165	218	6	8		
500	620	118	4	670	170	6	720	71	100	128	167	218	6	8		
530	650	118	4	710	180	6	780	80	112	145	185	250	8	8		
560	680	118	4	750	190	6	820	82	115	150	195	258	8	8		
600	730	128	4	800	200	6	870	85	118	155	200	272	8	8		
630	780	150	5	850	218	8	920	92	128	170	212	290	8	10		
670	820	150	5	900	230	8	980	100	136	180	230	308	8	10		
710	870	160	5	950	245	8	1030	103	140	185	236	316	8	10		
750	920	170	6	1000	250	8	1090	109	150	195	250	335	10	10		
800	980	180	6	1060	258	8	1160	112	155	200	258	345	10	10		

(Sumber: G. Niemann, H. Winter, Elemen Mesin, Jilid I, hal 249)

Tabel 5 Ukuran bantalan gelinding/lanjutan

Deretan diameter 1				Deretan diameter 2				Deretan diameter 3				Deretan diameter 4				
D	Deretan ukuran			D	Deretan ukuran			D	Deretan ukuran			Deretan ukuran				
	31	41	31...41		02	22	32		02...32	03	23	33	03...33	04	r	
	B	B	r		B	B	B		r	B	B	B	r	B	r	r
10	4	—	—	13	5	—	—	13	5	—	—	—	—	—	—	
13	5	—	—	16	6	—	—	16	6	—	—	—	—	—	—	
16	6	—	—	19	7	—	—	19	7	—	—	—	—	—	—	
19	7	—	—	22	8	—	—	22	8	—	—	—	—	—	—	
22	8	—	—	24	9	—	—	24	9	—	—	—	—	—	—	
24	9	—	—	26	10	—	—	26	10	—	—	—	—	—	—	
26	10	—	—	29	11	—	—	29	11	—	—	—	—	—	—	
29	11	—	—	32	12	—	—	32	12	—	—	—	—	—	—	
32	12	—	—	35	13	—	—	35	13	—	—	—	—	—	—	
35	13	—	—	40	14	—	—	40	14	—	—	—	—	—	—	
40	14	—	—	47	15	—	—	47	15	—	—	—	—	—	—	
47	15	—	—	50	16	—	—	50	16	—	—	—	—	—	—	
50	16	—	—	52	17	—	—	52	17	—	—	—	—	—	—	
52	17	—	—	58	18	—	—	58	18	—	—	—	—	—	—	
58	18	—	—	62	19	—	—	62	19	—	—	—	—	—	—	
62	19	—	—	65	20	—	—	65	20	—	—	—	—	—	—	
65	20	—	—	72	21	—	—	72	21	—	—	—	—	—	—	
72	21	—	—	80	22	—	—	80	22	—	—	—	—	—	—	
80	22	—	—	90	23	—	—	90	23	—	—	—	—	—	—	
90	23	—	—	100	24	—	—	100	24	—	—	—	—	—	—	
100	24	—	—	110	25	—	—	110	25	—	—	—	—	—	—	
110	25	—	—	120	26	—	—	120	26	—	—	—	—	—	—	
120	26	—	—	125	27	—	—	125	27	—	—	—	—	—	—	
125	27	—	—	130	28	—	—	130	28	—	—	—	—	—	—	
130	28	—	—	140	29	—	—	140	29	—	—	—	—	—	—	
140	29	—	—	150	30	—	—	150	30	—	—	—	—	—	—	
150	30	—	—	160	31	—	—	160	31	—	—	—	—	—	—	
160	31	—	—	170	32	—	—	170	32	—	—	—	—	—	—	
170	32	—	—	180	33	—	—	180	33	—	—	—	—	—	—	
180	33	—	—	190	34	—	—	190	34	—	—	—	—	—	—	
190	34	—	—	200	35	—	—	200	35	—	—	—	—	—	—	
200	35	—	—	210	36	—	—	210	36	—	—	—	—	—	—	
210	36	—	—	220	37	—	—	220	37	—	—	—	—	—	—	
220	37	—	—	230	38	—	—	230	38	—	—	—	—	—	—	
230	38	—	—	240	39	—	—	240	39	—	—	—	—	—	—	
240	39	—	—	250	40	—	—	250	40	—	—	—	—	—	—	
250	40	—	—	260	41	—	—	260	41	—	—	—	—	—	—	
260	41	—	—	270	42	—	—	270	42	—	—	—	—	—	—	
270	42	—	—	280	43	—	—	280	43	—	—	—	—	—	—	
280	43	—	—	290	44	—	—	290	44	—	—	—	—	—	—	
290	44	—	—	300	45	—	—	300	45	—	—	—	—	—	—	
300	45	—	—	320	47	—	—	320	47	—	—	—	—	—	—	
320	47	—	—	340	49	—	—	340	49	—	—	—	—	—	—	
340	49	—	—	370	51	—	—	370	51	—	—	—	—	—	—	
370	51	—	—	400	53	—	—	400	53	—	—	—	—	—	—	
400	53	—	—	440	55	—	—	440	55	—	—	—	—	—	—	
440	55	—	—	460	56	—	—	460	56	—	—	—	—	—	—	
460	56	—	—	500	58	—	—	500	58	—	—	—	—	—	—	
500	58	—	—	540	60	—	—	540	60	—	—	—	—	—	—	
540	60	—	—	580	62	—	—	580	62	—	—	—	—	—	—	
580	62	—	—	620	64	—	—	620	64	—	—	—	—	—	—	
620	64	—	—	660	66	—	—	660	66	—	—	—	—	—	—	
660	66	—	—	700	68	—	—	700	68	—	—	—	—	—	—	
700	68	—	—	720	69	—	—	720	69	—	—	—	—	—	—	
720	69	—	—	760	71	—	—	760	71	—	—	—	—	—	—	
760	71	—	—	800	73	—	—	800	73	—	—	—	—	—	—	
800	73	—	—	850	75	—	—	850	75	—	—	—	—	—	—	
850	75	—	—	900	77	—	—	900	77	—	—	—	—	—	—	
900	77	—	—	950	79	—	—	950	79	—	—	—	—	—	—	
950	79	—	—	1000	81	—	—	1000	81	—	—	—	—	—	—	
1000	81	—	—	1030	82	—	—	1030	82	—	—	—	—	—	—	
1030	82	—	—	1090	84	—	—	1090	84	—	—	—	—	—	—	
1090	84	—	—	1150	86	—	—	1150	86	—	—	—	—	—	—	
1150	86	—	—	1220	88	—	—	1220	88	—	—	—	—	—	—	
1220	88	—	—	1300	90	—	—	1300	90	—	—	—	—	—	—	
1300	90	—	—	1360	92	—	—	1360	92	—	—	—	—	—	—	
1360	92	—	—	1420	94	—	—	1420	94	—	—	—	—	—	—	
1420	94	—	—	1500	96	—	—	1500	96	—	—	—	—	—	—	
1500	96	—	—	1560	98	—	—	1560	98	—	—	—	—	—	—	
1560	98	—	—	1600	100	—	—	1600	100	—	—	—	—	—	—	
1600	100	—	—													

(Sumber: G. Niemann, H. Winter, Elemen Mesin, Jilid I, hal 250)

Tabel 6 Motor listrik tipe kurung.3 fasa, 200V dan 50/60 Hz

5,5	2	2.900	1,85	250	300	220	19,5	120	89	90	90	81	88	91	3.490	1,54	200	260	185	19,0	105	89	90	90	89	92	93	0,0576
	4	1.440	3,72	265	300	255	23,0	130	87	89	89	62	75	79	1.730	3,10	210	260	210	21,0	115	90	91	91	73	82	86	0,0910
	6	955	5,6	250	230	225	22,0	100	89	90	89	63	75	80	1.150	4,63	200	220	190	21,0	85	90	91	90	72	80	83	0,161
	8	710	7,50	190	270	210	23,0	110	87	88	88	62	74	80	860	6,25	160	230	175	22,0	95	89	90	89	66	77	81	0,415
7,5	2	2.900	2,52	240	300	215	26,0	164	91	92	91	88	91	92	3.500	2,08	190	270	180	25,0	141	91	92	91	91	94	94	0,0706
	4	1.440	5,03	275	270	245	29,0	160	89	90	90	68	73	83	1.730	4,18	220	240	220	27,0	140	91	92	91	77	86	88	0,113
	6	960	7,53	235	265	225	30,0	150	90	91	90	64	75	81	1.150	6,30	185	230	185	29,0	130	91	91	90	72	80	84	0,415
	8	710	10,2	180	240	190	31,0	142	88	89	89	61	72	78	860	8,50	140	190	150	30,0	123	89	90	90	69	79	83	0,516
11	2	2.910	3,68	230	250	190	39,0	197	92	93	92	85	90	91	3.490	3,07	180	210	160	38,0	172	92	92	91	89	92	92	0,146
	4	1.440	7,45	260	280	240	42,0	250	88	89	89	72	82	85	1.730	6,20	235	255	220	40,0	220	89	90	90	78	86	89	0,283
	6	960	11,0	250	280	240	45,0	245	89	91	90	60	72	78	1.150	9,23	185	255	200	42,0	205	91	92	91	72	81	85	0,516
	8	715	15,0	180	200	165	52,0	220	87	89	88	55	66	72	860	12,5	130	170	135	48,0	164	89	90	89	63	73	78	1,04
15	2	2.910	5,02	180	220	160	54,0	250	90	91	90	84	88	89	3.480	4,20	165	190	145	52,9	220	89	90	90	89	91	91	0,24
	4	1.440	10,1	220	260	215	54,0	295	90	91	90	81	87	89	1.720	8,49	180	220	180	52,9	260	91	91	90	86	90	91	0,42
	6	965	15,1	200	230	195	60,0	280	88	89	89	66	77	81	1.160	12,6	160	200	160	57,9	240	89	90	89	74	82	84	0,96
	8	720	20,3	160	200	160	67,4	260	87	88	88	56	67	73	865	16,9	160	200	160	65,0	260	89	90	90	56	68	74	1,2
18,5	2	2.910	6,19	200	230	170	65,2	310	91	91	91	84	88	90	3.490	5,16	175	200	150	65,2	270	89	90	90	89	91	91	0,28
	4	1.450	12,4	230	260	220	65,2	340	91	91	90	84	89	91	1.730	10,4	190	220	185	64,5	300	91	91	90	87	91	92	0,45
	6	965	18,7	200	230	195	74,0	340	88	89	88	68	78	82	1.160	15,5	160	200	160	70,6	300	89	90	89	75	82	85	1,2
	8	720	25,0	180	220	180	80,2	340	89	90	90	55	67	74	865	20,8	160	190	160	75,1	290	91	91	90	65	75	79	1,7

- Catatan: 1. Semua nilai adalah nilai acuan
 2. Nilai akan berubah untuk tegangan lainnya

Tabel 6 Lanjutan

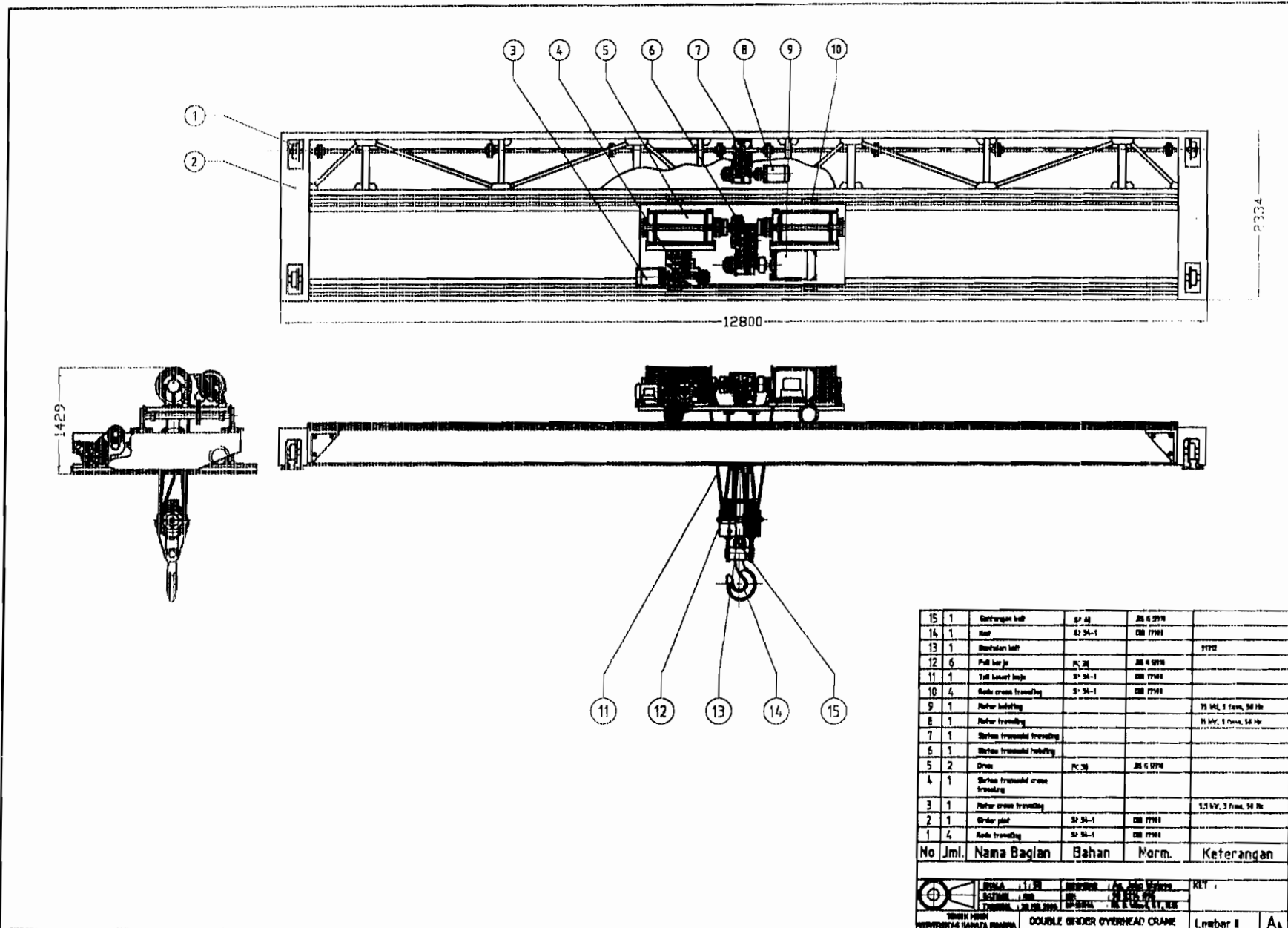
Kedudukan (K.W.)	Hal-hal Jumlah Lapis Saluran	Frekuensi		50 Hz												60 Hz												Motor GI
		Kecepatan perputaran beban penuh (rpm)	Kopel			Arus		Efisiensi			Faktor daya			Kopel				Arus		Efisiensi			Faktor daya					
			Kopel beban penuh (kg. m)	Kopel asut (C ₅₀)	Kopel pengunci (C ₁₀₀)	Kopel percepatan (C ₁₀₀)	Arus nominal (A)	Arus asut (A)	50% beban (C ₅₀)	75% beban (C ₇₅)	100% beban (C ₁₀₀)	50% beban (C ₅₀)	75% beban (C ₇₅)	100% beban (C ₁₀₀)	Kecepatan perputaran beban penuh (rpm)	Kopel beban penuh (kg. m)	Kopel asut (C ₅₀)	Kopel pengunci (C ₁₀₀)	Kopel percepatan (C ₁₀₀)	Arus nominal (A)	Arus asut (A)	50% beban (C ₅₀)	75% beban (C ₇₅)	100% beban (C ₁₀₀)	50% beban (C ₅₀)	75% beban (C ₇₅)	100% beban (C ₁₀₀)	
22	2	2.920	7,34	200	225	170	81,1	390	85	88	88	84	88	89	3.510	6,10	170	195	145	80,2	330	83	86	87	89	91	91	0,46
	4	1.450	14,8	210	230	200	87,0	410	89	90	89	70	78	82	1.740	12,3	170	200	165	82,0	350	88	89	88	81	86	88	0,59
	6	965	22,2	190	220	185	83,1	370	92	92	91	72	80	84	1.160	18,5	160	190	160	81,2	320	92	92	91	79	85	86	1,4
	8	720	29,8	160	200	160	92,8	350	91	91	90	59	71	76	865	24,8	130	170	135	88,2	310	92	92	90	69	77	80	1,8
30	2	2.930	9,97	225	250	190	109	630	87	89	89	80	86	89	3.510	8,32	200	230	170	106	530	86	88	89	88	91	92	0,56
	4	1.440	20,1	210	230	200	112	570	90	90	89	76	83	86	1.730	16,9	180	200	170	109	500	89	90	89	83	88	89	0,82
	6	965	30,3	200	230	195	115	560	92	92	91	70	79	83	1.160	25,2	170	200	165	109	480	92	92	91	78	85	87	1,7
	8	720	40,6	160	190	160	131	470	96	90	89	58	69	74	865	33,8	130	170	135	125	470	91	91	90	62	72	77	2,1
37	2	2.900	12,4	220	250	190	128	770	90	91	91	88	91	92	3.490	10,3	190	220	165	128	650	87	89	89	92	93	94	0,82
	4	1.450	24,9	200	230	195	132	660	92	93	92	79	85	88	1.740	20,7	170	200	165	130	580	92	92	91	86	89	90	1,2
	6	965	37,3	190	230	190	141	650	91	91	90	70	79	84	1.160	31,1	160	200	160	132	560	92	92	91	81	87	89	1,8
	8	720	50,1	180	210	175	158	670	91	92	91	56	68	74	865	41,7	150	180	150	145	580	92	92	91	69	77	81	3,6
45	2	2.920	15,0	220	250	190	153	890	89	90	90	91	93	94	3.510	12,5	190	220	165	155	580	87	89	89	93	94	94	0,94
	4	1.450	30,2	200	230	195	162	820	93	93	92	80	85	87	1.740	25,2	170	200	165	157	690	93	93	92	86	90	90	1,4
	6	965	45,4	190	220	185	172	790	91	91	90	72	81	84	1.160	37,8	160	190	160	164	690	92	91	90	82	87	88	2,0
	8	725	60,5	180	190	155	189	710	91	91	90	61	72	76	865	50,7	120	160	130	178	620	93	92	90	72	79	81	4,1

Lampiran


Tabel 6 Lanjutan

55	2	2.920	18,3	220	250	190	193	1.140	90	91	90	84	90	91	3.510	15,3	190	220	165	190	990	89	90	89	92	93	94	0,94
	4	1.450	36,9	190	220	185	204	940	91	91	90	77	84	86	1.740	30,8	160	190	160	196	810	92	91	90	87	90	90	1,4
	6	965	55,5	190	220	185	205	940	92	92	91	74	82	85	1.160	46,2	160	190	160	200	810	93	92	90	82	87	88	3,3
	8	725	73,9	180	220	180	232	1.060	92	92	91	58	69	75	865	61,9	160	200	160	210	900	93	93	92	70	78	82	6,5
75	2	2.930	24,9	180	220	160	129	690	91	92	91	88	91	92	3.520	20,8	180	230	165	116	650	89	91	91	89	92	93	1,4
	4	1.455	50,2	180	210	175	136	610	92	92	91	80	86	87	1.750	41,7	170	210	170	121	590	92	92	91	84	88	89	2,2
	6	970	75,3	190	230	190	138	680	93	93	92	73	81	85	1.165	62,7	180	240	190	122	640	93	93	93	76	84	87	5,5
	8	725	101	180	210	175	156	670	92	92	91	60	71	76	870	84,0	170	220	175	135	630	92	93	92	64	74	79	7,8
90	2	2.930	29,9	180	220	160	157	810	92	92	91	88	91	71	3.520	24,9	180	230	165	141	770	90	91	91	90	92	92	1,7
	4	1.455	60,2	180	210	175	165	790	92	92	91	78	84	86	1.750	50,1	170	220	175	144	740	92	92	92	83	88	89	2,7
	6	970	90,4	190	230	190	166	820	93	93	92	75	83	85	1.165	75,2	180	240	190	144	780	94	94	93	78	85	88	6,5
	8	725	121	130	180	140	194	730	91	91	90	60	70	74	870	101	120	180	135	166	690	92	92	91	64	74	78	13,3
110	2	2.930	36,6	160	250	165	184	1.100	94	94	93	90	92	93	3.520	30,3	150	260	165	165	1.020	93	93	93	91	94	94	3,4
	4	1.455	73,6	190	220	185	200	1.030	92	92	91	79	85	87	1.750	61,2	180	230	185	174	980	92	92	92	84	89	90	4,5
	6	970	110	170	220	165	198	920	93	93	91	82	87	88	1.165	92,0	160	210	165	176	870	94	93	92	84	88	89	10,8
	8	725	148	140	190	150	226	850	93	93	92	60	71	76	870	123	130	190	145	198	800	94	93	92	66	76	79	16,5
132	2	2.930	43,9	160	250	165	224	1.300	93	94	93	85	90	91	3.520	36,5	150	260	165	200	1.240	93	93	93	88	92	92	3,4
	4	1.455	88,4	190	220	185	235	1.230	93	93	92	81	87	88	1.750	73,5	180	230	185	207	1.150	93	93	93	85	89	90	5,5
	6	970	133	170	200	165	240	1.130	93	93	92	78	84	86	1.165	110	160	210	165	212	1.070	94	93	93	80	86	88	10,8
	8	725	177	140	190	150	262	1.050	94	94	93	62	72	78	870	148	130	190	145	227	1.000	94	94	94	67	77	81	23,0

Catatan: 1. Semua nilai adalah nilai acuan
 2. Nilai akan berubah untuk tegangan lainnya



15	1	Gantungan kait	SP 28	JIS G 5719	
14	1	Kait	SJ 34-1	GB 7793	
13	1	Bantalan kait			1112
12	6	Paku baja	PC 28	JIS G 5719	
11	1	Tali laser baja	SJ 34-1	GB 7793	
10	4	Roda crane travelling	SJ 34-1	GB 7793	
9	1	Rolok bantalan			TS 342, 3 Tons, 50 Hp
8	1	Rolok travelling			TS 342, 3 Tons, 50 Hp
7	1	Bahan transmisi travelling			
6	1	Bahan transmisi bantalan			
5	2	Onas	PC 28	JIS G 5719	
4	1	Bahan transmisi cross travelling			
3	1	Rolok cross travelling			1,5 ton, 3 Tons, 50 Hp
2	1	Girder plat	SJ 34-1	GB 7793	
1	4	Roda travelling	SJ 34-1	GB 7793	
No	Jml.	Nama Bagian	Bahan	Morm.	Keterangan


PT. SANGIJA (P.T. SANGIJA)

JALAN ... NO. ... SURABAYA

DOUBLE GIRDER OVERHEAD CRANE

LEMBAR II

