

# PERANCANGAN POMPA UNTUK PENGAIRAN

## TUGAS AKHIR

Nomor : 85/FT-USD/TM/IX/2000

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



Oleh

**ALEXANDER BUDI SULIANTORO**

NIM : 98 5214 081

NIRM : 983051123109120081

**JURUSAN TEKNIK MESIN FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS SANATA DHARMA  
YOGYAKARTA  
2000**



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

( Kampus III ) Paingan Maguwoharjo, Sleman -DIY  
Telp.(0274) 883037,883968, Fax. 0274562383

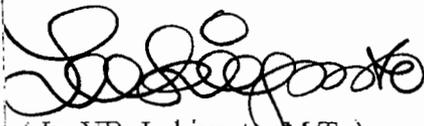
=====

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

Nomor : 85 / FT.USD / TM / IX / 2000

Diberikan kepada :  
Nama Mahasiswa : Alexander Budi Suliantoro  
Nomor Mahasiswa : 985214081  
NIRM : 983051123109120081  
Jurusan : TEKNIK MESIN  
Fakultas : TEKNIK  
Mata kuliah : Pompa dan Kompresor  
Judul/ naskah soal : Rencanakan ( kembali ) pompa sentrifugal untuk pengairan  
dengan data seperti terlampir ( jenis SEH-50 X )  
Tanggal dimulai : 11 September 2000

Dosen Pembimbing Kedua

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

Yogyakarta, 21 September 2000  
Dosen Pembimbing Utama

  
( Dr. Ir. Indarto, DEA. )

# HALAMAN PERSETUJUAN PEMBIMBING

## TUGAS AKHIR PERANCANGAN POMPA UNTUK PENGAIRAN

Oleh

**ALEXANDER BUDI SULIANTORO**

**NIM : 98 5214 081**

**NIRM : 983051123109120081**

Telah disetujui oleh :

Dosen Pembimbing Utama



**Dr.Ir. Indarto, DEA**

Tanggal, 15 Desember 2000

Dosen Pembimbing Kedua



**Ir.YB.Lukiyanto.MT.**

Tanggal, 15 Desember 2000

## HALAMAN PENGESAHAN

### TUGAS AKHIR PERANCANGAN POMPA UNTUK PENGAIRAN

Oleh

**ALEXANDER BUDI SULIANTORO**

**NIM : 98 5214 081**

**NIRM : 983051123109120081**

Telah dipertahankan dihadapan panitia penguji dalam ujian tugas akhir  
Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta  
Pada tanggal : 15 Desember 2000  
dan dinyatakan memenuhi syarat

Susunan panitia penguji

	Nama lengkap	Tanda tangan
Ketua	Ir. Subarmono, M.T.	
Sekretaris	Dr.Ir. Viktor Malau, DEA	
Anggota	Dr.Ir. Indarto, DEA	
Anggota	Ir. YB.Lukiyanto, M.T.	
Anggota	Ir. M. Rines Alapan	

Yogyakarta, 18 Desember 2000  
Fakultas Teknik  
Universitas Sanata Dharma  
Dekan,



Greg. Harjanto

*Persembahkanku kepada :  
Allah Bapa Pembimbingku  
Bapak dan Ibu (P. Krismandoko dan Murpujanti)  
Adikku Retno dan Niko yang kusayangi  
Dan tak lupa nduk Sari tercinta*

## KATA PENGANTAR

Syukur kami ucapkan kepada Tuhan Yang Maha Esa yang telah memberikan rahmat-Nya dari awal hingga akhir penulisan ini. Tugas akhir ini merupakan salah satu syarat yang harus ditempuh untuk memperoleh gelas sarjana teknik di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

Persoalan Tugas Akhir ini adalah perancangan pompa untuk pengairan. Tugas akhir ini bertujuan untuk memahami dan menentukan pompa yang sesuai dengan kebutuhan yaitu untuk pengairan

Banyak bantuan yang penulis dapatkan dalam penyusunan tugas akhir ini, maka boleh kiranya dengan rendah hati penulis menghaturkan banyak terima kasih kepada :

1. Romo Dr.M. Sastraprateja, S.J selaku Rektor Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
2. Bapak Ir. Greg. Harjanto selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
3. Bapak Ir. Rusdi Sambada, M.T. selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
4. Bapak Dr.Ir. Indarto,DEA selaku dosen pembimbing utama tugas akhir.
5. Bapak Ir. YB. Lukiyanto, M.T. selaku dosen pembimbing kedua tugas akhir.

6. Seluruh Dosen Fakultas Teknik Jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
7. Oscar, trim,s atas pinjaman komputermu. Setelah ini kita nyablon lagi.
8. Sari yang telah setia dan selalu mendorongku
9. Seluruh rekan – rekan yang tidak dapat aku sebutkan satu persatu

Penulis sadar masih banyak kekurangan dan kekeliruan di dalam penulisan ini, oleh karena itu penulis mengharapkan saran dan kritik yang bersifat membangun demi kesempurnaan penulisan ini.

Alexander Budi Suliantoro

## DAFTAR ISI



HALAMAN JUDUL .....	i
HALAMAN SOAL .....	ii
HALAMAN PERSETUJUAN .....	iii
HALAMAN PENGESAHAN UJIAN .....	iv
HALAMAN PERSEMBAHAN .....	v
KATA PENGANTAR .....	vi
DAFTAR ISI .....	viii
DAFTAR GAMBAR .....	xii
DAFTAR TABEL .....	xv
BAB I    PENDAHULUAN .....	1
1.1.    Tinjauan Umum .....	1
1.2.    Klasifikasi Pompa .....	1
1.2.1.    Klasifikasi Pompa Berdasar Transfer Energi .....	1
1.2.2.    Klasifikasi Pompa Berdasar Kontruksi .....	3
1.3.    Penggunaan Pompa .....	11
1.3.1.    Lingkup Penggunaan Pompa .....	11
1.3.2.    Penggunaan Pompa Irigasi .....	12
BAB II    PERTIMBANGAN AWAL PERANCANGAN .....	14
2.1.    Perancangan Awal .....	14

2.2.	Pemilihan Jenis Pompa .....	15
2.3.	Putaran Spesifik .....	16
2.4.	Penentuan Jumlah Tingkat Pompa .....	17
2.5.	Daya Pemompaan .....	19
BAB III	PERANCANGAN IMPELER .....	21
3.1.	Tinjauan Umum .....	21
3.2.	Pemilihan Jenis Impeler .....	21
3.3.	Perhitungan Ukuran Utama Impeler .....	25
3.3.1.	Perhitungan Diameter Poros .....	25
3.3.2.	Diameter Hub .....	28
3.3.3.	Diameter Mata Impeler .....	29
3.3.4.	Diameter Sisi Masuk Impeler .....	32
3.3.5.	Lebar Impeler Sisi Masuk .....	32
3.3.6.	Diameter Sisi Keluar Impeler .....	33
3.3.7.	Lebar Sisi Keluar Impeler .....	37
3.4.	Jumlah Sudu .....	38
3.5.	Segitiga Kecepatan (Triangle Velocity) .....	41
3.5.1.	Segitiga Kecepatan Sisi Masuk Impeler .....	42
3.5.2.	Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler .....	43
BAB IV	PERANCANGAN SUDU .....	47
4.1.	Bentuk Sudu .....	47

4.2.	Penentuan Sudu .....	49
4.3.	Pelukisan Sudu .....	49
4.4.	Tebal Sudu .....	51
4.5.	Lebar Laluan .....	54
4.6.	Bahan Impeler .....	55
BAB V	PERANCANGAN RUMAH POMPA .....	56
5.1.	Pendahuluan .....	56
5.2.	Perancangan Rumah Pompa .....	57
5.3.	Nozel Buang (Discahrge Nozzle) .....	61
5.4.	Penentuan Bahan Rumah Pompa .....	62
BAB VI	PERANCANGAN POROS .....	63
6.1.	Tinjauan Beban Poros.....	63
6.2.	Penentuan Diameter Poros .....	68
6.3.	Konsentrasi Tegangan Poros .....	69
6.4.	Defleksi Puntiran .....	72
6.5.	Defleksi Lenturan Poros .....	73
6.6.	Putaran Kritis .....	75
BAB VII	PERANCANGAN ELEMEN PENDUKUNG .....	77
7.1.	Pengimbang Gaya Aksial .....	77
7.2.	Kotak Paking (Stuffing Box) .....	82

7.3.	Pasak .....	86
7.4.	Bantalan Gelinding .....	92
BAB VIII	KARAKTERISTIK POMPA .....	99
8.1.	Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas Dengan Head .....	99
8.1.1	Head Euler's .....	99
8.1.2	Head Teoritis .....	101
8.1.3	Head Aktual .....	102
8.2.	Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas dengan Daya, Efisiensi .....	107
BAB XI	KESIMPULAN .....	116
	DAFTAR PUSTAKA .....	118
	LAMPIRAN .....	119

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Klasifikasi pompa dinamis .....	2
Gambar 1.2	Klasifikasi pompa displacement .....	3
Gambar 1.3	Pompa sentrifugal .....	4
Gambar 1.4	Pompa aliran campur .....	4
Gambar 1.5	Pompa aliran aksial .....	5
Gambar 1.6	Pompa volut .....	6
Gambar 1.7	Pompa difuser .....	6
Gambar 1.8	Pompa aliran campur jenis volut .....	7
Gambar 1.9	Pompa bertingkat banyak .....	8
Gambar 1.10	Pompa dengan poros vertikal .....	9
Gambar 1.11	Pompa dengan belahan rumah mendatar.....	10
Gambar 1.12	Pompa hisapan ganda .....	11
Gambar 2.1	Penentuan jenis pompa .....	15
Gambar 2.2	Penentuan kecepatan spesifik $n_s$ dari satu roda jalan pompa .....	18
Gambar 2.3	Efisiensi pompa .....	20
Gambar 3.1	Macam-macam bentuk impeler .....	23
Gambar 3.2	Bentuk impeler berdasar putaran spesifik .....	24
Gambar 3.3	Diameter impeler .....	25
Gambar 3.4	Titik-titik koefisien tinggi tekan $\phi$ -tinggi tekan	

	untuk berbagai kapasitas .....	34
Gambar 3.5	Titik-titik koefisien tinggi tekan $\phi$ -tinggi tekan untuk berbagai kapasitas .....	35
Gambar 3.6	Titik-titik koefisien tinggi tekan $\phi$ -kecepatan spesifik untuk berbagai jangka kapasitas .....	36
Gambar 3.7	Segitiga kecepatan pada impeler .....	41
Gambar 3.8	Segitiga kecepatan sisi masuk impeler .....	42
Gambar 3.9	Segitiga kecepatan sisi keluar impeler .....	46
Gambar 4.1	Bentuk sudu .....	48
Gambar 4.2	Pelukisan sudu dengan busur tangen .....	49
Gambar 4.3	Bentuk disain sudu .....	53
Gambar 4.4	Penampang impeler .....	55
Gambar 5.1	Dimensi rumah keong .....	56
Gambar 5.2	Perancangan rumah keong .....	60
Gambar 6.1	Harga koefisien eksperimental $K_r$ .....	65
Gambar 6.2	Reksi-reaksi pada bantalan A-B .....	66
Gambar 6.3	Diagram gaya geser dan momen lentur .....	67
Gambar 6.4	Faktor konsentrasi tegangan $\beta$ poros bulat dengan pengcilan diameter yang diberi fillet .....	70
Gambar 6.5	Faktor konsentrasi tegangan $\alpha$ poros bulat dengan Alur pasak yang diberi fillet .....	71

Gambar 7.1	Bagian leher impeler .....	77
Gambar 7.2	Mengkompensir gaya geser aksial dengan paking ganda dan lubang pengimbang .....	81
Gambar 7.3	Detail gland yang terbelah dua .....	82
Gambar 7.5	Gaya geser pasak .....	83
Gambar 7.6	Macam-macam bantalan gelinding .....	87
Gambar 8.1	Karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan head .....	115
Gambar 8.2	Karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan daya, efisiensi .....	115

## DAFTAR TABEL

Tabel 4.1	Jari – jari kelengkungan sudu .....	51
Tabel 4.2	Tebal kelengkungan sudu .....	53
Tabel 4.3	Lebar laluan b .....	54
Tabel 5.1	Hasil perhitungan rumah keong .....	60
Tabel 7.1	Pemilihan jenis pasak .....	88
Tabel 7.2	Faktor – faktor $V, X, Y$ dan $X_o, Y_o$ .....	94
Tabel 7.3	Pemilihan jenis bantalan .....	94
Tabel 7.4	Harga patokan untuk umur pakai $L_h$ .....	96
Tabel 8.1	Hubungan antara kapasitas dengan head .....	113
Tabel 8.2	Hubungan antara kapasitas dengan daya, efisiensi .....	114

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1. Tinjauan Umum**

Pompa merupakan suatu mesin yang berfungsi untuk memindahkan atau mengalirkan zat cair dari tempat yang satu ke tempat yang lain. Dengan adanya perbedaan tekanan antara diluar dan di dalam pompa, zat cair akan mengalir masuk ke dalam pompa melalui saluran masuk (*suction*) dan dikeluarkan melalui saluran tekan (*discharge*). Penggunaan pompa biasanya berdasarkan pada sifat dan karakteristik zat cair yang akan dipompakan. Perlu diperhatikan pula bahan-bahan atau material yang terkandung dalam zat cair tersebut.

### **1.2. Klasifikasi Pompa**

#### **1.2.1 Klasifikasi Pompa Berdasar Transfer Energi**

Berdasarkan pada transfer energinya, pompa dapat dibedakan menjadi 2 bagian, yaitu :

##### **1. Pompa dinamis (*dynamic pump*)**

Pompa jenis ini sering disebut juga “pompa non positif displacement”. cara transfer energi group non positif displacement yaitu dengan gaya centrifugal sehingga zat cair terlempar keluar, kecepatan naik sehingga

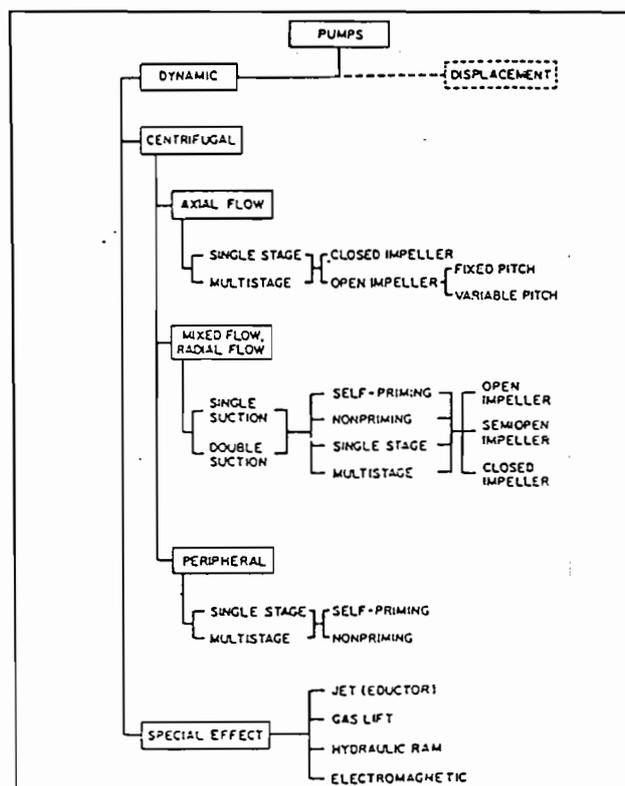
energi kinetik naik. Energi kinetik diubah menjadi head tekan (m) didalam rumah pompa (*Volute*) atau di dalam difuser.

## 2. Pompa Perpindahan (*displacement pump*)

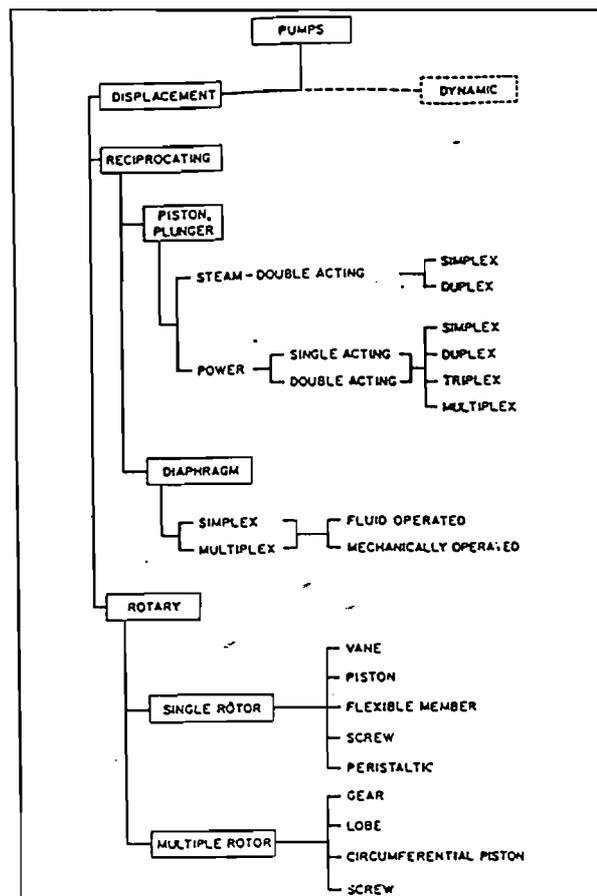
Pompa jenis ini sering disebut juga “pompa positif displacement”. Cara transfer energi group positif displacement yaitu memperkecil volume.

Dengan volume kecil maka tekanan akan menjadi besar.

Dua group pompa tersebut di atas masing-masing dapat dibedakan di dalam diagram pengelompokan jenis pompa (gambar 1.1 dan gambar 1.2).



Gambar 1.1 Klasifikasi pompa dinamis  
(sumber : Karassik, hal. 1.3)



Gambar 1.2 Klasifikasi pompa displacement  
(Sumber : Karassik, hal. 1.4)

### 1.2.2. Klasifikasi Pompa Berdasarkan Konstruksi

Menurut konstruksi pompa, pompa dapat dibedakan menjadi beberapa jenis antara lain :

#### A. Klasifikasi menurut jenis

##### 1. Pompa sentrifugal

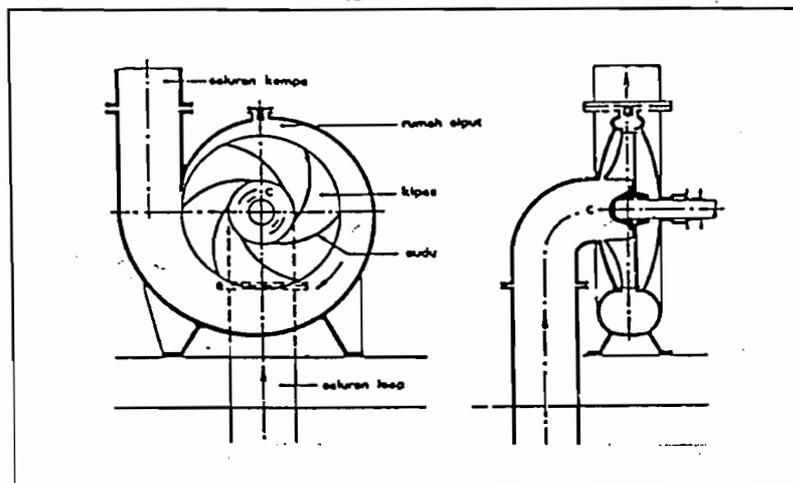
Pompa jenis ini dibuat dengan aliran zat cair yang keluar dari impeler akan melalui bidang yang tegak lurus dengan poros pompa (gambar 1.3).

## 2. Pompa aliran campur

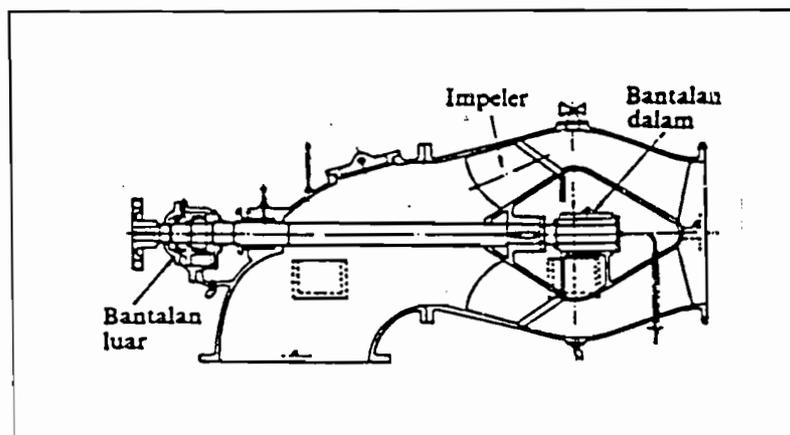
Pompa jenis ini aliran yang meninggalkan impeler bergerak sepanjang permukaan kerucut (gambar 1.4)

## 3. Pompa aliran aksial

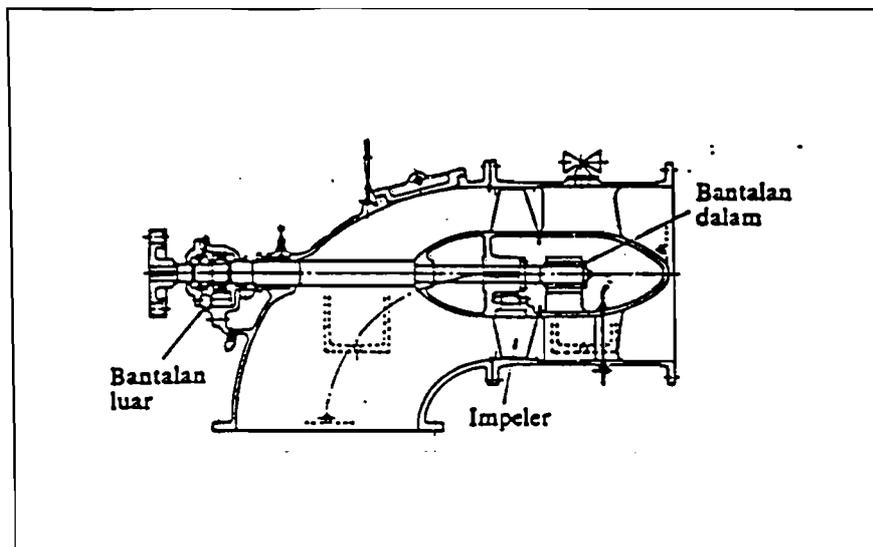
Aliran zat cair yang mengalir meninggalkan impeler bergerak sepanjang permukaan silinder ke luar (gambar 1.5).



Gambar 1.3 Pompa sentrifugal  
(Sumber : A. Nouwen, hal.33)



Gambar 1.4 Pompa aliran campur  
(Sumber : Sularso dan Tahara, hal. 76)



Gambar 1.5 Pompa aliran aksial  
(Sumber : Sularso dan Tahara, hal 76)

## B. Klasifikasi menurut bentuk rumah

### 1. Pompa volute

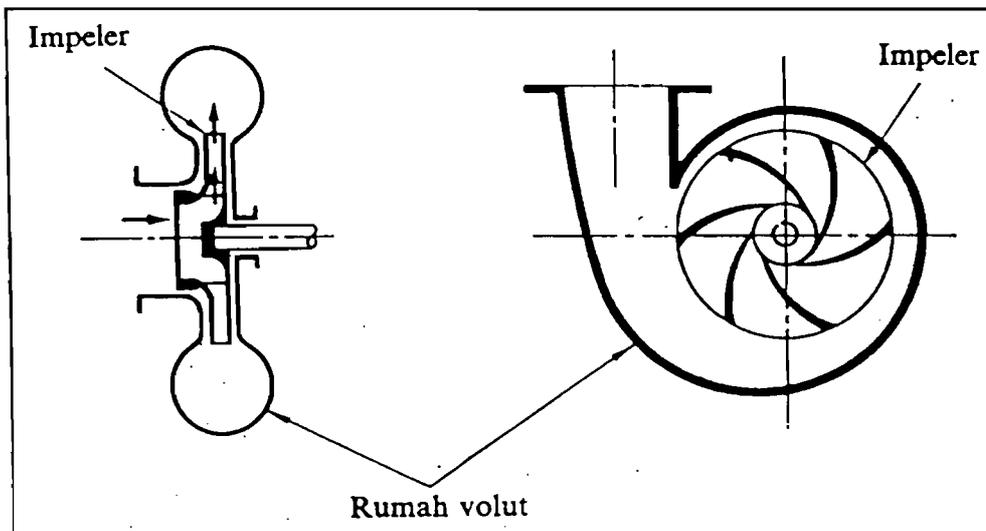
Bentuk rumah impeler pada pompa jenis ini berupa rumah volute (rumah keong). Bentuk konstruksi seperti pada gambar 1.6.

### 2. Pompa difuser

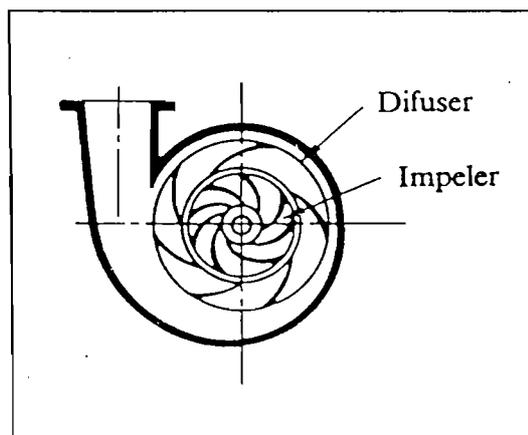
Pompa ini merupakan pompa sentrifugal yang dilengkapi dengan sudu difuser disekeliling luar impeler. Sudu difuser berfungsi untuk memperbaiki efisiensi pompa dan memperkuat rumah. Konstruksi ini biasanya dipakai pada pompa yang besar dengan head tinggi, juga dipakai pada pompa bertingkat banyak karena aliran dari satu tingkat ke tingkat berikutnya tidak menggunakan rumah volute (lihat gambar 1.7).

### 3. Pompa aliran campur jenis volute

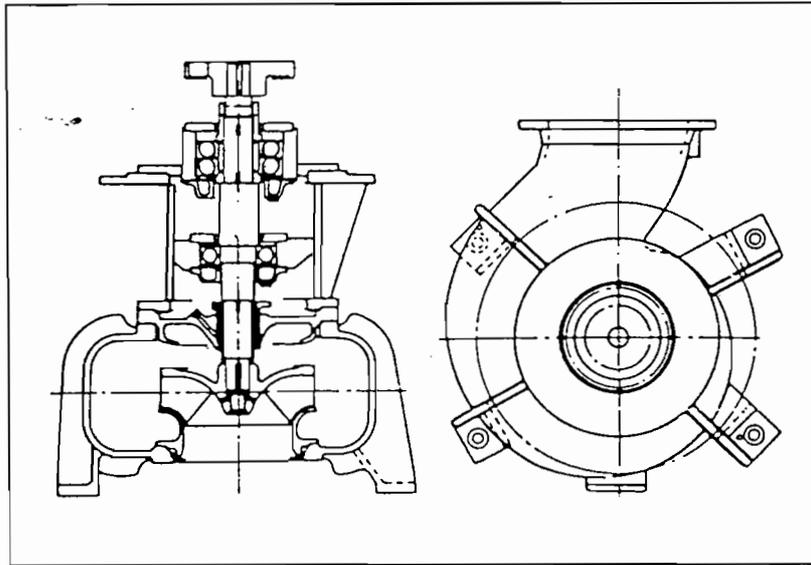
Pompa ini mempunyai impeler jenis aliran campur dan sebuah rumah volute (gambar 1.8). Untuk mengalirkan zat cair dipergunakan saluran yang lebar sehingga pompa tidak mudah tersumbat apabila ada benda asing yang ikut masuk ke dalam pompa.



Gambar 1.6 Pompa Volut  
(Sumber : Sularso dan Tahara, hal. 7)



Gambar 1.7 Pompa difuser  
(Sumber : Sularso dan Tahara, hal. 8)



Gambar 1.8 Pompa aliran campur jenis volut  
(Sumber : Sularso dan Tahara, hal. 77)

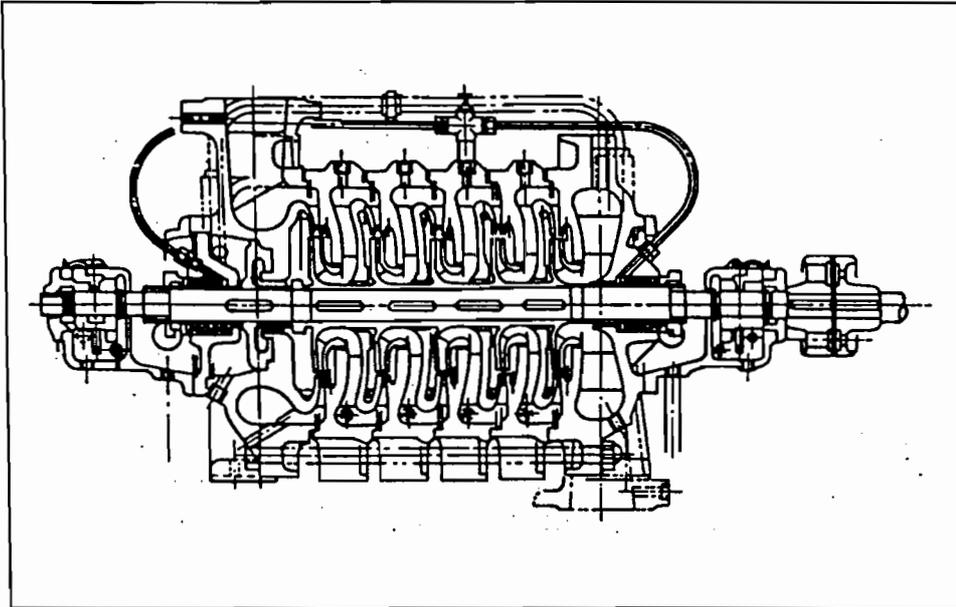
C. Klasifikasi menurut jumlah tingkat

1. Pompa satu tingkat (*single stage pumps*)

Pompa jenis ini mempunyai satu impeler dan head total yang dihasilkan dari satu impeler. Contoh gambar seperti gambar 1.3 s/d 1.8.

2. Pompa bertingkat banyak (*multistage pumps*)

Pompa ini menggunakan beberapa impeler dalam satu poros yang dipasang berderet (gambar 1.9). Zat cair yang dialirkan keluar dari impeler yang satu masuk ke impeler berikutnya hingga impeler terakhir dan keluar melalui saluran buang.



Gambar 1.9 Pompa bertingkat banyak  
(Sumber : Sularso dan Tahara, hal. 78)

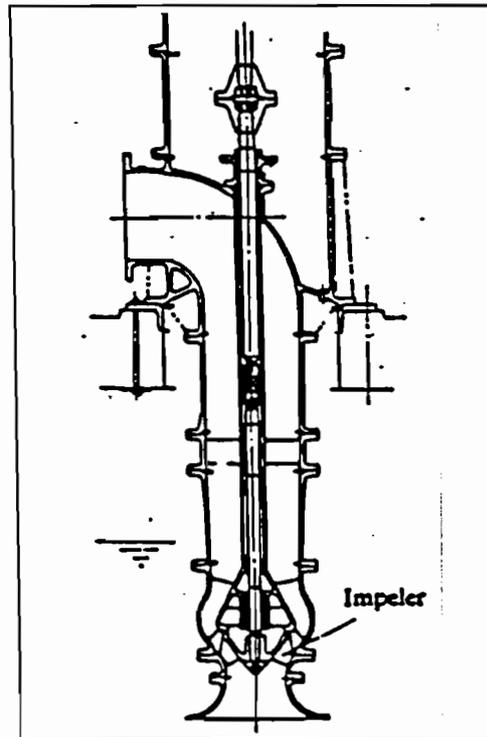
D. Klasifikasi menurut letak poros

1. Pompa dengan poros mendatar (*horisontal*)

Pompa jenis ini memiliki poros dengan posisi mendatar (gambar 1.3 s/d gambar 1.7 dan gambar 1.9).

2. Pompa dengan poros tegak (*vertikal*)

Pompa jenis ini memiliki poros dengan posisi tegak (gambar 1.10)



Gambar 1.10 Pompa dengan poros vertikal  
(Sumber : Sularso dan Tahara, hal. 78)

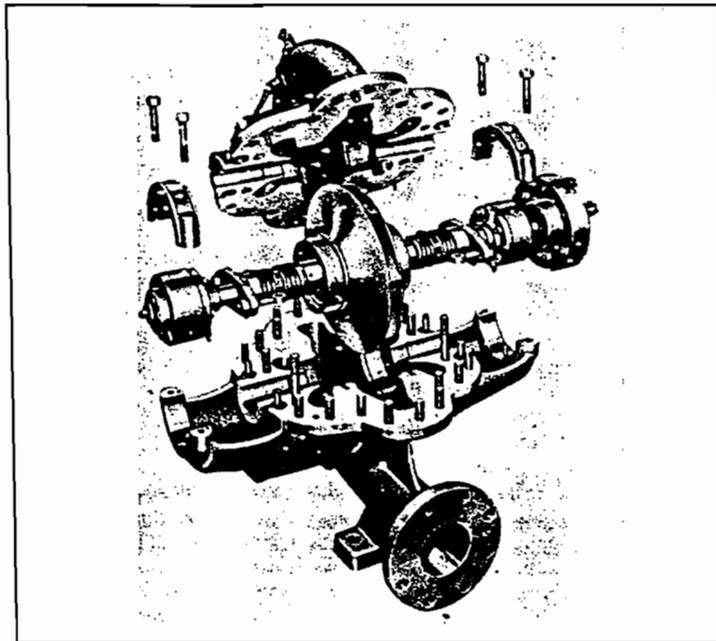
E. Klasifikasi menurut belahan rumah

1. Pompa dengan belahan rumah mendatar

Pompa ini memiliki rumah yang dapat dibelah menjadi dua bagian dengan pembelahan mendatar yakni bagian bawah dan bagian atas (gambar 1.11). Bagian yang berputar dapat diangkat setelah bagian yang atas dilepas terlebih dahulu.

2. Pompa dengan belahan rumah radial

Rumah pompa ini dapat dibelah secara vertikal. Bagian rumah dapat dipisah secara menyamping. Contoh seperti gambar 1.8.



Gambar 1.11 Pompa dengan belahan rumah mendatar  
(Sumber : Hicks, hal. 11)

F. Klasifikasi menurut sisi masuk impeler

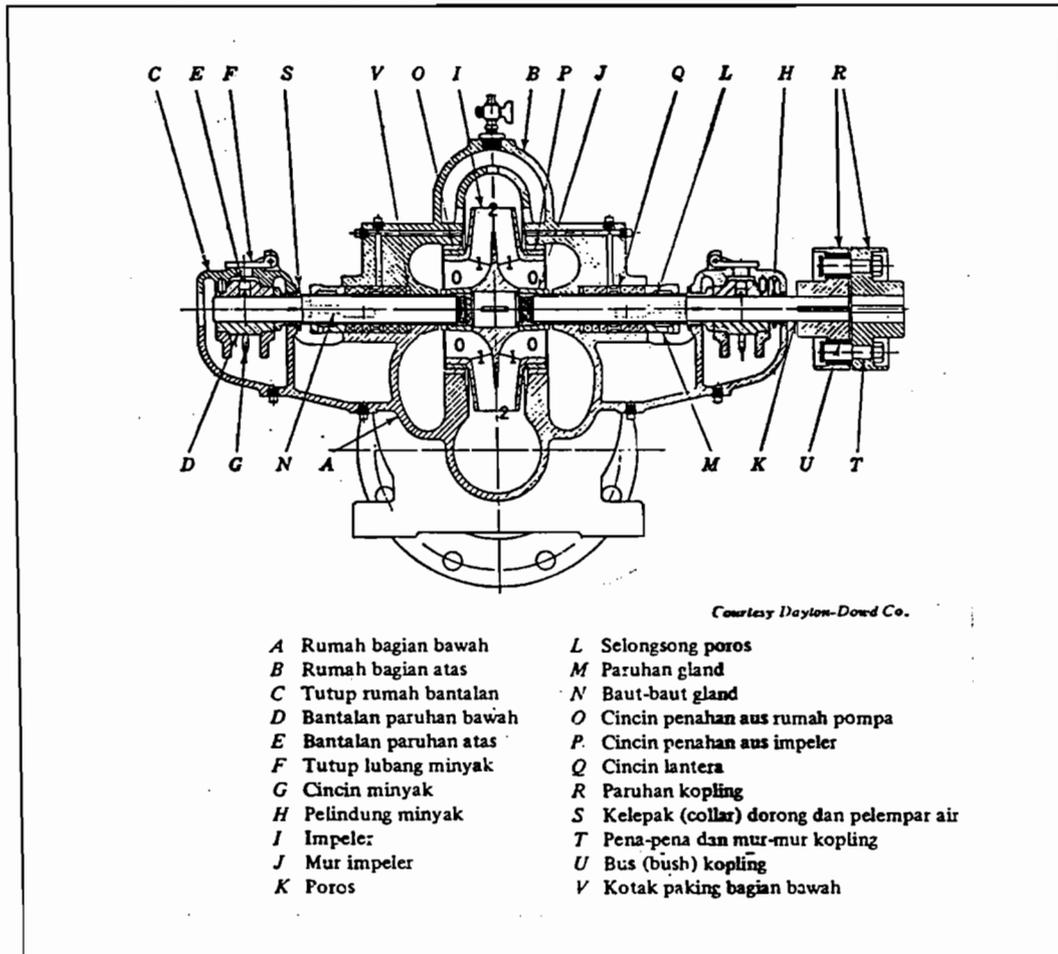
1. Pompa hisapan tunggal (*single suction pumps*)

Pompa ini memiliki satu sisi masuk (suction) untuk mengalirkan zat cair. Konstruksi semacam ini bentuknya sederhana dan paling banyak dipergunakan.

2. Pompa hisapan ganda (*double suction pumps*)

Pompa jenis ini memiliki dua buah sisi masuk untuk mengalirkan zat cair (gambar 1.12). Impeler pada pompa ini pada dasarnya sama dengan dua buah impeler pompa hisapan tunggal yang dipasang bertolak belakang,

serta dipandang sebagai pompa yang memiliki dua buah impeler yang bekerja secara sejajar (paralel).



Gambar 1.12 Pompa hisapan ganda  
(Sumber : Austin, hal. 5)

### 1.3. Penggunaan Pompa

#### 1.3.1. Lingkup Penggunaan Pompa

Lingkup penggunaan pompa khususnya pompa sentrifugal sangat luas dengan berbagai kebutuhan terhadap kapasitas dan tinggi kenaikan yang berbeda beda.

Secara singkat beberapa contoh daerah pemasangan dan penggunaan pompa adalah pada :

A. Pemakaian dalam masalah air

Stasiun pompa air, pompa distribusi air, instalasi peyedia dan distribusi air kerumah tangga, pompa untuk sumur dalam, pompa untuk irigasi dan lain-lain.

B. Mesin tenaga dan instalasi pemanas

Pompa air pengisi ketel, pompa pendingin, pompa reaktor dan lain-lain.

C. Kimia, Petrokimia

Pompa kimia, pompa proses, pompa untuk mengalirkan fluida di dalam pipa-pipa, pompa pencampur dan lain-lain.

D. Perkapalan

Pompa kapal, pompa tolak bara, pompa lensa, pompa dok untuk mengisi dan mengosongkan air.

### 1.3.2. Penggunaan Pompa Irigasi

Penggunaan pompa pada pengairan ada empat jenis sistem irigasi yang digunakan, yaitu :

- Pengairan kolam
- Pengatur

- Alur
- penyiraman

Pompa sentrifugal inilah yang paling banyak dipergunakan dalam sistem pengairan dengan jenis pompa yang berbeda. Jenis pompa yang berlainan ini tergantung pada jenis irigasi yang dikerjakan, sumber air, kondisi cuaca dan lain-lain. Penggerak pompa yang biasanya dipergunakan adalah motor bakar (motor bensin atau motor diesel).

## BAB II

### PERTIMBANGAN AWAL PERANCANGAN

#### 2.1. Perancangan Awal

Sesuai dengan persoalan, yaitu perancangan pompa sentrifugal untuk pengairan dengan data-data sebagai berikut :

Tinggi tekan pompa / *head* ( $H$ ) = 30 meter

= 98 ft

Kapasitas pompa ( $Q$ ) = 600 liter / menit

= 10 liter / detik

= 21,186 ft<sup>3</sup>/menit

= 0,353 ft<sup>3</sup>/detik

= 0,01 m<sup>3</sup>/detik

= 36 m<sup>3</sup>/jam

= 158,53 gpm(AS)

Pompa hasil perancangan ini direncanakan akan digunakan untuk pengairan sawah yaitu dengan mengalirkan air dari sungai ke dalam sawah dimana letak sungai lebih rendah dari letak sawah.

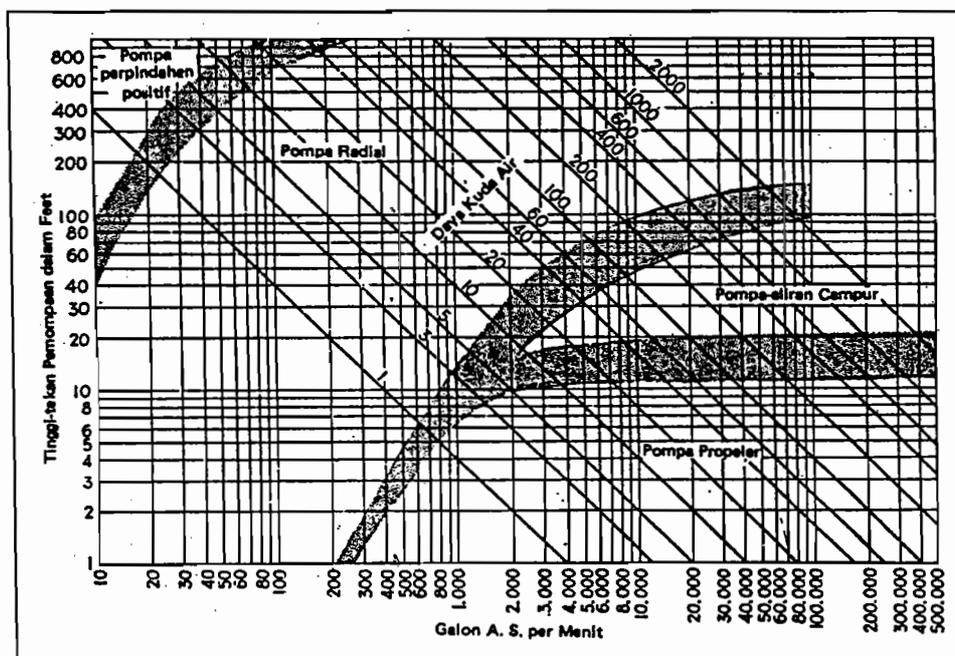
## 2.2. Pemilihan Jenis Pompa

Dalam perancangan pompa, jenis pompa yang akan dirancang harus ditentukan terlebih dahulu. Untuk pemilihan pompa dipengaruhi oleh dua faktor, yaitu kapasitas zat cair yang akan dipompa dan tinggi tekan pemompaan (*head*).

Untuk perancangan ini telah ditentukan faktor tersebut, yaitu :

$$\text{Tinggi tekan pompa / head } (H) = 98 \text{ ft}$$

$$\text{Kapasitas pompa } (Q) = 158,53 \text{ gpm(AS)}$$



Gambar 2.1 Penentuan Jenis Pompa  
(Sumber : Austin, hal. 56)

Setelah kedua faktor ditentukan, untuk memilih jenis pompa dapat digunakan grafik penentuan jenis pompa (gambar 2.1).

Dari gambar 2.1 dapat dipilih jenis pompa untuk pengairan dengan tinggi tekan 98 ft dan kapasitas pompa 158,53 gpm, yaitu pompa radial.

### 2.3. Putaran Spesifik

Kecepatan spesifik adalah kecepatan dalam putaran per menit suatu pompa yang akan beroperasi bila secara proporsional ukurannya diperkecil, dapat memberikan kapasitas teruji (*rating*) sebesar 1 gpm pada tinggi tekan total 1 ft.

Kecepatan spesifik berguna untuk :

1. memberikan klasifikasi impeler yang berdasarkan prestasi dan proporsi (tanpa memperhatikan ukuran aktual dan kecepatan impeler beroperasi).
2. menentukan jumlah tingkat pompa yang akan dipergunakan sehingga efisien.

Harga kecepatan spesifik pompa dapat ditentukan dengan persamaan

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \text{ rpm} \dots\dots\dots 2.1)$$

dengan,

$n$  = Putaran poros penggerak (rpm)

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

$H$  = Tinggi tekan pompa (meter)

---

<sup>2.1)</sup> Austin, hal 49

Sebagai penggerak pompa digunakan motor diesel dengan putaran sebesar  $n = 3600$  rpm. Antara poros pompa dengan poros motor diesel dihubungkan dengan menggunakan kopling sehingga tidak memungkinkan untuk terjadinya slip. Sehingga kecepatan spesifik pompa adalah :

$$n_s = \frac{3600\sqrt{0,01}}{30^{3/4}}$$
$$= 28,08 \text{ rpm (SI)}$$

#### 2.4. Penentuan Jumlah Tingkat Pompa

Untuk mencapai efisiensi pompa yang optimal terlebih dahulu ditentukan jumlah tingkat pompa. Penentuan jumlah tingkat pompa dipengaruhi oleh kecepatan spesifik pompa, gambar 2.2 dapat digunakan sebagai acuan di dalam penentuan jumlah tingkat pompa.

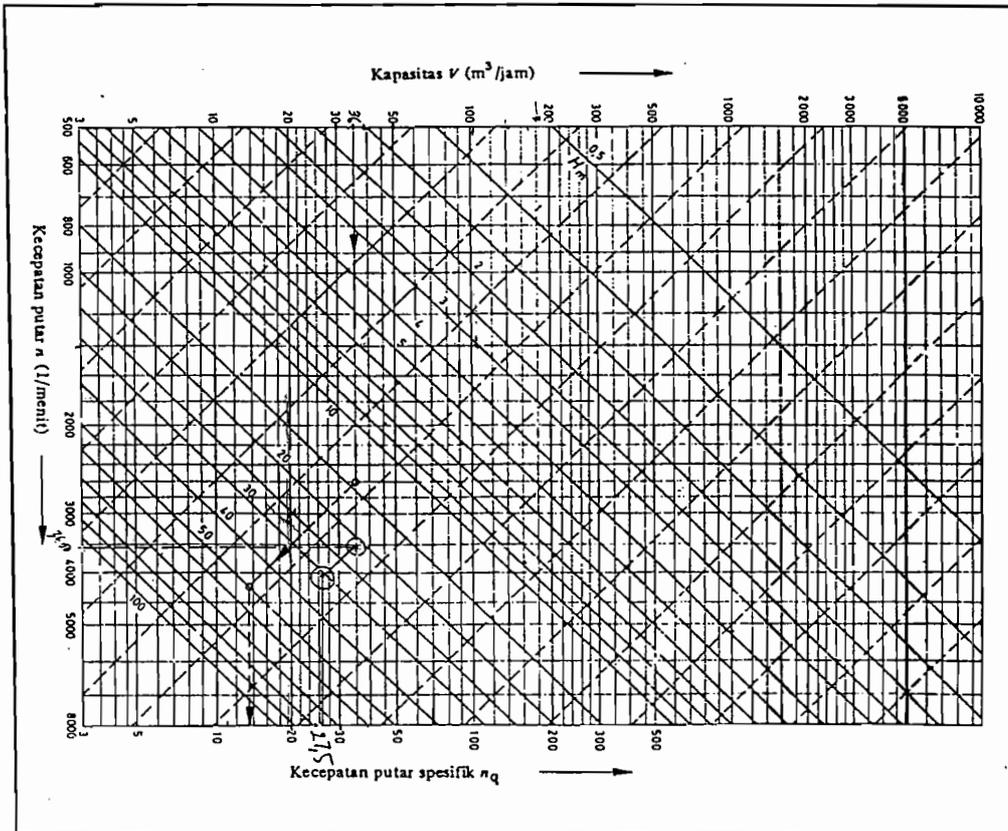
Jumlah tingkat pompa dapat dicari dengan rumus :

$$i = \frac{H}{H'} \dots\dots\dots 2.2)$$

dengan :  $H'$  adalah head pompa yang diperoleh dari grafik

---

<sup>2.2)</sup> Dietzel, hal. 252



Gambar 2.2 Penentuan kecepatan spesifik  $n_s$  dari satu roda jalan pompa  
(Sumber : Dietzel, hal. 251)

Dari gambar 2.2 diperoleh  $H' = 31$ , sehingga jumlah tingkat pompa yang direncanakan adalah

$$i = \frac{30}{31} = 0,967$$

$\approx 1$  tingkat

jadi jumlah tingkat pompa adalah 1 tingkat.

## 2.5. Daya pemompaan

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

Besarnya daya pemompaan adalah :

$$P_v = \gamma \times g \times H \times Q \text{ HP} \dots\dots\dots 2.3)$$

dengan :

$\gamma$  = Kerapatan fluida atau berat jenis fluida yang dipompa ( $\text{kg/m}^3$ )

$g$  = gravitasi ( $9,81 \text{ m/dt}^2$ )

$H$  = tinggi tekan pompa (meter)

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

Karena fluida yang dipompakan adalah air yang memiliki kerapatan atau berat jenis ( $\gamma$ ) =  $1000 \text{ kg/m}^3$ , maka daya pemompaan adalah :

$$P_v = 1000 \times 9,81 \times 30 \times 0,01$$

$$= 2943 \text{ watt}$$

$$= 3,95 \text{ HP}$$

Karena telah diketahui daya pemompaan, maka daya motor penggerak pompa adalah sebagai berikut :

$$P = \frac{P_v}{\eta_e} \text{ HP} \dots\dots\dots 2.4)$$

$\eta_e$  adalah efisiensi pompa, yang dapat dicari dengan grafik pada gambar 2.3

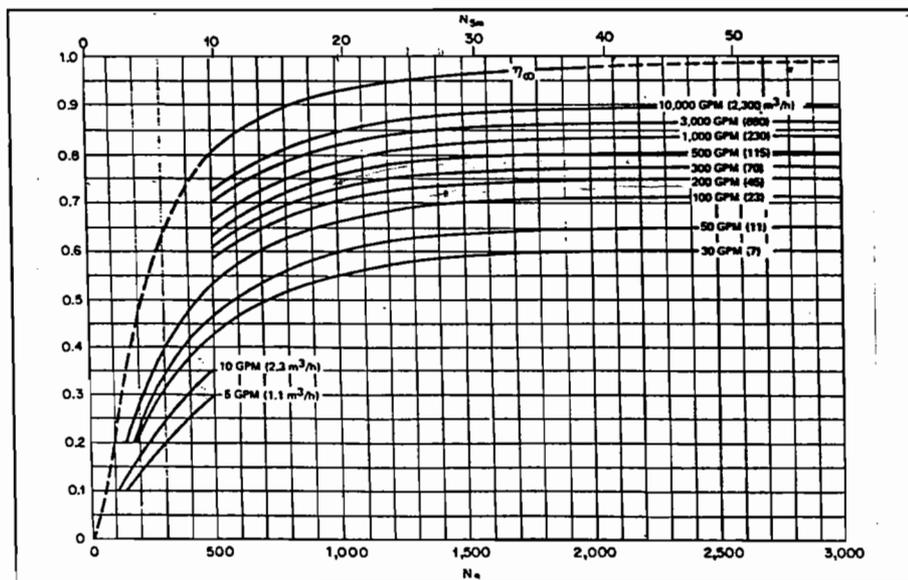
<sup>2.3)</sup> *Ibid*, hal. 242

<sup>2.4)</sup> *Ibid*, hal. 243

Sebelumnya telah dihitung bahwa :

$$\text{Kapasitas pompa (Q)} = 0,01 \text{ m}^3/\text{detik}$$

$$\text{Putaran spesifik pompa (n}_s) = 28,08 \text{ rpm}$$



Gambar 2.3 Efisiensi pompa  
(Sumber : Karassik, hal 2.13)

dari gambar 2.3 diperoleh efisiensi pompa  $\eta_e = 73 \%$

Setelah efisiensi pompa ditentukan, maka dapat diperoleh daya motor penggerak yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa adalah :

$$\begin{aligned} P &= \frac{2943}{0,73} \\ &= 4031,506 \text{ watt} \\ &= 5,4 \text{ HP} \end{aligned}$$

Jadi daya motor penggerak yang dibutuhkan adalah 5 HP.

## BAB III

### PERANCANGAN IMPELER

#### 3.1. Tinjauan Umum

Bagian dari pompa yang berputar disebut impeler. Impeler pada umumnya ditempatkan pada poros. Putaran impeler mengakibatkan perbedaan tekanan sehingga zat cair mengalir dari saluran hisap (*suction*) dan keluar melalui saluran tekan (*discharge*).

Masing-masing jenis impeler memiliki daerah kecepatan spesifik sehingga impeler dapat beroperasi dengan baik.

Jenis-jenis impeler menurut daerah kecepatan spesifik dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

##### 1. Impeler radial

Impeler jenis ini merupakan impeler jenis konvensional dan banyak dipakai pada pompa bertingkat banyak. Daerah kecepatan spesifik antara 500 rpm sampai dengan 3000 rpm. Perbandingan diameter buang (*discharge*) dengan diameter mata sisi masuk (*inlet eye diameter*) adalah 2. Impeler ini dapat dipakai untuk tinggi tekan menengah (*medium*) dan tinggi tekan besar di atas 150 ft.

## 2. Impeler jenis Francis

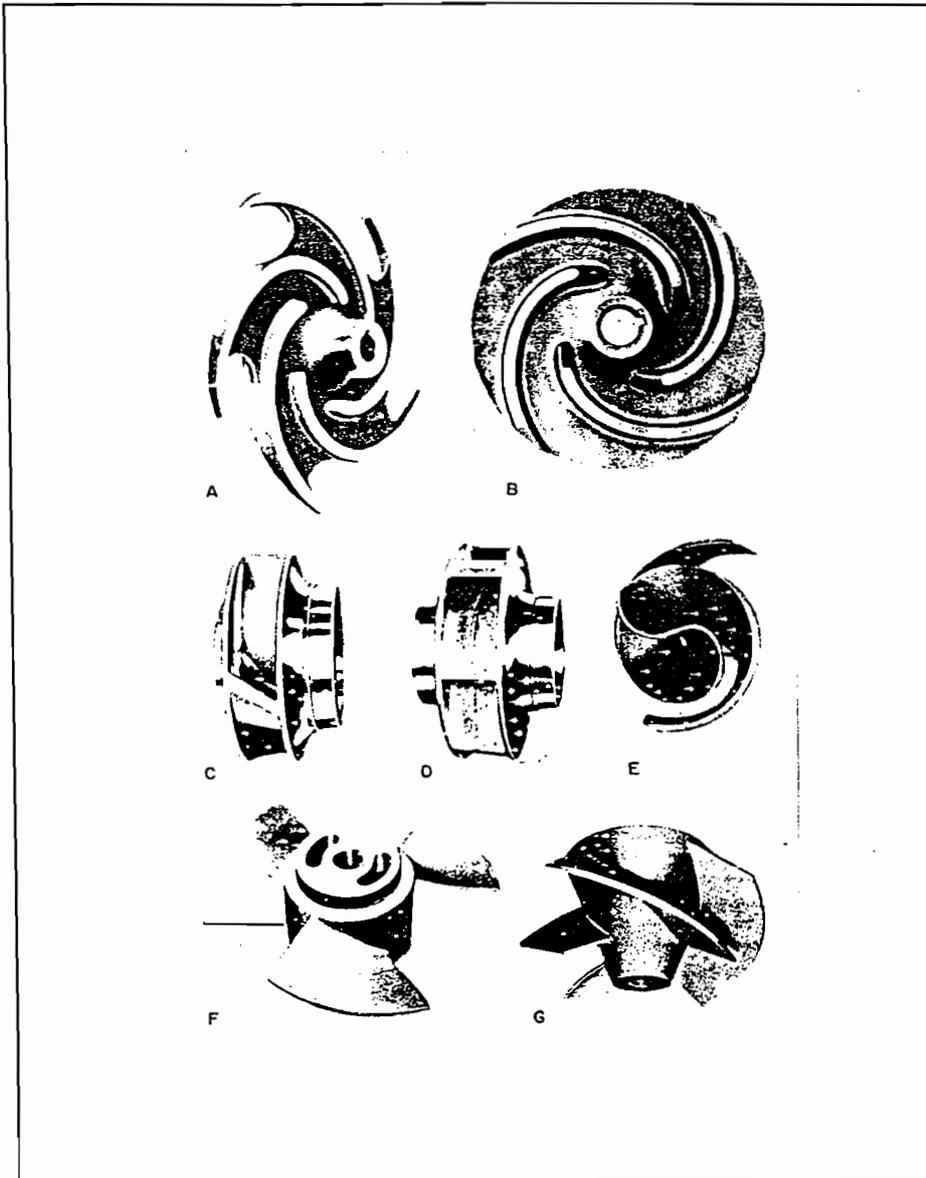
Impeler ini dipergunakan untuk tinggi tekan yang lebih rendah serta dengan pembuangan radial dan hisapan aksial (*aksial inlet radial discharge impeler*). Perbandinagn diameter buang dengan diameter mata sisi masuk lebih kecil daripada jenis radial. Daerah kecepatan spesifik antara 1500 rpm sampai 4500 rpm. Sudut sudu sisi masuk harus berkurang (**mengecil**) sesuai dengan jari jarinya (atau kecepatan keliling impeler) untuk menjamin agar fluida dapat masuk secara mulus.

## 3. Impeler jenis aliran campur

Tinggi tekan yang dihasilkan sebagaimana disebabkan oleh gaya sentrifugal dan sebagaimana disebabkan oleh tekanan 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 rpm sampai dengan 8000 rpm.

## 4. Impeler jenis propeler

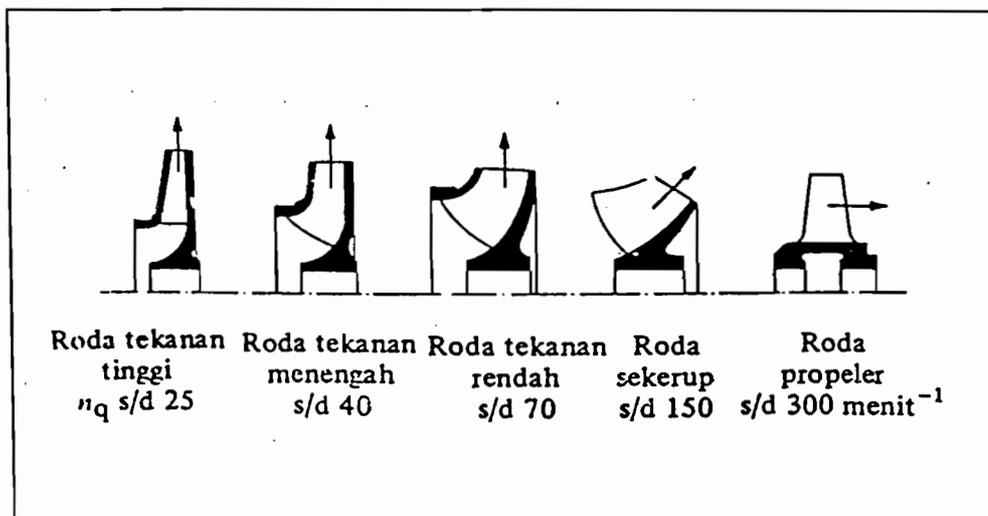
Tinggi tekan yang dihasilkan oleh impeler ini disebabkan oleh tolakan sudu-sudu dan aliran keseluruhan arahnya aksial. Daerah kecepatan spesifik pada impeler jenis ini di atas 8000 rpm. Impeler ini dipergunakan untuk tinggi tekan rendah (3 - 40 ft), putaran rendah (200 - 1800 rpm), dan kapasitas besar.



Gambar 3.1 Macam-macam bentuk impeler  
(Sumber : Hicks, hal. 19)

### 3.2. Pemilihan Jenis Impeler

Di dalam merencanakan impeler dapat ditentukan berdasarkan daerah kecepatan spesifiknya (gambar 3.2).

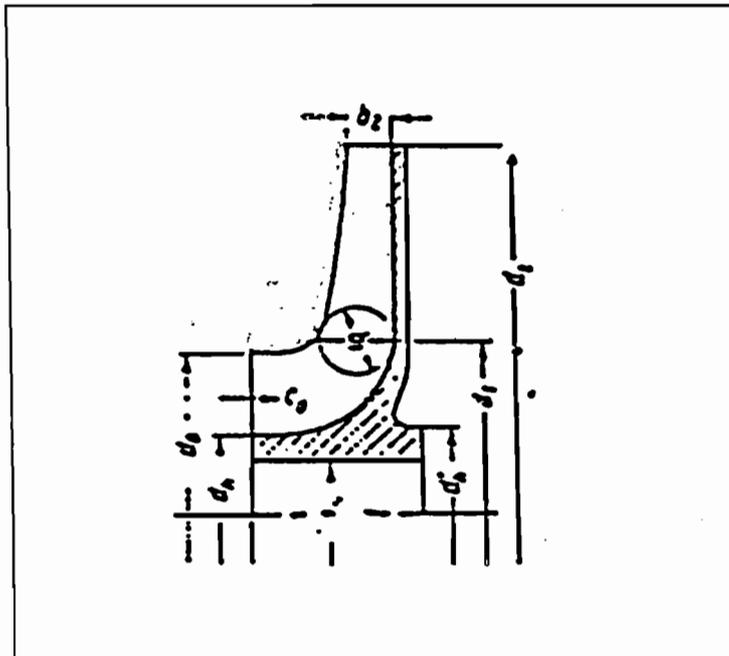


Gambar 3.2 Bentuk impeler berdasarkan putaran spesifik  
(Sumber : Dietzel, hal. 248)

Telah diketahui bahwa putaran spesifik  $n_s = 28,08$  rpm, sehingga impeler yang sesuai adalah impeler jenis radial. Perlu diperhatikan juga bahwa fluida yang dipompakan adalah air dari sungai yang didalamnya juga terdapat unsur-unsur atau benda-benda padat, maka impeler jenis semi terbuka (*semi open impeler*) sangat cocok. Impeler jenis semi terbuka dipergunakan untuk menghindari tersumbatnya impeler dari benda-benda asing.

### 3.3 Perhitungan Ukuran Utama Impeler

Pada perancangan impeler, ada bagian-bagian impeler pompa yang harus dihitung agar ukuran impeler proporsional. Bentuk ukuran impeler dapat dilihat seperti dalam gambar 3.3.



Gambar 3.3 Dimensi Impeler  
(Sumber : Lazarkiewick, hal. 132)

#### 3.3.1. Perhitungan Diameter Poros

Diameter poros impeler dapat ditentukan sebagai berikut :

$$Ds = \sqrt[3]{\frac{5,1}{\sigma_a} \times Kt \times Cb \times T} \text{ mm} \dots\dots\dots 3.1)$$

<sup>3.1)</sup> Sularso dan Suga, hal. 8

dengan

$\sigma_a$  = tegangan geser bahan yang diijinkan ( $\text{kg/mm}^2$ )

$Kt$  = faktor koreksi untuk momen puntir (1,0 - 1,5)

$Cb$  = faktor koreksi untuk beban lentur (1,2 - 2,3)

$T$  = momen puntir yang diterima poros ( $\text{kg.mm}$ )

Besarnya momen puntir dapat dihitung dengan rumus :

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

dengan

$Pd$  = daya motor penggerak (KW)

$n$  = putaran motor penggerak pompa (rpm)

Telah diketahui bahwa :

$$\begin{aligned} \text{Daya motor } (Pd) &= 5 \text{ HP} \\ &= 4,031 \text{ KW} \end{aligned}$$

$$\text{Putaran motor penggerak } (n) = 3600 \text{ rpm}$$

Sehingga momen puntir yang diterima poros adalah :

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{4,031}{3600} \\ &= 1090,609 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

---

<sup>3.2)</sup> *Ibid*, hal. 7

Diambil bahan untuk poros adalah S30C

Kekuatan tarik bahan yang diijinkan ( $\sigma_B$ ) = 48 kg/mm<sup>2</sup>

Untuk menghindari beban berlebih maka diperlukan faktor keamanan, sehingga tegangan lentur dapat ditentukan sebagai berikut :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_B}{Sf1 \times Sf2} \text{ kg/mm}^2 \dots\dots\dots 3.3)$$

Diambil Sf1 = 6

Sf2 = 2

maka tegangan lentur bahan yang diijinkan adalah :

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{48}{6 \times 2} \\ &= 4 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

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

maka diameter poros impeler adalah :

$$\begin{aligned} D_s &= \sqrt[3]{\frac{5,1}{4} \times 1,5 \times 2 \times 1090,609} \\ &= 16,09 \text{ mm} \end{aligned}$$

---

<sup>3.3)</sup> *Ibid*, hal. 7

Untuk menghubungkan poros dengan impeler dipergunakan pasak, kemudian diameter poros diperbesar dengan jalan kedalaman alur pasak pada poros ditambahkan diameter poros hasil perhitungan.

Diambil alur pasak pada poros ( $t_1$ ) = 4 mm

maka diameter poros impeler menjadi :

$$\begin{aligned} D_s &= D_{s_{\text{hitungan}}} + t_1 \\ &= 16,09 + 4 \\ &= 20,09 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter poros harus disesuaikan dengan diameter poros standart (*lampiran*), maka diambil diameter poros sebesar 22 mm.

### 3.3.2. Diameter Hub

Diameter hub harus dibuat lebih besar daripada diameter poros, dan ditentukan dengan rumus :

$$D_h = (1,31 - 1,5) D_s \dots\dots\dots 3.4)$$

Diambil diameter hub adalah :

$$\begin{aligned} D_h &= 1,4 D_s \\ &= 1,4 \times 22 \\ &= 30,8 \text{ mm} \\ &= 1,212 \text{ inc} \end{aligned}$$

---

<sup>3.4)</sup> Austin, hal. 93

### 3.3.3. Diameter Mata Impeler

Diameter mata impeler dapat ditentukan dengan rumus

$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times Q_{tot}}{V_o} + Dh^2} \text{ Inc} \dots\dots\dots 3.5)$$

Dengan

$Q_{tot}$  = kapasitas total pompa (ft<sup>3</sup> / detik)

$V_o$  = kecepatan masuk ke mata impeler (ft/detik)

$Dh$  = diameter hub (inc)

Kecepatan masuk ke mata impeler  $V_o$  biasanya sedikit lebih besar daripada kecepatan masuk flens sisi hisap. Kecepatan masuk ke mata impeler antara 10 sampai dengan 15 ft/detik. Karena kerugian turbulensi dan kerugian gesekan yang sebanding dengan kuadrat kecepatan, maka kecepatan masuk dipertahankan sekecil mungkin. Kecepatan  $V_o$  yang kecil akan menyebabkan ukuran mata impeler menjadi besar sehingga ukuran impeler tidak proporsional. (Austin, hal. 93)

Kerugian kebocoran pompa besarnya kira-kira sampai 10% kapasitas pompa. Sehingga kapasitas total pompa harus lebih besar daripada kapasitas yang telah ditentukan. (Austin, hal. 93)

Untuk menentukan kecepatan masuk flens sisi hisap, maka diambil diameter pipa flens yang sudah standart, yaitu : 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 24; 30; dan 36.

---

<sup>3.5)</sup> *Ibid*, hal. 93

Ukuran-ukuran tersebut digunakan untuk menghindarkan biaya-biaya tambahan dan penundaan pekerjaan karena pemilihan ukuran yang langka.

Diambil

diameter pipa flens = 3 inc

= 0,0762 meter

Luas penampang pipa hisap adalah

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{4} \times \pi \times d^2 \\ &= \frac{1}{4} \times \pi \times 0,0762^2 \\ &= 4,55 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

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

$$Q = A \times V \dots\dots\dots 3.6)$$

dengan

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

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

$V$  = kecepatan aliran dalam pipa (m/detik)

---

<sup>3.6)</sup> *Ibid*, hal. 9

Dari persamaan diatas dapat ditentukan kecepatan aliran dalam pipa masuk sisi hisap

$$\begin{aligned}V_s &= \frac{Q}{A} \\&= \frac{0,01}{4,55 \times 10^{-3}} \\&= 2,198 \text{ m/detik} \\&= 7,21 \text{ ft/detik}\end{aligned}$$

Di dalam saluran sisi hisap (suction), kecepatan aliran yang masuk besarnya kira-kira 4 - 18 ft/detik (Austin, hal. 90). Kecepatan aliran sisi masuk hasil perhitungan diatas telah sesuai dengan persyaratan.

Kecepatan melalui mata impeler harus lebih besar daripada kecepatan aliran sisi hisap (Austin, hal. 93), maka diambil :

$$\text{Kecepatan } V_o = 10 \text{ ft/detik}$$

Kerugian akibat kebocoran berkisar antara 2 - 10 % dari kapasitas pompa. Jadi aliran pompa harus diperbesar oleh jumlah aliran bocor tersebut. (Austin, hal. 93)

$$\text{kerugian kebocoran} = 6\%$$

maka kapasitas total

$$\begin{aligned}Q_{tot} &= 0,353 \times 1,06 \\&= 0,374 \text{ ft}^3 / \text{detik}\end{aligned}$$

Sehingga diameter mata impeler

$$\begin{aligned} D_o &= \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times 0,374}{10} + 1,212^2} \\ &= 3,175 \text{ inc} \\ &= 80,96 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.3.4. Diameter Sisi Masuk Impeler

Diameter sisi masuk impeler ( $D_1$ ) biasanya dibuat sama dengan diameter mata impeler ( $D_o$ ), agar terjadi aliran yang mulus tanpa terjadinya turbulensi yang berlebihan. (Austin, hal. 94)

maka besarnya diameter sisi masuk impeler

$$\begin{aligned} D_1 &= 80,63 \text{ mm} \\ &= 3,175 \text{ inc} \end{aligned}$$

### 3.3.5. Lebar Impeler Sisi Masuk

$$b_1 = \frac{144 \times Q_{tot}}{\pi \times D_1 \times V_{r1} \times \varepsilon_1} \text{ inc} \dots\dots\dots 3.7)$$

dengan  $Q_{tot}$  = kapasitas total pompa (ft<sup>3</sup> /detik)

$D_1$  = diameter sisi masuk impeler (inc)

$V_{r1}$  = kecepatan sisi masuk impeler arah radial (ft/detik)

$\varepsilon_1$  = faktor kontraksi

---

<sup>3.7)</sup> *Ibid*, hal. 94

Faktor kontraksi  $\varepsilon_1 = 0,8 - 0,9$  (Austin, hal. 94). Diambil harga faktor kontraksi  $\varepsilon_1 = 0,85$ .

Kecepatan radial sisi masuk biasanya lebih besar daripada kecepatan  $V_0$ , kira-kira 5 - 10% dari harga  $V_0$ . (Austin, hal 94)

Diambil  $V_{r1} = 8 \%$ . Maka kecepatan radial sisi masuk adalah

$$\begin{aligned} V_{r1} &= (0,08 \times V_0) + V_0 \\ &= (0,08 \times 10) + 10 \\ &= 10,8 \text{ ft/detik} \\ &= 3,3 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

Sehingga lebar sisi masuk impeler adalah

$$\begin{aligned} b_1 &= \frac{144 \times 0,374}{\pi \times 3,175 \times 10,8 \times 0,85} \\ &= 0,59 \text{ inc} \\ &= 14,95 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.3.6. Diameter Sisi Keluar Impeler

Diameter sisi keluar impeler dapat dicari dengan

$$D_2 = \frac{1840 \times \phi \times \sqrt{H}}{n} \text{ inc} \dots\dots\dots 3.8)$$

<sup>3.8)</sup> *Ibid*, hal. 34

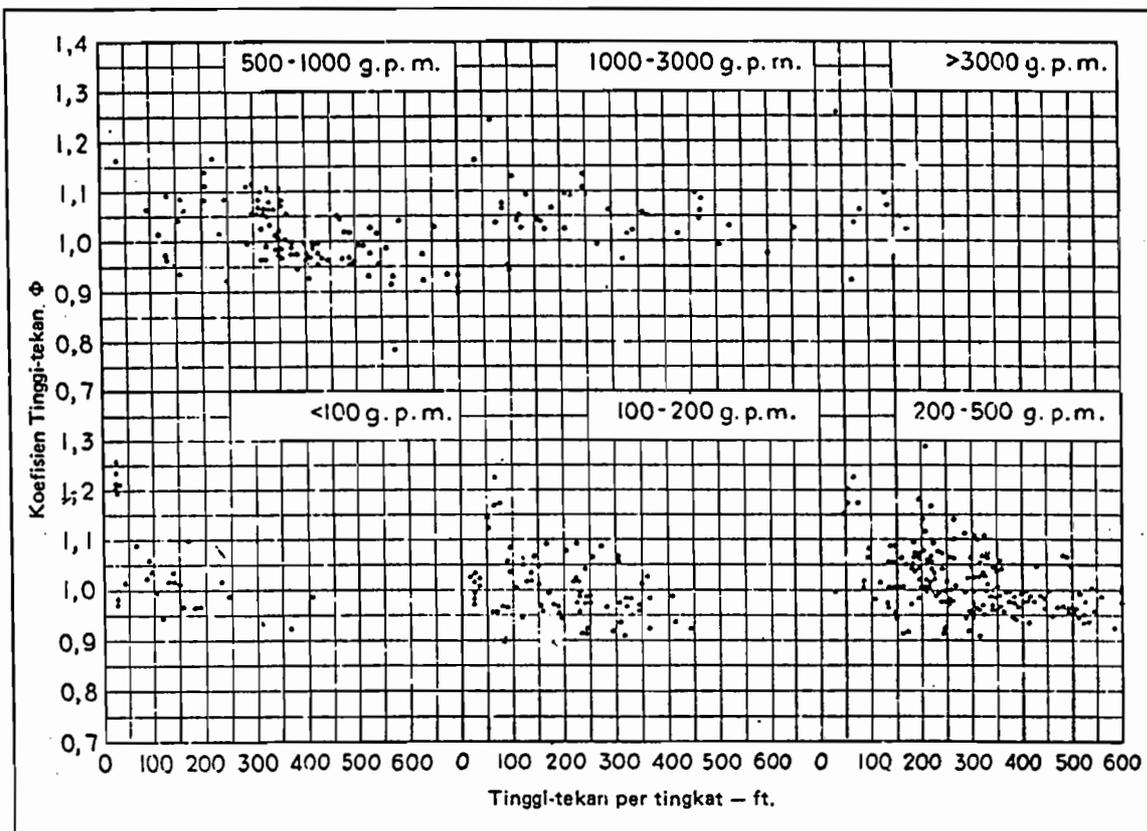
dengan

$H$  = tinggi tekan pompa (ft)

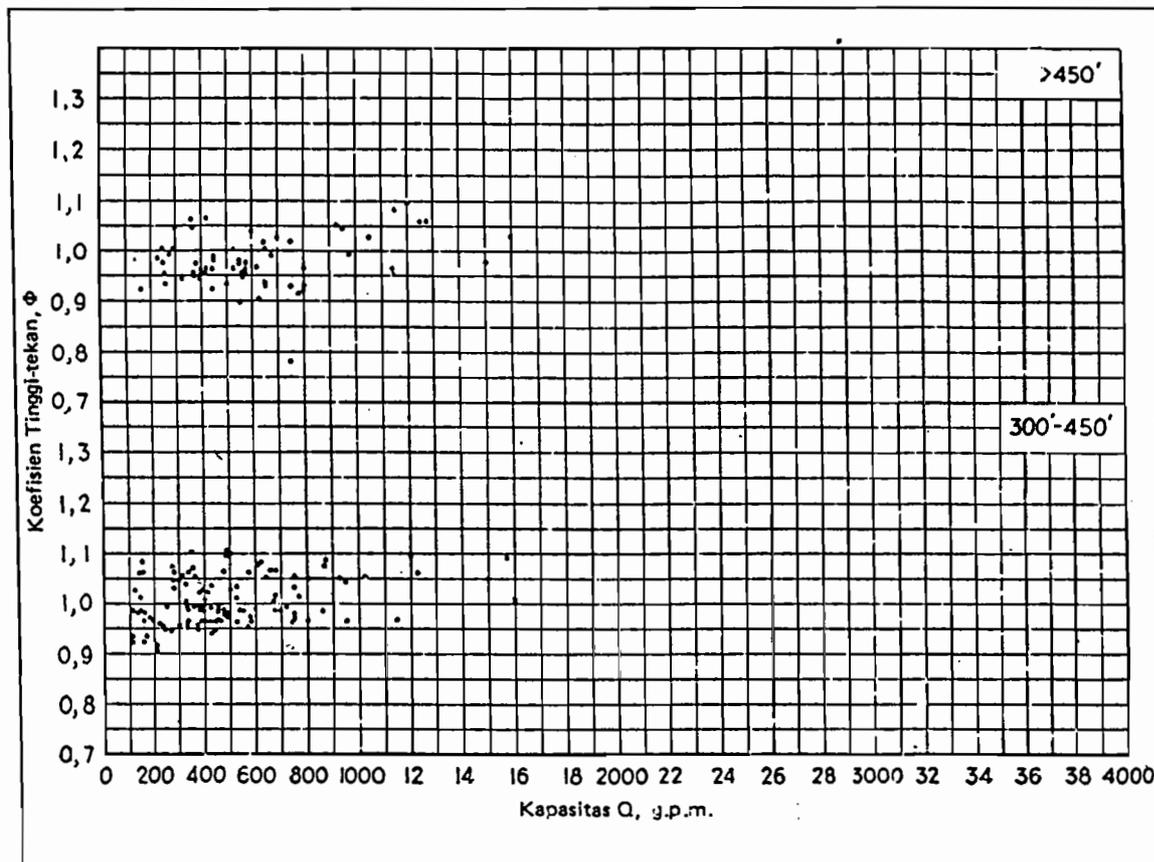
$\phi$  = koefisien tinggi tekan overall

$n$  = putaran pompa (rpm)

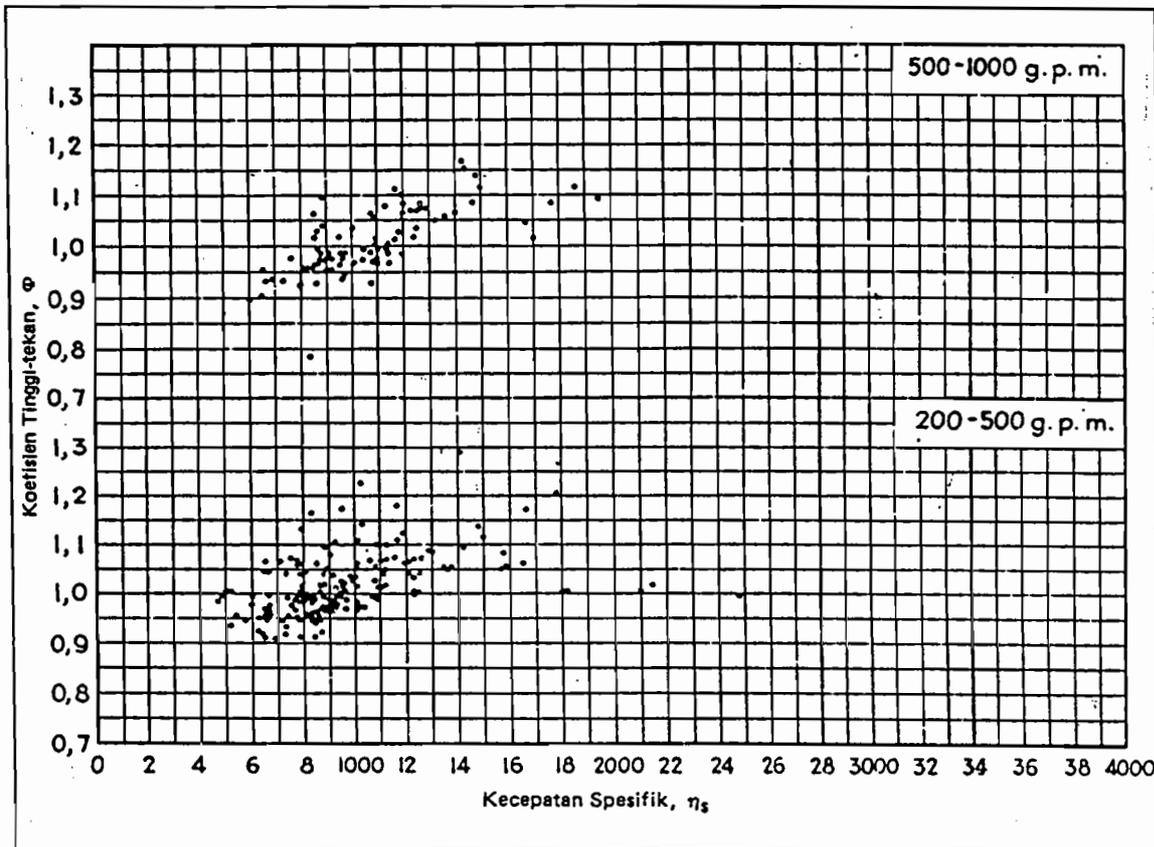
Harga koefisien tinggi tekan overall  $\phi$  antara 0,9 - 1,2 dengan harga rata-rata mendekati satu. Harga ini dapat dilihat dalam gambar 3.4, 3.5, dan 3.6.



Gambar 3.4 Titik-titik koefisien tinggi tekan  $\phi$  - tinggi tekan untuk berbagai kapasitas  
(Sumber : Austin, hal 97)



Gambar 3.5 Titik-titik koefisien tinggi tekan  $\phi$  - tinggi tekan untuk berbagai kapasitas (Sumber : Austin, hal 99)



Gambar 3.6 Titik-titik koefisien tinggi tekan  $\phi$  - kecepatan spesifik untuk berbagai jangka kapasitas (Sumber : Austin, hal 102)

Dari gambar diatas dapat diambil harga koefisien tinggi tekan overall rata-rata adalah 1,1.

Sehingga diameter sisi keluar impeler adalah

$$\begin{aligned} D_2 &= \frac{1840 \times 1,1 \times \sqrt{98}}{3600} \\ &= 5,566 \text{ inc} \\ &= 141,4 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.3.7. Lebar Sisi Keluar Impeler

Lebar sisi keluar impeler adalah

$$b_2 = \frac{144 \times Q}{Vr_2 \times D_2 \times \pi \times \epsilon_2} \text{ inc} \dots\dots\dots 3.9)$$

dengan

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

$Vr_1$  = kecepatan aliran keluar arah radial (ft/detik)

$D_2$  = diameter sisi keluar impeler (inc)

$\epsilon_2$  = faktor kontraksi impeler sisi keluar

Harga kecepatan keluar radial  $Vr_2$  dibuat sama dengan kecepatan masuk radial  $Vr_1$  atau lebih kecil 15 %. Untuk menghindari perubahan kecepatan yang

---

<sup>3.9)</sup> *Ibid*, hal. 98

mendadak. Sedangkan faktor kontraksi sisi keluar impeler  $\varepsilon_2$  harganya antara 0,9 sampai dengan 0,95. (Austin, hal. 98)

Maka diambil

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

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan radial } Vr_2 &= Vr_1 - (12\% \times Vr_1) \\ &= 10,8 - (12\% \times 10,8) \\ &= 9,504 \text{ ft/detik} \\ &= 2,897 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

Sehingga lebar sisi keluar impeler adalah

$$\begin{aligned} b_2 &= \frac{144 \times 0,374}{9,504 \times 5,566 \times \pi \times 0,90} \\ &= 0,36 \text{ inc} \\ &= 9,15 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.4. Jumlah Sudu

Pertama-tama dihitung dahulu kecepatan keliling (tangensial) pada sisi masuk impeler yang dapat ditentukan dengan persamaan

$$U_1 = \frac{\pi \times D_1 \times n}{12 \times 60} \text{ ft/detik} \dots\dots\dots 3.10)$$

dengan  $D_1$  = Diameter sisi masuk Impeler (inc)

$n$  = Putaran poros impeler (rpm)

---

<sup>3.10)</sup> *Ibid*, hal. 108

Telah diketahui bahwa

Diameter sisi masuk impeler  $D_1 = 3,175$  inc

Putaran poros impeler  $n = 3600$  rpm

maka kecepatan keliling sisi masuk impeler

$$U_1 = \frac{\pi \times 3,175 \times 3600}{12 \times 60}$$

$$= 49,84 \text{ ft/detik}$$

$$= 15,19 \text{ m/detik}$$

Kecepatan aliran radial pada sisi masuk impeler

$$V_{r_1} = 10,8 \text{ ft/detik}$$

$$= 3,3 \text{ m/detik}$$

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

$$\tan \beta_1 = \frac{V_{r_1}}{U_1}$$

$$= \frac{10,8}{48,84}$$

$$= 0,2166$$

$$\beta_1 = 12,226^\circ$$

Untuk mengimbangi kontraksi pada saat aliran ujung-ujung sudu, sudut  $\beta_1$  dapat diperbesar kira-kira  $10^\circ - 25^\circ$  (Austin, hal. 94).

Maka diambil harga  $\beta_1 = 13^\circ$

Pada sisi keluar impeler, sudut sudu sisi keluar impeler dapat ditentukan dengan batasan yang cukup besar dan dibuat lebih besar daripada sudut sudu sisi masuk impeler. Hal ini dimaksudkan untuk mendapatkan laluan yang mulus dan kontinu. Harga sudut sudu sisi keluar impeler biasanya antara  $15^\circ - 40^\circ$  (Austin, hal. 98). Maka harga sudut sudu sisi keluar impeler  $\beta_2$  diambil sebesar  $20^\circ$ .

Untuk menentukan jumlah sudu pada impeler tersebut dapat ditentukan dengan persamaan

$$z = 6,5 \times \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \times \sin \beta_m \dots\dots\dots 3.11)$$

dengan

$D_1$  = Diameter sisi masuk impeler (mm)

$D_2$  = Diameter sisi keluar impeler (mm)

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

Besarnya sudut rata-rata adalah

$$\begin{aligned} \beta_m &= \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \\ &= \frac{13 + 20}{2} \\ &= 16,5^\circ \end{aligned}$$

---

<sup>3.11)</sup> *Ibid*, hal. 105

Jumlah sudu pada impeler tersebut adalah

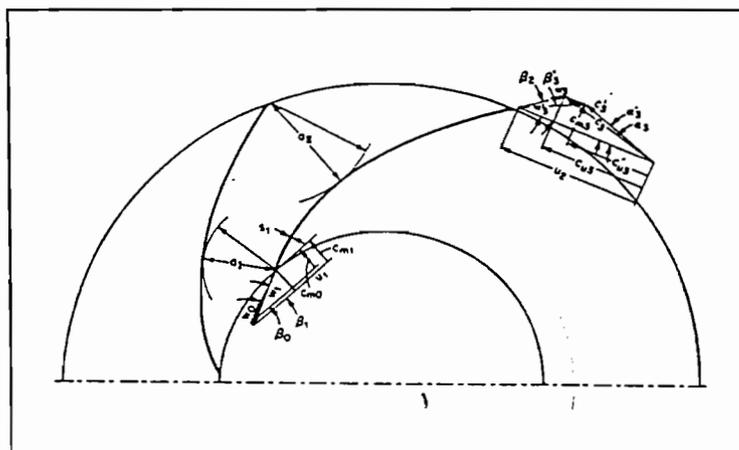
$$z = 6,5 \times \frac{4,566 + 3,175}{5,566 - 3,175} \times \sin 16,5^\circ$$
$$= 6,748 \approx 7$$

Jumlah sudu pada impeler memiliki batasan yaitu 5 - 12 buah (Austin, hal. 106). jadi jumlah sudu hasil perhitungan telah memenuhi syarat.

### 3.5. Segitiga Kecepatan (*Triangle Velocity*)

Kecepatan aliran fluida yang mengalir pada impeler dapat digambarkan dalam bentuk segitiga kecepatan. Gambaran mengenai segitiga kecepatan dapat dilihat pada gambar 3.7. Untuk menggambarkan segitiga kecepatan pada impeler dibagi menjadi dua bagian, yaitu:

1. segitiga kecepatan sisi masuk impeler
2. segitiga kecepatan sisi keluar impeler



Gambar 3.7 Segitiga kecepatan pada impeler  
(Sumber : Karassik, hal 2.7)

### 3.5.1. Segitiga Kecepatan Sisi Masuk Impeler

dalam menggambarkan segitiga kecepatan sisi masuk impeler, fluida yang masuk ke sudu-sudu impeler secara radial sehingga sudut masuk absolut  $\alpha_1 = 90^\circ$  (Austin, hal. 94).

Telah diketahui bahwa

$$\text{Kecepatan keliling absolut } (U_1) = 15,19 \text{ m/detik}$$

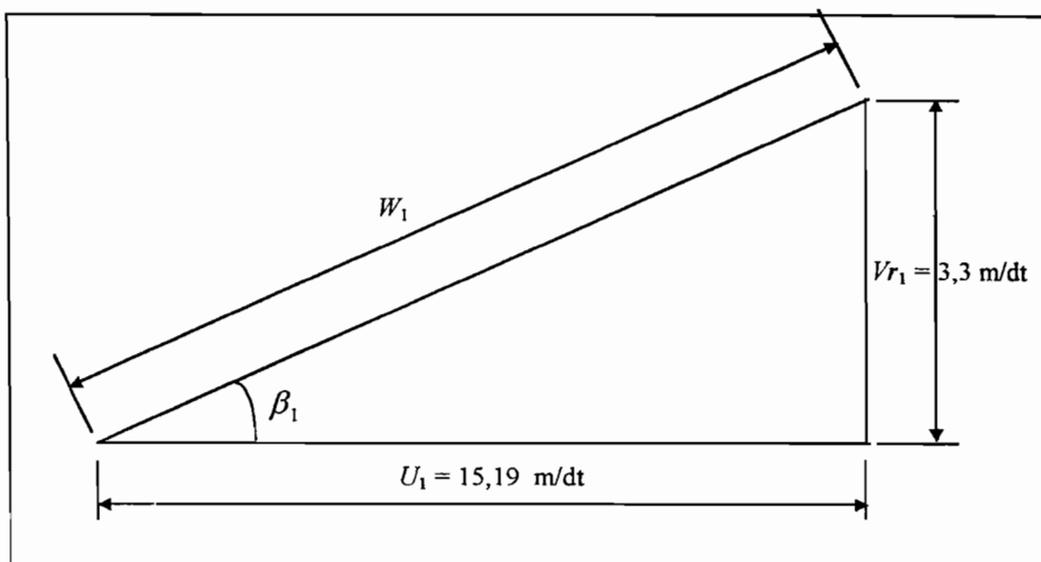
$$= 49,84 \text{ ft/detik}$$

$$\text{Sudut sudu sisi masuk } (\beta_1) = 13^\circ$$

$$\text{Kecepatan radial sisi keluar impeler } (V_{r1}) = 3,3 \text{ m/detik}$$

$$= 10,8 \text{ ft/detik}$$

Dari data tersebut di atas dapat dilukiskan segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler (gambar 3.8).



Gambar 3.8 Segitiga kecepatan sisi masuk impeler

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

$$\begin{aligned} W_1 &= \frac{U_1}{\cos \beta_1} \\ &= \frac{15,9}{\cos 13^\circ} \\ &= 15,58 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

### 3.5.2. Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler

Telah diketahui bahwa :

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan radial sisi masuk impeler } (V_{r1}) &= 2,879 \text{ m/detik} \\ &= 9,504 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

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

Maka kecepatan keliling sisi keluar impeler adalah

$$U_2 = \frac{1}{2} \left[ \frac{V_{r2}}{\tan \beta_2} + \sqrt{\left( \frac{V_{r2}}{\tan \beta_2} \right)^2 + \frac{4 \times g \times H}{K}} \right] \dots\dots\dots 3.12)$$

dengan

$$g = \text{gravitasi } (9,81 \text{ m/dt}^2)$$

$$H = \text{tinggi tekan pompa (m)}$$

$$K = \text{pewngaruh berbagai faktor pada } U_2 \text{ ( 0,6 - 0,7)}$$

---

<sup>3.12)</sup> *Ibid*, hal. 96)

Sehingga

$$\begin{aligned}
 U_2 &= \frac{1}{2} \left[ \frac{2,897}{\tan 20} + \sqrt{\left( \frac{2,897}{\tan 20} \right)^2 + \frac{4 \times 9,81 \times 30}{0,6}} \right] \\
 &= \frac{1}{2} [7,96 + 45,004] \\
 &= 26,48 \text{ m/detik} \\
 &= 86,87 \text{ ft/detik}
 \end{aligned}$$

Komponen kecepatan  $Vu_2$  sesungguhnya dari kecepatan absolut sisi keluar  $V_2$  adalah

$$\begin{aligned}
 Vu_2 &= U_2 - \frac{Vr_2}{\tan \beta_2} \\
 &= 86,87 - \frac{9,504}{\tan 20} \\
 &= 60,75 \text{ ft/detik} \\
 &= 18,51 \text{ m/detik}
 \end{aligned}$$

Komponen aktual  $V'u_2$  dari kecepatan sisi keluar absolut  $V_2'$  adalah sebagai berikut

$$V'u_2 = Vu_2 \times \eta_\infty$$

dengan  $\eta_\infty$  = untuk impeler jenis radial (0,65 - 0,75). (Austin, hal.96)

Diambil  $\eta_\infty = 0,7$

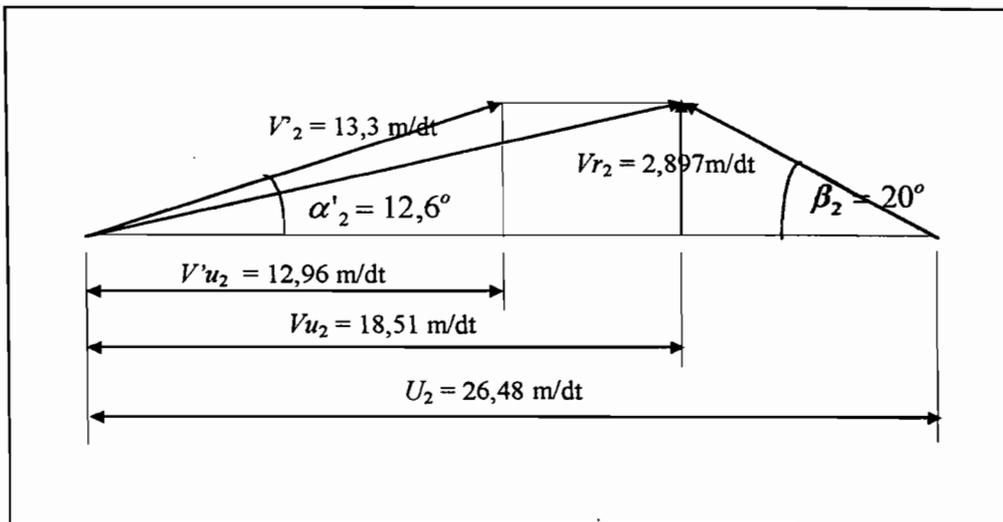
$$\begin{aligned}V' u_2 &= 60,75 \times 0,7 \\ &= 42,525 \text{ ft/detik} \\ &= 12,96 \text{ m/detik}\end{aligned}$$

Tangen sudut sisi keluar aktual adalah

$$\begin{aligned}\tan \alpha'_2 &= \frac{Vr_1}{V' u_2} \\ &= \frac{9,504}{42,525} \\ &= 0,2235 \\ \alpha'_2 &= 12,6^\circ\end{aligned}$$

Kecepatan absolut sisi keluar adalah

$$\begin{aligned}V'_2 &= \sqrt{(vr_2)^2 + (V' u_2)^2} \\ &= \sqrt{9,504^2 + 42,525^2} \\ &= 43,57 \text{ ft/detik} \\ &= 13,28 \text{ m/detik}\end{aligned}$$



Gambar 3.9 Segitiga kecepatan sisi keluar impeler

Kecepatan relatif aliran fluida teoritis

$$\begin{aligned}W_2 &= \sqrt{(Vr_2)^2 + (U_2 - Vu_2)^2} \\&= \sqrt{2,897^2 + (26,48 - 12,96)^2} \\&= 8,48 \text{ m/detik}\end{aligned}$$

## BAB IV

### PERANCANGAN SUDU

Sudu adalah bagian impeler yang berfungsi sebagai pendorong zat cair yang ada dalam impeler.

#### 4.1. Bentuk Sudu

Sudu pada impeler mempunyai bentuk yang dapat diklasifikasikan atas dasar sudut keluar  $\beta_2$ , meliputi :

##### a. Backward Curve Vanes

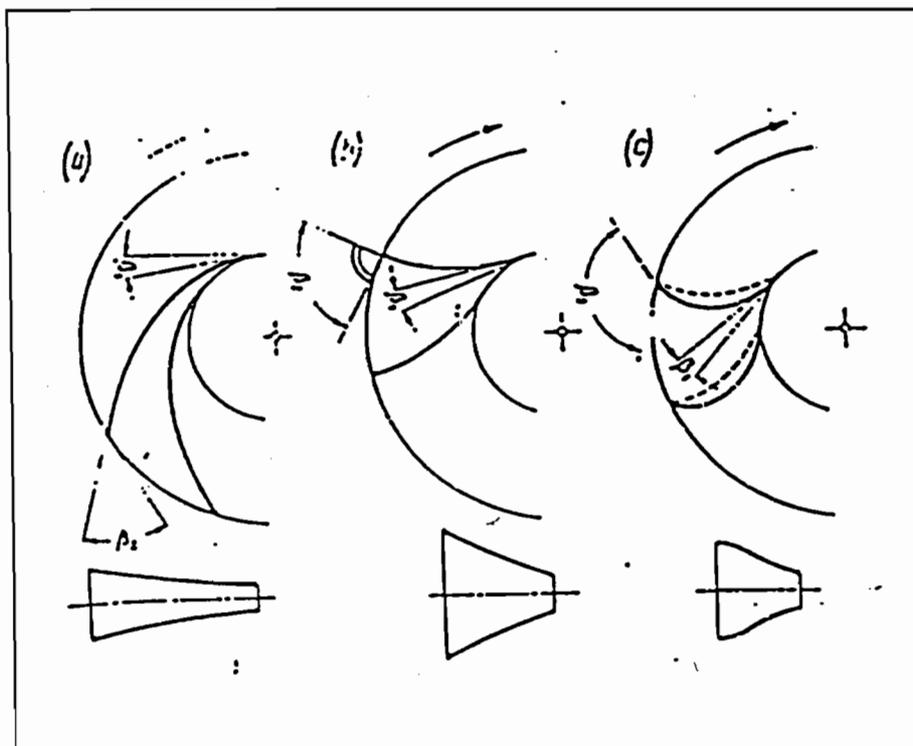
Bentuk sudu seperti ini besar sudut keluar  $\beta_2$  lebih kecil daripada  $90^\circ$ . Sudu tipe ini mempunyai kecepatan absolut paling kecil, namun dapat memberikan distribusi aliran yang merata ke impeler. Hal ini dapat mengurangi kerugian hidrolis. Bentuk sudu ini memiliki hubungan yang stabil antara tinggi tekan (*head*) dengan kapasitas yang dihasilkan.

##### b. Radial Vanes

Bentuk sudu ini memiliki sudut keluar  $\beta_2$  sama dengan  $90^\circ$ . Sudu ini dapat menimbulkan kecepatan absolut yang cukup besar, serta efisiensinya lebih tinggi daripada forward curve vanes. Head total teoritis yang dihasilkan terdiri dari 50% energi kinetik dan 50% energi potensial.

## c. Forward Curve vanes

Bentuk sudu seperti ini melengkung ke depan dengan besar sudut keluar  $\beta_2$  lebih besar daripada  $90^\circ$ . Kecepatan absolut pada sudu tipe ini paling tinggi, energi kecepatan diubah menjadi energi potensial, jalan aliran pendek, kelengkungan sudu terlalu besar, sehingga tidak cocok untuk pompa centrifugal.



Gambar 4.1 Bentuk Sudu  
(Sumber : Lazarkiewickz, hal. 98)

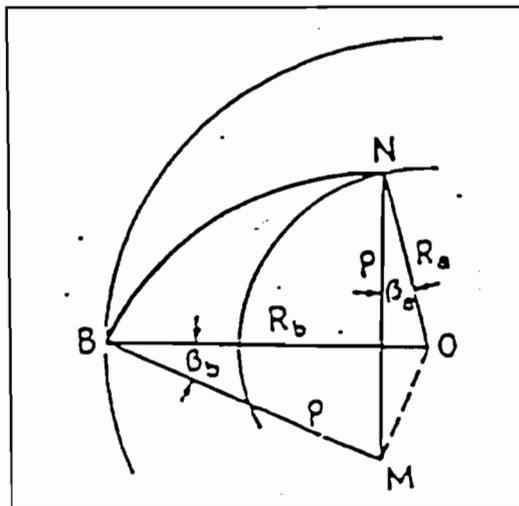
#### 4.2. Penentuan Sudu

Faktor yang mempengaruhi dalam pemilihan bentuk sudu adalah harga sudut keluar  $\beta_2$ . Harga sudut keluar  $\beta_2$  telah ditentukan dalam perhitungan sebelumnya, yaitu  $20^\circ$ . Maka dapat dipilih bentuk sudu yang sesuai yaitu bentuk sudu tipe *Backward Curve Vanes*.

#### 4.3. Pelukisan Sudu

Dalam pelukisan sudu, terdapat dua metode pelukisan yaitu metode busur tangen dan metode koordinat polar (Austin, hal. 98). Untuk perancangan sudu ini dipergunakan metode busur tangen.

Di dalam pelukisan impeler dengan metode arkus tangen, impeler dibagi menjadi beberapa lingkaran yang konsentrik antara jari-jari sisi masuk impeler dengan jari-jari sisi keluar impeler.



Gambar 4.2 Pelukisan Sudu dengan Busur Tangen  
(Sumber : Austin, hal. 104)

Sedangkan jari-jari kelengkungan busur sudu yang berada pada setiap lingkaran dapat diperoleh dengan 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 ( $^\circ$ )

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



Antara jari-jari lingkaran sisi masuk impeler dengan jari-jari lingkaran sisi keluar impeler dibagi menjadi lima lingkaran yang konsentris untuk melukiskan sudu.

Telah diketahui bahwa :

Jari-jari sisi masuk impeler ( $R_1$ ) = 40,315 mm

Jari-jari sisi keluar impeler ( $R_2$ ) = 70,7 mm

Sudut sudu sisi masuk impeler ( $\beta_1$ ) =  $13^\circ$

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

Sehingga harga jari-jari kelengkungan busur dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 4.1 , hasil perhitungan dapat dilihat dalam tabel 4.1.

---

<sup>4.1)</sup> Austin, hal. 98

Lingkaran	R	R <sup>2</sup>	β	cos β	R cos β	$\frac{R_b \cos \beta - R_a \cos \beta}{R_a \cos \beta}$	R <sub>b</sub> <sup>2</sup> - R <sub>a</sub> <sup>2</sup>	ρ (mm)
1.	40,315	1625,299	13	0,9744	39,283	5,6477	526,92	46,65
B.	46,392	2152,217	14,4	0,9685	44,931	5,555	600,78	54,07
C.	52,469	2751,996	15,8	0,9622	50,485	5,437	683,66	62,86
D.	58,546	3436,656	17,2	0,9552	55,923	5,320	739,47	69,49
E.	64,623	4176,132	18,6	0,9477	61,243	5,186	822,36	79,28
2.	70,7	4998,49	20	0,9396	66,429			

Tabel 4.1 Jari-jari kelengkungan sudu

**4.4. Tebal Sudu**

Untuk menentukan tebal sudu impeler menggunakan persamaan

$$\epsilon = \frac{\pi \times D - \frac{z \times t}{\sin \beta}}{\pi \times D} \dots\dots\dots 4.2)$$

dengan

D = Diameter lingkaran impeler (mm)

ε = faktor kontraksi

z = Jumlah sudu

t = Tebal sudu (mm)

β = Sudut sudu (°)

---

<sup>4.2)</sup> *Ibid*, hal. 106

Pada sisi masuk impeler telah diketahui bahwa :

$$\text{Diameter sisi masuk } (D_1) = 80,63 \text{ mm}$$

$$\text{Faktor kontraksi } (\varepsilon) = 0,85$$

$$\text{Jumlah sudu } (z) = 7$$

$$\text{Sudut sisi masuk impeler } (\beta_1) = 13^\circ$$

Maka tebal sudu pada sisi masuk impeler adalah

$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{(1 - \varepsilon_1) \times \pi \times D_1 \times \sin \beta_1}{z} \\ &= \frac{(1 - 0,85) \times \pi \times 80,63 \times \sin 13^\circ}{7} \\ &= 1,22 \text{ mm} \end{aligned}$$

Pada sisi keluar impeler telah diketahui bahwa :

$$\text{Diameter sisi keluar } (D_2) = 141,4 \text{ mm}$$

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

$$\text{Jumlah sudu } (z) = 7$$

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

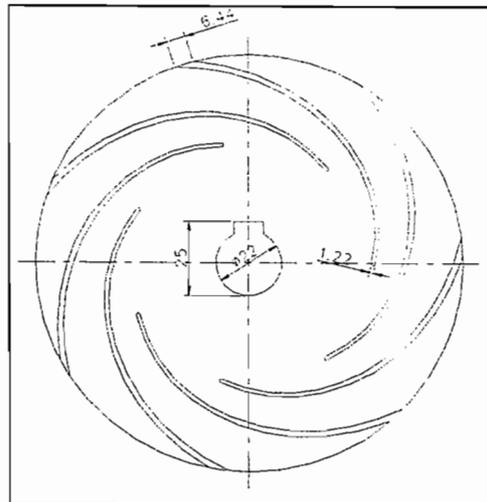
Maka tebal sudu pada sisi masuk impeler adalah

$$\begin{aligned} t_2 &= \frac{(1 - \varepsilon_2) \times \pi \times D_2 \times \sin \beta_2}{z} \\ &= \frac{(1 - 0,90) \times \pi \times 141,4 \times \sin 20^\circ}{7} \\ &= 2,17 \text{ mm} \end{aligned}$$

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

Ling karan	$D$ (mm)	$\varepsilon$	$\pi D$	$\beta$ ( $^{\circ}$ )	$\sin \beta$	$z$	$t$ (mm)
1.	80,63	0,85	253,178	13	0,225	7	1,22
B.	92,784	0,85	291,342	14,4	0,248	7	1,45
C.	104,938	0,85	329,505	15,8	0,272	7	1,66
D.	117,092	0,85	369,669	17,2	0,296	7	1,87
E.	129,246	0,85	405,832	18,6	0,319	7	2,034
2.	141,4	0,85	443,996	20	0,342	7	2,17

Tabel 4.2 Tebal Kelengkungan Sudu



Gambar 4.3 Bentuk desain sudu

#### 4.5. Lebar Laluan

Untuk menentukan lebar laluan dapat dipergunakan persamaan

$$b = \frac{144 \times Q}{\pi \times D \times \varepsilon \times v_r} \text{ inc} \dots\dots\dots 4.3)$$

dengan

$Q$  = Kapasitas pompa (ft<sup>3</sup>/detik)

$d$  = Diameter laluan (inc)

$V_r$  = Kecepatan aliran radial (ft/detik)

$\varepsilon$  = faktor kontraksi

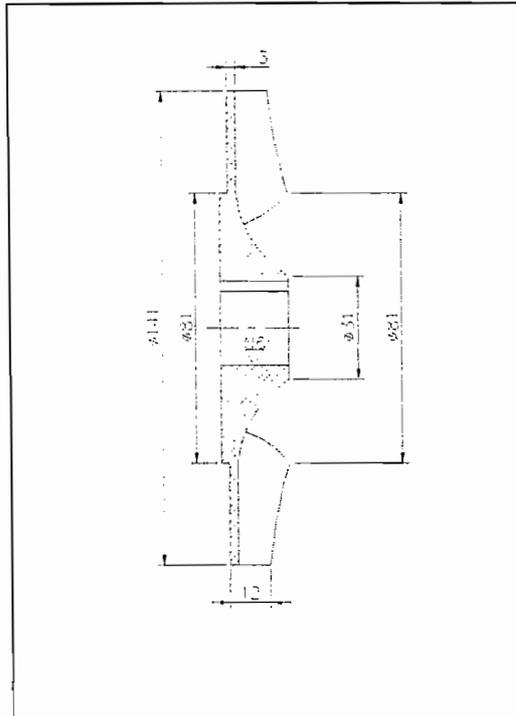
Hasil perhitungan lebar laluan dapat dilihat dalam tabel 4.3

ling karan	$D$ (inc)	$\varepsilon$	$\pi D$	$V_r$ (ft/detik)	$Q$ (ft <sup>3</sup> /detik)	$b$ (inc)	$b$ (mm)
1.	3,174	0,85	9,971	10,8	0,374	0,588	14,935
B.	3,653	0,86	11,476	10,541	0,374	0,517	13,132
C.	4,131	0,87	12,978	10,281	0,374	0,464	11,785
D.	4,61	0,88	14,483	10,022	0,374	0,422	10,718
E.	5,088	0,89	15,984	9,763	0,374	0,387	9,829
2.	5,567	0,90	17,489	9,504	0,374	0,36	9,144

Tabel 4.3 Lebar laluan b

<sup>4.3)</sup> *Ibid*, hal. 106

Dari perhitungan di atas, dapat digambarkan penampang impeler dan sudu seperti gambar 4.4.



Gambar 4.4 Penampang impeler

#### 4.6. Bahan Impeler

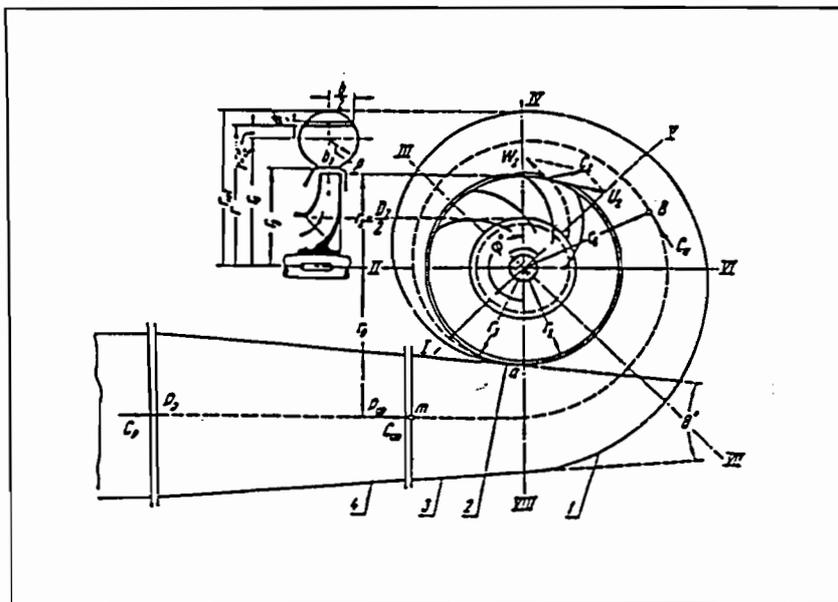
Dalam menentukan bahan impeler yang akan dipergunakan harus memperhatikan sifat-sifat fluida yang akan dipompa dan juga keadaan sekitar daerah pemompaan. Di dalam perancangan ini fluida yang akan dipompakan adalah air dari sungai (air tawar), dengan melihat tabel bahan pompa (*lampiran*) maka bahan impeler yang cocok adalah **baja karbon cor**.

## BAB V

### PERANCANGAN RUMAH POMPA

#### 5.1. Pendahuluan

Rumah pompa merupakan bagian pompa yang mengelilingi impeler. Rumah pompa ini berfungsi sebagai penampung dan mengalirkan fluida dari impeler keluar melalui saluran buang. Selain itu juga berfungsi untuk mengubah tinggi tekan yang disebabkan oleh kecepatan fluida (*velocity head*) yang meninggalkan impeler menjadi energi tekanan seefisien mungkin. Untuk pompa sentrifugal, fluida yang meninggalkan impeler dikumpulkan dalam ruangan yang berbentuk spiral (rumah keong).



Gambar 5.1 Dimensi rumah keong  
(Sumber : Khetagurov, hal. 246)

## 5.2. Perancangan Rumah Pompa

Di dalam perancangan rumah keong, rumah keong dibagi menjadi beberapa bagian dan penampang volut diasumsikan berbentuk lingkaran. Antara sisi keluar impeler dengan lidah (*tongue*) casing perlu diberi jarak antara (*clearence*).

Jari-jari lidah dibuat lebih besar daripada jari-jari luar impeler. Besarnya jari-jari lidah diperoleh dengan persamaan

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

dengan

$$r_2 = \text{jari-jari sisi luar impeler (mm)}$$

Telah diketahui bahwa  $r_2 = 70,7$  mm, maka besarnya jari-jari lidah adalah

$$\begin{aligned} r_3 &= 1,05 \times 70,7 \\ &= 74,235 \text{ mm} \end{aligned}$$

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

$$b_3 = b_2 + 0,025.r_2 \text{ mm} \dots\dots\dots 5.2)$$

dengan

$$b_2 = \text{lebar sisi keluar impeler (mm)}$$

Telah diketahui bahwa  $b_2 = 9,15$  mm, maka lebar celah volut  $b_3$  adalah

$$\begin{aligned} b_3 &= 9,15 + (0,025 \times 70,7) \\ &= 10,917 \text{ mm} \end{aligned}$$

---

<sup>5.1)</sup> Khetagurov, hal. 248

<sup>5.2)</sup> *Ibid*, hal. 248

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

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

dengan

$\varphi^\circ$  = sudut per bagian ( $^\circ$ )

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

$\chi$  = konstanta

Untuk memperoleh konstanta  $\chi$  dipergunakan persamaan

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

dengan

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

$k_u$  = Konstanta

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

$$V_{U3} \times r_3 = V_{U2} \times r_2 = V_U \times r = k_u = \text{konstan} \dots\dots\dots 5.5)$$

---

<sup>5.3)</sup> *Ibid*, hal. 248

<sup>5.4)</sup> *Ibid*, hal. 247

<sup>5.5)</sup> *Ibid*, hal. 239

Dalam perhitungan sebelumnya, pada sisi impeler telah diperoleh

$$\text{Kecepatan absolut aliran fluida } (V_U) = 18,51 \text{ m/detik}$$

$$\text{Jari-jari sisi keluar impeler } (r_2) = 70,7 \text{ mm}$$

$$= 0,0707 \text{ m}$$

Maka harga konstanta  $k_u$  adalah

$$k_u = V_{U2} \times r_2$$

$$= 18,51 \times 0,0707$$

$$= 1,308 \text{ m}^2/\text{detik}$$

Dengan kapasitas pompa  $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{detik}$ , maka harga konstanta  $\chi$  dapat diperoleh, yaitu :

$$\chi = \frac{720}{0,01} \times 1,308 \times \pi$$

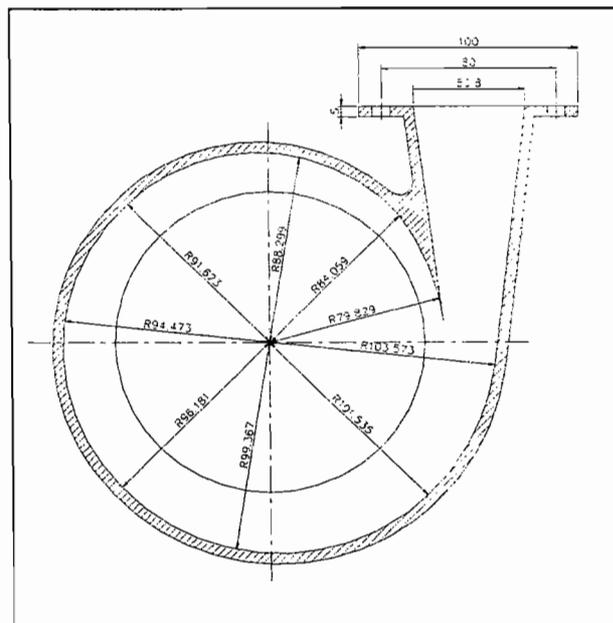
$$= 295862,63 / \text{m}$$

$$= 295,86 / \text{mm}$$

Setelah semua harga konstanta diketahui, maka dengan menggunakan persamaan 5.3 dapat dicari harga jari-jari volut (Tabel 5.1).

Bagian	$\varphi^\circ$	$\frac{\varphi^\circ}{\chi}$	$2\frac{\varphi^\circ}{\chi}r_3$	$\sqrt{2\frac{\varphi^\circ}{\chi}r_3}$	$\rho$ (mm)	$r_3 + \rho$ (mm)	$r_{vol}$ (mm)
I	15	0,0507	7,499	2,738	2,788	77,041	79,829
II	45	0,152	22,573	4,751	4,903	79,156	84,059
III	90	0,304	45,156	6,719	7,023	81,276	88,299
IV	135	0,456	67,719	8,229	8,685	82,938	91,623
V	180	0,608	90,291	9,502	10,11	84,363	94,473
VI	225	0,761	104,102	10,203	10,964	85,517	96,181
VII	270	0,913	135,586	11,644	12,557	86,81	99,367
VIII	315	1,065	158,159	12,576	13,641	87,894	101,535
IX	360	1,217	180,732	13,443	14,66	88,913	103,537
X	370	1,251	185,781	13,630	14,881	89,134	104,015

Tabel 5.1 Hasil perhitungan rumah keong



Gambar 5.2 Perancangan Rumah keong

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

$$\begin{aligned}V_d &= \frac{Q}{A} \\&= \frac{0,01}{\frac{1}{4} \times \pi \times 0,0508^2} \\&= 4,936 \text{ m/detik} \\&= 16,195 \text{ ft/detik}\end{aligned}$$

Dari perhitungan kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan di atas, harga kecepatan aliran fluida telah memenuhi persyaratan yang ditentukan, sehingga pemilihan diameter pipa telah sesuai. Pipa tekan dengan nosel buang akan disambungkan menjadi satu, maka diameter nosel buang sama dengan diameter pipa tekan, yaitu 2 inc (50,8 mm).

#### 5.4. Penentuan Bahan Rumah Pompa

Penentuan bahan rumah pompa dapat melihat pada tabel (*lampiran*), dengan mempertimbangkan sifat-sifat fluida yang dipompakan. Maka untuk fluida air sawah (tawar) dapat dipilih bahan rumah pompa yang cocok yaitu **plat baja**.

### 5.3. Nosel Buang (*Discharge Nozzle*)

Nosel buang merupakan bagian rumah keong yang dihubungkan dengan saluran pipa tekan. Maka penampang ujung nosel buang dengan penampang pipa tekan adalah sama. Pada saluran pipa tekan, diameter pipa biasanya dibuat lebih kecil daripada diameter pipa hisapnya. Hal ini berfungsi untuk menghindari kesukaran-kesukaran akibat terjadinya kavitasi.

Untuk menentukan diameter pipa dapat dipergunakan ukuran diameter pipa standart (lampiran) yang ada di pasaran. Pemilihan diameter pipa tekan harus sesuai dengan kecepatan aliran fluida dalam pipa tersebut. Kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan memiliki batas kecepatan, yaitu 12 sampai dengan 40 ft/detik (Austin, hal. 90). Bila kecepatan aliran fluida dalam pipa tersebut telah sesuai dengan batasan tersebut, maka pemilihan pompa telah sesuai dan aman.

Dalam perancangan ini direncanakan ukuran diameter pipa tekan adalah

$$\begin{aligned} \text{Diameter} &= 2 \text{ inc} \\ &= 50,8 \text{ mm} \\ &= 0,0508 \text{ m} \\ \text{Kapasitas pompa } Q &= 0,01 \text{ m}^3/\text{detik} \\ &= 158,53 \text{ gpm} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned}V_d &= \frac{Q}{A} \\&= \frac{0,01}{\frac{1}{4} \times \pi \times 0,0508^2} \\&= 4,936 \text{ m/detik} \\&= 16,195 \text{ ft/detik}\end{aligned}$$

Dari perhitungan kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan di atas, harga kecepatan aliran fluida telah memenuhi persyaratan yang ditentukan, sehingga pemilihan diameter pipa telah sesuai. Pipa tekan dengan nosel buang akan disambungkan menjadi satu, maka diameter nosel buang sama dengan diameter pipa tekan, yaitu 2 inc (50,8 mm).

#### 5.4. Penentuan Bahan Rumah Pompa

Penentuan bahan rumah pompa dapat melihat pada tabel (*lampiran*), dengan mempertimbangkan sifat-sifat fluida yang dipompakan. Maka untuk fluida air sawah (tawar) dapat dipilih bahan rumah pompa yang cocok yaitu **plat baja**.

## BAB VI

### PERANCANGAN POROS

Poros dalam perancangan ini merupakan bagian pompa yang berfungsi untuk meneruskan daya dari motor penggerak ke impeler. Poros juga berfungsi sebagai penumpu impeler yang dimasukkan ke lubang poros pada impeler. Untuk menetapkan sambungan poros dengan impeler dengan menggunakan pasak.

#### 6.1. Tinjauan Beban Poros

Poros pompa menderita dua beban, yaitu beban puntir dan beban lentur. Beban puntir disebabkan oleh momen puntir yang berasal dari motor penggerak, dan beban lentur berasal dari bobot impeler yang ditumpu poros dan gaya radial pada impeler tersebut.

Dalam perhitungan terdahulu telah diketahui bahwa momen puntir yang diterima poros  $T = 1090,609 \text{ kg mm}$ .

Bobot impeler dapat diperoleh dengan persamaan

$$w_1 = \frac{1}{4} \times \pi \times (D_2^2 - d_s^2) \times b \times \gamma \dots\dots\dots 6.1)$$

dengan

$D_2$  = diameter sisi luar impeler (mm)

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

---

<sup>6.1)</sup> Sularso, hal. 23

$b$  = lebar impeler (mm)

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

Telah diketahui bahwa

Diameter luar impeler ( $D_2$ ) = 141,4 mm

Diameter lubang poros ( $d_s$ ) = 22 mm

Lebar impeler ( $b$ ) = 5 mm

Berat jenis bahan impeler ( $\gamma$ ) =  $7,833 \times 10^{-6} \text{ kg}/\text{mm}^2$

Maka bobot impeler adalah

$$w_1 = \frac{1}{4} \times \pi \times (141,4^2 - 22^2) \times 5 \times 7,833 \times 10^{-6}$$

$$= 0,59 \text{ kg}$$

Gaya radial pada impeler dapat ditentukan dengan persamaan

$$Fr = 0,433 \times Kr \times Sg \times H \times D_2 \times b_2 \dots\dots\dots 6.2)$$

dengan

$Kr$  = koefisien eksperimental

$Sg$  = berat jenis fluida yang dipompa ( $\text{lb}/\text{inc}^3$ )

$H$  = tinggi tekan pompa (inc)

$D_2$  = diameter sisi luar impeler (inc)

$b_2$  = lebar impeler (inc)

---

<sup>6.2)</sup> Karassik, hal. 2.244

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui

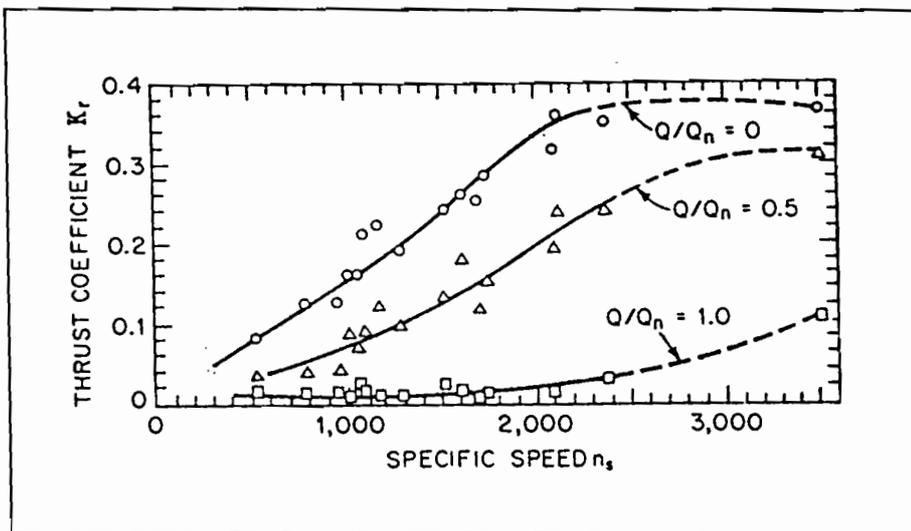
$$\text{Berat jenis air } (\gamma) = 3,613 \times 10^{-2} \text{ lb/inc}^3$$

$$\text{Tinggi tekan pompa } (H) = 1176 \text{ inc}$$

$$\text{Diameter sisi luar impeler } (D_2) = 5,566 \text{ inc}$$

$$\text{Lebar impeler sisi luar } (b_2) = 0,36 \text{ inc}$$

Harga koefisien  $K_r$  dapat diperoleh menggunakan grafik seperti pada gambar 6.1.



Gambar 6.1 Harga koefisien eksperimental  $K_r$   
(Sumber : Karassik, hal. 2.244)

Dari gambar 6.1 dapat diperoleh harga koefisien eksperimental  $K_r = 0,03$ .

Maka gaya radial pada impeler adalah

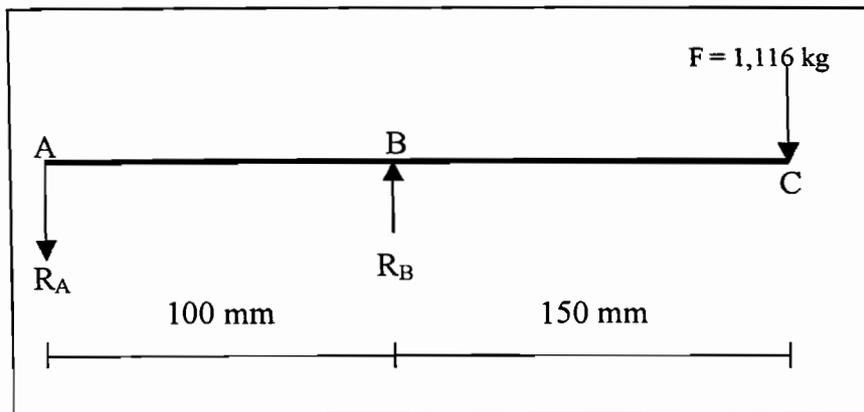
$$Fr = 0,433 \times 0,03 \times 3,613 \times 10^{-2} \times 1176 \times 5,566 \times 0,36$$

$$= 1,16 \text{ lb}$$

$$= 0,526 \text{ kg}$$

Jumlah beban lentur yang diterima poros adalah

$$\begin{aligned}
 F &= Fr + w_1 \\
 &= 0,526 + 0,59 \\
 &= 1,116 \text{ kg}
 \end{aligned}$$



Gambar 6.2 Reaksi – reaksi pada bantalan A - B

Dimana

A – B adalah bantalan dengan jarak antar bantalan = 100 mm

B - C adalah jarak bantalan dengan impeler = 150 mm

Reaksi yang terjadi pada tumpuan A adalah

$$\begin{aligned}
 \sum M_B &= 0 \\
 0 &= -R_A \times b + F \times a \\
 R_A &= \frac{F \times a}{b} \\
 &= \frac{1,116 \times 150}{100} = 1,674 \text{ kg } (\downarrow)
 \end{aligned}$$

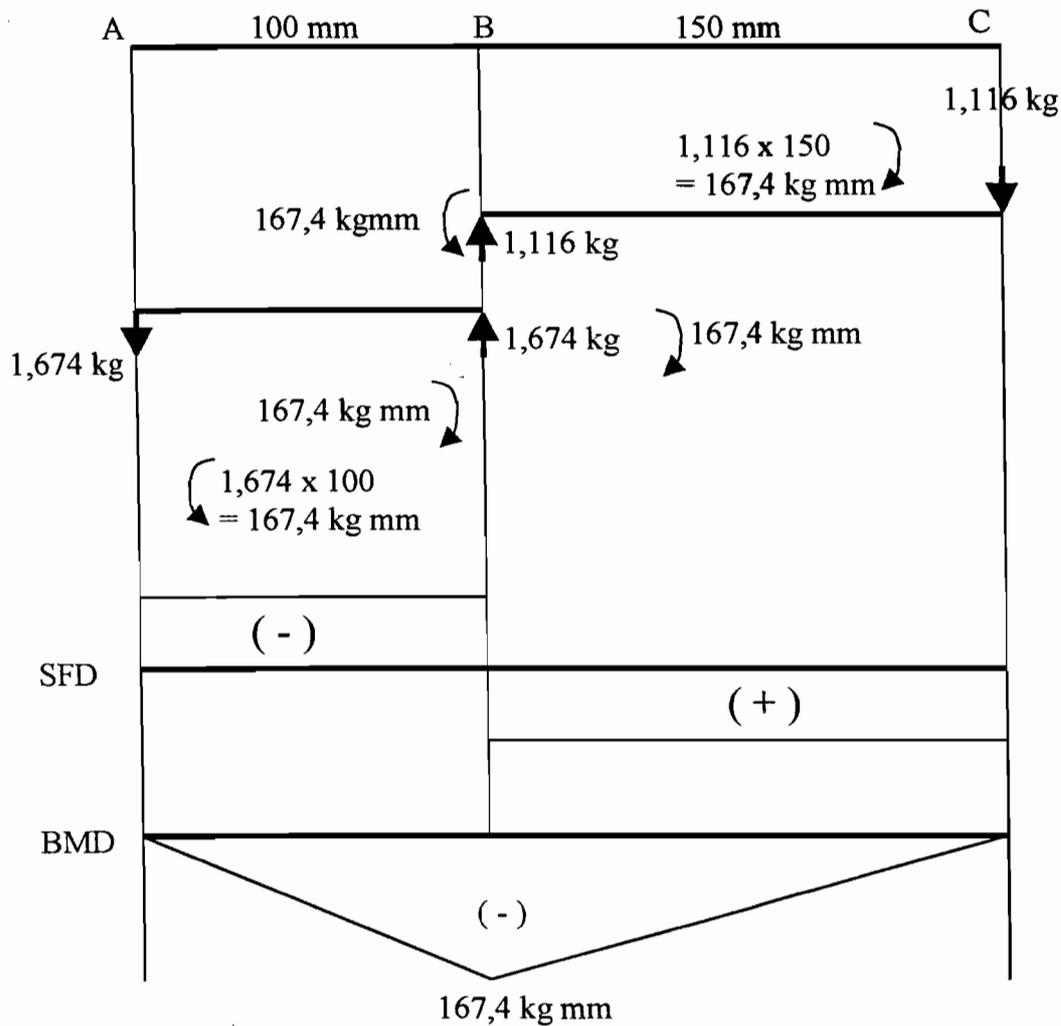
Reaksi yang terjadi pada tumpuan B adalah

$$\sum P_V = 0$$

$$0 = R_B - R_A - F$$

$$R_B = F + R_A$$

$$= 1,116 + 1,674 = 2,79 \text{ kg } (\uparrow)$$



Gambar 6.3 Diagram gaya geser dan momen lentur

Dari gambar 6.3 terlihat bahwa momen lentur maksimal terjadi pada tumpuan B yaitu sebesar 167,4 kg mm.

## 6.2 Penentuan Diameter Poros

Dari bab 3 telah diketahui bahwa bahan untuk poros adalah S30C dengan kekuatan tarik bahan adalah 48 kg/mm<sup>2</sup>. Dengan kemungkinan poros dibuat bertingkat maka tegangan lentur bahan yang diijinkan diperoleh sebesar 4 kg/mm<sup>2</sup>.

Diameter poros yang dipengaruhi beban puntir dan beban lentur dapat diperoleh dengan persamaan

$$ds = \left[ \frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(km \times M)^2 + (kt \times T)^2} \right]^{1/3} \dots\dots\dots 6.3)$$

dengan

$\tau_a$  = tegangan lentur bahan yang diijinkan (kg/mm<sup>2</sup>)

$km$  = faktor koreksi beban lentur

$kt$  = faktor koreksi beban puntir

$M$  = momen lentur (kg mm)

$T$  = momen puntir (kg mm)

Dalam perancangan ini diambil

Faktor koreksi beban lentur ( $km$ ) = 2

Faktor koreksi beban puntir ( $kt$ ) = 1,5

---

<sup>6.3)</sup> Sularso dan Suga, hal. 18

Maka besarnya diameter poros adalah

$$\begin{aligned} ds &= \left[ \frac{5,1}{4} \sqrt{(2 \times 167,4)^2 + (1,5 \times 1090,609)^2} \right]^{1/3} \\ &= \left[ 1,275 \sqrt{112091,04 + 2676212,979} \right]^{1/3} \\ &= 12,86 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk menyesuaikan dengan lubang poros impeler yang telah ditentukan sebelumnya, maka diambil diameter poros 22 mm.

### 6.3 Konsentrasi Tegangan Poros

Dalam perancangan poros bertingkat ini

$$\text{Diameter poros } (D) = 25 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter poros } (d) = 22 \text{ mm}$$

Harga jari-jari fillet poros

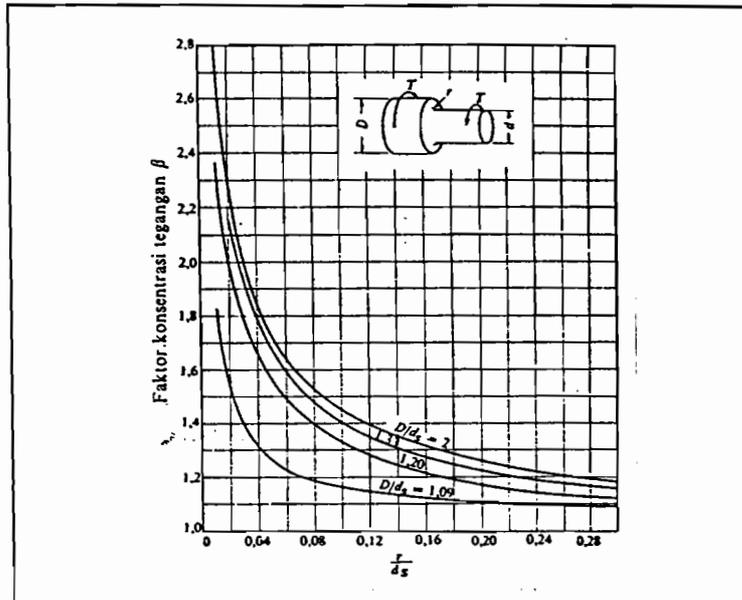
$$\begin{aligned} r &= \frac{D-d}{2} \\ &= \frac{25-22}{2} \\ &= 1,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Perbandingan jari-jari fillet dengan diameter poros

$$\frac{r}{d} = \frac{1,5}{22} = 0,068$$

Perbandingan diameter poros

$$\frac{D}{d} = \frac{25}{22} = 1,136$$



Gambar 6.4 Faktor konsentrasi tegangan  $\beta$  poros bulat dengan pengecilan diameter poros yang diberi fillet  
(Sumber : Sularso dan Suga, hal. 11)

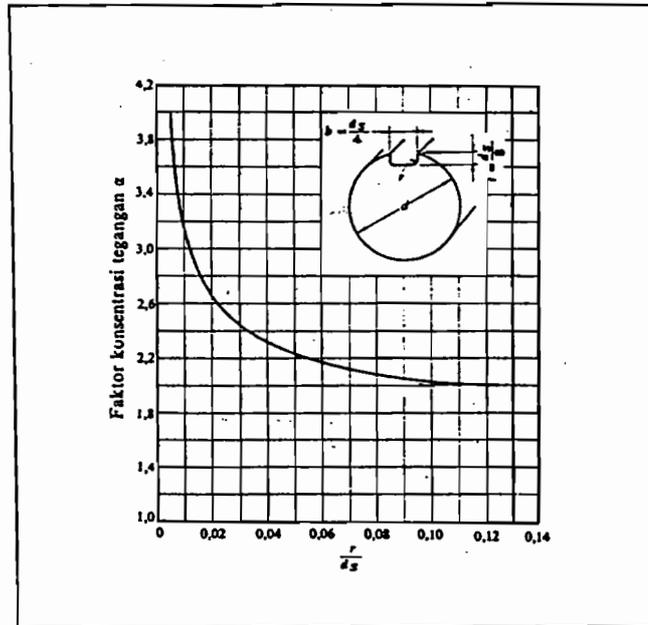
Dari gambar 6.4 didapatkan harga faktor konsentrasi tegangan  $\beta = 1,3$

Pasak yang digunakan berukuran 7 x 7, dan jari-jari fillet alur pasak = 0,5mm.

Perbandingan jari-jari fillet dengan diameter poros adalah

$$\frac{r}{d} = \frac{0,5}{22} = 0,023$$

Dari gambar 6.5 diperoleh harga faktor konsentrasi tegangan  $\alpha = 2,6$ .



Gambar 6.5 Faktor konsentrasi tegangan  $\alpha$  pada poros bulat dengan alur pasak yang diberi fillet (Sumber : Sularso dan Suga, hal. 9)

Persyaratan dalam perancangan poros yang harus dipenuhi adalah harga faktor konsentrasi tegangan  $\alpha$  harus lebih besar daripada faktor konsentrasi tegangan  $\beta$ .

$$\alpha > \beta$$

$$3,1 > 1,2 \text{ (aman)}$$

Untuk poros yang mendapat beban puntir dan lentur, tegangan geser maksimum poros dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$\tau_{mak} = \frac{5,1}{ds^3} \sqrt{(km \times M)^2 + (kt \times T)^2} \text{ kg/mm}^2 \dots\dots\dots 6.4)$$

<sup>6.4)</sup> Ibid, hal. 18

sehingga tegangan geser maksimum poros adalah

$$\begin{aligned}\tau_{mak} &= \frac{5,1}{22^3} \sqrt{(2 \times 167,4)^2 + (1,5 \times 1090,609)^2} \\ &= 0,799 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Persyaratan yang harus dipenuhi agar hasil perancangan poros aman adalah

$$\begin{aligned}\tau_a \times sf_2 &> \tau_{mak} \times \alpha \\ 4 \times 2 &> 0,799 \times 2,6 \\ 8 &> 2,0488 \text{ (aman)}\end{aligned}$$

#### 6.4. Defleksi Puntiran

Besarnya defleksi puntiran dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\theta = 584 \times \frac{T \times L}{G \times ds^4} \dots\dots\dots 6.5)$$

dengan

$T$  = momen puntir (kg mm)

$L$  = panjang poros (mm)

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

$Ds$  = diameter poros (mm)

---

<sup>6.5)</sup> Ibid, hal. 18

Telah diketahui bahwa

$$\text{Momen puntir } (T) = 1090,609 \text{ kg mm}$$

$$\text{Diameter poros } (ds) = 22 \text{ mm}$$

$$\text{Modulus geser } (G) = 8300 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Diambil panjang poros } (L) = 250 \text{ mm}$$

Maka defleksi puntiran adalah

$$\begin{aligned} \theta &= 584 \times \frac{1090,609 \times 250}{8300 \times 22^4} \\ &= 0,082^\circ \end{aligned}$$

Batas defleksi puntiran adalah  $0,25^\circ$ , sehingga poros tersebut aman karena defleksi puntiran hasil perhitungan lebih kecil dari  $0,25^\circ$ .

### 6.5. Defleksi Lenturan Poros

Beban-beban lentur yang bekerja pada poros menyebabkan poros melentur.

Besarnya defleksi lenturan poros maksimum dapat ditentukan dengan persamaan

$$Y_{mak} = \frac{W}{3E} \left( \frac{x^3}{I_x} + \frac{a^3 - x^3}{I_a} + \frac{a^2 l}{I_b} \right) \dots\dots\dots 6.6)$$

---

<sup>6.6)</sup> Lazarkiewics, hal. 329

dengan

$W$  = beban lentur yang diterima poros (kg)

$E$  = modulus elastisitas bahan (kg/mm<sup>2</sup>)

$x$  = panjang poros kedudukan impeler (mm)

$a$  = jarak pusat tumpuan dengan pusat impeler (mm)

$b$  = jarak pusat antar tumpuan (mm)

Momen inersia dapat ditentukan dengan persamaan

$$I = \frac{\pi \times ds^4}{64} \dots\dots\dots 6.7)$$

dengan

$ds$  = diameter poros per tingkat (mm)

Untuk diameter poros  $ds = 22$  mm, maka

$$I_x = \frac{\pi \times 22^4}{64} = 11493,185 \text{ mm}^4$$

Untuk diameter poros  $ds = 25$  mm, maka

$$I_a = \frac{\pi \times 25^4}{64} = 19287,12 \text{ mm}^4$$

Untuk diameter poros  $ds = 30$  mm, maka

$$I_b = \frac{\pi \times 30^4}{64} = 39740,625 \text{ mm}^4$$

---

<sup>6.7)</sup> Mata kuliah elemen mesin II

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

Telah diketahui bahwa

$$\text{Beban lentur } (W) = 1,116 \text{ kg}$$

$$\text{Panjang kedudukan impeler } (x) = 10 \text{ mm}$$

$$\text{Jarak pusat antar tumpuan } (b) = 100 \text{ mm}$$

$$\text{Jarak pusat impeler dengan tumpuan } (a) = 155 \text{ mm}$$



Maka besarnya defleksi lenturan adalah

$$Y_{mak} = \frac{1,116}{3 \times 21500} \left( \frac{10^3}{11493,185} + \frac{155^3 - 10^3}{19287,12} + \frac{155^2 \cdot 100}{39740,625} \right)$$

$$= 0,0044 \text{ mm}$$

Batas defleksi lenturan ijin adalah 0,12 mm (Lazarkiewics, hal. 329) sehingga poros tersebut aman.

## 6.6 Putaran Kritis

Besarnya putaran kritis poros dapat ditentukan dengan persamaan

$$N_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{Y_{mak}}} \text{ rpm} \dots\dots\dots 6.8)$$

dengan

$$g = \text{percepatan gravitasi } (9810 \text{ mm/det}^2)$$

$$Y_{mak} = \text{defleksi lenturan maksimum (mm)}$$

---

<sup>6.8)</sup> Mata kuliah elemen mesin II

Sehingga putaran kritis poros

$$N_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9810}{0,0044}}$$
$$= 14266 \text{ rpm}$$

Kecepatan operasi poros akan aman bila beroperasi 20% di bawah putaran kritis poros. (Austin, hal. 292)

$$N_{crl} = N_{cr} - 0,2 \times N_{cr}$$
$$= 14266 - 0,2 \times 14266$$
$$= 11413 \text{ rpm}$$

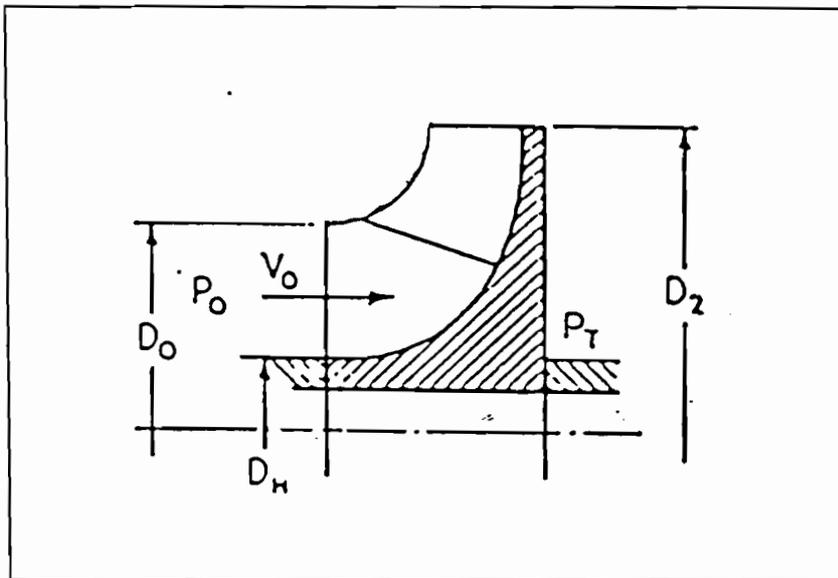
Dalam perancangan ini poros beroperasi pada putaran 3600 rpm dibawah batas bawah putaran kritis, sehingga putaran poros tersebut aman.

## BAB VII

### PERANCANGAN ELEMEN PENDUKUNG

#### 7.1. Pengimbang Gaya Aksial

Pada impeler hisapan tunggal akan mengalami dorongan arah aksial yang disebabkan oleh gaya-gaya yang bekerja pada impeler. Gaya yang bekerja pada impeler diakibatkan karena perubahan momentum fluida yang memasuki impeler. Gaya ini cenderung menggerakkan impeler menjauhi sisi hisap pompa. Gaya ini bekerja pada luasan yang dibatasi cincin yang berdiameter  $D_o$  dan  $D_H$ .



Gambar 7.1 Bagian Leher Impeler  
(Sumber : Austin, hal. 156)

Fluida yang keluar dari impeler tekanannya lebih tinggi daripada tekanan pada sisi hisap. Akibat perbedaan tekanan tersebut menimbulkan gaya aksial yang menggerakkan impeler menuju sisi hisap.

Perbedaan tekanan yang terjadi dapat diperoleh dengan persamaan

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

dengan

$P_T$  = tekanan fluida dibelakang impeler ( $\text{kg/m}^2$ )

$P_o$  = tekanan fluida didepan impeler ( $\text{kg/m}^2$ )

$U_2$  = kecepatan keliling fluida sisi luar impeler (m/detik)

$U_1$  = kecepatan keliling fluida sisi masuk impeler (m/detik)

$\gamma$  = berat jenis fluida yang dialirkan ( $\text{kg/m}^3$ )

Telah diketahui bahwa

Kecepatan keliling fluida sisi luar impeler ( $U_2$ ) = 26,48 m/detik

Kecepatan keliling fluida sisi masuk impeler ( $U_1$ ) = 15,19 m/detik

Berat jenis air yang dipompakan ( $\gamma$ ) = 1000  $\text{kg/m}^3$

Percepatan gravitasi ( $g$ ) = 9,81  $\text{m/detik}^2$

Sehingga perbedaan tekanan sisi masuk dan keluar adalah

$$\begin{aligned} P_T - P_o &= \frac{3}{4} \times \frac{26,48^2 - 15,19^2}{2 \times 9,81} \times 1000 \\ &= 17983,73 \text{ kg/m}^2 \end{aligned}$$

---

<sup>7.1)</sup> Austin, hal 156

Antara bidang lingkaran  $D_O$  dan  $D_H$  terdapat gaya aksial yang cenderung untuk menggerakkan impeler ke sisi hisap. Besarnya gaya aksial ini dapat ditentukan dengan persamaan

$$F_a = (P_T - P_O) \times \frac{\pi}{4} \times (D_O^2 - D_H^2) \dots\dots\dots 7.2)$$

dengan

$D_o$  = diameter mata impeler (m)

$D_H$  = diameter hub (m)

Telah diketahui bahwa

Diameter mata impeler ( $D_O$ ) = 0,0809 m

Diameter hub ( $D_H$ ) = 0,0308 m

Sehingga besarnya gaya aksial adalah

$$\begin{aligned} F_a &= 17983,73 \times \frac{\pi}{4} \times (0,0809^2 - 0,0308^2) \\ &= 79,01 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

$$F_m = \frac{w}{g} \times V_O \dots\dots\dots 7.3)$$

---

<sup>7.2)</sup> *Ibid*, hal 156

<sup>7.3)</sup> *Ibid*, hal. 155

dengan

$V_O$  = kecepatan fluida masuk impeler (m/detik)

$w$  = berat fluida yang masuk impeler per satuan waktu (kg/detik)

kapasitas air yang dipompa =  $0,01 \text{ m}^3 / \text{detik}$ , maka bobot air yang dipompa adalah

$$\begin{aligned}w &= Q \times \gamma_{air} \\ &= 0,01 \times 1000 \\ &= 10 \text{ kg/detik}\end{aligned}$$

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

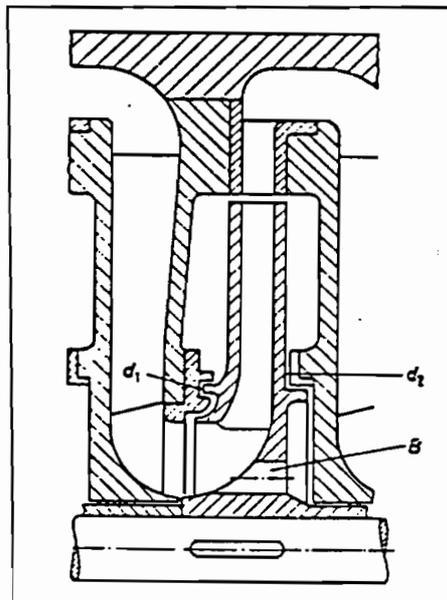
$$\begin{aligned}F_m &= \frac{10}{9,81} \times 3,05 \\ &= 3,12 \text{ kg}\end{aligned}$$

Dari kedua gaya aksial yang berbeda arahnya dapat ditentukan resultan gaya aksial yang bekerja pada impeler, yaitu :

$$\begin{aligned}F_{a_{resultan}} &= F_a - F_m \\ &= 71,01 - 3,12 \\ &= 67,89 \text{ kg}\end{aligned}$$

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

Prinsip elemen pengimbang yaitu membuat tekanan di depan dan dibelakang impeler sama . Salah satu cara mengkompensir gaya geser aksial dapat dilakukan dengan menurunkan gaya geser aksial melalui peredaman dengan lubang pengimbang. Cara tersebut dipergunakan pada pompa satu tingkat dan pompa bertingkat banyak dengan diameter roda yang tidak terlalu besar. Pada  $D_2$  diberi cincin calah tambahan,  $D_2$  terletak pada ketinggian yang sama seperti letak  $D_1$ . Gaya aksial yang disebabkan oleh kecepatan fluida masuk akan dihilangkan sebab tekanannya dapat disamakan melalui lubang  $B$ .

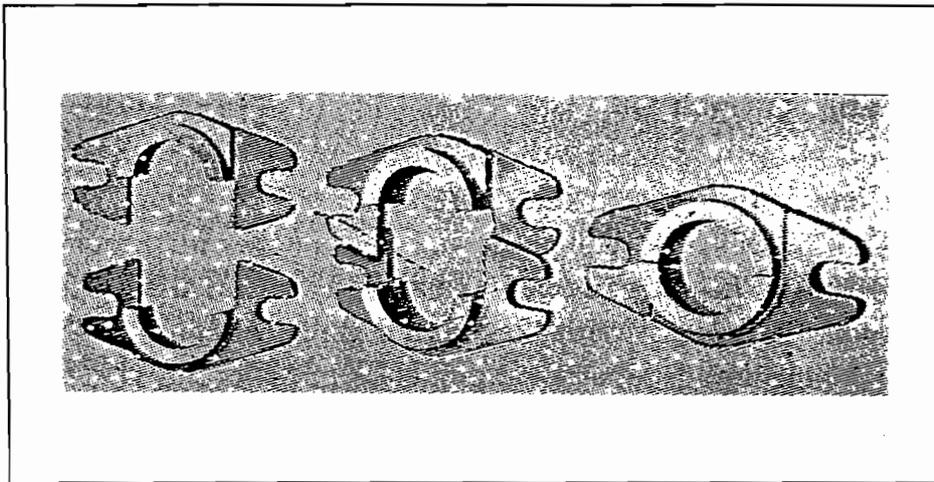


Gambar 7.2 Mengkompensir gaya geser aksial dengan paking ganda dan lubang pengimbang  
(Sumber : Dietzel, hal. 278)

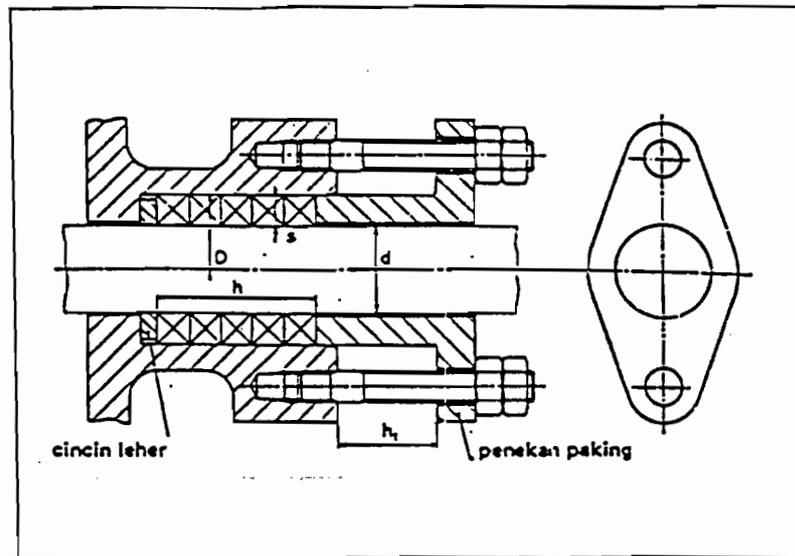
Dalam perancangan ini, mengkompensir gaya aksial diambil dengan cara memberi lubang pada impeler, karena cara ini sederhana dan mudah untuk impeler pompa satu tingkat dan biayanya murah.

## 7.2. Kotak Paking (Stuffing Box)

Perapat poros pada pompa berfungsi untuk mencegah agar udara tidak masuk ke dalam rumah pompa saat pompa beroperasi dan mencegah air keluar dari rumah pompa. Kotak paking diisi dengan bahan paking lunak, biasanya terbuat dari rami, kain kapas, asbes dan sebagainya yang dikompres terhadap poros oleh gland. Dalam perdagangan paking dapat dibeli dalam bentuk tali yang dianyam dengan inti karet dengan penampang segiempat/bujursangkar. Gland biasanya selalu terpisah dua, seperti gambar 7.3 dan diikat pada tempatnya oleh baut mata berengsel.



Gambar 7.3 Detail gland yang terbelah 2  
(Sumber : Austin, hal. 150)



Gambar 7.4 Kotak paking  
(Sumber : Stolk, hal. 523)

Dimensi paking dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan-persamaan dibawah ini :

Tebal paking (s)

$$s = \sqrt{d} \text{ sampai } s = 2\sqrt{d} \dots\dots\dots 7.4)$$

dengan

$$d = \text{diameter poros (mm)}$$

Dalam perancangan ini diameter poros  $d = 25$  mm, sehingga tebal paking adalah

$$\begin{aligned} s &= 1,5\sqrt{d} \\ &= 1,5\sqrt{25} \\ &= 7,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

<sup>7.4)</sup> Stolk, hal. 523

Panjang paking dapat ditentukan dengan persamaan

$$h = (4 - 8) s \dots\dots\dots 7.5)$$

Diambil panjang paking adalah

$$\begin{aligned} h &= 6 \times s \\ &= 6 \times 7,5 \\ &= 45 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak antara penekan paking dengan kotak paking diperoleh dengan menggunakan persamaan

$$\begin{aligned} h_1 &= 3 \times s \dots\dots\dots 7.6) \\ &= 3 \times 7,5 \\ &= 22,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk menekan paking dibutuhkan gaya yang besarnya dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$F_p = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \times p \times a \dots\dots\dots 7.7)$$

dengan

$D$  = diameter kotak paking (mm)

$d$  = diameter poros (mm)

$p$  = tekanan lebih ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )

$a$  = faktor jenis paking

---

<sup>7.5)</sup> *Ibid*, hal. 523

<sup>7.6)</sup> *Ibid*, hal. 523

<sup>7.7)</sup> *Ibid*, hal. 526

Dalam perancangan ini diameter poros  $d = 25$  mm, sehingga diameter kotak paking adalah

$$\begin{aligned} D &= d + 2.s \\ &= 25 + 2 \times 7,5 \\ &= 40 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tekanan lebih ( $p$ ) adalah  $= 0,04 \text{ kg/mm}^2$

Faktor jenis paking tergantung pada jenis paking,  $a = 1$  untuk manset yang tidak perlu ditekan dan  $a = 3$  untuk cincin paking yang perlu dipres (Stolk, hal. 527). Sehingga besarnya gaya penekan yang dibutuhkan untuk menekan paking adalah

$$\begin{aligned} F_p &= \frac{\pi}{4} \times (40^2 - 25^2) \times 0,04 \times 3 \\ &= 91,845 \text{ kg} \end{aligned}$$

Jumlah baut yang digunakan untuk menekan paking sebanyak 2 buah, maka besarnya gaya yang dibutuhkan untuk menekan paking tiap baut adalah

$$\begin{aligned} F_b &= \frac{F_p}{2} \\ &= \frac{91,845}{2} \\ &= 45,93 \text{ kg} \end{aligned}$$

Baut yang dipergunakan untuk penekan paking dengan ukuran M8 yang berdiameter  $d_b = 8$  mm.

Dengan diameter baut penekan yang telah ditentukan, maka tebal flens penekan paking dapat diperoleh yaitu sebesar 1,25 kali diameter baut penekan paking, sehingga tebal penekan paking adalah

$$\begin{aligned}t_F &= 1,25 \times d_B \\ &= 1,25 \times 8 \\ &= 10 \text{ mm}\end{aligned}$$

### 7.3. Pasak

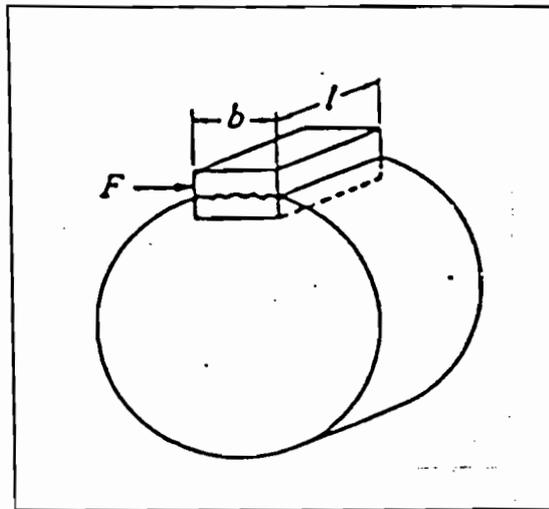
Secara umum pasak mempunyai penampang berbentuk segi empat dengan arah memanjang berbentuk prisma (lurus) atau tirus. Dalam perancangan ini bagian pompa yang ditetapkan dengan pasak adalah impeler. Pasak benam merupakan jenis pasak yang paling banyak dipergunakan dalam sambungan poros karena pengerjaan dan pemasangan pasak ini lebih mudah.

Telah ditentukan dalam perhitungan di depan bahwa

$$\text{Momen puntir } T = 1090,609 \text{ kg mm}$$

$$\text{Diameter poros untuk impeler } (d_s) = 22 \text{ mm}$$

Gambar 7.5 menunjukkan gaya geser yang bekerja pada permukaan poros.



Gambar 7.5 Gaya geser pasak  
(Sumber : Sularso dan Suga, hal. 25)

Gaya tangensial yang bekerja pada permukaan poros dapat diperoleh dengan persamaan

$$F_t = \frac{T}{ds/2} \text{ mm} \dots\dots\dots 7.8)$$

dengan

$T$  = momen puntir poros (kg mm)

$ds$  = diameter poros (mm)

Sehingga gaya tangensial yang bekerja pada permukaan poros adalah

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{1090,609}{\frac{22}{2}} \\ &= 99,146 \text{ kg} \end{aligned}$$

---

<sup>7.8)</sup> Sularso dan Suga, hal. 25

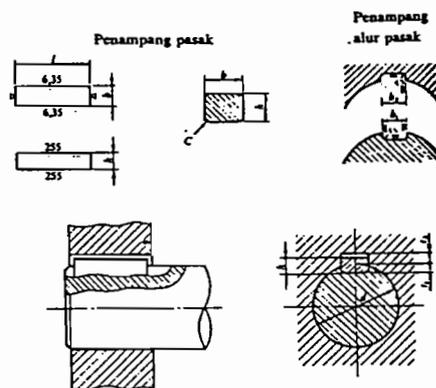
Ukuran pasak dapat diambil dari ukuran pasak yang telah ada (Tabel 7.1).

Dan diambil ukuran pasak

Ukuran pasak = 7 x 7

Kedalaman alur pasak pada poros ( $t_1$ ) = 4 mm

Kedalaman alur pasak pada naf ( $t_2$ ) = 3,5 mm



Ukuran-ukuran utama (Satuan: mm)

Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar $b, h, dan b_1$	Ukuran standar $h$		C	r	Ukuran Standar $t_1$	Ukuran standar $t_2$			$t_1$ dan $t_2$	Referensi	
		Pasak prismatis	Pasak loncer				Pasak tirus	Diameter poros yang dapat dipakai $d^{**}$				
2 x 2	2	2		0,14-0,25	6-20	1,2	1,0	0,5	0,08-0,16	Lebih dari	6-8	
3 x 3	3	3			6-36	1,8	1,4	0,9		-	8-10	
4 x 4	4	4			8-43	2,5	1,8	1,2		-	10-12	
5 x 5	5	5			10-56	3,0	2,3	1,7		-	12-17	
6 x 6	6	6			14-70	3,5	2,8	2,2		-	17-22	
(7 x 7)	7	7	7,2		0,25-0,40	16-80	4,0	3,0		3,5	3,0	-
8 x 8	8	7		0,40-0,60	18-90	4,0	3,3		2,4	-	25-30	
10 x 8	10	8			22-110	5,0	3,3		2,4	-	30-36	
12 x 8	12	8			28-140	5,0	3,3		2,4	-	36-44	
14 x 9	14	9			36-160	5,5	3,8		2,9	-	44-50	
(15 x 10)	15	10	10,2	0,60-0,80	40-180	5,0	5,0	5,5	5,0	-	50-55	
16 x 10	16	10			45-180	6,0	4,3		3,4	-	56-58	
18 x 11	18	11			50-200	7,0	4,4		3,4	-	58-65	
20 x 12	20	12			56-220	7,5	4,9		3,9	-	65-73	
22 x 14	22	14			63-250	9,0	5,4		4,4	-	75-85	
(24 x 16)	24	16	16,2	0,60-0,80	70-280	8,0	8,0	8,5	8,0	-	80-90	
25 x 14	25	14		0,80-1,00	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	-	125-150	

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

**Tabel 7.1 Pemilihan jenis pasak**  
(Sumber : Sularso dan Suga, hal.10)

Tegangan geser yang diijinkan dapat ditentukan dengan persamaan

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma_B}{sf_1 \times sf_2} \dots\dots\dots 7.9)$$

dengan

$\sigma_B$  = tegangan tarik bahan yang diijinkan ( $\text{kg/mm}^2$ )

$sf_1$  = faktor keamanan 1

$sf_2$  = faktor keamanan 2

Di ambil bahan pasak = **S30C**

Tegangan tarik bahan yang diijinkan  $\sigma_B = 48 \text{ kg/mm}^2$

faktor keamanan 1  $sf_1 = 6$

faktor keamanan 2  $sf_2 = 2$

Sehingga tegangan geser bahan yang diijinkan adalah

$$\begin{aligned} \tau_{ka} &= \frac{48}{6 \times 2} \\ &= 4 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Akibat adanya gaya geser tangensial yang bekerja pada permukaan poros, maka dapat ditentukan panjang pasak dengan persamaan

$$L_1 = \frac{Ft}{b \times \tau_{ka}} \dots\dots\dots 7.10)$$

---

<sup>7.9)</sup> *Ibid*, hal. 25

<sup>7.10)</sup> *Ibid*, hal 25

dengan

$Ft$  = gaya tangensial pada permukaan poros (kg)

$b$  = lebar pasak (mm)

$\tau_{ka}$  = tegangan geser bahan yang diijinkan ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )

Dari ukuran yang diambil, lebar pasak ( $b$ ) = 7 mm

Sehingga panjang pasak akibat gaya tangensial yang bekerja pada permukaan poros adalah

$$L_1 = \frac{99,146}{7 \times 4}$$

$$= 3,54 \text{ mm}$$

Selain tegangan geser yang bekerja pada permukaan poros, pasak juga dipengaruhi oleh tekanan permukaan. Dengan tekanan permukaan yang bekerja pada pasak akan memberikan panjang pasak yang berbeda.

Panjang pasak tersebut dapat diperoleh dengan persamaan

$$L_2 = \frac{Ft}{P_{ka} \times (t_1 + t_2)} \dots\dots\dots 7.11)$$

dengan

$P_{ka}$  = tekanan permukaan pasak yang diijinkan ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )

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

$t_2$  = kedalaman alur pasak pada naf (mm)

$Ft$  = gaya geser tangensial permukaan poros (kg)

---

<sup>7.11)</sup> *ibid*, hal. 27

Untuk memberikan panjang pasak yang tinggi, maka antara kedalaman alur pasak  $t_1$  dan  $t_2$  diambil yang terkecil, yaitu  $t_2$ .

Kedalaman alur pasak pada naf  $t_2$  = 3,5 mm

Tekanan permukaan pasak yang diijinkan ( $P_{ka}$ ) = 8 kg/mm<sup>2</sup> (dipergunakan untuk poros berdiameter kecil)

Sehingga panjang pasak akibat tekanan permukaan yang diijinkan adalah

$$L_2 = \frac{99,146}{8 \times 3,5}$$
$$= 3,54 \text{ mm}$$

Di antara  $L_1$  dan  $L_2$  diambil panjang pasak yang terbesar yaitu 3,54 mm. Panjang pasak hasil perhitungan harus disesuaikan dengan panjang pasak yang sudah distandarkan (tabel 7.1), maka diambil panjang pasak  $L = 18$  mm.

Untuk memeriksa hasil prancangan pasak aman atau tidak, dapat dilakukan dengan cara sebagai berikut ;

$$\frac{b}{ds} = \frac{7}{22} = 0,31 \quad 0,25 < 0,31 < 0,35$$

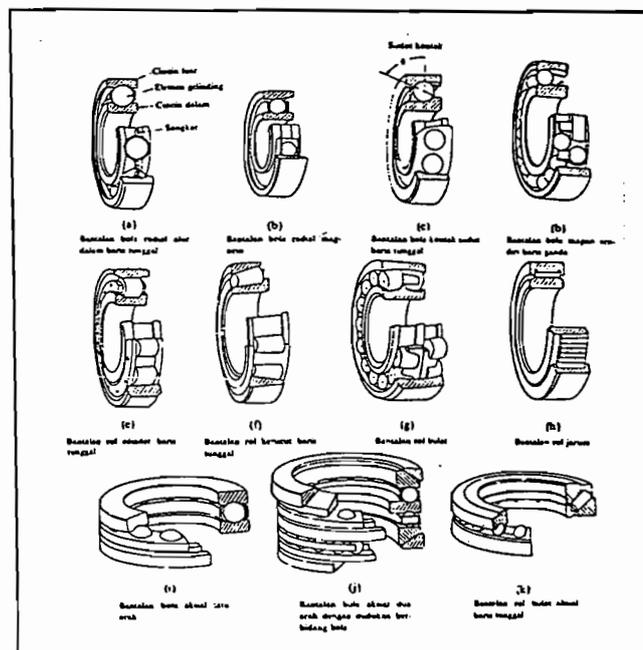
$$\frac{L}{ds} = \frac{18}{22} = 0,8 \quad 0,75 < 0,8 < 1,5$$

Dari pemeriksaan diatas, pasak hasil perancangan sudah aman dipergunakan.

#### 7.4. Bantalan Gelinding

Bantalan pada pompa biasanya menggunakan bantalan gelinding, karena bantalan gelinding memiliki beberapa keunggulan, yaitu :

- mudah di dapat ( ukurannya sudah distandarisasikan)
- pemeliharaan mudah
- harganya murah



Gambar 7.6 Macam-macam bantalan gelinding  
(Sumber : Sularso dan Suga, hal. 129)

Bantalan direncanakan menggunakan bantalan bola alur dalam baris tunggal. Dalam perancangan telah ditentukan besar gaya reaksi tumpuan yang menopang poros, dari kedua reaksi tersebut diambil yang terbesar, yaitu :

$$\text{Gaya tumpuan radial } (Fr) = 3,93 \times 10^{-3} \text{ kg}$$

$$\text{Gaya tumpuan aksial } (Fa) = 67,89 \text{ kg}$$

Beban ekivalen dinamis yang bekerja pada bantalan dapat ditentukan dengan persamaan

$$P_r = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \dots\dots\dots 7.12)$$

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

Bantalan menumpu poros, cincin dalam yang berputar sehingga harga faktor  $V = 1$ .

Sedangkan faktor  $X, Y$  dapat diperoleh dalam tabel 7.2..

Diameter poros lubang bantalan  $d = 25$  mm

Dari tabel 7.3 , diambil

Nomor bantalan = 6005

Kapasitas dinamis  $C = 790$  kg

Kapasitas statis  $C_0 = 530$  kg

---

<sup>7.12)</sup> *ibid*, hal. 135

Jenis bantalan		Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				e	Baris tunggal		Baris ganda	
				$F_a/VF_r > e$		$F_a/VF_r \leq e$					X <sub>0</sub>	Y <sub>0</sub>	X <sub>0</sub>	Y <sub>0</sub>
				X	Y	X	Y	X	Y					
Bantalan bola alur dalam	$F_a/C_0 = 0,014$ $= 0,028$ $= 0,056$ $= 0,084$ $= 0,11$ $= 0,17$ $= 0,28$ $= 0,42$ $= 0,56$	1	1,2	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19	0,6	0,5	0,6	0,5
					1,99				1,90	0,22				
					1,71				1,71	0,26				
					1,55				1,55	0,28				
					1,45				1,45	0,30				
					1,31				1,31	0,34				
					1,15				1,15	0,38				
					1,04				1,04	0,42				
1,00	1,00	0,44												
Bantalan bola sudut	$\alpha = 20^\circ$ $= 25^\circ$ $= 30^\circ$ $= 35^\circ$ $= 40^\circ$	1	1,2	0,43	1,00	1,09	0,70	1,63	0,57	0,5	1	0,42	0,84	
				0,41	0,87	0,92	0,67	1,41	0,68			0,76		
				0,39	0,76	0,78	0,63	1,24	0,80			0,66		
				0,37	0,66	0,66	0,60	1,07	0,95			0,58		
				0,35	0,57	0,55	0,57	0,93	1,10			0,52		

Untuk bantalan baris tunggal, bila  $F_a/VF_r \leq e$ ,  $X = 1$ ,  $Y = 0$

Tabel 7.2 Faktor-faktor V, X, Y dan X<sub>0</sub>, Y<sub>0</sub>  
(Sumber : Sularso dan Suga, hal. 135)

Nomor bantalan			Ukuran luar (mm)				Kapasitas nominal diametris spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C <sub>0</sub> (kg)
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	d	D	B	r		
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	400	229
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	470	296
6004	04ZZ	04VV	20	42	12	1	735	465
6005	05ZZ	05VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	1030	740
6007	07ZZ	07VV	35	62	14	1,5	1250	915
6008	08ZZ	08VV	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	10ZZ	10VV	50	80	16	1,5	1710	1430
6200	6200ZZ	6200VV	10	30	9	1	400	236
6201	01ZZ	01VV	12	32	10	1	535	305
6202	02ZZ	02VV	15	35	11	1	600	360
6203	6203ZZ	6203VV	17	40	12	1	750	460
6204	04ZZ	04VV	20	47	14	1,5	1000	635
6205	05ZZ	05VV	25	52	15	1,5	1100	730
6206	6206ZZ	6206VV	30	62	16	1,5	1530	1050
6207	07ZZ	07VV	35	72	17	2	2010	1430
6208	08ZZ	08VV	40	80	18	2	2380	1650
6209	6209ZZ	6209VV	45	85	19	2	2570	1880
6210	10ZZ	10VV	50	90	20	2	2750	2100
6300	6300ZZ	6300VV	10	35	11	1	635	365
6301	01ZZ	01VV	12	37	12	1,5	760	450
6302	02ZZ	02VV	15	42	13	1,5	875	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	2630	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	4590	3650

Tabel 7.3 Pemilihan jenis bantalan  
(Sumber : Sularso dan Suga, hal. 143)

Untuk mencari faktor  $X, Y$  harus ditentukan dahulu perbandingan antara gaya aksial  $F_a$  dengan kapasitas statis bantalan  $C_o$ .

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{67,89}{530} = 0,128$$

Harga hasil perhitungan tersebut disesuaikan dengan harga yang terdapat pada tabel yaitu 0,17.

Dari tabel 7.2 diperoleh

$$\text{Faktor } X = 0,56$$

$$\text{Faktor } Y = 1,31$$

Sehingga beban ekuivalen dapat dihitung sebesar

$$\begin{aligned} Pr &= (0,56 \times 3,93 \times 10^{-3}) + 1,3 \times 67,89 \\ &= 2,2 \times 10^{-3} + 88,94 \\ &= 88,95 \text{ kg} \end{aligned}$$

Bantalan memiliki batasan umur, yaitu tergantung pada jenis mesin yang dipergunakan. Perancangan pompa ini dipergunakan untuk pengairan dibidang pertanian, dari Tabel 7.4 terlihat bahwa batasan umur untuk mesin pertanian adalah 3000 – 6000 jam pemakaian.

Harga patokan untuk umur pakai  $L_h$ , faktor aus  $f_v$   
dan daerah pakai menurut diagram  $f_v - L_v$

No.	Jenis pemakaian	$L_h$	$f_v$ *)	daerah pakai **)
1	peralatan rumah tangga	1500...3000	3...5	i...k
2	mesin pertanian	3000 6000	10 15	h i
3	mesin perkakas	15000 25000	0,5 1,5	a b
4	perkakas/mesin pengangkat	10000 15000	10 20	h k
5	kotak roda gigi universal	10000 25000	3 8	d e
6	kotak roda gigi mesin rol	20000 35000	6 12	c d
7	kipas angin	20000 30000	2 4	d e
8	motor listrik kecil ( 4 kW )	8000 15000	3 5	e g
9	motor listrik menengah	15000 25000	3 5	d e
10	motor listrik besar (100 kW), generator	20000 30000	3 5	c d
11	kendaraan tenaga listrik	20000...30000	4...6	d...e
				gigi pindah
12	sepeda motor ringan	1000...2000	5...8	i...k
13	sepeda motor berat, mobil person ringan	2000 4000	poros penggerak	3...6 i...k
14	mobil person berat, truk ringan	3000 5000	bantalan roda	4...8 h...i
15	truk berat, bus	4000...8000	4...8	h...i
16	poros trem	50000	8...12	e...f
17	poros kereta api	40000	8 12	c e
18	poros garpu angkat (fork lift)	20000	12 15	f h
19	ventilator kecil	10000	5 8	f h
20	puli tali baja perkakas tambang	50000	8 12	c d
21	mesin kertas	80000	4 8	a b
22	bantalan poros kapal	80000	6 10	e f
23	mesin untuk pengerjaan kayu	15000...20000	3 5	e f
24	mesin percetakan	15000 30000	2 4	a b
25	pompa pusingan	10000...30000	3...5	d...f

\*) harga  $f_v$  yang kecil dipakai untuk angka putaran yang tinggi dan lingkungan kerja yang kurang baik.

\*\*) daerah pakai yang disebut pertama dipakai untuk lingkungan kerja yang jelek, misalnya : pada bahaya pengotoran/debu yang besar.

Tabel 7.4 Harga patokan untuk umur pakai  $L_h$   
(Sumber : Sudibyo, hal. 67)

Kemudian dapat dihitung umur bantalan berdasarkan pembebanan yang terjadi.

Untuk menentukan umur bantalan, ditentukan terlebih dahulu faktor kecepatan.

Untuk bantalan bola

$$fn = \left( \frac{33,3}{n} \right)^{1/3} \dots\dots\dots 7.13)$$

dengan

$n$  = putaran poros (rpm)

Putaran poros ( $n$ ) = 3600 rpm

Sehingga faktor kecepatan bantalan bola adalah

$$\begin{aligned} fn &= \left( \frac{33,3}{3600} \right)^{1/3} \\ &= 0,21 \end{aligned}$$

Kemudian ditentukan faktor umur bantalan dengan persamaan

$$fh = fn \times \frac{C}{P} \dots\dots\dots 7.14)$$

dengan

$C$  = kapasitas dinamis bantalan (kg)

$P$  = beban yang diterima bantalan (kg)

$Fn$  = faktor kecepatan

Beban yang diterima bantalan ( $P$ ) = beban ekivalen ( $Pr$ )

Sehingga faktor umur bantalan adalah

$$fh = 0,21 \times \frac{790}{88,95} = 1,87$$

---

7.13) *Ibid*, hal. 136

7.14) *Ibid*, hal. 136

Umur nominal bantalan dapat ditentukan dengan persamaan

$$Lh = 500 \times fn^3 \dots\dots\dots 7.15)$$

Sehingga umur nominal bantalan bola adalah

$$\begin{aligned} Lh &= 500 \times 1,87^3 \\ &= 3269,6 \text{ jam} \end{aligned}$$

Jadi umur bantalan tersebut telah sesuai dengan persyaratan batasan umur bantalan  $3000 < 3269,6 < 6000$  jam sehingga bantalan tersebut aman.

---

<sup>7.15)</sup> Ibid, hal. 136

## BAB VIII

### KARAKTERISTIK POMPA

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

#### 8.1. Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas dengan Head

##### 8.1.1. Head Euler's ( $H_{t\infty}$ )

Head Euler's merupakan head teoritis pompa yang ideal dengan mengabaikan semua kerugian-kerugian yang ada.

Besarnya head euler's dinyatakan dengan persamaan

$$H_{t\infty} = \frac{U_2}{g} \left( U_2 - \frac{Q_{t\infty} \times \cot \beta_2}{D_2 \times \pi \times b_2} \right) \dots\dots\dots 8.1)$$

dengan

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

$D_2$  = diameter sisi keluar impeler (m)

$b_2$  = lebar pada sisi keluar impeler (m)

---

<sup>8.1)</sup> Dietzel, hal. 311

$Q_{\infty}$  = kapasitas pompa teoritis ( $\text{m}^3/\text{detik}$ )

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



Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui

Kecepatan keliling fluida sisi keluar impeler ( $U_2$ ) = 26,48 m/detik

Diameter sisi keluar impeler ( $D_2$ ) = 0,1414 m

Lebar sisi keluar impeler ( $b_2$ ) = 0,00915 m

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

Kapasitas pompa teoritis ( $Q_{\infty}$ ) = 1,06 Q

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

Sehingga besarnya head euler's adalah

$$H_{\infty} = \frac{26,48}{9,81} \left( 26,48 - \frac{1,06Q \times \cot 20}{0,1414 \times \pi \times 0,00915} \right)$$

$$= 71,477 - 1765,74 Q$$

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

$$H_{\infty} = 71,477 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{detik}$ , maka

$$H_{\infty} = 53,819 \text{ m}$$

### 8.1.2. Head Teoritis ( $H_t$ )

Head ini telah dipengaruhi oleh fenomena sirkulasi aliran yang belum dimasukkan pada asumsi ideal head euler's.

Head teoritis dinyatakan dengan persamaan

$$H_t = k_{2cu} \times H_\infty \dots\dots\dots 8.2)$$

dengan

$k_{2cu}$  = koefisien sirkulasi aliran

Harga koefisien sirkulasi aliran  $k_{2cu}$  = memiliki batasan harga antara 0,6 sampai dengan 0,8. (Khetagurov, hal. 231)

Diambil harga koefisien sirkulasi aliran  $k_{2cu} = 0,6$

Sehingga besarnya head teoritis adalah

$$H_t = 0,6(71,477 - 1765,74Q)$$

$$H_t = 42,88 - 1059,44 Q$$

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

$$H_t = 42,88 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{detik}$ , maka

$$H_t = 32,28 \text{ m}$$

---

<sup>8.2)</sup> Austin, hal. 33

### 8.1.3. Head Aktual ( $H_{akt}$ )

Head aktual dihasilkan oleh pompa. Head ini dapat ditentukan dengan mengurangi head teoritis dengan kerugian hidralis. Kerugian hidrolis meliputi kerugian kejut (*shock losses*), kerugian turbulensi, kerugian gesekan.

Head aktual dapat dinyatakan dengan persamaan

$$H_{akt} = H_t - h_h \dots\dots\dots 8.3)$$

dengan

$$H_t = \text{head teoritis (m)}$$

$$h_h = \text{kerugian hidrolis (m)}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{detik}$

$$\text{Head aktual } (H_{akt}) = 30 \text{ m}$$

$$\text{Head aktual } (H_{akt}) = 32,28 \text{ m}$$

Maka kerugian hidrolis dapat ditentukan sebagai berikut

$$\begin{aligned} h_h &= H_t - H_{akt} \\ &= 32,28 - 30 \\ &= 2,28 \text{ m} \end{aligned}$$

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

$$h_h = H_s + H_{FD} \dots\dots\dots 8.4)$$

dengan

$h_s$  = kerugian kejut dan turbulensi (m)

$h_{FD}$  = kerugian gesekan (m)

Pompa bekerja pada keadaan terbaik yaitu pompa beroperasi pada titik-titik efisiensi maksimum. Pada saat pompa beroperasi dalam keadaan terbaik kerugian kejut/turbulensi dan kerugian gesekan harganya sama yaitu 0,1 – 0,5 kerugian hidrolis.

$$\begin{aligned} h_s &= h_{FD} = 0,3 \times h_h \\ &= 0,3 \times h_h \\ &= 0,3 \times 2,28 \\ &= 0,684 \text{ m} \end{aligned}$$

Kerugian karena gesekan dapat ditentukan dengan persamaan

$$h_{FD} = K \times Q^2 \dots\dots\dots 8.5)$$

dengan

$K$  = koefisien gesekan

$Q$  = kapasitas pompa

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{detik}$  , maka harga  $K$  adalah

$$\begin{aligned} K &= \frac{h_{FD}}{Q^2} \\ K &= \frac{0,684}{0,01^2} = 6840 \end{aligned}$$

---

<sup>8.5)</sup> Stepanoff, hal.164

Untuk harga kapasitas  $Q$  sembarang, maka kerugian gesekan dinyatakan dengan persamaan

$$h_{FD} = 6840 \times Q^2$$

Kerugian kejut dan turbulensi dapat dinyatakan dengan persamaan

$$h_s = \frac{K_{sh}}{2g} \left[ U_1^2 + \left( U_2 \times K_{2cu} \times \frac{D_2}{D_3} \right)^2 \right] \times \left[ 1 - \frac{Q}{Q_n} \right]^2 \dots\dots\dots 8.6)$$

dengan

$K_{sh}$  = koefisien kerugian kejut/turbulensi

$K_{2cu}$  = koefisien sirkulasi aliran

$U_1$  = kecepatan keliling fluida pada sisi masuk impeler (m/detik)

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

$D_2$  = diameter sisi keluar impeler (m)

$D_3$  = diameter dasar rumah volut (m)

$Q_n$  = kapasitas normal pompa (m<sup>3</sup>/detik)

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

Telah diketahui sebelumnya

kecepatan fluida sisi masuk impeler ( $U_1$ ) = 15,19 m/detik

kecepatan fluida sisi keluar impeler ( $U_2$ ) = 26,48 m/detik

diameter sisi keluar impeler ( $D_2$ ) = 0,1414 m

diameter dasar rumah volut/diameter lidah ( $D_3$ ) = 0,1485 m

---

<sup>8.6)</sup> Кветгуров, hal.267

$$\text{Koefisien sirkulasi aliran } (K_{2cu}) = 0,6$$

Harga koefisien kerugian kejut pada sisi masuk impeler antara 0,6 – 0,8.

$$\text{Diambil koefisien kerugian kejut } (K_{sh}) = 0,6$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{detik}$ , dari persamaan (8.6) dapat ditentukan kapasitas normal sebagai berikut

$$0,684 = \frac{0,6}{2 \times 9,81} \left[ 15,19^2 + \left( 26,48 \times 0,6 \times \frac{0,1414}{0,1485} \right)^2 \right] \times \left[ 1 - \frac{0,01}{Q_n} \right]^2$$

$$0,684 = 14,055 \times \left[ 1 - \frac{0,01}{Q_n} \right]^2$$

$$0,0486 = \left[ 1 - \frac{0,01}{Q_n} \right]^2$$

$$0,2206 = 1 - \frac{0,01}{Q_n}$$

$$Q_n = 0,0128 \text{ m}^3/\text{detik}$$

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

$$h_s = 14,055 \left[ 1 - \frac{Q}{0,0128} \right]^2$$

$$h_s = 14,055 - 2196,09Q + 85784,9Q^2$$

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

$$h_s = 14,055 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{detik}$ , maka

$$h_s = 0,672 \text{ m}$$

Harga kerugian kejut/turbulensi dan kerugian gesekan disubstitusikan ke persamaan (8.4)

$$h_h = (14,055 - 2196,09Q + 85784,9Q^2) + 6840Q^2$$

$$h_h = 14,055 - 2196,09Q + 92624,9Q^2$$

Dari persamaan (8.3) dapat ditentukan hubungan head aktual dengan kapasitas pompa, yaitu :

$$H_{akt} = (42,88 - 1059,44Q) - (14,055 - 2196,09Q + 92624,9Q^2)$$

$$H_{akt} = 28,825 + 1136,65Q - 92624,9Q^2$$

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

$$H_{akt} = 28,825 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas  $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{detik}$ , maka

$$H_{akt} = 30,929 \text{ m}$$

Dari perhitungan di atas diperoleh hubungan antara kapasitas dengan head, yaitu :

$$H_{\text{tot}} = 71,477 - 1765,74Q$$

$$H_f = 42,88 - 1059,44Q$$

$$h_{FD} = 6840Q^2$$

$$h_s = 14,055 - 2196,09Q + 85784,9Q^2$$

$$h_h = 14,055 - 2196,09Q + 92624,9Q^2$$

$$H_{akt} = 28,825 + 1136,65Q - 92624,9Q^2$$

Data-data di dalam tabel 8.1 untuk menggambarkan grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan head untuk harga kapasitas  $Q$  sembarang.

## 8.2. Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas dengan Daya, Efisiensi

Daya kuda penggerak pompa merupakan daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian/kebocoran dan untuk daya kuda fluida agar fluida dapat dialirkan. Kerugian tersebut meliputi kerugian gesekan cakera, kerugian hidrolis, dan kerugian mekanis.

Hubungan daya kuda penggerak (daya kuda rem) dapat dinyatakan dengan persamaan

$$b, hp = f, hp + hp_L + hp_{DF} + hp_{HY} + hp_M \dots \dots \dots 8.7)$$

---

<sup>8.7)</sup> Austin, hal. 35

dengan

$b, hp$  = daya kuda rem

$f, hp$  = daya kuda fluida

$hp_L$  = daya kuda untuk mengatasi kebocoran

$hp_{DF}$  = daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra

$hp_{HY}$  = daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis

$hp_M$  = daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis

Daya kuda fluida untuk berbagai kapasitas dapat dinyatakan dengan persamaan

$$f, hp = \frac{Q \times H \times \gamma}{75} \dots\dots\dots 8.8)$$

dengan

$H$  = head pompa (m)

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

$\gamma$  = berat jenis fluida (kg/m<sup>3</sup>)

Sehingga daya kuda fluida untuk harga kapasitas sembarang adalah

$$f, hp = \frac{Q \times 30 \times 1000}{75}$$

$$f, hp = 400Q$$

---

<sup>8.8)</sup> Lazarkiewicz, hal. 70

Daya kuda untuk mengatasi kebocoran diperoleh dengan persamaan

$$hp_L = \frac{Q_L \times H_t \times \gamma}{75} \dots\dots\dots 8.9)$$

dengan

$Q_L$  = kapasitas kebocoran pompa ( $m^3/detik$ )

$H_t$  = head teoritis (m)

Telah ditentukan dalam perhitungan sebelumnya bahwa kapasitas kebocoran pompa yaitu 6% kapasitas pompa.

Sehingga daya kuda untuk mengatasi kebocoran adalah

$$hp_L = \frac{0,06Q \times (42,88 - 1059,44) \times 1000}{75}$$

$$hp_L = 34,304Q - 847,552Q^2$$

Daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra untuk kapasitas pompa sembarang adalah

$$hp_{DF} = \frac{\left(\frac{D_2}{12}\right)^{4,84} \times n^{2,83}}{8,75 \times 10^6} \dots\dots\dots 8.10)$$

dengan

$D_2$  = diameter sisi keluar impeler (inc)

$n$  = putaran poros pompa (rpm)

---

<sup>8.9)</sup> *Ibid*, hal. 70

<sup>8.10)</sup> *Austin*, hal. 126

Telah diketahui bahwa

$$\text{Diameter sisi luar impeler } (D_2) = 5,567 \text{ inc}$$

$$\text{Putaran poros pompa } (n) = 3600 \text{ rpm}$$

Sehingga daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi gesekan cakera adalah

$$\begin{aligned} hp_{DF} &= \frac{\left(\frac{5,567}{12}\right)^{4,84} \times 3600^{2,83}}{8,75 \times 10^6} \\ &= 0,3245 \end{aligned}$$

Daya yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis, untuk sembarang harga kapasitas dinyatakan dengan persamaan

$$hp_{HY} = \frac{(Q + Q_L) \times \gamma \times h_h}{75} \dots\dots\dots 8.11)$$

Telah ditentukan sebelumnya bahwa kerugian hidrolis untuk berbagai harga kapasitas adalah

$$h_h = 14,055 - 2196,09Q + 92624,9Q^2$$

sehingga daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis adalah

$$hp_{HY} = \frac{(Q + 0,06Q) \times 1000 \times (14,055 - 2196,09Q + 92624,9Q^2)}{75}$$

$$hp_{HY} = 198,644Q - 31038,072Q^2 + 1309098,587Q^3$$

---

<sup>8.11)</sup> Stepanoff, hal. 198

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis pada bantalan dan kotak paking harganya relatif konstan, yaitu berkisar antara 2% - 4% dari daya kuda rem dan angka-angka yang lebih besar dipakai untuk unit-unit yang lebih kecil. (Austin, hal. 32)

Karena perancangan pompa ini termasuk unit kecil, maka daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis diambil sebesar 13% dari daya kuda rem.

$$hp_M = 0,13.b, hp$$

Daya kuda rem yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa diperoleh dengan menstubsitiskan harga-harga kerugian dan daya kuda fluida ke persamaan (8.7)

$$b, hp = 400Q + (34,304Q - 847,552Q^2) + 0,3245 + (198,644Q - 31038,072Q^2 + 1309098,587Q^3) + 0,13b, hp$$

$$0,87b, hp = 1309098,587Q^3 - 31885,624Q^2 + 632,948Q + 0,3245$$

$$b, hp = 1504711,02Q^3 - 36650,143Q^2 + 727,526Q + 0,3245$$

Efisiensi pompa diperoleh dengan persamaan

$$\eta_{op} = \frac{f, hp}{b, hp} \times 100\% \dots\dots\dots 8.12)$$

---

8.12) Austin, hal. 36

Dari perhitungan di atas diperoleh hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi sebagai berikut

$$f, hp = 400Q$$

$$hp_L = 34,304Q - 847,552Q^2$$

$$hp_{DF} = 0,3245$$

$$hp_{HY} = 198,644Q - 31038,072Q^2 + 1309098,587Q^3$$

$$b, hp = 1504711,02Q^3 - 36650,143Q^2 + 727,526Q + 0,3245$$

$$\eta_{op} = \frac{f, hp}{b, hp} \times 100\%$$

Data-data di dalam tabel 8.2 untuk menggambarkan grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi (untuk harga kapasitas sembarang).

Dari tabel 8.2 terlihat bahwa untuk kapasitas pompa  $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{detik}$ , efisiensi pompa yang dicapai adalah 0,73, berarti efisiensi tersebut telah sesuai dengan asumsi diawal perancangan.

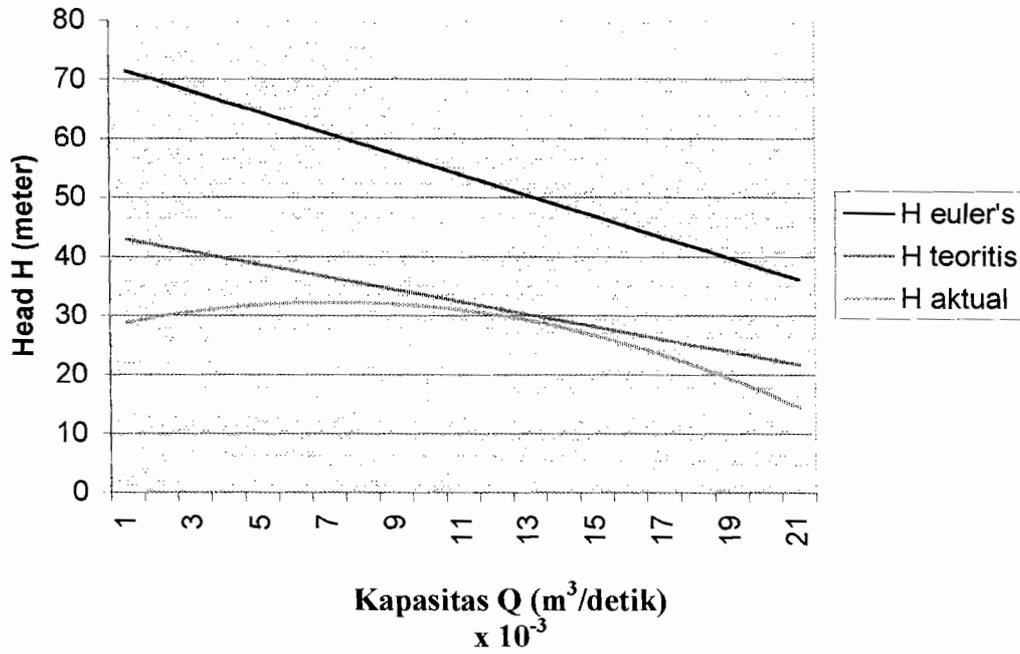
$Q$ (m <sup>3</sup> /detik)	$H_{i\infty}$ (meter)	$H_t$ (meter)	$h_{FD}$ (meter)	$h_s$ (meter)	$h_h$ (meter)	$H_{akt}$ (meter)
0.000	71.477	42.88	0.000	14.055	14.055	28.825
0.001	69.71126	41.82056	0.007	11.94469	11.95153	29.86903
0.002	67.94552	40.76112	0.027	10.00596	10.03332	30.7278
0.003	66.17978	39.70168	0.062	8.238794	8.300354	31.40133
0.004	64.41404	38.64224	0.109	6.643198	6.752638	31.8896
0.005	62.6483	37.5828	0.171	5.219173	5.390173	32.19263
0.006	60.88256	36.52336	0.246	3.966716	4.212956	32.3104
0.007	59.11682	35.46392	0.335	2.88583	3.22099	32.24293
0.008	57.35108	34.40448	0.438	1.976514	2.414274	31.99021
0.009	55.58534	33.34504	0.554	1.238767	1.792807	31.55223
0.010	53.8196	32.2856	0.684	0.67259	1.35659	30.92901
0.011	52.05386	31.22616	0.828	0.277983	1.105623	30.12054
0.012	50.28812	30.16672	0.985	0.054946	1.039906	29.12681
0.013	48.52238	29.10728	1.156	0.003478	1.159438	27.94784
0.014	46.75664	28.04784	1.341	0.12358	1.46422	26.58362
0.015	44.9909	26.9884	1.539	0.415252	1.954253	25.03415
0.016	43.22516	25.92896	1.751	0.878494	2.629534	23.29943
0.017	41.45942	24.86952	1.977	1.513306	3.490066	21.37945
0.018	39.69368	23.81008	2.216	2.319688	4.535848	19.27423
0.019	37.92794	22.75064	2.469	3.297639	5.766879	16.98376
0.020	36.1622	21.6912	2.736	4.44716	7.18316	14.50804

Tabel 8.1 Hubungan antara kapasitas dengan head

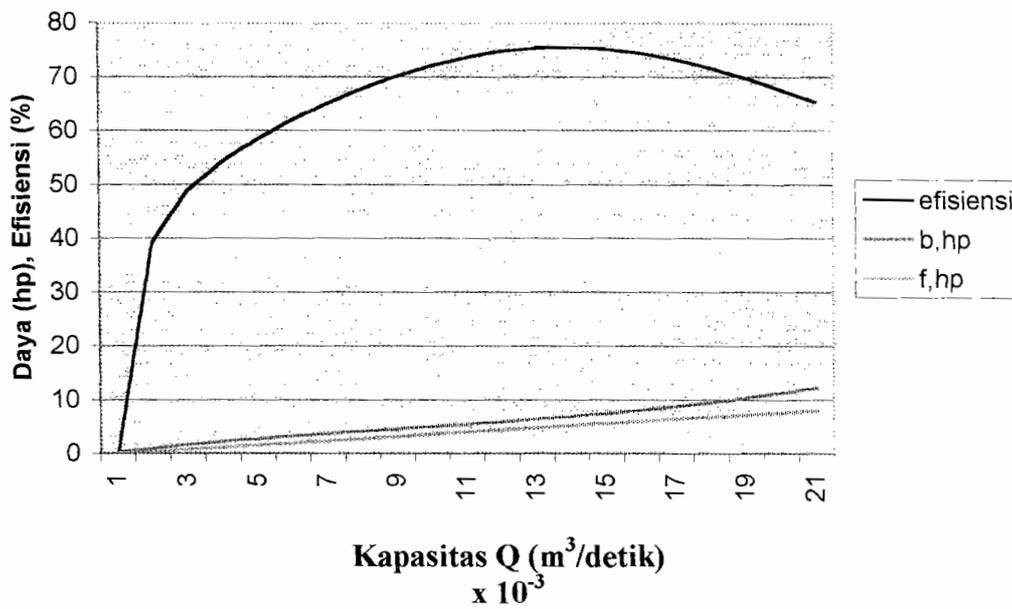
$Q$ (m <sup>3</sup> /detik)	$F, hp$ (hp)	$h_{pL}$ (hp)	$h_{pHT}$ (hp)	$b, hp$ (hp)	$\eta_{op}$ (%)
0.000	0	0.0000	0.0000	0.3245	0.00
0.001	0	0.0335	0.1689	1.0169	39.34
0.002	1	0.0652	0.2836	1.6450	48.63
0.003	1	0.0953	0.3519	2.2179	54.11
0.004	2	0.1237	0.3817	2.7445	58.30
0.005	2	0.1503	0.3809	3.2340	61.84
0.006	2	0.1753	0.3573	3.6953	64.95
0.007	3	0.1986	0.3187	4.1374	67.67
0.008	3	0.2202	0.2730	4.5695	70.03
0.009	4	0.2401	0.2280	5.0005	71.99
0.010	4	0.2583	0.1917	5.4395	73.54
0.011	4	0.2748	0.1719	5.8954	74.63
0.012	5	0.2896	0.1764	6.3773	75.27
0.013	5	0.3027	0.2130	6.8943	75.42
0.014	6	0.3141	0.2897	7.4554	75.11
0.015	6	0.3239	0.4143	8.0695	74.35
0.016	6	0.3319	0.5946	8.7458	73.18
0.017	7	0.3382	0.8385	9.4932	71.63
0.018	7	0.3429	1.1539	10.3208	69.76
0.019	8	0.3458	1.5486	11.2376	67.63
0.020	8	0.3471	2.0304	12.2527	65.29

Tabel 8.2 Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi

**Gambar 8.1 Karakteristik pompa**  
**Hubungan antara kapasitas dengan head**



**Gambar 8.2 Karakteristik pompa**  
**Hubungan antara kapasitas dengan daya, efisiensi**



## BAB IX

### KESIMPULAN

Dalam pemilihan dan perancangan pompa harus memperhatikan beberapa faktor yang mempengaruhi agar pemilihan dan perancangan pompa dapat berfungsi sesuai dengan yang dikehendaki. Faktor-faktor yang mempengaruhi pemilihan dan perancangan pompa tersebut antara lain sebagai berikut :

- a. Kapasitas pompa yang dibutuhkan
- b. Tinggi tekan pompa (head)
- c. Penggunaan pompa
- d. Keadaan/situasi tempat pemompaan

Dengan mempertimbangkan faktor diatas maka dalam perancangan dan pemilihan pompa dapat optimal.

Di dalam perancangan ini didapatkan data-data hasil perhitungan sebagai berikut :

#### 1. Spesifikasi pompa

Type	: pompa sentrifugal satu tingkat
Fluida kerja	: air
Penggunaan	: pengairan
Kapasitas	: 36 m <sup>3</sup> /jam

Putaran : 3600 rpm

Efisiensi : 73%

## 2. Impeler

Type : Bacward Curve Vanes

Bahan : Baja carbon cor

Jumlah Sudu : 7

Diameter sisi masuk impeler : 80,63 mm

Diameter sisi keluar impeler : 141,4 mm

## 3. Poros

Bahan : S30C

Panjang : 280 mm

## 4. Bantalan

Type : bantalan bola alur dalam (*single row Deep groove ball bearing*)

Nomor : 6005

Umur pakai : 3269,6 jam

Jumlah : 2

## 5. Rumah pompa

Type : rumah volut (*Volut casing*)

Bahan : Plat baja

## DAFTAR PUSTAKA

- Austin H.Church, *Pompa dan Blower Sentrifugal*, Erlangga, Jakarta, 1990
- Fritz Dietzel, *Turbin, Pompa dan Kompresor*, Erlangga, Jakarta, 1993
- Hick G.Tyler, *Teknologi Pemakaian Pompa*, Erlangga, Jakarta, 1996
- Karassik Igor J, *Pump Hand Book*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1991
- Khetagurov.M, *Marrine Auxiliary Machinery and System*, Peace Publisers, Moskow
- Lazarkiewicz, *Impeler Pumps*, Pergamon Press, Oxford, London, Edinburgh, New york, Paris, Frankfurt, 1965
- Sularso, Huruo Tahara, *Pompa dan Kompresor*, Pradnya Paramita, Jakarta, 1996
- Sularso, Suga K, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Pradnya Paramita, Jakarta, 1997
- Stolck J, Kros C, *Elemen Mesin*, Erlangga, Jakarta, 1997
- Sudibyoy, *Bantalan Gelinding*, ATMI Press, Surakarta, 1984

# LAMPPIRAN

Lampiran 1

(Sumber : *sularso dan Suga, Dasar Perencanaan Elemen Mesin, hal 3*)

Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang difinis dingin untuk poros.

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> )	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	"	58	
	S50C	"	62	
	S55C	"	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D	-	53	ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C-D	-	60	
	S55C-D	-	72	

Baja paduan untuk poros.

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> )
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	-	85
	SNC 3	-	95
	SNC21	Pengerasan kulit	80
	SNC22	"	100
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM 1	-	85
	SNCM 2	-	95
	SNCM 7	-	100
	SNCM 8	-	105
	SNCM22	Pengerasan kulit	90
	SNCM23	"	100
	SNCM25	"	120
Baja khrom (JIS G 4104)	SCr 3	-	90
	SCr 4	-	95
	SCr 5	-	100
	SCr21	Pengerasan kulit	80
	SCr22	"	85
Baja khrom molibden (JIS G 4105)	SCM 2	-	85
	SCM 3	-	95
	SCM 4	-	100
	SCM 5	-	105
	SCM21	Pengerasan kulit	85
	SCM22	"	95
	SCM23	"	100

Lampiran 2

(Sumber : Sularso dan Suga, Dasar Perencanaan Elemen Mesin, hal 9)

Diameter poros.

(Satuan mm)

4	10	*22,4	40	100	*224	400
		24		(105)	240	
4,5	11	25	42	110	250	420
	*11,2			*112	260	440
	12	30	45	120	280	450
5		*31,5	48		300	460
	*12,5		50	125	*315	480
		32		130	320	500
*5,6		35	55		340	530
	14	*35,5	56	140	*355	560
6	(15)			150	360	
	16	38	60	160	380	600
	(17)			170		
*6,3	18		63	180		630
	19			190		
	20			200		
	22		65	220		
7		70				
*7,1			71			
			75			
8			80			
9			85			
			90			
			95			

- Keterangan:
1. Tanda\* menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standar.
  2. Bilangan di dalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipasang bantalan gelinding.

## Lampiran 3

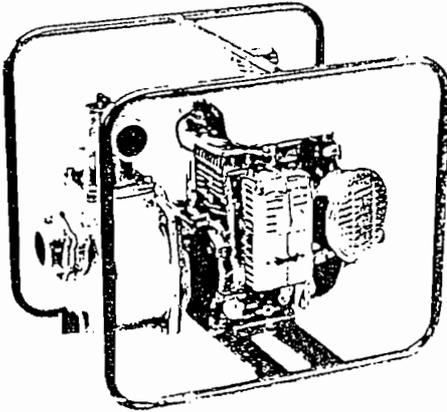
(Sumber : Sularso dan Tahara, Pompa dan Kompresor, hal 56)

Bahan-bahan untuk pompa yang umum dipakai.

Nomor kelompok	Frekuensi	Rumah (casing)	Impeler	Pemakaian
A-1 A-2 A-3 A-4	○ ○ ○ ○	FC FC FC FC	FC FCD SC BC	Air tawar, air minum Air tawar, air minum Air tawar, air minum Air tawar, air minum
A-5 A-6 A-7 A-8 A-9	○ ○ ○ ○ ○	FC FC FC FC FC berlapis karet	PBC ABC SCS2 SCS12 or SCS13 SCS12 or SCS13	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 BC2 dan BC3.
4. SC berarti baja karbon cor.
5. ABC berarti perunggu aluminium cor.
6. SS berarti plat baja.
7. Nomor kelompok besar berarti bahan dengan mutu lebih tinggi.

Lampiran 4



SEH-50X

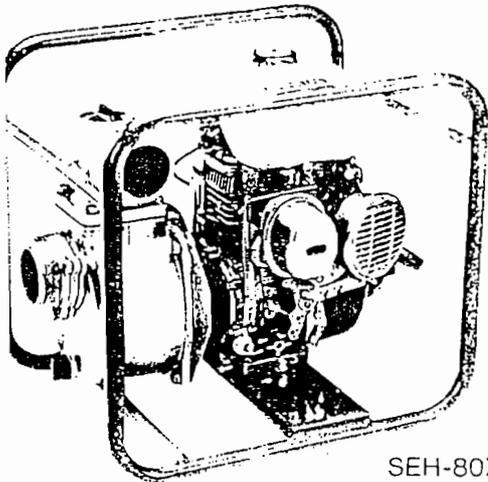


Outstanding Features

- The efficient, lightweight aluminum die-cast pump delivers high volume water and is powered by a strong and durable HONDA Engine.
- The highly effective mechanical seal with a special carbon ceramic provides extra durability.
- The entire unit is protected by a sturdy steel Rollover pipe frame.

Applications

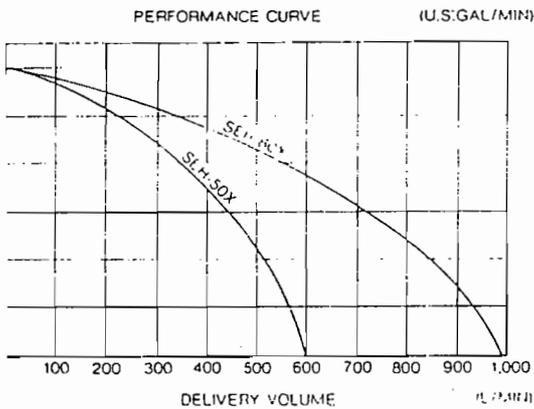
- Sprinkling water for irrigation of fields.
- Irrigation of rice field.
- Cultivation of orchard.
- Pumping up water from a well.
- Feeding or draining water from pond or trough.
- Feeding or draining water from fish farms.
- Washing cattle or barns.
- Washing agricultural tools.
- Feeding water into water reservoir.



SEH-80X

Specifications may be changed without notice for improvement.

Performance Curve



Specifications

Model	SEH-50X	SEH-80X
Connection Dia	50mm(2")	80mm(3")
Connection Thread	Outer Pipe Thread	
Total Head	30m 98Ft	30m 98Ft →
Delivery Volume	600 l/min 158 U.S.G./min	970 l/min 255 U.S.G./min
Max. Suction Head	8m	
Model	HONDA G150	HONDA G200
Forced Air Cooling 4 Cycle Gasoline Engine		
Exhaust Volume	144cc	197cc
Horse Power	2.7PS/3600rpm 3.5PS/4000rpm	3.8PS/3600rpm 5.0PS/4000rpm
Fuel	Automobile Non-lead Gasoline	
Fuel Tank Capacity	2.5 l	3.5 l
Fuel Consumption Hour(full tank)	Abt 2.5hr	
Starting Method	Recoil Starter	
Standard Accessory	1 Strainer 2 Hose Couplings 3 Hose Bands 1 Engine Tool Set	
Gross Weight	23kg	30kg
Dimension	515x390x460	545x399x535
Packing Unit	1	

327

For the purpose of improvement, specifications are subject to change without notice



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

( Kampus III ) Paingan Maguwoharjo, Sleman -DIY  
 Telp.(0274) 883037,883968, Fax. 0274562383

LEMBAR KONSULTASI TUGAS AKHIR

Nomor : 85 / FT.LSD / TM / IX / 2000

Nama Mahasiswa : Alexander Budi Suliantoro  
 Nomor Mahasiswa : 985214081  
 NIRM : 983051123109120081  
 Matakuliah : Pompa dan Kompresor  
 Judul/ naskah soal : Rencanakan ( kembali ) pompa sentrifugal untuk pengairan dengan data seperti terlampir ( jenis SEH-50 X )  
 Tanggal dimulai : 11 September 2000

Penyembimbing Utama : Dr. Ir. Indarto, DEA.  
 Penyembimbing Kedua : Ir. YB. Lukiyanto, M.T.

O	TGL	URAIAN	KETERANGAN	TANDA TANGAN
	11/00 /10	<del>dan</del> menggecek s/d perhitungan daya pompa		<i>[Signature]</i>
	11/00 /10	Bab I, II : pompa <del>teknik</del> acc.	Pompa dilambungkan langsung ds. motor → Slip?	<i>[Signature]</i>
	17/00 /10	Bab III : impeler semi open → coba dilihat pd. buku Lazarkiewicz	= - sb. impeler	<i>[Signature]</i>
	22/00 /11	Bab IV, V, VI, VII : gb 3.5 ; gb 6.1 → diselesaikan dg. jenis impeler "semi-tebuh"	Dapat dikunyah	<i>[Signature]</i>
	23/00 /11	Berdasar karakteristik pompa yg. telah ditunt, apakah $\eta$ nya sesuai dg. yg. diasumsikan? Bila belum → di cek lagi.	Dapat digambarkan	<i>[Signature]</i>
3.				

