

**WATER PUMP FOR A THREE-STORIED  
HOTEL WITH 200 ROOMS**

**Tugas Akhir  
Nomor : 374/FT USD/TM/Juli/2003**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan  
Mencapai derajat Sarjana S-1

Program Studi Teknik Mesin  
Jurusan Teknik Mesin



Diajukan oleh  
**RISKIE**  
NIM : 995214002



Kepada  
**JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS SANATA DHARMA  
2004**

TUGAS AKHIR  
WATER PUMP FOR A THREE-STORIED HOTEL  
WITH 200 ROOMS

Disusun oleh :

RISKIE

NIM : 995214002

MIRM : 99005112310120002

Telah Disetujui oleh :

Dosen Pembimbing Utama :



(Dr. Ir. Indarto, DEA.)

Tanggal 19 juli 2004

Dosen Pembimbing Kedua :



(Yosef Agung C, ST, MT.)

Tanggal 19 juli 2004

HALAMAN PENGESAHAN

TUGAS AKHIR

WATER PUMP FOR A THREE-STORIED HOTEL  
WITH 200 ROOMS

Disusun oleh :

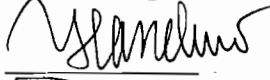

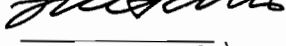

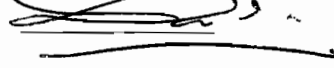
RISKIE

NIM : 995214002

MIRM : 99005112310120002

Telah dipertahankan di depan Tim Penguji  
Pada tanggal 19 juli 2004  
Dan dinyatakan telah lulus memenuhi syarat

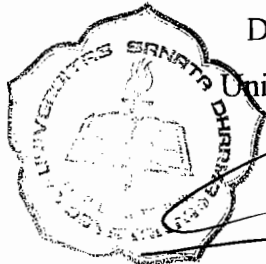
Susunan Tim Penguji


Nama		Tanda Tangan
Ketua	: Budi Setyahandana, S.T., M.T.	
Sekretaris	: Ir. PK. Purwadi, M.T.	
Pembimbing Utama	: Dr. Ir. H. Indarto, DEA.	
Pembimbing Kedua	: Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.	
Penguji	: RB. Dwiseno Wihadi, S.T., M.T.	

Yogyakarta 19 juli 2004

Dekan Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma



  
Ir. Greg Heliarko S.J., S.S., B.S.T., M.A., M.Sc.



**JURUSAN TEKNIK MESIN**  
**FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA**

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

**TUGAS AKHIR PROGRAM S-1 JURUSAN TEKNIK MESIN**

Nomor : 374/ FT\_USD / TM / September / 2003

Diberikan kepada :  
Nama Mahasiswa : RISKIE  
Nomor Mahasiswa : 995214002  
NIRM : 99005112310120002  
Jurusan : TEKNIK MESIN  
Fakultas : TEKNIK  
Matakuliah : Pompa dan Kompresor  
Judul / naskah soal :

Rancang sebuah pompa yang akan dipakai untuk melayani kebutuhan air bersih di sebuah hotel bertingkat 3 dengan kapasitas kamar 200. Perancangan disertai dengan

Tanggal dimulai : 25 September 2003

Pembimbing Kedua

(Yosef Agung C. ST, MT.)

Yogyakarta, 30 September 2003  
Dosen Pembimbing Utama

( Dr. Ir. Indarto, DEA )



**JURUSAN TEKNIK MESIN**  
**FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA**

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

**LEMBAR KONSULTASI TUGAS AKHIR**

Nomor : 374 / FT\_USD / TM / September / 2003

Diberikan kepada :  
 Nama Mahasiswa : RISKIE  
 Nomor Mahasiswa : 995214002  
 NIRM : 99005112310120002  
 Jurusan : TEKNIK MESIN  
 Fakultas : TEKNIK  
 Matakuliah : Pompa dan Kompresor  
 Judul naskah soal :

Rancang sebuah pompa yang akan dipakai untuk melayani kebutuhan air bersih di sebuah hotel bertingkat 3 dengan kapasitas kamar 200. Perancangan disertai dengan gambar rinci dari pompa tersebut.

Tanggal dimulai : 25 September 2003  
 Pembimbing Utama : Dr.Ir.Indarto, DEA  
 Pembimbing Kedua : Yosef Agung C.ST,MT.

NO	TGL	URAIAN	KETERANGAN	TANDA TANGAN
1	31/1/04	Bab I, II	Perhit. H, Q dijabarkan	Jusman
2	5/4/04	S/d Bab I	- $n_s$ dihit. setelah taken jml tingkat (hal 20).	
3		impeler disusun bellayanan arng.	- Perhitun banntalan diuly kembri? karena gaya aksial = 0 (hal 94).	
4			- saran? lain ditinjau lanjut.	Jusman
5	26/04/04	lelah sudu searah : acc. perbaikan diteliti		Jusman
6	30/6/04	Dapat diuji		Jusman
7				
8				

## PERNYATAAN

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, Juli 2004

Riskie

## INTISARI

Pompa merupakan suatu mesin yang berfungsi untuk mengalirkan zat cair dari tempat yang rendah ke tempat yang tinggi atau dari daerah yang bertekanan tinggi ke daerah yang bertekanan rendah. Dengan adanya perbedaan tekanan antara diluar pompa dan didalam pompa, zat cair mengalir masuk kedalam pompa melalui saluran masuk (suction) dan keluar melalui saluran tekan (discharge). Penggunaan pompa biasanya bedasarkan sifat dan karakteristik zat cair yang akan dipompakan.

Pompa yang dirancang adalah pompa sentrifugal dua tingka dengan head pemompaan (H) 60 m, kapasitas (Q) 50 m<sup>3</sup>/jam, daya (P) 15 kw dan putaran motor yang dipakai (n) 2910 rpm. Jenis impeler yang digunakan adalah jenis impeler tertutup, dikarenakan zat cair yang dialirkan adalah air bersih. Bahan impeler adalah perunggu dan jumlah sudu impeler adalah 5 buah dengan tipe sudu "Back Ward Curve Vane".

## ABSTRACT

Pump is a kind of machine used for lifting liquids from a low level to a high level or for delivering liquids from a region of low pressure to one of high pressure. The fluid will flow into the pump through suction because of the difference between the internal pressure and exit pressure of the pump. The using of the pump depends on the characteristics of the fluid that will be pumped.

The design of the pump is two stages centrifugal pump with in head (H) 60 m, in capacity (Q) 50 m<sup>3</sup>/hour, by power of 15 Kw and the motor turning (n) 2910 rpm. The type of the impeller is "Back Ward Curve Vane" impeller and it is made of bronze with having 5 angles closed vanes. The fluid that will be pumped is clean water.



*Terima kasih untuk  
"ayah dan ibuku tercinta  
serta kedua adikku  
atas dukungan dan semangat  
untuk selalu menjaga  
keharmonisan keluarga yang bahagia"*

## KATA PENGANTAR

Puji syukur serta ucapan terima kasih kepada Tuhan Yang Maha Esa, atas rahmat-Nya yang dianugerahkan kepada penulis sehingga berhasil menyelesaikan penulisan tugas akhir ini dengan baik.

Tugas akhir ini diajukan untuk memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Sarjana S1 pada jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

Pompa sentrifugal merupakan tema yang diambil oleh penulis dalam penyusunan tugas akhir atas dasar minat dari penulis dan dengan harapan dapat menjadi bekal didalam memasuki dunia kerja.

Terwujudnya penulisan tugas akhir ini bukan semata-mata atas usaha penulis sendiri, melainkan berkat bantuan dan dukungan dari berbagai pihak. Oleh karena itu sudah sepantasnya penulis menghaturkan terima kasih kepada yang terhormat :

1. Bapak Ir. Greg Harjanto, selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
2. Bapak Dr. Ir. Indarto, DEA, selaku dosen pembimbing I, atas waktu, perhatian dan kesabarannya dalam membimbing penulis untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak Yosef Agung C, ST, MT, selaku dosen pembimbing II, atas segala saran, pemikiran dan bimbingan yang sangat penulis butuhkan dalam menyelesaikan tugas akhir ini.

4. Seluruh dosen dan karyawan jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
5. Bapak Hidayat Sugiarto, Ibu Sri Suwanti, selaku kedua orang tuaku. Serta kedua adikku Meyriska P.H dan Febriana P.H. yang selalu mendukung dan mendoakanku sehingga berhasil mendapatkan gelar S-1
6. Sahabat dekatku Silvester Binta Ardiati yang selalu memberikan saran dan semangat sampai saat ini.
7. Teman Baikku PSM “Cantus Firmus”, Enjang, Ningrum, Dede, Widi, Fitra yang selalu bernyanyi, bercanda dan tertawa bersama.
8. Teman Insadha, Teddy, Lila, Gomar, seta teman kos Frambos 27 dan masih banyak lagi teman lain yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu. Terima kasih untuk kalian semua.

Usaha yang penulis lakukan kiranya sudah semaksimal mungkin, namun penulis sadar bahwa penulisan perancangan ini masih jauh dari sempurna, untuk itu penulis mohon maaf atas segala kekurangan dan kesalahannya. Saran serta kritik yang membangun dari pembaca sangatlah penulis harapkan demi perbaikan dikemudian hari.

Akhir kata, penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi semua pihak khususnya bagi yang berminat dibidang pompa.

Yogyakarta, Juli 2004

Penulis

# DAFTAR ISI

## BAB I PENDAHULUAN

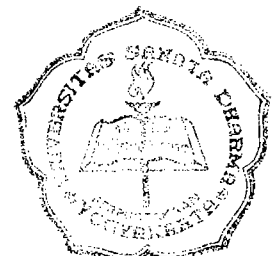
1.1	Tinjauan Umum .....	01
1.2	Klasifikasi Pompa .....	01
1.2.1	Klasifikasi Menurut Prinsip Penambahan Energi .....	01
1.2.2	Klasifikasi Menurut Jenis Impeler .....	04
1.2.3	Klasifikasi Menurut Bentuk Rumah .....	06
1.2.4	Klasifikasi Menurut Jumlah tingkat .....	08
1.2.5	Klasifikasi Menurut Letak Poros .....	10

## BAB II PERANCANGAN KOMPONEN UTAMA

2.1	Dasar Perancangan .....	12
2.1.1	Kapasitas Pompa .....	12
2.1.2	Head Pompa .....	14
2.2	Pemilihan Jenis Pompa .....	19
2.3	Penentuan Jumlah Tingkat Pompa .....	20
2.4	Penentuan Putaran Motor dan Kecepatan Spesifik .....	22
2.4.1	Putaran Motor .....	22
2.4.2	Kecepatan Spesifik .....	22
2.5	Daya Pemompaan .....	23

## BAB III PERANCANGAN IMPELER

3.1	Impeler.....	26
3.1.1	Tinjauan Umum.....	26



3.1.2	Impeler Radial.....	26
3.1.3	Impeler Jenis Francis.....	27
3.1.4	Impeler Jenis Aliran Campur.....	27
3.1.5	Impeler Jenis Propelen.....	27
3.2	Perhitungan Bentuk Impeler.....	19
3.2.1	Perhitungan Diameter Poros.....	29
3.2.2	Diameter Hub (diameter leher).....	32
3.2.3	Diameter Mata Impeler.....	33
3.2.4	Diameter Sisi Masuk Impeler.....	36
3.2.5	Lebar Impeler Sisi Masuk.....	36
3.2.6	Diameter Sisi Keluar Impeler.....	37
3.2.7	Lebar Impeler Sisi Keluar.....	39
3.3	Penentuan Jumlah Sudu.....	40
3.4	Segitiga Kecepatan .....	43
3.4.1	Segitiga Kecepatan Sisi Masuk Impeler .....	44
3.4.2	Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler .....	45

#### **BAB IV      BENTUK SUDU**

4.1	Pemilihan Bentuk Sudu.....	52
4.2	Pelukisan Bentuk Sudu.....	52
4.3	Tebal Sudu.....	55
4.4	Lebar Lалан.....	56
4.5	Pemilihan Bahan Impeler.....	57

## **BAB V PERANCANGAN RUMAH POMPA**

5.1	Dasar Perancangan .....	59
5.2	Perancangan Rumah Pompa .....	61
5.3	Nozel Buang.....	64
5.4	Pemilihan Bahan Rumah Pompa.....	66

## **BAB VI PERANCANGAN POROS DAN PASAK**

6.1	Dasar Perancangan .....	68
6.1.1	Poros Transmisi.. .....	68
6.1.2	Spindel.....	68
6.1.3	Gandar.....	69
6.2	Perhitungan Beban.....	19
6.2.1	Gaya Radial oleh Impeler.....	69
6.2.2	Bobot Impeler.....	71
6.3	Perhitungan Momen Poros.....	72
6.4	Diameter Poros.....	73
6.4.1	Konsentrasi Tegangan Poros.....	74
6.4.2	Tegangan Geser Maksimum.....	77
6.4.3	Defleksi Puntiran.....	77
6.4.4	Defleksi Lenturan pada Poros.....	79
6.4.5	Putaran Kritis.....	80
6.5	Macam Macam Pasak.....	81
6.6	Dasar Perencanaan Pasak.....	32

6.6.1	Gaya Tangensial.....	82
6.6.2	Gaya Geser.....	82
6.6.3	Tekanan Permukaan.....	84

## **BAB VII PERHITUNGAN BANTALAN**

7.1	Klasifikasi Bantalan.....	86
7.1.1	Atas Dasar Gerakan Bantalan pada Poros.....	86
7.1.2	Atas Dasar Arah Beban Terhadap Poros.....	86
7.2	Gaya Aksial.....	87
7.3	Umur Nominal Bantalan.....	93

## **BAB VIII ELEMEN PENDUKUNG**

8.1	Kotak Paking.....	99
8.2	Cincin Penahan Aus.....	100
8.3	Pemancingan (piming).....	101
8.4	Baut dan Mur Rumah Pompa.....	102
8.5	Kopling.....	105

## **BAB IX KARAKTERISTIK POMPA**

9.1	Pendahuluan.....	108
9.2	Karakteristik Pompa Hubungan kapasitas dan Head.....	108
9.2.1	Head Euler's.....	108
9.2.2	Head Teoritis .....	110

9.2.3	Head Aktual.....	110
9.3	Karakteristik Pompa Antara Kapasitas dgn Daya dan Efisiensi....	116
9.3.1	Daya Kuda Fluida.....	116
9.3.2	Daya Kuda Untuk Mengatasi Kebocoran.....	117
9.3.3	Daya Kuda Untuk Mengatasi Gesekan Cakar.....	118
9.3.4	Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Hidrolis.....	118
9.3.5	Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Mekanis.....	119
9.3.6	Daya Kuda Rem.....	119
9.3.7	Efisiensi Pompa.....	120

## **BAB X KAVITASI**

10.1	Pendahuluan.....	123
10.2	NPSH yang Tersedia.....	124
10.3	NPSH yang Dibutuhkan.....	125

## **BAB XI KESIMPULAN**

11.1	Kesimpulan.....	129
11.2	Penutup.....	129

## **DAFTAR PUSTAKA**

## **LAMPIRAN**



## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Klasifikasi Pompa Dinamik.....	02
Gambar 1.2 Klasifikasi Pompa Langkah Positif.....	03
Gambar 1.3 Pompa Sentrifugal.....	04
Gambar 1.4 Pompa Aliran Campur Mendatar.....	05
Gambar 1.5 Pompa Aliran Aksial Mendatar.....	06
Gambar 1.6 Pompa Volute.....	07
Gambar 1.7 Pompa Aliran Campur Jenis Volute.....	08
Gambar 1.8 Pompa Bertingkat Satu.....	09
Gambar 1.9 Pompa Bertingkat Banyak.....	09
Gambar 1.10 Pompa Poros Mendatar.....	10
Gambar 1.11 Pompa Poros Tegak.....	11
Gambar 2.1 Instalasi Pompa Hotel yang Dirancang.....	12
Gambar 2.2 Penentuan Jenis Pompa .....	19
Gambar 2.3 Penentuan Kecepatan Spasifik dari Roda Jalan Pompa.....	20
Gambar 2.4 Penentuan Jumlah Tingkatan Pompa.....	21
Gambar 2.5 Efisiensi Pompa... ..	24
Gambar 3.1 Bentuk Impeler.....	28
Gambar 3.2 Dimensi Impeler.....	29
Gambar 3.3 Titik-titik Koefisien Tinggi Tekan untuk Berbagai Kapasitas.....	38
Gambar 3.4 Sudut Sudu Sisi Keluar Impeler Versus Kecepatan Spesifik.....	42
Gambar 3.5 Segitiga Kecepatan pada Impeler.....	43

Gambar 3.6 Segitiga Kecepatan Sisi Masuk Impeler.....	45
Gambar 3.7 $C_{m2}/U_2$ Versus Kecepatan Spesifik.....	47
Gambar 3.8 Segitiga Kecapatan Sisi Keluar Impeler.....	49
Gambar 4.1 Pelukisan Sudu dengan Busur Tangen.....	53
Gambar 4.2 Pelukisan Sudu.....	54
Gambar 4.3 Bentuk Desain Sudu.....	58
Gambar 4.4 Penampang Impeler.....	58
Gambar 5.1 Rumah Spiral.....	60
Gambar 5.2 Posisi Konfensional Flens Buang.....	61
Gambar 5.3 Desain Rumah Keong.....	61
Gambar 5.4 Volut Casing Hasil Perhitungan.....	66
Gambar 6.1 Harga Koefisien Eksperimental Kr.....	70
Gambar 6.2 Faktor Konsentrasi Tegangan $\beta$ Poros Bertingkat dengan Filet.....	75
Gambar 6.3 Faktor Konsentrasi Tegangan $\alpha$ Poros Alur Pasak .....	76
Gambar 7.1 Bagian Leher Impeler.....	88
Gambar 7.2 Gaya Geser Aksial pada Impeler.....	89
Gambar 7.3 Tekanan Air yang Bekerja pada Sisi Impeler.....	93
Gambar 8.1 Kotak Paking.....	99
Gambar 8.2 Contoh Susunan Cincin Penahan Aus.....	101
Gambar 9.1 Hubungan Antara Kapasitas dengan Head dan Rugi-rugi.....	115
Gambar 9.2 Hubungan Antara Kapasitas dengan Efisiensi Pompa.....	121
Gambar 9.3 Hubungan Antara Kapasitas dengan Fhp dan Hpl.....	122
Gambar 9.4 Hubungan Antara Kapasitas dengan HpHY dan Bhp.....	122

Gambar 10.1 NPSH pada Permukaan Air yang Dihisap.....	124
Gambar 10.2 NPSH pada Tangki Hisap yang Ditutup.....	125
Gambar 10.3 Hubungan Antara Koefisien Kavitasi dan Kecepatan Spesifik.....	127

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Jumlah Air yang Dipakai per Orang dalam Waktu Pemakaiannya.....	13
Tabel 2.2 Kondisi Pipa dan Harga C.....	16
Tabel 2.3 Koefisien Kerugian dari Berbagai Katup.....	17
Tabel 3.1 Baja Karbon untuk Kontruksi Mesin.....	30
Tabel 4.1 Jari-jari Kelengkungan Sudu.....	54
Tabel 4.2 Tebal Kelengkungan Sudu.....	56
Tabel 4.3 Lebar Lualan.....	57
Tabel 4.4 Bahan untuk Rumah Pompa.....	135
Tabel 5.1 Perhitungan Rumah Volut.....	64
Tabel 6.1 Baja Karbon untuk Konstruksi Mesin.....	137
Tabel 6.2 Ukuran Pasak dan Alur Pasak.....	83
Tabel 7.1 Bantalan Rol Kerucut.....	139
Tabel 7.2 Bantalan Bola Tunggal Alur Dalam.....	140
Tabel 7.3 Umur Bantalan Bedasarkan Jenis Pemakaian.....	95
Tabel 7.4 Faktor Keandalan.....	97
Tabel 8.1 Ukuran Ulir Standar Ulir Kasar Metris.....	141
Tabel 8.2 Tekanan yang Diijinkan pada Ulir.....	104
Tabel 9.1 Hubungan Antara Kapasitas dan Head.....	115
Tabel 9.2 Hubungan Antara Kapasitas dengan Daya dan Efisiensi.....	121

## DAFTAR SIMBOL / NOTASI

$\alpha_2$	= Sudut keluar absolut teoritis (°)
$\alpha_2'$	= Sudut keluar absolut yang sebenarnya (°)
$\beta_m$	= Sudut rata-rata (°)
$\beta_1$	= Sudut sudu sisi masuk impeler (°)
$\beta_2$	= Sudut sudu sisi keluar impeler (°)
$\gamma$	= Berat jenis (kg/m <sup>3</sup> )
$\varepsilon_1$	= Faktor kontraksi
$\eta$	= Efisiensi (%)
$\sigma_a$	= Tegangan geser bahan (kg/mm <sup>2</sup> )
$\Phi$	= Koefisien tinggi tekan pompa
$\mu$	= Faktor slip
$X$	= Konstanta pada perhitungan rumah pompa
$\theta$	= Defleksi puntiran (°)
$A_s$	= Luas pipa sisi isap (m <sup>2</sup> )
$A_d$	= Luas pipa sisi buang (m <sup>2</sup> )
$b_1$	= Lebar sisi masuk impeler (mm)
$b_2$	= Lebar sisi keluar impeler (mm)
$b_3$	= Lebar celah saluran volut (mm)
bhp	= Daya kuda rem (hp)
$C$	= Kapasitas dinamis (kg)
$C_0$	= Kapasitas statis (kg)
$C_b$	= Faktor koreksi untuk beban lentur
$C_{m2}$	= Kecepatan meridian pada sisi keluar impeler
$C'_{u2}$	= Kecepatan absolut yang sebenarnya (m/det)
$C_{u2}$	= Kecepatan keliling teoritis (m/det)
$C_2$	= Kecepatan fluida teoritis (m/det)
$C'_2$	= Kecepatan fluida keluar yang sebenarnya (m/det)

$D$  = Lebar bantalan (mm)  
 $D_1$  = Diameter sisi masuk impeler (mm)  
 $D_2$  = Diameter sisi keluar impeler (mm)  
 $D_s$  = Diameter poros (mm)  
 $D_{Ht}$  = Diameter hub (mm)  
 $d_b$  = Diameter baut (mm)  
 $F_a$  = Gaya aksial (kg)  
 $F_r$  = Gaya radial (kg)  
 $f_{hp}$  = Daya kuda fluida (hp)  
 $G$  = Modulus geser bahan ( $\text{kg/mm}^2$ )  
 $g$  = Gravitasi ( $\text{m/det}^2$ )  
 $H$  = Head (m)  
 $h$  = Tinggi pasak (mm)  
 $H_\infty$  = Head euler's (m)  
 $H_t$  = Head teoritis (m)  
 $H_{akt}$  = head aktual (m)  
 $h_{li}$  = Kerugian hidrolis (m)  
 $h_{FD}$  = Kerugian gesekan (m)  
 $h_{pl.}$  = Daya kuda untuk mengatasi kebocoran (hp)  
 $hp_{DF}$  = Daya kuda untuk mengatasi gesekan cakera (hp)  
 $hp_{HY}$  = Daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis (hp)  
 $J$  = Momen inersia ( $\text{mm}^4$ )  
 $K_{sh}$  = Koefisien kerugian kejut/ turbulensi  
 $K_t$  = Faktor koreksi untuk momen puntir  
 $K_r$  = Koefisien ekperimental  
 $L$  = Panjang poros (mm)  
 $l$  = Jarak pusat antar tumpuan (mm)  
 $L_h$  = Umur nominal bantalan (jam)  
 $n$  = Putaran motor (rpm)  
 $n_s$  = Putaran spesifik (rpm)  
 $N_{cr}$  = Putaran kritis (rpm)

- $P$  = Daya (hp)  
 $P_a$  = Tekanan permukaan (kg.mm)  
 $P_d$  = Daya motor penggerak (kw)  
 $Q$  = Kapasitas ( $m^3/det$ )  
 $Q_{t\infty}$  = Kapasitas pompa teoritis ( $m^3/det$ )  
 $r$  = Jari-jari filet poros (mm)  
 $R_a$  = Jari-jari lingkaran impeler sisi dalam (mm)  
 $R_b$  = Jari-jari lingkaran impeler sisi keluar (mm)  
 $r_1$  = Jari-jari sisi masuk impeler (mm)  
 $r_{vol}$  = Jari-jari rumah volut (mm)  
 $r_3$  = Jari-jari lidah rumah volut (mm)  
 $S_f$  = Faktor keamanan  
 $T$  = Momen puntir (kg.mm)  
 $t$  = Tebal sudu (mm)  
 $t_1$  = Kedalaman alur pasak pada poros (m/det)  
 $t_2$  = Kedalaman alur pasak pada naf (m/det)  
 $u_1$  = Kecepatan keluar pada sisi masuk impeler (m/det)  
 $u_2$  = Kecepatan keluar pada sisi keluar impeler (m/det)  
 $V$  = Faktor konstruksi bantalan  
 $V_o$  = Kecepatan masuk impeler (m/det)  
 $V_s$  = Kecepatan sisi hisap (m/det)  
 $V_b$  = Kecepatan sisi buang (m/det)  
 $V_{r1}$  = Kecepatan sisi masuk impeler arah radial (m/det)  
 $V_{r2}$  = Kecepatan sisi keluar impeler arah radial (m/det)  
 $W$  = Berat impeler (kg)  
 $W_p$  = Berat poros (kg)  
 $Y$  = Defleksi lenturan (mm)  
 $Z$  = Jumlah sudu

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Tinjauan Umum

Pompa merupakan mesin kerja fluida yang berfungsi menaikkan tekanan agar fluida tersebut dapat mengalir. Kenaikan tekanan ini dapat digunakan untuk mengalirkan fluida dari permukaan yang lebih tinggi ke permukaan yang lebih rendah. Jika pompa dioperasikan maka terdapat perbedaan tekanan antara bidang isap dan bidang tekan pada elemen penggerak. Elemen penggerak ini dapat berupa impeler atau piston.

### 1.2 Klasifikasi Pompa

#### 1.2.1 Klasifikasi Menurut Prinsip Penambahan Energi

Klasifikasi berdasarkan prinsip perubahan energi pada pompa dikelompokkan menjadi dua kategori utama yaitu :

1. Pompa Dinamik (*dynamic pump*)

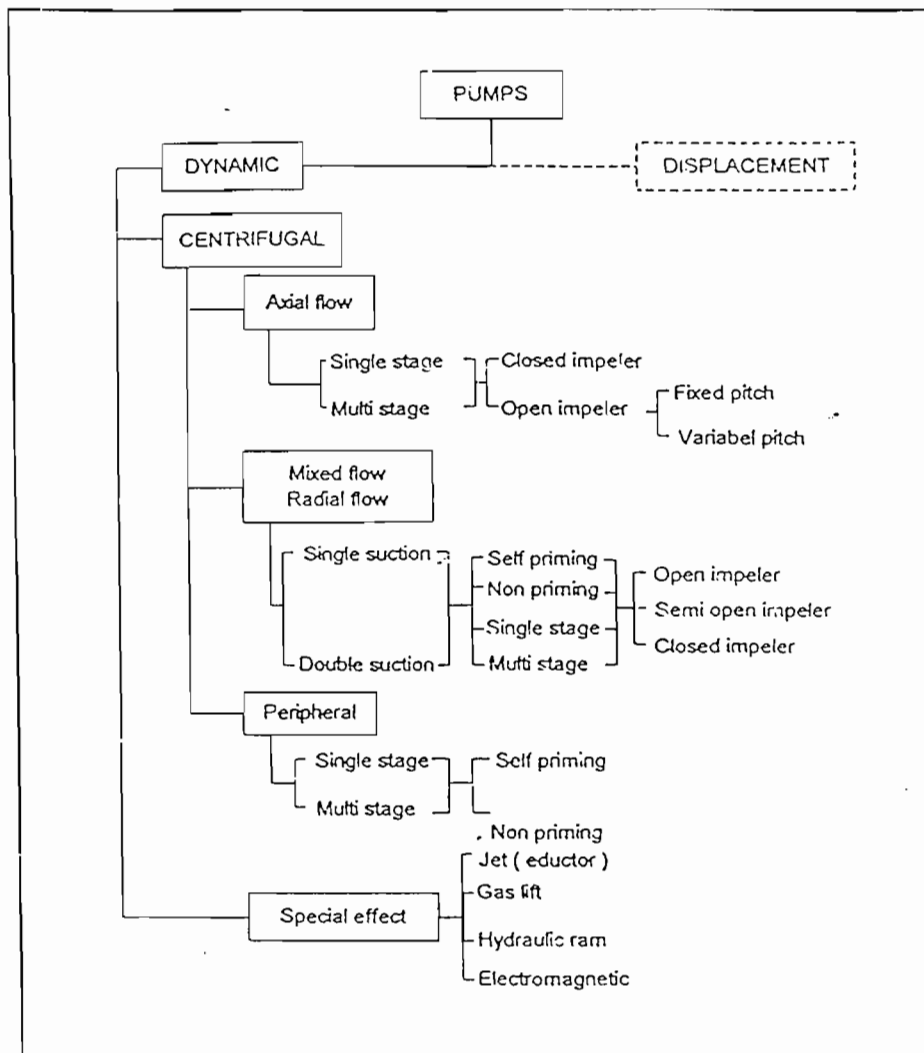
Pada pompa dinamik kenaikan tekanan dalam difuser terjadi karena perubahan energi kinetik.

2. Pompa Langkah Positif (*positive displacement pump*)

Pada pompa langkah positif kenaikan tekanan dalam difuser terjadi karena perubahan volume, dimana volume diperkecil sehingga tekanan yang dihasilkan menjadi lebih besar.

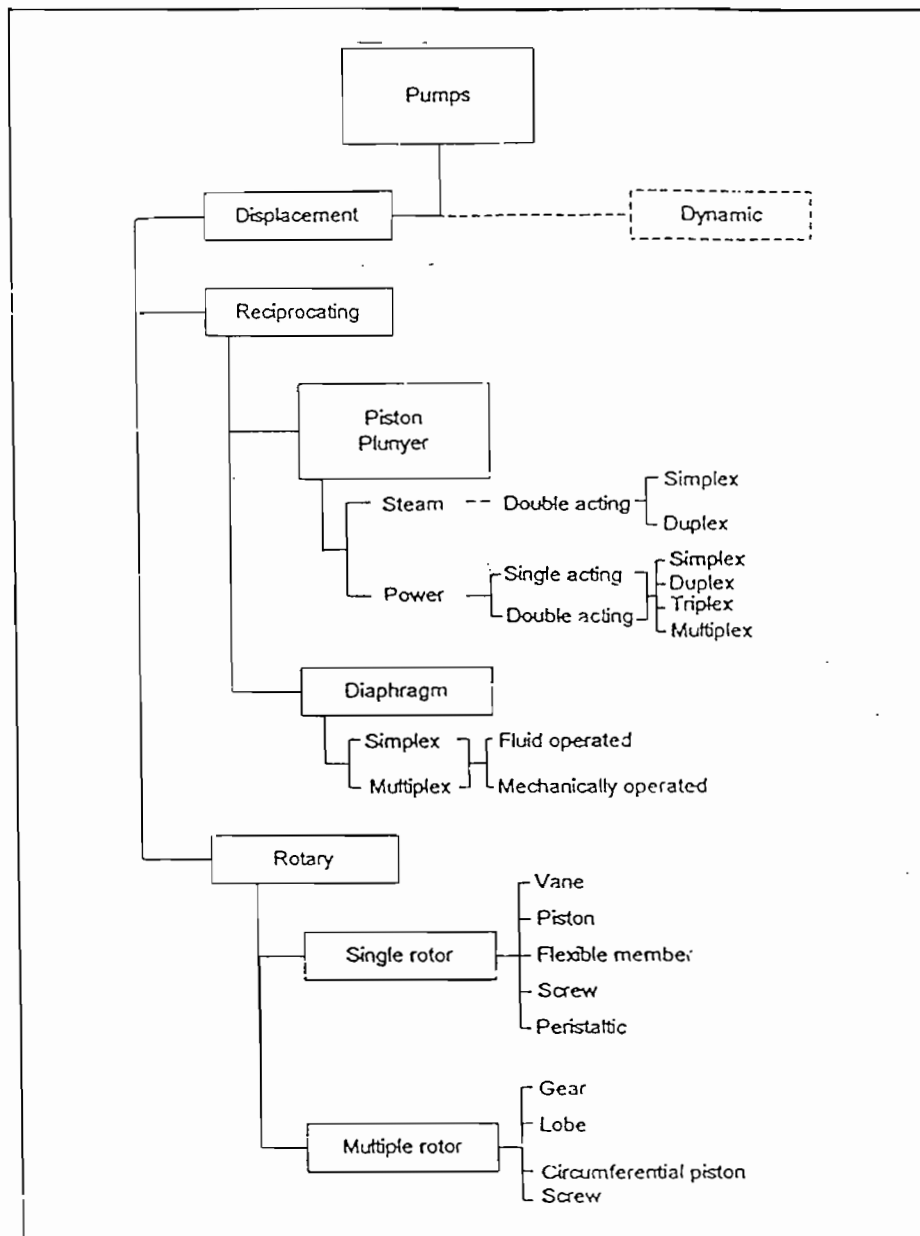


Pompa dinamik dibagi lagi menjadi beberapa jenis pompa sentrifugal atau pompa dengan efek khusus lain. Gambar 1.1 dapat menunjukkan secara garis besar bentuk ringkasan atau klasifikasi yang signifikan dan sub klasifikasi dalam kategori ini.



**Gambar 1.1 Klasifikasi Pompa Dinamik (*Dynamic Pump*)**  
(Kurtzsch, C.W., 1986, hal 3)

Pompa langkah positif dibagi menjadi tipe putar dan bolak balik, tergantung pada sifat gerakan dan bagian-bagian yang menghasilkan tekanan. Dan dibagi menjadi beberapa tipe spesifik seperti pada gambar 1.2.



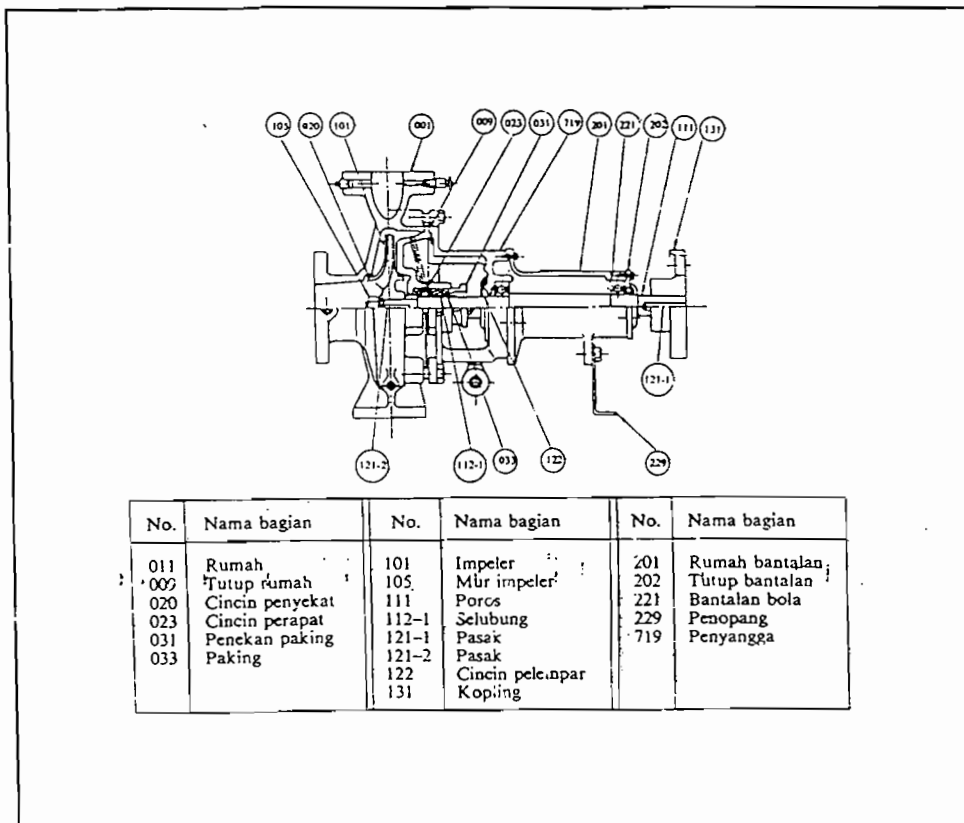
Gambar 1.2 Klasifikasi Pompa Langkah Positif (*Positive Displacement Pump*) (Kurtzsch, C.W., 1986, hal 3)

### 1.2.2 Klasifikasi Menurut Jenis Impeler

Klasifikasi menurut jenis impeller dikelompokkan menjadi tiga kategori utama yaitu :

#### 1. Pompa Sentrifugal

Pompa ini mempunyai konstruksi sedemikian rupa sehingga aliran zat cair yang keluar dari impeler akan melalui sebuah bidang tegak lurus poros pompa. Hal ini secara diagramatik diperlihatkan pada gambar 1.3.

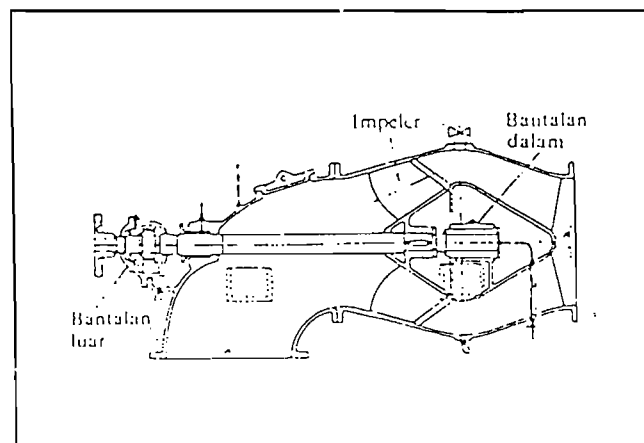


**Gambar 1.3 Pompa Sentrifugal**  
(Sularso & Tahara, 2000, hlm 75)

Impeler dipasang pada satu ujung poros dan ujung lainnya dipasang kopling untuk meneruskan daya dari penggerak. Poros ditumpu oleh dua buah bantalan. Sebuah paking atau perapat dipasang dibagian yang ditembus poros. Untuk mencegah air bocor keluar atau udara masuk kedalam pompa. Dalam gambar 1.3 diperlihatkan paking sebagai perapat poros.

## 2. Pompa Aliran Campur

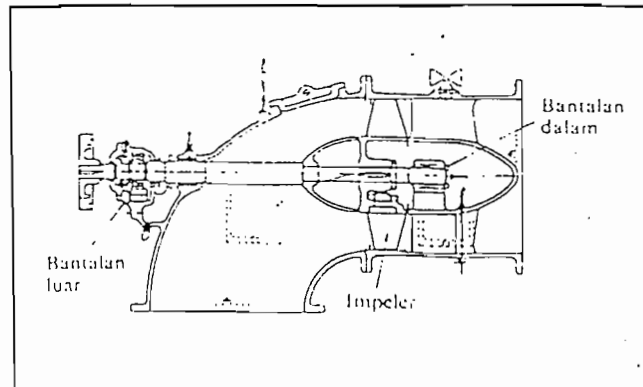
Pompa jenis aliran campur adalah pompa yang aliran fluidanya meninggalkan impeler bergerak sepanjang permukaan kerucut. Salah satu ujung tempat impeler ini dipasang, ditumpu oleh bantalan dalam. Sedangkan pada ujung yang lain dipasang kopling dengan sebuah bantalan luar didekatnya. Sehingga nampak bahwa impeler membelah pipa inlet menjadi dua. Bantalan luar ini terdiri dari bantalan aksial dan bantalan radial, yang pada umumnya merupakan bantalan gelinding.



**Gambar 1.4 Pompa Aliran Campur Mendatar.**  
(Sularso & Tahara, 2000, hlm 76)

### 3. Pompa Aliran Aksial

Seperti diperlihatkan pada gambar 1.5 aliran zat cair yang mengalir meninggalkan impeller bergerak sepanjang permukaan silinder keluar.



**Gambar 1.5 Pompa Aliran Aksial Mendatar.**  
(Sularso & Tahara, 2000, hlm 76)

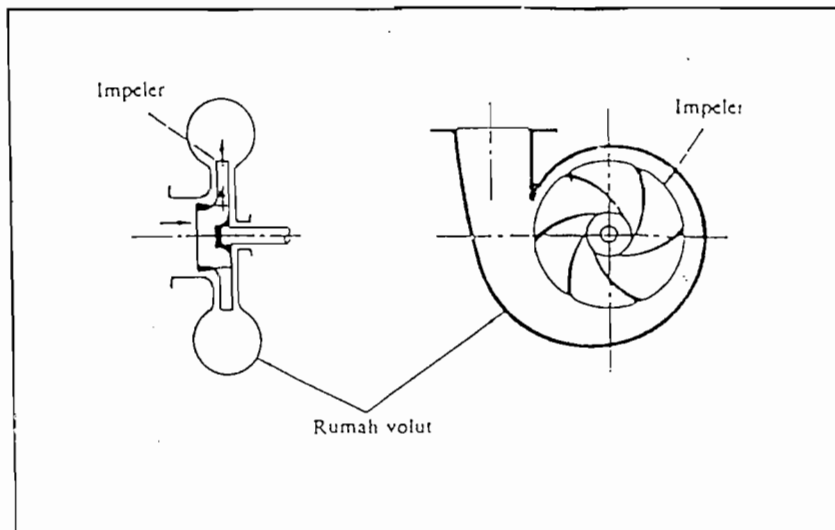
Konstruksi pompa ini mirip pompa aliran campur, kecuali pada bentuk impeler dan difuser keluarnya.

#### 1.2.3 Klasifikasi Menurut Bentuk Rumah

Klasifikasi menurut jenis impeler dikelompokkan menjadi tiga kategori utama yaitu :

##### 1. Pompa Volut

Bentuk rumah yang digunakan pada pompa jenis ini seperti rumah keong. Dalam rumah volut ini impeler terpasang dan berputar seperti yang diperlihatkan dalam gambar 1.6.



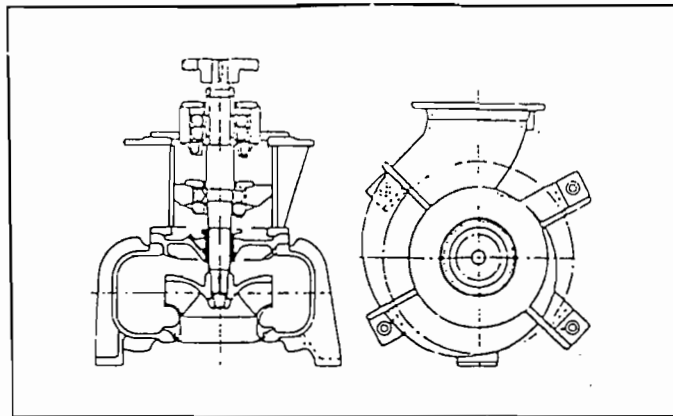
**Gambar 1.6 Pompa Volute**  
(Sularso & Tahara, 2000, hlm 7)

## 2. Pompa Difuser

Seperti diperhatikan dalam gambar 1.5 pompa jenis ini merupakan pompa sentrifugal yang dilengkapi dengan sudu difuser disekeliling luar impeler. Sudu difuser berguna untuk memperbaiki efisiensi pompa dan memperkokoh rumah. Maka konstruksi ini sering dipakai pada pompa besar dengan head tinggi. Pompa ini juga sering dipakai sebagai pompa bertingkat banyak karena aliran dari satu tingkat ke tingkat berikutnya dapat dilakukan tanpa menggunakan rumah volut.

## 3. Pompa aliran campur jenis volut

Pompa aliran campur jenis volut mempunyai jenis aliran campur dan sebuah rumah volut seperti diperlihatkan dalam gambar 1.7



**Gambar 1.7 Pompa Aliran Campur Jenis Volute  
(Sularso & Tohara, 2000, hlm 77)**

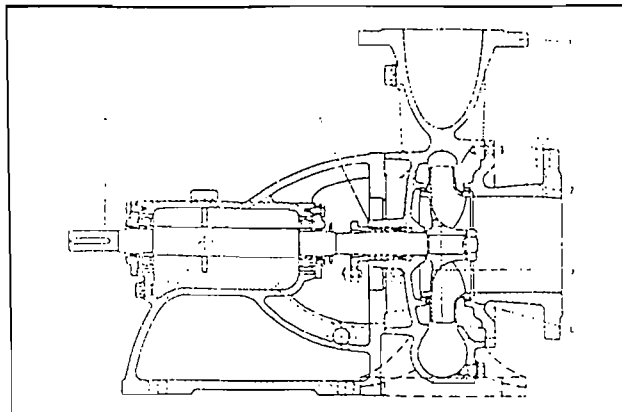
Disini tidak dipergunakan sudu-sudu difuser melainkan dipakai saluran yang lebar untuk mengalirkan zat cair. Dengan demikian pompa tidak mudah tersumbat oleh benda asing yang terhisap, sehingga pompa ini sangat sesuai untuk air limbah.

Adapun impeler yang digunakan disini adalah jenis setengah terbuka, yaitu tidak mempunyai tutup depan. Konstruksi seperti ini tidak mudah tersumbat benda padat dibandingkan dengan impeler tertutup, sehingga sesuai untuk memompa air buangan.

#### 1.2.4 Klasifikasi Menurut Jumlah Tingkat

##### 1. Pompa Satu Tingkat

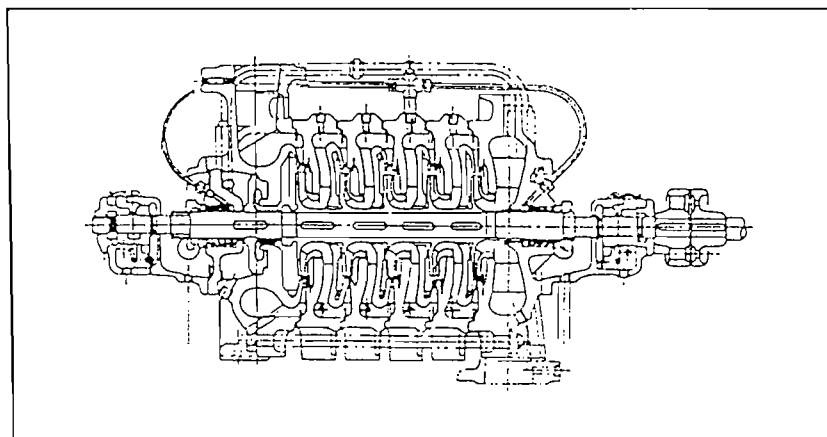
Pompa ini hanya mempunyai satu impeler. Head total yang ditimbulkan berasal dari satu impeler yang relative rendah seperti pada gambar 1.8.



**Gambar 1.8 Pompa Bertingkat Satu**  
(Dietzel, 1993, hlm 244)

## 2. Pompa Bertingkat Banyak

Pompa ini menggunakan beberapa impeler yang dipasang secara berderet (seri) pada satu poros. Zat cair yang keluar dari impeler pertama dimasukkan ke impeler berikutnya dan seterusnya hingga impeler yang terakhir. Head total pompa ini merupakan jumlah dari head yang ditimbulkan oleh masing-masing impeler sehingga relatif tinggi seperti pada gambar 1.9.



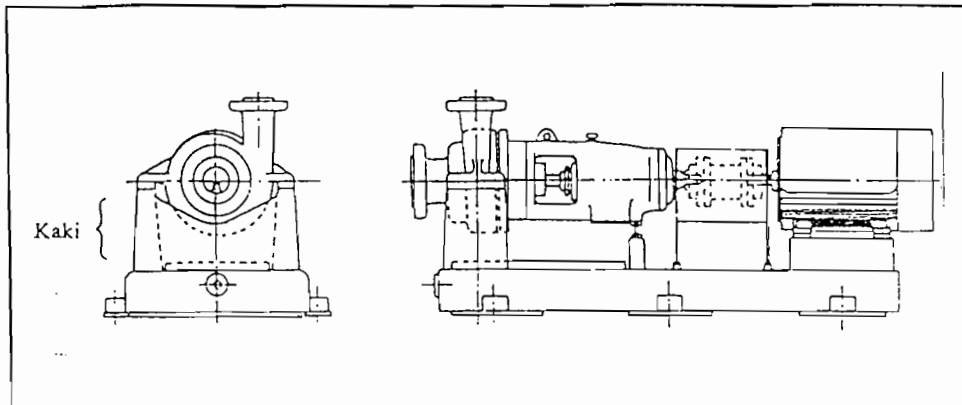
**Gambar 1.9 Pompa Bertingkat Banyak**  
(Sularso & Tohara, 2000, hlm 78)



### 1.2.5 Klasifikasi Menurut Letak Poros

#### 1. Pompa Jenis Poros Mendatar

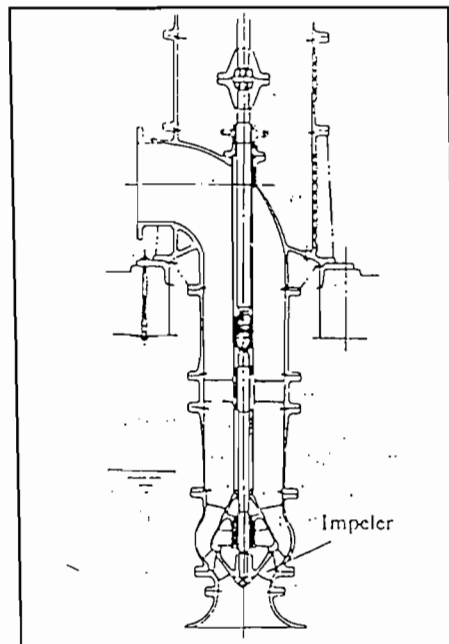
Poros yang menghubungkan motor dengan pompa diletakkan dengan posisi secara mendatar.



**Gambar 1.10 Pompa Poros Mendatar**  
(Sularso & Tohara, 2000, hlm 81)

#### 2. Pompa Jenis Poros Tegak

Pompa ini mempunyai poros dengan posisi tegak seperti diperlihatkan dalam gambar 1.11. pompa aliran campur dan pompa aksial sering dibuat dengan poros tegak. Rumah pompa semacam ini digantung pada lantai oleh pipa kolom yang menyalurkan zat cair dari pompa ke atas. Poros yang menghubungkan motor dengan pompa diletakkan dengan posisi yang tegak (*berdiri*).



**Gambar 1.11 Pompa Poros Tegak.**  
(Sularso & Tohara, 2000, hlm 78)

## BAB II

### PERANCANGAN POMPA

#### 2.1 Dasar Perancangan

##### 2.1.1 Kapasitas Pompa

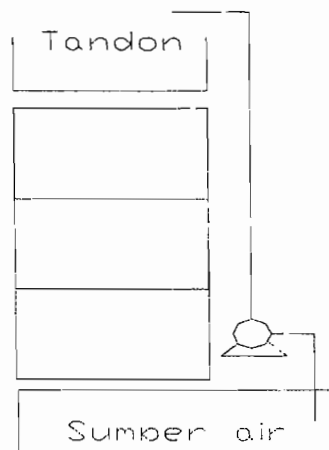
Pada perancangan ini, haruslah ditentukan dahulu spesifikasi hotel yang akan digunakan.

Spesifikasi hotel yang akan digunakan adalah :

1. Berkapasitas 200 kamar dengan :
  - 150 kamar untuk 2 orang
  - 50 kamar untuk 4 orang

sehingga kapasitas tamu yang dapat ditampung dihotel ini adalah 500 orang.

2. Tinggi hotel 3 tingkat (30m)



**Gambar 2.1 Instalasi Pompa Hotel yang Dirancang**

Pada perancangan pompa ini, pompa dirancang hanya untuk memenuhi kebutuhan air bersih bagi para tamu hotel. Untuk kebutuhan air lainnya seperti hidran akan disuplai oleh pompa yang berbeda. Kebutuhan air bersih untuk gedung ditentukan berdasarkan konsumsi harian maksimum. Kebutuhan per orang untuk berbagai jenis gedung adalah seperti yang diberikan pada tabel 2.1

**Tabel 2.1 Jumlah Air yang Dipakai per Orang dalam Waktu Pemakaiannya Menurut Jenis Gedung (Sularso & Haruo Tohara, 2000, hlm 21)**

Jenis gedung	Pemakaian air rata-rata per hari (l)	Waktu pemakaian air rata-rata (jam)	Keterangan
Kantor	100-120	8	Per karyawan
Rumah sakit	250-1000	10	Per tempat tidur
Gedung bioskop dan sandiwara	10	3	Per pengunjung
Book, department store	3	8	Per pengunjung
Rumah makan	15	7	Per pengunjung
Kafetaria	30	5	Per pengunjung
Perumahan	160-250	8-10	Per penghuni
Hotel, losmen	150-300	10	Per tamu
Sekolah	40-50	5-6	Per murid
Laboratorium	100-200	8	Per karyawan
Pabrik	60-140	8	Per orang per shif
Stasiun kereta api	3	15	Per penumpang

Dari data tabel diatas didapatkan bahwa kebutuhan air bersih pada hotel mencapai 150 – 300 lt/hari per orang. Saat-saat terjadinya konsumsi maksimum setiap hari akan bergantung pada jenis gedung maupun pada kebiasaan para

penghuni atau pemakainya. Di Indonesia konsumsi maksimumnya terjadi antara jam 06.00 sampai 09.00 pagi.

Pada perancangan ini pompa akan memenuhi seluruh kebutuhan para tamu hotel hanya dalam 3 jam. Dengan ini jumlah total kebutuhan air bersih untuk mencukupi semua penghuni hotel tersebut adalah :

Diambil kebutuhan maksimalnya 300 lt/hari per orang.

$$Q = 300 \times 500 \text{ orang}$$

$$= 150000 \text{ lt/hari}$$

$$= 150 \text{ m}^3/\text{hari}$$

dipenuhi dalam waktu 3 jam

$$= 50 \text{ m}^3/\text{jam}$$

Sehingga kapasitas pompa yang dirancang adalah  $50 \text{ m}^3/\text{jam}$ .

### 2.1.2 Head Pompa

Spesifikasi instalasi pompa yang digunakan :

1. selisih permukaan sisi hisap dan sisi keluar sebesar 40 m.
2. tekanan yang bekerja pada kedua permukaan adalah tekanan atmosfer.
3. kapasitas aliran pompa adalah  $50 \text{ m}^3/\text{jam}$ .
4. panjang pipa keseluruhan adalah 60 m.
5. terdapat 2 belokan  $90^\circ$  ( $R/D = 1$ ) pada pipa.
6. pada ujung pipa hisap dipasang katub hisap dengan saringan.

Untuk perancangan diameter pipa dapat dicari dengan persamaan 2.1.

$$Q = v.A \dots\dots\dots(2.1)$$

Sedangkan Besarnya kecepatan masuk ke mata impeler antara 10 sampai dengan 15 ft/dt. Diambil kecepataannya adalah 4 m/detik (Austin, 1990, hal 90)

Maka diameter pipa adalah :

$$Q = v.A$$

$$A = \frac{0,01389}{4}$$

$$= 3,5 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{3,5 \times 10^{-3}}{\pi/4}}$$

$$D = 0,067 \text{ m}$$

Sedangkan dalam pasaran pipa yang tersedia adalah pipa dengan ukuran : 1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 24, 30, dan 36 inci (Austin H. Church, 1993, hal 90)

Pemilihan pipa harus diambil lebih besar dari 0,067 m. maka ukuran pipa yang digunakan adalah 3 inci.

$$3 \text{ inci} = 76,2 \text{ mm}$$

Sehingga head total pompa yang diperlukan adalah :

#### 1.1.2.1 Head Kerugian Gesek Untuk Pipa Lurus :

Dapat dihitung dengan persamaan 2.2 (Sularso & Haruc Tahara, 2000, hal 31)

$$hf = \frac{10,666 \times Q^{1,85}}{C^{1,85} \times D^{4,85}} \dots\dots\dots (2.2)$$

dengan :  $Q = 50 \text{ m}^3/\text{jam} = 0,01389 \text{ m}^3/\text{s}$

$C$  diambil = 100 (untuk besi tua pada tabel 2.2.)

$$D = 0,0762$$

$$L = 60 \text{ m}$$

**Tabel 2.2. Kondisi pipa dan harga C (formula Hazen-William)  
(Sularso & Haruo Tohara, 2000, hlm 78)**

Jenis pipa	C
Pipa besi cor baru	130
Pipa besi cor tua	100
Pipa baja baru	120-130
Pipa baja tua	80-100
Pipa dengan lapisan semen	130-140
Pipa dengan lapisan ter arang batu	140

Sehingga :

$$hf = \frac{10,666 \times 0,01389^{1,85}}{100^{1,85} \times 0,0762^{4,85}} \times 60$$

$$hf = 12,35 \text{ m}$$

#### 2.1.2.2 Kerugian Pada Satu Belokan 90°

Dapat dihitung dengan persamaan 2.3 (Sularso & Haruo Tahara, 2000, hal 31)

$$f = 0,131 + 1,84 \left( \frac{D}{2R} \right)^{3,5} \left( \frac{\theta}{90^\circ} \right)^{0,5} \dots\dots\dots(2.3)$$

dengan  $D/R = 1$  dan

$$\theta = 90^\circ$$

$$v = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2} = \frac{0,01389}{\frac{\pi}{4} (0,0762)^2} = 3,046 \text{ m/s}$$





Dengan harga  $f$  yang diperoleh dari tabel 2.3. diambil dengan diameter yang mendekati 0,076 m.

sehingga :

$$hf = 1,97x \frac{3,046^2}{2(9,8)}$$

$$hf = 0,9325 \text{ m}$$

#### 1.1.2.4 Head Kecepatan Keluar

Dapat dihitung dengan persamaan 2.5 (Sularso & Tahara, 2000, hal 32)

$$\frac{v^2_d}{2g} = \frac{3,046^2}{2(9,8)} = 0,4734 \text{ m} \dots\dots\dots (2.5)$$

#### 1.1.2.5 Head Total Pompa yang Digunakan

Dapat dihitung dengan persamaan 2.6 (Sularso & Tahara, 2000, hal 26)

$$H = h_a + \Delta h_p + h_l + \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots (2.6)$$

$$= 40 + 0 + 12,35 + 2(0,118) + 0,9325 + 0,4734$$

$$= 54 \text{ m}$$

Dari sini head total diambil 60 m untuk mengatasi rugi-rugi head diluar perhitungan.

Maka dengan ini didapatkan :

$$\text{Tinggi tekan pompa / head (H)} = 60 \text{ m}$$

$$= 198,878 \text{ ft}$$

$$\text{Kapasitas pompa (Q)} = 50 \text{ m}^3/\text{jam}$$

$$= 0,01389 \text{ m}^3/\text{detik}$$

$$= 0,4907 \text{ ft}^3/\text{detik}$$

$$= 220,3 \text{ gpm (AS)}$$

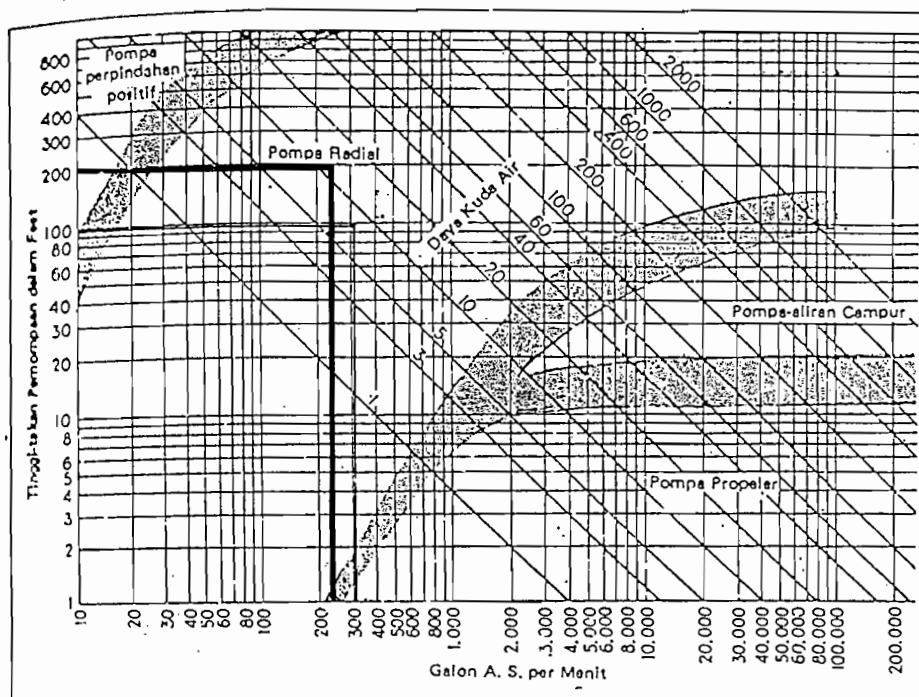
## 1.2 Pemilihan Jenis Pompa

Dari perhitungan sebelumnya diketahui :

Tinggi tekanan / head ( $H$ ) : 198,878 ft

Kapasitas pompa ( $Q$ ) : 220,3 gpm (AS)

Maka jenis pompa dapat ditentukan dengan grafik dibawah ini :



**Gambar 2.2 Grafik Penentuan Jenis Pompa  
(Austin, 1993, hlm 56)**

Dari grafik diatas, maka dengan kapasitas dan head yang ditentukan diperoleh pompa radial.

### 2.3 Penentuan Jumlah Tingkat Pompa

Jumlah tingkat pompa dapat ditentukan dengan persamaan 2.7

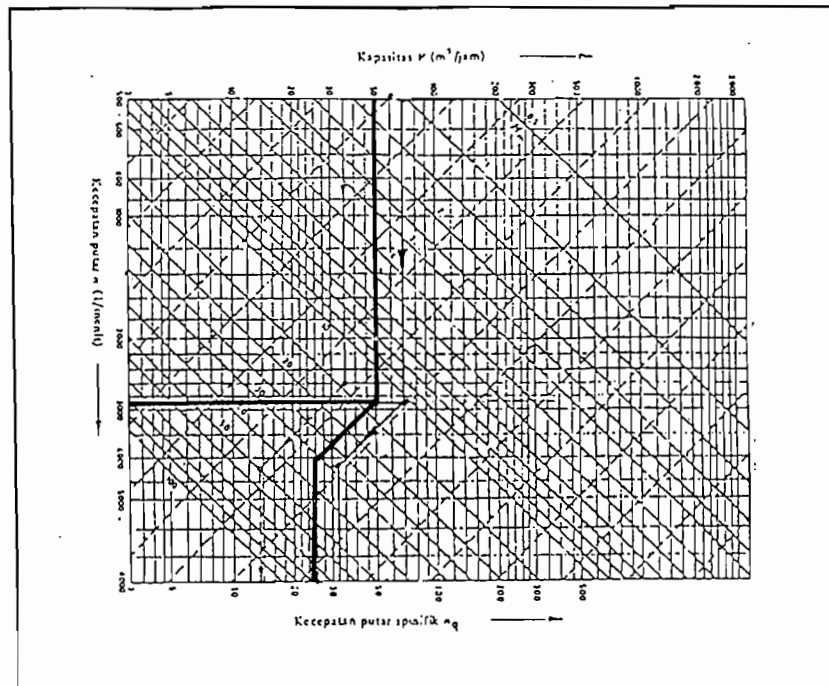
(Sumber : Frits Dietsel, cetakan ketiga, hal 252)

$$i = \frac{H}{H^1} \dots\dots\dots(2.7)$$

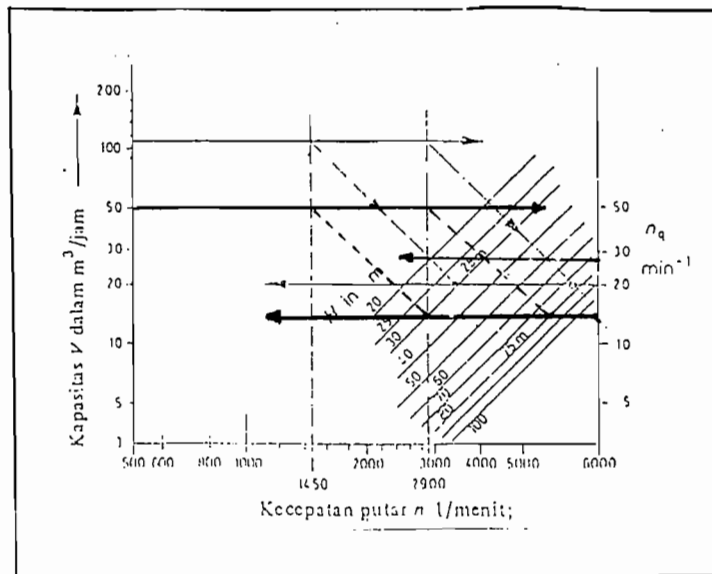
Dengan :  $i$  = jumlah tingkatan pompa

$H$  = tinggi tekanan pompa (m)

$H^1$  = tinggi tekanan pompa yang diperoleh dari grafik (m)



**Gambar 2.3 Penentuan Kecepatan Spesifik  $n_q$  dari Roda Jalan Pompa (Frits Dietsel, 1992, hlm 251)**



**Gambar 2.4 Penentuan Jumlah Tingkatan Pompa (Frits Dietsel, 1992, hlm 252)**

Dari perhitungan sebelumnya diperoleh :

$$\text{Kapasitas pompa } (Q) = 50 \text{ m}^3/\text{jam}$$

$$\text{Head pompa } (H) = 60 \text{ m}$$

Maka dari grafik 2.4 diperoleh tinggi tekanan pompa adalah :

$$\text{Head pompa } ^1 (H^1) = 30 \text{ m}$$

Maka jumlah tingkatan pompa yang diperlukan adalah :

$$i = \frac{H}{H^1}$$

$$= \frac{60}{30} = 2$$

Jumlah pompa dalam perancangan ini adalah 2 tingkat.

## 2.4 Penentuan Putaran Motor dan Kecepatan Spesifik

### 2.4.1 Putaran Motor

Pada perancangan ini dipilih motor listrik sebagai penggerak pompa dengan spesifikasi dari Tabel 2.1 (*Lampiran*) sebagai berikut :

Putaran pompa = 2910 rpm

Daya = 15 kw

Tegangan listrik = 220 volt

Frekwensi = 50 Hz

### 2.4.2 Kecepatan spesifik

Kecepatan spesifik pompa dapat ditentukan dengan persamaan 2.7

(Austin H. Church, Cetakan ketiga, hal 49)

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots(2.7)$$

Dengan :  $n_s$  = kecepatan spesifik (rpm)

$Q$  = kapasitas pompa (gpm)

$N$  = putaran poros penggerak (rpm)

$H$  = tinggi tekanan pompa (ft)

Maka kecepatan spesifik pompa adalah :

Dalam Britis :

$$n_s = \frac{2910\sqrt{220,3}}{99,44^{3/4}}$$

$$n_s = \frac{43191,694}{31,49}$$

$$n_s = 821,774 \text{ rpm}$$

Dalam SI :

$$n_s = \frac{2910 \sqrt{0,01389}}{30^{3/4}}$$

$$n_s = \frac{342,96}{12,82}$$

$$n_s = 26,752 \text{ rpm}$$

## 2.5 Daya Pemompaan

Daya pemompaan merupakan daya yang berasal dari pompa yang dapat dipindahkan dan digunakan ke fluida.

Besarnya daya pemompaan dapat dihitung dengan persamaan 2.9

(Frits Dietsel, cetakan ketiga, hal 252)

$$P_v = \gamma \times g \times H \times Q \quad \text{Hp} \dots \dots \dots (2.9)$$

Dengan :  $P_v$  = daya pemompaan (kw)

$\gamma$  = kerapatan fluida yang dipompa ( $\text{kg/m}^3$ )

$G$  = grafitasi ( $9,81 \text{ m/det}^2$ )

$H$  = tinggi tekanan pompa (m)

$Q$  = kapasitas pompa ( $\text{m}^3/\text{det}$ )

Untuk air bersih memiliki berat jenis ( $\gamma$ ) =  $1000 \text{ kg/m}^3$

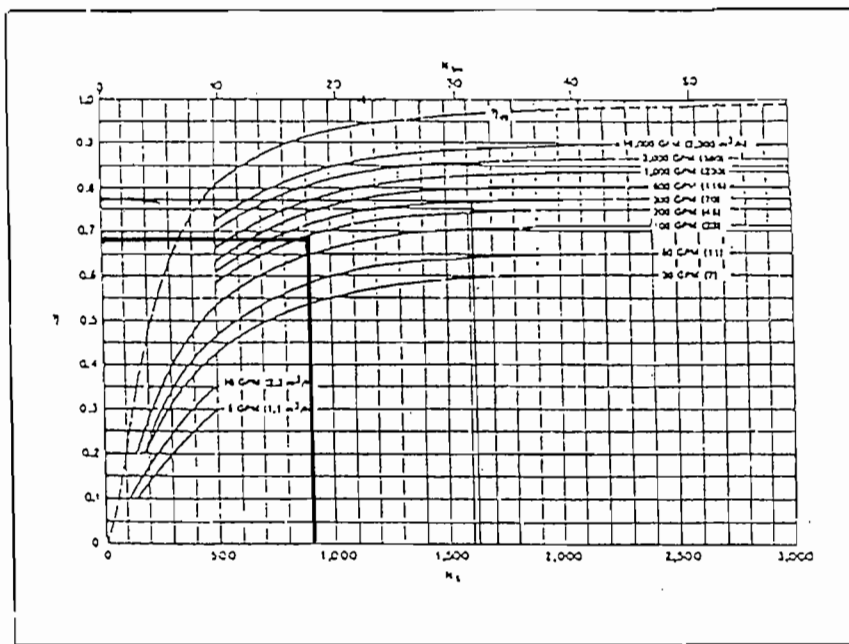
Maka daya pemompaan adalah :

$$\begin{aligned} P_v &= 1000 \times 9,81 \times 60 \times 0,01389 \\ &= 8175,654 \text{ watt} \\ &= 10,96 \text{ Hp} \end{aligned}$$

Guna menggerakkan pompa dengan daya pemompaan  $P_v$ , maka dibutuhkan daya motor penggerak yang lebih besar dari daya pemompaan tersebut. Besarnya daya motor penggerak dapat ditentukan dengan rumus :

$$P = \frac{P_v}{\eta_e}$$

$\eta_e$  merupakan efisiensi pompa yang dicari dengan grafik pada gambar 2.5



**Gambar 2.5 Efisiensi Pompa**  
(Karassik L.J., 1976, hal 2.13)

Dari perhitungan sebelumnya diketahui :

Kapasitas pompa ( $Q$ ) = 220,3 gpm (AS)

Putaran spesifik pompa ( $n_s$ ) = 982,249 rpm

Dari gambar 2.5 diperoleh efisiensi pompa  $\eta_e = 68 \%$

Sehingga :

$$P = \frac{8175,654}{0,68}$$

$$= 12023,02 \text{ watt} \quad = 12,023 \text{ Kw}$$

Sehingga daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa yang digunakan adalah 15 Kw.





## BAB III

### PERANCANGAN IMPELER

#### 3.1.1 Tinjauan Umum

Impeler merupakan bagian dari pompa yang berputar dengan sambungan pada poros. Didalam impeler fluida mendapatkan percepatan sedemikian rupa sehingga fluida tersebut mempunyai kecepatan mengalir melalui sudu-sudu impeler. Dan hal tersebut akan mengakibatkan zat cair dari saluran isap (*suction*) kemudian keluar melalui saluran tekan (*discharge*).

Salah satu pemakaian kecepatan spesifik adalah untuk menentukan klasifikasi jenis impeler pompa. Masing-masing jenis impeler memiliki daerah kecepatan spesifik sehingga impeler dapat berfungsi dengan baik.

Jenis-jenis impeler yang diklasifikasikan menurut kecepatan spesifik pada impeler adalah sebagai berikut :

#### 3.1.2 Impeler Radial

Sangat praktis dan dipakai pada semua pompa bertingkat banyak. Daerah kecepatan spesifik antara 500 rpm sampai dengan 3000 rpm. Perbandingan diameter buang (*discharge*) dengan mata sisi masuk (*inlet eye diameter*) adalah dua. Impeler ini dapat dipakai untuk tinggi tekan menengah (*medium*) dan tinggi tekan besar diatas 150 ft.

### 3.1.3 Impeler Jenis Francis

Impeler ini dipakai untuk tinggi tekan rendah, serta dengan pembuangan radial dan hisap aksial. Daerah kecepatan spesifik antara 1500 rpm sampai dengan 4500 rpm.

### 3.1.4 Impeler Jenis Aliran Campur

Aliran buang arahnya sebagian radial dan sebagian aksial. Diameter buang rata-rata sama dengan diameter sisi masuk (meskipun dapat lebih kecil). Daerah kecepatan spesifik antara 4500 rpm sampai dengan 8000 rpm.

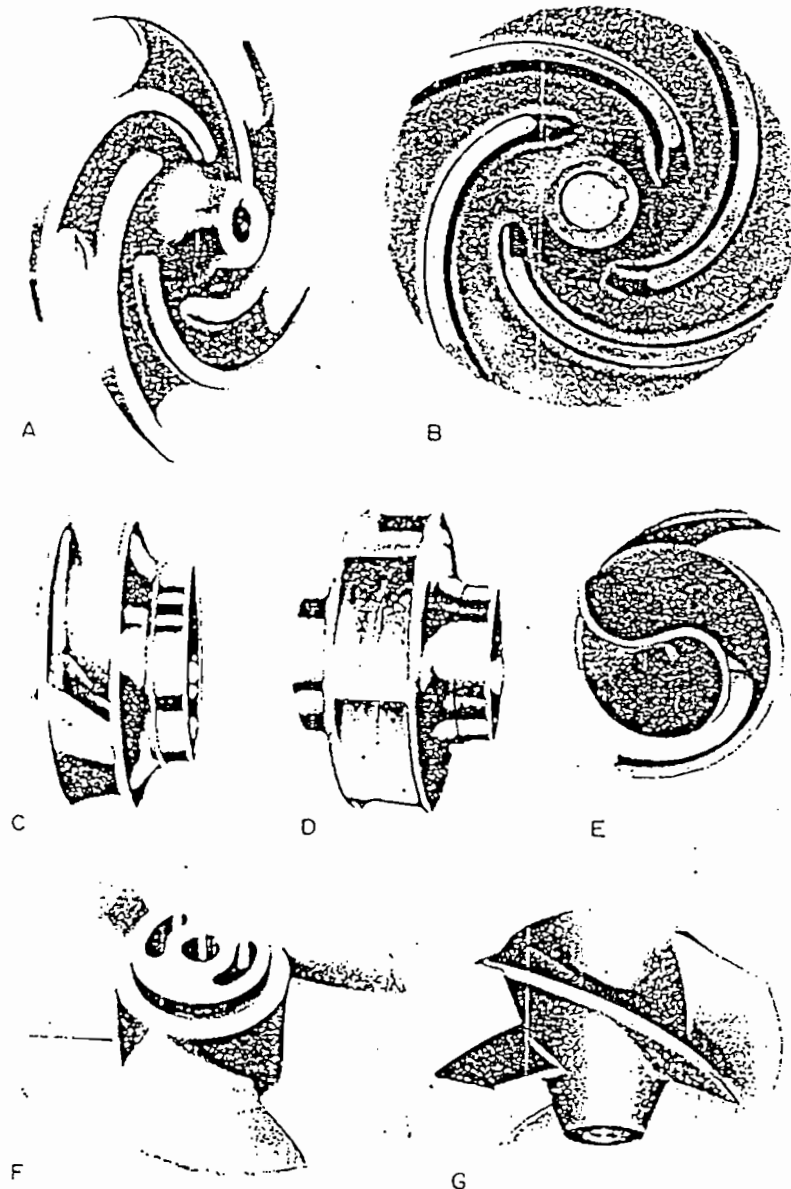
### 3.1.5 Impeler Jenis Propeler

Tinggi tekan yang dihasilkan oleh Impeler ini disebabkan oleh tolakan sudu-sudu dan aliran keseluruhannya arahnya aksial. Daerah kecepatan spesifik pada Impeler ini paling tinggi yakni diatas 8000 rpm. Impeler ini digunakan untuk tinggi tekan rendah (3 ft sampai dengan 40 ft), putaran rendah (200 sampai dengan 1800 rpm) dan kapasitas besar.

Disamping desain yang diklasifikasikan menurut kecepatan spesifiknya impeler juga dibedakan lagi jenisnya menurut cairan masuknya, detail baling-baling dan tujuan penggunaan Impeler tersebut.

Pada gambar 3.1 kita dapat melihat berbagai macam jenis Impeler, Impeler jenis terbuka (gambar 3.1) mempunyai baling-baling yang dipasang pada pusat sumbu poros dengan dinding relatif lebih kecil. Impeler semi terbuka B mempunyai selubung atau dinding yang relatif lebih kecil. Impeler tertutup C dan D mempunyai selubung pada kedua sisinya untuk aliran cairnya.

Unit hisap tunggal atau hisap ujung C mempunyai sisi masuk cairan pada satu sisi, jenis hisap D, cairan masuk dari kedua sisi. Yang ditunjukkan pada E, F dan G adalah desain untuk bahan kertas, jenis propelen dan aliran campur. Dalam perancangan ini, fluida dipompakan berupa air bersih, maka jenis Impeler yang cocok untuk digunakan adalah jenis tertutup.



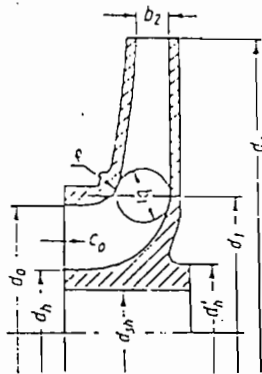
**Gambar 3.1 Bentuk Impeler**  
(Sumber : Tyler G Hicks & Edward, 1996, hal 19)

3.2 Perhitungan Bentuk Impeler

Pada perancangan impeler, ada bagian-bagian impeler pompa yang harus dihitung agar ukuran impeler proposional.

3.2.1 Perhitungan Diameter Poros

Bentuk ukuran utama impeler dapat dilihat dalam gambar 3.2



**Gambar 3.2 Dimensi Impeler**  
(Lazarkiewicz, 1995, hal 132)

Diameter poros impeler dihitung dengan menggunakan persamaan 3.1 (Sularso & Kiyokatsu Suga, 1991, hal 8)

$$D_s = \left( \frac{5,1}{\sigma_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot T \right)^{1/3} \dots\dots\dots(3.1)$$

- dengan :
- $\sigma_a$  = tegangan geser bahan yang akan diijinkan (kg/mm<sup>2</sup>)
  - $K_t$  = faktor koreksi untuk momen puntir (1,0 – 1,5)
  - $C_b$  = faktor koreksi untuk beban lentur (1,2 – 2,3)
  - $T$  = momen puntir yang diterima oleh poros (kgmm)

Momen puntir yang diterima oleh poros dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 3.2 (Sularso & Kiyokatsu Suga, 1991, hal 8)

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{Pd}{n} \text{ kg.mm} \dots\dots\dots(3.2)$$

dengan :  $Pd$  = daya motor penggerak (Kw)

$n$  = putaran motor penggerak pompa (rpm)

Dalam bab sebelumnya telah dihitung bahwa :

Daya motor = 15 Kw

Putaran motor penggerak = 2910 rpm

Sehingga momen puntir yang diterima oleh poros adalah :

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{15}{2910} \text{ kg.mm}$$

$$= 5020,62 \text{ kg.mm}$$

Diambil bahan poros pada tabel 3.1

**Tabel 3.1 Baja Karbon Untuk Konstruksi Mesin  
(Sularso & Suga, 1991, hal 3)**

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S 30 C	Penormalan	48	
	S 35 C	Penormalan	52	
	S 40 C	Penormalan	55	
	S 45 C	Penormalan	58	
	S 50 C	Penormalan	62	
	S 55 C	Penormalan	66	
Batang baja yang difinising dingin	S 35 C-D		53	Ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S 45 C-D		60	
	S 55 C-D		72	

Bahan yang digunakan untuk poros adalah S 45 C-D

Kekuatan tarik bahan yang diijinkan adalah ( $\sigma_B$ ) adalah = 60 kg/mm<sup>2</sup>

Untuk menghindari beban poros yang diterima pada poros maka diperlukan faktor keamanan. Sehingga tegangan geser bahan dapat ditentukan dengan persamaan 3.3 (Sularso & Kiyokatsu Suga, 1991, hal 8)

$$Ta = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2}$$

dengan :  $Sf_1$  = faktor keamanan 1 = 6,0

$Sf_2$  = faktor keamanan 2 = 3

Maka tegangan lentur bahan yang diijinkan adalah :

$$\begin{aligned} Ta &= \frac{60}{6,0 \times 3} \\ &= 3,333 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Untuk menentukan diameter poros impeler, diambil faktor koreksi untuk momen puntir  $Kt = 1,5$  dan faktor koreksi untuk tumbukan  $Cb = 2,0$  maka diameter poros impeler adalah :

$$\begin{aligned} Ds &= \left( \frac{5,1}{3,333} \times 2,0 \times 1,5 \times 5020,62 \right)^{1/3} \\ &= 28,458 \text{ mm} \end{aligned}$$

Maka diameter poros standart yang dipilih adalah 30 mm

Untuk menyambung poros dengan impeler dipergunakan pasak. Kedalaman alur pasak pada poros harus ditambahkan diameter poros hasil perhitungan diatas. Dari hasil perhitungan diatas diambil ukuran penampang pasak 10 x 8” (Sularso & Kiyokatsu Suga, 1991, hal 10).

Dengan kedalaman alur pasak pada poros ( $t_1$ ) = 5 mm

Maka diameter poros impeler menjadi :

$$\begin{aligned} D_s &= D_s \text{ perhitungan} + (t_1 \times 2) \\ &= 30 + (5 \times 2) \\ &= 40 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter poros impeler harus disesuaikan dengan diameter poros standart. Pada tempat yang akan dipasang bantalan gelinding dipilih diameter poros yang lebih besar dari harga yang cocok didalam tabel untuk menyesuaikan dengan diameter dalam bantalan. Dalam perancangan ini digunakan bantalan gelinding dan agar poros dapat memenuhi persyaratan perancangan poros yang diminta maka besarnya poros pada impeler  $D_s = 40$  mm

### 3.2.2. Diameter Hub (diameter leher)

Setelah diameter poros impeler sudah ditentukan, maka leher (diameter hub) dapat ditentukan. Diameter leher harus lebih besar dari diameter poros impeler. Dapat dicari dengan persamaan 3.4 (Lazarkiewicz S, 1965, hal 132)

$$D_h = (1,3 - 1,4) \times D_s \dots\dots\dots(3.4)$$

Diambil diameter hub adalah :

$$\begin{aligned} D_h &= 1,3 \times D_s \\ &= 1,3 \times 40 \\ &= 52 \text{ mm} \\ &= 2,047 \text{ in} \end{aligned}$$

Diameter hub bagian belakang dapat ditentukan dengan persamaan 3.5

(Lazarkiewicz S, 1965, hal 132)

$$D_h = (1,3 - 1,5) \times D_s \dots\dots\dots(3.5)$$

Diameter hub bagian belakang adalah :

$$\begin{aligned} D_h^I &= 1,4 \times D_s \\ &= 1,4 \times 40 \\ &= 56 \text{ mm} \\ &= 2,204 \text{ in} \end{aligned}$$

### 3.2.3 Diameter Mata Impeler

Diameter mata impeler dapat ditunjukkan dengan persamaan 3.6 (Austin H. Church, 1990, hal 93)

$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times Q_{tz}}{v_o} + D_h^2} \text{ in} \dots\dots\dots(3.6)$$

Dengan :  $Q_{tz}$  = kapasitas pompa (ft<sup>3</sup>/det)

$v_o$  = kecepatan masuk impeller (ft/det)

$D_h$  = diameter hub (in)

Kecepatan masuk ke mata impeler  $v_o$  biasanya dibuat lebih besar dari pada kecepatan masuk flens sisi hisap. Besarnya kecepatan masuk ke mata impeler antara 10 sampai dengan 15 ft/dt. Karena kerugian turbulensi dan kerugian gesekan yang sebanding dengan kuadrat kecepatan, maka kecepatan masuk dipertahankan sekecil mungkin. Kecepatan  $v_o$  yang kecil akan menyebabkan ukuran mata impeler besar sehingga ukuran impeler tidak proposional.



Kebocoran pompa besarnya kira-kira 2 sampai 10 % kapasitas pompa. Sehingga kapasitas total pompa harus lebih besar dari pada kapasitas yang telah ditentukan. (Austin H. Church, 1990, hal 93)

Dalam kenyataan pipa hisap (*suction*) dan pipa tekan (*disuction*) yang ada dipasaran sudahlah ada. Berdasarkan ukuran-ukuran diameter flens standar yang sudah ada adalah sebagai berikut : 1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 24, 30, dan 36 inci (Austin H. Church, 1993, hal 90).

Maka untuk menentukan kecepatan masuk flens sisi hisap diambil :

$$\begin{aligned} \text{Diameter pipa Flens} &= 4 \text{ in} \\ &= 0,1016 \text{ m} \end{aligned}$$

Luas penampang pipa hisap adalah :

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{4} \times \pi \times d^2 \\ A &= \frac{1}{4} \times \pi \times (0,1016)^2 \\ &= 0,0081 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Kecepatan aliran fluida pada flens dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan kontinuitas, yaitu :

$$Q = A.v$$

Dengan :  $Q$  = kapasitas pompa ( $\text{m}^3/\text{detik}$ )

$A$  = luas penampang pipa ( $\text{m}^2$ )

$v$  = kecepatan aliran pada pipa ( $\text{m}/\text{detik}$ )

Dari persamaan kontinuitas (persamaan 3.7) maka dapat ditentukan kecepatan aliran dalam pipa masuk sisi isap.

$$V_s = \frac{Q}{A}$$

$$V_s = \frac{0,01389}{0,0081}$$

$$= 1,715 \text{ m/detik}$$

$$= 5,627 \text{ ft/detik}$$

Didalam saluran sisi isap (*suction*), kecepatan aliran yang masuk besarnya kira-kira 4 sampai 18 ft/dt. Kecepatan aliran sisi masuk hasil perhitungan diatas disesuaikan dengan kapasitas yang ada.

Kecepatan masuk melalui mata impeler harus lebih besar dari pada kecepatan aliran sisi isap.

Maka diambil :

$$\text{Kecepatan } v_0 = 10 \text{ ft}$$

$$\text{Kerugian kebocoran} = 10 \%$$

Maka kapasitas total pompa adalah

$$\begin{aligned} Qtz &= Q + (10\% \times Q) \\ &= 0,4907 + 0,04907 \\ &= 0,53977 \text{ ft}^3/\text{detik} \end{aligned}$$

Kemudian dapat dihitung diameter mata impeler, yaitu :

$$\begin{aligned} D_o &= \left( \frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times 0,54}{10} + 2,204^2 \right)^{1/2} \\ &= 3,84 \text{ in} \\ &= 97,6 \approx 98 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.2.4 Diameter Sisi Masuk Impeler

Diameter sisi masuk impeler biasanya dibuat sama dengan diameter mata impeler  $D_o$ , agar terjadi aliran yang mulus dan turbulensi yang berlebihan dapat dihindarkan.

Maka besarnya diameter sisi masuk impeler adalah :

(Austin H Church, 1990, hal 94)

$$D_I = D_o$$

$$D_I = 98 \text{ mm}$$

$$= 3,858 \text{ in}$$

### 3.2.5 Lebar Impeler Sisi Masuk

Lebar impeler sisi masuk dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 3.8 (Austin H Church, 1990; hal 94)

$$b_I = \frac{144 \cdot Q}{\pi \cdot D_I \cdot v_{rI} \cdot \epsilon_I} \text{ in} \dots\dots\dots (3.8)$$

Dengan :  $Q$  = kapasitas total pompa ( $\text{ft}^3/\text{dt}$ )

$D_I$  = diameter sisi masuk impeler (in)

$v_{rI}$  = kecepatan sisi masuk impeler arah radial ( $\text{ft}/\text{dt}$ )

$\epsilon_I$  = faktor kontraksi

faktor kontraksi  $\epsilon_I$  biasanya antara 0,8 sampai dengan 0,9. diambil harga

faktor kontraksi  $\epsilon_I = 0,80$

Kecepatan radial sisi masuk biasanya lebih besar dari pada kecepatan  $v_o$ , kira-kira 5 sampai dengan 10 % dari harga  $v_o$ .

Diambil  $v_{ri} = 7,5 \%$ .

Maka kecepatan radial sisi masuk adalah :

$$\begin{aligned} v_{ri} &= 0,758 + 10 \\ &= 10,75 \text{ ft/detik} \\ &= 3,27 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

Sehingga lebar sisi impeler sisi masuk adalah :

$$\begin{aligned} b_1 &= \frac{144 \times 0,54}{\pi \times 3,84 \times 10,75 \times 0,80} \text{ in} \\ &= 0,75 \text{ in} = 19,05 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.2.6 Diameter Sisi Keluar Impeler

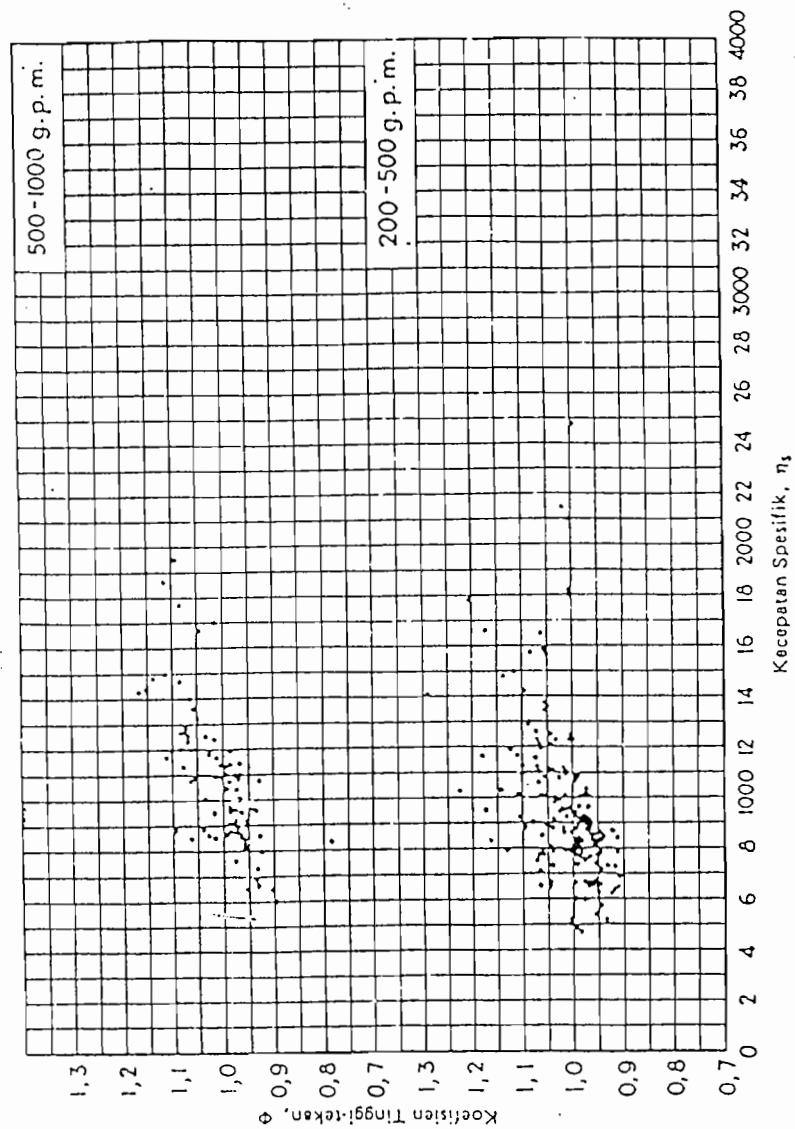
Diameter sisi keluar impeler dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 3.9 (Austin H Church, 1990, hal 94)

$$D_2 = \frac{1840 \cdot \Phi \cdot \sqrt{H}}{n} \text{ in} \dots\dots\dots(3.9)$$

dengan :  $H$  = tinggi tekan pompa (ft)

$\Phi$  = koefisien tinggi tekan overal

$n$  = putaran pompa (rpm)



**Gambar 3.3 Titik-titik Koefisien Tinggi Tekan  $\Phi$  – Tinggi Tekan Untuk Berbagai Kapasitas (Austin H Church, 1993, hal 102)**

Harga koefisien tinggi tekan overall  $\Phi$  antara 0,9 sampai dengan 1,2 dengan harga rata-rata mendekati angka satu. Harga ini dapat dilihat dalam gambar 3.3 diatas dan dapat diambil harga koefisien tinggi tekan overall rata-rata adalah  $\Phi = 1,1$

Sehingga diameter sisi keluar impeler adalah :

$$D_2 = \frac{1840.1,1.\sqrt{196,878}}{2910}$$

$$D_2 = 9,8 \text{ in}$$

$$= 247,885 \text{ mm} \approx 250 \text{ mm}$$

### 3.2.7 Lebar Sisi Keluar Impeler

Lebar keluar sisi impeler dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 3.10 (Austin H Church, 1990, hal 94)

$$b_2 = \frac{144.Q}{v_{r2}.D_s.\pi.\varepsilon_2} \text{ in} \dots\dots\dots(3.10)$$

dengan :  $Q$  = kapasitas total pompa (ft<sup>3</sup>/detik)

$v_{r2}$  = kecepatan aliran keluar arah radial (ft/detik)

$D_2$  = diameter sisi keluar impeler (in)

$\varepsilon$  = faktor kontraksi impeler sisi keluar

Harga kecepatan keluar radial  $v_{r2}$  dibuat sama dengan kecepatan masuk radial  $v_{r1}$  atau lebih kecil kira-kira 15 % dari  $v_{r1}$ . untuk menghindari perubahan kecepatan yang mendadak. Sedangkan faktor kontraksi sisi keluar impeler  $\varepsilon_2$  harganya antara 0,9 sampai dengan 0,95

Dalam perancangan ini diambil

$$\text{faktor kontraksi } \varepsilon_2 = 0,90$$

$$\begin{aligned} \text{kecepatan radial } v_{r2} &= v_{r1} - (15 \% \times v_{r1}) \\ &= 3,27 - (15 \% \times 3,27) \end{aligned}$$

$$= 2,78 \text{ m/detik}$$

$$= 9,12 \text{ ft/detik}$$

Sehingga lebar sisi keluar impeler adalah :

$$b_2 = \frac{144 \times 0,54}{9,12 \times 9,8 \times \pi \times 0,9}$$

$$= 0,3 \text{ in}$$

$$= 7,82 \text{ mm}$$

### 3.3 Penentuan Jumlah Sudu

Untuk menentukan jumlah sudu, maka terlebih dahulu menghitung kecepatan keliling pada sisi impeler yang dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 3.11 (Karasik I.J., 1976, hal 2.25)

$$U_1 = \frac{\pi \cdot r_1 \cdot n}{30 \cdot 1000} \text{ m/detik} \quad (3.11)$$

dengan :  $r_1$  = jari-jari sisi masuk impeler (mm)

$n$  = putaran poros impeler (rpm)

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

$$\text{Diameter sisi masuk impeler } (d_1) = 98 \text{ mm}$$

$$\text{Jari-jari sisi masuk impeler } (r_1) = 49 \text{ mm}$$

$$\text{Putaran poros impeler } (n) = 2910$$

Maka kecepatan keliling pada sisi masuk impeler adalah :

$$U_1 = \frac{\pi \times 49 \times 2910}{30 \times 1000}$$

$$= 14,924 \text{ m/detik}$$

$$= 48,965 \text{ ft/detik}$$

Kecepatan aliran radial pada sisi masuk impeler adalah :

$$\begin{aligned} v_{r1} &= 3,27 \text{ m/detik} \\ &= 10,75 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

Antara kecepatan keliling sisi masuk impeler  $U_1$  dengan kecepatan radial sisi masuk impeler membentuk suatu sudut. Besarnya sudut yang dibentuk adalah sebagai berikut :

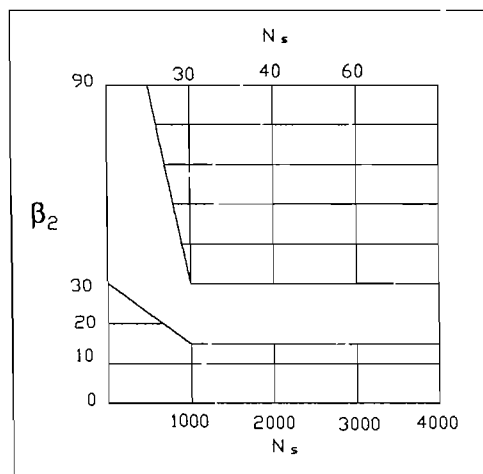
$$\begin{aligned} \tan \beta_1 &= \frac{v_{r1}}{U_1} \\ &= \frac{3,27}{14,924} \\ \tan \beta_1 &= 0,219 \\ \beta &= 12,36 \end{aligned}$$

Untuk mengimbangi kontraksi pada saat aliran ujung-ujung sudu, maka harga  $\tan \beta_1$  harus sesuai dengan batasan. Batasan harga  $\beta_1$  antara  $10^\circ$  sampai dengan  $25^\circ$ .

Maka besarnya  $\beta_1 = 15^\circ$  (Austin H Church, 1990, hal 94)

Harga sudut sisi keluar impeler  $\beta_2$  juga dapat dilihat dalam grafik (gambar 3.4)





**Gambar 3.4 Sudut Sudu Sisi Keluar Impeler Versus Kecepatan Spesifik (Karasik I.J., 1997, hal 94)**

Dalam perancangan diambil harga sudut pada sisi keluar impeler adalah  $\beta_2 = 26^\circ$

Untuk menentukan jumlah sudu pada impeler tersebut dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 3.12 (Austin H Church, 1990, hal 94)

$$z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \beta_m \dots \dots \dots (3.12)$$

dengan :  $D_2 =$  diameter sisi keluar impeler (mm)

$D_1 =$  diameter sisi masuk impeler (mm)

$\beta_m =$  sudu rata-rata ( $^\circ$ )

Besarnya sudu rata-rata  $\beta_m$  adalah :

$$\begin{aligned} \beta_m &= \frac{\beta_2 + \beta_1}{2} \\ &= \frac{15 + 20}{2} = 17,5 \end{aligned}$$

Jumlah sudu pada impeler tersebut adalah :

$$z = 6,5 \frac{250 + 98}{250 - 98} \sin 17,5$$

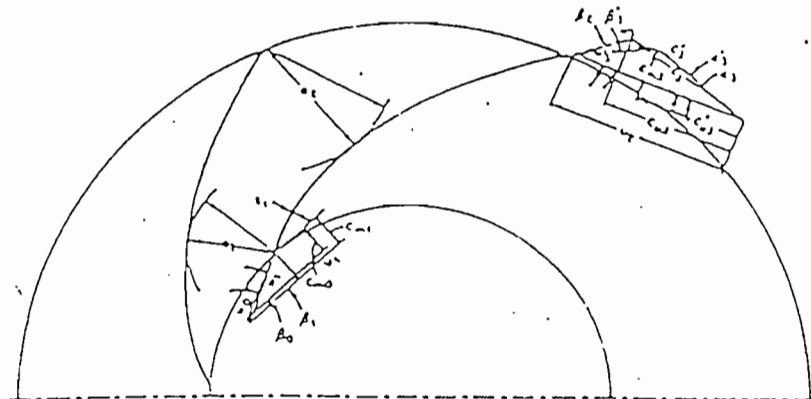
$$= 4,47 \approx 5 \text{ buah}$$

Jumlah sudu pada impeler memiliki batasan yaitu antara 5 sampai dengan 12 buah. Jadi jumlah sudu yang dirancang telah memenuhi syarat.

### 3.4 Segitiga Kecepatan

Kecepatan aliran fluida yang mengalir pada impeler dapat digambarkan dalam bentuk segitiga kecepatan (*Triangle Velocity*). Gambaran mengenai segitiga kecepatan dapat dilihat dalam gambar 3.5. Untuk menggambarkan segitiga kecepatan pada impeler dibagi menjadi dua bagian, yaitu :

- a. segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler
- b. segitiga kecepatan pada sisi keluar impeler



**Gambar 3.5 Segitiga Kecepatan pada Impeler  
(Karasik I.J, 1997, hal 2.14)**

keterangan :

$C$  = kecepatan absolut fluida (m/detik)

$U$  = kecepatan keliling absolut (m/detik)

$W$  = kecepatan relatif (m/detik)

$\beta$  = sudut antara kecepatan relatif  $W$  dengan kecepatan keliling  $U$  ( $^{\circ}$ )

$\beta$  = sudut antara kecepatan absolut  $C$  dengan kecepatan keliling  $U$  ( $^{\circ}$ )

### 3.4.1 Segitiga Kecepatan Pada Sisi Masuk

Dalam menggambarkan segitiga kecepatan, segitiga pada sisi masuk impeler, fluida yang masuk ke sudu-sudu impeler secara radial sehingga sudut masuk absolut  $\alpha_1 = 90^{\circ}$

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Kecepatan keliling absolut ( $U_1$ ) = 14,924 m/detik

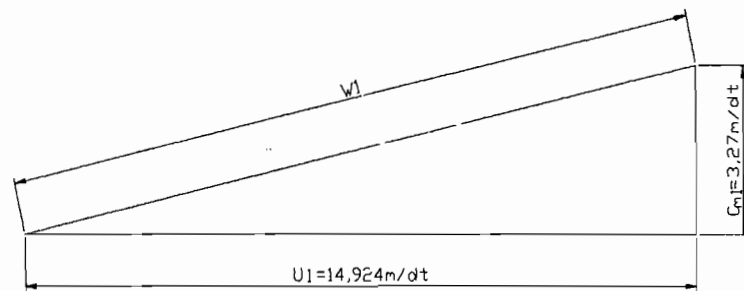
= 48,965 ft/detik

Sudut sisi masuk ( $\beta_1$ ) =  $15^{\circ}$

Kecepatan radial sisi masuk impeler ( $C_{m1}$ ) = 3,27 m/detik

= 16,125 ft/detik

Dari data diatas dapat digambarkan segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler seperti gambar 3.6



**Gambar 3.6 Segitiga Kecepatan Sisi Masuk Impeler**

Dengan menggunakan persamaan trigonometri maka dapat dicari harga kecepatan relatif pada sisi masuk impeler, yaitu :

$$W_1 = \frac{U_1}{\cos \beta_1}$$

$$W_1 = \frac{14,924}{\cos 15}$$

$$= 15,45 \text{ m/detik}$$

### 3.4.2 Segitiga Kecepatan Pada Sisi keluar

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan radial sisi masuk impeler } (v_{r2}) &= 4,178 \text{ m/detik} \\ &= 13,7 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

$$\text{Sudut sudu sisi keluar impeler } (\beta_1) = 20^\circ$$

Maka kecepatan keliling sisi keluar impeler dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 3.13 (Karasik I.J, 1976, hal 2.11)

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H}{\psi}} \text{ m/detik} \dots\dots\dots(3.13)$$

dengan :  $H$  = tinggi tekan pompa (meter)

$\Psi$  = koefisien tinggi tekan pompa

Harga koefisien  $\Psi$  dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 3.14

(Karasik I.J, 1976, hal 2.11)

$$\Psi = 2 \cdot \mu \cdot \eta \left( 1 - \frac{C_{m2}}{U_2} \cdot \cot \beta_2 \right) \dots \dots \dots (3.14)$$

dengan :  $\mu$  = faktor slip (slip ring)

$\eta_H$  = efisiensi hidrolis

Harga faktor slip (*slip ring*)  $\mu$  dicari dengan menggunakan persamaan 3.15

(Karasik I.J, 1976, hal 2.10)

$$\mu = 1 - \frac{\pi \cdot \sin \beta_2}{z} \dots \dots \dots (3.15)$$

dengan :  $z$  = jumlah sudu pada impeler

Sehingga slip ring  $\mu$  adalah :

$$\begin{aligned} \mu &= 1 - \frac{\pi \cdot \sin 20}{5} \\ &= 0,785 \end{aligned}$$

Harga efisiensi hidrolis  $\eta_H$  dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 3.16

(Karasik I.J, 1976, hal 2.10)

$$\eta_H = 1 - \frac{0,071}{Q^{0,25}} \dots \dots \dots (3.16)$$

dengan :  $Q$  = kapasitas pompa (m<sup>3</sup>/detik)

Dari data perhitungan sebelumnya telah diperoleh kapasitas pompa adalah :

$$Q_{bz} = 0,015279 \text{ m}^3/\text{detik.}$$

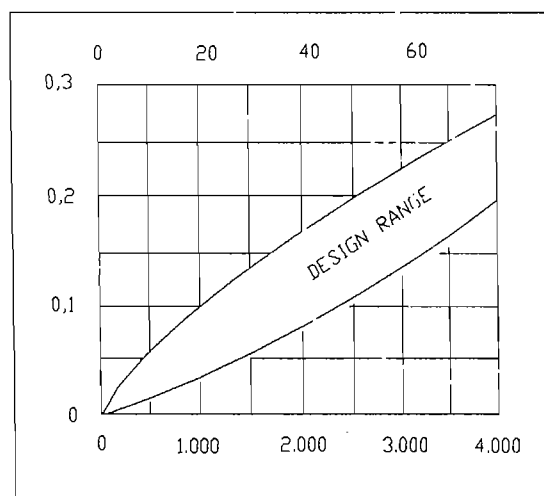
Maka harga efisiensi hidrolis  $\eta_H$  adalah :

$$\eta_H = 1 - \frac{0,071}{0,015279^{0,25}}$$

$$= 0,797$$

Harga perbandingan  $\frac{C_{m2}}{U_2}$  dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

grafik 3.7 dibawah ini.



**Gambar 3.7  $C_{m2}/U_2$  Versus Kecepatan Spesifik  
(Karasik I.J, 1976, hal 2.10)**

Dari gambar grafik 3.6 dapat ditentukan bahwa harga perbandingan  $\frac{C_{m2}}{U_2}$  yaitu :

$$\frac{C_{m2}}{U_2} = 0,075$$

Sehingga koefisien tinggi tekan pompa  $\psi$  dapat diperoleh yaitu :

$$\psi = 2 \times 0,785 \times 0,797 \times (1 - 0,075 \cot 15^\circ)$$

$$= 0,9$$

Maka harga kecepatan keliling pada sisi keluar impeler adalah :

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \times 9,81 \times 60}{0,9}}$$

$$= 36,16 \text{ m/detik}$$

$$= 118,65 \text{ ft/detik}$$

Kecepatan meridian pada sisi keluar impeler dapat dicari dengan menggunakan persamaan 3.18 (Karasik I.J, 1976, hal 2.10)

$$C_{m2} = \frac{C_{m2}}{U_2} U_2 \text{ m/detik} \dots\dots\dots(3.18)$$

Maka harga kecepatan meridian adalah :

$$C_{m2} = 0,075 \times 36,16$$

$$= 2,712 \text{ m/detik}$$

$$= 8,9 \text{ ft/detik}$$

Kecepatan keliling absolut pada sisi keluar impeler tanpa adanya faktor slip (kecepatan keliling absolut teoritis) diperoleh dengan persamaan 3.19 (Karasik I.J, 1976, hal 2.10)

$$C_{u2} = U_2 - C_{m2} \cdot \cot \beta_2 \dots\dots\dots(3.19)$$

Maka harga kecepatan keliling teoritis adalah :

$$C_{u2} = 36,16 - (2,712 \cdot \cot 20^\circ)$$

$$= 28,7 \text{ m/detik}$$

$$= 94,19 \text{ ft/detik}$$

Kecepatan keliling absolut pada sisi keluar impeler yang sebenarnya dipengaruhi adanya faktor slip, maka besarnya kecepatan keliling absolut yang

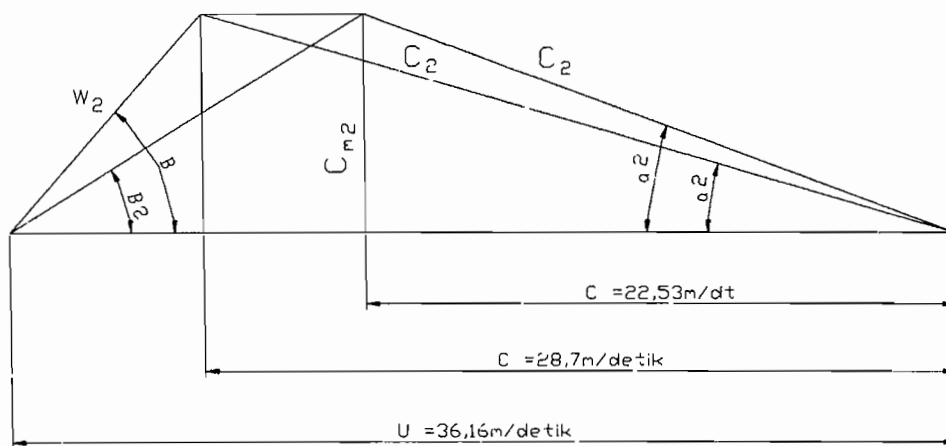
sebenarnya dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 3.20 (Karasik I.J, 1976, hal 2.10)

$$C_{u'} = \mu \times C_{u2} \text{ m/detik} \dots\dots\dots(3.20)$$

Maka nilai kecepatan keliling absolut yang sebenarnya adalah :

$$\begin{aligned} C_{u'} &= 0,785 \times 28,7 \\ &= 22,53 \text{ m/detik} \\ &= 73,91 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan diatas dapat digambarkan segitiga kecepatan sisi keluar impeler.



**Gambar 3.8 Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler**

Sudut keluar absolut teoritis

$$\begin{aligned} \tan \alpha_2 &= \frac{C_{m2}}{C_{u2}} \\ &= \frac{2,712}{28,7} = 0,094 \\ \alpha_2 &= 5,4^\circ \end{aligned}$$



Sudut keluar absolut sebenarnya adalah :

$$\begin{aligned}\tan \alpha_2 &= \frac{C_{m2}}{C_{u2}} \\ &= \frac{2,712}{22,53} = 0,12\end{aligned}$$

$$\alpha_2 = 6,84^\circ$$

Kecepatan fluida yang sebenarnya

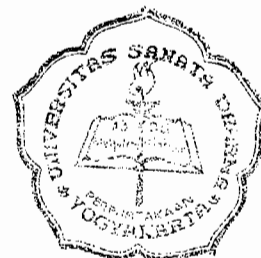
$$\begin{aligned}C_2 &= \sqrt{(C_{u2})^2 + (C_{m2})^2} \\ &= \sqrt{(28,7)^2 + (2,712)^2} \\ &= 28,83 \text{ m/detik} \\ &= 94,586 \text{ ft/detik}\end{aligned}$$

Kecepatan fluida yang sebenarnya

$$\begin{aligned}C_2' &= \sqrt{(C_{u2})^2 + (C_{m2})^2} \\ &= \sqrt{(22,53)^2 + (2,712)^2} \\ &= 22,69 \text{ m/detik} \\ &= 74,44 \text{ ft/detik}\end{aligned}$$

Kecepatan relatif antara fluida teoritis

$$\begin{aligned}W_2 &= \sqrt{(C_{m2})^2 + (U_2 - C_{u2})^2} \\ &= \sqrt{(2,712)^2 + (36,16 - 28,7)^2} \\ &= 5,357 \text{ m/detik} \\ &= 17,57 \text{ ft/detik}\end{aligned}$$



Kecepatan relatif antara fluida yang sebenarnya

$$\begin{aligned}W_2' &= \sqrt{(C_{m2})^2 + (U_2 - C_{u2})^2} \\&= \sqrt{(2,712)^2 + (36,16 - 22,53)^2} \\&= 13,9 \text{ m/detik} \\&= 45,6 \text{ ft/detik}\end{aligned}$$

Sudut yang terbentuk antara kecepatan relatif  $W_2'$  dengan kecepatan keliling  $U_2$

$$\begin{aligned}\sin \beta_2 &= \frac{C_{m2}}{W_2} \\&= \frac{2,712}{13,9} = 0,195 \\ \beta_2 &= 11,25^\circ\end{aligned}$$

## BAB IV

### BENTUK SUDU

#### 4.1 Pemilihan Bentuk Sudu

Faktor yang mempengaruhi dalam pemilihan bentuk sudu adalah harga sudut keluar  $\beta_2$ . didalam perancangan ini harga sudut sudu keluar  $\beta_2$  telah ditentukan dalam perhitungan sebelumnya  $\beta_2 = 20^\circ$

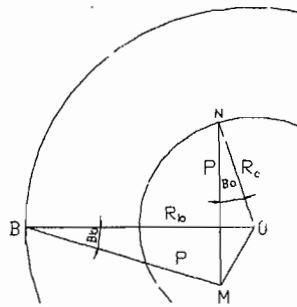
#### 4.2 Pelukisan Bentuk Sudu

Antara ujung sudu sisi masuk dengan ujung sisi keluar memiliki kecepatan yang relatif, kecepatan radial dan kecepatan absolut. Bila kedua ujung-ujung sudu tersebut menjadi sebuah kurva terhadap jari-jari impeler dengan harga diantara kedua ujung-ujung tersebut telah diketahui.

Dalam pelukisan sudu, terdapat dua metode pelukisan. Yaitu metode busur tangen (*arcus tangen*) dan metode koordinat polar.

Didalam pelukisan impeler dengan metode arcus tangen, impeler dibagi menjadi beberapa lingkaran yang konsentrik antara jari-jari sisi masuk impeler dengan jari-jari sisi keluar impeler.

Untuk perancangan sudu ini dipergunakan metode busur tangen atau metode arcus tangen seperti gambar 4.1.



**Gambar 4.1 Pelukisan Sudu dengan Busur Tangen**  
(Austin H Church, 1990, hal 104)

Sedangkan jari-jari kelengkungan busur sudu yang berada pada setiap lingkaran dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 4.1

(Austin H Church, 1990, hal 104)

$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2(R_b \cos \beta_b - R_a \cos \beta_a)} \dots\dots\dots(4.1)$$

dengan :  $R_a$  = jari-jari lingkaran impeler sisi dalam (mm)

$R_b$  = jari-jari lingkaran impeler sisi luar (mm)

$\beta_a$  = sudut pada lingkaran sisi dalam ( $^\circ$ )

$\beta_b$  = sudut pada lingkaran sisi luar ( $^\circ$ )

Antara jari-jari lingkaran sisi masuk impeler dengan jari-jari lingkaran sisi keluar impeler dibagi menjadi lima lingkaran yang konsentris untuk melukiskan sudu. Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Jari-jari sisi masuk impeler ( $R_1$ ) = 49 mm

Jari-jari sisi keluar impeler ( $R_2$ ) = 125 mm

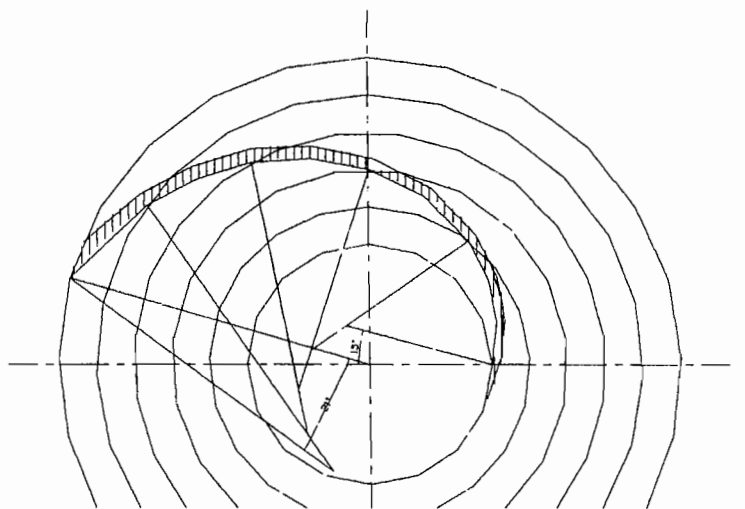
Sudut sudu sisi masuk impeler ( $\beta_1$ ) =  $15^\circ$

Sudut sudu sisi keluar impeler ( $\beta_2$ ) =  $20^\circ$

Dengan menggunakan persamaan 4.1 diatas dapat digunakan untuk menghitung harga jari-jari kelengkungan busur sudu pada setiap lingkaran dan hasil perhitungan dapat dilihat dalam tabel 4.1

**Table 4.1 Jari-jari Kelengkungan Sudu**

Lingkaran	R (mm)	R <sup>2</sup>	B (o)	Cos B	R Cos B	Rb Cos B - Ra Cos B	Rb <sup>2</sup> - Ra <sup>2</sup>	P (mm)
1	49	2401	15	0.966	47.334			
B	64.2	4121.64	16	0.961	61.696	14.362	1,720.640	59.902
C	79.4	6304.36	17	0.956	75.906	14.210	2,182.720	76.801
D	94.6	8949.16	18	0.951	89.965	14.058	2,644.800	94.066
E	109.8	12056.04	19	0.945	103.761	13.796	3,106.880	112.597
						13.614	3,568.960	131.077
2	125	15625	20	0.939	117.375			



**Gambar 4.2 Pelukisan Sudu**

Dari hasil perhitungan diatas maka dapat digambarkan bentuk sudu seperti dalam gambar 4.2. Untuk mengecek ketelitian dalam pelukisan sudu dapat dilihat sudut busur yang terakhir harus sama dengan sudut  $\beta_2$  yaitu  $20^\circ$ .

### 4.3 Tebal Sudu

Untuk menentukan tebal sudu pada impeler dapat digunakan persamaan 4.2 (Austin H Church, 1990, hal 104)

$$\varepsilon = \frac{\pi \times d - \frac{z \cdot t}{\sin \beta}}{\pi \times d} \dots\dots\dots (4.2)$$

dengan :  $d$  = diameter lingkaran impeper (mm)

$\varepsilon$  = Faktor kontraksi

$z$  = jumlah sudu

$t$  = tebal sudu (mm)

$\beta$  = sudut sudu ( $^{\circ}$ )

Dari hasil perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa pada sisi masuk impeler diperoleh hasil :

Diamater sisi masuk ( $d_1$ ) = 98 mm

Faktor kontraksi ( $\varepsilon$ ) = 0,80

Jumlah sudu ( $z$ ) = 5

Sudut sisi masuk impeler ( $\beta_1$ ) =  $15^{\circ}$

Maka tebal sudu sisi masuk impeler adalah :

$$t_1 = \frac{(1 - \varepsilon_1) \times \pi \times d \times \sin \beta_1}{z}$$

$$t_1 = \frac{(1 - 0,80) \times \pi \times 98 \times \sin 15}{5}$$

$$= 3,2 \text{ mm}$$

$$= 0,13 \text{ in}$$

Sedangkan pada sisi keluar telah diketahui bahwa

$$\text{Diameter sisi keluar } (d_2) = 250 \text{ mm}$$

$$\text{Faktor kontraksi } (\varepsilon) = 0,90$$

$$\text{Jumlah sudu } (z) = 5$$

$$\text{Sudut sisi masuk impeler } (\beta_2) = 20^\circ$$

Maka tebal sudu sisi masuk impeler adalah :

$$t_1 = \frac{(1 - \varepsilon_1) \times \pi \times d \times \sin \beta_1}{z}$$

$$t_1 = \frac{(1 - 0,90) \times \pi \times 250 \times \sin 20}{5}$$

$$= 5,37 \text{ mm}$$

$$= 0,212 \text{ in}$$

Untuk lingkaran antara diameter sisi masuk dengan diameter sisi keluar harga tebal sudu dapat dilihat dalam table 4.2.

**Table 4.2 Tebal Kelengkungan Sudu**

Lingkaran	D (mm)	$\varepsilon$	$\pi \cdot d$	$\beta$ (°)	$\sin \beta$	z	t (mm)
1	98	0.8	307.72	15	0.259	5	3.188
B	128.4	0.82	403.176	16	0.275	5	3.991
C	158.8	0.84	498.632	17	0.292	5	4.659
D	189.2	0.86	594.088	18	0.309	5	5.140
E	219.6	0.88	689.544	19	0.325	5	5.378
2	250	0.9	785	20	0.342	5	5.369

#### 4.4 Lebar Lajuan

Untuk menentukan lebar lajuan menggunakan persamaan 4.3 (Austin H Church, 1990, hal 104)

$$b = \frac{144 \times Q}{\pi \times d \times \varepsilon \times v_r} \dots\dots\dots (4.3)$$

dengan :  $Q$  = kapasitas pompa ( $\text{ft}^3/\text{detik}$ )

$d$  = diameter laluan (in)

$v_r$  = kecepatan aliran radial ( $\text{ft}/\text{detik}$ )

$\varepsilon$  = faktor kontraksi

Hasil perhitungan lebar laluan dapat dilihat dari tabel 4.3

**Tabel 4.3 Lebar Laluan**

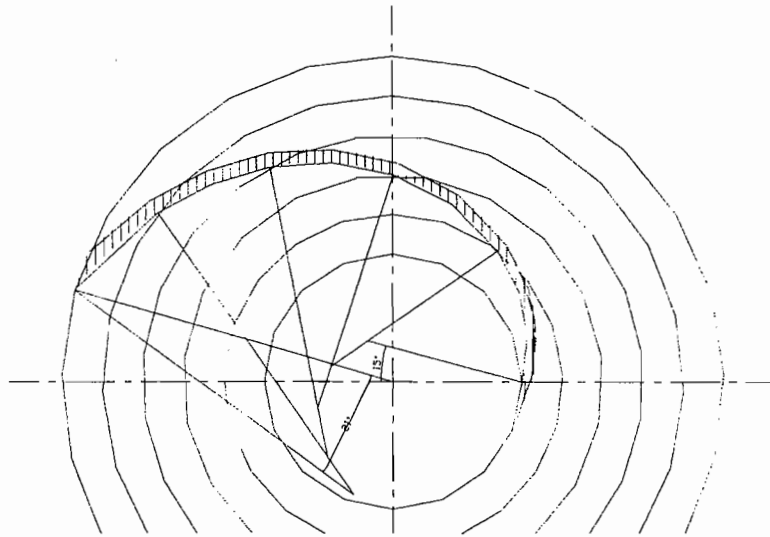
Lingkaran	$D$ (mm)	$\varepsilon$	$\pi.d$	$V_r$ (ft/detik)	$Q$	$b$	$B$
1	3.858	0.8	12.115	10.750	0.54	0.746	18.957
B	5.055	0.82	15.873	10.424	0.54	0.573	14.557
C	6.252	0.84	19.631	10.098	0.54	0.467	11.861
D	7.449	0.86	23.389	9.772	0.54	0.396	10.048
E	8.646	0.88	27.147	9.446	0.54	0.345	8.752
2	9.843	0.9	30.906	9.120	0.54	0.307	7.786

#### 4.5 Pemilihan Bahan Impeler

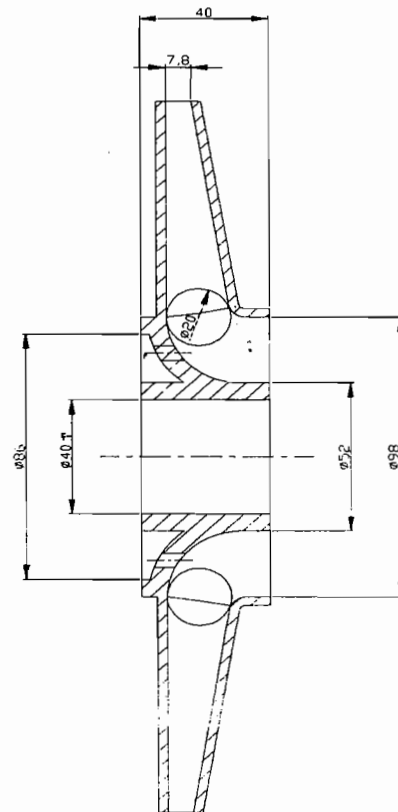
Untuk menentukan bahan impeler yang akan digunakan harus memperhatikan sifat-sifat fluida yang akan dipompakan dan juga keadaan sekitar daerah pemompaan. Dalam pemilihan bahan impeler and pompa telah ditentukan seperti dalam tabel 4.4 bahan pompa (*lampiran*). Dalam perancangan impeler ini yang digunakan adalah bahan dari perunggu.



Dari hasil perhitungan diatas dapat digambarkan bentuk desain sudu dan penampang impeler secara keseluruhan seperti dibawah ini :



**Gambar 4.2 Bentuk Desain Sudu**



**Gambar 4.3 Penampang Impeler**

## BAB V

### PERANCANGAN RUMAH POMPA

#### 5.1 Dasar Perancangan

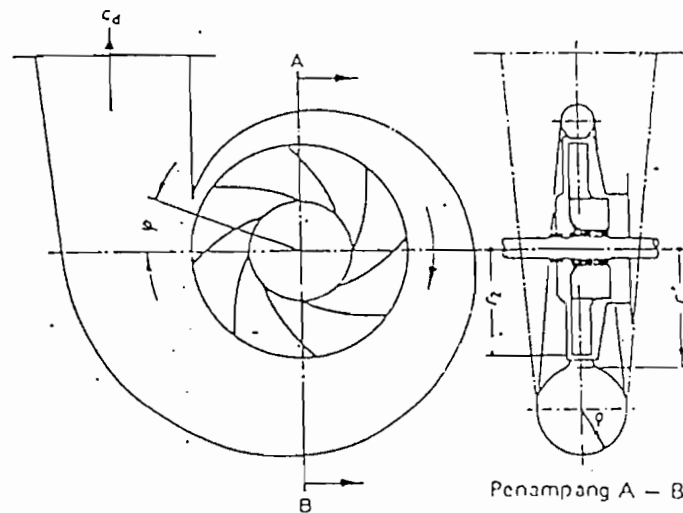
Rumah keong berfungsi sebagai ruang yang digunakan untuk mengumpulkan fluida, secara perlahan-lahan kecepatan fluida melambat. Pada rumah keong energi kinetik fluida diubah menjadi energi tekanan. Karena fluida yang keluar dari impeler bertambah besar, maka laluan fluida pada sisi tekan dibuat semakin besar.

Sebagai gambaran mengenai perancangan rumah keong (*volut casing*) dapat dilihat dalam gambar 5.1. Penampang melintang rumah spiral searah dengan putaran roda jalan yang dibuat makin besar karena arus volume fluida yang melampui dari sudu jalan akan bertambah banyak sampai volume terakhir. Dalam perancangan pompa sentrifugal yang mempergunakan rumah spiral yang besar kebanyakan dibuat sampai  $370^\circ$  yang selanjutnya dihubungkan dengan saluran tekan yang berbentuk kerucut. (Fritz Dietsel, 1996, hal 257)

Rumah pompa sentrifugal dapat berupa rumah terbelah mendatar (a), vertikal (b), atau menurut diagonalnya (pada sudut tidak sama dengan  $90^\circ$ ). Rumah pompa yang terbelah mendatar juga dapat disebut terbelah secara aksial. Baik nosel hisap maupun nosel buang yang umumnya berada pada belahan bawah rumah pompa, sedangkan belahan atas diangkat untuk mempermudah pemeriksaan. Rumah pompa yang terbelah secara vertikal disebut terbelah secara radial. Rumah jenis ini dipakai pada desain-desain yang terkopel berdekatan atau hisapan ujung

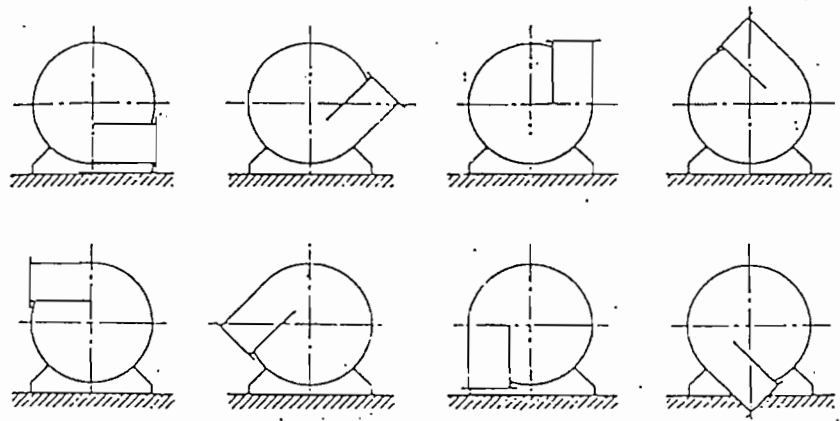
yang dipasang pada rangka. Rumah pompa yang berbentuk tabung C dan D yang dipakai pada pompa difuser dan rumah keong yang bertekanan tinggi. Rumah bagian dalam dibuat sesuai dengan rumah bagian luar. Tekana buang yang bekerja pada rumah bagian dalam akan memberikan gaya perapatan guna menjaga paruhan rumah pompa.

Dalam perancangan ini rumah pompa yang digunakan adalah rumah pompa yang terbelah secara mendatar.



**Gambar 5.1 Rumah Spiral**  
(Fritz Diezels, 1996, hal 274)

Pipa buang yang meninggalkan pompa biasanya adalah mendatar, tetapi ini dapat digeser kesetiap posisi yang dikehendaki. Pengeseran posisi pipa buang dengan perputaran  $45^\circ$  seperti pada gambar 5.2.

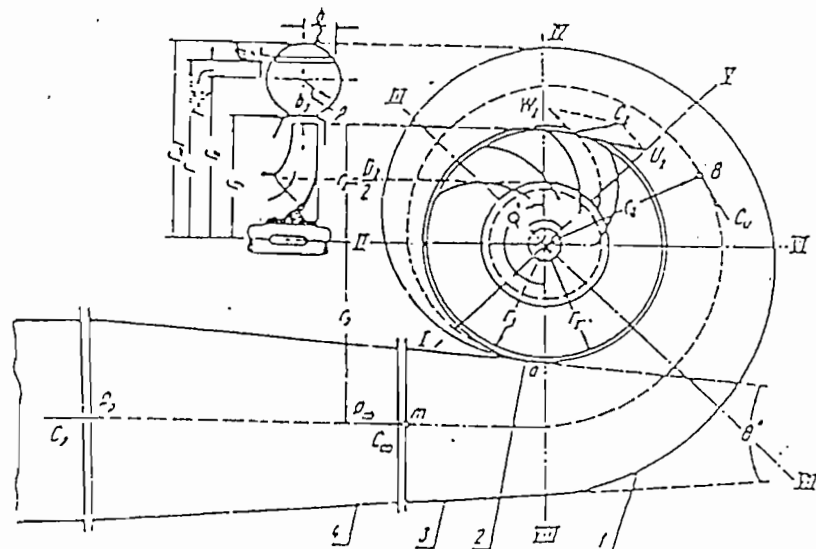


**Gambar 5.2 Posisi Konfensional Flens Buang**  
(Sumber: Austin H. Church, 1993, hal 153)

## 5.2 Perancangan Rumah Pompa

Didalam perancangan sebuah pompa, diasumsikan bahwa kecepatan rata-rata fluida yang mengalir dalam pompa adalah konstan. Kecepatan fluida pada setiap bagian dalam pompa dianggap sama.

Sebagai gambaran mengenai perancangan rumah pompa (*volut casing*) dapat dilihat dalam gambar 5.3.



**Gambar 5.3 Desain Rumah Keong**  
(Sumber: Khetagurov. M., hal 248)

Untuk merancang rumah keong seperti pada gambar 5.3, rumah pompa dibagi menjadi beberapa bagian dan penampang volut diasumsikan berbentuk lingkaran. Antara sisi keluar impeler dengan lidah (*tongue*) casing perlu diberikan jarak antara (*clearance*). Jari-jari lidah dibuat lebih besar dari pada jari-jari luar impeler.

Besarnya jari-jari lidah dapat kita diperoleh dengan menggunakan persamaan 5.1 (Khetagurov. M., hal 245)

$$r_3 = (1,02 - 1,05) \cdot r_2 \text{ mm} \dots\dots\dots (5.1)$$

dengan :  $r_2 =$  jari-jari luar impeler (mm)

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa jari-jari keluar impeler  $r_2 = 125$ , maka besarnya jari-jari lidah adalah :

$$\begin{aligned} r_3 &= 1,04 \times 125 \\ &= 130 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sedangkan lebar celah saluran volut  $b_3$  diperoleh dengan menggunakan persamaan 5.2 (Khetagurov. M., hal 248)

$$b_3 = b_2 + 0,025 \cdot r_2 \dots\dots\dots (5.2)$$

dengan :  $b_2 =$  lebar sisi keluar impeler (mm)

Dari hasil perhitungan sebelumnya telah diperoleh lebar sisi luar impeler  $b_2 = 7,82$  mm maka besarnya celah volut  $b_3$  adalah :

$$\begin{aligned} b_3 &= 7,82 + (0,025 \times 125) \\ &= 7,82 + 3,125 \\ &= 10,945 \approx 11 \text{ mm} \end{aligned}$$

Penampang volut berupa lingkaran, jari-jari volut dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 5.3 (Khetagurov. M , hal 248)

$$\rho = \frac{\varphi^{\circ}}{x} + \sqrt{2 \frac{\varphi^{\circ}}{x} \times r_3} \text{ mm} \dots\dots\dots(5.3)$$

dengan :  $\varphi^{\circ}$  = sudut perbagian ( $^{\circ}$ )

$r_3$  = jari-jari lidah volut (mm)

$x$  = konstanta

Untuk mendapatkan harga konstanta  $x$  dengan menggunakan persamaan 5.4 (Khetagurov. M., hal 247)

$$x = \frac{720}{Q} \times k_u \times \pi \dots\dots\dots(5.4)$$

dengan :  $Q$  = kapasitas pompa ( $\text{m}^3/\text{detik}$ )

$k_u$  = konstanta

Nilai konstanta  $k_u$  merupakan hasil perkalian antara kecepatan keliling absolut dengan jari-jari impeler dengan persamaan 5.5 (Khetagurov. M., hal 247)

$$C_{u3} \cdot r_3 = C_{u2} \cdot r_2 = C_u \cdot r = \text{konstanta} \dots\dots\dots(5.5)$$

Dalam perhitungan sebelumnya telah diperoleh

Kecepatan absolut aliran fluida ( $C_u$ ) = 22,53 m/detik

Jari-jari keluar impeler ( $r_2$ ) = 125 mm

= 0,125 m

Maka harga konstanta  $k_u$  adalah :

$$\begin{aligned} k_u &= C_{u2} \cdot r_2 \\ &= 22,53 \times 0,125 \\ &= 2,82 \text{ m}^2/\text{detik} \end{aligned}$$

Dengan kapasitas pompa  $Q = 0,01389 \text{ m}^3/\text{detik}$ , maka harga konstanta  $x$  dapat diperoleh yaitu :

$$x = \frac{720}{0,01389} \times 2,86 \times 3,14$$

$$= 458996,11 \text{ permeter}$$

$$= 458,996 \text{ permilimeter}$$

Setelah harga konstanta diketahui maka dengan menggunakan persamaan 5.3 dapat dicari harga jari-jari volut. Hasil selengkapnya dapat kita dilihat dalam tabel 5.1

**Table 5.1 Perhitungan Rumah Volut**

Bagian	$\varphi^\circ$	$\frac{\varphi^\circ}{x}$	$2\frac{\varphi^\circ}{x}$	$2\frac{\varphi^\circ}{x}r_3$	$\sqrt{2\frac{\varphi^\circ}{x}r_3}$	$\rho$ (mm)	$r_3 + \rho$ (mm)	$r_{vol}$ (mm)
I	10	0.022	0.044	5.665	2.380	2.402	132.402	134.804
II	45	0.098	0.196	25.490	5.049	5.147	135.147	140.294
III	90	0.196	0.392	50.981	7.140	7.336	137.336	144.672
IV	135	0.294	0.588	76.471	8.745	9.039	139.039	148.078
V	180	0.392	0.784	101.962	10.098	10.490	140.490	150.980
VI	225	0.490	0.980	127.452	11.289	11.780	141.780	153.559
VII	270	0.588	1.176	152.943	12.367	12.955	142.955	155.910
VIII	315	0.686	1.373	178.433	13.358	14.044	144.044	158.088
IX	360	0.784	1.569	203.923	14.280	15.064	145.064	160.129
X	370	0.806	1.612	209.588	14.477	15.283	145.283	160.567

### 5.3 Nosel Buang (Discharge nozzle)

Nosel Buang (*Discharge nozzle*) merupakan bagian dari rumah keong yang dihubungkan dengan saluran pipa tekan. Oleh karena itu penampang ujung nosel buang dengan penampang pipa tekan adalah sama. Pada saluran pipa tekan,

diameter pipa biasanya dibuat lebih kecil dari diameter hisapnya. Hal ini berfungsi untuk menghindari kesukaran-kesukaran akibat terjadinya kavitasi.

Untuk menentukan diameter pipa dapat dipergunakan ukuran diameter pipa standart yang ada dipasaran. Pemilihan diameter pipa tekan harus disesuaikan dengan kecepatan fluida dalam pipa tersebut. Kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan memiliki batas kecepatan aman yaitu antara 12 sampai 14 ft/detik. Bila kecepatan aliran fluida dalam pipa tersebut telah disesuaikan dengan batasannya, maka pemilihan pipa telah sesuai dan aman untuk dipergunakan.

Dalam perancangan ini ukuran diameter yang dipilih adalah :

$$\begin{aligned} \text{Diameter pipa} &= 3 \text{ in} \\ &= 76,2 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\text{Kapasitas pompa } Q = 0,01389 \text{ m}^3/\text{detik}$$

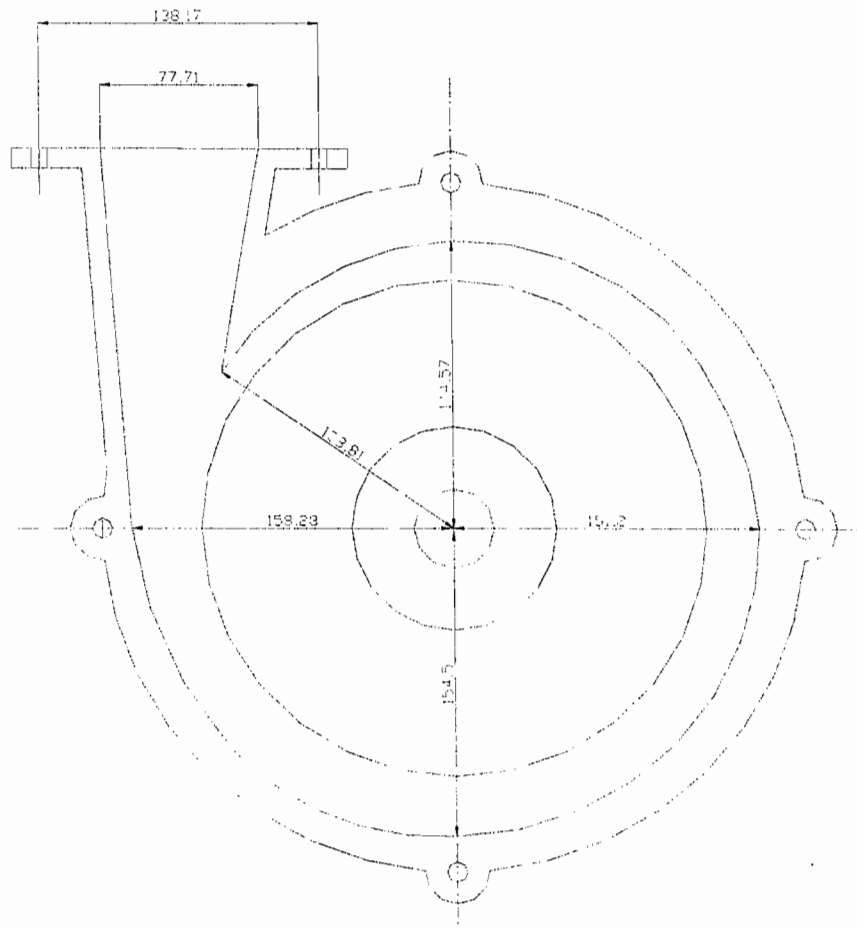
Dengan mempergunakan persamaan 2.7 dapat ditentukan kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan, yaitu :

$$\begin{aligned} v_2 &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{Q}{1/4 \times \pi \times d^2} \\ &= \frac{0,01389}{1/4 \times \pi \times 0,0762^2} \\ &= 3,046 \text{ m/detik} \\ &= 9,999 \text{ ft/detik} \approx 10 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan diatas, harga kecepatan aliran fluida hendaknya disesuaikan dengan kapasitas yang ada,



sehingga pemilihan diameter pipa dapat sesuai. Pipa tekan dengan nosel buang akan disambungkan menjadi satu, maka diameter nosel buang sama dengan diameter pipa tekan yaitu 3 in (76,2 mm).



**Gambar 5.4 Volut Casing Hasil Perhitungan**

#### 5.4 Pemilihan Bahan Rumah Pompa

Dalam pemilihan bahan rumah pompa harus memperhatikan faktor-faktor yang mempengaruhi pemilihan bahan. Faktor-faktor tersebut misalkan sifat dan kondisi fluida yang dipompakan, lingkungan sekitar daerah pemompaan dan lain-lain.

Namun masih ada faktor lain yang harus diperhatikan dalam pemilihan bahan, yaitu :

1. memiliki tahanan terhadap korosi.
2. memiliki ketahanan terhadap gesekan dengan benda lain.
3. bahan mudah dibentuk.
4. harga bahan murah.

Untuk mengetahui mengenai bahan rumah pompa yang lebih rinci dapat dilihat dari tabel pemilihan rumah pompa dan impeler (*lampiran*). Dengan mempertimbangkan hal-hal diatas, maka bahan pompa yang dipilih adalah besi cor (FC20) dengan kekuatan tarik  $20 \text{ kg/mm}^2$ .

## **BAB VI**

### **PERANCANGAN POROS DAN PASAK**

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap mesin yang ada. Hampir semua mesin meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Poros mentransmisikan daya dari motor penggerak ke impeler untuk mengalirkan fluida.

#### 6.1 Dasar Perancangan

Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut :

##### 6.1.1 Poros Transmisi

Poros macam ini mendapatkan beban puntir murni atau puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling, roda gigi, puli, sabuk atau sproket rantai, dll.

##### 6.1.2 Spindel

Poros transmisi yang relatif pendek, seperti poros utama mesin perkakas, dimana beban utamanya berupa puntiran disebut spindel. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasinya harus kecil dan bentuk serta ukurannya harus teliti.

### 6.1.3 Gandar

Poros yang dipasang diantara roda-roda kereta barang, dimana tidak mendapatkan beban puntir, bahkan kadang-kadang tidak boleh berputar disebut gandan. Gandaran ini hanya memperoleh beban lentur, kecuali jika digerakkan oleh penggerak mula dimana akan mengalami beban puntir juga. Menurut bentuknya poros dapat digolongkan atas poros lurus umum, poros engkol sebagai poros utama dari mesin torak, poros luwes untuk mentransmisikan daya yang kecil agar mendapatkan kebebasan dari perubahan arah dan lainya.

## 6.2 Perhitungan Beban

Jenis poros yang digunakan dalam perancangan ini termasuk jenis poros transmisi. Pada poros pompa, poros mendapatkan beban berupa beban puntir dan beban lengkung.

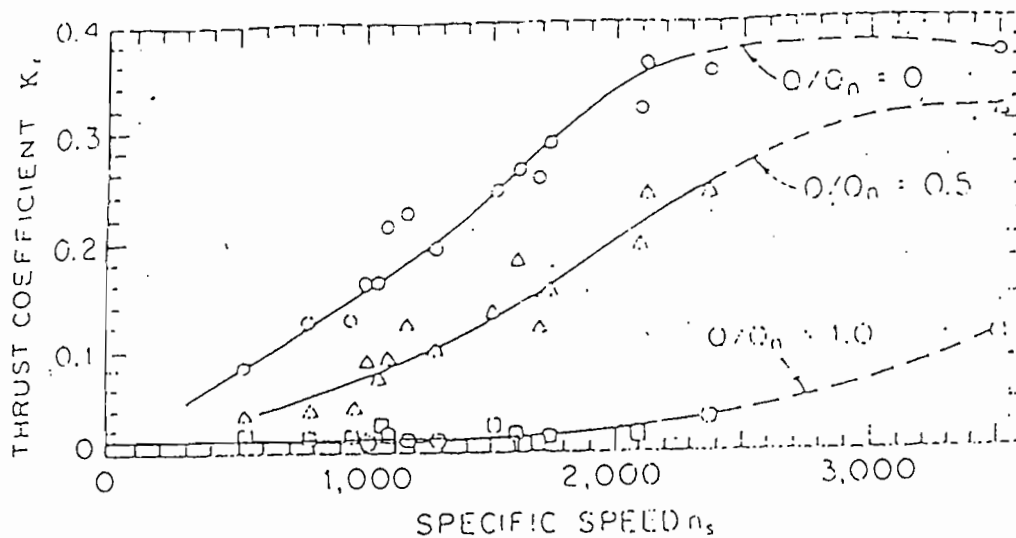
### 6.2.1 Gaya Radial oleh Impeler

Gaya Radial oleh Impeler dapat dicari dengan persamaan 6.1 (Karasik I.J, 1976, hal 2.175)

$$Fr = 0,433 \times Kr \times Sg \times H \times D_2 \times b_2 \dots\dots\dots(6.1)$$

- dengan :
- $Kr$  = koefisien eksperimental
  - $Sg$  = berat jenis fluida (lb/in<sup>2</sup>)
  - $H$  = tinggi tekan pompa (in)
  - $D_2$  = diameter sisi luar impeler (in)
  - $b_2$  = lebar impeler (in)

harga  $Fr$  dapat dicari dengan menggunakan grafik dalam gambar 6.1



**Gambar 5.1 Harga Koefisien Eksperimental  $K_r$**   
(Karasik LJ, 1976, hal 2.175)

Pada efisiensi kapasitas yang tinggi maka  $\frac{Q}{Q_n} = 1$

Dari grafik diatas diperoleh  $K_r = 0,01$

Dari perhitungan sebelumnya telah ditentukan :

$$\text{Berat jenis fluida } (S_g) = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Tinggi tekan 1 tingkat } (H) = 30 \text{ m}$$

$$\text{Diameter sisi luar impeler } (D_2) = 0,25 \text{ m}$$

$$\text{Lebar impeler sisi luar } (b_2) = 7,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Maka :

$$Fr = 0,433 \times 0,01 \times 1000 \times 30 \times 0,25 \times 7,9 \cdot 10^{-3}$$

$$= 0,256 \text{ kg}$$

$$= 0,26 \text{ kg}$$

### 6.1.1 Bobot Impeler

Bobot impeler dibagi menjadi tiga bagian yaitu berat sudu, berat piringan bagian belakang, berat piringan bagian depan.

#### 6.1.1.1 Berat Sudu Impeler

Berat sudu berdasarkan volume sudu total dikalikan dengan berat jenis bahan impeller. Bahan impeller yang digunakan adalah perunggu dengan berat jenis  $8,5254 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$ . Volume sudu diperoleh dari panjang sudu dikalikan dengan luasan sudu impeler, karena panjang sudu merupakan garis lengkung maka dari gambar 4.2 roda jalan untuk pompa, persamaan panjang sudu yang digunakan adalah :

$$L = \frac{\theta}{360} \times 2\pi.r$$

Sudut $\theta$ ( $^{\circ}$ )	r (mm)	Panjang sudu (mm)
$\angle ABC = 50^{\circ}$	59,902	52,247
$\angle CEF = 37$	76,801	49,570
$\angle FGH = 29$	94,066	47,586
$\angle HIJ = 23$	112,597	45,176
$\angle JKL = 19$	131,077	43,444
Panjang sudu total =		238,026

$$W = \left[ L_{tot} \left( \frac{b_1 - b_2}{2} + b_2 \right) \right] \times t \times \gamma \times z \dots\dots\dots(6.2)$$

- dengan :
- $L_{tot}$  = Panjang sudu total
  - $b_1$  = lebar impeler sisi masuk
  - $b_2$  = lebar impeler sisi keluar

$t$  = tebal sudu rata-rata

$\gamma$  = berat jenis bahan impeler

$z$  = jumlah sudu

Dari hasil perhitungan sebelumnya telah didapatkan :

$$L_{tot} = 238,026 \text{ mm}$$

$$b_1 = 19,05 \text{ mm}$$

$$b_2 = 7,28 \text{ mm}$$

$$t = 4,3 \text{ mm}$$

$$\gamma = 8,5254 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$$

$$z = 5 \text{ sudu}$$

Maka :

$$W = \left[ 238,026 \left( \frac{19,05 - 7,28}{2} + 7,28 \right) \right] \times 4,3 \times 8,5254 \times 10^{-6} \times 5$$

$$W = 0,575 \text{ kg}$$

#### 6.1.1.2 Berat Piringan Bagian Belakang,

Sebelum mencari berat piringan, terlebih dahulu memperhitungkan tebal piringan minimal agar dapat menahan gaya aksial yang akan diterima oleh impeler. Bahan yang digunakan untuk impeler ada'ah perunggu.

$$\text{Kekuatan tarik bahan } (\sigma_B) = 35 \text{ kg/mm}^2.$$

$$S_{j1} = 6,0 \quad S_{j2} = 3,0$$

Maka tebal minimal piringan dapat dicari dengan persamaan 6.3

$$\sigma_{geser} = \frac{\tau_{tarik}}{S_{f1} \times S_{f2}}$$

$$= \frac{35}{6 \times 3} = 1,944 \text{ kg/mm}^2$$

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Diameter sisi dalam impeller ( $d_1$ ) = 98 mm

Diameter mata impeller ( $d_h$ ) = 40 mm

Gaya aksial ( $F_{aksial}$ ) = 200,44 kg

maka :

$$\sigma_{geser} = \frac{F_{aksial}}{(d_1 - d_h)b} \dots\dots\dots (6.3)$$

$$1,944 = \frac{200,44}{(98 - 40)b} = 1,78 \text{ mm}$$

Didapatkan tebal minimal piringan adalah 1,78 mm, dipilih tebal piringan 3 mm.

Maka berat piringan bagian belakang dapat dihitung dengan persamaan 6.4

bedasarkan gambar 4.3 penampang impeler.

$$W = \frac{1}{4} \times \pi \times \gamma \times [(D_2^2 - D_s^2) \times b + (D_h^2 - D_s^2) \times l] \dots\dots\dots (6.4)$$

dengan :  $D_2$  = diameter sisi luar impeler (mm)

$D_s$  = diameter lubang poros pada impeler (mm)

$D_h$  = diameter leher impeler (mm)

$b$  = tebal impeler (mm)

$l$  = lebar impeler (mm)

$\gamma$  = berat jenis bahan impeler ( $\text{kg/mm}^3$ )



Dari hasil perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Diameter sisi luar impeler ( $D_2$ )	= 250 mm
Diameter sisi dalam impeler ( $D_1$ )	= 98 mm
Diamater lubang poros pada impeler ( $D_s$ )	= 40 mm
Tebal impeler ( $b$ )	= 3 mm
Lebar impeler ( $l$ )	= 40 mm
Berat jenis bahan impeler ( $\gamma$ )	= $8,5254 \cdot 10^{-6}$ kg/mm <sup>3</sup>

Maka :

$$W = \frac{1}{4} \times \pi \times \gamma \times [(250^2 - 40^2) \times 3 + (52^2 - 40^2) \times 40]$$
$$= 1,52 \text{ kg}$$

#### 6.1.1.3 Berat Piringan Bagian Depan

Berat piringan bagian depan dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut ditambah dengan dimensi hasil dari gambar 4.3:

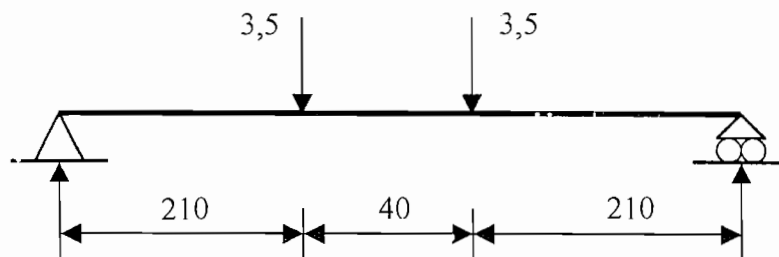
$$W = \frac{1}{4} \times \pi \times \gamma \times [(D_2^2 - D_1^2) \times b + \{(D_1 + t)^2 - D_1^2\} \times l]$$

$$W = \frac{1}{4} \times \pi \times \gamma \times [(250^2 - 98^2) \times 3 + \{(98 + 3)^2 - 98^2\} \times 8]$$

$$W = 1,094$$

Sehingga jumlah beban menjadi :

$$F + F_r + W_{total}$$
$$= 0,26 + 0,575 + 1,52 + 1,094$$
$$= 3,449 \text{ kg} \approx 3,5 \text{ kg}$$

6.3 Perhitungan Momen PorosReaksi bantalan  $R_A$ 

$$\Sigma M_B = 0$$

$$(R_A \times 460) - (3,5 \times 250) - (3,5 \times 210) = 0$$

$$R_A = \frac{1610}{460}$$

$$= 3,5 \text{ kg}$$

Reaksi bantalan  $R_B$ 

$$\Sigma M_A = 0$$

$$(R_B \times 460) - (3,5 \times 250) - (3,5 \times 210) = 0$$

$$R_B = \frac{1610}{460}$$

$$= 3,5 \text{ kg}$$

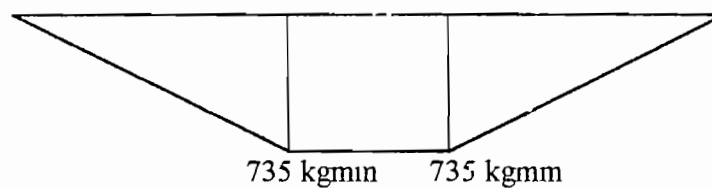
$$M_A = 0$$

$$M_B = 0$$

$$M_C = 3,5 \times 210 = 735 \text{ kgmm}$$

$$M_D = 3,5 \times 250 - (3,5 \times 40) = 735 \text{ kgmm}$$

Diagram momen :



#### 6.4 Diameter Poros

Bahan poros = S 45 C – D

Kekuatan tarik bahan ( $\sigma_B$ ) = 60 kg/mm<sup>2</sup> (lampiran)

$S_{f1} = 6,0$        $S_{f2} = 3,0$        $K_m = 2,0$        $K_t = 1,5$

Tegangan geser yang diijinkan  $\tau_a$  (kg/mm<sup>2</sup>) untuk pemakaian umum pada poros dapat diperoleh dengan cara  $\tau_a$  dihitung atas dasar batas kelelahan puntir yang besarnya diambil 40% dari batas kelelahan tarik yang besarnya kira-kira 45% dari kekuatan tarik  $\sigma_B$  (kg/mm<sup>2</sup>). Jadi kelelahan puntir adalah 18% dari kekuatan tarik  $\sigma_B$ . sesuai dengan standart ASME (Sularso & Suga, 1991, hal 17)

Tegangan lentur ijin ( $\tau_{ba}$ ) :

$$\begin{aligned}\tau_{ba} &= \frac{\sigma_b}{S_{f1} \times S_{f2}} \\ &= \frac{60}{6 \times 3} \\ &= 3,333 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

maka :

$$d_s = \left[ \left( \frac{5,1}{\tau_{ba}} \right) \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \right]^{0,333}$$

dengan :  $\tau_{ba}$  = tegangan lentur bahan yang diijinkan ( $\text{kg/mm}^2$ )

$K_m$  = faktor koreksi beban lentur

$K_t$  = faktor koreksi beban puntir

$M$  = moment lentur ( $\text{kgmm}$ )

$T$  = moment puntir ( $\text{kgmm}$ )

Dari hasil perhitungan sebelumnya telah diketahui :

$$M = 735 \text{ kgmm}$$

$$T = 5020,62 \text{ kgmm}$$

$$d_s = \left[ \left( \frac{5,1}{3,33} \right) \sqrt{(2 \times 735)^2 + (1,5 \times 5020,62)^2} \right]^{0,333}$$

$$= 22,7 \text{ mm}$$

Untuk dapat memenuhi persyaratan defleksi puntiran, defleksi lenturan dan putaran kritis maka diameter minimal poros dibuat 35 mm.

#### 6.4.1 Konsentrasi Tegangan Poros

Pada poros bertingkat yang terdapat alur pasak harus diperhatikan adanya konsentrasi tegangan. Harga faktor konsentrasi tegangan untuk alur pasak ( $\alpha$ ) dan untuk poros bertingkat ( $\beta$ ) dapat diperoleh dengan diagram R.E Peterson pada gambar 6.2 dan gambar 6.3

Poros bertingkat dengan :

$$\text{Diameter poros besar } (D) = 40 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter poros kecil } (d) = 35 \text{ mm}$$

Harga jari-jari filet poros

$$r = \frac{D-d}{2}$$

$$r = \frac{40-35}{2}$$

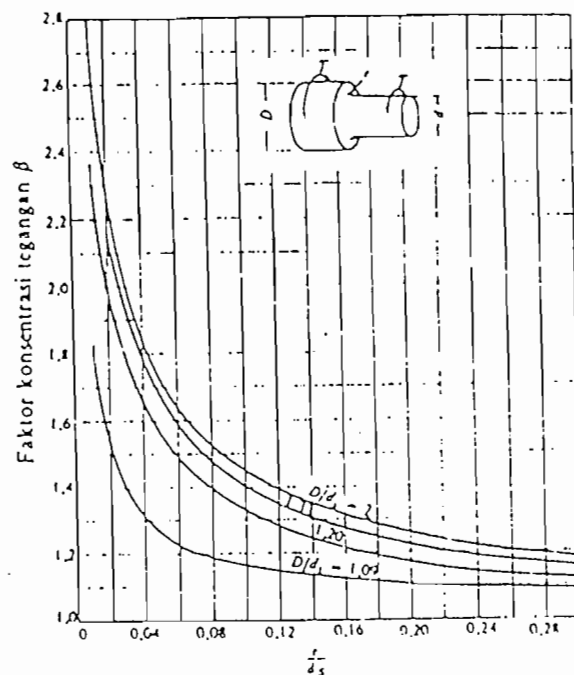
$$= 2,5$$

Perbandingan jari-jari filet dengan diameter poros

$$\frac{r}{d} = \frac{2,5}{35} = 0,07$$

Perbandingan diameter poros :

$$\frac{D}{d} = \frac{40}{35} = 1,14$$



Gambar 6.2 Faktor Konsentrasi Tegangan  $\beta$  Poros Bertingkat dengan Filet  
(Sularso & Suga, 1990, hal 11)



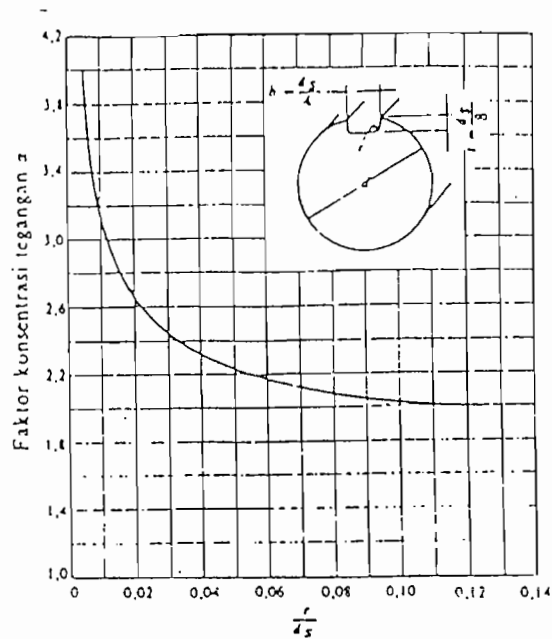
Dari gambar 6.2 didapatkan faktor konsentrasi tegangan  $\beta = 1,25$

Perbandingan jari-jari filet dengan diameter poros

Ukuran pasak yang dipakai = 10 x 8

Jari-jari filet alur pasak = 0,4 mm

$$\frac{r}{d} = \frac{0,4}{35} = 0,0114$$



**Gambar 6.3 Faktor Konsentrasi Tegangan  $\alpha$  Pada Poros Bertingkat dengan Alur Pasak yang Diberi Filet (Sularso & Suga, 1990, hal 9)**

Dari gambar 6.3 dapat diperoleh harga konsentrasi tegangan  $\alpha = 2,9$

#### 6.4.2 Tegangan Geser Maksimum ( $\tau_{\max}$ )

Agar poros aman, besarnya  $\tau_{\max}$  yang dihasilkan harus lebih kecil dari pada tegangan geser yang diijinkan  $\tau_a$  dengan persamaan 6.6 (Sularso & Suga, 1991, hal 18)

$$\tau_{\max} = \frac{5,1}{d_s^3} \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \dots\dots\dots (6.6)$$

dengan:  $d_s$  = diameter poros (mm)

$K_m$  = faktor koreksi moment lentur

$K_t$  = faktor koreksi moment puntir

$M$  = moment lengkung (kgmm)

$T$  = moment puntir (kgmm)

Sehingga tegangan geser maksimum adalah :

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \frac{5,1}{35^3} \sqrt{(2 \times 735)^2 + (1,5 \times 5020,62)^2} \\ &= 0,913 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Persyaratan perancangan poros agar aman adalah :

$$\tau_{\max} < \tau_a \quad (\text{Sularso \& Suga, 1991, hal 18})$$

$$\tau_a = 0,913 \text{ kg/mm}$$

$$\tau_{\max} = 3,333 \text{ kg/mm}$$

Maka perancangan poros dalam hal tegangan maksimum dapat memenuhi persyaratan.

#### 6.4.3 Defleksi Puntiran

Dapat dicari dengan persamaan 6.7 (Sularso & Suga, 1991, hal 18)

$$\theta = 584 \times \frac{T \times L}{G \times d_s^4} \dots \dots \dots (6.7)$$

dengan :  $T$  = torsi (kgmm)

$L$  = panjang poros yang terpuntir (mm)

$G$  = modulus geser (kg/mm<sup>2</sup>)

$d_s$  = diameter poros (mm)

Untuk harga baja, modulus geser ( $G$ ) = 8300 kg/mm<sup>2</sup>

Untuk panjang poros yang terpuntir ( $L$ ) = 400 mm

Maka defleksi puntiran :

$$\begin{aligned} \theta &= 584 \times \frac{5020,62 \times 400}{8300 \times 35^4} \\ &= 0,094 \end{aligned}$$

Untuk poros yang dipasang pada mesin umum dalam kondisi kerja normal, besarnya defleksi puntiran dibatasi 0,25 sampai 0,3 derajat untuk setiap meter panjang poros 1000 mm. Bila diambil untuk ( $\theta_{\max}$ ) = 25° maka :

$$\begin{aligned} \theta_{\max} &= \frac{400}{1000} \times 0,25 \\ &= 0,1 \end{aligned}$$

Persyaratan perancangan adalah :

$$\theta < \theta_{\max}$$

$$0,094 < 0,1$$

Maka dengan demikian poros memenuhi persyaratan dan aman terhadap defleksi.



#### 6.4.4 Defleksi Lenturan pada Poros

Dapat dicari dengan persamaan 6.8 (Lazarkiewicz, cetakan-1, hal 329)

$$Y_{\max} = \frac{W}{3E} \left( \frac{a^3}{J_a} + \frac{a^2 l}{J_l} \right) \dots\dots\dots (6.8)$$

Maka momen inersia dapat dicari dengan persamaan 6.9 (Lazarkiewicz, cetakan-1, hal 329)

$$J = \frac{\pi \times d_s^4}{64} \dots\dots\dots (6.9)$$

Dengan :  $d_s$  = diameter poros pertingkat (mm)

Untuk  $d_s = 35$  mm

$$\begin{aligned} J &= \frac{\pi \times 35^4}{64} \\ &= 73624,414 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Untuk  $d_s = 40$  mm

$$\begin{aligned} J &= \frac{\pi \times 40^4}{64} \\ &= 215600 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Diambil modulus elastisitas bahan  $E = 21500 \text{ kg/mm}^2$

Telah diketahui bahwa :

Beban lentur ( $W$ ) = 3,5 kg

Jarak pusat antar tumpuan ( $l$ ) = 40 mm

Jarak pusat impeler dengan tumpuan ( $a$ ) = 210 mm

Maka besarnya defleksi lenturan adalah :

$$Y_{\max} = \frac{3,5}{3 \times 21500} \left( \frac{210^3}{73624,414} + \frac{210^2 \times 40}{215600} \right)$$

$$Y_{\max} = 0.0073 \text{ mm}$$

Karena celah antara impeler dengan rumah pompa merupakan masalah, maka batas defleksi lenturan poros ( $Y_{\max}$ ) tersebut tidak boleh lebih dari 0,03 sampai 0,15 mm per meter. (Sularso & Suga, 1991, hal 19)

$$Y < Y_{\max}$$

Sehingga dari hasil perhitungan perancangan poros diatas telah memenuhi persyaratan.

#### 6.4.5 Putaran Kritis

Untuk poros putaran tinggi, putaran kritis sangat penting untuk diperhitungkan. Pada mesin-mesin yang dibuat secara baik, putaran kerja poros berada dibawah atau diatas putaran kritisnya dengan persamaan 6.10

$$N_c = \frac{30}{\pi} \times \sqrt{\frac{g}{Y_{\max}}} \dots\dots\dots (6.10)$$

dengan :  $g$  = percepatan grafitasi (9810 mm/detik)

$Y$  = defleksi lenturan maksimum (0,0073 mm)

Sehingga besarnya putaran kritis adalah :

$$\begin{aligned} N_c &= \frac{30}{\pi} \times \sqrt{\frac{9810}{0,0073}} \\ &= 11075,53 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Kecepatan operasi poros dibatasi 20% diatas harga putaran kritis dan 20% dibawah putaran kritis (Austin H Church, 1990, hal 292)

Sehingga :

Batas bawah putaran kritis adalah :

$$\begin{aligned} Nc_1 &= Nc - (0,2 \times Nc) \\ &= 11075,53 - (0,2 \times 11075,53) \\ &= 8860,424 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Batas atas putaran kritis adalah :

$$\begin{aligned} Nc_2 &= Nc + (0,2 \times Nc) \\ &= 11075,53 + (0,2 \times 11075,53) \\ &= 13290,636 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Sehingga poros tidak boleh beroperasi pada kecepatan antara 8860,424 rpm sampai dengan 13290,636 rpm. Pada perancangan ini poros berputar pada kecepatan 2910 rpm, maka putaran poros dinyatakan aman.

#### 6.5 Macam-macam Pasak

Pasak merupakan elemen mesin yang berfungsi untuk meneruskan momen dari poros ke naf atau dari naf ke poros. Pasak pada umumnya dapat digolongkan dalam beberapa macam. Menurut letaknya pada poros dapat dibedakan antara pasak pelana, pasak rata, pasak benam dan pasak singgung yang umumnya berpenampang segi empat. Dalam arah memanjang dapat berbentuk prismatis atau berbentuk tirus. Pasak benam prismatis ada yang secara khusus dipakai sebagai pasak luncur. Disamping macam-macam pasak diatas ada pula pasak tembereng dan pasak jarum.

## 6.6 Dasar Perencanaan Pasak

Pasak yang dipilih pada perancangan ini adalah pasak benam. Pasak benam mempunyai bentuk penampang segi empat dan juga terdapat bentuk prismatis dan tirus. Untuk menghitung kekuatan pasak dapat dilakukan dengan cara :

### 6.6.1 Gaya Tangensial

Jika torsi pada poros adalah  $T$  (kg.mm), dan diameter poros adalah  $D$  (mm) maka gaya tangensial  $F$  (kg) pada permukaan poros dapat dicari dengan persamaan 6.12 (Sularso & Suga, 1991, hal 25)

$$\begin{aligned}
 F &= \frac{T}{D/2} \dots\dots\dots(6.12) \\
 &= \frac{5020,62}{40/2} \\
 &= 251,031 \approx 252 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

### 6.6.2 Gaya Geser

Dengan diameter poros 40 mm, maka dapat ditentukan penampang pasak yang akan digunakan berdasarkan pada table 6.1 dibawah ini :

**Tabel 6.1 Ukuran Pasak dan Alur Pasak  
(Sularso & Suga, 1997, hal 10)**

Ukuran-ukuran utama

(Satuan: mm)

Ukuran nominal pasak A x A	Ukuran standar b, h <sub>1</sub> , dan b <sub>2</sub>	Ukuran standar A		C	l'	Ukuran Standar l <sub>1</sub>	Ukuran standar t <sub>2</sub>			t <sub>1</sub> dan t <sub>2</sub>	Referensi Diameter poros yang dapat dipakai d''
		Pasak prismatis Pasak lurus	Pasak tirus				Pasak prismatis	Pasak lurus	Pasak tirus		
2 x 2	2	2		0,16- 0,25	6-20	1,2	1,0		0,5	0,08- 0,16	Lebih dari 6-8
3 x 3	3	3			6-36	1,8	1,4		0,9		8-10
4 x 4	4	4			8-45	2,5	1,8		1,2		10-12
5 x 5	5	5			10-56	3,0	2,3		1,7		12-17
6 x 6	6	6			14-70	3,5	2,8		2,2		17-22
(7 x 7)	7	7	7,2		0,25- 0,40	16-80	4,0	3,0	3,5		3,0
8 x 7	8	7		0,40- 0,60	18-90	4,0	3,3		2,4	0,25- 0,40	22-30
10 x 8	10	8			22-110	5,0	3,3		2,4		30-38
12 x 8	12	8			26-140	5,0	3,3		2,4		38-44
14 x 9	14	9			36-160	5,5	3,8		2,9		44-50
(15 x 10)	15	10	10,2		40-180	5,0	5,0	5,5			5,0
16 x 10	16	10		0,60- 0,80	45-180	6,0	4,3		3,4	0,40- 0,60	50-58
18 x 11	18	11			50-200	7,0	4,4		3,4		58-65
20 x 12	20	12			56-220	7,5	4,9		3,9		65-75
22 x 14	22	14			63-250	9,0	5,1		4,4		75-85
(24 x 16)	24	16	16,2	70-280	8,0	8,0	8,5		8,0	80-90	
25 x 14	25	14		0,60- 0,80	70-280	9,0	5,4		4,4	0,40- 0,60	85-95
28 x 16	28	16			80-320	10,0	6,4		5,4		95-110
32 x 18	32	18			90-360	11,0	7,4		6,4		110-130

\* l harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel.  
6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

Maka berdasarkan pada table diatas diambil ukuran utama pasak adalah 12 x 8

Kedalaman alur pasak pada poros t<sub>1</sub> = 5,0 mm

Kedalaman alur pasak dalam impeler t<sub>2</sub> = 3,3 mm

Dari tegangan geser ijin τ<sub>Ka</sub> (kg/mm<sup>2</sup>) panjang pasak l<sub>1</sub> mm yang diperlukan dapat diperoleh dengan persamaan 6.13 (Sularso & Suga, 1991, hal 25)

$$\tau_{Ka} \geq \frac{F}{b \times l_1} \dots\dots\dots(6.13)$$

Harga τ<sub>Ka</sub> adalah harga yang diperoleh dengan membagi kekuatan tarik σ<sub>B</sub> dengan faktor keamanan S<sub>f<sub>k1</sub></sub> x S<sub>f<sub>k2</sub></sub>. harga S<sub>f<sub>k1</sub></sub> umumnya diperoleh dan S<sub>f<sub>k2</sub></sub> dipilih antara 1 - 1,5 jika beban dikenakan secara perlahan-lahan antara 1,5 - 3 jika

dikenakan tumbukan ringan dan antara 2 – 5 jika dikenakan beban secara tiba-tiba dan dengan tumbukan berat (Sularso & Suga, 1991, hal 25)

Bahan pasak yang digunakan S 30 C

Kekuatan tarik  $\sigma_B = 48 \text{ kg/mm}^2$

Faktor keamanan  $Sf_{k1} = 6$

Faktor keamanan  $Sf_{k2} = 2$

Sehingga tegangan geser ijin  $\tau_{Ka}$  dapat dicari dengan persamaan 6.14 (Sularso & Suga, 1991, hal 25)

$$\begin{aligned}\tau_{Ka} &= \frac{\sigma_b}{Sf_{k1} \times Sf_{k2}} \dots\dots\dots (6.14) \\ &= \frac{48}{6 \times 2} \\ &= 4 \text{ kg/mm}\end{aligned}$$

dengan mensubstitusikan persamaan 6.13 maka dapat diperoleh panjang pasak yang diperlukan dengan persamaan 6.15 adalah :

$$\begin{aligned}l_1 &\geq \frac{F}{b \times \tau_{ka}} \dots\dots\dots (6.15) \\ l_1 &\geq \frac{252}{12 \times 4} \\ l_1 &\geq 5,25 \text{ mm}\end{aligned}$$

### 6.6.3 Tekanan Permukaan

Untuk menghindari kerusakan permukaan samping pasak yang disebabkan oleh tekanan bidang, maka tekanan bidang juga perlu diperhitungkan. Dari

tekanan permukaan yang diijinkan  $P_a$  ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ ) dapat dicari panjang pasak yang diperlukan. Harga  $P_a$  adalah sebesar  $8 \text{ kg}/\text{mm}^2$  untuk poros dengan diameter kecil dan  $10 \text{ kg}/\text{mm}^2$  untuk poros dengan diameter besar, dan setengah harga-harga diatas untuk poros putaran tinggi. (Sularso & Suga, 1991, hal 25)

$$0,25 \leq \frac{b}{D} \leq 0,35$$

$$0,75 \leq \frac{l}{D} \leq 1,5$$

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa lebar pasak adalah 12 mm, maka :

$$\frac{b}{D} = \frac{12}{40} = 0,3$$

Agar panjang pasak sesuai dengan persyaratan dan sesuai dengan harga dalam tabel 6.1 maka panjang pasak adalah 38 mm, maka :

$$\frac{l}{D} = \frac{38}{40} = 0,95$$

Bedasarkan perhitungan diatas maka perancangan pasak telah memenuhi persyaratan.

## BAB VII

### PERHITUNGAN BANTALAN

#### 7.1 Klasifikasi Bantalan

Bantalan adalah elemen yang mampu menumpu poros beban, sehingga putaran dapat berlangsung secara halus aman dan dapat mengurangi gesekan. Bantalan haruslah kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

##### 7.1.1 Atas Dasar Gerakan Bantalan pada Poros

###### a. Bantalan Luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan antara poros dan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.

###### b. Bantalan Gelinding

Pada bantalan ini terjadi gerakan gelinding antara bagian yang berputar dengan diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum dan rol bulat.

##### 7.1.2 Atas Dasar Arah Beban Terhadap Poros

###### a. Bantalan Radial

Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros.

###### b. Bantalan Aksial

Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah sejajar sumbu poros.



c. Bantalan Gelinding

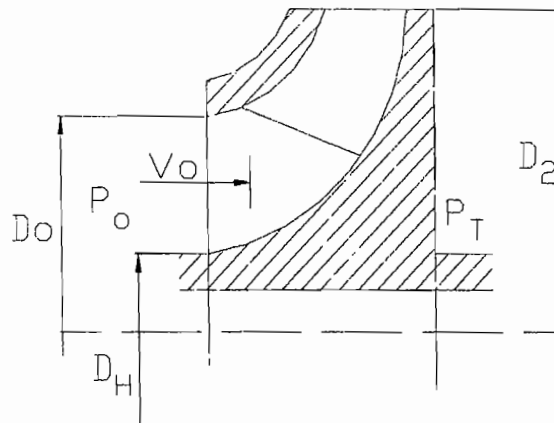
Bantalan ini dapat menahan beban yang ditumpu dengan arah sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

Bantalan gelinding mempunyai keuntungan pada gesekan yang sangat kecil dibandingkan dengan bantalan luncur. Elemen gelinding seperti bola atau rol, dipasang diantara cincin luar dan cincin dalam. Dengan memutar salah satu cincin tersebut, bola atau rol akan membuat gerakan gelinding sehingga gesekan diantaranya akan jauh lebih kecil.

Pada perancangan ini jenis bantalan yang dipakai adalah bantalan gelinding khusus karena dapat menumpu beban radial maupun aksial. Bantalan gelinding biasanya dilumasi dengan minyak gemuk dan tidak memerlukan perawatan yang sulit.

## 7.2 Gaya Aksial

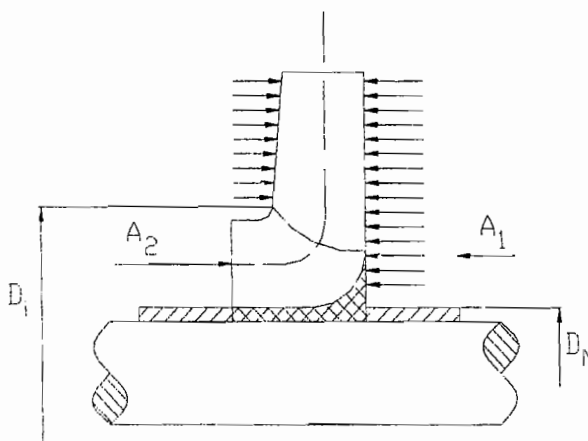
Pada impeler hisap tunggal akan mengalami gaya dorong aksial yang disebabkan oleh gaya-gaya yang berlawanan arahnya. Gaya yang kecil diantara gaya-gaya ini adalah gaya yang disebabkan oleh perubahan momen fluida yang memasuki impeler. Gaya ini cenderung menggerakkan impeler menjauhi sisi hisap (*suction*) dan bekerja pada luasan yang dibatasi oleh cincin yang diameter  $D_0$  dan  $D_H$



**Gambar 7.1 Bagian Leher Impeler**  
(Austin H. Church, 1993, hal 156)

Fluida yang keluar dari impeler mempunyai tekanan yang lebih tinggi dari pada tekanan isap. Gaya-gaya yang terjadi dinetralkan oleh luasan  $D_0$  dan  $D_2$  sehingga besarnya gaya adalah sama (Austin H. Church, 1990, hal 155-156).

Akibat perbedaan tekanan antara sisi hisap dan sisi keluar akan menimbulkan gaya aksial yang menggerakkan impeler menuju sisi isap. Gaya aksial yang bekerja pada impeler dapat digambarkan seperti dalam gambar 7.2. Tekanan yang bekerja pada piringan roda sebelah kiri dan sebelah kanan dilukiskan sesuai dengan tanda panah. Pada bagian sebelah kanan (*II*) mempunyai tekanan yang lebih besar, yang besarnya kira-kira sesuai dengan bidang lingkaran antara  $D_I$  dan  $D_H$ . Akibat tekanan dibagian  $H$  lebih besar dibandingkan dengan bagian  $I$ . Tekanan ini mengakibatkan gaya geser aksial  $A_1$  ke arah sisi isap. (Fritz Diezel, 1996, hal 276).



**Gambar 7.2 Gaya Geser Aksial pada Impeler (Fritz Diesel, 1992, hal 276)**

Perbedaan tekanan yang terjadi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 7.1 (Austin H. Church, 1990, hal 156)

$$P_t - P_o = \frac{3}{4} \times \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \times \gamma \dots\dots\dots (7.1)$$

- dengan :
- $P_t$  = tekanan fluida dibelakang impeler (kg/m<sup>2</sup>)
  - $P_o$  = tekanan fluida didepan impeler (kg/m<sup>2</sup>)
  - $U_2$  = kecepatan keliling fluida sisi masuk impeler (m/detik)
  - $U_1$  = kecepatan keliling fluida sisi luar impeler (m/detik)
  - $\gamma$  = berat jenis fluida yang dialirkan (kg/m<sup>3</sup>)

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui :

- Kecepatan keliling fluida sisi luar impeler ( $U_2$ ) = 36,16 (m/detik)
- Kecepatan keliling fluida sisi masuk impeler ( $U_1$ ) = 14,924 (m/detik)
- Berat jenis fluida yang dialirkan ( $\gamma$ ) = 1000 (kg/m<sup>3</sup>)
- Percepatan grafitasi ( $g$ ) = 9,81 m/detik

Maka perbedaan tekanan sisi masuk dan sisi keluar impeler adalah :

$$P_i - P_o = \frac{3}{4} \times \frac{36,16^2 - 14,924^2}{2 \times 9,81} \times 1000$$

$$= 41468,65 \text{ kg/m}^2$$

Antara bidang lingkaran  $D_o$  dan  $D_H$  terhadap gaya aksial yang cenderung untuk menggerakkan impeler ke arah sisi isap. Besarnya gaya aksial ini dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 7.2 adalah (Austin H. Church, 1990, hal 156)

$$Fa = (P_i - P_o) \times \frac{3}{4} \times (D_o^2 - D_H^2) \dots \dots \dots (7.2)$$

dengan :  $D_o$  = diameter mata impeler (meter)

$D_H$  = diameter hub impeler (meter)

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Diameter mata impeler ( $D_o$ ) = 0,098 meter

Diameter hub impeler ( $D_H$ ) = 0,052 meter

Sehingga besarnya gaya aksial adalah :

$$Fa = (41468,65) \times \frac{3}{4} \times (0,098^2 - 0,052^2)$$

$$= 214,6 \text{ kg}$$

Fluida masuk impeler secara aksial mempunyai kecepatan masuk  $v_o$ , maka perubahan momentum atau gaya aksial akibat perbedaan momentum dapat ditentukan dengan persamaan 7.3 (Austin H. Church, 1990, hal 155)

$$Fm = \frac{W}{g} \times v_o \dots \dots \dots (7.3)$$

dengan :  $v_0$  = kecepatan fluida masuk impeler (m/detik)

$W$  = berat fluida yang masuk impeler persatuan waktu (kg/detik)

Kapasitas air yang dipompakan  $Q = 0,01389 \text{ m}^3/\text{detik}$ , maka bobot air yang dipompakan dapat dicari dengan persamaan 7.4 (Austin H. Church, 1990, hal 156)

$$\begin{aligned} W &= Q \times \gamma_{air} \dots\dots\dots(7.4) \\ &= 0,01389 \times 1000 \\ &= 13,89 \text{ kg/detik} \end{aligned}$$

Kecepatan fluida yang masuk impeler  $v_0 = 10 \text{ m/detik}$ , sehingga besarnya gaya geser aksial yang disebabkan perubahan momentum adalah :

$$\begin{aligned} F_m &= \frac{13,89}{9,81} \times v_0 \\ &= 14,16 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dari kedua gaya aksial yang arahnya berbeda, maka dapat ditentukan resultan gaya aksial yang bekerja pada impeler dengan persamaan 7.5 (Austin H. Church, 1990, hal 156)

$$\begin{aligned} Fa_{resultan} &= F_a - F_m \dots\dots\dots (7.5) \\ Fa_{resultan} &= 214,6 - 14,16 \\ &= 200,44 \text{ kg} \end{aligned}$$

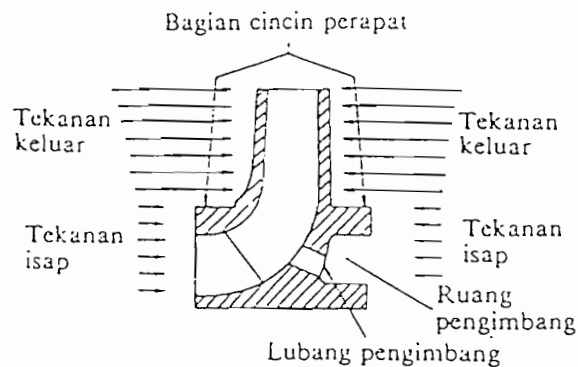
Resultan gaya aksial ini berusaha untuk menekan atau menggerakkan impeler dan poros menuju sisi isap. Untuk mengurangi gaya geser aksial yang bekerja pada impeler, maka diperlukan elemen pengimbang gaya aksial.

Pada dasarnya elemen pengimbang ini membuat tekanan didepan impeler sama dengan tekanan dibelakang impeler. Untuk mengkompresi gaya geser aksial dapat dilakukan dengan beberapa elemen pengimbang, antara lain (Fritz Dietzel, 1996, hal 277-279) :

- a. Roda jalan dengan aliran masuk ganda dan aliran masuk yang banyak. Bila roda jalan yang memiliki lubang pemasukan ganda, maka fluida yang dihisap dengan serentak dari kiri dan kanan akan terjadi gaya geser yang timbul antara satu dengan yang lain saling berlawanan karena perbedaan arus aliran fluida dan timbul pusaran. Maka dengan cara ini tidak bisa mendapatkan hasil kesetimbangan yang baik, sehingga pompa perlu diberikan elemen tambahan yang mampu menahan gaya geser aksial yakni bantalan untuk menerima sisa-sisa dari gaya aksial tersebut.
- b. Mengkompensir dengan menurunkan gaya geser aksial melalui peredaman dengan lubang pengimbang. Cara mengkompensir gaya aksial ini digunakan pada pompa satu tingkat dan bertingkat banyak dengan diameter roda yang tidak terlalu besar. Pada  $D_2$  diberi cincin celah tambahan,  $D_2$  terletak pada ketinggian yang sama seperti letak  $D_1$ . gaya aksial yang diakibatkan oleh fluida masuk akan dihilangkan sebab tekanannya dapat diseimbangkan atau disamakan melalui lubang.
- c. Mengkompensir gaya aksial dengan sudu belakang.  
Mengkompensir gaya aksial dengan menggunakan sudu belakang yaitu memberikan sudu dibelakang roda jalan. Dengan cara ini akan terbentuk suatu kecepatan sudut yang pada sisi muka sudut tidak ada. Oleh karena

itu disebelah kanan terdapat fluida yang ikut berputar sehingga gaya aksial kearah sisi isap dapat dikurangi.

Dalam perancangan ini, untuk mengkompensir gaya aksial diambil dengan cara membuat ruang pengimbang pada impeler.



**Gambar 7.3 Tekanan Air yang Bekerja pada Sisi Impeler  
(Sularso & Tohara, 2000, hal 80)**

Pada bantalan A dibuat tetap kokoh pada tempatnya untuk menerima sisa gaya geser aksial yang kecil dan untuk memegang poros agar tetap pada posisi yang benar-benar aksial.

Pada bantalan B dirancang untuk dapat bergerak secara leluasa dalam arah aksial, hal ini dimaksudkan untuk mengatasi terjadinya pertambahan panjang pada poros akibat kenaikan temperatur.

### 7.3 Umur Nominal Bantalan A

Dalam perhitungan sebelumnya besar gaya reaksi tumpuan yang menopang pada poros dan sisa-sisa gaya geser aksial adalah :

$$\text{Gaya reaksi tumpuan (Fr)} = 3,5 \text{ kg}$$

$$\text{Gaya Aksial (Fa)} = 200,44 \text{ kg}$$

Beban ekuivalen dinamis yang bekerja pada bantalan ditentukan dengan persamaan 7.7 (Sularso & Suga, 1991, hal 135)

$$Pr = X.V.Fr + Y.Fa \dots \dots \dots (7.7)$$

dengan :  $Fr$  = gaya radial pada tumpuan (kg)

$Fa$  = gaya aksial (kg)

$X$  = faktor beban radial

$V$  = faktor konstuksi bantalan

$Y$  = faktor beban aksial

Dari tabel 7.2 (*lampiran*) didapatkan data :

$$X = 0,4 \quad V = 1 \quad Y = 1,9$$

Dari table 7.2 (*lampiran*) diambil bantalan kerucut yaitu :

Nomor bantalan = 32307

Diameter dalam  $d$  = 35 mm

Diameter luar  $D$  = 80 mm

Kapasitas dinamis  $C$  = 7000 kg

Kapasitas statis  $Co$  = 5700 kg

Maka :

$$\begin{aligned} Pr &= 0,4 \times 1 \times 3,5 + 1,9 \times 200,44 \\ &= 382,236 \text{ kg} \end{aligned}$$

Umur bantalan yang dipergunakan pada setiap mesin memiliki batasan umur pemakaian yang telah ditentukan, serta faktor beban yang sesuai dengan penggunaan mesin tersebut. Data tersebut dapat dilihat dalam tabel 7.3 :



**Tabel 7.3 Umur Bantalan Berdasarkan Jenis Pemakaiannya  
(Sularso & Suga, 1991, hal 135)**

	Umur Ln	2000 - 4000 (jam)	5000 - 15000 (jam)	20.000 - 30.000 (jam)	40.000 - 60.000 (jam)
Faktor beban Fw		pemakaian jarang	pemakaian sebentar-sebentar (tidak terus menerus)	pemakaian terus menerus	pemakaian terus menerus dengan kecepatan tinggi
1 - 1,1	kerja halus tanpa tumbukan	alat listrik rumah tangga, sepeda	konveyor, mesin pengangkat lift, escalator	pompa, poros transmisi, separator, pengayak, mesin perkakas, pres putar, separator sentrifugal, sentrifus pemurni gula, motor listrik	poros transmisi utama yang memegang putaran penting, motor listrik yang penting
1,1 - 1,3	Kerja biasa	mesin pertanian, gerinda tangan	otomobil, mesin jahit	motor kecil, roda meja, pemegang piyon, roda gigi reduksi, rel kereta	pompa penguras, mesin pabrik kertas, rol kalender, kipas angin, kran, penggiling bola, motor utama kereta rel listrik
1,2 - 1,5	kerja dgn getaran atau tumbukan		alat-alat besar, unit roda gigi dengan getaran besar, rolling mill	penggetar, penghancur	

Dari data diatas disesuaikan dengan pemakaian bantalan pada mesin pompa, maka didapatkan batas umur pemakaian bantalan adalah 20.000 sampai 30.000 jam. Untuk kerja normal, maka faktor beban  $f_w = 1,1$ . Sehingga beban yang bekerja pada bantalan dikalikan dengan faktor  $f_w$ .

Beban yang bekerja pada bantalan dapat dicari dengan persamaan 7.8 (Sularso & Suga, 1991, hal 137)

$$\begin{aligned}
 P &= f_w \times P_r \dots\dots\dots(7.8) \\
 &= 1,1 \times 382,236 \text{ kg} \\
 &= 420,46 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Kemudian dapat dihitung umur bantalan berdasarkan perbedaan yang terjadi. Untuk menentukan umur bantalan harus ditentukan dahulu faktor kecepataannya yaitu :

Untuk bantalan bola dengan persamaan 7.9 (Sularso & Suga, 1991, hal 136)

$$fn = \left( \frac{33,3}{n} \right)^{1/3} \dots\dots\dots (7.9)$$

dengan :  $n$  = putaran poros (rpm)

Maka faktor kecepatan pada bantalan bola adalah :

$$\begin{aligned} fn &= \left( \frac{33,3}{2910} \right)^{1/3} \\ &= 0,225 \end{aligned}$$

Kemudian ditentukan faktor umur bantalan yang diperoleh dengan persamaan 7.10 (Sularso & Suga, 1991, hal 136)

$$fh = fn \times \frac{C}{P} \dots\dots\dots (7.10)$$

dengan :  $C$  = kapasitas dinamis bantalan (kg)

$P$  = beban yang diterima bantalan (kg)

$fn$  = faktor kecepatan

Maka :

$$\begin{aligned} fh &= 0,225 \times \frac{7000}{57,72} \\ &= 3,7459 \end{aligned}$$

Umur bantalan bola dapat ditentukan dengan persamaan 7.11 (Sularso & Suga, 1991, hal 135)

$$\begin{aligned} Lh &= 500 \times fn^3 \dots\dots\dots (7.11) \\ &= 500 \times 3,7459^3 \\ &= 26280,74 \text{ jam} \end{aligned}$$

Pertambahan panjang umur bantalan dikarenakan adanya perbaikan mutu bahan dan karena adanya keandalan yang tinggi. Maka umur keandalan bantalan yang direncanakan dapat diperoleh dengan mengalikan umur nominal  $L_n$  dengan faktor koreksi yaitu :

$$L_n = a_1 \times a_2 \times a_3$$

dengan :

$a_1$  = faktor keandalan 90% dipakai seperti biasa, atau 0,21 bila keandalan 99%. Harga  $a_1$  dapat dilihat dalam tabel 7.4

$a_2$  = faktor bahan = 1 untuk baja yang dicairkan secara terbuka, dan kurang lebih = 3 untuk bantalan dengan gas hampa

$a_3$  = faktor kerja = 1 untuk kondisi kerja normal

$L_n$  = umur bantalan nominal (jam)

Harga faktor keandalan dapat diperoleh dari table 7.4

**Tabel 7.4 Faktor Keandalan**  
(Sularso & Suga, 1991, hal 135)

Faktor Keandalan (%)	$L_n$	$a_1$
90	$L_{10}$	1
95	$L_5$	0,62
96	$L_4$	0,53
97	$L_3$	0,44
98	$L_2$	0,33
99	$L_1$	0,21

$$\begin{aligned} L_n &= 0.62 \times 1 \times 27005,076 \\ &= 16743,15 \text{ jam} \end{aligned}$$

### 7.3.1 Umur Bantalan B

Dari table 7.5 (*lampiran*) diambil bantalan bola tunggal alur dalam untuk bantalan B dikarenakan untuk bantalan B tidak menerima gaya aksial yaitu :

Nomor bantalan	= 6007
Diameter dalam $d$	= 35 mm
Diameter luar $D$	= 62 mm
Kapasitas dinamis $C$	= 1250 kg
Kapasitas statis $C_0$	= 915 kg

Maka :

$$X = 0,56 \quad V = 1 \quad Y = 1,26$$

Sehingga :

$$Pr = 0,56 \times 1 \times 3,5 + 1,26 = 3,22 \text{ kg}$$

$$P = fw \times Pr$$

$$= 1,1 \times 3,22 = 3,542 \text{ kg}$$

$$fh = 0,225 \times \frac{1250}{3,542}$$

$$= 79,4$$

Umur bantalan bola dapat ditentukan dengan persamaan 7.11 (Sularso & Suga, 1991, hal 135)

$$Lh = 500 \times fn^3 \dots\dots\dots (7.11)$$

$$= 500 \times 79,4^3$$

$$= 250283092 \text{ jam}$$

$$Ln = 0,62 \times 1 \times 250283092$$

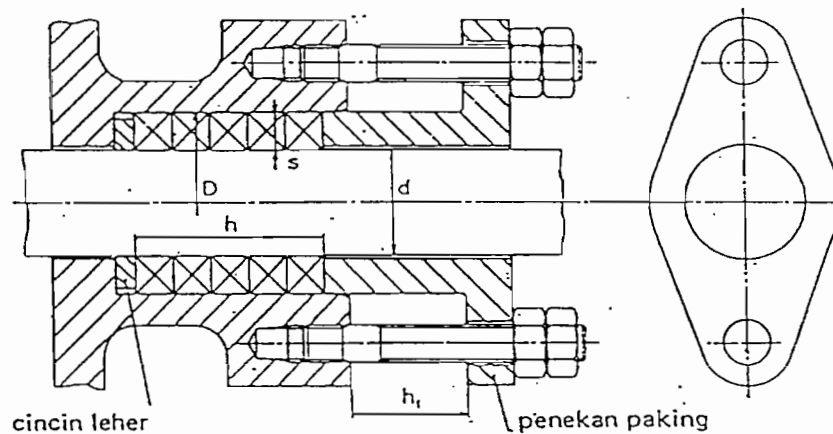
$$= 155175517 \text{ jam}$$

## BAB VIII

### ELEMEN PENDUKUNG

#### 8.1 Kotak Paking

Perapat poros dan pompa berfungsi untuk mencegah agar udara tidak masuk kedalam rumah pompa saat beroperasi dan mencegah air keluar dari dalam rumah pompa. Bahan paking lunak biasanya terbuat dari rami kain kapas, asbes dan sebagainya. Dalam perdagangan paking bisa dibeli dalam bentuk tali yang dianyam dengan inti karet berpenampang segi empat atau bujur sangkar.



**Gambar 8.1 Kotak Paking**  
(Stolk & Kros, 1993, hal 523)

Paking yang berpenampang segi empat atau bujur sangkar berbentuk seperti lilitan sekrup yang ditekan dengan penekan paking (*gland*) tekanan yang terjadi dalam paking merambat kesegala arah sehingga paking dipres oleh poros.

Untuk memperoleh dimensi paking yang sesuai dapat dilakukan dengan cara persamaan 8.1 berikut ini. (Ir. Jac. Stolk & Ir.c. Kros, 1993, hal 523)

Tebal paking ( $s$ )

$$s = \sqrt{d} \text{ sampai } 2\sqrt{d} \dots\dots\dots (8.1)$$

dengan :  $d$  = diameter poros (mm)

Untuk perancangan ini, diameter selongsong poros  $D_p = 60$  mm. Maka tebal paking adalah :

$$s = 1,5\sqrt{D_p}$$

$$s = 1,5\sqrt{60}$$

$$= 12 \text{ mm}$$

Sedangkan panjang paking dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 8.2 (Ir. Jac. Stolk & Ir.c. Kros, 1993, hal 523)

$$h = (4 \times 8) s \dots\dots\dots (8.2)$$

$$= 6 \times 12$$

$$= 72 \text{ mm}$$

Jarak antara penekanan paking dengan kotak paking diperoleh dengan menggunakan persamaan 8.3 (Ir. Jac. Stolk & Ir.c. Kros, 1993, hal 523)

$$h = 3 \times s \dots\dots\dots (8.3)$$

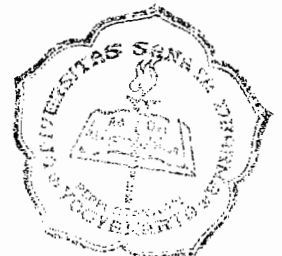
Sehingga jarak penekan paking dengan kotak paking adalah :

$$h = 3 \times 12$$

$$= 36 \text{ mm}$$

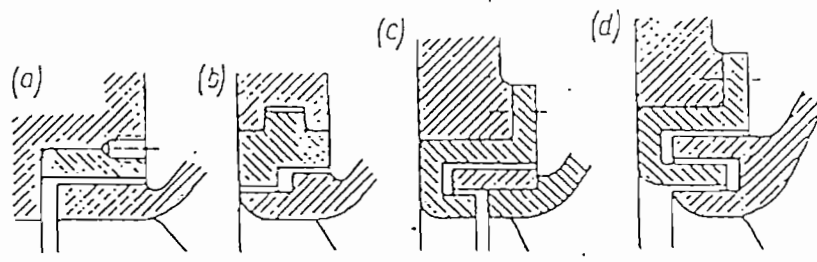
## 8.2 Cincin Penahan Aus

Untuk mencegah terjadinya keausan rumah pompa dan impeler pada sambungan yang bergerak (*running joint*) dipasang pada cincin penahan keausan



(*warring ring*) yaitu juga disebut cincin rumah pompa atau cincin perapat.

Pada gambar 8.2 terdapat beberapa jenis cincin penahan keausan, dan gambar 8.2a perapat merupakan sambungan rata. Sama halnya dengan sambungan b, mempunyai cincin yang rata yang dipasang pada rumah pompa. Pada impeler bisa memiliki cincin yang serupa. Pada d, e dan f, cincin itu dipasang baik pada rumah pompa maupun pada impeler. Pada perancangan ini yang dipakai adalah cincin penahan keausan c.



**Gambar 8.2 Contoh Susunan Cincin Penahan Keausan  
(Hiks, 1996, hal 21)**

### 8.3 Pemancingan (*Priming*)

Sebelum pompa beroperasi, maka mata impeler harus dibenamkan dan pipa pipa hisap harus diisi dengan fluida yang akan dipompakan. Pompa tidak boleh dioperasikan tanpa berisi fluida atau dalam keadaan kering, karena cincin cincin penahan keausan akan bergesek dan menyebabkan macet. Bila udara dibiarkan masuk kedalam saluran hisap atau kedalam pompa, maka pompa akan kehilangan daya pemancingannya. Dengan kata lain pompa akan berhenti.

Ada tiga macam pemancingan pompa :

- a. Memasukkan air kedalam saluran hisap hingga impeler terisi air.
- b. Mengeluarkan udara dalam pipa hisap dan dari dalam rumah pompa hingga air dipaksa untuk naik kedalam pompa oleh tekanan udara pada permukaan air.
- c. Dengan mendesain pompa agar dapat memancing sendiri (*self priming*)

Dalam perancangan ini dipilih sistem pemancingan a.

#### 8.4 Baut dan Mur Rumah Pompa

Jenis baut dan mur yang digunakan jenis baut tembus dengan menjepit dua bagian melalui lubang tembus, kegunaan mur dan baut memiliki keuntungan yaitu dapat dipasang dan dilepas sewaktu diperlukan sedangkan kelemahannya pada permukaan sambungan pada baut dan mur akan terjadi konsentrasi tegangan yang lebih besar sehingga bagian ini lebih mudah rusak. Penggunaan baut dan mur yang dipilih haruslah memiliki beban yang diterima baut lebih kecil dari tegangan yang diijinkan sesuai dengan bahan baut yang digunakan, diantara sambungan baut dan mur diberi ring type pegas agar pada sambungan baut tidak lepas akibat dari getaran yang terjagi.

Bahan baut yang dipilih adalah baja liat dengan kadar karbon 0,22 sampai 0,36% difinisi biasa, sehingga tegangan tarik ijin adalah  $\sigma = 4,8 \text{ Kg/mm}^2$

Dalam perancangan ini memakai ulir kasar metris (JIS B 0205) dan dipilih diameter baut adalah M10. bedasarkan tabel 8.1 (*lampiran*)



dengan :

$$\text{Jarak bagi} = 1,5 \text{ mm}$$

$$\text{Tinggi kaitan (H}_1\text{)} = 0,812 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter luar (D)} = 10 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter inti (d}_1\text{)} = 8,376 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter efektif (d}_2\text{)} = 9,226 \text{ mm}$$

Tegangan tarik yang diijinkan diperoleh dengan menggunakan persamaan 8.5 (Ir. Jac. Stolk & Ir.c. Kros, 1993, hal 523)

$$\sigma_a \geq \frac{W}{\left(\frac{\pi}{4}\right) \times (0,8 \times d)^2} \dots\dots\dots (8.5)$$

Sehingga pembebanan aksial murni pada baut dapat dicari dengan persamaan 8.6 (Ir. Jac. Stolk & Ir.c. Kros, 1993, hal 523)

$$W \leq \sigma_a \times \frac{\pi}{4 \times (0,8 \times d)^2} \dots\dots\dots (8.6)$$

dengan :  $W$  = gaya aksial murni maksimum (kg)

$\sigma_a$  = tegangan tarik ijin (kg/mm<sup>2</sup>)

$d$  = diameter luar (mm)

Sehingga pada persamaan 8.7 :

$$W \leq 4,8 \times \frac{\pi}{4 \times (0,8 \times 10)^2} \dots\dots\dots (8.7)$$

$$W = 241,152 \text{ kg}$$

Tekanan kontak ijin  $q_a$  bahan dari baja liat yang digunakan untuk pengikat, maka harga  $q_a$  dapat dicari dari dalam tabel 8.2 dibawah ini

**Tabel 8.2 Tekanan yang Diijinkan Pada Ulir**  
(Sularso & Suga, 1991, hal 289)

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

Dari bahan diatas diambil baja liat yang digunakan untuk pengikat, maka harga  $q_a$  adalah  $3 \text{ kg/mm}^2$  dan digunakan dalam persamaan 8.8 (Sularso & Suga, 1991, hal 280)

$$q_a \geq \frac{W}{\pi \times d_2 \times H_1 \times z} \dots\dots\dots(8.8)$$

dengan :  $H_1$  = tinggi kaitan (mm)

$d_2$  = diameter efektif (mm)

$z$  = jumlah lilitan ulir

Maka :

$$z \geq \frac{W}{\pi \times d_2 \times H_1 \times q_a}$$

$$z \geq \frac{241,152}{\pi \times 9,226 \times 0,812 \times 3}$$

$$z \geq 3,417 \approx 5 \text{ lilitan}$$

Sehingga tinggi umur  $H$  adalah :

$$H = z \times P_f$$

$$= 5 \times 1,5 = 7,5 \text{ mm}$$

### 8.5 Kopling

Kopling adalah suatu elemen mesin yang berfungsi sebagai penerus putaran dan daya poros penggerak ke poros yang digerakkan secara pasti (tanpa terjadi slip) dengan sumbu kedua poros tersebut terletak pada garis lurus atau dapat berbeda sumbunya.

Dalam perancangan ini kopling tetap yang digunakan adalah kopling tetap flens. Bahan yang digunakan adalah baja liat dengan  $\sigma = 40 \text{ kg/mm}^2$  dengan  $Sf_1 = 6$  dan  $Sf_2 = 2$

Sehingga tegangan geser poros yang diijinkan diperoleh dengan menggunakan persamaan 8.10

$$\begin{aligned}\tau_{sa} &= \frac{\sigma_b}{Sf_1 \times Sf_2} \dots\dots\dots (8.10) \\ &= \frac{40}{6 \times 2} \\ &= 3,333 \text{ kg/mm}\end{aligned}$$

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

$$P_d = 15 \text{ kw}$$

$$F_c = 1,2$$

$$n = 2910 \text{ rpm}$$

$$T = 5020,62 \text{ kgmm}$$

$$D_s = 35 \text{ mm}$$

Diambil ukuran kopling flens menurut tabel 8.3 (*lampiran*) adalah :

$$\text{Diameter luar kopling (A)} = 160 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter pusat baut (B)} = 100 \text{ mm}$$

Diameter naf ( $C$ )	= 63 mm
Panjang naf ( $l$ )	= 50 mm
Diameter baut ( $a$ )	= 10 mm
Jumlah baut ( $n$ )	= 4 buah
Nilai efektif baut ( $\varepsilon$ )	= 0,5

Maka nilai efektif baut dapat dicari dengan persamaan 8.11

$$\begin{aligned}
 n\varepsilon &= 0,5 \times n \dots\dots\dots(8.11) \\
 &= 0,5 \times 4 \\
 &= 2 \text{ buah}
 \end{aligned}$$

Tegangan geser pada baut dapat dinyatakan dengan persamaan 8.12  
(Sularso & Suga, 1991, hal 34)

$$\begin{aligned}
 \tau_b &= \frac{8 \times T}{\pi \times d_h^2 \times n\varepsilon \times B} \dots\dots\dots(8.12) \\
 \tau_b &= \frac{8 \times 5020,62}{\pi \times 10^2 \times 2 \times 100} \\
 &= 0,639 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Bahan baut yang digunakan pada kopling flens adalah bahan baut SS 41 B dengan kekuatan tarik  $\sigma_b = 41 \text{ kg/mm}^2$  dengan  $Sf_b = 6$  dan  $K_b = 3$

Tegangan geser yang diijinkan pada baut dinyatakan dengan persamaan 8.13

$$\begin{aligned}
 \tau_{ba} &= \frac{\sigma_b}{Sf_1 \times Sf_2} \dots\dots\dots(8.13) \\
 &= \frac{41}{6 \times 3} \\
 &= 2,277 \text{ kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

Syarat agar baut aman adalah  $\tau_b \leq \tau_{ba}$  maka :

$$0,639 < 2,277$$

Sehingga perancangan baut memenuhi syarat.

Bahan flens FC 30 dengan kekuatan tarik ( $\sigma_b$ ) = 30 kg/mm<sup>2</sup>, tebal flens 18 mm dan  $Sf_1 = 6$  dan  $Sf_2 = 3$

Tegangan geser flens yang diijinkan dinyatakan dengan persamaan 8.14

$$\tau_{fa} = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \times Sf_2} \dots\dots\dots(8.14)$$

$$\begin{aligned} \tau_{fa} &= \frac{30}{6 \times 3} \\ &= 1,667 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Maka dengan persamaan 8.15 (Sularso & Suga, 1991, hal 34)

$$\tau_{fa} = \frac{2 \times T}{\pi \times C^2 \times F} \dots\dots\dots(8.15)$$

$$\begin{aligned} \tau_{fa} &= \frac{2 \times 5020,62}{\pi \times 63^2 \times 18} \\ &= 0,0447 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Syarat agar flens aman dari tegangan geser adalah :

$$\tau_f \times K_f \leq \tau_{fa}$$

$$0,0447 \times 3,0 < 1,667$$

$$0,134 < 1,667$$

Sehingga flens memenuhi persyaratan aman terhadap tegangan geser.

## BAB IX

### KARAKTERISTIK POMPA

#### 9.1 Pendahuluan

Karakteristik pompa merupakan sifat-sifat dan kemampuan suatu pompa terhadap kapasitas head, dengan kapasitas daya, dan kapasitas dengan efisiensi pompa. Karakteristik pompa perlu diperhitungkan dengan tujuan untuk mengetahui daerah kerja pompa yang dirancang.

Karakteristik pompa ini dapat digambarkan dalam bentuk grafik karakteristik pompa. Untuk menggambarkan grafik karakteristik pompa dibutuhkan data yang dalam prakteknya dilakukan dengan pengujian pompa. Namun dalam perancangan ini untuk menggambarkan karakteristik pompa, data diambil dengan asumsi serta data dari perhitungan sebelumnya.

#### 9.2 Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas Dengan Head

##### 9.2.1 Head Euler's ( $H_E$ )

Head euler's merupakan head teoritis pompa yang ideal dan belum memperhitungkan kerugian-kerugian yang terjadi. Head ini dapat terjadi apabila aliran fluida benar-benar melalui saluran yang tepat sesuai dengan sudut sudu jalan yang ditentukan dan diasumsikan bahwa fluida dipaksa melalui sudu-sudu yang banyaknya tak terhingga dan sangat tipis serta alur atau jalur sudu satu dengan yang lainnya sangat sempit (Fritz Dietsel, 1996, hal 256)

Besarnya head euler's untuk pompa dua tingkat dapat dinyatakan dengan menggunakan persamaan 9.1 (Austin H Church, 1990, hal 33)

$$H_E = 2 \times \frac{U_2}{g} \times \left[ U_2 - \frac{Q_{tz} \times \cot \beta}{d_2 \times \pi \times b_2} \right] \dots \dots \dots (9.1)$$

dengan :  $U_2$  = kecepatan keliling fluida sisi keluar impeler (m/detik)

$d_2$  = diameter sisi keluar impeler (m)

$b_2$  = lebar sisi keluar impeler (m)

$Q_{tz}$  = kapasitas pompa teorotis ( $m^3$ /detik)

$\beta_2$  = sudut sisi keluar impeler ( $^\circ$ )

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Kecepatan keliling fluida sisi keluar impeler ( $U_2$ )	= 36.16 m/detik
Diameter sisi keluar impeler ( $d_2$ )	= 0.25 m
Lebar sisi keluar impeler ( $b_2$ )	= 0.007820 m
Kapasitas pompa teorotis ( $Q_{tz}$ )	= 1.1 Q $m^3$ /detik
Sudut sisi keluar impeler ( $\beta_2$ )	= 20 $^\circ$

Sehingga besarnya head euler's adalah :

$$H_E = 2 \times \frac{36,16}{10} \times \left[ 36,16 - \frac{1,1 \cdot Q \times \cot 30}{0,25 \times \pi \times 0,00782} \right]$$

$$= 130,75 - 1780,25$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0 \text{ m}^3$ /detik

$$H_E = 130,75 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,01389 \text{ m}^3$ /detik

$$H_E = 106,02 \text{ m}$$

### 9.2.2 Head Teoritis ( $H_t$ )

Head teoritis adalah head yang dipengaruhi oleh fenomena sirkulasi aliran dan diasumsikan aliran fluida yang memasuki sisi masuk adalah bersifat radial, yang sebelumnya diperhitungkan pada persamaan euler's.

Perhitungan head teoritis dapat menggunakan persamaan 9.2 (Austin H Church, 1990, hal 33)

$$H_{th} = \eta_{\infty} \times H\varepsilon$$

dengan :  $\eta_{\infty}$  = koefisien sirkulasi aliran

Harga koefisien sirkulasi aliran ( $\eta_{\infty}$ ) memiliki batasan antara 0,6 sampai dengan 0,8 (Khetagurof, hal 231)

Diambil harga koefisien sirkulasi aliran ( $\eta_{\infty}$ ) = 0,6

Sehingga besarnya head teoritis adalah :

$$H_{th} = 0,6 \times (130,75 - 1780,25.Q)$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0 \text{ m}^3/\text{detik}$

$$H_{th} = 78,45 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,01389 \text{ m}^3/\text{detik}$

$$H\varepsilon = 63,61 \text{ m}$$

### 9.2.3 Head Aktual ( $H_{akt}$ )

Head aktual merupakan head yang dihasilkan oleh pompa dan besarnya lebih kecil dibandingkan dengan head teoritis. Head ini dapat ditentukan dengan mengurangi head teoritis dengan kerugian hidrolis. Kerugian hidrolis meliputi kerugian kejut (*shock losses*), kerugian turbulensi, kerugian gesekan.



Head aktual dapat dinyatakan dengan persamaan 9.3 (Austin H Church, 1990, hal 34)

$$H_{akt} = H_{th} - H_h \dots\dots\dots(9.3)$$

dengan :  $H_{th}$  = head teoritis (meter)

$H_h$  = kerugian hidrolis (meter)

Sehingga kerugian hidrolisnya adalah :

$$\begin{aligned} H_{akt} &= H_{th} - H_h \\ &= 63,61 - 60 \\ &= 3,61 \text{ m} \end{aligned}$$

Kerugian hidrolis meliputi kerugian kejut, kerugian turbulensi, kerugian gesekan yang dinyatakan dengan persamaan 9.4 (Austin H Church, 1990, hal 34)

$$H_h = H_s + H_{fd}$$

dengan :  $H_s$  = kerugian kejut dan turbulensi (meter)

$H_{fd}$  = kerugian gesekan (meter)

Pada waktu pompa bekerja dalam kondisi terbaik yaitu pompa beroperasi pada titik efisiensi maksimum, maka kerugian kejut, turbulensi dan kerugian gesekan harganya sama yaitu setengah kerugian hidrolis, sehingga :

$$\begin{aligned} H_s = H_{fd} &= 0,5 \times H_h \\ &= 0,5 \times 3,61 \\ &= 1,805 \text{ meter} \end{aligned}$$

Kerugian gesek dapat menggunakan persamaan 9.5 (Stepanoff A.J, 1948, hal 164)

$$H_{fd} = K \times Q^2 \dots\dots\dots(9.5)$$

dengan :  $K$  = koefisien gesekan

$Q$  = kapasitas pompa

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,01389 \text{ m}^3/\text{detik}$ , maka harga koefisien  $K$  dapat ditentukan dengan persamaan berikut :

$$K = \frac{1,805}{0,01389^2}$$

$$= 9355,62$$

Untuk kapasitas sembarang, maka kerugian gesekan dinyatakan dengan persamaan berikut :

$$H_{fd} = 9355,62 \times Q^2$$

Sedangkan kerugian kejut dan turbulensi dapat dinyatakan dengan menggunakan persamaan 9.6 (Khetagurof, hal 267)

$$H_s = \frac{K_{sh}}{2.g} \left[ U_1^2 + \left( U_2 \times \eta_\infty \times \frac{d_2}{d_3} \right)^2 \right] \times \left[ 1 - \frac{Q}{Q_n} \right]^2 \dots\dots\dots(9.6)$$

dengan :  $K_{sh}$  = koefisien kerugian kejut / turbulensi

$\eta_\infty$  = koefisien sirkulasi fluida

$U_1$  = kecepatan keliling fluida pada sisi masuk impeler (m/detik)

$U_2$  = kecepatan keliling fluida pada sisi keluar impeler (m/detik)

$d_2$  = diameter sisi keluar impeler (meter)

$d_3$  = diameter dasar rumah volut (meter)

$Q_n$  = kapasitas normal pompa (m/detik)

$Q$  = kapasitas pompa (m/detik)

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Koefisien sirkulasi fluida ( $\eta_\infty$ )	= 0,6
Kecepatan fluida sisi masuk impeler ( $U_1$ )	= 14,924 m/detik
Kecepatan fluida sisi keluar impeler ( $U_2$ )	= 36,16 m/detik
Diameter sisi keluar impeler ( $d_2$ )	= 0,25 meter
Diameter dasar rumah volut ( $d_3$ )	= 0,260 meter

Harga koefisien kerugian kejut pada sisi masuk impeler antara 0,6 sampai dengan 0,8 (Khetagurof, hal 267)

Diambil harga koefisien kerugian kejutnya ( $K_{st}$ ) = 0,7

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,01389 \text{ m}^3/\text{detik}$ , dari persamaan 9.6 maka dapat ditentukan harga kapasitas pompa normal yaitu :

$$1,805 = \frac{0,7}{2,9,81} \left[ 14,924^2 + \left( 36,16 \times 0,6 \times \frac{0,25}{0,26} \right)^2 \right] \times \left[ 1 - \frac{0,01389}{Q_n} \right]^2$$

$$1,805 = 23,47 \times \left[ 1 - \frac{0,01389}{Q_n} \right]^2$$

$$\left[ 1 - \frac{0,01389}{Q_n} \right]^2 = 0,07694$$

$$Q_n = \frac{0,01389}{1 - 0,277}$$

$$Q_n = 0,019$$

Sehingga harga kapasitas sembarang, maka besarnya kerugian dan turbulensi dinyatakan dengan persamaan berikut :

$$\begin{aligned} H_s &= 23,47 \times \left[ 1 - \frac{Q}{0,019} \right]^2 \\ &= 23,47 - 2470,52Q + 65013,85Q^2 \end{aligned}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0 \text{ m}^3/\text{detik}$

$$H_s = 23,47$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,01389 \text{ m}^3/\text{detik}$

$$H_s = 1,697$$

Harga kerugian kejut atau turbulensi dan kerugian gesekan disubstitusikan kedalam persamaan 9.4, maka dapat dinyatakan dengan persamaan berikut :

$$H_h = (23,47 - 2470,52Q + 65013,85Q^2) + 9355,62Q^2$$

$$H_h = 23,47 - 2470,52Q + 74369,47Q^2$$

Dari persamaan 9.3, dapat ditentukan juga hubungan head aktual dengan kapasitas yaitu :

$$H_{akt} = 0,6 \times (130,75 - 1780,25Q) - (23,47 - 2470,52Q + 74369,47Q^2)$$

$$H_{akt} = (78,45 - 1068,15Q) - (23,47 - 2470,52Q + 74369,47Q^2)$$

$$H_{akt} = 54,98 + 1402,37Q - 74369,47Q^2$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0 \text{ m}^3/\text{detik}$

$$H_{akt} = 54,98 \text{ meter}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,01389 \text{ m}^3/\text{detik}$

$$H_{akt} = 60,11 \text{ meter}$$

Dengan demikian head actual hasil perhitungan diatas telah sesuai dengan head yang diminta.

Maka hubungan antara kapasitas dengan head adalah :

$$H_x = 130,75 - 1780,25Q$$

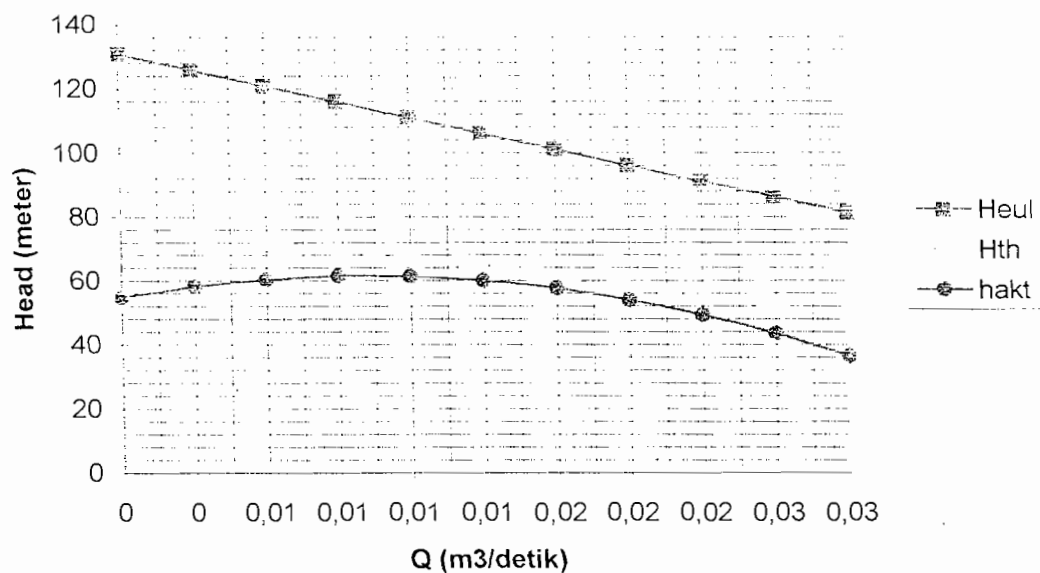
$$H_{th} = 78,45 - 1068,15Q$$

$$H_{akt} = 54,98 + 1402,37Q - 74369,47Q^2$$

Untuk menggambarkan grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan head yang diambil dengan kapasitas ( $Q$ ) sembarang seperti dalam tabel 9.1 adalah :

**Tabel 9.1 Hubungan Antara Kapasitas dan Head**

$Q$	$H_{\infty}$	$H_{th}$	$H_{akt}$
0	130.75	78.45	54.98
0.002778	125.8045	75.48268	58.30186
0.005556	120.8589	72.51536	60.47586
0.008334	115.9134	69.54804	61.50201
0.011112	110.9679	66.58072	61.38031
0.013890	106.0223	63.6134	60.11075
0.016668	101.0768	60.64608	57.69334
0.019446	96.13126	57.67876	54.12808
0.022224	91.18572	54.71143	49.41496
0.025002	86.24019	51.74411	43.55399
0.027780	81.29466	48.77679	36.54517



### 9.3 Karakteristik Pompa Antara Kapasitas Dengan Daya dan Efisiensi

Daya kuda penggerak pompa merupakan daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian atau kebocoran dan untuk daya kuda fluida agar fluida dapat dialirkan. Kerugian tersebut meliputi kerugian gesekan cakera, kerugian hidrolis, kerugian mekanis. Hubungan daya kuda penggerak (daya kuda rem) dapat dinyatakan dengan persamaan 9.7 (Austin H Church, 1990, hal 35)

$$B, hp = f, hp + hp, l + hp, DF + hp, HY + hp, M \dots \dots \dots (9.7)$$

dengan :  $B, hp$  = daya kuda rem

$f, hp$  = daya kuda fluida

$hp, l$  = daya kuda untuk mengatasi kebocoran

$hp, DF$  = daya kuda untuk mengatasi cakera

$hp, HY$  = daya kuda untuk mengurangi kerugian hidrolis

$hp, M$  = daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis

#### 9.3.1 Daya Kuda Fluida ( $f, hp$ )

Daya kuda fluida untuk berbagai kapasitas dapat dinyatakan dengan persamaan 9.8 (Austin H Church, 1990, hal 34)

$$f, hp = \frac{Q \times H \times \gamma}{75} \dots \dots \dots (9.8)$$

dengan :  $H$  = head pompa (meter)

$Q$  = kapasitas pompa (m<sup>3</sup>/detik)

$\gamma$  = berat jenis fluida (kg/m<sup>3</sup>)

Dalam perancangan ini fluida yang dialirkan adalah air, maka :

$$\text{Berat jenis air } (\gamma) = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Head pompa } (H) = 60 \text{ meter}$$

Sehingga daya kuda fluida untuk kapasitas sembarang adalah :

$$\begin{aligned} f, hp &= \frac{Q \times 60 \times 1000}{75} \\ &= 800Q \end{aligned}$$

### 9.3.2 Daya Kuda Untuk Mengatasi Kebocoran ( $hp_i$ )

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran dapat dinyatakan dengan persamaan 9.9 (Austin H Church, 1990, hal 34)

$$hp_i = \frac{Q \times H_{TH} \times \gamma}{75} \dots\dots\dots(9.9)$$

dengan :  $H$  = head teoritis pompa (meter)

$Q$  = kapasitas kebocoran pompa ( $\text{m}^3/\text{detik}$ )

$\gamma$  = berat jenis fluida ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa kapasitas kebocoran pompa yaitu 10% dari kapasitas pompa, maka :

$$H_i = 78,45 - 1068,15Q$$

Sehingga daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran adalah :

$$\begin{aligned} hp_i &= \frac{0,1 \cdot Q \times (78,45 - 1068,15Q) \times 1000}{75} \\ &= 104,6Q - 1424,2Q^2 \end{aligned}$$

### 9.3.3 Daya Kuda Untuk Mengatasi Gesekan Cakar ( $hp_{DF}$ )

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi gesekan cakar dapat dinyatakan dengan persamaan 9.10 (Austin H Church, 1990, hal 35)

$$hp_{DF} = \frac{\left(\frac{d_2}{12}\right)^{4,83} \times n^{2,83}}{8,75 \times 10^8} \dots\dots\dots (9.10)$$

dengan :  $d_2$  = diameter sisi keluar impeler (meter)

$n$  = putaran poros pompa (rpm)

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Diameter sisi keluar impeler ( $d_2$ ) = 9,8 in

Putaran poros pompa ( $n$ ) = 2910 rpm

Sehingga besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi gesekan adalah :

$$\begin{aligned} hp_{DF} &= \frac{\left(\frac{9,8}{12}\right)^{4,83} \times 2910^{2,83}}{8,75 \times 10^8} \\ &= 2,7289 \text{ Hp (Britis)} \\ &= 1,504 \text{ Hp (Metrik)} \end{aligned}$$

### 9.3.4 Daya Kuda untuk Mengatasi Kerugian Hidrolis ( $hp_{HY}$ )

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis dapat dinyatakan dengan persamaan 9.11 (Sepanoff 1948, hal 196)

$$hp_{HY} = \frac{(Q + Q_l) \times H_h \times \gamma}{75} \dots\dots\dots (9.11)$$

dengan :  $H_l$  = head kerugian kejut (meter)

$Q$  = kapasitas kebocoran pompa ( $m^3$ /detik)



Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa kerugian hidrolis untuk berbagai kapasitas adalah :

$$H_h = 23,47 - 2470,52Q + 74369,47Q^2$$

Sehingga besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis adalah :

$$\begin{aligned} hp_{HY} &= \frac{(Q + 0,1Q_i) \times 1000 \times (23,47 - 2470,52Q + 74369,47Q^2)}{75} \\ &= 344,23Q - 36234,3Q^2 + 953536,47Q^3 \end{aligned}$$

#### 9.3.5 Daya Kuda untuk Mengatasi Kerugian Mekanis ( $hp_M$ )

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis pada bantalan dan kotak paking harganya relatif konstan, yaitu antara 2% sampai dengan 4% dari daya kuda rem. (Austin H Church, 1990, hal 32)

Dalam perancangan ini, daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis diambil 4% dari daya kuda rem.

$$Hp_M = 0,04.b, hp$$

#### 9.3.6 Daya kuda Rem ( $b, hp$ )

Daya kuda rem yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa diperoleh dengan memasukkan harga-harga kerugian dan daya kuda fluida kedalam persamaan 9.7, maka :

$$\begin{aligned} B, hp &= 800Q + (104,6Q - 1424,2Q^2) + 1,504 + (344,23Q - \\ &36234,3Q^2 + 953536,47Q^3) + 0,04.b, hp \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 0,96.b, hp &= 1,504 + 1248,83Q - 37658,5Q^2 + 953536,47Q^3 \\
 b, hp &= 1,567 + 1300,86Q - 39227,6Q^2 + 993267,15Q^3
 \end{aligned}$$

### 9.3.7 Efisiensi Pompa

Efisiensi pompa dapat diperoleh dengan membandingkan antara daya kuda fluida dengan daya kuda rem pada setiap harga kapasitas yang sembarang.

Sehingga besarnya efisiensi pompa dapat dinyatakan dengan menggunakan persamaan 9.12 (Austin H Church, 1990, hal 36)

$$\eta_{op} = \frac{f, hp}{b, hp} \times 100\% \dots\dots\dots(9.12)$$

Dari perhitungan diatas dapat diperoleh hubungan antara kapasitas dengan daya efisiensi sebagai berikut :

$$F, hp = 800Q$$

$$hp_l = 104,6Q - 1424,2Q$$

$$hp_{DF} = 1,504$$

$$hp_{HY} = 344,23Q - 36234,3Q^2 + 953536,47Q^3$$

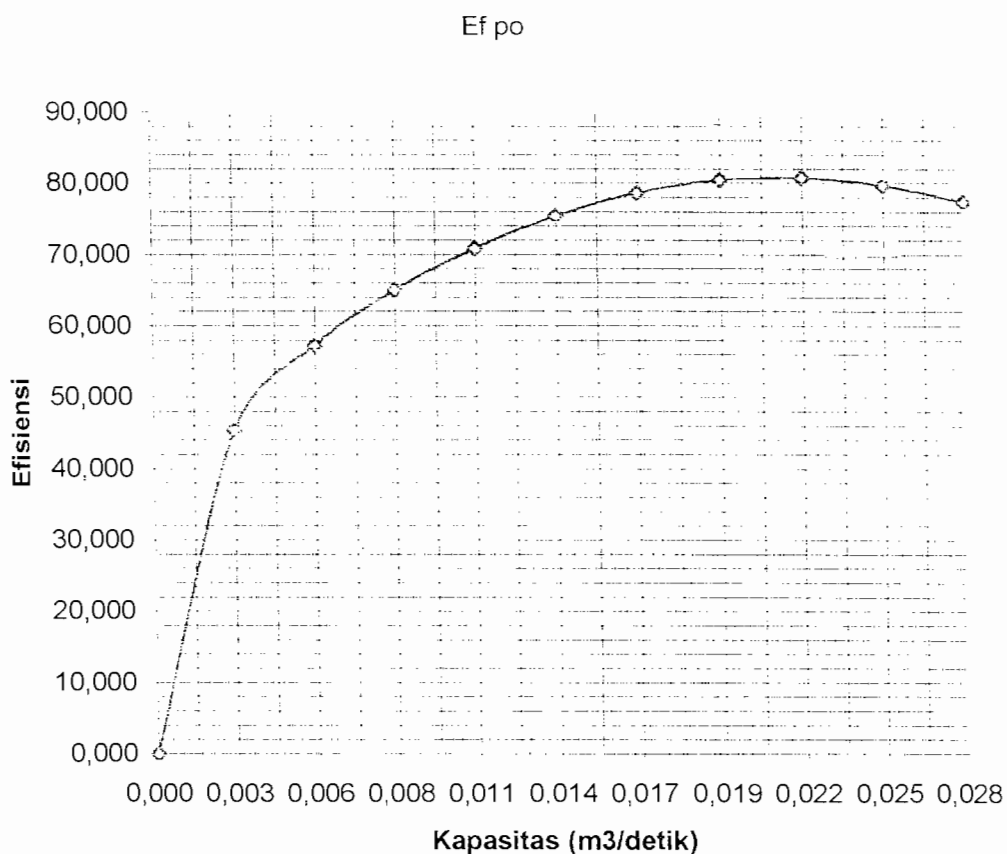
$$b, hp = 1,567 + 1300,86Q - 39227,6Q^2 + 993267,15Q^3$$

$$\eta_{op} = \frac{f, hp}{b, hp} \times 100\%$$

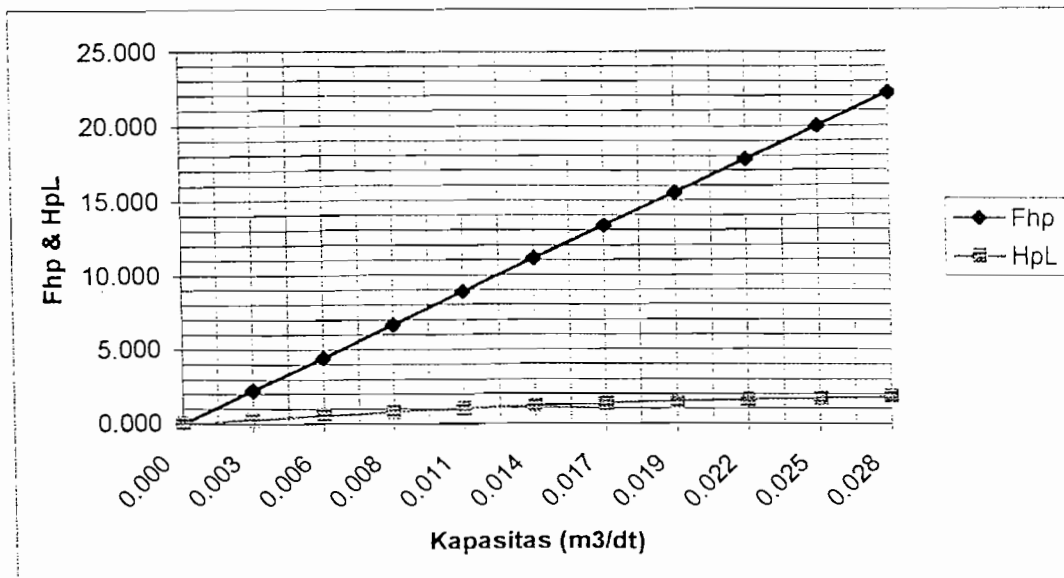
Untuk harga kapasitas sembarang, hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi dapat dilihat dalam tabel 9.2 dan dari sini kita dapat melihat grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi.

Tabel 9.2 Hubungan antara Kapasitas dengan Daya dan Efisiensi

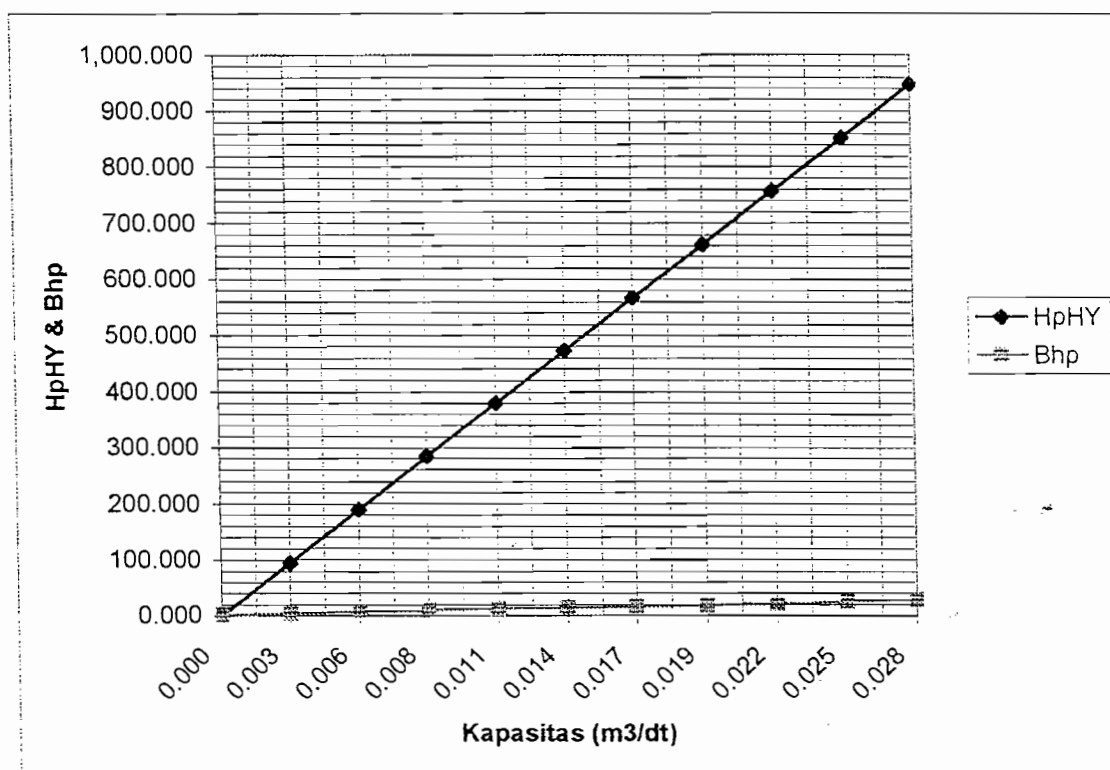
$Q$	$f, hp$	$H_{pL}$	$H_{pHY}$	$b, hp$	$Ef_{po}$
0	0	0	0	1.567	0,000
0.003	2.222	0.280	95.368	4.899	45,361
0.006	4.445	0.537	190.299	7.754	57,323
0.008	6.667	0.773	284.917	10.259	64,990
0.011	8.890	0.986	379.343	12.541	70,883
0.014	11.112	1.178	473.700	14.729	75,441
0.017	13.334	1.348	568.111	16.951	78,664
0.019	15.557	1.495	662.700	19.334	80,465
0.022	17.779	1.621	757.587	22.005	80,795
0.025	20.002	1.725	852.896	25.093	79,708
0.028	22.224	1.807	948.750	28.726	77,365



Gambar 9.2 Grafik Kapasitas dengan Efisiensi Pompa



Gambar 9.3 Grafik Kapasitas dengan Fhp & HpL



Gambar 9.4 Grafik Kapasitas dengan HpHY & Bhp

## **BAB X**

### **KAVITASI**

#### 10.1 Pendahuluan

Kavitasi adalah gejala menguapnya zat cair yang sedang mengalir, karena tekanan berkurang sampai dibawah tekanan uap jenuh. Pada tekanan 1 atmosfer air akan mendidih pada temperatur  $100^{\circ}\text{C}$ , akan tetapi apabila tekanannya dibawah 1 atmosfer maka titik didih akan kurang dari  $100^{\circ}\text{C}$ .

Apabila air mendidih, maka akan timbul gelembung-gelembung uap air. Hal ini akan terjadi pada air yang sedang mengalir didalam pompa maupun didalam pipa. Pada bagian pompa yang mudah mengalami kavitasi adalah pada pipa hisap. Kavitasi ini akan terjadi apabila tekanan hisapnya terlalu rendah.

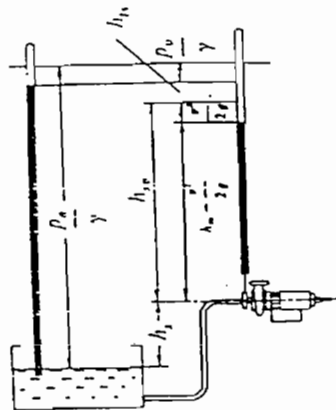
Jika pompa mengalami kavitasi, maka akan timbul suara berisik atau getaran. Selain itu performansi pompa akan menurun secara tiba-tiba, sehingga pompa tidak dapat bekerja dengan baik. Jika pompa dioperasikan dalam keadaan kavitasi secara terus-menerus dalam jangka waktu yang cukup lama, maka akan terjadi kerusakan disekitar permukaan dinding yang mengalami kavitasi. Permukaan dinding tererosi sehingga menimbulkan lubang-lubang. Peristiwa ini disebut erosi kavitasi, sebagai akibat dari tumbukan gelembung-gelembung uap yang pecah pada dinding secara terus-menerus.

Seperti pada penjelasan diatas maka untuk menghindari kavitasi, harus diusahakan agar tidak ada satu bagianpun dari aliran didalam pompa yang mempunyai tekanan statis lebih rendah dari tekanan uap jenuh cairan pada

temperatur yang bersangkutan. Dalam hal ini perlu diperhatikan dua macam tekanan yang memegang peranan. Pertama, tekanan yang ditentukan oleh kondisi lingkungan dimana pompa dipasang, dan kedua, tekanan yang ditentukan oleh keadaan aliran didalam pompa

## 10.2 NPSH yang Tersedia

NPSH (*Net Positive Suction Head*) yang tersedia adalah head yang dimiliki zat cair pada sisi hisap pompa, dikurangi dengan tekanan uap jenuh zat cair ditempat tersebut.



**Gambar 10.1 NPSH, Bila Tekanan Atmosfer Bekerja Pada Permukaan Air yang Dihisap (Sularso & Tohara, 2000, hal 44)**

Bila tekanan atmosfer bekerja pada permukaan, maka besarnya NPSH yang tersedia dapat ditulis dengan persamaan 10.1 (Sularso, 2000, hal 44)

$$h_{sv} = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - h_{fs} \dots \dots \dots (10.1)$$

dengan :  $h_{sv}$  = NPSH yang tersedia (meter)

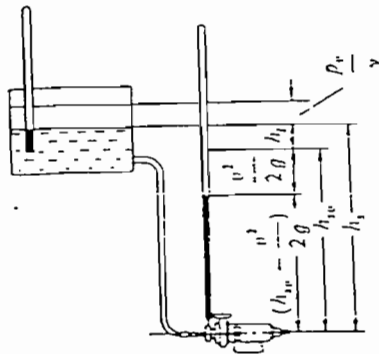
$P_a$  = tekanan atmosfer ( $\text{kgf/m}^2$ )

$P_v$  = tekanan uap jenuh ( $\text{kgf/m}^2$ )

$h_s$  = head hisap statis (meter)

$h_{ls}$  = kerugian head didalam pipa (meter)

$\gamma$  = berat jenis air ( $\text{kgf/m}^3$ )



**Gambar 10.2 NPSH, Bila Tekanan Uap Bekerja Didalam Tangki Hisap yang Ditutup (Sularso & Tohara, 2000, hal 44)**

Pada gambar 10.2, bila air dihisap dari tangki tertutup, maka  $P_a$  dalam persamaan 10.1 menyatakan tekanan mutlak yang bekerja pada permukaan air didalam tangki tertutup tersebut. Khususnya jika tekanan diatas permukaan air sama dengan tekanan uap jenuhnya, maka  $P_a = P_v$ , sehingga persamaan 10.1 menjadi persamaan 10.2 (Sularso, 2000, hal 45)

$$h_{sv} = -h_s - h_{ls} \dots\dots\dots(10.2)$$

### 10.3 NPSH yang Dibutuhkan

Tekanan terendah didalam pompa terdapat disuatu titik dekat sisi masuk impeler. Tekanan ini adalah lebih rendah dari tekanan pada saluran hisap pompa.



Hal ini disebabkan karena kerugian head nosel hisap, kenaikan kecepatan aliran karena luas penampang menyempit, dan kenaikan kecepatan aliran karena tebal sudu.

Jadi, agar tidak terjadi penguapan zat cair, maka tekanan pada lubang masuk pompa, dikurangi penurunan tekanan didalam pompa harus lebih tinggi dari pada tekanan uap zat cair. Head tekanan yang besarnya sama dengan penurunan tekanan ini disebut NPSH yang diperlukan. NPSH yang diperlukan berubah menurut kapasitas dan putaran.

Agar pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitasi, maka NPSH yang tersedia > NPSH yang diperlukan.

NPSH yang diperlukan dapat dicari dengan menggunakan persamaan-persamaan dibawah ini (Sularso, 2000, hal 45-46)

Kecepatan spesifik pada efisiensi terbaik :

$$n_{sv} = n \times \frac{Q_N^{0,5}}{H_N^{0,75}} \dots\dots\dots(10.3)$$

dengan :  $n$  = putaran poros (rpm)

$Q_N$  = kapasitas pompa dalam efisiensi terbaik (m<sup>3</sup>/menit)

$H_N$  = head pompa dalam efisiensi terbaik (meter)

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Pada efisiensi terbaik  $\frac{Q}{Q_n} = 1$  sehingga  $Q_N = 0,01389$  (m<sup>3</sup>/detik)

Sehingga  $Q_N = 0,8334$  (m<sup>3</sup>/menit)



$H_N$  untuk satu tingkat = 30 m

$$n_{sv} = 2910 \times \frac{0,8334^{0,5}}{30^{0,75}}$$

$$= 207,24 \text{ rpm}$$

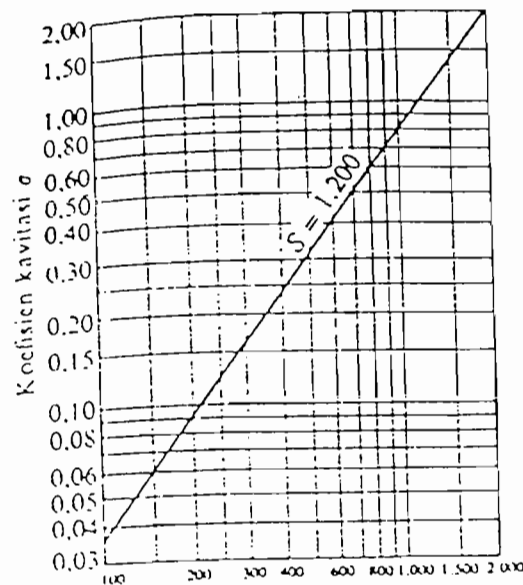
NPSH yang dibutuhkan adalah :

$$H_{svN} = \sigma \times H_N \dots \dots \dots (10.4)$$

dengan :  $\sigma$  = koefisien kavitasi Thoma

$H_N$  = head pompa pada efisiensi terbaik (meter)

Dengan kecepatan spesifik pada efisiensi terbaik maka dapat dicari koefisien kavitasi Thoma ( $\sigma$ ) dengan gambar 10.3



**Gambar 10.3 Hubungan antara Koefisien Kavitasi dan Kecepatan Spesifik (Sularso & Tohara, 2000, hal 46)**

Dari gambar diatas didapatkan harga  $\sigma$  adalah 0,1

$$H_{s,N} = 0,1 \times 30$$

$$= 3 \text{ meter}$$

Agar tidak terjadi kavitasi NPSH yang tersedia > dari NPSH yang dibutuhkan, maka :

$$h_{s,N} < \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - (h_s - h_{ls}) \dots\dots\dots (10.5)$$

Misalnya air dengan temperatur 20°C dan ujung saluran hisap pompa pada tekanan atmosfer, maka :

$$P_a = 1,0332 \text{ kgf/cm}^2 = 10332 \text{ kgf/m}^2$$

$$\gamma = 1000 \text{ kg/m}$$

$$P_v = 0,02383 \text{ kgf/cm}^2 = 238,3 \text{ kgf/m}^2$$

$$3 < \frac{10332}{1000} - \frac{238,3}{1000} - (h_s - h_{ls})$$

$$3 < 10,11 - (h_s - h_{ls})$$

$$(h_s - h_{ls}) < 10,11 - 3$$

$$(h_s - h_{ls}) < 7,11$$

Dengan demikian persamaan 10.6 kita dapat menentukan letak tinggi pompa maksimal dari permukaan air yang dipompa dan kerugian head maksimal pipa hisap.

## **BAB XI**

### **KESIMPULAN**

#### 11.1 Kesimpulan

Dalam setiap perancangan pompa, terlebih dahulu kita harus mengetahui jenis fluida apa yang akan dialirkan oleh pompa, kapasitas aliran dan head yang diperlukan untuk mengalirkan zat cair yang dipompa. Ketepatan dalam pemilihan pompa akan sangat menguntungkan. Pemakaian pompa yang sesuai dengan penggunaannya dapat memberikan efisiensi dalam segala hal, baik dari segi ekonomi, waktu maupun kelancaran dalam pemompaan.

Selain dengan ketepatan pemilihan pompa, hal yang perlu diperhatikan agar pompa dapat bekerja dengan baik, maka perlu diperhatikan instalasi pompa tersebut. Instalasi yang dimaksud adalah meliputi letak pompa, pemipaan, katup, dan tangki tekan.

Untuk itu dalam perancangan pompa air bersih untuk perhotelan seperti dalam perancangan tugas akhir ini, telah dipertimbangkan hal-hal yang mendukung perencanaan pompa guna menghasilkan sebuah perancangan pompa yang dapat bekerja dengan baik dan efisien.

Dari perhitungan bab-bab sebelumnya dapat dituliskan hasil perhitungan pokok dalam perancangan pompa ini, yaitu :

## 1) Spesifikasi pompa :

- Tipe : pompa sentrifugal dua tingkat
- Fluida yang dialirkan = air
- Kapasitas =  $50 \text{ m}^3/\text{jam}$
- Head total = 60 meter
- Putaran motor = 2910 rpm
- Daya = 15 Kw
- Efisiensi = 68 %

## 2) Impeler :

- Tipe = tertutup
- Bahan = perunggu
- Diameter sisi masuk = 98 mm
- Diameter sisi keluar = 250 mm
- Jumlah sudu = 5 buah

## 3) Rumah pompa :

- Tipe = rumah volut
- Bahan = besi cor
- Diameter dasar volut = 134,804 mm

## 4) Poros :

- Bentuk = Poros bertingkat
- Bahan = S 45 C-D
- Diameter poros = 35 mm
- Panjang poros = 460 mm

## 5) Pasak :

## ➤ Pasak pada impeler :

- Penampang pasak = 10 x 8
- Panjang pasak = 38 mm
- Kedalaman alur pasak pada poros = 0,5 mm
- Kedalaman alur pasak pada naf = 3,3 mm

## ➤ Pasak pada kopling :

- Penampang pasak = 10 x 8
- Panjang pasak = 38 mm
- Kedalaman alur pasak pada poros = 0,5 mm
- Kedalaman alur pasak pada naf = 3,3 mm

## 6) Bantalan :

## ➤ Bantalan A :

- Tipe = bantalan kerucut
- Nomor bantalan = 32307
- Diameter dalam = 35 mm
- Diameter luar = 80 mm

## ➤ Bantalan B :

- Tipe = bantalan bola
- Nomor bantalan = 6007
- Diameter dalam = 35 mm
- Diameter luar = 62 mm

## 11.2 Penutup

Dengan demikian kita dapat melihat bagaimana cara merancangan sebuah pompa yang akan kita gunakan untuk memenuhi kebutuhan akan air bersih sesuai dengan kebutuhan yang kita inginkan.

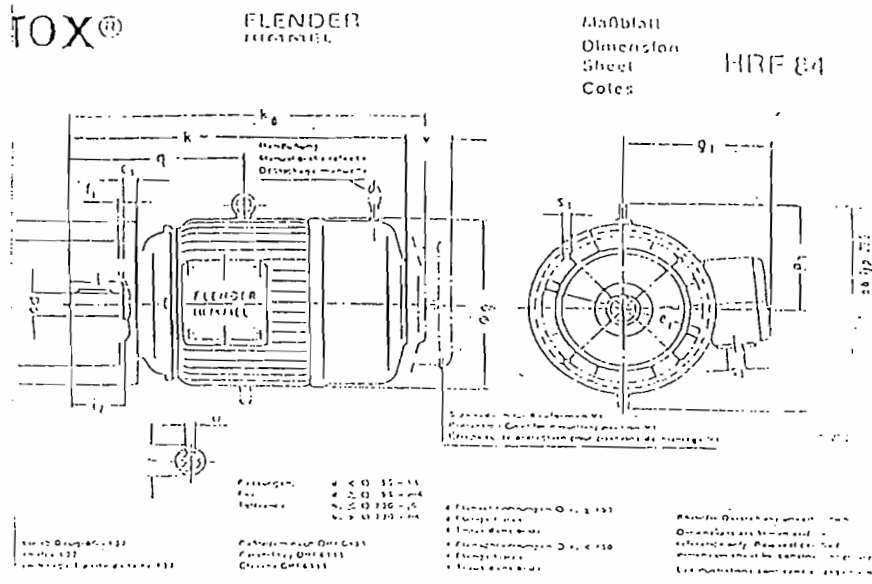
Usaha yang penulis lakukan sudahlah semaksimal mungkin, namun penulis menyadari bahwa perancangan ini masih jauh dari sempurna., untuk itu penulis mohon maaf atas segala kekurangan dan kesalahan yang terdapat didalam penulisan ini. Saran serta kritik membangun dari pembaca sangatlah penulis harapkan yang kiranya dapat membantu perancangan ini menjadi lebih baik lagi dikemudian hari.

Akhir kata, penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi semua pihak khususnya bagi yang berminat dibidang pompa.

**DAFTAR PUSTAKA**

- Austin. H. Church, Pompa dan Blower Sentrifugal, Erlangga, Jakarta, 1996
- Dietzel. Fritz, Turbin Pompa dan Kompresor, Erlangga, Jakarta, 1993
- Hick G. Tyeler, Teknologi Pemakaian Pompa, Erlangga, Jakarta, 1996
- Igor J, Karrasik, Pump Handbook, Mc Grow-Hill Book Company, New York,  
1976
- Khetagurov M, Marine Auxiliary Machinery And System Peace Publiser,  
Moscow
- Lazarkiewics. Stephen, Impeler, Pump, Permagon Press, Oxford London, 1965
- Stepanoff Aj, Centrifugal And Axial Flow Pump, John Wiley and Sons,  
New York, 1957
- Sularso, Kiyokatsu Suga, Dasar Perancangan dan Pemilihan Elemen Mesin,  
Pradnya Paramitha, Jakarta, 1980
- Sularso, Haruo Tahara, Pompa dan Kompresor, Pradnya Paramitha, Jakarta, 1980
- Sularso, Haruo Tahara, Pompa dan Kompresor, Pradnya Paramitha, Jakarta, 2000

Tabel 2.1 Motor Listrik



**Electric Motors Data**  
**Three phase squirrel cage motor**  
**Moteurs électriques**  
**Caractéristiques**  
**Moteur triphasé**

1500 min<sup>-1</sup> Synchronous Drehzahl  
 1500 min<sup>-1</sup> Synchronous Drehzahl  
 1500 min<sup>-1</sup> Synchronous Drehzahl  
 Motorvoltage 380 V, 50 Hz  
 Motor Voltage 380 V, 50 Hz  
 Tension du moteur 380 V, 50 Hz

Type	IP	kVA	kW	n/min	I <sub>n</sub> A	I <sub>s</sub> /I <sub>n</sub>	T <sub>s</sub> /T <sub>n</sub>	T <sub>s</sub> ca. kgm <sup>2</sup>	η	cos φ	P <sub>Fe</sub> W	P <sub>mech</sub> W	P <sub>tot</sub> W
G 71 S/274	0,05	650	0,45	2,2	1,3	1,2	0,0014	43	0,70	0,7	0,05	0,75	0,80
G 71 M/274	0,15	1375	0,71	2,3	1,2	1,2	0,0020	44	0,74	0,7	0,15	0,80	0,85
G 60 S/274	0,2	650	1,05	2,6	1,5	1,6	0,0024	43,5	0,77	0,7	0,2	0,80	0,85
G 60 M/274	0,27	650	1,25	2,8	1,6	1,6	0,0030	49	0,73	0,7	0,27	0,80	0,85
A 90 S/274	0,37	700	1,8	2,7	2,0	2,0	0,0034	52	0,73	0,7	0,37	0,80	0,85
A 90 M/274	0,5	700	2,3	3,0	2,2	2,2	0,0043	55	0,70	0,7	0,5	0,80	0,85
A 100 L/274	0,7	710	3,0	3,4	2,1	2,1	0,0058	60	0,69	0,7	0,7	0,80	0,85
A 100 LP/274	1,1	700	4,1	4,4	1,9	1,9	0,0065	63	0,65	0,7	1,1	0,80	0,85
A 100 LP/274	1,2	700	4,5	3,3	1,9	1,9	0,0065	63	0,61	0,7	1,2	0,80	0,85
A 112 M/274	1,6	700	5,8	3,6	2,2	2,2	0,0151	70	0,61	0,7	1,6	0,80	0,85
G 122 S/274	2,7	700	8,1	4,6	1,5	1,5	0,031	75	0,70	0,7	2,7	0,80	0,85
G 122 M/274	4,0	1410	6,7	5,2	1,9	1,9	0,043	79	0,65	0,7	4,0	0,80	0,85
G 160 M/274	5,5	735	17,5	4,5	1,6	1,6	0,092	77	0,67	0,7	5,5	0,80	0,85
G 160 M/274	6,5	735	18,5	3,8	1,1	1,1	0,092	65	0,65	0,7	6,5	0,80	0,85
G 160 L/274	3,5	720	25	4,2	1,6	1,6	0,13	62	0,61	0,7	3,5	0,80	0,85
G 120 L/274	11	735	22	5,8	1,7	1,7	0,25	63	0,70	0,7	11	0,80	0,85
G 200 L/274	13,5	735	32	6,5	2,1	2,1	0,31	64	0,72	0,7	13,5	0,80	0,85
G 200 L/274	15	735	47	6,4	2,2	2,2	0,36	65	0,67	0,7	15	0,80	0,85
G 225 S/274	15	735	48,5	4,2	1,6	1,6	0,39	65	0,64	0,7	15	0,80	0,85
G 225 M/274	20	735	51	4,0	1,6	1,6	0,46	67	0,63	0,7	20	0,80	0,85



**Tabel 4.4 Bahan Untuk Pompa Yang dipakai  
(Sularso & Tahara, 1996, hal 56)**

Nomor Kelompok	Frekwensi	Rumah ( <i>Casing</i> )	Impeler	Pemakaian
A-1	0	FC	FC	Air tawar, air minum
A-2		FC	FCD	Air tawar, air minum
A-3	0	FC	SC	Air tawar, air minum
A-4	0	FC	BC	Air tawar, air minum, air laut
A-5	0	FC	PBC	Air tawar, air minum, air laut
A-6	0	FC	ABC	Air tawar, air minum, air laut
A-7	0	FC	SCS2	Air tawar, air minum, air limbah
A-8	0	FC	SCS12 or SCS13	Air limbah, air laut
A-9		FC berlapis karet	SCS12 or SCS13	air distilasi, air laut
B-1	0	SC	SC	Air tawar, air laut
B-2		SC	ABC	Air tawar, air minum, air laut
B-3	0	SC	SCS2	Air tawar, air minum, air limbah
B-4		SC	SCS12 or SCS13	Air laut, air limbah
B-5		SC	SCS14 or SCS15	Air laut
C-1	0	BC	BC	Air distilasi, air laut
C-2		BC	PBC	Air laut
C-3		ABC	ABC	Air laut
D-1		SCS2	SCS2	Air laut, air limbah
D-2		SCS2	SCS12 or SCS13	Air laut, air limbah
D-3		SCS2	SCS14 or SCS15	Air laut
D-4	0	SCS12 or SCS13	SCS12 or SCS13	Air laut
D-5		SCS12 or SCS13	SCS14 or SCS1	Air laut
D-6		SCS12 or SCS13	Whorthite	Air laut
E-1	0	SS	SC	Air tawar
E-2	0	SS	SCS2	Air tawar, air minum
E-3		SUS27	SCS13	Air tawar, air minum, air laut

Keterangan :

1. Frekwensi dengan tanda "0" berarti bahan sering dipakai
2. FC (besi cor) menyatakan FC15, FC20, FC25, dan FC25 Ma
3. BC (perunggu cor) menyatakan BC2 dan BC3
4. SC berarti baja karbon
5. ABC berarti perunggu aluminium cor
6. SS berarti plat baja

**Tabel 4.4 Bahan Untuk Pompa Yang dipakai  
(Sularso & Suga, 1991, hal 9)**

4	10	*22,4	40	100	*224	400
		24		(105)	240	
	11	25	42	110	250	420
					260	440
4,5	*11,2	28	45	*112	280	450
	12	30		120	300	460
		*31,5	48		*315	480
5	*12,5	32	50	125	320	500
				130	340	530
		35	55			
*5,6	14	*35,5	56	140	*355	560
	(15)			150	360	
6	16	38	60	160	380	600
	(17)			170		
	18		63	180		630
	19			190		
	20			200		
	22		65	220		
7			70			
*7,1			71			
			75			
8			80			
			85			
9			90			
			95			

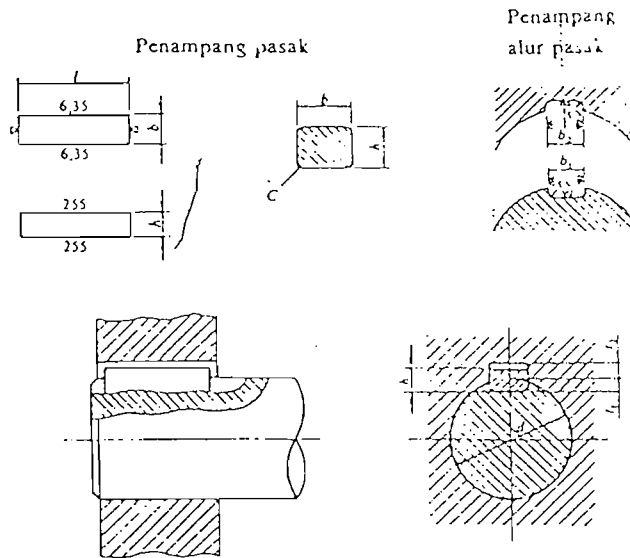
Keterangan :

1. Tanda \* menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standart
2. Bilangan didalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipasang bantalan gelinding

**Tabel 6.1 Baja Karbon Untuk Konstruksi Mesin  
(Sularso & Suga, 1991, hal 3)**

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S 30 C	Penormalan	48	
	S 35 C	Penormalan	52	
	S 40 C	Penormalan	55	
	S 45 C	Penormalan	58	
	S 50 C	Penormalan	62	
	S 55 C	Penormalan	66	
Batang baja yang difinising dingin	S 35 C-D		53	Ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S 45 C-D		60	
	S 55 C-D		72	

Tabel 6.2 Penampang Pasak  
(Sumber: Sularso&suga,1991,hal 10)



Ukuran-ukuran utama

(Satuan: mm)

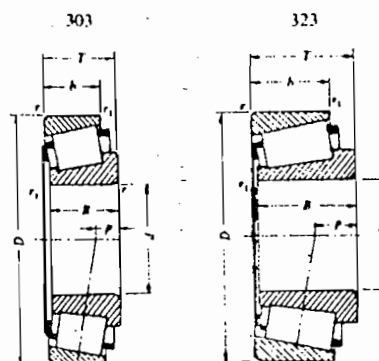
Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar $b, b_1,$ dan $b_2$	Ukuran standar $h$		C	l*	Ukuran Standar $t_1$	Ukuran standar $t_2$			$r_1$ dan $r_2$	Referensi	
		Pasak prismatis Pasak lancur	Pasak tirus				Pasak prismatis	Pasak lancur	Pasak tirus		Diameter poros yang dapat dipakai $d^{**}$	
2 x 2	2	2		0,16-0,25	6-20	1,2	1,0		0,5	0,08-0,16	Lebih dari	6-8
3 x 3	3	3			6-36	1,8	1,4		0,9		-	8-10
4 x 4	4	4			8-45	2,5	1,8		1,2		-	10-12
5 x 5	5	5			10-56	3,0	2,3		1,7		-	12-17
6 x 6	6	6			14-70	3,5	2,5		2,2		-	17-22
7 x 7	7	7	7,2		0,25-0,40	15-80	4,0	3,0	3,5		3,0	0,16-0,25
8 x 8	8	7			18-90	4,0	3,3		2,4		-	22-30
10 x 10	10	8			22-110	5,0	3,3		2,4		-	30-35
12 x 12	12	8			23-140	5,0	3,3		2,4		-	38-44
14 x 14	14	9		0,40-0,60	36-160	5,5	3,6		2,5	0,25-0,40	-	44-50
15 x 10	15	10	10,2		40-180	5,0	5,0	5,5	5,0		-	50-55
16 x 10	16	10			45-180	6,0	4,3		3,4		-	50-58
18 x 11	18	11			50-200	7,0	4,4		3,4		-	58-65
20 x 12	20	12			56-220	7,5	4,9		3,9		-	65-75
22 x 14	22	14			63-250	9,0	5,4		4,4		-	75-85
24 x 16	24	16	16,2	0,60-0,80	70-280	8,0	8,0	8,5	8,0	0,40-0,60	-	80-90
25 x 14	25	14			70-280	9,0	5,4		4,4		-	85-95
28 x 16	28	16			80-320	10,0	6,4		5,4		-	95-110
32 x 18	32	18			90-360	11,0	7,4		6,4		-	110-130

\* l harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel.  
6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

Tabel 7.2 Bantalan Rol Kerucut  
(Sumber :Sularso & Suga, 1991, hal 144)

$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$	
X	Y	X	Y
1	0	0,4	$Y_1$

Harga e,  $Y_1$  dan  $Y_0$  dalam hubungannya dengan tabel di bawah.



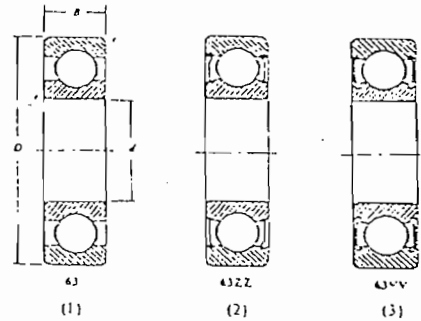
Nomor bantalan	Ukuran luar (mm)									Faktor beban aksial		Konstanta e	Kapasitas nominal dinamis spesifik (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik (kg)
	d	D	T	B	b	r	$r_1$	p	$Y_1$	$Y_0$				
30302	15	42	14,25	13	11	1,5	0,5	3,3	2,1	1,2	0,28	1640	1000	
30303	17	47	15,25	14	12	1,5	0,5	4,6	2,1	1,2	0,28	2030	1280	
30304	20	52	16,25	15	13	2	0,8	4,4	2,0	1,1	0,30	2490	1670	
30305	25	62	18,25	17	15	2	0,8	5,0	2,0	1,1	0,30	3300	2250	
30306	30	72	20,75	19	16	2	0,8	5,2	1,9	1,0	0,32	4200	2970	
30307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	6,0	1,9	1,0	0,32	5350	3950	
30308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	5,0	1,7	0,95	0,35	6100	4750	
30309	45	100	27,25	25	22	2,5	0,8	5,9	1,7	0,95	0,35	7600	6050	
30310	50	110	29,25	27	23	3	1	6,1	1,7	0,95	0,35	8900	7150	
30312	60	130	33,5	31	26	3,5	1,2	7,1	1,7	0,95	0,35	11900	9950	
32304	20	52	22,25	21	18	2	0,8	8,2	2,0	1,1	0,30	3200	2350	
32305	25	62	25,25	24	20	2	0,8	9,5	2,0	1,1	0,30	4400	3300	
32306	30	72	28,75	27	23	2	0,8	9,7	1,9	1,0	0,32	5650	4500	
32307	35	80	32,75	31	25	2,5	0,8	12,1	1,9	1,0	0,32	7000	5700	
32308	40	90	35,25	33	27	2,5	0,8	12,3	1,7	0,95	0,35	8150	7000	
32309	45	100	38,25	36	30	2,5	0,8	12,5	1,7	0,95	0,35	9850	8600	
32310	50	110	42,25	40	33	3	1	13,7	1,7	0,95	0,35	12000	10800	

↑ : Ke atas.  
→ : Ke kanan.  
↓ : Ke bawah.  
← : Ke kiri.

- ①  $T = 15200$  (kg·mm),  $n_1 = 1600$  (rpm),  $L_{10} = 3000$  (h)
- ②  $0' - 0 - III - III'$ ,  $i = 1$ ,  $q_1 = 0,20$   
 $0' - 0 - II - II'$ ,  $i = 2$ ,  $q_2 = 0,05$   
 $0' - 0 - I - I'$ ,  $i = 3$ ,  $q_3 = 0,01$   
 $0' - 0 - \text{Netral}$ ,  $i = 4$ ,  $q_3 = 0,74$

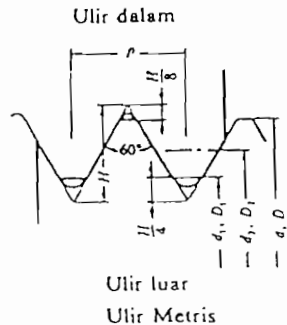
**Tabel 7.3 Bantalan Bola Tunggal Alur Dalam**  
(Sumber: Sularso&Suga, 1991, hal 143)

$C_0/F_a$		5	10	15	20	25
$F_a/VF_r \leq c$	X	1				
	Y	0				
$F_a/VF_r > e$	X	0,56				
	Y	1,26	1,49	1,64	1,76	1,85
$e$		0,35	0,29	0,27	0,25	0,24



Nomor bantalan			Ukuran luar (mm)				Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik $C_0$ (kg)
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	d	D	B	r		
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	400	229
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	470	296
6004	04ZZ	04VV	20	42	12	1	735	465
6005	05ZZ	05VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	1030	740
6007	07ZZ	07VV	35	62	14	1,5	1250	915
6008	08ZZ	08VV	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	10ZZ	10VV	50	80	16	1,5	1710	1430
6200	6200ZZ	6200VV	10	30	9	1	400	236
6201	01ZZ	01VV	12	32	10	1	535	305
6202	02ZZ	02VV	15	35	11	1	600	360
6203	6203ZZ	6203VV	17	40	12	1	750	460
6204	04ZZ	04VV	20	47	14	1,5	1000	635
6205	05ZZ	05VV	25	52	15	1,5	1100	730
6206	6206ZZ	6206VV	30	62	16	1,5	1530	1050
6207	07ZZ	07VV	35	72	17	2	2010	1430
6208	08ZZ	08VV	40	80	18	2	2380	1650
6209	6209ZZ	6209VV	45	85	19	2	2570	1880
6210	10ZZ	10VV	50	90	20	2	2750	2100
6300	6300ZZ	6300VV	10	35	11	1	635	365
6301	01ZZ	01VV	12	37	12	1,5	760	450
6302	02ZZ	02VV	15	42	13	1,5	895	545
6303	6303ZZ	6303VV	17	47	14	1,5	1070	660
6304	04ZZ	04VV	20	52	15	2	1250	785
6305	05ZZ	05VV	25	62	17	2	1610	1080
6306	6306ZZ	6306VV	30	72	19	2	2090	1440
6307	07ZZ	07VV	35	80	20	2,5	2620	1840
6308	08ZZ	08VV	40	90	23	2,5	3200	2300
6309	6309ZZ	6309VV	45	100	25	2,5	4150	3100
6310	10ZZ	10VV	50	110	27	3	4850	3650

**Tabel 8.1 Ukuran Ulir Standar Ulir Kasar Metris (JIS B 0205)**  
 (Sumber: Sularso&Suga, 1991, hal 283)



$H = 0,866025P, d_2 = d - 0,64951P, D = d$   
 $H_1 = 0,541266P, d_1 = d - 1,082532P, D_2 = d_2, D_1 = d_1$   
 Garis tebal menyatakan profil patokan dari ulir

(Satuan : mm)

Ulir <sup>(1)</sup>			Jarak bagi p	Tinggi kaitan H <sub>1</sub>	Ulir dalam		
					Diameter luar D	Diameter efektif D <sub>2</sub>	Diameter dalam D <sub>1</sub>
1	2	3	Ulir luar				
			Diameter luar d	Diameter efektif d <sub>1</sub>	Diameter inti d <sub>1</sub>		
M 0,25			0,075	0,041	0,250	0,201	0,169
M 0,3			0,08	0,043	0,300	0,248	0,213
	M 0,35		0,09	0,049	0,350	0,292	0,253
M 0,4			0,1	0,054	0,400	0,335	0,292
	M 0,45		0,1	0,054	0,450	0,385	0,342
M 0,5			0,125	0,068	0,500	0,419	0,365
	M 0,55		0,125	0,068	0,550	0,469	0,415
M 0,6			0,15	0,081	0,600	0,503	0,438
	M 0,7		0,175	0,095	0,700	0,586	0,511
M 0,8			0,2	0,108	0,800	0,670	0,583
	M 0,9		0,225	0,122	0,900	0,754	0,656
M 1			0,25	0,135	1,000	0,838	0,729
M 1,2			0,25	0,135	1,200	1,038	0,929
M 1,4			0,3	0,162	1,400	1,205	1,075
M 1,7			0,35	0,189	1,700	1,473	1,321
M 2			0,4	0,217	2,000	1,740	1,567
M 2,3			0,4	0,217	2,300	2,040	1,867
M 2,6			0,45	0,244	2,600	2,308	2,113
M 3 × 0,5			0,5	0,271	3,000	2,675	2,459
			0,6	0,325	3,000	2,610	2,350
	M 3,5		0,6	0,325	3,500	3,110	2,850
M 4 × 0,7			0,7	0,379	4,000	3,515	3,242
			0,75	0,406	4,000	3,513	3,185
	M 4,5		0,75	0,406	4,500	4,013	3,686
M 5 × 0,8			0,8	0,433	5,000	4,480	4,134
			0,9	0,487	5,000	4,415	4,026
			0,9	0,487	5,500	4,915	4,526

Tabel 8.1b Ukuran Standar Ulir Kasar Metris (JIS B 0205)

Tabel 7.1 (b) Ukuran standar ulir kasar metris (JIS B 0205).

Ulir			Jarak bagi $p$	Tinggi kaitan $H_1$	Ulir dalam		
					Diameter luar $D$	Diameter efektif $D_2$	Diameter dalam $D_1$
1	2	3			Ulir luar		
					Diameter luar $d$	Diameter efektif $d_2$	Diameter inti $d_1$
M 6		M 7	1	0,541	6,000	5,350	4,917
			1	0,541	7,000	6,350	5,917
M 8			1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
M 10		M 9	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
			1,5	0,812	10,000	9,026	8,376
		M 11	1,5	0,812	11,000	10,026	9,376
M 12	M 14		1,75	0,947	12,000	10,863	10,106
			2	1,083	14,000	12,701	11,835
M 16			2	1,083	16,000	14,701	13,835
M 20	M 18		2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
	M 22		2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
			2,5	1,353	22,000	20,376	19,294
M 24	M 27		3	1,624	24,000	22,051	20,752
			3	1,624	27,000	25,051	23,752
M 30			3,5	1,894	30,000	27,727	26,211
M 36	M 33		3,5	1,894	33,000	30,727	29,211
	M 39		4	2,165	36,000	34,402	31,670
			4	2,165	39,000	36,402	34,670
M 42	M 45		4,5	2,436	42,000	39,077	37,129
			4,5	2,436	45,000	42,077	40,129
M 48			5	2,706	48,000	44,752	42,587
M 56	M 52		5	2,706	52,000	48,752	46,587
	M 60		5,5	2,977	56,000	52,428	50,046
			5,5	2,977	60,000	56,428	54,046
M 64	M 68		6	3,248	64,000	60,103	57,505
			6	3,248	68,000	64,103	61,505

Catatan: (1) Kolom 1 merupakan pilihan utama. Kolom 2 atau kolom 3 hanya dipilih jika terpaksa.

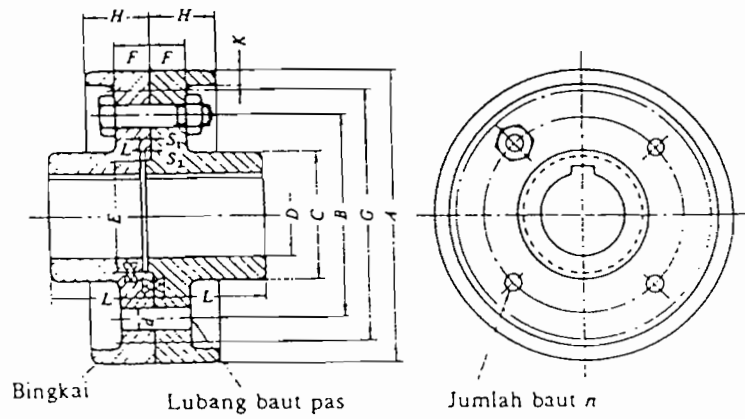


Tabel 8.2 Tekanan Yang Diijinkan Pada Ulir  
(Sumber: Sularso&Suga, 1991, Hal 298)

Bahan		Tekanan permukaan yang diizinkan $q_a$ (kg/mm <sup>2</sup> )	
Ulir luar	Ulir dalam	Untuk pengikat	Untuk penggerak
Baja liat	Baja liat atau perunggu	3	1
Baja keras	Baja liat atau perunggu	4	1,3
Baja keras	Besi cor	1,5	0,5

Bahan		Kecepatan luncur	Tekanan permukaan yang diizinkan $q_a$ (kg/mm <sup>2</sup> )
Baja	Perunggu	Kecepatan rendah	1,8-2,5
	Perunggu	3,0 m/min atau kurang	1,1-1,8
	Besi cor	3,4 m/min atau kurang	1,3-1,8
	Perunggu	6-12 m/min	0,6-1
	Besi cor		0,4-0,1
	Perunggu	15 m/min atau lebih	0,1-0,2

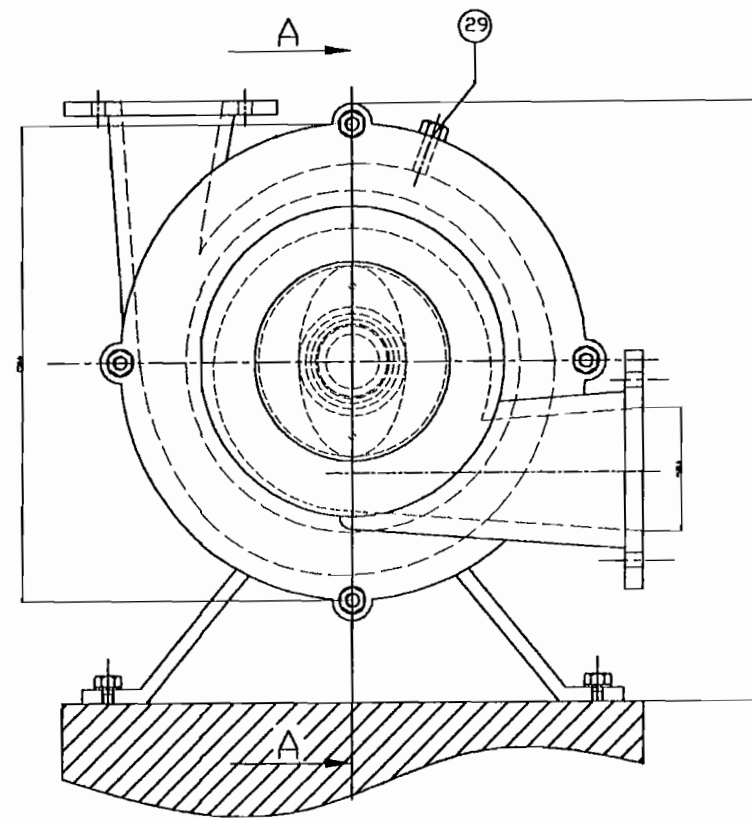
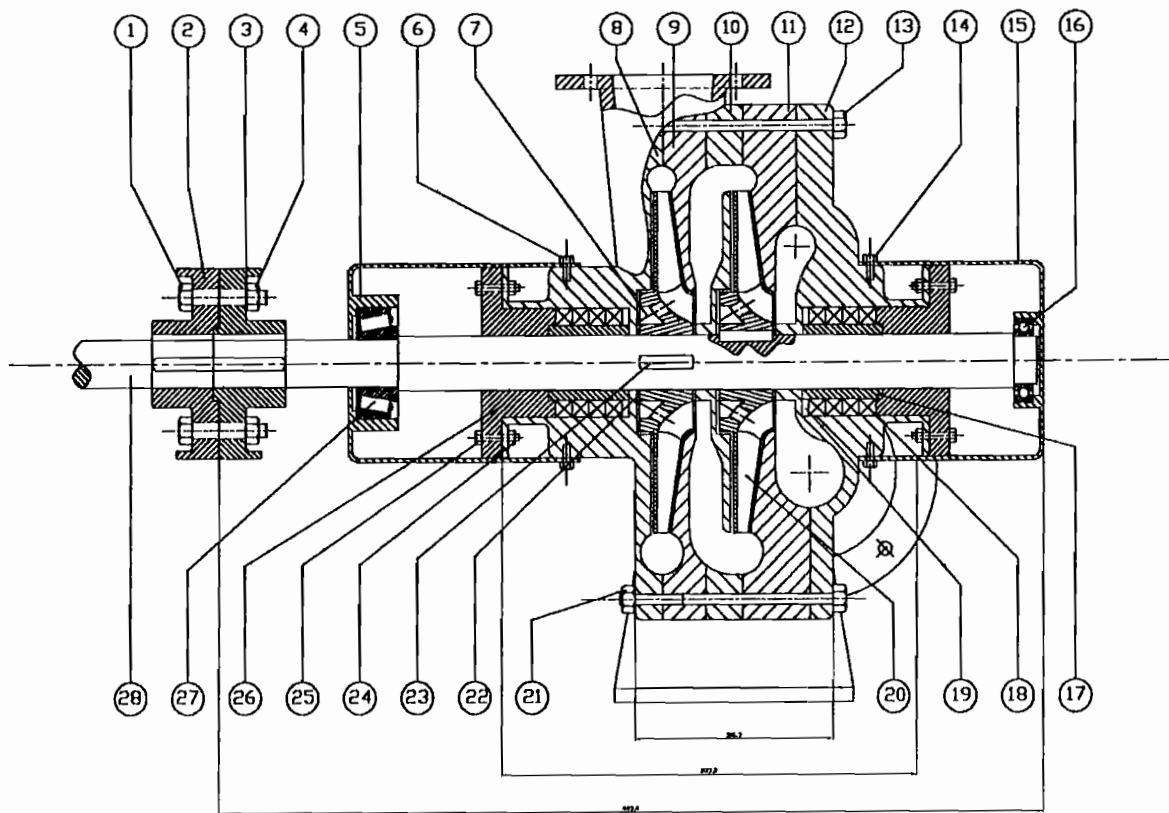
Tabel 8.3 Ukuran Kopling Flens (JIS B 1451-1962)  
(Sumber: Sularso&Suga, 1991, Hal 31)



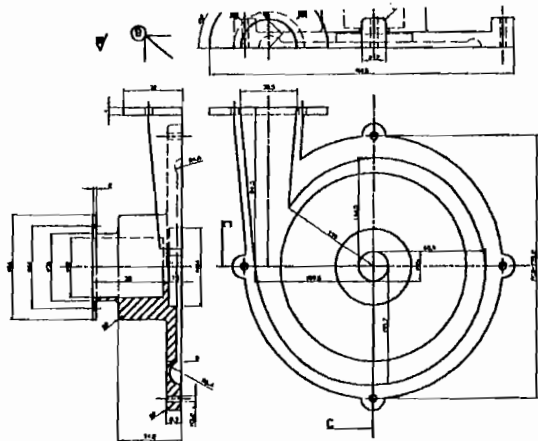
(Satuan: mm)

A	G Tanpa bingkai (Halus saja)	D		L	C	B	F		H		K	n	d	
		Diameter lubang max.	Diameter lubang min.				Kasar	Halus	Kasar	Halus			Kasar	Halus
(112)	(100)	25	20	40	45	75	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
125	112	28	22,4	45	50	85	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
140	124	35,5	28	50	63	100	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
160	140	45	35,5	56	80	112	15	20	28	35,5	6	4	14	14
(180)	(160)	50	40	63	90	132	15	20	28	35,5	6	6	14	14
200	180	56	45	71	100	140	18	22,4	35,5	40	6	6	18	16
(224)	(200)	63	50	80	112	160	18	22,4	35,5	40	6	6	18	16
250	224	71	56	90	125	180	23,6	28	45	50	8	6	21	20
(280)	(250)	80	63	100	140	200	23,6	28	45	50	8	6	21	20
315	280	90	71	112	160	236	26,5	35,5	50	63	8	6	24	25
(355)	(315)	100	80	125	180	265	26,5	35,5	50	63	8	6	24	25

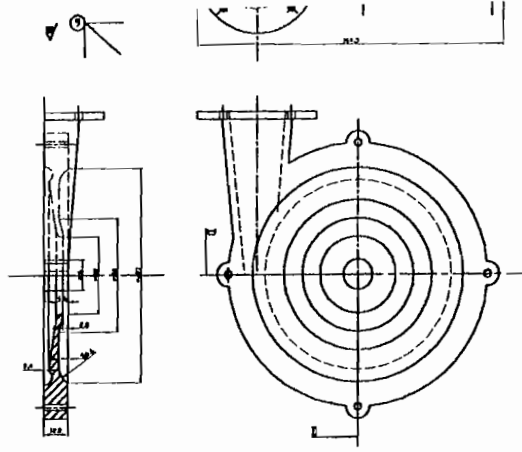
- Keterangan:
1. Jika tidak disebutkan secara khusus, angka-angka di dalam tabel berlaku umum baik untuk "halus" maupun untuk "kasar".
  2. Pemakaian angka-angka di dalam kurung sejauh mungkin dihindarkan.



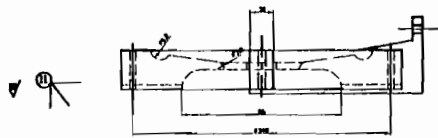
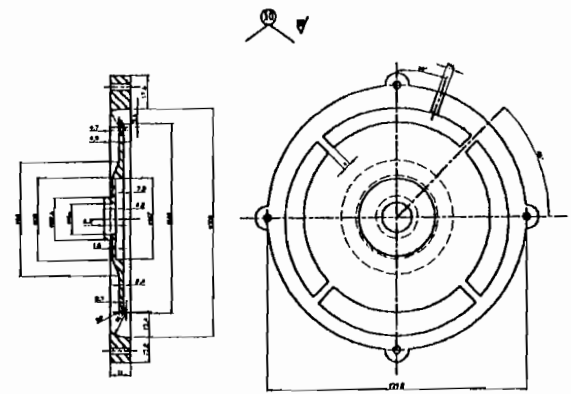
28	1	Pelana		MS	Stiel
27	1	Stang	240C-2		
26	1	Berlian A			Stiel
25	2	Pemutan pelana	25C		
24	2	Busk pemutan pelana			Stiel
23	2	Bar pemutan pelana	25C		
22	2	Pemut			Stiel
21	2	Ring pemutan sus			Stiel
20	2	Bar casing pompa			Stiel
19	2	Impeller	IS		
18	2	Choke letter			
17	2	Pelana			Stiel
16	2	Batasang jarak	FC		
15	1	Berlian B			Stiel
14	1	Busk berlian B	FC		
13	1	Busk rumah berlian B	MS		Stiel
12	1	Busk casing pompa	MS		Stiel
11	1	Berlian casing 1	FC		
10	1	Berlian casing 2	FC		
9	1	Berlian casing 3	FC		
8	1	Berlian casing 4	FC		
7	1	Berlian casing 5	FC		
6	1	Busk pemutan sus			Stiel
5	1	Busk rumah berlian A	FC		Stiel
4	1	Bar impeller			Stiel
3	1	Ring impeller			Stiel
2	1	Impeller rumah sus	25C		
1	1	Busk impeller	MS		Stiel
MS	MS	Stiel			MS
MS	MS	Stiel			MS



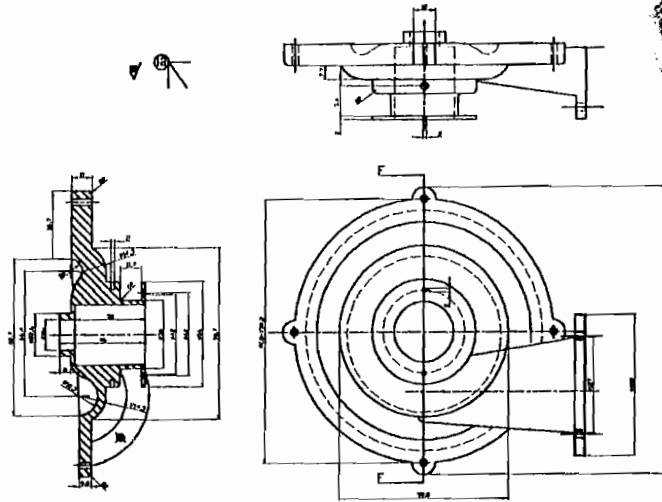
Pemampang C-C



Pemampang D-D



Pemampang E-E



Pemampang F-F

