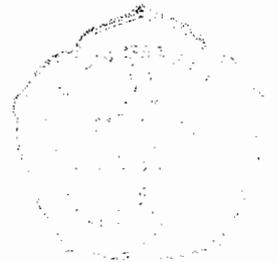
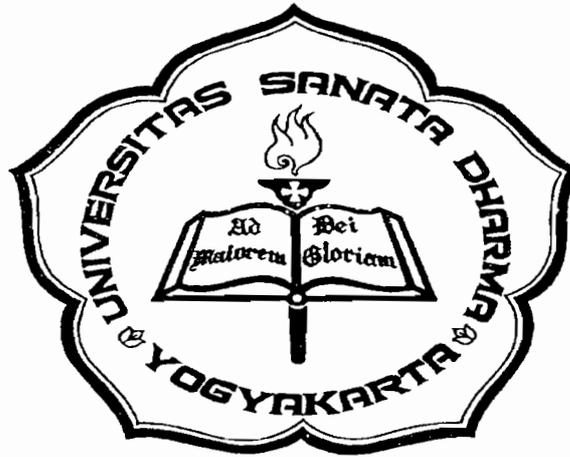


**39 m<sup>3</sup> / hour CENTRIFUGAL PUMP  
( RADIALLY SPLIT )**

**Tugas Akhir**

**Nomor : 328 / FT\_USD / TM / Agustus / 2003**

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
Program Studi Teknik Mesin**



Disusun oleh :

VERY IBET GULTOM

NIM : 995214067

NIRM : 99005112310120067

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS SANATA DHARMA  
YOGYAKARTA  
2003**

## TUGAS AKHIR

### 39 m<sup>3</sup>/hour CENTRIFUGAL PUMP (RADIALLY SPLIT)

Disusun Oleh :

Very Ibet Gultom

NIM : 995214067

NIRM : 99005112310120067

Telah Disetujui Oleh :

Dosen Pembimbing Utama :



(Dr. Ir. Indarto, DEA)

Tanggal : 22 Desember 2003

Dosen Pembimbing Kedua :



(Ir. YB. Lukiyanto, M.T.)

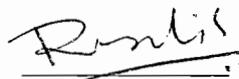
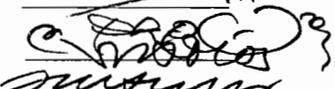
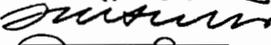
Tanggal : 22 Desember 2003

**HALAMAN PENGESAHAN**  
**TUGAS AKHIR**  
**39 m<sup>3</sup>/hour CENTRIFUGAL PUMP**  
**(RADIALLY SPLIT)**

Disusun Oleh :  
Very Ibet Gultom  
NIM : 995214067  
NIRM : 99005112310120067

Telah Dipertahankan Di Depan Panitia Penguji  
Pada Tanggal 07 Januari 2004  
Dan Dinyatakan Memenuhi Syarat

**Susunan Panitia Penguji**

Nama		Tanda Tangan
Ketua	: Ir. FA.Rusdi Sambada, M.T.	
Sekretaris	: Ir. PK.Purwadi, M.T.	
Pembimbing Utama	: Dr.Ir. Indaro,DEA.	
Penbimbing Kedua	: Ir. YB.Lukiyanto,M.T.	
Penguji	: Ir. FX.Agus Unggul Santoso	

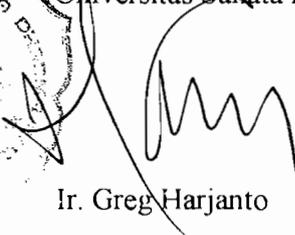


Yogyakarta, Januari 2004

Dekan Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma Yogyakarta



  
Ir. Greg Harjanto



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

Nomor : 328 FT\_USD\_TM / Agustus : 2003

Diberikan kepada :  
Nama Mahasiswa : Very Ibet Gultom  
Nomor Mahasiswa : 995214067  
NTRM : 99005112310120067  
Jurusan : TEKNIK MESIN  
Fakultas : TEKNIK  
Matakuliah : Pompa dan Kompresor  
Judul naskah soal :

Rancang sebuah pompa sentrifugal dengan data perancangan sebagai berikut :

- poros mendatar
- belahan rumah **Radial**
- $H = 60$  m ,  $Q = 39$  m<sup>3</sup>/jam ,  $n = 1480$  rpm
- fluida air bersih

Tanggal dimulai : 28 Juli 2003

Pembimbing Kedua

(Ir. YB. Lukiyanto, MT.)

Yogyakarta, 5 Agustus 2003  
Dosen Pembimbing Utama

(Dr. Ir. H. Indarto, Df. A.)

“ Mintalah, maka akan diberikan kepadamu ; carilah, maka  
kamu akan mendapat ; maka pintu akan dibukakan  
bagimu ”

Mat 7 :7

*Ora et Labora*

“ Apa Yang Anda Pikirkan Itu Yang terjadi Di Dalam Diri Anda Maka  
Berpikirlah Sukses Agar Sukses “

*Persembahkan ku*

**Tuhan Yang Maha Penyayang.....**

**Yang telah memberikan kasih dan rahmat**

*Kepada sang penyelamatku  
Yesus kristus*

*Kuujukan..*

*Buat R.I.P Bapak Yansen Gultom*

*Mamaku tersayang*

*Saudaraku tercinta Hengki, Mardiana,*

*Yanpiter, Maya Veronika, Vera Carolina*

*dan Veni Chris Paula*

## KATA PENGANTAR

Puji syukur serta ucapan terima kasih yang teramat tulus kepada Tuhan Yang Maha Kasih, atas rahmat yang dianugerahkan kepada penulis sehingga berhasil menyelesaikan penulisan tugas akhir ini.

Tugas akhir ini merupakan salah satu syarat untuk meraih gelar sarjana pada jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

Pompa sentrifugal merupakan tema yang diambil penulis dalam penyusunan tugas akhir berdasarkan minat penulis dan dengan harapan dapat menjadi bekal di dalam 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 USD.
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 Ir. YB. Lukiyanto, M.T. 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 Universitas Sanata Dharma.
5. Sekretariat Fakultas Teknik USD.
6. Sri Sultan Hamengkubono X atas kota yogyanya yang damai.
7. Pakde Gogon, S.T, Boy, S.T, Kustanto (kidungan), Sigit Rama, Petrus Boyke Pitang, Hans Phati, Joe Uran, Noe Manchi Anak-anak Kost Wisma Jaka, Anak-anak sekretariat kota BATAM yang ada diyogyakarta juga semua teman-teman yang tidak dapat saya sebutkan satu-persatu yang telah memberikan dorongan moral kepada penulis.

Usaha yang penulis lakukan sudah semaksimal mungkin, namun penulis menyadari bahwa penulisan 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 sangat penulis harapkan demi perbaikan dikemudian hari.

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

Yogyakarta, Januari 2004

Penulis



VERY IBET GULTOM

NIM. 995214067

## INTISARI

Pompa adalah suatu mesin atau alat yang berfungsi untuk memindahkan atau mengalirkan zat cair dari tempat satu ke tempat yang lain. Dengan adanya perbedaan tekanan antara diluar dan didalam pompa, zat cair akan mengalir masuk kedalam pompa melalui saluran masuk (suction) dan keluar melalui saluran tekan. Penggunaan pompa biasanya berdasarkan pada sifat dan karakteristik zat cair yang akan dipompa.

Perancangan pompa adalah pompa sentrifugal yang terdiri dari dua tingkat dengan head pemompaan  $(H) = 60$  m, kapasitas  $(Q) = 39$  m<sup>3</sup>/jam, putaran motor  $(n) = 1480$  rpm dan belahan rumah Radial. Jenis impeler menggunakan jenis impeler tertutup dikarenakan zat cair yang akan dipompakan adalah air bersih dengan bahan perunggu dan jumlah sudu impelernya 5 buah dengan tipe sudu "Back Ward Curve Vanes".

## ABSTRACT

Pump is a kind of machine which functions to transfer or flow fluid from a place to another place. The fluid will flow into the pump through suction taken out through the pump because of the difference of internal and outer pressure of the pump. The using of the pump depends on the characteristics of the fluid that will be pumped.

The design of this pump is two centrifugal pump with head (H) = 60 m, capacity (Q) = 39 m<sup>3</sup>/ hour, motor turning (n) = 1480 rpm and Radially split. The impeller dimension used back ward curve vanes impeller and it is made of bronze having 5 angles closed impeller, because of the fluid that will be pumped is clean water.

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
HALAMAN PERSETUJUAN.....	ii
HALAMAN PENGESAHAN UJIAN.....	iii
HALAMAN SOAL.....	iv
HALAMAN PERSEMBAHAN.....	v
MOTTO HIDUP.....	vi
KATA PENGANTAR.....	vii
INTISARI.....	ix
ABSTRACT.....	x
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR GAMBAR.....	xvi
DAFTAR TABEL.....	xvii
DAFTAR LAMPIRAN.....	xviii
<b>BAB I        PENDAHULUAN</b>	
I.1    Klasifikasi Pompa.....	1
I.2    Pemilihan Pompa.....	15
I.3    Pembatasan Masalah.....	15
I.4    Pompa Sentrifugal.....	16
<b>BAB II      DASAR PERENCANAAN POMPA</b>	
II.1   Perencanaan Pompa.....	17
II.2   Putaran Spesifik.....	18

II.3	Pengecekan Tingkat Pompa.....	20
II.4	Daya Pemompaan.....	21
II.5	Pelayanan Pompa.....	24
<b>BAB III</b>	<b>PERANCANGAN IMPELER</b>	
III.1	Tinjauan Umum.....	25
III.2	Perhitungan Bentuk Impeler.....	29
III.2.1	Perhitungan Diameter Poros.....	29
III.2.2	Diameter Hub.....	32
III.2.3	Diameter Mata Impeler.....	33
III.2.4	Diameter Sisi Masuk Impeler.....	36
III.2.5	Lebar Sisi Masuk Impeler.....	37
III.2.6	Diameter Sisi Keluar Impeler.....	38
III.2.7	Lebar Sisi Keluar Impeler.....	39
III.3	Penentuan Jumlah Sudu.....	40
III.4	Segitiga Kecepatan.....	44
III.4.1	Segitiga Kecepatan Pada Sisi Masuk Impeler.....	45
III.4.2	Segitiga Kecepatan Pada Sisi Keluar Impeler.....	46
<b>BAB IV</b>	<b>BENTUK SUDU</b>	
IV.1	Pemilihan Bentuk Sudu.....	53
IV.2	Pelukisan Bentuk Sudu.....	53
IV.3	Tebal Sudu.....	56
IV.4	Lebar Laluan.....	58
IV.5	Pemilihan Bentuk Impeler.....	59

BAB V	PERENCANAAN RUMAH POMPA	
V.1	Dasar Perancangan.....	60
V.2	Perancangan Rumah Pompa.....	63
V.3	Nosel Buang (Discharge Nozzle).....	67
V.4	Pemilihan Bahan Rumah Pompa.....	69
BAB VI	PERANCANGAN POROS DAN PASAK	
VI.1	Macam-macam Poros.....	71
VI.2	Perhitungan Beban.....	72
	VI.2.1 Gaya Radial Oleh Impeler.....	72
	VI.2.2 Bobot Impeler.....	74
	VI.2.3 Gaya Aksial Oleh Impeler.....	75
VI.3	Perhitungan Momen Pada Poros.....	78
VI.4	Diameter Poros.....	81
	VI.4.1 Defleksi Puntiran.....	82
	VI.4.2 Tegangan Geser Maksimum.....	83
	VI.4.3 Defleksi Lenturan.....	84
	VI.4.4 Putaran Kritis.....	86
VI.5	Macam-macam Pasak.....	89
VI.6	Dasar Perencanaan Pasak.....	89
	VI.6.1 Gaya Tangensial.....	90
	VI.6.2 Gaya Geser.....	90
	VI.6.3 Tekanan Permukaan.....	92
BAB VII	PERHITUNGAN BANTALAN	

VII.1	Klasifikasi Bantalan.....	94
VII.2	Umur Nominal Bantalan A.....	99
VII.3	Umur Nominal Bantalan B.....	103
<b>BAB VIII</b>	<b>ELEMEN PENDUKUNG</b>	
VIII.1	Kotak Paking.....	105
VIII.2	Cincin Penahan Keausan.....	107
VIII.3	Pemancingan (Priming).....	108
VIII.4	Baut dan Mur Rumah Pompa.....	109
VIII.5	Kopling.....	111
<b>BAB IX</b>	<b>KARAKTERISTIK POMPA</b>	
IX.1	Pendahuluan.....	115
IX.2	Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas Dengan Head..	115
IX.2.1	Head Euler's.....	115
IX.2.2	Head Teoritis.....	117
IX.2.3	Head Aktual.....	118
IX.3	Karakteristik Pompa Kapasitas, Daya Dan Efisiensi.....	124
IX.3.1	Daya Kuda Fluida.....	124
IX.3.2	Daya Kuda Untuk Mengatasi Kebocoran.....	125
IX.3.3	Daya Kuda Untuk Mengatasi Gesekan Pada Cakra	126
IX.3.4	Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Hidrolis.	127
IX.3.5	Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Mekanik..	127
IX.3.6	Daya Kuda Rem.....	128
IX.3.7	Effisiensi Pompa.....	128

BAB X	KAVITASI	
X.1	Pendahuluan.....	131
X.2	NPSH yang Tersedia.....	132
X.3	NPSH yang Dibutuhkan.....	134
BAB XI	KESIMPULAN DAN PENUTUP	
XI.1	Kesimpulan.....	137
XI.2	Penutup.....	138
	DAFTAR PUSTAKA.....	141
	LAMPIRAN	

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	: Klasifikasi pompa turbo.....	4
Gambar 1.2	: Klasifikasi pompa dinamik.....	13
Gambar 2.1	: Penentuan jenis pompa.....	18
Gambar 2.2	: Penentuan tinggi kenaikan ( $H'$ ).....	20
Gambar 2.3	: Efisiensi pompa.....	22
Gambar 2.4	: Grafik rendemen efektif.....	22
Gambar 2.5	: Pelayanan pompa.....	24
Gambar 3.1	: Jenis-jenis impeler.....	28
Gambar 3.2	: Bagan impeler.....	29
Gambar 3.3	: Diagram pemilihan pompa.....	34
Gambar 3.4	: Titik-titik koefisien tinggi tekan $\phi$ berbagai kapasitas.	38
Gambar 3.5	: Sudut sudu sisi keluar impeler vs kecepatan spesifik...	42
Gambar 3.6	: Segitiga kecepatan pada impeler.....	44
Gambar 3.7	: Segitiga kecepatan sisi masuk impeler.....	45
Gambar 3.8	: $\frac{Cm_2}{U_2}$ vs kecepatan spesifik.....	48
Gambar 3.9	: Segitiga kecepatan sisi keluar impeler.....	50
Gambar 4.1	: Pelukisan sudu dengan busur tangent.....	54
Gambar 4.2	: Pelukisan sudu.....	56
Gambar 5.1	: Rumah volut.....	61
Gambar 5.2	: Tiga desain rumah pompa.....	62

## DAFTAR TABEL

Tabel 4.1	Jari-jari kelengkungan sudu.....	55
Tabel 4.2	Tebal kelengkungan sudu.....	58
Tabel 4.3	Lebar laluan.....	59
Tabel 5.1	Perhitungan rumah vulot.....	67
Tabel 7.1	Faktor keandalan.....	102
Tabel 9.1	Hubungan antara kapasitas dan head.....	123
Tabel 9.2	Hubungan antara kapasitas dengan daya, efisiensi.....	129

## DAFTAR LAMPIRAN

1. Tabel-tabel
2. Lembar Konsultasi
3. Lembar Refisi

## **BAB I**

### **PENDAHULUAN**

Secara alamiah kita ketahui bahwa air itu selalu mengalir dari tempat yang kedudukannya tinggi ke tempat kedudukannya yang lebih rendah, karena dipengaruhi oleh gaya gravitasi bumi. Tetapi dengan terus bertambahnya waktu, air didalam penggunaannya menjadi bervariasi. Salah satu contohnya banyak kita jumpai gedung-gedung bertingkat, yang didalam pengaturan airnya menggunakan suatu alat. Alat tersebut dinamakan pompa.

Pompa merupakan mesin kerja fluida yang berfungsi menaikkan tekanan agar fluida tersebut dapat mengalir. Dengan kenaikan tekanan ini, fluida dapat dialirkan dari permukaan yang lebih rendah ke permukaan yang lebih tinggi.

Jika pompa dioperasikan maka akan terdapat perbedaan tekanan antara bidang isap dengan bidang tekan pada elemen penggerak. Elemen penggerak ini berupa *Impeller* (baling-baling) atau torak. Energi fluida yang mengalir tiap satuan berat didalam pompa dikenal dengan *Head* (dalam meter).

#### **I.1 Klasifikasi Pompa**

Pompa- pompa yang kerjanya berdasarkan head dinamis, Pompa- pompa sentrifugal dapat diklasifikasikan menurut beberapa cara sebagai berikut:

##### **1. Menurut Jenis Aliran Dalam Impeler**

- a. Pompa aliran radial (*radial flow*)

Pompa ini mempunyai konstruksi sedemikian rupa sehingga aliran zat cair yang keluar dari impeler akan tegak lurus dengan poros pompa (arah radial).

b. Pompa aliran campur (*mixed flow*)

Aliran zat cair didalam pompa waktu meninggalkan impeler akan bergerak sepanjang permukaan kerucut (miring), sehingga komponen kecepatannya berarah radial dan aksial (campur).

c. Pompa aliran aksial (*axial flow*)

Aliran zat cair yang meninggalkan impeler akan bergerak sepanjang permukaan silinder (arah aksial).

## 2. Menurut Jenis Impeler

a. Impeler tertutup

Sudu-sudu ditutup oleh dua dinding yang merupakan satu kesatuan. Jenis impeler ini dipakai untuk pemompaan zat cair bersih atau sedikit sekali mengandung kotoran.

b. Impeler setengah terbuka

Impeler jenis ini terbuka disebelah sisi masuk (depan) dan tertutup disebelah belakang. Jenis sesuai untuk pemompaan zat cair jenis yang sedikit mengandung kotoran misalnya: air yang mengandung pasir, zat cair yang mengauskan dan *slury* (seperti debu).

c. Impeler terbuka

Impeler jenis ini tidak ada dinding depan maupun dinding belakang. Pada bagian belakang impeler ada sedikit dinding yang disisakan untuk memperkuat sudu. Jenis sudu yang demikian digunakan untuk pemompaan zat cair yang sangat banyak mengandung kotoran.

**3. Menurut Bentuk Rumah**

a. Pompa volut

Aliran yang keluar dari impeler pompa volut ditampung didalam volut (rumah spiral atau rumah keong/siput), yang selanjutnya akan disalurkan ke nosel keluar.

b. Pompa difuser atau pompa turbin

Pada pompa jenis ini mempunyai difuser yang dipasang mengelilingi impeler. Guna dari difuser ini adalah untuk menurunkan kecepatan aliran air yang keluar dari impeler, sehingga energi kinetik aliran dapat diubah menjadi energi tekanan secara efisien. Pompa difuser dipakai untuk memperoleh head total yang tinggi.

c. Pompa aliran campuran jenis difuser dan volut

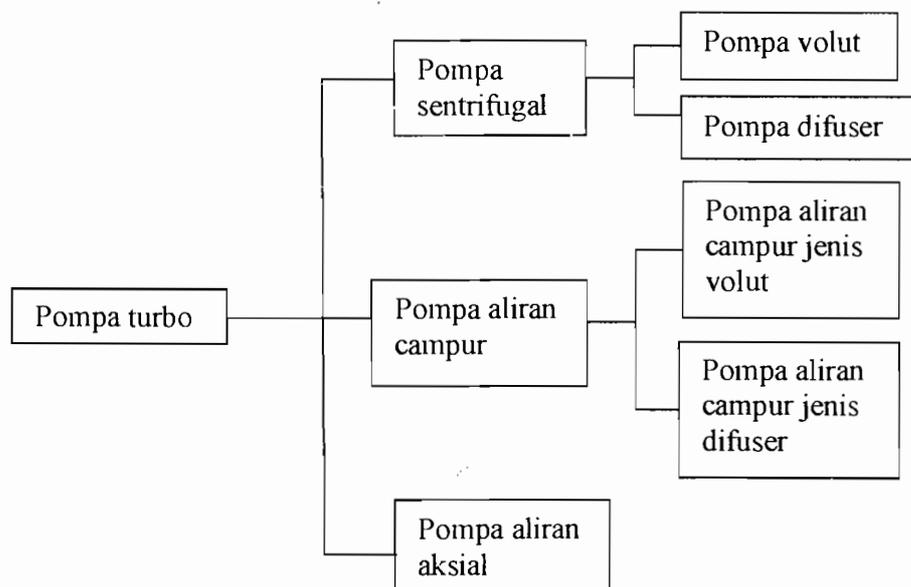
Pada umumnya pompa aliran campuran jenis difuser menggunakan rumah difuser dengan sudu antar. Sedangkan pada pompa aliran campuran jenis volut menggunakan

rumah volut untuk menampung langsung aliran yang keluar dari impeler. Kedua pompa ini dipakai untuk head totalnya yang sedikit lebih rendah.

d. Pompa jenis aksial

Pada pompa jenis ini aliran didalam pompa ini mempunyai arah aksial (sejajar poros). Dengan menggunakan sudu antar yang berfungsi sebagai difuser dapat mengubah head kecepatan menjadi head tekanan. Pompa jenis aksial dipakai untuk head total yang lebih rendah lagi.

Kadang-kadang jenis-jenis pompa tersebut diatas (pompa sentrifugal/radial, pompa aliran campuran, dan pompa aksial) disebut pompa *turbo*. Berikut klasifikasi pompa turbo.



**Gambar 1.1 Klasifikasi pompa turbo**

(Sumber : Sularso dan Haruo Tahara, pompa dan kompresor, hal 8)

#### **4. Menurut sisi masuk**

##### **a. Pompa isap tunggal**

Pada pompa ini zat cair masuk dari satu sisi impeller saja, konstruksinya sangat sederhana sehingga banyak dipakai. Namun tekanan yang bekerja pada masing-masing sisi impeler tidak sama sehingga akan timbul gaya aksial ke arah sisi isap. Sedangkan untuk pompa besar harus dicari cara untuk mengurangi/memindahkan gaya aksial ini.

##### **b. Pompa isap ganda**

Pompa ini memasukan air melalui kedua sisi impeler. Impeler jenis ini pada dasarnya sama dengan dua buah impeler pompa isap tunggal yang dipasang secara bertolak belakang. Dengan demikian gaya aksial yang timbul akan saling mengimbangi (sama dengan nol). Jenis pompa ini banyak dipakai sebagai pompa berukuran besar atau sedang.

#### **5. Menurut Jumlah Tingkat**

##### **a. Pompa satu tingkat**

Pompa ini hanya mempunyai satu impeler saja. Head total yang ditimbulkan hanya berasal dari satu impeler, jadi relatif lebih rendah.

##### **b. Pompa bertingkat banyak**

Pompa ini menggunakan impeller yang dipasang secara berderet/seri pada satu poros. Zat cair yang keluar dari impeler pertama dimasukan ke impeler berikutnya dan seterusnya hingga terakhir. Head total pompa ini merupakan jumlah dari head yang ditimbulkan oleh masing-masing impeler sehingga relatif lebih tinggi.

**6. Menurut Letak Poros**

a. Pompa jenis poros mendatar

Pompa ini mempunyai poros mendatar atau tegak lurus dengan impeler.

b. Pompa jenis poros tegak

Pompa ini mempunyai poros vertikal (tegak). Pompa aliran campuran dan aliran aksial sering dibuat dengan poros tegak.

**7. Menurut Belahan Rumah**

a. Pompa jenis belahan mendatar

Pompa jenis ini mempunyai rumah yang dapat dibelah dua menjadi bagian bawah dan bagian atas oleh bidang mendatar yang melalui sumbu poros. Jadi bagian yang berputar dapat diangkat setelah rumah belahan atas dibuka. Karena nosel isap dan nosel keluar keduanya terpasang

pada rumah belahan bawah, maka pada waktu pompa dibuka, pipa isap dan pipa tekan tidak perlu dilepaskan. Karena keuntungan ini pompa jenis rumah terbelah sering dipakai pada pompa berukuran menengah dan besar dengan poros mendatar.

b. Pompa jenis belahan radial

Rumah pompa jenis ini terbagi oleh sebuah bidang yang tegak lurus poros. Pompa jenis ini mempunyai konstruksi yang relatif sederhana serta menguntungkan sebagai bejana bertekanan karena bidang belahan tidak mudah bocor. Sebab itu konstruksi seperti ini sering dipakai untuk pompa-pompa kecil dengan poros mendatar. Jenis ini juga sesuai untuk pompa berporos tegak dimana bagian-bagian yang berputar dapat dibongkar keatas sepanjang poros.

c. Pompa jenis berderet

Jenis ini dijumpai pada pompa bertingkat banyak dimana rumah pompa terbagi oleh bidang-bidang tegak lurus poros. Sesuai dengan jumlah tingkatnya, tiap bagian rumah ini berbentuk cincin. Konstruksi pompa ini pada dasarnya mirip jenis belahan radial yang tidak mudah bocor oleh tekanan dari dalam.

## **8. Berdasarkan Head**

### **a. Head rendah**

Jika head maksimal 15 m biasanya menggunakan jenis pompa volut dan tidak menggunakan ring diffuser. Jika untuk kapasitas yang besar menggunakan *double suction*.

### **b. Head menengah**

Bila headnya bisa sampai 40 m biasanya sudah menggunakan ring difuser, mungkin menggunakan *double/single suction* tergantung kapasitasnya.

### **c. Head tinggi**

Bila head melebihi 40 m dianjurkan menggunakan multi stage (jumlah tingkat lebih dari satu). Dengan jumlah tingkat yang lebih banyak susunan peletakan impeler perlu dipertimbangkan.

## **9. Pompa Jenis Khusus**

### **a. Pompa dengan motor benam (*submersible-motor*)**

Untuk memompa air dari sumur yang sangat dalam, sering dipakai pompa yang merupakan satu unit dengan motor penggeraknya, dimana keduanya dipasang terbenam dibawah permukaan air. Motor jenis ini ada beberapa macam seperti misalnya jenis berisi air yang diisi dengan

air didalamnya, jenis berisi minyak yang diisi minyak didalamnya dan jenis berisi gas.

b. Pompa motor berselubung (*canned-pump*)

Pompa jenis ini dengan motornya merupakan satu unit. Pada celah antara rotor dan stator motor terdapat selubung rotor dari logam anti magnet. Ruang didalam selubung ini dihubungkan dengan ruang dalam dari pompa. Dengan konstruksi semacam ini maka tidak diperlukan lagi perapat poros. Sebagian zat cair yang dipompa, disirkulasikan melalui motor untuk pendinginan dan pelumasan bantalan. Karena tidak mempergunakan perapat poros maka pompa ini dipakai untuk memompa zat cair yang tidak boleh bocor.

c. Pompa sesumbu (*inline*)

Pompa ini disebut demikian karena nosel isap dan nosel keluar terletak pada satu sumbu dengan pipa penyalur. Rumah pompa dipasang langsung pada flens pipa tanpa menggunakan kaki, sehingga tidak memerlukan banyak ruangan. Pompa semacam ini biasanya berukuran kecil. Pembongkaran pompa dapat dilakukan dengan hanya membuka tutup atas rumah. Bersama-sama dengan tutup ini dapat diangkat seluruh bagian pompa yang berputar, mulai

dari motor sampai impeler. Jadi untuk membongkar pompa, rumah tidak perlu dilepaskan dari pipa.

d. Pompa memancing sendiri (*self priming-pump*)

Untuk dapat mulai memompa, sebuah pompa sentrifugal harus dipancing lebih dahulu. Caranya ialah dengan mengisikan zat cair kedalam pipa isap pompa hingga penuh, lalu dijalankan. Untuk memungkinkan pengisian tersebut, diperlukan katup isap (*foot valve*) yang dipasang pada ujung pipa isap. Pada pompa-pompa kecil, pengisian zat cair dapat dilakukan dengan menuangkannya ke dalam pompa. Pada pompa-pompa besar, pengisian dilakukan dengan mengisap udara dari dalam pompa dan pipa isap dengan pompa vakum. Pompa jenis memancing sendiri ini, dibuat untuk mengatasi kerepotan diatas. Disini pompa mempunyai ruangan yang dapat menyimpan sedikit air. Jika pompa dijalankan maka air yang terdapat didalam ruang impeler akan naik ke ruang atas dari rumah sehingga udara dari pipa isap akan masuk ke dalam impeler. Disini udara akan tercampur air dan ikut naik ke ruang atas rumah. Dari ruang atas ini udara akan dikeluarkan ke pipa keluar sedang airnya akan terpisah dan kembali ke impeler. Proses ini berjalan terus sampai semua udara didalam pipa isap habis dan air dari pipa isap dapat masuk pompa, maka

pompa akan mulai dapat bekerja secara normal. Biasanya pompa jenis ini hanya terdapat dalam ukuran kecil dan dipakai untuk keperluan-keperluan darurat atau tidak terus menerus.

e. Pompa proses

Sebenarnya banyak sekali macam yang dipakai sebagai pompa proses. Namun disini hanya akan ditunjukkan pompa yang khas yaitu jenis tarik-mundur (*back pullout*) isapan tunggal dengan rumah volut. Jenis pompa ini banyak digunakan dipabrik kimia dan pengilangan minyak. Pompa ini mempunyai kopling dengan pemisah. Jika pemisah ini dilepas, maka bagian-bagian pompa yang berputar dapat ditarik mundur bersama-sama bantalannya. Karena itu pada waktu pembongkaran pipa-pipa dan motor tidak perlu dilepas sehingga memudahkan pemeliharaan.

f. Pompa pasir

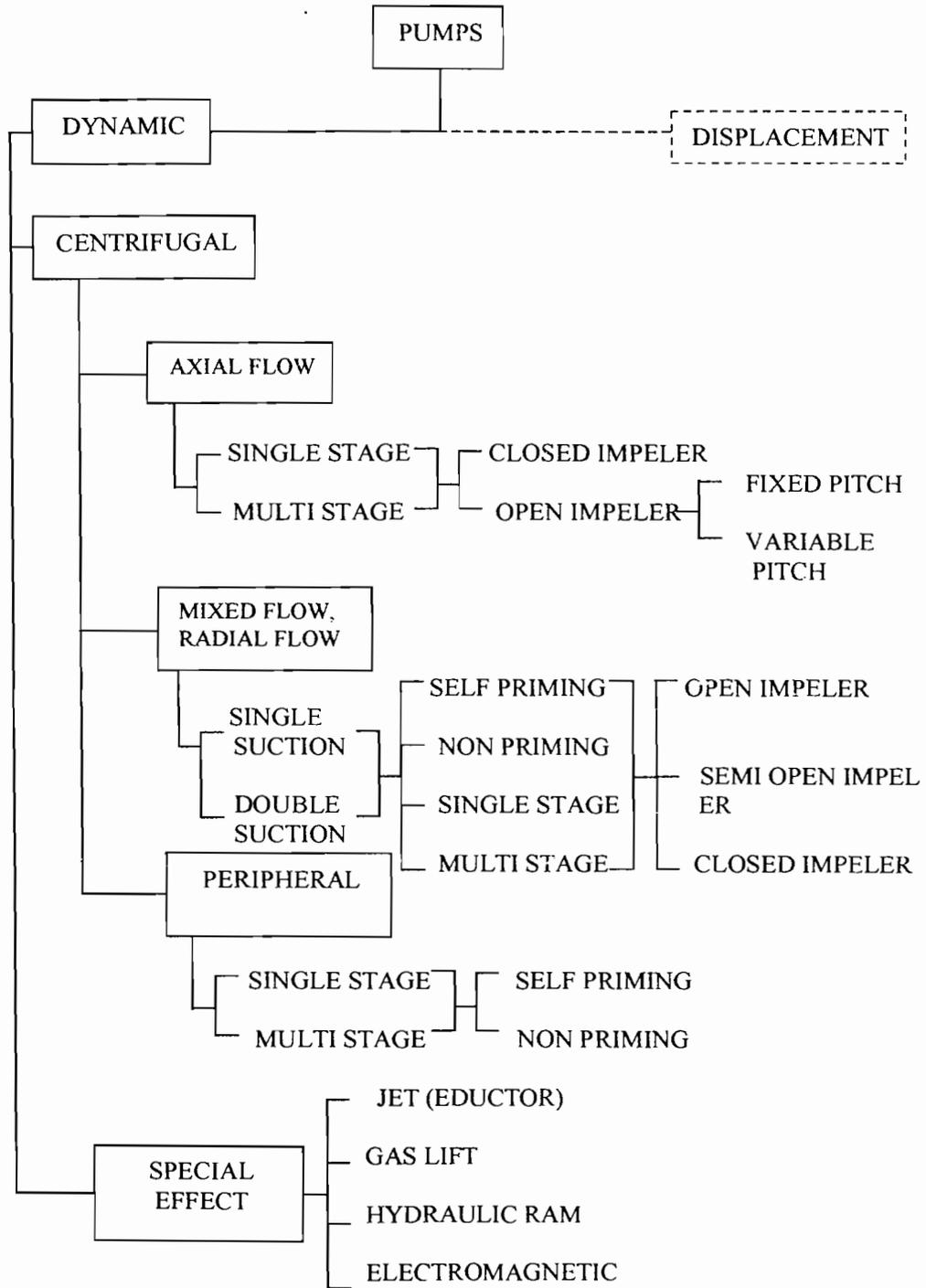
Pompa ini dipakai untuk mengangkut zat cair yang mengandung pasir atau butiran zat padat dalam jumlah besar. Masalah terbesar yang dihadapi pompa pasir adalah keausan karena erosi dan penyumbatan oleh zat padat. Untuk mencegah keausan, ada juga yang menggunakan lapisan karet lunak pada permukaan dalam dari rumahnya. Pompa jenis ini kebanyakan mempunyai impeler terbuka

dengan jumlah sudu sedikit untuk mencegah sumbatan pasir pada celah-celahnya.

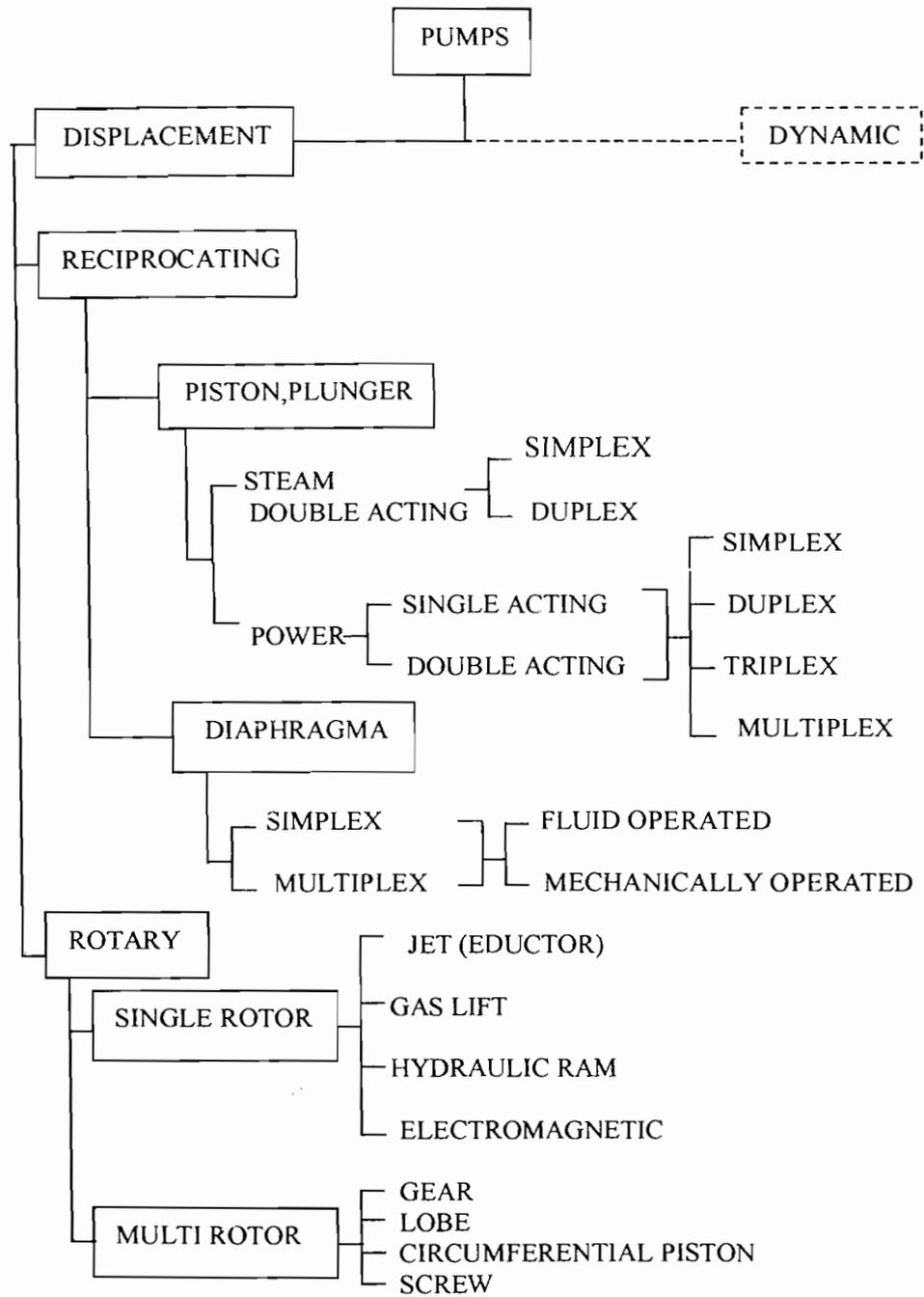
g. Pompa bebas sumbatan

Pompa jenis ini mempunyai impeler dengan bentuk khusus untuk menghindari sumbatan benda padat pada impelelanya.

Untuk maksud ini, lebar jalan keluar impeler diperbesar dan jumlah sudunya dikurangi satu sampai tiga buah.



Gambar 1.2 Klasifikasi pompa dinamik



Gambar 1.3 Klasifikasi pompa langkah positif

## **I.2 Pemilihan Pompa**

Pemilihan pompa yang digunakan untuk mengalirkan air bersih dipengaruhi oleh faktor-faktor seperti : sistem yang diperlukan, karakteristik fluida, konstruksi bahan dan lain sebagainya. Pada dasarnya pompa memiliki kapasitas tertentu dalam waktu yang ditentukan dan dapat mengatasi hambatan dalam tekanan bentuk head atau tekanan.

Pompa sentrifugal sering dipakai pada head dan tekanan bervariasi. Pompa sentrifugal vertikal secara umum digunakan pada kapasitas rendah sampai dengan kapasitas menengah dan pada tekanan menengah sampai dengan tekanan tinggi.

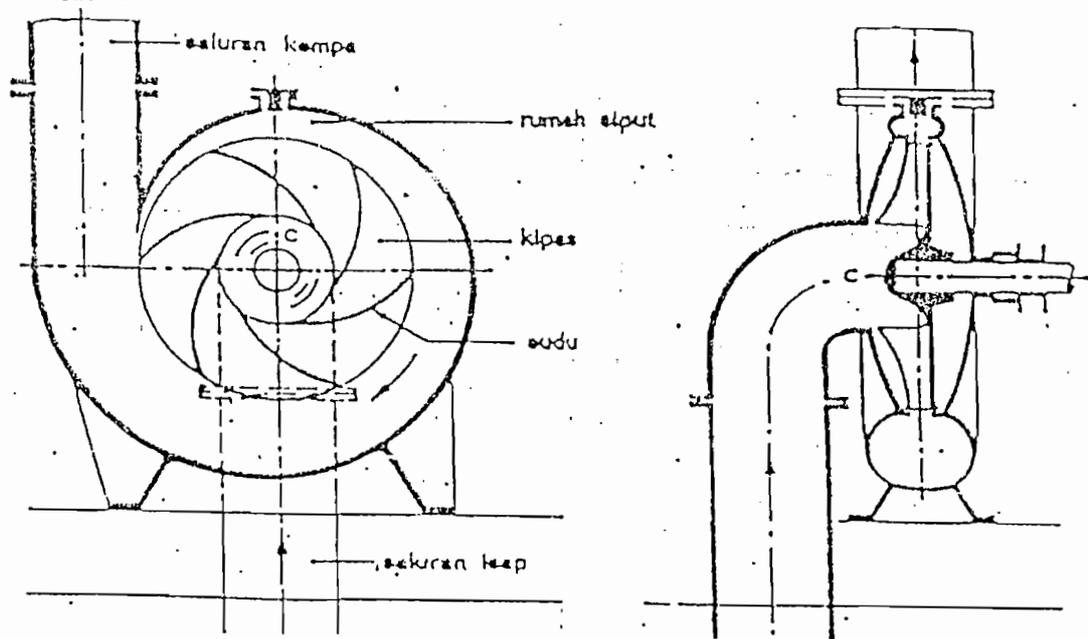
Dalam perancangan ini sudah diketahui jenis aliran pompanya yaitu menggunakan pompa aliran radial.

## **I.3 Pembatasan Masalah**

Mengingat kompleksnya permasalahan dalam suatu perencanaan maka pembahasan dalam perancangan ditekankan khususnya pada hal berikut: segi kekuatan bahan, ukuran-ukuran dasar dari masing-masing elemen mesin serta jenis dan standar bahan yang dipakai/digunakan. Sedangkan segi-segi lain yang tidak kalah pentingnya seperti pengaruh getaran mesin (motor), umur ekonomis pompa, harga bahan yang digunakan, proses perakitan, instalasi pompa dan pembuatan dari tiap elemen mesin dan masih banyak lagi hal-hal yang sebenarnya memiliki keterkaitan langsung dengan perencanaan tidak dibahas oleh penulis didalam perancangan ini.

#### I.4 Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal mempunyai sebuah impeler untuk mengangkat zat cair dari tempat yang lebih rendah ke tempat yang lebih tinggi. Daya dari luar diberikan kepada poros pompa untuk memutar impeler didalam zat cair. Maka zat cair yang ada didalam impeler, oleh dorongan sudu-sudu ikut berputar. Karena timbul gaya sentrifugal maka zat cair mengalir dari tengah impeler ke luar melalui saluran di antara sudu-sudu. Di sini head tekanan zat cair menjadi lebih tinggi. Demikian juga dengan head kecepatannya menjadi bertambah besar karena zat cair mengalami percepatan. Zat cair yang keluar dari impeler ditampung oleh saluran berbentuk volut (spiral) dikeliling impeler dan disalurkan ke luar pompa melalui nosel. Di dalam nosel ini sebagian head kecepatan aliran diubah menjadi head tekanan.



Gambar 1.4 Unit pompa sentrifugal  
(Sumber : A.Nouwen, 1994 hal 33)

## **BAB II**

### **DASAR PERENCANAAN POMPA**

#### **II.1 Perencanaan Pompa**

Berdasarkan naskah soal yang diterima, akan dirancang suatu pompa sentrifugal dengan data-data:

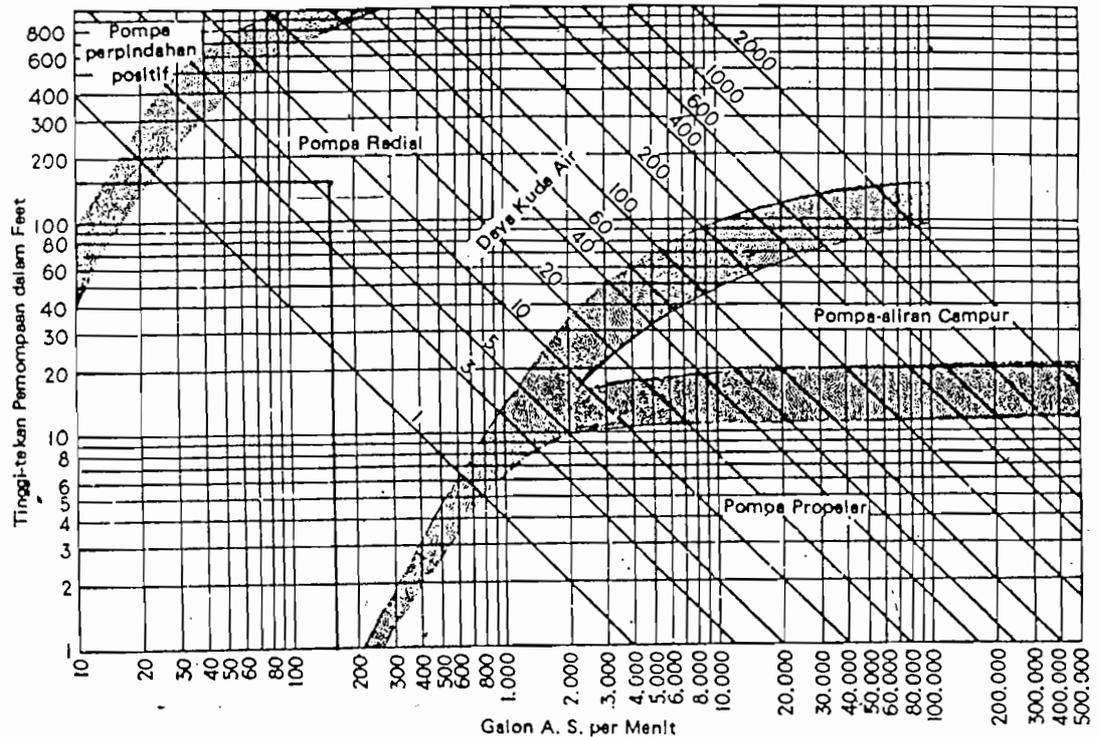
$$\begin{aligned}\text{Kapasitas pompa (Q)} &= 39 \text{ m}^3/\text{jam} \\ &= 0,01083 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 169,56 \text{ gpm (AS)}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Head pompa (H)} &= 60 \text{ m} \\ &= 196,8 \text{ ft}\end{aligned}$$

$$\text{Putaran pompa} = 1480 \text{ rpm}$$

$$\text{Tingkat pompa ( i )} = 2 \text{ tingkat (asumsi awal)}$$

Dari kapasitas pompa dan head yang ada diatas digunakan untuk penentuan jenis pompa agar dalam perancangan dapat seoptimal mungkin. Maka untuk memilih jenis pompa dapat digunakan grafik penentuan jenis pompa dalam gambar 2.1



**Gambar 2.1 Penentuan jenis pompa**  
(Sumber : Austin H Church, 1990 hal 56)

Dari grafik diatas, maka dengan kapasitas dan head yang sudah ditentukan sebelumnya ternyata pompa radial yang memenuhi syarat.

## II.2 Putaran Spesifik

Putaran spesifik atau kecepatan spesifik adalah putaran per menit suatu pompa yang akan beroperasi bila secara proporsional ukurannya diperkecil, dapat memberikan kapasitas teruji sebesar 1 gpm (AS) pada ketinggian 1 ft.<sup>1)</sup>

Dari nilai kecepatan spesifik akan memberikan klasifikasi impeler yang berdasarkan prestasi dan proporsi (tanpa memperhatikan ukuran aktual dan kecepatan impeler beroperasi). Selain itu dengan kecepatan spesifik dapat

<sup>1)</sup> Prof. Austin H Cruch, M.E., "Pompa dan Blower Sentrifugal", 1990 hal 48

ditentukan jumlah tingkat pompa yang akan dipergunakan sehingga dapat dicapai efisiensi pompa yang optimal.

Harga kecepatan spesifik pompa dapat ditentukan dengan persamaan

$$n_s = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad 2) \dots\dots\dots(2.1)$$

Dengan

n : Putaran poros penggerak (rpm)

Q : Kapasitas pompa (m<sup>3</sup>/s)

H : Tinggi tekan pompa (meter) per tingkat

Maka

$$\begin{aligned} n_s &= n \frac{\sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{3/4}} \\ &= \frac{1480 \times \sqrt{0,01083}}{\left(\frac{60}{2}\right)^{3/4}} \\ &= 12,0153 \text{ rpm (SI)} \\ &= 616,38 \text{ rpm (British)} \end{aligned}$$

---

<sup>2)</sup> Ir. Sularso, MSME dan Prof.Dr. Haruo Tahara, "Pompa dan Kompresor", 2000 hal 5

### II.3 Pengecekan Tingkat Pompa

Jumlah tingkat pompa sangat berpengaruh terhadap efisiensi pompa, maka dengan head dan kapasitas yang sudah ada dapat digunakan untuk mengetahui jumlah tingkat pompa yang akan digunakan nantinya.

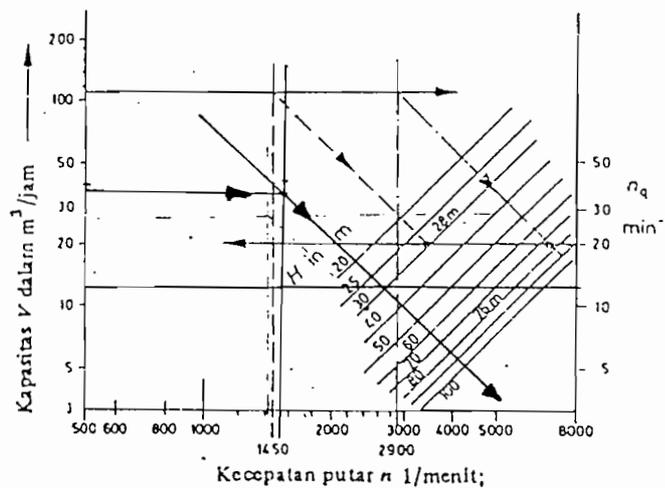
Selanjutnya jumlah tingkat pompa (i) dapat dicari dengan persamaan

$$i = \frac{H}{H'} \quad ^{3)} \dots\dots\dots(2.2)$$

Dengan

H : Head pompa yang ditentukan

H' : Head pompa yang diperoleh grafik



**Gambar 2.2 Penentuan tinggi kenaikan (H')**  
 (Sumber : Prof. Dilp Ing dan Fritz Dietzel, 1996, hal 245)

Diperoleh tinggi tekan pompa (H') = 30 m. maka jumlah tingkat pompa adalah :

$$i = \frac{60}{30} = 2 \text{ tingkat (menggunakan pompa bertingkat dua)}$$

<sup>3)</sup> Prof. Dilp. Ing dan Fritz Dietzel, "Turbin, Pompa dan Kompresor", 1996 hal 245

#### II.4 Daya pemompaan

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

Besarnya daya pemompaan ini dapat dihitung dengan persamaan

$$P_v = \gamma \times g \times Q \times H \quad ^{4)} \dots\dots\dots(2.3)$$

Dengan

$\gamma$  : Density/ berat jenis fluida yang dipompa (kg/m<sup>3</sup>)

$g$  : Gravitasi (9,81 m/s<sup>2</sup>)

$H$  : Head pompa (meter)

$Q$  : Kapasitas pompa (m<sup>3</sup>/s)

Untuk air bersih memiliki berat jenis ( $\gamma$ ) = 1000 kg/m<sup>3</sup>

Maka daya pemompaan

$$\begin{aligned} P_v &= 1000 \times 9,81 \times 0,01083 \times 60 \\ &= 6374,538 \text{ watt} \\ &= 6,374 \text{ kW} \approx 7 \text{ kW} \\ &= 8,5 \text{ Hp} \end{aligned}$$

Dengan diperolehnya harga  $P_v$  diatas, maka dapat dipastikan daya dari motor penggerak harus lebih besar dari harga  $P_v$ . Jika motor penggerak itu adalah  $P$ , maka  $P > P_v$ . Besarnya daya motor penggerak dapat dihitung dengan persamaan

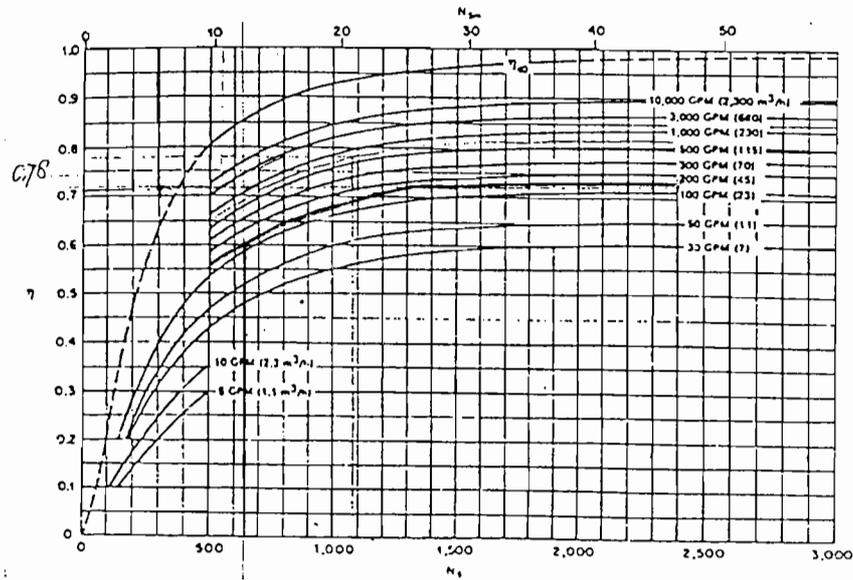
$$P = \frac{P_v}{\eta_e} \quad ^{5)} \dots\dots\dots(2.4)$$

<sup>4)</sup> Ibid, hal 242

<sup>5)</sup> Ibid, hal 243

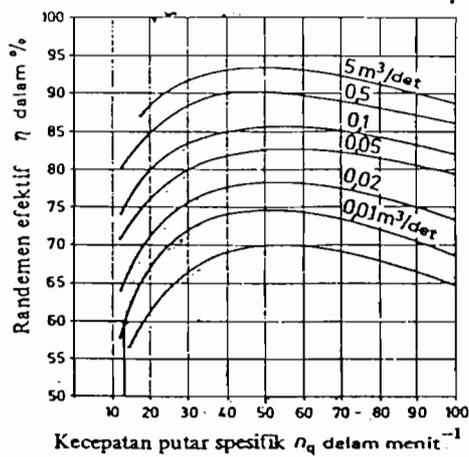
Dengan

$\eta_e$  : Efisiensi pompa yang diperoleh dari grafik pada gambar 2.3



**Gambar 2.3 Efisiensi pompa**  
(Sumber : Karassik, J.J., 1986, hal 213)

Atau dapat juga dilihat pada grafik rendemen efektif dibawah ini



**Gambar 2.4 Grafik rendemen efektif**  
(Sumber : Fritz Dietzel, Turbin, Pompa dan Kompresor, hal 243)

Dari perhitungan awal

$$\text{Kapasitas pompa (Q)} = 0,01083 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Putaran spesifik pompa (n}_s\text{)} = 12,0153 \text{ rpm}$$

Diperoleh efisiensi pompa  $\eta_e = 0,60 \%$

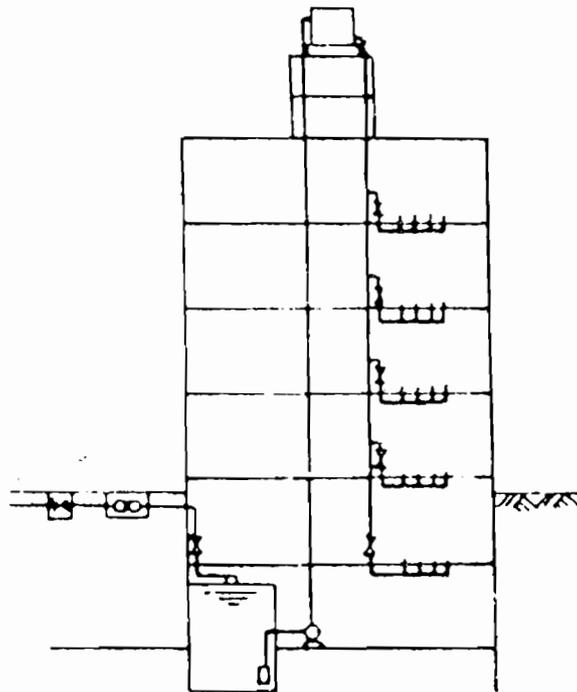
Maka daya motor penggerak yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa yaitu:

$$P = \frac{7}{0,60} = 11,66 \text{ kW} \approx 12 \text{ kW}$$

Karena tabel motor untuk daya 12 kW pada lampiran menggunakan putaran 1470 rpm, maka putaran spesifiknya ( $n_s$ ) menjadi 11,93 rpm. Jika dibandingkan dengan putaran spesifik yang awal relatif sedikit lebih kecil. Sehingga efisiensi pompa ( $\eta_e$ ) menjadi  $\pm 0,59 \%$ .

## II.5 Pelayanan Pompa

Cara yang dipakai pada penyaluran air bersih didalam perancangan ini menggunakan sebuah tangki atas yang dipasang di puncak gedung atau di atas menara air. Dari tangki ini air dibagikan ke berbagai titik. Sumber air untuk sistem ini dapat berasal dari perusahaan air minum kota atau dari sumur. Air dari sumber terlebih dahulu ditampung di sebuah reservoir lalu dipompa ke tangki atas. Pada umumnya pompa yang dipakai dioperasikan secara otomatis. Pompa menyala bila permukaan air surut sampai batas terendah, dan mati bila air mencapai batas maksimum didalam tangki.



**Gambar 2.5 Pelayanan pompa**

(Sumber : Sularso dan Haruo Tahara, pompa dan kompresor, 2000 hal 68.b)

### **BAB III**

#### **PERANCANGAN IMPELER**

##### **III.1 Tinjauan Umum**

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

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

Adapun jenis-jenis impeler yang diklasifikasikan menurut kecepatan spesifik pada impeler adalah sebagai berikut : <sup>6)</sup>

a. Impeler radial

Impeler jenis ini merupakan impeler jenis yang konvensional dan secara praktis dipakai pada semua pompa bertingkat banyak. Daerah kecepatan spesifik antara 500 sampai 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.

---

<sup>6)</sup> Prof. Austin H. Church, M.E., "Pompa dan Blower Sentrifugal", 1990 hal 53



b. Impeler jenis Francis

Impeler ini dipergunakan untuk tinggi tekan yang lebih rendah, serta dengan pembuangan radial dan hisapan aksial. Perbandingan diameter buang dengan diameter mata sisi masuk lebih kecil dari pada jenis radial. Daerah kecepatan spesifik antara 1500 sampai 4500 rpm. Sudut sudu sisi masuk berkurang (mengecil) sesuai dengan jari-jarinya untuk menjamin agar fluida dapat masuk secara mulus.

c. Impeler jenis aliran campuran

Tinggi tekan yang dihasilkan oleh impeler jenis ini sebagian disebabkan oleh gaya dan sebagian lagi disebabkan oleh tekanan dari impeler. Aliran buang arahnya sebagian radial dan sebagian aksial. Diameter buang rata-rata kira-kira sama dengan diameter sisi masuk (meskipun dapat lebih kecil). Daerah kecepatan spesifik antara 4500 sampai 8000 rpm.

d. Impeler jenis propeler

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

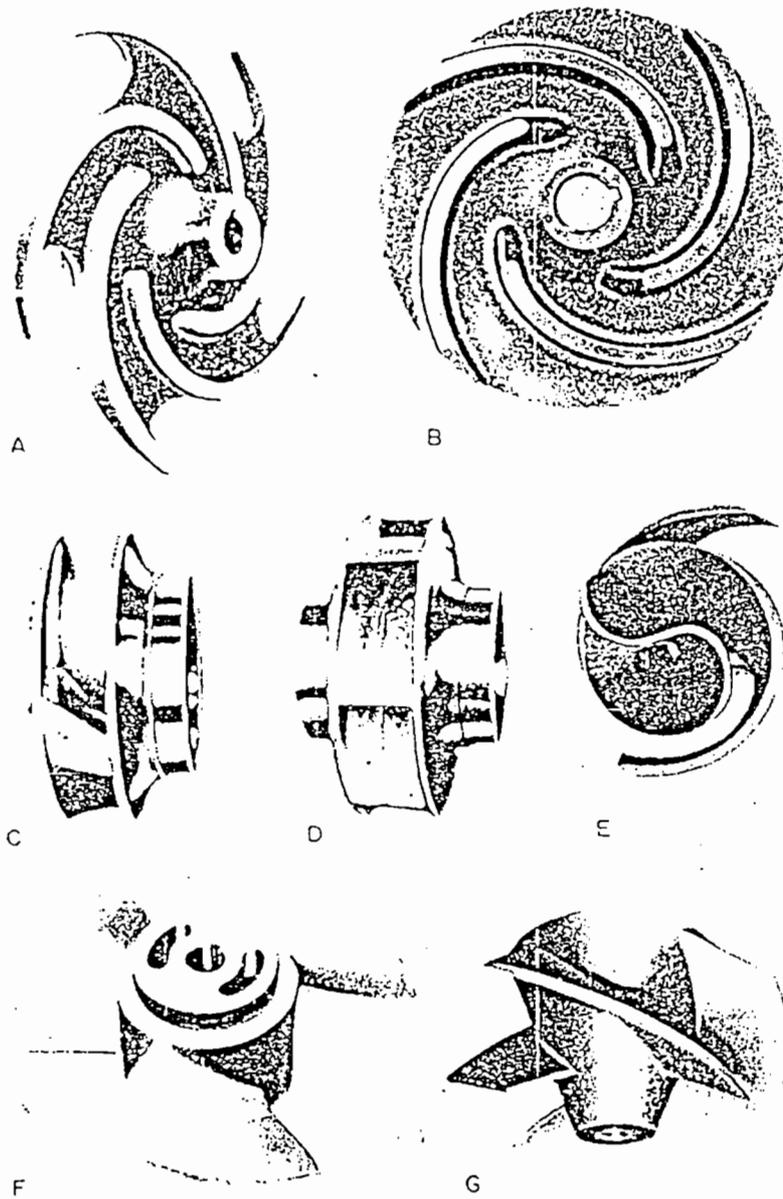
Disamping desain yang diklasifikasikan menurut kecepatan spesifiknya impeler juga dibedakan lagi jenisnya menurut cairan memasukinya, detail baling-balingnya dan tujuan penggunaan impeler tersebut.

Pada gambar 3.1 berikut dapat dilihat berbagai macam jenis impeler, Impeler jenis terbuka A mempunyai baling-baling yang dipasang pada pusat sumbu poros dengan dinding yang relatif kecil. Impeler semi terbuka B mempunyai selubung atau dinding hanya pada satu sisi saja. Impeler tertutup C dan D mempunyai selubung pada kedua sisinya untuk aliran cairannya. Unit hisapan tunggal atau hisapan ujung C mempunyai sisi masuk cairan pada satu sisi sedangkan jenis hisapan D cairan masuk dari kedua sisi. Impeler jenis propeler dan aliran campur pada gambar E,F dan G. <sup>7)</sup>

Dalam perancangan pompa ini, fluida yang dipompakan berupa air bersih, maka jenis impeler yang cocok digunakan adalah impeler jenis tertutup.

---

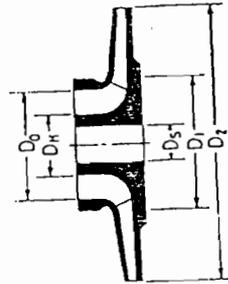
<sup>7)</sup> Tyler G hicks, P.E & T.W. Edwards, P.E. "Teknologi Pemakaian Pompa". 1996 hal 18



**Gambar 3.1 Jenis-jenis impeler**  
(Sumber : Tyler G licks, P.E & T.W. Edwards, P.E, 1996, hal 19)

### III.2 Perhitungan Bentuk Impeler

Pada suatu perancangan impeler, ada bagian-bagian impeler pompa yang harus dihitung agar ukuran impeler proporsional. Adapun bagan dari impeler dapat dilihat pada gambar 3.2



**Gambar 3.2 Bagan impeler**  
(Sumber : Prof. Austin H. Church, 1990 hal 93)

#### III.2.1 Perhitungan Diameter Poros

Diameter poros impeler dihitung dengan menggunakan persamaan

$$D_s = \sqrt[3]{\left(\frac{5,1}{\sigma_a} \times K_t \times C_b \times T\right)^{8}} \dots\dots\dots(3.1)$$

Dengan

- $\sigma_a$  : Tegangan geser bahan yang diijinkan (kg/mm<sup>2</sup>)
- $K_t$  : Faktor koreksi untuk momen puntir (torsi)
  - : Antara 1,0 sampai 1,5 (dipilih faktor koreksi 1,5)
- $C_b$  : Faktor koreksi untuk beban lentur
  - : Antara 1,2 sampai 2,3 (dipilih faktor koreksi 2,0)

<sup>8)</sup> Ir. Sularso, MSME & Prof. Kiyokatsu Suga, "Dasar Perencanaan dan Elemen Mesin". 1991 hal 8

T : Torsi yang diterima oleh poros (kg.mm)

Momen puntir yang diterima oleh poros dapat dihitung dengan menggunakan persamaan

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{P_d}{n} \quad ^9) \dots\dots\dots(3.2)$$

Dengan

$P_d$  : Daya motor penggerak (kW)

$n$  : Putaran motor penggerak pompa (rpm)

Dalam bab sebelumnya telah dihitung :

Daya motor (P) : 12 kW

Putaran poros motor (n) : 1480 rpm

Sehingga daya rencana ( $P_d$ ) dapat dicari dengan persamaan

$$P_d = P \times f_c \quad ^{10}) \dots\dots\dots(3.3)$$

Dengan

$f_c$  : Faktor koreksi (diambil 1,2 karena daya rata-rata )

Daya rencana

$$\begin{aligned} P_d &= 12 \times 1,2 \\ &= 14,4 \text{ kW} \end{aligned}$$

Momen puntir yang terjadi pada poros adalah

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{14,4}{1480} \\ &= 9476,76 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

<sup>9)</sup> Ibid, hal 7

<sup>10)</sup> Ibid, hal

Dipilih bahan untuk poros adalah S 45C-D dengan kekuatan tarik bahan yang diijinkan ( $\sigma_B$ ) = 60 kg/mm<sup>2</sup>. Untuk menghindari beban lebih yang diterima pada poros maka diperlukan faktor keamanan. Sehingga tegangan geser bahan dapat ditentukan dengan persamaan

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{S_{f1} \times S_{f2}} \quad (11) \dots\dots\dots(3.4)$$

Dengan

$S_{f1}$  : Faktor keamanan 1 = 6,0

(Diambil angka tersebut karena bahan poros dari baja)

$S_{f2}$  : Faktor keamanan 2 = 2,0

(Diambil angka tersebut karena poros akan dibuat bertingkat)

Maka tegangan lentur bahan yang diijinkan

$$\begin{aligned} \tau_a &= \frac{60}{6 \times 2} \\ &= 5 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Diameter poros impeler

$$\begin{aligned} D_s &= \sqrt[3]{\frac{5,1}{5} \times 1,5 \times 2,0 \times 9476,76} \\ &= 30,72 \text{ mm} \approx 35 \text{ mm (dipilih diameter poros standar)} \end{aligned}$$

Agar putaran dari poros dapat diteruskan ke impeler maka, diperlukan pasak. Kedalaman alur pasak pada poros harus ditambahkan diameter poros hasil perhitungan diatas.

Diambil ukuran pasak 10 × 8 <sup>(2)</sup>

---

<sup>(1)</sup> Ibid, hal 8

Kedalaman alur pasak pada poros ( $t_1$ ) = 5,0 mm

Maka diameter poros impeler menjadi

$$\begin{aligned} D_s &= D_s \text{ perhitungan} + (t_1 \times 2) \\ &= 35 + (5 \times 2) \\ &= 45 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dalam perancangan ini digunakan bantalan gelinding dan agar poros dapat memenuhi persyaratan perancangan poros yang diminta, maka besarnya poros pada impeler harus sebesar harga  $D_s$  diatas..

### III.2.2 Diameter Hub

Setelah diameter poros impeler sudah ditentukan, maka diameter leher (diameter hub) dapat ditentukan lebih besar dari pada diameter poros impeler dengan menggunakan persamaan

$$D_h = (1,3-1,4) \times D_s \quad ^{13)} \dots\dots\dots(3.5)$$

Diambil diameter hub adalah

$$\begin{aligned} D_h &= 1,3 \times D_s \\ &= 1,3 \times 45 \\ &= 58,5 \text{ mm} = 2,3 \text{ in} \end{aligned}$$

Diameter hub bagian belakang dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$D_h = (1,35-1,5) \times D_s \quad ^{14)} \dots\dots\dots(3.6)$$

---

<sup>12)</sup> Ibid. hal 10

<sup>13)</sup> Lazarkiewiez. S. "Impeler pump", 1965 hal 132

<sup>14)</sup> Ibid. hal 132

Diambil diameter hub bagian belakang adalah

$$\begin{aligned} D_h &= 1,4 \times D_s \\ &= 1,4 \times 45 \\ &= 63 \text{ mm} = 2,48 \text{ in} \end{aligned}$$

### III.2.3 Diameter Mata Impeler

Diameter mata impeler dapat dihitung dengan menggunakan persamaan

$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times Q_{tz}}{v_o} + D_h^2} \quad \text{.....(3.7)} \quad \text{15)}$$

Dengan

$Q_{tz}$  : Kapasitas total pompa (ft<sup>3</sup>/s)

$v_o$  : Kecepatan masuk ke mata impeler (ft/s)

$D_h$  : Diameter hub max (in)

Kecepatan masuk ke mata impeler  $v_o$  biasanya dibuat lebih besar dari pada kecepatan masuk flens sisi isap. Besarnya kecepatan masuk ke mata impeler antara 10 sampai 15 ft/s. Karena kerugian turbulensi dan kerugian gesekan yang sebanding dengan kuadrat kecepatan, maka kecepatan masuk dipertahankan sekecil mungkin.

Kebocoran pompa besarnya kira-kira 2 sampai 10 % dari kapasitas pompa yang ada. Sehingga kapasitas total pompa harus lebih besar dari pada kapasitas yang telah ditentukan.<sup>16)</sup>

<sup>15)</sup> Prof. Austin H. Church, M.E., "Pompa dan Blower Sentrifugal", 1990 hal 93

<sup>16)</sup> Ibid, hal 93

Kecepatan aliran fluida pada flens dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan kontinuitas

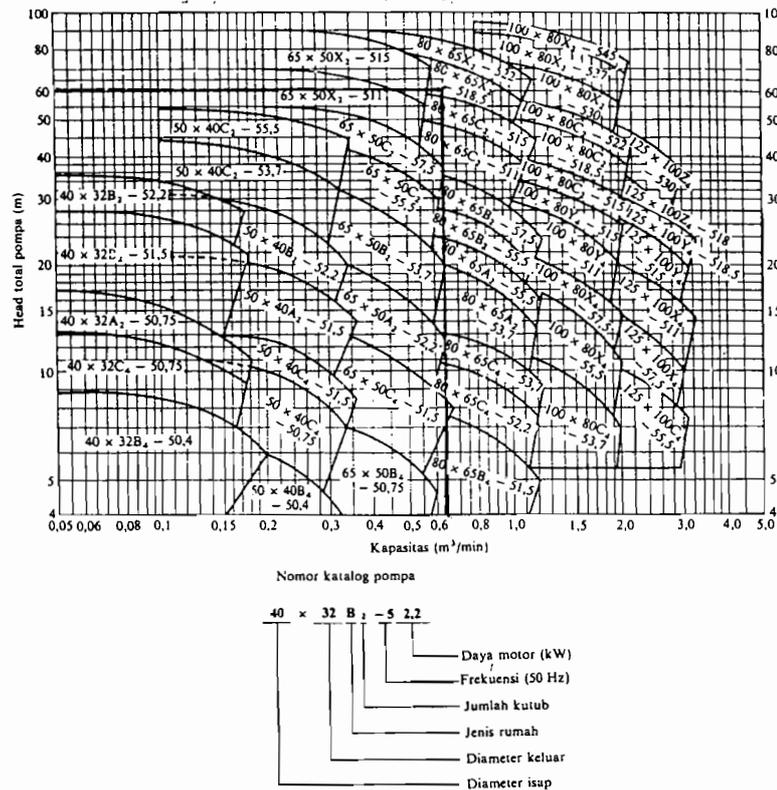
$$Q = A \times v \quad (3.8)$$

Dengan

- Q : Kapasitas pompa (m<sup>3</sup>/s)
- A : Luas penampang pipa (m<sup>2</sup>)
- v : Kecepatan aliran dalam pipa (m/s)

Luas penampang pipa isap adalah

$$A = \frac{1}{4} \times \pi \times d^2 \quad (3.9)$$



**Gambar 3.3 Diagram pemilihan pompa umum**  
 (Sumber : Sularso dan Haruo Tahara, pompa dan kompresor, 2000 hal 52)

<sup>17)</sup> Ibid, hal 9

Untuk menentukan kecepatan masuk sisi isap, maka diambil

$$\begin{aligned} \text{Diameter pipa isap} &= 80 \text{ mm}^{18)} \\ &= 3,15 \text{ in} \end{aligned}$$

Ukuran pipa isap standar yang ada dipasaran antara lain<sup>19)</sup> : 1, 1<sup>1</sup>/<sub>4</sub>, 1<sup>1</sup>/<sub>2</sub>, 2, 2<sup>1</sup>/<sub>2</sub>, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 24, 30, 36 in.

Jadi untuk diameter pipa isapnya diambil 3 in = 0,0762 m.

Maka luas penampang pipa isap

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{4} \times 3,14 \times (0,0762)^2 \\ &= 0,00456 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Dari persamaan 3.8 diatas, maka dapat ditentukan kecepatan aliran dalam pipa masuk sisi isap

$$\begin{aligned} v &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,01083}{0,00456} \\ &= 2,375 \text{ m/s} \\ &= 7,79 \text{ ft/s} \end{aligned}$$

Didalam saluran sisi isap (*suction*), kecepatan aliran yang masuk besarnya kira-kira 4 sampai dengan 18 ft/s. Maka 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

<sup>18)</sup> Ir. Sularso, MSME dan Prof.Dr. Haruo Tahara, "Pompa dan Kompresor", 2000 hal 52

<sup>19)</sup> Prof. Austin H. Church, M.E., "Pompa dan Blower Sentrifugal", 1990 hal 90

Kecepatan  $v_o$  : 10 ft/s

Kerugian kebocoran : 10 %

Maka kapasitas total pompa menjadi

$$\begin{aligned} Q_{tz} &= 0,5 \times (100 + \text{kebocoran})\% \dots \dots \dots (3.10) \\ &= 0,5 \times 1,1 \\ &= 0,55 \text{ ft}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Diameter mata impeler

$$\begin{aligned} D_o &= \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times 0,55}{10} + 2,48^2} \\ &= 4,034 \text{ in} \\ &= 102,46 \text{ mm} \approx 105 \text{ mm} \end{aligned}$$

### III.2.4 Diameter Sisi Masuk Impeler

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

Maka besarnya diameter sisi masuk impeler

$$D_1 = D_o^{20)}$$

$$D_1 = 105 \text{ mm}$$

$$= 4,13 \text{ in}$$

---

<sup>20)</sup> Ibid. hal 94

### III.2.5 Lebar Impeler Sisi Masuk

Lebar impeler sisi masuk dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan

$$b_1 = \frac{144 \times Q}{\pi \times D_1 \times v_{r1} \times \epsilon_1} \quad ^{21)} \dots \dots \dots (3.11)$$

Dengan

- Q : Kapasitas total pompa (ft<sup>3</sup>/s)
- D<sub>1</sub> : Diameter sisi masuk impeler (in)
- v<sub>r1</sub> : Kecepatan sisi masuk impeler arah radial (ft/s)
- ε<sub>1</sub> : Faktor kontraksi impeler sisi masuk

Faktor kontraksi ε<sub>1</sub> biasanya antara 0,8 sampai dengan 0,9. Diambil harga faktor kontraksi ε<sub>1</sub> = 0,8.

Kecepatan radial sisi masuk biasanya lebih besar daripada kecepatan v<sub>0</sub>, kira-kira 5 sampai dengan 10 % dari harga v<sub>0</sub>.

Diambil v<sub>r1</sub> = 7,5 %. Maka kecepatan radial sisi masuknya adalah

$$\begin{aligned} v_{r1} &= (100 + 7,5) \% \times v_0 \dots \dots \dots (3.12) \\ &= 1,075 \times 10 \\ &= 10,75 \text{ ft/s} \\ &= 3,27 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Jadi lebar impeler sisi masuk

$$\begin{aligned} b_1 &= \frac{144 \times 0,55}{3,14 \times 4,13 \times 10,75 \times 0,8} \\ &= 0,710 \text{ in} \\ &= 18,034 \text{ mm} \end{aligned}$$

---

<sup>21)</sup> Ibid, hal 94

**III.2.6 Diameter Sisi Keluar Impeler**

Diameter sisi keluar impeler dapat diperoleh menggunakan persamaan

$$D_2 = \frac{1840 \times \Phi \times \sqrt{H}}{n} \dots\dots\dots(3.13)$$

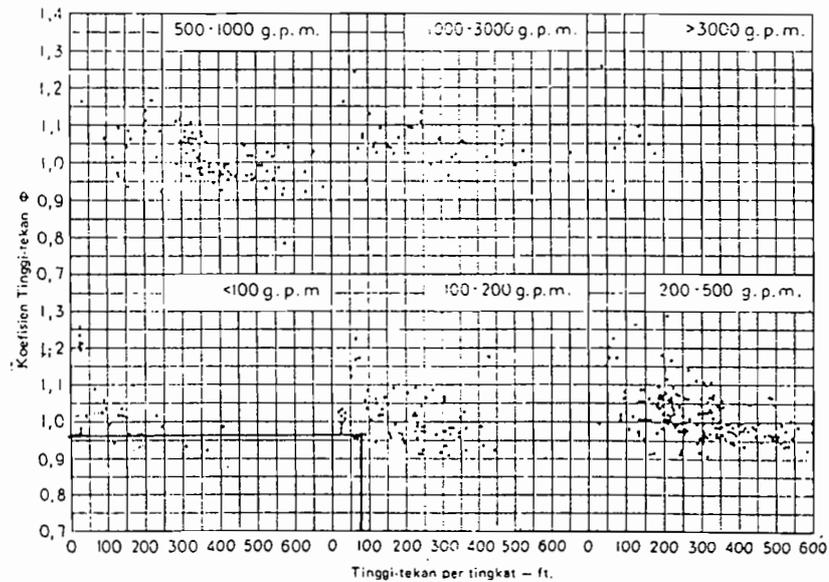
Dengan

H : Tinggi tekan pompa (ft)

Φ : Koefisien tinggi tekan overall

n : Putaran pompa (rpm)

Harga koefisien tinggi tekan overall Φ antara 0,9 sampai dengan 1,2 dengan harga rata mendekati angka satu. Harga ini dapat dilihat dalam gambar 3.4



**Gambar 3.4 Titik –titik koefisien tinggi tekan Φ-untuk berbagai kapasitas**  
(Sumber : Prof. Austin H. Church, 1990 hal 97)

Dari gambar tersebut dapat diambil harga koefisien tinggi tekan overall rata-rata Φ= 0,97

<sup>22)</sup> Ibid, hal 34

Diameter sisi keluar impeler

$$D_2 = \frac{1840 \times 0,97 \times \sqrt{196,86}}{1480}$$

$$= 16,920 \text{ in}$$

$$= 429,768 \text{ mm} \approx 430 \text{ mm}$$

### III.2.7 Lebar Sisi Keluar Impeler

Lebar keluar sisi impeler dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan

$$b_2 = \frac{144 \times Q}{v_{r2} \times D_2 \times \pi \times \epsilon_2} \quad \text{23)} \dots\dots\dots(3.14)$$

Dengan

- Q : Kapasitas total pompa (ft<sup>3</sup>/s)
- v<sub>r2</sub> : Kecepatan aliran keluar arah radial (ft/s)
- D<sub>2</sub> : Diameter sisi keluar impeler (in)
- ε<sub>2</sub> : Faktor kontraksi impeler sisi keluar

Harga kecepatan keluar radial v<sub>r2</sub> dibuat sama dengan kecepatan masuk radial v<sub>r1</sub> atau lebih kecil kira-kira 15 % dari v<sub>r1</sub>, untuk menghindari perubahan kecepatan yang mendadak. Sedangkan faktor kontraksi sisi keluar impeler ε<sub>2</sub> harganya antara 0,9 sampai dengan 0,95.

Dalam perancangan ini diambil

Faktor kontraksi ε<sub>2</sub> : 0,9

$$\text{Kecepatan radial } v_{r2} = v_{r1} - (15 \% \times v_{r1}) \dots\dots\dots(3.15)$$

$$= 3,27 - (15 \% \times 3,27)$$

---

<sup>23)</sup> Ibid, hal 98

$$= 2,779 \text{ m/s}$$

$$= 9,137 \text{ ft/s}$$

Lebar sisi keluar impeler

$$b_2 = \frac{144 \times 0,55}{9,137 \times 15,699 \times 3,14 \times 0,9}$$

$$= 0,195 \text{ in}$$

$$= 4,953 \text{ mm}$$

### III.3 Penentuan Jumlah Sudu

Untuk menentukan jumlah sudu maka terlebih dahulu menghitung kecepatan keliling pada sisi masuk impeler yang dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$U_1 = \frac{\pi \times r_1 \times n}{30 \times 1000} \quad \text{.....(3.16)}$$

Dengan

$r_1$  : Jari-jari sisi masuk impeler (mm)

$n$  : Putaran poros impeler (rpm)

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa

Diameter sisi masuk impeler ( $d_1$ ) = 105 mm

Jari-jari sisi masuk impeler ( $r_1$ ) = 52,5 mm

Putaran poros impeler ( $n$ ) = 1480 rpm

Maka kecepatan keliling pada sisi masuk impeler

<sup>24)</sup> Karassik, I.J., "Pump Handbook", 1976 hal 2.25

$$\begin{aligned}
 U_1 &= \frac{3,14 \times 52,5 \times 1480}{30 \times 1000} \\
 &= 8,132 \text{ m/s} \\
 &= 26,681 \text{ ft/s}
 \end{aligned}$$

Kecepatan aliran radial pada sisi masuk impeler

$$\begin{aligned}
 v_{r1} &= 3,27 \text{ m/s} \\
 &= 10,73 \text{ ft/s}
 \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned}
 \tan \beta_1 &= \frac{v_{r1}}{U_1} \dots\dots\dots (3.17) \\
 &= \frac{3,27}{8,132} \\
 &= 0,402 \\
 \beta_1 &= 21,906^\circ
 \end{aligned}$$

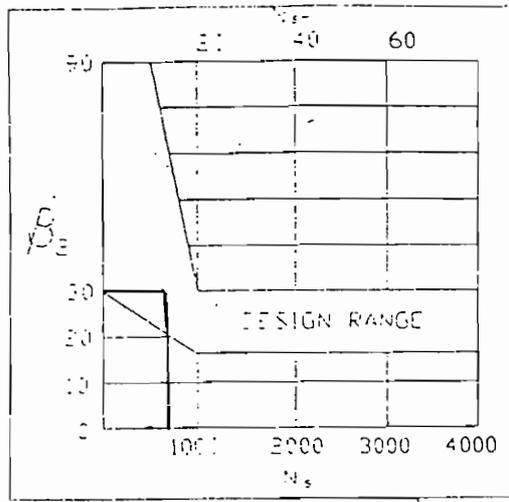
Harga  $\beta_1$  biasanya diperbesar sedikit untuk mengimbangi kontraksi pada saat aliran ujung-ujung sudu, harga  $\beta_1$  harus sesuai dengan batasan. Batasan harga  $\beta_1$  antara  $10^\circ$  sampai dengan  $25^\circ$ .<sup>25)</sup>

Maka besar  $\beta_1 = 25^\circ$

Harga sudut sisi keluar impeler  $\beta_2$  juga dapat dilihat dalam grafik (gambar 3.5).

<sup>25)</sup> Prof. Austin H. Church, M.E., "Pompa dan Blower Sentrifugal", 1990 hal 94

<sup>26)</sup> Ibid, hal 94



**Gambar 3.5 Sudut sudu sisi keluar impeler versus kecepatan spesifik**  
 (Sumber : Karassik,I.J., 1997 hal 94)

Dalam perancangan ini diambil harga sudut pada sisi keluar impeler adalah  $\beta_2 = 30^\circ$ . Sudut ini biasanya dibuat sedikit lebih besar dari sudut masuk  $\beta_1$  untuk mendapatkan laluan yang mulus dan kontinu. Sudut  $\beta_2$  biasanya dibuat antara  $15^\circ$  sampai  $40^\circ$ .<sup>27)</sup>

Untuk menentukan jumlah sudu pada impeler tersebut dapat menggunakan persamaan

$$z = 6,5 \times \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \times \sin \beta_m^{28)} \dots\dots\dots(3.18)$$

Dengan

$D_2$  : Diameter sisi keluar impeler (mm)

$D_1$  : Diameter sisi masuk impeler (mm)

<sup>27)</sup> Ibid, hal 98

<sup>28)</sup> Ibid, hal 105

$\beta_m$  : Sudut rata-rata (°)

Besar sudut rata-rata  $\beta_m$

$$\begin{aligned}\beta_m &= \frac{\beta_2 + \beta_1}{2} \dots\dots\dots(3.19) \\ &= \frac{30 + 25}{2} \\ &= 27,5^\circ\end{aligned}$$

Maka jumlah sudu pada impeler

$$\begin{aligned}z &= 6,5 \times \frac{430 + 105}{430 - 105} \times \sin 27,5^\circ \\ &= 4,94 \approx 5 \text{ buah sudu}\end{aligned}$$

Jumlah sudu yang biasa dipakai adalah antara 5 sampai dengan 12 buah. <sup>30)</sup>

Jadi jumlah sudu hasil perhitungan memenuhi persyaratan.

---

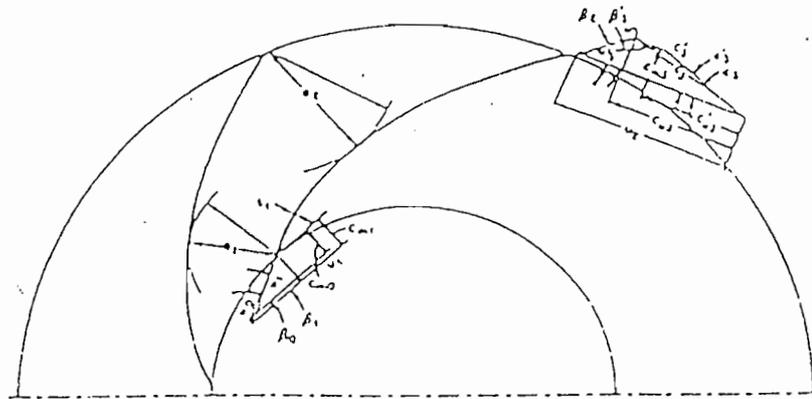
<sup>29)</sup> Ibid, hal 106

<sup>30)</sup> Ibid, hal 106

### III.4 Segitiga Kecepatan (*Triangle Velocity*)

Kecepatan aliran fluida yang mengalir pada impeler dapat digambarkan dalam bentuk segitiga kecepatan (*Triangle Velocity*). Gambaran mengenai segitiga kecepatan dapat dilihat dalam gambar 3.6. Untuk menggambarkan segitiga kecepatan pada impeler dibagi menjadi dua bagian yaitu

- segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler
- segitiga kecepatan pada sisi keluar impeler



**Gambar 3.6 Segitiga kecepatan pada impeler**

(Sumber : Karassik, I.J., 1997 hal 2.14)

Dengan

- C : Kecepatan absolut fluida (m/s)  
 U : Kecepatan keliling absolut (m/s)  
 W : Kecepatan relatif fluida (m/s)  
 $\beta$  : Sudut antara kecepatan relatif W dengan kecepatan keliling U (°)  
 $\alpha$  : Sudut antara kecepatan absolut C dengan kecepatan keliling U (°)

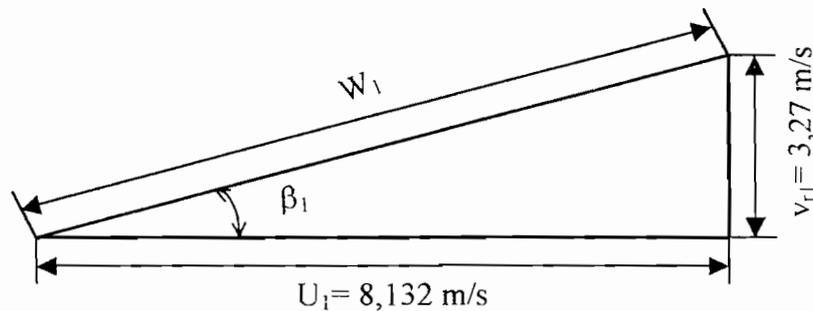
**III.4.1 Segitiga Kecepatan Pada Sisi Masuk Impeler**

Dalam menggambarkan segitiga kecepatan, segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler fluida yang masuk ke sudu-sudu impeler secara radial sehingga sudut masuk absolut  $\alpha_1 = 90^0$ .

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa

- Kecepatan keliling absolut ( $U_1$ ) = 8,132 m/s  
= 26,681 ft/s
- Sudut sisi masuk ( $\beta_1$ ) = 25<sup>0</sup>
- Kecepatan radial sisi masuk impeler ( $v_{r1}$ ) = 3,27 m/s  
= 10,75 ft/s

Dari data diatas dapat digambarkan segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler pada gambar 3.7



**Gambar 3.7 Segitiga kecepatan sisi masuk impeler**

Jika  $W_1$  adalah kecepatan relatif sisi masuk impeler. Maka dengan menggunakan persamaan trigonometri dapat dicari harga kecepatan relatif pada sisi masuk impeler, yaitu

$$W_1 = \frac{U_1}{\cos \beta_1} \dots\dots\dots(3.20)$$

$$= \frac{8,132}{\cos 25^{\circ}}$$

$$= 8,97 \text{ m/s}$$

**III.4.2 Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler**

Dari perhitungan sebelumnya

Kecepatan radial sisi keluar impeler ( $v_{r2}$ ) = 2,779 m/s  
 = 9,375 ft/s

Sudut sudu sisi keluar impeler ( $\beta_2$ ) = 30<sup>0</sup>

Maka kecepatan keliling sisi keluar impeler dapat ditentukan dengan persamaan

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \times g \times H}{\psi}} \dots\dots\dots(3.21)$$

Dengan

H : Tinggi tekan pompa (m)

$\psi$  : Koefisien tinggi tekan pompa

Harga koefisien  $\psi$  dapat diperoleh menggunakan persamaan

$$\psi = 2 \times \mu \times \eta_H \left( 1 - \frac{C_{m2}}{U_2} \times \cos \beta_2 \right) \dots\dots\dots(3.22)$$

Dengan

$\mu$  : Faktor slip (slip ring)

$\eta_H$  : Efisiensi hidrolis

Harga faktor slip (slip ring)  $\mu$  dapat ditentukan dengan persamaan

<sup>31)</sup> Karassik, I.J., "Pump Handbook", 1976 hal 2.11

<sup>32)</sup> Ibid, hal 2.11

$$\mu = 1 - \frac{\pi \times \sin \beta_2}{z} \quad (3.23)$$

Dengan

$z$  : Jumlah sudu pada impeler

Sehingga slip ring  $\mu$

$$\begin{aligned} &= 1 - \frac{3,14 \times \sin 30}{5} \\ &= 0,686 \end{aligned}$$

Harga efisiensi hidrolis  $\eta_H$  dapat ditentukan dengan persamaan

$$\eta_H = 1 - \frac{0,071}{Q^{0,25}} \quad (3.24)$$

Dengan

$Q$  : Kapasitas pompa (m<sup>3</sup>/s)

Dari data sebelumnya telah diperoleh kapasitas pompa  $Q = 0,01083$  m<sup>3</sup>/s.

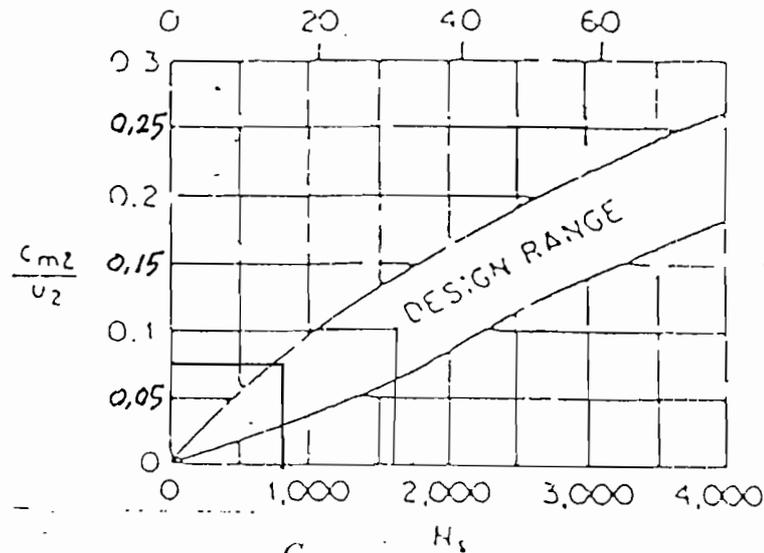
Maka harga efisiensi hidrolis  $\eta_H$

$$\eta_H = 1 - \frac{0,071}{0,01083^{0,25}} = 0,78$$

Harga perbandingan  $\frac{C_{m2}}{U_2}$  dapat ditentukan dengan menggunakan gambar 3.8

<sup>33)</sup> Ibid, hal 2.10

<sup>34)</sup> Ibid, hal 2.10



Gambar 3.8  $\frac{C_{m2}}{U_2}$  versus kecepatan spesifik

(Sumber : Karassik I.J., 1976 hal 2.14)

Dari gambar grafik 3.8 dapat ditentukan bahwa harga perbandingan  $\frac{C_{m2}}{U_2} = 0,07$

Sehingga koefisien tinggi tekan pompa  $\psi$

$$\begin{aligned} \psi &= 2 \times 0,686 \times 0,78 \times (1 - 0,07 \times \cot 30^\circ) \\ &= 0,94 \end{aligned}$$

Maka kecepatan keliling pada sisi keluar impeler

$$\begin{aligned} U_2 &= \sqrt{\frac{2 \times 9,81 \times 60}{0,94}} \\ &= 35,4 \text{ m/s} \\ &= 116,15 \text{ ft/s} \end{aligned}$$

Kecepatan meridian pada sisi keluar impeler dapat ditentukan dengan persamaan

$$C_{m2} = \frac{C_{m2}}{U_2} \times U_2 \quad (3.25)$$

<sup>35)</sup> Ibid, hal 2.10

Kecepatan meridional

$$\begin{aligned} C_{m2} &= 0,07 \times 35,4 \\ &= 2,5 \text{ m/s} \\ &= 8,2 \text{ ft/s} \end{aligned}$$

Kecepatan keliling absolut pada sisi keluar impeler tanpa adanya faktor slip (kecepatan keliling absolut teoritis) diperoleh dengan persamaan

$$C_{u2} = U_2 - (C_{m2} \times \cot \beta_2) \quad (3.26)$$

Maka harga kecepatan keliling teoritis

$$\begin{aligned} C_{u2} &= 35,4 - (2,5 \times \cot 30^\circ) \\ &= 31,07 \text{ m/s} \\ &= 101,94 \text{ ft/s} \end{aligned}$$

Kecepatan keliling absolut pada sisi keluar impeler yang sebenarnya dipengaruhi adanya factor slip, maka besarnya kecepatan keliling absolut yang sebenarnya dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan

$$C_u' = \mu \times C_{u2} \quad (3.27)$$

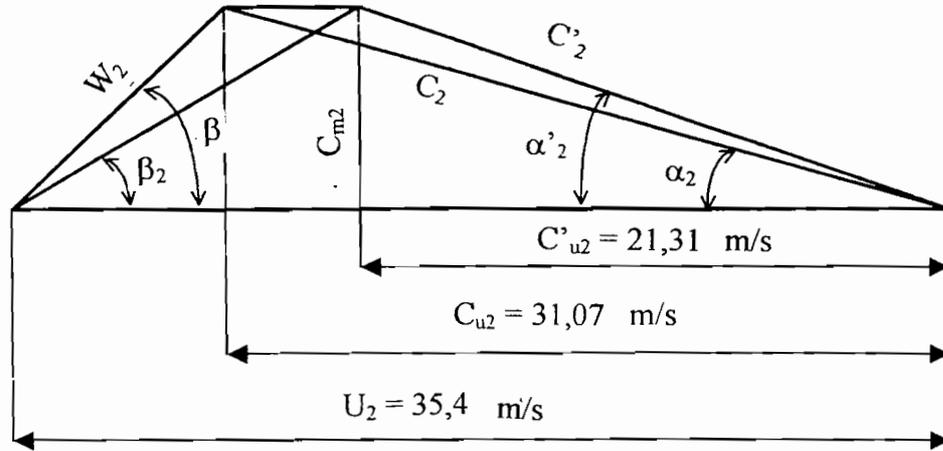
Maka nilai kecepatan keliling absolut yang sebenarnya

$$\begin{aligned} C_u' &= 0,686 \times 31,07 \\ &= 21,31 \text{ m/s} \\ &= 69,92 \text{ ft/s} \end{aligned}$$

<sup>36)</sup> Ibid, hal 2.10

<sup>37)</sup> Ibid, hal 2.10

Dari hasil perhitungan diatas dapat digambarkan segitiga kecepatan sisi keluar impeler



Gambar 3.9 Segitiga kecepatan sisi keluar impeler

Sudut keluar absolut teoritis

$$\begin{aligned} \tan \alpha_2 &= \frac{C_{m2}}{C_{U2}} \dots\dots\dots(3.28) \\ &= \frac{2,5}{31,07} \\ &= 0,08 \\ \alpha_2 &= 4,57^0 \end{aligned}$$

Sudut keluar absolut yang sebenarnya

$$\begin{aligned} \tan \alpha'_2 &= \frac{C'_{m2}}{C'_{U2}} \\ &= \frac{2,5}{21,31} \\ &= 0,12 \\ \alpha'_2 &= 6,84^0 \end{aligned}$$

Kecepatan fluida yang sebenarnya

$$\begin{aligned}
 C_2 &= \sqrt{(C_{U2})^2 + (C_{m2})^2} \dots\dots\dots(3.29) \\
 &= \sqrt{(31,07)^2 + (2,5)^2} \\
 &= 31,17 \text{ m/s} \\
 &= 102,26 \text{ ft/s}
 \end{aligned}$$

Kecepatan fluida yang sebenarnya

$$\begin{aligned}
 C'_2 &= \sqrt{(C'_{U2})^2 + (C'_{m2})^2} \\
 &= \sqrt{(21,31)^2 + (2,5)^2} \\
 &= 21,45 \text{ m/s} \\
 &= 70,4 \text{ ft/s}
 \end{aligned}$$

Kecepatan relatif aliran fluida teoritis

$$\begin{aligned}
 W_2 &= \sqrt{(C_{m2})^2 + (U_2 - C_{U2})^2} \dots\dots\dots(3.30) \\
 &= \sqrt{(2,5)^2 + (35,4 - 31,07)^2} \\
 &= 5 \text{ m/s} \\
 &= 16,4 \text{ ft/s}
 \end{aligned}$$

Kecepatan relatif aliran fluida yang sebenarnya

$$\begin{aligned}
 W'_2 &= \sqrt{(C'_{m2})^2 + (U_2 - C'_{U2})^2} \\
 &= \sqrt{(2,5)^2 + (35,4 - 21,31)^2} \\
 &= 14,31 \text{ m/s} \\
 &= 46,95 \text{ ft/s}
 \end{aligned}$$

Sudut yang terbentuk antara kecepatan relatif  $W'_2$  dengan kecepatan keliling  $U_2$

$$\begin{aligned}\sin \beta'_2 &= \frac{C_{m2}}{W'_2} \\ &= \frac{2,5}{14,31} \\ &= 0,17 \\ \beta'_2 &= 9,8^\circ\end{aligned}$$

## BAB IV

### BENTUK SUDU

#### IV.1 Pemilihan Bentuk Sudu

Faktor yang mempengaruhi dalam pemilihan bentuk sudu adalah harga sudut keluar  $\beta_2$ . Didalam perancangan ini harga sudut keluar  $\beta_2$  telah ditentukan dalam perhitungan sebelumnya yaitu  $\beta_2 = 30^0$ .

#### IV.2 Pelukisan Bentuk Sudu

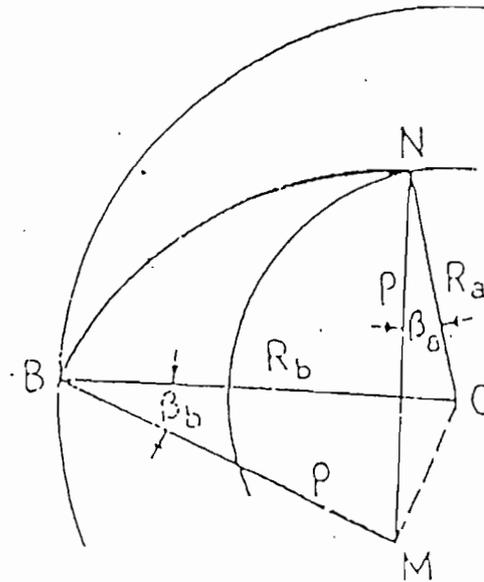
Antara ujung sudu sisi masuk dengan ujung sisi keluar memiliki kecepatan yang relatif, kecepatan radial dan kecepatan absolut. Bila kedua ujung-ujung sudu tersebut menjadi sebuah kurva terhadap jari-jari impeler dengan harga diantara kedua ujung-ujung tersebut yang telah diketahui. Didalam pelukisan sudu, terdapat dua metode pelukisan yaitu metode busur tangen (*arcus tangen*) dan metode koordinat polar.<sup>38)</sup>

Didalam pelukisan impeler dengan metode busur 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 pada gambar 4.1 berikut.

---

<sup>38)</sup> Prof. Austin H. Church, M.E., "Pompa dan Blower Sentrifugal", 1990 hal 98



**Gambar 4.1 Pelukisan sudu dengan busur tangen**  
 (Sumber : Prof. Austin H. Church, M.E., 1990 hal 104)

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

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

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 (°)

$\beta_b$  : Sudut pada lingkaran sisi luar (°)

---

<sup>39)</sup> Ibid. hal 98

Antar 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

$$\text{Jari-jari sisi masuk impeler } (R_1) = 52,5 \text{ mm}$$

$$\text{Jari-jari sisi keluar impeler } (R_2) = 215 \text{ mm}$$

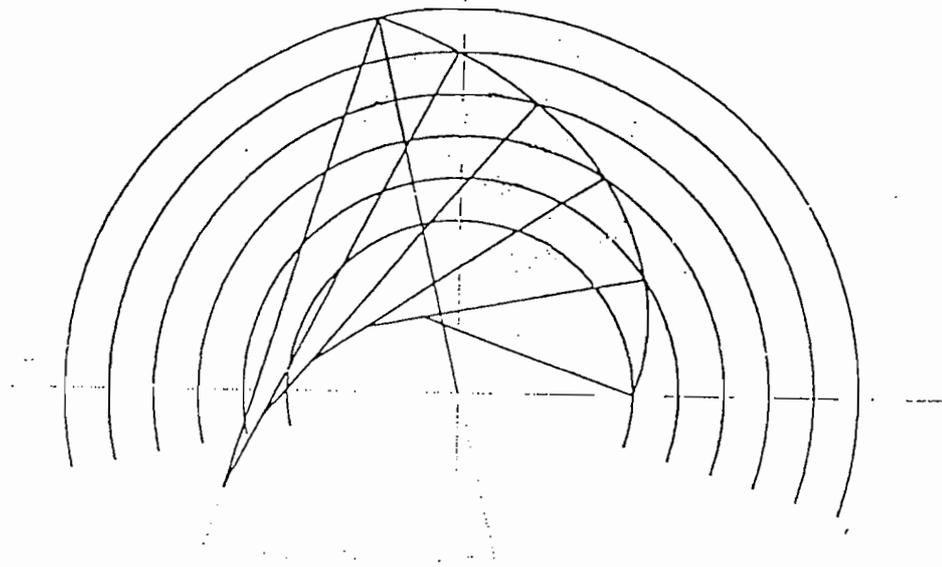
$$\text{Sudut sudu sisi masuk impeler } (\beta_1) = 25^0$$

$$\text{Sudut sudu sisi keluar impeler } (\beta_2) = 30^0$$

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.

**Tabel 4.1 Jari-jari kelengkungan sudu**

Lingkaran	R (mm)	R <sup>2</sup> (mm) <sup>2</sup>	$\beta$ (°)	Cos $\beta$	R cos $\beta$ (mm)	R <sub>b</sub> cos $\beta$ - R <sub>a</sub> cos $\beta$ (mm)	R <sub>b</sub> <sup>2</sup> -R <sub>a</sub> <sup>2</sup> (mm) <sup>2</sup>	$\rho$ (mm)
1	52,5	2756,25	25	0,906	47,56			
						28,765	4468,75	77,676
B	85	7225	26	0,898	76,33			
						28,362	6581,25	116,020
C	117,5	13806,25	27	0,891	104,69			
						27,607	8693,75	157,452
D	150	22500	28	0,882	132,3			
						27,205	10806,25	198,607
E	182,5	33306,25	29	0,874	159,50			
						26,685	12918,75	242,060
2	215	46225	30	0,866	186,19			



**Gambar 4.2 Pelukisan sudu**

Dari hasil perhitungan pada tabel 4.1 diatas, maka dapat digambarkan bentuk sudu seperti dalam gambar 4.2. Untuk mengecek ketelitian dalam pelukisan sudu dapat dilihat sudut busur sudu yang terakhir harus sama dengan sudut  $\beta_2 = 30^0$ .

### IV.3 Tebal Sudu

Untuk menentukan tebal sudu pada impeler, maka dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

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

Dengan

d : Diameter lingkaran impeler (mm)

$\varepsilon$  : Faktor kontraksi

z : Jumlah sudu

<sup>40)</sup> Ibid, hal 106

t : Tebal sudu (mm)

$\beta$  : sudut sudu (°)

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

Diameter sisi masuk ( $d_1$ ) = 105 mm

Faktor kontraksi ( $\varepsilon_1$ ) = 0,8

Jumlah sudu ( $z$ ) = 5 buah

Sudut sisi masuk impeler ( $\beta_1$ ) = 25°

Maka tebal sudu sisi masuk impeler

$$\begin{aligned}t_1 &= \frac{(1 - \varepsilon_1) \times \pi \times d_1 \times \sin \beta_1}{z} \\&= \frac{(1 - 0,8) \times 3,14 \times 105 \times \sin 25^\circ}{5} \\&= 5,573 \text{ mm} \\&= 0,219 \text{ in}\end{aligned}$$

Sedangkan pada sisi keluar impeler telah diketahui

Diameter sisi keluar ( $d_2$ ) = 430 mm

Faktor kontraksi ( $\varepsilon_2$ ) = 0,9

Jumlah sudu ( $z$ ) = 5 buah

Sudut sisi keluar impeler ( $\beta_2$ ) = 30°

Maka tebal sudu sisi keluar impeler

$$t_2 = \frac{(1 - \varepsilon_2) \times \pi \times d_2 \times \sin \beta_2}{z}$$

$$= \frac{(1 - 0,9) \times 3,14 \times 430 \times \sin 30^{\circ}}{5}$$

$$= 13,502 \text{ mm}$$

$$= 0,532 \text{ in}$$

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

**Tabel 4.2 Tebal kelengkungan sudu**

Lingkaran	D (mm)	ε	π×d (mm)	β (°)	Sin β (°)	z	t (mm)
1	105	0,80	329,7	25	0,426	5	5,573
B	170	0,82	533,8	26	0,438	5	8,417
C	235	0,84	737,9	27	0,453	5	10,696
D	300	0,86	942	28	0,469	5	12,370
E	365	0,88	1146,1	29	0,484	5	13,313
2	430	0,90	1350,2	30	0,5	5	13,502

**IV.4 Lebar Lalan**

Untuk menentukan lebar lalan dapat ditentukan dengan persamaan

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

Dengan

- Q : Kapasitas pompa (ft<sup>3</sup>/s)
- d : Diameter lalan (in)
- v<sub>r</sub> : Kecepatan aliran radial (ft/s)
- ε : Faktor kontraksi

---

<sup>41)</sup> Ibid, hal 106

Hasil perhitungan lebar laluan dapat dilihat dalam tabel 4.3

**Tabel 4.3 Lebar laluan**

Lingkar	D (in)	$\epsilon$	$\pi \times d$ (mm)	$v_r$ (ft/s)	Q (ft <sup>3</sup> /s)	b (in)	b (mm)
1	4,134	0,80	12,981	10,75	0,55	0,709	18,008
B	6,693	0,82	21,016	10,428	0,55	0,441	11,201
C	9,252	0,84	29,051	10,106	0,55	0,321	8,153
D	11,811	0,86	37,086	9,784	0,55	0,254	6,452
E	14,370	0,88	45,122	9,462	0,55	0,211	5,359
2	16,929	0,90	53,157	9,137	0,55	0,181	4,597

#### IV.5 Pemilihan Bahan Impeler

Untuk menentukan bahan impeler yang akan digunakan nantinya harus mempertimbangkan sifat-sifat fluidanya yang akan dipompa dan juga keadaan sekitar daerah pemompaan. Dalam pemilihan bahan impeler dan rumah pompa (*casing*) telah ditentukan seperti dalam tabel bahan pompa (*lampiran*). Dalam perancangan ini dipilih bahan impelernya dari **Perunggu** (BC).

## BAB V

### PERANCANGAN RUMAH POMPA

#### V.1 Dasar Perancangan

Rumah keong (*volut casing*) 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 pula.

Sebagai gambaran mengenai perancangan rumah keong dapat dilihat pada gambar 5.1. Penampang melintang rumah spiral searah dengan putaran roda jalan yang dibuat makin besar, karena arus volume fluida yang melampaui dari sudu jalan akan bertambah banyak sampai dengan volume terakhir. Dalam perancangan pompa sentrifugal yang mempergunakan rumah spiral yang besar, kebanyakan dibuat sampai dengan 370<sup>0</sup> yang selanjutnya dihubungkan dengan saluran tekan yang berbentuk kerucut.<sup>42)</sup>

Gambar 5.2 menunjukkan gambar rumah pompa sentrifugal dapat berupa rumah belahan mendatar (gambar 5.2.a), vertikal (gambar 5.2.b) atau menurut diagonalnya (pada sudut tidak sama dengan 90<sup>0</sup>). 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.

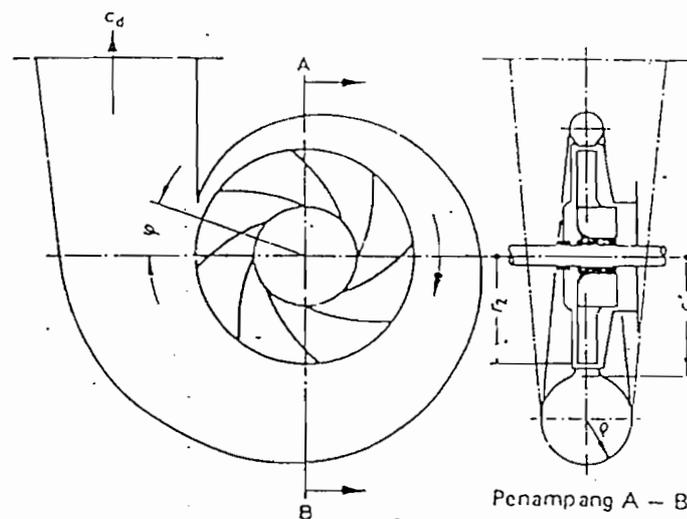
---

<sup>42)</sup> Prof. Dipl. Ing. Fritz Dieezel, "Turbin, Pompa dan Kompresor", 1996 hal 275

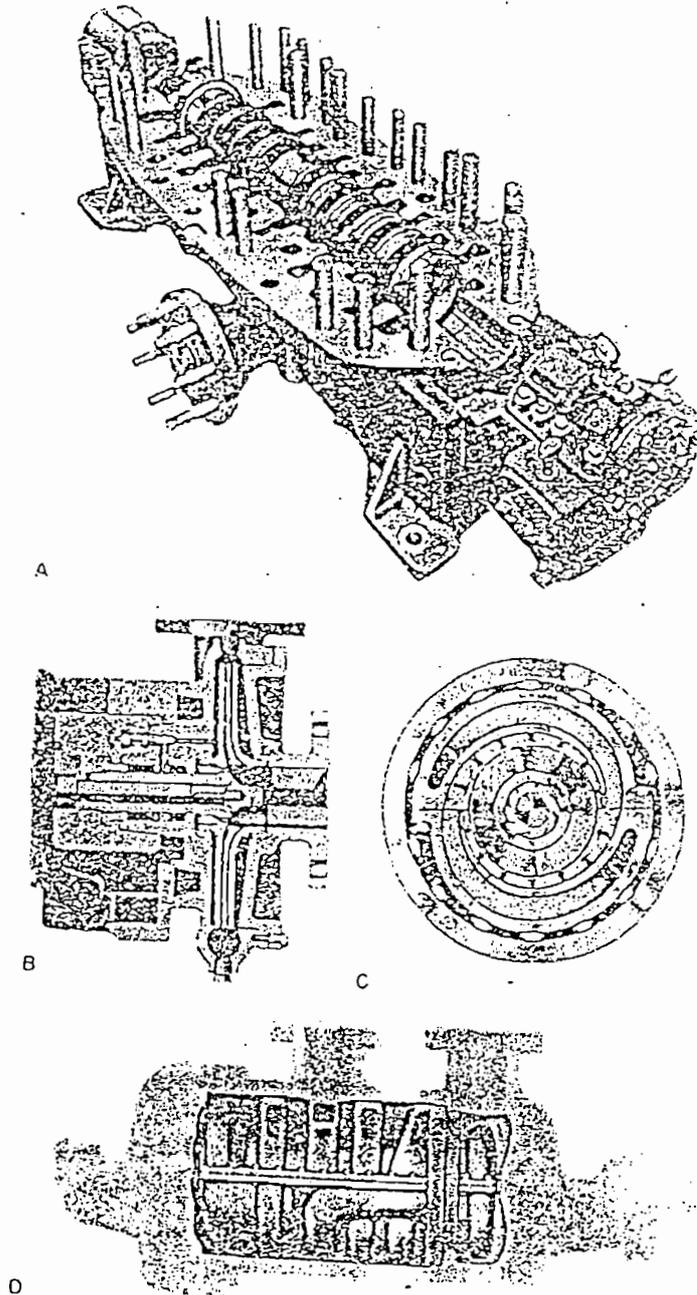
Rumah pompa yang terbelah secara vertikal disebut juga terbelah secara radial. Rumah jenis ini dipakai pada desain-desain yang terkopel berdekatan atau hisapan ujung yang dipasang pada rangka.

Rumah pompa yang berbentuk tabung pada gambar 5.2 (gambar 5.2c dan d) yang dipakai pada pompa difuser dan rumah keong yang bertekanan tinggi. Rumah bagian dalam dibuat sesuai dengan rumah bagian luar. Tekanan 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/aksial.

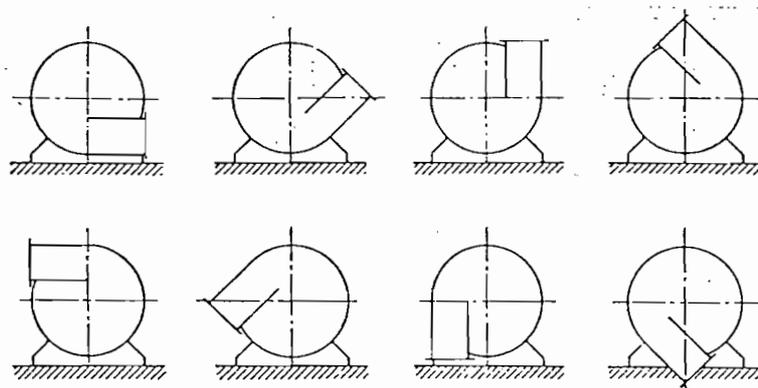


**Gambar 5.1 Rumah volut**  
(Sumber : Prof. Dipl. Ing. Fritz Dieezel, 1996 hal 274)



**Gambar 5.2 Tiga desain rumah pompa**  
(Sumber : Tyler G Hicks, P.E. & T.W. Edwards, P.E., 1996 hal 20)

Pipa buang yang meninggalkan pompa biasanya adalah mendatar, tetapi ini dapat digeser kesetiap posisi yang dikehendaki. Penggeseran posisi pipa buang dengan perputaran 45° seperti pada gambar 5.3

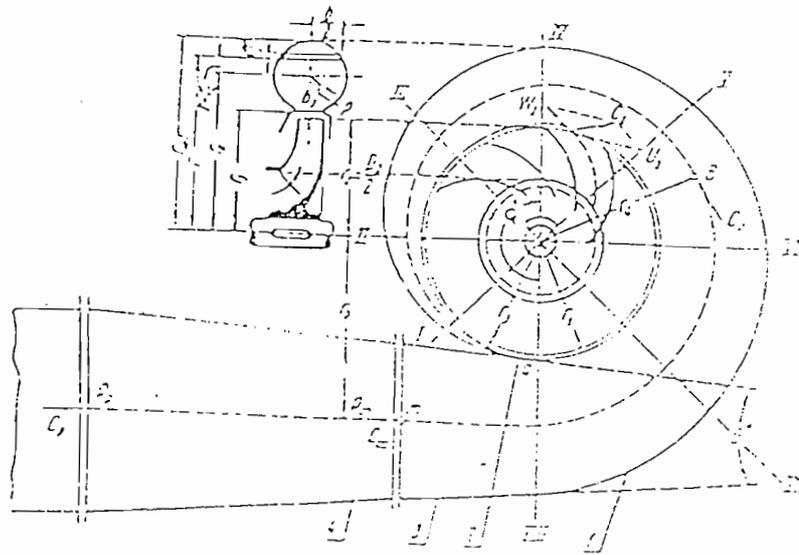


**Gambar 5.3** Posisi konvensional flens buang  
(Sumber : Prof. Austin H Cruch, 1990 hal 153)

## V.2 Perancangan Rumah pompa

Didalam merancang sebuah rumah 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 lihat pada gambar 5.4



**Gambar 5.4 Desain rumah keong**  
(Sumber : Khetagurov.M., hal 248)

Untuk merancang rumah keong seperti pada gambar 5.4. Perlu diketahui bahwa rumah pompa dibagi menjadi beberapa bagian dan penampang volut diasumsikan berbentuk lingkaran. Antara sisi keluar impeler dengan lidah (*tongue*) casing perlu diberi jarak antara (*clearance*). Jari-jari lidah dibuat lebih besar dari pada jari-jari luar impeler. Besarnya jari-jari lidah dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan

$$r_3 = (1,02 \text{ sampai } 1,05) \times r_2 \text{ }^{43)} \dots\dots\dots(5.1)$$

Dengan

$r_2$  : Jari-jari luar sisi impeler (mm)

Dari perhitungan sebelumnya jari-jari keluar impeler  $r_2 = 215$  mm

<sup>43)</sup> Khetagurov.M. "Marine Auxialiary Mechninery And Systems", hal 246

Jari-jari lidah

$$\begin{aligned} r_3 &= 1,04 \times 215 \\ &= 223,6 \approx 224 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sedangkan lebar celah saluran volut  $b_3$  diperoleh dengan menggunakan persamaan

$$b_3 = b_2 + (0,025 \times r_2)^{44)} \dots \dots \dots (5.2)$$

Dengan

$b_2$  : Lebar sisi keluar impeler (mm)

Dari perhitungan sebelumnya lebar sisi luar impeler  $b_2 = 4,953$  mm

Lebar celah saluran volut

$$\begin{aligned} b_3 &= 4,953 + (0,025 \times 215) \\ &= 10,328 \approx 11 \text{ mm} \end{aligned}$$

Penampang volut berupa lingkaran, jari-jari volut dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan

$$\rho = \frac{\varphi^0}{\chi} + \sqrt{2 \frac{\varphi^0}{\chi} \times r_3}^{45)} \dots \dots \dots (5.3)$$

Dengan

$\varphi^0$  : Sudut perbagian (°)

$r_3$  : Jari-jari lidah volut (mm)

$\chi$  : Konstanta

Harga konstanta  $\chi$  dapat ditentukan dengan persamaan

---

<sup>44)</sup> Ibid. hal 248

<sup>45)</sup> Ibid. hal 248

$$\chi = \frac{720}{Q} \times k_u \times \pi^{46}) \dots\dots\dots(5.4)$$

Dengan

Q : Kapasitas pompa (m<sup>3</sup>/s)

$k_u$  : konstanta

Nilai konstanta  $k_u$  merupakan hasil perkalian antara kecepatan keliling absolut dengan jari-jari impeler.

$$C_{u3} \times r_3 = C_{u2} \times r_2 = C_u \times r = k_u \text{ (konstanta)}^{47}) \dots\dots\dots(5.5)$$

Dari perhitungan sebelumnya diperoleh

Kecepatan absolut aliran fluida ( $C_u$ ) = 21,31 m/s

Jari-jari keluar impeler ( $r_2$ ) = 215 mm

= 0,215 m

Maka harga konstanta  $k_u$

$$\begin{aligned} k_u &= C_{u2} \times r_2 \\ &= 21,31 \times 0,215 \\ &= 4,58 \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

Dengan kapasitas pompa  $Q = 0,01083 \text{ m}^3/\text{s}$

Maka harga konstanta  $\chi$

$$\begin{aligned} \chi &= \frac{720}{0,01083} \times 4,58 \times 3,14 \\ &= 956090,86 \text{ permeter} \\ &= 956,09 \text{ permilimeter} \end{aligned}$$

<sup>46)</sup> Ibid, hal 247

<sup>47)</sup> Ibid, hal 239

Setelah harga konstanta diketahui maka dengan menggunakan persamaan 5.3.

Hasil perhitungan jari-jari volut dapat dilihat dalam tabel 5.1

**Tabel 5.1 Perhitungan rumah volut**

Bagian	$\varphi^0$	$\frac{\varphi^0}{\chi}$	$2\frac{\varphi^0}{\chi}$	$2\frac{\varphi^0}{\chi} \times r_3$	$\sqrt{2\frac{\varphi^0}{\chi} \times r_3}$	$\rho$ (mm)	$r_3 + \rho$ (mm)	$r_{volut}$ (mm)
I	10	0,010	0,020	4,480	2,117	2,13	226,13	228,26
II	45	0,047	0,094	21,056	4,588	4,63	228,63	233,26
III	90	0,094	0,188	45,112	6,716	6,81	230,81	237,62
IV	135	0,142	0,284	63,616	7,976	8,12	232,12	240,24
V	180	0,188	0,376	84,224	9,177	9,36	233,36	242,72
VI	225	0,235	0,470	105,280	10,260	10,49	234,49	244,98
VII	270	0,282	0,564	126,336	11,240	11,52	235,52	247,04
VIII	315	0,329	0,658	147,392	12,140	12,47	236,47	248,94
IX	360	0,376	0,752	168,448	12,978	13,35	237,35	250,70
X	370	0,387	0,774	173,376	13,167	13,55	237,55	251,10

### V.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 pada diameter hisapnya. Hal ini berfungsi untuk menghindari kesukaran-kesukaran akibat terjadinya kavitasi.

Untuk menentukan diameter pipa dapat dipergunakan ukuran diameter pipa standar yang ada dipasaran. Pemilihan diameter pipa tekan harus sesuai

dengan kecepatan fluida dalam pipa tersebut. Kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan memiliki batas kecepatan aman yaitu antara 12 sampai 40 ft/s.<sup>48)</sup>

Kecepatan fluida dalam pipa sudah aman jika telah masuk dalam batasan tersebut, maka pemilihan pipa telah sesuai dan aman dipergunakan.

Dalam perancangan ini ukuran diameter pipa tekan yang dipilih

$$\begin{aligned}\text{Diameter pipa} &= 2\frac{1}{2} \text{ in} \\ &= 63,5 \text{ mm} \\ &= 0,0635 \text{ m}\end{aligned}$$

$$\text{Kapasitas pompa (Q)} = 0,01083 \text{ m}^3/\text{s}$$

Dengan mempergunakan persamaan 3.8 dapat ditentukan kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan

$$\begin{aligned}v_2 &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{Q}{\frac{1}{4} \times \pi \times d^2} \\ &= \frac{0,01083}{\frac{1}{4} \times 3,14 \times (0,0635)^2} \\ &= 3,421 \text{ m/s} \\ &= 11,22 \text{ ft/s}\end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan kecepatan aliran fluida diatas, maka diameter pipa tekan yang dipilih belum memenuhi kecepatan aman yang dianjurkan. Maka diambil diameter yang lebih kecil lagi dari diameter diatas.

---

<sup>48)</sup> Prof. Austin H. Church, M.E., "Pompa dan Blower Sentrifugal", 1990 hal 90

Diameter pipa tekan yang dipilih

$$\begin{aligned}\text{Diameter pipa} &= 2 \text{ in} \\ &= 50,8 \text{ mm} \\ &= 0,0508 \text{ m}\end{aligned}$$

$$\text{Kapasitas pompa (Q)} = 0,01083 \text{ m}^3/\text{s}$$

Maka kecepatan aliran fluidanya

$$\begin{aligned}v_2 &= \frac{0,01083}{\frac{1}{4} \times 3,14 \times (0,0508)^2} \\ &= 5,346 \text{ m/s} \\ &= 17,54 \text{ ft/s}\end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan diatas, maka harga kecepatan aliran fluida sudah memenuhi syarat aman. Pipa tekan dengan nosel buang akan disambungkan menjadi satu, maka diameter nosel buang dibuat sama dengan diameter pipa tekan yaitu 2 in (50,8 mm).

#### V.4 Pemilihan Bahan Rumah Pompa

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

Namun masih ada faktor lain yang harus diperhatikan didalam pemilihan bahan rumah pompa. Antara lain :

- a. Memiliki ketahanan terhadap korosi
- b. Memiliki ketahanan terhadap gesekan dengan benda lain

- c. Bahan mudah dibentuk
- d. Harga bahan yang murah dan bahan banyak dijumpai dipasaran.

Untuk mengetahui mengenai bahan dari rumah pompa yang lebih rinci dapat dilihat pada tabel pemilihan rumah pompa dan impeler (*lampiran*). Maka bahan rumah pompa yang dipilih adalah **Besi cor**.

## **BAB VI**

### **PERANCANGAN POROS DAN PASAK**

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

#### **VI.1 Macam-Macam Poros**

Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut :

1. Poros Transmisi

Poros macam ini mendapat beban puntir (torsion) dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling, roda gigi, puli, sabuk atau sproket rantai dan lain-lain.

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.

3. Gandar

Poros yang dipasang diantara roda-roda kereta barang, dimana tidak mendapat beban puntir, bahkan kadang-kadang tidak boleh berputar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur, kecuali jika

digerakan 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 kecil agar mendapat kebebasan dari perubahan arah dan lain-lain.

## VI.2 Perhitungan Beban

Jenis poros yang digunakan dalam perancangan ini termasuk jenis poros transmisi. Untuk poros yang dipakai pada pompa mendapatkan beban berupa beban puntir dan beban lengkung.

### VI.2.1 Gaya Radial Oleh Impeler

Gaya radial oleh impeler dapat dicari dengan persamaan :

$$F_r = 0,433 \times K_r \times S_g \times H \times D_2 \times b_2^{49} \dots \dots \dots (6.1)$$

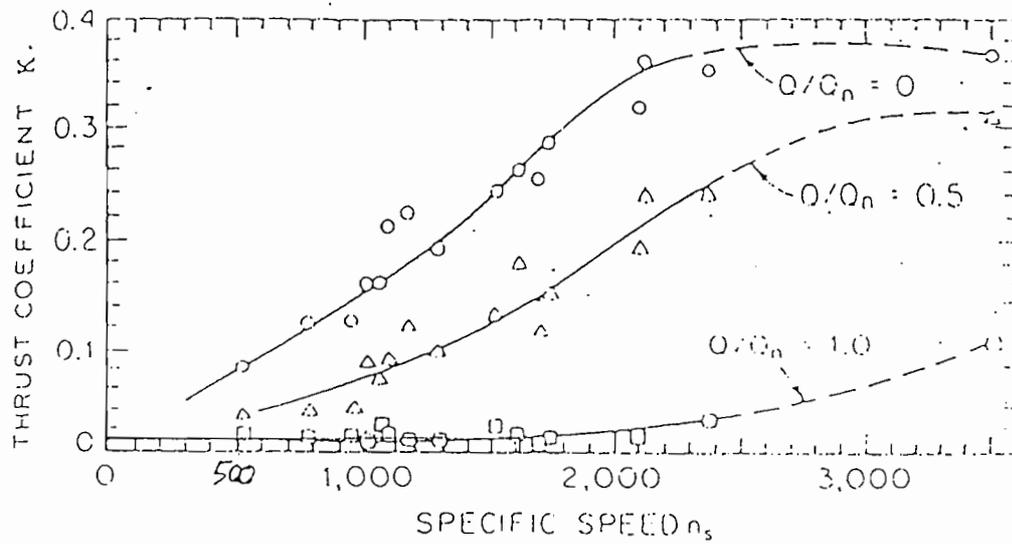
Dengan

- $K_r$  : Koefisien eksperimental
- $S_g$  : Besar jenis fluida (lb/in<sup>3</sup>)
- $H$  : Tinggi tekan pompa (in)
- $D_2$  : Diameter sisi luar impeler
- $b_2$  : Lebar impeler

Harga  $F_r$  dapat dicari dengan menggunakan grafik dalam gambar 6.1

---

<sup>49)</sup> Karassik, I.J., "Pump Handbook", 1976, hal 2.175



**Gambar 6.1** Harga koefisien eksperimental  $K_r$   
(Sumber : Karassik, 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 :

$$\text{Berat jenis } (S_g) = 3,613 \times 10^{-2} \text{ lb/in}^3$$

$$\text{Tinggi tekan satu tingkat} = 1181,1 \text{ in}$$

$$\text{Diameter sisi luar impeler } (D_2) = 16,93 \text{ in}$$

$$\text{Lebar impeler sisi luar impeler } (b_2) = 0,195 \text{ in}$$

Sehingga gaya radial oleh impeler

$$F_r = 0,433 \times 0,01 \times (3,613 \times 10^{-2}) \times 1181,1 \times 16,93 \times 0,195$$

$$= 0,61 \text{ lb}$$

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

**VI.2.2 Bobot Impeler**

$$W = \frac{1}{4} \times \pi \times (D_2^2 - D_{sh}^2) \times b \times \gamma \dots\dots\dots(6.2)$$

Dengan

- $D_2$  : Diameter sisi luar impeler (mm)
- $D_{sh}$  : Diameter lubang poros pada impeler (mm)
- $b$  : Lebar impeler (mm)
- $\gamma$  : Berat jenis bahan impeler (kg/mm<sup>3</sup>)

Dari hasil perhitungan sebelumnya

- $D_2 = 430$  mm
- $D_{sh} = 45$  mm
- $b = 4,9$  mm  $\approx 5$  mm
- $\gamma = 8,522 \times 10^{-6}$  kg/mm<sup>3</sup> <sup>50)</sup>

Jadi bobot impeler

$$\begin{aligned} W &= \frac{1}{4} \times 3,14 \times (430^2 - 45^2) \times 5 \times (8,522 \times 10^{-6}) \\ &= 6,12 \text{ kg} \end{aligned}$$

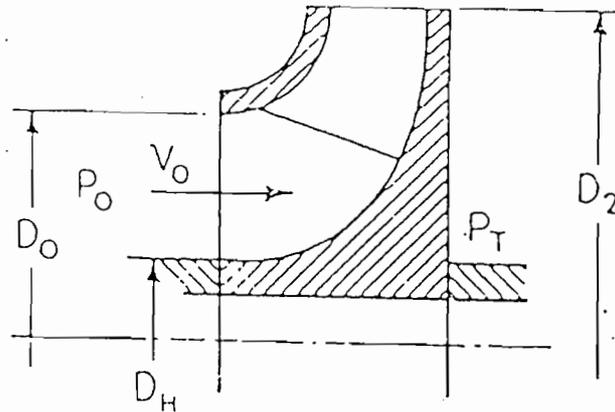
Sehingga jumlah beban menjadi

$$\begin{aligned} F &= F_r + W \dots\dots\dots(6.3) \\ &= 0,3 + 6,12 \\ &= 6,42 \text{ kg} \approx 6,5 \text{ kg} \end{aligned}$$

<sup>50)</sup> Dr. Jack P. Holman, "Perpindahan Kalor", 1993 hal 583

### VI.2.3 Gaya Aksial

Pada impeler hisapan tunggal akan mengalami dorongan aksial yang disebabkan oleh gaya-gaya yang berlawanan arahnya. Gaya yang kecil diantara gaya-gaya ini adalah gaya yang disebabkan oleh perubahan momentum fluida yang memasuki impeler. Gaya ini cenderung menggerakkan impeler melalui sisi isap (*suction*) dan bekerja pada luasan yang dibatasi oleh cincin yang diameter  $D_o$  dan  $D_H$ .



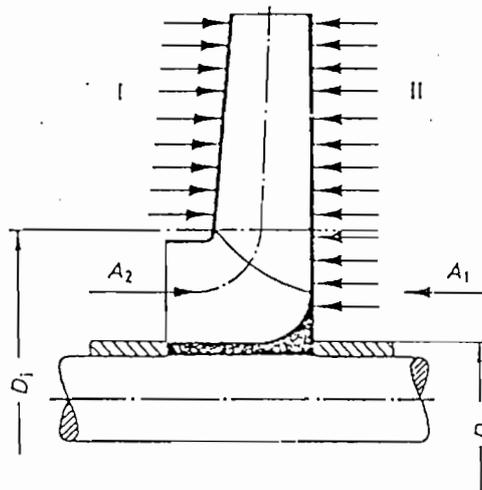
**Gambar 6.2 Bagian leher impeler**  
(Sumber : Austin H. Church, 1993 hal 156)

Fluida yang keluar dari impeler mempunyai tekanan yang lebih tinggi dari pada tekanan isap. Gaya-gaya yang terjadi dinetralkan oleh luasan  $D_o$  dan  $D_H$  sehingga besarnya gaya adalah sama dan berlawanan arah pada dinding.<sup>51)</sup>

Akibat perbedaan tekanan antara sisi isap dan sisi keluar akan menimbulkan gaya aksial yang menggerakkan impeler menuju sisi isap. Gaya

<sup>51)</sup> Prof. Austin H. Church, M.E., "Pompa dan Blower Sentrifugal", 1990 hal 155-156

aksial yang bekerja pada suatu impeler dapat dilihat pada gambar 6.3. 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 antar D<sub>1</sub> dan D<sub>11</sub>. Akibat tekanan bagian II lebih besar dibandingkan dengan bagian I, tekanan ini mengakibatkan gaya geser aksial A<sub>1</sub> kearah sisi isap.<sup>52)</sup>



**Gambar 6.3 Gaya geser aksial pada impeler**  
(Sumber : Fritz Dietzel, 1992 hal 276)

Perbedaan tekanan yang terjadi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan

$$P_T - P_o = \frac{3}{4} \times \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 \times g} \times \gamma \quad \dots \dots \dots (6.4)$$

<sup>52)</sup> Prof. Dipl. Ing. Fritz Dietzel, "Turbin dan Pompa Kompresor", 1996 hal 276

<sup>53)</sup> Prof. Austin H. Church, M.E., "Pompa dan Blower Sentrifugal", 1990 hal 156

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 luar impeler (m/s)  
 $U_1$  : Kecepatan keliling fluida sisi masuk impeler (m/s)  
 $\gamma$  : Berat jenis fluida yang dialirkan (kg/m<sup>3</sup>)

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui

- Kecepatan kaliling fluida sisi luar impeler ( $U_2$ ) = 35,4 m/s  
 Kecepatan kaliling fluida sisi masuk impeler ( $U_1$ ) = 8,13 m/s  
 Berat jenis yang dialirkan ( $\gamma$ ) = 1000 kg/m<sup>3</sup>  
 Percepatan grafitasi (g) = 9,81 m/s<sup>2</sup>

Maka besarnya perbedaan tekanan sisi masuk dan sisi luar impeler

$$P_T - P_o = \frac{3}{4} \times \frac{35,4^2 - 8,13^2}{2 \times 9,81} \times 1000$$

$$= 45377,03 \text{ kg/m}^2$$

Antar bidang lingkaran  $D_o$  dan  $D_H$  terdapat gaya aksial yang cenderung untuk menggerakkan impeler ke arah sisi isap.

Besarnya gaya aksial ini dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$F_a = (P_T - P_o) \times \frac{3}{4} \times (D_o^2 - D_H^2)^{54)} \dots\dots\dots (6.5)$$

Dengan

- $D_o$  : Diameter mata impeler (m)  
 $D_H$  : Diameter hub impeler (m)

---

<sup>54)</sup> Ibid, hal 156

Dari perhitungan sebelumnya diketahui

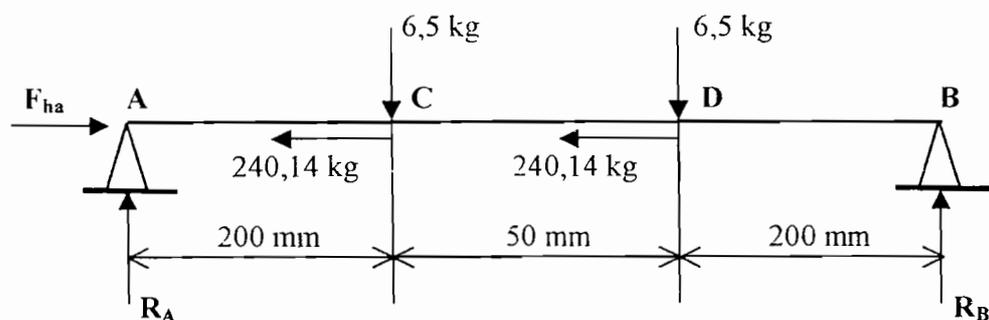
$$\text{Diameter mata impeler (D}_o\text{)} = 0,105 \text{ meter}$$

$$\text{Diameter hub impeler (D}_H\text{)} = 0,063 \text{ meter}$$

Sehingga besarnya gaya aksial

$$\begin{aligned} F_a &= (45377,03) \times \frac{3}{4} \times (0,105^2 - 0,063^2) \\ &= 240,14 \text{ kg} \end{aligned}$$

### VI.3 Perhitungan Momen Poros



Gambar 6.4 Skema gaya yang terjadi pada poros

$$\Sigma M_B = 0$$

$$(R_A \times 450) - (6,43 \times 250) - (6,43 \times 200) = 0$$

$$R_A = \frac{2925}{450}$$

$$= 6,5 \text{ kg } (\uparrow)$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$-(R_B \times 450) + (6,5 \times 250) + (6,5 \times 200) = 0$$

$$R_B = \frac{2925}{450}$$

$$= 6,5 \text{ kg } (\uparrow)$$

$$\Sigma P_v = 0$$

$$(R_A + R_B) - 6,5 - 6,5 = 0$$

$$(6,5 + 6,5) - 13 = 0$$

$$13 - 13 = 0$$

$$\Sigma P_H = 0$$

$$F_{ha} - (F_{a1} + F_{a2}) = 0$$

$$F_{ha} = (F_{a1} + F_{a2})$$

$$= (240,14 + 240,14)$$

$$= 480,28 \text{ kg } (\rightarrow)$$

Gaya reaksi tumpuan karena F menyebabkan momen lengkung ( M )

Dititik C : M<sub>C</sub>

$$\begin{aligned} \text{Dari sebelah kiri} \quad M_C &= R_A \times 200 \\ &= 6,5 \times 200 \\ &= 1300 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Dari sebelah kanan} \quad M_C &= -(R_B \times 250) + (6,5 \times 50) \\ &= -(6,5 \times 250) + 325 \\ &= -1300 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Dititik D : M<sub>D</sub>

$$\begin{aligned} \text{Dari sebelah kiri} \quad M_D &= (R_A \times 250) - (6,5 \times 50) \\ &= (6,5 \times 250) - 325 \end{aligned}$$

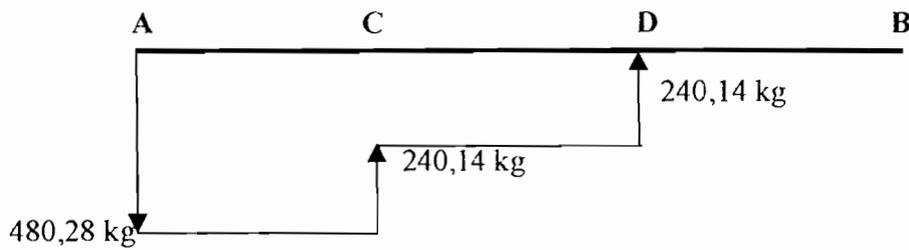
$$= 1300 \text{ kg.mm}$$

Dari sebelah kanan  $M_D = -(R_B \times 200)$

$$= -(6,5 \times 200)$$

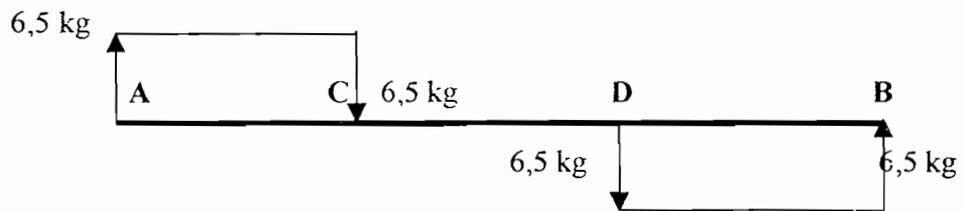
$$= -1300 \text{ kg.mm}$$

Diagram gaya normal ( Normally Force )



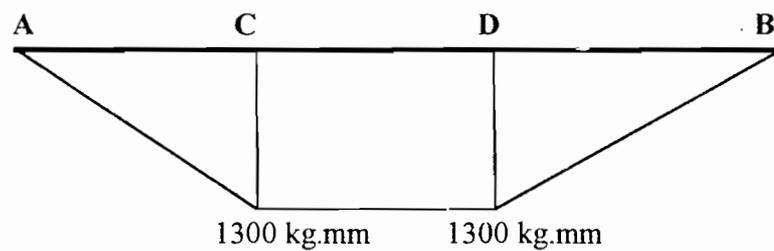
Gambar 6.5 NFD poros

Diagram momen gaya geser ( Shearing force )



Gambar 6.6 SFD poros

Diagram momen lengkung ( Bending moment )



Gambar 6.7 BMD poros

**VI.4 Diameter Poros**

$$d_s = \left[ \left( \frac{5,1}{\tau_a} \right) \times \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \right]^{1/3} \dots\dots\dots(6.6)$$

Dengan

- $\tau_a$  : Tegangan lentur bahan yang diijinkan (kg/mm<sup>2</sup>)
- $K_m$  : Faktor koreksi beban lentur
- $K_t$  : Faktor koreksi beban puntir
- $M$  : Momen lentur (kg.mm)
- $T$  : Momen Puntir (kg.mm)

Bahan poros : S 45 C-D

Kekuatan tarik  $\sigma_B = 60 \text{ kg/mm}^2$

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

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.<sup>56)</sup>

Tegangan lentur ijin ( $\tau_a$ )

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{S_{f1} \times S_{f2}} \dots\dots\dots(6.7)$$

<sup>55)</sup> Ir. Sularso, MSME & Prof. Kiyokatsu Suga. "Dasar Perencanaan dan Elemen Mesin". 1991 hal 18

<sup>56)</sup> Ibid, hal 7

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

$$= 5 \text{ kg/mm}^2$$

Dari hasil perhitungan sebelumnya

$$M = 1300 \text{ kg.mm}$$

$$T = 9476,76 \text{ kg.mm}$$

Jadi diameter poros

$$d_s = \left[ \left( \frac{5,1}{5} \right) \times \sqrt{(2 \times 1300)^2 + (1,5 \times 9476,76)^2} \right]^{1/3}$$

$$= 24,5 \text{ mm} \approx 25 \text{ mm}$$

#### VI.4.1 Defleksi Puntiran

$$\theta = 584 \times \frac{T \times L}{G \times (d_s)^4} \dots\dots\dots(6.8)$$

Dengan

T : Torsi (kg.mm)

L : Panjang poros yang terpuntir (mm)

G : Modulus geser bahan poros (kg/mm<sup>2</sup>)

d<sub>s</sub> : Diameter poros (mm)

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

Untuk panjang poros yang terpuntir (L) = 450 mm

Maka defleksi puntiran yang terjadi

---

<sup>57)</sup> Ibid hal 18

$$\begin{aligned}\theta &= 584 \times \frac{9476,76 \times 450}{8300 \times (25)^4} \\ &= 0,77^0\end{aligned}$$

Untuk poros yang dipasang pada mesin umumnya dalam kondisi kerja normal, besarnya defleksi puntiran dibatasi 0,25 sampai 0,30 derajat untuk setiap meter panjang poros atau per 1000 mm. Bila diambil untuk  $\theta_{\max} = 0,25^0$ , maka:

$$\begin{aligned}\theta_{\max} &= \frac{450}{1000} \times 0,25 \\ &= 0,112^0\end{aligned}$$

Batas maksimum defleksi puntiran adalah  $0,112^0$  sedangkan defleksi puntiran yang terjadi  $0,70^0$ , maka diameter 25 mm tidaklah cukup. Dicoba dengan diameter yang lebih besar. Dipilih diameter 45 mm.

$$\begin{aligned}\theta &= 584 \times \frac{9476,76 \times 450}{8300 \times (45)^4} \\ &= 0,07^0\end{aligned}$$

Persyaratan perancangan adalah

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

$$0,07 < 0,112$$

Maka dengan demikian perancangan poros memenuhi persyaratan dan aman terhadap defleksi puntiran.

#### VI.4.2 Tegangan Geser Maksimum ( $\tau_{\max}$ )

Agar poros aman, besarnya  $\tau_{\max}$  yang dihasilkan harus lebih kecil dari pada tegangan geser yang diijinkan  $\tau_a$ .

Tegangan geser maksimum dapat ditentukan dengan persamaan

$$\tau_{\max} = \frac{16}{\pi \times d_s^3} \times \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \quad (6.9)$$

Dengan

$d_s$  : Diameter poros

$K_m$  : Faktor koreksi momen lengkung

$K_t$  : Faktor koreksi momen puntir

$M$  : Momen lengkung (kg.mm)

$T$  : Momen puntir (kg.mm)

Sehingga tegangan geser maksimum

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \frac{16}{\pi \times (45)^3} \times \sqrt{(2 \times 1300)^2 + (1,5 \times 9476,76)^2} \\ &= 0,81 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Persyaratan perancangan poros agar aman

$$\tau_{\max} < \tau_a \quad (60)$$

0,81 < 5, Maka perancangan poros memenuhi persyaratan.

#### VI.4.3 Defleksi Lenturan Poros (Y)

Gaya resultante (R)

$$\begin{aligned} R &= \sqrt{F_1^2 + F_2^2} \quad (6.10) \\ &= \sqrt{6,5^2 + 6,5^2} \\ &= 9,2 \text{ kg} \end{aligned}$$

<sup>59)</sup> Ibid, hal 18

<sup>60)</sup> Ibid, hal 18

Titik pusat gaya ( $l_1, l_2$ )

$$l_1 = 200 + \frac{6,5}{9,2} \times 50$$

$$= 235,33 \text{ mm}$$

$$l_2 = 450 - 235,33$$

$$= 214,67 \text{ mm}$$

Defleksi lenturan ( $Y$ )

$$Y = 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{R \times l_1^2 \times l_2^2}{d_s^4 \times l} \dots\dots\dots (6.11)$$

$$= 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{9,2 \times 235,33^2 \times 214,67^2}{45^4 \times 450}$$

$$= 0,0041 \text{ mm}$$

Karena celah antara impeler dan rumah pompa merupakan masalah, maka batas defleksi lenturan poros ( $Y_{\max}$ ) tersebut tidak boleh lebih dari 0,03-0,15 mm per meter.<sup>62)</sup>

Diambil harga  $Y_{\max} = 0,03 \text{ mm/m}$ , maka

$$Y_{\max} = \frac{450}{1000} \times 0,03 \dots\dots\dots (6.12)$$

$$= 0,0135$$

Persyaratan dalam perancangan poros yaitu

$$Y < Y_{\max}$$

$$0,0041 < 0,0135$$

Dilihat dari hasil perhitungan, maka perancangan poros memenuhi persyaratan.

<sup>61)</sup> Ibid, hal 18

<sup>62)</sup> Ibid, hal 19

**VI.4.4 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.

$$N_c = 52700 \times \frac{d_s^2}{l_1 \times l_2} \times \sqrt{\frac{l}{W}} \dots\dots\dots(6.13)$$

Dengan

W : Berat benda yang berputar (kg)

l : Jarak antara bantalan (mm)

Bila terdapat beberapa benda yang berputar pada satu poros, maka dihitung lebih dahulu putaran kritis N<sub>c1</sub>, N<sub>c2</sub>, N<sub>c3</sub>, ... dari masing-masing benda tersebut yang seolah-olah berada pada poros. Maka putaran kritis secara keseluruhan dari sistim N<sub>co</sub> adalah

$$\frac{1}{N_{co}^2} = \frac{1}{N_{c1}^2} + \frac{1}{N_{c2}^2} + \frac{1}{N_{c3}^2} + \dots \dots\dots(6.14)$$

Berat benda yang berputar (W)

Dari perhitungan sebelumnya

Berat impeler I (W<sub>1</sub>) = 6,5 kg

Berat impeler II (W<sub>2</sub>) = 6,5 kg

Berat poros (W<sub>p</sub>)

$$W_p = \frac{\pi}{4} \times d_s^2 \times l \times \rho \dots\dots\dots(6.15)$$

---

<sup>63)</sup> Ibid, hal 19

<sup>64)</sup> Ibid, hal 19

Dengan

$d_s$  : Diameter poros (mm)

$l$  : Panjang poros (mm)

$\rho$  : Berat jenis bahan poros (kg/mm<sup>3</sup>)

Untuk berat jenis baja  $\rho = 7,833 \times 10^{-6}$  kg/mm<sup>3</sup>

$$\begin{aligned} W_p &= \frac{3,14}{4} \times 45^2 \times 450 \times 7,833 \times 10^{-6} \\ &= 5,6 \text{ kg} \end{aligned}$$

Kecepatan kritis masing-masing benda

$$\begin{aligned} N_1 &= 52700 \times \frac{45^2}{200 \times 250} \times \sqrt{\frac{450}{6,5}} \\ &= 17757,8 \text{ rpm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_2 &= 52700 \times \frac{45^2}{200 \times 250} \times \sqrt{\frac{450}{6,5}} \\ &= 17757,8 \text{ rpm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_3 &= 52700 \times \frac{45^2}{225 \times 225} \times \sqrt{\frac{450}{5,6}} \\ &= 18887,68 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Maka putaran kritis keseluruhannya adalah

$$\begin{aligned} \frac{1}{N_{co}^2} &= \frac{1}{17757,8^2} + \frac{1}{17757,8^2} + \frac{1}{18887,68^2} \\ &= (0,3 + 0,3 + 0,2) \times 10^{-8} \\ &= 0,8 \times 10^{-8} \\ N_{co}^2 &= 125 \times 10^6 \end{aligned}$$

$$N_{co} = \sqrt{125 \times 10^6}$$

$$= 11180,34 \text{ rpm}$$

Putaran dari poros yang terjadi dibandingkan dengan putaran kritis poros yang terjadi harus kurang dari 0,6.<sup>65)</sup>

$$\frac{n_p}{N_{co}} = \frac{1480}{11180,34} \dots\dots\dots(6.16)$$

$$= 0,13$$

0,13 < 0.6 harga yang diperoleh cukup aman karena berada dibawah batas harga yang diijinkan.

Putaran operasi poros dibatasi 20 % diatas harga putaran kritis dan 20 % dibawah harga putaran kritis.<sup>66)</sup>

Batas bawah putaran kritis

$$N_{cr 1} = N_{co} - (0,2 \times N_{co}) \dots\dots\dots(6.17)$$

$$= 11180,34 - (0,2 \times 11180,34)$$

$$= 8944,3 \text{ rpm}$$

Batas atas putaran kritis

$$N_{cr 1} = N_{co} + (0,2 \times N_{co}) \dots\dots\dots(6.18)$$

$$= 11180,34 + (0,2 \times 11180,34)$$

$$= 13416,4 \text{ rpm}$$

<sup>65)</sup> Ibid, hal 20

<sup>66)</sup> Prof. Austin H. Church, M.E., "Pompa dan Blower Sentrifugal", 1990 hal 292

Sehingga poros tidak boleh beroperasi pada kecepatan antara 8944,3 rpm sampai dengan 13416,4 rpm. Pada perancangan ini poros berputar pada kecepatan 1480 rpm maka putaran poros aman.

#### **VI.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.

#### **VI.6 Dasar Perencanaan Pasak**

Pasak yang dipilih dalam perencanaan ini adalah pasak benam. Pasak benam mempunyai bentuk penampang segi empat dan juga terdapat bentuk prismatis dan tirus yang kadang-kadang diberi kepala untuk memudahkan pencabutannya. Untuk menghitung kekuatan pasak dapat dilakukan dengan cara yaitu : Dengan menghitung gaya tangensial, gaya geser dan tekanan permukaan.

### VI.6.1 Gaya Tangensial

Jika torsi pada poros adalah  $T$  (kg.mm) dan diameter poros adalah  $d_s$  (mm), maka gaya tangensial  $F$  (kg) pada permukaan poros adalah

$$F = \frac{T}{\left(\frac{d_s}{2}\right)} \quad (6.19)$$

Pada perhitungan sebelumnya

$$T = 9476,76 \text{ kg.mm}$$

$$d_s = 45 \text{ mm}$$

Jadi gaya tangensialnya

$$\begin{aligned} F &= \frac{9476,76}{\left(\frac{45}{2}\right)} \\ &= 421,2 \text{ kg} \end{aligned}$$

### VI.6.2 Gaya Geser

Dengan diameter poros 45 mm maka penampang pasak yang dipilih berdasarkan pada tabel ukuran utama pasak (*lampiran*) adalah 14 × 9.

$$\text{Kedalaman alur pasak pada poros } (t_1) = 5,5 \text{ mm}$$

$$\text{Kedalaman alur pasak dalam impeler } (t_2) = 3,8 \text{ mm}$$

$$\text{Panjang pasak } (l) = 36-160 \text{ mm}$$

Dari tegangan geser ijin  $\tau_{ka}$  (kg/mm<sup>2</sup>) panjang pasak  $l_1$  (mm) yang diperlukan, dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan

$$F \geq \frac{F'}{(b \times l_1)} \quad (6.20)$$

<sup>67)</sup> Ir. Sularso & Kiyokatsu Suga, "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin," 1991 hal 25

Harga  $\tau_{ka}$  adalah harga yang diperoleh dengan membagi kekuatan tarik  $\sigma_B$  dengan factor keamanan  $Sf_{k1} \times Sf_{k2}$ . Harga  $Sf_{k1}$  umumnya diambil 6 dan  $Sf_{k2}$  dipilih antara 1-1,5 jika beban dikenakan secara perlahan-lahan, antara 1,5-3 jika dikenakan dengan tumbukan ringan dan antara 2-5 jika dikenakan secara tiba-tiba dan dengan tumbukan berat.<sup>69)</sup>

Bahan pasak dipilih lebih lemah dari poros, sehingga pasak akan lebih dahulu rusak dari pada poros atau nafnya. Ini disebabkan harga pasak yang murah serta mudah menggantinya.

Dipilih bahan untuk pasak S 30C (*lampiran*).

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

$$\text{Faktor keamanan } Sf_{k1} = 6$$

$$\text{Faktor keamanan } Sf_{k2} = 2$$

Sehingga tegangan geser ijinnya

$$\begin{aligned} \tau_{ka} &= \frac{\sigma_B}{(Sf_{k1} \times Sf_{k2})} \dots\dots\dots(6.21) \\ &= \frac{48}{(6 \times 2)} \\ &= 4 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Dengan mensubstitusikan persamaan 6.20 maka dapat diperoleh panjang pasak yang diperlukan adalah

$$l_1 \geq \frac{421,2}{(14 \times 4)} \dots\dots\dots(6.22)$$

<sup>68)</sup> Ibid, hal 25

<sup>69)</sup> Ibid, hal 25

<sup>70)</sup> Ibid, hal 8

$$\geq 7,52 \text{ mm} \approx 8 \text{ mm}$$

### VI.6.3 Tekanan Permukaan

Untuk menghindari kerusakan permukaan samping pasak yang disebabkan oleh tekanan bidang, maka tekanan bidang juga perlu dipertimbangkan. Dari tekanan permukaan yang diijinkan  $P_a$  (kg/mm<sup>2</sup>) dapat dicari panjang pasak yang diperlukan. Harga  $P_a$  adalah sebesar 8 kg/mm<sup>2</sup> untuk poros dengan diameter kecil dan 10 kg/mm<sup>2</sup> untuk diameter besar, dan setengah dari harga-harga diatas untuk poros putaran tinggi.<sup>71)</sup>

$$l_2 \geq \frac{F}{(P_a \times t_2)} \dots\dots\dots(6.23)$$

$$\geq \frac{421,2}{(8 \times 3,8)}$$

$$\geq 13,85 \text{ mm} \approx 14 \text{ mm}$$

Lebar pasak yang baik antara 25 % sampai 35 % dari diameter poros, dan panjang pasak tidak boleh terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros antara 0,7 sampai 1,5 diameter poros.<sup>73)</sup>

$$0,25 \leq \frac{b}{d_s} \leq 0,35 \dots\dots\dots(6.24)$$

$$0,75 \leq \frac{l}{d_s} \leq 1,5 \dots\dots\dots(6.25)$$

---

<sup>71)</sup> Ibid, hal 27

<sup>72)</sup> Ibid, hal 27

<sup>73)</sup> Ibid, hal 27

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui lebar pasak adalah 14 mm, maka untuk pemeriksaan kembali

$$\frac{b}{d_s} = \frac{14}{45} = 0,31$$

Agar panjang pasak sesuai dengan persyaratan dan sesuai dengan harga dalam tabel (*lampiran*), dengan panjang pasak yang didapat yaitu 14 mm ternyata tidak memenuhi syarat. Dipilih panjang pasak 40 mm, maka

$$\frac{l}{d_s} = \frac{40}{45} = 0,88$$

Berdasarkan perhitungan diatas, maka perancangan pasak telah memenuhi persyaratan.

## BAB VII

### PERANCANGAN BANTALAN

#### VII.1 Klasifikasi Bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang umur. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik.

Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik, maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak dapat bekerja sebagaimana mestinya. Jadi bantalan dalam permesinan dapat disamakan peranannya dengan pondasi pada gedung. Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

1. Atas dasar gerakan bantalan pada poros
  - Bantalan luncur  
Pada bantalan ini terjadi gesekan antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.
  - Bantalan gelinding  
Pada bantalan ini terjadi gerakan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum dan rol bulat.
2. Atas dasar arah beban terhadap poros
  - Bantalan Radial

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

- Bantalan aksial

Arah beban pada bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.

- Bantalan gelinding khusus

Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya 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 bantalan ini jenis bantalan yang digunakan adalah bantalan gelinding khusus, karena dapat menumpu beban radial maupun aksial sekaligus. Bantalan gelinding biasanya dilunasi dengan minyak gemuk dan tidak memerlukan perawatan yang sulit.<sup>74)</sup>

Fluida yang masuk impeler secara aksial mempunyai kecepatan masuk  $v_o$ , maka perubahan momentum atau gaya aksial akibat dari perbedaan momentum dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$F_m = \frac{W}{g} \times v_o \quad \dots\dots\dots(7.1)$$

<sup>74)</sup> Ir. Sularso & Kiyokatsu Suga, "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin," 1991 hal 103

<sup>75)</sup> Ibid, hal 155

Dengan

$v_o$  : Kecepatan fluida masuk impeler (m/s)

W : Berat fluida yang masuk impeler persatuan waktu (kg/s)

Kapasitas air yang dipompa  $Q = 0,01083 \text{ m}^3/\text{s}$ , maka bobot air yang dipompa

$$\begin{aligned} W &= Q \times \gamma_{air} \dots\dots\dots(7.2) \\ &= 0,01083 \times 1000 \\ &= 10,83 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Kecepatan fluida yang masuk ke impeler  $v_o = 10 \text{ ft/s} = 3,05 \text{ m/s}$ , sehingga besarnya gaya geser aksial yang disebabkan perubahan momentum adalah

$$\begin{aligned} F_m &= \frac{10,83}{9,81} \times 3,05 \\ &= 3,36 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dari kedua gaya aksial yang besar dan arahnya yang berbeda, maka dapat ditentukan resultan gaya aksial yang bekerja pada impeler

$$\begin{aligned} F_{a_{resultan}} &= \sqrt{F_a^2 - F_m^2} \dots\dots\dots(7.3) \\ &= \sqrt{240,14^2 - 3,36^2} \\ &= 240,12 \text{ kg} \end{aligned}$$

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 <sup>76)</sup>

- 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, maka 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 ini perlu diberi elemen tambahan yang mampu menahan gaya geser aksial yakni bantalan untuk menerima sisa-sisa gaya aksial yang masih ada.
- b. Mengkompensir dengan menurunkan gaya geser aksial melalui peredaman dengan lubang pengimbang. Cara mengkompensir gaya aksial ini dipergunakan pada pompa satu tingkat dan pompa 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..

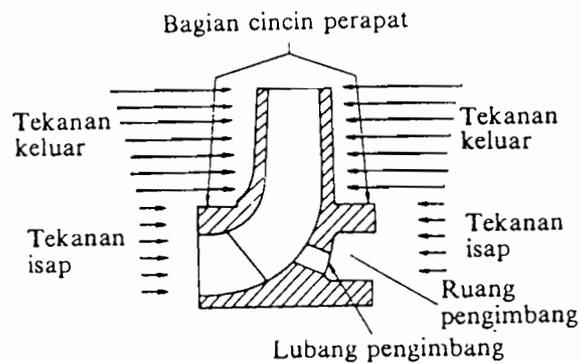
---

<sup>76)</sup> Prof. Dipl.Ing.Fritz Dietzel. "Turbin dan Pompa Kompresor", 1996 hal 277-279

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 sudu 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 7.1 Tekanan air yang bekerja pada sisi impeler**

(Sumber : Sularso dan Haruo Tahara, pompa dan kompresor, 2000 hal 80)

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

Pada bantalan B dibuat dapat bergerak secara leluasa secara aksial, hal ini dibuat agar apabila terjadi pertambahan panjang poros akibat dari kenaikan temperatur.

## VII.2 Umur Nominal Bantalan A

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

$$\text{Gaya reaksi tumpuan } (F_r) = 6,5 \text{ kg}$$

$$\text{Gaya aksial } (F_a) = 240,12 \text{ kg}$$

Beban ekuivalen dinamis yang bekerja pada bantalan ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$P_r = (X \times V \times F_r) + (Y \times F_a)^{77}) \dots \dots \dots (7.4)$$

Dengan

$F_r$  : Gaya radial pada tumpuan (kg)

$F_a$  : Gaya aksial (kg)

$X$  : Faktor beban radial

$V$  : Faktor kontruksi bantalan

$Y$  : Faktor beban aksial

Dari tabel bantalan (*lampiran*) didapat :

$$X = 1 \qquad V = 1 \qquad Y = 0,78$$

Dari tabel (*lampiran*) diambil bantalan bola sudut alur dalam yaitu

Nomor bantalan = 7309 A DB

Diameter dalam (d) = 45 mm

Diameter luar (D) = 100 mm

Lebar bantalan (B) = 50 mm

Sudut singgung ( $\alpha$ ) = 30<sup>0</sup>

<sup>77)</sup> Ir. Sularso & Kiyokatsu Suga, "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin," 1991 hal 135

Kapasitas dinamis (C) = 8050 kg

Kapasitas statis (C<sub>o</sub>) = 8200 kg

Maka

$$P_r = (1 \times 1 \times 6,5) + (0,78 \times 240,12)$$

$$= 193,8 \text{ kg}$$

Umur bantalan yang dipergunakan pada setiap mesin memiliki batasan umur pemakaian yang telah ditentukan, serta faktor beban yang sesuai dengan penggunaan mesin tersebut.

Bantalan pada pompa mempunyai batasan umur pemakaian antara 10000 sampai 20000 jam. Untuk kerja biasa atau normal, maka faktor beban  $f_w = 1,1-1,3$ . Sehingga beban yang bekerja pada bantalan dikalikan dengan  $f_w$ .<sup>78)</sup>

Beban yang bekerja pada bantalan adalah

$$P = f_w \times P_r \dots\dots\dots (7.5)$$

$$= 1,1 \times 193,8$$

$$= 213,18 \text{ kg}$$

Kemudian dapat dihitung umur bantalan berdasarkan pembebanan yang terjadi. Untuk menentukan umur bantalan harus ditentukan terlebih dahulu faktor kecepatannya.

Untuk bantalan bola

$$f_n = \left( \frac{33,3}{n} \right)^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots (7.6)$$

<sup>78)</sup> Ibid, hal 137

<sup>79)</sup> Ibid, hal 136



Dengan

$n$  : Putaran poros (rpm)

Maka faktor kecepatan pada bantalan bola adalah

$$f_n = \left( \frac{33,3}{1480} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$= 0,28$$

Kemudian ditentukan faktor umur bantalan dengan menggunakan persamaan

$$f_h = f_n \times \frac{C^{80})}{P} \dots\dots\dots(7.7)$$

Dengan

$C$  : Kapasitas dinamis bantalan (kg)

$P$  : Beban yang diterima bantalan (kg)

$f_n$  : Faktor kecepatan

Sehingga faktor umur bantalan

$$f_h = 0,28 \times \frac{8050}{213,18}$$

$$= 10,6$$

Umur nominal bantalan bola dapat ditentukan dengan persamaan

$$L_h = 500 \times f_h^3 \dots\dots\dots(7.8)$$

Sehingga umur nominal bantalan bola adalah

$$L_h = 500 \times (10,6)^3$$

$$= 595508 \text{ jam}$$

---

<sup>80)</sup> Ibid, hal 136

<sup>81)</sup> Ibid, hal 136

Pertambahan panjang umur bantalan dikarenakan adanya perbaikan besar dalam mutu bahan dan karena tuntutan keandalan yang lebih tinggi, maka bantalan modern direncanakan dengan  $L_h$  yang dikalikan dengan faktor koreksi. Jika  $L_n$  menyatakan keandalan umur  $(100-n)(\%)^{82)}$ , maka

$$L_n = a_1 \times a_2 \times a_3 \times L_h^{83)} \dots\dots\dots(7.9)$$

Dengan

- $a_1$  : Faktor keandalan bila keandalan 90 % dipakai seperti biasanya atau 0,21 bila keandalan 99 %. Harga  $a_1$  dapat dilihat dalam tabel 7.1
- $a_2$  : Faktor bahan = 1 untuk bahan baja bantalan yang dicairkan secara terbuka dan kurang lebih = 3 untuk baja bantalan de-gas hampa.
- $a_3$  : Faktor kerja = 1 untuk kondisi kerja normal.
- $L_n$  : Umur bantalan nominal (jam)

**Tabel 7.1 Faktor keandalan**

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

Maka keandalan umur bantalan adalah

$$L_n = 0,62 \times 1 \times 1 \times 595508$$

$$= 369214,96 \text{ jam}$$

<sup>82)</sup> Ibid, hal 136

<sup>83)</sup> Ibid, hal 136

### VII.3 Umur Nominal Bantalan B

Untuk bantalan B tidak menerima gaya aksial, maka dalam perancangan ini menggunakan bantalan baris tunggal cincin dalam yang berputar, maka Dipilih jenis bantalan sebagai berikut

Dari tabel (*lampiran*) diambil bantalan bola sudut alur dalam yaitu

Nomor bantalan	= 6009
Diameter dalam (d)	= 45 mm
Diameter luar (D)	= 75 mm
Lebar bantalan (B)	= 16 mm
Sudut singgung ( $\alpha$ )	= 30 <sup>0</sup>
Kapasitas dinamis (C)	= 1640 kg
Kapasitas statis (C <sub>0</sub> )	= 1320 kg

Dari tabel bantalan (*lampiran*) didapat :

$$X = 1 \quad V = 1 \quad Y = 0$$

Beban ekivalen dinamis yang bekerja pada bantalan ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$\begin{aligned} P_r &= (X \times V \times F_r) + (Y \times F_a) \\ &= (1 \times 1 \times 6,5) + 0 \\ &= 6,5 \text{ kg} \end{aligned}$$

Beban yang bekerja pada bantalan adalah

$$\begin{aligned} P &= f_w \times P_r \\ &= 1,1 \times 6,5 \\ &= 7,15 \text{ kg} \end{aligned}$$

Faktor umur bantalan adalah

$$f_h = f_n \times \frac{c}{p}$$

$$\begin{aligned} f_h &= 0,28 \times \frac{1640}{7,15} \\ &= 61,2 \end{aligned}$$

Umur nominal bantalan bola adalah

$$\begin{aligned} L_h &= 500 \times f_h^3 \\ L_h &= 500 \times (61,2)^3 \\ &= 114610464 \text{ jam} \end{aligned}$$

Sehingga faktor keandalan umur bantalan adalah

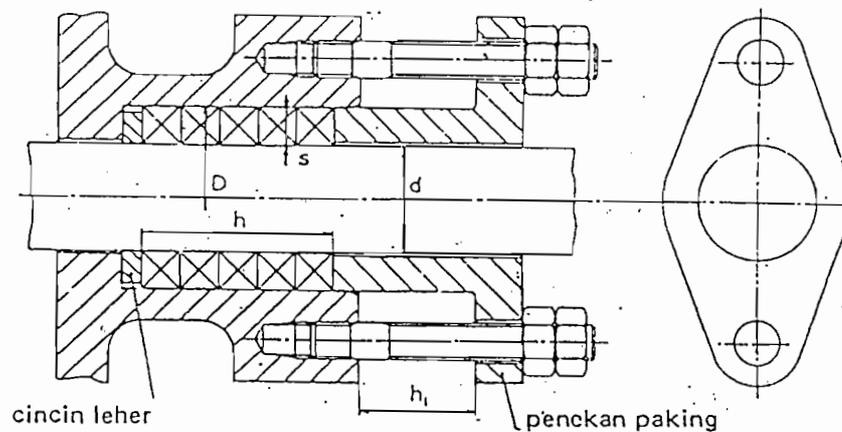
$$\begin{aligned} L_n &= a_1 \times a_2 \times a_3 \times L_h \\ &= 0,62 \times 1 \times 1 \times 114610464 \\ &= 71058487,68 \text{ jam} \end{aligned}$$

## BAB VIII

### ELEMEN PENDUKUNG

#### VIII.1 Kotak Paking (*Stuffing box*)

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



**Gambar 8.1 Kotak paking**  
(Sumber : Ir.Jac.Stolk & Ir.C.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 pada poros.

Untuk memperoleh dimensi paking yang sesuai dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan berikut.

Tebal paking (s)

$$s = \sqrt{d} \text{ sampai } 2\sqrt{d} \text{ }^{84)} \dots\dots\dots(8.1)$$

Dengan

d : Diameter poros (mm)

Untuk perancangan ini diameter terluar paking atau selongsong poros  $D_p = 65$  mm. Maka tebal paking adalah

$$\begin{aligned} s &= 1,5 \times \sqrt{D_p} \dots\dots\dots(8.2) \\ &= 1,5 \times \sqrt{65} \\ &= 12,09 \approx 13 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sedangkan panjang paking dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$h = (4 - 8) \times s \text{ }^{85)} \dots\dots\dots(8.3)$$

Dalam perancangan ini diambil panjang paking adalah

$$\begin{aligned} h &= 6 \times 13 \\ &= 78 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak antara penekan paking dengan kotak paking diperoleh dengan menggunakan persamaan berikut.

<sup>84)</sup> Ir. Jac. Stolk & Ir. C. Kros. "Elemen Mesin Elemen Kontruksi Bangunan Mesin", 1993 hal 523

<sup>85)</sup> Ibid, hal 523

$$h_1 = 3 \times s^{86)} \dots\dots\dots(8.4)$$

Maka jarak penekan paking dengan kotak paking adalah

$$\begin{aligned} h_1 &= 3 \times 13 \\ &= 39 \text{ mm} \end{aligned}$$

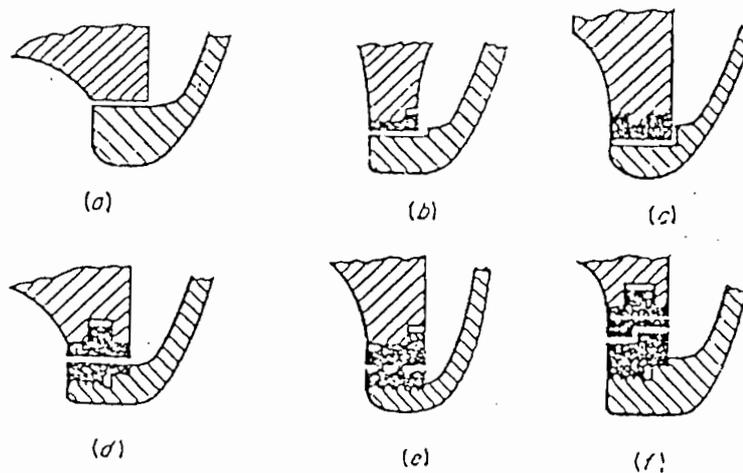
## VIII.2 Cincin Penahan Keausan

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 panahan keausan, gambar 8.1a perapat merupakan sambungan rata. Sama halnya dengan sambungan b, yang mempunyai cincin yang rata yang dipasang pada rumah pompa. Pada gambar 8.c cincin terpasang pada alur yang ada 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 dipilih cincin penahan keausan c.

---

<sup>86)</sup> Ibid, hal 523



**Gambar 8.2** Contoh susunan cincin penahan keausan  
(Sumber : Hiks, 1996 hal 21)

### VIII.3 Pemancingan (*Priming*)

Sebelum pompa itu bekerja atau beroperasi, maka mata impeler harus di benamkan dan pipa isap harus diisi dengan fluida yang akan dipompakan. Pompa tidak boleh dioperasikan tanpa berisi fluida atau dalam keadaan kering, karena cincin penahan keausan akan bergesek dan menyebabkan macet.

Bila udara dibiarkan masuk kedalam saluran isap atau kedalam pompa, maka pompa akan kehilangan daya pemancingannya. Dengan kata lain pemompaan akan berhenti. Ada tiga macam pemancingan pompa, yaitu:

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

Dalam perancangan ini dipilih sistem pemancangan yang pertama (a).

#### VIII.4 Baut dan Mur Rumah Pompa

Dalam perancangan ini dipilih bahan baut dan mur adalah baja liat dengan kadar karbon 0,22 sampai 0,36 % difinis biasa sehingga tegangan tarik ijinnya adalah  $\sigma = 4,8 \text{ kg/mm}^2$ .

Dalam perancangan ini memakai ulir kasar metris (JIS B 0205) M12, berdasarkan tabel (*lampiran*).

$$\text{Jarak bagi (P)} = 1,75 \text{ mm}$$

$$\text{Tinggi kaitan (H}_1\text{)} = 0,947 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter luar (d)} = 12,00 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter inti (d}_1\text{)} = 10,106 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter efektif (d}_2\text{)} = 10,863 \text{ mm}$$

Tegangan tarik yang diijinkan diperoleh dengan menggunakan persamaan

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

Pembebanan aksial murni maksimum pada baut dapat ditentukan dengan persamaan

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

Dengan

W : Gaya aksial murni maksimum (kg)

---

<sup>87)</sup> Ibid, hal 297

$\sigma_a$  : Tegangan tarik ijin (kg/mm<sup>2</sup>)

$d$  : Diameter luar (mm)

Maka pembebanan aksial murni maksimumnya adalah

$$W \leq 4,8 \times \frac{(0,8 \times 12)^2 \times 3,14}{4}$$

$$\leq 347,26 \text{ kg}$$

Tekanan kontak ijin  $q_a$  bahan dari baja liat yang digunakan sebagai pengikat, maka harga  $q_a$  dapat dilihat dalam tabel (*lampiran*) didapat  $q_a = 3 \text{ kg/mm}^2$ . Harga  $q_a$  yang didapat harus lebih besar. Dapat dilihat dengan menggunakan persamaan berikut.

$$q_a \geq \frac{W}{\pi \times d_2 \times H_1 \times z} \dots\dots\dots(8.7)$$

Dengan

$H_1$  : Tinggi kaitan (mm)

$d_2$  : Diameter efektif (mm)

$z$  : Jumlah lilitan ulir

Jumlah lilitan ulir dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 8.7.

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

$$\geq \frac{347,26}{3,14 \times 10,863 \times 0,947 \times 3}$$

$$\geq 3,6 \approx 5 \text{ lilitan}$$

Pemeriksaan kembali harga  $q_a$

$$q_a \geq \frac{347,26}{3,14 \times 10,863 \times 0,947 \times 5}$$

$$3 \geq 2,15$$

Maka pemilihan bahan memenuhi persyaratan.

Tinggi mur (H) dapat ditentukan menggunakan persamaan

$$H = z \times P \dots \dots \dots (8.8)$$

Dengan

z : Jumlah lilitan ulir

P : Jarak bagi

Maka tinggi mur

$$\begin{aligned} H &= 5 \times 1,75 \\ &= 8,75 \text{ mm} \end{aligned}$$

### VIII.5 Kopling

Kopling adalah suatu elemen mesin yang berfungsi sebagai penerus putaran dan daya dari poros penggerak ke poros yang digerakkan secara pasti (tanpa terjadinya 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  $Sf_2 = 2$ .

Tegangan geser poros yang diijinkan diperoleh dengan menggunakan persamaan

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{\sigma_b}{Sf_1 \times Sf_2} \dots\dots\dots(8.9) \\ &= \frac{40}{6 \times 2} \\ &= 3,33 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Dari perhitungan bab sebelumnya telah diketahui

$$\begin{aligned}P_d &= 12 \text{ kW} \\ f_c &= 1,2 \\ n &= 1480 \text{ rpm} \\ T &= 9476,76 \text{ kg.mm} \\ D_s &= 45 \text{ mm}\end{aligned}$$

Dari tabel (*lampiran*) didapat data sebagai berikut

$$\begin{aligned}\text{Diameter luar kopling (A)} &= 160 \text{ mm} \\ \text{Diameter pusat baut (B)} &= 112 \text{ mm} \\ \text{Diameter naf (C)} &= 80 \text{ mm} \\ \text{Panjang naf (L)} &= 56 \text{ mm} \\ \text{Diameter baut (a)} &= 12 \text{ mm} \\ \text{Jumlah baut (n)} &= 4 \text{ buah} \\ \text{Nilai efektif baut (\epsilon)} &= 0,5\end{aligned}$$

Nilai efektif baut dapat ditentukan dengan persamaan

$$\begin{aligned}n_e &= 0,5 \times n \dots\dots\dots(8.10) \\ &= 0,5 \times 4 \\ &= 2 \text{ buah}\end{aligned}$$

Tegangan geser pada baut dinyatakan dengan persamaan

$$\begin{aligned}\sigma_b &= \frac{8 \times T}{\pi \times d^2 \times n_z \times B} \dots\dots\dots(8.11) \\ &= \frac{8 \times 9476,76}{3,14 \times (12)^2 \times 2 \times 112} \\ &= 0,75 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Bahan baut yang digunakan pada kopling flens adalah SS 41 B dengan kekuatan tarik  $\sigma_b = 41 \text{ kg/mm}^2$ , faktor keamanan ( $Sf_b$ ) = 6, faktor kekuatan tarik ( $K_b$ ) = 3.

Tegangan geser yang diijinkan pada baut dinyatakan dengan persamaan

$$\begin{aligned}\sigma_{ba} &= \frac{\sigma_b}{Sf_b \times K_b} \dots\dots\dots(8.12) \\ &= \frac{41}{6 \times 3} \\ &= 2,27 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Syarat agar perancangan baut aman  $\sigma_b < \sigma_{ba}$ , maka  $0,7 < 2,27$  jadi perancangan baut dengan bahan ini aman digunakan karena memenuhi persyaratan.

Bahan flens yang digunakan adalah FC 30 dengan kekuatan tarik ( $\sigma_b$ ) = 30 kg/mm<sup>2</sup>, tebal flens (F) = 20 mm,  $Sf_1 = 6$  dan  $Sf_2 = 2$ .

Tegangan geser bahan yang diijinkan pada flens dinyatakan dengan persamaan

$$\tau_{fa} = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \times Sf_2} \dots\dots\dots(8.13)$$

<sup>88)</sup> Ir. Sularso, MSME & Prof. Kiyokatsu Suga, "Dasar Perencanaan dan Elemen Mesin", 1991 hal 34

$$= \frac{30}{6 \times 2}$$

$$= 2,5 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser yang diijinkan pada flens ditentukan dengan persamaan

$$\tau_f = \frac{2 \times T}{\pi \times C^2 \times F} \dots\dots\dots(8.14)$$

Dengan

- T : Torsi (kg.mm)
- C : Diameter naf (mm)
- F : Tebal flens (mm)

Maka tegangan gesernya adalah

$$\tau_f = \frac{2 \times 9476,76}{3,14 \times (80)^2 \times 20}$$

$$= 0,047 \text{ kg/mm}^2$$

Syarat agar bahan flens aman dari tegangan geser adalah

$$\tau_f \times Sf_2 < \tau_a$$

$$0,047 \times 2 < 2,5$$

$$0,094 < 2,5$$

Maka perancangan flens dengan bahan ini memenuhi syarat.

---

<sup>89)</sup> Ibid. hal 23

## **BAB IX**

### **KARAKTERISTIK POMPA**

#### **IX.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 akan dirancang. Karakteristik pompa ini dapat digambarkan dalam bentuk grafik karakteristik agar lebih jelas perbedaannya. Untuk menggambarkan grafik karakteristik pompa dibutuhkan data yang dalam prakteknya dilakukan dengan pengujian pompa. Namun dalam perancangan ini untuk menggambarkan grafik tersebut data diambil dengan asumsi serta data dari perhitungan pada bab-bab sebelumnya.

#### **IX.2 Hubungan Kapasitas Dengan Head**

##### **IX.2.1 Head Euler's (H<sub>E</sub>)**

Head euler's merupakan head teoritis pompa yang idial 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 banyak tak terhingga dan sangat tipis serta alur atau jalur sudu satu dengan yang lainnya sangat sempit.<sup>90)</sup>

---

<sup>90)</sup> Prof. Dilp. Ing. Fritz. Dietzel, "Turbin Pompa dan Kompresor", 1996 hal 256

Besarnya head euler's untuk pompa dua tingkat dapat dinyatakan dengan menggunakan persamaan

$$H_E = \frac{U_2^2}{g} - \left[ \frac{U_2 \times Q_{tz} \times \cot \beta_2}{2 \times r_2 \times \pi \times b_2 \times g} \right]^{91)} \dots \dots \dots (9.1)$$

Dengan

$U_2$  : Kecepatan keliling fluida pada sisi keluar impeler (m/s)

$d_2$  : Diameter sisi keluar impeler (m)

$b_2$  : Lebar pada sisi keluar impeler (m)

$Q_{tz}$  : Kapasitas pompa teoritis (m<sup>3</sup>/s)

$\beta_2$  : Sudut sisi keluar impeler (°)

Pada perhitungan bab sebelumnya telah didapat data sebagai berikut

Kecepatan keliling fluida pada sisi keluar impeler ( $U_2$ ) = 35,4 m/s

Diameter sisi keluar impeler ( $d_2$ ) = 0,43 m

Lebar sisi keluar impeler ( $b_2$ ) = 0,0049 m

Sudut sisi keluar impeler ( $\beta_2$ ) = 30°

Kapasitas pompa teoritis ( $Q_{tz}$ ) = 1,1 × Q m<sup>3</sup>/s

Percepatan gravitasi (g) = 9,81 m/s<sup>2</sup>

Sehingga besarnya head euler's adalah

$$H_E = \frac{34,71^2}{9,81} - \left[ \frac{35,4 \times (1,1 \times Q) \times \cot 30}{0,43 \times 3,14 \times 0,0049 \times 9,81} \right]$$

$$= 127,74 - 1037,54 \times Q$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0 m<sup>3</sup>/s

<sup>91)</sup> Khetagurov, M Marine Auxiliary, Machinery and System, Moskow, 1986 hal 265

$$H_e = 127,74 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,01083 \text{ m}^3/\text{s}$

$$H_e = 116,5 \text{ m}$$

### IX.2.2 Head Teoritis (Ht)

Head teoritis adalah head yang dipengaruhi oleh fenomena sirkulasi aliran dan diasumsikan aliran fluida yang memasuki sisi masuk adalah bersifat radial.

Perhitungan head teoritis dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$H_{th} = \eta_{\infty} \times H_e \quad (9.2)$$

Dengan

$\eta_{\infty}$  : Koefisien sirkulasi aliran

Harga koefisien sirkulasi aliran ini memiliki batasan yaitu antara 0,6 sampai dengan 0,8.

Dalam perancangan ini diambil harga koefisien sirkulasi aliran  $\eta_{\infty} = 0,6$

Sehingga besarnya head teoritis adalah

$$H_{th} = 0,6 \times (127,74 - 1037,54 \times Q)$$

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

$$H_{th} = 76,64 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,01083 \text{ m}^3/\text{s}$

$$H_{th} = 69,9 \text{ m}$$

---

<sup>92)</sup> Ibid, hal 231

### IX.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 cara mengurangi head teoritis dengan kerugian hidrolis. Kerugian hidrolis itu meliputi kerugian kejut (*shock losses*), kerugian turbulensi dan kerugian gesekan. Head aktual ini dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$H_{akt} = H_{th} - H_h \dots\dots\dots(9.3)$$

Dengan

$H_{th}$  : Head teoritis (m)

$H_h$  : Kerugian hidrolis (m)

Sehingga kerugian hidrolisnya adalah.

$$\begin{aligned} H_h &= H_{th} - H_{akt} \dots\dots\dots(9.4) \\ &= 69,9 - 60 \\ &= 9,9 \text{ m} \end{aligned}$$

Kerugian hidrolis yang meliputi kerugian kejut, kerugian turbulensi, kerugian gesekan dinyatakan dengan persamaan

$$H_h = h_s + h_{fd} \dots\dots\dots(9.5)$$

Dengan

$h_s$  : Kerugian kejut dan turbulensi (m)

$h_{fd}$  : Kerugian gesekan (m)

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 dari kerugian hidrolis yang terjadi.

$$\begin{aligned}
 h_s = h_{fd} &= 0,5 \times H_h \dots\dots\dots(9.6) \\
 &= 0,5 \times 9,9 \\
 &= 4,95 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Kerugian karena gesekan dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$h_{fd} = K \times Q^2 \text{ }^{93)} \dots\dots\dots(9.7)$$

Dengan

K : Koefisien gesekan

Q : Kapasitas pompa (m<sup>3</sup>/s)

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0,01083 m<sup>3</sup>/s, maka harga koefisien K dapat ditentukan dengan persamaan

$$\begin{aligned}
 K &= \frac{4,95}{(0,01083)^2} \\
 &= 42203,5
 \end{aligned}$$

Untuk kapasitas Q sembarang, maka kerugian gesekan dinyatakan dengan persamaan

$$h_{fd} = 42203 \times Q^2$$

Sedangkan kerugian kejut dan turbulensi dapat dinyatakan dengan menggunakan persamaan

$$h_s = \frac{K_{sh}}{2 \times g} \times \left[ U_1^2 + \left( U_2 \times \eta_\infty \times \frac{d_2}{d_3} \right)^2 \right] \times \left[ 1 - \frac{Q}{Q_n} \right]^2 \text{ }^{94)} \dots\dots(9.8)$$

Dengan

K<sub>sh</sub> : Koefisien kerugian kejut / turbulensi

<sup>93)</sup> Stepanoff, A.J, "Flow Pumps Design And Application", 1948 hal 164

<sup>94)</sup> Khetagurov, M Marine Auxiliary, Machinery and System, Moskow, 1986 hal 267

- $\eta_{\infty}$  : Koefisien sirkulasi fluida  
 $U_1$  : Kecepatan keliling fluida pada sisi masuk impeler (m/s)  
 $U_2$  : Kecepatan keliling fluida pada sisi keluar impeler (m/s)  
 $d_2$  : Diameter sisi keluar impeler (m)  
 $d_3$  : Diameter dasar rumah volut (m)  
 $Q_n$  : Kapasitas normal pompa (m<sup>3</sup>/s)  
 $Q$  : Kapasitas pompa (m<sup>3</sup>/s)

Dalam perhitungan bab sebelumnya telah diketahui bahwa

Kecepatan fluida pada sisi masuk impeler ( $U_1$ )	= 8,132 m/s
Kecepatan fluida pada sisi keluar impeler ( $U_2$ )	= 35,4 m/s
Diameter sisi keluar impeler ( $d_2$ )	= 0,43 m
Diameter dasar volut ( $d_3$ )	= 0,224 m
Koefisien sirkulasi aliran ( $\eta_{\infty}$ )	= 0,6

Harga koefisien kerugian kejut pada sisi masuk impeller antara 0,6 sampai dengan 0,8.<sup>95)</sup>

Diambil harga koefisien kerugian kejut ( $K_{sh}$ ) = 0,7

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,01083$  m<sup>3</sup>/s, dari persamaan 9.8 dapat ditentukan kapasitas pompa normal yaitu

$$4,95 = \frac{0,7}{2 \times 9,81} \times \left[ 8,132^2 + \left( 35,4 \times 0,6 \times \frac{0,43}{0,224} \right)^2 \right] \times \left[ 1 - \frac{0,01083}{Q_n} \right]^2$$

$$4,95 = 61,67 \times \left[ 1 - \frac{0,01083}{Q_n} \right]^2$$

<sup>95)</sup> Ibid, hal 268

$$\left[1 - \frac{0,01083}{Q_n}\right]^2 = 0,08$$

$$Q_n = \frac{0,01083}{1-0,28}$$

$$= 0,015$$

Sehingga untuk harga kapasitas Q sembarang, maka besarnya kerugian dan turbulensi adalah

$$h_s = 61,67 \times \left[1 - \frac{Q}{0,015}\right]^2$$

$$= 61,67 - 8222,53 \times Q + 274088,89 \times Q^2$$

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

$$h_s = 61,67$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,01083 \text{ m}^3/\text{s}$ , maka

$$h_s = 4,77$$

Harga kerugian kejut atau turbulensi dan kerugian gesekan disubstitusikan ke persamaan 9.4, maka

$$h_h = (61,67 - 8222,53 \times Q + 274088,89 \times Q^2) + 42203 \times Q^2$$

$$= 61,67 - 8222,53 \times Q + 316291,89 \times Q^2$$

Dari persamaan 9.3 dapat ditentukan hubungan head aktual dengan kapasitasnya yaitu

$$H_{akt} = (0,6 \times (127,74 - 1037,54 \times Q)) - (61,67 - 8222,53 \times Q + 316291,89 \times Q^2)$$

$$= (76,64 - 622,52 \times Q) - (61,67 - 8222,53 \times Q + 316291,89 \times Q^2)$$

$$= 14,97 + 7600,01 \times Q - 316291,89 \times Q^2$$

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

$$H_{\text{akt}} = 14,97 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,01083 \text{ m}^3/\text{s}$ , maka

$$H_{\text{akt}} = 60,18 \text{ m}$$

Dengan demikian head aktual hasil perhitungan diatas telah sesuai dengan head yang diminta.

Dari perhitungan diatas dapat diperoleh hubungan antara kapasitas dengan head yaitu

$$H_e = 127,74 - 1037,54 \times Q$$

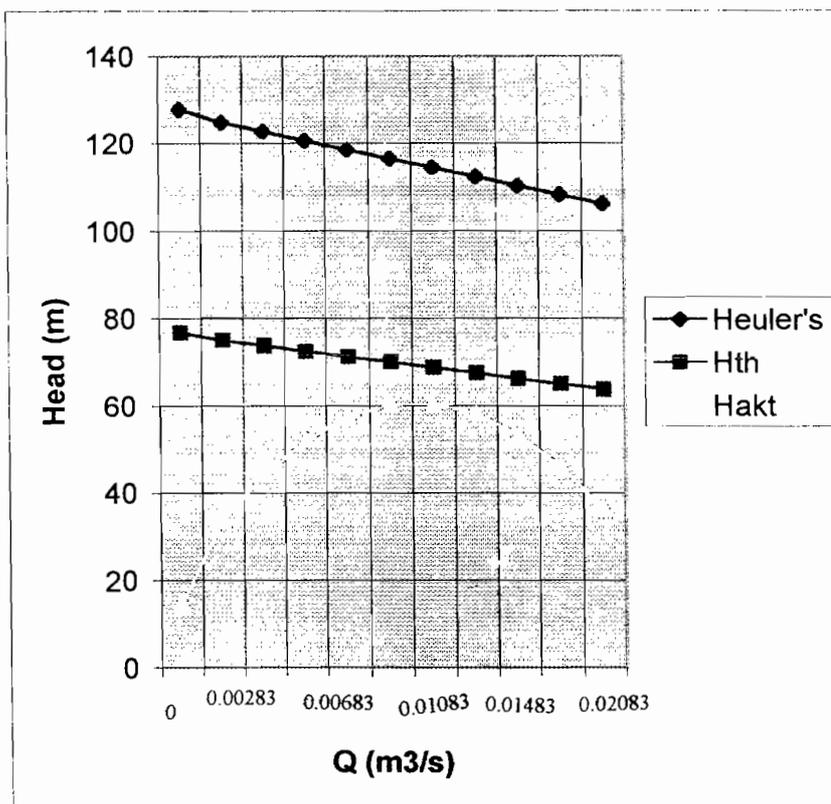
$$H_{\text{th}} = 76,64 - 622,52 \times Q$$

$$H_{\text{akt}} = 14,97 + 7600,01 \times Q - 316291,89 \times Q^2$$

Untuk menggambarkan grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan head yang diambil harga kapasitas  $Q$  sembarang dapat dilihat dalam tabel 9.1 berikut

Tabel 9.1 Hubungan antara kapasitas dan head

Q (m <sup>3</sup> /s)	H <sub>eul</sub> (m)	H <sub>th</sub> (m)	H <sub>akt</sub> (m)
0	127.74	76.64	14.97
0.00283	124.80	74.88	33.95
0.00483	122.73	73.63	44.28
0.00683	120.65	72.39	52.13
0.00883	118.58	71.14	57.42
0.01083	116.50	69.90	60.18
0.01283	114.43	68.65	60.42
0.01483	112.35	67.41	58.12
0.01683	110.28	66.16	53.29
0.01883	108.20	64.92	45.93
0.02083	106.13	63.67	36.04



Gambar 9.1 Grafik antara kapasitas dengan head dan rugi-rugi

### IX.3 Karakteristik Pompa Hubungan 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 cakra, kerugian hidrolis, kerugian mekanis. Hubungannya dapat dinyatakan dengan persamaan berikut

$$b, Hp = f, Hp + Hp_{,L} + Hp_{,DF} + Hp_{,HY} + Hp_{,M} \quad (9.9)$$

Dengan

$b, Hp$  : Daya kuda rem

$f, Hp$  : Daya kuda fluida

$Hp_{,L}$  : Daya kuda untuk mengatasi kebocoran

$Hp_{,DF}$  : Daya kuda untuk mengatasi cakra

$Hp_{,HY}$  : Daya kuda untuk mengurangi kerugian hidrolis

$Hp_{,M}$  : Daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis

#### IX.3.1 Daya Kuda Fluida (f, Hp)

Daya kuda fluida untuk berbagai kapasitas dapat dinyatakan dengan persamaan

$$f, Hp = \frac{Q \times H \times \gamma}{75} \quad (9.10)$$

<sup>96)</sup> Prof. Austin H Church, "Pompa dan Blower Sentrifugal", 1990 hal 35

<sup>97)</sup> Ibid. hal 34

Dengan

H : Head pompa (m)

Q : Kapasitas pompa (m<sup>3</sup>/s)

$\gamma$  : Berat jenis fluida (kg/m<sup>3</sup>)

Dalam perancangan ini fluida yang dialirkan adalah air bersih, maka

Berat jenis air ( $\gamma$ ) = 1000 kg/m<sup>3</sup>

Head pompa (H) = 60 m

Sehingga daya kuda fluida untuk kapasitas sembarang adalah

$$\begin{aligned} f_{Hp} &= \frac{Q \times 60 \times 1000}{75} \\ &= 800 \times Q \end{aligned}$$

### IX.3.2 Daya Kuda Untuk Mengatasi Kebocoran (Hp,L)

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran dinyatakan dengan menggunakan persamaan

$$Hp,L = \frac{Q \times H_{th} \times \gamma^{98}}{75} \dots\dots\dots(9.11)$$

Dengan

Q : Kapasitas kebocoran pompa (m<sup>3</sup>/s)

H<sub>th</sub> : Head teoritis (m)

Dalam perhitungan sebelumnya telah ditentukan kapasitas kebocoran yaitu 10 % kapasitas pompa

Head teoritis (H<sub>th</sub>)

<sup>98)</sup> Ibid, hal 35



$$H_{th} = 76,64 - 622,52 \times Q$$

Sehingga daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran adalah

$$\begin{aligned} H_{p,L} &= \frac{0,1 \times Q \times (76,64 - 622,52) \times 1000}{75} \\ &= 102,18 \times Q - 830,03 \times Q^2 \end{aligned}$$

**IX.3.3 Daya Kuda Untuk Mengatasi Gesekan Cakra (H<sub>pDF</sub>)**

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian gesekan cakra untuk harga kapasitas yang sembarang adalah konstan. Besarnya daya kuda tersebut ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut

$$H_{pDF} = \frac{\left(\frac{d_2}{12}\right)^{4.83} \times n^{2.83}}{8,75 \times 10^8} \dots\dots\dots(9.12)$$

Dengan

d<sub>2</sub> : Diameter sisi keluar impeler (m)

n : Putaran poros pompa (rpm)

Pada perhitungan bab sebelumnya telah diperoleh

Diameter sisi keluar impeler (d<sub>2</sub>) = 16,92 in

Putaran poros pompa (n) = 1480 rpm

Sehingga besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi gesekan cakra adalah

$$H_{p,DF} = \frac{\left(\frac{16,92}{12}\right)^{4.83} \times 1480^{2.83}}{8,75 \times 10^8}$$

---

<sup>99)</sup> Ibid, hal 126

$$= 5,63 \text{ Hp (British)}$$

$$= 3,08 \text{ Hp (Metrik)}$$

**IX.3.4 Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Hidrolis (Hp<sub>HY</sub>)**

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis untuk harga kapasitas sembarang dapat dinyatakan dengan menggunakan persamaan

$$Hp_{HY} = \frac{(Q + Q_L) \times \gamma \times h_h}{75} \dots\dots\dots(9.13)$$

Kerugian hidrolis untuk berbagai harga kapasitas telah didapat pada bab sebelumnya yaitu

$$h_h = 61,67 - 8222,53 \times Q + 316291,89 \times Q^2$$

Sehingga besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis adalah

$$\begin{aligned}
 Hp_{HY} &= \frac{(Q + 0,1 \times Q_L) \times 1000 \times (61,67 - 8222,53 \times Q + 316291,89 \times Q^2)}{75} \\
 &= 904,493 \times Q - 120597,12 \times Q^2 + 4638947,72 \times Q^3
 \end{aligned}$$

**IX.3.5 Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Mekanis (Hp<sub>M</sub>)**

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis pada bantalan dari kotak paking harganya relative konstan, yaitu antara 2 % sampai dengan 4 % dari daya kuda rem.<sup>101)</sup>

<sup>100)</sup> Stepanoff, A.J, "Flow Pumps Design and Aplication", 1948 hal 196  
<sup>101)</sup> Prof. Austin H. Church, "Pompa dan Blower Sentrifugal, 1990 hal 32

Dalam perancangan ini, daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis diambil adalah 4 % dari daya kuda rem.

Sehingga daya untuk kerugian mekanis adalah

$$H_{p,M} = 0,04 \times b, H_p$$

### IX.3.6 Daya Kuda Rem (b,Hp)

Daya kuda rem yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa diperoleh dengan memasukan harga-harga kerugian dan daya kuda fluida kedalam persamaan (9.9), maka didapat

$$\begin{aligned} b, H_p &= (800 \times Q) + (102,18 \times Q - 830,03 \times Q^2) + 3,08 + (904,49 \times Q \\ &\quad - 120597,12 \times Q^2 + 4638947,72 \times Q^3) + 0,04 \times b, H_p \\ (1 - 0,04)b, H_p &= 1809,75 \times Q - 121430,23 \times Q^2 + 4638947,72 \times Q^3 + 3,08 \\ 0,96 \times b, H_p &= 1809,75 \times Q - 121430,23 \times Q^2 + 4638947,72 \times Q^3 + 3,08 \\ b, H_p &= 1885,165 \times Q - 126489,82 \times Q^2 + 4832237,21 \times Q^3 + 3,21 \end{aligned}$$

### IX.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 berikut

$$\eta_{op} = \frac{f, Hp}{b, Hp} \times 100\%^{102)} \dots\dots\dots(9.14)$$

Dari perhitungan diatas dapat diperoleh hubungan antara kapasitas dengan daya efisiensi sebagai berikut:

$$f, Hp = 800 \times Q$$

$$Hp, L = 102,18 \times Q - 830,03 \times Q^2$$

$$Hp, DF = 3,08$$

$$Hp, HY = 904,49 \times Q - 120597,12 \times Q^2 + 4638947,72 \times Q^3$$

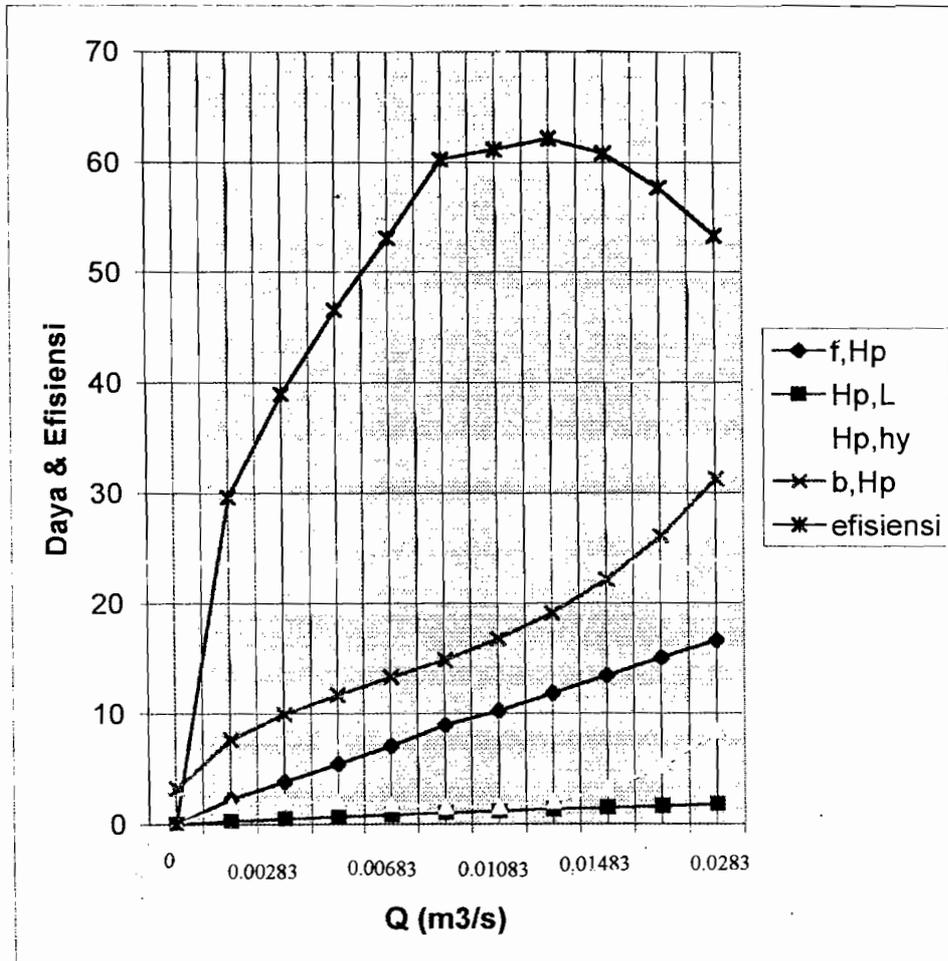
$$b, Hp = 1885,16 \times Q - 126489,82 \times Q^2 + 4832237,21 \times Q^3 + 3,21$$

Untuk harga kapasitas sembarang, hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi dapat dilihat dalam tabel 9.2 dan dari tabel ini juga dapat digambarkan grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi.

**Tabel 9.2 Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi**

Q (m <sup>3</sup> /s)	f, Hp (hp)	Hp, L (hp)	Hp, HY (hp)	b, Hp (hp)	η <sub>op</sub> (%)
0	0	0	0	3.21	0
0.00283	2.26	0.28	1.70	7.64	29.62
0.00483	3.86	0.47	2.08	9.91	38.99
0.00683	5.46	0.66	2.02	11.72	46.62
0.00883	7.06	0.84	1.77	13.31	53.07
0.01083	8.94	1.01	1.54	14.85	60.20
0.01283	10.26	1.17	1.55	16.79	61.13
0.01483	11.86	1.34	2.03	19.10	62.12
0.01683	13.47	1.48	3.17	22.14	60.81
0.01883	15.06	1.63	5.24	26.12	57.67
0.02083	16.66	1.77	8.43	31.26	53.31

<sup>102)</sup> Ibid, hal 36



Gambar 9.2 Grafik hubungan antara kapasitas dan daya

## **BAB X**

### **KAVITASI**

#### **X.1 Pendahuluan**

Kavitasi adalah gejala menguapnya zat cair yang sedang mengalir, karena tekanan berkurang sampai dibawah tekanan uap jenuhnya. Pada tekanan 1 atmosfer air akan mendidih pada temperature 100<sup>0</sup>C, akan tetapi apabila tekanannya dibawah 1 atmosfer maka titik didih airpun akan berkurang dari 100<sup>0</sup>C.

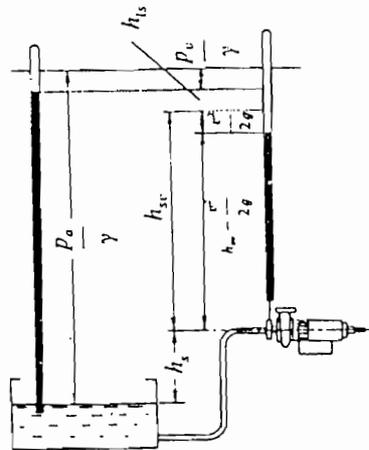
Apabila air mendidih, maka akan timbul gelembung-gelembung uap air. Hal ini akan terjadi pada air yang sedang mengalir didalam pompa maupun didalam pipa.

Pada bagian pompa yang mudah mengalami kavitasi adalah pada pipa isapnya. Kavitasi ini akan terjadi apabila tekanan isapnya 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 lama, maka permukaan dinding saluran disekitar aliran yang mengalami kavitasi akan mengalami kerusakan. Permukaan dinding tererosi sehingga mengakibatkan berlubang-lubang. Peristiwa ini disebut erosi kavitasi, sehingga akibat dari tumbukan gelembung-gelembung uap yang pecah pada dinding secara menerus. Karena kavitasi sangat merugikan, maka

gejala ini harus dicegah dengan segala cara. Kavitasasi akan terjadi apabila NPSH yang tersedia lebih kecil dari pada NPSH pompa yang dibutuhkan pompa.

**X.2 NPSH Yang Tersedia**

NPSH (*Neto Positive Suction Head*) yang tersedia adalah head yang dimiliki zat cair pada sisi isap pompa, dikurangi dengan tekanan uap air jenuh zat cair ditempat tersebut.



**Gambar 10.1 NPSH, bila tekanan atmosfer bekerja pada permukaan air yang dihisap**

(Sumber : Sularso & Haruo Tahara, 2000 hal 44)

Bila tekanan atmosfer yang bekerja pada pompa, besarnya NPSH yang tersedia adalah

$$h_{st} = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - h_{ls}^{103}) \dots\dots\dots(10.1)$$

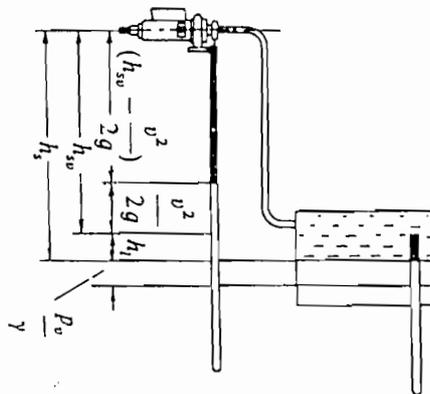
Dengan

<sup>103)</sup> Ir. Sularso, MSME & Prof. Dr. Haruo Tahara. "Pompa dan Kompresor", 2000 hal 44

- $h_{st}$  : NPSH yang tersedia (m)
- $P_a$  : Tekanan atmosfer (kgf/m<sup>2</sup>)
- $P_v$  : Tekanan uap jenuh (kgf/m<sup>2</sup>)
- $h_s$  : Head hisap statis (m)
- $h_{ls}$  : Kerugian head didalam pipa isap (m)
- $\gamma$  : Berat jenis air (kgf/m<sup>3</sup>)

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

$$h_{sv} = -h_s - h_{ls}^{104} \dots\dots\dots(10.2)$$



**Gambar 10.2 NPSH, bila tekanan uap bekerja didalam tangki air hisap yang tertutup**  
 (Sumber : Sularso & Haruo Tahara, 1996 hal 44)

<sup>104)</sup> Ibid, hal 45

### X.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 yang menyempit dan kenaikan kecepatan aliran karena tebal sudu. NPSH yang dibutuhkan dapat dicari dengan menggunakan persamaan Kecepatan spesifik pada efisiensi terbaik adalah

$$n_{sN} = n \times \frac{Q_N^{0,5}}{H_N^{0,75}} \dots\dots\dots(10.3)$$

Dengan

n : Putaran poros (rpm)

Q<sub>N</sub> : Kapasitas pompa dalam efisiensi terbaik (m<sup>3</sup>/menit)

H<sub>N</sub> : Head pompa pada efisiensi terbaik (m)

Dari perhitungan bab sebelumnya telah diketahui

Pada efisiensi terbaik  $\frac{Q}{Q_n} = 1$  sehingga Q<sub>n</sub> = 0,01083 m<sup>3</sup>/s = 0,65 m<sup>3</sup>/menit

H<sub>N</sub> untuk satu tingkat = 30 m

Maka kecepatan spesifik pada efisiensi terbaik adalah

$$\begin{aligned} n_{sN} &= 1480 \times \frac{0,65^{0,5}}{30^{0,75}} \\ &= 93,07 \text{ rpm} \end{aligned}$$

NPSH yang dibutuhkan adalah

$$H_{svN} = \sigma \times H_N^{106) } \dots\dots\dots(10.4)$$

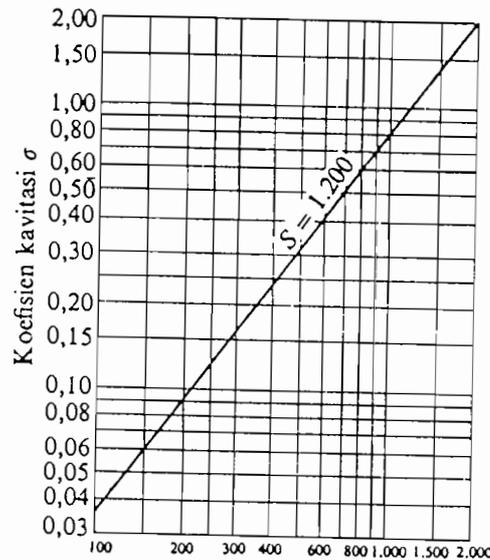
<sup>105)</sup> Ibid, hal 47

Dengan

$\sigma$  : Koefisien kavitas Thoma

$H_N$  : Head pompa pada efisiensi terbaik (m)

Dengan kecepatan spesifik yang didapat pada efisiensi terbaik, maka dengan demikian dapat dicari koefisien kavitas Thoma ( $\sigma$ ) pada gambar berikut ini.



**Gambar 10.3 Hubungan antara koefisien kavitas dan kecepatan spesifik**

(Sumber : Sularso & Haruo Tahara, 2000 hal 46)

Dari grafik diatas didapat harga  $\sigma$  adalah 0,036

$$H_{svN} = 0,036 \times 30$$

$$= 1,08 \text{ m}$$

Agar pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitas, maka harus dipenuhi persyaratan berikut yaitu

<sup>106)</sup> Ibid, hal 46

NPSH yang tersedia > NPSH yang diperlukan <sup>107)</sup>

Maka persamaan menjadi

$$\frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} \times (h_s + h_{ls}) > H_{svN} \dots \dots \dots (10.5)$$

Misal air yang dipakai dengan temperatur 20<sup>0</sup>C dan ujung saluran hisap pompa pada tekanan atmosfer, maka :

$$P_a = 1,0332 \text{ kgf/cm}^2 = 10332 \text{ kgf/m}^2$$

$$\gamma = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$P_v = 0,02383 \text{ kgf/cm}^2 = 238,3 \text{ kgf/m}^2$$

Maka

$$\frac{10332}{1000} - \frac{238,3}{1000} \times (h_s + h_{ls}) > H_{svN}$$

$$10,1 - (h_s + h_{ls}) > 1,08$$

$$10,1 - 1,08 > (h_s + h_{ls})$$

$$9,02 > (h_s + h_{ls})$$

Dengan demikian kita dapat menentukan letak tinggi pompa maksimal dari permukaan air yang dipompa dan kerugian head maksimal pipa isap.

---

<sup>107)</sup> Ibid, hal 45

## **BAB XI**

### **KESIMPULAN DAN PENUTUP**

#### **XI.1 Kesimpulan**

Dalam setiap perancangan suatu pompa, haruslah terlebih dahulu diketahui jenis fluida yang akan dialirkan, kapasitas aliran dan head yang diperlukan untuk mengalirkan zat cair yang dipompa. Ketepatan didalam 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. Instalasi yang dimaksudkan adalah meliputi letak pompa, perpipaan, katup dan tangki tekan.

Untuk itu dalam perancangan pompa belahan aksial fluida air bersih seperti pada Tugas Akhir ini, telah mempertimbangkan hal-hal yang mendukung perencanaan pompa. Maka dapat menghasilkan sebuah perancangan pompa yang dapat bekerja dengan baik dan efisien.

## **XI.2 Penutup**

Dari perhitungan dalam bab-bab sebelumnya dapat dituliskan hasil perhitungan pokok dalam perancangan pompa, yaitu:

1. Spesifik pompa:
  - Type : Pompa sentrifugal dua tingkat
  - Fluida yang dipompakan : Air bersih
  - Kapasitas : 39 m<sup>3</sup>/jam
  - Head total : 60 m
  - Putaran : 1480 rpm
  - Daya : 12 kW
  - Efisiensi : 60%
2. Impeler:
  - Type : Tertutup
  - Bahan : Perunggu (BC)
  - Diameter sisi masuk impeler : 105 mm
  - Diameter sisi keluar impeler : 430 mm
  - Jumlah sudu : 5 buah
3. Rumah pompa:
  - Type : Rumah keong (volut)
  - Bahan : Besi cor (FC)
  - Diameter dasar volut : 228,26 mm

4. Poros:

- Bentuk : Pejal lurus
- Bahan : S 45 C-D
- Diameter : 45 mm
- Panjang poros : 450 mm

5. Pasak:

- Pasak pada impeler:
  - Penampang pasak : 14 x 9
  - Panjang pasak : 40 mm
  - Kedalaman alur pasak pada poros: 5,5 mm
  - Kedalaman alur pasak pada naf : 3,8 mm
- Pasak pada kopling
  - Penampang pasak : 14 x 9
  - Panjang pasak : 40 mm
  - Kedalaman alur pasak pada poros: 5,5 mm
  - Kedalaman alur pasak pada naf : 3,8 mm

6. Bantalan

- Type A : Bantalan bola sudut alur dalam
- Nomor bantalan A : 7309 A DB
- Diameter dalam bantalan A : 45 mm
- Diameter luar bantalan A : 100 mm
- Type B : Bantalan bola
- Nomor bantalan B : 6009

- Diameter dalam bantalan B : 45 mm
- Diameter luar bantalan B : 75 mm

7. Kopling:

- Type : Kopling flens kaku
- Bahan : Baja liat
- Diameter luar : 160 mm
- Diameter lubang untuk poros : 45 mm
- Jumlah baut : 4 buah

## DAFTAR PUSTAKA

- Austin. H. Church, 1996, *Pompa dan Blower Sentrifugal*, Erlangga, Jakarta.
- Dietzel. Fritz, 1993, *Turbin Pompa dan Kompresor*, Erlangga, Jakarta.
- Hick G. Tyeler, 1996, *Teknologi pemakaian pompa*, Erlangga, Jakarta.
- Igor j, Karrasik, 1976, *Pump Handbook*, Mc Grow-Hill Book Company, New York.
- Khetagurov M, *Marine Auxiliary Machinery and System Peace Publiser*, Moscow
- Lazarkiewics. Stephen, 1965, *Impeler, Pump*, Permagon Press, Oxford London.
- Stepanoff Aj, 1957, *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, John Wiley and Sons, New York.
- Sularso, Kiyokatsu Suga, 1980, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT. Pradnya Paramita, Jakarta.
- Sularso, HaruoTahara, 2000, *Pompa dan Kompresor*, PT. Pradnya Paramita, Jakarta.

# LAMPIRAN



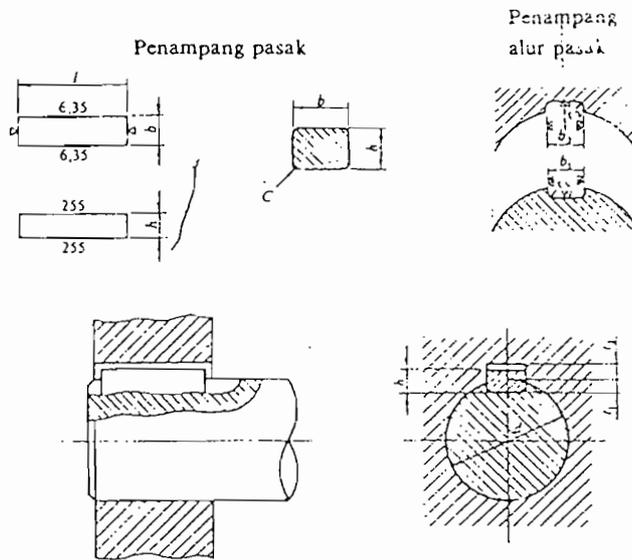
**Bahan-bahan untuk pompa yang umum dipakai.**

Nomor kelompok	Frekuensi	Rumah (casing)	Impeler	Pemakaian
A-1 A-2 A-3 A-4 A-5 A-6 A-7 A-8 A-9	○  ○ ○ ○ ○ ○ ○ ○	FC FC FC FC FC FC FC FC FC berlapis karet	FC FCD SC BC PBC ABC SCS2 SCS12 or SCS13 SCS12 or SCS13	Air tawar, air minum Air tawar, air minum Air tawar, air minum Air tawar, air minum Air laut Air tawar, air limbah Air laut Air tawar, air limbah Air laut Air tawar, air minum Air limbah Air limbah, air laut Air distilasi, air laut
B-1 B-2 B-3 B-4 B-5	○  ○   	SC SC SC SC SC	SC ABC SCS2 SCS12 or SCS13 SCS14 or SCS15	Air tawar, air laut Air tawar, air minum Air laut Air tawar, air minum Air limbah Air limbah, air laut Air laut
C-1 C-2 C-3	○   	BC BC ABC	BC PBC ABC	Air distilasi, air laut Air laut Air laut
D-1 D-2 D-3 D-4 D-5 D-6	   ○   	SCS2 SCS2 SCS2 SCS12 or SCS13 SCS12 or SCS13 SCS12 or SCS13	SCS2 SCS12 or SCS13 SCS14 or SCS15 SCS12 or SCS13 SCS14 or SCS15 Worthite	Air limbah, air laut Air limbah, air laut Air laut Air laut Air laut Air laut
E-1 E-2 E-3	○ ○  	SS SS SUS27	SC SCS2 SCS13	Air tawar Air tawar, air minum Air tawar, air minum Air laut

1. Frekuensi dengan tanda "○" berarti bahan sering dipakai.
2. FC (besi cor) menyatakan FC15, FC20, FC25, dan FC25 Ma.
3. BC (perunggu cor) menyatakan BC 2 dan BC3.
4. SC berarti baja karbon cor.
5. ABC berarti perunggu aluminium cor.
6. SS berarti plat baja.

Sumber : Sularso & Tahara, *Pompa dan Kompresor*, hal 56

## Penampang Pasak



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 $l_1$	Ukuran standar $l_2$			$r_1$ dan $r_2$	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 5-8	
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	0,16-0,25	20-25	
8 x 7	8	7			18-90	4,0	3,3	2,4		22-30	
10 x 8	10	8		0,40-0,60	22-110	5,0	3,3	2,4		30-35	
12 x 8	12	8			23-140	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	0,25-0,40	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		0,60-0,80	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	6,0	6,5	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.

Sumber : Sularso Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,

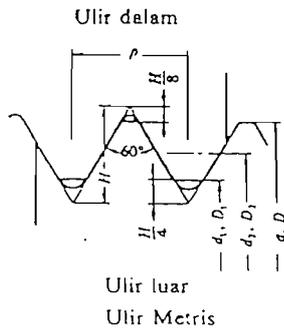
### Baja Karbon Untuk Konstruksi Mesin

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik Kg/mm <sup>2</sup>	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 diformasi dingin	S 35 C - D	-	53	Ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S 45 C - D	-	60	
	S 55 C - D	-	72	

Sumber : *Sularso Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,*

*hal 3*

## Ukuran Ulir Standar Ulir Kasar Metris (JIS B 0205)



$$H = 0,866025P, d_2 = d - 0,64951P, D = d$$

$$H_1 = 0,541266P, d_1 = d - 1,082532P, D_2 = d_2, D_1 = d_1$$

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>2</sub>	Diameter inti d <sub>1</sub>
M 0,25			0,075	0,041	0,250	0,201	0,169	
M 0,3	M 0,35		0,08 0,09	0,043 0,049	0,300 0,350	0,248 0,292	0,213 0,253	
M 0,4	M 0,45		0,1 0,1	0,054 0,054	0,400 0,450	0,335 0,385	0,292 0,342	
M 0,5			0,125	0,068	0,500	0,419	0,365	
M 0,6	M 0,55		0,125	0,068	0,550	0,469	0,415	
M 0,6	M 0,7		0,15 0,175	0,081 0,095	0,600 0,700	0,503 0,586	0,438 0,511	
M 0,8	M 0,9		0,2 0,225	0,108 0,122	0,800 0,900	0,670 0,754	0,583 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	
	M 3,5		0,6 0,6	0,325 0,325	3,000 3,500	2,610 3,110	2,350 2,850	
M 4 × 0,7			0,7	0,379	4,000	3,515	3,242	
	M 4,5		0,75 0,75	0,406 0,406	4,000 4,500	3,513 4,013	3,188 3,688	
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	

Sumber : Sularso Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,

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			1	0,541	6,000	5,350	4,917
		M 7	1	0,541	7,000	6,350	5,917
M 8			1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
		M 9	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
M 10			1,5	0,812	10,000	9,026	8,376
		M 11	1,5	0,812	11,000	10,026	9,376
M 12			1,75	0,947	12,000	10,863	10,106
	M 14		2	1,083	14,000	12,701	11,835
M 16			2	1,083	16,000	14,701	13,835
	M 18		2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
M 20			2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
	M 22		2,5	1,353	22,000	20,376	19,294
M 24			3	1,624	24,000	22,051	20,752
	M 27		3	1,624	27,000	25,051	23,752
M 30			3,5	1,894	30,000	27,727	26,211
	M 33		3,5	1,894	33,000	30,727	29,211
M 36			4	2,165	36,000	34,402	31,670
	M 39		4	2,165	39,000	36,402	34,670
M 42			4,5	2,436	42,000	39,077	37,129
	M 45		4,5	2,436	45,000	42,077	40,129
M 48			5	2,706	48,000	44,752	42,587
	M 52		5	2,706	52,000	48,752	46,587
M 56			5,5	2,977	56,000	52,428	50,046
	M 60		5,5	2,977	60,000	56,428	54,046
M 64			6	3,248	64,000	60,103	57,505
	M 68		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.

### Tekanan Yang Diijinkan Pada Ulir

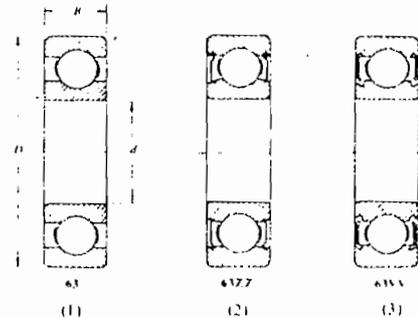
Bahan		Tekanan permukaan yang diizinkan $q_a$ (kg/mm <sup>2</sup> )	
Ulir luar	Ulir dalam	Untuk pengikat	Untuk penggerak
Baja liat	Baja liat atau perunggu	3	1
Baja keras	Baja liat atau perunggu	4	1,3
Baja keras	Besi cor	1,5	0,5

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

Sumber : *Sularso Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,*  
hal 298

## Bantalan Bola Tunggal Alur Dalam

$C_0/F_a$		5	10	15	20	25
$F_a/ VF_r  \leq e$	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

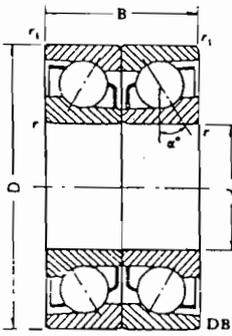
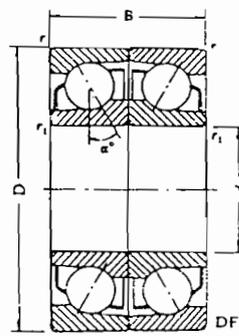


Nomor bantalan			Ukuran luar (mm)				Kapasitas	Kapasitas
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	$d$	$D$	$B$	$r$	nominal dinamis spesifik $C$ (kg)	nominal statis spesifik $C_0$ (kg)
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	400	229
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	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

Sumber : Sularso Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin,

## Bantalan Bola Sudut Dalam Keadaan Terpasang

$\alpha^\circ$	15°					30°	40°
$C_0/F_a$	5	10	15	20	25	—	—
$F_a/VF_r \leq e$	1					1	1
$F_a/VF_r > e$	0,72					0,63	0,57
$e$	0,51	0,47	0,44	0,42	0,41	0,80	1,14

Kontak permukaan belakang      Kontak permukaan depan

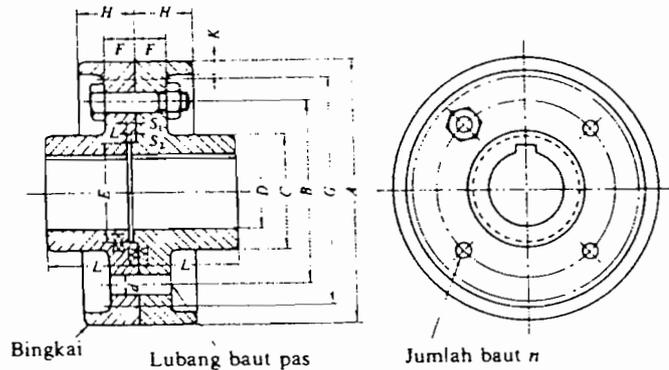
Nomor bantalan	Ukuran luar (mm)					
	$d$	$D$	$B$	$r$	$r_1$	
7303 A DB	7303 B DB	17	47	28	1,5	0,8
7304 A DB	04 B DB	20	52	30	2	1
7305 A DB	05 B DB	25	62	34	2	1
7306 A DB	7306 B DB	30	72	38	2	1
7307 A DB	07 B DB	35	80	42	2,5	1,2
7308 A DB	08 B DB	40	90	46	2,5	1,2
7309 A DB	7309 B DB	45	100	50	2,5	1,2
7310 A DB	10 B DB	50	110	54	3	1,5
7311 A DB	11 B DB	55	120	58	3	1,5

Nomor nominal A menyatakan  $\alpha = 30^\circ$ , B menyatakan  $\alpha = 40^\circ$  dan C (ditiadakan dari tabel) menyatakan  $\alpha = 15^\circ$

Nomor bantalan	Kapasitas nominal dinamis	Kapasitas nominal statis	Nomor bantalan	Kapasitas nominal dinamis	Kapasitas nominal statis
	spesifik $C$ (kg)	spesifik $C_0$ (kg)		spesifik $C$ (kg)	spesifik $C_0$ (kg)
7303 A DB	2030	1660	7303 B DB	1890	1500
7304 A DB	2390	1990	7304 B DB	2230	1790
7305 A DB	3350	3000	7305 B DB	3100	2680
7306 A DB	4250	3900	7306 B DB	3900	3600
7307 A DB	5100	4900	7307 B DB	4700	4400
7308 A DB	6200	6100	7308 B DB	5700	5450
7309 A DB	8050	8200	7309 B DB	7500	7000
7310 A DB	9400	9700	7310 B DB	8700	8700
7311 A DB	11000	11400	7311 B DB	10100	10300

Sumber : Sularso Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*,

## Ukuran Kopling Flens (JIS B 1451-1962)



(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.

Sumber : Sularso Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*,



**LEMBAR KONSULTASI TUGAS AKHIR**

Nomor : 328 / FT\_USD / TM Agustus / 2003

Diberikan kepada :  
Nama Mahasiswa : Very Ibet Gultom  
Nomor Mahasiswa : 995214067  
NIRNI : 99005112310120067  
Jurusan : TEKNIK MESIN  
Fakultas : TEKNIK  
Matakuliah : Pompa dan Kompresor  
Judul naskah soal :

Rancang sebuah pompa sentrifugal dengan data perancangan sebagai berikut :  
- poros mendatar  
- belahan rumah aksial  
- H = 60 m. Q = 39 m<sup>3</sup> / jam. n = 1480 rpm  
- fluida air bersih

Tanggal dimulai : 28 Juli 2003  
Pembimbing Utama : Dr. Ir. H. Indarto, DEA  
Pembimbing Kedua : Ir. YB. Lukiyanto, MT.

NO	TGL	URAIAN	KETERANGAN	TANDA TANGAN
1	16/03/03	Bab I : perbaikan kecil ; dpt. dilanjutkan II : disempatkan gambar		<i>[Signature]</i>
2	17/03/03	Bab II ÷ V : saran = yg. ditulis pd. naskah dikir dahi lanjut ; jumlah angka dibelakang koma dibuat yg. logis.		<i>[Signature]</i>
4	19/03/03	Dapat di uji		<i>[Signature]</i>
5				
6				
7				
8				



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

UJIAN PENDAHULUAN TUGAS AKHIR - SKRIPSI

TANGGAL : 7 Januari 2004

NAMA Mhs. : VERY IBET GULTOM

NIM : 995214067

JUDUL :  
" 39 M<sup>3</sup>/hour Centrifugal Pump ( Axial Split ) "

Pembimbing Utama : Dr. Ir. Indarto, D.E.A.

Pembimbing Kedua : Ir. YB. Lukyano, M.I.

USULAN REVISI DARI DR. IR. INDARTO

1. Menambah untuk m dan satuan
2. Menambah untuk di selanjutnya

- ) Judul diubah ( dari axial ~~g~~ → radial ~~g~~ ).
- ) Satuan detik → diganti sekon.
- ) Satuan Q luas seragam
- ) Tabel  $\Sigma$  diisi secara lengkap satuan<sup>2</sup>-nya
- ) Grabs 9.2. → di benarkan, desimal dibulatkan.
- ) Satuan  $\Sigma$  di benarkan.

08 I 04

