

# **Dozer Shovel Transmission System**

## **TUGAS AKHIR**

Untuk memenuhi sebagian persyaratan  
mencapai derajat sarjana S-1

**Program Studi Teknik Mesin  
Jurusan Teknik Mesin**



Diajukan oleh :

**Vincentius Uhidarma Krisdianto**  
**995214033**

Kepada

**FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS SANATA DHARMA  
YOGYAKARTA**

**2005**

# Tugas Akhir

## Dozer Shovel Transmission System

Yang dipersiapkan dan disusun oleh

Nama : Vincentius Udhidarma Krisdianto  
NIM : 995214033

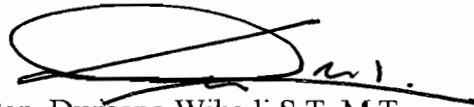
Telah dipertahankan di depan dewan penguji  
pada tanggal 8 Januari 2005  
Susunan dewan penguji

Pembimbing utama



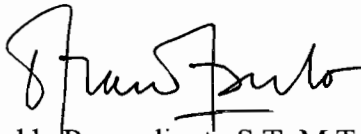
Budi Sugiharto S.T.,M.T.

Dewan penguji



1. Ben. Dwiseno Wihadi S.T.,M.T.

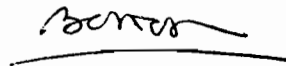
Pembimbing kedua



D. Doddy Purwadianto S.T.,M.T.



2. IG. Ketut Puja S.T.,M.T.



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

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

Yogyakarta, 8 Januari 2005

Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma

Yogyakarta

Dekan



Ir. Greg. Heliarko, S.J., S.S., B.ST., MA., M.SC.

## **PERNYATAAN KEASLIAN KARYA**

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

Yogyakarta, 20 Desember 2004

(Vincentius Udhidarma Krisdianto)

*Janganlah kamu mengatakan  
tidak mungkin,  
Sebelum kamu berusaha  
semaksimal mungkin.*

## KATA PENGANTAR

Terima kasih kepada Tuhan Yang Maha Esa atas segala sesuatu yang telah dianugerahkan-Nya, sehingga penyusun dapat mengatasi segala permasalahan, godaan sehingga bisa menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul **“Dozer Shovel Transmission System”** meskipun masih banyak kekurangan yang belum bisa terlaksana.

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

1. Bapak Ir. Greg. Heliarko, S.J., Ss., B.ST., MA., M.Sc. selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.
2. Bapak Ir. Yosef Agung Cahyanta, M.T. selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.
3. Bapak Budi Sugiharto, S.T.,M.T. selaku Dosen Pembimbing Akademik dan sebagai Dosen Pembimbing Tugas Akhir yang dengan sabar memberi bimbingan dalam mengatasi permasalahan
4. Bapak D. Doddy Purwadianto, S.T.,M.T. selaku Dosen Pembimbing Tugas Akhir yang telah membantu dalam menyelesaikan tugas ini.
5. Bapak Hendro Garady yang telah membantu dalam mendapatkan data-data di Trakindo, Jakarta.
6. Bapak Hendro Tjahyono yang telah membantu dalam memberikan kesempatan untuk melakukan penelitian dan mendapatkan data-data di United Tractor, Jakarta.
7. Segenap karyawan United Tractor Semarang yang membantu memberikan data-data dozer shovel.
8. Segenap dosen jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma.
9. Seluruh petugas sekretariat Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.

10. Bapak, Ibu, kakak dan keponakan yang lucu Tito. Tugas akhir ini tidak akan pernah ada dan tidak akan selesai tanpa dorongan semangat dan bantuan mereka.
11. Adindaku yang tak kunjung kutemui hingga saat ini memberikan penantian dan kayalan.
12. Teman-teman seperjuangan Mateus, Teguh, Doyok, Otong, Gendut, Ardo.
13. Teman-teman kost Sofyan, Agus, Guntur, Ndaru, Febri, Sadha, Titus, Budi, Samiun yang selalu memberikan keceriaan dikala bimbang dan bingung.

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

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

Yogyakarta, 20 Desember 2004

**Vincentius Udhidarma Krisdianto**

## INTISARI

Dozer shovel dengan kapasitas 200 hp pada perancangan ini dioperasikan pada areal tanah berpasir dengan kemampuan berjalan menanjak hingga 30°. Dozer shovel ini menggunakan *torque converter* yang meliputi tiga bagian utama yaitu pompa (impeller), turbin, stator. Sedangkan penghubung antara torque converter dengan *torqflow* sistem menggunakan universal joint.

Dalam sistem gearboxnya atau *torqflow system* menggunakan planetari sistem karena secara fisik lebih sederhana dan mampu menghasilkan putaran output yang tinggi. Pada transmisi ini mempunyai tiga kecepatan maju dan tiga kecepatan mundur yang diteruskan pada final drive.

Final drive merupakan penggerak akhir yang menggerakkan sprocket dan track sebagai penggerak kendaraan.

## ABSTRACT

Dozer Shovel with the capacities 200 hp at this scheme is operated in sand areal with ability operational till 30°. This Dozer Shovel use the *torque converter* covering which have three bodywork that is pump (impeller), turbine, stator. While link between *torque converter* by *torqflow system* use *universal joint*.

In system of gearbox or *torqflow system* use the *planetary system*, it cause in physical more simple and can yield the high rotation output. At this transmission have three ahead speed and three backward speed continued at final drive

Final Drive represent the final activator moving sprocket and track as vehicle activator.



## DAFTAR ISI



<b>HALAMAN JUDUL</b> .....	i
<b>HALAMAN PENGESAHAN</b> .....	ii
<b>PERNYATAAN KEASLIAN KARYA</b> .....	iii
<b>HALAMAN PERSEMBAHAN</b> .....	iv
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	v
<b>INTISARI</b> .....	vii
<b>ABSTRACT</b> .....	viii
<b>DAFTAR ISI</b> .....	ix
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	xiii
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	xv
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	1
1.1 Pengelompokan alat berat .....	1
2.1.1. Tractor.....	1
2.1.2. Exavator.....	3
1.2 Dozer Shovel.....	5
1.3 Pembatasan masalah.....	7
<b>BAB II PEMILIHAN MESIN DIESEL</b> .....	7
2.1 Pemilihan Engine.....	7
2.2 Perancangan mesin diesel.....	10
2.2.1 Perhitungan traksi .....	10
2.2.2 Perhitungan tenaga pompa.....	13
<b>BAB III TORQUE CONVERTER</b> .....	15
3.1 Elemen Torque Converter .....	15
3.2 Prinsip Kerja Torque Converter.....	16
3.3 Pengaruh Aliran Minyak Pada Elemen.....	18
3.4 Effisiensi.....	22
3.5 Free Wheel.....	24

3.6	Fungsi Torque Converter.....	26
3.7	Perancangan Torque Converter.....	26
	3.7.1. Diameter Minimal Poros Turbin.....	31
	3.7.2. Diameter Hub.....	33
	3.7.3. Diameter Mata Impeller.....	34
	3.7.4. Segitiga Kecepatan Impeller.....	35
	3.7.5. Kecepatan Tangensial.....	35
	3.7.6. Kecepatan radial minyak.....	36
	3.7.7. Perancangan poros.....	42
	3.7.8. Perhitungan baut pengikat.....	46
3.8	Perancangan Universal Joint.....	51
	3.8.1. Perhitungan poros silang.....	52
	3.8.2. Perhitungan kekuatan pasak.....	53
	3.8.3. Perancangan spline pada universal joint.....	54
	3.8.4. Baut pengikat poros.....	56
<b>BAB IV</b>	<b>TORQFLOW TRANSMISSION.....</b>	<b>57</b>
4.1	Prinsip kerja.....	60
4.2	Perencanaan transmisi .....	62
4.3	Cara kerja.....	64
	4.3.1 Kecepatan maju tingkat I.....	64
	4.3.2 Kecepatan maju tingkat II.....	64
	4.3.3 Kecepatan maju tingkat III.....	64
	4.3.4. Kecepatan mundur tingkat I.....	65
	4.3.5. Kecepatan mundur tingkat II.....	65
	4.3.6. Kecepatan mundur tingkat III.....	66
4.4	Perbandingan reduksi.....	66
4.5	Dimensi roda gigi transmisi.....	74
	4.5.1. Bahan roda gigi.....	76
	4.5.2. Beban lentur gigi.....	76
	4.5.3. Beban permukaan gigi.....	78
4.6	Perhitungan kopling gesek.....	79

4.6.1. Ukuran disc dan plate.....	80
4.6.2. Pemilihan pegas.....	87
4.7 Perhitungan poros transmisi.....	89
4.7.1. Poros input.....	89
4.7.2. Poros output.....	91
4.7.3. Poros carrier I.....	95
4.7.4. Poros carrier II.....	96
4.7.5. Poros carrier III.....	98
4.7.6. Poros carrier IV.....	100
4.8 Perencanaan spline.....	101
4.8.1. Spline pengikat universal joint dengan poros output.....	103
4.8.2. Spline pengikat poros input dengan sun gear.....	103
4.8.3. Spline pengikat poros output dengan sun gear.....	103
4.9 Perencanaan bantalan.....	104
4.9.1. Bantalan poros output.....	104
4.10 Perancangan roda gigi kerucut.....	105
4.11 Perancangan poros.....	114
4.11.1. Perancangan poros pinion dan korona.....	114
4.11.2. Perancangan spline.....	128
4.11.3. Perancangan baut korona.....	130
4.12 Steering clutch dan break.....	130
4.12.1. Perhitungan steering clutch.....	131
4.12.2. Perhitungan pegas.....	132
4.12.3. Perancangan steering break.....	134
4.12.4. Pemeriksaan paku keling.....	136
4.13 Perancangan Pompa Hidrolik Penggerak Kopling.....	137
4.13.1. Pengertian pompa hidrolik.....	137
<b>BAB V FINAL DRIVE.....</b>	<b>141</b>
5.1 Dimensi roda gigi final drive.....	142
5.2 Bahan roda gigi.....	143

5.3	Beban lentur.....	143
5.4	Beban permukaan gigi.....	145
5.5	Perancangan poros.....	146
	5.5.1. Poros pertama.....	147
	5.5.2. Poros kedua.....	150
5.6	Perencanaan baut.....	154
5.7	Perencanaan bantalan.....	156
	5.7.1. Bantalan pertama.....	156
5.8	Undercarriage.....	157
<b>BAB VI</b>	<b>PELUMASAN DAN SISTEM HIDROLIS.....</b>	<b>159</b>
6.1	Pemilihan fluida hidrolis.....	160
6.2	Perencanaan hose.....	160
6.3	Reservoir.....	161
6.4	Strainer .....	162
6.5	Pemilihan seal.....	164
6.6	Macam sistem hidrolis.....	164
	6.6.1. Torqflow hydraulic control.....	165
	6.6.2. Torqflow transmission control valve.....	168
	6.6.3. Torque converter hydraulic control.....	169
6.7	Blade hydraulic control.....	171
6.8	Pelumasan transmisi.....	174
<b>BAB VII</b>	<b>KESIMPULAN DAN PENUTUP.....</b>	<b>180</b>
	<b>DAFTAR PUSTAKA</b>	
	<b>LAMPIRAN</b>	

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Grafik drawbar Pull.....	12
Gambar 3.1	Elemen Torque Converter.....	15
Gambar 3.2	Prinsip kerja torque converter.....	17
Gambar 3.3	Free wheel stator.....	18
Gambar 3.4	Aliran oli tahap pertama.....	19
Gambar 3.5	Aliran oli tahap kedua.....	20
Gambar 3.6	Aliran oli tahap ketiga.....	20
Gambar 3.7	Aliran oli tahap keempat.....	21
Gambar 3.8	Grafik Fungsi power, Effisien dan speed turbin.....	23
Gambar 3.9	Grafik speed ratio terhadap torque converter.....	24
Gambar 3.10	Free wheel roller type.....	25
Gamb. 3.11a	Konstruksi sprag.....	25
Gamb 3.11b	Free wheel sprag type.....	25
Gambar 3.12	Torque-slip curve of hydraulic coupling.....	29
Gambar 3.13	Characteristic of a konvensional three-element converter...	30
Gambar 3.14	Grafik jumlah sudu jalan untuk pompa sentrifugal.....	34
Gambar 3.15	Diagram kecepatan sudu masuk.....	37
Gambar 3.16	Diagram kecepatan sudu keluar.....	37
Gambar 3.17	Universal joint.....	51
Gambar 4.1	Roda gigi planit.....	60
Gambar 4.2	Single planetarian gear.....	61
Gambar 4.3	Double planetarian gear.....	62
Gambar 4.4	Skema transmisi roda gigi planet.....	63
Gambar 4.5	Gaya pada roda gigi.....	76
Gambar 4.6	Poros input.....	90
Gambar 4.7	Pembebanan poros.....	92
Gambar 4.8	Reaksi gaya radial.....	116

Gambar 4.9	Reaksi gaya aksial.....	117
Gambar 4.10	Reaksi gaya aksial.....	122
Gambar 4.11	Bending momen diagram.....	123
Gambar 4.12	Reaksi gaya radial.....	124
Gambar 4.13	Bending momen diagram.....	125
Gambar 4.14	Grafik fungsi lendutan dan beban.....	133
Gambar 4.15	Bentuk dan konstruksi dasar dari gear pump flow.....	138
Gambar 5.1	Skema final drive.....	141
Gambar 5.2	Gaya pada roda gigi.....	144
Gambar 5.3	Gaya reaksi dan Bending momen diagram.....	147
Gambar 5.4	SFD dan BMD .....	151
Gambar 5.5	Undercarriage.....	158
Gambar 6.1	Tanki hidraulik.....	162
Gambar 6.2	Hydraulic oil filter.....	163
Gambar 6.3	Kontrol hidraulic torqflow.....	166
Gambar 6.4	Skema kontrol hidrolis.....	169
Gambar 6.5	Posisi blade diam.....	172
Gambar 6.6	Posisi lower raise.....	172
Gambar 6.7	Posisi blade dump hold.....	173
Gambar 6.8	Posisi blade raise hold.....	173
Gambar 6.9	Blade pada posisi tilt hold.....	174
Gambar 6.10	Viskositas dinamis basis pelumas diagram.....	179

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Hasil perhitungan daya pompa.....	14
Tabel 2.2	Spesifikasi mesin.....	14
Tabel 3.1	Baja dan paduan poros.....	32
Tabel 4.2	Hasil perhitungan kecepatan dan ratio.....	74
Tabel 4.3	Hasil perhitungan roda gigi.....	75
Tabel 4.4	Hasil perhitungan gaya pada roda gigi.....	78
Tabel 4.5	Penghitungan syarat batas beban permukaan.....	79
Tabel 4.6	Penentuan dimensi rem.....	135
Tabel 4.7	Koefisien gesek dan tekanan rem.....	136
Tabel 4.8	Pembagian sistem fluida pada Dozer Shovel.....	139
Tabel 4.9	Hasil perhitungan sistem fluida.....	139
Tabel 5.1	Hasil perhitungan roda gigi.....	143
Tabel 5.2	Hasil perhitungan roda gigi terhadap beban lentur.....	145
Tabel 5.3	Hasil perhitungan syarat batas pembebanan.....	146
Tabel 5.4	Dimensi bantalan.....	157
Tabel 6.1	Pemilihan pelumas dan cara pelumas.....	175
Tabel 6.2	Pemilihan viskositas kinematik pada suhu 40 <sup>0</sup> C.....	178

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

Di beberapa areal atau lahan yang masih kosong tentunya akan lebih mudah bila dikerjakan dengan bantuan peralatan berat. Industri-industri peralatan berat seperti Komatsu, Caterpillar, Mitshubishi dan beberapa industri besar yang lain memproduksi bermacam-macam peralatan berat sesuai fungsi dan medan yang akan dikerjakan. Dalam pengerjaan tanah, jalan, pembukaan lahan baru ataupun konstruksi banyak dipakai alat-alat berat untuk mempermudah pengerjaan. Untuk pengerjaan perlu diperhatikan karakteristik masing - masing alat yang akan dipakai dan areal yang akan dikerjakan.

### **1.1. Pengelompokan Alat Berat.**

Berdasarkan penggerak utama alat berat dibagi menjadi dua kelompok, yaitu *tractor* dan *excavator*. (Ir. Rochmanhadi, 1992, halaman 20)

#### **1.1.1. Tractor**

*Tractor* adalah kendaraan penggerak yang dapat bergerak maju dan mundur tanpa dapat berotasi yang dilengkapi dengan roda gigi dan ban karet atau rantai. Kendaraan ini mempunyai daya yang besar dan dapat menarik benda yang berat. Dalam peralatan berat *tractor* biasanya digunakan sebagai penggerak utama.



*Tractor* sebagai penggerak utama, meliputi :

a. Bulldozer

Alat yang menggunakan tractor sebagai penggerak utama. Bulldozer adalah nama dari salah satu jenis dari *dozer* yang mempunyai kemampuan mendorong atau menggosur kedepan. Dengan dikembangkannya bulldozer kini bulldozer tidak hanya menggosur atau mendorong saja tetapi juga bisa memuat dan mengangkat material dan ini lebih dikenal dengan *dozer shovel*.

b. Ripper

Alat yang digunakan pada areal tanah yang keras yang tujuan utamanya adalah membajak atau menggemburkan tanah. Alat ini pada hakekatnya sebuah bajak yang gigi – giginya terbuat dari baja yang keras, sehingga kepadanya diberikan tekanan yang cukup besar untuk lebih menekannya masuk ke dalam tanah.

c. Scrapper

Alat yang berfungsi sebagai pemuat juga mengangkut material tetapi sekaligus bisa membongkar material yang lepas (*loose material*). Pada scrapper mempunyai bagian yang paling utama yaitu *bow* (mangkok) yang berfungsi sebagai pemuat, pengangkut dan pembongkar.

d. Motor grader

Alat yang digunakan untuk perataan tanah dan juga untuk membentuk permukaan yang dikehendaki. Hal ini bisa dilaksanakan sebab *blade* dari grader (juga disebut *mold board*) dapat diatur sedemikian rupa.

e. Loader

Alat pemuat material kepada *dump truck* dan sebagainya dengan tractor sebagai penggerak utamanya.

### 1.1.2. Excavator

*Excavator* merupakan penggerak dalam peralatan berat yang dapat bergerak maju dan mundur namun juga mempunyai bagian yang dapat berotasi terhadap dirinya sendiri. Disini *excavator* mempunyai kelebihan bila dibandingkan dengan *tractor* yaitu bisa berputar atau berotasi terhadap dirinya.

Bagian – bagian dari *exavator* :

1. Bagian atas revolving unit (bisa berputar).
2. Bagian bawah travel unit (untuk berjalan).
3. Bagian attachment yang dapat diganti.

*Excavator* sebagai penggerak utama, meliputi :

a. Backhoe

Alat pengeduk yang letak penggaliannya dibawah kedudukan dari *backhoe* itu sendiri.

b. Shovel

Alat pengeduk ke arah depan yang sangat baik dipergunakan sebagai alat penggali dan sebagai alat pemuat, tanpa memerlukan alat bantuan lain untuk keperluan pemuatan tersebut. *Shovel* banyak sekali digunakan terutama untuk penggalian tebing yang letaknya lebih tinggi daripada kedudukan alat itu.

c. Dragline

Salah satu *excavator* yang dilengkapi *boom crane* dan *drag bucket*. Jangkauan *dragline* lebih besar daripada jenis *shovel*, tetapi dalam tenaga penggali lebih kecil, mengingat *dragline* mempunyai tenaga penggali (*digging power*) hanya dengan mengandalkan kekuatan, daripada berat sendiri *digging bucket*.

d. Clam shell

Alat pengeruk penjepit yang menyerupai *drag line*. Namun pada bagian *drag bucket*nya diganti dengan *clamshell* yang mampu mengeruk dan menjepit material. Alat ini bekerja dengan menjatuhkan *bucket* secara vertikal dan mengangkat *bucket* secara vertikal pula, dan dengan *swing* sebagaimana pada *excavator* membongkar material ke tempat yang dikehendaki.

e. Skidder

Sebagai alat pengangkat kayu, yang dilengkapi dengan penjepit yang berukuran besar. *Skidder* ini biasanya digunakan untuk mengangkat kayu yang akan diangkut atau dipindahkan dari satu tempat ke tempat lain.

f. Crane

Sebagai alat pengangkat atau pemindah barang. *Crane* ini dilengkapi dengan tali – tali dari baja seperti *dragline* namun disini hanya bisa mengangkat dan memindahkan tanpa bisa menggali.

## 1.2. Dozer Shovel.

Dari beberapa tipe dan klasifikasi diatas perancang ingin merancang *dozer shovel* yang merupakan pengembangan dari *bulldozer* karena pada beberapa areal atau medan peralatan berat yang mampu menggusur dan memuat dengan media penggerak tractor seperti dozer sangat dibutuhkan. Pada tulisan ini *dozer shovel* yang dirancang mampu bekerja pada tanah berpasir. Sedangkan tipe yang dipilih adalah tipe yang setara dengan D75S-5 karena diinginkan kapasitas bucket yang relatif besar. Kendaraan tersebut harus mempunyai daya yang cukup besar dengan disertai roda yang berupa *track type* dikarenakan kondisi medan adalah tanah berpasir yang merupakan areal yang lunak dan mudah untuk slip.

Telah kita ketahui bahwa *Dozer Shovel* setara tipe D75S-5 adalah salah satu alat berat dengan penggerak utama *tractor*, *dozer shovel* ini mempunyai fungsi antara lain :

1. Pembersih medan dan kayu, tonggak-tonggak pohon dan batu-batuan.
2. Sebagai alat perintis pembukaan jalan pada areal baru.
3. Sebagai alat pemindah tanah dalam jarak pendek.
4. Sebagai penarik *scraper*.
5. Sebagai penghampar tanah isian.
6. Sebagai pemelihara jalan kerja.

Dozer Shovel setara tipe D75S-5 (Shop Manual Book Komatsu) ini mempunyai spesifikasi sebagai berikut :

Daya	: 200 / 149	HP / kW
Berat operasi	: 21220	kg
Performance		
▪ Kapasitas bucket	: 2,2	m <sup>3</sup>
▪ Max. Loading capacity:	43,1	KN
▪ Min. Turning Radius	: 2,8	m
▪ Gradeability	: 30	deg
▪ Stability	: front	33 deg
	Rear	35 deg
	L.H dan R.H	27 deg
▪ Kecepatan transmisi	: maju gigi 1	0 – 3,3
	gigi 2	0 – 5,8
	gigi 3	0 – 9,6
	mundur gigi 1	0 – 4,3
	gigi 2	0 – 7,5
	gigi 3	0 – 12,1
▪ Tekanan bawah	: 82,37 / 0,84	kpa / Kg/cm <sup>2</sup>

#### Dimensi

- Panjang (dengan bucket) : 6.200 mm
- Lebar : 2.500 mm (badan traktor)  
2.500 mm (dengan bucket)

▪ Tinggi	: 3.310 mm (sampai cerobong gas buang)
	2.640 mm (kap)
	5.605 mm (kondisi bucket diangkat)
Track gauge	: 1.950 mm
Length of track on ground	: 2.735 mm
Track shoe width (standart)	: 460 mm
Minimum Ground Clearance	: 390 mm

### 1.3. Pembatasan Masalah.

Perancangan yang akan dikerjakan perancang meliputi :

1. Pemilihan Mesin Diesel.
2. Torque Converter.
3. Torqflow Transmission.
4. Final Drive.

## BAB II

### PEMILIHAN MESIN DIESEL

#### 2.1. Pemilihan Engine.

Dalam *Combustion Engine* terdapat dua buah macam tipe mesin yaitu mesin bensin dan mesin diesel. Kedua mesin tersebut memiliki prinsip kerja dan unjuk kerja yang berbeda. Mesin bensin dengan kompresi rasio rendah, pembakaran dibantu dengan percikan bunga api yang disebut *spark ignition engine*, sedangkan mesin diesel sering disebut *compression ignition engine* karena penyalaan bahan bakar tidak menggunakan percikan bunga api melainkan dengan memanfaatkan suhu tinggi yang diperoleh akibat udara ditekan pada perbandingan kompresi tinggi. Untuk mesin-mesin dengan daya output besar akan lebih efisien apabila menggunakan mesin diesel, hal ini disebabkan karena besar kecil daya output yang diinginkan akan tergantung pada banyak sedikitnya suplai bahan bakar saja.

Dengan demikian dapat diambil keputusan bahwa mesin penggerak peralatan berat sebaiknya dipilih mesin diesel sesuai kebutuhan tenaga dan kondisi kerjanya. Dalam perancangan *dozer shovel* ini, pemilihan mesin diesel haruslah tepat. Kita harus mengetahui dahulu berat total yang terjadi pada peralatan. Pembebanan ini terjadi karena berat kendaraan itu sendiri, kapasitas tanki yang menampung bahan bakar, juga kapasitas oli yang digunakan untuk memompa pada sistim penggerak buketnya dan juga kapasitas total dari muatan

buketnya. Selain hal tersebut ada faktor-faktor yang mempengaruhi penggunaan *power* dari *engine*, yaitu *rolling resistance*, *grade resistance* dan faktor yang lain.

*Power* dari *engine* dibutuhkan untuk memenuhi kebutuhan tenaga dari :

1. Tenaga traksi yaitu tenaga yang dipergunakan untuk menjalankan kendaraan (*travelling*).
2. Tenaga untuk *steering pump*.
3. Tenaga untuk *transmission pump*.
4. Tenaga untuk kebutuhan lain.

Sedangkan proses penyaluran tenaga dari *engine* sampai roda penggerak menggunakan sistem *power train*. Dalam perancangan ini, *dozer shovel* dirancang dengan sistem *power train front engine rear drive type*. Pemilihan ini dimaksudkan agar kendaraan tidak terlalu mengalami penurunan tenaga karena berat dari kendaraan dan *engine*. Dengan didepan pusat berat dari kendaraan tersebut berada didepan, dalam arti ketika bucket terisi material dan diangkat daya untuk berjalan tetap mampu dilaksanakan sesuai perhitungan. Apabila pemilihan dengan *engine* dibelakang tentunya akan memperberat laju kendaraan karena pusat berat menjadi di belakang, sehingga roda penggerak selain harus menggerakkan kendaraan juga mengangkat *engine* dan tentunya daya *engine* harus lebih besar.

Khusus alat berat konstruksi mesin dan perangkatnya harus mendukung kebutuhan daya dan torsi, karena mengingat fungsi dan kegunaan alat berat



yang akan cenderung membutuhkan daya dan torsi yang sangat besar. Hal ini berhubungan dengan total berat kendaraan pada saat beroperasi dan maksimum *load* dari kapasitas *bucketnya*. Kecuali hal tersebut ditambah dengan faktor-faktor lain mengenai *roll resistance* dan *grade resistance* akibat permukaan dan kedudukan tanah.

## 2.2. Perancangan Mesin Diesel.

### 2.2.1. Perhitungan Traksi

Dalam perancangan, perhitungan traksi dilakukan pada kondisi operasi terberat. Hal ini dilakukan untuk memenuhi kebutuhan *torque* maksimum pada kondisi tersebut.

Dalam perancangan ini kondisi *dozer shovel* sebagai berikut :

1. Kondisi beban berkisar 21220 kg.
2. Bekerja pada landasan tanah berpasir.
3. *Grade* 30°.

#### **Rolling resistance**

*Rolling resistance* adalah tahanan yang timbul pada roda karena beban dari kendaraan yang menimbulkan lekukan pada permukaan jalan. Pada areal yang makin lunak maka koefisien tahanan gelinding akan semakin besar. (Ir. Rochmanhadi, 1992)

$$W_r = \mu_r \times G \dots\dots\dots 2.1$$

$W_r$  = *rolling resistance* (Kg)

$\mu_r$  = koefisien *rolling resistance*

koefisien *rolling resistance* pada tanah berpasir dengan roda besi = 0,15

(tabel 2.1)

G = berat total kendaraan (kg)

Berat total kendaraan :

*Operating weight*      21220 Kg

*Blade assy*              4400 Kg +

25620 Kg

Jadi berat total kendaraan 25620 kg

sehingga  $W_r = 0,15 \times 25620$

= 3843 Kg.

### **Grade resistance**

*Grade resistance* adalah beban yang harus ditanggung oleh kendaraan akibat berjalan menanjak dengan kemiringan tertentu. Sudut kemiringan sesuai dengan persoalan mampu bekerja pada kemiringan  $30^\circ$ . (Ir. Rochmanhadi, 1992)

$$w_s = G \times \sin 30^\circ \dots\dots\dots 2.2$$

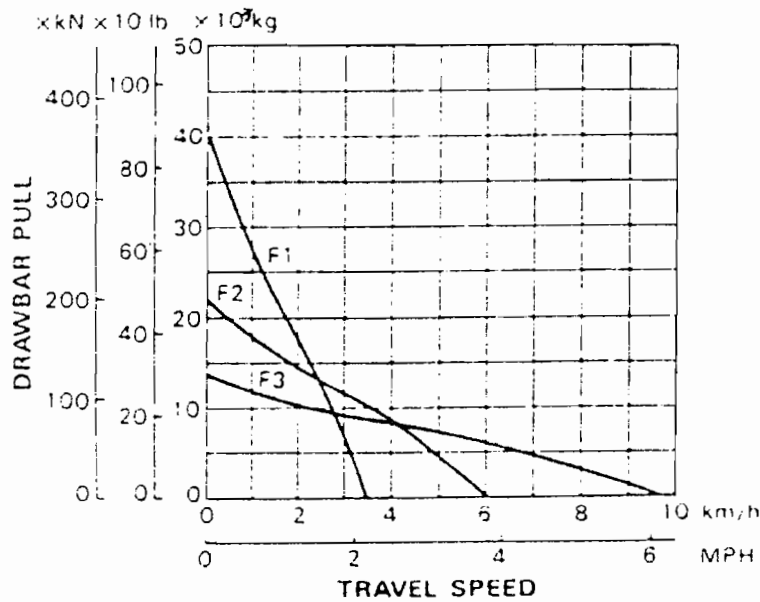
$w_s$  = *grade resistance* (Kg)

$w_s = 25620 \times \sin 30^\circ$

= 12810 Kg.

Pada kondisi terberat kendaraan dalam *travelling* dengan tingkat kecepatan I, 40.000 kg pada kondisi kendaraan hampir diam. Dengan menggunakan tabel *drawbar pull* (DBP) diperoleh beban yang dapat dikerjakan kurang lebih 0,3 km/jam dengan beban 35000 Kg.

Seperti yang terlihat pada Gambar 2.1 :



Gambar 2.1. Grafik Drawbar Pull  
(Brosur Dozer Shovel tipe D75S, Komatsu)

Maka tenaga yang dibutuhkan *engine* dapat ditentukan sebagai berikut :

$$Ne = \frac{F \times v}{273,85 \times \eta_m} \dots\dots\dots 2.3$$

Ne = tenaga engine (Hp)

F = tahanan yang harus ditanggung oleh engine (kg)

$\eta_m$  = efisiensi mekanis (0,85)

$v$  = kecepatan sprocket tingkat pertama (km/jam)

Tahanan yang harus ditanggung oleh engine (F) didapatkan dari :

$$F = W_r + W_s \dots\dots\dots 2.4$$

$$= 3843 + 12810$$

$$= 16653 \text{ kg}$$

Sehingga :

$$N_e = \frac{16653 \times 2,3}{273,85 \times 0,85}$$

$$= 164,54 \text{ Hp.}$$

### 2.2.2. Perhitungan Tenaga Pompa

Perhitungan tenaga pompa juga perlu dipertimbangkan karena untuk mengetahui total daya yang harus disediakan oleh *engine*. Meskipun secara nyata pompa tidak bekerja pada waktu yang sama pada kondisi yang maksimum. Dibawah ini, daya pompa dihitung berdasarkan debit dan tekanan kerja maksimum, sebagai berikut :

$$N_p = \frac{Q \times p}{455 \times \eta_p} \dots\dots\dots 2.5$$

Keterangan :

$N_p$  = daya pompa (Hp)

$Q$  = debit maksimum (l/menit)

$P$  = tekanan kerja pompa (kg/cm<sup>2</sup>)

$\eta_p$  = efisiensi pompa, diambil 0,85

Hasil perhitungan disajikan dalam Tabel 2.1.

Tabel 2.1. Hasil perhitungan daya pompa.

No	Pompa	Q (l/menit)	P (kg/cm <sup>2</sup> )	N <sub>p</sub> (Hp)
1	Transmisi	80	20	4,14
2	Steering	58	18,6	2,79
3	Attachment	40	140	14,48
				21,41

Dari total daya untuk pompa dan total daya traksi, mendapat 185,95 Hp.

Sehingga dalam pemilihan *engine* perancang memilih *diesel engine* dengan spesifikasi ditunjukkan pada Tabel 2.2.

Tabel 2.2 Spesifikasi mesin.

MODEL		D 75 S-5	
SERIAL NUMBER		15001 – 16527	
ENGINE	Name	S 6 D 125 – 1	
	Type of engine	4 cycle, water cooled in line, vertical type, direct injection, with turbocharge	
	No. Of cylinder-Bore × stroke	mm	6 – 125 × 150
	Piston displacement	L (cc)	11,04 (11,040)
	Flywheel horsepower	Kw/rpm, (Ps/rpm)	152/2.000 (206/2.000)
	Max. Torque	Nm/rpm (kgm/rpm)	834/1.500 (85/1.500)
	Max. Speed at no load	rpm	2.200 ± 50
	Min. Fuel consumption ratio	g/kwh(g/Ph)	600 ± 50
	Starting motor		2,4 ; 7,5
	Alternator		24 V, 13 A
Battery		12 V, 170 AH × 2	
Radiator care type		D	

Sumber : Shop Manual Books KOMATSU, 2004.

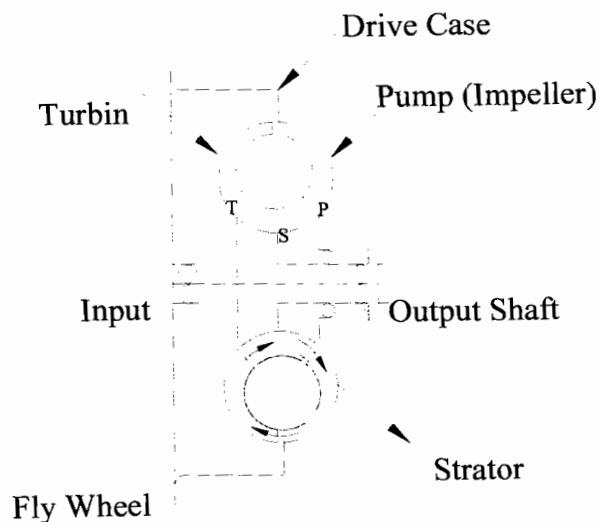
### BAB III

## TORQUE CONVERTER

Dalam perancangan *dozer shovel* ini, perancang memilih menggunakan *torque converter* yang banyak keuntungan dalam penggunaannya. Dibawah ini akan dibahas mengenai *torque converter* yang meliputi : *element torque converter*, prinsip kerja, fungsi *torque converter*, *performment*-nya.

### 3.1. Elemen Torque Converter

*Torque converter* merupakan perangkat mesin yang terdiri dari beberapa elemen yang memiliki fungsi masing-masing. Elemen *torque converter* meliputi turbin, pompa (pump), strator yang ditunjukkan pada Gambar 3.1 dibawah ini :



Gambar 3.1. Elemen Torque Converter

P.M.Heltz, Philadelphia, edisi 5, hal 281

#### 1. Pompa (*impeller*)

Pompa atau *impeller* mempunyai fungsi mengubah tenaga mekanis dari *engine* melalui poros menjadi tenaga kinetis fluida (oli) yang terjadi karena gaya sentrifugal pada sudu-sudunya. Fluida oli masuk melalui diameter dalam *impeller* dan keluar melalui diameter luar *impeller*.

## 2. Turbin (*runner*)

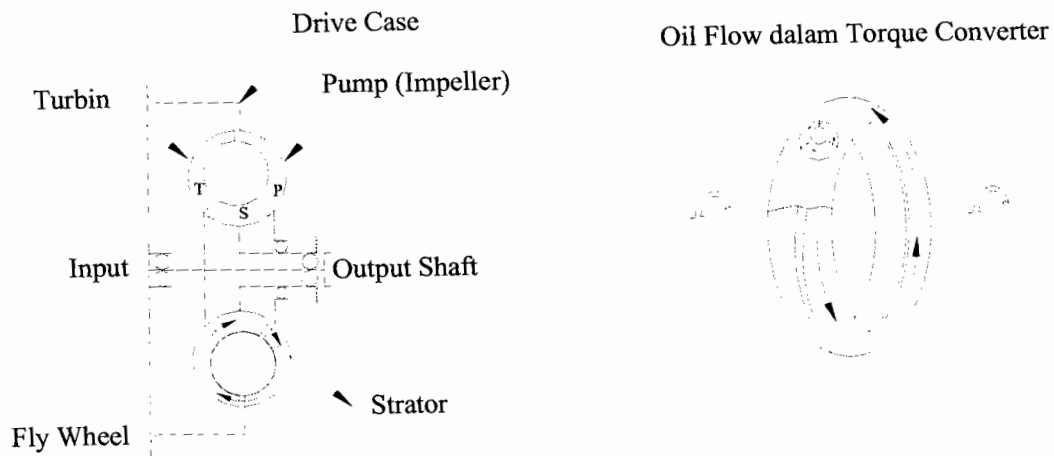
Turbin atau *runner* mempunyai fungsi mengubah tenaga kinetis fluida oli dari *impeller*, menjadi tenaga mekanis karena sudu-sudunya. Fluida oli masuk melalui diameter luar turbin dan keluar melalui diameter dalam turbin.

## 3. Stator (*reaktor*)

Stator atau *reaktor* mempunyai fungsi mengarahkan aliran oli dari sudu turbin kembali ke *inlet* sudu *impeller*, sesuai dengan arah putaran *impeller*. Sehingga aliran fluida oli yang masih mempunyai tenaga kinetis justru akan membantu memutar *impeller*, yang akan memperingan dan meningkatkan *torque* pada *impeller*.

### 3.2. Prinsip Kerja Torque Converter.

Dalam hal ini dapat dilihat pada Gambar 3.2.



Gambar 3.2. Prinsip Kerja Torque Converter

P.M.Heltz, Philadelphia, edisi 5, hal 281

Apabila suatu unit *torqflow* sedang beroperasi, kedalam *torque converter* diberi oli dengan tekanan tertentu oleh *transmission pump, impeller/pump* dalam *torque converter* berputar karena berhubungan langsung dengan *fly wheel* melalui *Drive case*, sehingga oli mempunyai tekanan. Dalam sudu-sudu pompa mendapat gaya *centrifugal* dari pompa itu sendiri dan oli tersebut terlempar keluar menimbulkan tenaga kinetis. Aliran oli tersebut segera masuk kedalam sudu-sudu turbin dan mendorongnya, sehingga turbin berputar karena menerima tenaga kinetis dari oli tersebut. Dengan kata lain tenaga aliran yang diberikan / diterima turbin sama dengan sejumlah kecepatan dan aliran yang berubah arah didalam sudu-sudu turbin. Selanjutnya aliran oli segera meninggalkan turbin dan masuk kedalam sudu-sudu stator. Dalam sudu-sudu stator aliran oli berubah diarahkan kembali ke *inlet* sudu-sudu pompa, karena aliran oli ini masih memiliki tenaga



kinetis yang cukup besar, sehingga dapat membantu kerja pompa yang menghasilkan tenaga kinetik baru pada *outlet pump* dengan kenaikan *torque*.

### 3.3. Pengaruh aliran minyak pada elemen.

Dengan adanya aliran minyak yang bertekanan, maka :

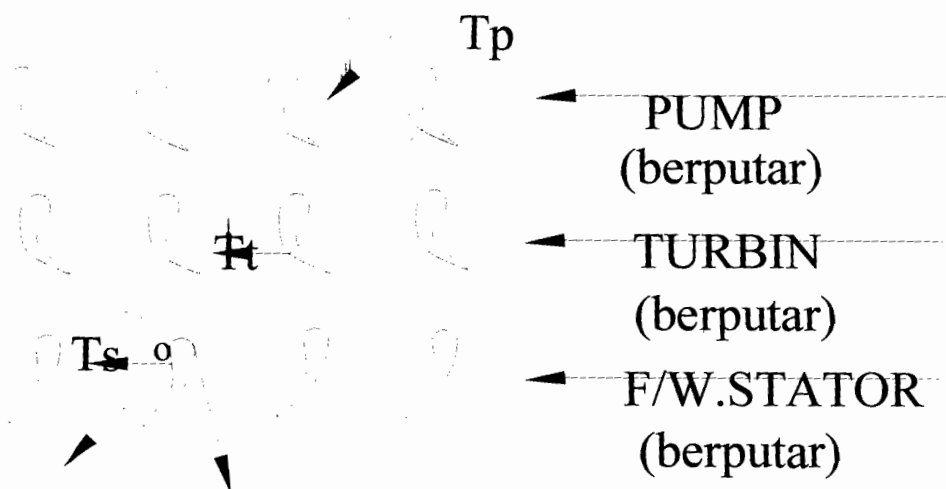
*Pump* mendapat gaya ( $F_p$ ), torque ( $T_p$ )

*Turbin* mendapat gaya ( $F_t$ ), torque ( $T_t$ )

*Stator* mendapat gaya ( $F_s$ ), torque ( $T_s$ )

Dalam hal ini berlaku hukum kesetimbangan, dimana aksi = reaksi, dengan kata lain :  $T_p - T_t + T_s = 0$  atau  $T_t = T_p + T_s$

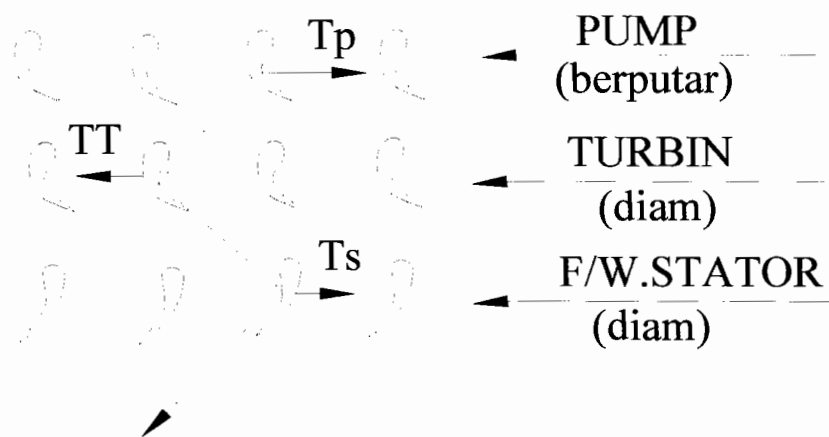
Dapat dilihat dari Gambar 3.3 fungsi *free wheel stator* yang sebenarnya adalah membuat aliran oli yang masuk ke *pump* agar tidak terganggu dan mempertinggi torsi *turbin*.



Gambar 3.3. Free wheel stator

Dibawah ini ditunjukkan variasi aliran oli, *speed ratio* dan *torque ratio* pada masing-masing *element torque converter*, sebagai berikut :

### Tahap I



Gambar 3.4. Aliran Oli kemungkinan pertama

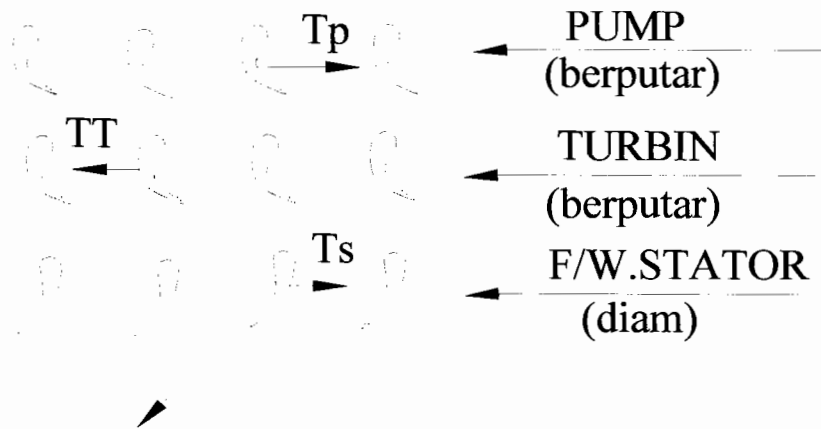
Arah aliran pada suatu keadaan, dimana :

$$\text{Speed ratio} = 0$$

$$T_t = T_p + T_s, \text{ dimana } T_s = \text{maksimum}$$

$$\text{Torque ratio} = T_t/T_p = 3,5$$

## Tahap II



Gambar 3.5. Aliran Oli kemungkinan kedua

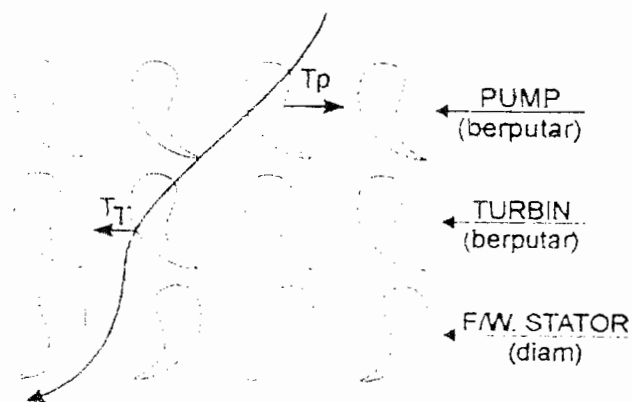
Arah aliran oli pada suatu keadaan, dimana :

*Speed ratio* pada  $0,5 < sr \leq 0,8$

$T_t = T_p + T_s$ , dimana  $T_s < \text{maksimum}$

*Torque ratio*  $3,5 < tr \leq 0,8$

## Tahap III



Gambar 3.6. Aliran Oli kemungkinan ketiga

Arah aliran oli pada suatu keadaan, dimana :

*Speed ratio* pada  $0,5 < sr \leq 0,8$

$T_t = T_p + T_s$ , dimana  $T_s = 0$ , sehingga  $T_t = T_p$

*Torque ratio* = 1

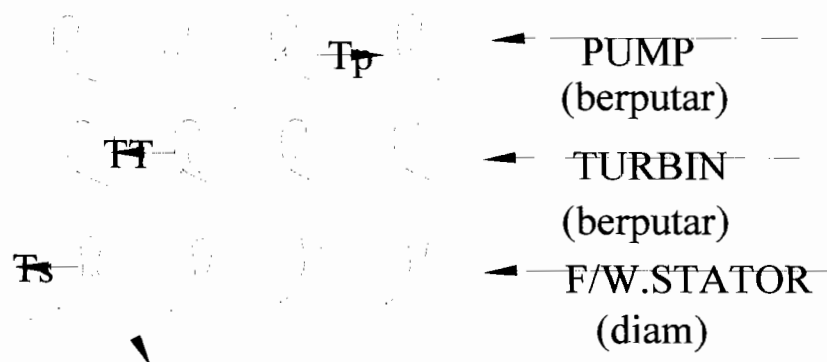
#### Tahap IV

Arah aliran oli pada suatu keadaan, dimana :

*Speed ratio* pada  $0,8 < sr \leq 1$

Pada keadaan ini  $T_s = \text{----}$  , sehingga  $T_t = T_p - T_s$

*Torque ratio* < 1



Gambar 3.7. Aliran Oli kemungkinan keempat

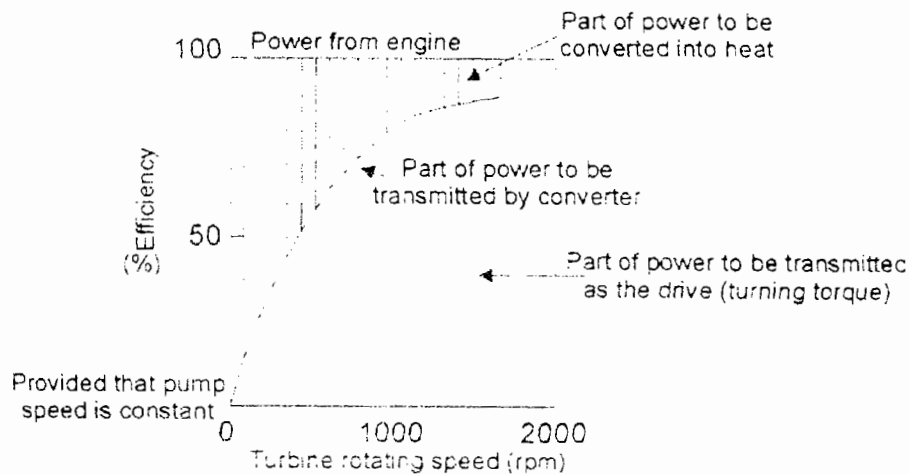
### 3.4. Effisiensi.

Didalam unit *direct drive* seluruh tenaga *engine* secara 100% dapat dipindahkan oleh *main clutch* ke transmisi, baik *torque* maupun *speed ratio* sama dengan satu.

(P.M.Heltz, Philadelphia, edisi 5, hal 24)

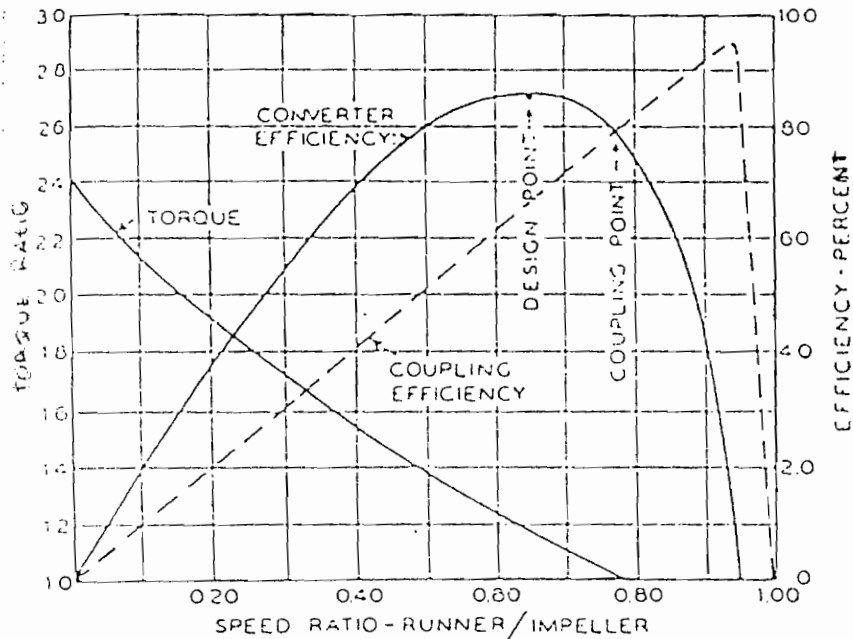
$$\begin{aligned}
 \text{Eff} &= t_r \times S_r \times 100\% \dots\dots\dots 3.1 \\
 &= 1 \times 1 \times 100\% \\
 &= 100\%
 \end{aligned}$$

Tetapi dalam unit *torqflow drive*, tenaga *engine* tidak 100 % (kurang dari 100 %) yang dapat dipindahkan oleh *torque converter* ke transmisi yang masih tergantung dengan *speed ratio*. Beberapa tenaga yang tidak dapat dipindahkan oleh *torque converter* adalah sebagai tenaga yang hilang (slip) yang kemudian berubah menjadi panas dalam oli *torque converter* itu sendiri. Oleh sebab itu *torque converter* harus dilengkapi dengan *oil cooler* yang cukup besar untuk mencegah panas oli yang berlebihan pada saat beroperasi. Dibawah ini disajikan ilustrasi mengenai panas dalam *torque converter* pada Gambar 3.8, sebagai berikut :



Gambar 3.8. Grafik fungsi power, efisiensi dan speed turbin

Pada perancangan *torque converter*, perancang menggunakan 4 elemen, 1 stage, 3 phase, yaitu 1 *impeller*, 1 turbin dan 2 *stator*. Pada permulaan operasi *effisiensi* akan menurun tetapi *stator* pertama (S1) akan berputar menghindari penurunan *effisiensi*. Kemudian *speed ratio* dapat lebih tinggi lagi yang selanjutnya *effisiensi* akan menurun lagi, tetapi *stator* kedua (S2) mulai berputar menyebabkan *torque turbin* tidak turun dan *effisiensi* akan naik yang kedua kalinya. Pada Gambar 3.9 disajikan grafik fungsi *speed ratio* terhadap *torque ratio* pada *torque converter* 4 element, 1 stage, 3 phase :



Gambar 3.9. Grafik Speed Ratio terhadap Torque Converter  
(P.M.Helt, Philadelphia, tahun 1955, halaman 287)

### 3.5. Free Wheel.

Elemen tersebut sangat penting dalam konstruksi *torque converter*, *free wheel* terpasang pada *stator* terletak antara *stator* dan *shaft* yang berfungsi agar *stator* dapat berputar ke satu arah saja pada *shaftnya* yang selanjutnya akan menaikkan efisiensi dan *torque converter*.(P.M.Heltz, Philadelphia, edisi 5, hal 25)

Ada dua tipe dari *free wheel*, yaitu:

- A. *Roller tipe*.
- B. *Sprag tipe*.

#### A. Roller tipe

Konstruksi dan *free wheel* jenis ini dapat dilihat pada Gambar 4.8 di bawah ini.

*Stator* berputar pada *shaftnya* dan ke arah (a), *roller* akan bergerak ke kanan ke

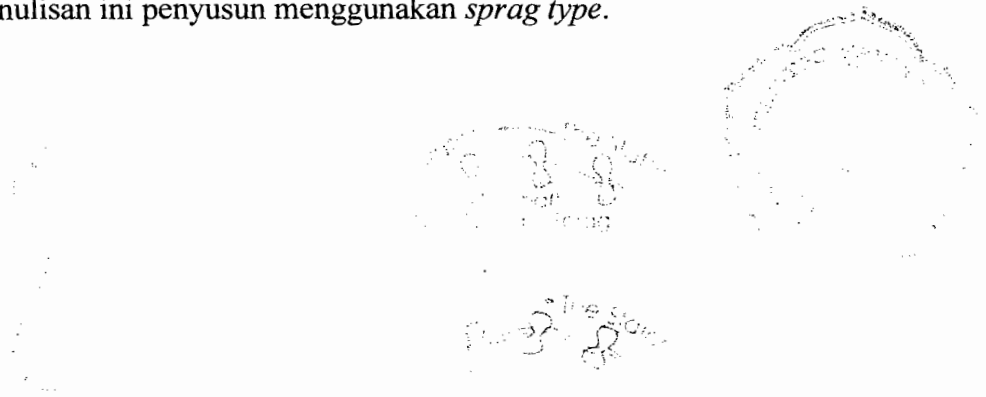
arah yang lebih sempit, *stator* akan terkunci dan diam. Apabila *stator* berputar ke arah (b), *roller* akan bergerak ke arah kiri pada ruangan yang lebih luas melawan *spring*, sehingga memungkinkan *stator* berputar lancar ke arah (b).



Gambar 3.10. Free wheel roller type

### **B. Sprag type**

Pada tipe ini, A lebih panjang dan B, terlihat pada Gambar 3.11a. Apabila *stator* berputar ke arah (a), *sprag* akan bergerak ke kiri sesuai dengan arah anak panah, yang mana pada posisi ini A lebih panjang daripada jarak antara *stator* dengan *shaft*, sehingga *stator* akan terkunci dan berhenti. Sebaliknya, apabila *stator* berputar ke arah (b), maka akan berputar dengan lancar selama B lebih pendek daripada jarak antara *stator* dengan *shaft*. Secara jelas dapat dilihat pada Gambar 3.11b. Pada penulisan ini penyusun menggunakan *sprag type*.



Gambar 3.11a Konstruksi sprag

Gambar 3.11b. Free wheel sprag type



### 3.6. Fungsi Torque Converter.

*Torque converter* didesain untuk kebutuhan tertentu yang memungkinkan penyaluran tenaga, torsi dan putaran dari *engine* ke elemen mesin yang lain. Di bawah ini disebutkan beberapa fungsi *torque converter*, sebagai berikut: (P.M.Heltz Philadelphia, edisi 5, hal 12)

1. Menghubungkan *output engine* (*torque*, putaran daya) ke transmisi secara hidraulik (sebagai *clutch*).
2. Secara otomatis menyesuaikan putaran, *torque* terhadap variasi pembebanan (sebagai transmisi hidraulik).
3. Sebagai *damper* atau peredam kejutan dua arah, yaitu kejutan dan getaran dan *engine* ke *chassis* ataupun dari *chassis* ke *engine*. Dengan demikian diharapkan dapat memperpanjang umur *engine* ataupun *chassis*.
4. Dengan *torque converter* meniadakan *stall engine*, karena *over load*, ataupun *engine* sedang mengalami *low power*.
5. Proses transmisi *power*, *torque* dan putaran berjalan *smooth* (halus).
6. Tidak perlu pengontrolan secara langsung seperti pada *direct drive* (pada *clutch*).
7. *Operator* tidak cepat lelah karena tidak perlu mengontrol langsung kerjanya *torque converter*.

### 3.7. Perancangan Torque Converter.

Dalam perancangan ini digunakan acuan *torque converter* dengan model

TCS 38-IA, dengan 4 *element*, 1 *stage*, 3 *phase*. Tiga *phase* artinya adalah terjadinya kenaikan efisiensi karena adanya *stator* yang dapat berputar searah dengan putaran turbin. Berdasarkan grafik efisiensi, maka titik perancangan diambil pada efisiensi converter  $\eta_{tc} = 0,87$ , pada speed ratio = 0,65.

Koefisien *torque converter* adalah : (P.M.Heltz, Philadelphia, edisi 5, hal 295)

$$K_{tc} = \frac{\eta_{tc} \times n_p}{n} \dots\dots\dots 3.2$$

Dimana:

$K_{tc}$  = koefisien torque converter

$\eta_{tc}$  = efisiensi torque converter (0,87)

$N_p$  = putaran pump (impeller) (rpm)

$N_t$  = putaran turbin (rpm)

$$\begin{aligned} K_{tc} &= 0,87 \times 1,538 \\ &= 1,338 \end{aligned}$$

*Torque Turbin*

$$\begin{aligned} T_t &= K_{tc} \cdot T_p \dots\dots\dots 3.3 \\ &= 1,338 T_p \end{aligned}$$

*Torque Stator*

$$\begin{aligned} T_s &= (K_{tc} - 1) \cdot T_p \dots\dots\dots 3.4 \\ &= 0,338 \cdot T_p \end{aligned}$$

Keterangan :

$T_p$  = torque pada pompa (kg.m).

Dengan asumsi bahwa daya input adalah 100%, pada efisiensi torque converter  $\eta_{tc} = 0,87$ . Maka kerugiannya adalah 13%, dengan prosentase perbandingan, sebagai berikut :

Kerugian pada turbin = 5%, maka efisiensi turbin ( $\eta_t = 95 \%$ ).

Kerugian pada pompa = 5%, maka efisiensi pompa ( $\eta_t = 95 \%$ ).

Kerugian pada stator = 3%, maka efisiensi stator ( $\eta_t = 97 \%$ ).

#### 1. Perancangan Pompa (impeller)

Dalam hal ini putaran, daya, dan *torque* yang digunakan adalah dari spesifikasi *engine*. Maka sebelum menentukan dimensi dan *torque converter* harus menentukan hal-hal sebagai berikut :

Torsi maksimal *engine*.

$$\begin{aligned} T_e \text{ maks} &= 85 \text{ kgm} \\ &= \frac{85 \times 2}{2,54 \times 12 \times 0,01} \\ &= 557,742 \text{ lb ft} \end{aligned}$$

Diameter luar *impeler*.

$$D_2 = \sqrt[5]{\frac{T_e \text{ maks}}{c \times (n)^2}} \dots\dots\dots 3.5$$

Keterangan :

$T_e$  maks = Torsi *engine* maksimal, lbft

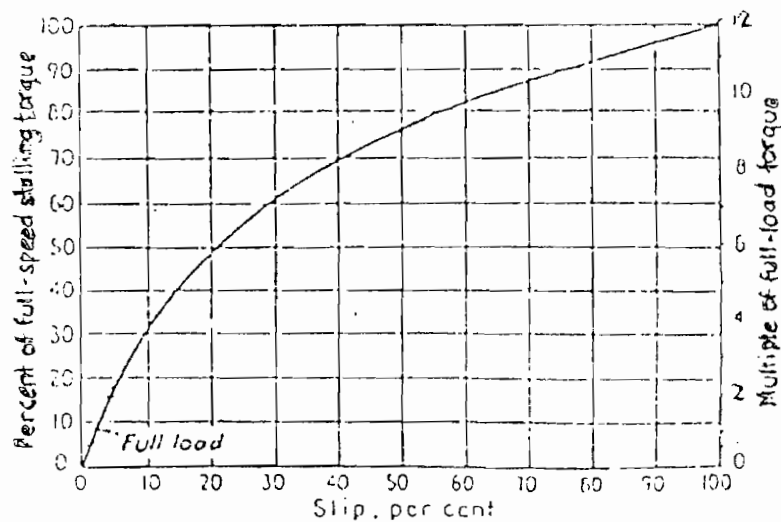
- n = putaran *engine* pada  $T_e$  maks , rpm
- c = koefisien perancangan, dapat dilihat pada Gambar 2.3  
(diasumsikan terjadi slip 5 %, maka harga  $c = 0,25$ )

maka :

$$D_2 = \sqrt[5]{\frac{557,742}{0,25 \times (65)^2}}$$

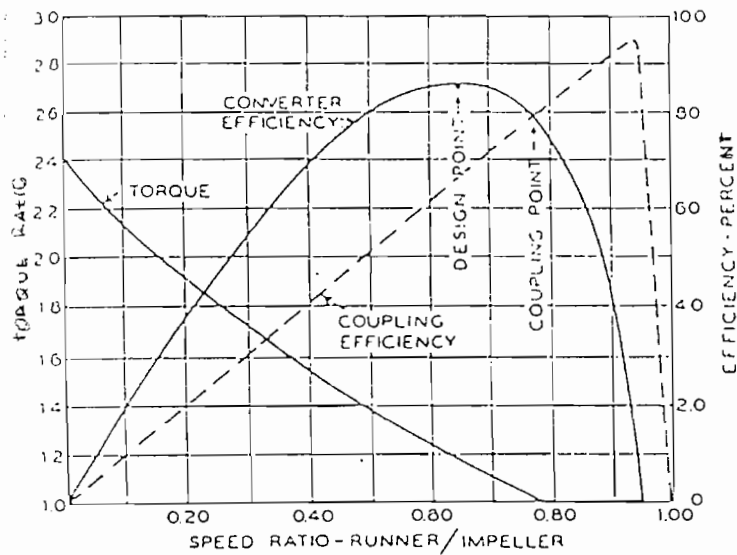
$$= 14,257 \text{ ft}$$

$$\approx 268 \text{ mm}$$



Gambar 3.12. Torque – slip curve of hidraulic coupling  
(P.M.Helt, Philadelphia, 1955, hal. 79)

Effisiensi *Torque converter* akan mencapai harga tertinggi pada speed ratio (i) 0,65 seperti pada grafik karakteristik dasar untuk *Torque converter* 3 elemen dibawah ini.



Gambar 3.13. Characteristic of a conventional three – element converter

(P.M.Heltz, Philadelphia, edisi 5, hal 287)

Effisiensi mekanis diasumsikan 100 %, sehingga harga perbandingan torsinya adalah :

$$t = 1 / i$$

$$t = \frac{1}{0,65}$$

$$t = 1,538$$

Effisiensi maksimal yang dapat dicapai oleh *torque converter* adalah 87 %, maka :

$$t = 0,87 \times 1,538$$

$$= 1,34$$

Torsi Impeller :

$$\begin{aligned}
 T_p &= \frac{726 \times D_p}{n} \dots\dots\dots 3.6 \\
 &= \frac{726 \times 149}{1500} \\
 &= 72,116 \text{ kg.m}
 \end{aligned}$$

Torsi turbin :

$$\begin{aligned}
 T_t &= t \times T_p \\
 T_t &= 1,34 \times 72,116 \\
 &= 96,63 \text{ kg m}
 \end{aligned}$$

Torsi reaktor (*stator*) :

$$\begin{aligned}
 T_r &= T_t - T_p \\
 T_r &= (1,34 - 1) \times T_p \\
 &= 0,34 \times T_p \\
 &= 0,34 \times 72,116 \\
 &= 24,52 \text{ kg m}
 \end{aligned}$$

### 3.7.1. Diameter Minimal Poros Turbine.

Untuk bahan poros yang digunakan SNC2 dari Tabel 3.1. dengan kekuatan tarik 85 Kg/mm<sup>2</sup>, dengan faktor keamanan poros  $sf_1 = 6$  dan  $sf_2 = 2,1$ .

Tabel 3.1. Baja dan Paduan Poros

Standart dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> )
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	-	85
	SNC 3	-	95
	SNC21	pengerasan kulit	80
	SNC22	“	100
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM 1	-	85
	SNCM 2	-	95
	SNCM 7	-	100
	SNCM 8	-	105
	SNCM22	pengerasan kulit	90
	SNCM23	“	100
	SNCM25	“	120
Baja khrom (JIS G 4104)	SC <sub>r</sub> 3	-	90
	SC <sub>r</sub> 4	-	95
	SC <sub>r</sub> 5	-	100
	SC <sub>r</sub> 21	pengerasan kulit	80
	SC <sub>r</sub> 22	“	85
Baja khrom molibden (JIS G 4105)	SCM 2	-	85
	SCM 3	-	95
	SCM 4	-	100
	SCM 5	-	105
	SCM21	pengerasan kulit	85
	SCM22	“	95
	SCM23	“	100

Sumber : Ir. Sularso, MSME dan Kiyokatsu Suga, 1997, halaman 3.

Tegangan geser ijin ( $\tau_a$ )

$$\begin{aligned}
 T_a &= \frac{\sigma_B}{sf_1 \times sf_2} \dots\dots\dots 3.7 \\
 &= \frac{85}{6 \times 2,1} \\
 &= 6,75 \text{ Kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

Faktor koreksi torsi (kt) diambil 2,5 dan faktor koreksi lenturan (cb) 2,1. maka :

$$D_s = \sqrt[3]{\frac{5,1}{\tau_a} \times kt \times cb \times T} \dots\dots\dots 3.8$$

$$\begin{aligned}
 D_s &= \sqrt[3]{\frac{5,1}{6,75} \times 2,5 \times 2,1 \times 96,63} \\
 &= 72,64 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

= diambil 73 mm (diameter minimal poros *turbine*)

### 3.7.2. Diameter *Hub*.

$$DH = (1,25 - 2,5) \times D_s, \quad \text{untuk pompa}$$

Untuk meningkatkan efisiensi dari *torque converter* maka pada reaktor dipasang *one way clutch type freewheel*, sehingga dimensi *hub* sebaiknya diperbesar lagi.

Dalam perencanaan ini diameter *hub* diperbesar 1,5 kali dari harga standart. (Fritz Dietzel, Dakso Sriyono, Penerbit Erlangga, tahun 1992, halaman 260)

$$\begin{aligned}
 DH &= 1,5 \times D_s \dots\dots\dots 3.9 \\
 &= 109,5 \text{ mm (untuk pompa)}
 \end{aligned}$$

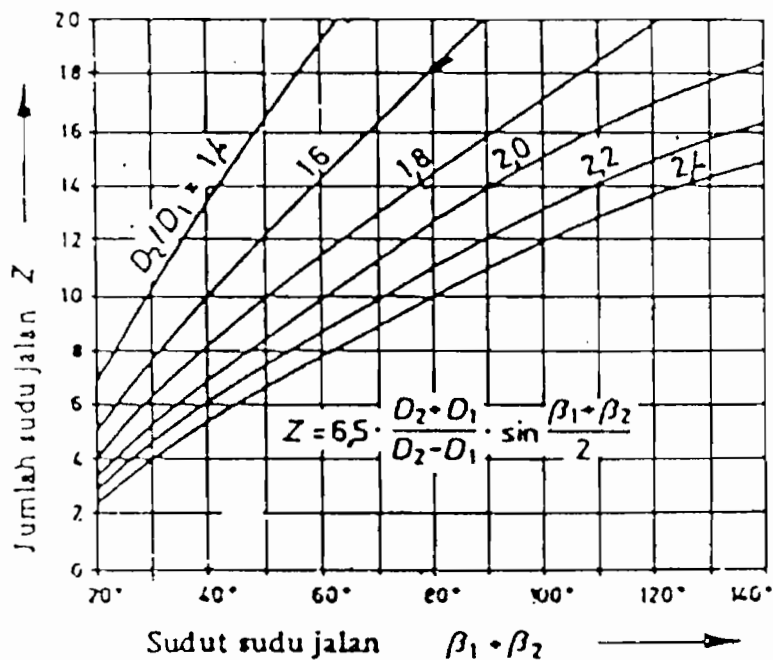
$$DH \approx 1,5 \times DH \text{ pompa}$$



$\approx 164,25$  mm (untuk torque converter)

### 3.7.3. Diameter Mata Impeler.

Diameter mata *impeler* dapat diketahui dengan menentukan dahulu jumlah sudu, sudut sudu sisi masuk dan sudut sisi keluar. Sudut sudu sisi masuk dan sudut sudu sisi keluar dalam perancangan *impeler* sudah ada standarnya dan besarnya dibatasi. Sudut sisi keluar dibatasi  $15^{\circ}$  sampai maksimum  $50^{\circ}$ , sedangkan sudut sisi masuk dari  $10^{\circ}$  sampai maksimal  $30^{\circ}$ . Harga arahan jumlah sudu dan sudut masing-masing sudu dapat dilihat pada Gambar 3.14 di bawah ini :



Gambar 3.14. Grafik jumlah sudu jalan untuk pompa sentrifugal.

(Fritz Dietzel, Dakso Sriyono, Penerbit Erlangga, Jakarta, tahun 1992, hal. 255)

Dari grafik 3.14 dapat diambil :

- Jumlah sudu ditetapkan (Z) = 18 buah

- Sudut sisi masuk ( $\beta_1$ ) =  $30^0$
- Sudut sisi keluar ( $\beta_2$ ) =  $48^0$

maka :

$$Z = 6,5 \times \frac{(D_2 + D_1)}{(D_2 - D_1)} \times \sin \left\{ \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right\} \dots\dots\dots 3.10$$

$$18 = 6,5 \times \frac{(268 + D_1)}{(268 - D_1)} \times \sin \left\{ \frac{48^0 + 30^0}{2} \right\}$$

$$22,09 D_1 = 3727,88$$

$$D_1 \approx 168,758 \text{ mm}$$

#### 3.7.4. Segitiga Kecepatan Impeller.

Untuk menentukan karakteristik kerja *impeller* harus terlebih dahulu mengetahui besar segitiga kecepatan dan dimensi yang lain. Data yang diperlukan untuk menentukan segitiga kecepatan *impeller* adalah hasil dari perhitungan ukuran utama diatas, yaitu :

- Diameter luar *impeller* ( $D_2$ ) = 268 mm
- Diameter mata *impeller* ( $D_1$ ) = 169 mm
- Diameter *hub* (DH) = 164 mm

#### 3.7.5. Kecepatan Tangensial.

$$U = \frac{\pi \times d \times n}{60000} \dots\dots\dots 3.11$$

$$U_1 = \frac{\pi \times 169 \times 1500}{60000}$$

$$= 13,273 \text{ m/s}$$

$$U_2 = \frac{\pi \times 268 \times 1500}{60000}$$

$$= 21,048 \text{ m/s}$$

dengan :

$U_1$  : kecepatan tangensial diluar mata *impeler*, m/s

$U_2$  : kecepatan tangensial diluar *impeler*, m/s

### 3.7.6. Kecepatan Radial Minyak.

Perhitungan kecepatan radial minyak diambil dari Fritz Dietzel, Dakso Sriyono, tahun 1992, halaman 262.

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{V_{r1}}{U_1} \dots\dots\dots 3.12$$

$$V_{r1} = U_1 \times \text{tg } \beta_1 \dots\dots\dots 3.13$$

$$= 13,273 \times \text{tg } 30^\circ$$

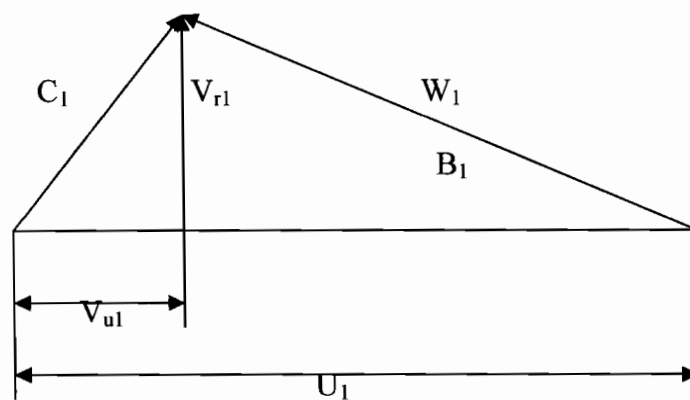
$$= 7,663 \text{ m/s}$$

Kecepatan radial masuk minyak  $V_{r2}$  umumnya dibuat sama atau sedikit di bawah (sampai 15 %) dari kecepatan radial masuk minyak  $V_{r1}$  untuk menghindari perubahan kecepatan mendadak, diambil kira-kira 10 % dibawah harga  $V_{r1}$ .

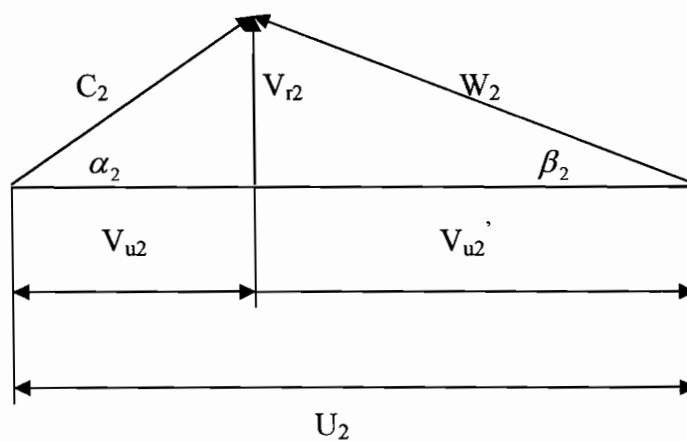
$$V_{r2} = V_{r1} - (0,1 \times V_{r1}) \dots\dots\dots 3.14$$

$$= 7,663 - (0,1 \times 7,663)$$

$$= 6,898 \text{ m/s}$$



Gambar 3.15. Diagram kecepatan sudu masuk



Gambar 3.16. Diagram kecepatan sudu sisi keluar

Komponen kecepatan tangensial.

$$* V_{r2} = W_2 \times \sin\beta_2 \dots\dots\dots 3.15$$

$$W_2 = \frac{V_{r2}}{\sin \beta_2}$$

$$= \frac{6,898}{\sin 48^\circ}$$

$$= 9,282 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} V_{u2}' &= W_2 \times \cos 48^\circ \\ &= 9,289 \times \cos 48^\circ \\ &= 6,211 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{u2} &= U_2 - V_{u2}' \\ &= 21,048 - 6,211 \\ &= 14,837 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$* V_{r2} = W_2 \times \sin \beta_1 \dots\dots\dots 3.16$$

$$\begin{aligned} W_1 &= \frac{V_{r1}}{\sin \beta_2} \\ &= \frac{7,663}{\sin 30^\circ} \\ &= 15,326 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{u1}' &= W_1 \times \cos \beta_1^\circ \\ &= 15,326 \times \cos 30^\circ \\ &= 13,272 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{u2} &= U_1 - V_{u1}' \\ &= 13,273 - 13,272 \\ &= 0,001 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga diperoleh :

$$\begin{aligned} C_1 &= \sqrt{V_{u1}'^2 + V_{r1}^2} \dots\dots\dots 3.17 \\ &= \sqrt{(0,001)^2 + (7,663)^2} \\ &= 7,663 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 C_2 &= \sqrt{V_{u2}^2 + V_{r2}^2} \dots\dots\dots 3.18 \\
 &= \sqrt{(14,837)^2 + (6,898)^2} \\
 &= 16,362 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Dari segitiga kecepatan diatas.

Dengan :

W = kecepatan minyak relatif terhadap impeller, m/s.

C = kecepatan absolut minyak terhadap rumah, m/s.

U = kecepatan tangensial impeller, m/s.

$V_r$  = kecepatan radial minyak, m/s.

$V_u$  = komponen kecepatan tangensial, m/s.

Debit minyak yang disirkulasikan :

$$\begin{aligned}
 A_1 &= \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_h^2) \dots\dots\dots 3.19 \\
 &= \frac{\pi}{4} [(0,169)^2 - (0,164)^2] \\
 &= 0,0013 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

$$C_1 = 7,663 \text{ m/s}$$

Maka :

$$\begin{aligned}
 Q &= A_1 \times C_1 \dots\dots\dots 3.20 \\
 &= 0,0013 \times 7,663 \\
 &= 0,010 \text{ m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

Tinggi tekan total : (Austin H. Church, Zulkifli Harahap, Penerbit Erlangga, 1990)

$$H = K \times \frac{U_2 \times V_{u2}}{g} \dots\dots\dots 3.21$$

Dengan :

K = koefisien tinggi tekan total

Pada keadaan tertutup (shut-off) diambil 0,6.

G = kecepatan grafitasi, m/s<sup>2</sup>

V<sub>ug</sub> = komponen kecepatan tangensial absolut, m/s

Maka :

$$H = 0,6 \times \frac{21,048 \times 14,837}{9,81}$$

$$= 19,1 \text{ m}$$

Kecepatan spesifik *impeller* : (Austin H. Church, Zulkifli Harahap, tahun 1990)

$$ns = n \times \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots 3.22$$

$$ns = 1500 \times \frac{\sqrt{0,01}}{(19,1)^{3/4}}$$

$$= 16,418 \text{ rpm}$$

Lebar *impeller* :

$$b = \frac{Q}{\pi \times D \times \varepsilon_{1,2} \times V_{r1}} \dots\dots\dots 3.23$$

Dengan :

$$\begin{aligned}\varepsilon_{1,2} &= \text{Faktor kontraksi dengan memperhitungkan tebal sudu} \\ &= \text{diambil } 0,85\end{aligned}$$

maka :

Lebar *Impeller* pada sisi masuk

$$\begin{aligned}b_1 &= \frac{0,01}{\pi \times 0,169 \times 0,85 \times 7,663} \\ &= 0,0289 \text{ m} \\ &= 28,9 \text{ mm} \approx 29 \text{ mm}\end{aligned}$$

Lebar *Impeller* pada sisi keluar

$$\begin{aligned}b_1 &= \frac{0,01}{\pi \times 0,268 \times 0,85 \times 6,898} \\ &= 0,0202 \text{ m} \\ &= 20,2 \text{ mm} \approx 20 \text{ mm}\end{aligned}$$

Tebal sudu impeler ( $S_1$ ) sudah ada standarnya antara 2 mm sampai 6 mm tergantung dari besar kecilnya diameter impelernya, tebal sudu diambil 3 mm.

Jarak bagi sudu :

$$T = \frac{\pi \times D_1}{Z} \dots\dots\dots 3.24$$

$$\begin{aligned}t &= \frac{\pi \times 169}{18} \\ &= 53,728 \text{ mm}\end{aligned}$$

Panjang ketebalan sudu pada proyeksi diameter mata impeller.

$$Su_1 = \frac{S_1}{\sin \beta_1} \dots\dots\dots 3.25$$



$$Su_1 = \frac{3}{\sin 30^\circ}$$

$$= 6 \text{ mm}$$

Luas penampang melintang yang efektif.

$$A = Z \times (t - 1) \times b_1 \dots\dots\dots 3.26$$

$$A = 18 \times (29,496 - 6) \times 30$$

$$= 12687,84 \text{ mm}$$

$$\approx 0,0126 \text{ mm}$$

Harga faktor penyempitan.

$$Q_1 = \frac{t}{t - Su_1} \dots\dots\dots 3.27$$

$$Q_1 = \frac{29,496}{29,496 - 6}$$

$$= 1,255$$

### 3.7.7. Perancangan Poros.

Poros utama yang mendukung kerja *torque converter* yaitu poros *impeller*, poros turbin dan poros *stator*. *Impeller* digerakkan langsung oleh *engine flywheel* sehingga ukurannya ditentukan berdasarkan torsi maksimum yang mampu dihasilkan engine. Sedangkan poros turbin dan poros *stator* yang terdapat dalam rumah *torque converter* ukurannya berhubungan dengan dimensi elemen-elemen penyusun *torque converter*. Poros *reaktor* merupakan poros berlubang (*hollow shaft*) agar poros turbin bekerja melalui poros *reaktor* tersebut. Penggunaan konstruksi poros seperti ini dimaksudkan supaya daya output yang dihasilkan

turbin dapat diteruskan ke transmisi selanjutnya.

### Poros reaktor.

Bahan poros diambil S30C dengan kekuatan tarik  $48 \text{ kg/mm}^2$ . Faktor keamanan poros ( $sf_1$  dan  $sf_2$ ) diambil 6 dan 3 sehingga tegangan geser ijin ( $\tau_t$ )  $2,6 \text{ kg/mm}^2$ , torsi yang diterima poros *stator*  $31280 \text{ kg mm}$ .

Untuk poros berlubang rumus yang dipakai : (G. Niemann. Machine Elements, Vol. I, hal. 314)

$$\tau \geq \frac{M_{pt}}{\frac{\pi}{16} \times \left[ \frac{D^4 - d^4}{D} \right]} \dots\dots\dots 3.28$$

Perbandingan diameter luar (D) dan diameter dalam (d) diambil 0,9 sehingga dapat dituliskan  $d = 0,9D$ .

$$\frac{D^4 - d^4}{D} \geq \frac{M_{pt}}{\frac{\pi}{16} \times \tau_t}$$

$$\frac{D^4 - d^4}{D} \geq \frac{24520}{\frac{\pi}{16} \times 2,6}$$

$$D \geq 56,49 \text{ mm}$$

Agar sesuai dengan ukuran poros turbin yang akan dilewatkan maka diameter dalam *stator* dibuat  $90 \text{ mm}$ . Sesuai dengan perbandingan yang telah ditetapkan sebelumnya, diameter luarnya adalah  $90/0,9$  atau  $100 \text{ mm}$ .

## 2. Poros Impeler penghubung *Flywheel*.

Bahan dan besar tegangan geser yang diijinkan sama dengan bahan poros *stator*.

Torsi engine maksimal 85000 kg mm dan perbandingan diameter diambil 0,9 maka :

$$\frac{D^4 - (0,9D)^4}{D} \geq \frac{85000}{\frac{\pi}{16} \times 2,6} \dots\dots\dots 3.30$$

$$D \geq 80,94 \text{ mm}$$

Diameter luar diambil sebesar 110 mm, dengan perbandingan diameter 0,9 maka diameter dalamnya 99 mm.

## 3. Poros Turbin.

Pada poros turbin ada dua bagian yang dibuat beralur spline yaitu tempat penyambungannya dengan turbin dan tempat penghubung *universal joint*.

Diameter minimal poros 73 mm sesuai dengan perhitungan *impeller*.

Alur spline untuk penyambungan turbin.

Diameter dalam spline ditetapkan 73 mm, sesuai dengan lampiran 2 maka jumlah baji spline sebanyak 10. Dengan interpolasi didapat diameter luarnya 86 mm.

Torsi poros turbin 96630 kg mm.

$$r_m = (d_1 + d_2)/4 = (80 + 86)/4 = 41,5 \text{ mm}$$

$$h = (d_1 - d_2)/2 = (86 - 80)/2 = 3 \text{ mm}$$

$$p = 10 \text{ kg/mm}^2$$

Panjang minimal spline : (G. Niemann. Machine Elements, Vol. I, halaman 336)

$$M_t = 0,75 \times i \times h \times r_m \times p \times l \dots\dots\dots 3.32$$

$$l \geq \frac{123280}{0,75 \times 10 \times 3 \times 10 \times 41,5}$$

$\geq 13,2mm$  (panjang alur spline dibuat 55 mm)

Ukuran alur spline :

Jumlah baji (i) : 10

Diameter luar ( $d_2$ ) : 86 mm

Diameter dalam ( $d_1$ ) : 80 mm

Lebar alur spline (b) : 12 mm

Alur spline untuk penyambungan *universal joint*.

Diameter dalam ditetapkan 92 mm, jumlah baji 10 dan diameter luarnya 98 mm.

Panjang spline minimal :

$$r_m = (d_1 + d_2)/4 = (92 + 98)/4 = 47,5 \text{ mm}$$

$$h = (d_1 - d_2)/2 = (98 - 92)/2 = 3 \text{ mm}$$

$$p = 10 \text{ kg/mm}^2$$

$$l \geq \frac{123280}{0,75 \times 10 \times 3 \times 10 \times 47,5}$$

$\geq 11,53mm$  (panjang alur spline dibuat 65 mm)

Ukuran alur spline :

Jumlah baji (i) : 10

Diameter luar ( $d_2$ ) : 98 mm

Diameter dalam ( $d_1$ ) : 92 mm

Lebar alur spline (b) : 14 mm

### *Coupling flange*

*Coupling flange* berbentuk pipa dan pada diameter dalamnya beralur spline. Alur spline dalam tersebut digunakan sebagai pasangan alur spline luar poros turbin.

Diameter luar alur spline poros turbin adalah 98 mm dan digunakan sebagai diameter dalam *coupling flange*. Perbandingan diameter ditentukan 0,85 dengan bahan SC 42 – 2 kekuatan tariknya 42 kg/mm<sup>2</sup> dan tegangan geser ijin 3,33 kg/mm<sup>2</sup> (lampiran 1).

$$\frac{D^4 - (0,85D)^4}{D} = \frac{123280}{\frac{\pi}{16} \times 3,33} \dots\dots\dots 3.33$$

$$D \geq 73,32mm$$

Perbandingan diameter 0,85 dengan diameter dalam 98 mm maka diameter luarnya didapat 116 mm.

### **3.7.8. Perhitungan Baut Pengikat**

Dalam sub bab ini, akan dibahas tentang baut pengikat pada *torque converter* yang meliputi beberapa jenis baut, antara lain :

- Baut pengikat antara *impeller* dengan *drive case*
- Baut pengikat antara turbin (*runner*) dengan *hub (transmitter)*
- Baut pengikat antara *impeller* dengan *hub gear*
- Baut pengikat antara *drive case* dengan *pilot*

### 1. Baut pengikat Impeler.

Telah diketahui bahwa torsi pada *impeler* adalah ( $T_p = 72,116 \text{ kg.m}$ ), sehingga dalam menentukan baut pengikat antara *impeler* dengan *drive case* harus memperhatikan radius penempatan baut, gaya yang terjadi pada baut, tegangan geser bahan dan jumlah pembautan.

Gaya pada baut ( $F_b$ )

$$\begin{aligned}
 &= \frac{T_p}{R_p} \dots\dots\dots 3.34 \\
 &= \frac{72,116}{0,255} \\
 &= 282,80 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Keterangan :

$R_p$  = radius pembautan (0,255 m)

Tegangan geser ijin ( $t_{ges}$ )

$$\begin{aligned}
 &= \frac{\sigma_t}{sf_1 \times sf_2} \dots\dots\dots 3.35 \\
 &= \frac{60}{5,6 \times 2,5} \\
 &= 4,286 \text{ kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

Keterangan :

$Sf_1$  dan  $Sf_2$  = faktor keamanan (5,6 dan 2,5)

Bahan baut yang dipakai adalah JIS B 0205 dengan  $\sigma_t = 60 \text{ kg/mm}^2$

Tegangan geser baut ( $t_b$ )

$$\begin{aligned}
 &= \frac{F_b}{\pi \times r_b^2} \dots\dots\dots 3.36 \\
 &= \frac{282,80}{3,14 \times 25} \\
 &= 3,600 \text{ kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

Keterangan :

$r_b$  = jari – jari baut (5 mm)

### Baut Pengikat Turbin

Telah diketahui bahwa torsi pada turbin ( $T_t = 96,63 \text{ kg.m}$ ), maka untuk menemukan baut pengikat turbin dengan *hub* (*transmitter*) perlu memperhitungkan hal-hal sebagai berikut :

Gaya pada baut ( $F_t$ )

$$\begin{aligned}
 &= \frac{T_t}{R_b} \dots\dots\dots 3.37 \\
 &= \frac{96,63}{0,160} \\
 &= 603,93 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Keterangan :

$R_b$  = radius pembautan turbin (0,160 m)

Tegangan geser ijin bahan ( $\tau_{ges}$ )

$$\begin{aligned}
 &= \frac{\sigma_t}{sf_1 \times sf_2} \dots\dots\dots 3.38 \\
 &= \frac{60}{5,6 \times 2,5} \\
 &= 4,286 \text{ kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

Keterangan :

Sf<sub>1</sub> dan Sf<sub>2</sub> = faktor keamanan (5,6 dan 2,5)

Bahan baut yang dipakai adalah JIS B 0205 dengan  $\sigma_t = 60 \text{ kg/mm}^2$

Tegangan geser baut ( $t_b$ )

$$\begin{aligned}
 &= \frac{F_b}{\pi \times r_b^2} \dots\dots\dots 3.39 \\
 &= \frac{603,93}{3,14 \times 25} \\
 &= 7,69 \text{ kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

Keterangan :

$r_b$  = jari – jari baut (5 mm)

### Baut Pengikat Gear

Telah diketahui bahwa torsi pada stator ( $T_s = 24,52 \text{ kg.m}$ ), maka untuk menentukan baut pengikat *impeler* dengan gear, perlu mempertimbangkan hal-hal sebagai berikut :

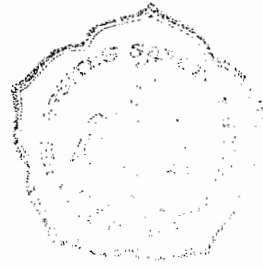
Gaya pada baut ( $F_b$ )

$$= \frac{T_t}{R_b} \dots\dots\dots 3.40$$



$$= \frac{24,52}{0,170}$$

$$= 144,23 \text{ kg}$$



Keterangan :

$R_b$  = radius pembautan turbin (0,170 m)

Tegangan geser ijin bahan ( $\tau_{ges}$ )

$$= \frac{\sigma_t}{sf_1 \times sf_2} \dots\dots\dots 3.41$$

$$= \frac{60}{5,6 \times 2,5}$$

$$= 1,286 \text{ kg/mm}^2$$

Keterangan :

$Sf_1$  dan  $Sf_2$  = faktor keamanan (5,6 dan 2,5)

Bahan baut yang dipakai adalah JIS G 5502 dengan  $\sigma_t = 60 \text{ kg/mm}^2$  (lampiran).

Tegangan geser baut ( $t_b$ )

$$= \frac{F_b}{\pi \times r_b^2} \dots\dots\dots 3.42$$

$$= \frac{144,23}{3,14 \times 25}$$

$$= 1,83 \text{ kg/mm}^2$$

Keterangan :

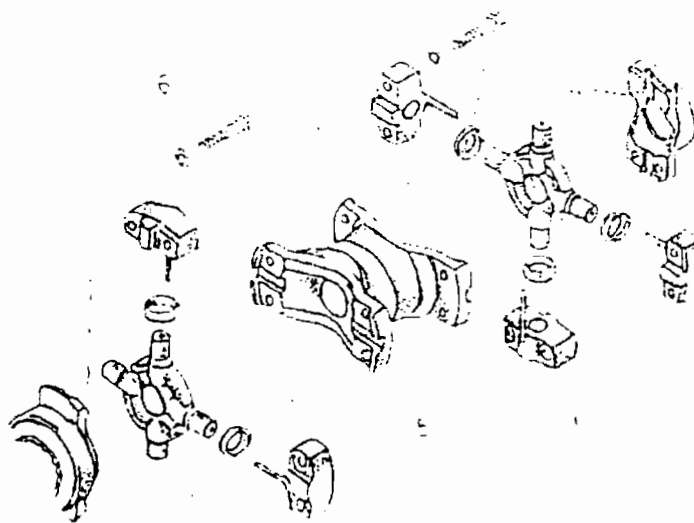
$r_b$  = jari – jari baut (5 mm)

Dari baut – baut yang ditentukan semua berdiameter 10 mm, dengan bahan JIS G

5502 dengan tegangan tarik  $60 \text{ kg/mm}^2$  (lampiran).

### 3.8. Perancangan Universal Joint.

*Universal joint* merupakan elemen yang penting didalam proses transmisi, daya, putaran dan torsi. Hal ini disebabkan karena fungsi dari elemen tersebut adalah sebagai penghubung antara poros *torque converter* dengan poros input transmisi. Dengan *universal joint* memungkinkan terjadinya penyimpangan letak sumbu poros antara poros *torque converter* dengan poros transmisi. Dalam perancangan ini dipilih *universal joint type double joint*, untuk mencegah perbedaan putaran dan torsi antara poros *torque converter* dengan poros transmisi. Pada Gambar 3.17 disajikan bentuk *universal joint*.



Gambar 3.17. Universal joint

Keterangan gambar :

- |                   |           |                         |           |
|-------------------|-----------|-------------------------|-----------|
| 1. pengikat poros | = 4 buah. | 5. pengikat poros dalam | = 1 buah. |
| 2. poros silang   | = 2 buah. | 6. ring                 | = 8 buah. |



Tegangan geser poros ( $\tau_u$ ) :

$$\begin{aligned}
 &= \frac{F_u}{A_u} \dots\dots\dots 3.45 \\
 &= \frac{805,25}{490,87} \\
 &= 1,640 \text{ kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

Poros dinyatakan aman karena tegangan geser bahan lebih besar daripada tegangan geser poros.

### 3.8.2. Perhitungan Kekuatan Pasak.

Dalam perhitungan pasak pada *universal joint* perlu diperhatikan besar gaya yang terjadi pada pasak tersebut. Dalam *universal joint* terdapat dua pasak dengan dimensi sama. Perancangan kedua pasak tersebut diambil dimensi pasak sebagai berikut :

Panjang pasak                      ( $P_{ps}$ ) = 40 mm

Lebar pasak                            ( $B_{ps}$ ) = 30 mm

Tinggi pasak                            ( $T_{ps}$ ) = 15 mm

Tegangan geser bahan ( $\tau_b$ ) :

$$\begin{aligned}
 &= \frac{\sigma_t}{sf_1 \times sf_2} \dots\dots\dots 3.46 \\
 &= \frac{80}{5,6 \times 2,5} \\
 &= 5,714 \text{ kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

Keterangan :

$Sf_1$  dan  $Sf_2$  adalah angka keamanan (5,6 dan 2,5)

Gaya pada *universal joint* ( $F_u$ ) :

$$= \frac{T_t}{R_u} \dots\dots\dots 3.47$$

$$= \frac{96630}{120}$$

$$= 805,25 \text{ kg}$$

Tegangan geser pasak ( $\tau_{ps}$ ) :

$$= \frac{F_{ps}}{A_{ps}} \dots\dots\dots 3.48$$

$$= \frac{805,25}{1200}$$

$$= 0,671 \text{ kg/mm}^2$$

Pasak dinyatakan aman karena tegangan geser dari bahan lebih besar daripada tegangan pasak.

### 3.8.3. Perancangan Spline Pada Universal Joint

Pada *universal joint* terdapat spline pada poros inputnya, dalam hal ini poros dianggap sama dengan poros output pada turbin.

Diameter poros turbin	$d_t = 73 \text{ mm}$
Jumlah spline	$z = 10$
Torsi turbin	$T_t = 96,63 \text{ Kg.m}$
Panjang gigi	$L = 50 \text{ mm}$

Dalam perancangan spline diambil dimensi berdasarkan perhitungan-perhitungan terdahulu, sebagai berikut :

Bahan poros S40 C dengan  $\tau_{ges} = 9,17 \text{ kg/mm}^2$

Diameter spline ( $D_{sp}$ ) : (R. S. Khurmi, J. K. Gupta, Machine Design edisi 2, hal 465)

$$= 1,25 \times d_t \dots\dots\dots 3.49$$

$$= 1,25 \times 73$$

$$= 91,25 \text{ mm}$$

Lebar gigi (b) :

$$= 0,25 \times d_t \dots\dots\dots 3.50$$

$$= 0,25 \times 73$$

$$= 18,25 \text{ mm}$$

Gaya tangensial pada poros turbin ( $F_t$ ) :

$$= \frac{T_t}{33,25} \dots\dots\dots 3.51$$

$$= \frac{96630}{33,25}$$

$$= 2906,16 \text{ kg}$$

Tegangan geser gigi ( $\tau_g$ ) :

$$= \frac{F_1}{L \times b} \dots\dots\dots 3.52$$

$$= \frac{2906,16}{50 \times 18,25}$$

$$= 3,184 \text{ kg/mm}^2$$

Dari hasil perhitungan tegangan geser gigi lebih kecil dari pada tegangan geser bahan poros, sehingga perancangan dimensi spline adalah aman.

#### 3.8.4. Baut Pengikat Poros

Pada poros silang *universal joint* terdapat delapan baut pengikat, dalam hal ini baut tidak mengalami tegangan geser yang diakibatkan oleh gaya dan torsi dari poros *universal joint*. Maka dalam penentuan dimensi baut hanya ditentukan oleh dimensi elemen yang akan diikat. Baut-baut tersebut ditentukan sebagai berikut :

$$\text{Diameter baut } (d_u) \quad = 10 \text{ mm}$$

$$\text{Panjang baut } (L_u) \quad = 50 \text{ mm}$$

## BAB IV

### TORQFLOW TRANSMISSION

Dalam perancangan ini telah dijelaskan bahwa penerusan daya dan putaran *engine* penggerak *dozer shovel* melalui beberapa tahap. Salah satu tahap penerusan daya dan putaran adalah *torqflow transmission*. Tahap penerusan sebelum *torqflow transmission* yaitu *torque converter* dan *universal joint*, sedangkan tahap transmisi setelah *torqflow transmission* yaitu *hypoid bevel gear* dan *final drive*. Kedua tahap penerusan daya sebelum dan sesudah *torqflow transmission* tersebut memiliki perbandingan kecepatan (*speed ratio*) yang tetap.

Dalam pergerakannya peralatan berat tidak memungkinkan penggunaan satu tingkat kecepatan saja karena hal ini menyebabkan kerugian siklus kerja dan kerugian daya yang dimanfaatkan. Untuk mengatasi ini maka salah satu bagian penerusan daya harus ada yang mampu merubah perbandingan kecepatan, bagian penerusan daya tersebut adalah *torqflow transmission*. Dengan penggunaan kopling hidrolik (*torque converter*) akan lebih menguntungkan apabila sistem pemindah kecepatannya menggunakan sistem transmisi roda gigi planet (*planetary gearset system*). Sistem transmisi roda gigi planet dioperasikan dengan menghentikan putaran salah satu gigi penyusunnya yaitu *ring gear*. Untuk menghentikan putaran tersebut maka diperlukan adanya *brake band* yang dijalankan oleh piston penekan. Gaya dorong dari piston penekan dihasilkan oleh *oil pressure* yang dipompakan melalui *power take off (PTO) engine*. Sistem kerja



penerusan daya berdasarkan penekanan atau *pressure* tersebut dinamakan *powershift transmissions*.

Keuntungan dengan sistem *torqflow transmission* :

1. *Transferring torque* lebih luas, sehingga lebih tahan lama
2. Operasinya mudah dan lebih lincah.
3. Setiap perpindahan speed atau arah gerak maju (*forward*) dan mundur (*reverse*) tanpa menghentikan putaran *input shaft*.
4. Kerjanya lebih halus / lembut.
5. Pelumasannya lebih merata

Kerugian dengan sistem *torqflow transmission* :

1. Konstruksi sistem lebih rumit
2. Cara perbaikan dan perawatan lebih susah.

Sesuai dengan perbandingan keuntungan dan kerugian *torqflow transmission* diatas dapat disimpulkan bahwa komponen – komponen yang mendukung sistem ini akan lebih banyak dan lebih rumit. Selain itu konstruksinya sendiri juga akan lebih rumit bila dibandingkan dengan sistem lain (*sliding gear*). Komponen – komponen utama yang diperlukan untuk mendukung operasi dengan sistem ini adalah :

1. Roda gigi planet
2. Disc clutch
3. Poros

4. Return spring

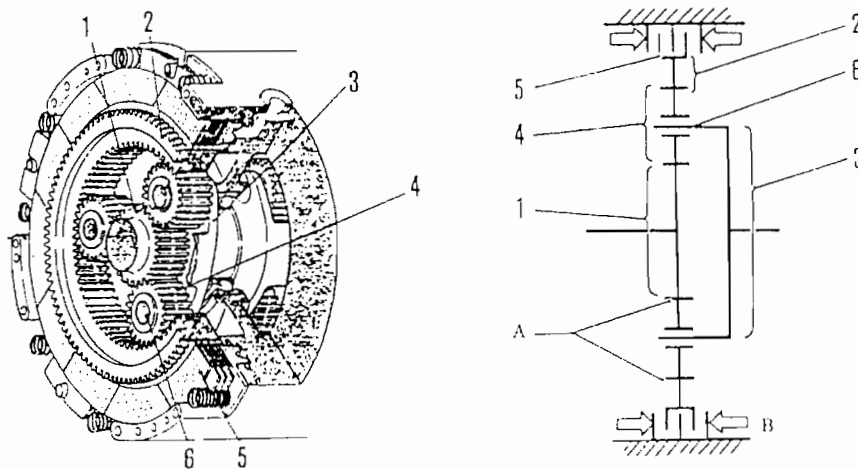
5. Bantalan

Komponen – komponen yang disebutkan diatas mutlak diperlukan dalam *torqflow transmission* sehingga harus ditentukan dimensi, kekuatan dan umur sesuai dengan beban yang diterimanya. Penggunaan roda gigi planet pada *torqflow transmission* dapat meningkatkan siklus kerja karena penggerak utama *dozer shovel* adalah tractor yang tidak dapat melakukan operasi memutar atau *swing*. *Dozer shovel* ini mampu memuat dan membuang material tanpa *swing* sehingga pengoperasiannya akan lebih mudah. Atas dasar ini maka *torqflow transmission* harus memakai sistem roda gigi yang cara pemindahan kecepatannya dapat dengan mudah, cepat dan lincah tanpa menurunkan kecepatan input. Cara pengoperasian pemindahan kecepatan sesuai dengan keinginan tersebut dapat dicapai dengan komponen penerusan daya *torque converter*, transmisi roda gigi planet dan *disc clutch* untuk pengereman gear.

Pada sistem *torqflow transmission* ini roda gigi planet menggunakan pasangan roda gigi lurus. Pemilihan ini berdasarkan pertimbangan sebagai berikut:

- Bentuk konstruksi yang sederhana.
- Perbandingan transmisi yang besar.
- Pembuatan lebih sederhana.

Secara umum konstruksi roda gigi planet sebagai berikut :



Gambar 4.1. Roda gigi planet

(Shop Manual Book KOMATSU D75S-2, 2004, halaman 05-01)

Keterangan gambar :

1. Roda gigi matahari
2. Roda gigi cincin (ring)
3. Carrier
4. Lengan (arm)
5. Clutch
6. Roda gigi planet

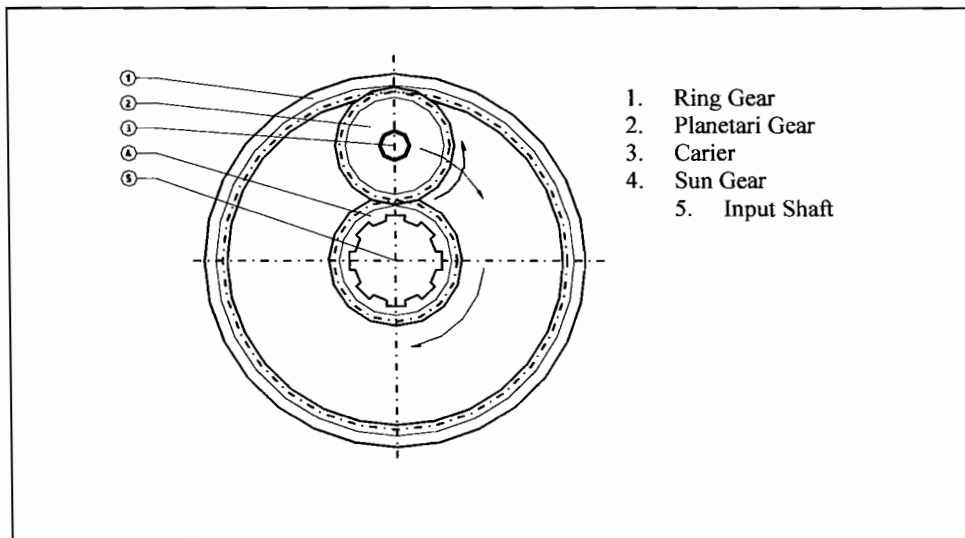
#### 4.1 Prinsip Kerja

Prinsip kerja sistem transmisi roda gigi planet adalah menghentikan ring gear (ring gear berfungsi sebagai lintasan) selanjutnya mentransmisikan daya dan putaran melalui *carier* dan mereduksi putaran tersebut melalui planetari gear.

Putaran output dua arah dihasilkan oleh sistem planet sebagai berikut :

a. Single planetarian gear

*Single planetarian gear* akan menghasilkan putaran output searah dengan putaran input (kecepatan maju).

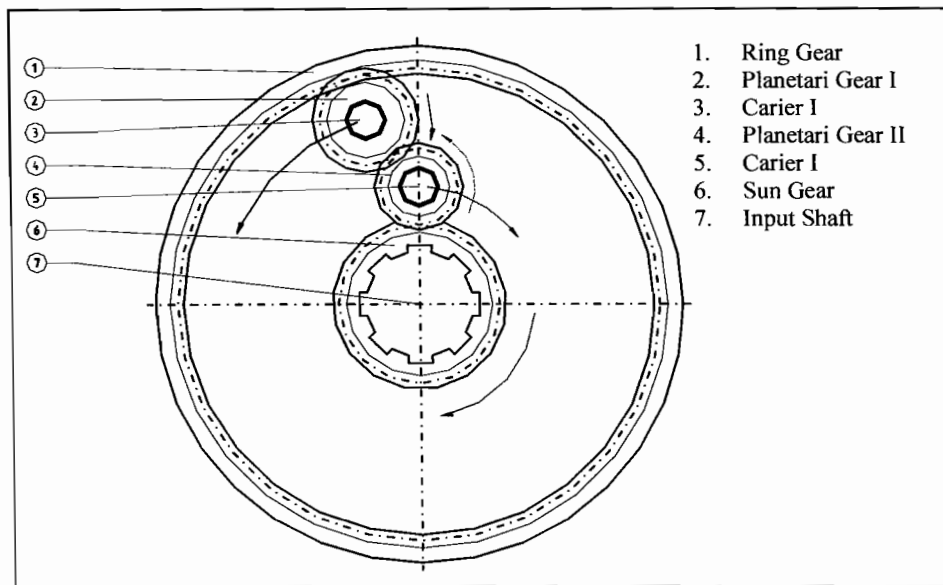


**Gambar 4.2. Single planetarian gear**

*Sun gear* berputar searah jarum jam, diteruskan ke *planetarian gear* dengan putaran berlawanan arah jarum jam. *Planetarian gear* ini akan menggelinding pada *ring gear* searah jarum jam. Selanjutnya dengan bantuan *carrier*, putaran akibat gerak gelinding dari planetari ini diteruskan ke *output shaft* dan menghasilkan putaran yang searah putaran input

b. Double planetarian gear

*Double planetarian gear* akan menghasilkan putaran output berlawanan arah dengan putaran input (kecepatan mundur).



**Gambar 4.3. Double planetarian gear**

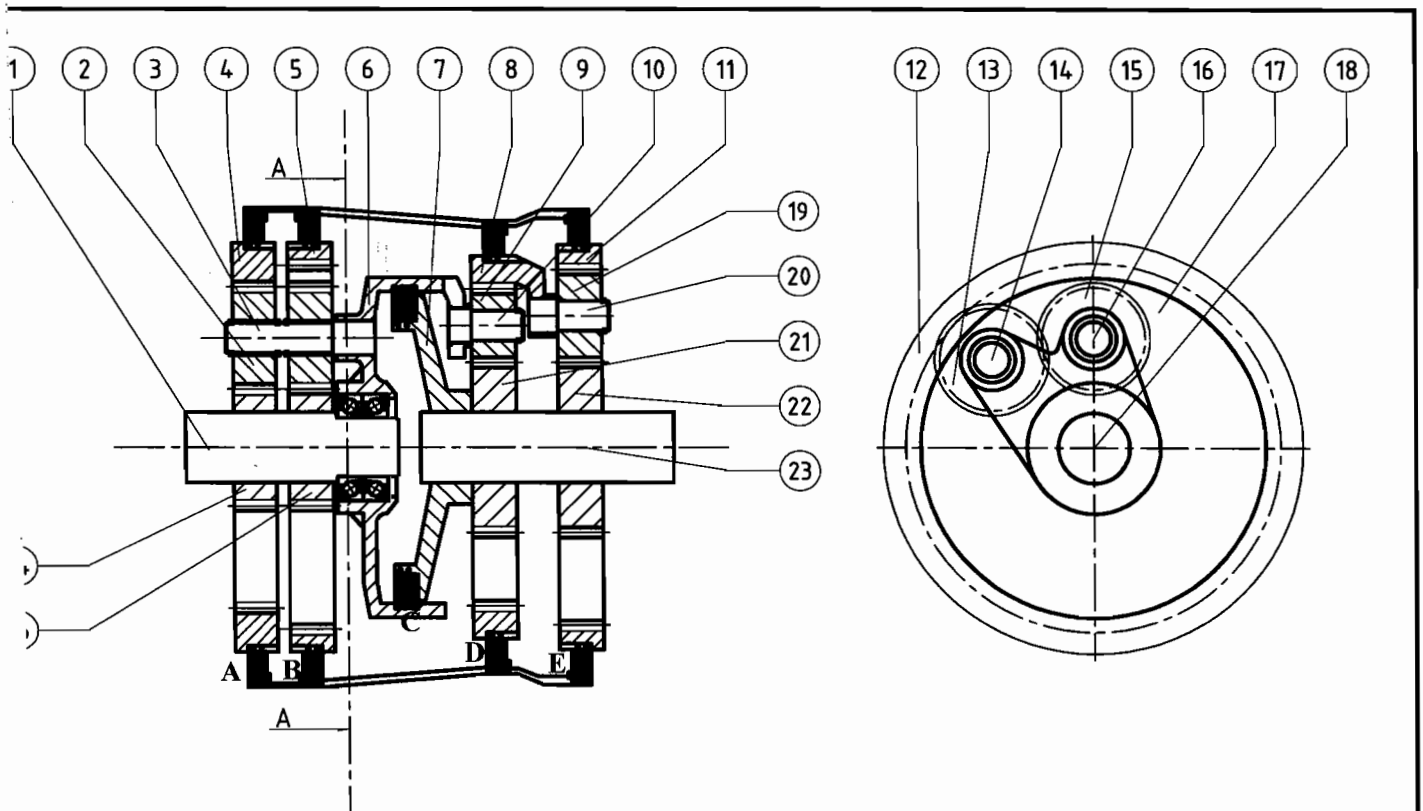
*Sun gear* berputar searah jarum jam, diteruskan ke *planetarian gear I* dengan putaran berlawanan arah jarum jam. *Planetarian gear* meneruskan putaran ke *planetarian gear II* dengan putaran searah jarum jam. *Planetarian gear II* ini akan menggelinding pada *ring gear* berlawanan arah jarum jam. Selanjutnya dengan bantuan *carrier*, putaran akibat gerak gelinding dari planetari ini diteruskan ke *output shaft* dan menghasilkan putaran yang searah putaran input. Perlu diingat bahwa dua *planetarian gear* ini berada pada satu *carrier*, sehingga posisi kedua *planetarian gear* selalu tetap.

#### 4.2 Perencanaan Transmisi

Sistem transmisi ini menghasilkan enam tingkat reduksi, dengan perincian: tiga tingkat reduksi maju dan tiga tingkat reduksi mundur. Hal ini dipilih berdasarkan pada kebutuhan torsi dan kecepatan yang bervariasi. Pada dasarnya

sebuah *dozer shovel* memerlukan torsi yang jauh lebih besar dari pada kecepatannya.

Skema sistem transmisi ditunjukkan pada Gambar 4.4 :



#### Keterangan:

1. Input Shaft
2. Planetarian Gear A
3. Planetarian Shaft I
4. Ring Gear A
5. Ring Gear B
6. Carrier I
7. Carrier II
8. Ring Gear C
9. Planetarian Gear D

10. Planetarian Shaft II
11. Ring Gear D
12. Ring Gear B
13. Planetarian Gear C
14. Planetarian Shaft III
15. Planetarian Gear B
16. Planetarian Gear I
17. Carrier I

18. Input Shaft
19. Planetarian Gear E
20. Planetarian Shaft IV
21. Sun Gear D
22. Sun Gear E
23. Output Shaft
24. Sun Gear A
25. Sun Gear B

Gambar 4.3 Skema sistem transmisi roda gigi planet

### **4.3. Cara Kerja**

Berikut akan dijelaskan cara kerja sistem transmisi untuk semua tingkat kecepatan, baik itu kecepatan maju maupun kecepatan mundur, yang masing-masing terdiri dari tiga tingkat kecepatan sebagai berikut:

#### **4.3.1. Kecepatan maju tingkat pertama (F1)**

Clutch A dan clutch C dihubungkan.

Pada keadaan ini ring gear A diam sehingga planetari gear A menggelinding dan menggerakkan carrier I searah putaran input. Putaran dari carrier I diteruskan ke output shaft melalui carrier II

#### **4.3.2. Kecepatan maju tingkat ke-dua (F2)**

Clutch A dan clutch D dihubungkan.

Pada saat clutch A dihubungkan, carrier I akan berputar searah putaran input. Karena ring gear C diam, maka putaran dari carrier I akan menyebabkan planetarian D menggelinding terhadap ring dan berputar berlawanan arah putaran input. Hal ini menyebabkan sun gear C yang terhubung permanen dengan poros output berputar searah poros input.

#### **4.3.3. Kecepatan maju tingkat ke-tiga (F3)**

Clutch A dan clutch E dihubungkan.

Telah diketahui bahwa pada saat clutch A dihubungkan, carrier I akan berputar searah putaran input. Karena ada beban pada sun gear C, maka putaran dari carrier I menyebabkan planetarian D menggelinding pada sun gear C dan

menggerakkan ring gear C searah putaran input. Selanjutnya ring gear C menggerakkan planetarian gear E. Karena clutch E diam, maka planetarian gear E menggelinding pada ring gear D dan berputar berlawanan arah putaran input serta menggerakkan sun gear D yang terhubung permanen dengan poros output searah poros input.

#### **4.3.4. Kecepatan mundur tingkat pertama (R1)**

Clutch B dan clutch C dihubungkan.

Pada keadaan ini ring gear B diam. Selanjutnya putaran dari poros input diteruskan oleh sun gear B ke planetarian gear B dan menyebabkan planetarian tersebut berputar berlawanan arah input. Planetarian gear B, selanjutnya menggerakkan planetarian gear C searah putaran input. Karena ring B diam, maka planetarian gear C menggelinding berlawanan arah putaran input dan menyebabkan carrier I berputar berlawanan arah dengan putaran input. Selanjutnya putaran dari carrier I diteruskan ke output shaft melalui carrier II dengan bantuan clutch C.

#### **4.3.5. Kecepatan mundur tingkat ke-dua (R2)**

Clutch B dan clutch D dihubungkan.

Telah diketahui bahwa pada saat clutch B dihubungkan, carrier I akan berputar berlawanan dengan putaran input. Putaran dari carrier I akan menyebabkan planetarian D menggelinding terhadap ring dan berputar searah



putaran input. Hal ini menyebabkan sun gear C yang terhubung permanen dengan poros output berputar berlawanan arah dengan putaran poros input.

#### 4.3.6. Kecepatan mundur tingkat ke-tiga (R3)

Clutch B dan clutch E dihubungkan.

Telah diketahui bahwa pada saat clutch B dihubungkan, carrier I akan berputar berlawanan arah dengan putaran input. Karena ada beban pada sun gear C, maka putaran dari carrier I menyebabkan planetarian D menggelinding pada sun gear C dan menggerakkan ring gear C berlawanan arah dengan putaran input. Selanjutnya ring gear C menggerakkan planetarian gear E. Karena clutch E diam, maka planetarian gear E menggelinding pada ring gear D dan berputar searah putaran input serta menggerakkan sun gear D yang terhubung permanen dengan poros output berlawanan arah dengan putaran poros input.

#### 4.4. Perbandingan Reduksi Dan Putaran

Kecepatan maju tingkat pertama (RF<sub>1</sub>) : (PT. United Tractor, Manual Book, hal. 39)

$$= \frac{N_s}{N_c} \dots\dots\dots 4.1$$

Planetari I

$$S \cdot N_s + R \cdot N_r = (S + R) \cdot N_c$$

$$30 \cdot N_s + 72 \cdot (0) = (30 + 72) \cdot (0)$$

$$N_s = 0$$

Planetari II

$$S \cdot N_s + R \cdot N_r = (S + R) \cdot N_c$$

$$30 \cdot (0) + 72 \cdot N_r = (30 + 72) \cdot N_c$$

$$N_r = (102/72) \cdot N_c$$

Planetari III

$$R \cdot N_r - S \cdot N_s = (R - S) \cdot N_c$$

$$78 \cdot N_r - 30 \cdot (2200) = (78 - 30) \cdot N_c$$

$$78 \cdot ((102/72) \cdot N_c) - 66000 = 48 \cdot N_c$$

$$62,5 N_c = 66000$$

$$N_c = 1056 \text{ rpm.}$$

Sehingga RF1 = 2200/577,44

$$= 2,083$$

Keterangan :

- N<sub>s</sub> = putaran sun gear (rpm)
- N<sub>c</sub> = putaran carried (rpm)
- N<sub>r</sub> = putaran ring gear (rpm)
- R = jumlah gigi ring gear
- S = jumlah gigi sun gear

Dalam kondisi ini, roda gigi yang bekerja adalah G, H, I dan F.

Kecepatan maju tingkat kedua (RF<sub>2</sub>)

$$= \frac{N_s}{N_s} \dots\dots\dots 4.2$$

Planetary I

Dalam hal ini sama dengan kecepatan maju tingkat pertama.

$$N_s = 0 \text{ rpm.}$$

Planetary II

$$S \cdot N_s + R \cdot N_r = (S + R) \cdot N_c$$

$$30 \cdot (0) + 72 \cdot N_r = (30 + 72) \cdot N_c$$

$$N_r = (102/72) \cdot N_c$$

Planetary III

$$R \cdot N_r - S \cdot N_s = (R - S) \cdot N_c$$

$$78 \cdot ((102/72)N_c) - 30 \cdot (2200) = (78 - 30) \cdot N_c$$

$$62,5 N_c = 66000$$

$$N_c = 1056 \text{ rpm}$$

Planetary IV

$$S \cdot N_s + R \cdot N_r = (S + R) \cdot N_c$$

$$41 \cdot N_s + 79 \cdot N_r = (41 + 79) \cdot 1056$$

$$N_r = (126720 - 41 \cdot N_s) / 79$$

Planetary V

$$S \cdot N_s + R \cdot N_r = (S + R) \cdot N_c$$

$$41 \cdot N_s + 79 \cdot (0) = (41 + 79) \cdot (126720 - 41 N_s) / 79$$

$$41 N_s = 192485,14 - 62,278 \cdot N_s$$

$$N_s = 1863,75 \text{ rpm}$$

$$\text{Sehingga } RF_2 = 2200/1863,75$$

$$= 1,1804$$

Dalam kondisi ini, roda gigi yang bekerja adalah G, H, I, J, L, M dan K

Kecepatan maju tingkat tiga (RF<sub>3</sub>)

Planetary I, II dan III adalah sama dengan tingkat kecepatan pertama.

Planetary IV

$$S \cdot N_s + R \cdot N_r = (S + R) \cdot N_c$$

$$41 \cdot N_s + 79 \cdot (0) = (41 + 79) \cdot (1056)$$

$$N_s = 3090,73 \text{ rpm.}$$

$$\text{Sehingga } RF_3 = 2200/3090,73$$

$$= 0,712$$

Kecepatan mundur tingkat pertama (RR<sub>3</sub>)

$$= \frac{N_s}{N_c} \dots\dots\dots 4.3$$

Planetari I

$$S \cdot N_s + R \cdot N_r = (S + R) \cdot N_c$$

$$30 \cdot N_s + 72 \cdot N_r = (30 + 72) \cdot (0)$$

$$N_s = - (72/30) N_r$$

Planetari II

$$S \cdot N_s + R \cdot N_r = (S + R) \cdot N_c$$

$$30 \cdot N_s + 72 \cdot N_r = (30 + 72) \cdot (0)$$

$$30 \cdot N_s = 102 \cdot N_c$$

$$30 \cdot ((-72/30) \cdot N_r) = 102 \cdot N_c$$

$$N_r = -(102/72) \cdot N_c$$

Planetari III

$$R \cdot N_r - S \cdot N_s = (R - S) \cdot N_c$$

$$78 \cdot (0) - 30 \cdot (2200) = (78 - 30) \cdot N_c$$

$$66000 = 48.N_c$$

$$N_c = - 1375 \text{ rpm}$$

$$\begin{aligned} \text{Sehingga } RF_3 &= - (2200/1375) \\ &= 1,6 \end{aligned}$$

Dalam hal ini, roda gigi yang bekerja adalah A, B, C, J, K dan L.

Kecepatan mundur tingkat kedua (RR<sub>2</sub>)

$$= \frac{N_s}{N_c} \dots\dots\dots 4.4$$

Planetari I

$$S . N_s + R . N_r = (S + R).N_c$$

$$30 . N_s + 72 . N_r = (30 + 72) . (0)$$

$$N_r = - (30/72) . N_s$$

Planetari II

$$S . N_s + R . N_r = (S + R) . N_c$$

$$30 . ((-72/30) . N_r) + 72 . (0) = 30 + 72) . N_c$$

$$N_c = - (72/102) . N_r$$

Planetari III

$$R . N_r - S . N_s = (R - S) . N_c$$

$$78.(0) - 30 . (2200) = (78 - 30).N_c$$

$$N_c = - (66000/48)$$

$$= - 1375 \text{ rpm}$$

Planetari IV

$$S . N_s + R . N_r = (S + R) . N_c$$

$$41 . N_s + 79 . N_r = (41 + 79).(-1375)$$

$$N_r = (-165000 - 41.N_s)/79$$

Planetari V

$$S \cdot N_s + R \cdot N_r = (S + R) \cdot N_c$$

$$41 \cdot N_s + 79 \cdot (0) = (41 + 79) \cdot ((-165000 - 41.N_s)/79)$$

$$41N_s = -250632,91 + 62,278 N_s$$

$$= -2426,77 \text{ rpm}$$

$$\text{Sehingga } RR_2 = -(2200/2426,77)$$

$$= -0,9066$$

Kecepatan mundur tingkat ketiga (RR<sub>3</sub>)

$$= \frac{N_s}{N_c} \dots\dots\dots 4.5$$

Planetari I, II dan III adalah sama.

Planetari IV

$$S \cdot N_s + R \cdot N_r = (S + R) \cdot N_c$$

$$41 \cdot N_s + 79 \cdot (0) = (41 + 79) \cdot (-1375)$$

$$N_s = -(165000/41)$$

$$= -4024,39 \text{ rpm.}$$

$$\text{Sehingga } RR_3 = -(2200/4024,39)$$

$$= -0,466$$

Pada kondisi ini, roda gigi yang bekerja adalah G, H, I, J, K dan L.

Dari hasil perhitungan perbandingan terdapat tanda kecepatan minus, hal ini menunjukkan bahwa putaran input berlawanan arah dengan putaran output. Dalam perancangan *torque converter* diambil speed rationya adalah 0,65. Sehingga

putaran output *torque converter* adalah 2200 rpm, putaran ini adalah sebagai input dari transmisi. Dengan demikian putaran output dari transmisi dapat ditentukan sebagai berikut :

Putaran kecepatan maju tingkat pertama ( $n_{F1}$ )

$$= \frac{n_i}{RF_1} \dots\dots\dots 4.6$$

$$= \frac{2200}{2,0833}$$

$$= 1056,01 \text{ rpm.}$$

Putaran kecepatan maju tingkat kedua ( $n_{F1}$ )

$$= \frac{n_i}{RF_2} \dots\dots\dots 4.7$$

$$= \frac{2200}{1,180}$$

$$= 1864,40 \text{ rpm.}$$

Putaran kecepatan maju tingkat ketiga ( $n_{F3}$ )

$$= \frac{n_i}{RF_3} \dots\dots\dots 4.8$$

$$= \frac{2200}{0,712}$$

$$= 3089,88 \text{ rpm.}$$

Putaran kecepatan mundur tingkat pertama ( $n_{R1}$ )

$$= \frac{n_i}{RR_1} \dots\dots\dots 4.9$$

$$= \frac{2200}{1,6}$$

$$= 1375 \text{ rpm.}$$

Putaran kecepatan mundur tingkat kedua ( $n_{R2}$ )

$$= \frac{n_i}{RR_2} \dots\dots\dots 4.10$$

$$= \frac{2200}{0,9066}$$

$$= 2426,65 \text{ rpm.}$$

Putaran kecepatan mundur tingkat ketiga ( $n_{R3}$ )

$$= \frac{n_i}{RR_3} \dots\dots\dots 4.11$$

$$= \frac{2200}{0,5467}$$

$$= 4024,14 \text{ rpm.}$$



Dari hasil perhitungan disajikan dalam Tabel 4.2.

Tabel 4.2. Hasil perhitungan kecepatan dan ratio.

Tingkat Kecepatan Dan Arah	Speed Ratio (R)	Kecepatan (n) rpm	Clutch Applied
Maju pertama (F1)	2,083	1056,01	1 dan 3
Maju kedua (F2)	1,18	1864,40	1 dan 5
Maju ketiga (F3)	0,712	3089,88	1 dan 4
Mundur pertama (R1)	1,6	1375	2 dan 3
Mundur kedua (R2)	0,906	2426,65	2 dan 5
Mundur ketiga (R3)	0,5467	4024,14	2 dan 4

#### 4.5. Dimensi Roda Gigi Transmisi.

Dalam perancangan ukuran roda gigi transmisi telah ditentukan jumlah masing-masing roda gigi pada sub bab diatas. Pada perancangan ini, modul (m) yang dipakai adalah 4 mm. Dibawah ini disajikan penghitungan dimensi roda gigi transmisi, sebagai berikut :

Jumlah gigi	$z$
Modul gigi	$m = 4$
Diameter jarak bagi	$d = m.z$
Diameter kepala	$dk = d + 2m$
Diameter kaki	$df = d - 2a$
Kelonggaran puncak	$ck = 0,25 m$
Tinggi gigi	$H = 2m + ck$
Tinggi kaki	$a = H - m$
Tinggi kepala	$b = m$

Sudut kontak  $\alpha = 20^{\circ}$

Lebar gigi  $l = (6 \text{ s/d } 10) \text{ m}$

Dari rumus-rumus diatas hasil perhitungan dapat disajikan dalam Tabel 4.3.

Tabel 4.3. Hasil perhitungan roda gigi.

Roda Gigi	Jumlah gigi (z)	$\Phi$ jarak bagi (d) mm	$\Phi$ kepala (dk) mm	$\Phi$ kaki (df) mm
A	30	120	128	118
A	21	84	92	82
A	72	288	296	286
B	30	120	128	110
B	24	96	104	90
C	21	84	92	74
J	90	360	368	354
C	41	164	172	162
D	15	60	68	54
C	79	316	324	314
D	41	164	172	162
E	19	76	84	70
D	79	316	324	314

Kelonggaran puncak

$ck = 1 \text{ mm}$

Tinggi gigi

$H = 9 \text{ mm}$

Tinggi kaki

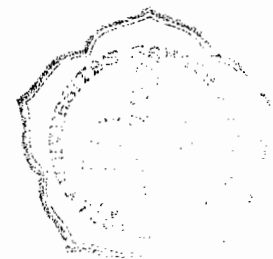
$a = 5 \text{ mm}$

Tinggi kepala

$b = 4 \text{ mm}$

Lebar gigi

$l = 36 \text{ mm}$

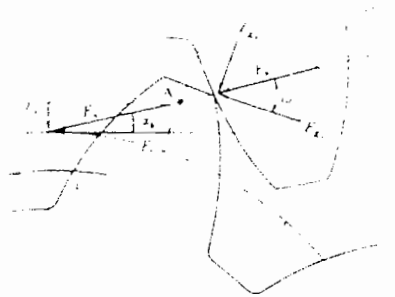


#### 4.5.1. Bahan roda gigi

Dalam hal ini perancang menggunakan bahan roda gigi SNC 22 dengan kekuatan tarik ( $\sigma_t$ ) = 100 kg/mm<sup>2</sup>, tegangan lentur ijin ( $\sigma_b$ ) = 40 s/d 55 kg/mm<sup>2</sup>, tegangan geser bahan ( $\tau_{ges}$ ) = 11,9 kg/mm<sup>2</sup>, kekerasan brinell (Hb) = 600. Bahan inilah yang diharapkan mampu menahan tegangan (lenturan dan tekanan permukaan) yang terjadi pada roda gigi, keausan.

#### 4.5.2. Beban Lentur Gigi

Karena besarnya perbandingan kontak roda gigi lurus dengan sudut tekan 20<sup>0</sup> adalah 1,0 atau lebih, maka beban penuh tidak selalu dikenakan pada satu gigi. Tetapi untuk keamanan, perhitungan dilakukan atas dasar bahwa beban penuh dikenakan pada titik A antara garis tekan dan garis hubung pusat roda gigi ke puncak gigi (OP), seperti pada Gambar 4.6.



Gambar 4.6. Gaya pada roda gigi.

(Ir. Sularso, MSME, Kiyokatsu Suga, 1997, halaman 238)

Keterangan gambar :

$\alpha_b$  = sudut tekan kerja

$F_t$  = Gaya tangensial (kg)

$V$  = kecepatan keliling (m/s)

$F_n$  = gaya normal (kg)

$F_{kt}$  = gaya tangensial titik A (kg)

Dalam keadaan sebenarnya pada waktu terjadi peralihan jumlah pasangan yang terkait dari satu menjadi dua atau lebih, maka timbul gaya yang lebih besar. Karena dalam perhitungan hanya satu pasang gigi saja yang dianggap meneruskan momen, maka pembebanan pada gigi menjadi lebih berat daripada keadaan yang sebenarnya. Dalam hal ini bentuk penampang gigi yang akan dipakai sebagai dasar perhitungan beban lentur berbentuk parabola dengan puncak titik A dengan dasar titik B dan C.

Dengan demikian setelah mengalami reduksi rumus, tinjauan terhadap beban lentur adalah sebagai berikut :

Gaya tangensial gigi ( $F_t$ ) : (Ir. Sularso MSME, Kiyokatsu Suga, halaman 240)

$$= \sigma_b \cdot b \cdot m \cdot Y \cdot f_v \dots\dots\dots 4.12$$

$$= 40 \cdot 36 \cdot 4 \cdot 0,358 \cdot 0,272$$

$$= 561 \text{ kg}$$

Keterangan :

$\sigma_b$  = tegangan lentur ijin ( $40 \text{ kg/mm}^2$ )

$b$  = lebar gigi rencana (36 mm)

$m$  = modul gigi (4 mm)

$Y$  = Faktor bentuk gigi (dalam lampiran)

$F_v$  = faktor dinamis (dalam lampiran)

Untuk memperingkas perhitungan maka disajikan Tabel 4.4.

Tabel 4.4. Hasil perhitungan gaya pada roda gigi.

Nama	Jumlah Gigi (z)	Faktor Bentuk gigi (Y)	Faktor dinamis (fv)	Gaya Tangensial (Ft)kg
Sun gear A	30	0,358	0,272	561
Ring gear A	72	0,425	0,320	801,3
Sun gear B	30	0,358	0,272	561
Sun gear C	41	0,385	0,377	836,2
Ring gear C	79	0,455	0,239	626,52
Sun gear D	41	0,385	0,377	836,2
Ring gear D	79	0,455	0,239	626,52
Planit gear A	21	0,320	0,315	583,72
Planit gear B	24	0,336	0,306	592,46
Planit gear C	21	0,320	0,317	583,72
Planit gear D	15	0,289	0,623	1037,58
Planit gear E	19	0,314	0,612	1107,10

4.5.3. Beban Permukaan Gigi.

Dalam kerjasama roda gigi jika tekanan permukaan gigi terlalu besar, akan mengalami keausan dan kebopongan permukaan yang terlalu cepat. Dengan demikian kapasitas pembebanan permukaan gigi harus dibatasi. Di bawah ini disajikan penghitungan syarat batas pembebanan permukaan sebagai berikut :

Beban tangensial gigi (Ft) :

$$\begin{aligned}
&= f_v \cdot k_H \cdot b \cdot d \left( \frac{2z_2}{z_1 + z_2} \right) \dots\dots\dots 4.13 \\
&= 0,272 \times 0,569 \times 36 \times 120 \times \left( \frac{42}{21 + 30} \right)
\end{aligned}$$

$$= 550,61 \text{ kg}$$

Ket. :  $k_H$  = tegangan kontak gigi (dalam lampiran)

$Z$  = jumlah gigi

$d$  = diameter jarak bagi

Dari perhitungan dapat dibuat Tabel 4.5.

Tabel 4.5. Penghitungan syarat batas beban permukaan

Nama	Jumlah gigi (z)	Faktor tegangan kontak ( $k_H$ )	Faktor dinamis ( $f_v$ )	Gaya tangensial (Ft)kg
Sun gear A	30	0,569	0,272	550,61
Ring gear A	72	0,569	0,327	1588
Sun gear B	30	0,569	0,272	594,31
Sun gear C	41	0,569	0,377	339,2
Ring gear C	79	0,569	0,239	493,73
Sun gear D	41	0,569	0,377	802,1
Ring gear D	79	0,569	0,239	626,52
Planit gear A	21	0,569	0,315	637,65
Planit gear B	24	0,569	0,306	668,59
Planit gear C	21	0,569	0,317	581,8
Planit gear D	15	0,569	0,623	1121,1
Planit gear E	19	0,569	0,612	1302,1

#### 4.6. Perhitungan Kopling Gesek

Pada transmisi roda gigi planit terdapat ring gear yang dilengkapi dengan kopling gesek. Dalam pengoperasiannya pada elemen kopling tersebut (*plate* dan *disc*) akan terjadi gaya gesek akibat gaya aksial pada piston secara hidrolis. Dengan kopling gesek pemindahan tenaga terjadi sangat halus, hal ini karena pada

awal pengoperasiannya akan terjadi slip antara *plate* dan *disc* sehingga tidak terjadi pencengeraman disc secara kejut.

Dalam perencanaan, kopling gesek yang akan dipakai ada lima unit sesuai dengan tingkat kecepatan yang diinginkan, sebagai berikut :

1. Kopling arah maju.
2. Kopling arah mundur.
3. Kopling kecepatan pertama.
4. Kopling kecepatan kedua.
5. Kopling kecepatan ketiga.

#### 4.6.1. Ukuran Disc Dan Plate.

Daya yang ditransmisikan adalah 185,95 hp.

Clutch pertama.

Torsi input ( $T_i$ )

$$\begin{aligned}
 &= \frac{71620 \times N}{n} \dots\dots\dots 4.14 \\
 &= \frac{71620 \times 185,95}{1065,16} \\
 &= 12503,04 \text{ kg.cm}
 \end{aligned}$$

Gaya aksial clutch ( $F_a$ ) : (R. S. Khurmi, J.K. Gupta, Machine Design, halaman 862)

$$= \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) p a \dots\dots\dots 4.15$$

$$= \frac{\pi}{4} (460^2 - 360^2) \times 6$$

$$= 3864,15 \text{ kg}$$

Keterangan :

$D_1$  = diameter dalam disc (36 cm)

$D_2$  = diameter luar disc (46 cm)

$p_a$  = tekanan ijin permukaan (6 kg) dalam tabel.

$N$  = daya transmisi (185,95 HP)

$n$  = putaran ring gear (1056,16 rpm)

Radius rata-rata permukaan gesekan ( $r$ )

$$= \frac{D_1 + D_2}{4} \dots\dots\dots 4.16$$

$$= \frac{46 + 36}{4}$$

$$= 20,5 \text{ cm}$$

Torsi pada clutch pertama ( $T_{c1}$ )

$$= z \times \mu \times F_a \times r \dots\dots\dots 4.17$$

$$= z \times 0,1 \times 3864,15 \times 20,5$$

$$= 7921,52 \cdot Z \text{ kg.cm}$$

Keterangan  $z$  = jumlah disc dan plate

$$= (z_1 + z_2) - 1$$

$\mu$  = koefisien gesek (0,1) dalam tabel lampiran



Jumlah disc dan plate pertama ( $z_1$ )

$$T_i = T_{c_1} \dots\dots\dots 4.18$$

$$12503,04 = 7921,52 \cdot z$$

$$z = 1,578$$

Dalam hal ini diambil  $z = 2$ , terdiri dari  $z_1 = 1$  dan  $z_2 = 2$

### Clutch kedua

Torsi input ( $T_i$ )

$$= \frac{71620 \times N}{n} \dots\dots\dots 4.19$$

$$= \frac{71620 \times 185,95}{818,04}$$

$$= 16280,05 \text{ kg.cm}$$

Jumlah disc dan plate kedua ( $z_2$ )

$$T_i = T_c \dots\dots\dots 4.20$$

$$1165,9 = 7921,52 \cdot z$$

$$z = 1,476$$

Keterangan :  $T_{c_2}$  = torsi pada clutch kedua ( $6597,935 \cdot z$ )

Dalam hal ini diambil  $z_2 = 2$ , terdiri dari  $z_1 = 2$  dan  $z_2 = 1$

### Clutch ketiga

Torsi input ( $T_i$ )

$$= \frac{71620 \times N}{n} \dots\dots\dots 4.21$$

$$= \frac{71620 \times 185,95}{577,44}$$

$$= 23063,41 \text{ kg.cm}$$

Gaya aksial clutch ( $F_a$ )

$$= \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) p_a \dots\dots\dots 4.22$$

$$= \frac{\pi}{4} (38^2 - 20^2) \times 7$$

$$= 5739,68 \text{ kg}$$

Keterangan :

$D_1$  = diameter dalam disc (20 cm)

$D_2$  = diameter luar disc (38 cm)

$p_a$  = tekanan ijin permukaan (7 kg) dalam tabel lampiran

$N$  = daya transmisi (185,95 HP)

$n$  = putaran ring gear (577,44 rpm)

Radius rata-rata permukaan gesekan ( $r$ )

$$= \frac{D_1 + D_2}{4} \dots\dots\dots 4.23$$

$$= \frac{38 + 20}{4}$$

$$= 14,5 \text{ cm}$$

Torsi pada clutch ketiga ( $T_{c_3}$ )

$$= z \times \mu \times F_a \times r \dots\dots\dots 4.24$$

$$= z \times 0,15 \times 5739,68 \times 14,5$$

$$= 12483,80 \cdot z \text{ kg.cm}$$

Keterangan :  $z$  = jumlah disc dan plate

$$= (z_1 + z_2) - 1$$

$\mu$  = koefisien gesek (0,1) dalam lampiran

Jumlah disk dan plate ( $z_3$ )

$$T_i = T_{c_3} \dots\dots\dots 4.24$$

$$23063,41 = 12483,80 \cdot z$$

$$z = 1,847$$

Dalam hal ini diambil  $z = 2$ , terdiri dari  $z_1 = 2$  dan  $z_2 = 1$

#### Clutch keempat

Torsi input ( $T_i$ )

$$= \frac{71620 \times N}{n} \dots\dots\dots 4.25$$

$$= \frac{71620 \times 185,95}{577,44}$$

$$= 23063,41 \text{ kg.cm}$$

Gaya aksial clutch ( $F_a$ )

$$= \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) p a \dots\dots\dots 4.26$$

$$= \frac{\pi}{4} (46^2 - 36^2) \times 7$$

$$= 4508,2 \text{ kg}$$

Keterangan :

$D_1$  = diameter dalam disc (36 cm)

$D_2$  = diameter luar disc (46 cm)

$p_a$  = tekanan ijin permukaan (7 kg) dalam tabel lampiran

$N$  = daya transmisi (185,95 HP)

$n$  = putaran ring gear (577,44 rpm)

Radius rata-rata permukaan gesekan ( $r$ )

$$= \frac{D_1 + D_2}{4} \dots\dots\dots 4.27$$

$$= \frac{46 + 36}{4}$$

$$= 20,5 \text{ cm}$$

Torsi pada clutch ketiga ( $T_{c3}$ )

$$= z \times \mu \times F_a \times r \dots\dots\dots 4.28$$

$$= z \times 0,1 \times 4508,2 \times 20,5$$

$$= 9241,780 \cdot z \text{ kg.cm}$$

Keterangan :  $z$  = jumlah disc dan plate

$$= (z_1 + z_2) - 1$$

$\mu$  = koefisien gesek (0,1) dalam lampiran

Jumlah disk dan plate ( $z_3$ )

$$T_i = T_{c3} \dots\dots\dots 4.29$$

$$23063,41 = 9241,78 \cdot z$$

$$z = 2,495$$

Dalam hal ini diambil  $z = 3$ , terdiri dari  $z_1 = 2$  dan  $z_2 = 2$

### Clutch kelima

Torsi input ( $T_i$ )

$$= \frac{71620 \times N}{n} \dots\dots\dots 4.30$$

$$= \frac{71620 \times 185,95}{577,44}$$

$$= 23063,41 \text{ kg.cm}$$

Gaya aksial clutch (Fa)

$$= \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) pa \dots\dots\dots 4.31$$

$$= \frac{\pi}{4} (46^2 - 36^2) \times 7$$

$$= 4508,2 \text{ kg}$$

Keterangan :

$D_1$  = diameter dalam disc (36 cm)

$D_2$  = diameter luar disc (46 cm)

pa = tekanan ijin permukaan (7 kg) dalam tabel lampiran

N = daya transmisi (185,95 HP)

n = putaran ring gear (577,44 rpm)

Radius rata-rata permukaan gesekan (r)

$$= \frac{D_1 + D_2}{4} \dots\dots\dots 4.32$$

$$= \frac{46 + 36}{4}$$

$$= 20,5 \text{ cm}$$

Torsi pada clutch ketiga ( $T_{c_3}$ )

$$= z \times \mu \times F_a \times r \dots\dots\dots 4.33$$

$$= z \times 0,1 \times 4508,2 \times 20,5$$

$$= 9241,81 \cdot z \text{ kg.cm}$$

Keterangan :  $z$  = jumlah disc dan plate

$$= (z_1 + z_2) - 1$$

$\mu$  = koefisien gesek (0,1) dalam lampiran

Jumlah disk dan plate ( $z_3$ )

$$T_i = T_{c_3} \dots\dots\dots 4.44$$

$$23063,41 = 9241,81 \cdot z$$

$$z = 2,49$$

Dalam hal ini diambil  $z = 3$ , terdiri dari  $z_1 = 2$  dan  $z_2 = 2$

#### 4.6.2. Pemilihan Pegas

Dalam konstruksi kopling terdapat rangkaian pegas tipe *helikal* yang berfungsi mengembalikan posisi pada saat kopling off. Pada perancangan ini dipakai enam unit pegas *helikal* untuk menjamin gaya aksial pengambilan posisi *plate off*. Untuk lebih jelasnya disajikan dibawah ini, sebagai berikut :

Bahan pegas = SUP (baja pegas) dengan  $G = 8 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$

Beban aksial pegas (W) = 10 kg

Diameter kawat (d) = 2 mm

Diameter lilitan (D) = 20 mm

Jumlah lilitan ( $n$ ) = 10 buah (clutch 2, 4 dan 5)  
 = 8 buah (clutch 1)

Defleksi aksial ( $\delta$ )

$$= \frac{8 \times W \times n \times D^3}{G \times d^4} \dots\dots\dots 4.45$$

$$= \frac{8 \times 10 \times 10 \times 20^3}{8 \times 10^3 \times 2^4}$$

$$= 50 \text{ mm}$$

Keterangan :  $G$  = modulus geser bahan.

Panjang kawat pegas ( $L$ )

$$= \pi \times D \times n \dots\dots\dots 4.47$$

$$= 3,14 \times 20 \times 10$$

$$= 628,31 \text{ mm}$$

Panjang bebas lilitan ( $L_f$ )

$$= n \times d + \delta + (n-1) \times 0,1 \dots\dots\dots 4.48$$

$$= 10 \times 2 + 50 + (10-1) \times 0,1$$

$$= 70,9 \text{ mm}$$

Jarak antar lilitan ( $p$ )

$$= \frac{L_f}{n-1} \dots\dots\dots 4.49$$

$$= \frac{70,9}{9}$$

$$= 7,88 \text{ mm}$$

Momen puntir lilitan (T)

$$\begin{aligned}
 &= \frac{W \times D}{2} \dots\dots\dots 4.50 \\
 &= \frac{10 \times 20}{2} \\
 &= 100 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

#### 4.7. Perhitungan Poros Transmisi

Pada *torqflow transmission* terdapat beberapa poros untuk rangkaian roda gigi planit antara lain sebagai berikut :

1. Poros *input*, yaitu poros yang menghubungkan *universal joint* ke pasangan roda gigi maju dan mundur.
2. Poros *output*, yaitu poros yang menghubungkan output roda gigi kecepatan pertama, kedua, ketiga ke *bevel gear*.
3. Poros *carrier*, yaitu poros roda gigi satelit.

##### 4.7.1. Poros input.

Pada poros ini hanya mendukung pasangan roda gigi planit, sedangkan ring gear diam. Hal ini menyebabkan gaya-gaya radial pada poros input sangat kecil, sehingga dapat diabaikan. Pada *sun gear* dan *planit gear* timbul gaya radial pada keliling poros tersebut hal ini menyebabkan gaya radial saling meniadakan, sehingga pada poros tersebut hanya berfungsi meniadakan torsi.





Gambar 4.6. Poros input

Dalam perhitungan poros input dilakukan pada kondisi terberat yaitu pada tingkat kecepatan pertama.

Torsi poros (T)

$$= \frac{71620 \times N}{n} \dots\dots\dots 4.51$$

$$= \frac{71620 \times 185,95}{2200}$$

$$= 6053,51 \text{ kg.cm}$$

Bahan poros yang dipilih adalah SFCM 80S, dengan :

Kekuatan tarik ( $\sigma_t$ ) = 80 s/d 100 kg/mm<sup>2</sup>

Tegangan geser ijin ( $\tau_{ges}$ ) = 17,78 kg/mm<sup>2</sup>

Tegangan geser poros ( $\tau_p$ )

$$= \frac{5,1}{d^3} \times \sqrt{(Km \times M)^2 + (Kt \times T)^2} \times \frac{1}{(1 - k^4)} \dots\dots\dots 4.52$$

$$= \frac{5,1}{70^3} \times \frac{\sqrt{(1 \times 6053,51)^2}}{(1 - 0^4)}$$

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

Keterangan :  $K_m$  = faktor koreksi momen lengkung (1,5)

$K_t$  = faktor koreksi puntiran (1)

$K$  = perbandingan diameter (0)

Dalam hal ini poros adalah aman, karena tegangan geser poros lebih kecil daripada tegangan geser ijin.

Sudut puntir spesifik ( $Q_s$ ) : (R.S. Khurmi, J.K. Gupta, Machine Design, halaman 453)

$$\begin{aligned}
 &= \frac{T \times l \times 180}{G \times J \times 3,14} \dots\dots\dots 4.53 \\
 &= \frac{6053,51 \times 20 \times 180}{8,5 \times 10^5 \times 235,7 \times 3,14} \\
 &= 0,04^\circ
 \end{aligned}$$

Keterangan :  $G$  = modulus geser bahan ( $8,5 \cdot 10^5 \text{ kg/cm}^2$ )

$l$  = panjang poros (20 cm)

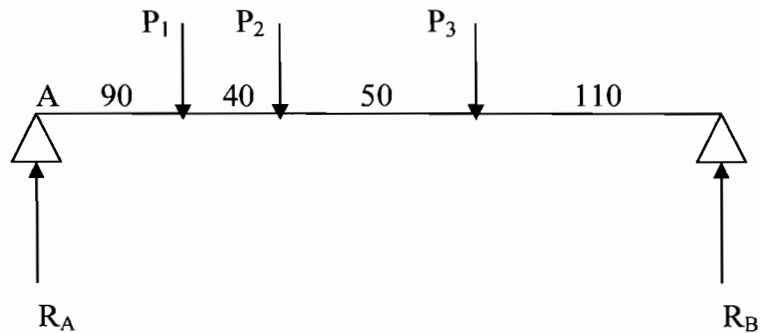
$J$  = inersia polar ( $235,7 \text{ cm}^2$ )

Dalam hal ini poros input adalah aman, karena sudut puntir spesifik poros lebih kecil daripada sudut puntir spesifik ijin.

#### 4.7.2. Poros Output

Dalam pembebanan poros output ada beban radial dan torsi poros yang harus diperhatikan, dengan demikian ada dua momen yang harus ditanggung oleh poros yaitu momen lengkung dan momen puntir.

Pada Gambar 4.8 disajikan peletakan pembebanan poros.



Gambar 4.8. Pembebanan poros

$P_1$  = berat roda gigi J (20 kg)

$P_2$  = gaya radial roda gigi K ( $836,2 \cdot \text{tg } 20 = 304,35$  kg)

$P_3$  = gaya radial roda gigi N ( $836,2 \cdot \text{tg } 20 = 304,35$  kg)

Reaksi bantalan.

$$\Sigma M_B = 0$$

$$R_A \cdot 290 = (304,35 \cdot 110) + (304,35 \cdot 160) + (20 \cdot 200)$$

$$R_A = 297,135 \text{ kg} \quad \left( \uparrow \right)$$

$$\text{Maka: } R_B = 331,547 \text{ kg} \quad \left( \uparrow \right)$$

Momen lengkung yang terjadi :

$$M_1 = 297,153 \cdot 90 = 26743,77 \text{ kg.mm}$$

$$M_2 = 297,153 \cdot (90 + 40) - 40 = 37829,89 \text{ kg.mm}$$

$$M_3 = 297,153 \cdot (90 + 40 + 50) - (20 \cdot (40 + 50) + (304,35 \cdot 50)) = 36470,04 \text{ kg.mm.}$$

Dari pembebanan poros menghasilkan momen lengkung maksimum dan torsi roda gigi maksimum, dari hal ini dapat ditentukan tegangan geser poros sebagai berikut:

Tegangan geser poros ( $\tau_p$ )

$$\begin{aligned}
 &= \frac{5,1}{d^3} \times \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \times \frac{1}{(1 - k^4)} \dots\dots\dots 4.54 \\
 &= \frac{5,1}{70^3} \times \frac{\sqrt{(1,5 \times 37829,89)^2 + (1 \times 68568,4)^2}}{(1 - 0^4)} \\
 &= 1,323 \text{ kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

Keterangan :  $K_m$  = faktor koreksi momen lengkung (1,5)

$K_t$  = faktor koreksi puntiran (1)

$K$  = perbandingan diameter (0)

Bahan poros yang dipilih adalah SFCM 80 S, dengan :

Kekuatan tarik ( $\sigma_t$ ) = 80 s/d 10 kg/mm<sup>2</sup>.

Tegangan geser ijin ( $\tau_{ges}$ ) = 17,78 kg/mm<sup>2</sup>

Dalam hal ini poros adalah aman, karena tegangan geser poros lebih kecil daripada tegangan geser ijin.

Sudut puntir spesifik ( $Q_s$ )

$$\begin{aligned}
 &= \frac{T \times l \times 180}{G \times J \times 3,14} \dots\dots\dots 4.55 \\
 &= \frac{6053,51 \times 29 \times 180}{8,5 \times 10^5 \times 235,72 \times 3,14} \\
 &= 0,050^\circ.
 \end{aligned}$$

Keterangan :  $G =$  modulus geser bahan ( $8,5 \cdot 10^5 \text{ kg/cm}^2$ )

$l =$  panjang poros (29 cm)

$J =$  inersia polar ( $235,7 \text{ cm}^4$ )

Dalam hal ini poros input adalah aman, karena sudut puntir spesifik poros lebih kecil daripada sudut puntir spesifik ijin.

Putaran kritis poros total  $\left( \frac{1}{Nc t^2} \right)$

$$= \frac{1}{Nc_1^2} + \frac{1}{Nc_2^2} + \frac{1}{Nc_3^2} \dots\dots\dots 4.56$$

$$Nc_1 = 52700 \frac{d^2}{L_1 \times L_2} \sqrt{\frac{L}{W}} \dots\dots\dots 4.57$$

$$= 52700 \times \frac{70^2}{90 \times 200} \sqrt{\frac{290}{20}}$$

$$= 554628,36 \text{ rpm.}$$

$$Nc_2 = 52700 \frac{d^2}{L_1 \times L_2} \sqrt{\frac{L}{W}} \dots\dots\dots 4.58$$

$$= 52700 \times \frac{70^2}{130 \times 160} \sqrt{\frac{290}{20}}$$

$$= 47274,54 \text{ rpm.}$$

$$Nc_3 = 52700 \frac{d^2}{L_1 \times L_2} \sqrt{\frac{L}{W}} \dots\dots\dots 4.59$$

$$= 52700 \times \frac{70^2}{180 \times 110} \sqrt{\frac{290}{20}}$$

$$= 49662,14 \text{ rpm.}$$

Sehingga :

$$\frac{1}{Nct^2} = \frac{1}{(554628,36)^2} + \frac{1}{(47274,54)^2} + \frac{1}{(49662,14)^2} \dots\dots\dots 4.60$$

$$\frac{1}{Nct^2} = 8,56162 \times 10^{-10}$$

$$Nct^2 = 1168002179$$

$$Nct = 34176,05 \text{ rpm.}$$

#### 4.7.3. Poros Carrier I

Poros ini merupakan poros pendukung *planetary gear* yang tidak meneruskan momen puntir, tetapi hanya menderita momen lengkung karena gaya pada roda gigi.

Torsi roda gigi planit B (T)

$$= \frac{71620 \times N}{n} \dots\dots\dots 4.61$$

$$= \frac{71620 \times 185,95}{3651,96}$$

$$= 3646,73 \text{ kg.cm}$$

Gaya pada roda gigi (F)

$$= \frac{T}{R} \dots\dots\dots 4.62$$

$$= \frac{3646,73}{4,2}$$

$$= 868,27 \text{ kg.}$$

Momen lengkung poros (M)

$$= \frac{F \times L}{2} \dots\dots\dots 4.63$$

$$= \frac{868,27 \times 70}{2}$$

$$= 30389 \text{ kg.mm.}$$

Keterangan : L = panjang poros (70 mm)

R = jari-jari roda gigi B (42 mm)

n = putaran roda gigi B (3651,96 rpm)

Tegangan geser poros ( $\tau_{ges}$ )

$$= \frac{5,1}{d^3} \times \sqrt{(Km \times M)^2 + (Kt \times T)^2} \times \frac{1}{(1 - k^4)} \dots\dots\dots 4.64$$

$$= \frac{5,1}{50^3} \times \frac{\sqrt{(1,5 \times 30389,48)^2 + 0}}{(1 - 0^4)}$$

$$= 1,8598 \text{ kg/mm}^2.$$

Keterangan : Km = faktor koreksi momen lengkung (1,5)

K = perbandingan diameter (0)

Bahan poros yang dipilih adalah SFCM 80 S, dengan :

$$\text{Kekuatan tarik } (\sigma_t) = 80 \text{ s/d } 100 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Tegangan geser ijin } (\tau_{ges}) = 17,78 \text{ kg/mm}^2.$$

Dalam hal ini poros adalah aman, karena tegangan geser poros lebih kecil daripada tegangan geser ijin.

#### 4.7.4. Poros Carrier II

Poros ini merupakan poros pendukung *planetary gear* yang tidak meneruskan momen puntir, tetapi hanya menderita momen lengkung karena gaya pada roda gigi.

Torsi roda gigi planit B (T)

$$\begin{aligned}
 &= \frac{71620 \times N}{n} \dots\dots\dots 4.65 \\
 &= \frac{71620 \times 185,95}{1472,58} \\
 &= 9238,35 \text{ kg.cm}
 \end{aligned}$$

Gaya pada roda gigi (F)

$$\begin{aligned}
 &= \frac{T}{R} \dots\dots\dots 4.66 \\
 &= \frac{9238,35}{4,2} \\
 &= 2199,61 \text{ kg.}
 \end{aligned}$$

Momen lengkung poros (M)

$$\begin{aligned}
 &= \frac{F \times L}{2} \dots\dots\dots 4.67 \\
 &= \frac{2199,61 \times 130}{2} \\
 &= 71487,28 \text{ kg.mm.}
 \end{aligned}$$

Keterangan : L = panjang poros (130 mm)

R = jari-jari roda gigi E (42 mm)



$n$  = putaran roda gigi E (1472,58 rpm)

Tegangan geser poros ( $\tau_{ges}$ )

$$= \frac{5,1}{d^3} \times \sqrt{(Km \times M)^2 + (Kt \times T)^2} \times \frac{1}{(1 - k^4)} \dots\dots\dots 4.68$$

$$= \frac{5,1}{50^3} \times \frac{\sqrt{(1,5 \times 71487,28)^2 + 0}}{(1 - 0^4)}$$

$$= 4,375 \text{ kg/mm}^2.$$

Keterangan :  $Km$  = faktor koreksi momen lengkung (1,5)

$K$  = perbandingan diameter (0)

Bahan poros yang dipilih adalah SFCM 80 S, dengan :

Kekuatan tarik ( $\sigma_t$ ) = 80 s/d 100  $\text{kg/mm}^2$

Tegangan geser ijin ( $\tau_{ges}$ ) = 17,78  $\text{kg/mm}^2$ .

Dalam hal ini poros adalah aman, karena tegangan geser poros lebih kecil daripada tegangan geser ijin.

#### 4.7.5. Poros Carrier III

Poros ini merupakan poros pendukung *planit gear* yang tidak meneruskan momen puntir, tetapi hanya menderita momen lengkung karena gaya pada roda gigi.

Torsi roda gigi planit B (T)

$$= \frac{71620 \times N}{n} \dots\dots\dots 4.69$$

$$= \frac{71620 \times 185,95}{577,44}$$

$$= 23063,41 \text{ kg.cm}$$

Gaya pada roda gigi (F)

$$\begin{aligned}
 &= \frac{T}{R} \dots\dots\dots 4.70 \\
 &= \frac{23063,41}{3,0} \\
 &= 7687,80 \text{ kg.}
 \end{aligned}$$

Momen lengkung poros (M)

$$\begin{aligned}
 &= \frac{F \times L}{2} \dots\dots\dots 4.71 \\
 &= \frac{7687,80 \times 58}{2} \\
 &= 222946,36 \text{ kg.mm.}
 \end{aligned}$$

Keterangan : L = panjang poros (130 mm)

R = jari-jari roda gigi L (30 mm)

n = putaran roda gigi L (577,44 rpm)

Tegangan geser poros ( $\tau_{ges}$ )

$$\begin{aligned}
 &= \frac{5,1}{d^3} \times \sqrt{(Km \times M)^2 + (Kt \times T)^2} \times \frac{1}{(1 - k^4)} \dots\dots\dots 4.72 \\
 &= \frac{5,1}{50^3} \times \frac{\sqrt{(1,5 \times 222946,36)^2 + 0}}{(1 - 0^4)} \\
 &= 13,64 \text{ kg/mm}^2.
 \end{aligned}$$

Keterangan : Km = faktor koreksi momen lengkung (1,5)

K = perbandingan diameter (0)

Bahan poros yang dipilih adalah SFCM 80 S, dengan :

Kekuatan tarik ( $\sigma_t$ ) = 80 s/d 100 kg/mm<sup>2</sup>

$$\text{Tegangan geser ijin } (\tau_{\text{ges}}) = 17,78 \text{ kg/mm}^2.$$

Dalam hal ini poros adalah aman, karena tegangan geser poros lebih kecil daripada tegangan geser ijin.

#### 4.7.6. Poros Carrier IV

Poros ini merupakan poros pendukung *planit gear* yang tidak meneruskan momen puntir, tetapi hanya menderita momen lengkung karena gaya pada roda gigi.

Torsi roda gigi planit B (T)

$$= \frac{71620 \times N}{n} \dots\dots\dots 4.73$$

$$= \frac{71620 \times 185,95}{577,44}$$

$$= 23063,41 \text{ kg.cm}$$

Gaya pada roda gigi (F)

$$= \frac{T}{R} \dots\dots\dots 4.74$$

$$= \frac{23063,41}{3,8}$$

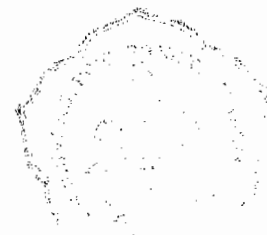
$$= 6069,32 \text{ kg.}$$

Momen lengkung poros (M)

$$= \frac{F \times L}{2} \dots\dots\dots 4.75$$

$$= \frac{6069,32 \times 58}{2}$$

$$= 160836,93 \text{ kg.mm.}$$



Keterangan : L = panjang poros (53 mm)

R = jari-jari roda gigi O (38 mm)

n = putaran roda gigi O (577,44 rpm)

Tegangan geser poros ( $\tau_{ges}$ )

$$= \frac{5,1}{d^3} \times \sqrt{(Km \times M)^2 + (Kt \times T)^2} \times \frac{1}{(1 - k^4)} \dots\dots\dots 4.76$$

$$= \frac{5,1}{50^3} \times \frac{\sqrt{(1,5 \times 160836,93)^2 + 0}}{(1 - 0^4)}$$

$$= 9,843 \text{ kg/mm}^2.$$

Keterangan : Km = faktor koreksi momen lengkung (1,5)

K = perbandingan diameter (0)

Bahan poros yang dipilih adalah SFCM 80 S, dengan :

$$\text{Kekuatan tarik } (\sigma_t) = 80 \text{ s/d } 100 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Tegangan geser ijin } (\tau_{ges}) = 17,78 \text{ kg/mm}^2.$$

Dalam hal ini poros adalah aman, karena tegangan geser poros lebih kecil daripada tegangan geser ijin.

#### 4.8. Perencanaan Spline

Pada poros transmisi terdapat beberapa *spline* untuk mengikat beberapa elemen transmisi yang berupa poros dan roda gigi. Dalam perancangan ini ada beberapa *spline* yang akan diperhitungkan, sebagai berikut :

1. *Spline* pengikat poros input dengan *universal joint*.
2. *Spline* pengikat poros input dengan *sun gear* A, D, dan G.
3. *Spline* pengikat poros output dengan *sun gear* K dan N.

#### 4.8.1. Spline pengikat universal joint dengan poros output.

Diameter poros input	$d = 70 \text{ mm.}$
Jumlah spline	$z = 16.$
Torsi poros input	$T = 6053,51 \text{ kg.cm.}$
Panjang spline	$L = 36 \text{ mm.}$

Dalam perancangan *spline* diambil dimensi berdasarkan perhitungan-perhitungan terdahulu, sebagai berikut :

Tegangan tarik ( $\sigma_t$ ) = 80 s/d 100 kg/mm<sup>2</sup>.

Bahan poros input FCM 80 S dengan  $\tau_{ges} = 17 \text{ kg/mm}^2$ .

Diameter spline ( $D_{sp}$ )

$$\begin{aligned}
 &= 1,25 \times d \dots\dots\dots 4.77 \\
 &= 1,25 \times 70 \\
 &= 87,5 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Lebar gigi (b).

$$\begin{aligned}
 &= 0,25 \times d \dots\dots\dots 4.78 \\
 &= 0,25 \times 70 \\
 &= 17,5 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Gaya tangensial poros input ( $F_t$ )

$$\begin{aligned}
 &= \frac{T}{R} \dots\dots\dots 4.79 \\
 &= \frac{6053,51}{3,8} \\
 &= 1729,57 \text{ kg.}
 \end{aligned}$$

Tegangan geser gigi ( $\tau_g$ )

$$\begin{aligned}
 &= \frac{F_t}{L \times b \times 8} \dots\dots\dots 4.80 \\
 &= \frac{1729,57}{36 \times 17,5 \times 8} \\
 &= 0,343 \text{ kg/mm}^2.
 \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan tegangan geser gigi lebih kecil daripada tegangan geser bahan poros, sehingga perancangan dimensi spline adalah aman.

#### 4.8.2. Spline pengikat poros input dengan sun gear

Seperti dalam lampiran diatas maka dimensi *spline* adalah sebagai berikut :

Diameter poros input	$d = 70 \text{ mm.}$
Panjang spline	$L = 58 \text{ mm.}$
Diameter spline	$D_s = 87,5 \text{ mm}$
Lebar gigi	$b = 17,5 \text{ mm.}$

#### 4.8.3. Spline pengikat poros output dengan sun gear.

Seperti dalam perhitungan diatas maka dimensi *spline* ini adalah sebagai berikut :

Diameter poros output	$d = 70 \text{ mm.}$
Panjang spline	$L = 180 \text{ mm.}$
Diameter spline	$D_s = 87,5 \text{ mm}$
Lebar gigi	$b = 17,5 \text{ mm}$

#### 4.9. Perencanaan bantalan

Dalam perencanaan bantalan ada hal-hal yang harus diperhatikan berkenaan dengan dimensi poros, antara lain besarnya beban yang harus ditanggung oleh poros, macam pembebanan pada bantalan. Dengan hal ini, maka pemilihan bantalan dapat dilakukan dengan tepat, termasuk jenis bantalan yang akan dipakai, dimensi bantalan yang sesuai.

##### 4.9.1. Bantalan poros output

Pada perencanaan ini, poros output ditumpu oleh bantalan dua ujung dengan bantalan pertama adalah gelinding jenis bola dan bantalan kedua bantalan gelinding jenis roll.

##### **Bantalan pertama**

Deep groove ball bearing DIN 625.

Diameter dalam (d)	= 70 mm
Diameter luar (D)	= 125 mm
Panjang bantalan (B)	= 24 mm.
Radius bantalan (r)	= 2,5 mm
Beban bantalan (W)	= 297,153 kg.
Bahan bantalan	= baja bantalan.
Kekuatan tarik ( $\sigma_t$ )	= 30 kg/mm <sup>2</sup>
Kekuatan lentur ( $\sigma_a$ )	= 16,6 kg/mm <sup>2</sup>

### Bantalan kedua

Deep groove ball bearing DIN 625.

Diameter dalam (d)	= 70 mm
Diameter luar (D)	= 125 mm
Panjang bantalan (B)	= 24 mm.
Radius bantalan (r)	= 2,5 mm
Beban bantalan (W)	= 331,547 kg.
Bahan bantalan	= baja bantalan.
Kekuatan tarik ( $\sigma_t$ )	= 30 kg/mm <sup>2</sup>
Kekuatan lentur ( $\sigma_a$ )	= 16,6 kg/mm <sup>2</sup>

#### 4.10. Perancangan Roda Gigi Kerucut.

Roda gigi kerucut adalah salah satu jenis roda gigi untuk mentransmisikan daya, putaran dan torsi dari suatu kerjasama roda gigi, dengan poros yang saling tegak lurus. Dalam aplikasi khususnya otomotif sering digunakan *type hypoid* karena keuntungan mekanisme transmisi tenaga dengan sistem luncur (Ir. Sularso, MSME, Kyokatsu Suga, halaman 213). Dengan sistem luncur, maka proses transmisi akan halus, tidak terjadi slip, permukaan kontak gigi lebih besar sehingga memungkinkan keausan yang merata. Dalam perancangan ini, perancang menggunakan roda gigi kerucut lurus untuk memudahkan dalam perancangan.

Setelah kita mengetahui putaran dari roda gigi *pinyon*, maka selanjutnya kita dapat menentukan dimensi dari roda gigi kerucut yang akan dibahas dibawah ini. Sebagai input, daya yang akan ditransmisikan adalah 99,658 kw, putaran roda



gigi *pinyon* tingkat kecepatan pertama adalah 353,82 rpm, sudut poros ( $\Sigma$ ) adalah  $90^0$ , faktor koreksi ( $f_c$ ) adalah 1, jumlah gigi pinion ( $z_1$ ) adalah 15, jumlah gigi korona ( $z_2$ ) adalah 40, modul gigi ( $m$ ) adalah 10.

Daya rencana (Pd)

$$= P \times f_c \dots\dots\dots 4.81$$

$$= 99,568 \times 1$$

$$= 99,568 \text{ Kw.}$$

Sudut kerucut jarak bagi pinion ( $\delta_1$ )

$$= \tan^{-1} \left( \frac{1}{i} \right) \times \left( \frac{180}{3,14} \right) \dots\dots\dots 4.82$$

$$= \tan^{-1} \left( \frac{1}{2,67} \right) \times \left( \frac{180^0}{3,14} \right)$$

$$= 20,54^0$$

Sudut kerucut jarak bagi korona ( $\delta_2$ )

$$= (90^0 - \delta_1) \dots\dots\dots 4.83$$

$$= (90^0 - 20,54^0)$$

$$= 69,46^0.$$

Diameter lingkaran jarak bagi pinion ( $d_1$ )

$$= z_1 \times m \dots\dots\dots 4.84$$

$$= 15 \times 10$$

$$= 150 \text{ mm.}$$

Diameter lingkaran jarak bagi korona ( $d_2$ )

$$= z_2 \times m \dots\dots\dots 4.85$$

$$= 40 \times 10$$

$$= 400 \text{ mm.}$$

Sisi kerucut (R)

$$= \frac{d_1}{2 \times \sin\left(\delta_1 \times \frac{3,14}{180^\circ}\right)} \dots\dots\dots 4.85$$

$$= \frac{80}{2 \times \sin\left(20,54^\circ \times \frac{3,14}{180^\circ}\right)}$$

$$= 213,83 \text{ mm}$$

Kecepatan keliling (v)

$$= \frac{(\pi \times d_1 \times n_1)}{(60 \times 1000)} \dots\dots\dots 4.86$$

$$= \frac{(\pi \times 150 \times 353,82)}{(60 \times 1000)}$$

$$= 2,78 \text{ m/s}^2$$

Gaya tangensial (Ft)

$$= \frac{(102 \times Pd)}{v} \dots\dots\dots 4.87$$

$$= \frac{102 \times 99,568}{2,78}$$

$$= 4905,94 \text{ Kg.}$$

Kelenggaran puncak (C<sub>k</sub>)

$$= 0,188 \times m \dots\dots\dots 4.88$$

$$= 0,188 \times 10$$

$$= 1,88 \text{ mm.}$$

Kelonggaran belakang ( $C_0$ ) adalah 0

Faktor perubahan kepala pinion ( $x_1$ )

$$= 0,46 \times \left( 1 - \left( \frac{z_1}{z_2} \right)^2 \right) \dots\dots\dots 4.89$$

$$= 0,46 \times \left( 1 - \left( \frac{15}{40} \right)^2 \right)$$

$$= 0,40.$$

Faktor perubahan kepala korona ( $x_2$ )

$$= -x_1 \dots\dots\dots 4.90$$

$$= -0,40$$

Tinggi kepala pinion ( $hk_1$ )

$$= (1 + x_1) \times m \dots\dots\dots 4.91$$

$$= (1 + 0,40) \times 10$$

$$= 13,59 \text{ mm.}$$

Tinggi kaki pinion ( $hf_1$ )

$$= (1 - x_1) \times m + C_k \dots\dots\dots 4.92$$

$$= (1 - 0,40) \times 10 + 1,88$$

$$= 7,93 \text{ mm.}$$

Tinggi kepala korona ( $hk_2$ )

$$= (1 - x_1) \times m \dots\dots\dots 4.93$$

$$= (1 - 0,40) \times 10$$

$$= 6,05 \text{ mm}$$

Tinggi kaki korona ( $hf_2$ )

$$= (1 - x_1) \times m + C_k \dots\dots\dots 4.94$$

$$= (1 - 0,40) \times 10 + 1,88$$

$$= 7,93 \text{ mm.}$$

Tinggi gigi penuh (H)

$$= 2m + C_k \dots\dots\dots 4.95$$

$$= 2 \times 10 + 1,88$$

$$= 21,88 \text{ mm.}$$

Sudut kepala kaki pinion ( $\theta f_1$ )

$$= \tan^{-1} \left( \frac{hf_1}{R} \right) \times \left( \frac{180^\circ}{3,14} \right) \dots\dots\dots 4.96$$

$$= \tan^{-1} \left( \frac{7,93}{213,83} \right) \times \left( \frac{180^\circ}{3,14} \right)$$

$$= 2,12^\circ$$

Sudut kepala korona ( $\theta k_2$ )

$$= \tan^{-1} \left( \frac{hf_1}{R} \right) \times \left( \frac{180^\circ}{3,14} \right) \dots\dots\dots 4.97$$

$$= \tan^{-1} \left( \frac{6,05}{213,83} \right) \times \left( \frac{180^\circ}{3,14} \right)$$

$$= 1,62^\circ$$

Sudut kaki korona ( $\theta f_2$ )

$$= \tan^{-1} \left( \frac{hf_1}{R} \right) \times \left( \frac{180^\circ}{3,14} \right) \dots\dots\dots 4.98$$

$$= 176,13 \text{ mm.}$$

Diameter lingkaran kepala pinion ( $dk_1$ )

$$= d_2 \times \left( 2 \times hk_2 \times \cos \left( \delta_2 \times \frac{(3,14)}{(180)} \right) \right) \dots\dots\dots 4.104$$

$$= 400 \times 2 \times 6,05 \times \cos \left( 69,46^\circ \times \frac{3,14}{180^\circ} \right)$$

$$= 404,25 \text{ mm.}$$

Jarak puncak ke puncak gigi luar pinion ( $X_{11}$ )

$$= \left( \left( \frac{d_2}{2} \right) - \left( h_{k1} \times \sin \left( \delta_1 \times \frac{\pi}{180} \right) \right) \right) \dots\dots\dots 4.105$$

$$= \frac{400}{2} - 13,59 \times \sin \left( 20,54^\circ \times \frac{3,14}{180^\circ} \right)$$

$$= 195,11 \text{ mm.}$$

Jarak puncak ke puncak gigi luar korona ( $X_{21}$ )

$$= \left( \left( \frac{d_1}{2} \right) - \left( h_{k2} \times \sin \left( \delta_2 \times \frac{\pi}{180} \right) \right) \right) \dots\dots\dots 4.106$$

$$= \frac{150}{2} - 6,05 \times \sin \left( 69,46^\circ \times \frac{3,14}{180^\circ} \right)$$

$$= 69,34 \text{ mm.}$$

Tebal lingkaran gigi pinion ( $S_{31}$ )

$$= \left[ 0,5\pi + 2x_1 \times \tan \left( \alpha_0 \times \frac{\pi}{180} \right) \times m \right] \dots\dots\dots 4.107$$

$$= 0,5 \times 3,14 + 2 \times 0,40 \times \tan \left( 20^\circ \times \frac{3,14}{180^\circ} \right) \times 10$$

$$= 18,58 \text{ mm.}$$

Harga faktor dinamis ( $K_v$ ), faktor geometri dan korona ( $\gamma_1, \gamma_2$ ), faktor beban lebih ( $K_o$ ) faktor distribusi beban ( $K_m$ ), dapat dilihat Tabel 7.4 dalam lampiran.

Faktor ukuran ( $K_s$ )

$$= \sqrt[4]{\left(\frac{m}{2,24}\right)} \dots\dots\dots 4.111$$

$$= \sqrt[4]{\left(\frac{10}{2,24}\right)}$$

$$= 0,79$$

Beban lentur ijin pinion persatuan lebar ( $Fb_1$ )

$$= \left(\frac{\sigma_{al} \times m \times K_v \times \gamma_1}{K_o \times K_s \times K_m}\right) \dots\dots\dots 4.112$$

$$= \frac{39 \times 10 \times 0,7 \times 0,185}{1,25 \times 0,75 \times 1,3}$$

$$= 39,15 \text{ Kg/mm}^2$$

Beban lentur ijin korona persatuan lebar ( $Fb_2$ )

$$= \left(\frac{\sigma_{al} \times m \times K_v \times \gamma_1}{K_o \times K_s \times K_m}\right) \dots\dots\dots 4.113$$

$$= \frac{39 \times 10 \times 0,7 \times 0,23}{1,25 \times 0,75 \times 1,3}$$

$$= 37,44 \text{ Kg/mm}^2$$

Tegangan kontak ijin ( $\sigma_c$ ) dapat ditentukan dalam Tabel 7.4 didalam lampiran.

Koefisien elastis ( $C_p$ ) dapat ditentukan dari Tabel 8.6 didalam lampiran. Faktor

dinamis ( $C_v$ ), faktor geometri ( $I$ ), faktor beban lebih ( $C_o$ ), faktor distribusi beban ( $C_m$ ), faktor kondisi permukaan ( $C_r$ ), dapat dilihat dalam Tabel 7.7 didalam lampiran.

Beban permukaan ijin persatuan lebar (FH)

$$\begin{aligned}
 &= \sigma_c^2 \times \frac{d_1}{C_p^2} \times \frac{C_v \times I}{C_o \times C_m \times C_f} \dots\dots\dots 4.114 \\
 &= 189^2 \times \frac{150}{5506} \times \frac{0,7 \times 0,077}{1 \times 1 \times 1} \\
 &= 52,45 \text{ kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

Beban minimal ditentukan diantara FH,  $F_{b1}$ ,  $F_{b2}$  sebagai beban minimal  $F_{\min}$ .

Lebar sisi gigi (b)

$$\begin{aligned}
 &= \frac{F_t}{F_{\min}} \dots\dots\dots 4.115 \\
 &= \frac{52,45}{37,44} \\
 &= 97,75 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Lebar sisi gigi dibulatkan ke atas sebagai lebar sisi pendekatan. Selanjutnya secara terinci hasil perhitungan disajikan dalam program.

#### 4.11.1. Perancangan Poros.

Dalam kerjasama roda gigi kerucut terdapat poros pinion dan poros korona, maka dalam bab ini akan dibahas perancangan kedua poros tersebut. Pada kerjasama roda gigi tersebut terdapat resultante gaya, antara lain gaya aksial dan gaya radial yang akan mempengaruhi dimensi poros dan pembantalan. Dibawah ini terlebih dahulu harus ditentukan berapa besar resultante gaya yang terjadi.

### 1. Poros Pinion

Pada roda gigi pinion telah diketahui dimensinya, antara lain sebagai berikut :

$D_1$  = diameter lingkaran jarak bagi pinion (150 mm)

$P_t$  = gaya tangensial pinion (4905,94 kg)

Gaya radial pinion ( $P_{rp}$ )

$$\begin{aligned}
 &= P_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cos \psi_p + P_t \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \sin \psi_p \dots\dots\dots 4.116 \\
 &= 4905,94 \cdot \operatorname{tg} 20 \cos 24,28 + 4905,94 \operatorname{tg} 30 \sin 24,28 \\
 &= 2792,36 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Gaya aksial pinion ( $P_{ap}$ )

$$\begin{aligned}
 &= P_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cos \psi_p - P_t \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \sin \psi_p \dots\dots\dots 4.117 \\
 &= 4905,94 \cdot \operatorname{tg} 20 \cos 24,28 - 4905,94 \operatorname{tg} 30 \sin 24,28 \\
 &= -1847,67 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

### Akibat gaya tangensial

Reaksi gaya tumpuan A ( $R_{tA}$ )

$$\begin{aligned}
 &= \frac{P_t \cdot c}{a} \dots\dots\dots 4.118 \\
 &= \frac{4905,94 \times 80}{290} \\
 &= 1353,29 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Reaksi gaya tumpuan B ( $R_{tB}$ )

$$= \frac{P_t \cdot L_p}{a} \dots\dots\dots 4.119$$



$$= \frac{4905,94 \times 370}{290}$$

$$= 6259,3 \text{ kg}$$

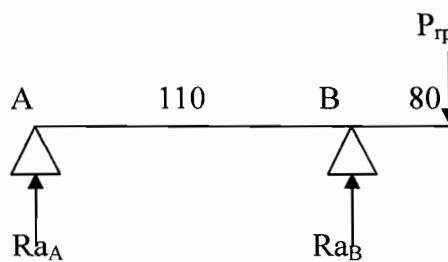
Momen maksimal pada tumpuan B ( $M_{tB}$ )

$$= P_t \cdot c \dots\dots\dots 4.120$$

$$= 4905,94 \times 80$$

$$= 392475,2 \text{ kg.mm}$$

### Akibat gaya radial



Gambar 4.9. Reaksi gaya radial

Reaksi gaya tumpuan A ( $R_{rA}$ )

$$= \frac{Pr \cdot p \cdot c}{a} \dots\dots\dots 4.121$$

$$= \frac{2792,36 \times 80}{290}$$

$$= -770,3 \text{ kg } (\downarrow)$$

Reaksi gaya tumpuan B ( $R_{rB}$ )

$$= \frac{Pr \cdot p \cdot Lp}{a} \dots\dots\dots 4.122$$

$$= \frac{2792,36 \times 370}{290}$$

$$= 3562,66 \text{ kg } (\uparrow)$$

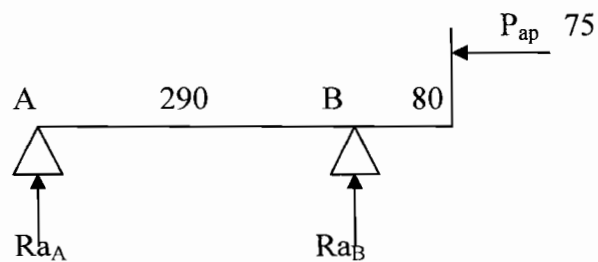
Momen maksimal pada tumpuan B ( $M_{rB}$ )

$$= P_{r_p} \cdot c \dots\dots\dots 4.123$$

$$= 2792,36 \times 80$$

$$= -223388,8 \text{ kg.mm}$$

### Akibat gaya aksial



Gambar 4.10. Reaksi gaya aksial

Reaksi gaya tumpuan A ( $R_{aA}$ )

$$= \frac{P_{ap} \cdot r_p}{a} \dots\dots\dots 4.124$$

$$= \frac{1847,67 \times 75}{290}$$

$$= 477,85 \text{ kg}$$

Reaksi gaya tumpuan B ( $R_{aB}$ )

$$= -477,85 \text{ kg}$$

Momen lengkung karena gaya aksial di tumpuan B ( $M_{aB}$ )

$$\begin{aligned}
 &= P_{ap} \cdot r_p \dots\dots\dots 4.125 \\
 &= 1847,67 \times 75 \\
 &= 138575,25 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

Resultante akibat reaksi gaya aksial dan radial adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 R_A &= R_{aA} + R_{rA} \dots\dots\dots 4.126 \\
 &= 477,85 - 770,3 \\
 &= -292,45 \text{ kg} \quad \left( \begin{array}{c} | \\ \downarrow \end{array} \right)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 R_B &= R_{aB} + R_{rB} \dots\dots\dots 4.127 \\
 &= -477,85 + 3562,66 \\
 &= 3084,81 \text{ Kg} \quad \left( \begin{array}{c} \uparrow \\ | \end{array} \right)
 \end{aligned}$$

Dari reaksi gaya diatas maka dapat ditentukan reaksi ekuivalen pada kedua tumpuan, sbagai berikut :

Reaksi ekuivalen tumpuan A ( $R_{A_{ekv}}$ )

$$\begin{aligned}
 &= \sqrt{R_A^2 + R_{tA}^2} \dots\dots\dots 4.128 \\
 &= \sqrt{292,45^2 + 1353,29^2} \\
 &= 1384,53 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Reaksi ekuivalen tumpuan B ( $R_{B_{ekv}}$ )

$$\begin{aligned}
 &= \sqrt{R_B^2 + R_{tB}^2} \dots\dots\dots 4.129 \\
 &= \sqrt{3084,81^2 + 6259,3^2}
 \end{aligned}$$

$$= 3822,74 \text{ kg}$$

Momen lengkung ekivalen ( $M_{ekv}$ )

$$= \sqrt{Mr_B^2 + Mt_B^2} \dots\dots\dots 4.130$$

$$= \sqrt{153579,8^2 + 269810,2^2}$$

$$= 310458,21 \text{ kg.mm}$$

Dari perhitungan gaya dan momen ekivalen maka dapat ditentukan diameter poros yang sesuai. Dalam hal ini telah ditentukan bahwa poros pinion merupakan *hollow shaft* dengan dimensi sebagai berikut :

$$\text{Diameter luar (Do)} = 90 \text{ mm.}$$

$$\text{Diameter dalam (Di)} = 50 \text{ mm.}$$

$$\text{Perbandingan diameter (k)} = Di/Do = 0,444.$$

$$\text{Torsi roda gigi (Tp)} = 16569,9 \text{ kg.cm}$$

Poros tersebut menjadi satu dengan roda gigi pinion, maka tinjauan kekuatan gigi berdasarkan pada tegangan geser bahan adalah sebagai berikut :

Tegangan geser ijin bahan ( $\tau_{ges}$ )

$$= \frac{5,1}{Do^3} \sqrt{(Km \times M_{ekv})^2 + (Kt \times Tp)^2} \times \left( \frac{1}{1 - k^4} \right) \dots\dots\dots 4.131$$

$$= \frac{5,1}{90^3} \sqrt{(1,5 \times 310458,21)^2 + (1 \times 165691,95)^2} \times \left( \frac{1}{1 - 0,444^2} \right)$$

$$= 3,598 \text{ kg/mm}^2.$$

Dalam hal ini bahan roda gigi sama dengan bahan poros, karena antara poros dan roda gigi pinion menjadi satu. Dalam perancangan ini dipakai bahan SNC 21 dengan tegangan geser ( $\tau_b$ ) = 11,9047 kg/mm<sup>2</sup>.

Dengan demikian perancangan poros adalah aman karena tegangan geser bahan lebih kecil dari tegangan yang diijinkan.

**Tinjauan terhadap sudut puntir spesifik.**

Dalam hal ini sudut puntir poros tidak boleh melebihi sudut puntir spesifiknya ( $Q_s = 0,9^\circ$ ), untuk panjang poros 370 mm, maka perlu diadakan tinjauan dalam hal ini.

Sudut puntir bahan ( $Q_b$ )

$$\begin{aligned}
 &= \frac{5,84 \times 10^5 \times T_p}{G \times D_o^4} \dots\dots\dots 4.132 \\
 &= \frac{5,84 \times 10^5 \times 165691,95}{80000 \times 90^4} \\
 &= 0,0184^\circ
 \end{aligned}$$

Dari tinjauan ini bahwa sudut puntir bahan lebih kecil dari sudut spesifiknya

**Tinjauan terhadap putaran kritis.**

Dalam hal ini poros perlu ditinjau putaran kritisnya untuk menjaga terjadinya defleksi poros saat poros beroperasi mendekati putaran kritisnya.

Putaran kritis ( $N_c$ )

$$= 52700 \frac{D_o^2}{a \times c} \sqrt{\frac{L_p}{W_p}} \dots\dots\dots 4.133$$

$$= 52700 \frac{90^2}{290 \times 80} \sqrt{\frac{370}{10}}$$

$$= 111920,21 \text{ rpm.}$$

Keterangan :

a = jarak tumpuan A terhadap pembebanan (370 mm)

C = jarak tumpuan B terhadap pembebanan (80 mm)

Lp = jarak antar tumpuan (290 mm)

Wp = berat roda gigi pinion (10 kg)

Do = diameter poros (90 mm)

Dari tinjauan diatas bahwa putaran poros kurang lebih 0,8 dari putaran kritisnya adalah 89536,17 rpm. Putaran poros aman.

## 2. Poros Korona

Pada poros korona, bentuk dan pembebanan poros berbeda dengan poros pinion, hal ini akan mempengaruhi reaksi gaya dan momen lengkung poros.

Dalam perancangan roda gigi telah dikemukakan bahwa :

$$\text{Diameter roda gigi korona (D2)} = 400 \text{ mm.}$$

$$\text{Gaya tangensial gigi (Pt)} = 4905,94 \text{ kg.}$$

### Akibat gaya tangensial

Reaksi tumpuan A (Rt<sub>A</sub>)

$$= \frac{Pt \times b}{L_w} \dots\dots\dots 4.134$$

$$= \frac{4905,94 \times 158}{214}$$

$$= 3622,14 \text{ kg.}$$

Reaksi tumpuan B ( $R_{tB}$ )

$$= \frac{Pt \times a}{L_w} \dots\dots\dots 4.135$$

$$= \frac{4905,94 \times 56}{214}$$

$$= 1283,79 \text{ kg.}$$

Momen dititik C ( $M_{tc}$ )

$$= 1283,79 \times 158 \dots\dots\dots 4.136$$

$$= 202839,99 \text{ kg.mm}$$

**Reaksi gaya aksial**



Gambar 4.11. Reaksi gaya aksial

Reaksi tumpuan A ( $R_{aA}$ )

$$= \frac{Paw \times r_w}{b} \dots\dots\dots 4.137$$

$$= \frac{-2792,36 \times 200}{158}$$

$$= -3534,63 \text{ kg.}$$

Reaksi tumpuan B ( $R_{aB}$ )

$$= 3534,63 \text{ kg}$$

Momen reaksi gaya tumpuan di C ( $M_{c1}$ )

$$= R_{aA} \times a \dots\dots\dots 4.138$$

$$= -3534,63 \times 56$$

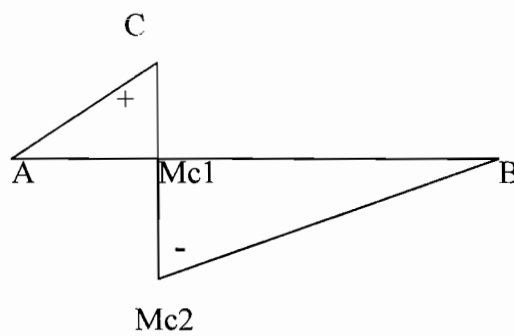
$$= -197939,44 \text{ kg.mm.}$$

Momen reaksi tumpuan C ( $M_{c2}$ )

$$= R_{aB} \times b \dots\dots\dots 4.139$$

$$= -3534,63 \times 158$$

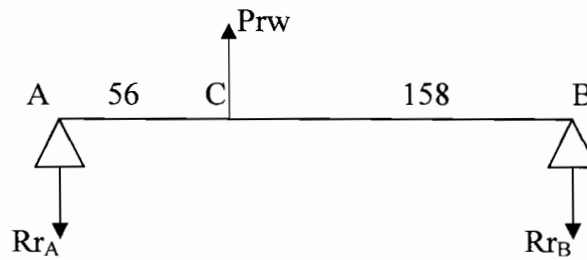
$$= -558471,54 \text{ kg.mm.}$$



Gambar 4.12. Bending Momen Diagram



### Reaksi Akibat gaya radial



Gambar 4.13. Reaksi gaya radial

Reaksi tumpuan A ( $R_{rA}$ )

$$= \frac{Pr_w \times b}{Lw} \dots\dots\dots 4.140$$

$$= \frac{1847,67 \times 158}{214}$$

$$= 1364,17 \text{ kg.}$$

Reaksi tumpuan B ( $R_{rB}$ )

$$= \frac{Pr_w \times a}{Lw} \dots\dots\dots 4.141$$

$$= \frac{1847,67 \times 56}{214}$$

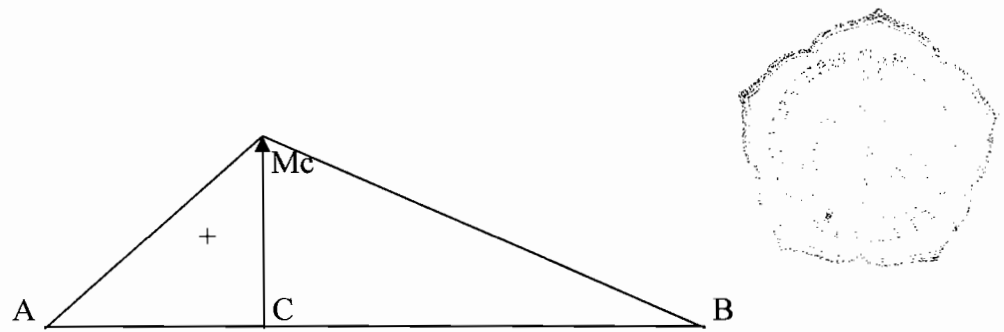
$$= 483,50 \text{ kg.}$$

Momen reaksi tumpuan C ( $M_{c2}$ )

$$= R_{rB} \times b \dots\dots\dots 4.142$$

$$= 483,50 \times 158$$

$$= 76393,38 \text{ kg.mm.}$$



Gambar 4.14. Bending Momen Diagram

Dari reaksi gaya karena gaya aksial dan radial dapat ditentukan resultante tegangan pada masing-masing tumpuan sebagai berikut :

$$R_A = R_{aA} + R_{rA} \dots\dots\dots 4.143$$

$$= 3534,63 + 1364,17$$

$$= 4898,8 \text{ kg}$$

$$R_B = R_{aB} + R_{rB} \dots\dots\dots 4.144$$

$$= -3534,63 + 483,50$$

$$= -3051,13 \text{ Kg}$$

$$M_C = M_{rC} + M_{a_{\max}} \dots\dots\dots 4.145$$

$$= 76393,38 + 558471,54$$

$$= 634864,92 \text{ kg.mm}$$

Dari reaksi-reaksi tersebut dapat ditentukan gaya-gaya ekuivalen pada tumpuan A dan B sebagai berikut :

Reaksi ekuivalen tumpuan A ( $R_{ekv}$ )

$$= \sqrt{R_A^2 + R_{tA}^2} \dots\dots\dots 4.146$$

$$= \sqrt{4898,8^2 + 3622,14^2}$$

$$= 6092,47 \text{ kg}$$

Reaksi ekivalen tumpuan B ( $R_{B_{ekv}}$ )

$$= \sqrt{R_B^2 + Rt_B^2} \dots\dots\dots 4.147$$

$$= \sqrt{3051,13^2 + 1283,79^2}$$

$$= 3310,21 \text{ kg}$$

Momen lengkung ekivalen ( $M_{ekv}$ )

$$= \sqrt{Mr_B^2 + Mt_B^2} \dots\dots\dots 4.148$$

$$= \sqrt{202839,99^2 + 634864,92^2}$$

$$= 666481,45 \text{ kg.mm}$$

Dari reaksi gaya dan momen ekivalen dapat ditentukan dimensi poros korona, sebagai berikut :

Tegangan geser ijin bahan ( $\tau_{ges}$ )

$$= \frac{5,1}{D_o^3} \sqrt{(K_m \times M_{ekv})^2 + (K_t \times Tp)^2} \times \left( \frac{1}{1-k^4} \right) \dots\dots\dots 4.149$$

$$= \frac{5,1}{90^3} \sqrt{(1,5 \times 666481,45)^2 + (1 \times 721112)^2} \times \left( \frac{1}{1-0^4} \right)$$

$$= 8,62 \text{ kg/mm}^2.$$

Keterangan :

$D_o$  = diameter poros rencana (90 mm)

$K_m$  = faktor koreksi (1,5)

$K_t$  = faktor koreksi (1)

$K$  = perbandingan diameter (0)

Dengan demikian bahan poros ditetapkan menggunakan SFNCM 110 S, dengan tegangan geser bahan ( $\tau_b = 22,3214 \text{ kg/mm}^2$ )

### **Tinjauan terhadap sudut puntir spesifik**

Dalam hal ini sudut puntir poros tidak boleh melebihi sudut puntir spesifiknya ( $Q_s = 0,014^0$ ), dengan panjang poros terpuntir 5,6 cm, untuk itu perlu diadakan tinjauan dalam hal ini.

Sudut puntir bahan ( $Q_b$ )

$$\begin{aligned}
 &= \frac{T \times l \times 180}{G \times J \times 3,14} \dots\dots\dots 4.150 \\
 &= \frac{44184,521 \times 5,6 \times 180}{8,5 \times 10^5 \times 1436,65 \times 3,14} \\
 &= 0,0116^0
 \end{aligned}$$

Keterangan :

G = modulus geser bahan ( $8,5 \cdot 10^5 \text{ kg/cm}^2$ )

l = panjang poros (5,6 cm)

J = inersia polar ( $1436,65 \text{ cm}^4$ )

Dp = diameter poros (11 cm)

Dari tinjauan ini bahwa sudut puntir bahan lebih kecil dari sudut spesifiknya.

### **Tinjauan terhadap putaran kritis**

Dalam hal ini poros perlu ditinjau putaran kritisnya untuk menjaga terjadinya defleksi saat poros beroperasi mendekati putaran kritisnya.

Putaran kritis ( $N_c$ )

$$= 52700 \frac{D_o^2}{a \times c} \sqrt{\frac{L_w}{W_w}} \dots\dots\dots 4.151$$

$$= 52700 \frac{90^2}{56 \times 158} \sqrt{\frac{214}{25}}$$

$$= 141152,12 \text{ rpm.}$$

Keterangan :

$a$  = jarak tumpuan A terhadap pembebanan (56 mm)

$C$  = jarak tumpuan B terhadap pembebanan (158 mm)

$L_p$  = jarak antar tumpuan (214 mm)

$W_p$  = berat roda gigi pinion (25 kg)

$D_o$  = diameter poros (90 mm)

Dari tinjauan diatas bahwa putaran poros kurang lebih 0,8 dari putaran kritisnya adalah 112921,69 rpm. Ternyata putaran poros aman. Dengan tinjauan ini perancang menetapkan bahwa diameter poros korona adalah 11 cm.

#### 4.11.2. Perancangan spline

Dalam hal ini akan dibahas perancangan beberapa spline, antara lain spline pada poros *bevel gear pinion* dengan poros output transmisi (sudah dibahas dalam bab transmisi) dan sepasang spline poros *bevel gear korona*. Diambil dimensi spline poros korona :

Diameter luar ( $D_0$ ) = 70 mm

Jumlah spline ( $z$ ) = 16

Diameter gerigi ( $D_g$ )

$$= 1,25 \times D_o \dots\dots\dots 4.152$$

$$= 1,25 \times 60$$

$$= 75 \text{ mm}$$

Lebar gigi ( $L_g$ )

$$= 0,25 \times D_g \dots\dots\dots 4.153$$

$$= 0,25 \times 75$$

$$= 18,75 \text{ mm}$$

Gaya tangensial ( $P_t$ )

$$= \frac{T \times D_o}{2} \dots\dots\dots 4.154$$

$$= \frac{270411,9 \times 60}{2}$$

$$= 811235,87 \text{ kg.}$$

Gaya tangensial terhadap kisar gigi ( $P_t$ )

$$= P_t \times \cos 30^0 \dots\dots\dots 4.155$$

$$= 811235,87 \times \cos 30^0$$

$$= 702550,9 \text{ kg.}$$

Tegangan geser spline ( $\tau_{sp}$ )

$$= \frac{P_t}{L_g \times z \times L_{sp}} \dots\dots\dots 4.156$$

$$= \frac{702550,87}{18,75 \times 20 \times 150}$$

$$= 12,5 \text{ kg/mm}^2$$

Dari hal ini ditentukan bahwa bahan poros FNCM 110 S, dengan tegangan geser bahan adalah  $22,3214 \text{ kg/mm}^2$ .

#### 4.11.3. Perancangan baut korona

Pemasangan roda gigi korona pada porosnya dilakukan dengan baut pengikat, untuk itu dilakukan peninjauan terhadap tegangan geser baut. Pada baut terjadi tegangan geser karena adanya penerusan torsi.

Torsi yang dilakukan ( $T_w$ ) = 441845,2 kg.mm.

Jari-jari pemasangan baut ( $R_b$ ) = 80 mm.

Gaya tangensial ( $P_t$ ) = 5523,1 kg.

Jumlah baut ( $z_b$ ) = 10 buah.

Dalam hal ini direncanakan diameter baut ( $D_b = 16 \text{ mm}$ ), maka :

Tegangan geser baut ( $\tau_{bt}$ )

$$\begin{aligned}
 &= \frac{4 \times P_t}{\pi \times D_b^2 \times z_b} \dots\dots\dots 4.157 \\
 &= \frac{4 \times 5523,1}{3,14 \times 16^2 \times 10} \\
 &= 0,189 \text{ kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

Dalam hal ini dipilih bahan baut JIS B 1051, dengan kekuatan tarik  $80 \text{ kg/mm}^2$ .

#### 4.12. Steering Clutch Dan Break

Pada saat *dozer shovel* bekerja, dalam mekanisme pembelokan *undercarriage*, maka *steering clutch* dari salah satu sisi akan beroperasi dan sisi lain tidak beroperasi, begitu pula terhadap salah satu sisi breaknya.

#### 4.12.1. Perhitungan Steering Clutch.

Dalam perhitungan ini hanya dilakukan peninjauan satu sisi *steering clutch* saja, karena proporsi daya, torsi, kecepatan putaran adalah sama.

Tenaga yang diteruskan (N)

$$\begin{aligned}
 &= (N_I - N_t - N_{bg}) / 2 \dots\dots\dots 4.158 \\
 &= (185,95 - 1,4 - 1,0) / 2 \\
 &= 91,775 \text{ Hp.}
 \end{aligned}$$

Keterangan :  $N_I$  = tenaga input (185,95 Hp)

$N_t$  = rugi tenaga pada transmisi (1,4 Hp)

$N_{bg}$  = rugi tenaga pada bevel gear dan final drive (1,0 Hp)

Torsi yang diteruskan (T) : (R.S. Khurmi, J.K. Gupta, Machine Design, halaman 864)

$$\begin{aligned}
 &= \frac{71620 \times N}{n} \dots\dots\dots 4.159 \\
 &= \frac{71620 \times 91,775}{216,54} \\
 &= 30354,32 \text{ kg.m}
 \end{aligned}$$

Keterangan :  $n$  = putaran ring gear (216,54 rpm)

Dalam perhitungan ini dimensi dari *plate* dan *disc* telah ditentukan, sebagai berikut :

Bahan dari baja cor SC 42.

Koefisien gesek ( $\mu$ ) = 0,08

Tekanan permukaan yang diijinkan (P) = 6 kg/cm<sup>2</sup>



Batas temperatur operasi ( $t$ ) =  $250^0$  C

Diameter luar bidang kontak ( $D_o$ ) = 37 cm

Diameter dalam bidang kontak ( $D_i$ ) = 27 cm.

Permukaan kontak ( $z$ ) = jumlah disc + jumlah plate.

$$= 7 + 6 - 1$$

$$= 12$$

Torsi yang mampu ditransmisikan ( $T_d$ )

$$= \frac{2\pi \times p \times z \times \mu}{24} (D_o^3 - D_i^3) \dots\dots\dots 4.160$$

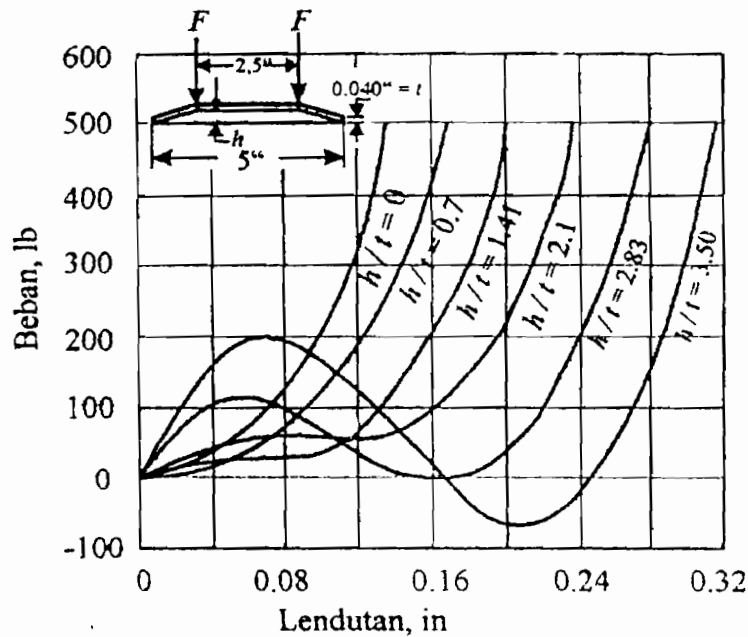
$$= \frac{2\pi \times 6 \times 12 \times 0,08}{24} (37^3 - 27^3)$$

$$= 46701,66 \text{ kg.mm}$$

Dari perhitungan ini perancangan dinyatakan aman karena torsi yang dapat diteruskan dibawah torsi maksimal.

#### 4.12.2. Perhitungan Pegas.

Untuk mengembalikan *steering clutch* dalam kedudukan normal (saling kontak) akan dipakai *disc or belleville spring*. Pegas ini dipilih karena gaya tekan pegas merata dan sangat kuat. Dalam pembahasan ini pegas yang dirancang menerima fungsi beban dan lendutan dari pegas sendiri seperti terlihat dalam Gambar 4.14.



Gambar 4.14. Grafik fungsi lendutan dan beban.

(Joseph E. Shigley, Larry D. 1984, halaman 36)

Dari grafik tersebut tampak bahwa variasi perbandingan  $h/t$  akan menghasilkan variasi yang luas dari bentuk kurva lendutan dan beban. Sebagai contoh dengan menggunakan perbandingan  $h/t = 2,83$  atau lebih, memberikan kurva bentuk S yang sangat berguna untuk mekanisme gerak menyentak. Suatu pengurangan dari perbandingan tersebut dalam daerah antara 1,41 dan 1,21 menyebabkan bagian tengah kurva menjadi datar, yang berarti bahwa beban adalah tetap sepanjang suatu daerah lendutan tertentu.

Suatu beban yang lebih besar atas suatu lendutan tertentu didapat dengan menyusun pegas luar dan dalam secara paralel.

### 4.12.3. Perancangan Steering Break

Elemen ini sangat penting untuk mengendalikan kecepatan pada saat dibutuhkan perlambatan pada kendaraan. Kecuali hal tersebut *steering break* juga berfungsi mengendalikan kendaraan pada saat belok. Dalam hal ini direncanakan pemakaian jenis *break band* (rem pita) karena konstruksi yang sederhana dan permukaan kontak yang dihasilkan adalah besar.

Torsi yang ditahan drum (T) :

$$\begin{aligned}
 &= 71620 \times \frac{N}{n} \dots\dots\dots 4.161 \\
 &= 71620 \times \frac{91,775}{216,54} \\
 &= 30354,32 \text{ kg.cm.}
 \end{aligned}$$

Gaya yang ditahan rem (F) :

$$\begin{aligned}
 &= \frac{2 \times T}{D} \dots\dots\dots 4.162 \\
 &= \frac{2 \times 30354,32}{40} \\
 &= 1517,71 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Keterangan :

N = daya pada dram (91,775 Hp)

n = putaran dram (216,54 rpm)

D = diameter dram (40 cm)

Gaya tarik belt kencang ( $F_1$ ) : (Ir. Sularso MSME, Kiyokatsu Suga, halaman 98)

$$= \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1} \times F \dots\dots\dots 4.163$$

$$= \frac{e^{(0,1 \times 4,71)}}{e^{(0,1 \times 4,71)} - 1} \times 1517,71$$

$$= 4040,52 \text{ kg}$$

Keterangan :

$\mu$  = koefisien gesek (0,1)

$\theta$  = sudut kontak (4,71 rad)

Bahan besi cor dengan sistem dilumasi.

Dalam penentuan dimensi rem, ditentukan berdasarkan Tabel 4.6.

Tabel 4.6. Penentuan dimensi rem.

Diameter drum D(mm)	Lebar drum B(mm)	Lebar Rem b(mm)	Tebal rem t(mm)
250	50	40	2
300	60	50	3
350	70	60	3
400	80	70	4
450	100	80	4
500	120	100	5

Tekanan rem maksimum ( $P_{\max}$ )

$$= \frac{2 \times F_1}{D \times b} \dots\dots\dots 4.164$$

$$= \frac{2 \times 4040,52}{400 \times 70}$$

$$= 0,28 \text{ kg/mm}^2$$

Tekanan rem minimum ( $P_{\min}$ )

$$= \frac{2 \times F_2}{D \times b} \dots\dots\dots 4.165$$

$$= \frac{2 \times 2522,8}{400 \times 70}$$

$$= 0,18 \text{ kg/mm}^2$$

Tekanan rem rata – rata ( $P_{\text{rata}}$ )

$$= \frac{P_{\text{mak}} + P_{\text{min}}}{2} \dots\dots\dots 4.166$$

$$= \frac{0,28 + 0,18}{2}$$

$$= 0,23 \text{ kg/mm}^2$$

Tabel 4.7. Koefisien gesek dan tekanan rem

Bahan drum	Bahan gesek	Koefisien gesek $\mu$	Tekanan permukaan Pa ( $\text{kg/mm}^2$ )	Keterangan
Besi cor Baja cor Besi cor kusus	Besi cor	0,10 – 0,20	0,09 – 0,17	Kering
		0,08 – 0,12		Dilumasi
	Perunggu	0,10 – 0,20	0,05 – 0,08	Kering-dilumasi
	Kayu	0,10 – 0,35	0,02 – 0,03	Dilumasi
	Tenunan	0,35 – 0,60	0,007 – 0,07	Kapas,asbes
	Cetakan (pasta)	0,30 – 0,60	0,003 – 0,18	Damar, asbes, setengah logam
	Paduan sinter	0,20 – 0,50	0,003 – 0,10	Logam

Sumber : Ir. Sularso, MSME, Kiyokatsu Suga, 1997, halaman 80

#### 4.12.4. Pemeriksaan Kekuatan Paku Keling

Dalam hal ini bahan paku keling adalah SS 41

Dengan kekuatan tarik ( $\sigma_t$ ) = 41  $\text{kg/mm}^2$

Tegangan geser bahan ( $\tau_{ges}$ )	= 7,8 kg/mm <sup>2</sup>
Diameter paku keling ( $d_p$ )	= 7 mm
Jumlah paku keling ( $z$ )	= 15 (disusun tiga berbaris)
Tegangan geser paku keling ( $\tau_{ges}$ )	

$$\begin{aligned}
 &= \frac{F_1}{A \times z} \dots\dots\dots 4.167 \\
 &= \frac{4040,52}{38,48 \times 15} \\
 &= 7 \text{ kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan, maka dimensi paku keling adalah aman ( $\tau_{ges} \leq \tau_{bahan}$ )

### 4.13. Perancangan Pompa Hidrolik Penggerak Kopling

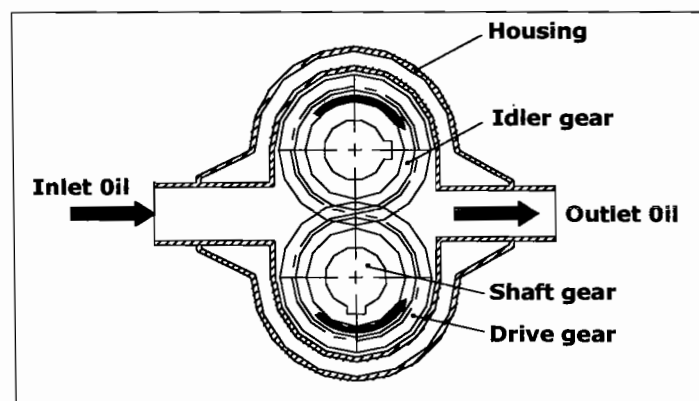
#### 4.13.1. Pengertian Pompa Hidrolik

Pompa hidrolik adalah suatu sistem yang mengubah energi mekanik menjadi energi hidrolik. Alat ini mengambil energi yang berasal dari motor listrik atau *engine*. Prinsip dasarnya, yaitu menghisap oli dari tangki (*storage tank*) dan mendorongnya ke bagian sistem hidrolik, yang disebut sebagai *flow* (aliran fluida). Pompa hidrolik hanya menghasilkan aliran dan tidak menyebabkan tekanan. Tekanan ditimbulkan oleh hambatan terhadap aliran. Hambatan ini disebabkan oleh aliran melalui *hose*, *orifice* (pipa), *fitting*, *cylinder* atau apapun yang ada dalam sistem yang menghalangi aliran.

Dalam merancang pompa penggerak kopling dengan sistim fluida ini, sebelumnya perlu dilakukan pemilihan jenis pompa. Hal ini untuk mengetahui berapa putaran yang diperlukan agar menghasilkan kapasitas aliran atau total

minyak hidrolis (Q) yang dibutuhkan. Pompa hidrolis yang dipilih adalah *Gear Pump Flow Continues Rotation* dengan menggunakan pasangan roda gigi untuk menghasilkan aliran fluida. Tekanan operasi maksimum dari *gear pump flow* dibatasi sampai 4000 psi.

Aliran yang dihasilkan *gear pump* diteruskan ke sistem hidrolis dan digunakan untuk mengoperasikan bagian *work equipment, torque transmission* dan *steering*. Pembagian tekanan sesuai dengan kebutuhan dilakukan oleh *control valve* pada sistem hidrolis. Untuk memenuhi tiga kebutuhan operasi tersebut, dilakukan oleh satu buah *gear pump*. Adapun mekanisme pembagian tekanan pada sistem hidrolis tidak dibahas dalam perancangan ini. Pada Gambar 4.15 disajikan bentuk dan konstruksi dasar dari *gear pump flow* :



Gambar 4.15 Bentuk dan konstruksi dasar dari *gear pump flow*

Prinsip kerja dari *gear pump flow* dijelaskan dengan mengikuti Gambar 4.15 :

Pada saat pompa berputar, oli dibawa diantara roda gigi dan *housing* dari sisi *inlet* menuju sisi *outlet* dari pompa. Arah perputaran *drive gear shaft* ditentukan oleh lokasi dari *inlet port* dan *outlet port*. Aliran keluar dihasilkan dengan mendorong

oli keluar dari roda gigi pada saat bertemu disisi *outlet*. Hambatan pada aliran oli akan menghasilkan tekanan pada sisi keluar.

### Mencari besarnya putaran spesifik *gear pump*

Data mengenai spesifikasi *implement hydraulic* pada *dozer shovel* yang diketahui adalah :

Debit total minyak hidrolis (Q) : 178 ltr/menit = 0,29 m<sup>3</sup>/s

Tekanan total operasi pompa (P) : 178,6 Kg/cm<sup>2</sup>

Data spesifikasi pembagian Q dan P yang diketahui (Data kom. KOMATSU) dapat dilihat pada tabel 4.8.

Tabel 4.8. Pembagian sistem fluida pada Dozer Shovel.

No.	Pompa	Q (ltr/menit)	P (Kg/cm <sup>2</sup> )
1.	<i>Transmisi</i>	44,94 % x Q (total)	11,19 % x P (total)
2.	<i>Steering</i>	32,58 % x Q (total)	10,41 % x P (total)
3.	<i>Attachment / equipment</i>	22,47 % x Q (total)	78,38 % x P (total)
Total		100 %	100 %

Hasil perhitungan pembagian Q, P dan N<sub>P</sub> dapat dilihat pada tabel 4.9.

Tabel 4.9. Hasil perhitungan berdasarkan tabel 4.8.

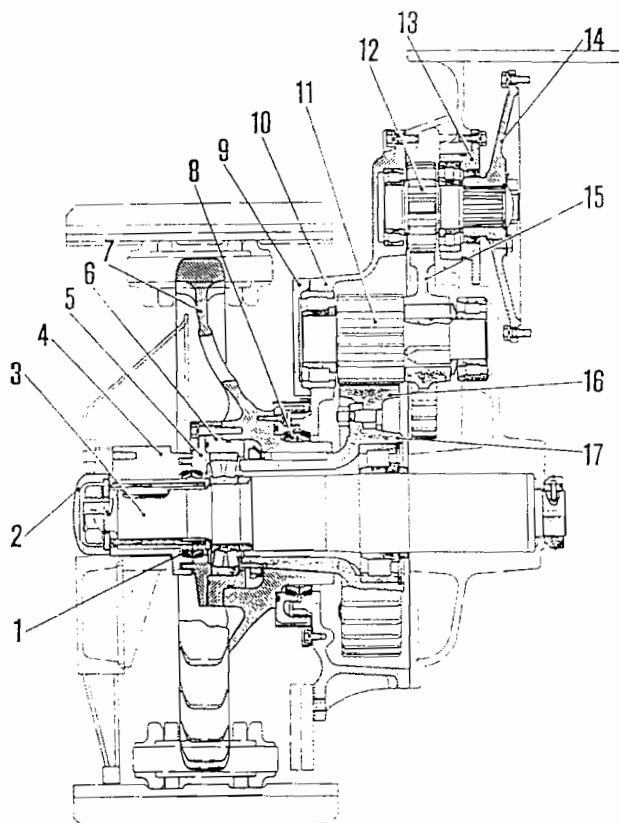
No.	Pompa	Q (ltr/menit)	P (Kg/cm <sup>2</sup> )	N <sub>P</sub> (HP)
1.	<i>Transmisi</i>	80	20	4,14
2.	<i>Steering</i>	58	18,6	2,79
3.	<i>Attachment / equipment</i>	40	140	14,48
Total		178	178,6	21,41



## BAB V

### FINAL DRIVE

*Final drive* merupakan reduksi terakhir dalam proses transmisi *dozer shovel* yang terdiri dari rangkaian roda gigi. Dalam *final drive* dipakai rangkaian roda gigi lurus dengan dua kali tingkat reduksi. Putaran tereduksi dari pasangan *bevel gear* diteruskan ke *final drive*, yang tereduksi dalam pasangan tingkat pertama *final drive* yaitu roda gigi S dan T, kemudian tereduksi lagi dalam pasangan tingkat kedua reduksi *final drive*, yaitu roda gigi U dan V. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat dalam Gambar 5.1.



Gambar 5.1. Skema final drive

(Sumber : Shop Manual Book KOMATSU, 2004, halaman 09-01)

Keterangan :

1. Floating seal	7. Sprocket	13. Bearing cage
2. Cap	8. Floating seal	14. Flange
3. Sprocket shaft	9. Cover	15. 1st reduction gear
4. Bearing	10. Cover	16. 2nd reduction ear
5. Bearing retainer	11. 2nd Pinion	17. Hub
6. Bearing cage	12. 1st pinion	

### 5.1. Dimensi Roda Gigi Final Drive

Dalam perancangan ukuran roda gigi transmisi telah ditentukan jumlah masing-masing roda gigi pada sub bab diatas. Pada perancangan ini modul yang dipakai adalah 9 mm untuk roda gigi S dan T dan modul 13 mm untuk roda gigi U dan V. Dibawah ini disajikan penghitungan dimensi roda gigi transmisi, sebagai berikut :

Jumlah gigi	$z$
Modul gigi	$m = 9 \text{ mm (S,T); } 13 \text{ mm (U,V)}$ .
Diameter jarak bagi	$d = m.z$
Diameter kepala	$dk = d + 2m$ .
Diameter kaki	$df = d - 2a$ .
Kelonggaran puncak	$ck = 0,25m$ .
Tinggi gigi	$H = 2m + ck$
Tinggi kaki	$a = H - m$
Tinggi kepala	$b = m$

Sudut kontak  $\alpha = 20^0$

Lebar gigi  $l = (6 \text{ s/d } 10)m.$

Dari rumus-rumus diatas dapat dituliskan hasil perhitungan dalam Tabel 5.1.

Tabel 5.1. Hasil perhitungan roda gigi.

Roda Gigi	Jml. Gigi	$\Phi$ Jarak Bagi (d) mm	$\Phi$ Kepala (dk)mm	$\Phi$ Kaki (df)mm
S	11	99	117	76,5
T	48	432	450	409,5
U	11	143	169	110,5
V	42	546	572	513,5

Kelonggaran puncak  $ck = 2,25 \text{ mm (S,T); } 3,25 \text{ mm (U,V)}$

Tinggi gigi  $H = 20,25 \text{ mm (S,T); } 29,25 \text{ mm (U,V)}$

Tinggi kaki  $a = 11,25 \text{ mm (S,T); } 16,25 \text{ mm (U,V)}$

Lebar gigi  $l = 66 \text{ mm (S,T); } 99 \text{ mm (U,V)}$

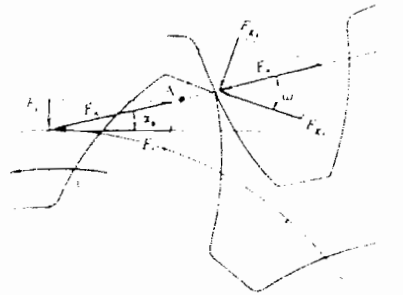
## 5.2. Bahan Roda gigi

Dalam perancangan ini, perancang menggunakan bahan roda gigi SNC 22 dengan kekuatan tarik ( $\sigma_t$ ) = 100 kg/mm<sup>2</sup>, tegangan lentur ijin ( $\sigma_b$ ) = 40 s/d 55 kg/mm<sup>2</sup>, tegangan geser bahan ( $\tau_{ges}$ ) = 11,9 kg/mm<sup>2</sup>, kekerasan brinell (Hb) = 600. bahan inilah yang diharapkan mampu menahan tegangan (lenturan dan tekanan permukaan) yang terjadi pada roda gigi, keausan.

## 5.3. Beban Lentur Gigi

Karena besarnya perbandingan kontak roda gigi lurus dengan sudut tekan  $20^0$  adalah 1,0 atau lebih, maka beban penuh tidak selalu dikenakan pada satu

gigi. Tetapi untuk keamanan, perhitungan dilakukan atas dasar bahwa beban penuh dikenakan pada titik A antara garis tekan dan garis hubung pusat roda gigi ke puncak gigi (OP), seperti pada Gambar 5.2.



Gambar 5.2. Gaya pada roda gigi.

(Sumber : Ir. Sularso, MSME, Kiyokatsu Suga, 1997, halaman 238)

Keterangan gambar :

$\alpha$  = sudut tekan kerja

$F_t$  = gaya tangensial (kg)

$V$  = kecepatan keliling (m/s)

$F_n$  = gaya normal (kg)

$F_{kt}$  = gaya tangensial titik A (kg)

Dalam keadaan sebenarnya pada waktu terjadi peralihan jumlah pasangan yang terkait dari satu menjadi dua atau lebih, maka timbul gaya yang lebih besar. Karena dalam perhitungan hanya satu pasang gigi saja yang dianggap meneruskan momen, maka pembebanan pada gigi menjadi lebih berat daripada keadaan yang sebenarnya. Dalam hal ini bentuk penampang gigi yang akan dipakai sebagai dasar perhitungan beban lentur berbentuk parabola dengan puncak titik A dengan

dasar titik B dan C. Dengan demikian setelah mengalami rumus, tinjauan terhadap beban lentur adalah sebagai berikut :

Gaya tangensial gigi (Ft) : (Ir. Sularso, MSME, Kiyokatsu Suga, halaman 240)

$$= \sigma_b \cdot b \cdot m \cdot Y \cdot f_v \dots\dots\dots 5.1$$

$$= 40 \cdot 66 \cdot 9 \cdot 0,226 \cdot 0,8571$$

$$= 4602,65 \text{ kg.}$$

Keterangan :  $\sigma_b$  = tegangan lentur ijin ( $40 \text{ kg/mm}^2$ )

$b$  = lebar gigi rencana (66 mm S,T); (99 mm U, V)

$m$  = modul gigi (9 mm S,T); (13 mm U, V)

$Y$  = faktor bentuk gigi (dalam tabel)

$F_v$  = faktor dinamis (dalam lampiran) diambil  $3/(3+v)$

Untuk memperingkas perhitungan maka hasil perhitungan dituliskan dalam Tabel 5.2.

Tabel 5.2. Hasil perhitungan roda gigi terhadap beban lentur.

Nama	Jumlah gigi (z)	Faktor bentuk gigi (Y)	Faktor dinamis ( $F_v$ )	Gaya tangensial (Ft) kg
Pinion	11	0,226	0,8571	4602,65
Ring gear T	48	0,402	0,8571	8186,60
Pinion U	11	0,226	0,8571	6903,63
Ring gear V	42	0,400	0,8571	12218,81

#### 5.4. Beban Permukaan Gigi

Dalam kerjasama roda gigi jika tekanan permukaan gigi terlalu besar, akan mengalami keausan dan kebopongan permukaan yang terlalu cepat. Dengan

demikian kapasitas pembebanan permukaan gigi harus dibatasi. Di bawah ini disajikan penghitungan syarat batas pembebanan permukaan sebagai berikut :

Beban tangensial gigi (Ft) : (Ir. Sularso, MSME, Kiyokatsu Suga, halaman 240)

$$= f_v \cdot k_H \cdot b \cdot d \left( \frac{2z_2}{z_1 + z_2} \right) \dots\dots\dots 5.2$$

$$= 0,8571 \times 0,569 \times 9 \times 99 \times \left( \frac{2 \times 48}{11 + 48} \right)$$

$$= 707,03 \text{ kg.}$$

Keterangan :  $k_H$  = tegangan kontak gigi (dalam tabel lampiran)

$z$  = jumlah gigi

$d$  = diameter jarak bagi.

Hasil perhitungan dituliskan dalam Tabel 5.3.

Tabel 5.3. Hasil perhitungan syarat batas pembebanan.

Nama	Jumlah gigi (z)	Faktor bentuk gigi (Y)	Faktor dinamis (F <sub>v</sub> )	Gaya tangensial (Ft) kg
Pinion S	11	0,569	0,8571	707,03
Ring gear T	48	0,569	0,8571	3085,24
Pinion U	11	0,569	0,8571	1436,90
Ring gear V	42	0,569	0,8571	5486,34

### 5.5. Perancangan Poros

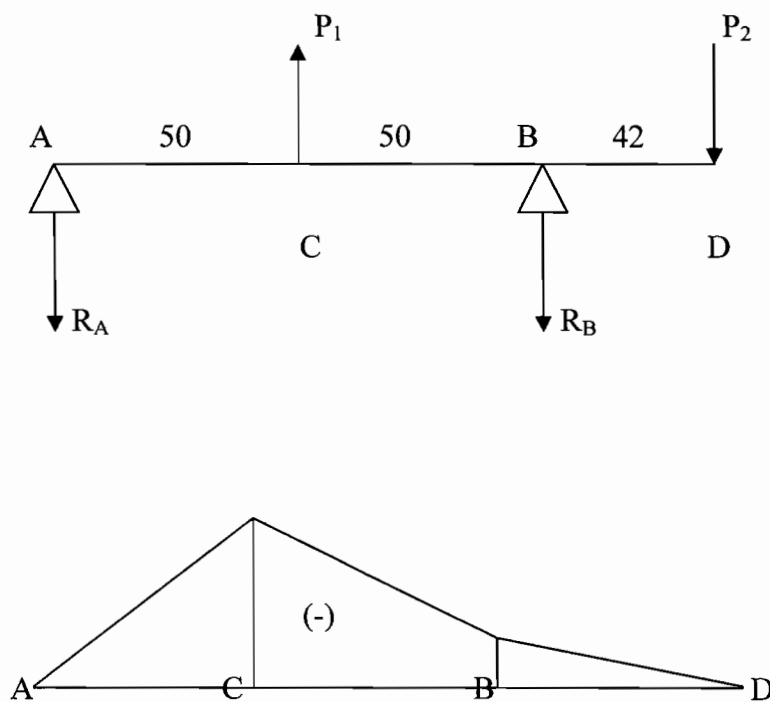
Pada *final drive* terdapat tiga buah poros dalam proses transmisi tenaga, torsi dan putaran, sebagai berikut :

1. Poros pertama, yaitu poros pada roda gigi S

2. Poros kedua, yaitu poros pada roda gigi T dan U.
3. Poros ketiga, yaitu poros pada roda gigi V

### 5.5.1. Poros pertama

Pada poros ini mengalami momen puntir dan beban lengkung sebagai akibat berat *steering clutch* dan gaya radial pada roda gigi S.



Gambar 5.3. Gaya reaksi dan Bending Momen Diagram

Torsi yang terjadi (T)

$$= \frac{71620 \times N}{n} \dots\dots\dots 5.3$$

$$= \frac{71620 \times 65,6}{216,54}$$

$$= 21697,01 \text{ kg.cm}$$

Gaya tangensial ( $P_t$ )

$$= \frac{2 \times T}{D} \dots\dots\dots 5.4$$

$$= \frac{2 \times 21697,01}{9,9}$$

$$= 4383,23 \text{ kg}$$

Reaksi pada tumpuan :

$$R_A = \frac{(-50 \times 4383,23) - (142 \times 90)}{100} = 2063,81 \text{ kg } (\downarrow)$$

$$R_B = \frac{(-50 \times 4383,23) - (142 \times 90)}{100} = 2063,81 \text{ kg } (\downarrow)$$

Momen yang terjadi :

$$M_A = 2063,81 \times 50 = 103190,5 \text{ kg.mm}$$

$$M_B = 2063,81 \times 42 = 86680,02 \text{ kg.mm}$$

Dalam perhitungan dimensi poros dipakai momen maksimum, yaitu  $M_A$ . Dalam hal ini dipilih bahan poros SNC 22, dengan tegangan tarik ( $\sigma_t$ ) = 100 kg/mm<sup>2</sup>, tegangan geser ( $\tau_{ges}$ ) = 22,2 kg/mm<sup>2</sup>.

Tegangan geser ijin bahan ( $\tau_{ges}$ )

$$= \frac{5,1}{D_o^3} \sqrt{(K_m \times M_{ekv})^2 + (K_t \times T_p)^2} \times \left( \frac{1}{1 - k^4} \right) \dots\dots\dots 5.5$$

$$= \frac{5,1}{70^3} \sqrt{(1,5 \times 103190,5)^2 + (1 \times 21697,01)^2} \times \left( \frac{1}{1 - 0^4} \right)$$



$$= 2,323 \text{ kg/mm}^2.$$

Keterangan :

$K_m$  = faktor koreksi (1,5)

$K_t$  = faktor koreksi (1)

$K$  = perbandingan diameter (0)

Dalam hal ini poros adalah aman, karena tegangan geser poros lebih kecil daripada tegangan geser ijin.

Sudut puntir bahan ( $Q_s$ )

$$\begin{aligned} &= \frac{T \times l \times 180}{G \times J \times 3,14} \dots\dots\dots 5.6 \\ &= \frac{21697,01 \times 10 \times 180}{8,5 \times 10^5 \times 235,72 \times 3,14} \\ &= 0,062^0 \end{aligned}$$

Keterangan :

$G$  = modulus geser bahan ( $8,5 \cdot 10^5 \text{ kg/cm}^2$ )

$l$  = panjang poros (10 cm)

$J$  = inersia polar ( $235,7 \text{ cm}^4$ )

Dalam hal ini poros input adalah aman, karena sudut puntir spesifik poros lebih kecil daripada sudut puntir spesifik ijin ( $0,23^0$ )

Putaran kritis poros total  $\left( \frac{1}{Nc_1^2} \right)$ : (Ir. Sularso, MSME, Kiyokatsu Suga, hal.19)

$$= \frac{1}{Nc_1^2} + \frac{1}{Nc_2^2} \dots\dots\dots 5.7$$

$$N_{c1} = 52700 \frac{d^2}{L_1 \times L_2} \sqrt{\frac{L}{W}} \dots\dots\dots 5.8$$

$$= 52700 \frac{70^2}{50 \times 50} \sqrt{\frac{142}{5,6}}$$

$$= 520135,91 \text{ rpm.}$$



$$N_{c2} = 52700 \frac{d^2}{L_1 \times L_2} \sqrt{\frac{L}{W}} \dots\dots\dots 5.9$$

$$= 52700 \frac{70^2}{42 \times 142} \sqrt{\frac{142}{82}}$$

$$= 56977,88 \text{ rpm.}$$

Sehingga :

$$\frac{1}{N_{ct}^2} = \frac{1}{(520135,91)^2} + \frac{1}{(56977,88)^2} \dots\dots\dots 5.10$$

$$\frac{1}{N_{ct}^2} = 3,117223 \times 10^{-10}$$

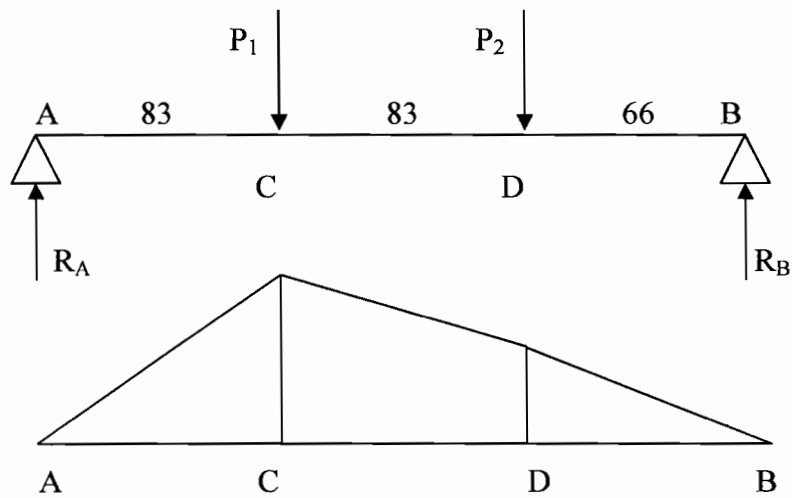
$$N_{ct}^2 = 3207983219$$

$$N_{ct} = 56639 \text{ rpm}$$

Dari hasil putaran gear pada tingkat kecepatan empat 216,54 rpm masih jauh di bawah  $0,8 \times 56639 = 45311,24$  rpm.

### 5.5.2. Poros Kedua

Pada poros ini mengalami momen puntir dan beban lengkung sebagai akibat berat gaya radial pada roda gigi T dan U.



Gambar 5.4. Gaya dan Bending Momen Diagram

$P_1$  = gaya tekan roda gigi U

$$= \frac{2 \times T}{D} \times \tan 20^\circ \dots\dots\dots 5.11$$

$$= \frac{2 \times 945326}{143} \times \tan 20^\circ$$

$$= 4812,2 \text{ kg}$$

$P_2$  = gaya tekan roda gigi S dan berat roda gigi T

$$= 1592,8 + 82 \dots\dots\dots 5.12$$

$$= 1674,8 \text{ kg}$$

Reaksi pada tumpuan :

$$R_A = \frac{(1674,8 \times 66) - (4812,2 \times 149)}{232} = 3567,04 \text{ kg } (\uparrow) \dots\dots\dots 5.13$$

$$R_B = \frac{(4812,2 \times 83) - (1674,8 \times 166)}{232} = 2919,95 \text{ kg } (\uparrow) \dots\dots\dots 5.14$$

Momen yang terjadi pada batang :

$$M_A = 3567,04 \times 83 = 296064,32 \text{ kg.mm} \dots\dots\dots 5.15$$

$$M_B = 2919,95 \times 66 = 192716,98 \text{ kg.mm} \dots\dots\dots 5.16$$

Dalam perhitungan dimensi poros dipakai momen maksimum.

Torsi yang terjadi (T)

$$= \frac{71620 \times N}{n} \dots\dots\dots 5.17$$

$$= \frac{71620 \times 65,6}{49,7}$$

$$= 94352,64 \text{ kg.cm}$$

Gaya tangensial (P<sub>t</sub>)

$$= \frac{2 \times T}{D} \dots\dots\dots 5.18$$

$$= \frac{2 \times 94352,64}{14,3}$$

$$= 13196,17 \text{ kg}$$

Dalam perhitungan dimensi poros dipakai momen maksimum, yaitu M<sub>A</sub>. Dalam hal ini dipilih bahan poros SNC 22, dengan tegangan tarik ( $\sigma_t$ ) = 100 kg/mm<sup>2</sup>, tegangan geser ( $\tau_{ges}$ ) = 22,2 kg/mm<sup>2</sup>.

Tegangan geser ijin bahan ( $\tau_{ges}$ )

$$= \frac{5,1}{D_o^3} \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T_p)^2} \times \left( \frac{1}{1 - k^4} \right) \dots\dots\dots 5.19$$

$$= \frac{5,1}{100^3} \sqrt{(1,5 \times 296064,32)^2 + (1 \times 94352,64)^2} \times \left( \frac{1}{1 - 0^4} \right)$$

$$= 5,318 \text{ kg/mm}^2.$$

Keterangan :

$K_m$  = faktor koreksi (1,5)

$K_t$  = faktor koreksi (1)

$K$  = perbandingan diameter (0)

Dalam hal ini poros adalah aman, karena tegangan geser poros lebih kecil daripada tegangan geser ijin.

Sudut puntir bahan ( $Q_s$ ) : (R.S. Khurmi, J.K. Gupta, Machine Design, edisi kedua)

$$= \frac{T \times l \times 180}{G \times J \times 3,14} \dots\dots\dots 5.20$$

$$= \frac{94352,64 \times 8,3 \times 180}{8,5 \times 10^5 \times 981,7477 \times 3,14}$$

$$= 0,054^\circ$$

Keterangan :

$G$  = modulus geser bahan ( $8,5 \cdot 10^5 \text{ kg/cm}^2$ )

$l$  = panjang poros (8,3 cm)

$J$  = inersia polar ( $981,7 \text{ cm}^4$ )

Dalam hal ini poros input adalah aman, karena sudut puntir spesifik poros lebih kecil daripada sudut puntir spesifik ijin ( $0,23^\circ$ )

Putaran kritis poros total  $\left( \frac{1}{Nc_1^2} \right)$

$$= \frac{1}{Nc_1^2} + \frac{1}{Nc_2^2} \dots\dots\dots 5.21$$

$$Nc_1 = 52700 \frac{d^2}{L_1 \times L_2} \sqrt{\frac{L}{W}}$$

$$= 52700 \frac{70^2}{83 \times 149} \sqrt{\frac{232}{17,52}}$$

$$= 75983,49 \text{ rpm.}$$

$$N_{c2} = 52700 \frac{d^2}{L_1 \times L_2} \sqrt{\frac{L}{W}} \dots\dots\dots 5.22$$

$$= 52700 \frac{70^2}{66 \times 166} \sqrt{\frac{232}{82}}$$

$$= 39645,30 \text{ rpm.}$$

Sehingga :

$$\frac{1}{N_{ct}^2} = \frac{1}{(75983,49)^2} + \frac{1}{(39645,30)^2}$$

$$\frac{1}{N_{ct}^2} = 8,0943 \times 10^{-10}$$

$$N_{ct}^2 = 1235423527$$

$$N_{ct} = 35148,6 \text{ rpm}$$

Dari hasil putaran gear pada tingkat kecepatan empat 216,54 rpm masih jauh di bawah  $0,8 \times 35148,6 = 28118,8$  rpm.

## 5.6. Perencanaan Baut

Telah diketahui bahwa torsi pada poros ( $T = 21697,01$  kg.cm), maka untuk menentukan baut pengikat *final drive* dengan drum pada steer perlu memperhitungkan hal-hal sebagai berikut :

Gaya pada baut ( $F_t$ )

$$= \frac{T}{R_b} \dots\dots\dots 5.23$$

$$= \frac{21697,01}{150}$$

$$= 144,646 \text{ kg}$$

keterangan :

$R_b$  = radius pembautan (150 mm)

Tegangan geser ijin ( $t_{ges}$ )

$$= \frac{\sigma_t}{sf_1 \times sf_2} \dots\dots\dots 5.24$$

$$= \frac{60}{5,6 \times 2,5}$$

$$= 4,286 \text{ kg/mm}^2$$

Keterangan :

$Sf_1$  dan  $Sf_2$  = faktor keamanan (5,6 dan 2,5)

Bahan baut yang dipakai adalah JIS B 0205 dengan  $\sigma_t = 60 \text{ kg/mm}^2$

Tegangan geser baut ( $t_b$ ) :

$$= \frac{F_b}{\pi \times r_b^2 \times z} \dots\dots\dots 5.25$$

$$= \frac{144,646}{3,14 \times 100 \times 6}$$

$$= 0,077 \text{ kg/mm}^2$$

Keterangan :

$r_b$  = jari – jari baut (10 mm)

$z$  = jumlah baut (6)

Dari hasil perhitungan, maka perancangan baut dinyatakan aman.

## 5.7. Perencanaan Bantalan

Pada *final drive* terdapat beberapa bantalan yang menumpu beberapa poros roda gigi (S, T dan U, V). Dalam hal ini dipilih bantalan silinder dengan acuan bahwa bantalan akan mampu menumpu beban radial dan aksial yang diakibatkan oleh berat roda gigi dan gaya yang diteruskan.

### 5.7.1. Bantalan Pertama

Bantalan ini mendukung poros roda gigi S sebagai berikut :

$$\text{Gaya radial (Pr)} = 2225,9 \text{ kg}$$

$$\text{Diameter poros (d)} = 70 \text{ mm}$$

$$\text{Putaran poros (n)} = 216,54 \text{ rpm}$$

$$\text{Basic load rating (C)} = 7720 \text{ kg}$$

$$\text{Faktor keandalan (a}_1\text{)} = 1$$

$$\text{Faktor bahan (a}_2\text{)} = 1$$

$$\text{Faktor kerja (a}_3\text{)} = 1$$

Faktor kecepatan (fn)

$$= \left( \frac{33,3}{n} \right)^{\frac{3}{10}} \dots\dots\dots 5.26$$

$$= \left( \frac{33,3}{216,54} \right)^{\frac{3}{10}}$$

$$= 0,570$$

Faktor umur (fh)

$$= fn \frac{C}{P} \dots\dots\dots 5.27$$



$$= 0,57 \times \frac{7720}{2225,9}$$

$$= 1,977$$

Umur nominal bantalan (Ln)

$$= 500 \times fh^{\frac{10}{3}} \dots\dots\dots 5.28$$

$$= 500 \times 1,977^{\frac{10}{3}}$$

$$= 4849,07 \text{ jam}$$

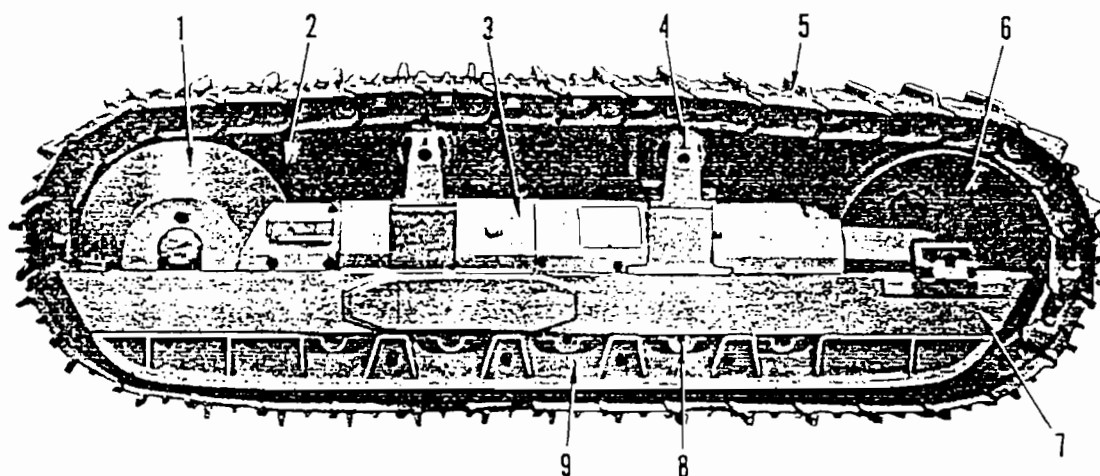
Dari hasil perhitungan diatas dituliskan dalam Tabel 5.4.

Tabel 5.4. Dimensi bantalan

Jenis bantalan	Dimensi bantalan (mm)						
	D	D	B	Dr	Dr	R	R <sub>1</sub>
NU3214	70	150	35	90	130	3,5	3,5
NU3315	100	160	45	112	135	4,5	4,5
NU3415	140	170	60	155	165	5,5	5,5

## 5.8. UNDERCARRIAGE

*Undercarriage* adalah suatu kerangka bawah yang secara umum berfungsi sebagai alat jalan dari kendaraan, meneruskan berat kendaraan pada permukaan tanah, sarana pergerakan maju atau mundur beserta belok dari kendaraan. Secara umum *undercarriage* memiliki bagian utama seperti terlihat pada Gambar 5.3.(Shop Manual Book KOMATSU, 2004, halaman 11-01)



Gambar 5.5. Undercarriage

Shop Manual Book KOMATSU D75S-2, 2004, halaman 11-01

Keterangan :

- |                   |                  |
|-------------------|------------------|
| 1. Sprocket cover | 6. Idler         |
| 2. Sprocket       | 7. Track frame   |
| 3. Recoil spring  | 8. Track roller  |
| 4. Carrier roller | 9. Guiding guard |
| 5. Track          |                  |

## BAB VI

### PELUMASAN DAN SISTEM HIDROLIS

Sistem hidrolis adalah suatu pemindahan tenaga dengan menggunakan mekanisme fluida oli sebagai perantaranya. Dalam sistem hidrolis terjadi transfer tenaga mekanis dari putaran pompa atau piston diubah menjadi tenaga kinetik fluida oli dengan kecepatan dan tekanan tertentu, diubah menjadi tenaga mekanis kembali. Pemilihan sistem hidrolis pada alat berat berdasarkan keuntungan pemakaian, dibanding dengan sistem yang lain. Beberapa keuntungan pemakaian sistem ini antara lain :

1. Penghematan tenaga pengoperasian (pada sistem transmisi)
2. Dapat menyalurkan tenaga dan torsi yang besar serta mencegah *over load* (pada *torque convertor*)
3. Lebih ringkas dan fleksibel (pada *attachment*)
4. Pengurangan getaran dan kejutan yang besar (pada sistem transmisi)

Namun demikian pemakaian sistem hidrolis juga memiliki beberapa kelemahan antara lain :

1. Peka terhadap kebocoran pada sistem perpipaan.
2. Peka terhadap perubahan temperatur fluida oli, maka perlu alat pendingin yang baik.
3. Kerja sistem salurannya sangat kompleks (perlu pengaturan, perpipaan perkatupan yang banyak)

### 6.1. Pemilihan Fluida Hidrolis

Tujuan pemakaian fluida hidrolis adalah untuk mentransmisikan tenaga, maka fluida yang dipakai harus memiliki fungsi, sebagai berikut :

- Media transmisi tenaga.
- Melumasi bagian yang bergesekan.
- Mencegah korosi dan karat elemen.
- Memiliki titik beku yang rendah dan titik didih yang tinggi.
- Viskositas (kekentalan) yang sesuai.
- Stabilitas yang baik.
- *Foaming* yang baik.
- Mampu dukung.

Pada intinya fluida harus dapat menyalurkan tenaga dengan mampu alir yang baik sehingga tidak boleh terlalu encer dan kental. Fluida tidak berubah secara mekanik dan kimia dalam kerjanya berkenaan dengan perubahan suhu dan gesekan fluida dalam sistem perpipaan. Dalam pemakaian fluida hidrolis biasanya dengan viskositas antara 100 – 750 SSU. Dalam perancangan ini untuk memenuhi persyaratan di atas, maka dipilih fluida hidrolis dengan viskositas antara **160 – 1180 SSU standar SAE 10**, pada suhu 100<sup>0</sup> F dan 44 SSU pada suhu 210<sup>0</sup> F.

### 6.2. Perencanaan Hose

Dalam *dozer shovel* proses transmisi fluida hidrolis khususnya untuk proses pengoperasian *blade* adalah dengan sistem *hosing*. Pemilihan *hose* dalam perancangan ini didasarkan pada hal, sebagai berikut :

- Dapat meredam getaran dari sistem *hosing* pada sistem kontrol hidrolis.
- Dalam pengoperasian lebih fleksibel.
- Lebih ringkas dan efisien.

*Hose* terdiri dari bermacam-macam jenis sesuai dengan penggunaannya, karena itu pemilihan *hose* harus didasarkan pada tekanan yang diderita. Pada *hose* terdiri dari beberapa lapisan, antara lain :

1. Lapisan dalam, terbuat dari karet hidrolis yang tahan terhadap fluida yang dipakai.
2. Lapisan tengah, terbuat dari anyaman serat baja dengan kekuatan tarik yang tinggi.
3. Lapisan luar, terbuat dari campuran karet, serat nilon dan tekstil.

Dalam perencanaan ini dipilih *hose* standar SAE 100 RZ tipe A dengan dua tipe lapisan anyaman kawat.

Pada saat pemasangan *hose* harus memperhatikan hal-hal sebagai berikut :

1. Harus diberi kekendoran yang cukup untuk mencegah tertekuknya *hose*.
2. Pada sambungan ujung *hose* harus kencang, sehingga *hose* tidak bergerak.
3. Mencegah terpuntirnya *hose*.
4. Menjauhkan *hose* dari bagian yang panas.

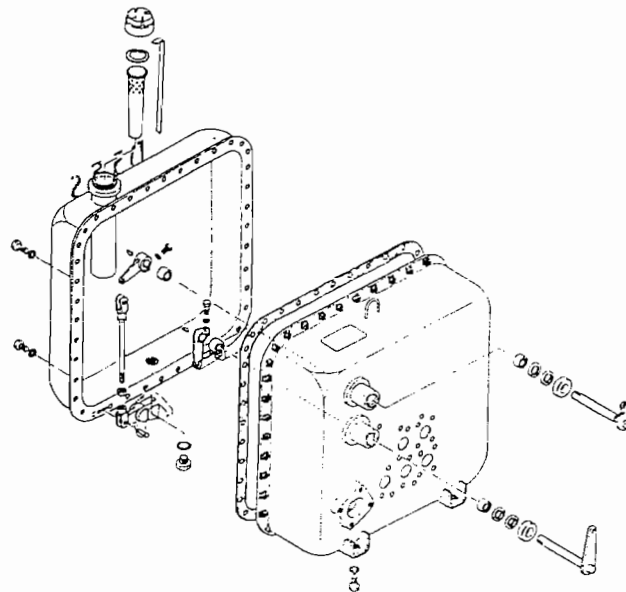
### **6.3. Reservoir**

*Reservoir* adalah tempat penampungan fluida sebagai persediaan oli yang akan dialirkan, namun demikian juga berfungsi sebagai pengendap dan pendingin

fluida kerja. Pada umumnya, tangki *reservoir* direncanakan untuk kapasitas oli tiga kali dari kapasitas pompa tiap menitnya, hal ini dimaksudkan untuk memenuhi hal-hal sebagai berikut :

1. Menampung semua minyak yang mengalir ke tangki akibat adanya pemompaan atau gaya gravitasi.
2. Menjaga pemenuhan kebutuhan minyak.
3. Membuang panas yang berlebihan dari fluida kerja pada saat masuk tangki.

Tangki atau reservoir ditunjukkan dalam Gambar 6.1.



Gambar 6.1. Tangki hidrolik

(Shop Manual Book Komatsu, halaman 18-02)

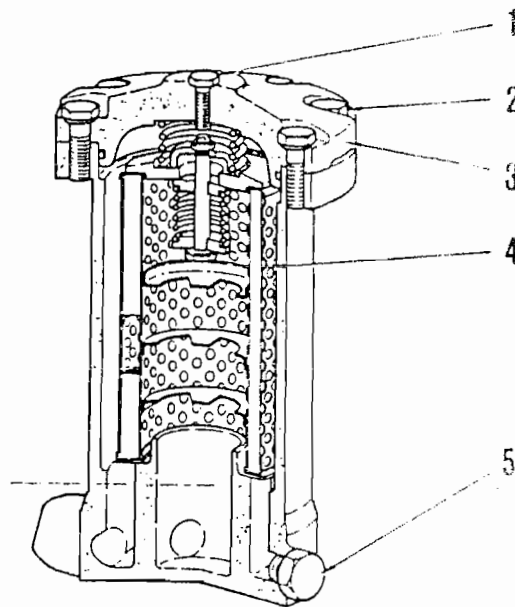
#### 6.4. Strainer

Sistem hidrolik akan beroperasi secara maksimal apabila fluida yang digunakan bebas dari semua kotoran dan material lainnya. Oleh karena itu adanya

alat penyaring kotoran tersebut, dalam hal ini dipergunakan dua macam penyaring yaitu *strainer* dan *filter*. *Strainer* adalah alat penyaring kotoran dan debu atau material lainnya dengan butiran yang relatif lebih besar dibandingkan dengan *filter*. Sedangkan *filter* dipakai untuk menyaring partikel yang relatif lebih halus.

Mengingat kerja pompa hisap sangat berat pada sisi keluaran, maka *filter* diletakkan setelah pompa atau pada rangkaian hidrolis sebelum bekerja. Untuk *strainer* dipasang sebelum rangkaian pompa hisap, hal ini berkenaan dengan kotoran dengan butiran yang relatif besar masuk dalam elemen kerja fluida oli. Untuk kotoran yang relatif bersifat logam dibutuhkan *strainer* yang relatif bersifat magnet untuk memudahkan penyaringan.

Gambar 6.2. ditunjukkan filter yang digunakan dalam perancangan.



Gambar 6.2. Hidraulic oil filter

(Shop Manual Book Komatsu, halaman 18-12)

Keterangan :

- |                      |               |
|----------------------|---------------|
| 1. Air blending plug | 4. Element    |
| 2. Bolt              | 5. Drain Plug |
| 3. Cover             |               |

### 6.5. Pemilihan Seal

*Seal* atau perapat adalah komponen yang sangat penting dalam sistem hidrolis. Perapat bertujuan untuk memberikan kededapan (isolasi) pada dua elemen atau lebih dari kebocoran. Pemilihan perapat ditentukan oleh beberapa hal, sebagai berikut :

- Suhu kerja fluida oli.
- Tekanan kerja fluida oli.
- Jenis gerakan salah satu elemen yang membutuhkan perapat.
- Jenis fluida kerja yang digunakan

Beberapa *seal* yang digunakan dalam sistem hidrolis, antara lain :

- Bentuk cincin (O ring), dipergunakan untuk gerakan *resiprokating*, berputar atau statis dengan bahan karet buatan atau polimer.
- V *seal* digunakan pada silinder hidrolis dengan bahan karet.
- Floating seal.

### 6.6. Macam Sistem Hidrolis

Sistem hidrolis pada alat berat tipe *dozer shovel* terdiri dari 2 bagian, yaitu :

1. Torqflow hydraulic control

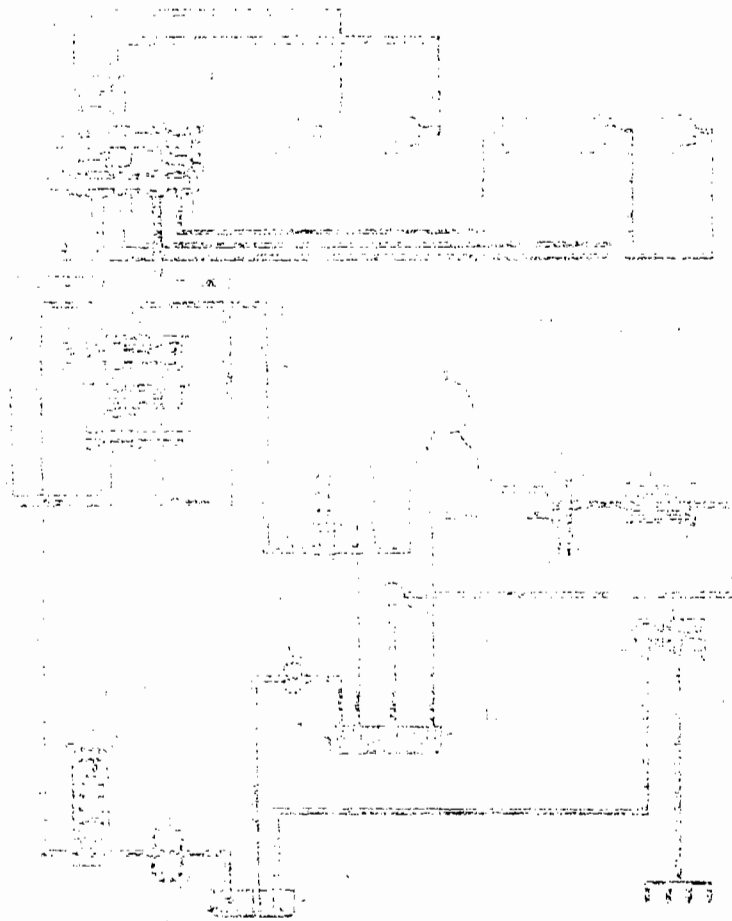


## 2. Blade hydraulic control

### 6.6.1. Torqflow Hydraulic Control

Sistem hidrolis transmisi dan *torsi converter* merupakan rangkain perpipaan serta elemen lain yang mendukung kerja suatu fluida oli untuk menghasilkan kerja mekanik pada alat berat. Dalam sistem hidrolis ini fluida oli dibagi menjadi dua aliran yaitu untuk kebutuhan proses transmisi dan *torque converter*, dimana terjadi adanya kerja sama dengan bantuan modulating *relief valve*. *Relief valve* akan membagi dua aliran dalam perpipaan yang akan menuju ke sistem transmisi dan converter. Selanjutnya dengan valve-valve yang lain aliran dan tekanan oli akan direduksi sebelum masuk dalam elemen *torque converter* dan sistem transmisi.

Pada Gambar 6.3 akan terlihat skema sistem hidrolis torqflow



Gambar 6.3. kontrol hidrolik torqflow  
(Manual book Komatsu)

Keterangan gambar :

1. Transmision case
2. Strainer
3. Torqflow pump
4. Oil filter
5. Modulating relief valve
6. Quick return valve

7. Reducing valve
8. Speed valve
9. Safety valve
10. Directional valve
11. Torque converter relief valve
12. Torque converter
13. Torque converter regulator valve
14. Oil cooler
15. Lubricating relief valve
16. PTO lubrication
17. Torque converter case
18. Strainer
19. Scavenging pump :
  - a. Tap for Torque converter relief pressure
  - b. Tap for Torque converter regulator pressure
  - c. Adapter for Torque converter oil temperature
  - d. Tap for transmission clutch pressure

Oli dari kotak transmisi (1), melalui strainer (2) dipompakan oleh pompa transmisi (3) melalui filter (4). Selanjutnya oli masuk ke *torqflow transmission control valve* (modulating relief valve (5), quick return valve (6), reducing valve (7)). Dalam *torqflow transmission control valve* fluida oli mengalami reduksi dari tekanan  $20 \text{ kg/cm}^2$  menjadi  $12,5 \text{ kg/cm}^2$ . Setelah itu aliran oli dibagi menjadi dua jalur yang menuju speed valve, safety valve, directional valve (8, 9, 10) dan

menuju torque converter relief valve (11). Aliran oli yang masuk ke valve (8) beroperasi pada clutch no 3, 4, dan 5, sedangkan oli yang masuk ke valve (5) yang menuju ke *torque converter relief valve* (11) direduksi tekanannya menjadi 6 – 7 kg/cm<sup>2</sup>, dan selanjutnya masuk ke *torque converter* (12). Kemudian aliran oli akan menuju torque converter regulator (13) dengan tekanan 2 – 3 kg/cm<sup>2</sup> dan menuju ke oil cooler (14), kemudian menuju ke torque converter case (17) dan transmission case (1).

### 6.6.2. Torqflow Transmission Control Valve

Katub transmisi ini terdiri dari beberapa katup kontrol yang merupakan rangkaian kerjasama. Katub-katub transmisi itu adalah :

#### 1. Modulating relief valve.

Fungsi dari *modulating relief valve* adalah :

1. Mengatur dan membatasi tekanan oli maksimum yang akan dioperasikan pada clutch
2. Bersama-sama dengan *quick return valve* mengatur tekanan, sehingga dapat mengurangi kejutan pada clutch dan shock pada unit yang dapat memungkinkan panjang umur dari setiap elemen.
3. Mengatur aliran oli yang menuju *torque converter*.

#### 2. Quick return valve

Fungsi dari *quick return valve* adalah mengatur langkah gerak dari gerak *modulating valve* sehingga dapat dengan cepat proses *disengage* dan dengan lambat dalam proses *engage*.

### 3. Reducing valve

Fungsi dari katub ini adalah menurunkan tekanan oli yang akan bekerja pada rotari *clutch*.

### 4. Speed valve

Fungsi dari katub ini adalah mengatur aliran oli yang akan menuju clutch no. 3, 4, dan 5 (tingkat kecepatan I,II, III)

### 5. Safety valve

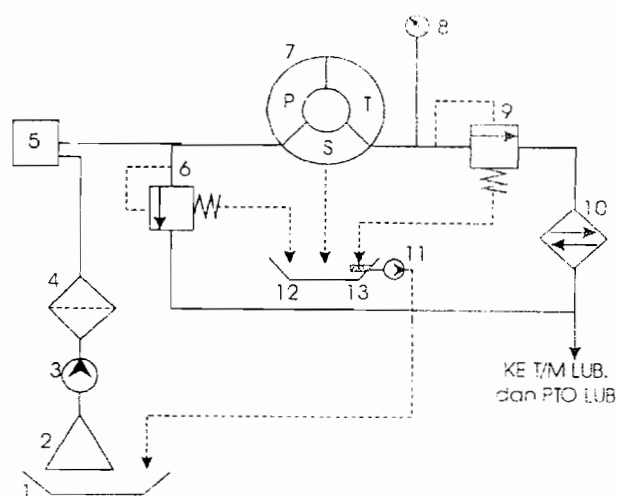
Fungsi dari katup ini adalah sebagai pengaman pada saat mesin dihidupkan kendaraan tidak berjalan sebelum dikehendaki.

### 6. Direction valve

Fungsi dari katup ini adalah mengarahkan aliran oli ke *directional clutch* (forward atau reverse) dan *drain*

#### 6.6.3. Torque Converter Hydraulic Control

Pada Gambar 6.4. dapat ditunjukkan rangkaian skema kontrol hidrolik



Gambar 6.4. Rangkaian skema kontrol hidrolik

## Keterangan :

- |                                  |                                     |
|----------------------------------|-------------------------------------|
| 1. Transmission case             | 8. Temperatur gage                  |
| 2. Strainer                      | 9. Torque converter regulator valve |
| 3. Transmission pump             | 10. Oil cooler                      |
| 4. Filter                        | 11. Scavenging pump                 |
| 5. Transmission control valve    | 12. Torque converter case           |
| 6. Torque converter relief valve | 13. Strainer                        |
| 7. Torque converter              |                                     |

Dalam *torque converter*, impeller yang juga berfungsi sebagai pump dialiri oli dari transmission case (1) oleh transmission oil pump (3) melalui *transmission control valve* (5) dimana tekanan olinya telah dibatasi oleh *torque converter* (7). Oli yang selanjutnya sebagai zat perantara penghantar tenaga ke *torque converter* sebagian akan bocor melalui *seal ring*, yang kemudian akan berfungsi untuk melumasi bantalan-bantalan yang selanjutnya akan jatuh ke *torque converter case* (12). Oli ini bersama-sama dengan oli yang jatuh dari engine PTO akan dihisap dan dikembalikan ke *transmission case* (1) oleh *scavenging pump*. Dalam penghantaran tenaga, oli dalam *torque converter* akan menjadi panas yang dapat dilihat pada *temperatur gauge* (8) di instrumen panel yang diambil melalui tube ke dekat *regulator valve* (9) yang tekanannya telah direduksi menjadi 3 – 5 kg/cm<sup>2</sup>, selanjutnya oli akan didinginkan di *oil cooler* (10).

Katub – katub pada sistem hidrolik *torsi converter* terdiri dari :

1. Torque Converter Relief Valve

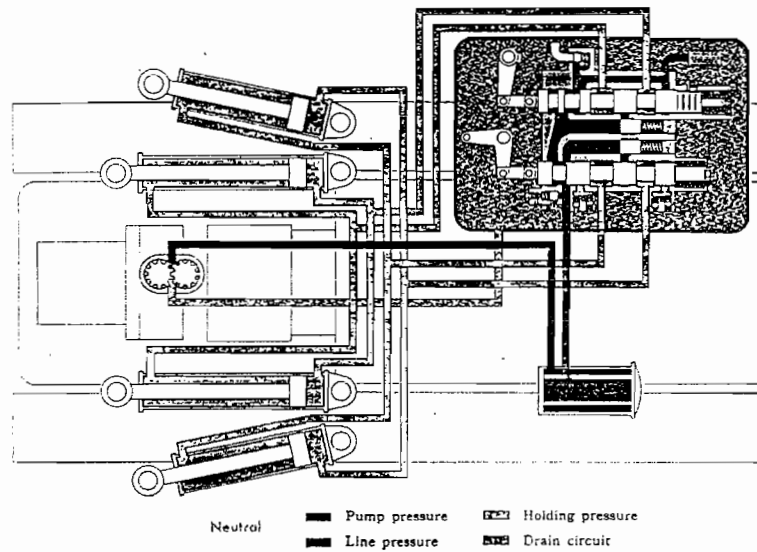
Katub ini berfungsi membatasi tekanan maksimum yang akan masuk, sehingga relief valve ini selalu ditempatkan pada sisi masuk dari torque converter. Tekanan oli ketika keluar dari modulating relief valve adalah 20 kg/cm<sup>2</sup>, kemudian direduksi oleh torque converter relief valve menjadi 6 – 7 kg/cm<sup>2</sup>.

## 2. Torque Converter Regulator Valve

Katub ini berfungsi membatasi tekanan keluar oli dari *torque converter*, agar tidak terjadi gelembung udara. Katub ini dipasang pada bagian luar *torque converter* untuk mereduksi tekanan menjadi 2 – 3 kg/cm<sup>2</sup>. Oli mengalir dari *torque converter* menuju *port inlet* hingga penuh dan ketika tekanan oli pada *port* tersebut mencapai 3 kg/cm<sup>2</sup>, maka akan menekan *spring* yang selanjutnya menekan *spool* sehingga fluida mengalir lewat *port outlet* sampai ke *oil cooler*.

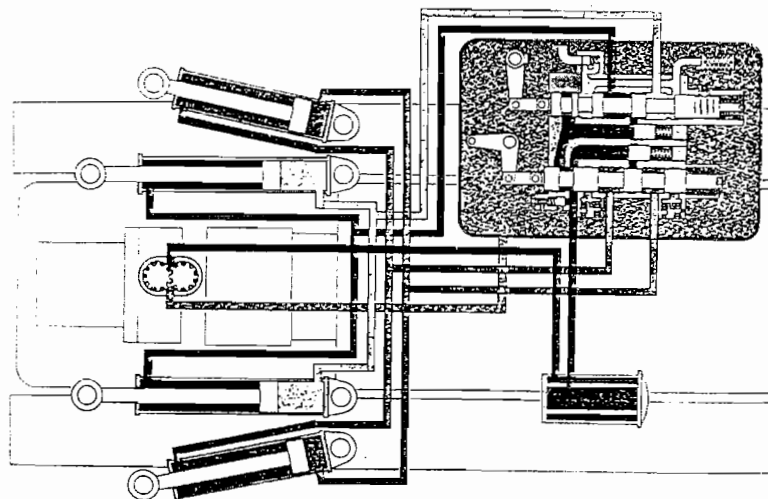
## 6.7. Blade Hydraulic Control

Sistem hidrolik blade adalah suatu mekanisme hidrolik untuk menggerakkan blade, dalam arah pengangkatan blade, memiringkan blade, menurunkan ketika dumping dan membawa pada ketinggian tertentu (Shop Manual Book Komatsu). Pada saat kondisi blade diam atau keadaan netral dapat dilihat pada Gambar 6.5.



Gambar 6.5. Posisi blade diam

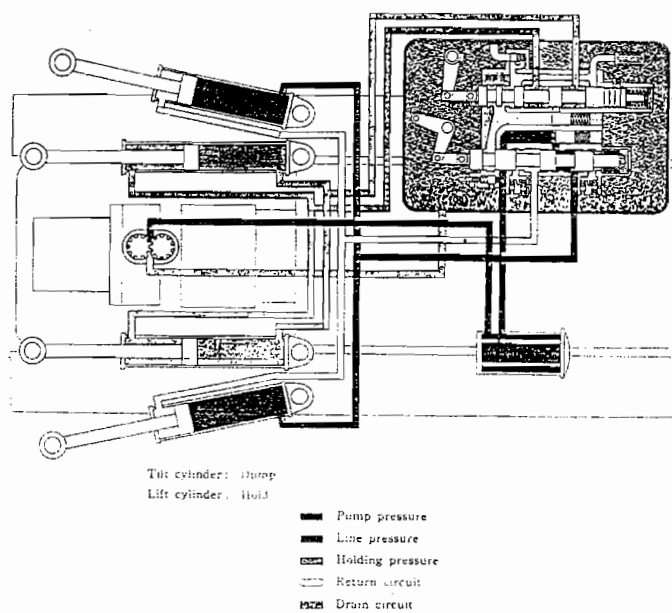
Kemudian pada saat blade posisi rendah namun tidak sedang bekerja, kendaraan berjalan dan blade ditahan pada posisi rendah (agar tidak menghalangi pandangan pengemudi) dapat dilihat pada Gambar 6.6.



Gambar 6.6. Posisi Lower Raise

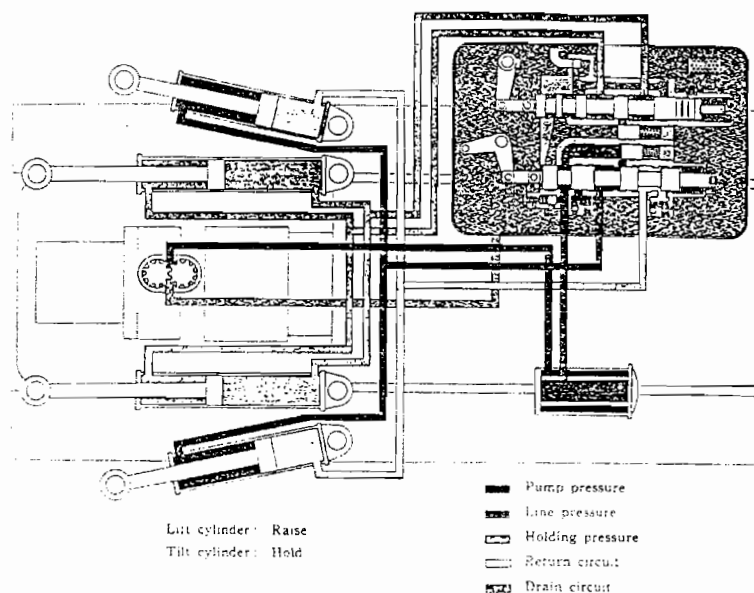
Pada saat penggalian tanah posisi blade digerakkan kebawah dan ditahan, sehingga muatan atau material ikut terbawa. Ditunjukkan pada Gambar 6.7.





Gambar 6.7. Posisi blade dump hold

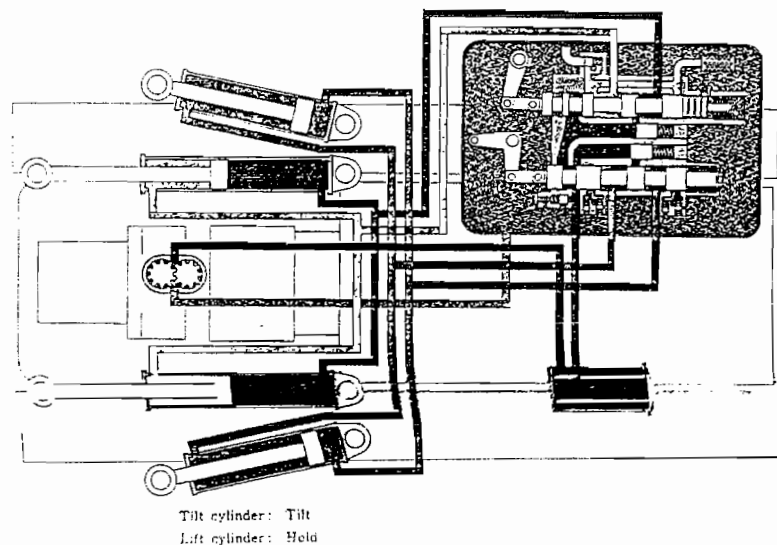
Kemudian posisi blade digerakkan naik dan ditahan. Hal ini terjadi ketika blade terisi muatan dan sedang dibawa ke area tertentu. Blade diangkat agar muatan tidak tumpah, dapat dilihat pada Gambar 6.8.



Gambar 6.8. Posisi blade Raise Hold

Blade juga bisa digerakkan pada posisi miring, ketika pengerjaan pada areal atau tanah diinginkan posisi miring maka blade bisa dikontrol pada posisi tersebut.

Dapat dilihat pada Gambar 6.9.



Gambar 6.9. Blade pada posisi tilt hold

## 6.8. Pelumasan Transmisi

Pelumasan berguna untuk mengurangi gesekan antara elemen-elemen mesin yang saling kontak sehingga keausan dapat diperlambat. Selain itu, pelumasan juga berguna untuk menjaga temperatur sistem tetap berada pada kondisi yang aman yaitu  $\pm 60^{\circ}$  C. Pelumasan disini meliputi pelumasan pada sistem transmisi terutama gear box dari *planetary gear* sehingga putaran dari *planetary gear* tetap dapat terjaga temperaturnya dan terhindar dari keausan akibat panas. Pemilihan pelumasan dan pelumasnya dapat dipilih dari Tabel 6.1.



Tabel 6. 1. Pemilihan pelumas dan cara pelumasan.

Kecepatan keliling; $v$ (m/s)	Pelumas	Cara pelumasan	Konstruksi transmisi	Keistimewaan
Sampai 2,5	Pelumasan lengket (gemuk)	Dikenakan dengan kuas atau sendok	Terbuka	Lebih baik tertutup
2,5 – 4	Gemuk alir	Pelumasan semprot		
4 – 8		Minyak		
8 – 15	Tertutup		Pelumasan celup dengan bak dari plat dan sirip pendingin	
15 – 25				Untuk beban kecil
25 – 40	Pelumasan semprot			

(Sumber: G. Niemann. H. Winter, Elemen Mesin, Jilid II, Ed-Revisi, hal 225)

Dari perhitungan terdahulu diketahui, kecepatan maksimal putaran roda gigi planet pada posisi mundur ketiga, yaitu  $n = 4024,14 \text{ rpm}$ . Berdasarkan hal tersebut, maka dari Tabel 6.1, dapat ditentukan pelumasan yang digunakan adalah pelumasan celup dengan pelumas minyak. Viskositas oli yang diperlukan untuk pelumasan, tergantung pada besarnya pembebanan dan kecepatan keliling suatu roda gigi. Pada rancangan ini, viskositas minyak pelumas ditentukan dengan metode *Tekanan Gelinding Stribeck* seperti pada Persamaan 5.6

$$k_s \approx \left( \frac{3 \cdot F_t}{b \cdot d_1} \right) \times \left( \frac{u+1}{u} \right) \text{ (Sudiby, B; Roda gigi I, ATMI; hal 58).... (6.1)}$$

Dengan:

$$k_s = \text{tekanan gelinding stribeck, } MPa = N/mm^2$$

$$F_t = \text{gaya tangensial, } N$$

$$b = \text{lebar gigi, } mm$$

$$d_1 = \text{diameter jarak bagi, } mm$$

$$u = \text{perbandingan jumlah gigi}$$

Dari perhitungan roda gigi pada planetary ketiga mundur diketahui memiliki dua tingkat :

A. Sun gear

$$F_t = 836,2 \text{ kg} \times 9,81 = 8203 \text{ N}$$

$$U_1 = \frac{41}{19} = 2,16$$

B. Ring gear

$$F_t = 626,52 \text{ kg} \times 9,81 = 6146,16 \text{ N}$$

$$U_2 = \frac{79}{19} = 4,16$$

Dimensi planet (yang berputar sebagai penggerak) :

$$b = 36 \text{ mm}$$

$$d_1 = 76 \text{ mm}$$

Persamaan 6.1. dapat diketahui.

Untuk kontak terhadap sun gear :

$$k_s \approx \left( \frac{3 \cdot 8203}{36 \cdot 76} \right) \times \left( \frac{3,16}{2,16} \right)$$

$$\approx 13,16 \frac{N}{mm^2}$$

Untuk kontak terhadap ring gear :

$$k_s \approx \left( \frac{3 \cdot 6146,16}{36 \cdot 76} \right) \times \left( \frac{5,16}{4,16} \right)$$

$$\approx 8,36 \frac{N}{mm^2}$$

Kecepatan roda gigi planet E dapat diketahui sebagai berikut :

1 rotari planet terhadap ring menghasilkan putaran sun sebesar :

$$\frac{Z_{sD}}{Z_{pE}} = \frac{41}{19} = 2,16 \dots\dots\dots U_1$$

1 rotari planet terhadap ring menghasilkan putaran planet sebesar :

$$\frac{Z_{rD}}{Z_{pE}} = \frac{19}{19} = 4,16 \dots\dots\dots U_2$$

Maka putaran planetarian E untuk posisi mundur :

$$\frac{U_1}{U_2} = \frac{n_{r3}}{n_{pE}}$$

$$n_{pE} = \frac{U_2 \cdot n_{r3}}{U_1} = \frac{4,16 \times 4024,16}{2,16} = 7750,23rpm$$

Sehingga kecepatan keliling planetari E ( $V_{pE}$ ) diketahui :

$$V = \frac{\pi \times d_1 \times n_{pE}}{60 \times 1000}$$

$$= \frac{\pi \times 76 \times 7750,23}{60000} = 30,84 \text{ m/s}$$

Selanjutnya tekanan gelinding tersebut dibandingkan dengan kecepatan keliling.

$$\begin{aligned} \frac{k_s}{v} &= \frac{13,46}{30,84} \\ &= 0,427 \text{ MPa.s/m} \end{aligned}$$

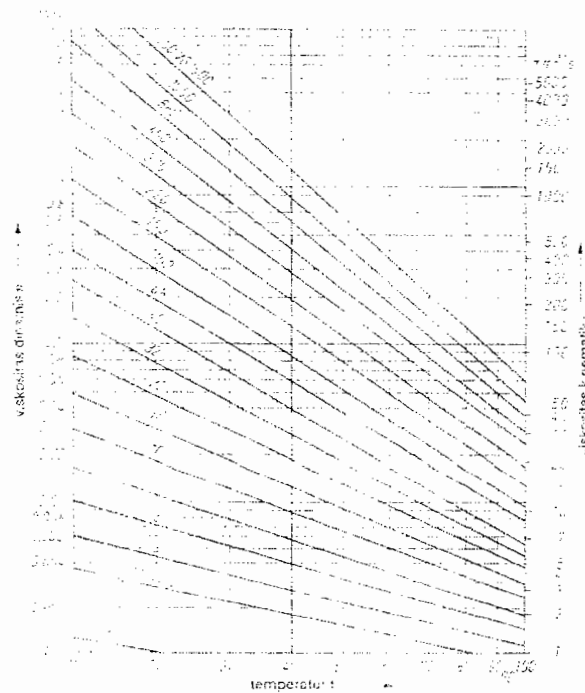
Viskositas kinematik pelumas ( $\nu$ ) pada suhu  $40^\circ$  dapat dipilih dari Tabel 6.1 berdasarkan besar  $k_s/\nu$ ; yaitu  $95 \text{ mm}^2/\text{s}$

Tabel 6.1. Pemilihan viskositas kinematik pada  $40^\circ \text{ C}$

$K_s/\nu$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10
<b>Y pada <math>40^\circ\text{C}</math></b>	47	52	56	60	63	66	69	71	74	77
$K_s/\nu$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
<b>Y pada <math>40^\circ\text{C}</math></b>	77	95	120	140	150	160	168	175	185	195
$K_s/\nu$	2	3	4	5	6	7	8	9	10	20
<b>Y pada <math>40^\circ\text{C}</math></b>	270	330	380	420	470	495	520	550	570	740

(Sumber: Sudibyo, B; Roda gigi; Jilid I; ATMI Surakarta; hal 59)

Selanjutnya dengan dasar viskositas kinematik dan temperatur lingkungan  $\pm 40^\circ$ , maka viskositas dinamis minyak pelumas ditentukan dari diagram pada Gambar 6.10.



Gambar 6.10. Viskositas dinamis pelumas basis mineral, ISO (ISO VG) DIN 51519

(Sumber: Sudiby, B; Roda gigi; Jilid I; ATMI Surakarta; hal 59)

Dari diagram tersebut dapat ditentukan bahwa pelumas yang digunakan adalah pelumas dengan kelas viskositas **ISO VG 150**

## BAB VII

### KESIMPULAN DAN PENUTUP

#### *Torque Converter*

Bahan impeller	= S 50 C ( $\sigma_t = 60 \text{ kg/mm}^2$ )
Diameter luar impeller ( $D_2$ )	= 268 mm
Diameter hub ( $D_h$ )	= 164,25 mm
Luas penampang melintang (A)	= 12687,84 mm <sup>2</sup>
Diameter luar impeller ( $D_2$ )	= 268 mm
Diameter mata impeller ( $D_1$ )	= 169 mm
Jarak bagi sudu (t)	= 53,728 mm
Jumlah sudu (z)	= 18
Sudut sudu sisi masuk ( $\beta_1$ )	= 30 <sup>0</sup>
Sudut sudu sisi keluar ( $\beta_2$ )	= 48 <sup>0</sup>
Dimensi turbin menyesuaikan impeller	

#### **Poros**

Diameter poros impeller ( $D_p$ )	= 99 mm
Diameter poros stator ( $D_s$ )	= 90 mm
Diameter poros turbin ( $D_t$ )	= 73 mm

#### **Spline**

Spline pengikat turbin dengan poros



Bahan	= JIS B 0205 ( $\sigma_t = 60 \text{ kg/mm}^2$ )
Diameter luar spline ( $D_2$ )	= 86 mm
Diameter dalam spline ( $D_1$ )	= 80 mm
Panjang spline (L)	= 55 mm
Lebar spline (b)	= 12 mm
Jumlah spline (z)	= 10

### **Pembautan**

#### Pengikat impeller

Bahan baut	= JIS B 0205 ( $\sigma_t = 60 \text{ kg/mm}^2$ )
Diameter baut (db)	= 10 mm
Radius pembautan ( $R_p$ )	= 255 mm
Tegangan geser baut ( $\tau_b$ )	= 3,600 $\text{kg/mm}^2$

#### Pengikat turbin

Bahan baut	= JIS B 0205 ( $\sigma_t = 60 \text{ kg/mm}^2$ )
Diameter baut (db)	= 10 mm
Radius pembautan ( $R_p$ )	= 160 mm
Tegangan geser baut ( $\tau_b$ )	= 7,690 $\text{kg/mm}^2$

#### Pengikat gear

Bahan baut	= JIS B 0205 ( $\sigma_t = 60 \text{ kg/mm}^2$ )
Diameter baut (db)	= 10 mm
Radius pembautan ( $R_p$ )	= 170 mm
Tegangan geser baut ( $\tau_b$ )	= 1,830 $\text{kg/mm}^2$

**Universal Joint****Poros silang**

Bahan poros	= SNC 21 ( $\sigma_t = 80 \text{ kg/mm}^2$ )
Diameter poros silang	= 25 mm

**Pasak poros**

Bahan poros	= SNC 21 ( $\sigma_t = 80 \text{ kg/mm}^2$ )
Panjang pasak (Pps)	= 40 mm
Lebar pasak (Bps)	= 30 mm
Tinggi pasak (Tps)	= 15 mm

**Spline**

Bahan	= S 40 C ( $\sigma_{ges} = 9,17 \text{ kg/mm}^2$ )
Diameter dalam spline ( $D_1$ )	= 73 mm
Diameter luar spline ( $D_2$ )	= 91,25 mm
Panjang spline (L)	= 50 mm
Lebar spline (b)	= 18,25 mm
Jumlah spline (z)	= 10

**Baut pengikat poros**

Bahan baut	= JIS B 0205 ( $\sigma_t = 60 \text{ kg/mm}^2$ )
Diameter baut ( $d_u$ )	= 10 mm
Panjang baut ( $L_u$ )	= 50 mm

Jumlah baut (n) = 8

### *Torqflow transmission*

#### **Roda gigi**

Bahan roda gigi = SNC 22 ( $\sigma_t = 100 \text{ kg/mm}^2$ ); ( $\tau_{ges} = 11,9 \text{ kg/mm}^2$ ); (Hb = 600)

Dimensi roda gigi :

Roda Gigi	Jumlah gigi (z)	$\Phi$ jarak bagi (d) mm	$\Phi$ kepala (dk) mm	$\Phi$ kaki (df) mm
A	30	120	128	118
A	21	84	92	82
A	72	288	296	286
B	30	120	128	110
B	24	96	104	90
C	21	84	92	74
J	90	360	368	354
C	41	164	172	162
D	15	60	68	54
C	79	316	324	314
D	41	164	172	162
E	19	76	84	70
D	79	316	324	314

Kelonggaran puncak (ck) = 1 mm

Tinggi gigi (H) = 9 mm

Tinggi kaki (a) = 5 mm

Tinggi kepala (b) = 4 mm

Lebar gigi (l) = 36 mm

### **Clutch**

#### Disc dan plate I

Diameter dalam disc (D1) = 36 mm

Diameter luar disc (D2) = 46 mm

Jumlah disc = 2

Jumlah plate = 1

#### Disc dan plate II

Diameter dalam disc (D1) = 36 mm

Diameter luar disc (D2) = 46 mm

Jumlah disc = 2

Jumlah plate = 1

#### Disc dan plate III

Diameter dalam disc (D1) = 20 mm

Diameter luar disc (D2) = 38 mm

Jumlah disc = 2

Jumlah plate = 1

#### Disc dan plate IV

Diameter dalam disc (D1) = 36 mm

Diameter luar disc (D2) = 46 mm

Jumlah disc = 2

Jumlah plate = 2

Disc dan plate V

Diameter dalam disc (D1) = 36 mm

Diameter luar disc (D2) = 46 mm

Jumlah disc = 2

Jumlah plate = 2

**Pegas**

Jenis pegas = helical spring

Bahan pegas = SUP (baja pegas)  $G = 80.000 \text{ kg/mm}^2$

Diameter kawat (d) = 2 mm

Diameter lilitan (D) = 20 mm

Jumlah lilitan (n) = 10 buah (clutch 2, 4, 5)

= 8 buah (clutch 1)

Defleksi aksial ( $\delta$ ) = 50 mm

Panjang kawat pegas (L) = 628,31 mm

Panjang bebas lilitan ( $L_f$ ) = 70,9 mm

Jarak antar lilitan (p) = 7,88 mm

Momen puntir lilitan = 100 kg.mm

***Poros Transmission*****Poros input**

Bahan poros = SFCM 80 S ( $\sigma = 80 - 100 \text{ kg/mm}^2$ )

Diameter poros (d) = 70 mm

Sudut puntir spesifik (Qs)	= 0,04 <sup>0</sup>
Panjang poros terpuntir (L)	= 200 mm

### **Poros output**

Bahan poros	= SFCM 80 S ( $\sigma = 80 - 100 \text{ kg/mm}^2$ )
Diameter poros (d)	= 70 mm
Sudut puntir spesifik (Qs)	= 0,05 <sup>0</sup>
Panjang poros terpuntir (L)	= 290 mm

### **Poros carrier I**

Bahan poros	= SFCM 80 S ( $\sigma = 80 - 100 \text{ kg/mm}^2$ )
Diameter poros (d)	= 50 mm
Panjang poros (L)	= 70 mm

### **Poros carrier II**

Bahan poros	= SFCM 80 S ( $\sigma = 80 - 100 \text{ kg/mm}^2$ )
Diameter poros (d)	= 50 mm
Panjang poros (L)	= 130 mm

### **Poros carrier III**

Bahan poros	= SFCM 80 S ( $\sigma = 80 - 100 \text{ kg/mm}^2$ )
Diameter poros (d)	= 50 mm
Panjang poros (L)	= 130 mm

**Poros carrier IV**

Bahan poros	= SFCM 80 S ( $\sigma = 80 - 100 \text{ kg/mm}^2$ )
Diameter poros (d)	= 50 mm
Panjang poros terpuntir (L)	= 53 mm

**Perencanaan spline****Spline pengikat universal joint dengan poros input**

Diameter poros (d)	= 70 mm
Jumlah spline (z)	= 16
Panjang spline (L)	= 36 mm
Diameter spline (Dsp)	= 87,5 mm
Lebar spline (b)	= 17,5 mm

**Spline pengikat poros input dengan sun gear**

Diameter poros (d)	= 70 mm
Jumlah spline (z)	= 16
Panjang spline (L)	= 58 mm
Diameter spline (Dsp)	= 87,5 mm
Lebar spline (b)	= 17,5 mm

**Spline pengikat poros output dengan sun gear**

Diameter poros (d)	= 70 mm
Jumlah spline (z)	= 16

Panjang spline (L)	= 180 mm
Diameter spline (D <sub>sp</sub> )	= 87,5 mm
Lebar spline (b)	= 17,5 mm

### ***Perencanaan bantalan***

#### **Bantalan poros output pertama**

Bahan bantalan	= baja bantalan
Jenis bantalan	= <i>deep groove ball bearing</i> DIN 625
Diameter dalam (d)	= 70 mm
Diameter luar (D)	= 125 mm
Panjang bantalan (B)	= 24 mm
Radius bantalan (r)	= 2,5 mm
Kekuatan tarik ( $\sigma_t$ )	= 30 kg/mm <sup>2</sup>
Kekuatan lentur ( $\sigma_a$ )	= 16,6 kg/mm <sup>2</sup>

#### **Bantalan poros output kedua**

Bahan bantalan	= baja bantalan
Jenis bantalan	= <i>deep groove ball bearing</i> DIN 625
Diameter dalam (d)	= 70 mm
Diameter luar (D)	= 125 mm
Panjang bantalan (B)	= 24 mm
Radius bantalan (r)	= 2,5 mm
Kekuatan tarik ( $\sigma_t$ )	= 30 kg/mm <sup>2</sup>



$$\text{Kekuatan lentur } (\sigma_a) = 16,6 \text{ kg/mm}^2$$

### **Roda gigi kerucut**

#### **Dimensi roda gigi**

Sudut kerucut jarak bagi pinion ( $\delta_1$ )	= 20,54 <sup>0</sup>
Sudut kerucut jarak bagi korona ( $\delta_2$ )	= 69,46 <sup>0</sup>
Diameter lingkaran jarak bagi pinion ( $d_1$ )	= 150 mm
Diameter lingkaran jarak bagi pinion ( $d_2$ )	= 400 mm
Sisi kerucut (R)	= 213,83 mm
Kelonggaran puncak (Ck)	= 1,88 mm
Tinggi kepala pinion (hk1)	= 13,59 mm
Tinggi kaki pinion (hf1)	= 7,93 mm
Tinggi kepala korona (hk2)	= 6,05 mm
Tinggi kaki korona (hf2)	= 7,95 mm
Tinggi gigi penuh (H)	= 21,88 mm
Sudut kepala pinion ( $\theta_{k1}$ )	= 2,12 <sup>0</sup>
Sudut kaki pinion ( $\theta_{f1}$ )	= 2,12 <sup>0</sup>
Sudut kepala korona ( $\theta_{k2}$ )	= 1,62 <sup>0</sup>
Sudut kaki korona ( $\theta_{f2}$ )	= 4,24 <sup>0</sup>
Sudut kerucut kepala pinion ( $\theta_{k_{11}}$ )	= 24,28 <sup>0</sup>
Sudut kerucut kaki pinion ( $\theta_{11}$ )	= 18,42 <sup>0</sup>
Sudut kerucut kepala korona ( $\theta_{k_{21}}$ )	= 71,08 <sup>0</sup>
Sudut kerucut kaki korona ( $\theta_{f_{21}}$ )	= 65,22 <sup>0</sup>

Diameter lingkaran kepala pinion ( $dk_1$ )	= 176,13 mm
Diameter lingkaran kepala korona ( $dk_2$ )	= 404,25 mm
Jarak puncak ke puncak gigi luar pinion ( $X_{11}$ )	= 195,11 mm
Jarak puncak ke puncak gigi luar korona ( $X_{21}$ )	= 69,34 mm
Tebal lingkaran gigi pinion ( $S_{31}$ )	= 18,58 mm
Tebal lingkaran gigi korona ( $S_{32}$ )	= 12,82 mm
Lebar sisi gigi ( $b$ )	= 97,75 mm

### ***Perancangan poros***

#### **Poros pinion**

Bahan poros	= SNC 21 ( $\sigma_b = 11,9047 \text{ kg/mm}^2$ )
Diameter luar ( $D_0$ )	= 90 mm
Diameter dalam ( $D_i$ )	= 50 mm
Panjang poros terpuntir ( $L$ )	= 370 mm
Sudut puntir spesifik ( $Q_s$ )	= $0,0184^0$
Putaran kritis poros ( $N_k$ )	= 111920,21 rpm

#### **Poros korona**

Bahan poros	= SFCM 110 S ( $\sigma_b = 22,3214$ $\text{kg/mm}^2$ )
Diameter luar ( $D_0$ )	= 110 mm
Diameter dalam ( $D_i$ )	= 90 mm
Panjang poros terpuntir ( $L$ )	= 560 mm

Sudut puntir spesifik ( $Q_s$ )	= 0,0184 <sup>0</sup>
Putaran kritis poros ( $N_k$ )	= 141152,12 rpm

### **Perancangan spline**

Bahan spline	= FNCM 110 S ( $\tau_{ges} = 22,3214$
kg/mm <sup>2</sup> )	
Diameter poros (d)	= 70 mm
Jumlah spline (z)	= 16
Panjang spline (L)	= 36 mm
Diameter spline (Dsp)	= 75 mm
Lebar spline (b)	= 18,5 mm

### **Perancangan baut pengikat korona**

Bahan baut	= JIS B 1051 ( $\sigma_t = 80 \text{ kg/mm}^2$ )
Diameter baut (db)	= 16 mm
Radius pembautan (Rp)	= 255 mm
Jumlah baut (n)	= 10

### ***Steering clutch dan break***

#### **Perancangan steering clutch**

Bahan plate	= SC 42
Diameter luar bidang kontak (Do)	= 370 mm
Diameter dalam bidang kontak (Di)	= 270 mm

Jumlah disc dan plate (z) = 12

Temperatur batas pengoperasian (t) = 250 ° C

### Perencanaan break

Bahan drum = besi cor

Bahan rem = besi cor dengan sistem dilumasi

Penentuan dimensi rem.

Diameter drum D(mm)	Lebar drum B(mm)	Lebar Rem b(mm)	Tebal rem t(mm)
250	50	40	2
300	60	50	3
350	70	60	3
400	80	70	4
450	100	80	4
500	120	100	5

### *Final drive*

#### Dimensi roda gigi

Bahan roda gigi = SNC 22 ( $\sigma_t = 100 \text{ kg/mm}^2$ )

Kelonggaran puncak (ck) = 2,25 mm (S,T); 3,25 mm (U,V)

Tinggi gigi (H) = 20,25 mm (S,T); 29,25 mm (U,V)

Tinggi kaki (a) = 11,25 mm (S,T); 16,25 mm (U,V)

Tinggi kepala (b) = 9 mm (S,T); 13 mm (U,V)

Lebar gigi (l) = 66 mm (S,T); 99 mm (U,V)

Roda gigi	Jumlah gigi (z)	$\Phi$ Jarak bagi (d mm)	$\Phi$ Kepala (d mm)	$\Phi$ Kaki (d mm)
S	11	99	117	76,5
T	48	432	450	409,5
U	11	143	169	110,5
V	42	546	572	513,5

### ***Perencanaan poros***

#### **Poros roda gigi S**

Bahan poros	= SNC 22 ( $\sigma_t = 100 \text{ kg/mm}^2$ )
Diameter luar ( $D_0$ )	= 70 mm
Panjang poros (L)	= 100 mm
Sudut puntir spesifik ( $Q_s$ )	= $0,062^\circ$
Putaran kritis poros ( $N_k$ )	= 56639 rpm

#### **Poros roda gigi T dan U**

Bahan poros	= SNC 22 ( $\sigma_t = 100 \text{ kg/mm}^2$ )
Diameter luar ( $D_0$ )	= 100 mm
Panjang poros (L)	= 83 mm
Sudut puntir spesifik ( $Q_s$ )	= $0,054^\circ$
Putaran kritis poros ( $N_k$ )	= 35148,6 rpm

#### **Perancangan baut pengikat Final Drive dengan drum**

Bahan baut	= JIS B 0205 ( $\sigma_t = 60 \text{ kg/mm}^2$ )
Diameter baut ( $d_b$ )	= 20 mm

## DAFTAR PUSTAKA

- Church, A H., Zulkifli H., 1990, *Pompa dan Blower Sentrifugal*, edisi kedua, Erlangga, Jakarta
- Dietzel, F., Dakso, S., 1992, *Turbin Pompa dan Kompresor*, Erlangga, Jakarta
- Helt, P M. 1955, *Torque Converter or Transmission*, edisi kelima, Chilton Co, Philadelphia
- Stolk, J., and Kros, C., 1993, *Elemen Mesin Elemen Konstruksi Bangunan Mesin*, Edisi ke-21, Erlangga, Jakarta
- Komatsu, D75S-2, *Dozer Shovel Shop Manual Book*, Komatsu, LTD, Akasaka, Minotaku tokyo, Japan
- Niemann, G., 1986, *Elemen Mesin*, edisi kedua, jilid 1, Erlangga, Jakarta
- Rochmanhadi 1992, *Alat-alat Berat dan Penggunaanya*, Jakarta
- Shigley, J E., and Larry, D M., 1986, *Perencanaan Teknik Mesin*, edisi keempat, jilid 2, Erlangga, Jakarta
- Sudiby, B., 1991, *Roda Gigi*, jilid pertama, ATMI, Surakarta
- Sularso, dan Kiyokatsu S, 1991, *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*, cetakan ketujuh, PT Pradnya Pramita, Jakarta



**UJIAN PENDADARAN TUGAS AKHIR / SKRIPSI**  
**TANGGAL : 8 Januari 2005**

NAMA Mhs. : VINCENTIUS UDHIDARMA KRISDIANTO

NIM : 995214033

JUDUL :  
*Dozer Shovel Transmission System*

Pembimbing Utama : Budi Sugiharto, S.T., M.T.

Pembimbing Kedua : D. Doddy Purwadianto, S.T., M.T.



**USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI**

1. 1 lembar untuk mahasiswa
2. 1 lembar untuk dosen pembimbing

c Budi Sugih

a) 40. hilangkan perhitungan yang tidak perlu  
162. ks atau ka ?

d) 10. penulisan  $30^\circ$  tidak tepat

c Ketut

penggunaan istilah yang tepat dari bahasa Inggris ke bhs Indonesia  
ketipam tidak usah terlalu panjang

k Wibowo

Daftar pustaka  
lampiran nya ditulis data / sumber.

e Wihadi

perhitungan / pemulihan pompa untuk kopling

Roda gigi	Jumlah gigi (z)	$\Phi$ Jarak bagi (d mm)	$\Phi$ Kepala (d mm)	$\Phi$ Kaki (d mm)
S	11	99	117	76,5
T	48	432	450	409,5
U	11	143	169	110,5
V	42	546	572	513,5

### ***Perencanaan poros***

#### **Poros roda gigi S**

Bahan poros	= SNC 22 ( $\sigma_t = 100 \text{ kg/mm}^2$ )
Diameter luar ( $D_0$ )	= 70 mm
Panjang poros (L)	= 100 mm
Sudut puntir spesifik ( $Q_s$ )	= $0,062^\circ$
Putaran kritis poros ( $N_k$ )	= 56639 rpm

#### **Poros roda gigi T dan U**

Bahan poros	= SNC 22 ( $\sigma_t = 100 \text{ kg/mm}^2$ )
Diameter luar ( $D_0$ )	= 100 mm
Panjang poros (L)	= 83 mm
Sudut puntir spesifik ( $Q_s$ )	= $0,054^\circ$
Putaran kritis poros ( $N_k$ )	= 35148,6 rpm

#### **Perancangan baut pengikat Final Drive dengan drum**

Bahan baut	= JIS B 0205 ( $\sigma_t = 60 \text{ kg/mm}^2$ )
Diameter baut ( $d_b$ )	= 20 mm



Panjang baut (Lk) = 50 mm  
 Radius pembautan (Rp) = 150 mm  
 Jumlah baut (n) = 6

### Perencanaan bantalan

#### Bantalan poros roda gigi

Bahan bantalan = baja bantalan

Jenis bantalan = *deep groove ball bearing* DIN 625

Dari perhitungan :

Jenis bantalan	Dimensi bantalan						
	D	D	B	Dr	Dr	R	R <sub>1</sub>
NU 3214	70	150	35	90	130	3,5	3,5
NU 3315	100	160	45	112	135	4,5	4,5
NU 3415	140	170	60	155	165	5,5	5,5

## DAFTAR PUSTAKA

- Church, A H., Zulkifli H., 1990, *Pompa dan Blower Sentrifugal*, edisi kedua, Erlangga, Jakarta
- Dietzel, F., Dakso, S., 1992, *Turbin Pompa dan Kompresor*, Erlangga, Jakarta
- Helt, P M. 1955, *Torque Converter or Transmission*, edisi kelima, Chilton Co, Philadelphia
- Stolk, J., and Kros, C., 1993, *Elemen Mesin Elemen Konstruksi Bangunan Mesin*, Edisi ke-21, Erlangga, Jakarta
- Komatsu, D75S-2, *Dozer Shovel Shop Manual Book*, Komatsu, LTD, Akasaka, Minotaku tokyo, Japan
- Niemann, G., 1986, *Elemen Mesin*, edisi kedua, jilid 1, Erlangga, Jakarta
- Rochmanhadi 1992, *Alat-alat Berat dan Penggunaanya*, Jakarta
- Shigley, J E., and Larry, D M., 1986, *Perencanaan Teknik Mesin*, edisi keempat, jilid 2, Erlangga, Jakarta
- Sudibyoy, B., 1991, *Roda Gigi*, jilid pertama, ATMI, Surakarta
- Sularso, dan Kiyokatsu S, 1991, *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*, cetakan ketujuh, PT Pradnya Pramita, Jakarta

# *Lampiran*

## Lampiran I

Tabel lampiran 01 . JIS G 5101 Baja karbon cor (Sudibyo B, 1991, Roda Gigi)

Lambang	Batas mulur, (kg/mm <sup>2</sup> )	Kekuatan tarik, (kg/mm <sup>2</sup> )	Keterangan
SC 37	18	37	Untuk bagian motor
SC 42	21	42	Untuk konstruksi umum
SC 46	23	46	“
SC 49	25	49	“

Tabel lampiran 02. JIS G 5502 Besi cor grafit bulat (Sudibyo B, 1991, Roda Gigi)

Lambang	Batas mulur, (kg/mm <sup>2</sup> )	Kekuatan tarik, (kg/mm <sup>2</sup> )
FCD 40	26	40
FCD 45	30	45
FCD 50	35	50
FCD 60	40	60
FCD 70	45	70



**UJIAN PENDADARAN TUGAS AKHIR / SKRIPSI**  
**TANGGAL : 8 Januari 2005**

NAMA Mhs. : VINCENTIUS UDHIDARMA KRISDIANTO

NIM : 995214033

JUDUL :  
*Dozer Shovel Transmission System*

Pembimbing Utama : Budi Sugiharto, S.T., M.T.

Pembimbing Kedua : D. Doddy Purwadianto, S.T., M.T.



**USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI**

1. 1 lembar untuk mahasiswa
2. 1 lembar untuk dosen pembimbing

c Budi Sugih

a) 40. hilangkan perhitungan yang tidak perlu  
162. ks atau ka ?

d) 10. penulisan  $30^\circ$  tidak tepat

e Ketut

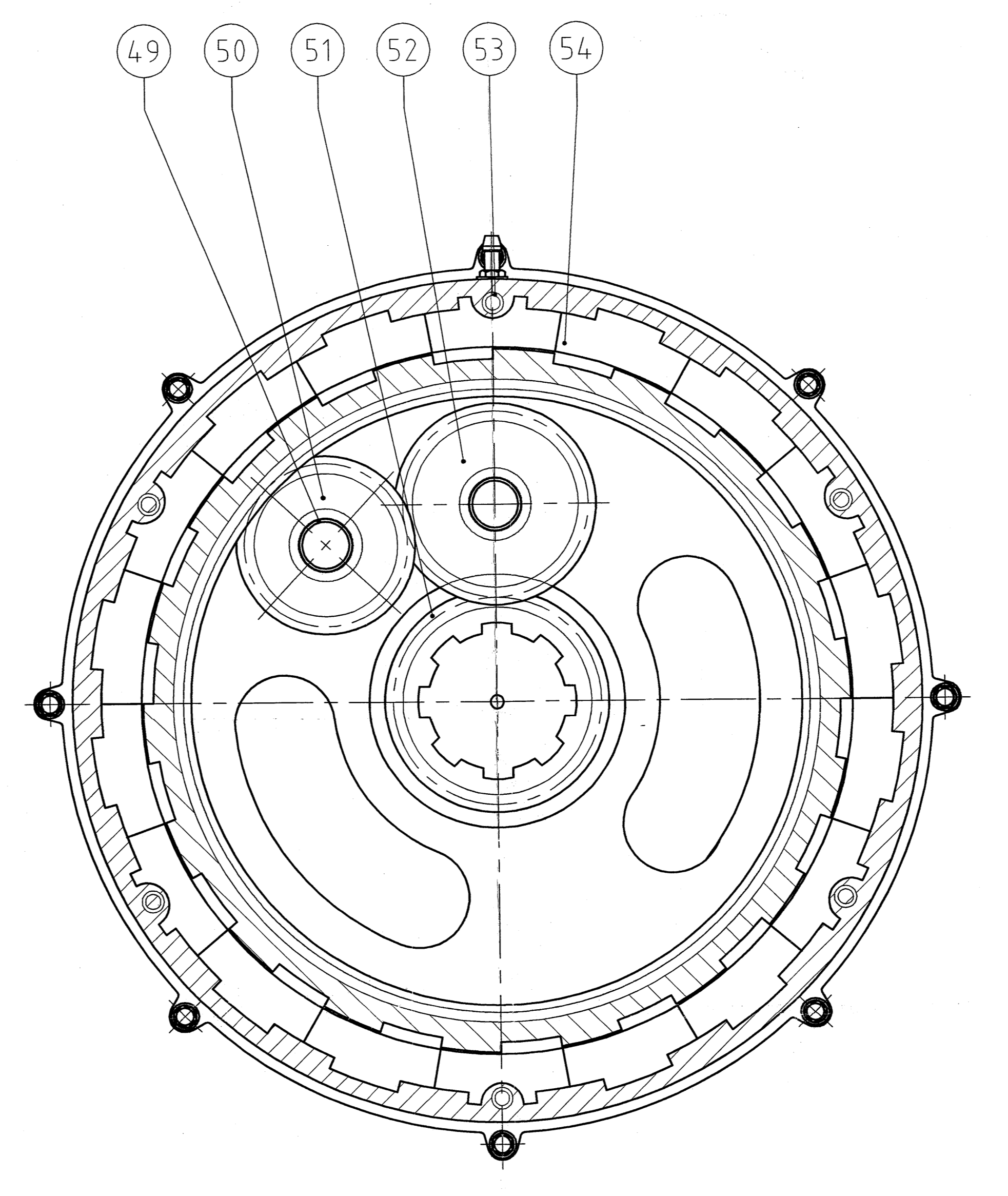
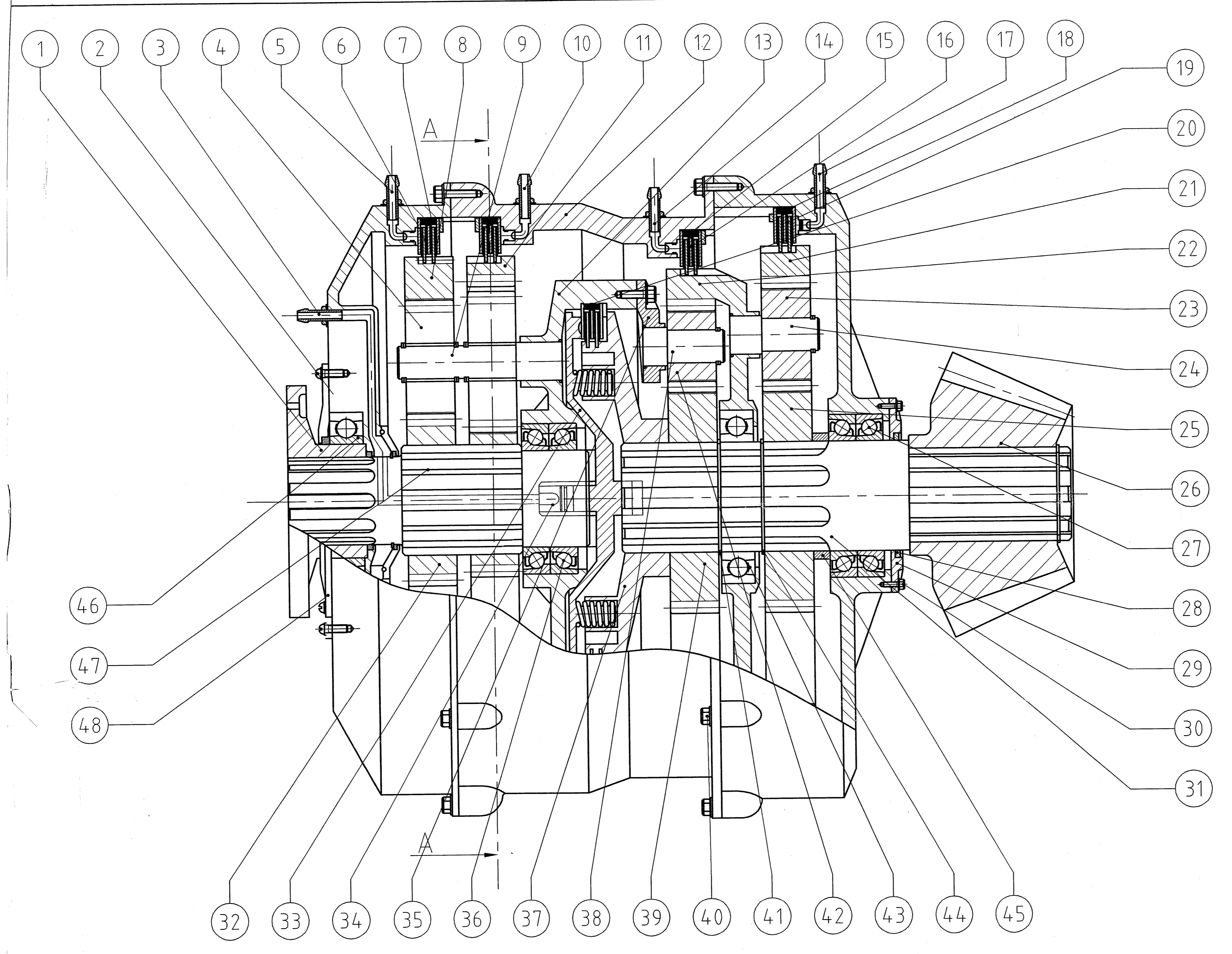
penggunaan istilah yang tepat dari bahasa Inggris ke bhs Indonesia  
ketipam tidak usah terlalu panjang

k Wibowo

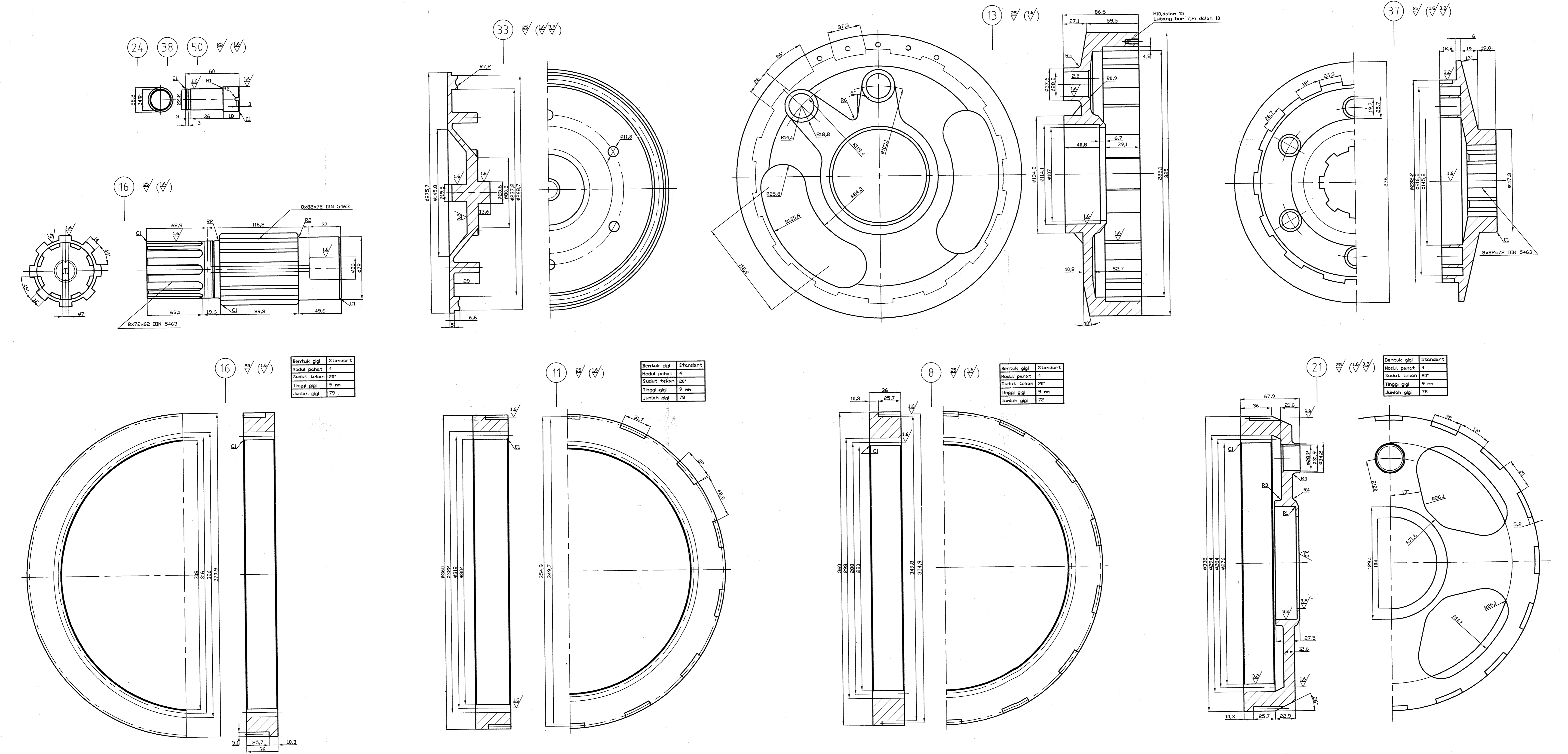
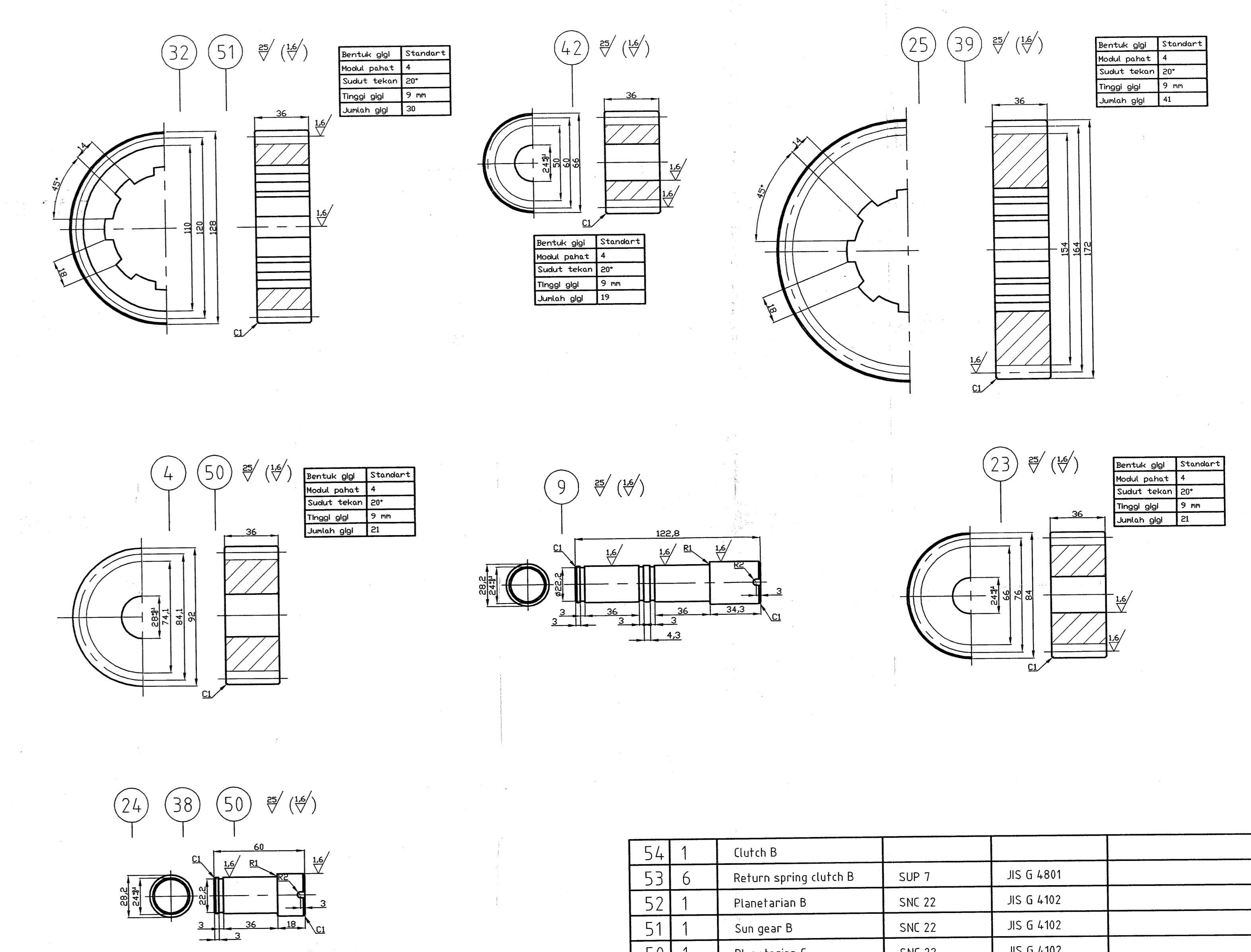
Daftar pustaka  
lampirannya ditulis data/sumber.

e Wihadi

perhitungan/pemilihan pompa untuk kopling



POTONGAN A-A



54	1	Clutch B			
53	6	Return spring clutch B	SUP 7	JIS G 4801	
52	1	Planetary B	SNC 22	JIS G 4102	
51	1	Sun gear B	SNC 22	JIS G 4102	
50	1	Planetary C	SNC 22	JIS G 4102	
49	1	Planetary shaft II	SFCM 80S	JIS G 3221	
48	1	Bearing case A	FC 35	JIS G 5501	
47	1	Input shaft	SFCM 80S	JIS G 3221	
46	1	Ball bearing A			6017 (Stock)
45	1	Collar	SUJ1	JIS G 4805	6306 (Stock)
44	1	Snap ring	SNC 22	JIS G 4102	
43	1	Ball bearing B			6017 (Stock)
42	1	Planetary D	SNC 22	JIS G 4102	
41	1	Snap ring	SNC 22	JIS G 4102	
40	16	Bolts casing	SS 41	JIS G 3101	M10x1.25-2 LH (Stock)
39	1	Sun gear D	SNC 22	JIS G 4102	
38	1	Planetary shaft III	SFCM 80S	JIS G 3221	
37	1	Hub clutch C	FC 35	JIS G 5501	
36	1	Aksial bearing I			73016 A DB (Stock)
35	1	Carrier II	FC 35	JIS G 5501	
34	1	Piston clutch C	FC 35	JIS G 5501	
33	1	Boss clutch A	FC 35	JIS G 5501	
32	1	Sun gear A	SNC 22	JIS G 4102	
31	1	Output shaft	SFCM 80S	JIS G 3221	
30	4	Bolts bearing case	SS 41	JIS G 3101	M8x1.25-2 LH
29	1	Bearing case	FC 35	JIS G 5501	
28	1	Oil seal			32309 (Stock)
27	1	Aksial bearing II			73017 A DB (Stock)
26	1	Cone gear pinion	SNC 22	JIS G 4102	
25	1	Sun gear D	SNC 22	JIS G 4102	
24	1	Planetary shaft IV	SFCM 80S	JIS G 3221	
23	1	Planetary E	SNC 22	JIS G 4102	
22	1	Ring gear E	SNC 22	JIS G 4102	
21	1	Ring gear D	SNC 22	JIS G 4102	
20	1	Clutch C			
19	1	Clutch E			
18	6	Return spring clutch E	SUP 7	JIS G 4801	
17	1	Clutch E hydraulic inlet	SCr 3	JIS G 4104	
16	1	Clutch D			
15	6	Return spring clutch D	SUP 7	JIS G 4801	
14	1	Clutch D hydraulic inlet	SCr 3	JIS G 4104	
13	1	Carrier I	FC 35	JIS G 5501	
12	1	Casing	FC 20	JIS G 5501	
11	1	Ring gear B	SNC 22	JIS G 4102	
10	1	Clutch B hydraulic inlet	SCr 3	JIS G 4104	
9	1	Planetary shaft I	SFCM 80S	JIS G 3221	
8	1	Ring gear A	SNC 22	JIS G 4102	
7	6	Return spring clutch A	SUP 7	JIS G 4801	
6	1	Clutch A			
5	1	Clutch A hydraulic inlet	SCr 3	JIS G 4104	
4	1	Planetary A	SNC 22	JIS G 4102	
3	1	Clutch C hydraulic inlet	SCr 3	JIS G 4104	
2	4	Bolts bearing case	SS 41	JIS G 3101	M8x1.25-2 LH
1	1	Universal joint	FC 35	JIS G 5501	



