

**DESIGN OF VERTICAL MILLING MACHINE
FOR T-SLOT PROFILE**

TUGAS AKHIR

No. 294 / FT.USD / TM / Februari / 2003

**Untuk memenuhi sebagian persyaratan
mencapai derajat sarjana S-1**

**Program Studi Teknik Mesin
Jurusan Teknik Mesin**



Diajukan oleh :

HERU WIDODO

NIM : 99 5214 162

NIRM : 990051123109120162

Kepada

**FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS SANATA DHARMA
YOGYAKARTA
2003**

HALAMAN PENGESAHAN

TUGAS AKHIR

DESIGN OF VERTICAL MILLING MACHINE FOR T-SLOT PROFILE

NAMA : HERU WIDODO
NIM : 99 5214 162
NIRM : 990051123109120162

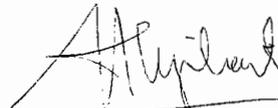
Telah dipertahankan di depan Dewan Penguji
pada tanggal 1 November 2003

Susunan Dewan Penguji

Pembimbing Utama


Ir. Rines M.T.

Pembimbing Kedua


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

Anggota Dewan Penguji


Ir. P. Soedarjana


Yosef Agung C., S.T., M.T.


D. Doddy P., S.T., M.T.

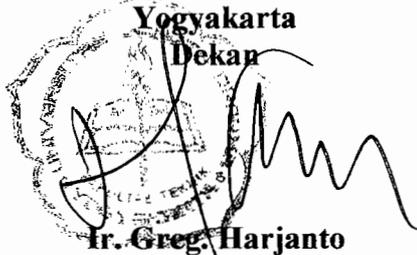
Tugas Akhir ini telah diterima sebagai salah satu persyaratan
untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

Yogyakarta, 4 November 2003

Fakultas Teknik
Universitas Sanata Dharma

Yogyakarta

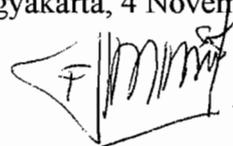
Dekan


Ir. Greg. Harjanto

PERNYATAAN

Dengan ini saya menyatakan bahwa dalam tugas akhir, ini tidak terdapat karya yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar kesarjanaan di suatu 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, 4 November 2003



Heru Widodo



JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman – Yogyakarta
Telp. (0274) 883037, 886530; Fax. (0274) 886529; Email: teknik@usd.ac.id

TUGAS AKHIR PROGRAM S-1 JURUSAN TEKNIK MESIN

Nomor : 294 / FT_USD / TM / Pebruari 2003 - 2003

Diberikan kepada :

Nama Mahasiswa : Heru Widodo

Nomor Mahasiswa : 995214162

NIRM :

Program : TEKNIK MESIN

Fakultas : TEKNIK

Matakuliah : Mesin Perkakas

Judul / naskah soal :

Sebuah Mesin Fris untuk pengerjaan benda kerja berbentuk alur T, dari bahan besi COR alat iris dari HSS.

Langgat dimulai : 5 Pebruari 2003

Yogyakarta, 5 Pebruari 2003
Dosen Pembimbing Utama

(Ir. M. Rines Alapan, M.T.)



JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman – Yogyakarta
 Telp. (0274) 883037, 886530; Fax. (0274) 886529; Email: teknik@usd.ac.id

LEMBAR KONSULTASI TUGAS AKHIR

Nomor : 294 / FT_USD / TM / Pebruari 2003 - 2003

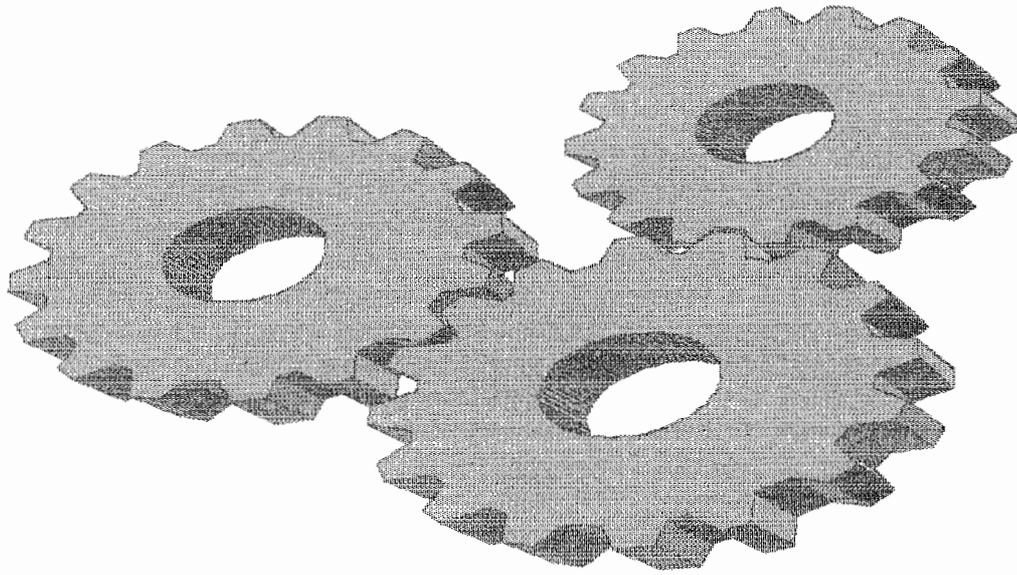
Diberikan kepada :
 Nama Mahasiswa : Heru Widodo
 Nomor Mahasiswa : 995214162
 NIRM :
 Jurusan : TEKNIK MESIN

Fakultas : TEKNIK
 Mata kuliah : Mekanika Dasar
 Judul masalah saat ini :

Sebuah mesin bus untuk pengangkutan benda kerja berbentuk silinder dan bantalan pada COB akan lulus dari IIS.

Tanggal dimulai : 2 Pebruari 2003
 Pembimbing Utama : Ir. M. Rines Alapan, M.T.
 Pembimbing Kedua :

NO	TGL.	URAIAN	KEPERINGAN	TANDA TANGAN
1	23/5'03	Bab I — III	Editorial	
2	10/6-03	Bab IV	Koreksi editorial	
3	25/6-03	Bab V		
4	2/9-03	Keseluruhan Bab.	Boleh diseminarkan!	
5				
6				
7				
8				



Kupersembahkan karya ini kepada :

Yesus Pembimbingku, Pelindungku

Kedua Orang Tuaku (Alm. Supardi H.P. & Sudarmi)

Kakak-kakakku (Edi sekeluarga, Totok sekeluarga, Antoro

sekeluarga, Titik sekeluarga, Yuli sekeluarga, dan Budi)

Dan Kekasihku (Lina)

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan rahmat dan karunia-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu syarat yang wajib ditempuh untuk memperoleh gelar sarjana di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta. Dalam Tugas Akhir ini membahas mengenai perancangan Mesin Milling Vertikal untuk pembuatan alur-T (T-Slot), yang merupakan salah satu Mesin Perkakas.

Dalam kesempatan ini diucapkan banyak terima kasih atas segala bantuan, saran dan fasilitas, sehingga dapat terselesaikan tugas ini, kepada :

1. Bapak Ir. G. Harjanto selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.
2. Bapak Y. Agung Cahyanta, S.T., M.T, selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma.
3. Bapak Ir. Rines, M. T., selaku dosen pembimbing Tugas Akhir.
4. Orang tua (alm. Supardi dan Sudarmi), yang telah memberi dorongan dan doa selama ini.
5. Kakak-kakak (Eddy, Totok, Antoro, Titik, Yuli dan Budi), yang turut mendoakan dan memberi dorongan.
6. Lina, yang selalu memberi semangat dan dorongan
7. Segenap Dosen dan Karyawan Fakultas Teknik Sanata Dharma.

8. Sahabat-sahabat kostku (Alex, Anton, Bagus, Dedy, Eko, Hendy, Tejo, Td, Yudhi).
9. Teman-teman dan semua pihak yang telah membantu dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.

Usaha yang penulis lakukan sudah semaksimal mungkin, namun penulis menyadari bahwa penulisan Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna. Untuk itu penulis mohon maaf atas segala kekurangan dan kesalahan yang terdapat dalam penulisan ini. Saran dan kritik membangun dari pembaca sangat penulis harapkan demi perbaikan di kemudian hari.

Akhir kata, semoga Tugas Akhir ini dapat memberi manfaat bagi pembaca.

Penulis,

ABSTRACT

Vertical milling machine is a kind of machine tools which the main motion is rotary and feed motion is continue. Vertical milling machine is designed to make T-slot profile. Work material is cast iron which hardness until 300 HB. T-slot cutter as cutting tool is made from HSS and diameter are from 12,5 mm to 50 mm, and number of cutting edge is 12.

This machine uses a single motor. Machine design such as transmission system of speed gearbox and feed gearbox with one automatically feeding (longitudinally). The transmission system of this machine uses belt transmission to transmitted power from the main motor to gearbox. To adjust speed level of spindle, which has six speeds (125 rpm, 160 rpm, 200 rpm, 250 rpm, 315 rpm and 400 rpm) and four feedings (0.432 mm/rotation, 0.609 mm/rotation, 0.859 mm/rotation and 1.21 mm/rotation) uses gears, such as spur gears and bevel gears.

INTISARI

Mesin frais vertikal adalah salah satu jenis mesin perkakas dengan gerak utama berputar dan gerak pemakanan yang kontinyu. Mesin frais vertikal ini dirancang untuk membuat alur-T. Material benda kerja adalah besi cor dengan kekerasan sampai 300 HB. *T-slot cutter* sebagai alat potong dan terbuat dari HSS dengan diameter pada jangkauan dari 12,5 mm sampai 50 mm, dan jumlah mata potong 12.

Mesin frais vertikal ini menggunakan satu motor penggerak. Perancangan mesin ini meliputi sistem transmisi pada kotak kecepatan dan kotak pemakanan dengan satu arah gerakan pemakanan yang otomatis (arah memanjang). Sistem transmisi pada mesin ini menggunakan sistem transmisi sabuk untuk mentransmisikan daya dari motor utama ke kotak roda gigi. Untuk mengatur tingkat kecepatan putaran spindel yang mempunyai enam tingkat kecepatan (125 rpm, 160 rpm, 200 rpm, 250 rpm, 315 rpm, dan 400 rpm) dan 4 gerakan pemakanan (0,432 mm/putaran, 0,609 mm/putaran, 0,859 mm/putaran dan 1,21 mm/putaran) dengan menggunakan roda gigi-roda gigi yang terdiri dari roda gigi lurus dan roda gigi kerucut.

DAFTAR ISI



HALAMAN JUDUL.....	i
HALAMAN PENGESAHAN.....	ii
HALAMAN PERNYATAAN.....	iii
HALAMAN SOAL.....	iv
LEMBAR KONSULTASI.....	v
HALAMAN PERSEMBAHAN.....	vi
KATA PENGANTAR.....	vii
ABSTRACT.....	ix
INTISARI.....	x
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR GAMBAR.....	xv
DAFTAR TABEL.....	xvi
DAFTAR DIAGRAM.....	xvii
DAFTAR LAMBANG.....	xviii
BAB I. PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Arti Perancangan.....	1
1.3. Tujuan Perancangan.....	1
1.4. Pembatasan Masalah.....	2
1.5. Sistematika Perancangan.....	2
BAB II DASAR TEORI.....	4
2.1. Jenis Mesin Frais.....	4
2.2. Macam-macam Gerakan.....	5
2.3. Metode Pemakanan.....	6
2.4. Elemen-elemen Dasar Dalam Proses Frais.....	7
BAB III MESIN FRAIS VERTIKAL UNTUK ALUR-T.....	9
3.1. Pembuatan Alur-T.....	9
3.2. Perancangan <i>Speed Gearbox</i>	10
3.2.1. Perhitungan Rasio Jangkauan Kecepatan Spindel..	10
3.2.2. Perancangan Putaran Spindel.....	11
3.2.3. Diagram Struktur.....	12
3.2.4. Diagram Kecepatan.....	14
3.3. Perancangan Kotak Kecepatan Pemakanan.....	15
3.3.1. Perhitungan Rasio Jangkauan Kecepatan Pemakanan.....	15
3.3.2. Menghitung Putaran Output <i>Feed Gearbox</i>	16
3.3.3. Diagram Struktur.....	20
3.3.4. Diagram Kecepatan Pemakanan.....	20
3.3. Skema Mesin.....	21

BAB IV	PERHITUNGAN DAYA DAN GAYA.....	23
	4.1. Perhitungan Daya Motor Listrik.....	23
	4.2. Perhitungan Gaya Potong <i>Cutter</i>	27
BAB V	PERANCANGAN SISTEM TRANSMISI.....	29
	5.1. Transmisi Sabuk-V.....	29
	5.1.1. Perhitungan Sabuk-V.....	29
	5.1.2. Hasil Perancangan Sabuk dan Puli.....	40
	5.2. Transmisi Roda Gigi Lurus.....	40
	5.2.1. Perhitungan Roda Gigi Lurus.....	41
	A. Pasangan Roda Gigi Lurus I.....	41
	B. Pasangan Roda Gigi Lurus II.....	49
	C. Pasangan Roda Gigi Lurus III.....	50
	D. Pasangan Roda Gigi Lurus IV.....	51
	E. Pasangan Roda Gigi Lurus V.....	53
	F. Pasangan Roda Gigi Lurus VI.....	54
	G. Pasangan Roda Gigi Lurus VII.....	56
	H. Pasangan Roda Gigi Lurus VIII.....	57
	I. Pasangan Roda Gigi Lurus IX.....	58
	J. Pasangan Roda Gigi Lurus X.....	60
	K. Pasangan Roda Gigi Lurus XI.....	61
	L. Pasangan Roda Gigi Lurus XII.....	63
	M. Pasangan Roda Gigi Lurus XIII.....	64
	N. Pasangan Roda Gigi Lurus XIV.....	66
	O. Pasangan Roda Gigi Lurus XV.....	67
	5.3. Transmisi Roda Gigi Kerucut.....	69
	5.3.1. Perhitungan Roda Gigi Kerucut.....	69
	A. Pasangan Roda Gigi Kerucut I.....	69
	B. Pasangan Roda Gigi Kerucut II.....	83
	C. Pasangan Roda Gigi Kerucut III.....	86
	5.4. Kopling Cakar.....	89
	5.4.1. Perhitungan Kopling Cakar.....	89
	5.5. Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros (Pasak Lurus dan Poros Bintang).....	93
	5.5.1. Perhitungan Poros dan Sambungan Pada Poros.....	95
	A. Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros I.....	95
	B. Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros II.....	105
	C. Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros III.....	113
	D. Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros IV.....	118
	E. Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros V.....	122

F.	Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros VI.....	128
G.	Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros VII.....	132
H.	Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros VIII dan IX.....	136
I.	Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros X.....	140
J.	Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros XI.....	144
K.	Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros XII.....	148
L.	Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros XIII.....	152
M.	Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros XIV.....	157
N.	Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros XV.....	161
O.	Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros XVI.....	164
5.6.	Bantalan Gelinding.....	168
5.6.1.	Perhitungan Bantalan	169
A.	Bantalan Poros I.....	169
B.	Bantalan Poros II.....	172
C.	Bantalan Poros III.....	173
D.	Bantalan Poros IV.....	174
E.	Bantalan Poros V.....	174
F.	Bantalan Poros VI.....	175
G.	Bantalan Poros VII.....	176
H.	Bantalan Poros VIII dan IX.....	177
I.	Bantalan Poros X.....	178
J.	Bantalan Poros XI.....	179
K.	Bantalan Poros XII.....	179
L.	Bantalan Poros XIII.....	180
M.	Bantalan Poros XIV.....	181
N.	Bantalan Poros XV.....	183
O.	Bantalan Poros XVI.....	183
BAB VI	PELUMASAN DAN PERAWATAN.....	185
6.1.	Pelumasan.....	185
6.1.1.	Macam-macam Pelumas.....	186
6.1.2.	Aturan Pemakaian Pelumas.....	186
6.2.	Perawatan.....	188
6.2.1.	Perawatan di Mesin Frais.....	189

BAB VII KESIMPULAN DAN PENUTUP.....	190
7.1. Kesimpulan.....	190
7.2. Penutup.....	191
DAFTAR PUSTAKA.....	192
LAMPIRAN.....	193

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.	Mesin frais horisontal	4
Gambar 2.2.	Mesin frais vertikal	5
Gambar 2.3.	Metode pemakanan	6
Gambar 3.1.	Pembuatan alur-T	9
Gambar 3.2.	Diagram struktur untuk <i>speed gearbox</i>	14
Gambar 3.3.	Diagram kecepatan untuk <i>speed gearbox</i>	15
Gambar 3.4.	Diagram struktur untuk <i>feed gearbox</i>	20
Gambar 3.5.	Diagram kecepatan untuk <i>feed gearbox</i>	21
Gambar 3.6.	Skema mesin.....	22
Gambar 4.1.	Pembentukan tatal	25
Gambar 5.1.	Ukuran penampang sabuk-V	32
Gambar 5.2.	Diagram pemilihan sabuk.....	32
Gambar 5.3.	Gaya-gaya pada sabuk	37
Gambar 5.4.	Bagian-bagian roda gigi lurus	41
Gambar 5.5.	Gaya-gaya pada roda gigi lurus.....	45
Gambar 5.6.	Bagian-bagian roda gigi kerucut.....	69
Gambar 5.7.	Gaya-gaya pada roda gigi kerucut	82
Gambar 5.8.	Kopling cakar.....	89
Gambar 5.9.	Sambungan pasak lurus.....	94
Gambar 5.10.	Sambungan poros bintang.....	94
Gambar 5.11	Bantalan bola alur dalam.....	169
Gambar 5.12.	Bantalan rol kerucut.....	169

DAFTAR TABEL

Tabel L.1	<i>T-slot cutter</i> guhring	194
Tabel L.2	Kecepatan-kecepatan spindel standard.....	195
Tabel L.3	Harga daya satuan U	196
Tabel L.4	Faktor koreksi untuk sisi aus K_H	197
Tabel L.5	Faktor koreksi untuk sudut garuk K_γ	198
Tabel L.6	Tipe motor listrik.....	199
Tabel L.7	Faktor koreksi f_c	200
Tabel L.8	Material poros.....	201
Tabel L.9	Diameter standard untuk poros.....	202
Tabel L.10	Diameter minimal puli.....	203
Tabel L.11	Ukuran puli-V.....	204
Tabel L.12	Panjang sabuk-V standard.....	205
Tabel L.13	Kapasitas daya yang ditransmisikan P_o	206
Tabel L.14	Faktor koreksi K_θ	207
Tabel L.15	Data sabuk.....	208
Tabel L.16	Daerah penyetelan jarak sumbu poros.....	209
Tabel L.17	Material roda gigi.....	210
Tabel L.18	Faktor bentuk gigi Y	211
Tabel L.19	Faktor dinamis f_v	212
Tabel L.20	Faktor tegangan kontak K_H	213
Tabel L.21	Faktor beban lebih K_o, C_o	214
Tabel L.22	Faktor distribusi beban K_m, C_m	215
Tabel L.23	Tegangan kontak yang diijinkan σ_c	216
Tabel L.24	Koefisien elastis C_p	217
Tabel L.25	Ukuran pasak	218
Tabel L.26	Ukuran poros bintang.....	219
Tabel L.27	Harga tekanan permukaan ijin \bar{p}	220
Tabel L.28	Tipe bantalan	221
Tabel L.29	Harga patokan umur pakai L_h'	222
Tabel L.30	Harga patokan untuk faktor radial dinamik (x_r) dan faktor aksial dinamik (y_a)	223
Tabel L.31	Pemilihan pelumasan dan cara pelumasan.....	224

DAFTAR DIAGRAM

Diagram L.1. Pemilihan modul.....	225
Diagram L.2. Faktor dinamis K_v, C_v	226
Diagram L.3. Faktor geometri J	227
Diagram L.4. Faktor geometri I	228
Diagram L.5. Faktor konsentrasi tegangan dengan alur pasak α	229
Diagram L.6. Faktor konsentrasi tegangan bertangga β	230

DAFTAR LAMBANG

a	: Jarak sumbu poros
b	: Lebar sisi gigi
b _e	: Lebar sisi gigi efektif
C _b	: Faktor koreksi terhadap lenturan
C _k	: Kelonggaran puncak
d	: Diameter lingkaran jarak bagi
d _b	: Diameter naf
d _f	: Diameter lingkaran kaki
d _i	: Diameter poros (bagian dalam)
d _k	: Diameter lingkaran kepala
d _s	: Diameter poros (bagian luar)
F ₁	: Gaya tarikan pada sisi kancang
F ₂	: Gaya tarikan pada sisi kendor
F _a	: Gaya aksial
F _e	: Gaya tarik efektif
F _r	: Gaya radial f : <i>Feeding</i>
F _t	: Gaya tangensial
f _c	: Faktor koreksi
f _z	: <i>Feed rate</i>
G	: Modulus gelincir
H	: Tinggi gigi
HB	: Kekerasan permukaan sisi
H _b	: Jumlah profil bintang
h _f	: Tinggi kaki
h _k	: Tinggi kepala
i	: Perbandingan rasio
K _c	: Faktor tahan aus
K _H	: Faktor tegangan kontak
K _h	: Faktor koreksi untuk sisi aus
K _o	: Faktor beban lebih
K _t	: Faktor koreksi terhadap tumbukan
K _s	: Faktor ukuran
K _γ	: Faktor koreksi untuk sudut garuk
K _θ	: Faktor koreksi dengan sudut kontak
L _h	: Umur pakai bantalan
l _b	: Lebar puli
M	: Momen lengkung
m	: Modul
N	: Jumlah sabuk
n	: Putaran
n _{kb}	: Angka putaran kritis terhadap lengkung
n _{kt}	: Angka putaran kritis terhadap puntiran

\bar{p}	: Tekanan permukaan ijin
P_d	: Daya rencana
P_o	: Kapasitas daya yang ditransmisikan sabuk
R	: Sisi kerucut
S_{f1}	: Angka keamanan dengan pengaruh massa
S_{f2}	: Angka keamanan dengan pengaruh alur pasak
S_m	: Gerak pemakanan per menit
T	: Momen puntir atau torsi
V	: Kecepatan keliling
x_r	: Faktor radial dinamik
Y	: Faktor bentuk gigi
Y_f	: Dalamnya lenturan
Z	: Jumlah gigi
Δ_{Ci}	: Daerah penyetelan jarak sumbu poros sebelah dalam
Δ_{Ct}	: Daerah penyetelan jarak sumbu poros sebelah luar
Φ	: Progresi geometri
α	: Konsentrasi tegangan pada poros dengan alur pasak
α_o	: Sudut tekanan
β	: Konsentrasi tegangan pada poros bertangga
δ	: Sudut kerucut jarak bagi
δ_f	: Sudut kerucut kaki
δ_k	: Sudut kerucut kepala
η	: Efisiensi motor
φ	: Sudut puntir poros
μ	: Koefisien gesekan
θ	: Sudut kontak puli
θ_f	: Sudut kaki
θ_k	: Sudut kepala
ρ	: Massa jenis
σ_a	: Kekuatan lentur ijin
σ_b	: Kekuatan tarik
σ_c	: Tegangan kontak ijin
τ	: Tegangan geser
τ_a	: Tegangan geser ijin
Ψ_s	: Sudut kontak gigi

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Dewasa ini, perkembangan teknologi permesinan semakin meningkat, yang salah satunya adalah mesin frais. Mesin frais merupakan salah satu mesin perkakas dengan gerak utama berputar. Alat potong (*cutter*) bersama spindel turut berputar. Gerak pemakanan dari mesin ini adalah gerak translasi benda kerja. Dari berbagai jenis konstruksi mesin frais, maka mesin frais yang digunakan untuk membuat alur-T ini termasuk mesin frais vertikal.

1.2. Arti Perancangan

Merancang adalah merumuskan suatu rencana dalam rangka memenuhi kebutuhan manusia, terutama dimaksudkan untuk mempermudah atau mengefisiensikan tenaga manusia, baik dengan cara mengembangkan dari yang sudah ada atau membuat yang baru.

1.3. Tujuan Perancangan.

Tujuan perancangan ini adalah merencanakan pembuatan sebuah mesin frais vertikal yang dikhususkan untuk pembentukan alur-T

1.4. Pembatasan Masalah

Dalam perancangan ini penulis memberikan batasan-batasan khusus tentang hal-hal yang akan dibahas. Hal tersebut disebabkan karena banyaknya bagian yang terdapat di dalam mesin frais vertikal yang tidak mungkin dibahas secara keseluruhan.

Perancangan ini dititikberatkan pada sistem transmisi pada *speed gearbox* (6 variasi kecepatan) dan *feed gearbox* (4 variasi *feeding*). Mesin frais ini digerakkan oleh satu motor sebagai sumber penggerak. Material yang digunakan adalah besi cor yang mempunyai kekerasan sampai 300 HB, alat potong yang digunakan adalah *T-slot cutter* dari HSS (*High Speed Steel*), dengan diameter 12,5 mm sampai 50 mm dan jumlah mata potong (*cutting edge*) *cutter* maksimal 12.

1.5. Sistematika Perancangan

Urutan kerja yang dilakukan dalam perancangan mesin frais vertikal untuk membuat alur-T ini adalah sebagai berikut :

1. Merancang *speed gearbox* :
 - a. Menghitung rasio jangkauan kecepatan spindel
 - b. Menghitung putaran spindel
 - c. Menentukan diagram struktur untuk *speed gearbox*
 - d. Menentukan diagram kecepatan untuk *speed gearbox*
2. Merancang sistem gerak pemakanan (*feed gearbox*) :
 - a. Menghitung rasio jangkauan kecepatan pemakanan
 - b. Menghitung putaran output yang menjamin kecepatan pemakanan

-
- c. Menentukan diagram struktur untuk *feed gearbox*
 - d. Menentukan diagram kecepatan untuk *feed gearbox*
 3. Menghitung daya motor listrik dan gaya potong *cutter*
 4. Menghitung komponen-komponen transmisi :
 - a. Menghitung transmisi sabuk-V
 - b. Menghitung transmisi roda gigi lurus
 - c. Menghitung transmisi roda gigi kerucut
 - d. Menghitung kopling cakar
 - e. Menghitung poros transmisi
 - f. Menghitung sambungan poros (pasak lurus dan poros bintang)
 - g. Menghitung bantalan
 5. Pelumasan

BAB II

DASAR TEORI

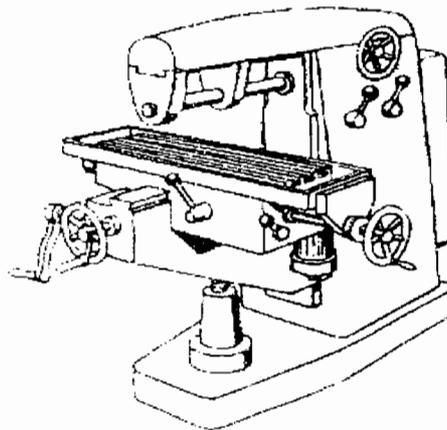
Mesin frais merupakan salah satu mesin perkakas dengan gerak utama adalah berputarnya alat potong (*cutter*) dan gerak translasi benda kerja sebagai gerak pemakanan. Mesin perkakas dapat digunakan untuk membuat berbagai bentuk benda kerja, yang salah satunya bentuk alur-T.

2.1. Jenis Mesin Frais

Tercapainya produksi yang ekonomis ditentukan oleh bentuk benda kerja, ukuran benda kerja dan jenis mesin. Jenis mesin frais dapat dibedakan menjadi :

a. Mesin Frais Horisontal

Mesin frais horisontal (Gambar 2.1.) ini cocok untuk semua pekerjaan frais dan mempunyai banyak jenis spindel yang dipasang mendatar (horisontal).

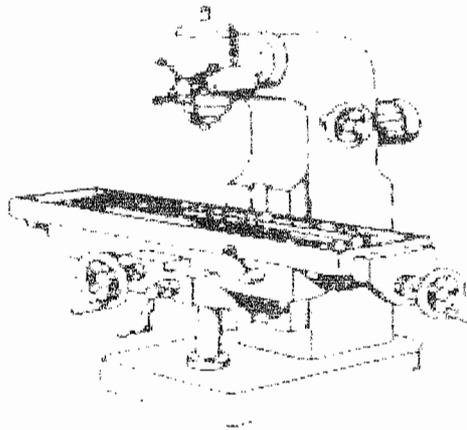


Gambar 2.1. Mesin frais horisontal

Sumber : Nunung Gunung Riyadi, Eliezar Sugeng Pramono, Teknik Bengkel, ATMI, hal.

b. Mesin Frais Vertikal

Mesin frais vertikal (Gambar 2.2.) ini digunakan pada hampir semua pengerjaan dengan *cutter* yang tegak lurus. Spindel mesin terpasang tegak pada kepala mesin. Kepala mesin dapat diputar posisinya, maka spindel dapat dipasang miring. Gerakan utama dan gerak pemakanan tidak berbeda dengan mesin milling horisontal.



Gambar 2.2. Mesin frais vertikal

Sumber : Nunung Gunung Riyadi, Eliezar Sugeng Pramono, Teknik Bengkel, ATMI, hal. 73.

c. Mesin Frais Universal

Sifat pokok mesin frais ini adalah meja mesin dapat diputar ke kiri atau ke kanan, oleh sebab itu dapat dipakai dalam berbagai keperluan.

2.2. Macam-macam Gerakan

Gerakan-gerakan yang terjadi pada mesin frais adalah :

a. Gerakan Utama

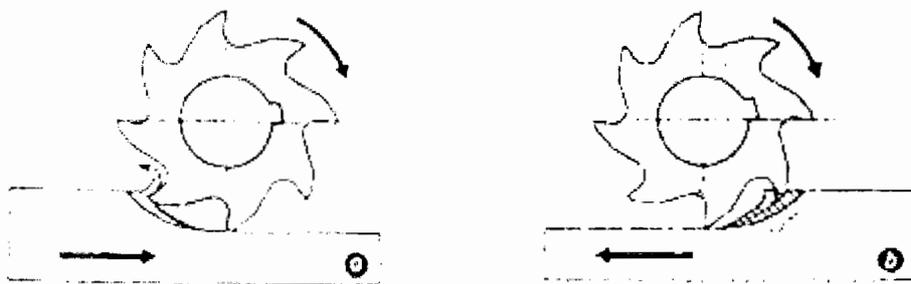
Gerakan utama adalah putaran utama pada spindel mesin. Agar *cutter* dapat berputar sesuai dengan yang kita kehendaki, mesin ini dilengkapi dengan bermacam-macam jumlah putaran per menit(rpm).

b. Gerakan Pemakanan (*Feeding*)

Benda kerja dipasang pada meja mesin. Agar *cutter* dapat mencapai benda kerja, penyangga pakis dapat digerakan naik turun dan meja dapat digerakan ke samping. Gerakan ini digerakan langsung oleh putaran utama atau dengan sebuah motor listrik yang terpisah. Dengan sebuah kunci atau roda gigi penghubung dapat dipilih berbagai putaran. Sebuah poros penghubung dan sebuah roda gigi cacing menghubungkan roda gigi pemakanan dan spindel dari mesin.

2.3. Metode Pemakanan

Metode pemakanan pada mesin frais ada dua, yaitu : metode pemakanan biasa dan metode pemakanan mendaki (macul). Metode pemakanan biasa (Gambar 2.3.a.) adalah metode konvensional dan dengan tepat dipakai pada mesin frais. Mula-mula sedikit demi sedikit *cutter* akan memotong benda kerja. Sedangkan metode mendaki (Gambar 2.3.b.) adalah metode pemakanan yang mula-mula *cutter* akan mengenai bagian yang paling tebal.



a. Metode pemakanan biasa

b. Metode pemakanan mendaki

Gambar 2.3. Metode pemakanan

Sumber : Nunung Gunung Riyadi, Eliezar Sugeng Pramono, Teknik Bengkel, ATMI, hal. 71.

2.4. Elemen-elemen Dasar Dalam Proses Frais

Dalam proses frais terdapat elemen-elemen dasar yang harus diketahui agar proses frais dapat dilaksanakan.

Lebar dan Kedalaman Pemakanan

Lebar pemakanan adalah lebar dari permukaan benda kerja yang dikerjakan dalam proses frais. Kedalaman pemakanan adalah ketebalan lapisan material yang dipotong dalam sekali proses pemotongan.

Kecepatan Potong

Kecepatan potong adalah panjang lintasan selama satu menit dari sisi potong yang terjauh dari sumbu *cutter*. Kecepatan potong seharusnya tidak melebihi nilai-nilai yang sudah distandarisasi untuk berbagai kondisi proses frais.

Proses Pembentukan Tatal

Tatal yang dihasilkan dalam proses frais relatif lebih pendek bentuknya daripada tatal yang dihasilkan oleh proses bubut. Hal ini disebabkan pada proses frais, tatal selalu terpotong-potong saat terjadi pergantian sisi potong *cutter* yang memotong benda kerja.

Volume Tatal pada Proses Frais

Volume tatal adalah hasil kali lebar pemakanan, kedalaman pemakanan dan gerak pemakanan per menit.

Analisis Gaya yang Timbul pada Proses Frais

Pada proses frais, gaya dibutuhkan untuk memotong benda kerja. Besarnya gaya yang dibutuhkan tergantung pada kekerasan material, luas penampang dari tatal yang dihasilkan, dan ketajaman sisi potong *cutter*.

BAB III

MESIN FRAIS VERTIKAL UNTUK ALUR-T

Mesin frais vertikal dapat digunakan untuk membuat berbagai bentuk, yang salah satunya adalah pembuatan alur-T. Mesin frais vertikal ini khusus digunakan untuk membuat alur-T, terutama untuk produksi massal.

3.1. Pembuatan Alur-T



Gambar 3.1. Pembuatan alur-T

Pembuatan alur-T dapat dijumpai pada pembuatan tanggem. Pada umumnya, benda kerja awal sudah terbentuk alur, sehingga pengerjaan untuk alur ini merupakan pengerjaan akhir (*finishing*). Langkah-langkah pembuatannya ditunjukkan pada Gambar 3.1 yang dapat dijelaskan sebagai berikut :

- a. Pertama, benda kerja tersebut difrais dengan menggunakan *finishing end mill cutter* (*cutter jari*) sampai ukuran yang dikehendaki.
- b. Setelah pengefraisan dengan *end mill cutter* selesai, kemudian menggunakan *T-slot cutter* untuk membuat alur-T. Pengerjaan ini dilakukan secara bertahap (satu sisi-satu sisi) sampai ukuran yang dikehendaki.

3.2. Perancangan *Speed Gearbox*

Perancangan *speed gearbox* merupakan perancangan untuk putaran spindel.

3.2.1 Perhitungan Rasio Jangkauan Kecepatan Spindel

Rasio jangkauan kecepatan spindel dihitung dengan menggunakan putaran maksimal dan minimal dari putaran *cutter*.

Putaran maksimal *cutter* ($n_{\text{maks cutter}}$):

$$n_{\text{maks cutter}} = \frac{v_{\text{cutter}} \times 1000}{\pi \times D_{\text{cutter}}} \dots\dots\dots(3-1)$$

dengan : $v_c \approx$ kecepatan potong *cutter*

= 18 m/min (material besi cor (< 300 HB) dengan alat potong yang terbuat dari HSS) (Tabel L.1 pada Lampiran)

$D_{\text{cutter}} \approx$ diameter terkecil *cutter* = 12,5 mm (Tabel L.1 pada Lampiran)

maka :

$$n_{\text{cutter}} = \frac{18 \times 1000}{\pi \times 12,5} = 458,37 \approx 458 \text{ rpm}$$

Putaran minimal *cutter* ($n_{\text{min cutter}}$):

$$n_{\text{min cutter}} = \frac{v_{\text{cutter}} \times 1000}{\pi \times D_{\text{cutter}}}$$

dengan : $v_c = 18$ m/min

$D_{\text{cutter}} \approx$ diameter terbesar *cutter* = 50 mm (Tabel L.1 pada Lampiran)

maka :

$$n_{\text{min cutter}} = \frac{18 \times 1000}{\pi \times 50} = 114,59 \approx 115 \text{ rpm}$$

Rasio jangkauan kecepatan spindel (i_{tot}) :

$$i_{tot} = \frac{n_{maks\ cutter}}{n_{min\ cutter}} \dots\dots\dots(3-2)$$

dengan : $n_{maks\ cutter} = 458\ rpm$

$n_{min\ cutter} = 115\ rpm$

maka : $i_{tot} = \frac{458}{115} = 3,98$

3.2.2. Perancangan Putaran Spindel

Putaran spindel dihitung dengan menggunakan putaran *cutter* dan deret ukur atau progresi geometri yang merupakan perbandingan antar putaran spindel.

Dengan rasio progresi geometri (ϕ) dapat ditentukan putaran-putaran spindel dengan menggunakan persamaan :

$$\phi = \sqrt[Z_{tk}-1]{\frac{n_{maks\ cutter}}{n_{min\ cutter}}} \dots\dots\dots(3-3)^1$$

dengan : $n_{maks\ cutter} = 458\ rpm$

$n_{min\ cutter} = 115\ rpm$

$Z_{tk} \approx$ jumlah tingkat kecepatan = 6

maka : $\phi = \sqrt[6-1]{\frac{458}{115}} = 1,26$

¹ N.K. Mehta, *Machine Tool Design*, Tata Mc-Hill Publishing Company Limited, New Delhi

Berdasarkan dari harga progresi geometri (ϕ) = 1,26, maka putaran-putaran spindel (n_{spindel}) dapat dihitung :

$$n_{\text{spindel}}(Z_{\text{tk}}) = n_{\text{cutter1}} \times \phi^{Z_{\text{tk}}-1} \text{ (rpm)} \dots \dots \dots (3-4)$$

dengan: $n_{\text{cutter1}} \approx n_{\text{min cutter}}$

=115 rpm, dari Tabel L.2 pada Lampiran, kecepatan standart untuk

$\phi = 1,26$ yang paling dekat dengan $n_{\text{min}} = 115$ rpm akan

diperoleh $n_{\text{min}} = 125$ rpm.

maka :

$$n_{\text{spindel (1)}} = 125 \times 1,26^{1-1} = 125 \text{ rpm}$$

$$n_{\text{spindel (2)}} = 125 \times 1,26^{2-1} = 157,5 \approx 160 \text{ rpm}$$

$$n_{\text{spindel (3)}} = 125 \times 1,26^{3-1} = 198,45 \approx 200 \text{ rpm}$$

$$n_{\text{spindel (4)}} = 125 \times 1,26^{4-1} = 250 \text{ rpm}$$

$$n_{\text{spindel (5)}} = 125 \times 1,26^{5-1} = 315 \text{ rpm}$$

$$n_{\text{spindel (6)}} = 125 \times 1,26^{6-1} = 396,97 \approx 400 \text{ rpm}$$

3.2.3. Diagram Struktur

Diagram struktur dapat dilihat pada Gambar 3.2 yang menggambarkan rasio jangkauan dari group-group transmisi. Mesin frais vertikal ini direncanakan dengan 6 tingkat kecepatan (Z_{tk}), dimana $Z_{\text{tk}} = 3 \times 2$, sehingga terdapat 2 formula struktural yang dapat disusun dengan persamaan sebagai berikut :

$$Z_{tk} = P_m(X_m) \times P_m(X_m) \dots \dots \dots (3-5)$$

dengan : $Z_{tk} \approx$ jumlah tingkat kecepatan

$P_m \approx$ jumlah transmisi group ke-m

$X_m \approx$ karakteristik transmisi group ke-m

maka formula strukturalnya :

$$(1) \quad Z_{tk} = P_1(X_1) \times P_2(X_2)$$

$$P_1 = 3 \quad P_2 = 2$$

$$X_1 = 1 \quad X_2 = P_1 = 3$$

$$Z_{tk} = 3(1) \times 2(3)$$

$$(2) \quad Z_{tk} = P_1(X_2) \times P_2(X_1)$$

$$P_1 = 3 \quad P_2 = 2$$

$$X_1 = 1 \quad X_2 = P_2 = 2$$

$$Z_{tk} = 3(2) \times 2(\mathbf{1})$$

Analisis formula struktural (1) :

$$\left(\frac{i_{maks}}{i_{min}} \right) = \phi^{(P_1 - 1) \times X_1}$$

$$= \phi^{(3-1) \times 1}$$

$$= \phi^2$$

$$\left(\frac{i_{maks}}{i_{min}} \right) = \phi^{(P_2 - 1) \times X_2}$$

$$= \phi^{(2-1) \times 3}$$

$$= \phi^3$$

Analisis formula struktural (2) :

$$\left(\frac{i_{maks}}{i_{min}} \right) = \phi^{(P_1 - 1) \times X_2}$$

$$= \phi^{(3-1) \times 2}$$

$$= \phi^4$$

$$\left(\frac{i_{maks}}{i_{min}} \right) = \phi^{(P_2 - 1) \times X_1}$$

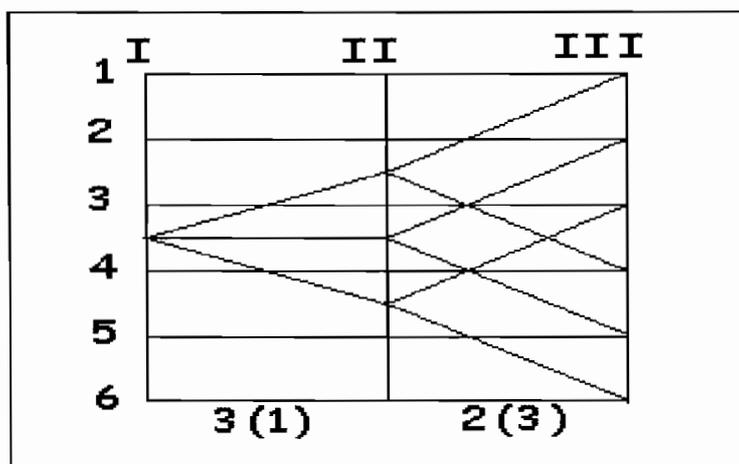
$$= \phi^{(2-1) \times 1}$$

$$= \phi^1$$

Dari analisis formula struktural di atas, tampak harga ϕ^{maks} untuk formula struktural (1) adalah ϕ^3 dan untuk formula struktural (2) adalah ϕ^4 . Karena harga progresi geometri yang dipilih 1,26, maka untuk formula struktural (1)

harga ϕ^{maks} adalah $1,26^3 = 2$, sedangkan untuk formula struktural (2) harga ϕ^{maks} adalah $1,264 = 2,5$.

Harga ϕ^{maks} harus lebih kecil dari nilai maksimum jangkauan transmisi sebuah group transmisi yaitu 8^1 , sehingga kedua formula struktural di atas memenuhi kriteria pemilihan. Pemilihan formula yang terbaik ditentukan berdasarkan nilai putaran maksimal dan putaran minimal, yang mana putaran maksimal berharga seminimal mungkin dan putaran minimal berharga semaksimal mungkin. Kondisi ini dipenuhi oleh formula (1). Jadi formula struktural yang digunakan adalah $Z_{tk} = 3(1) \times 2(3)$. Dari formula struktural ini dapat digambarkan diagram struktur sebagai berikut :



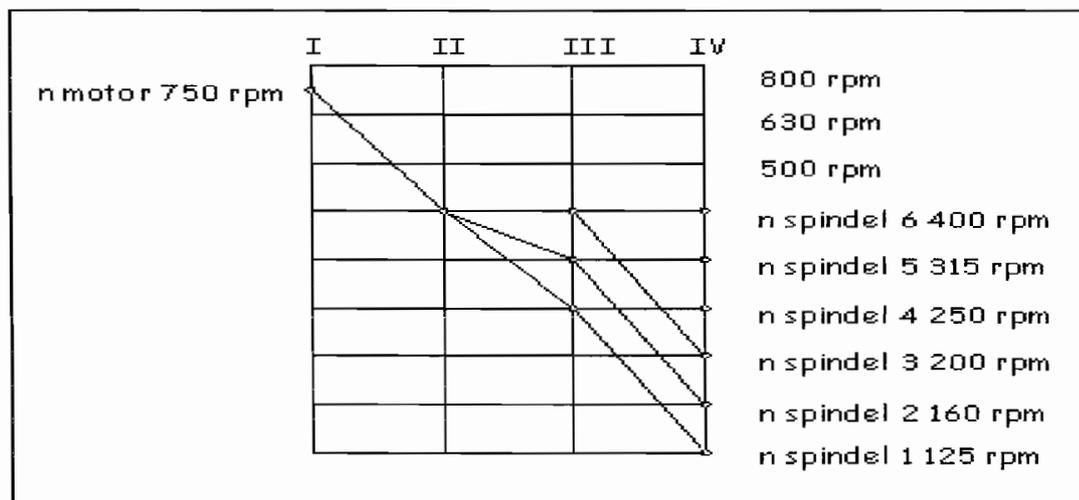
Gambar 3.2. Diagram struktur untuk *speed gearbox*

3.2.4 Diagram Kecepatan

Diagram kecepatan (Gambar 3.3.) digunakan untuk menentukan nilai dari rasio transmisi dan kecepatan dari semua poros. Dalam merencanakan diagram kecepatan harus selalu berpedoman pada besarnya perbandingan rasio maksimal

¹ *Ibid*

(i_{maks}) dan perbandingan rasio minimal (i_{min}) yang diijinkan, yaitu 2 dan $0,25^2$. Berdasarkan diagram struktur yang telah ditentukan di atas, maka dapat ditentukan diagram kecepatan sebagai berikut :



Gambar 3.3. Diagram kecepatan untuk *speed gearbox*

3.3. Perancangan Kotak Kecepatan Pemakanan

Kecepatan pemakanan merupakan gerakan meja. Gerakan ini digerakkan langsung oleh putaran utama, yaitu putaran spindel. Karena kecepatan-kecepatan spindel berupa progresi geometri, maka laju pemakanan yang digerakkan oleh spindel juga harus berupa sebuah progresi geometri.

3.3.1 Perhitungan Rasio Jangkauan Kecepatan Pemakanan

Rasio jangkauan kecepatan pemakanan dihitung dengan menggunakan laju pemakanan (*feed rate*) maksimal dan minimal dari *cutter*.

² *Ibid*

Rasio jangkauan kecepatan pemakanan (R_{nf}) :

$$R_{nf} = \frac{f_{\max}}{f_{\min}} = \frac{f_{Z,\max} \times Z}{f_{Z,\min} \times Z} \dots\dots\dots(3-6)$$

dimana : $f_{Z,\max}$ \approx laju pemakanan (*feed rate*) maksimal

= 0,09 mm/mata potong (Tabel L.1 pada Lampiran), untuk diameter 50 mm

Z \approx jumlah mata potong maksimal = 12(Tabel L.1 pada Lampiran)

$f_{Z,\min}$ \approx laju pemakanan (*feed rate*) minimal

= 0,036 mm/mata potong (Tabel L.1 pada Lampiran), untuk diameter 12,5 mm

maka :

$$R_{nf} = \frac{f_{\max}}{f_{\min}} = \frac{0,09 \times 12}{0,036 \times 12} = 2,5$$

3.3.2. Menghitung Putaran Output *Feed Gearbox*

Putaran output *feed gearbox* merupakan putaran yang harus menjamin kecepatan pemakanan. Untuk menghitung putaran ini juga menggunakan progresi geometri seperti pada speed gearbox.

Rasio progresi (ϕ) :

$$\phi = Z_k - 1 \sqrt{\frac{f_{\max}}{f_{\min}}} \dots\dots\dots(3-7)$$

dengan : f_{\max} = 1,08 mm/putaran

f_{\min} = 0,432 mm/putaran

Z_{tk} = 4

maka :

$$\phi = \sqrt[4]{\frac{1,08}{0,432}} = 1,41$$

Harga kecepatan pemakanan (f) :

$$f_{(Z_{tk})} = S_1 \times \phi^{Z_{tk}-1} \text{ (mm/putaran)} \dots \dots \dots (3-8)$$

dengan : $f_1 \approx f_{\min} = 0,432 \text{ mm/putaran}$

$$\phi = 1,41$$

$$Z_{tk} = 4$$

maka :

$$f_{(1)} = 0,432 \times 1,41^{1-1} = 0,432 \text{ mm/putaran}$$

$$f_{(2)} = 0,432 \times 1,41^{2-1} = 0,609 \text{ mm/putaran}$$

$$f_{(3)} = 0,432 \times 1,41^{3-1} = 0,859 \text{ mm/putaran}$$

$$f_{(4)} = 0,432 \times 1,41^{4-1} = 1,21 \text{ mm/putaran}$$

Pada perancangan ini memakai sebuah roda gigi gigi kerucut dan roda gigi lurus pada akhir transmisi untuk menggerakkan meja. Dan eretan meja dihubungkan dengan *lead screw and nut transmission*. Putaran *feed gearbox* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut : .

$$\frac{1}{p} = \frac{X}{f}$$

$$\frac{1}{n_{\text{spindel}}} \times i = \frac{X}{n_{\text{output}}} \dots \dots \dots (3-9)$$

dengan : X \approx rasio perbandingan

p \approx *pitch* = 12 mm

f \approx kecepatan pemakanan

$n_{\text{spindel}} \approx \text{putaran spindel}$

$i_1 \approx \text{perbandingan transmisi roda gigi kerucut} = \frac{1}{1,7}$

$i_2 \approx \text{perbandingan transmisi roda gigi lurus} = \frac{1}{1,65}$

$n_{\text{output}} \approx \text{putaran output } \textit{feed gearbox} \text{ yang menjamin kecepatan pemakanan}$

maka :

Untuk putaran spindel 125 rpm dengan kecepatan pemakanan 0,432 mm/putaran :

$$\frac{1}{12} = \frac{X}{0,432} \rightarrow X = 0,04$$

$$\frac{1}{125} \times \frac{1}{1,7} \times \frac{1}{1,65} = \frac{0,04}{n_{\text{output 1}}} \rightarrow n_{\text{output 1}} = 14 \approx 16 \text{ rpm}$$

Untuk putaran spindel 125 rpm dengan kecepatan pemakanan 0,609 mm/putaran :

$$\frac{1}{12} = \frac{X}{0,609} \rightarrow X = 0,051$$

$$\frac{1}{125} \times \frac{1}{1,7} \times \frac{1}{1,65} = \frac{0,051}{n_{\text{output 2}}} \rightarrow n_{\text{output 2}} = 19 \approx 22,4 \text{ rpm}$$

Untuk putaran spindel 125 rpm dengan kecepatan pemakanan 0,859 mm/putaran :

$$\frac{1}{12} = \frac{X}{0,859} \rightarrow X = 0,08$$

$$\frac{1}{125} \times \frac{1}{1,7} \times \frac{1}{1,65} = \frac{0,08}{n_{\text{output 3}}} \rightarrow n_{\text{output 3}} = 28 \approx 31,5 \text{ rpm}$$

Untuk putaran spindel 125 rpm dengan kecepatan pemakanan 1,21 mm/putaran :

$$\frac{1}{12} = \frac{X}{1,21} \rightarrow X = 0,1$$

$$\frac{1}{125} \times \frac{1}{1,7} \times \frac{1}{1,65} = \frac{0,1}{n_{\text{output 4}}} \rightarrow n_{\text{output 4}} = 35 \approx 45 \text{ rpm}$$

Dari perhitungan-perhitungan di atas, maka putaran *output feed gearbox* yang menjamin kecepatan pemakanan :

Untuk putaran spindel 160 rpm :

$$n_{\text{output 1}} = 160 \times 0,04 \times 1,7 \times 1,65 = 22,4 \text{ rpm}$$

$$n_{\text{output 2}} = 160 \times 0,051 \times 1,7 \times 1,65 = 31,5 \text{ rpm}$$

$$n_{\text{output 3}} = 160 \times 0,08 \times 1,7 \times 1,65 = 45 \text{ rpm}$$

$$n_{\text{output 4}} = 160 \times 0,1 \times 1,7 \times 1,65 = 63 \text{ rpm}$$

Untuk putaran spindel 200 rpm :

$$n_{\text{output 1}} = 200 \times 0,04 \times 1,7 \times 1,65 = 31,5 \text{ rpm}$$

$$n_{\text{output 2}} = 200 \times 0,051 \times 1,7 \times 1,65 = 45 \text{ rpm}$$

$$n_{\text{output 3}} = 200 \times 0,08 \times 1,7 \times 1,65 = 63 \text{ rpm}$$

$$n_{\text{output 4}} = 200 \times 0,1 \times 1,7 \times 1,65 = 90 \text{ rpm}$$

Untuk putaran spindel 250 rpm :

$$n_{\text{output 1}} = 250 \times 0,04 \times 1,7 \times 1,65 = 45 \text{ rpm}$$

$$n_{\text{output 2}} = 250 \times 0,051 \times 1,7 \times 1,65 = 63 \text{ rpm}$$

$$n_{\text{output 3}} = 250 \times 0,08 \times 1,7 \times 1,65 = 90 \text{ rpm}$$

$$n_{\text{output 4}} = 250 \times 0,1 \times 1,7 \times 1,65 = 125 \text{ rpm}$$

Untuk putaran spindel 315 rpm :

$$n_{\text{output 1}} = 315 \times 0,04 \times 1,7 \times 1,65 = 63 \text{ rpm}$$

$$n_{\text{output 2}} = 315 \times 0,051 \times 1,7 \times 1,65 = 90 \text{ rpm}$$

$$n_{\text{output 3}} = 315 \times 0,08 \times 1,7 \times 1,65 = 125 \text{ rpm}$$

$$n_{\text{output 4}} = 315 \times 0,1 \times 1,7 \times 1,65 = 180 \text{ rpm}$$

Untuk putaran spindel 400 rpm :

$$n_{\text{output 1}} = 400 \times 0,04 \times 1,7 \times 1,65 = 90 \text{ rpm}$$

$$n_{\text{output 2}} = 400 \times 0,051 \times 1,7 \times 1,65 = 125 \text{ rpm}$$

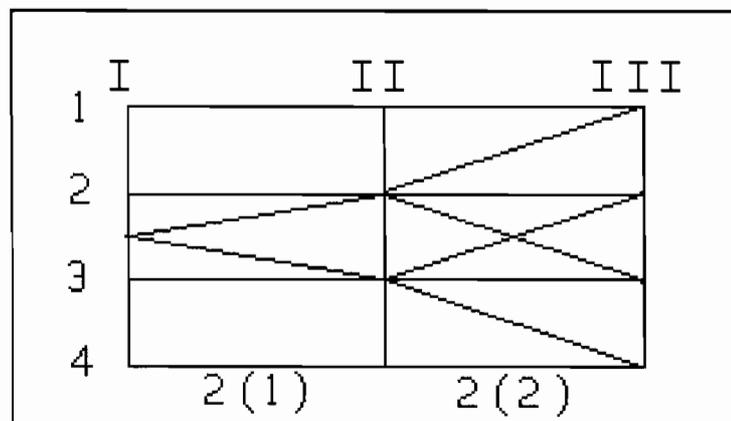
$$n_{\text{output 3}} = 400 \times 0,08 \times 1,7 \times 1,65 = 180 \text{ rpm}$$

$$n_{\text{output 4}} = 400 \times 0,1 \times 1,7 \times 1,65 = 250 \text{ rpm}$$

3.3.3. Diagram Struktur

Formula struktural

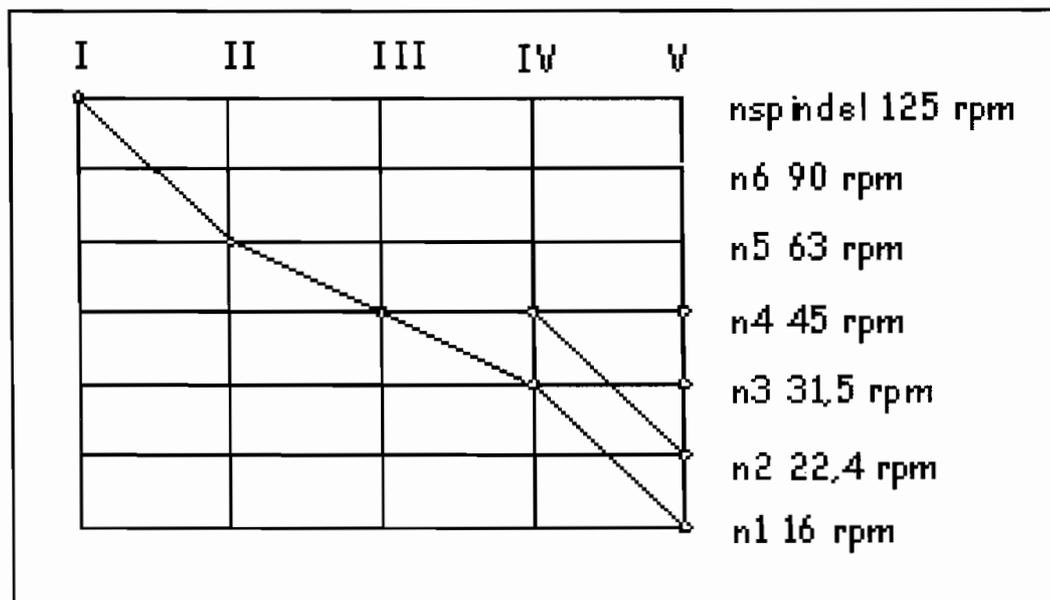
Pada gerak pemakanan ini memakai 4 tingkat kecepatan, formula struktural yang dipakai adalah $Z_{tk} = 2(1) \times 2(2)$, sehingga akan diperoleh diagram struktur sebagai berikut :



Gambar 3.4. Diagram struktur untuk *feed gearbox*

3.3.4. Diagram Kecepatan Pemakanan

Diagram Pemakanan digunakan untuk menentukan nilai dari rasio transmisi dan gerak pemakanan dari semua poros. Dalam merencanakan diagram Pemakanan harus selalu berpedoman pada besarnya perbandingan rasio maksimal (i_{maks}) dan perbandingan rasio minimal (i_{min}) yang diijinkan, yaitu 2,8 dan $0,2^3$. Berdasarkan diagram struktur yang telah ditentukan di atas (Gambar 3.4), maka dapat ditentukan diagram kecepatan pemakanan untuk putaran spindel 125 rpm sebagai berikut :

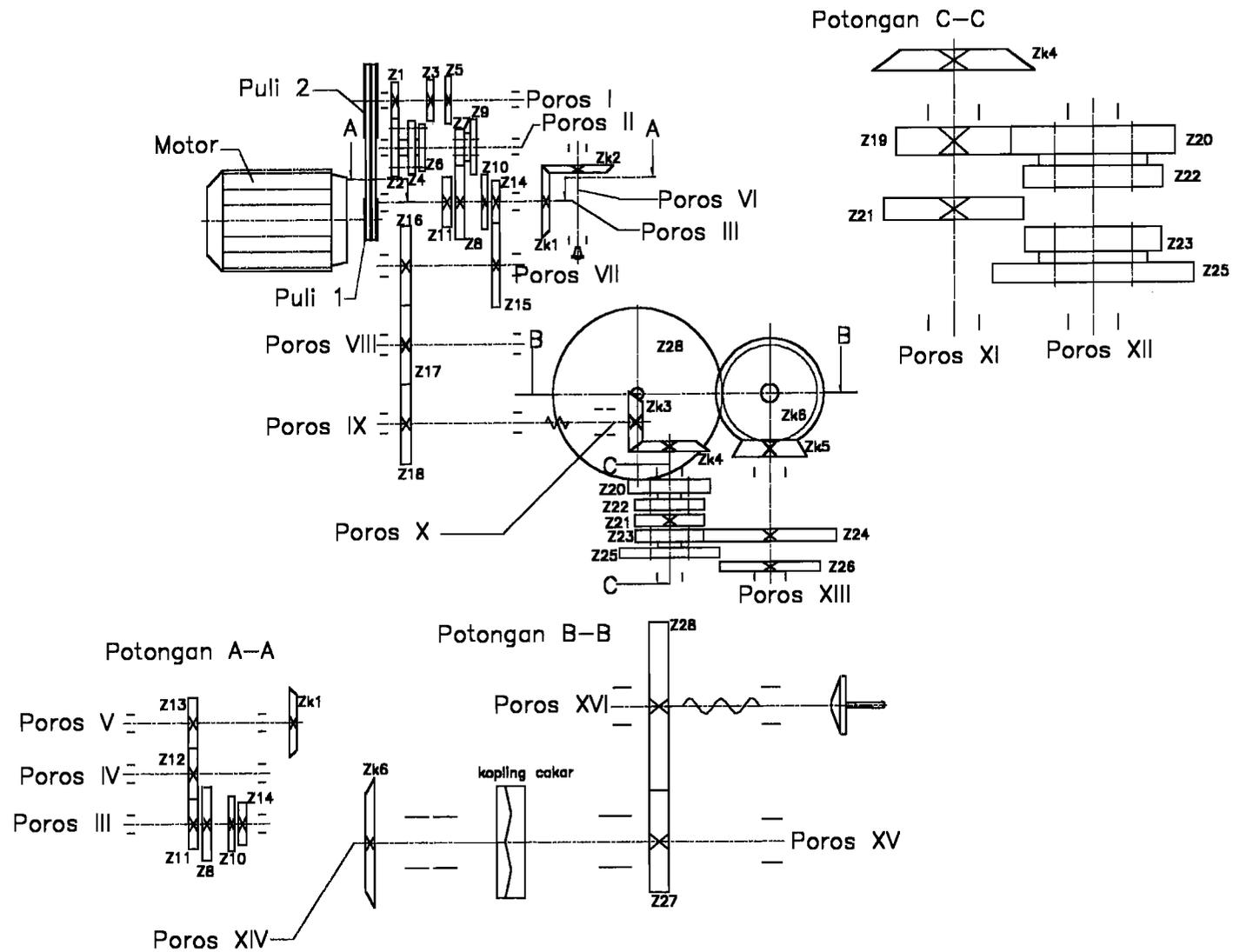


Gambar 3.5. Diagram kecepatan untuk *feed gearbox*

3.4. Skema Mesin

Dari Gambar 3.3 dan Gambar 3.5 dapat diperoleh skema mesin frais vertikal sebagai berikut :

³ Ibid



Gambar 3.6. Skema mesin

BAB IV

PERHITUNGAN DAYA DAN GAYA

4.1. Perhitungan Daya Motor Listrik.

Dalam perancangan ini akan digunakan material besi cor dengan alat potong yang terbuat dari HSS, dengan diameter (D_{cutter}) maksimal *cutter* untuk T-slot sebesar 50 mm dan jumlah mata potong *cutter* (Z_{cutter}) maksimal sebanyak 12. Dari data-data diatas dapat diperoleh kecepatan potong *cutter* (V_c) yang dianjurkan sebesar 18 m/min dan laju pemakanan (*feed rate*) (f_z) maksimum sebesar 0,090 mm/gigi (Tabel L.1 pada Lampiran).

Putaran *cutter* (n_{cutter}) :

$$n_{cutter} = \frac{v_c \times 1000}{\pi \times D_{cutter}} \text{ (rpm)} \dots\dots\dots(4-1)$$

dengan : $v_c \approx$ kecepatan potong *cutter* = 18 m/min

$D_{cutter} \approx$ diameter *cutter* = 50 mm

maka :
$$n_{cutter} = \frac{18 \times 1000}{\pi \times 50} = 114,59 \approx 125 \text{ rpm}$$

(diambil 125 rpm karena merupakan putaran standard untuk $\phi = 1,26$ yang mendekati 114,59 rpm)

Gerak pemakanan per putaran *cutter* (*feeding*) (f) :

$$f = f_z \times Z_{cutter} \text{ (mm/putaran)} \dots\dots\dots(4-2)$$

dengan : $f_z \approx$ pemakanan tiap mata potong = 0,090 mm/z

$$Z_{cutter} \approx \text{jumlah mata potong } cutter = 12$$

$$\text{maka : } f = 0,090 \times 12 = 1,08 \text{ mm/putaran}$$

Gerak pemakanan per menit (S_m) :

$$S_m = f_z \times Z_{cutter} \times n_{cutter} \text{ (mm/menit)(4-3)}$$

$$\text{dengan : } f_z = 0,090 \text{ mm/gigi}$$

$$Z_{cutter} = 12$$

$$n_{cutter} = 125 \text{ rpm}$$

$$\text{maka : } S_m = 0,090 \times 12 \times 125 = 135 \text{ mm/menit}$$

Volume total (Q_{total}) :

$$Q_{total} = \frac{b \times t \times S_m}{1000} \text{ (cm}^3\text{/menit)(4-4)}$$

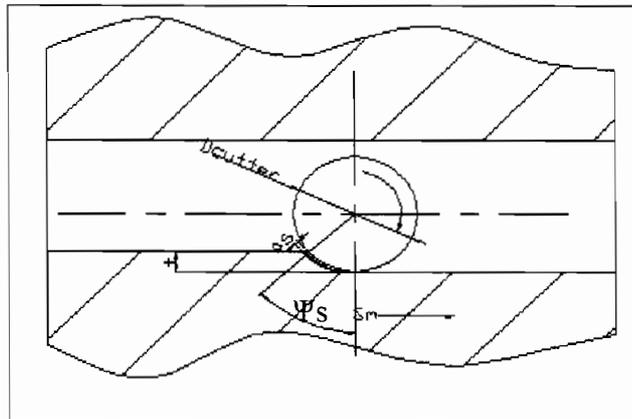
$$\text{dengan : } b_{cutter} \approx \text{tebal } cutter$$

$$= 22 \text{ mm (Tabel L.1 pada Lampiran), untuk diameter } cutter \text{ 50 mm}$$

$$t \approx \text{lebar pemakanan maksimal} = 5 \text{ mm}$$

$$S_m = 135 \text{ mm/menit}$$

$$\text{maka : } Q_{total} = \frac{22 \times 5 \times 135}{1000} = 14,85 \text{ cm}^3\text{/menit}$$



Gambar 4.1. Pembentukan tatal

Sudut kontak gigi (ψ_s) :

Untuk menghitung sudut kontak gigi lihat Gambar 4.1.

$$\cos \psi_s = \frac{\frac{D_{cutter}}{2} - t}{\frac{D_{cutter}}{2}} \text{ (}^\circ\text{)} \dots\dots\dots(4-5)$$

dengan : t = 5 mm

D_{cutter} = 50 mm

$$\text{maka : } \cos \psi_s = \frac{\frac{50}{2} - 5}{\frac{50}{2}} = 0,8 \rightarrow \psi_s = 37^\circ$$

Tebal tatal (a_s) :

$$a_s = \frac{114,6 \times f_z \times t}{D_{cutter} \times \psi_s} \text{ (mm)} \dots\dots\dots(4-6)^1$$

dengan : f_z = 0,090 mm/gigi

¹ Central Machine Tool Institute (CMTI) bangalore, Machine Tool Design handbook, Tata McGraw-Hill Publishing Co.Ltd, 1982, New Delhi, hal. 639.

$$D_{cutter} = 50 \text{ mm}$$

$$\psi_s = 37^\circ$$

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

$$\text{maka : } a_s = \frac{114,6 \times 0,090 \times 5}{50 \times 37} = 0,028 \text{ mm}$$

Daya pada spindel utama (P_{spindel}) :

$$P_{\text{spindel}} = U \times K_h \times K_\gamma \times Q_{\text{total}} \text{ (kW)} \dots \dots \dots (4-7)^2$$

dengan : $U \approx$ energi satuan (*unit power*) (Tabel L.3 pada Lampiran)

$= 0,053 \text{ (kW. menit)/cm}^3$ (untuk material besi cor yang mempunyai kekerasan 280 HB (< 300HB) dan tebal total (a_s) sebesar 0,028 mm).

$K_h \approx$ faktor koreksi untuk sisi aus (*flank wear*) (Tabel L.4 pada Lampiran)

$= 1,2$ (untuk material dengan kekerasan 300 HB dan tebal total 0,028 = 0,1 mm).

$K_\gamma \approx$ faktor koreksi untuk sudut garuk (*rake angel*) (Tabel L.5 pada Lampiran)

$= 1,07$ (untuk sudut garuk (γ) 5°)

$$Q_{\text{total}} = 14,85 \text{ cm}^3/\text{menit}$$

$$\text{maka : } P_{\text{spindel}} = 0,053 \times 1,2 \times 1,07 \times 14,85 = 1,01 \text{ kW.}$$

² *Ibid, hal. 639*

Daya untuk *feeding* besarnya $\pm 5\%$ dari daya pada spindel, sehingga daya total kebutuhan :

$$\begin{aligned} P_{\text{tot}} &= P_{\text{spindel}} + 5 \% P_{\text{spindel}} \\ &= 1,01 + 5 \% \times 1,01 \\ &= 1,061 \text{ kW} \end{aligned}$$

Daya motor listrik yang dibutuhkan (P_{motor}) :

$$P_{\text{motor}} = \frac{P_{\text{tot}}}{\eta} \text{ (kW)} \dots \dots \dots (4-8)$$

dengan : $P_{\text{tot}} = 1,061 \text{ kW}$

$\eta \approx$ efisiensi transmisi = 0,85 , untuk mesin perkakas dengan gerak potong berputar (sumber : materi mata kuliah mesin Perkakas)

maka : $P_{\text{motor}} = \frac{1,061}{0,85} = 1,25 \text{ kW}.$

Sesuai dengan Tabel L.6 pada Lampiran, maka dipilih motor listrik dengan daya (P_{motor}) 1,5 kW dan putaran motor (n_{motor}) sebesar 750 rpm.

4.2. Perhitungan Gaya Potong *Cutter*

Gaya potong tangensial *cutter* ($F_{\text{t cutter}}$) :

$$F_{\text{t cutter}} = \frac{6120 \times P_{\text{spindel}}}{v_c} \text{ (kg)} \dots \dots \dots (4-9)$$

dengan : $P_{\text{spindel}} = 1,01 \text{ kW}$

$$v_c = 18 \text{ m/menit}$$

$$\text{maka : } F_{t \text{ cutter}} = \frac{6120 \times 1,01}{18} = 343,4 \text{ kg}$$

Gaya potong radial *cutter* ($F_{r \text{ cutter}}$) :

$$F_{r \text{ cutter}} = 0,5 \times F_{t \text{ cutter}} \text{ (kg)} \dots \dots \dots (4-10)^3$$

$$\text{dengan : } F_{t \text{ cutter}} = 343,4 \text{ kg}$$

$$\text{maka : } F_{r \text{ cutter}} = 0,5 \times 343,4 = 171,7 \text{ kg}$$

Gaya potong aksial *cutter* ($F_{a \text{ cutter}}$) :

$$F_{a \text{ cutter}} = 0,2 \times F_{t \text{ cutter}} \text{ (kg)} \dots \dots \dots (4-11)^4$$

$$\text{dengan : } F_{t \text{ cutter}} = 343,4 \text{ kg}$$

$$\text{maka : } F_{a \text{ cutter}} = 0,2 \times 343,4 = 68,68 \text{ kg}$$

³ *Ibid*, hal. 653

⁴ *Ibid*, hal. 653

BAB V
PERANCANGAN
SISTEM TRANSMISI

Pada bab ini akan dibahas mengenai perhitungan-perhitungan sistem transmisi. Sistem transmisi pada mesin frais ini meliputi : transmisi sabuk-V, transmisi roda gigi lurus, transmisi roda gigi kerucut dan kopling cakar.

5.1. Transmisi Sabuk-V

Untuk mentransmisikan daya dari motor ke *speed gearbox* digunakan transmisi sabuk-V, sabuk ini dipakai karena bekerja lebih halus, murah, dan tidak berisik dalam operasionalnya.

5.1.1. Perhitungan Sabuk-V

Motor penggerak yang digunakan adalah motor listrik dengan daya (P_{motor}) 1,5 kW dan putarannya (n_{motor}) 750 rpm. Putaran puli yang digerakkan (n_{puli}) adalah 400 rpm.

Daya rencana (P_d) :

$$P_d = P \times f_c \text{ (kW)} \dots\dots\dots(5-1)$$

dengan : $P_{\text{motor}} = 1,5 \text{ kW}$

$f_c \approx$ faktor koreksi =1,3 (Tabel L.7 pada Lampiran), untuk mesin perkakas dengan penggunaan 8 jam kerja tiap hari

maka : $P_d = 1,5 \times 1,3 = 1,95 \text{ kW}$

Perbandingan transmisi (i) :

$$i = \frac{n_{\text{puli}}}{n_{\text{motor}}} \dots\dots\dots(5-2)$$

dengan : $n_{\text{motor}} = 750 \text{ rpm}$

$$n_{\text{puli}} = 400 \text{ rpm}$$

$$\text{maka : } i = \frac{400}{750} = 0,533$$

Momen puntir yang terjadi pada poros penggerak (T_{motor}) :

$$T_{\text{motor}} = 9,74 \times 10^5 \times \left(\frac{P_d}{n_{\text{motor}}} \right) (\text{kg.mm}) \dots\dots\dots(5-3)$$

dengan : $n_{\text{motor}} = 750 \text{ rpm}$

$$P_d = 1,95 \text{ kW}$$

$$\text{maka : } T_{\text{motor}} = 9,74 \times 10^5 \times \left(\frac{1,95}{750} \right) = 2532,4 \text{ kg.mm}$$

Momen puntir yang terjadi pada poros yang digerakkan (T_1) :

$$T_1 = 9,74 \times 10^5 \times \left(\frac{P_d}{n_{\text{puli}}} \right) (\text{kg.mm}) \dots\dots\dots(5-4)$$

dengan : $n_{\text{puli}} = 400 \text{ rpm}$

$$P_d = 1,95 \text{ kW}$$

$$\text{maka : } T_1 = 9,74 \times 10^5 \times \left(\frac{1,95}{400} \right) = 4748,25 \text{ kg.mm}$$

Untuk bahan poros dipilih dari S30C dengan kekuatan tarik (σ_b) 48 kg/mm^2
(Tabel L.8 pada Lampiran).

Tegangan geser yang diijinkan pada poros (τ_a) :

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{S_{f1} \times S_{f2}} \text{ (kg/mm}^2\text{)} \dots \dots \dots (5-5)$$

dengan : $\sigma_b = 48 \text{ kg/mm}^2$

$S_{f1} \approx$ faktor keamanan dengan pengaruh massa = 6

$S_{f2} \approx$ faktor keamanan dengan alur pasak = 2

maka :

$$\tau_a = \frac{48}{6 \times 2} = 4 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter poros penggerak (d_{s1}) :

$$d_{s1} = \sqrt[3]{\left(\frac{5,1}{\tau_a} \times K_t \times C_b \times T_{motor} \right)} \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-6)^5$$

dengan : $\tau_a = 4 \text{ kg/mm}^2$

$K_t \approx$ faktor koreksi terhadap tumbukan = 1,5

$C_b \approx$ faktor koreksi terhadap lenturan = 1,5

$T_{motor} = 2532,4 \text{ kg.mm}$

maka :

$$d_{s1} = \sqrt[3]{\left(\frac{5,1}{4} \times 1,5 \times 1,5 \times 2532,4 \right)} = 19 \text{ mm}$$

sesuai dengan poros motor pada Tabel L.6 pada Lampiran, maka diameter poros penggerak (d_{s1}) diambil sebesar 28 mm.

Diameter poros yang digerakkan (d_{s2}) :

$$d_{s2} = \sqrt[3]{\left(\frac{5,1}{\tau_a} \times K_t \times C_b \times T_1 \right)} \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-7)$$

dengan : $\tau_a = 4 \text{ kg/mm}^2$

⁵ Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 8

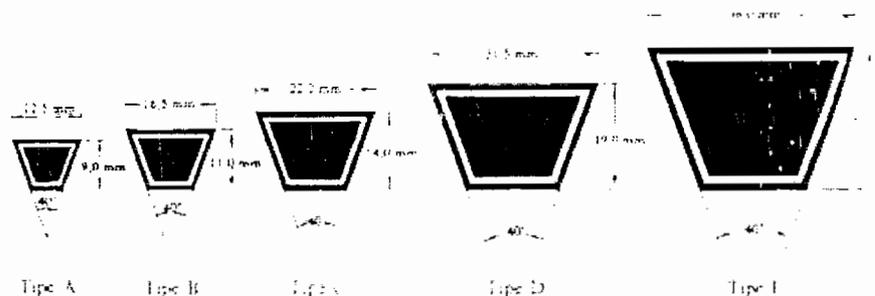
$$K_t = 1,5$$

$$C_b = 1,5$$

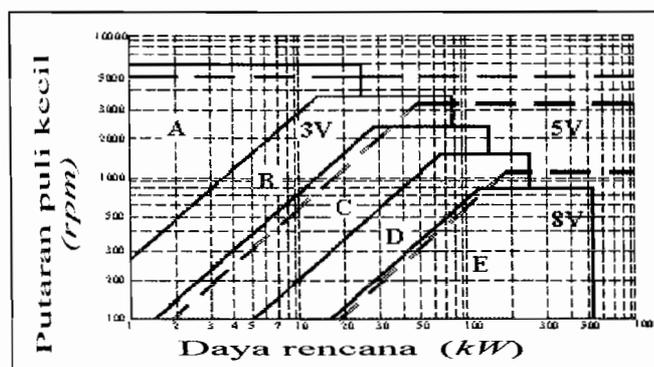
$$T_1 = 4748,25 \text{ kg.mm}$$

$$\text{maka : } d_{s2} = \sqrt[3]{\left(\frac{5,1}{4} \times 1,5 \times 1,5 \times 4748,25\right)} = 23 \text{ mm}$$

sesuai dengan Tabel L.9 pada Lampiran, maka diameter poros yang digerakkan sebesar 35 mm.



Gambar 5.1 Ukuran penampang sabuk-V
(Sumber ; Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 164)



Gambar 5.2. Diagram pemilihan sabuk
(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 164)

Berdasarkan daya rencana (1,95 kW) dan putaran puli kecil (750 rpm), maka sabuk-V yang dipakai adalah tipe A (Gambar 5.2). Penampang sabuk V tipe A dapat dilihat pada Gambar 5.1. Berdasarkan Tabel L.10 pada Lampiran,

diperoleh diameter minimal puli yang dianjurkan sebesar 95 mm. Untuk itu diameter lingkaran jarak bagi puli penggerak $d_p = 95$ mm.

Diameter lingkaran jarak bagi puli yang digerakkan (D_p) :

$$D_p = d_p \times \frac{1}{i} \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-8)$$

dengan : $d_p \approx$ diameter lingkaran jarak bagi puli penggerak = 95 mm

$$i = 0,533$$

$$\text{maka : } D_p = 95 \times \frac{1}{0,533} = 178,236 \approx 178 \text{ mm}$$

Diameter luar dari puli penggerak (d_k) :

$$d_k = d_p + (2 \times K) \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-9)^6$$

dengan : $d_p = 95$ mm

$K = 4,5$ mm (Tabel L.11 pada Lampiran), untuk profil sabuk A

$$\text{maka : } d_k = 95 + (2 \times 4,5) = 104 \text{ mm}$$

Diameter luar dari puli yang digerakkan (D_k) :

$$D_k = D_p + (2 \times K) \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-10)$$

dengan : $D_k = 178$ mm

$$K = 4,5 \text{ mm}$$

$$\text{maka : } D_k = 178 + (2 \times 4,5) = 187 \text{ mm}$$

Jarak sumbu poros (C) yang diijinkan berkisar dari 1,5 sampai 2 kali diameter puli besar (D_p)⁷

$$267 < C < 356 \rightarrow \text{diambil harga } C = 300 \text{ mm.}$$

⁶ *Ibid, hal. 166*

⁷ *Ibid, hal 166*

Diameter naf puli penggerak (d_B) :

$$d_B = \left[\frac{5}{3} \times d_{s1} \right] + 10 \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-11)^8$$

dengan : $d_{s1} = 28 \text{ mm}$

maka : $d_B = \left[\frac{5}{3} \times 28 \right] + 10 = 56,666 \text{ mm} \approx 57 \text{ mm}$

Diameter naf puli yang digerakkan (D_B) :

$$D_B = \left[\frac{5}{3} \times d_{s2} \right] + 10 \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-12)$$

dengan : $d_{s2} = 35 \text{ mm}$

maka : $D_B = \left[\frac{5}{3} \times 35 \right] + 10 = 68 \text{ mm}$

Kecepatan keliling sabuk (v) :

$$v = \frac{\pi \times d_p \times n_{motor}}{60 \times 1000} \text{ (m/s)} \dots \dots \dots (5-13)$$

dengan : $n_{motor} = 750 \text{ rpm}$

$$d_p = 95 \text{ mm}$$

maka : $v = \frac{\pi \times 95 \times 750}{60 \times 1000} = 3,73 \text{ m/s}$

Jarak terkecil poros puli :

$$\frac{d_k + D_k}{2} = \frac{104 + 187}{2} = 145,5 \text{ mm}$$

Karena $C \geq \frac{d_k + D_k}{2}$, maka jarak poros puli telah memenuhi kriteria.

⁸ *Ibid, hal. 177*

Panjang keliling sabuk (L) :

$$L = (2 \times C) + \left(\frac{\pi}{2} \times (d_p + D_p)\right) + \left(\frac{1}{4 \times C} \times (D_p - d_p)^2\right) \text{ (mm)} \dots (5-14)^1$$

dengan : $D_p = 178 \text{ mm}$

$d_p = 95 \text{ mm}$

$C = 300 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} \text{maka : } L &= (2 \times 300) + \left(\frac{\pi}{2} \times (95 + 178)\right) + \left(\frac{1}{4 \times 300} \times (178 - 95)^2\right) \\ &= 1034,568 \text{ mm} \end{aligned}$$

Berdasarkan Tabel L.12 pada Lampiran, panjang keliling sabuk yang ada dalam perdagangan adalah 1041 mm dengan nomor nominal sabuk-V adalah No. 41.

Jarak sumbu poros (C) :

$$\begin{aligned} b &= (2 \times L) - \pi \times (D_p + d_p) \text{ (mm)} \dots (5-15)^2 \\ &= (2 \times 1041) - \pi \times (178 + 95) = 1224,345 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8 \times (D_p - d_p)^2}}{8} \text{ (mm)} \dots (5-16)^3$$

dengan : $D_p = 178 \text{ mm}$

$d_p = 95 \text{ mm}$

$L = 1041 \text{ mm}$

maka jarak sumbu poros puli menjadi :

$$C = \frac{1224,345 + \sqrt{1224,345^2 - 8 \times (178 - 95)^2}}{8} = 303 \text{ mm}$$

¹ Ibid, hal. 170

² Ibid, hal. 170

³ Ibid, hal. 170

Sudut kontak (θ) :

$$\theta = 180 - \frac{57 \times (D_p - d_p)}{C} (\text{°}) \dots \dots \dots (5-17)^{12}$$

dengan : $D_p = 178 \text{ mm}$

$d_p = 95 \text{ mm}$

$C = 303 \text{ mm}$

maka :

$$\theta = 180 - \frac{57 \times (178 - 95)}{303} = 176^\circ$$

Sabuk yang dipakai adalah sabuk-V standard, maka kapasitas daya yang ditransmisikan oleh satu sabuk (Tabel L.13 pada Lampiran) $\rightarrow P_o = 1,3225 \text{ HP} = 1,3225 \times 0,746 = 0,992 \text{ kW}$ (untuk putaran motor 750 rpm dengan diameter minimal 95 mm dan perbandingan rasio 1,875).

Jumlah sabuk yang diperlukan (N) :

$$N = \frac{P_d}{P_o \times K_\theta} \dots \dots \dots (5-18)^{13}$$

dengan : $P_d = 1,95 \text{ kW}$

$P_o = 0,992 \text{ kW}$

$K_\theta \approx$ faktor koreksi = 0,993 (Tabel L.14 pada Lampiran), untuk sudut kontak 176°

maka :

$$N = \frac{1,95}{0,992 \times 0,993} = 1,98 \approx 2 \text{ buah.}$$

¹² *Ibid, hal. 173*

¹³ *Ibid, hal. 173*

Berdasarkan Tabel L.11 pada Lampiran diperoleh lebar puli (l_b):

$$l_b = (2 \times f) + e \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-19)$$

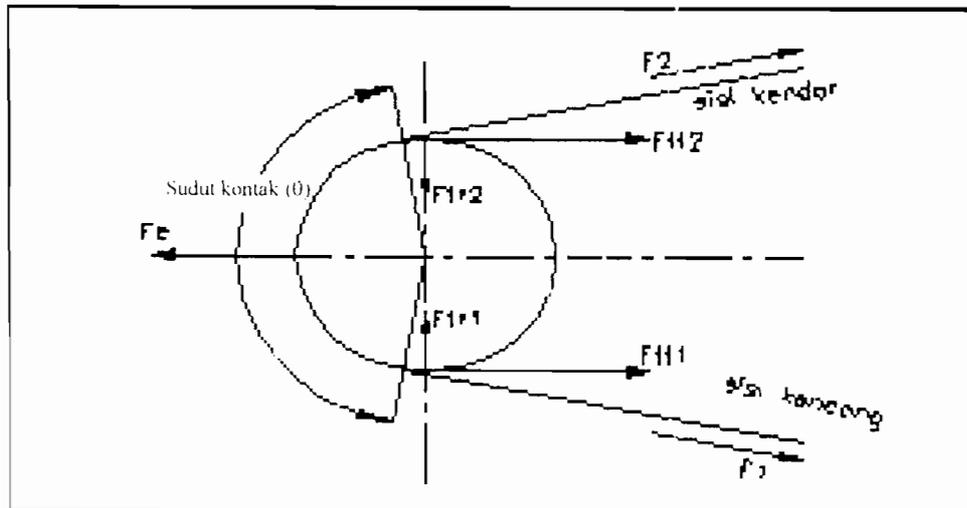
dengan : harga f = (Tabel L.11 pada Lampiran), untuk profil sabuk A.

$$= 10 \text{ mm}$$

harga e = (Tabel L.11 pada Lampiran), untuk profil sabuk A.

$$= 15 \text{ mm}$$

maka : $l_b = (2 \times 10) + 15 = 35 \text{ mm}$



Gambar 5.3. Gaya-gaya pada sabuk
(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 170)

Gaya-gaya yang bekerja pada puli (F_e , F_1 dan F_2) untuk 2 sabuk :

$$F_e = 2 \times \frac{P_u \times 102}{v} \text{ (kg)} \dots \dots \dots (5-20)$$

dengan : $F_e \approx$ gaya tarik efektif

$$P_u = 0,992 \text{ kW}$$

$$v = 3,73 \text{ m/s}$$

$$\text{maka : } F_e = 2 \times \frac{0,992 \times 102}{3,73} = 54,25 \text{ kg}$$

$$F_e = F_1 - F_2 \dots \dots \dots (5-21)^{14}$$

$$54,25 = F_1 - F_2 \dots \dots \dots (1)$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\theta} \rightarrow F_1 = e^{\mu\theta} \times F_2 \dots \dots \dots (5-22)^{15}$$

dengan : $F_1 \approx$ gaya tarikan pada sisi kancang

$F_2 \approx$ gaya tarikan pada sisi kendor

$\mu \approx$ koefisien gesek = 0,395, (Tabel L.15 pada Lampiran), untuk sabuk-V standar

$\theta \approx$ sudut kontak = $176^\circ = 3,072$ radian

$$\text{maka : } F_1 = e^{0,395 \times 3,072} \times F_2 = 3,365 F_2 \dots \dots \dots (2)$$

Persamaan (2) dimasukkan ke persamaan (1) diperoleh :

$$54,25 = 3,365 F_2 - F_2$$

$$F_2 = 22,94 \text{ kg}$$

$$F_1 = 77,2 \text{ kg}$$

Gaya tarik sisi kancang diuraikan menjadi dua gaya, yaitu F_{tt1} dan F_{tr1} yang besarnya :

$$F_{tt1} = F_1 \times \text{Cos } \gamma$$

$$= F_1 \times \text{Cos} \left(90 - \frac{\theta}{2} \right) = 77,2 \times \text{Cos} \left(90 - \frac{176}{2} \right) = 77,15 \text{ kg}$$

¹⁴ *Ibid, hal. 171*

¹⁵ *Ibid, hal. 171*

$$\begin{aligned}
 F_{tr1} &= F_1 \times \sin \gamma \\
 &= F_1 \times \sin \left(90 - \frac{\theta}{2} \right) = 77,2 \times \sin \left(90 - \frac{176}{2} \right) = 2,69 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Gaya sisi kendor juga diuraikan menjadi F_{tt2} dan F_{tr2} yang besarnya :

$$\begin{aligned}
 F_{tt2} &= F_2 \times \cos \gamma \\
 &= F_2 \times \cos \left(90 - \frac{\theta}{2} \right) = 22,94 \times \cos \left(90 - \frac{176}{2} \right) = 22,93 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{tr2} &= F_2 \times \sin \gamma \\
 &= F_2 \times \sin \left(90 - \frac{\theta}{2} \right) = 22,94 \times \sin \left(90 - \frac{176}{2} \right) = 0,8 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Gaya tarik total (F_{tt}) = $F_{tt1} + F_{tt2} = 77,15 + 22,93 = 100,08 \text{ kg}$

Gaya tarik total (F_{tr}) = $F_{tr1} - F_{tr2} = 2,69 - 0,8 = 1,89 \text{ kg}$

Untuk dapat memelihara tegangan cukup dan sesuai pada sabuk, jarak poros puli harus dapat disetel ke dalam maupun ke luar. Sesuai dengan Tabel L.16 dalam Lampiran, maka daerah penyetelan jarak sumbu poros untuk tipe A dengan no. 41 panjang keliling sabuk 1041 mm adalah :

Daerah penyetelan sebelah dalam : $\Delta C_i = 20 \text{ mm}$.

Daerah penyetelan sebelah luar : $\Delta C_t = 40 \text{ mm}$.

Dalam perancangan ini, untuk penyetelan jarak sumbu poros agar mendapatkan tegangan yang cukup diatur dengan pengaturan motor listrik yang dapat diatur naik turun.

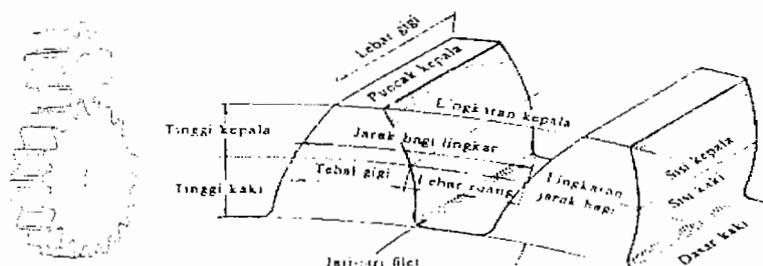
5.1.2. Hasil Perancangan Sabuk dan Puli

Dari hasil perhitungan diperoleh data-data yang merupakan hasil perancangan sabuk dan puli sebagai berikut :

- a. Sabuk yang digunakan adalah sabuk-V standard dengan tipe A.
- b. Nomor nominal sabuk adalah no. 41 dengan panjang sabuk adalah 1041 mm.
- c. Jumlah sabuk yang digunakan adalah 2 buah.
- d. Bahan puli dibuat dari besi cor kelabu FC 20.
- e. Diameter lingkaran jarak bagi puli penggerak adalah 95 mm.
- f. Diameter lingkaran jarak bagi puli yang digerakkan adalah 178 mm.
- g. Diameter luar puli penggerak adalah 104 mm.
- h. Diameter luar puli yang digerakkan adalah 187 mm.
- i. Diameter naf puli penggerak adalah 57 mm.
- j. Diameter naf puli yang digerakkan adalah 68 mm.
- k. Jarak sumbu poros adalah 303 mm.
- l. Lebar puli adalah 35 mm
- m. Daerah penyetelan jarak poros sebelah dalam adalah 20 mm.
- n. Daerah penyetelan jarak poros sebelah luar adalah 40 mm.

5.2. Transmisi Roda Gigi Lurus

Transmisi roda gigi lurus (Gambar 5.4) dipakai karena lebih murah dan lebih mudah pembuatannya dan tidak menyebabkan timbulnya gaya aksial yang merupakan tambahan beban bagi bantalan.



Gambar 5.4. Bagian-bagian roda gigi lurus
(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 214)

5.2.1. Perhitungan Roda Gigi Lurus.

A. Pasangan Roda Gigi Lurus I

Perbandingan transmisi (i) :

$$i = \frac{n_2}{n_1} \dots \dots \dots (5-23)$$

dengan : $n_1 \approx n_{\text{spindel 6}} = 400 \text{ rpm}$

$n_2 \approx n_{\text{spindel 4}} = 250 \text{ rpm}$

maka : $i = \frac{250}{400} = 0,625$

Diameter lingkaran jarak bagi sementara penggerak (d'_1) :

$$d'_1 = \frac{2 \times a_o \times i}{(1+i)} (\text{mm}) \dots \dots \dots (5-24)^{16}$$

dengan : $a_o \approx \text{jarak sumbu poros} = 120 \text{ mm}$

$i = 0,625$

maka : $d'_1 = \frac{2 \times 120 \times 0,625}{(1+0,625)} = 92,31 \approx 92 \text{ mm}$

¹⁶ Ibid, hal. 216

Diameter lingkaran jarak bagi sementara yang digerakkan (d'_2) :

$$d'_2 = \frac{2 \times a_o}{(1+i)} (\text{mm}) \dots \dots \dots (5-25)^{17}$$

dengan : $a_o = 120 \text{ mm}$

$i = 0,625$

maka : $d'_2 = \frac{2 \times 120}{(1+0,625)} = 147,69 \approx 148 \text{ mm}$

Jumlah gigi penggerak (Z_1) :

$$Z_1 = \frac{d'_1}{m} (\text{gigi}) \dots \dots \dots (5-26)$$

dengan : $d'_1 = 92 \text{ mm}$

$m \approx \text{modul} = 2,5$ (Diagram L.1 pada Lampiran), untuk daya rencana
1,95 kW dan putaran 400 rpm

maka : $Z_1 = \frac{92}{2,5} = 36,8 \approx 37 \text{ gigi}$

Jumlah gigi yang digerakkan (Z_2) :

$$Z_2 = \frac{d'_2}{m} (\text{gigi}) \dots \dots \dots (5-27)$$

dengan : $d'_2 = 148 \text{ mm}$

$m = 2,5$

maka : $Z_2 = \frac{148}{2,5} = 59,2 \approx 59 \text{ gigi}$

Karena $Z_1 = 37$ dan $Z_2 = 59$, maka perbandingan transmisi menjadi $i = 0,627$

¹⁷ Ibid, hal. 216

Diameter lingkaran jarak bagi penggerak yang baru (d_{o1}) :

$$d_{o1} = Z_1 \times m \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-28)$$

dengan : $Z_1 = 37 \text{ mm}$

$$m = 2,5$$

maka : $d_{o1} = 37 \times 2,5 = 92,5 \text{ mm}$

Diameter lingkaran jarak bagi yang digerakkan yang baru (d_{o2}) :

$$d_{o2} = Z_2 \times m \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-29)$$

dengan : $Z_2 = 59 \text{ mm}$

$$m = 2,5$$

maka : $d_{o2} = 59 \times 2,5 = 147,5 \text{ mm}$

Jarak sumbu poros yang baru (a) :

$$a = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \times m \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-30)^{18}$$

dengan : $Z_1 = 37 \text{ mm}$

$$Z_2 = 59 \text{ mm}$$

$$m = 2,5$$

maka : $a = \frac{37 + 59}{2} \times 2,5 = 120 \text{ mm}$

Kelonggaran puncak (C_k) :

$$C_k = 0,25 \times m \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-31)^{19}$$

dengan : $m = 2,5$

maka : $C_k = 0,25 \times 2,5 = 0,625 \text{ mm}$

¹⁸ *Ibid*, hal. 220

¹⁹ *Ibid*, hal. 219

Diameter kepala penggerak (d_{k1}) :

$$d_{k1} = (Z_1 + 2) \times m \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-32)^{20}$$

dengan : $Z_1 = 37 \text{ mm}$

$$m = 2,5$$

maka : $d_{k1} = (37 + 2) \times 2,5 = 97,5 \text{ mm}$

Diameter kepala yang digerakkan (d_{k2}) :

$$d_{k2} = (Z_2 + 2) \times m \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-33)$$

dengan : $Z_2 = 59 \text{ mm}$

$$m = 2,5$$

maka : $d_{k2} = (59 + 2) \times 2,5 = 152,5 \text{ mm}$

Diameter kaki penggerak (d_{f1}) :

$$d_{f1} = (Z_1 - 2) \times m - 2 \times C_k \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-34)^{21}$$

dengan : $Z_1 = 37 \text{ mm}$

$$m = 2,5$$

$$C_k = 0,625 \text{ mm}$$

maka : $d_{f1} = (37 - 2) \times 2,5 - 2 \times 0,625 = 86,25 \text{ mm}$

Diameter kaki yang digerakkan (d_{f2}) :

$$d_{f2} = (Z_2 - 2) \times m - 2 \times C_k \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-35)$$

dengan : $Z_2 = 59 \text{ mm}$

$$m = 2,5$$

$$C_k = 0,625 \text{ mm}$$

maka : $d_{f2} = (59 - 2) \times 2,5 - 2 \times 0,625 = 141,25 \text{ mm}$

²⁰ *Ibid, hal. 219*

²¹ *Ibid, hal. 248*

Tinggi gigi (H) :

$$H = 2 \times m + C_k (\text{mm}) \dots \dots \dots (5-36)^{22}$$

dengan : m = 2,5

$$C_k = 0,625 \text{ mm}$$

Maka : H = 2 × 2,5 + 0,625 = 5,625 mm

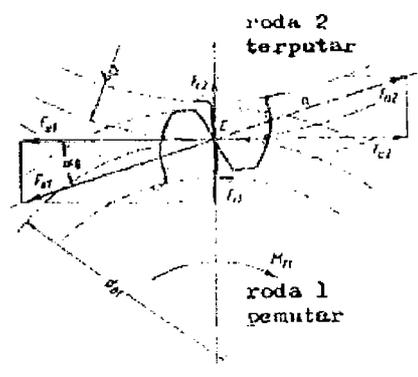
Kecepatan keliling (V) :

$$V = \frac{\pi \times d_{o1} \times n_1}{60 \times 1000} (\text{m/s}) \dots \dots \dots (5-37)$$

dengan : $d_{o1} = 92,5 \text{ mm}$

$$n_1 = 400 \text{ rpm}$$

maka : $V = \frac{\pi \times 92,5 \times 400}{60 \times 1000} = 1,94 \text{ m/s}$



Gambar 5.5. Gaya-gaya pada roda gigi lurus
(Sumber : Sudiby, Roda Gigi Bagian 1, ATMI, hal. 45)

Gaya tangensial (F_{t1}) :

$$F_{t1} = \frac{102 \times P_d}{V} (\text{kg}) \dots \dots \dots (5-38)$$

dengan : $P_d = 1,95 \text{ kg}$

$$V = 1,94 \text{ m/s}$$

²² *Ibid, hal. 219*

maka :
$$F_{t1} = \frac{102 \times 1,95}{1,94} = 102,526 \text{ kg}$$

Gaya radial (F_{r1}) :

$$F_{r1} = F_{t1} \times \tan \alpha_o \text{ (kg)}$$

dengan : $F_{t1} = 102,526 \text{ kg}$

$$\alpha_o \approx \text{sudut tekanan} = 20^\circ$$

maka : $F_{r1} = 102,526 \times \tan 20 = 37,316 \text{ kg}$

Gaya normal (F_{n1}) :

$$F_{n1} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_o} \text{ (kg)}$$

dengan : $F_{t1} = 102,526 \text{ kg}$

$$\alpha_o = 20^\circ$$

maka : $F_{n1} = \frac{102,526}{\cos 20} = 109,106 \text{ kg}$

Roda gigi pinyon :

Material roda gigi : SNC 2 (Tabel L.17 pada Lampiran)

Kekuatan tarik σ_{b1} : 85 kg/mm^2

Tegangan lentur yang diijinkan σ_{a1} : 40 kg/mm^2

Kekerasan permukaan sisi gigi HB_1 : 300 HB

Roda gigi besar :

Material roda gigi : S 45 C (Tabel L.17 pada Lampiran)

Kekuatan tarik σ_{b2} : 58 kg/mm^2

Tegangan lentur yang diijinkan σ_{a2} : 30 kg/mm^2

Kekerasan permukaan sisi gigi HB_2 : 200 HB

Beban lentur yang diijinkan persatuan lebar untuk pinyon ($F'b_1$) :

$$F'b_1 = \sigma_{a1} \times m \times Y_1 \times f_v \text{ (kg/mm)} \dots \dots \dots (5-39)^{23}$$

dengan : $\sigma_{a1} = 40 \text{ kg/mm}^2$

$m = 2,5$

$Y_1 \approx$ faktor bentuk gigi pemutar = 0,38 (Tabel L.18 pada Lampiran),
untuk jumlah gigi 37

$f_v \approx$ faktor dinamis = 0,607 (Tabel L.19 pada Lampiran), untuk
kecepatan (v) 1,94 m/s

maka : $F'b_1 = 40 \times 2,5 \times 0,38 \times 0,607 = 23,066 \text{ kg/mm}$

Beban lentur yang diijinkan persatuan lebar roda gigi ($F'b_2$) :

$$F'b_2 = \sigma_{a2} \times m \times Y_2 \times f_v \text{ (kg/mm)} \dots \dots \dots (5-40)$$

dengan : $\sigma_{a2} = 30 \text{ kg/mm}^2$

$m = 2,5$

$Y_2 \approx$ faktor bentuk gigi terputar = 0,4197 (Tabel L.18 pada Lampiran),
untuk jumlah gigi 59

$f_v = 0,607$

maka : $F'b_2 = 30 \times 2,5 \times 0,4197 \times 0,607 = 19,1 \text{ kg/mm}$

Beban permukaan yang diijinkan persatuan lebar (F'_H) :

$$F'_H = f_v \times K_H \times d_{o1} \times \frac{2 \times Z_2}{Z_1 + Z_2} \text{ (kg/mm)} \dots \dots \dots (5-41)^{24}$$

dengan : $d_{o1} = 92,5 \text{ mm}$

$Z_1 = 37$

²³ *Ibid*, hal. 240

²⁴ *Ibid*, hal. 244

$$Z_2 = 59$$

$$f_v = 0,607$$

$K_H \approx$ faktor tegangan kontak = 0,086 (Tabel L.20 pada Lampiran),
untuk material pinyon dari baja dengan kekerasan 200 HB dan
material roda gigi besar dari besi cor)

$$\text{maka : } F'_H = 0,607 \times 0,086 \times 92,5 \times \frac{2 \times 59}{37 + 59} = 5,94 \text{ kg/mm}$$

Harga $F_{\min} = 5,94 \text{ kg/mm}$ dari F'_H

Lebar sisi gigi (b) :

$$b = \frac{F_{t1}}{F_{\min}} \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-42)^{25}$$

$$\text{dengan : } F_{t1} = 102,526 \text{ kg}$$

$$F_{\min} = 5,94 \text{ kg/mm}$$

$$\text{maka : } b = \frac{102,526}{5,94} = 18,8 \approx 19 \text{ mm}$$

Pemeriksaan

Perbandingan antara lebar sisi gigi (b) dan modul (m) harus berkisar antara 6 sampai 10^{26} .

$$\frac{b}{m} = \frac{19}{2,5} = 7,6. \text{ Karena perbandingan antara lebar sisi gigi (b) dan modul (m)}$$

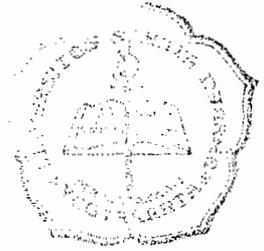
yang diperoleh terletak antara 6 dan 10, maka lebar sisi gigi memenuhi kriteria.

²⁵ *Ibid, hal. 240*

²⁶ *Ibid, hal. 240*

B. Pasangan Roda Gigi Lurus II

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	P_d	1,95	kW
2	Putaran penggerak	n	400	rpm
3	Perbandingan reduksi	i	0,79	
4	Modul	m	2,5	
5	Jumlah gigi (3)	Z_3	42	gigi
6	Jumlah gigi (4)	Z_4	54	gigi
7	Diameter jarak bagi (3)	d_{o3}	105	mm
8	Diameter jarak bagi (4)	d_{o4}	135	mm
9	Jarak sumbu	a	120	mm
10	Diameter kepala (3)	d_{k3}	110	mm
11	Diameter kepala (4)	d_{k4}	140	mm
12	Diameter kaki (3)	d_{f3}	98,75	mm
13	Diameter kaki (4)	d_{f4}	128,75	mm
14	Tinggi gigi	H	5,625	mm
15	Kecepatan keliling	V_2	2,198	m/dt
16	Gaya tangensial	F_{t2}	90,491	kg
17	Gaya radial	F_{r2}	32,936	kg
18	Bahan pinyon (3)	SNC 2		
	Kekuatan tarik	σ_{b3}	85	kg/mm ²
	Tegangan lentur ijin	σ_{a3}	40	kg/mm ²



	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₃	300	HB
19	Bahan roda gigi besar (4)	S 45 C		
	Kekuatan tarik	σ_{b4}	58	kg/mm ²
	Tegangan lentur ijin	σ_{a4}	30	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₄	200	HB
20	Lebar gigi	b	17	mm

C. Pasangan Roda Gigi Lurus III

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	P_d	1,95	kW
2	Putaran penggerak	n	400	rpm
3	Perbandingan reduksi	i	1	
4	Modul	m	2,5	
5	Jumlah gigi (5)	Z_5	48	gigi
6	Jumlah gigi (6)	Z_6	48	gigi
7	Diameter jarak bagi (5)	d_{o5}	120	mm
8	Diameter jarak bagi (6)	d_{o6}	120	mm
9	Jarak sumbu	a	120	mm
10	Diameter kepala (5)	d_{k5}	125	mm
11	Diameter kepala (6)	d_{k6}	125	mm

12	Diameter kaki (5)	d_{f5}	113,75	mm
13	Diameter kaki (6)	d_{f6}	113,75	mm
14	Tinggi gigi	H	5,625	mm
15	Kecepatan keliling	V_3	2,512	m/dt
16	Gaya tangensial	F_{t3}	79,18	kg
17	Gaya radial	F_{r3}	28,82	kg
18	Bahan pinyon (5)	SNC 2		
	Kekuatan tarik	σ_{b5}	85	kg/mm ²
	Tegangan lentur ijin	σ_{a5}	40	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₅	300	HB
19	Bahan roda gigi besar (6)	S 45 C		
	Kekuatan tarik	σ_{b6}	58	kg/mm ²
	Tegangan lentur ijin	σ_{a6}	30	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₆	200	HB
20	Lebar gigi	b	16	mm

D. Pasangan Roda Gigi Lurus IV

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	P_d	1,95	kW
2	Putaran penggerak	n	250	rpm

3	Perbandingan reduksi	i	0,5	
4	Modul	m	2,5	
5	Jumlah gigi (7)	Z_7	37	gigi
6	Jumlah gigi (8)	Z_8	75	gigi
7	Diameter jarak bagi (7)	d_{o7}	92,5	mm
8	Diameter jarak bagi (8)	d_{o8}	187,5	mm
9	Jarak sumbu	a	140	mm
10	Diameter kepala (7)	d_{k7}	97,5	mm
11	Diameter kepala (8)	d_{k8}	192,5	mm
12	Diameter kaki (7)	d_{f7}	86,25	mm
13	Diameter kaki (8)	d_{f8}	181,25	mm
14	Tinggi gigi	H	5,625	mm
15	Kecepatan keliling	V_4	1,21	m/dt
16	Gaya tangensial	F_{t4}	164,352	kg
17	Gaya radial	F_{r4}	59,819	kg
18	Bahan pinyon (7)	SNC 2		
	Kekuatan tarik	σ_{b7}	85	kg/mm ²
	Tegangan lentur ijin	σ_{a7}	40	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₇	300	HB
19	Bahan roda gigi besar (8)	S 45 C		
	Kekuatan tarik	σ_{b8}	58	kg/mm ²

	Tegangan lentur ijin	σ_{as}	30	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₈	200	HB
20	Lebar gigi	b	24	mm

E. Pasangan Roda Gigi Lurus V

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	P_d	1,95	kW
2	Putaran penggerak	n	250	rpm
3	Perbandingan reduksi	i	1	
4	Modul	m	2,5	
5	Jumlah gigi (9)	Z_9	56	gigi
6	Jumlah gigi (10)	Z_{10}	56	gigi
7	Diameter jarak bagi (9)	d_{o9}	140	mm
8	Diameter jarak bagi (10)	d_{o10}	140	mm
9	Jarak sumbu	a	140	mm
10	Diameter kepala (9)	d_{k9}	145	mm
11	Diameter kepala (10)	d_{k10}	145	mm
12	Diameter kaki (9)	d_{f9}	133,75	mm
13	Diameter kaki (10)	d_{f10}	133,75	mm
14	Tinggi gigi	H	5,625	mm
15	Kecepatan keliling	V_5	1,832	m/dt

16	Gaya tangensial	F_{t5}	108,59	kg
17	Gaya radial	F_{r5}	39,524	kg
18	Bahan pinyon (9)	SNC 2		
	Kekuatan tarik	σ_{b9}	85	kg/mm ²
	Tegangan lentur ijin	σ_{a9}	40	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₉	300	HB
19	Bahan roda gigi besar (10)	S 45 C		
	Kekuatan tarik	σ_{b10}	58	kg/mm ²
	Tegangan lentur ijin	σ_{a10}	30	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₁₀	200	HB
20	Lebar gigi	b	16	mm

F. Pasangan Roda Gigi Lurus VI

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	P_d	1,95	kW
2	Putaran penggerak	n	125	rpm
3	Perbandingan reduksi	i	1	
4	Modul	m	4	
5	Jumlah gigi (11)	Z_{11}	32	gigi
6	Jumlah gigi (12)	Z_{12}	32	gigi

7	Diameter jarak bagi (11)	d_{o11}	128	mm
8	Diameter jarak bagi (12)	d_{o12}	128	mm
9	Jarak sumbu	a	128	mm
10	Diameter kepala (11)	d_{k11}	136	mm
11	Diameter kepala (12)	d_{k12}	136	mm
12	Diameter kaki (11)	d_{f11}	118	mm
13	Diameter kaki (12)	d_{f12}	118	mm
14	Tinggi gigi	H	9	mm
15	Kecepatan keliling	V_6	0,837	m/dt
16	Gaya tangensial	F_{t6}	237,5	kg
17	Gaya radial	F_{r6}	86,4	kg
18	Bahan pinyon (11)	SNC 1		
	Kekuatan tarik	σ_{b11}	75	kg/mm ²
	Tegangan lentur ijin	σ_{a11}	35	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₁₁	250	HB
19	Bahan roda gigi besar (12)	SNC 2		
	Kekuatan tarik	σ_{b12}	85	kg/mm ²
	Tegangan lentur ijin	σ_{a12}	40	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₁₂	250	HB
20	Lebar gigi	b	28	mm

G. Pasangan Roda Gigi Lurus VII

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	P_d	1,95	kW
2	Putaran penggerak	n	125	rpm
3	Perbandingan reduksi	i	1	
4	Modul	m	4	
5	Jumlah gigi (12)	Z_{12}	32	gigi
6	Jumlah gigi (13)	Z_{13}	32	gigi
7	Diameter jarak bagi (12)	d_{o12}	128	mm
8	Diameter jarak bagi (13)	d_{o13}	128	mm
9	Jarak sumbu	a	128	mm
10	Diameter kepala (12)	d_{k12}	136	mm
11	Diameter kepala (13)	d_{k13}	136	mm
12	Diameter kaki (12)	d_{f12}	118	mm
13	Diameter kaki (13)	d_{f13}	118	mm
14	Tinggi gigi	H	9	mm
15	Kecepatan keliling	V_7	0,837	m/dt
16	Gaya tangensial	F_{t7}	237,5	kg
17	Gaya radial	F_{r7}	86,4	kg
18	Bahan pinyon (12)	SNC 2		
	Kekuatan tarik	σ_{b12}	85	kg/mm ²
	Tegangan lentur ijin	σ_{a12}	40	kg/mm ²

	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB_{12}	250	HB
19	Bahan roda gigi besar (13)	SNC 1		
	Kekuatan tarik	σ_{b13}	75	kg/mm^2
	Tegangan lentur ijin	σ_{a13}	35	kg/mm^2
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB_{13}	250	HB
20	Lebar gigi	b	28	mm

H. Pasangan Roda Gigi VIII

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	P_d	1,95	kW
2	Putaran penggerak	n	125	rpm
3	Perbandingan reduksi	i	0,5	
4	Modul	m	3	
5	Jumlah gigi (14)	Z_{14}	36	gigi
6	Jumlah gigi (15)	Z_{15}	71	gigi
7	Diameter jarak bagi (14)	d_{o14}	108	mm
8	Diameter jarak bagi (15)	d_{o15}	213	mm
9	Jarak sumbu	a	160,5	mm
10	Diameter kepala (14)	d_{k14}	114	mm
11	Diameter kepala (15)	d_{k15}	219	mm

12	Diameter kaki (14)	d_{f14}	100,5	mm
13	Diameter kaki (15)	d_{f15}	200,5	mm
14	Tinggi gigi	H	6,75	mm
15	Kecepatan keliling	V_8	0,707	m/dt
16	Gaya tangensial	F_{t8}	281,5	kg
17	Gaya radial	F_{r8}	102,5	kg
18	Bahan pinyon (14)	SNC 2		
	Kekuatan tarik	σ_{b14}	85	kg/mm ²
	Tegangan lentur ijin	σ_{a14}	40	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₁₄	300	HB
19	Bahan roda gigi besar (15)	SNC 1		
	Kekuatan tarik	σ_{b15}	75	kg/mm ²
	Tegangan lentur ijin	σ_{a15}	35	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₁₅	250	HB
20	Lebar gigi	b	21	mm

I. Pasangan Roda Gigi Lurus IX

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	P_d	1,95	kW
2	Putaran input	n	63	rpm

3	Perbandingan reduksi	i	1	
4	Modul	m	4	
5	Jumlah gigi (16)	Z_{16}	50	gigi
6	Jumlah gigi (17)	Z_{17}	50	gigi
7	Diameter jarak bagi (16)	d_{o16}	200	mm
8	Diameter jarak bagi (17)	d_{o17}	200	mm
9	Jarak sumbu	a	200	mm
10	Diameter kepala (16)	d_{k16}	208	mm
11	Diameter kepala (17)	d_{k17}	208	mm
12	Diameter kaki (16)	d_{f16}	190	mm
13	Diameter kaki (17)	d_{f17}	190	mm
14	Tinggi gigi	H	9	mm
15	Kecepatan keliling	V_9	0,659	m/dt
16	Gaya tangensial	F_{t9}	302	kg
17	Gaya radial	F_{r9}	110	kg
18	Bahan pinyon (16)	SNC 1		
	Kekuatan tarik	σ_{b16}	75	kg/mm ²
	Tegangan lentur yang diijinkan	σ_{a16}	35	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₁₆	250	HB
19	Bahan pinyon (17)	SNC 2		

	Kekuatan tarik	σ_{b17}	85	kg/mm ²
	Tegangan lentur yang diijinkan	σ_{a17}	40	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₁₇	250	HB
20	Lebar gigi	b	24	mm

J. Pasangan Roda Gigi Lurus X

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	P_d	1,95	kW
2	Putaran input	n	63	rpm
3	Perbandingan reduksi	i	1	
4	Modul	m	4	
5	Jumlah gigi (17)	Z_{17}	50	gigi
6	Jumlah gigi (18)	Z_8	50	gigi
7	Diameter jarak bagi (17)	d_{o17}	200	mm
8	Diameter jarak bagi (18)	d_{o18}	200	mm
9	Jarak sumbu	a	200	mm
10	Diameter kepala (17)	d_{k17}	208	mm
11	Diameter kepala (18)	d_{k18}	208	mm
12	Diameter kaki (17)	d_{f17}	190	mm
13	Diameter kaki (18)	d_{f18}	190	mm

14	Tinggi gigi	H	9	mm
15	Kecepatan keliling	V_{10}	0,659	m/dt
16	Gaya tangensial	F_{t10}	302	kg
17	Gaya radial	F_{r10}	110	kg
18	Bahan pinyon (17)	SNC 2		
	Kekuatan tarik	σ_{b17}	85	kg/mm ²
	Tegangan lentur yang diijinkan	σ_{a17}	40	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₁₇	250	HB
19	Bahan pinyon (18)	SNC 1		
	Kekuatan tarik	σ_{b18}	75	kg/mm ²
	Tegangan lentur yang diijinkan	σ_{a18}	35	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₁₈	250	HB
20	Lebar gigi	b	24	mm

K. Pasangan Roda Gigi Lurus XI

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	P_d	1,95	kW
2	Putaran input	n	45	rpm

3	Perbandingan reduksi	i	0,7	
4	Modul	m	4	
5	Jumlah gigi (19)	Z_{19}	37	gigi
6	Jumlah gigi (20)	Z_{20}	53	gigi
7	Diameter jarak bagi (19)	d_{o19}	148	mm
8	Diameter jarak bagi (20)	d_{o20}	212	mm
9	Jarak sumbu	a	180	mm
10	Diameter kepala (19)	d_{k19}	156	mm
11	Diameter kepala (20)	d_{k20}	220	mm
12	Diameter kaki (19)	d_{f19}	138	mm
13	Diameter kaki (20)	d_{f20}	202	mm
14	Tinggi gigi	H	9	mm
15	Kecepatan keliling	V_{t11}	0,349	m/dt
16	Gaya tangensial	F_{t11}	570,666	kg
17	Gaya radial	F_{r11}	207,705	kg
18	Bahan pinyon (19)	SNC 2		
	Kekuatan tarik	σ_{b19}	85	kg/mm ²
	Tegangan lentur yang diijinkan	σ_{a19}	40	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₁₉	300	HB
19	Bahan roda gigi besar (20)	SNC 1		

	Kekuatan tarik	σ_{b20}	75	kg/mm ²
	Tegangan lentur yang diijinkan	σ_{a20}	35	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₂₀	250	HB
20	Lebar gigi	b	35	mm

L. Pasangan Roda Gigi Lurus XII

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	P_d	1,95	kW
2	Putaran input	n	45	rpm
3	Perbandingan reduksi	i	1	
4	Modul	m	4	
5	Jumlah gigi (21)	Z_{21}	45	gigi
6	Jumlah gigi (22)	Z_{22}	45	gigi
7	Diameter jarak bagi (21)	d_{o21}	180	mm
8	Diameter jarak bagi (22)	d_{o22}	180	mm
9	Jarak sumbu	a	180	mm
10	Diameter kepala (21)	d_{k21}	188	mm
11	Diameter kepala (22)	d_{k22}	188	mm
12	Diameter kaki (21)	d_{f21}	170	mm
13	Diameter kaki (22)	d_{f22}	170	mm

14	Tinggi gigi	H	9	mm
15	Kecepatan keliling	V_{12}	0,424	m/dt
16	Gaya tangensial	F_{t12}	469,214	kg
17	Gaya radial	F_{r12}	170,78	kg
18	Bahan pinyon (21)	SNC 2		
	Kekuatan tarik	σ_{b21}	85	kg/mm ²
	Tegangan lentur yang diijinkan	σ_{a21}	40	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₂₁	300	HB
19	Bahan roda gigi besar (22)	SNC 1		
	Kekuatan tarik	σ_{b22}	75	kg/mm ²
	Tegangan lentur yang diijinkan	σ_{a22}	35	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₂₂	250	HB
20	Lebar gigi	b	28	mm

M. Pasangan Roda Gigi Lurus XIII

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	P_d	1,95	kW
2	Putaran input	n	31,5	rpm

3	Perbandingan reduksi	i	0,51	
4	Modul	m	4	
5	Jumlah gigi (23)	Z_{23}	44	gigi
6	Jumlah gigi (24)	Z_{24}	86	gigi
7	Diameter jarak bagi (23)	d_{o23}	176	mm
8	Diameter jarak bagi (24)	d_{o24}	344	mm
9	Jarak sumbu	a	260	mm
10	Diameter kepala (23)	d_{k23}	184	mm
11	Diameter kepala (24)	d_{k24}	352	mm
12	Diameter kaki (23)	d_{f23}	166	mm
13	Diameter kaki (24)	d_{f24}	334	mm
14	Tinggi gigi	H	9	mm
15	Kecepatan keliling	V_{13}	0,29	m/dt
16	Gaya tangensial	F_{t13}	685,541	kg
17	Gaya radial	F_{r13}	249,517	kg
18	Bahan pinyon (23)	SNC 2		
	Kekuatan tarik	σ_{b23}	85	kg/mm ²
	Tegangan lentur yang diijinkan	σ_{a23}	40	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₂₃	300	HB
19	Bahan roda gigi besar (26)	SNC 1		

	Kekuatan tarik	σ_{b24}	75	kg/mm ²
	Tegangan lentur yang diijinkan	σ_{a24}	35	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₂₄	250	HB
20	Lebar gigi	b	31	mm

N. Pasangan Roda Gigi Lurus XIV

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	P_d	1,95	kW
2	Putaran input	n	31,5	rpm
3	Perbandingan reduksi	i	1	
4	Modul	m	4	
5	Jumlah gigi (25)	Z_{25}	65	gigi
6	Jumlah gigi (26)	Z_{26}	65	gigi
7	Diameter jarak bagi (25)	d_{o25}	260	mm
8	Diameter jarak bagi (26)	d_{o26}	260	mm
9	Jarak sumbu	a	260	mm
10	Diameter kepala (25)	d_{k25}	268	mm
11	Diameter kepala (26)	d_{k26}	268	mm
12	Diameter kaki (25)	d_{f25}	250	mm
13	Diameter kaki (26)	d_{f26}	250	mm

14	Tinggi gigi	H	9	mm
15	Kecepatan keliling	V_{14}	0,429	m/dt
16	Gaya tangensial	F_{t14}	464,058	kg
17	Gaya radial	F_{r14}	168,9	kg
18	Bahan pinyon (25)	SNC 2		
	Kekuatan tarik	σ_{b25}	85	kg/mm ²
	Tegangan lentur yang diijinkan	σ_{a25}	40	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₂₅	300	HB
19	Bahan roda gigi besar (26)	S 45 C		
	Kekuatan tarik	σ_{b26}	58	kg/mm ²
	Tegangan lentur yang diijinkan	σ_{a26}	30	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₂₆	200	HB
20	Lebar gigi	b	24	mm

O. Pasangan Roda Gigi Lurus XV

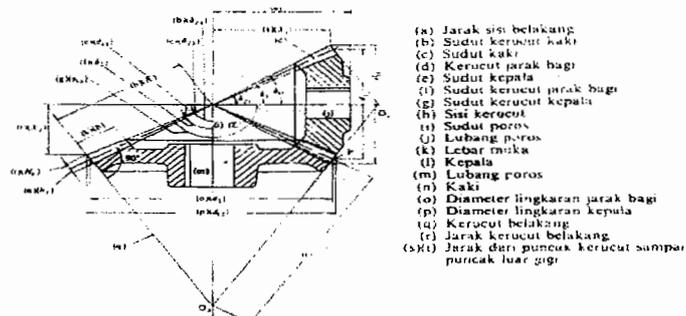
No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	P_d	1,95	kW
2	Putaran input	n	9	rpm

3	Perbandingan reduksi	i	0,625	
4	Modul	m	6	
5	Jumlah gigi (27)	Z_{27}	43	gigi
6	Jumlah gigi (28)	Z_{28}	71	gigi
7	Diameter jarak bagi (27)	d_{o27}	258	mm
8	Diameter jarak bagi (28)	d_{o28}	426	mm
9	Jarak sumbu	a	342	mm
10	Diameter kepala (27)	d_{k27}	270	mm
11	Diameter kepala (28)	d_{k28}	438	mm
12	Diameter kaki (27)	d_{f27}	243	mm
13	Diameter kaki (28)	d_{f28}	411	mm
14	Tinggi gigi	H	13,5	mm
15	Kecepatan keliling	V_{15}	0,122	m/dt
16	Gaya tangensial	F_{t15}	1636	kg
17	Gaya radial	F_{r15}	595,5	kg
18	Bahan pinyon (27)	SNC 2		
	Kekuatan tarik	σ_{b27}	4	kg/mm ²
	Tegangan lentur yang diijinkan	σ_{a27}	30	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₂₇	300	HB
19	Bahan roda gigi besar (28)	SNC 1		

	Kekuatan tarik	σ_{b28}	75	kg/mm ²
	Tegangan lentur yang diijinkan	σ_{a28}	40	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₂₈	250	HB
20	Lebar gigi	b	50	mm

5.3. Transmisi Roda Gigi Kerucut

Transmisi roda gigi kerucut (Gambar 5.6) dipakai untuk mentransmisikan putaran di antara poros-poros yang saling tegak lurus.



Gambar 5.6. Bagian-bagian roda gigi kerucut

(Sumber : Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 267)

5.3.1 Perhitungan Roda Gigi Kerucut

A. Pasangan Roda Gigi Kerucut I

Sudut kerucut jarak bagi penggerak (δ_1) :

$$\delta_1 = \tan^{-1} i \text{ (}^\circ\text{)} \dots \dots \dots (5-43)^{27}$$

dengan : $i = 1$

maka : $\delta_1 = \tan^{-1} 1 = 45^\circ$

²⁷ *Ibid, hal. 269*

Sudut kerucut jarak bagi yang digerakkan (δ_2) :

$$\delta_2 = \tan^{-1}\left(\frac{1}{i}\right) (\text{°}) \dots\dots\dots(5-44)^{28}$$

dengan : $i = 1$

maka : $\delta_2 = \tan^{-1}\left(\frac{1}{1}\right) = 45^\circ$

Diameter lingkaran jarak bagi ujung luar penggerak (d_1) :

$$d_1 = 2 \times R \times \sin \delta_1 (\text{mm}) \dots\dots\dots(5-45)^{29}$$

dengan : $R \approx$ sisi kerucut = 130 mm (asumsi)

$$\delta_1 = 45^\circ$$

maka : $d_1 = 2 \times 130 \times \sin 45 = 183,85 \approx 184\text{mm}$

Diameter lingkaran jarak bagi ujung luar yang digerakkan (d_2) :

$$d_2 = 2 \times R \times \sin \delta_2 (\text{mm}) \dots\dots\dots(5-46)$$

dengan : $R = 130$ mm

$$\delta_1 = 45^\circ$$

maka : $d_2 = 2 \times 130 \times \sin 45 = 183,85 \approx 184\text{mm}$

Jarak bagi diametral $p = 5$ (asumsi)

Modul (m) :

$$m = \frac{25,4}{p} = \frac{25,4}{5} = 5,08$$

Sudut tekanan $\alpha_0 = 20^\circ$

²⁸ *Ibid, hal. 269*

²⁹ *Ibid, hal. 268*

Jumlah gigi penggerak (Z_1) :

$$Z_1 = \frac{d_1}{m} \text{ (gigi) } \dots\dots\dots(5-47)$$

dengan : $m = 5,08$

$$d_1 = 184 \text{ mm}$$

$$\text{maka : } Z_1 = \frac{184}{5,08} = 36,22 \approx 36$$

Jumlah gigi yang digerakkan (Z_2) :

$$Z_2 = \frac{d_2}{m} \text{ (gigi) } \dots\dots\dots(5-48)$$

dengan : $m = 5,08$

$$d_2 = 184 \text{ mm}$$

$$\text{maka : } Z_2 = \frac{184}{5,08} = 36,22 \approx 36$$

Kecepatan keliling (V) :

$$V = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60 \times 1000} \text{ (m/s) } \dots\dots\dots(5-49)$$

dengan : $n_1 = 125 \text{ rpm}$

$$d_1 = 184 \text{ mm}$$

$$\text{maka : } V = \frac{\pi \times 184 \times 125}{60 \times 1000} = 1,2 \text{ m/s}$$

Gaya Tangensial (F_{tp}) :

$$F_{tp} = \frac{102 \times P_d}{V} \text{ (kg) } \dots\dots\dots(5-50)$$

dengan : $P_d = 1,95 \text{ kW}$

$$V = 1,2 \text{ m/s}$$

$$\text{maka } F_{tp} = \frac{102 \times 1,95}{1,2} = 165,75 \text{ kg}$$

Kelonggaran puncak (C_k):

$$C_k = 0,188 \times m \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-51)^{30}$$

dengan : $m = 5,08$

maka : $C_k = 0,188 \times 5,08 = 0,955 \text{ mm}$

Faktor perubahan kepala (x_1 dan x_2)

$$x_1 = 0,46 \times \left[1 - \left(\frac{Z_1}{Z_2} \right)^2 \right] \dots \dots \dots (5-52)^{31}$$

dengan : $Z_1 = 36$ gigi

$Z_2 = 36$ gigi

maka : $x_1 = 0,46 \times \left[1 - \left(\frac{36}{36} \right)^2 \right] = 0; x_2 = -0$

Tinggi kepala bagi penggerak (h_k) :

$$h_{k1} = (1 + x_1) \times m \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-53)^{32}$$

dengan : $m = 5,08$

$x_1 = 0$

maka : $h_{k1} = (1 + 0) \times 5,08 = 5,08 \text{ mm}$

Tinggi kepala bagi yang digerakkan (h_{k2}) :

$$h_{k2} = (1 - x_1) \times m \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-54)$$

dengan : $m = 5,08$

$x_1 = 0$

³⁰ *Ibid, hal. 269*

³¹ *Ibid, hal. 269*

³² *Ibid, hal. 269*

maka : $h_{k2} = (1 - 0) \times 5,08 = 5,08 \text{ mm}$

Tinggi kaki penggerak (h_{f1}) :

$$h_{f1} = (1 - x_1) \times m + C_k (\text{mm}) \dots\dots\dots(5-55)^{33}$$

dengan : $m = 5,08$

$x_1 = 0$

$C_k = 0,955$

maka : $h_{f1} = (1 - 0) \times 5,08 + 0,955 = 6,035 \text{ mm}$

Tinggi kaki yang digerakkan (h_{f2}) :

$$h_{f2} = (1 + x_1) \times m + C_k (\text{mm}) \dots\dots\dots(5-56)^{34}$$

dengan : $m = 5,08$

$x_1 = 0$

$C_k = 0,955$

maka : $h_{f2} = (1 + 0) \times 5,08 + 0,955 = 6,035 \text{ mm}$

Kedalaman gigi penuh (H) :

$$H = 2 \times m + C_k (\text{mm}) \dots\dots\dots(5-57)$$

dengan : $m = 5,08$

$C_k = 0,955$

maka : $H = 2 \times 5,08 + 0,955 = 11,1 \text{ mm}$

³³ *Ibid, hal. 269*

³⁴ *Ibid, hal. 269*

Sudut kepala penggerak (θ_{k1}) :

$$\theta_{k1} = \tan^{-1}\left(\frac{h_{k1}}{R}\right) (\text{°}) \dots\dots\dots (5-58)^{35}$$

dengan : $R = 130 \text{ mm}$

$$h_{k1} = 5,08 \text{ mm}$$

$$\text{maka : } \theta_{k1} = \tan^{-1}\left(\frac{5,08}{130}\right) = 2,24^\circ$$

Sudut kepala yang digerakkan (θ_{k2}) :

$$\theta_{k2} = \tan^{-1}\left(\frac{h_{k2}}{R}\right) (\text{°}) \dots\dots\dots (5-59)$$

dengan : $R = 130 \text{ mm}$

$$h_{k2} = 5,08 \text{ mm}$$

$$\text{maka : } \theta_{k2} = \tan^{-1}\left(\frac{5,08}{130}\right) = 2,24^\circ$$

Sudut kaki penggerak (θ_{f1}) :

$$\theta_{f1} = \tan^{-1}\left(\frac{h_{f1}}{R}\right) (\text{°}) \dots\dots\dots (5-60)^{36}$$

dengan : $R = 130 \text{ mm}$

$$h_{f1} = 6,035 \text{ mm}$$

$$\text{maka : } \theta_{f1} = \tan^{-1}\left(\frac{6,035}{130}\right) = 2,66^\circ$$

³⁵ *Ibid, hal. 270*

³⁶ *Ibid, hal. 270*

Sudut kaki yang digerakkan (θ_{f2}) :

$$\theta_{f2} = \tan^{-1}\left(\frac{h_{f2}}{R}\right) (\text{°}) \dots\dots\dots (5-61)$$



dengan : $R = 130 \text{ mm}$

$h_{f2} = 6,035 \text{ mm}$

maka : $\theta_{f2} = \tan^{-1}\left(\frac{6,035}{130}\right) = 2,66^\circ$

Sudut kerucut kepala penggerak (δ_{k1}) :

$$\delta_{k1} = \delta_1 + \theta_{k1} (\text{°}) \dots\dots\dots (5-62)^{37}$$

dengan : $\theta_{k1} = 2,24^\circ$

$\delta_1 = 45^\circ$

maka : $\delta_{k1} = 45 + 2,24 = 47,24 \approx 47^\circ$

Sudut kerucut kepala yang digerakkan (δ_{k2}) :

$$\delta_{k2} = \delta_2 + \theta_{k2} (\text{°}) \dots\dots\dots (5-63)$$

dengan : $\theta_{k2} = 2,24^\circ$

$\delta_2 = 45^\circ$

maka : $\delta_{k2} = 45 + 2,24 = 47,24 \approx 47^\circ$

Sudut kerucut kaki penggerak (δ_{f1}) :

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} (\text{°}) \dots\dots\dots (5-64)^{38}$$

dengan : $\theta_{f1} = 2,66^\circ$

$\delta_1 = 45^\circ$

³⁷ *Ibid*, hal. 270

³⁸ *Ibid*, hal. 270

maka : $\delta_{f1} = 45 - 2,66 = 42,34 \approx 42^\circ$

Sudut kerucut kaki yang digerakkan (δ_{f2}):

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} (\text{°}) \dots \dots \dots (5-65)$$

dengan : $\theta_{f2} = 2,66^\circ$

$$\delta_2 = 45^\circ$$

maka : $\delta_{f2} = 45 - 2,66 = 42,34 \approx 42^\circ$

Diameter lingkaran kepala penggerak (d_{k1}):

$$d_{k1} = d_1 + 2 \times h_{k1} \times \text{Cos } \delta_1 (\text{mm}) \dots \dots \dots (5-66)^{39}$$

dengan : $h_{k1} = 5,08 \text{ mm}$

$$\delta_1 = 45^\circ$$

$$d_1 = 184 \text{ mm}$$

maka : $d_{k1} = 184 + 2 \times 5,08 \times \text{Cos } 45 = 191,184 \approx 191 \text{ mm}$

Diameter lingkaran kepala yang digerakkan (d_{k2}):

$$d_{k2} = d_2 + 2 \times h_{k2} \times \text{Cos } \delta_2 (\text{mm}) \dots \dots \dots (5-67)$$

dengan : $h_{k2} = 5,08 \text{ mm}$

$$\delta_2 = 45^\circ$$

$$d_2 = 184 \text{ mm}$$

maka : $d_{k2} = 184 + 2 \times 5,08 \times \text{Cos } 45 = 191,184 \approx 191 \text{ mm}$

³⁹ *Ibid, hal. 270*

Jarak dari puncak sampai puncak gigi luar (X_1) dan (X_2) :

$$X_1 = \left(\frac{d_2}{2} \right) - h_{k1} \times \sin \delta_1 (\text{mm}) \dots \dots \dots (5-68)^{40}$$

dengan : $h_{k1} = 5,08 \text{ mm}$

$$\delta_1 = 45^\circ$$

$$d_2 = 184 \text{ mm}$$

maka : $X_1 = \left(\frac{184}{2} \right) - 5,08 \times \sin 45 = 88,4 \text{ mm}$

$$X_2 = \left(\frac{d_1}{2} \right) - h_{k2} \times \sin \delta_2 (\text{mm}) \dots \dots \dots (5-69)$$

dengan : $h_{k2} = 5,08 \text{ mm}$

$$\delta_2 = 45^\circ$$

$$d_1 = 184 \text{ mm}$$

maka : $X_2 = \left(\frac{184}{2} \right) - 5,08 \times \sin 45 = 88,4 \text{ mm}$

Tebal lingkaran gigi penggerak (S_1) :

$$S_1 = (0,5 \pi + 2 x_1 \tan \alpha_o) \times m (\text{mm}) \dots \dots \dots (5-70)^{41}$$

dengan : $x_1 = 0$

$$m = 5,08$$

$$\alpha_o = 20^\circ$$

maka : $S_1 = (0,5 \times \pi + 2 \times 0 \times \tan 20) \times 5,08 = 7,98 \text{ mm}$

⁴⁰ *Ibid*, hal. 270

⁴¹ *Ibid*, hal. 270

Tebal lingkaran gigi yang digerakkan (S_2) :

$$S_2 = (0,5 \pi - 2 x_1 \tan \alpha_o) \times m \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-71)$$

dengan : $x_1 = 0$

$$m = 5,08$$

$$\alpha_o = 20^\circ$$

maka : $S_2 = (0,5 \times \pi + 2 \times 0 \times \tan 20) \times 5,08 = 7,98 \text{ mm}$

Roda gigi pinyon :

Material roda gigi : S 15 CK (Tabel L.17 pada Lampiran)

Kekuatan tarik σ_{b1} : 50 kg/mm^2

Perlakuan Panas : dicelup dingin dan temper

Kekerasan permukaan sisi gigi HB_1 : 400 HB

Tegangan lentur yang diijinkan σ_{a1} : 30 kg/mm^2 (Tabel L.17 pada Lampiran)

Tegangan kontak yang diijinkan σ_{c1} : 144 kg/mm^2 (Tabel L.23 pada Lampiran) untuk kekerasan 400 HB dengan perlakuan panas celup dingin dan temper

Roda gigi besar :

Material roda gigi : S 45 C (Tabel L.17 pada Lampiran)

Kekuatan tarik σ_{b2} : 58 kg/mm^2

Pelakuan Panas : dicelup dingin dan ditemper

Kekerasan permukaan sisi gigi HB_2 : 180 HB

Tegangan lentur yang diijinkan σ_{a2} : 30 kg/mm²(Tabel L.17 pada Lampiran)

Tegangan kontak yang diijinkan σ_{c2} : 92 kg/mm² (Tabel L.23 pada Lampiran), untuk kekerasan 180 HB dengan perlakuan panas celup dingin dan temper

Faktor ukuran (K_s) :

$$K_s = \sqrt[4]{\frac{m}{2,24}} \dots\dots\dots(5-72)^{42}$$

dengan : m = 5,08

maka :
$$K_s = \sqrt[4]{\frac{5,08}{2,24}} = 1,23$$

Beban lentur yang diijinkan per satuan lebar untuk pinyon($F'b_1$) :

$$F'b_1 = \sigma_{a1} \times m \times \frac{K_v \times J_1}{K_o \times K_s \times K_m} \text{ (kg/mm)} \dots\dots\dots(5-73)^{43}$$

dengan : $K_o \approx$ faktor beban lebih = 1,25 (Tabel L.21 pada Lampiran), untuk sisi penggerak dengan tumbukan sedang dan sisi yang digerakkan tanpa tumbukan

$K_m \approx$ faktor distribusi beban = 1,25 (Tabel L.22 pada Lampiran), salah satu dari pinyon atau roda gigi memakai bantalan satu ujung

$\sigma_{a1} = 30$ (Tabel L.17 pada Lampiran), untuk kekerasan 440 HB

m = 5,08

⁴² Ibid, hal. 271

⁴³ Ibid, hal. 271

$K_v \approx$ faktor dinamis = 0,95 (Diagram L.2 pada Lampiran), untuk kecepatan keliling 1,2 m/s dan roda gigi kerucut dengan ketelitian tinggi

$J_1 \approx$ faktor geometri = 0,245 (Diagram L.3 pada Lampiran), untuk jumlah gigi yang ditentukan faktor geometrinya 36 gigi dan jumlah gigi berpasangan 36 gigi

$$K_s = 1,23$$

maka :

$$F'b_1 = 30 \times 5,08 \times \frac{0,95 \times 0,245}{1,25 \times 1,23 \times 1,25} = 18,5 \text{ kg/mm}$$

Beban lentur yang diijinkan per satuan lebar untuk roda gigi ($F'b_2$) :

$$F'b_2 = \sigma_{a2} \times m \times \frac{K_v \times J_2}{K_o \times K_s \times K_m} \text{ (kg/mm)} \dots \dots \dots (5-74)$$

dengan : $K_o \approx$ 1,25 (Tabel L.21 pada Lampiran), untuk sisi penggerak dengan tumbukan sedang dan sisi yang digerakkan tanpa tumbukan

$K_m \approx$ 1,25 (Tabel L.22 pada Lampiran), salah satu pinyon atau roda gigi memakai bantalan satu ujung

$\sigma_{a2} =$ 30 (Tabel L.17 pada Lampiran), untuk kekerasan 180 HB

$$m = 5,08$$

$K_v \approx$ 0,95 (Diagram L.2 pada Lampiran), untuk kecepatan keliling 1,2 m/s dan roda gigi kerucut dengan ketelitian tinggi

$J_2 \approx$ 0,245 (Diagram L.3 pada Lampiran), untuk jumlah gigi yang ditentukan faktor geometrinya 36 gigi dan jumlah gigi berpasangan 36 gigi

$$K_s = 1,23$$

$$\text{maka : } F'b_2 = 30 \times 5,08 \times \frac{0,95 \times 0,245}{1,25 \times 1,23 \times 1,25} = 18,5 \text{ kg/mm}$$

Beban permukaan yang diijinkan per satuan lebar (F'_H):

$$F'_H = \sigma_c^2 \times \frac{d_1}{C_p^2} \times \frac{C_v \times I}{C_o \times C_m \times C_f} \text{ (kg/mm)} \dots \dots \dots (5-75)^{44}$$

dengan : $\sigma_c \approx$ tegangan kontak terkecil yang diijinkan = 92 kg/mm^2 (Tabel L.23 pada Lampiran)

$$d_1 = 184 \text{ mm}$$

$$C_o \approx \text{faktor beban lebih} = K_o = 1,25 \text{ (Tabel L.21 pada Lampiran)}$$

$$C_p \approx \text{koefisien elastis} = 74,2 \text{ (Tabel L.24 pada Lampiran), untuk bahan pinyon baja dan bahan roda gigi baja}$$

$$C_v \approx \text{faktor dinamis} = K_v = 0,95 \text{ (Diagram L.2 pada Lampiran)}$$

$$I \approx \text{faktor geometri} = 0,07 \text{ (Diagram L.4 pada Lampiran), untuk jumlah gigi pinyon 36 dan jumlah gigi roda gigi 36}$$

$$C_f \approx \text{faktor kondisi permukaan} = 1$$

$$\text{maka : } F'_H = 92^2 \times \frac{184}{74,2^2} \times \frac{0,95 \times 0,07}{1,25 \times 1,25 \times 1} = 12,04 \text{ kg/mm}$$

Harga terkecil dari $F'b_1$, $F'b_2$, $F'_H \rightarrow F_{\min} = 6,28 \text{ kg/mm}$

⁴⁴ *Ibid, hal. 272*

Lebar sisi gigi (b) :

$$b = \frac{F_{tp}}{F_{min}} \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-76)$$

dengan : $F_{tp} = 165,75 \text{ kg}$

$F_{min} = 6,28 \text{ kg/mm}$

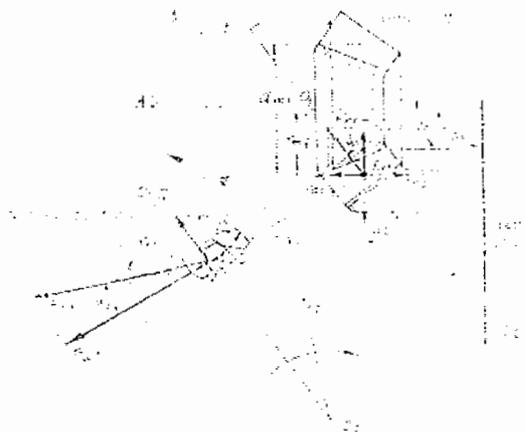
maka : $b = \frac{165,75}{6,28} = 26,39 \text{ mm} \approx 27 \text{ mm}$

Pemeriksaan

Harga perbandingan antara lebar sisi gigi dan modul yang diijinkan adalah kurang dari 10.

$\frac{b}{m} = \frac{27}{5,08} = 5,3$. Karena perbandingan yang diperoleh sebesar 5,3, maka

perancangan memenuhi kriteria.



Gambar 5.7. Gaya-gaya pada roda gigi kerucut
(Sumber: Sudibyo, B, Roda Gigi bagian I, ATMI, hal. 105)

Gaya Aksial Roda Gigi Penggerak (F_{a1}) :

$$F_{a1} = F_{tp} \times \tan \alpha_o \times \sin \delta_1 \text{ (kg)} \dots \dots \dots (5-77)^1$$

dengan : $F_{tp} = 165,75 \text{ kg}$

¹ Sudibyo, B, Roda Gigi bagian I, ATMI, hal. 105

$$\delta_1 \approx \text{sudut kerucut jarak bagi} = 45^\circ$$

$$\alpha_o \approx \text{sudut kontak} = 20^\circ$$

maka : $F_{a1} = 165,75 \times \tan 20 \times \sin 45 = 42,66 \text{ kg}$

Gaya Radial Roda Gigi Penggerak (F_{r1}) :

$$F_{r1} = F_{tp} \times \tan \alpha_o \times \cos \delta_1 (\text{kg}) \dots \dots \dots (5-78)^{46}$$

dengan : $F_{tp} = 165,75 \text{ kg}$

$$\delta_1 = 45^\circ$$

$$\alpha_o = 20^\circ$$

maka : $F_{r1} = 165,75 \times \tan 20 \times \cos 45 = 42,66 \text{ kg}$

Gaya Aksial Roda Gigi yang Digerakkan (F_{a2}) :

$$F_{a2} = F_{r1} = 42,66 \text{ kg}$$

Gaya Radial Roda Gigi yang Digerakkan (F_{r2}) :

$$F_{r2} = F_{a1} = 42,66 \text{ kg}$$

B. Pasangan Roda Gigi Kerucut II

No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	P_d	1,95	kW
2	Putaran input	n	63	rpm
3	Perbandingan reduksi	i	0,714	
4	Modul	m	5,08	
5	Sisi kerucut	R	130	mm

⁴⁶ *Ibid*, hal. 105

6	Sudut tekanan	α_o	20	derajat
7	Sudut kerucut jarak bagi (3)	δ_3	36	derajat
8	Sudut kerucut jarak bagi (4)	δ_4	54	derajat
9	Diameter lingkaran jarak bagi ujung luar (3)	d_3	153	mm
10	Diameter lingkaran jarak bagi ujung luar (4)	d_4	210	mm
11	Jumlah gigi (3)	Z_3	30	gigi
12	Jumlah gigi (4)	Z_4	41	gigi
13	Tinggi kepala (3)	h_{k3}	6	mm
14	Tinggi kepala (4)	h_{k4}	4	mm
15	Tinggi kaki (3)	h_{f3}	5	mm
16	Tinggi kaki (4)	h_{f4}	7	mm
17	Kedalaman gigi puncak	H	11	mm
18	Sudut kepala (3)	θ_{k4}	3	derajat
19	Sudut kepala (4)	θ_{k4}	2	derajat
20	Sudut kaki (3)	θ_{f3}	2	derajat
21	Sudut kaki (4)	θ_{f4}	3	derajat
22	Sudut kerucut kepala (3)	δ_{k3}	39	derajat
23	Sudut kerucut kepala (4)	δ_{k4}	56	derajat
24	Sudut kerucut kaki (3)	δ_{f3}	34	derajat
25	Sudut kerucut kaki (4)	δ_{f4}	51	derajat

26	Diameter lingkaran kepala (3)	dk_3	163	mm
27	Diameter lingkaran kepala (4)	dk_4	215	mm
28	Kecepatan keliling	V	0,51	m/detik
29	Gaya tangensial	F_{tp2}	390	kg
30	Gaya radial (3)	F_{r3}	114,84	kg
31	Gaya aksial (3)	F_{a3}	83,44	kg
32	Gaya radial (4)	F_{r4}	83,44	kg
33	Gaya aksial (4)	F_{a4}	114,84	kg
34	Bahan pinyon (3)	S 15 CK		
	Perlakuan panas	Celup dingin dan temper		
	Kekuatan tarik	σ_{b3}	50	kg/mm ²
	Tegangan lentur yang diijinkan	σ_{a3}	30	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₃	400	HB
	Tegangan kontak yang diijinkan	σ_{c3}	144	kg/mm ²
35	Bahan roda gigi besar (4)	SNC 2		
	Perlakuan panas	Celup dingin dan temper		
	Kekuatan tarik	σ_{b4}	85	kg/mm ²
	Tegangan lentur yang diijinkan	σ_{a4}	40	kg/mm ²

	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₄	300	HB
	Tegangan kontak yang diijinkan	σ_{c4}	102	kg/mm ²
36	Lebar sisi	b	45	mm

C. Pasangan Roda Gigi Kerucut III

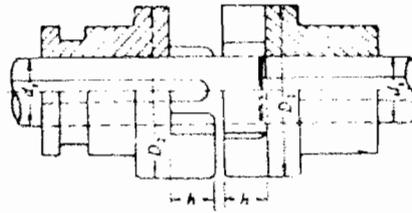
No	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	P _d	1,95	kW
2	Putaran input	n	16	rpm
3	Perbandingan reduksi	i	0,588	
4	Modul	m	5,08	
5	Sisi kerucut	R	190	mm
6	Sudut tekanan	α_0	20	derajat
7	Sudut kerucut jarak bagi (5)	δ_5	30,5	derajat
8	Sudut kerucut jarak bagi (6)	δ_6	59,5	derajat
9	Diameter lingkaran jarak bagi ujung luar (5)	d ₅	193	mm
10	Diameter lingkaran jarak bagi ujung luar (6)	d ₆	327	mm
11	Jumlah gigi (5)	Z ₅	39	gigi
12	Jumlah gigi (6)	Z ₆	65	gigi

13	Tinggi kepala (5)	h_{k5}	6,6	mm
14	Tinggi kepala (6)	h_{k6}	3,6	mm
15	Tinggi kaki (5)	h_{f5}	4,5	mm
16	Tinggi kaki (6)	h_{f6}	7,5	mm
17	Kedalaman gigi puncak	H	11,1	mm
18	Sudut kepala (5)	θ_{k5}	2	derajat
19	Sudut kepala (6)	θ_{k6}	1	derajat
20	Sudut kaki (5)	θ_{f5}	1	derajat
21	Sudut kaki (6)	θ_{f6}	2	derajat
22	Sudut kerucut kepala (5)	δ_{k5}	32,5	derajat
23	Sudut kerucut kepala (6)	δ_{k6}	60,5	derajat
24	Sudut kerucut kaki (5)	δ_{f5}	29,5	derajat
25	Sudut kerucut kaki (6)	δ_{f6}	57,5	derajat
26	Diametr lingkaran kepala (5)	dk_5	204	mm
27	Diametr lingkaran kepala (6)	dk_6	331	mm
28	Kecepatan keliling	V	0,16	m/detik
29	Gaya tangensial	F_{tp3}	1243	kg
30	Gaya radial (5)	F_{r5}	389,8	kg
31	Gaya aksial (5)	F_{a5}	229,6	kg
32	Gaya radial (6)	F_{r6}	229,6	kg
33	Gaya aksial (6)	F_{a6}	389,8	kg
34	Bahan pinyon (5)	SNC 22		

	Perlakuan panas	Celup dingin dan temper		
	Kekuatan tarik	σ_{b5}	100	kg/mm ²
	Tegangan lentur yang diijinkan	σ_{a5}	50	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₅	600	HB
	Tegangan kontak yang diijinkan	σ_{c5}	189	kg/mm ²
35	Bahan roda gigi besar (6)	SNC 22		
	Perlakuan panas	Celup dingin dan temper		
	Kekuatan tarik	σ_{b6}	100	kg/mm ²
	Tegangan lentur yang diijinkan	σ_{a6}	50	kg/mm ²
	Kekerasan permukaan sisi gigi	HB ₆	600	HB
	Tegangan kontak yang diijinkan	σ_{c6}	189	kg/mm ²
36	Lebar sisi	b	50	mm

5.4. Kopling Cakar

Kopling adalah suatu elemen mesin yang berfungsi sebagai penerus putaran dan daya dari poros penggerak ke poros yang digerakkan. Kopling cakar (Gambar 5.8) termasuk kopling tak tetap, yaitu kopling yang dapat dilepas dan dihubungkan pada saat diam maupun berputar.



Gambar 5.8. Kopling cakar

(Sumber : Ir. Sularso, MSME., Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 58)

5.4.1 Perhitungan Kopling Cakar

Momen puntir yang diteruskan (T) :

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{P_d}{n} \text{ (kg.mm)} \dots\dots\dots(5-79)$$

dengan : $P_d = 1,95 \text{ kW}$

$n = 9 \text{ rpm}$

maka : $T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{1,95}{9} = 211033 \text{ kg.mm}$

Tegangan geser yang diijinkan pada poros (τ_{a1}) :

$$\tau_{a1} = \frac{\sigma_b}{S_{f1} \times S_{f2}} \text{ (kg/mm}^2\text{)} \dots\dots\dots(5-80)$$

dengan : $\sigma_b = 55 \text{ kg/mm}^2$, untuk bahan poros S 40 C

$S_{f1} = 6$, untuk bahan S 40 C

$S_{f2} = 2$, pengaruh alur pasak

$$\text{maka : } \tau_{a1} = \frac{55}{6 \times 2} = 4,58 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter poros (d_s) :

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{5,1}{\tau_a} \times K_t \times C_b \times T_1} \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-81)$$

$$\text{dengan : } T = 211033 \text{ kg.mm}$$

$$\tau_a = 4,58 \text{ kg/mm}^2$$

$$K_t = 2, \text{ beban dikenakan kejutan atau tumbukan besar}$$

$$C_b = 1,5, \text{ pengaruh lenturan}$$

$$\text{maka : } d_s = \sqrt[3]{\frac{5,1}{4,58} \times 2 \times 1,5 \times 211033} \approx 130 \text{ mm}$$

Tegangan geser yang diijinkan pada cakar (τ_a) :

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{S_{f1} \times S_{f2}} \text{ (kg/mm}^2) \dots \dots \dots (5-82)$$

$$\text{dengan : } \sigma_b = 58 \text{ kg/mm}^2, \text{ untuk bahan kopling S 45 C}$$

$$S_{f1} = 6, \text{ untuk bahan S 45 C}$$

$$S_{f2} = 2, \text{ pengaruh alur pasak}$$

$$\text{maka : } \tau_a = \frac{58}{6 \times 2} = 4,833 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter dalam cakar (D_1) :

$$D_1 = 1,2 \times d_s + 10 \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-83)^{47}$$

$$\text{dengan : } d_s \approx \text{diameter poros} = 130 \text{ mm}$$

$$\text{maka : } D_1 = 1,2 \times 130 + 10 = 166 \text{ mm}$$

⁴⁷ Sularso, MSME., Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 59

Diameter dalam cakar (D_2) :

$$D_2 = 2 \times d_s + 25 \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-84)^{48}$$

dengan : $d_s = 130 \text{ mm}$

maka : $D_2 = 2 \times 130 + 25 = 285 \text{ mm}$

Tinggi cakar (h) :

$$h = 0,5 \times d_s + 8 \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-85)^{49}$$

dengan : $d_s = 130 \text{ mm}$

maka : $h = 0,5 \times 130 + 8 = 73 \text{ mm}$

Jari-jari rata-rata (r_m) :

$$r_m = \frac{(D_1 + D_2)}{4} \text{ (mm)} \dots \dots \dots (5-86)^{50}$$

dengan : $D_1 = 166 \text{ mm}$

$D_2 = 285 \text{ mm}$

maka : $r_m = \frac{(166 + 285)}{4} = 113 \text{ mm}$

Gaya tangensial (F_t) :

$$F_t = \frac{T}{r_m} \text{ (kg)} \dots \dots \dots (5-87)$$

dengan : $T = 211033 \text{ kg.mm}$

$r_m = 113 \text{ mm}$

maka : $F_t = \frac{211033}{113} = 1867 \text{ kg}$

⁴⁸ Ibid, hal. 59

⁴⁹ Ibid, hal.59

⁵⁰ Ibid, hal.59

Tegangan yang terjadi pada cakar (τ) :

$$\tau = \frac{8}{\pi} \times \frac{F_t}{(D_2^2 - D_1^2)} \text{ (kg/mm}^2\text{)} \dots\dots\dots(5-88)^{51}$$

dengan : $F_t = 1867 \text{ kg}$

$D_1 = 166 \text{ mm}$

$D_2 = 285 \text{ mm}$

maka :

$$\tau = \frac{8}{\pi} \times \frac{1867}{(285^2 - 166^2)} = 0,09 \text{ kg/mm}^2$$

Momen tahanan lentur (W) :

$$W = \frac{1}{6} \times \frac{(D_2 - D_1)}{2} \times \left[\frac{\pi \times (D_1 + D_2)}{4 \times n} \right]^2 \text{ (mm}^3\text{)} \dots\dots\dots(5-89)^{52}$$

dengan : $n \approx$ jumlah cakar = 2

$D_1 = 166 \text{ mm}$

$D_2 = 285 \text{ mm}$

maka :

$$W = \frac{1}{6} \times \frac{(285 - 166)}{2} \times \left[\frac{\pi \times (166 + 285)}{4 \times 2} \right]^2 = 311056 \text{ mm}^3$$

Tegangan lentur yang terjadi (σ) :

$$\sigma = \frac{F_t \times h}{n \times W} \text{ (kg/mm}^2\text{)} \dots\dots\dots(5-90)^{53}$$

dengan : $F_t = 1867 \text{ kg}$

$h = 73 \text{ mm}$

$n = 2$

⁵¹ *Ibid, hal.59*

⁵² *Ibid, hal.59*

⁵³ *Ibid, hal.59*

$$W = 311056 \text{ mm}^3$$

$$\text{maka : } \sigma = \frac{1867 \times 73}{2 \times 311056} = 0,22 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser maksimum (τ_{maks}):

$$\tau_{\text{maks}} = \frac{\sqrt{\sigma^2 + 4 \times \tau^2}}{2} \text{ (kg/mm}^2\text{)} \dots\dots\dots(5-91)^{54}$$

$$\text{dengan : } \sigma = 0,22 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau = 0,09 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{maka : } \tau_{\text{maks}} = \frac{\sqrt{0,22^2 + 4 \times 0,09^2}}{2} = 0,15 \text{ kg/mm}^2$$

Pemeriksaan

Tegangan geser maksimal pada cakar lebih kecil daripada tegangan geser ijin pada cakar.

$$\tau_{\text{maks}} < \tau_a \rightarrow 0,15 \text{ kg/mm}^2 < 4,58 \text{ kg/mm}^2, \text{ maka syarat terpenuhi}$$

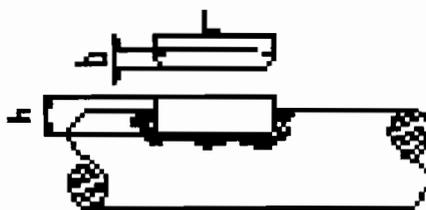
5.5. Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros (Pasak Lurus dan Poros Bintang)

Poros transmisi adalah salah satu jenis elemen konstruksi yang berfungsi menerima dan meneruskan momen puntir dari elemen transmisi yang satu ke elemen yang lain. Pembebanan pada poros transmisi terutama berupa puntir akibat momen puntir dan terdapat pembebanan lengkung.

⁵⁴ *Ibid, hal.59*

Sambungan Pasak Lurus

Pasak merupakan salah satu penyambungan antara poros dan elemen transmisi (roda gigi, puli, kopleng, dll). Jenis sambungan pasak lurus (Gambar 5.9) ini sering digunakan dalam konstruksi karena murah dan mudah dalam pengerjaan dan pemasangan. Keuntungannya dibandingkan dengan sambungan poros bintang adalah kedudukan roda gigi lurus dengan sambungan pasak lurus lebih presisi.



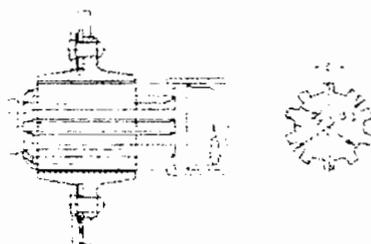
Gambar 5.9. Sambungan pasak lurus
(Sumber : Sudibyo, B., Sambungan Pada Poros, ATMI, hal. 17)

Sambungan Poros Bintang

Sambungan poros bintang dipakai untuk sambungan bagian-bagian mesin yang dapat bergerak memanjang.

Keuntungan sambungan poros bintang yang ditunjukkan pada Gambar 5.10 dibandingkan dengan sambungan pasak adalah :

- Gaya terbagi dengan lebih merata di seluruh keliling.
- Lebih tahan aus karena lebih banyak bidang yang membawa beban dengan serentak.

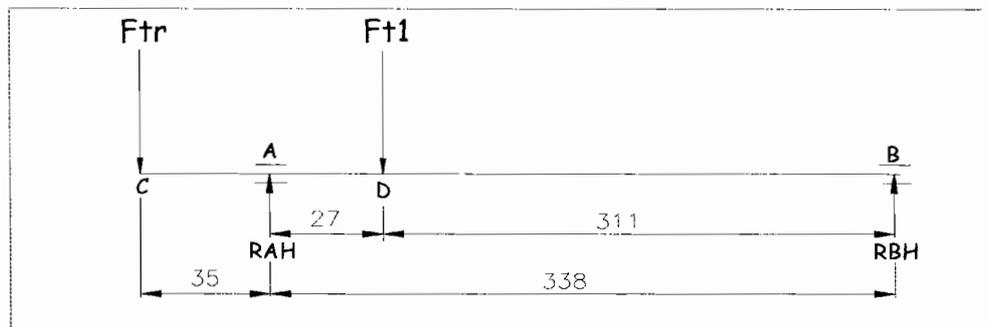


Gambar 5.10. Sambungan poros bintang
(Sumber : Sudibyo, B., Sambungan Pada Poros, ATMI, hal. 14)

5.5.1. Perhitungan Poros dan Sambungan Pada Poros

A. Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros I

Gaya dengan arah horisontal yang membebani poros 1 adalah gaya tarik total sabuk (F_{tr}) = 1,89 kg dan gaya tangensial roda gigi lurus 1 (F_{t1}) yang merupakan gaya tangensial terbesar untuk roda gigi lurus pada poros 1 sebesar 102,526 kg. Gambar 5.11 menunjukkan reaksi pada bantalan poros 1.



Gambar 5.11. Skema pembebanan pada poros 1 dengan arah gaya horisontal

$$\sum M_B = 0$$

$$(R_{AH} \times 338) - (F_{t1} \times 311) - (F_{tr} \times 373) = 0$$

$$R_{AH} = \frac{(F_{t1} \times 311) + (F_{tr} \times 373)}{338}$$

$$R_{AH} = \frac{(102,526 \times 311) + (1,89 \times 373)}{338} = 96,4 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$F_{t1} - R_{AH} - R_{BH} + F_{tr} = 0$$

$$R_{BH} = (F_{t1} + F_{tr}) - R_{AH}$$

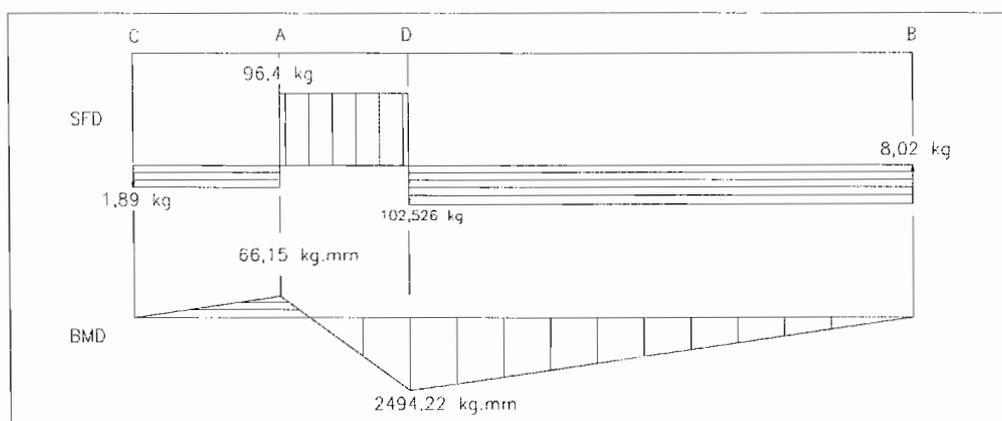
$$= (102,526 + 1,89) - 96,4 = 8,02 \text{ kg}$$

Momen lengkung di C, A, D, dan B :

$$M_{HC} = 0$$

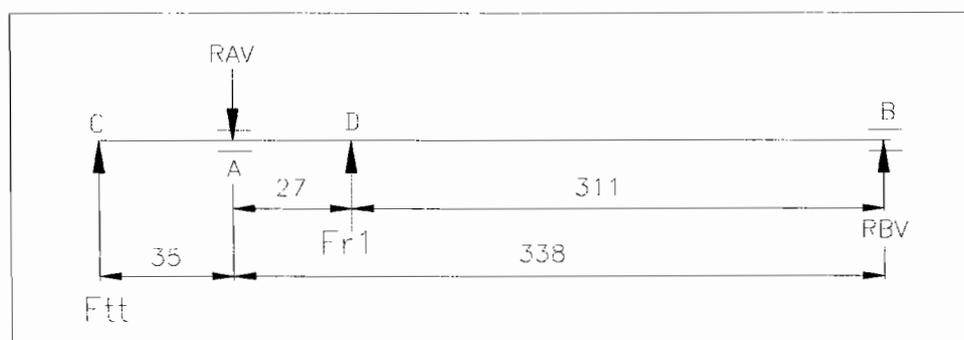
$$\begin{aligned}
 M_{HA} &= F_{tr} \times 35 \\
 &= 1,89 \times 35 = 66,15 \text{ kg.mm} \\
 M_{HD} &= R_{BH} \times 311 \\
 &= 8,02 \times 311 = 2494,22 \text{ kg.mm} \\
 M_{HB} &= 0
 \end{aligned}$$

Gambar 5.12 menunjukkan diagram gaya (SFD) dan diagram momen lengkung (BMD) yang terjadi pada poros



Gambar 5.12. SFD dan BMD pada poros 1 akibat gaya dengan arah horisontal

Selain gaya dengan arah horisontal, poros 1 juga dibebani oleh gaya dengan arah vertikal, yaitu gaya tarik total sabuk (F_t) sebesar 100,08 kg dan gaya radial pada roda gigi lurus 1 (F_{r1}) sebesar 37,316 kg, sehingga reaksi yang terjadi pada bantalan poros 1 (Gambar 5.13) adalah :



Gambar 5.13. Skema pembebanan pada poros 1 dengan arah gaya vertikal

$$\sum M_B = 0$$

$$(F_{r1} \times 311) + (F_{tt} \times 373) - (R_{AV} \times 338) = 0$$

$$R_{AV} = \frac{(F_{r1} \times 311) + (F_{tt} \times 373)}{338}$$

$$R_{AV} = \frac{(37,316 \times 311) + (100,08 \times 373)}{338} = 144,8 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{AV} - R_{BV} - F_{r1} - F_{tt} = 0$$

$$R_{BV} = R_{AV} - (F_{r1} + F_{tt})$$

$$= 144,08 - (37,316 + 100,08) = 6,68 \text{ kg}$$

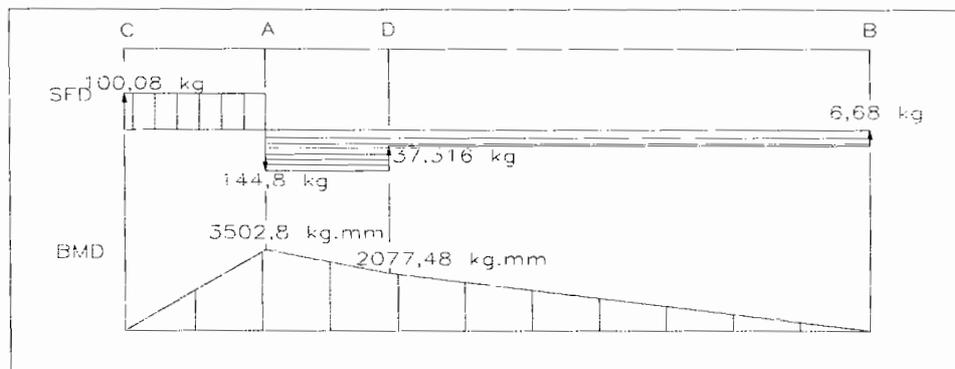
Momen lengkung (C, A, D, dan B) dan diagram gaya serta diagram momen lengkung (Gambar 5.14) :

$$M_{VC} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{VA} &= F_{tt} \times 35 \\ &= 100,08 \times 35 = 3502,8 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{VD} &= R_{BV} \times 311 \\ &= 6,68 \times 311 = 2077,5 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_{VB} = 0$$



Gambar 5.14. SFD dan BMD pada poros 1 akibat gaya dengan arah vertikal

Momen lengkung gabungan di C, A, D dan B adalah :

$$M_C = 0$$

$$\begin{aligned} M_A &= \sqrt{M_{HA}^2 + M_{VA}^2} \\ &= \sqrt{3502,8^2 + 66,15^2} = 3503,42 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_D &= \sqrt{M_{HD}^2 + M_{VD}^2} \\ &= \sqrt{674,87^2 + 866,45^2} = 1098,26 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_B = 0$$

Momen lengkung maksimal ($M_{b\text{maks}}$) pada titik A sebesar 3503,42 kg.mm

Material poros yang dipilih adalah S 35 C dengan kekuatan tarik (σ_b) sebesar 52 kg/mm² (Tabel L.8 pada Lampiran).

Tegangan geser yang diijinkan untuk poros (τ_a) :

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{(S_{f1} \times S_{f2})} \text{ (kg/mm}^2\text{)} \dots\dots\dots(5-92)$$

dengan : $\sigma_b = 52 \text{ kg/mm}^2$ (Tabel L.8 pada Lampiran)

$S_{f1} \approx$ faktor keamanan 1

= 6, untuk bahan S 35 C dengan pengaruh massa

$S_{f2} \approx$ faktor keamanan 2 =2, untuk pengaruh alur pasak

maka :

$$\tau_a = \frac{52}{(6 \times 2)} = 4,33 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter poros transmisi 1 (d_{s1}) :

$$d_{s1} = \sqrt[3]{\left(\frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(K_m \times M_{maks})^2 + (K_t \times T_1)^2}\right)} \text{ (mm)} \dots \dots (5-93)^{55}$$

dengan : $T_1 = 4748,25 \text{ kg.mm}$

$M_{maks} = 3503,42 \text{ kg.mm}$

$\tau_a = 4,33 \text{ kg/mm}^2$

$K_m \approx$ faktor koreksi lenturan = 1,5 (pengaruh tumbukan)

$K_t \approx$ faktor koreksi puntiran = 1,5 (pengaruh kejutan)

maka :

$$d_{s1} = \sqrt[3]{\left(\frac{5,1}{4,33} \sqrt{(1,5 \times 3503,42)^2 + (1,5 \times 4748,25)^2}\right)}$$

= 21,8 mm \approx 35 mm, sesuai Tabel L.9 pada Lampiran

Pada poros 1 digunakan sambungan pada poros berupa sambungan pasak.

Material pasak yang dipilih adalah S 30 C dengan kekuatan tarik (σ_b) sebesar 48 kg/mm² (Tabel L.8 pada Lampiran).

Untuk ukuran pasak diambil dari Tabel L.25 pada Lampiran

- Untuk diameter 35 mm, ukuran pasak dan alur pasak :

Lebar pasak (b_{psk}) = 10 mm

Tinggi pasak (h_{psk}) = 8 mm

Panjang pasak (L_{psk}) = 35 mm

Lebar alur pasak (b_{apks}) = 10 mm

Dalam alur pasak (t_{apks}) = 5 mm

Jari-jari filet (r) = 0,4 mm

⁵⁵ *Ibid, hal. 13*

Tegangan geser yang diijinkan untuk pasak (τ_{apsk}) :

$$\tau_{\text{apsk}} = \frac{\sigma_b}{(S_{\text{fk1}} \times S_{\text{fk2}})} \text{ (kg/mm}^2\text{)} \dots\dots\dots(5-94)$$

dengan : $\sigma_b = 48 \text{ kg/mm}^2$ (Tabel L.8 pada Lampiran)

$S_{\text{fk1}} \approx$ faktor keamanan 1 = 6

$S_{\text{fk2}} \approx$ faktor keamanan 2 = 2, untuk pengaruh beban

maka :

$$\tau_{\text{apsk}} = \frac{48}{(6 \times 2)} = 4 \text{ kg/mm}^2$$

Gaya tangensial pada permukaan poros (F_{tp}) :

$$F_{\text{tp}} = \frac{T_1}{(d_p/2)} \text{ (kg)} \dots\dots\dots(5-95)^{56}$$

dengan : $T_1 = 4748,25 \text{ kg.mm}$

$d_p \approx$ diameter yang dikenai pasak = 35 mm

maka :

$$F_{\text{tp}} = \frac{4748,25}{(35/2)} = 271,329 \text{ kg}$$

Tegangan geser untuk pasak (τ_{psk}) :

$$\tau_{\text{psk}} = \frac{F_{\text{tp}}}{(b_{\text{psk}} \times L_{\text{psk}})} \text{ (kg/mm}^2\text{)} \dots\dots\dots(5-96)^{57}$$

dengan : $F_{\text{tp}} = 271,329 \text{ kg}$

$b_{\text{psk}} = 10 \text{ mm}$

$L_{\text{psk}} = 35 \text{ mm}$

maka :

$$\tau_{\text{psk}} = \frac{271,329}{(10 \times 35)} = 0,77 \text{ kg/mm}^2$$

⁵⁶ Ibid, hal. 25

⁵⁷ Ibid, hal. 25

Pemeriksaan

Untuk memenuhi persyaratan aman, maka nilai tegangan geser yang terjadi harus (τ_{psk}) lebih kecil dari tegangan ijin (τ_{apsk}).

$$\tau_{psk} < \tau_{apsk} \rightarrow 0,77 \text{ kg/mm}^2 < 4 \text{ kg/mm}^2, \text{ perancangan aman.}$$

Tekanan permukaan pada dinding pasak (p_{psk}) :

$$P_{psk} = \frac{F_{tt}}{t_{apsk} \times L_{psk}} \text{ (kg/mm}^2\text{)} \dots \dots \dots (5-97)^{58}$$

dengan : $F_{tt} = 100,08 \text{ kg}$

$$t_{apsk} = 5 \text{ mm}$$

$$L_{psk} = 35 \text{ mm}$$

maka : $P_{psk} = \frac{100,08}{5 \times 35} = 0,57 \text{ kg/mm}^2$

Pemeriksaan

Untuk memenuhi persyaratan aman, maka nilai tekanan permukaan pada dinding pasak (p_{psk}) tidak boleh melebihi tekanan permukaan ijin (p_a) sebesar 8 kg/mm^2 ⁵⁹.

$$p_{psk} < p_a \rightarrow 0,267 \text{ kg/mm}^2 < 8 \text{ kg/mm}^2, \text{ perancangan aman.}$$

Konsentrasi tegangan poros dengan alur pasak α (Diagram L.5 pada Lampiran)

$$\frac{r}{ds} = \frac{0,4}{35} = 0,0114 \rightarrow \alpha = 3,1$$

Anggap diameter bantalan 40 mm.

$$\text{Jari-jari filet} = \frac{40 - 35}{2} = 2,5 \text{ mm}$$

⁵⁸ *Ibid, hal. 27*

⁵⁹ *Ibid, hal.27*

$$\frac{2,5}{35} = 0,07 \qquad \frac{40}{35} = 1,143$$

maka konsentrasi tegangan pada poros bertangga $\beta = 1,3$ (Diagram L.6 pada Lampiran)

$\alpha > \beta$, baik

Tegangan geser poros (τ) :

$$\tau = \frac{16}{\pi \times d_{s1}^3} \sqrt{(K_m \times M_{maks})^2 + (K_t \times T_1)^2} \text{ (kg/mm}^2\text{)} \dots\dots\dots (5-98)^{60}$$

dengan : $T_1 = 4748,25 \text{ kg.mm}$

$$M_{maks} = 3503,42 \text{ kg.mm}$$

$$d_{s1} = 35 \text{ mm}$$

$$K_m = 1,5$$

$$K_t = 1,5$$

maka :
$$\tau = \frac{16}{\pi \times 35^3} \sqrt{(1,5 \times 3502,42)^2 + (1,5 \times 4748,25)^2} = 1,05 \text{ kg/mm}^2$$

Pemeriksaan

$$\tau_a \times S_{t2} > \tau \times \alpha$$

$$4,33 \times 2 > 1,05 \times 3,1$$

$$8,66 > 3,26, \text{ baik.}$$

Dalamnya lenturan poros (Y_f) :

$$Y_f = 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{F \times L_1^2 \times L_2^2}{d_{s1}^4 \times L} \text{ (mm)} \dots\dots\dots (5-99)^{61}$$

dengan : $F \approx$ gaya pada poros

⁶⁰ Ibid, hal. 22

⁶¹ Ibid, hal. 18

$$= F_{tt} + F_{t1} = 100,08 + 102,526 = 202,61 \text{ kg}$$

$$L_1 \approx \text{jarak dari bantalan ke titik pembebanan 1} = 35 \text{ mm}$$

$$L_2 \approx \text{jarak dari bantalan ke titik pembebanan 2} = 373 \text{ mm}$$

$$L \approx \text{Jarak antar bantalan} = 338 \text{ mm}$$

$$d_{s1} = 35 \text{ mm}$$

$$\text{maka : } Y_f = 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{202,61 \times 35^2 \times 373^2}{35^4 \times 338} = 0,022 \text{ mm}$$

Pemeriksaan

Untuk memenuhi persyaratan aman, besarnya dalamnya lenturan poros yang terjadi dibatasi sampai 0,25 mm untuk setiap 1000 mm jarak antar bantalan,

maka nilai dalamnya lenturan poros yang terjadi harus lebih kecil dari $\frac{0,25 \times 338}{1000}$

= 0,085 mm untuk jarak antar bantalan 338 mm. $0,022 < 0,085$, perancangan aman.

Angka putaran kritis terhadap lengkung (n_{kb}) :

$$n_{kb} = 950 \times \sqrt{\frac{1}{Y_f}} \times k \text{ (rpm)} \dots \dots \dots (5-100)^{62}$$

dengan : k \approx faktor koreksi untuk poros berputar = 1

$$Y_f = 0,022 \text{ mm}$$

$$\text{maka : } n_{kb} = 950 \times \sqrt{\frac{1}{0,022}} \times 1 = 6404,9 \text{ rpm}$$

⁶² Sudiby, B, Ing. HTL, Poros Penyangga dan Poros Transmisi, ATMI, Surakarta, hal. 22

Pemeriksaan

Untuk memenuhi persyaratan aman, maka nilai angka putaran kritis terhadap lengkung (n_{kb}) harus lebih besar dari putaran poros transmisi 1 yaitu 400 rpm, sehingga perancangan ini aman.

Sudut puntir poros dengan diameter konstan (φ) :

$$\varphi = \frac{180^\circ}{\pi} \times \frac{T_1 \times L}{G \times 0,1 \times d_{s1}^4} \text{ (}^\circ\text{)} \dots \dots \dots (5-101)^{63}$$

dengan : $T_1 = 46533 \text{ N.mm}$

$L = 373 \text{ mm}$

$G \approx \text{modulus gelincir} = 80000 \text{ N/mm}^2 \text{ (untuk bahan poros S 35 C)}$

$d_{s1} = 35 \text{ mm}$

maka : $\varphi = \frac{180^\circ}{\pi} \times \frac{46533 \times 373}{80000 \times 0,1 \times 35^4} = 0,083^\circ$

Pemeriksaan

Untuk memenuhi persyaratan aman, sudut puntir dibatasi sampai $0,25^\circ$ untuk setiap 1000 mm panjang poros, maka nilai sudut puntir harus lebih kecil

dari : $\frac{0,25 \times 373}{1000} = 0,093^\circ$ untuk panjang poros 373 mm, sehingga perancangan

ini aman karena sudut puntir yang terjadi lebih kecil yaitu $0,083 < 0,093^\circ$.

Massa poros (m) :

$$m = \frac{\pi}{4} \times d_{s1}^2 \times L \times \rho \text{ (kg)} \dots \dots \dots (5-102)$$

dengan : $\rho \approx \text{massa jenis S 35 C} = 7,833 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

⁶³ *Ibid, hal. 15*

$$d_{s1} = 35 \text{ mm}$$

$$L = 373 \text{ mm}$$

$$\text{maka : } m = \frac{\pi}{4} \times 35^2 \times 373 \times 7,833 \times 10^{-6} = 2,8 \text{ kg}$$

Angka putaran kritis terhadap puntir (n_{kt}) :

$$n_{kt} = 72,3 \times \sqrt{\frac{T_1}{\varphi \times m \times \frac{d_{s1}^2}{8}}} \text{ (rpm)} \dots \dots \dots (5-103)^{64}$$

$$\text{dengan : } T_1 = 46533 \text{ N.mm}$$

$$m = 2,8 \text{ kg}$$

$$\varphi = 0,083^\circ$$

$$d_{s1} = 35 \text{ mm}$$

$$\text{maka : } n_{kt} = 72,3 \times \sqrt{\frac{46533}{0,083 \times 2,8 \times \frac{35^2}{8}}} = 2614 \text{ rpm}$$

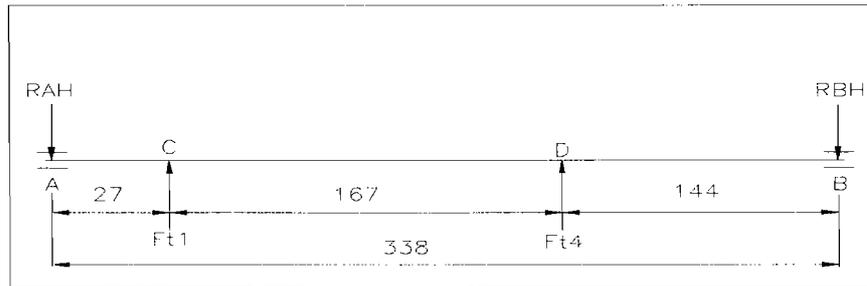
Pemeriksaan

Untuk memenuhi persyaratan aman, maka nilai angka putaran kritis terhadap puntir (n_{kt}) harus lebih besar dari putaran poros transmisi 1 yaitu 400 rpm, sehingga perancangan ini aman.

B. Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros II

Gaya tangensial yang membebani poros 2 adalah roda gigi lurus 2 dengan gaya tangensial $F_{t1} = 102,526 \text{ kg}$ dan roda gigi lurus 7 dengan gaya $F_{t4} = 164,352 \text{ kg}$, sehingga reaksi pada bantalan poros 2 adalah :

⁶⁴ *Ibid, hal. 23*



Gambar 5.15. Pembebanan pada poros 2 dengan arah gaya horisontal

$$\sum M_B = 0$$

$$(F_{t1} \times 311) + (F_{t4} \times 144) - (R_{AH} \times 338) = 0$$

$$R_{AH} = \frac{(F_{t1} \times 311) + (F_{t4} \times 144)}{338}$$

$$R_{AH} = \frac{(102,526 \times 311) + (164,352 \times 144)}{338} = 164,4 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{AH} + R_{BH} - F_{t1} - F_{t4} = 0$$

$$R_{BH} = (F_{t1} + F_{t4}) - R_{AH}$$

$$= (102,526 + 164,352) - 164,4 = 102,478 \text{ kg}$$

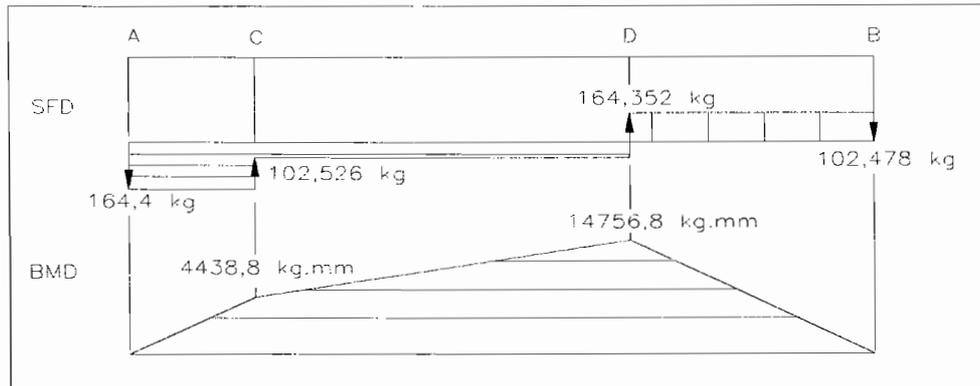
Momen lengkung (A, C, D, dan B) dan diagram gaya serta diagram momen lengkung (Gambar 5.16):

$$M_{HA} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{HC} &= R_{AH} \times 27 \\ &= 164,4 \times 27 = 4438,8 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

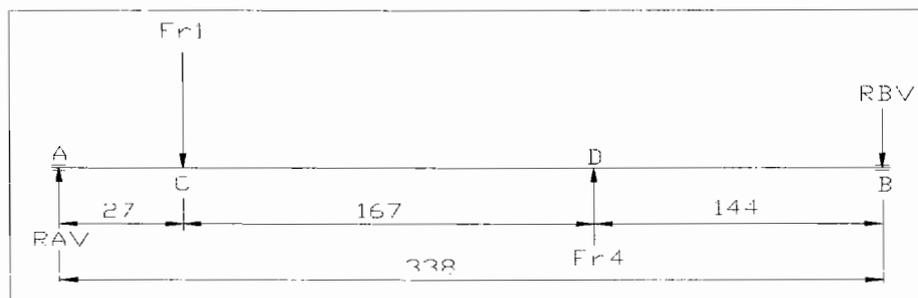
$$\begin{aligned} M_{HD} &= R_{BH} \times 144 \\ &= 102,478 \times 144 = 14756,8 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_{HB} = 0$$



Gambar 5.16. SFD dan BMD pada poros 2 akibat gaya dengan arah horisontal

Gaya dengan arah vertikal yang membebani poros 2 adalah gaya radial pada roda gigi lurus 2 (F_{r1}) sebesar 37,316 kg dan gaya radial pada roda gigi 7 (F_{r4}) sebesar 59,819 kg. Reaksi yang terjadi pada bantalan poros 2 (Gambar 5.17) adalah :



Gambar 5.17. Pembebanan pada poros 2 dengan arah gaya vertikal

$$\sum M_B = 0$$

$$(R_{AV} \times 338) - (F_{r1} \times 311) + (F_{r4} \times 144) = 0$$

$$R_{AV} = \frac{(F_{r1} \times 311) - (F_{r4} \times 144)}{338}$$

$$R_{AV} = \frac{(37,316 \times 311) - (59,819 \times 144)}{338} = 8,85 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$F_{r1} - R_{AV} + R_{BV} - F_{r4} = 0$$

$$R_{BV} = (F_{r4} + R_{AV}) - F_{r1}$$

$$= (59,819 + 8,85) - 37,316 = 31,35 \text{ kg}$$

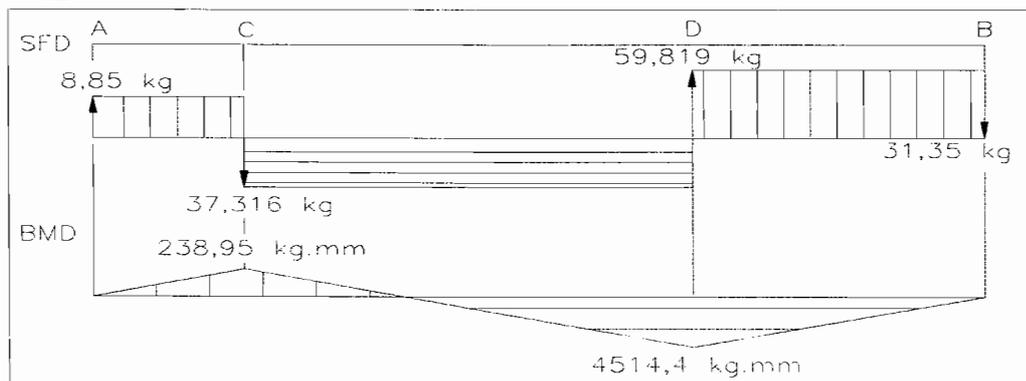
Momen lengkung (A, C, D, dan B) dan diagram gaya serta diagram momen lengkung (Gambar 5.18) :

$$M_{VA} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{VC} &= R_{AV} \times 27 \\ &= 8,85 \times 27 = 238,95 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{VD} &= R_{BV} \times 144 \\ &= 31,35 \times 144 = 4514,4 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_{VB} = 0$$



Gambar 5.18. SFD dan BMD pada poros 2 akibat gaya dengan arah vertikal

Momen lengkung gabungan di A, C, D dan B adalah :

$$M_A = 0$$

$$\begin{aligned} M_C &= \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC}^2} \\ &= \sqrt{4438,8^2 + 238,95^2} = 4445,23 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_D &= \sqrt{M_{HD}^2 + M_{VD}^2} \\ &= \sqrt{14756,8^2 + 4514,4^2} = 15431,9 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_B = 0$$

Momen lengkung maksimal ($M_{b\text{maks}}$) pada titik D sebesar 15431,9 kg.mm

Material poros yang dipilih adalah S 35 C dengan kekuatan tarik (σ_b) sebesar 52 kg/mm² (Tabel L.8 pada Lampiran).

Diameter poros transmisi 2 (d_{s2}) :

$$d_{s2} = \sqrt[3]{\left(\frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(K_m \times M_{\text{maks}})^2 + (K_t \times T_1)^2}\right)} \text{ (mm)}$$

$$\text{dengan : } T_2 = 9,74 \times 10^5 \times \frac{1,95}{250} = 7597,2 \text{ kg.mm}$$

$$M_{\text{maks}} = 15431,9 \text{ kg.mm}$$

$$\tau_a = 4,333 \text{ kg/mm}^2$$

$$K_m = 1,5$$

$$K_t = 1,5$$

$$\begin{aligned} \text{maka : } d_{s2} &= \sqrt[3]{\left(\frac{5,1}{4,333} \sqrt{(1,5 \times 15431,9)^2 + (1,5 \times 7597,2)^2}\right)} \\ &= 31,4 \text{ mm} \approx 40 \text{ mm, sesuai Tabel L.9 pada Lampiran} \end{aligned}$$

Diameter minimal untuk poros 2 adalah 40 mm. Poros transmisi 2 dan roda gigi lurus geser disambung dengan sambungan poros bintang.

Tekanan permukaan pada dinding profil sambungan poros bintang (p_{sb}) :

$$P_{sb} = \frac{2 \times T_2}{\frac{d_{sb1} + d_{sb2}}{2} \times L_b \times h_b \times 0,75 \times n_b} \text{ (N/mm}^2\text{)} \dots\dots\dots (5-104)^{11}$$

$$\text{dengan : } T_2 = 7597,2 \text{ kg.mm} = 74453 \text{ N.mm}$$

¹¹ Sudibyo, B, Ing.HTL, Sambungan Pada Poros, ATMI, Surakarta, hal. 15

$d_{sb1} \approx$ diameter dalam poros bintang (Tabel L.26 pada Lampiran)

$= 46 \text{ mm}$ (dipilih diameter yang lebih besar dari diameter poros transmisi 2 (d_{s2}) 40 mm)

$d_{sb2} \approx$ diameter luar poros bintang (Tabel L.26 pada Lampiran)

$= 50 \text{ mm}$ (berdasarkan diameter dalam poros bintang (d_{sb1}) 46 mm)

$n_b \approx$ jumlah profil bintang (Tabel L.26 pada Lampiran)

$= 8$ (berdasarkan diameter poros bintang (d_{sb1}) 46 mm)

$L_b \approx$ panjang poros bintang $= 252 \text{ mm}$

$t_b \approx$ tebal profil bintang $= 9 \text{ mm}$

$h_b \approx$ tinggi profil bintang

$$= \frac{d_{sb2} - d_{sb1}}{2} = \frac{50 - 46}{2} = 2 \text{ mm}$$

maka :

$$P_{sb} = \frac{2 \times 74453}{\frac{46 + 50}{2} \times 252 \times 2 \times 0,75 \times 8} = 1,026 \text{ N/mm}^2$$

Pemeriksaan

Untuk memenuhi persyaratan aman, maka nilai tekanan pada dinding profil sambungan poros bintang (p_{sb}) tidak boleh melebihi tekanan permukaan ijin (\bar{p}), sesuai Tabel L.27 pada Lampiran yaitu 100 N/mm^2 .

Dalamnya lenturan poros (Y_f) :

$$Y_f = 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{F \times L_1^2 \times L_2^2}{d_{s2}^4 \times L} \text{ (mm)}$$

dengan : $F = F_{t4} + F_{t1} = 164,352 + 102,526 = 266,878 \text{ kg}$

$L_1 = 194 \text{ mm}$

$L_2 = 144 \text{ mm}$

$L = 338 \text{ mm}$

$d_{s2} = 40 \text{ mm}$

maka : $Y_f = 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{266,878 \times 194^2 \times 144^2}{40^4 \times 338} = 0,08 \text{ mm}$

Pemeriksaan

Untuk memenuhi persyaratan aman, besarnya dalamnya lenturan poros yang terjadi dibatasi sampai 0,25 mm untuk setiap 1000 mm jarak antar bantalan,

maka nilai dalamnya lenturan poros yang terjadi harus lebih kecil dari $\frac{0,25 \times 338}{1000}$

= 0,085 mm untuk jarak antar bantalan 338 mm. $0,08 < 0,085$, perancangan aman.

Angka putaran kritis terhadap lengkung (n_{kb}) :

$$n_{kb} = 950 \times \sqrt{\frac{1}{Y_f}} \times k \text{ (rpm)}$$

dengan : $k = 1$

$Y_f = 0,08 \text{ mm}$

maka : $n_{kb} = 950 \times \sqrt{\frac{1}{0,08}} \times 1 = 3358,757 \text{ rpm}$

Pemeriksaan

Untuk memenuhi persyaratan aman, maka nilai angka putaran kritis terhadap lengkung (n_{kb}) harus lebih besar dari putaran poros transmisi 2 yaitu 250 rpm, sehingga perancangan ini aman.

Sudut puntir poros dengan diameter konstan (ϕ) :

$$\phi = \frac{180^\circ}{\pi} \times \frac{T_2 \times L}{G \times 0,1 \times d_{s2}^4} \text{ (}^\circ\text{)}$$

dengan : $T_2 = 74453 \text{ N.mm}$

$L = 338 \text{ mm}$

$G = 80000 \text{ N/mm}^2$ (untuk bahan poros S 35 C)

$d_{s2} = 40 \text{ mm}$

maka : $\phi = \frac{180^\circ}{\pi} \times \frac{74453 \times 338}{80000 \times 0,1 \times 40^4} = 0,07^\circ$

Pemeriksaan

Untuk memenuhi persyaratan aman, sudut puntir dibatasi sampai $0,25^\circ$ untuk setiap 1000 mm panjang poros, maka nilai sudut puntir harus lebih kecil dari : $\frac{0,25 \times 338}{1000} = 0,085^\circ$ untuk panjang poros 338 mm, sehingga perancangan

ini aman karena sudut puntir yang terjadi lebih kecil yaitu $0,07 < 0,085^\circ$

Massa poros (m) :

$$m = \frac{\pi}{4} \times d_{s2}^2 \times L \times \rho \text{ (kg)}$$

dengan : $\rho \approx$ massa jenis S 35 C = $7,833 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

$d_{s2} = 40 \text{ mm}$

$$L = 338 \text{ mm}$$

$$\text{maka : } m = \frac{\pi}{4} \times 40^2 \times 338 \times 7,833 \times 10^{-6} = 3,33 \text{ kg}$$

Angka putaran kritis terhadap puntir (n_{kt}) :

$$n_{kt} = 72,3 \times \sqrt{\frac{T_2}{\varphi \times J}} \text{ (rpm)}$$

$$\text{dengan : } T_2 = 74453 \text{ N.mm}$$

$$m = 3,33 \text{ kg}$$

$$\varphi = 0,07^\circ$$

$$d_{s2} = 40 \text{ mm}$$

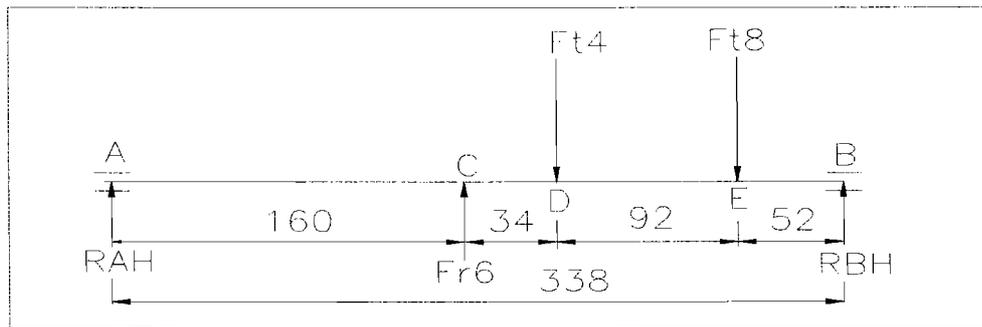
$$\text{maka : } n_{kt} = 72,3 \times \sqrt{\frac{74453}{0,07 \times m \times \frac{40^2}{8}}} = 2889 \text{ rpm}$$

Pemeriksaan

Untuk memenuhi persyaratan aman, maka nilai angka putaran kritis terhadap puntir (n_{kt}) harus lebih besar dari putaran poros transmisi 2 yaitu 250 rpm, sehingga perancangan ini aman.

C. Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros III

Gaya tangensial yang membebani poros 3 adalah gaya tangensial roda gigi lurus 8 (F_{t4}) = 164,352 kg dan gaya tangensial roda gigi lurus 11 (F_{t6}) = 237,5 kg, serta gaya tangensial roda gigi lurus 14 (F_{t8}) = 281,5 kg, sehingga reaksi pada bantalan poros 3 adalah :



Gambar 5.19. Pembebanan pada poros 3 dengan arah gaya horisontal

$$\sum M_B = 0$$

$$(R_{AH} \times 338) + (F_{r6} \times 178) - (F_{t4} \times 144) - (F_{t8} \times 52) = 0$$

$$R_{AH} = \frac{(F_{t4} \times 144) + (F_{t8} \times 52) - (F_{r6} \times 178)}{338}$$

$$R_{AH} = \frac{(164,352 \times 144) + (281,5 \times 52) - (86,4 \times 178)}{338} = 67,8 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$F_{t4} + F_{t8} - R_{AH} - R_{BH} - F_{r6} = 0$$

$$R_{BH} = (F_{t4} + F_{t8}) - (R_{AH} + F_{r6})$$

$$= (164,352 + 281,5) - (67,8 + 86,4) = 291,65 \text{ kg}$$

Momen lengkung (A, C, D, E dan B) dan diagram gaya serta diagram momen lengkung (Gambar 5.20) :

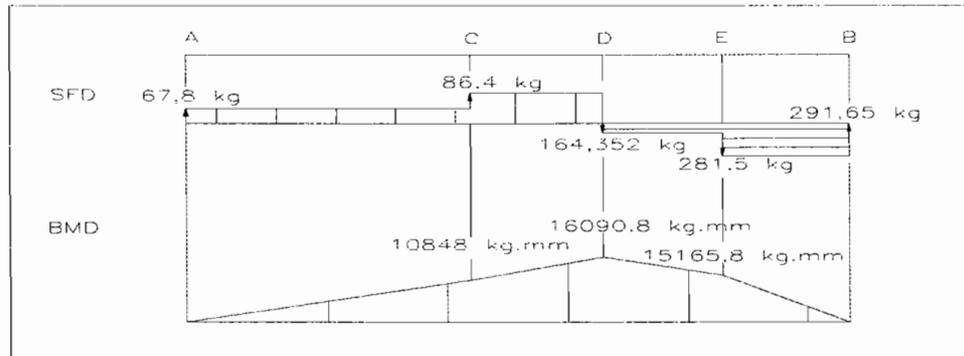
$$M_{HA} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{HC} &= R_{AH} \times 160 \\ &= 67,8 \times 160 = 10848 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{HD} &= (R_{AH} \times 194) + (F_{r6} \times 34) \\ &= (67,8 \times 194) + (86,4 \times 34) = 16090,8 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

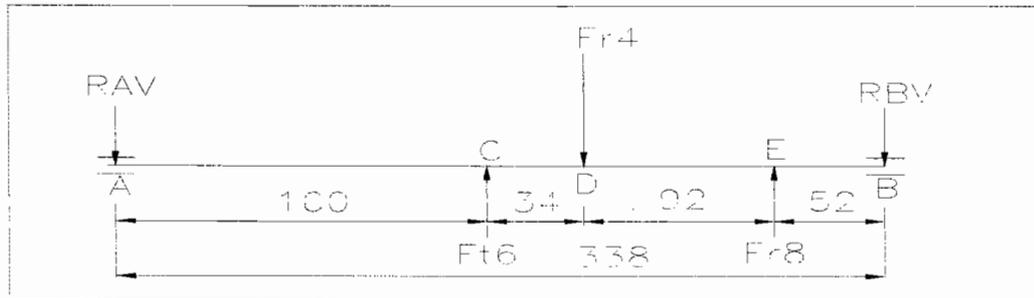
$$\begin{aligned} M_{HE} &= R_{BH} \times 52 \\ &= 291,65 \times 52 = 15165,8 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_{HB} = 0$$



Gambar 5.20. SFD dan BMD pada poros 3 akibat gaya dengan arah horisontal

Gaya dengan arah vertikal yang membebani poros 3 adalah gaya radial pada roda gigi lurus 8 (F_{r4}) sebesar 59,819 kg dan gaya tangensial pada roda gigi 11 (F_{t6}) sebesar 237,5 kg, serta gaya radial pada roda gigi lurus 14 (F_{r8}) sebesar 102,5 kg. Reaksi yang terjadi pada bantalan poros 3 (Gambar 5.21) adalah :



Gambar 5.21. Pembebanan pada poros 3 dengan arah gaya vertikal

$$\sum M_B = 0$$

$$(F_{t6} \times 178) - (F_{r4} \times 144) + (F_{r8} \times 52) - (R_{AV} \times 338) = 0$$

$$R_{AV} = \frac{(F_{t6} \times 178) - (F_{r4} \times 144) + (F_{r8} \times 52)}{338}$$

$$R_{AV} = \frac{(237,5 \times 178) - (59,819 \times 144) + (102,5 \times 52)}{338} = 115,36 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{AV} + R_{BV} + F_{r4} - F_{t6} - F_{r8} = 0$$

$$\begin{aligned}
 R_{BV} &= (F_{t6} + F_{t8}) - (R_{AV} + F_{t4}) \\
 &= (237,5 + 102,5) - (115,36 + 59,819) = 164,8 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Momen lengkung (A, C, D, E dan B) dan diagram gaya serta diagram momen lengkung (Gambar 5.22) :

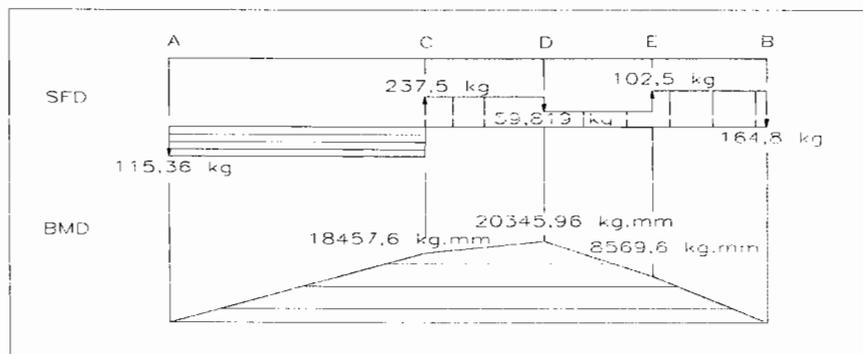
$$M_{VA} = 0$$

$$\begin{aligned}
 M_{VC} &= R_{AV} \times 160 \\
 &= 115,36 \times 160 = 18457,6 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_{VD} &= (R_{AV} \times 194) - (F_{t4} \times 34) \\
 &= (115,36 \times 194) - (59,819 \times 34) = 20345,96 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_{VE} &= (R_{BV} \times 52) \\
 &= (164,8 \times 52) = 8569,6 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

$$M_{VB} = 0$$



Gambar 5.22. SFD dan BMD pada poros 3 akibat gaya dengan arah vertikal

Momen lengkung gabungan di A, C, D, E dan B adalah :

$$M_A = 0$$

$$\begin{aligned}
 M_C &= \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC}^2} \\
 &= \sqrt{10848^2 + 18457,6^2} = 21409,4 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

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

$$= \sqrt{16090,8^2 + 20345,96^2} = 25939,8 \text{ kg.mm}$$

$$M_E = \sqrt{M_{HE}^2 + M_{VE}^2}$$

$$= \sqrt{15165,8^2 + 8569,6^2} = 17419,5 \text{ kg.mm}$$

$$M_B = 0$$

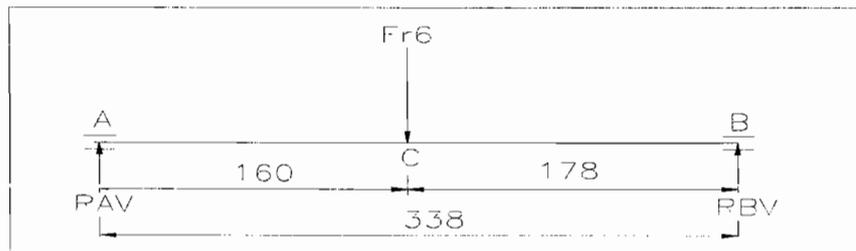
Momen lengkung maksimal (M_{bmaks}) pada titik D sebesar 25939,8 kg.mm

No.	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	Pd	1,95	kW
2	Putaran poros	$n_{poros\ 3}$	125	rpm
3	Momen puntir	T	15194,4	kg.mm
4	Momen lengkung maksimal	M_{bmaks}	25939,8	kg.mm
5	Material poros	S 35 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	52	kg/mm ²
6	Diameter minimal poros	ds_3	50	mm
7	Material pasak	S 30 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	48	kg/mm ²
8	Ukuran pasak ($d_{psk} = 55 \text{ mm}$)			
	Lebar pasak	b_{psk}	18	mm
	Tinggi pasak	h_{psk}	11	mm
	Panjang pasak	L_{psk}	45	mm
9	Ukuran alur pasak ($d_{psk} = 55 \text{ mm}$)			
	Lebar alur pasak	b_{apks}	18	mm

	Dalam alur pasak	t_{apsk}	7	mm
10	Dalamnya lenturan	Y_f	0,08	mm
11	Putaran kritis terhadap lengkung	n_{kb}	3359	rpm
12	Sudut puntir poros	ϕ	0,06	derajat
13	Massa poros	m	5,2	kg
14	Putaran kritis terhadap puntir	n_{kt}	2825	rpm

D. Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros IV

Gaya dengan arah horisontal yang membebani poros 4 adalah gaya radial roda gigi lurus 12 (F_{r6}) = 86,4 kg. Reaksi pada bantalan poros 4 (Gambar 5.23) adalah :



Gambar 5.23. Pembebanan pada poros 4 dengan arah gaya horisontal

$$\sum M_B = 0$$

$$(R_{AH} \times 338) - (F_{r6} \times 178) = 0$$

$$R_{AH} = \frac{(F_{r6} \times 178)}{338}$$

$$R_{AH} = \frac{(86,4 \times 178)}{338} = 45,5 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$F_{r6} - R_{AH} - R_{BH} = 0$$

$$R_{BH} = F_{r6} - R_{AH}$$

$$= 86,4 - 45,5 = 40,9 \text{ kg}$$

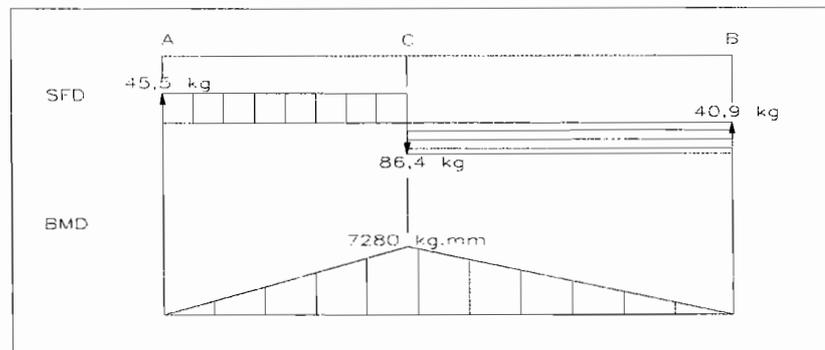
Momen lengkung (A, C dan B) dan diagram gaya serta diagram momen lengkung

(Gambar 5.24) :

$$M_{VA} = 0$$

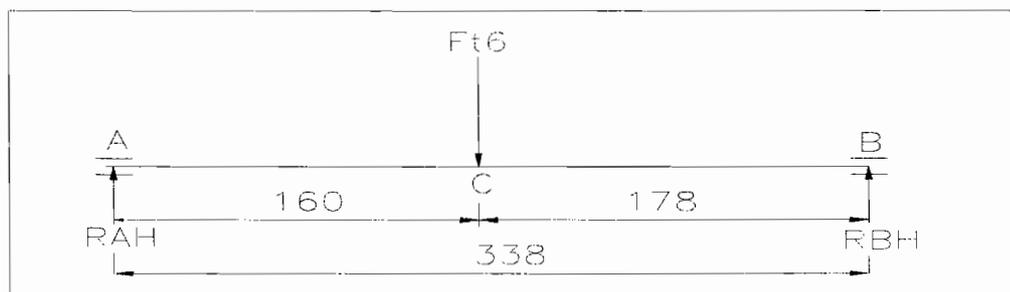
$$\begin{aligned} M_{VC} &= R_{AH} \times 160 \\ &= 45,5 \times 160 = 7280 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_{VB} = 0$$



Gambar 5.24. SFD dan BMD pada poros 4 akibat gaya dengan arah horisontal

Gaya dengan arah vertikal yang membebani poros 4 adalah gaya tangensial pada roda gigi 12 (F_{t6}) sebesar 237,5 kg. Reaksi yang terjadi pada bantalan poros 4 (Gambar 5.25) adalah :



Gambar 5.25. Pembebanan pada poros 4 dengan arah gaya vertikal

$$\sum M_B = 0$$

$$(R_{AV} \times 338) - (F_{t6} \times 178) = 0$$

$$R_{AV} = \frac{(F_{t6} \times 178)}{338}$$

$$R_{AV} = \frac{(237,5 \times 178)}{338} = 125,1 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$F_{t6} - R_{AV} - R_{BV} = 0$$

$$R_{BV} = F_{t6} - R_{AV}$$

$$= 237,5 - 125,1 = 112,4 \text{ kg}$$

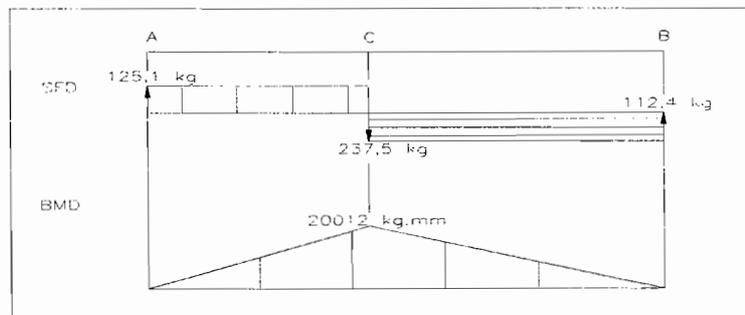
Momen lengkung (A, C, dan B) dan diagram gaya serta diagram momen lengkung

(Gambar 5.26) :

$$M_{HA} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{HC} &= R_{AV} \times 160 \\ &= 125,1 \times 160 = 20012 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_{HB} = 0$$



Gambar 5.26. SFD dan BMD pada poros 4 akibat gaya dengan arah vertikal

Momen lengkung gabungan di A, C dan B adalah :

$$M_A = 0$$

$$\begin{aligned} M_C &= \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC}^2} \\ &= \sqrt{7280^2 + 20012^2} = 21295 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_B = 0$$

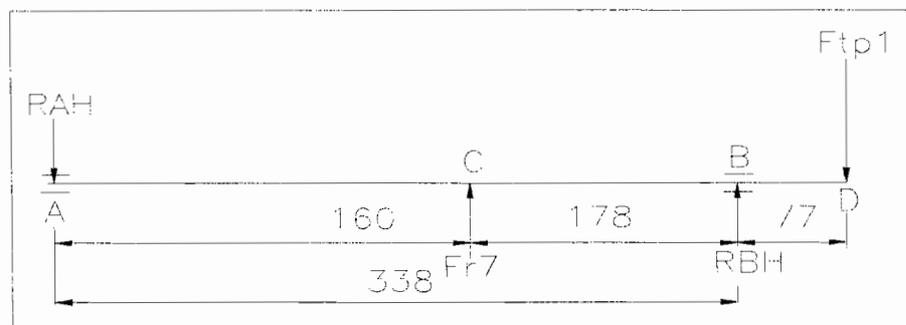
Momen lengkung maksimal ($M_{b\text{maks}}$) pada titik C sebesar 21295 kg.mm

No.	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	Pd	1,95	kW
2	Putaran poros	$n_{\text{poros } 4}$	125	rpm
3	Momen puntir	T	15194,4	kg.mm
4	Momen lengkung maksimal	$M_{b\text{maks}}$	21295	kg.mm
5	Material poros	S 35 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	52	kg/mm ²
6	Diameter minimal poros	d_{s4}	45	mm
7	Material pasak	S 30 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	48	kg/mm ²
8	Ukuran pasak ($d_{\text{psk}} = 50 \text{ mm}$)			
	Lebar pasak	b_{psk}	14	mm
	Tinggi pasak	h_{psk}	9	mm
	Panjang pasak	L_{psk}	45	mm
9	Ukuran alur pasak ($d_{\text{psk}} = 50 \text{ mm}$)			
	Lebar alur pasak	b_{apsk}	14	mm
	Dalam alur pasak	t_{apsk}	5,5	mm
10	Dalamnya lenturan	Y_f	0,05	mm
11	Putaran kritis terhadap lengkung	n_{kb}	4249	rpm
12	Sudut puntir poros	ϕ	0,08	derajat

13	Massa poros	m	4,2	kg
14	Putaran kritis terhadap puntir	n_{kt}	3025	rpm

E. Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros V

Gaya dengan arah horisontal yang membebani poros 5 adalah gaya radial roda gigi lurus 13 (F_{r7}) = 86,4 kg dan gaya tangensial roda gigi kerucut 1 (F_{tp1}) = 165,75 kg, sehingga reaksi pada bantalan poros 5 (Gambar 5.27) adalah :



Gambar 5.27. Pembebanan pada poros 5 dengan arah gaya horisontal

$$\sum M_B = 0$$

$$(F_{r7} \times 178) + (F_{tp} \times 77) - (R_{AH} \times 338) = 0$$

$$R_{AH} = \frac{(F_{r7} \times 178) + (F_{tp} \times 77)}{338}$$

$$R_{AH} = \frac{(86,4 \times 178) + (165,75 \times 77)}{338} = 83,3 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$F_{tp} + R_{AH} - F_{r7} - R_{BH} = 0$$

$$R_{BH} = (R_{AH} + F_{tp}) - F_{r7}$$

$$= (83,3 + 165,75) - 86,4 = 162,65 \text{ kg}$$

Momen lengkung (A, C, B dan D) dan diagram gaya serta diagram momen lengkung (Gambar 5.28) :

$$M_{HA} = 0$$

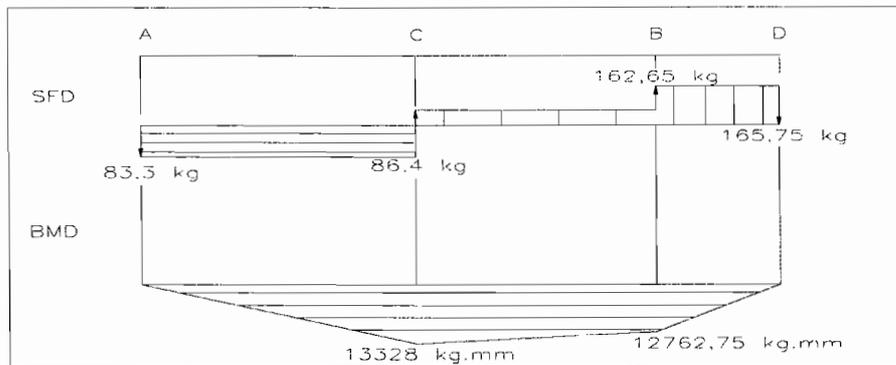
$$M_{HC} = R_{AH} \times 160$$

$$= 83,3 \times 160 = 13328 \text{ kg.mm}$$

$$M_{HB} = F_{tp} \times 77$$

$$= 165,75 \times 77 = 12762,75 \text{ kg.mm}$$

$$M_{HD} = 0$$



Gambar 5.28. SFD dan BMD pada poros 5 akibat gaya dengan arah horisontal

Gaya dengan arah vertikal yang membebani poros 5 adalah gaya tangensial pada roda gigi 13 (F_{t7}) sebesar 237,5 kg dan gaya radial pada roda gigi kerucut 1 (F_{rp1}) sebesar 42,658 kg. Selain gaya-gaya tersebut, poros 5 mengalami momen lengkung (M_1) akibat adanya gaya aksial roda gigi kerucut 1 (F_{ap}) = 42,658 kg, sebesar :

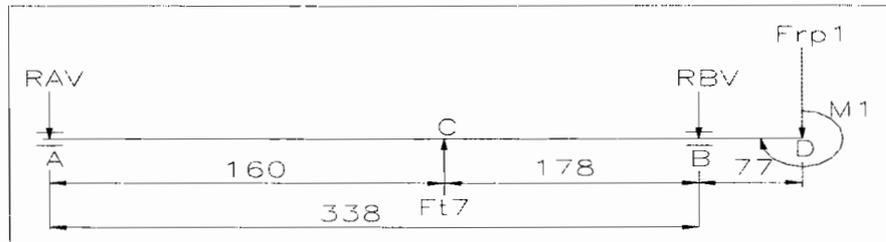
$$M_1 = F_{ap} \times \frac{d_m}{2} \text{ (N.mm)} \dots \dots \dots (5-105)$$

dengan : $F_{ap} = 42,658 \text{ kg}$

$d_m \approx$ diameter lingkaran jarak bagi kerucut = 184 mm

maka :
$$M_1 = 42,658 \times \frac{184}{2} = 3924,5 \text{ kg.mm}$$

Reaksi yang terjadi pada bantalan poros 5 (Gambar 5.29) adalah :



Gambar 5.29. Pembebanan pada poros 5 dengan arah gaya vertikal

$$\sum M_B = 0$$

$$(F_{t7} \times 178) - (R_{AV} \times 338) + (F_{rp1} \times 77) + M_1 = 0$$

$$R_{AV} = \frac{(F_{t7} \times 178) + (F_{rp1} \times 77) + M_1}{338}$$

$$R_{AV} = \frac{(237,5 \times 178) + (42,658 \times 77) + 3924,5}{338} = 146,4 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{AV} + R_{BV} - F_{t7} + F_{rp1} = 0$$

$$R_{BV} = F_{t7} - (R_{AV} + F_{rp1})$$

$$= 237,5 - (146,4 + 42,658) = 48,44 \text{ kg}$$

Momen lengkung (A, C, B dan D) dan diagram gaya serta diagram momen lengkung (Gambar 5.30) :

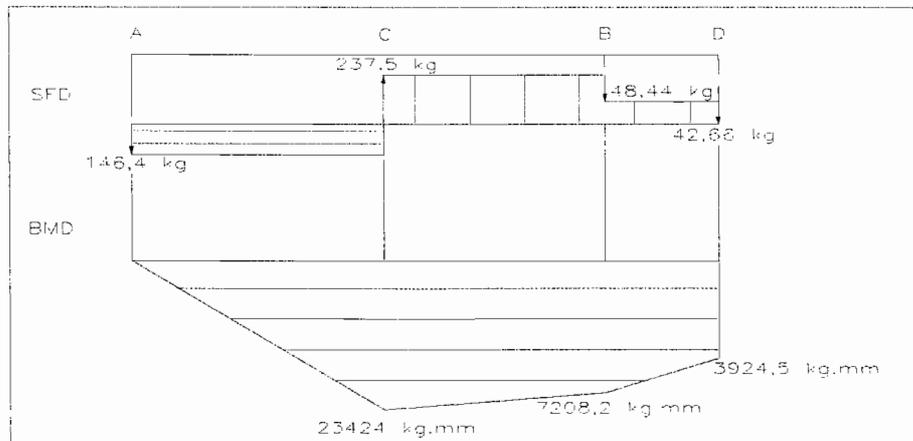
$$M_{VA} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{VC} &= R_{AV} \times 160 \\ &= 146,4 \times 160 = 23424 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{VB} &= (R_{AV} \times 338) - (F_{t7} \times 178) \\ &= (146,4 \times 338) - (237,5 \times 178) = 7208,2 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$



$$M_{VD} = M_1 = 3924,536 \text{ kg.mm}$$



Gambar 5.30. SFD dan BMD pada poros 5 akibit gaya dengan arah vertikal

Momen lengkung gabungan di A, C, B dan D adalah :

$$M_A = 0$$

$$M_C = \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC}^2} = \sqrt{13328^2 + 23424^2} = 26950,3 \text{ kg.mm}$$

$$M_B = \sqrt{M_{HB}^2 + M_{VB}^2} = \sqrt{12762,75^2 + 7208,2^2} = 14657,6 \text{ kg.mm}$$

$$M_D = M_1 = 3924,536 \text{ kg.mm}$$

Momen lengkung maksimal (M_{bmaks}) pada titik C sebesar 26950,3 kg.mm

Untuk diameter poros 5 dihitung dengan persamaan (5-105) :

$$d_{s3} = \sqrt[3]{\frac{5,1 \times T_{ekiv}}{\tau_a \times (1 - k^4)}} \text{ (mm)} \dots \dots \dots (a)$$

$$T_{ekiv} = \sqrt{\left[K_m \times M + \frac{\alpha \times F_a \times d_{ss} (1 + k^2)}{8} \right]^2 + (K_t \times T)^2} \text{ (kg.mm)} \dots (b)$$

} ..(5-105)

dengan : $\tau_a = 4,333 \text{ (kg/mm}^2 \text{)}$

$$k = \frac{d_{i3}}{d_{s3}}, \text{ untuk poros berongga}$$

$$= 0, \text{ untuk poros pejal}$$

$$K_m = 1,5$$

M \approx momen lengkung maksimal

$$= 26950,3 \text{ kg.mm}$$

$$\alpha = 1$$

F_a \approx gaya aksial = 42,66 kg

$$K_t = 1,5$$

$$T = 15194,4 \text{ kg.mm}$$

d_{s5} \approx diameter poros

Dari persamaan-persamaan di atas (a dan b), maka perhitungan diameter poros dilakukan dengan percobaan-percobaan sampai diperoleh diameter yang sama untuk persamaan a dan persamaan b.

Asumsi : d_{s3} = 34 mm, maka :

$$T_{ekiv} = \sqrt{\left[1,5 \times 26950,3 + \frac{1 \times 42,66 \times 38 (1 + 0^2)}{8}\right]^2 + (1,5 \times 15194,4)^2}$$

$$= 46584,3 \text{ kg.mm}$$

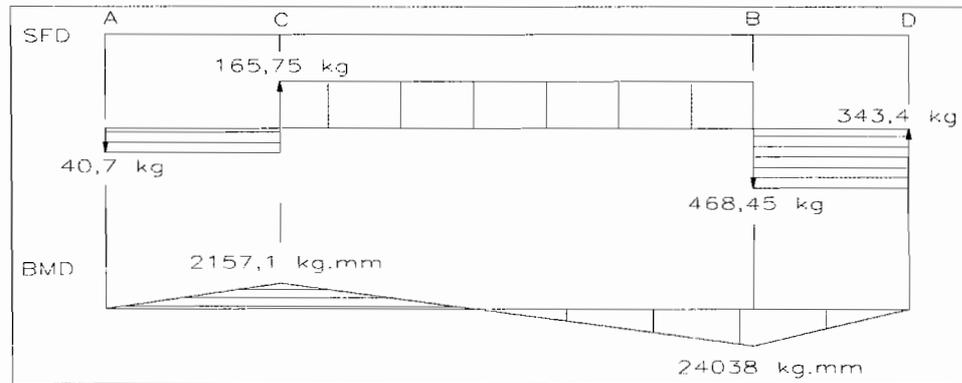
$$d_{s3} = \sqrt[3]{\frac{5,1 \times 46584,3}{4,333 \times (1 - 0^4)}} = 37,99 \text{ mm} \approx 38 \text{ mm},$$

No.	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	Pd	1,95	kW
2	Putaran poros	n _{poros 5}	125	rpm

$$M_{HB} = F_{cutter} \times 60$$

$$= 343,4 \times 60 = 24038 \text{ kg.mm}$$

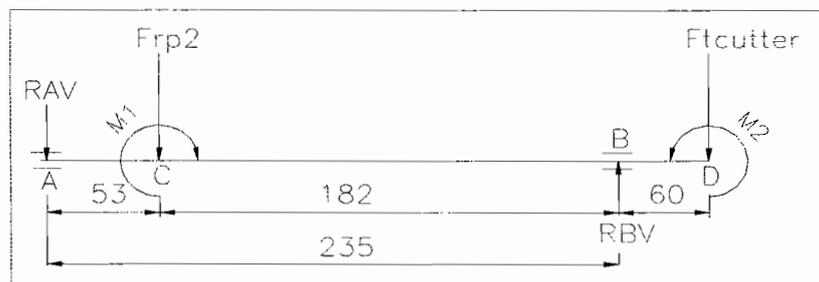
$$M_{HD} = 0$$



Gambar 5.32. SFD dan BMD pada poros 6 akibat gaya dengan arah horisontal

Gaya radial pada roda gigi kerucut 2 (F_{rp2}) sebesar 42,658 kg dan gaya radial pada *cutter* ($F_{rcutter}$) sebesar 171,7 kg. Selain itu poros 6 dibebani oleh gaya aksial gigi kerucut 2 (F_{ap2}) = 42,658 kg (diameter roda gigi kerucut 184 mm) yang menimbulkan momen lengkung (M_1) sebesar 3924,5 kg.mm dan dibebani pula oleh gaya aksial *cutter* ($F_{acutter}$) = 68,68 kg (diameter *cutter* 50 mm) yang menimbulkan momen lengkung (M_2) sebesar 1717 kg.mm.

Reaksi yang terjadi pada bantalan poros 6 (Gambar 5.33) adalah :



Gambar 5.33. Pembebanan pada poros 6 dengan arah gaya vertikal

$$\sum M_B = 0$$

$$(F_{rcutter} \times 60) - (R_{AV} \times 235) - (F_{rp2} \times 182) + M_1 - M_2 = 0$$

$$R_{AV} = \frac{(F_{rcutter} \times 60) - (F_{rp2} \times 182) + M_1 - M_2}{235}$$

$$R_{AV} = \frac{(171,7 \times 60) - (42,658 \times 182) + 3924,5 - 1717}{235} = 20,2 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$F_{rp2} + F_{rcutter} + R_{AV} - R_{BV} = 0$$

$$R_{BV} = F_{rp2} + F_{rcutter} + R_{AV}$$

$$= 42,658 + 171,7 + 20,2 = 234,56 \text{ kg}$$

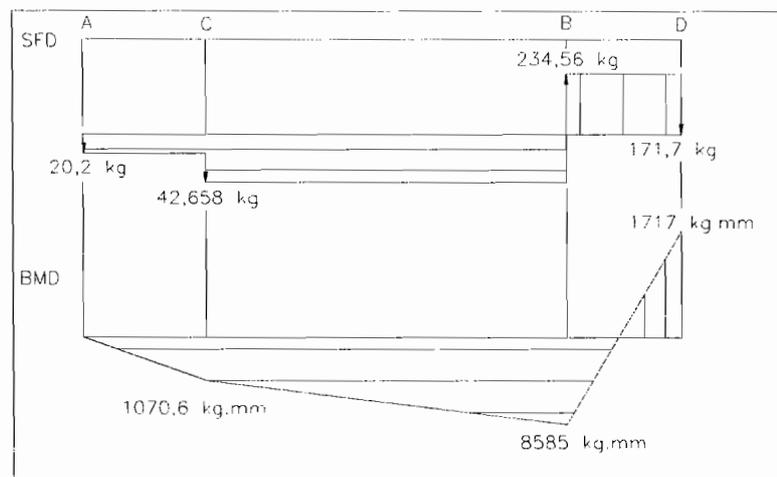
Momen lengkung (A, C, B dan D) dan diagram gaya serta diagram momen lengkung (Gambar 5.34) :

$$M_{VA} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{VC} &= R_{AV} \times 53 \\ &= 20,2 \times 53 = 1070,6 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{VB} &= (F_{rp2} \times 182) + (R_{AV} \times 235) - M_1 \\ &= (42,658 \times 182) + (20,2 \times 235) - 3924,5 = 8585 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_{VD} = M_2 = 1717 \text{ kg.mm}$$



Gambar 5.34. SFD dan BMD pada poros 6 akibat gaya dengan arah vertikal

Momen lengkung gabungan di A, C, B dan D adalah :

$$M_A = 0$$

$$\begin{aligned} M_C &= \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC}^2} \\ &= \sqrt{2157,1^2 + 1070,6^2} = 2408,2 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_B &= \sqrt{M_{HB}^2 + M_{VB}^2} \\ &= \sqrt{24038^2 + 8585^2} = 25525 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_D = M_2 = 1717 \text{ kg.mm}$$

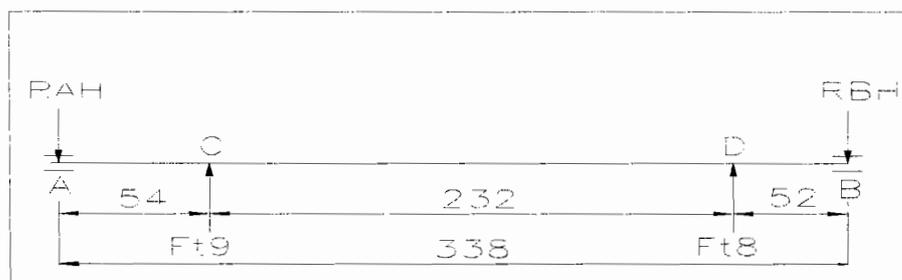
Momen lengkung maksimal (M_{bmaks}) pada titik B sebesar 25525 kg.mm

No.	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	Pd	1,95	kW
2	Putaran poros	$n_{poros\ 4}$	125	rpm
3	Momen puntir	T	15194,4	kg.mm
4	Momen lengkung maksimal	M_{bmaks}	25525	kg.mm
5	Material poros	S 50 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	62	kg/mm ²
6	Diameter poros minimal	d_{s4}	45	mm
7	Material pasak	S 30 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	48	kg/mm ²
8	Ukuran pasak ($d_{psk} = 48 \text{ mm}$)			
	Lebar pasak	b_{psk}	14	mm
	Tinggi pasak	h_{psk}	9	mm

	Panjang pasak	L_{psk}	49,2	mm
9	Ukuran alur pasak ($d_{psk} = 48$ mm)			
	Lebar alur pasak	b_{apks}	14	mm
	Dalam alur pasak	t_{apks}	5,5	mm
10	Dalamnya lenturan	Y_f	0,05	mm
11	Putaran kritis terhadap lengkung	n_{kb}	4249	rpm
12	Sudut puntir poros	ϕ	0,07	derajat
13	Massa poros	m	3,7	kg
14	Putaran kritis terhadap puntir	n_{kt}	3446	rpm

G. Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros VII

Gaya dengan arah horisontal yang membebani poros 7 adalah gaya tangensial roda gigi lurus 15 (F_{t8}) = 281,5 kg dan gaya tangensial roda gigi 16 (F_{t9}) = 302 kg, sehingga reaksi pada bantalan poros 7 (Gambar 5.35) adalah :



Gambar 5.35. Pembebanan pada poros 7 dengan arah gaya horisontal

$$\sum M_B = 0$$

$$(F_{t9} \times 284) - (R_{AH} \times 338) + (F_{t8} \times 52) = 0$$

$$R_{AH} = \frac{(F_{t9} \times 284) + (F_{t8} \times 52)}{338}$$

$$R_{AH} = \frac{(302 \times 284) + (281,5 \times 52)}{338} = 297 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{AH} + R_{BH} - F_{t9} - F_{t8} = 0$$

$$\begin{aligned} R_{BH} &= F_{t9} + F_{t8} - R_{AH} \\ &= 302 + 281,5 - 297 = 286,5 \text{ kg} \end{aligned}$$

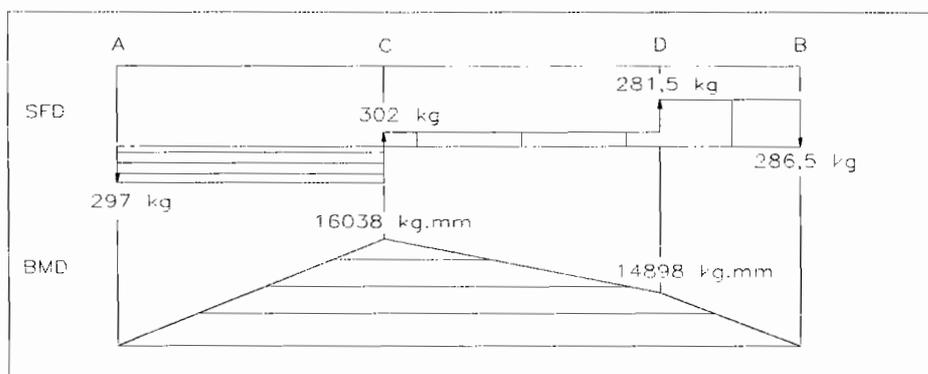
Momen lengkung (A, C, D dan B) dan diagram momennya (Gambar 5.36) :

$$M_{HA} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{HC} &= R_{AH} \times 54 \\ &= 297 \times 54 = 16038 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

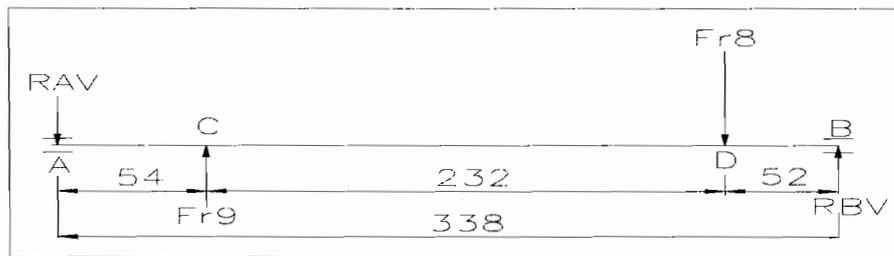
$$\begin{aligned} M_{HD} &= R_{BH} \times 52 \\ &= 286,5 \times 52 = 14898 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_{HB} = 0$$



Gambar 5.36. SFD dan BMD pada poros 7 akibat gaya dengan arah horisontal

Gaya arah vertikal yang membebani poros 7 adalah gaya radial pada roda gigi lurus 15 (F_{r8}) sebesar 102,5 kg dan gaya radial pada roda gigi 16 (F_{r9}) = 110 kg. Reaksi yang terjadi pada bantalan poros 7 (Gambar 5.37) adalah :



Gambar 5.37. Pembebanan pada poros 7 dengan arah gaya vertikal

$$\sum M_B = 0$$

$$(F_{r9} \times 284) - (R_{AV} \times 338) - (F_{r8} \times 52) = 0$$

$$R_{AV} = \frac{(F_{r9} \times 284) - (F_{r8} \times 52)}{338}$$

$$R_{AV} = \frac{(110 \times 284) - (102,5 \times 52)}{338} = 76,7 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{AV} - R_{BV} - F_{r9} + F_{r8} = 0$$

$$R_{BV} = R_{AV} + F_{r8} - F_{r9}$$

$$= 76,7 + 102,5 - 110 = 69,2 \text{ kg}$$

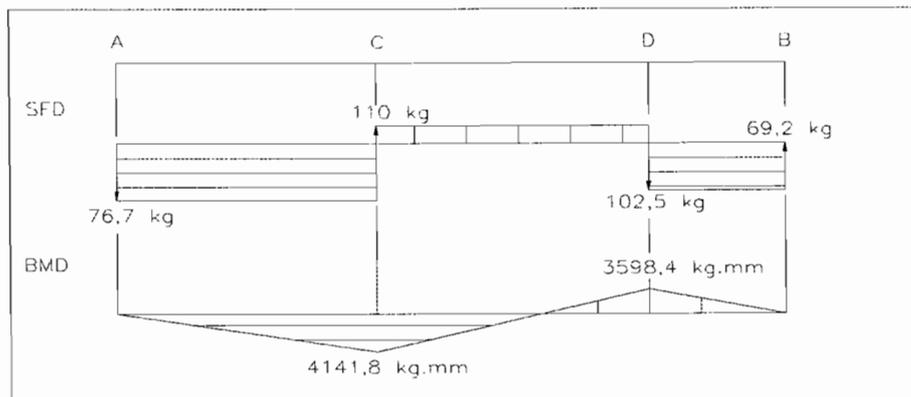
Momen lengkung (A, C, D dan B) dan diagram momennya (Gambar 5.38) :

$$M_{VA} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{VC} &= R_{AV} \times 54 \\ &= 76,7 \times 54 = 4141,8 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{VD} &= R_{BV} \times 52 \\ &= 69,2 \times 52 = 3598,4 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_{VB} = 0$$



Gambar 5.38. SFD dan BMD pada poros 7 akibat gaya dengan arah vertikal

Momen lengkung gabungan di A, C, D dan B adalah :

$$M_A = 0$$

$$\begin{aligned} M_C &= \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC}^2} \\ &= \sqrt{16038^2 + 4141,8^2} = 16564,2 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_D &= \sqrt{M_{HD}^2 + M_{VD}^2} \\ &= \sqrt{14898^2 + 3598,4^2} = 15326,4 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_B = 0$$

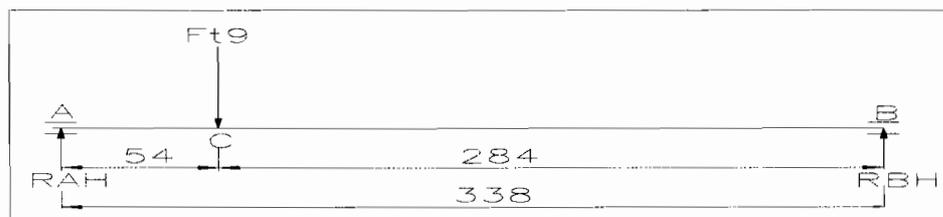
Momen lengkung maksimal (M_{bmaks}) pada titik C sebesar 16564,2 kg.mm

No.	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	Pd	1,95	kW
2	Putaran poros	$n_{poros\ 7}$	63	rpm
3	Momen puntir	T	30147,62	kg.mm
4	Momen lengkung maksimal	M_{bmaks}	16564,2	kg.mm
5	Material poros	S 35 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	52	kg/mm ²

6	Diameter poros minimal	d_{s7}	55	mm
7	Material pasak	S 30 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	48	kg/mm^2
8	Ukuran pasak ($d_{psk} = 60 \text{ mm}$)			
	Lebar pasak	b_{psk}	18	mm
	Tinggi pasak	h_{psk}	11	mm
	Panjang pasak	L_{psk}	50	mm
9	Ukuran alur pasak ($d_{psk} = 60 \text{ mm}$)			
	Lebar alur pasak	b_{apsk}	18	mm
	Dalam alur pasak	t_{apsk}	7	mm
10	Dalamnya lenturan	Y_f	0,014	mm
11	Putaran kritis terhadap lengkung	n_{kb}	8029	rpm
12	Sudut puntir poros	ϕ	0,078	derajat
13	Massa poros	m	6,3	kg
14	Putaran kritis terhadap puntir	n_{kt}	2883	rpm

H. Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros VIII dan Poros IX

Gaya arah horisontal yang membebani poros 8 adalah gaya tangensial roda gigi lurus 17 (F_{t9}) = 302 kg, sehingga reaksi pada bantalan poros 8 adalah :



Gambar 5.39. Pembebanan pada poros 8 dengan arah gaya horisontal

$$\sum M_B = 0$$

$$(R_{AH} \times 338) - (F_{19} \times 284) = 0$$

$$R_{AH} = \frac{(F_{19} \times 284)}{338}$$

$$R_{AH} = \frac{(302 \times 284)}{338} = 253,8 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$F_{19} - R_{AH} - R_{BH} = 0$$

$$R_{BH} = F_{19} - R_{AH}$$

$$= 302 - 253,8 = 48,2 \text{ kg}$$

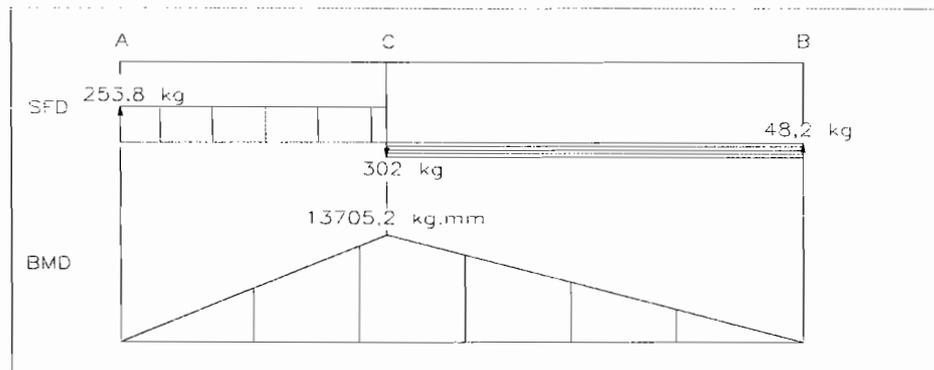
Momen lengkung (A, C dan B) dan diagram momennya (Gambar 5.40) :

$$M_{HA} = 0$$

$$M_{HC} = R_{AH} \times 54$$

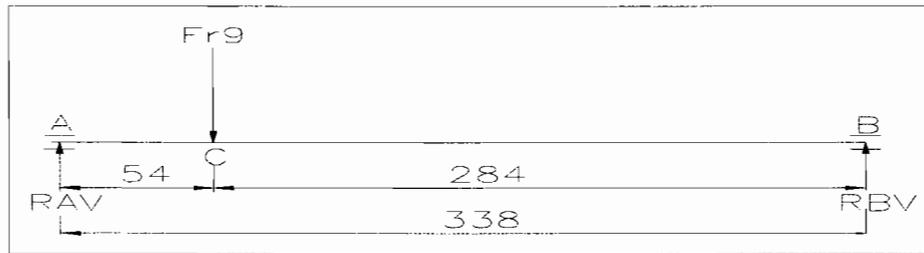
$$= 253,8 \times 54 = 13705,2 \text{ kg.mm}$$

$$M_{HB} = 0$$



Gambar 5.40. SFD dan BMD pada poros 8 akibat gaya dengan arah horisontal

Gaya arah vertikal yang membebani poros 8 adalah gaya radial pada roda gigi lurus 17 (F_{19}) sebesar 110 kg. Reaksi yang terjadi pada bantalan poros 8 (Gambar 5.41) adalah :



Gambar 5.41. Pembebanan pada poros 8 dengan arah gaya vertikal

$$\sum M_B = 0$$

$$(R_{AV} \times 338) - (F_{r9} \times 284) = 0$$

$$R_{AV} = \frac{(F_{r9} \times 284)}{338}$$

$$R_{AV} = \frac{(110 \times 284)}{338} = 92,4 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$F_{r9} - R_{AV} - R_{BV} = 0$$

$$R_{BV} = F_{r9} - R_{AV}$$

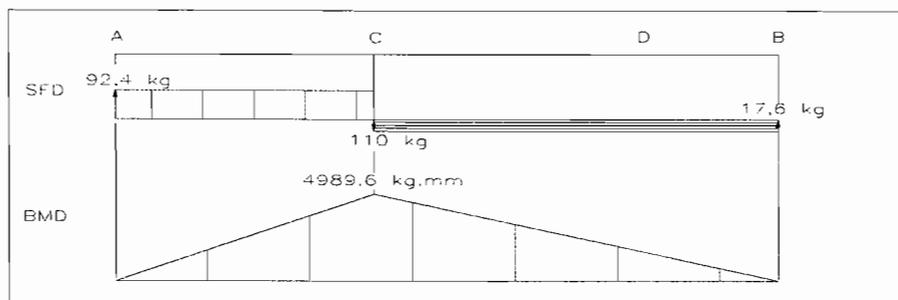
$$= 110 - 92,4 = 17,6 \text{ kg}$$

Momen lengkung (A, C, dan B) dan diagram momen lengkung (Gambar 5.42) :

$$M_{VA} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{VC} &= R_{AV} \times 54 \\ &= 92,4 \times 54 = 4989,6 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_{VB} = 0$$



Gambar 5.42. SFD dan BMD pada poros 8 akibat gaya dengan arah vertikal

Momen lengkung gabungan di A, C dan B adalah :

$$M_A = 0$$

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

$$= \sqrt{13705,2^2 + 4989,6^2} = 14585,2 \text{ kg.mm}$$

$$M_B = 0$$

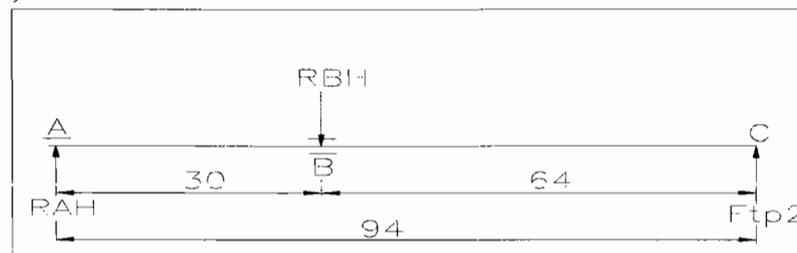
Momen lengkung maksimal (M_{bmaks}) pada titik C sebesar 14585,2 kg.mm

No.	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	Pd	1,95	kW
2	Putaran poros	n_{poros} 8	63	rpm
3	Momen puntir	T	30147,62	kg.mm
4	Momen lengkung maksimal	M_{bmaks}	14585,2	kg.mm
5	Material poros	S 35 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	52	kg/mm ²
6	Diameter poros minimal	d_{s8}	55	mm
7	Material pasak	S 30 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	48	kg/mm ²
8	Ukuran pasak ($d_{psk} = 60$ mm)			
	Lebar pasak	b_{psk}	18	mm
	Tinggi pasak	h_{psk}	11	mm
	Panjang pasak	L_{psk}	50	mm
9	Ukuran alur pasak ($d_{psk} = 60$ mm)			
	Lebar alur pasak	b_{apsk}	18	mm

	Dalam alur pasak	t_{apsk}	7	mm
10	Dalamnya lenturan	Y_f	0,01	mm
11	Putaran kritis terhadap lengkung	n_{kb}	9500	rpm
12	Sudut puntir poros	ϕ	0,078	derajat
13	Massa poros	m	6,3	kg
14	Putaran kritis terhadap puntir	n_{kt}	2883	rpm

I. Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros X

Gaya arah horisontal yang membebani poros 10 adalah gaya tangensial roda gigi kerucut 3 (F_{tp2}) = 390 kg, sehingga reaksi pada bantalan poros 10 (Gambar 5.43.) adalah :



Gambar 5.43. Pembebanan pada poros 10 dengan arah gaya horisontal

$$\sum M_B = 0$$

$$(R_{AH} \times 30) - (F_{\text{tp2}} \times 64) = 0$$

$$R_{AH} = \frac{(F_{\text{tp2}} \times 64)}{30}$$

$$R_{AH} = \frac{(390 \times 64)}{30} = 832 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{BH} - R_{AH} - F_{\text{tp2}} = 0$$

$$R_{BH} = F_{\text{tp2}} + R_{AH}$$

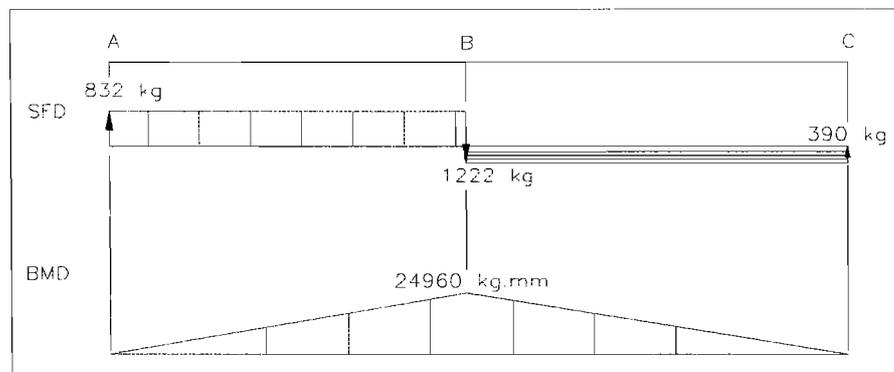
$$= 390 + 832 = 1222 \text{ kg}$$

Momen lengkung (A, B dan C) dan diagram gaya serta diagram momen lengkung (Gambar 5.44):

$$M_{HA} = 0$$

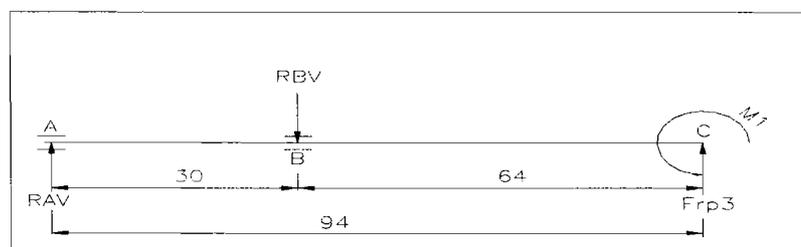
$$\begin{aligned} M_{HB} &= R_{AH} \times 30 \\ &= 832 \times 30 = 24960 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_{HC} = 0$$



Gambar 5.44. SFD dan BMD pada poros 10 akibat gaya dengan arah horizontal

Gaya arah vertikal yang membebani poros 10 adalah gaya radial pada roda gigi kerucut 3 (F_{rp3}) sebesar 114,84 kg. Poros ini juga dibebani gaya aksial sebesar 83,44 kg (diameter roda gigi kerucut 153 mm) dalam bentuk momen lengkung (M_1) sebesar 6383,2 kg.mm, sehingga reaksi yang terjadi pada bantalan poros 10 (Gambar 5.45) adalah :



Gambar 5.45. Pembebanan pada poros 10 dengan arah gaya vertikal

$$\sum M_B = 0$$

$$(R_{AV} \times 30) - (F_{rp3} \times 64) - M_1 = 0$$

$$R_{AV} = \frac{(F_{rp3} \times 64) + M_1}{30}$$

$$R_{AV} = \frac{(114,84 \times 64) + 6383,2}{30} = 457,8 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{BV} - R_{AV} - F_{r7} = 0$$

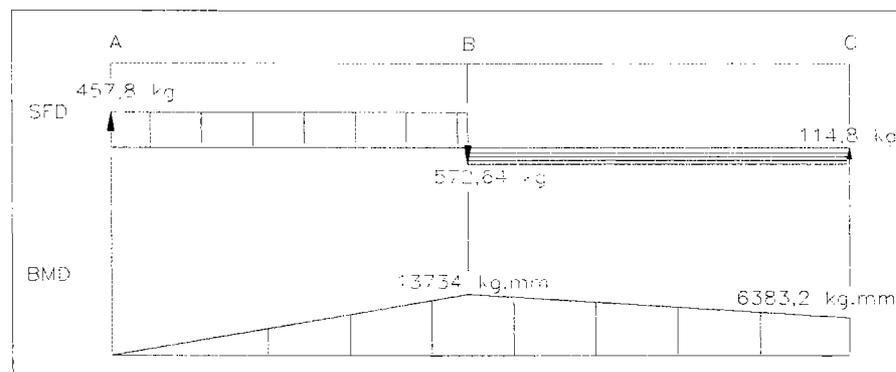
$$\begin{aligned} R_{BV} &= F_{rp3} + R_{AV} \\ &= 114,84 + 457,8 = 572,64 \text{ kg} \end{aligned}$$

Momen lengkung (A, B dan C) dan diagram gaya serta diagram momen lengkung (Gambar 5.46) :

$$M_{VA} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{VB} &= R_{AV} \times 30 \\ &= 457,8 \times 30 = 13734 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_{VC} = M_1 = 6383,2 \text{ kg.mm}$$



Gambar 5.46. SFD dan BMD pada poros 10 akibat gaya dengan arah vertikal

Momen lengkung gabungan di A, B dan C adalah :

$$M_A = 0$$

$$M_B = \sqrt{M_{HB}^2 + M_{VB}^2}$$

$$= \sqrt{24960^2 + 13734^2} = 28489 \text{ kg.mm}$$

$$M_C = 6383,2 \text{ kg.mm}$$

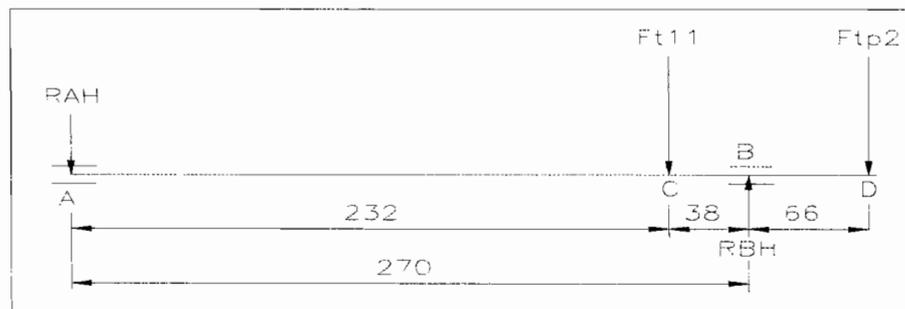
Momen lengkung maksimal ($M_{b\text{maks}}$) pada titik B sebesar 28489 kg.mm

No.	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	Pd	1,95	kW
2	Putaran poros	$n_{\text{poros } 10}$	63	rpm
3	Momen puntir	T	30147,62	kg.mm
4	Momen lengkung maksimal	$M_{b\text{maks}}$	28489	kg.mm
5	Material poros	S 35 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	52	kg/mm ²
6	Diameter poros minimal	d_{s10}	63	mm
7	Material pasak	S 30 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	48	kg/mm ²
8	Ukuran pasak ($d_{\text{psk}} = 63 \text{ mm}$)			
	Lebar pasak	b_{psk}	18	mm
	Tinggi pasak	h_{psk}	11	mm
	Panjang pasak	L_{psk}	64	mm
9	Ukuran alur pasak ($d_{\text{psk}} = 63 \text{ mm}$)			
	Lebar alur pasak	b_{apsk}	18	mm
	Dalam alur pasak	t_{apsk}	7	mm
10	Dalamnya lenturan	Y_f	0,01	mm
11	Putaran kritis terhadap lengkung	n_{kb}	9500	rpm

12	Sudut puntir poros	ϕ	0,013	derajat
13	Massa poros	m	2,3	kg
14	Putaran kritis terhadap puntir	n_{kt}	10204	rpm

J. Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros XI

Gaya arah horisontal yang membebani poros 11 adalah gaya tangensial roda gigi lurus 19 (F_{t11}) = 570,666 kg dan gaya tangensial roda gigi kerucut 4 (F_{tp2}) = 390 kg, sehingga reaksi pada bantalan poros 11 (Gambar 5.47) adalah :



Gambar 5.47. Pembebanan pada poros 11 dengan arah gaya horisontal

$$\sum M_B = 0$$

$$(F_{tp2} \times 66) - (R_{AH} \times 270) - (F_{t11} \times 38) = 0$$

$$R_{AH} = \frac{(F_{tp2} \times 66) - (F_{t11} \times 38)}{270}$$

$$R_{AH} = \frac{(390 \times 66) - (570,666 \times 38)}{270} = 15 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{AH} - R_{BH} + F_{tp2} + F_{t11} = 0$$

$$R_{BH} = R_{AH} + F_{tp2} + F_{t11}$$

$$= 15 + 390 + 570,666 = 975,666 \text{ kg}$$

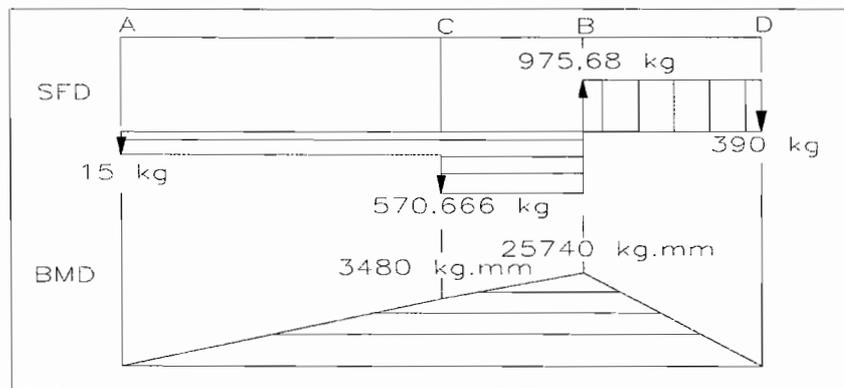
Momen lengkung (A, C, B dan D) dan diagram gaya serta diagram momen lengkung (Gambar 5.48) :

$$M_{HA} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{HC} &= R_{AH} \times 232 \\ &= 15 \times 232 = 3480 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{HB} &= F_{tp2} \times 66 \\ &= 390 \times 66 = 25740 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

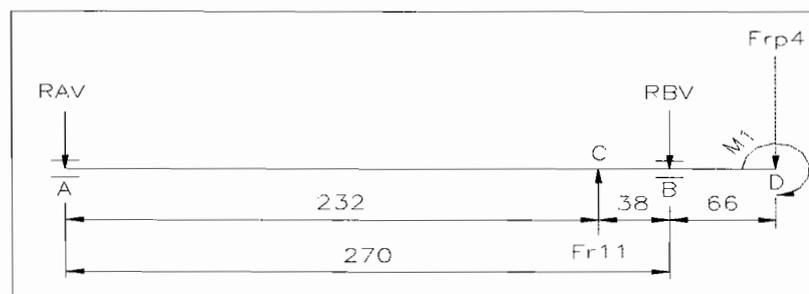
$$M_{HD} = 0$$



Gambar 5.48. SFD dan BMD pada poros 11 akibat gaya dengan arah horisontal

Gaya arah vertikal yang membebani poros 11 adalah gaya radial pada roda gigi lurus 19 (F_{r11}) sebesar 207,705 kg, gaya radial pada roda gigi kerucut 4 (F_{rp4}) sebesar 83,44 kg dan momen lengkung akibat gaya aksial roda gigi kerucut 4 ($F_{ap4} = 114,84$ kg dan diameter roda gigi sebesar 210 mm) M_1 sebesar 12058,2 kg.mm.

Reaksi yang terjadi pada bantalan poros 11 (Gambar 5.49) adalah :



Gambar 5.49. Pembebanan pada poros 11 dengan arah gaya vertikal

$$\sum M_B = 0$$

$$(F_{rp4} \times 66) + M_1 - (R_{AV} \times 270) + (F_{r11} \times 38) = 0$$

$$R_{AV} = \frac{(F_{r11} \times 38) + (F_{rp4} \times 66) + M_1}{270}$$

$$R_{AV} = \frac{(207,705 \times 38) + (83,44 \times 66) + 12058,2}{270} = 94,3 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{AV} + R_{BV} + F_{rp4} - F_{r11} = 0$$

$$R_{BV} = F_{r11} - R_{AV} - F_{rp4}$$

$$= 207,705 - 94,3 + 83,44 = 29,97 \text{ kg}$$

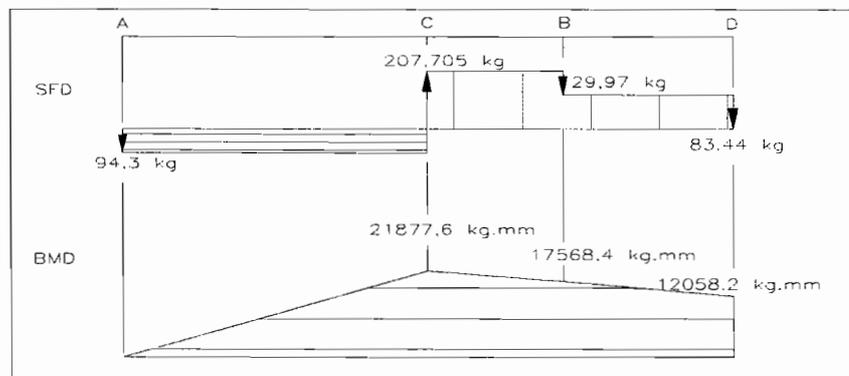
Momen lengkung (A, C, B dan D) dan diagram gaya serta diagram momen lengkung (Gambar 5.50):

$$M_{VA} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{VC} &= R_{AV} \times 232 \\ &= 94,3 \times 232 = 21877,6 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{VB} &= R_{AV} \times 270 - F_{r11} \times 38 \\ &= 94,3 \times 270 - 207,705 \times 38 = 17568,4 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_{VD} = M_1 = 12058,2 \text{ kg.mm}$$



Gambar 5.50. SFD dan BMD pada poros 11 akibat gaya dengan arah vertikal

Momen lengkung gabungan A, C, B dan D adalah :

$$M_A = 0$$

$$\begin{aligned} M_C &= \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC}^2} \\ &= \sqrt{3480^2 + 21877,6^2} = 22152,6 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_B &= \sqrt{M_{HB}^2 + M_{VB}^2} \\ &= \sqrt{25740^2 + 17568,4^2} = 31164 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_D = M_{VC} = 12058,2 \text{ kg.mm}$$

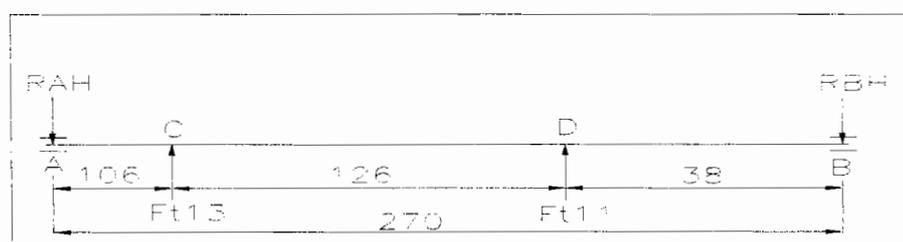
Momen lengkung maksimal (M_{bmaks}) pada titik B sebesar 31164 kg.mm

No.	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	Pd	1,95	kW
2	Putaran poros	$n_{poros\ 11}$	45	rpm
3	Momen puntir	T	42206,7	kg.mm
4	Momen lengkung maksimal	M_{bmaks}	31164	kg.mm
5	Material poros	S 35 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	52	kg/mm ²
6	Diameter poros minimal	ds_{11}	63	mm
7	Material pasak	S 30 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	48	kg/mm ²
8	Ukuran pasak ($d_{psk} = 65 \text{ mm}$)			
	Lebar pasak	b_{psk}	18	mm
	Tinggi pasak	h_{psk}	11	mm

	Panjang pasak	L_{psk}	56	mm
9	Ukuran alur pasak ($d_{psk} = 65$ mm)			
	Lebar alur pasak	b_{apks}	18	mm
	Dalam alur pasak	t_{apks}	7	mm
10	Ukuran pasak ($d_{psk} = 70$ mm)			
	Lebar pasak	b_{psk}	20	mm
	Tinggi pasak	h_{psk}	12	mm
	Panjang pasak	L_{psk}	118	mm
11	Ukuran alur pasak ($d_{psk} = 70$ mm)			
	Lebar alur pasak	b_{apks}	20	mm
	Dalam alur pasak	t_{apks}	7,5	mm
12	Dalamnya lenturan	Y_f	0,04	mm
13	Putaran kritis terhadap lengkung	n_{kb}	4750	rpm
14	Sudut puntir poros	ϕ	0,06	derajat
15	Massa poros	m	8,2	kg
16	Putaran kritis terhadap puntir	n_{kt}	2976	rpm

K. Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros XII

Gaya arah horisontal yang membebani poros 12 adalah gaya tangensial roda gigi lurus 20 $F_{t11} = 570,666$ kg dan roda gigi lurus 23 $F_{t13} = 685,54$ kg, sehingga reaksi pada bantalan poros 12 (Gambar 5.51) adalah :



$$\sum M_B = 0$$

$$(F_{t11} \times 38) + (F_{t13} \times 164) - (R_{AH} \times 270) = 0$$

$$R_{AH} = \frac{(F_{t11} \times 38) + (F_{t13} \times 164)}{270}$$

$$R_{AH} = \frac{(570,666 \times 38) + (685,54 \times 164)}{270} = 496,7 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{AH} + R_{BH} - F_{t11} - F_{t13} = 0$$

$$R_{BH} = F_{t11} + F_{t13} - R_{AH}$$

$$= 570,666 + 685,541 - 496,7 = 759,5 \text{ kg}$$

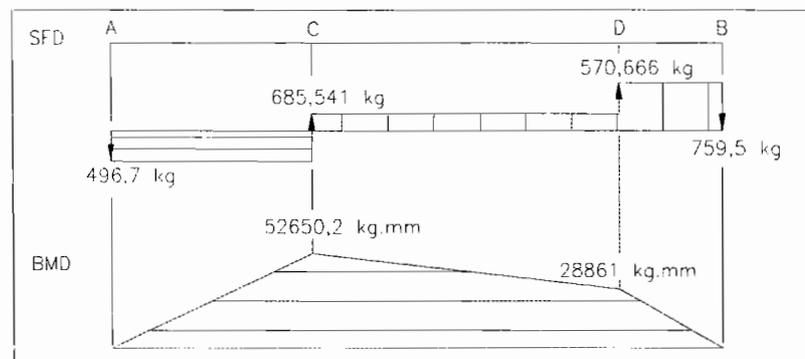
Momen lengkung (A, C, D dan B) dan diagram gaya serta diagram momen lengkung (Gambar 5.52) :

$$M_{HA} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{HC} &= R_{AH} \times 106 \\ &= 496,7 \times 106 = 52650,2 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

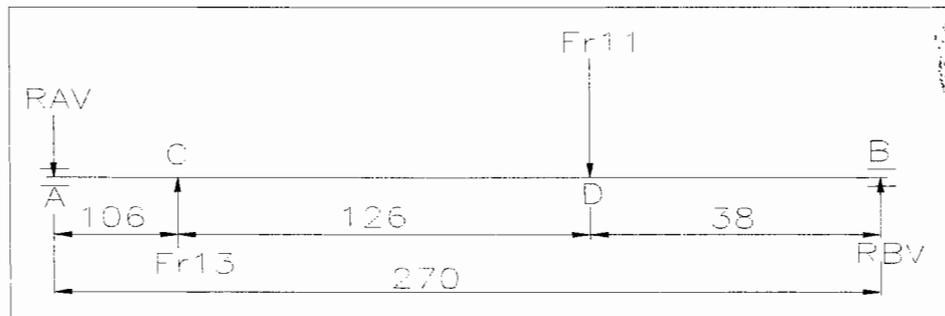
$$\begin{aligned} M_{HD} &= R_{BH} \times 38 \\ &= 759,5 \times 38 = 28861 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_{HB} = 0$$



Gambar 5.52. SFD dan BMD pada poros 12 akibat gaya dengan arah horisontal

Gaya arah vertikal yang membebani poros 12 adalah gaya radial roda gigi lurus 20 (F_{r11}) = 207,705 kg dan roda gigi lurus 23 (F_{r13}) = 249,517 kg, sehingga reaksi pada bantalan poros 12 (Gambar 5.53) adalah :



Gambar 5.53. Pembebanan pada poros 12 dengan arah gaya vertikal

$$\sum M_B = 0$$

$$(F_{r13} \times 164) - (R_{AV} \times 270) - (F_{r11} \times 38) = 0$$

$$R_{AV} = \frac{(F_{r13} \times 164) - (F_{r11} \times 38)}{270}$$

$$R_{AV} = \frac{(249,517 \times 164) - (207,705 \times 38)}{270} = 122,3 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{AV} - R_{BV} + F_{r11} - F_{r13} = 0$$

$$R_{BV} = F_{r11} + R_{AV} - F_{r13}$$

$$= 207,705 + 122,3 - 249,517 = 80,5 \text{ kg}$$

Momen lengkung (A, C, D dan B) dan diagram gaya serta diagram momen lengkung (Gambar 5.54) :

$$M_{VA} = 0$$

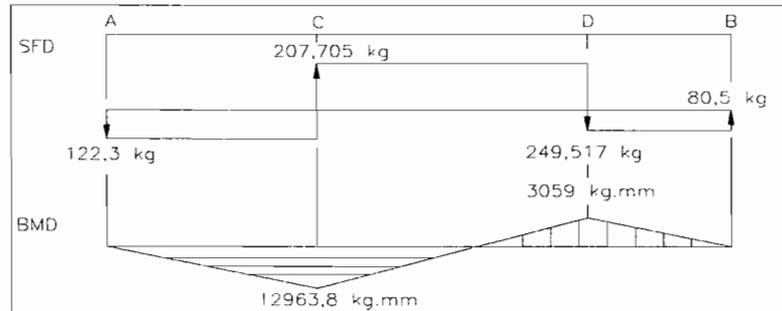
$$M_{VC} = R_{AV} \times 106$$

$$= 122,3 \times 106 = 12963,8 \text{ kg.mm}$$

$$M_{VD} = R_{BV} \times 38$$

$$= 80,5 \times 38 = 10503,2 \text{ kg.mm}$$

$$M_{VB} = 0$$



Gambar 5.54. SFD dan BMD pada poros 12 akibat gaya dengan arah vertikal

Momen lengkung gabungan di A, C, D dan B adalah :

$$M_A = 0$$

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

$$= \sqrt{52650,2^2 + 12963,8^2} = 54222,7 \text{ kg.mm}$$

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

$$= \sqrt{28861^2 + 3059^2} = 29022,7 \text{ kg.mm}$$

$$M_B = 0$$

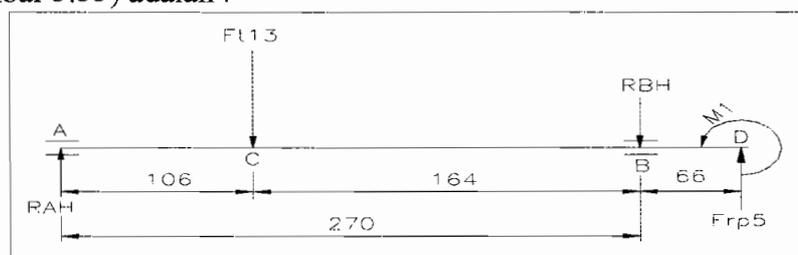
Momen lengkung maksimal (M_{bmaks}) pada titik C sebesar 54222,7 kg.mm

No.	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	Pd	1,95	kW
2	Putaran poros	$n_{\text{poros 12}}$	31,5	rpm
3	Momen puntir	T	60295,2	kg.mm
4	Momen lengkung maksimal	M_{bmaks}	54222,7	kg.mm
5	Material poros	S 35 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	52	kg/mm ²

6	Diameter poros minimal	d_{s12}	55	mm
7	Ukuran poros bintang			
	Diameter dalam poros bintang	d_{sb1}	72	mm
	Diameter luar poros bintang	d_{sb2}	78	mm
	Jumlah profil bintang	n_b	10	
	Panjang poros bintang	L_b	239	mm
	Tebal profil bintang	t_b	12	mm
8	Dalamnya lenturan	Y_f	0,01	mm
9	Putaran kritis terhadap lengkung	n_{kb}	9500	rpm
10	Sudut puntir poros	ϕ	0,064	derajat
11	Massa poros	m	7	kg
12	Putaran kritis terhadap puntir	n_{kt}	3613	rpm

L. Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros XIII

Gaya arah horisontal yang membebani poros 13 adalah gaya tangensial roda gigi lurus 24 (F_{t13}) = 685,541 kg dan gaya radial roda gigi kerucut 5 (F_{rp5}) = 389,8 kg. selain itu juga dibebani oleh gaya aksial sebesar 229,6 kg dalam bentuk momen lengkung (M_1) sebesar 22156,4 kg.mm, sehingga reaksi pada bantalan poros 13 (Gambar 5.55) adalah :



Gambar 5.55. Pembebanan pada poros 13 dengan arah gaya horisontal

$$\sum M_B = 0$$

$$(R_{AH} \times 270) - (F_{t13} \times 164) - (F_{tp3} \times 66) - M_1 = 0$$

$$R_{AH} = \frac{(F_{t13} \times 164) + (F_{tp3} \times 66) + M_1}{270}$$

$$R_{AH} = \frac{(685,541 \times 164) + (389,8 \times 66) + 22156,4}{270} = 593,8 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$F_{t13} - R_{AH} + R_{BH} - F_{tp3} = 0$$

$$R_{BH} = R_{AH} + F_{tp3} - F_{t13}$$

$$= 593,8 + 389,8 - 685,541 = 298,1 \text{ kg}$$

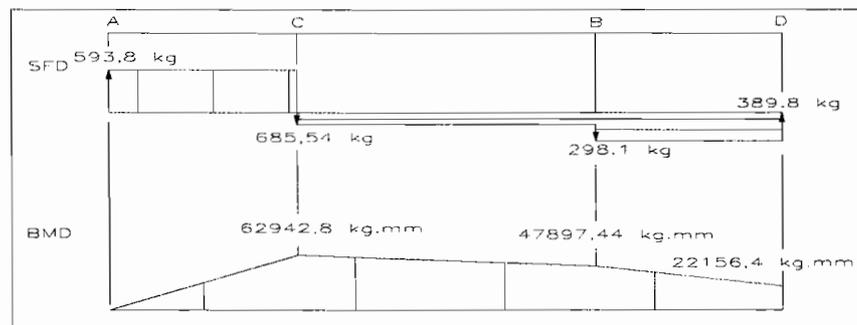
Momen lengkung (A, C, B dan D) dan diagram momennya (Gambar 5.56) :

$$M_{HA} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{HC} &= R_{AH} \times 106 \\ &= 593,8 \times 106 = 25726,8 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{HB} &= (R_{AH} \times 270) - (F_{t13} \times 164) \\ &= (593,8 \times 270) - (685,541 \times 164) = 47897,4 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

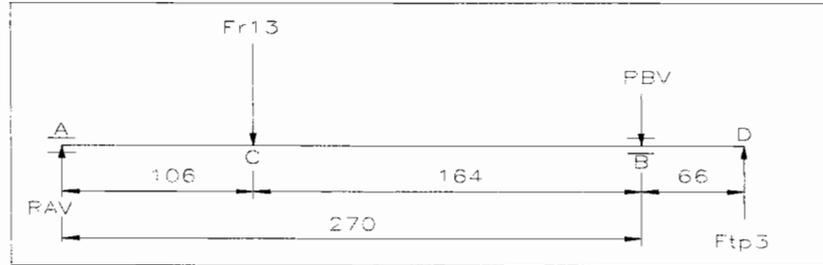
$$M_{HD} = M_1 = 22156,4 \text{ kg.mm}$$



Gambar 5.56. SFD dan BMD pada poros 13 akibat gaya dengan arah horisontal

Gaya arah vertikal yang membebani poros ini adalah gaya radial pada roda gigi lurus 24 (F_{r13}) sebesar 249,517 kg dan gaya tangensial pada roda gigi kerucut

5 (F_{tp3}) sebesar 1243 kg. Reaksi yang terjadi pada bantalan poros 13 (Gambar 5.57) adalah :



Gambar 5.57. Pembebanan pada poros 13 dengan arah gaya vertikal

$$\sum M_B = 0$$

$$(R_{AV} \times 270) - (F_{r13} \times 164) - (F_{tp3} \times 66) = 0$$

$$R_{AV} = \frac{(F_{r13} \times 164) + (F_{tp3} \times 66)}{270}$$

$$R_{AV} = \frac{(249,517 \times 164) + (1243 \times 66)}{270} = 455,4 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{BV} - R_{AV} + F_{r13} - F_{tp3} = 0$$

$$R_{BV} = R_{AV} + F_{tp3} - F_{r13}$$

$$= 455,4 + 1243 - 249,517 = 1448,9 \text{ kg}$$

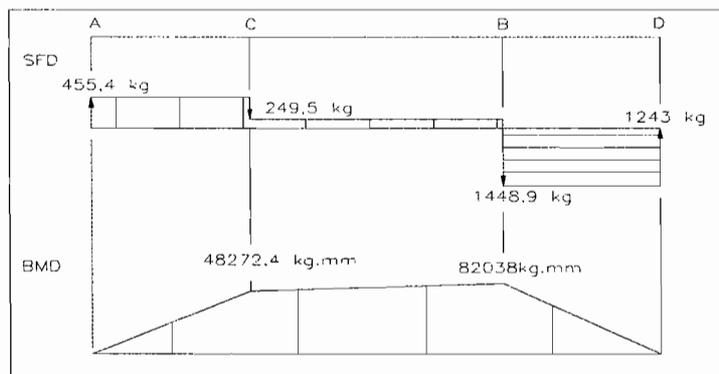
Momen lengkung (A, C, B dan D) dan diagram momen lengkung (Gambar 5.58) :

$$M_{VA} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{VC} &= R_{AV} \times 106 \\ &= 455,4 \times 106 = 48272,4 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{VB} &= F_{tp3} \times 66 \\ &= 1243 \times 66 = 82038 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_{VD} = 0$$



Gambar 5.58. SFD dan BMD pada poros 13 akibat gaya dengan arah vertikal

Momen lengkung gabungan di C, A, D dan B adalah :

$$M_A = 0$$

$$\begin{aligned} M_C &= \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC}^2} \\ &= \sqrt{62942,8^2 + 48272,4^2} = 79322,3 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_B &= \sqrt{M_{HB}^2 + M_{VB}^2} \\ &= \sqrt{47897,44^2 + 82038^2} = 94996,8 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_D = M_{HD} = 22156,4 \text{ kg.mm}$$

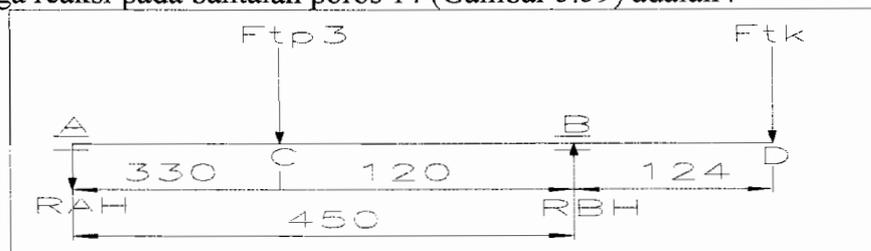
Momen lengkung maksimal (M_{bmaks}) pada titik B sebesar 94996,8 kg.mm

No.	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	Pd	1,95	kW
2	Putaran poros	$n_{\text{poros 13}}$	16	rpm
3	Momen puntir	T	11870,6	kg.mm
4	Momen lengkung maksimal	M_{bmaks}	94996,8	kg.mm
5	Material poros	S 35 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	52	kg/mm ²

6	Diameter poros minimal	d_{s13}	80	mm
7	Material pasak	S 30 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	48	kg/mm^2
8	Ukuran pasak ($d_{psk} = 80 \text{ mm}$)			
	Lebar pasak	b_{psk}	22	mm
	Tinggi pasak	h_{psk}	14	mm
	Panjang pasak	L_{psk}	70	mm
9	Ukuran alur pasak ($d_{psk} = 80 \text{ mm}$)			
	Lebar alur pasak	b_{apks}	22	mm
	Dalam alur pasak	t_{apks}	9	mm
10	Ukuran pasak ($d_{psk} = 85 \text{ mm}$)			
	Lebar pasak	b_{psk}	25	mm
	Tinggi pasak	h_{psk}	14	mm
	Panjang pasak	L_{psk}	108	mm
11	Ukuran alur pasak ($d_{psk} = 85 \text{ mm}$)			
	Lebar alur pasak	b_{apks}	25	mm
	Dalam alur pasak	t_{apks}	9	mm
12	Dalamnya lenturan	Y_f	0,012	mm
13	Putaran kritis terhadap lengkung	n_{kb}	8339	rpm
14	Sudut puntir poros	φ	0,07	derajat
15	Massa poros	m	13,2	kg
16	Putaran kritis terhadap puntir	n_{kt}	2865	rpm

M. Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros XIV

Gaya arah horisontal yang membebani poros 14 adalah gaya tangensial roda gigi kerucut 6 (F_{tp3}) = 1243 kg dan gaya tangensial kopling cakar (F_{tk}) = 1867 kg, sehingga reaksi pada bantalan poros 14 (Gambar 5.59) adalah :



Gambar 5.59. Pembebanan pada poros 14 dengan arah gaya horisontal

$$\sum M_B = 0$$

$$(F_{tk} \times 124) - (R_{AH} \times 450) - (F_{tp3} \times 120) = 0$$

$$R_{AH} = \frac{(F_{tk} \times 124) - (F_{tp3} \times 120)}{450}$$

$$R_{AH} = \frac{(1867 \times 124) - (1243 \times 120)}{450} = 183 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{AH} - R_{BH} + F_{tk} + F_{tp3} = 0$$

$$R_{BH} = F_{tk} + F_{tp3} + R_{AH}$$

$$= 1867 + 1243 + 183 = 3293 \text{ kg}$$

Momen lengkung (A, C, B dan D) dan diagram gaya serta diagram momen lengkung (Gambar 5.60) :

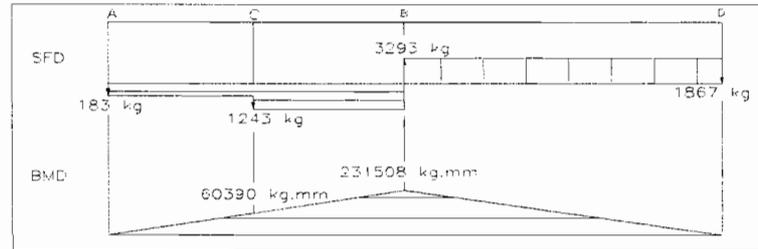
$$M_{HC} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{HA} &= R_{AH} \times 330 \\ &= 183 \times 330 = 60390 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_{HB} = F_{tk} \times 124$$

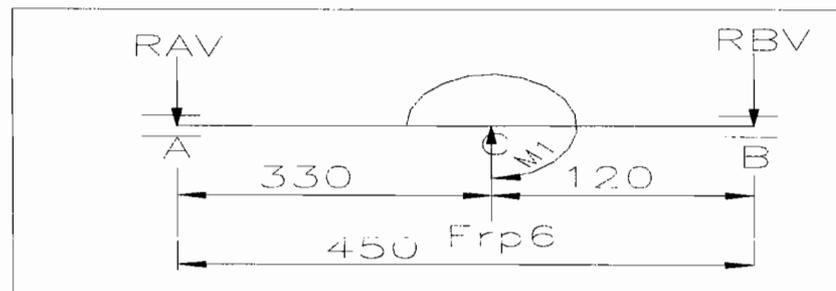
$$= 1867 \times 124 = 231508 \text{ kg.mm}$$

$$M_{HD} = 0$$



Gambar 5.60. SFD dan BMD pada poros 14 akibat gaya dengan arah horisontal

Gaya arah vertikal yang membebani poros ini adalah gaya radial pada roda gigi kerucut 6 (F_{rp6}) sebesar 229,6 kg dan momen lengkung sebagai akibat gaya aksial roda gigi kerucut ($F_{ap6} = 389,8$ kg dengan diameter roda gigi 327 mm) (M_1) sebesar 63732 kg.mm. Reaksi yang terjadi pada bantalan poros 14 (Gambar 5.61) adalah :



Gambar 5.61. Pembebanan pada poros 14 dengan arah gaya vertikal

$$\sum M_B = 0$$

$$(F_{rp6} \times 120) - (R_{AV} \times 450) + M_1 = 0$$

$$R_{AV} = \frac{M_1 + (F_{rp6} \times 120)}{450}$$

$$R_{AV} = \frac{63732 + (229,6 \times 120)}{450} = 202,85 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{AV} + R_{BV} - F_{rp6} = 0$$

$$R_{BV} = F_{rp6} - R_{AV}$$

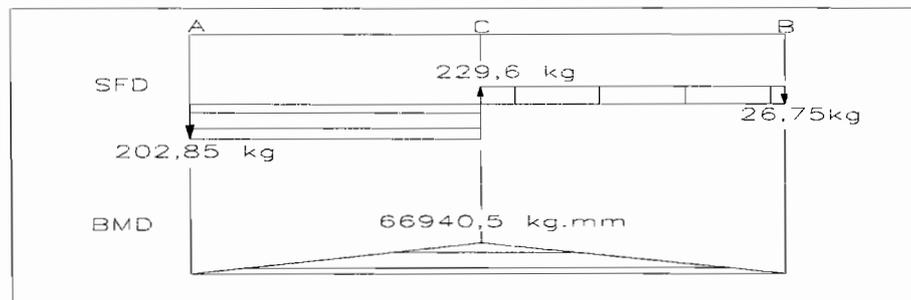
$$= 229,6 - 202,85 = 26,75 \text{ kg}$$

Momen lengkung (A, C dan B) dan diagram gaya serta diagram momennya (Gambar 5.62) :

$$M_{VA} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{VC} &= R_{AV} \times 330 \\ &= 202,85 \times 330 = 26532 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_{VB} = 0$$



Gambar 5.62. SFD dan BMD pada poros 14 akibat gaya dengan arah vertikal

Momen lengkung gabungan di A, C, B dan D adalah :

$$M_A = 0$$

$$\begin{aligned} M_C &= \sqrt{M_{HC}^2 + M_{VC}^2} \\ &= \sqrt{60390^2 + 66940,5^2} = 90155,3 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_B = 231508 \text{ kg.mm}$$

$$M_D = 0$$

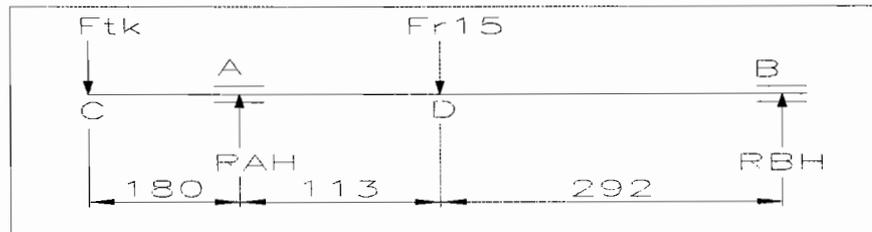
Momen lengkung maksimal (M_{bmaks}) pada titik B sebesar 231508 kg.mm

No.	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	Pd	1,95	kW
2	Putaran poros	$n_{\text{poros 14}}$	9	rpm

3	Momen puntir	T	211033	kg.mm
4	Momen lengkung maksimal	M_{bmaks}	90155,3	kg.mm
5	Material poros	S 35 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	52	kg/mm ²
6	Diameter poros minimal	d_{s14}	105	mm
7	Material pasak	S 30 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	48	kg/mm ²
8	Ukuran pasak ($d_{psk} = 120$ mm)			
	Lebar pasak	b_{psk}	32	mm
	Tinggi pasak	h_{psk}	18	mm
	Panjang pasak	L_{psk}	90	mm
9	Ukuran alur pasak ($d_{psk} = 120$ mm)			
	Lebar alur pasak	b_{apks}	32	mm
	Dalam alur pasak	t_{apks}	11	mm
10	Dalamnya lenturan	Y_f	0,09	mm
11	Putaran kritis terhadap lengkung	n_{kb}	3167	rpm
12	Sudut puntir poros	φ	0,07	derajat
13	Massa poros	m	38,9	kg
14	Putaran kritis terhadap puntir	n_{kt}	1697	rpm

N. Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros XV

Gaya arah horisontal yang membebani poros 15 adalah gaya tangensial kopling (F_{tk}) = 1867 kg dan gaya radial roda gigi lurus 27 (F_{r15}) = 595,5 kg, sehingga reaksi pada bantalan poros 15 (Gambar 5.63) adalah :



Gambar 5.63. Pembebanan pada poros 15 dengan arah gaya horisontal

$$\sum M_B = 0$$

$$(R_{AH} \times 405) - (F_{tk} \times 180) - (F_{r15} \times 292) = 0$$

$$R_{AH} = \frac{(F_{tk} \times 180) + (F_{r15} \times 292)}{405}$$

$$R_{AH} = \frac{(1867 \times 180) + (595,5 \times 292)}{405} = 1259,1 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$F_{tk} + F_{r15} - R_{AH} - R_{BH} = 0$$

$$R_{BH} = F_{tk} + F_{r15} - R_{AH}$$

$$= 1867 + 595,5 - 1259,1 = 1203,4 \text{ kg}$$

Momen lengkung (C, A, D dan B) dan diagram gaya serta diagram momennya (Gambar 5.64) :

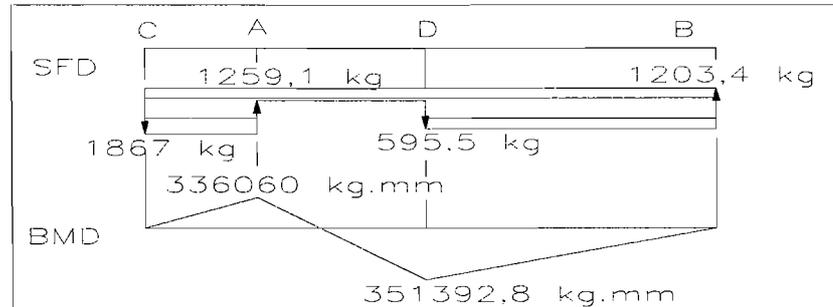
$$M_{HC} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{HA} &= F_{tk} \times 180 \\ &= 1867 \times 180 = 336060 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_{HD} = R_{BH} \times 292$$

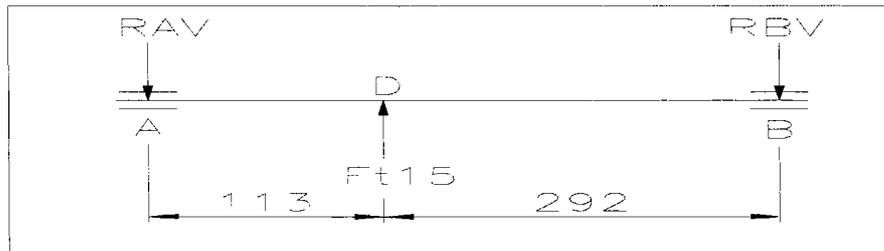
$$= 1203,4 \times 292 = 351392,8 \text{ kg.mm}$$

$$M_{HD} = 0$$



Gambar 5.64. SFD dan BMD pada poros 15 akibat gaya dengan arah horisontal

Gaya arah vertikal yang membebani poros 15 adalah gaya tangensial pada roda gigi lurus 27 (F_{t15}) sebesar 1636 kg, sehingga reaksi yang terjadi pada bantalan poros 15 (Gambar 5.65) adalah :



Gambar 5.65. Pembebanan pada poros 15 dengan arah gaya vertikal

$$\sum M_B = 0$$

$$(F_{t15} \times 292) - (R_{AV} \times 405) = 0$$

$$R_{AV} = \frac{(F_{t15} \times 292)}{405}$$

$$R_{AV} = \frac{(1636 \times 292)}{405} = 1179,5 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{AV} + R_{BV} - F_{t15} = 0$$

$$R_{BV} = F_{t15} - R_{AV}$$

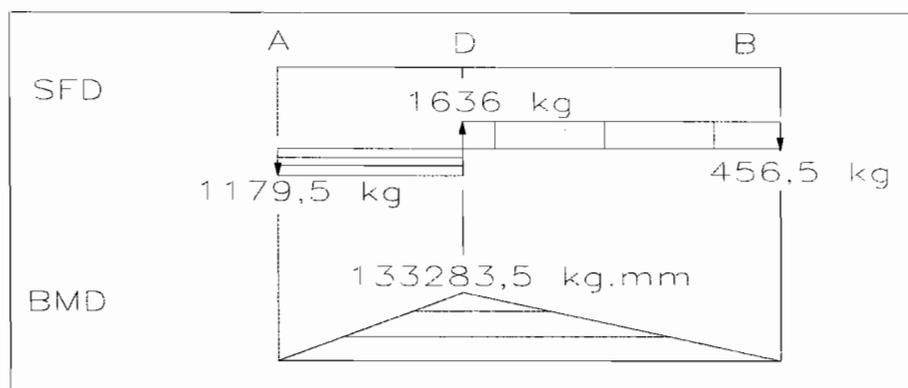
$$= 1636 - 1179,5 = 456,5 \text{ kg}$$

Momen lengkung (A, D dan B) dan diagram gaya dan diagram momennya (Gambar 5.66) :

$$M_{VA} = 0$$

$$\begin{aligned} M_{VD} &= (R_{AV} \times 113) \\ &= (1179,5 \times 113) = 133283,5 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_{VB} = 0$$



Gambar 5.66. SFD dan BMD pada poros 15 akibat gaya dengan arah vertikal

Momen lengkung gabungan di C, A, D dan B adalah :

$$M_C = 0$$

$$M_A = 336060 \text{ kg.mm}$$

$$\begin{aligned} M_D &= \sqrt{M_{HD}^2 + M_{VD}^2} \\ &= \sqrt{351392,8^2 + 133283,5^2} = 375820,9 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_B = 0$$

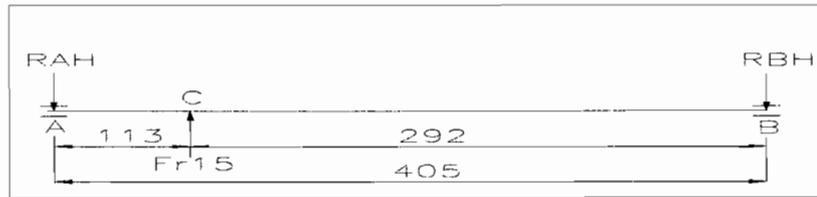
Momen lengkung maksimal ($M_{b\text{maks}}$) pada titik D sebesar 375820,9 kg.mm

No.	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	Pd	1,95	kW
2	Putaran poros	$n_{\text{poros 15}}$	9	rpm

3	Momen puntir	T	211033	kg.mm
4	Momen lengkung maksimal	M_{bmaks}	375820,9	kg.mm
5	Material poros	S 40 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	55	kg/mm ²
6	Diameter poros minimal	d_{s15}	130	mm
7	Material pasak	S 30 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	48	kg/mm ²
8	Ukuran pasak ($d_{psk} = 135$ mm)			
	Lebar pasak	b_{psk}	32	mm
	Tinggi pasak	h_{psk}	18	mm
	Panjang pasak	L_{psk}	90	mm
9	Ukuran alur pasak ($d_{psk} = 135$ mm)			
	Lebar alur pasak	b_{apsk}	32	mm
	Dalam alur pasak	t_{apsk}	11	mm
10	Dalamnya lenturan	Y_f	0,1	mm
11	Putaran kritis terhadap lengkung	n_{kb}	3004	rpm
12	Sudut puntir poros	ϕ	0,03	derajat
13	Massa poros	m	60,8	kg
14	Putaran kritis terhadap puntir	n_{kt}	1675	rpm

O. Poros Transmisi dan Sambungan Pada Poros XVI

Gaya arah horisontal yang membebani poros 16 adalah gaya radial roda gigi lurus 28 (F_{r15}) = 595,5 kg, sehingga reaksi pada bantalan poros 16 (Gambar 5.67) adalah :



Gambar 5.67. Pembebanan pada poros 16 dengan arah gaya horisontal

$$\sum M_B = 0$$

$$(F_{r15} \times 292) - (R_{AH} \times 405) = 0$$

$$R_{AH} = \frac{(F_{r15} \times 292)}{405}$$

$$R_{AH} = \frac{(595,5 \times 292)}{405} = 429,4 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{AH} + R_{BH} - F_{r15} = 0$$

$$R_{BH} = F_{r15} - R_{AH}$$

$$= 595,5 - 429,4 = 166,1 \text{ kg}$$

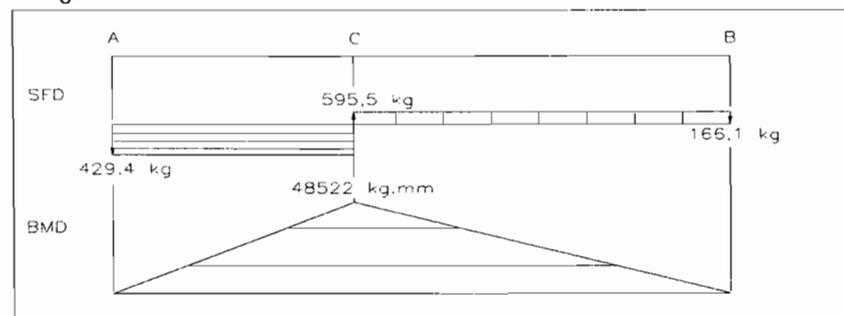
Momen lengkung (A, C dan B) dan diagram gaya serta diagram momen lengkung

(Gambar 5.68) :

$$M_{HA} = 0$$

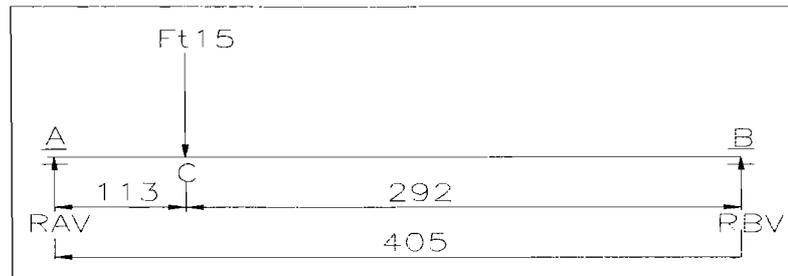
$$\begin{aligned} M_{HC} &= R_{AH} \times 113 \\ &= 429,4 \times 113 = 48522 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$M_{HB} = 0$$



Gambar 5.68. SFD dan BMD pada poros 16 akibat gaya dengan arah horisontal

Gaya arah vertikal yang membebani poros ini adalah gaya tangensial pada roda gigi lurus 28 (F_{t15}) sebesar 1636 kg. Reaksi yang terjadi pada bantalan poros 16 (Gambar 5.69) adalah :



Gambar 5.69. Pembebanan pada poros 8 dengan arah gaya vertikal

$$\sum M_B = 0$$

$$(R_{AV} \times 405) - (F_{t15} \times 292) = 0$$

$$R_{AV} = \frac{(F_{t15} \times 292)}{405}$$

$$R_{AV} = \frac{(1636 \times 292)}{405} = 1179,5 \text{ kg}$$

$$\sum F = 0$$

$$F_{t15} - R_{AV} - R_{BV} = 0$$

$$R_{BV} = F_{t15} - R_{AV}$$

$$= 1636 - 1179,5 = 456,5 \text{ kg}$$

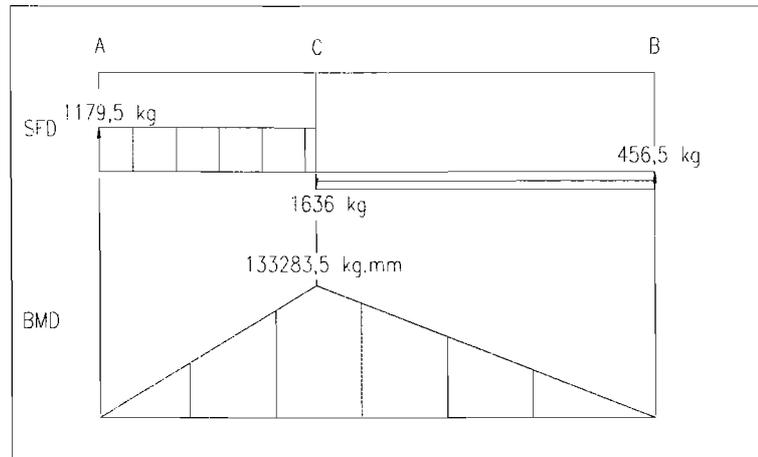
Momen lengkung (A, C, dan B) dan diagram gaya serta diagram momennya (Gambar 5.70) :

$$M_{VA} = 0$$

$$M_{VC} = R_{AV} \times 113$$

$$= 1179,5 \times 113 = 133283,5 \text{ kg.mm}$$

$$M_{VB} = 0$$



Gambar 5.70. SFD dan BMD pada poros 16 akibat gaya dengan arah vertikal

Momen lengkung gabungan di A, C dan B adalah :

$$M_A = 0$$

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

$$= \sqrt{48522^2 + 133283,5^2} = 141841 \text{ kg.mm}$$

$$M_B = 0$$

Momen lengkung maksimal (M_{bmaks}) pada titik C sebesar 141841 kg.mm

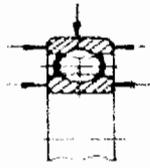
No.	Nama Perhitungan	Lambang	Hasil	Satuan
1	Daya rencana	Pd	1,95	kW
2	Putaran poros	$n_{\text{poros 16}}$	6	rpm
3	Momen puntir	T	316550	kg.mm
4	Momen lengkung maksimal	M_{bmaks}	141841	kg.mm
5	Material poros	S 35 C		
	Kekuatan tarik	σ_b	52	kg/mm ²

8	Ukuran pasak ($d_{psk} = 105 \text{ mm}$)			
	Lebar pasak	b_{psk}	28	mm
	Tinggi pasak	h_{psk}	16	mm
	Panjang pasak	L_{psk}	90	mm
9	Ukuran alur pasak ($d_{psk} = 105 \text{ mm}$)			
	Lebar alur pasak	b_{apks}	28	mm
	Dalam alur pasak	t_{apks}	10	mm
10	Dalamnya lenturan	Y_f	0,014	mm
11	Putaran kritis terhadap lengkung	n_{kb}	8029	rpm
12	Sudut puntir poros	φ	0,089	derajat
13	Massa poros	m	24,9	kg
14	Putaran kritis terhadap puntir	n_{kt}	2419	rpm

5.6. Bantalan Gelinding

Bantalan adalah salah satu elemen konstruksi yang berfungsi menopang beban dan menjaga posisi dari elemen konstruksi lain yang berputar, terutama poros transmisi. Bantalan gelinding dipilih karena mempunyai beberapa keuntungan :

- a. Momen awal dan momen kerja sama besar.
- b. Kebutuhan pelumas sedikit.
- c. Pemeliharaan mudah.
- d. Karena adanya ukuran standarisasi, maka mudah untuk mencari gantinya jika rusak dan dapat ditukar-tukar.

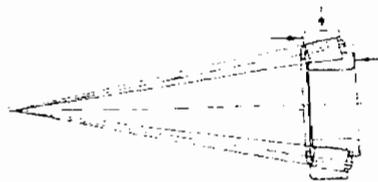


Gambar 5.71. Bantalan bola alur dalam
(Sumber : Sudiby, B., Bantalan Gelinding, ATMI, hal. 5)

Dalam memilih bantalan gelinding, bantalan bola alur dalam (Gambar 5.71) harus diutamakan lebih dahulu, karena :

- a. Kepresisian putarannya cukup tinggi.
- b. Harganya murah.
- c. Memerlukan sedikit tempat.

Apabila bantalan bola alur dalam tidak sesuai dengan kebutuhan, maka barulah dipilih bantalan gelinding yang lain yang sesuai dengan tuntutan kebutuhan, yaitu bantalan rol kerucut yang ditunjukkan pada Gambar 5.72.



Gambar 5.72. Bantalan rol kerucut
(Sumber : Sudiby, B., Bantalan Gelinding, ATMI, hal. 8)

5.6.1 Perhitungan Bantalan

A. Bantalan Poros I

Diameter poros 1 untuk bantalan sebesar 40 mm. Bantalan gelinding yang dipilih adalah bantalan bola alur dalam 6008 dengan ukuran bantalan (Tabel L.28 pada Lampiran) :

Diameter dalam bantalan d = 40 mm

Diameter luar bantalan D = 68 mm

Lebar bantalan	B	= 15 mm
Beban nominal dinamik	C	= 13400 N
Beban nominal statis	C _o	= 9650 N

Perbandingan antara gaya aksial dan beban nominal statis :

$$\frac{F_a}{C_o} \dots\dots\dots(5-106)$$

dengan : F_a ≈ gaya aksial = 0

C_o ≈ beban nominal statis = 9650 N

maka : $\frac{0}{96500} = 0 \approx 0,025$

Berdasarkan perbandingan $\frac{F_a}{C_o}$, diperoleh harga konstanta (e) untuk bantalan

bola alur dalam sebesar 0,22 (Tabel L.30 pada Lampiran).

Perbandingan antara gaya aksial dan gaya radial :

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{F_a}{F_{tr} + F_{r1}} \dots\dots\dots(5-107)$$

dengan : F_a ≈ gaya aksial = 0

F_{tr} ≈ gaya radial sabuk = 1,89 kg = 18,522 N

F_{r1} ≈ gaya radial roda gigi lurus 1 = 37,316 kg = 366,1 N

maka : $\frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{18,522 + 366,1} = 0$

Karena harga perbandingan $\frac{F_a}{F_r}$ lebih kecil dari harga konstanta (e), maka

diperoleh harga patokan untuk faktor radial dinamik (x_r) sebesar 1 dan faktor aksial dinamik (y_a) sebesar 0 (Tabel L.30 pada Lampiran)

Beban ekuivalen dinamik (P) :

$$P = (x_r \times F_r) + (y_a \times F_a) \text{ (N)} \dots \dots \dots (5-108)^{66}$$

dengan : $x_r = 1$

$$Y_a = 0$$

$$F_r = 18,522 + 366,1 = 384,622 \text{ N}$$

$$F_a = 0$$

maka : $P = (1 \times 384,622) + (0 \times 0) = 384,622 \text{ N}$

Umur pakai bantalan (L_h) :

$$L_h = \frac{C^q \times 10^6}{P^q \times 60 \times n} \text{ (jam)} \dots \dots \dots (5-109)^{67}$$

dengan : $C = 13400 \text{ N}$

$$P = 384,622 \text{ N}$$

$$q \approx \text{konstanta, untuk bantalan bola } q = 3^{68}$$

$$n = 400 \text{ rpm}$$

maka : $L_h = \frac{13400^3 \times 10^6}{384,622^3 \times 60 \times 400} = 1761979 \text{ jam}$

⁶⁶ Sudibyo, B, Ing. HTL, Bantalan Gelinding, ATMI, Surakarta, hal.17

⁶⁷ Ibid, hal. 19

⁶⁸ Ibid, hal. 19

Pemeriksaan

Untuk memenuhi persyaratan aman, maka nilai umur pakai bantalan (L_h) harus lebih besar dari harga patokan umur pakai ijin bantalan (L_h') dari mesin perkakas sesuai dengan Tabel L.29 pada Lampiran yaitu 25000 jam.

B. Bantalan Poros II

Diameter poros 2 untuk bantalan sebesar 40 mm. Bantalan gelinding yang dipilih adalah bantalan bola alur dalam 6008 dengan ukuran bantalan (Tabel L.28 pada Lampiran). Dari sini diperoleh :

No	Nama	Lambang	Hasil	Satuan
1	Gaya radial roda gigi lurus 2	F_{r1}	365,697	N
	Gaya radial roda gigi lurus 7	F_{r4}	586,226	N
	Gaya aksial roda gigi lurus 2	F_{a1}	0	N
	Gaya aksial roda gigi lurus 7	F_{a4}	0	N
2	Tipe bantalan	6008		
	Diameter luar bantalan	d	40	mm
	Diameter luar bantalan	D	68	mm
	Lebar bantalan	B	15	mm
	Beban nominal dinamik	C	13400	N
	Beban nominal statis	C_o	9650	N
3	Beban ekivalen dinamik	P	951,923	N
4	Putaran poros	n	250	rpm
5	Umur pakai bantalan	L_h	185959,2	Jam

C. Bantalan Poros III

Diameter poros 3 untuk bantalan sebesar 50 mm. Bantalan gelinding yang dipilih adalah bantalan bola alur dalam 6010 dengan ukuran bantalan (Tabel L.28 pada Lampiran) :

No	Nama	Lambang	Hasil	Satuan
1	Gaya radial roda gigi lurus 8	F_{r4}	586,226	N
	Gaya radial roda gigi lurus 11	F_{r6}	846,7	N
	Gaya radial roda gigi lurus 14	F_{r8}	1004,5	N
	Gaya aksial roda gigi lurus 8	F_{a4}	0	N
	Gaya aksial roda gigi lurus 11	F_{a6}	0	N
	Gaya aksial roda gigi lurus 14	F_{a8}	0	N
2	Tipe bantalan	6010		
	Diameter dalam bantalan	d	50	mm
	Diameter luar bantalan	D	80	mm
	Lebar bantalan	B	16	mm
	Beban nominal dinamik	C	16300	N
	Beban nominal statis	C_o	12700	N
3	Beban ekivalen dinamik	P	2437,43	N
4	Putaran poros	n	125	rpm
5	Umur pakai bantalan	L_h	39875	Jam

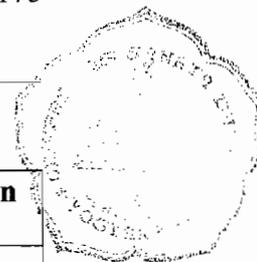
D. Bantalan Poros IV

Diameter poros 4 untuk bantalan sebesar 45 mm. Bantalan gelinding yang dipilih adalah bantalan bola alur dalam 6009 dengan ukuran bantalan (Tabel L.28 pada Lampiran) :

No	Nama	Lambang	Hasil	Satuan
1	Gaya radial roda gigi lurus 12	F_{r6}	846,72	N
	Gaya aksial roda gigi lurus 12	F_{a6}	0	N
2	Tipe bantalan	6009		
	Diameter dalam bantalan	d	45	mm
	Diameter luar bantalan	D	75	mm
	Lebar bantalan	B	16	mm
	Beban nominal dinamik	C	15600	N
	Beban nominal statis	C_o	11800	N
3	Beban ekivalen dinamik	P	846,72	N
4	Putaran poros	n	125	rpm
5	Umur pakai bantalan	L_h	833859	Jam

E. Bantalan Poros V

Diameter poros 5 untuk bantalan sebesar 50 mm. Bantalan gelinding yang dipilih adalah bantalan bola alur dalam 6010 dengan ukuran bantalan (Tabel L.28 pada Lampiran) :



No	Nama	Lambang	Hasil	Satuan
1	Gaya radial roda gigi lurus 13	F_{r7}	846,72	N
	Gaya radial roda gigi kerucut 1	F_{rp1}	418,048	N
	Gaya aksial roda gigi lurus 13	F_{a7}	0	N
	Gaya aksial roda gigi kerucut 1	F_{ap1}	418,048	N
2	Tipe bantalan		6010	
	Diameter dalam bantalan	d	50	mm
	Diameter luar bantalan	D	80	mm
	Lebar bantalan	B	16	mm
	Beban nominal dinamik	C	16300	N
	Beban nominal statis	C_o	12700	N
3	Beban ekuivalen dinamik	P	1460,8	N
4	Putaran poros	n	125	rpm
5	Umur pakai bantalan	L_h	185238	Jam

F. Bantalan Poros VI

Diameter poros 6 untuk bantalan sebesar 45 mm. Bantalan gelinding yang dipilih adalah bantalan bola alur dalam 6009 dengan ukuran bantalan (Tabel L.28 pada Lampiran) :

No	Nama	Lambang	Hasil	Satuan
1	Gaya radial <i>cutter</i>	$F_{rcutter}$	1682,66	N
	Gaya radial roda gigi kerucut 2	F_{rp2}	418,048	N

	Gaya aksial <i>cutter</i>	$F_{acutter}$	673,064	N
	Gaya aksial roda gigi kerucut 2	F_{ap2}	418,048	N
2	Tipe bantalan	6009		
	Diameter dalam bantalan	d	45	mm
	Diameter luar bantalan	D	75	mm
	Lebar bantalan	B	16	mm
	Beban nominal dinamik	C	15600	N
	Beban nominal statis	C_o	11800	N
3	Beban ekivalen dinamik	P	2705,63	N
4	Putaran poros	n	125	rpm
5	Umur pakai bantalan	L_h	25556,85	Jam

G. Bantalan Poros VII

Diameter poros 7 untuk bantalan sebesar 55 mm. Bantalan gelinding yang dipilih adalah bantalan bola alur dalam 6011 dengan ukuran bantalan (Tabel L.28 pada Lampiran) :

No	Nama	Lambang	Hasil	Satuan
1	Gaya radial roda gigi lurus 15	F_{r8}	1004,5	N
	Gaya radial roda gigi lurus 16	F_{r9}	1078	N
	Gaya aksial roda gigi lurus 15	F_{a8}	0	N
	Gaya aksial roda gigi lurus 16	F_{a9}	0	N
2	Tipe bantalan	6011		

	Diameter dalam bantalan	d	55	mm
	Diameter luar bantalan	D	90	mm
	Lebar bantalan	B	18	mm
	Beban nominal dinamik	C	22000	N
	Beban nominal statis	C _o	17300	N
3	Beban ekivalen dinamik	P	2082,5	N
4	Putaran poros	n	63	rpm
5	Umur pakai bantalan	L _h	312039	Jam

H. Bantalan Poros VIII dan IX

Diameter poros 8 dan 9 untuk bantalan sebesar 55 mm. Bantalan gelinding yang dipilih adalah bantalan bola alur dalam 6011 dengan ukuran bantalan (Tabel L.28 pada Lampiran) :

No	Nama	Lambang	Hasil	Satuan
1	Gaya radial roda gigi lurus 17	F _{r9}	1078	N
	Gaya aksial roda gigi lurus 17	F _{a9}	0	N
2	Tipe bantalan	6011		
	Diameter dalam bantalan	d	55	mm
	Diameter luar bantalan	D	90	mm
	Lebar bantalan	B	18	mm
	Beban nominal dinamik	C	22000	N
	Beban nominal statis	C _o	17300	N

3	Beban ekivalen dinamik	P	1078	N
4	Putaran poros	n	63	rpm
5	Umur pakai bantalan	L_h	914565	Jam

L Bantalan Poros X

Diameter poros 10 untuk bantalan sebesar 65 mm. Bantalan gelinding yang dipilih adalah bantalan bola alur dalam 6013 dengan ukuran bantalan (Tabel L.28 pada Lampiran) :

No	Nama	Lambang	Hasil	Satuan
1	Gaya radial roda gigi kerucut 3	F_{rp3}	1125,4	N
	Gaya aksial roda gigi kerucut 3	F_{ap3}	817,7	N
2	Tipe bantalan		6013	
	Diameter dalam bantalan	d	65	mm
	Diameter luar bantalan	D	100	mm
	Lebar bantalan	B	18	mm
	Beban nominal dinamik	C	24000	N
	Beban nominal statis	C_o	20000	N
3	Beban ekivalen dinamik	P	2102	N
4	Putaran poros	n	63	rpm
5	Umur pakai bantalan	L_h	393771	Jam

J. Bantalan Poros XI

Diameter poros 11 untuk bantalan sebesar 65 mm. Bantalan gelinding yang dipilih adalah bantalan bola alur dalam 6013 dengan ukuran bantalan (Tabel L.28 pada Lampiran) :

No	Nama	Lambang	Hasil	Satuan
1	Gaya radial roda gigi kerucut 4	F_{rp4}	817,7	N
	Gaya radial roda gigi lurus 19	F_{r11}	2035,5	N
	Gaya aksial roda kerucut 4	F_{ap4}	1125,4	N
	Gaya aksial roda gigi lurus 19	F_{a11}	0	N
2	Tipe bantalan	6013		
	Diameter dalam bantalan	d	65	mm
	Diameter luar bantalan	D	100	mm
	Lebar bantalan	B	18	mm
	Beban nominal dinamik	C	24000	N
	Beban nominal statis	C_o	20000	N
3	Beban ekivalen dinamik	P	3623,5	N
4	Putaran poros	n	45	rpm
5	Umur pakai bantalan	L_h	107618	Jam

K. Bantalan Poros XII

Diameter poros 12 untuk bantalan sebesar 55 mm. Bantalan gelinding yang dipilih adalah bantalan bola alur dalam 6011 dengan ukuran bantalan (Tabel L.28 pada Lampiran) :

No	Nama	Lambang	Hasil	Satuan
1	Gaya radial roda gigi lurus 20	F_{r11}	2035,5	N
	Gaya radial roda gigi lurus 23	F_{r13}	2445,3	N
	Gaya aksial roda gigi lurus 20	F_{a11}	0	N
	Gaya aksial roda gigi lurus 23	F_{a13}	0	N
2	Tipe bantalan	6011		
	Diameter dalam bantalan	d	55	mm
	Diameter luar bantalan	D	90	mm
	Lebar bantalan	B	18	mm
	Beban nominal dinamik	C	22000	N
	Beban nominal statis	C_o	17300	N
3	Beban ekuivalen dinamik	P	4480,8	N
4	Putaran poros	n	31,5	rpm
5	Umur pakai bantalan	L_h	62624	Jam

L. Bantalan Poros XIII

Diameter poros 13 untuk bantalan sebesar 80 mm. Bantalan gelinding yang dipilih adalah bantalan bola alur dalam 6016 dengan ukuran bantalan (Tabel L.28 pada Lampiran) :

No	Nama	Lambang	Hasil	Satuan
1	Gaya radial roda gigi lurus 24	F_{r13}	2445,3	N
	Gaya radial roda gigi kerucut 5	F_{rp5}	3820	N

	Gaya aksial roda gigi lurus 24	F_{a13}	0	N
	Gaya aksial roda gigi kerucut 5	F_{ap5}	2250	N
2	Tipe bantalan	6016		
	Diameter dalam bantalan	d	80	mm
	Diameter luar bantalan	D	125	mm
	Lebar bantalan	B	22	mm
	Beban nominal dinamik	C	37500	N
	Beban nominal statis	C_o	32000	N
3	Beban ekivalen dinamik	P	7108,6	N
4	Putaran poros	n	16	rpm
5	Umur pakai bantalan	L_h	152922	Jam

M. Bantalan Poros XIV

Diameter poros 14 untuk bantalan sebesar 105 mm dan 130 mm. Bantalan gelinding yang dipilih adalah bantalan bola alur dalam 6321 dan 6326 dengan ukuran bantalan (Tabel L.28 pada Lampiran) :

a. Untuk bantalan bola alur dalam 6321 :

No	Nama	Lambang	Hasil	Satuan
1	Gaya radial roda gigi kerucut 6	F_{rp6}	2250	N
	Gaya aksial roda gigi kerucut 6	F_{ap6}	3820	N
2	Tipe bantalan	6321		
	Diameter dalam bantalan	d	105	mm

	Diameter luar bantalan	D	225	mm
	Lebar bantalan	B	49	mm
	Beban nominal dinamik	C	137000	N
	Beban nominal statis	C _o	134000	N
3	Beban ekivalen dinamik	P	8900	N
4	Putaran poros	n	9	rpm
5	Umur pakai bantalan	L _h	6754573	Jam

b. Untuk bantalan bola alur dalam 6326 :

No	Nama	Lambang	Hasil	Satuan
1	Gaya radial roda gigi kerucut 6	F _{rp6}	2250	N
	Gaya aksial roda gigi kerucut 6	F _{ap6}	3820	N
2	Tipe bantalan	6326		
	Diameter dalam bantalan	d	130	mm
	Diameter luar bantalan	D	280	mm
	Lebar bantalan	B	58	mm
	Beban nominal dinamik	C	180000	N
	Beban nominal statis	C _o	196000	N
3	Beban ekivalen dinamik	P	8900	N
4	Putaran poros	n	9	rpm
5	Umur pakai bantalan	L _h	15319822	Jam

N. Bantalan Poros XV

Diameter poros 15 untuk bantalan sebesar 130 mm. Bantalan gelinding yang dipilih adalah bantalan bola alur dalam 6326 dengan ukuran bantalan (Tabel L.28 pada Lampiran) :

No	Nama	Lambang	Hasil	Satuan
1	Gaya radial roda gigi lurus 27	F_{r15}	5836	N
	Gaya aksial roda gigi lurus 27	F_{a15}	0	N
2	Tipe bantalan		6326	
	Diameter dalam bantalan	d	130	mm
	Diameter luar bantalan	D	280	mm
	Lebar bantalan	B	58	mm
	Beban nominal dinamik	C	180000	N
	Beban nominal statis	C_o	196000	N
3	Beban ekuivalen dinamik	P	11302	N
4	Putaran poros	n	9	rpm
5	Umur pakai bantalan	L_h	1122145	Jam

O. Bantalan Poros XVI

Diameter poros 16 untuk bantalan sebesar 100 mm. Bantalan gelinding yang dipilih adalah bantalan bola alur dalam 6020 dengan ukuran bantalan (Tabel L.28 pada Lampiran) :

No	Nama	Lambang	Hasil	Satuan
1	Gaya radial roda gigi lurus 28	F_{r15}	5836	N
	Gaya aksial roda gigi lurus 28	F_{a15}	0	N
2	Tipe bantalan		6020	
	Diameter dalam bantalan	d	100	mm
	Diameter luar bantalan	D	150	mm
	Lebar bantalan	B	24	mm
	Beban nominal dinamik	C	47500	N
	Beban nominal statis	C_o	42500	N
3	Beban ekivalen dinamik	P	5836	N
4	Putaran poros	n	6	rpm
5	Umur pakai bantalan	L_h	1497726	Jam

BAB VI

PELUMASAN DAN PERAWATAN

6.1. Pelumasan

Pelumasan sangat penting, jika ada dua elemen yang saling bergesekan, selain untuk mengurangi besarnya gesekan, penggunaan pelumasan dimaksudkan juga untuk :

- a. Mengurangi keausan permukaan yang bergesekan.
- b. Membuang panas yang terjadi.
- c. Memberi perlindungan terhadap timbulnya karat.
- d. Memperpanjang umur elemen
- e. Membuang kotoran-kotoran yang melekat, dll.

6.1.1. Macam-macam Pelumas

A. Minyak Mineral

Dapat diperoleh dari hasil penyulingan minyak mentah, setelah melalui proses, misalnya oli.

B. Gemuk Pelumas

Bahan pelumas ini terdiri dari minyak mineral atau komponen tiruan lainnya yang sesuai, terutama yang mengandung sabun, misalnya paslin.

6.1.2. Aturan Pemakaian Pelumas

- ❖ Untuk pelumas minyak (oli)
 - ~Kecepatan tinggi.
 - ~Suhunya tinggi.
 - ~Memakai sil.
- ❖ Untuk pelumas gemuk
 - ~Kecepatan rendah.
 - ~Suhu tidak lebih dari 200 °F.
 - ~Diinginkan penutup yang sederhana.
 - ~Diinginkan operasi untuk waktu yang lama dengan sedikit perhatian.

Mesin milling ini masih termasuk mesin yang sederhana dan kecepatan mesin ini masih tergolong rendah, oleh karena itu, pelumas yang digunakan hanya pada roda gigi dan bantalan. Untuk itu, perancang memutuskan menggunakan pelumas gemuk sebagai bahan pelumasan pada mesin rancangan ini. Hal ini didasarkan dari kecepatan keliling yang besarnya dibawah 4 m/dt, dimana :

- a. Untuk pasangan roda gigi lurus pertama memiliki kecepatan keliling sebesar 1,94 m/dt.
- b. Untuk pasangan roda gigi lurus kedua memiliki kecepatan keliling sebesar 2,198 m/dt.
- c. Untuk pasangan roda gigi lurus ketiga memiliki kecepatan keliling sebesar 2,512 m/dt.

-
- d. Untuk pasangan roda gigi lurus keempat memiliki kecepatan keliling sebesar 1,21 m/dt.
 - e. Untuk pasangan roda gigi lurus kelima memiliki kecepatan keliling sebesar 1,832 m/dt.
 - f. Untuk pasangan roda gigi lurus keenam dan ketujuh memiliki kecepatan keliling sebesar 0,837 m/dt.
 - g. Untuk pasangan roda gigi lurus kedelapan memiliki kecepatan keliling sebesar 0,707 m/dt.
 - h. Untuk pasangan roda gigi lurus kesembilan dan kesepuluh memiliki kecepatan keliling sebesar 0,659 m/dt.
 - i. Untuk pasangan roda gigi lurus kesebelas memiliki kecepatan keliling sebesar 0,349 m/dt.
 - j. Untuk pasangan roda gigi lurus keduabelas memiliki kecepatan keliling sebesar 0,424 m/dt.
 - k. Untuk pasangan roda gigi lurus ketigabelas memiliki kecepatan keliling sebesar 0,29 m/dt.
 - l. Untuk pasangan roda gigi lurus keempatbelas memiliki kecepatan keliling sebesar 0,429 m/dt.
 - m. Untuk pasangan roda gigi lurus kelimabelas memiliki kecepatan keliling sebesar 0,122 m/dt.
 - n. Untuk pasangan roda gigi kerucut pertama memiliki kecepatan keliling sebesar 1,2 m/dt.

-
- o. Untuk pasangan roda gigi kerucut kedua memiliki kecepatan keliling sebesar 0,51 m/dt.
 - p. Untuk pasangan roda gigi kerucut ketiga memiliki kecepatan keliling sebesar 0,16 m/dt.

Hal ini diambil dari buku karangan Niemann. H yang berjudul Elemen Mesin Jilid I, halaman 225 (Tabel L.31 pada Lampiran).

6.2. Perawatan

Perawatan adalah suatu kegiatan yang ditujukan untuk memelihara atau menjaga fasilitas atau peralatan dan juga mengadakan perbaikan-perbaikan yang diperlukan agar proses produksi dapat berjalan lancar dan alat produksi dapat berumur panjang.

Pengertian khusus tentang perawatan adalah kegiatan yang ditujukan untuk merawat peralatan atau mesin-mesin dari setiap produksi yang dilakukan secara kontinyu sesuai dengan petunjuk yang ada.

Karena pentingnya perawatan pada suatu mesin, maka perawatan harus mendapat perhatian yang cukup, perawatan dibagi menjadi dua jenis, yaitu :

1. *Preventive Maintenance*

Adalah perawatan yang dilakukan untuk mencegah kerusakan. Perawatan ini dilakukan secara berkala, dengan demikian kerusakan dapat diantisipasi atau dicegah sedini mungkin, sehingga tidak mengganggu proses produksi.

2. *Breakdown Maintenance*

Perawatan ini dilakukan pada saat mesin mengalami kerusakan.

Adapun tujuan dilakukannya perawatan ini meliputi :

- a. Memperpanjang umur pakai peralatan.
- b. Menjaga kelangsungan proses produksi.
- c. Memelihara kontinuitas operasi dari peralatan.
- d. Menciptakan lingkungan kerja yang aman dan nyaman.

6.2.1. Perawatan di Mesin Frais

Perawatan di mesin frais meliputi :

- a. Benda kerja harus dijepit dengan kuat dan aman.
- b. Pilih jumlah putaran dan gerak pemakanan yang sesuai.
- c. Sebelum menyetel gerak pemakanan, supaya periksa apakah benda kerja atau meja tidak menabrak benda lain.
- d. Pelumasan pada bagian-bagian mesin dilakukan secara berkala atau pada waktu tertentu.
- e. Meja mesin perlu dibersihkan dari tatal-tatal dan perlu diolesi dengan oli setiap selesai menggunakan mesin.
- f. Harus dipilih *cutter* yang baik.
- g. *Cutter* harus berputar dengan betul.
- h. Jangan memakai *cutter* yang tumpul.
- i. *Cutter* yang tumpul perlu diasah di mesin gerinda untuk mendapatkan *cutter* yang baik.

BAB VII

KESIMPULAN DAN PENUTUP

7.1. Kesimpulan

Hasil perhitungan-perhitungan dari bab-bab sebelumnya, menunjukkan spesifikasi dari Mesin Frais Vertikal untuk membuat alur-T sebagai berikut :

<i>Motor listrik</i>	
Daya	1,5 Kw
Putaran	750 rpm
<i>Mesin frais</i>	
Jenis mesin frais	vertikal
Meja kerja	700 mm × 200 mm
Panjang langkah kerja	sumbu X 200 mm
	sumbu Y 150 mm
	sumbu Z 100 mm
Putaran spindel 1	125 rpm
Putaran spindel 2	160 rpm
Putaran spindel 3	200 rpm
Putaran spindel 4	250 rpm
Putaran spindel 5	315 rpm
Putaran spindel 6	400 rpm
<i>Feeding</i> 1	0,432 mm/putaran

<i>Feeding 2</i>	0,609 mm/putaran
<i>Feeding 3</i>	0,859 mm/putaran
<i>Feeding 4</i>	1,21 mm/putaran
<i>Alat Potong</i>	T- slot <i>cutter</i>
Bahan	HSS
Jumla gigi maksimal	12 gigi
Diameter minimal	12,5 mm
Diameter maksimal	50 mm
<i>Material benda kerja</i>	Besi cor
<i>Kekerasan</i>	300 HB

7.2. Penutup

Sebagai penutup penulis mengucapkan puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa atas rahmat dan kurnia-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini.

Penulis menyadari bahwa penulisan Tugas Akhir ini masih banyak kekurangan dan tidak lepas dari kesalahan, oleh karena itu kritik dan saran dari pembaca sangat penulis harapkan demi kemajuan.

Penulis juga tidak lupa mengucapkan banyak terima kasih kepada semua pihak yang telah berperan penting dalam mewujudkan cita-cita penulis, baik itu dorongan semangat, fasilitas, kesempatan, bimbingan serta kepercayaan.

Dan akhir kata, semoga Tugas Akhir Mesin Frais Vertikal ini dapat berguna bagi pembaca.

DAFTAR PUSTAKA

Central Machine Tool Institute (CMTI) Bangalore, *Machine Tool Design Handbook*, McGraw-Hill Publishing Co.Ltd, 1982, New Delhi.

Mehta N.K., *Machine Tool Design*, Tata Mc-Hill Publishing Company limited, New Delhi.

Niemann,G, *Elemen Mesin Jilid I*, Penerbit Erlangga, 1994, Jakarta Pusat.

Niemann,G, *Elemen Mesin Jilid II*, Penerbit Erlangga, 1990, Jakarta Pusat.

Riyadi N.G., Pramono E.S., *Teori Bengkel*, Akademi Teknik Mesin Industri (ATMI), Surakarta.

Sudibyo B., *Bantalan Gelinding*, Akademi Teknik Mesin Industri (ATMI), Surakarta.

Sudibyo B., *Poros Penyangga dan Poros Transmisi*, Akademi Teknik Mesin Industri (ATMI), Surakarta.

Sudibyo B., *Roda Gigi Bagian I*, Akademi Teknik Mesin Industri (ATMI), Surakarta.

Sudibyo B., *Sambungan Pada Poros*, Akademi Teknik Mesin Industri (ATMI), Surakarta.

Sudibyo B., *Tabel Elemen Mesin*, Akademi Teknik Mesin Industri (ATMI), Surakarta.

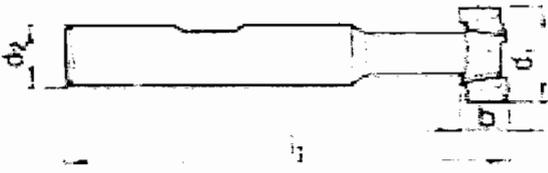
Sudibyo B., *Toleransi*, Akademi Teknik Mesin Industri (ATMI), Surakarta.

Sudibyo B., *Transmisi Sabuk*, Akademi Teknik Mesin Industri (ATMI), Surakarta.

Sularso, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Penerbit PT. Pradnya Paramita, 1997, Jakarta.

Supriyono, *Gambar Teknik*, Akademi Teknik Mesin Industri (ATMI), Surakarta.

LAMPIRAN

Tabel L.1. T-Slot Cutter Guhring no. 3570Material *cutter* : HSSMaterial benda kerja : besi cor (*cast iron*)


Diameter (mm)		Total length (mm) l_1	Cutting edge		Feed rate (mm/z) f_z	
Nom. Φ d_1	Shank Φ d_2		Width (mm) b	No.	22	23
12.50	10	57	6	6	0.036	0.046
16.00	10	62	8	6	0.045	0.054
18.00	12	70	8	6		
19.00	12	71	9	6		
21.00	12	74	9	8		
22.00	12	75	10	8		
25.00	16	82	11	8		
28.00	16	85	12	8		
32.00	16	90	14	8		
36.00	25	103	16	10		
40.00	25	108	18	10	0.073	0.094
45.00	25	113	20	10		
50.00	32	124	22	12	0.079	0.101

Material group	Material example	Hardness	Vc	Feed no.
Cast iron	GG10.....GG20	$\leq 240\text{HB}$	20	23
	GG25.....GG45	$< 300\text{HB}$	18	22

Vc : kecepatan potong (*Cutting Speed*)Sumber :
Katalog Guroguide

Tabel L.2. Kecepatan-Kecepatan Spindel Standard Untuk Nilai ϕ

$\phi = 1,12$	$\phi = 1,26$	$\phi = 1,41$	$\phi = 1,58$	$\phi = 1,78$	$\phi = 2$
10	10		10	10	
11,2		11,2			
12,5	12,5				
14					
16	16	16	16		16
18				18	
20	20				
22,4		22,4			
25	25		25		
28					
31,5	31,5	31,5		31,5	31,5
35,5					
40	40		40		
45		45			
50	50				
56				56	
63	63	63	63		63
71					
80	80				
90		90			
100	100		100	100	
112					
125	125	125			125
140					
160	160		160		
180		180		180	
200	200				
224					
250	250	250	250		250
280					
315	315			315	
355		355			
400	400		400		
450					
500	500	500			
560				560	
630	630		630		
710		710			
800	800				
900					
1000	1000	1000	1000	1000	1000

ϕ : Progresi geometri

Sumber :

Materi Mesin Perkakas, Universitas Sanata Dharma (USD)

Tabel L.3. Harga Daya Satuan U

Work material	Tensile strength kg/mm ³ Hardness HB	Unit power U (kW/cm ³ /min)*								
		Average chip thickness, mm								
		0,025	0,05	0,075	0,1	0,15	0,2	0,3	0,5	0,8
Free machining steels	40	54	45	41	39	35	33	30	26	23
	50	60	50	45	42	39	36	32	29	26
Mild steels	60	66	55	50	47	42	39	35	31	28
Medium carbon steels	70	69	59	53	50	45	42	37	33	30
	80	73	63	56	52	48	44	40	35	32
Alloy steels	90	78	65	59	56	50	47	42	38	34
Tool steels	100	80	69	62	59	53	49	44	39	35
	110	85	72	65	61	56	53	51	44	36
	150	80	71	66	61	57	52	48	44	40
Stainless steels **	160	86	76	72	67	62	58	54	50	46
	170	92	82	78	73	68	61	56	52	48
	180	99	90	84	80	75	69	62	59	52
	190	104	96	91	86	81	78	69	64	58
	200	110	101	96	91	88	85	78	71	60
Cast iron : ** Grey, ductile, malleable	160	30	26	24	22	21	19	18	16	14
	170	31	28	25	24	22	20	19	17	15
	180	35	30	27	25	23	22	21	19	17
	190	36	31	29	27	24	23	21	20	17
	200	38	33	30	28	26	24	22	20	18
	220	42	36	33	31	29	26	24	22	20
	240	46	40	36	34	31	29	27	24	21
	260	50	43	39	37	33	31	29	26	23
280	53	46	42	39	36	34	31	28	25	
Aluminium alloys	10	13	11	9	9	8	7	6	6	5
	20	19	16	14	13	12	11	10	8	7
	30	24	20	17	16	14	13	12	10	9
	40	28	23	21	19	17	16	14	12	11
	50	32	26	23	22	19	18	16	14	12
Copper alloys	-	25	21	19	17	16	15	13	12	10

* multiply the table values by 10⁻³

** values in HB

Sumber :

Central Machine Tool Institute (CMTI) Bangalore, Machine Tool Design Handbook, Tata McGraw-Hill Publishing Co.Ltd., 1982, new Delhi, hal. 649.

Tabel L.4. Faktor Koreksi Untuk Sisi Aus K_h

Flank Wear	Average Chip Thickness	Correction coefficient, K_h									
		Hardness of work material									
		HB					HRC				
		125	150	200	250	300	350	400	51	56	61
mm	mm										
0.2	0.1	1.16	1.17	1.18	1.19	1.2	1.21	1.22	1.25	1.33	1.38
	0.3	1.06	1.07	1.08	1.08	1.09	1.09	1.09	1.13	1.16	1.18
	0.5	1.04	1.05	1.05	1.05	1.05	1.06	1.07	1.08	1.12	1.13
	1	1.02	1.02	1.03	1.03	1.03	1.03	1.03	1.04	1.06	1.07
0.4	0.1	1.5	1.5	1.5	1.53	1.57	1.67	1.78	1.8	1.92	2.12
	0.3	1.2	1.2	1.2	1.22	1.23	1.27	1.32	1.36	1.41	1.52
	0.5	1.12	1.12	1.14	1.15	1.16	1.19	1.24	1.26	1.3	1.38
	1	1.06	1.06	1.07	1.07	1.08	1.1	1.12	1.14	1.16	1.2
0.6	0.1	1.68	1.71	1.73	1.84	1.94	2.09	2.2	2.43	2.72	2.82
	0.3	1.26	1.25	1.29	1.33	1.37	1.44	1.5	1.61	1.78	1.85
	0.5	1.17	1.19	1.2	1.23	1.26	1.3	1.37	1.47	1.57	1.61
	1	1.09	1.1	1.1	1.12	1.14	1.16	1.19	1.25	1.3	1.33
0.8	0.1	1.91	2.04	2.1	2.34	2.47	2.54	2.65	2.99	3.26	-
	0.3	1.35	1.41	1.42	1.52	1.56	1.62	1.7	1.9	2.02	-
	0.5	1.23	1.28	1.32	1.36	1.38	1.43	1.52	1.66	1.74	-
	1	1.12	1.14	1.15	1.17	1.18	1.23	1.27	1.35	1.4	-
1	0.1	2.18	2.32	2.39	2.54	2.65	2.84	3.15	3.46	-	-
	0.3	1.45	1.5	1.56	1.67	1.7	1.74	1.9	2.16	-	-
	0.5	1.3	1.34	1.39	1.47	1.45	1.51	1.67	1.84	-	-
	1	1.15	1.16	1.17	1.2	1.23	1.27	1.35	1.44	-	-

Sumber :

Central Machine Tool Institute (CMTI) Bangalore, Machine Tool Design Handbook, Tata McGraw-Hill Publishing Co.Ltd., 1982, new Delhi, hal. 650.

Tabel L.5. Faktor Koreksi Untuk Sudut Garuk K_γ

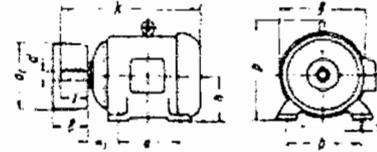
Rake angle, γ degrees	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	+20
Correction coefficient, K_γ	1.35	1.29	1.21	1.13	1.07	1	0.93	0.87

Sumber :

Central Machine Tool Institute (CMTI) Bangalore, Machine Tool Design Handbook, Tata McGraw-Hill Publishing Co.Ltd., 1982, new Delhi, hal. 650.

Tabel L.6. Tipe Motor Listrik

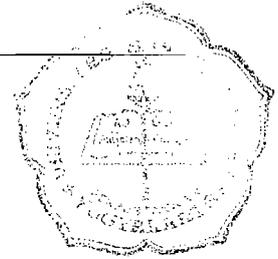
Motor listrik arus bolak-balik standar:
 ukuran utama
 tenaga
 puli sabuk yang sesuai



Seri	Daut						Poros		P ₁ (kW) 6)			Puli 7)					
	a	b	a ¹	b	a ²	b ¹	d	d ₁	1	2000/500	1000/1750	d, A B DIN 111	d ₁ DIN 2211				
71	90	112	142	71	0,5	211	142	M 6	45	14 k6	30	0,17	0,25	0,1A	0,169	50 x 40	45
71 L	90	112	142	71	0,5	211	142	M 6	45	14 k6	30	0,55	0,37	0,25	0,17	63 x 40	56
80 M	100	125	156	80	0,5	264	156	M 8	50	19 k6	40	0,75	0,55	0,37	0,18	60 x 50	63
80 M L	100	125	156	80	0,5	264	156	M 8	50	19 k6	40	1,1	0,75	0,55	0,25	100 x 50	71
90 S	100	140	176	90	0,5	285,5	176	M 8	56	28 k6	50	1,5	1,1	0,75	0,37	100 x 63	80
90 L	100	140	176	90	0,5	310,5	176	M 8	56	28 k6	50	2,2	1,5	1,1	0,55	125 x 63	90
100 L	140	160	197	100	0,5	355	200	M 10	63	28 k6	60	3	2,2	1,5	1,1	160 x 80	112
112 M	140	160	224	112	0,5	371	258	M 10	70	28 k6	60	4	4	2,2	1,5	200 x 100	140
112 S	140	216	274	112	0,5	438	302,5	M 10	80	36 k6	60	5,5	5,5	3	2,2	100 x 125	140
112 M L	178	216	274	112	0,5	476	302,5	M 10	80	36 k6	60	7,5	7,5	5,5	3	224 x 125	160
160 M	210	254	335	160	0,5	582	364	M 12	106	42 k6	110	11	11	7,5	5,5	250 x 140	180
160 L	254	254	335	160	0,5	626	364	M 12	106	42 k6	110	18,5	15	11	7,5	280 x 140	200
200 M	243	279	372	180	0,5	644	412,5	M 12	122	48 k6	110	22	18,5			280 x 140	200
200 L	279	279	372	180	0,5	682	412,5	M 12	122	48 k6	110	22	22	15	11	280 x 140	224
250 L	305	318	410	200	0,5	740	463	M 16	133	55 m6	110	37	30	22	15	315 x 180	224
225 S	286	356	451	225	0,5	761,7	504	M 16	149	55 m6	110	37	37	18,5		315 x 200	250
225 M	311	356	451	225	0,5	786,7	508	M 16	149	55 m6	110	45	45	30	22	355 x 200	280
280 M	334	406	520	250	0,5	918	584	M 20	166	60 m6	140	55	55	37	30	400 x 200	315
280 S	364	437	545	280	1	991	664	M 20	193	65 m6	140	75	75	45	37	450 x 250	315
280 M L	419	437	545	280	1	1042	664	M 20	190	65 m6	140	90	90	55	45	450 x 250	355
315 S	406	504	644	315	1	1077	733	M 24	216	80 m6	170	110	110	75	55	500 x 280	400
315 M	457	504	644	315	1	1144	734	M 24	216	80 m6	170	132	132	90	75	500 x 280	400

Sumber :

Sudibyo B, Ing. HTL., Transmisi Sabuk, Akademi Teknik Mesin Industri (ATMI),
 Surakarta , hal 57

Tabel 1.7. Faktor Koreksi f_c

MESIN YANG DIGERAKKAN		MOTOR PENGGERAK					
		Momen puntir puncak $\leq 200\%$			Momen puntir puncak $> 200\%$		
		Motor arus DC (Momen normal, sangkar bajing, sinkron), motor AC (lilitan Shunt)			Motor DC (Momen tinggi, fasa tunggal), Motor AC (lilitan kompon & seri) dan mesin torak		
		Jumlah jam kerja			Jumlah jam kerja		
		3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
Sangat kecil ($P < 7,5 kW$)	Pengaduk zat cair, kipas angin blower, pompa sentrifugal	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
Kecil ($P > 7,5 kW$)	Konveyor sabuk, mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin cetak	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Sedang	Koveyor, pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, mesin kayu	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Besar	Penghancur, gilingan bola, mesin pabrik karet	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

Sumber :

Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 165

Tabel L.8. Material Poros

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	keterangan
Baja karbon konstruksi 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 35 C-D	-	53	Ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut.
	S 45 C-D	-	60	
	S 55 C-D	-	72	

Sumber :

Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 3

Tabel L.9. Diameter Standard Untuk Poros

Satuan (mm)							
4	10	*22,4	40	100	*224	400	
		24		(105)	240		
4,5	*11,2	25	42	110	250	420	
		28		*112	260		440
		30		120	280		450
		*31,5		*315	300		460
5	*12,5	32	50	125	320	500	
		35		340	530		
		*35,5		*355	560		
*5,6	14	38	60	140	360	600	
				(15)	150		380
6	16	38	60	160	380	600	
				(17)			170
*6,3	18	38	63	180	380	630	
				19			190
				20			200
				22			220
				65			220
*7,1	18	38	63	70	380	630	
				71			75
				75			80
8	18	38	63	80	380	630	
				85			90
9	18	38	63	90	380	630	
				95			95

- Tanda * menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standard.
- Bilangan di dalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipasang bantalan gelinding.

Sumber :

Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 9

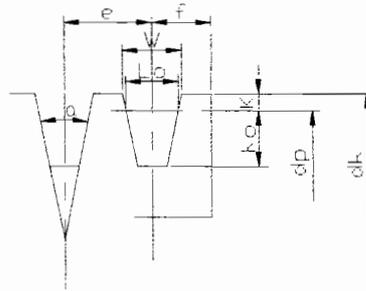
Tabel L.10. Diameter Minimum Puli

Penampang	A	B	C	D	E
Diameter min. yang diijinkan	65	115	175	300	450
Diameter min. yang dianjurkan	95	145	225	350	550

Sumber :

Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 169

Tabel L.11. Ukuran Puli-V



Penampang sabuk-V	Diameter nominal (diameter lingkaran jarak bagi d_p)	α (°)	W *	L_0	K	K_0	e	f
A	71 – 100	34	11,95	9,2	4,5	8,0	15,0	10,0
	101 – 125	36	12,12					
	126 atau lebih	38	12,30					
B	125 – 160	34	15,86	12,5	5,5	9,5	19,0	12,5
	161 – 200	36	16,07					
	201 atau lebih	38	16,29					
C	200 – 250	34	21,18	16,9	7,0	12,0	25,5	17,0
	251 – 315	36	21,45					
	316 atau lebih	38	21,72					
D	355 – 450	36	30,77	24,6	9,5	15,5	37,0	24,0
	451 atau lebih	38	31,14					
E	500 – 630	36	36,95	28,7	12,7	19,3	44,5	29,0
	631 atau lebih	38	37,45					

Sumber :

Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 166

Tabel L.12. Panjang Sabuk-V Standard

Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal	
(Inch)	(mm)	(Inch)	(mm)	(Inch)	(mm)	(Inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	2921
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	3200
22	559	57	1448	92	2337	127	3226
23	584	58	1473	93	2362	128	3251
24	610	59	1499	94	2388	129	3277
25	635	60	1524	95	2413	130	3302
26	660	61	1549	96	2438	131	3327
27	686	62	1575	97	2464	132	3353
28	711	63	1600	98	2489	133	3378
29	737	64	1626	99	2515	134	3404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1676	101	2565	136	3454
32	813	67	1702	102	2591	137	3480
33	838	68	1727	103	2616	138	3505
34	864	69	1753	104	2642	139	3531
35	889	70	1778	105	2667	140	3556
36	914	71	1803	106	2692	141	3581
37	940	72	1829	107	2718	142	3607
38	965	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	1016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1041	76	1930	111	2819	146	3708
42	1067	77	1956	112	2845	147	3734
43	1092	78	1981	113	2870	148	3759
44	1118	79	2007	114	2896	149	3785

Sumber :

Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 168

**Tabel L.13. Kapasitas Daya Yang Ditransmisikan P_o
Section "A" (Standard V-Belt)**

RPM of Faster Shaft	Rated HP per belt for small sheave pitch diameter								Additional power per belt for speed ratio										RPM of Faster Shaft
	65	70	75	80	85	90	95	100	1.00 to 1.01	1.02 to 1.04	1.05 to 1.08	1.09 to 1.12	1.13 to 1.18	1.19 to 1.24	1.25 to 1.34	1.35 to 1.51	1.52 to 1.99	2.00 and over	
200	.20	.23	.26	.29	.33	.36	.39	.42	.00	.00	.01	.01	.01	.02	.02	.03	.03	.03	200
400	.34	.40	.46	.52	.58	.64	.70	.76	.00	.01	.01	.02	.03	.04	.04	.05	.06	.06	400
600	.46	.55	.64	.72	.81	.90	.98	1.07	.00	.01	.02	.03	.04	.05	.06	.08	.09	.10	600
800	.57	.68	.80	.91	1.02	1.13	1.24	1.35	.00	.01	.03	.04	.06	.07	.09	.10	.12	.13	800
1000	.67	.81	.95	1.08	1.22	1.36	1.49	1.63	.00	.02	.04	.05	.07	.09	.11	.13	.14	.16	1000

Sumber :
Mitsuboshi

Tabel L14. Faktor Koreksi K_θ

$\frac{D_p - d_p}{C}$	Sudut kontak puli kecil θ (°)	Faktor koreksi K_θ
0,00	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	169	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94
0,50	151	0,93
0,60	145	0,91
0,70	139	0,89
0,80	133	0,87
0,90	127	0,85
1,00	120	0,82
1,10	113	0,80
1,20	106	0,77
1,30	99	0,73
1,40	91	0,70
1,50	83	0,65

Sumber :

Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 174

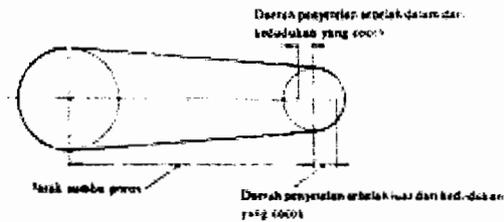
Tabel L.15. Data Sabuk

material sabuk jenis sabuk	batas tarik σ_b (N/cm ²)	teg. tarik ijin $\bar{\sigma}_z$ (N/cm ²)	kwosien s/d ₁	frekwensi tekuk B _{zmax} (s ⁻¹)	kecep.max. V(m/s)	angka gesekan μ	tmax(°c)
kulit S	2500	360...410	0,033	5	30	Sisi daging :	35
G	3000	430...500	0,04	10	40	0,22+0,012.v	35
HGL	3000...4000	430...650	0,05	25	50	sisi bulu :	45
HGC	3000...4500	430...750	0,05	25	50	0,33+0,02.v	70
tekstil :							
katun	3500...5000	230...500	0,05	40	50	0,3	--
sutera tiruan	5000	330...500	0,04	40	50	0,35	--
nilon-perlon	18000...22000	1650...2200	--	80	65	--	--
sabuk lapis majemuk :							
sisi sentuh :	18000...22000	1650...2200	0,01	80	biasa : 80	Lihat kulit/80	40..70/
kulit/karet					istimewa		70..80
sisi tarik : plastik					s/d : 100		
sabuk-V standar	---	700...900	--	40	25...30		
sabuk-V sempit	---			50...80	60	0,35+0,012.v	70..80

Sumber :

Sudibyo B, Ing. HTL, Transmisi Sabuk, Akademi Teknik Mesin Industri (ATMI), Surakarta, hal 49

Tabel L.16. Daerah Penyetelan Jarak Sumbu Poros



(satuan : mm)

Nomor nominal sabuk	Panjang keliling sabuk	Ke sebelah dalam dari letak standard ΔC_i					Ke sebelah luar dari Letak standard ΔC_i (umum untuk semua tipe)
		A	B	C	D	E	
11 – 38	280 – 970	20	25				25
38 – 60	970 – 1500	20	25	40			40
60 – 90	1500 – 2200	20	35	40			50
90 – 120	2200 – 3000	25	35	40			65
120 – 158	3000 - 4000	25	35	40	50		75

Sumber :

Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 174.

Tabel L.17. Material Roda Gigi

Kelompok Bahan	Lambang Bahan	Kekuatan Tarik σ_b (kg/mm ²)	Kekerasan (Brinel) HB	Tegangan Lentur yang diijinkan 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 untuk 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 CK	50	400 (dicelup dingin dalam minyak)	30
	SNC 21	80	600 (icelup dingin dalam air)	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
Perunggu		18	85	5
Logam delta		35 – 60	-	10 – 20
Perunggu fosfor (coran)		19 – 30	80 – 100	5 – 7
Perunggu nikel (coran)		64 – 90	180 – 260	20 – 30
Damar phenol, dll.				3 – 5

Sumber :

Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 241.

Tabel L.18. Faktor Bentuk Gigi Y

Jumlah Gigi Z	Y	Jumlah Gigi Z	Y
10	0,201	25	0,339
11	0,226	27	0,349
12	0,245	30	0,358
13	0,261	34	0,371
14	0,276	38	0,383
15	0,289	43	0,396
16	0,295	50	0,408
17	0,302	60	0,421
18	0,308	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, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 240.

Tabel L.19. Faktor Dinamis f_v

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

Sumber :

Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 240

Tabel L.20. Tegangan Kontak Bahan Roda Gigi k_H

Bahan roda gigi (Kekerasan HB)		k_H (kg/mm ²)	Bahan roda gigi (Kekerasan HB)		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)	“	0,079
“ (300)	“ (250)	0,107	“ (250)	“	0,130
“ (350)	“ (250)	0,130	“ (300)	“	0,139
“ (300)	“ (300)	0,130	“ (150)	Perunggu	0,041
“ (350)	“ (300)	0,154	“ (200)	fosfor	0,082
“ (400)	“ (300)	0,168	“ (250)	“	0,135
“ (350)	“ (350)	0,182	Besi cor	“	0,188
“ (400)	“ (350)	0,210	Besi cor	Besi cor	0,186
“ (500)	“ (350)	0,226	nikel	Besi cor nikel	0,155
			Besi cor	Perunggu	
			nikel	fosfor	

Sumber :

Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 243.

Tabel L.21. Faktor Beban Lebih K_0 , C_0

Sisi Penggerak	Sisi yang digerakkan		
	Tanpa tumbukan	Tumbukan sedang	Tumbukan berat
Tanpa tumbukan	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, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 272

Tabel L.22. Faktor Distribusi Beban K_m , C_m

	Pinyon dan roda gigi kedua-duanya memakai bantalan dua ujung	Salah satu dari pinyon atau roda gigi memakai bantalan satu ujung	Pinyon dan roda gigi kedua-duanya memakai bantalan satu ujung
Roda gigi reduksi umum	1,10 – 1,10	1,10 – 1,25	1,25 – 1,40
Otomobil	1,00 – 1,10	1,10 – 1,25	-
Kapal terbang	1,00 – 1,25	1,10 – 1,40	1,25 – 1,50

Sumber :

Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal 272

Tabel L.23. Tegangan Kontak yang Diijinkan (σ_c)

Bahan	Perlakuan panas	Kekerasan permukaan		Tegangan kontak yang diijinkan (kg/mm ²)
		HB	HRC	
Baja	Celup dingin sementasi	625	60	189
	Celup dingin sementasi	575	55	151
	Celup dingin frekwensi tinggi	500	50	144
	Celup dingin dan ditemper	440		144
	Celup dingin dan ditemper	300		102
	Celup dingin dan ditemper	180		92
	Besi cor	Pengecoran	200	
Pengecoran		175		38
Pengecoran		-		23

Sumber :

Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 271.

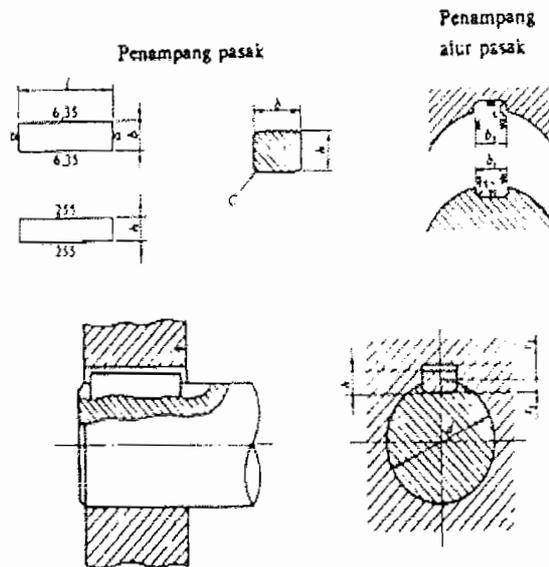
Tabel L.24. Koefisien Elastis Cp

Bahan roda gigi \ Bahan pinyon	Baja $E = 2,27 \times 10^{-4} \text{ (kg/mm}^2\text{)}$	Besi cor $E = 1,44 \times 10^{-4} \text{ (kg/mm}^2\text{)}$
Baja	74,2	64,9
Besi cor	64,9	59,6

Sumber :

Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 272.

Tabel L.25. Ukuran Pasak



Ukuran-ukuran utama

(Satuan: mm)

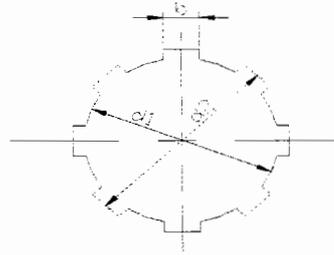
Ukuran nominal pasak $a \times a$	Ukuran standar $b, b_1,$ dan b_2	Ukuran standar a		C	σ	Ukuran Standar r_1	Ukuran standar r_1			r_1 dan r_2	Referensi	
		Pasak prismatis	Pasak tirus				Pasak prismatis	Pasak tirus	Pasak tirus		Diameter poros yang dapat dipakai d^{**}	
2 x 2	2	2		0,16-0,25	6-20	1,2	1,0	0,5	0,08-0,16	Lebih dari	6-8	
3 x 3	3	3			6-36	1,8	1,4	2,5		*	8-10	
4 x 4	4	4			8-45	2,5	1,8	1,2		*	10-12	
5 x 5	5	5			10-56	3,0	2,3	1,7		*	12-17	
6 x 6	6*	6			14-70	3,5	2,2	2,2		*	17-22	
(7 x 7)	7	7	7,2		0,25-0,40	16-80	4,0	3,0		3,5	0,16-0,25	*
8 x 7	8	7		18-90		4,0	3,3	2,4	*	22-30		
10 x 8	10	8		22-110		5,0	3,3	2,4	*	30-38		
12 x 8	12	8		28-140		5,0	3,3	2,4	*	38-44		
14 x 9	14	9		36-180		5,5	3,8	2,9	0,25-0,40	*		44-50
(15 x 10)	15	10	10,2	0,40-0,60		40-180	5,0	5,0		5,5		0,40-0,60
16 x 10	16	10			45-180	6,0	4,3	3,4		*	50-58	
18 x 11	18	11			50-200	7,0	4,4	3,4		*	58-65	
20 x 12	20	12			56-220	7,5	4,9	3,9		*	65-75	
22 x 14	22	14			63-250	9,0	5,4	4,4		*	75-85	
(24 x 16)	24	16	16,2		0,60-0,80	70-280	8,0	8,0	8,5	0,40-0,60	*	
25 x 14	25	14		70-280		9,0	5,4	4,4	*		85-95	
28 x 16	28	16		80-320		10,0	6,4	5,4	*		95-110	
32 x 18	32	18		90-360		11,0	7,4	6,4	*		110-130	

* / harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel.
 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

Sumber :

Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 10.

Tabel L26. Ukuran Poros Bintang

a. Ukuran

Jumlah bintang	d_1	Ringan	
		d_2	b
8	32	36	6
	36	40	7
	42	46	8
	46	50	9
	52	58	10
	56	62	10
	62	68	12
10	72	78	12
	82	88	12

b. Toleransi

Bagian	Jenis kesentrikan dan suaian		Toleransi			
			b^*	b^{**}	d_1	d_2
Roda	Sentrik inti dan profil		D9	F10	H7	H11
Poros	Sentrik inti	Roda longgar	h8	e8	f7	a11
		Roda sesak	p6	h6	j6	
	Sentrik profil	Roda longgar	h8	e8	--	
		Roda sesak	u8	k6	--	

* tidak dikeraskan

** dikeraskan

Sumber :

Sudibyo B, Ing. HTL, Sambungan pada Poros, Akademi Teknik Mesin Industri (ATMI), Surakarta, hal. 27.

Tabel L.27. Harga Tekanan Permukaan Ijin \bar{p} (N/mm²)

Material	Tekanan permukaan ijin dengan beban \bar{p}		
	Statik	Berulang	Kejut
Baja, tidak dikeraskan	100 – 200	70 – 150	40 -80
Baja, dikeraskan	150 – 250	100 – 170	50 -100
Baja tuang	100 – 150	80 – 100	40 -60
Besi tuang	80 – 100	60 – 80	30 – 50
Paduan tembaga (brons, kuningan)	40 – 50	30 – 40	15 – 20
AlCuMg, dikeraskan	100 – 160	70 – 100	40 – 60
AlMg, AlMn, AlMgSi, dikeraskan	80 – 150	60 – 90	30 – 50
AlSi tuang, AlSiMg tuang	60 - 70	40 - 50	25 -30

Sumber :

Sudibyo B, Ing. HTL, Sambungan pada Poros, Akademi Teknik Mesin Industri
(ATMI), Surakarta , hal. 23.

Tabel L.28. Tipe Bantalan

URUTAN	JENIS		URUTAN		JENIS		URUTAN		JENIS		URUTAN		JENIS		URUTAN		JENIS	
	61.60	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78
	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀
51	16	5	1.50	0.75														
6	19	6	2.00	1.18														
7	19	6	1.76	0.88														
8	22	7	2.80	1.37														
9	24	7	2.90	1.56														
10	26	8	3.60	2.00														
11	28	8	4.00	2.28	10	9	4.65	2.70	4.30	1.57								
12	28	8	4.00	2.28	11	10	5.40	3.15	4.40	1.50								
13	32	9	4.40	2.55	12	11	6.10	3.60	5.85	2.04								
14	35	10	4.75	2.85	13	12	7.50	4.55	6.20	2.43								
15	42	12	5.15	3.55	14	13	10.00	6.30	7.80	3.25	10.40	5.40	11.25	11.00	7.20			
16	45	13	7.80	5.00	15	14	11.50	7.20	9.50	4.15	16.60	9.50	16.25	18.00	20.80	20.80	14.60	
17	55	15	10.00	6.70	16	15	15.40	10.20	12.70	5.85	22.00	12.90	17.25	18.00	24.00	24.00	17.00	
18	62	16	12.70	8.80	17	16	18.80	12.70	15.00	6.80	31.50	19.00	18.25	46.50	34.50	36.00	35.50	
19	68	17	13.80	9.65	18	17	22.70	16.00	15.00	8.65	40.50	25.50	19.75	54.00	40.50	41.50	30.00	
20	75	18	15.60	11.40	19	18	28.50	18.30	17.00	9.80	43.00	27.50	20.75	62.00	49.00	44.00	32.00	
21	80	18	16.30	12.70	20	19	30.20	21.20	18.00	11.00	45.00	30.00	21.75	69.50	56.00	49.00	38.00	
22	90	18	22.00	17.10	21	20	34.00	25.50	21.20	13.70	52.00	34.50	22.75	80.00	64.00	64.00	49.00	
23	95	18	21.60	17.60	22	21	41.50	31.50	23.60	16.00	65.50	44.00	23.75	90.00	72.00	73.50	57.00	
24	100	18	24.00	20.00	23	22	46.50	36.00	24.50	17.60	76.50	51.00	24.75	104.00	81.00	81.50	67.00	
25	110	20	30.50	25.00	24	23	49.00	38.00	27.00	19.00	75.00	53.00	26.25	114.00	93.00	93.00	76.50	
26	115	20	31.50	27.00	25	24	52.00	41.50	30.50	21.60	91.50	65.50	27.25	120.00	100.00	96.50	81.50	
27	125	22	37.50	32.00	26	25	63.00	45.50	31.00	24.00	100.00	71.00	28.25	137.00	114.00	110.00	93.00	
28	130	22	39.00	34.00	27	26	65.50	54.00	39.00	29.00	114.00	81.50	30.5	156.00	132.00	134.00	114.00	
29	140	24	45.50	40.00	28	27	72.00	61.00	45.00	32.50	140.00	102.00	32.5	176.00	150.00	150.00	127.00	
30	145	24	47.50	42.50	29	28	83.00	71.00	50.00	37.50	156.00	114.00	34.5	200.00	173.00	180.00	156.00	
31	150	24	47.50	42.50	30	29	96.50	80.00	54.00	41.50	170.00	127.00	37	224.00	193.00	196.00	170.00	

Sumber :

Sudibyo, B, Ing. HTL, Bantalan Gelinding, Akademi Teknik Mesin Industri (ATMI),
Surakarta, hal. 63.

Tabel L.29. Harga Patokan Umur Pakai Lh'

No.	Jenis pemakaian	L _h
1	Peralatan rumah tangga	3000
2	Mesin pertanian	6000
3	Mesin perkakas	25000
4	Perkakas/mesin pengangkat	15000
5	Kotak roda gigi universal	25000
6	Kotak roda gigi mesin rol	35000
7	Kipas angin	30000
8	Motor listrik kecil (4 kW)	15000
9	Motor listrik menengah	25000
10	Motor listrik besar (100kW), generator	30000
11	Kendaraan tenaga listrik	30000
12	Sepeda motor ringan	2000
13	Sepeda motor berat, mobil person ringan	4000
14	mobil person berat, truk ringan	5000
15	truk berat, bus	8000
16	poros trem	50000
17	poros kereta api	40000
18	poros garpu angkat (fork lift)	20000
19	ventilator kecil	10000
20	puli tali baja perkakas tambang	50000
21	mesin kertas	80000
22	bantalan poros kapal	80000
23	mesin untuk pengerjaan kayu	20000
24	mesin percetakan	30000
25	pompa pusingan	30000

Sumber :

Sudibyo, B, Ing. HTL, Bantalan Gelinding, Akademi Teknik Mesin Industri (ATMI),
Surakarta, hal. 67.

Tabel L.30. Harga Patokan Untuk Faktor Radial Dinamik (x_r) dan Faktor Aksial Dinamik (y_a)

Jenis bantalan	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} \geq e$		e
	x	y	x	y	
bantalan bola alur dalam baris tunggal	1	0	0,56	2,0	0,22
				1,8	0,24
				1,6	0,27
				1,4	0,31
				1,2	0,37
				1,0	0,44
baris ganda	1	1	-	-	0,3
bantalan bola kontak sudut	1	0	0,35	0,57	1,14
		0,66	0,6	1,07	0,95
bantalan bola mapan sendiri	1	0	0,65	2,1	2,8
				2,8	0,22
				3,6	0,18
				2,0	0,31
				2,6	0,24
				1,5	0,44
				2,3	0,27
				1,2	0,50
				1,5	0,41
bantalan rol kerucut	1	0	0,4	1,5	0,4
				1,9	0,32
				1,5	0,4
				0,7	0,81
				1,1	0,35
bantalan rol mapan sendiri	1	0	1,67	2,6	0,26
				3,0	0,23
				2,7	0,25
				2,2	0,32
				1,8	0,36
				1,9	0,36
				2,6	0,26
				2,4	0,28
				1,9	0,36

*) dari urutan 72 dan 73

Sumber :

Sudibyo, B, Ing. HTL, Bantalan Gelinding, Akademi Teknik Mesin Industri (ATMI),
Surakarta, hal. 67.

Tabel L.31. Pemilihan Pelumasan dan Cara Pelumasan

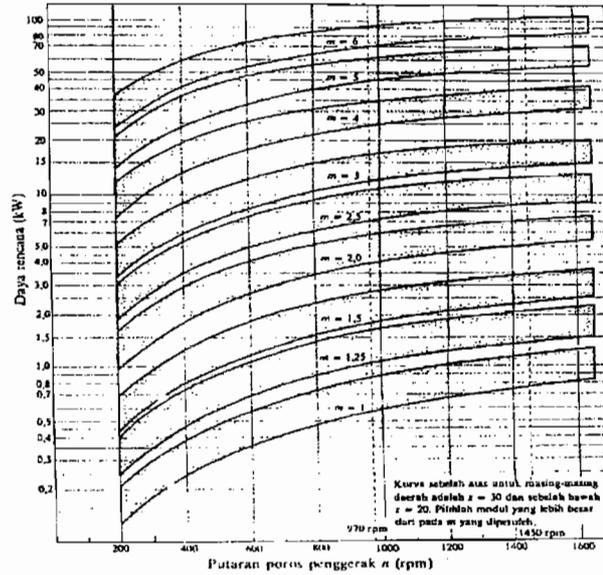
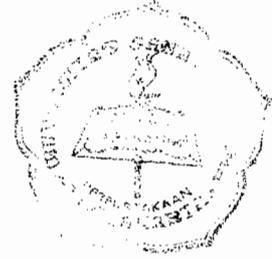
Kecepatan keliling maksimum v (m/det.)	Pelumasan	Sisi gigi	Kualitas Menurut DIN 3962	Faktor	
				g	g _R
0...0,8	Gemuk	Dicor Digarap kasar	12	16	4
			10	6,3	2,6
0,8...4	Pelumasan gemuk atau pelumasan celup	Digarap licin	9	4	2
			8	2,8	1,6
4...12	Pelumasan celup	Digarap sangat licin	7	2	1,3
			6	1,4	1
12...60	Pelumasan pancar	Dipoles halus	5	1	0,8

Kecepatan keliling m/det	Pelumas	Cara pelumasan	Bentuk konstruksi kotak transmisi	Keistimewaan
Sampai 2,5	Pelumas lengket	Dikenakan dengan kuas, sendok	Terbuka	Sedapat mungkin dijaga terselubung, lihat paragraph 21.10.6.
Sampai 4 (mungkin 6)	Gemuk	Pelumas semprot		
Sampai 8 (mungkin 10)	alir	Pelumasan celup. Tetapi pelumasan semprot pada kotak transmisi besar (> 400 kW), kotak transmisi bantalan luncur, kotak transmisi vertical	Tertutup	Pelumasan celup dengan bak dari plat, sirip pendingin, lihat gambar 21.10/2
Sampai 15				
Sampai 25 (mungkin 30)	minyak	Pelumasan semprot		
Di atas 25 (mungkin 30)				
sampai 40		Pelumasan kabut		Untuk beban kecil, operasi terbuka.

Sumber :

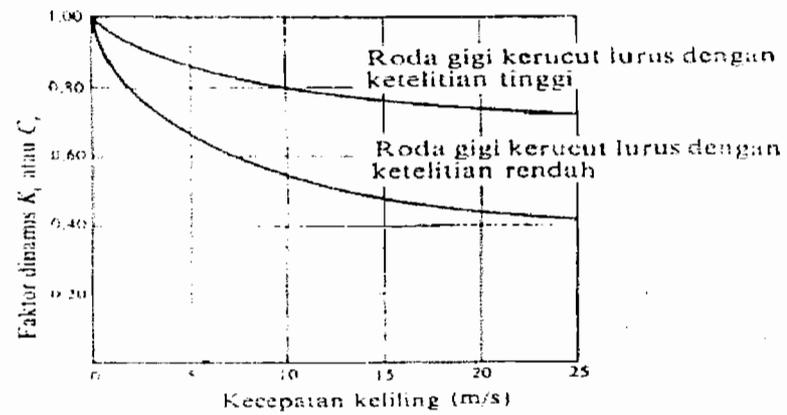
Niemann. H., Elemen Mesin Jilid 1, hal. 225.

Diagram L.1. Pemilihan Modul



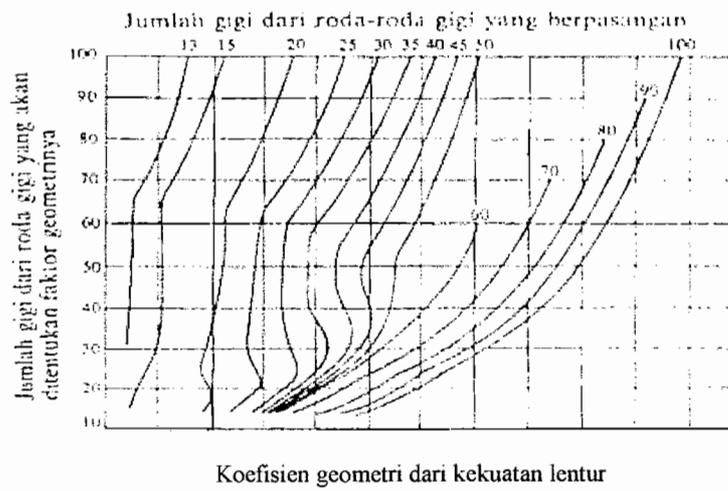
Sumber :

Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 245.

Diagram L.2. Faktor Dinamis K_v , C_v 

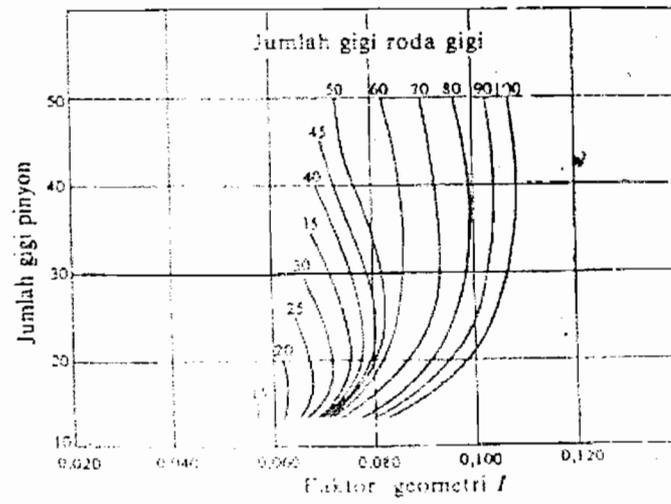
Sumber :

Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 271.

Diagram L.3. Faktor Geometri J

Sumber :

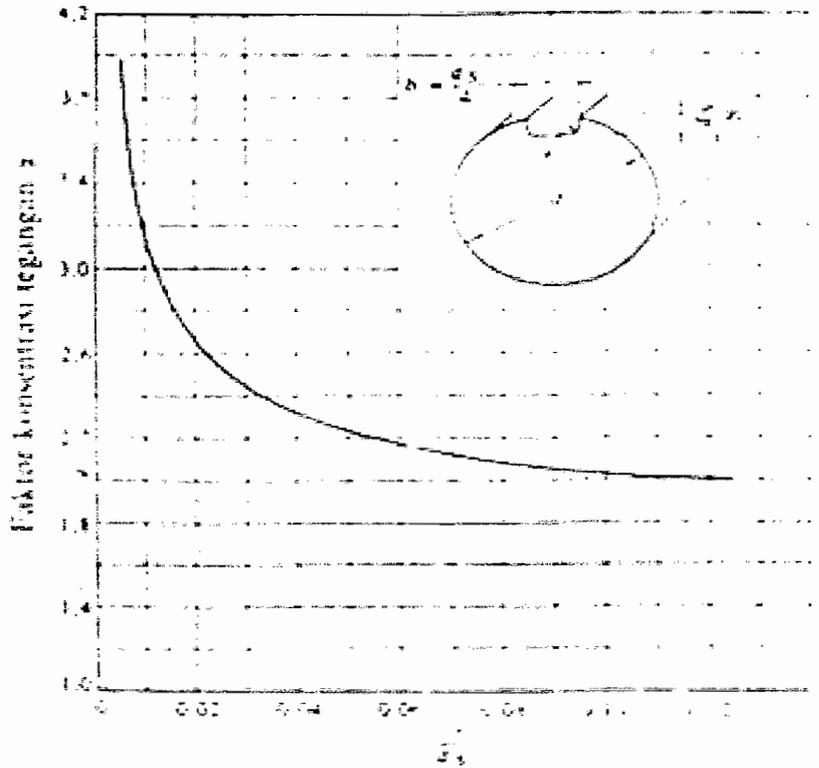
Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 272.

Diagram L.4. Faktor Geometri I

Sumber :

Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 273.

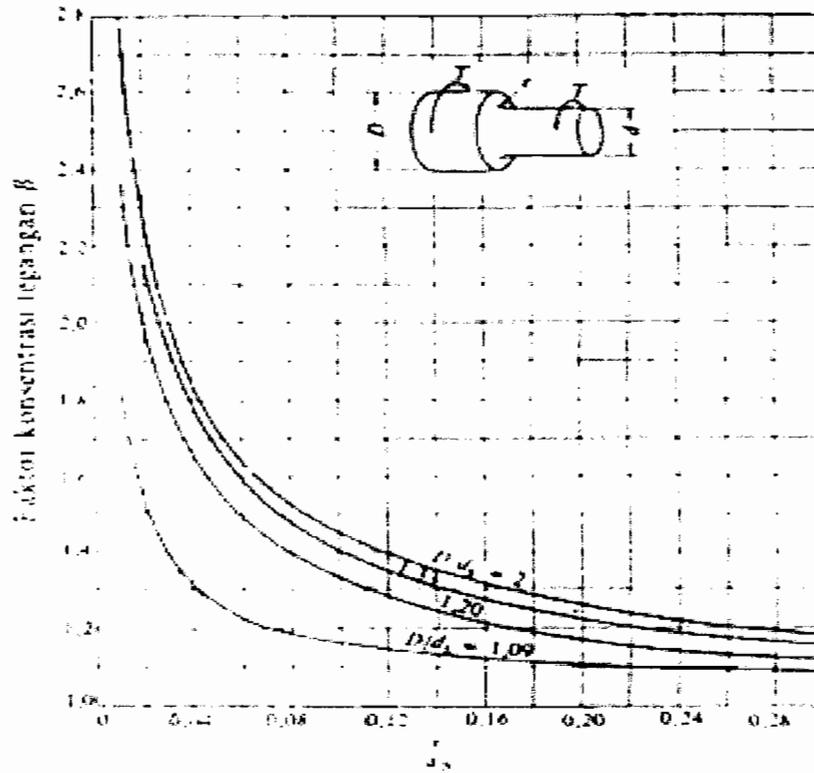
Diagram L.5. Konsentrasi Tegangan Pada Poros dengan Alur Pasak α



Sumber :

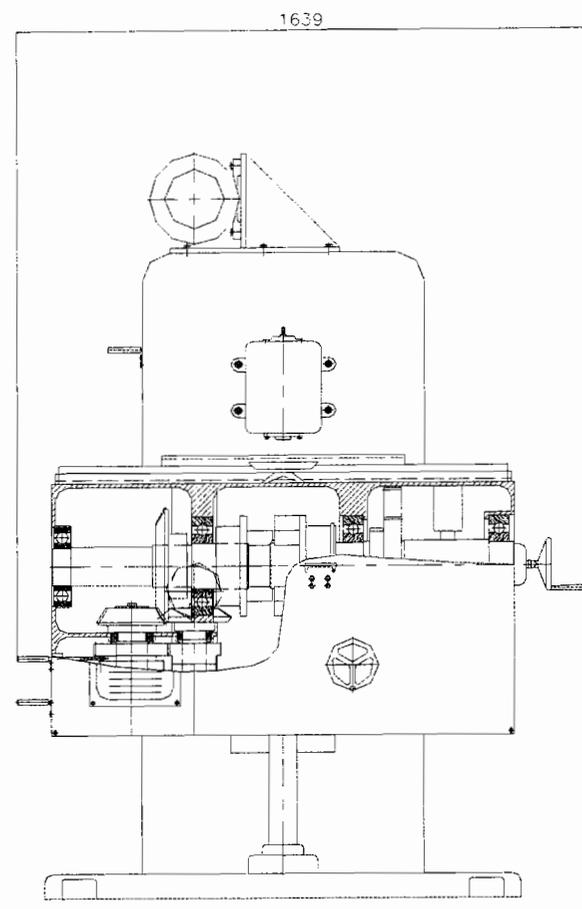
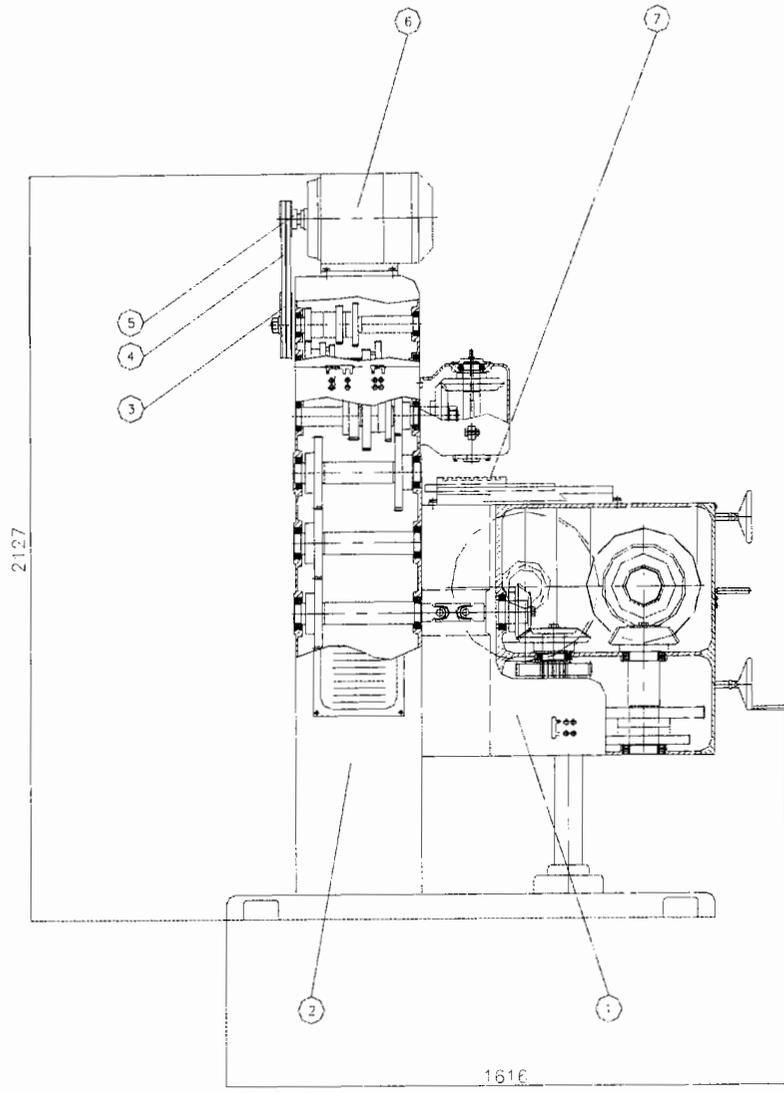
Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 9.

Diagram L. 6. Konsentrasi Tegangan Pada Poros Bertangga β

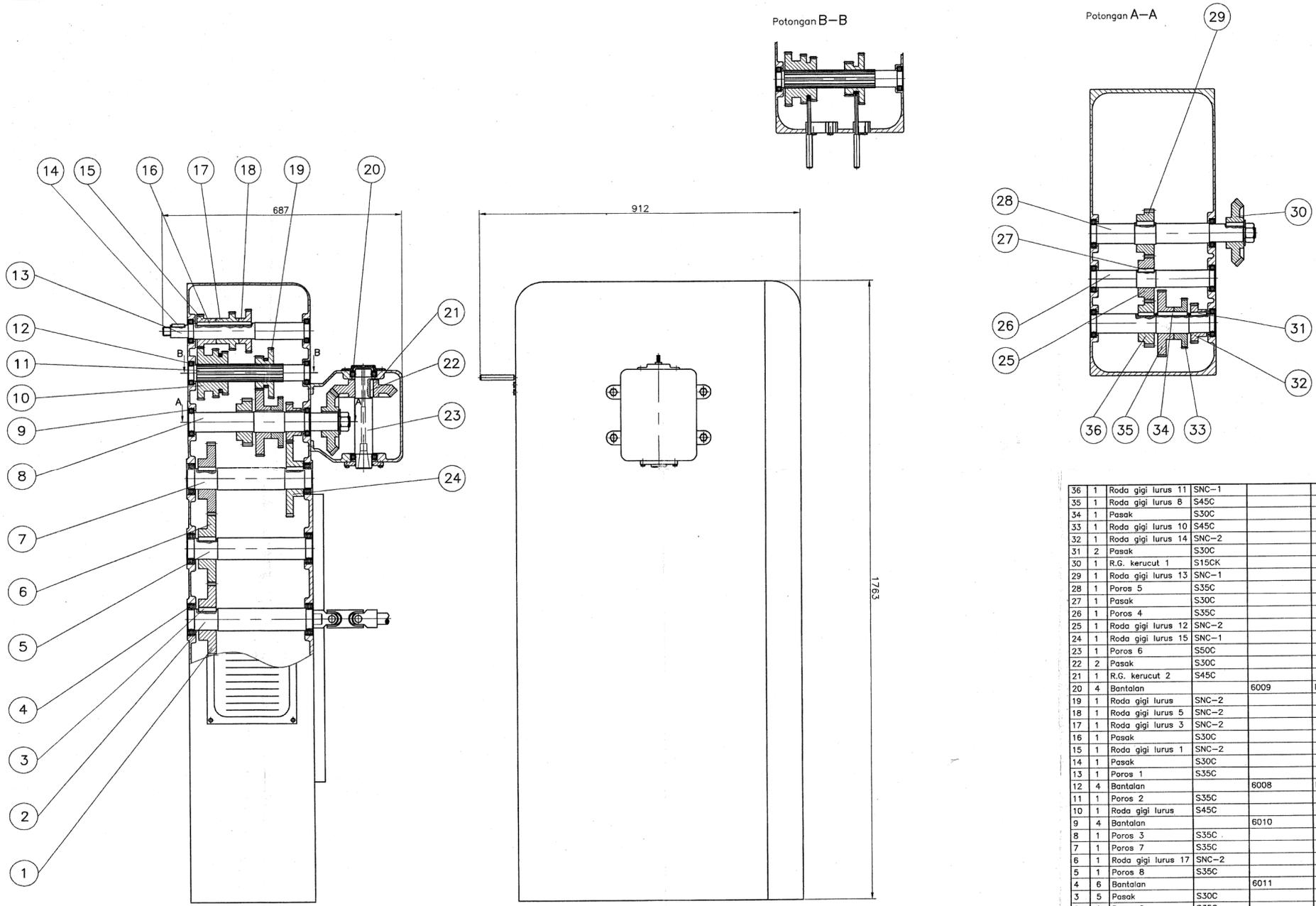


Sumber :

Ir. Sularso, MSME, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, hal. 11.



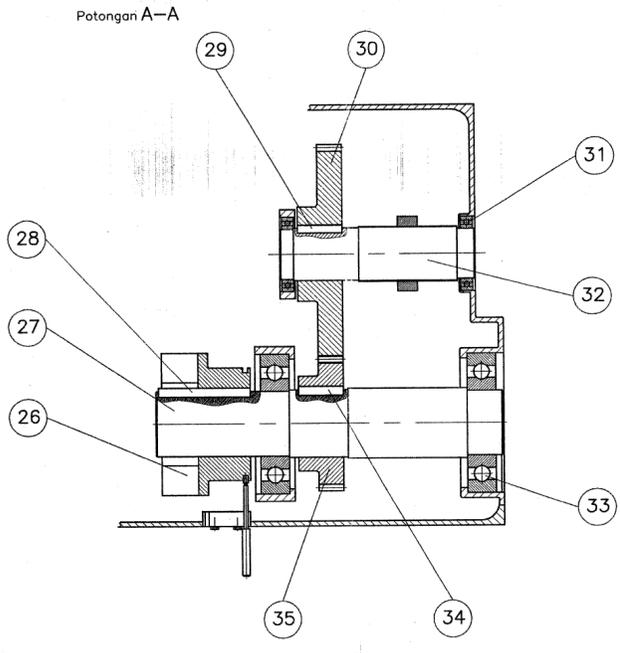
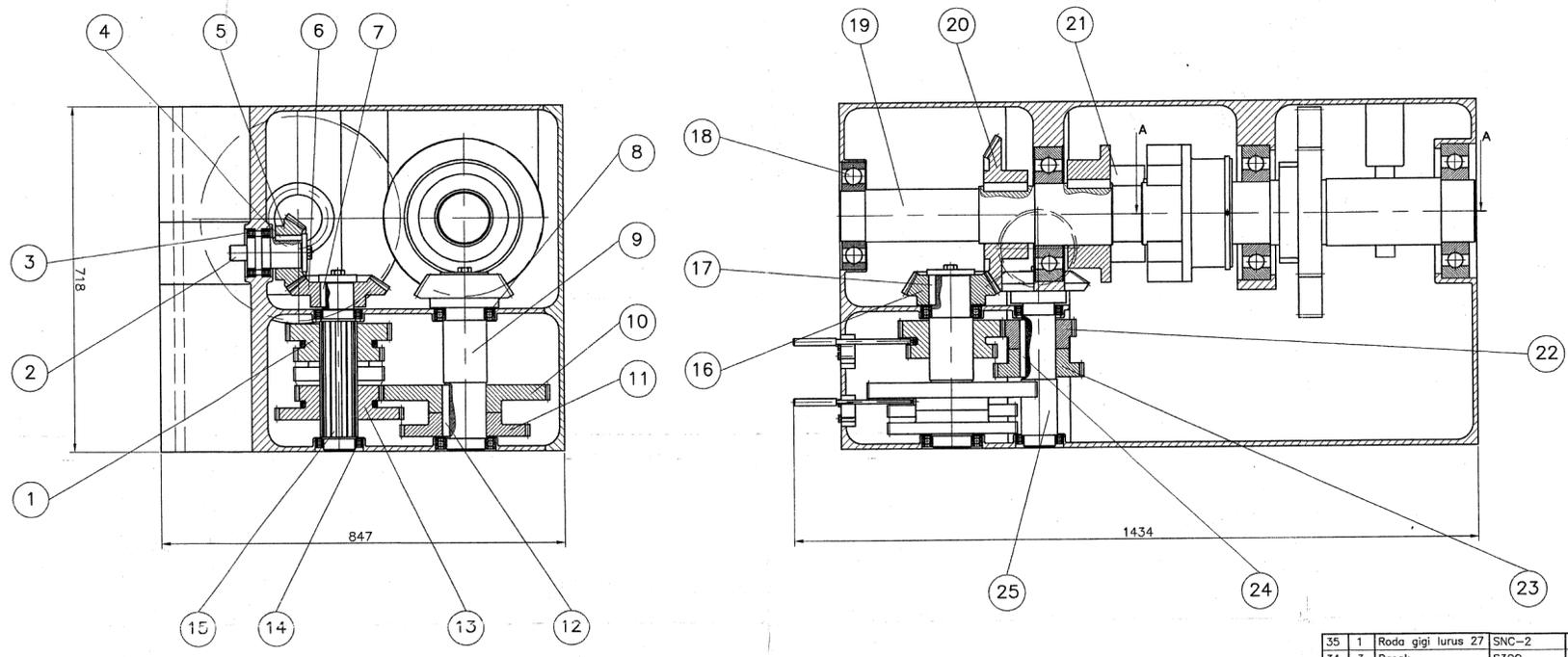
7	1	Mata	W6		
6	*	Motor listrik	110 M		Dibel
5	1	Puli 2	FC 20		
4	1	Sabuk-V	A-1041mm		Dibel
3	1	16/2	FC 20		
2	1	Speed gear/bv	FC 30		
1	1	Feed gear/bv	FC 30		
No. Jml	Nama	Bahan	Normalisasi	Keterangan	
<p>  Skala: 1:1  D: D No. Dokumen: 161001 No. Revisi: 01 Tanggal: 16/01/2018 Nama: [unreadable] PT - USD </p>					
Mesin Frais Vertikal					A0



No.	Jml.	Nama	Bahan	Normalisasi	Keterangan
36	1	Roda gigi lurus 11	SNC-1		
35	1	Roda gigi lurus 8	S45C		
34	1	Pasak	S30C		
33	1	Roda gigi lurus 10	S45C		
32	1	Roda gigi lurus 14	SNC-2		
31	2	Pasak	S30C		
30	1	R.G. kerucut 1	S15CK		
29	1	Roda gigi lurus 13	SNC-1		
28	1	Poros 5	S35C		
27	1	Pasak	S30C		
26	1	Poros 4	S35C		
25	1	Roda gigi lurus 12	SNC-2		
24	1	Roda gigi lurus 15	SNC-1		
23	1	Poros 6	S50C		
22	2	Pasak	S30C		
21	1	R.G. kerucut 2	S45C		
20	4	Bantalan		6009	Dibeli
19	1	Roda gigi lurus	SNC-2		
18	1	Roda gigi lurus 5	SNC-2		
17	1	Roda gigi lurus 3	SNC-2		
16	1	Pasak	S30C		
15	1	Roda gigi lurus 1	SNC-2		
14	1	Pasak	S30C		
13	1	Poros 1	S35C		
12	4	Bantalan		6008	Dibeli
11	1	Poros 2	S35C		
10	1	Roda gigi lurus	S45C		
9	4	Bantalan		6010	Dibeli
8	1	Poros 3	S35C		
7	1	Poros 7	S35C		
6	1	Roda gigi lurus 17	SNC-2		
5	1	Poros 8	S35C		
4	6	Bantalan		6011	Dibeli
3	5	Pasak	S30C		
2	1	Poros 9	S35C		
1	2	Roda gigi lurus 18	SNC-1		

Skala : 1 : 5 Digambar : Heru Widodo Keterangan :
 Satuan : mm NIM : 99 5214 162
 Tanggal : 10/10/03 Diperiksa : Ir. Rines, M.T.

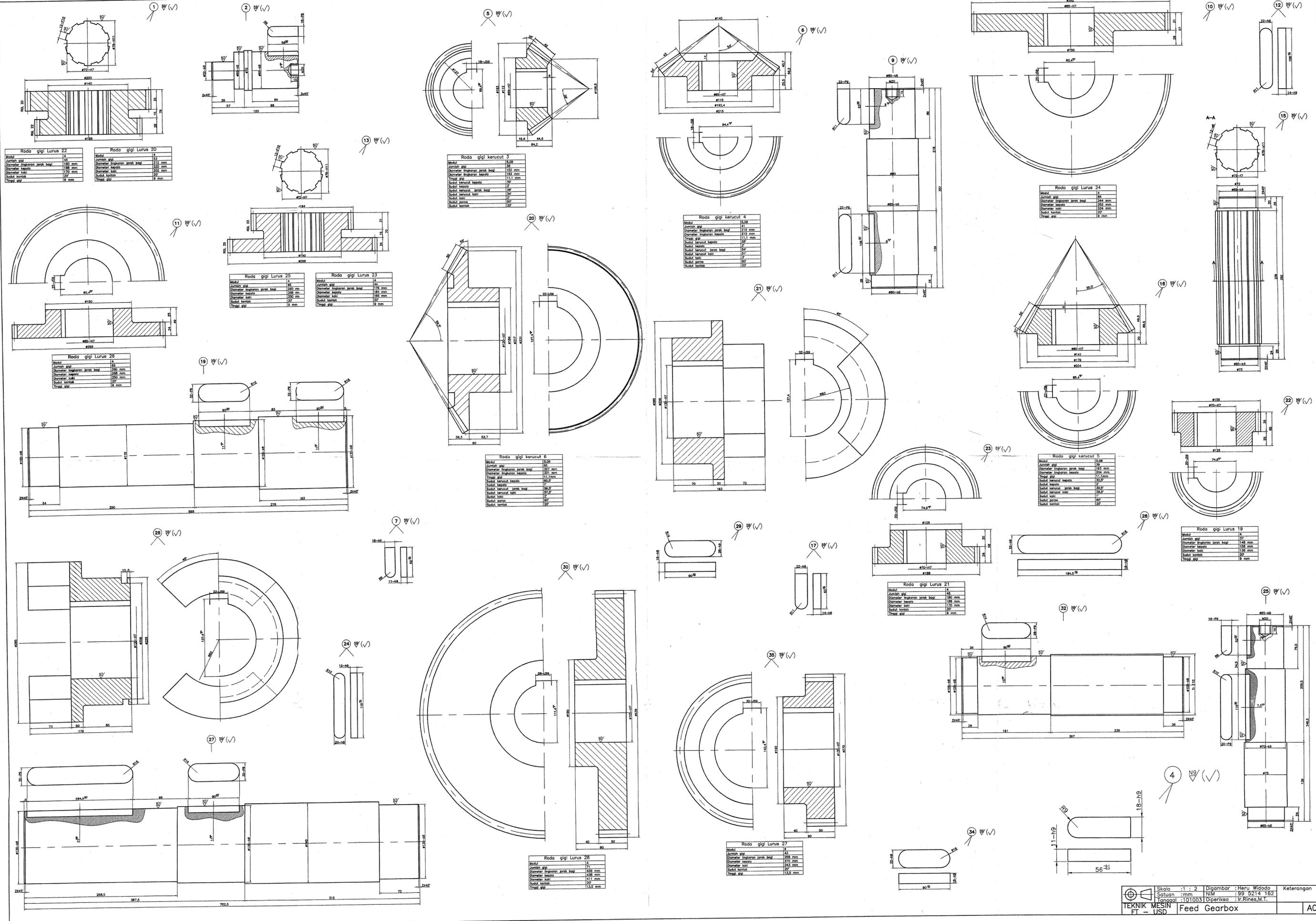
TEKNIK MESIN Speed Gearbox FT - USD



No.	Jml.	Nama	Bahan	Normalisasi	Keterangan
35	1	Roda gigi lurus 27	SNC-2		
34	3	Pasak	S30C		
33	3	Bantalan		6326	Dibeli
32	1	Poros 16	S35C		
31	2	Bantalan		6020	Dibeli
30	1	Roda gigi lurus 28	SNC-1		
29	1	Pasak	S30C		
28	1	Pasak	S30C		
27	1	Poros 15	S40C		
26	1	Kopling cakar (R)	S45C		
25	1	Poros 11	S35C		
24	1	Pasak	S30C		
23	1	Roda gigi lurus 21	SNC-2		
22	1	Roda gigi lurus 19	SNC-2		
21	1	Kopling cakar (L)	S45C		
20	1	R.G. kerucut 6	SNC-22		
19	1	Poros 14	S35C		
18	2	Bantalan		6321	Dibeli
17	1	Pasak	S30C		
16	1	R.G. kerucut 5	SNC-22		
15	1	Poros 12	S35C		
14	2	Bantalan		6011	Dibeli
13	1	Roda gigi lurus	SNC-2		
12	1	Pasak	S30C		
11	1	Roda gigi lurus 26	S45C		
10	1	Roda gigi lurus 24	SNC-1		
9	1	Poros 13	S35C		
8	2	Bantalan		6016	Dibeli
7	1	Pasak	S30C		
6	1	R.G. Kerucut 4	SNC-2		
5	1	R.G. Kerucut 3	S15CK		
4	1	Pasak	S30C		
3	4	Bantalan		6013	
2	1	Poros 10	S35C		
1	1	Roda gigi lurus	SNC-1		

Skala : 1 : 5 Digambar : Heru Widodo Keterangan :
 Satuan : mm NIM : 99 5214 162
 Tanggal : 10/10/03 Diperiksa : Ir. Rines, M.T.

TEKNIK MESIN Feed Gearbox FT - USD



Roda gigi Lurus 22

Modul	4
Jumlah gigi	22
Diameter Ingkaran Jarak bagi	130 mm
Diameter Ingkaran	150 mm
Diameter Lapis	170 mm
Diameter Tali	200 mm
Bukit Lantai	27
Tinggi gigi	8 mm

Roda gigi Lurus 20

Modul	4
Jumlah gigi	20
Diameter Ingkaran Jarak bagi	110 mm
Diameter Ingkaran	130 mm
Diameter Lapis	150 mm
Diameter Tali	180 mm
Bukit Lantai	27
Tinggi gigi	8 mm

Roda gigi kerucut 3

Modul	5,08
Jumlah gigi	36
Diameter Ingkaran Jarak bagi	183 mm
Diameter Ingkaran	183 mm
Tinggi gigi	13,1 mm
Bukit Lantai	30
Bukit Lapis	30
Bukit Lantai Jarak bagi	30
Bukit Lantai Tali	30
Bukit Tali	30
Bukit Lantai	30
Bukit Lantai	30

Roda gigi kerucut 4

Modul	5,08
Jumlah gigi	41
Diameter Ingkaran Jarak bagi	210 mm
Diameter Ingkaran	210 mm
Tinggi gigi	13,1 mm
Bukit Lantai	30
Bukit Lapis	30
Bukit Lantai Jarak bagi	30
Bukit Lantai Tali	30
Bukit Tali	30
Bukit Lantai	30
Bukit Lantai	30

Roda gigi Lurus 24

Modul	4
Jumlah gigi	24
Diameter Ingkaran Jarak bagi	120 mm
Diameter Ingkaran	140 mm
Diameter Lapis	160 mm
Diameter Tali	190 mm
Bukit Lantai	27
Tinggi gigi	8 mm

Roda gigi Lurus 25

Modul	4
Jumlah gigi	25
Diameter Ingkaran Jarak bagi	150 mm
Diameter Ingkaran	170 mm
Diameter Lapis	190 mm
Diameter Tali	220 mm
Bukit Lantai	27
Tinggi gigi	8 mm

Roda gigi Lurus 23

Modul	4
Jumlah gigi	23
Diameter Ingkaran Jarak bagi	110 mm
Diameter Ingkaran	130 mm
Diameter Lapis	150 mm
Diameter Tali	180 mm
Bukit Lantai	27
Tinggi gigi	8 mm

Roda gigi kerucut 6

Modul	5,08
Jumlah gigi	61
Diameter Ingkaran Jarak bagi	307 mm
Diameter Ingkaran	307 mm
Tinggi gigi	13,1 mm
Bukit Lantai	30
Bukit Lapis	30
Bukit Lantai Jarak bagi	30
Bukit Lantai Tali	30
Bukit Tali	30
Bukit Lantai	30
Bukit Lantai	30

Roda gigi kerucut 5

Modul	5,08
Jumlah gigi	38
Diameter Ingkaran Jarak bagi	193 mm
Diameter Ingkaran	193 mm
Tinggi gigi	13,1 mm
Bukit Lantai	30
Bukit Lapis	30
Bukit Lantai Jarak bagi	30
Bukit Lantai Tali	30
Bukit Tali	30
Bukit Lantai	30
Bukit Lantai	30

Roda gigi Lurus 19

Modul	4
Jumlah gigi	19
Diameter Ingkaran Jarak bagi	140 mm
Diameter Ingkaran	160 mm
Diameter Lapis	180 mm
Diameter Tali	210 mm
Bukit Lantai	27
Tinggi gigi	8 mm

Roda gigi Lurus 21

Modul	4
Jumlah gigi	21
Diameter Ingkaran Jarak bagi	150 mm
Diameter Ingkaran	170 mm
Diameter Lapis	190 mm
Diameter Tali	220 mm
Bukit Lantai	27
Tinggi gigi	8 mm

Roda gigi Lurus 27

Modul	4
Jumlah gigi	27
Diameter Ingkaran Jarak bagi	180 mm
Diameter Ingkaran	200 mm
Diameter Lapis	220 mm
Diameter Tali	250 mm
Bukit Lantai	27
Tinggi gigi	8 mm

Roda gigi Lurus 28

Modul	4
Jumlah gigi	28
Diameter Ingkaran Jarak bagi	190 mm
Diameter Ingkaran	210 mm
Diameter Lapis	230 mm
Diameter Tali	260 mm
Bukit Lantai	27
Tinggi gigi	8 mm

