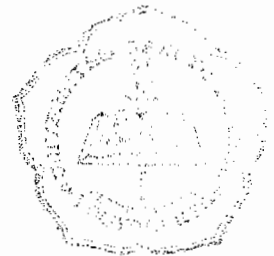


**POMPA SENTRIFUGAL
DENGAN KAPASITAS 90 L/m, HEAD 35 m**

**TUGAS AKHIR
Diajukan untuk memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Jurusan Teknik Mesin**



Disusun oleh :

Nama : Hari Nur Isnadi

NIM : 995214060

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS SANATA DHARMA
YOGYAKARTA
2006**

**CENTRIFUGAL PUMP
WITH CAPACITY (Q) 90 L/m, HEAD 35 m**

FINAL PROJECT

**Presented as Partial Fulfillment of the Requirements
to Obtain the *Sarjana Teknik* Degree
in Mechanical Engineering**



By

Hari Nur Isnadi

Student Number : 995214060

**MECHANICAL ENGINEERING STUDY PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
ENGINEERING FACULTY
SANATA DHARMA UNIVERSITY
YOGYAKARTA
2006**

TUGAS AKHIR

POMPA SENTRIFUGAL

DENGAN KAPASITAS 90 L/m, HEAD 35 m

Disusun oleh :

Hari Nur Isnadi
NIM : 995214060

Telah disetujui oleh:

Pembimbing I



Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.

Tanggal 18 Mei 2006

TUGAS AKHIR
POMPA SENTRIFUGAL
DENGAN KAPASITAS 90 L/m, HEAD 35 m

Dipersiapkan dan ditulis oleh :

Hari Nur Isnadi
NIM : 995214060

Telah dipertahankan di depan panitia penguji
pada tanggal 18 Mei 2006
dan dinyatakan memenuhi syarat

Susunan Panitia Penguji

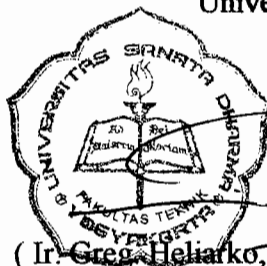
Ketua : Ir. PK. Purwadi, M.T.


Sekretaris : Ir. FX. Agus Unggul Santosa

Anggota : Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.



Yogyakarta 18 Mei 2006
Fakultas Teknik
Universitas Sanata Dharma
Yogyakarta
Dekan




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



JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS SANATA DHARMA
Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman -Yogyakarta
Telp.(0274) 883037, 883968, 886530; Fax.(0274) 886529; Email :teknik@staff.usd.ac.id

TUGAS AKHIR/SKRIPSI PROGRAM S-1
JURUSAN TEKNIK MESIN FAKULTAS TEKNIK
UNIV. SANATA DHARMA YOGYAKARTA

No: 482 / FT .USD / TM / Desember / 2004

NAMA : Hari Nur Isnadi
NIM : 995214060
Program Studi : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik , Univ. Sanata Dharma Yogyakarta
Judul TGA :
Rancang Pompa Untuk Air Bersih Dengan Kapasitas 90 liter / menit,
head 35 m.

Tanggal dimulai : 23 September 2004

Pembimbing II

Yogyakarta , 22 Desember 2004

Pembimbing I

Yosef Agung Cahyanta,S.T.,M.T.

Halaman Persembahan

Tugas Akhir ini saya persembahkan kepada :

ORANG TUA

Bapak (Wagijono) dan Ibu (Sukiyem)

Yang telah membesarkan dan mendidik saya dengan penuh kesabaran,
cinta dan kasih sayang

KAKAK DAN ADIK

Retna Nurdani

Betha Nur Riyadi

Devy Iskunendar

Yang selalu mendukung dan memberikan dorongan moral bagi saya

PERNYATAAN

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

Yogyakarta, 24 April 2006
Penulis

Hari Nur Isnadi

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur saya ucapkan terima kasih pada Tuhan Yesus Kristus, atas rahmat yang dianugerahkan kepada penulis sehingga berhasil menyelesaikan tugas akhir ini. Tugas akhir ini merupakan salah satu syarat untuk meraih gelar sarjana pada jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

Tugas akhir yang penulis selesaikan bertujuan untuk menentukan pompa yang sesuai dengan yang diharapkan dan memahami karakteristik pompa tersebut. Proses panjang dan kendala yang selalu menghiasi penyelesaian tugas akhir ini yang mengingatkan penulis untuk selalu ingat pada bantuan dan dorongan semua pihak.

Pada kesempatan ini penulis mengucapkan terima kasih banyak atas bantuan dan bimbingan, kepada :

1. Ir. Greg Heliarko, S.J., S.S., B.S.T., M.A., M.Sc., selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.
2. Yosef Agung Cahyanta, S.T, M.T. selaku dosen pembimbing I atas waktu, perhatian dan kesabarannya dalam membimbing penulis untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Seluruh dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma.
4. Sekretariat Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.
5. Suyud, S.T., Kustanto, S.T., Mateus Daryadi, S.T., Andi Nugroho, Yulius Susanto, Bpk/Ibu Tukijan, Sukirno, Siti Muaminah, teman-teman KOMPA GKJ Gantiwarno, juga semua teman-teman yang tidak dapat

saya sebutkan satu persatu yang telah memberikan dorongan moral kepada penulis.

Semua usaha yang penulis lakukan sudah semaksimal mungkin, namun penulis menyadari bahwa penulis dalam perancangan ini masih jauh dari sempurna. Untuk itu penulis mohon maaf atas segala kesalahan dan kekurangan yang terdapat didalam penulisan ini, saran serta kritik membangun dari pembaca sangat penulis harapkan demi perbaikan dikemudian hari.

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

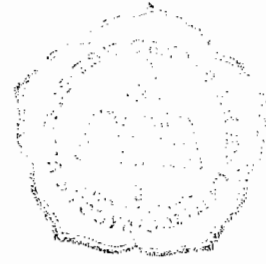
Penulis

INTISARI

Pompa yang dirancang adalah pompa sentrifugal satu tingkat dengan tinggi tekan pemompaan (H) 35 m, kapasitas (Q) 5,4 m³/jam, daya pemompaan (P_p) 0,515 kW, efisiensi pompa (η_p) 36 %. Daya motor listrik yang digunakan (P_m) 1,4306 kW dan putaran motor (n) 2910 rpm.

Jenis impeler yang digunakan adalah jenis impeler radial dengan konstruksi impeler tertutup, dikarenakan zat cair yang dialirkan adalah air bersih. Bahan impeler adalah perunggu dan jumlah sudu impeler adalah 5 buah dengan tipe sudu "Back Ward Curve Vanes".

DAFTAR ISI



HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PERSETUJUAN	iii
HALAMAN PENGESAHAN UJIAN	iv
HALAMAN SOAL	v
HALAMAN PERSEMBAHAN	vi
HALAMAN PERNYATAAN	vii
KATA PENGANTAR	viii
INTISARI	x
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xvi
DAFTAR TABEL	xviii
DAFTAR SIMBOL	xix
DAFTAR LAMPIRAN.....	xxiv
BAB I PENDAHULUAN	
1.1. Tinjauan Umum	1
1.2. Klasifikasi Pompa	1
1.2.1. Klasifikasi menurut jenis	4
1.2.2. Klasifikasi menurut bentuk	5
1.2.3. Klasifikasi menurut jumlah tingkat	6
1.2.4. Klasifikasi menurut letak poros	6
1.2.5. Klasifikasi menurut belahan rumah	6

	1.2.6. Klasifikasi menurut sisi masuk impeler	7
	1.2.7. Pompa jenis khusus	7
	1.3. Pembatasan masalah	7
BAB II	PERANCANGAN POMPA	
	2.1. Dasar Perancangan	9
	2.2. Putaran Spesifik	11
	2.3. Penentuan Efisiensi	12
	2.4. Penentuan Jumlah Tingkat Pompa	13
	2.5. Daya Pemompaan	17
BAB III	PERANCANGAN IMPELER	
	3.1. Tinjauan Umum	17
	3.1.1. Impeler radial	17
	3.1.2. Impeler jenis francis	18
	3.1.3. Impeler jenis aliran campur	18
	3.1.4. impeler jenis propeler	18
	3.2. Perhitungan Ukuran Utama Impeler	20
	3.2.1. Perhitungan diameter poros	20
	3.2.2. Diameter hub	23
	3.2.3. Diameter mata impeler	23
	3.2.4. Diameter sisi masuk impeler	26
	3.2.5. Lebar impeler sisi masuk	26
	3.2.6. Diameter sisi keluar impeler	27
	3.2.7. Lebar sisi keluar Impeler	28

3.3. Penentuan Jumlah Sudu	29
3.4. Segitiga Kecepatan	32
3.4.1. Segitiga kecepatan sisi masuk impeler	33
3.4.2. Segitiga kecepatan sisi keluar impeler	34
BAB IV PERANCANGAN SUDU	
4.1. Bentuk Sudu	37
4.1.1. Backward curve vane	37
4.1.2. Radial vane	37
4.1.3. Forward curve vane	37
4.2. Penentuan Sudu	38
4.3. Pelukisan Sudu	38
4.4. Tebal Sudu	41
4.5. Lebar Lajuan	44
4.6. Bahan Impeler	46
BAB V PERANCANGAN RUMAH POMPA	
5.1. Pendahuluan	47
5.2. Perancangan Rumah Pompa	48
5.3. Nosel Buang	50
5.4. Penentuan Bahan Rumah Pompa	52
BAB VI PERANCANGAN POROS	
6.1. Tinjauan Beban Poros	54
6.2. Penentuan Diameter poros	58
6.3. Konsentrasi Tegangan Poros	59

6.4. SudutPuntir	62
6.5. Defleksi Lenturan Poros	63
6.6. Putaran Kritis	64
BAB VII PERANCANGAN ELEMEN PENDUKUNG	
7.1. Perancangan Pasak	66
7.1.1. Dasar Perancangan Pasak	67
7.1.2. Gaya Tangensial	67
7.1.3. Gaya Geser	67
7.1.4. Tekanan Permukaan	70
7.2. Pengimbang Gaya Aksial	72
7.3. Perancangan Bantalan	77
7.4. Baut dan Mur Rumah Pomp	82
7.5. Kopling	85
7.6. Kotak Paking	89
7.7. Cincin Penahan Aus	92
7.8. Pemancangan	93
BAB VIII KARAKTERISTIK POMPA DAN KAVITASI	
8.1. Pendahuluan	94
8.2. Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas Dengan Head	94
8.2.1. Head Euler's	94
8.2.2. Head Teoritis	95
8.2.3. Head Aktual	96

8.3. Karakteristik Pompa Hubungan Antara Kapasitas dengan Daya,	
Efisiensi	103
8.3.1. Daya Kuda Fluida	104
8.3.2. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kebocoran	105
8.3.3. Daya Kuda Untuk Mengatasi Gesekan Cakra	106
8.3.4. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Hidrolis	106
8.3.5. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Mekanis	107
8.3.6. Daya Kuda Rem	107
8.3.7. Efisiensi Pompa	108
8.4. Kavitasi	119
8.4.1. NPSH Yang Tersedia	119
8.4.2. NPSH Yang Dibutuhkan	111
BAB IX KESIMPULAN DAN PENUTUP	
9.1. Kesimpulan	116
9.2. Penutup	119
DAFTAR PUSTAKA	120
LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Klasifikasi pompa dinamis	2
Gambar 1.2 Klasifikasi pompa perpindahan positif	3
Gambar 1.3 Pompa sentrifugal	4
Gambar 1.4 Pompa aliran campur mendatar	5
Gambar 2.1 Grafik penentuan jenis pompa	10
Gambar 2.2 Efisiensi pompa	12
Gambar 2.3 Penentuan kecepatan spesifik ns	14
Gambar 3.1 Jenis-jenis impeler	19
Gambar 3.2 Titik-titik koefisien tinggi tekan overall	28
Gambar 3.3 Segitiga kecepatan pada impeler	32
Gambar 3.4 Segitiga kecepatan sisi masuk impeler	33
Gambar 3.5 Segitiga kecepatan sisi keluar impeler	36
Gambar 4.1 Bentuk sudu	38
Gambar 4.2 Pelukisan sudu dengan busur tangen	39
Gambar 4.3 Pelukisan sudu	41
Gambar 4.4 Bentuk disain sudu	43
Gambar 4.5 Segitiga kecepatan	44
Gambar 4.6 Penampang impeler	45
Gambar 5.1 Dimensi rumah keong	47
Gambar 5.2 Volut casing hasil perancangan	53
Gambar 6.1 Harga koefisien eksperimental Kr	56

Gambar 6.2 Skema gaya yang terjadi pada poros	57
Gambar 6.3 Diagram gaya geser	58
Gambar 6.4 Faktor konsentrasi tegangan poros bulat dengan pengecilan – diameter poros yang diberi filet	60
Gambar 6.5 Faktor konsentrasi tegangan poros bulat dengan pengecilan – diameter poros yang diberi filet	61
Gambar 7.1 Macam-macam pasak.....	66
Gambar 7.2 Gaya geser pada permukaan pasak	72
Gambar 7.3 Bagian leher impelar	73
Gambar 7.4 Gaya geser aksial pada impeller	74
Gambar 7.5 Macam-macam bantalan gelinding	78
Gambar 7.6 Kopling flens	86
Gambar 7.7 Kotak paking	89
Gambar 7.8 contoh susunan cincin penahan keausan	93
Gambar 8.1 Grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan – daya	103
Gambar 8.2 Grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan – daya dan efisiensi	110
Gambar 8.3 NPSH, bila tekanan atmosfer bekerja pada permukaan air yang – dihisap	112
Gambar 8.4 NPSH, bila tekanan uap bekerja didalam tangki air isap yang – tertutup	113
Gambar 8.5 Hubungan antara koefisien dan kecepatan spesifik	114

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Diameter poros	22
Tabel 4.1 Jari-jari kelengkungan sudu	40
Tabel 4.2 Tebal kelengkungan sudu	43
Tabel 4.3 Lebar laluan	45
Tabel 4.4 Bahan-bahan untuk pompa yang umum dipakai	46
Tabel 5.1 Hasil perhitungan rumah keong	50
Tabel 7.1 Faktor V, X, Y, dan Xo, Yo	80
Tabel 7.2 Ukuran standar ulir metris	83
Tabel 7.3 Tekanan permukaan yang diizinkan pada ulir	85
Tabel 7.4 Ukuran kopling flens	86
Tabel 8.1 Hubungan antara kapasitas dengan head	102
Tabel 8.2 Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi	109

DAFTAR SIMBOL / NOTASI

α_2	= sudut keluar absolut ($^\circ$)
α_2'	= sudut keluar absolut yang sebenarnya ($^\circ$)
β_a	= sudut pada lingkaran sisi dalam ($^\circ$)
β_b	= sudut pada lingkaran sisi luar ($^\circ$)
β_m	= sudut rata-rata ($^\circ$)
β_1	= sudut sudu sisi masuk impeler ($^\circ$)
β_2	= sudut sudu sisi keluar impeler ($^\circ$)
θ	= sudut puntir ($^\circ$)
γ	= berat jenis (kg/m^3)
ε_1	= faktor kontraksi
η	= efisiensi
σ_n	= tegangan geser bahan (kg/mm^2)
σ_a	= tegangan geser bahan (kg/mm^2)
Φ	= koefisien tinggi tekan pompa
μ	= faktor slip
χ	= kostanta pada perhitungan rumah pompa
θ	= defleksi puntiran ($^\circ$)
A_s	= luas pipa sisi hisap (m^2)
A_b	= luas pipa sisi buang (m^2)
a_1	= faktor keandalan
a_1	= faktor bahan

- a_1 = faktor kerja
 b_1 = lebar sisi masuk impeler (mm)
 b_2 = lebar sisi keluar impeler (mm)
 b_3 = lebar celah saluran volut (mm)
 b.hp = daya kuda rem (hp)
 C = kapasitas dianmis (kg)
 C_o = kapasitas statis (kg)
 C_b = faktor koreksi untuk beban lentur
 C_{m3} = kecepatan meridian pada sisi keluar impeler (m/s)
 C_{u2} = kecepatan keliling teoritis (m/s)
 c_2' = kecepatan keluar fluida yang sebenarnya (m/s)
 c_{u2}' = kecepatan absolut yang sebenarnya (m/s)
 D = lebar bantalan (mm)
 D_1 = diameter sisi masuk impeler (mm)
 D_2 = diameter sisi keluar impeler (mm)
 D_s = diameter poros (mm)
 D_{H1} = diameter hub bagian depan (mm)
 D_{H2} = diameter hub bagian belakang (mm)
 d_b = diameter baut (mm)
 F_a = gaya aksial (kg)
 F_r = gaya radial (kg)
 f.hp = daya kuda fluida (hp)
 G = modulus geser bahan (kg/mm^2)

g	= gravitasi (m/s^2)
H	= head (m)
h	= tinggi pasak (mm)
H_{∞}	= head Euler's (m)
H_t	= head teoritis (m)
H_{akt}	= head aktual (m)
h_h	= kerugian hidrolis (m)
h_{FD}	= kerugian gesekan (m)
$hp_{.L}$	= daya kuda untuk mengatasi kebocoran (hp)
$hp_{.DF}$	= daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra (hp)
$hp_{.HY}$	= daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis (hp)
J	= momen inersia (mm^4)
K_{sh}	= koefisien kerugian kejut/turbulensi
K_t	= faktor koreksi untuk momen puntir
K_r	= koefisien eksperimental
L	= panjang poros (mm)
l	= jarak pusat antar tumpuan (mm)
L_h	= umur nominal bantalan (jam)
L_n	= keandalan umur bantalan (jam)
n	= putaran poros (rpm)
n_s	= putaran spesifik (rpm)
N_{cr}	= putaran kritis (rpm)
P	= daya (hp)

P_a	= tekanan permukaan (kg.mm)
P_d	= daya motor penggerak (kW)
Q	= kapasitas (m^3/jam)
Q_{too}	= kapasitas pompa teoritis (m^3/s)
r	= jari-jari filet poros (mm)
R_a	= jari-jari lingkaran impeler sisi dalam (mm)
R_b	= jari-jari lingkaran impeler sisi luar (mm)
r_1	= jari-jari sisi masuk impeler (mm)
r_{vol}	= jari-jari rumah volut (mm)
r_3	= jari-jari lidah rumah volut (mm)
S_f	= faktor keamanan
T	= momen puntir (kg.mm)
t	= tebal sudu (mm)
t_1	= kedalaman alu pasak pada poros (mm)
t_2	= kedalaman alur pasak pada naf (mm)
U_1	= kecepatan keluar pada sisi masuk impeler (m/s)
U_2	= kecepatan keluar pada sisi keluar impeler (m/s)
V	= faktor kontruksi bantalan
V_o	= kecepatan masuk impeler (m/s)
V_s	= kecepatan sisi hisap
V_b	= kecepatan sisi buang
V_{r1}	= kecepatan sisi masuk impeler arah radial (m/s)
V_{r2}	= kecepatan sisi keluar impeler arah radial (m/s)

W_i = berat impeler (kg)

W_p = berat poros (kg)

Y = defleksi lenturan (mm)

Z = jumlah sudu

DAFTAR LAMPIRAN

1. TABEL MOTOR LISTRIK
2. GAMBAR

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Tinjauan Umum

Pada dasarnya fluida cair dapat mengalir secara alami dikarenakan adanya perbedaan ketinggian (dari tempat yang lebih tinggi ketempat yang lebih rendah). Pada keadaan tertentu diperlukan pemindahan fluida cair dari tempat yang lebih rendah ketempat yang lebih tinggi. Maka untuk dapat memindahkan atau mengalirkan fluida cair tersebut dibutuhkan suatu mesin yaitu pompa.

Pompa merupakan suatu mesin yang dipergunakan untuk memindahkan fluida cair (tak mampu mampat) dari suatu tempat ketempat yang lain. Sedangkan fungsi pompa adalah untuk membangkitkan tekanan agar fluida cair dapat mengalir. Dengan adanya perbedaan tekanan antara diluar dan didalam pompa, fluida cair akan mengalir masuk kedalam pompa melalui saluran masuk (*suction*) dan dikeluarkan melalui saluran tekan (*discharge*).

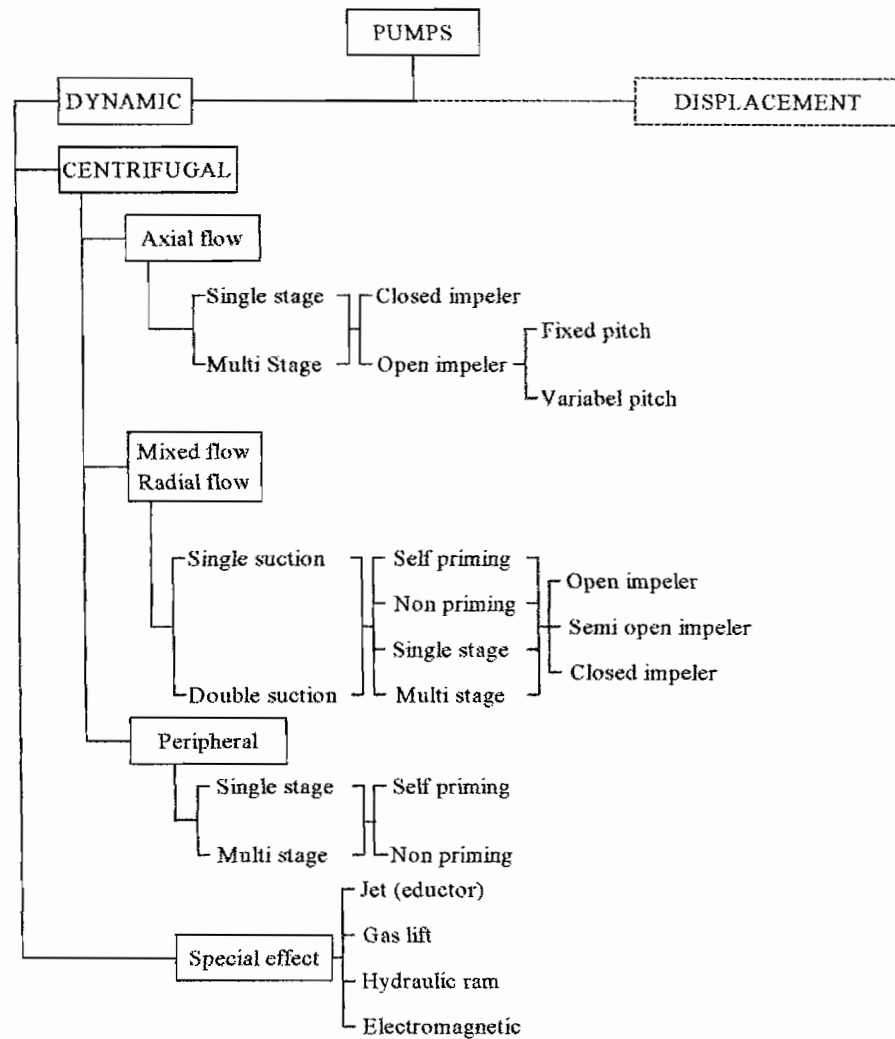
1.2. Klasifikasi Pompa

Pompa dapat diklasifikasikan menjadi berbagai macam jenis pompa menurut berbagai dasar pengelompokannya. Berdasarkan transfer energinya, pompa dapat dibedakan menjadi dua bagian yaitu :

1. Pompa dinamis (*dynamic pump*)

Pompa jenis ini disebut juga pompa perpindahan non positif, cara transfer energinya yaitu dengan adanya gaya centrifugal, fluida akan terlempar keluar

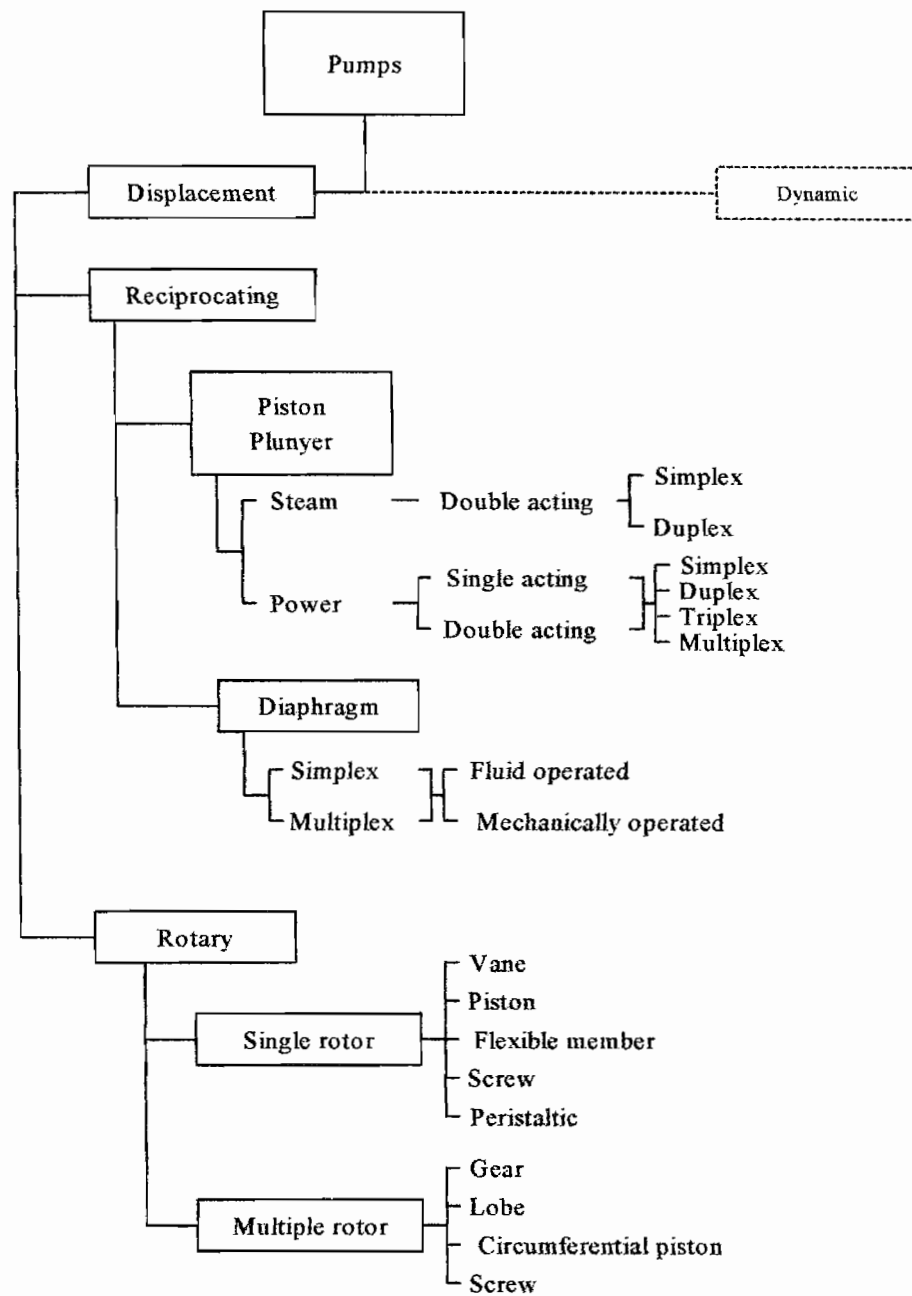
sehingga energi kinetik fluida naik. Energi kinetik kemudian diubah menjadi head tekan didalam rumah pompa atau didalam difuser.



Gambar 1.1 Klasifikasi pompa dinamis
(Karassik, 1976 ; 1.3)

2, Pompa perpindahan positif (positif displacement pump)

Cara transfer energinya dari pompa jenis ini adalah dengan cara memperkecil volume , karena dengan memperkecil volume tekanan akan menjadi besar.



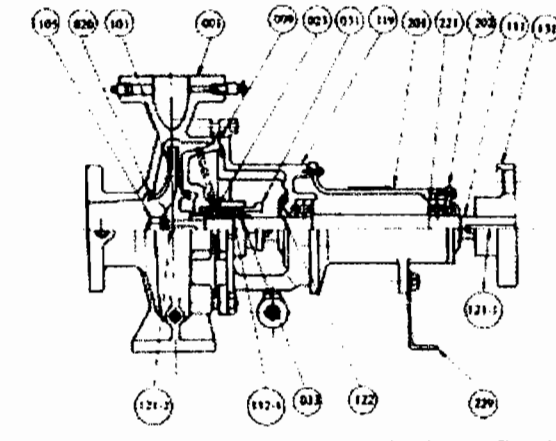
Gambar 1.2 Klasifikasi Pompa Perpindahan Positif
(Karassik, 1976 ; 1.4)

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

1.2.1. Klasifikasi menurut jenis

1. Pompa sentrifugal

Pompa ini mempunyai konstruksi sedemikian rupa sehingga aliran fluida yang keluar dari impeler dapat melalui sebuah bidang tegak lurus poros pompa. Impeler dipasang pada satu ujung poros, dan pada ujung yang lain dipasang kopleng untuk meneruskan daya dari penggerak. Poros ditumpu oleh dua buah bantalan. Sebuah paking atau perapat dipasang pada bagian rumah yang ditembus poros, untuk mencegah air membocor keluar atau udara masuk kedalam impeler.

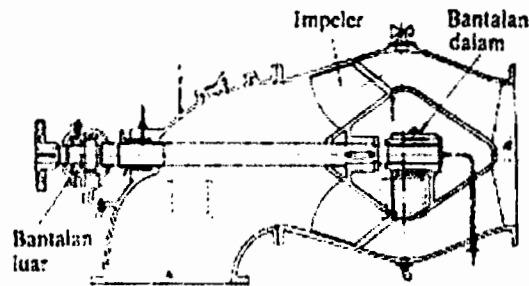


Gambar 1.3 Pompa sentrifugal
(Sularso, 2000 ; 75)

2. Pompa aliran campur

Pompa jenis ini aliran yang meninggalkan impeler bergerak sepanjang permukaan kerucut. Pada salah satu ujung poros impeler terpasang, ditumpu oleh bantalan dalam. Pada ujung poros yang lain terpasang kopleng dengan sebuah bantalan luar didekatnya. Bantalan luar terdiri dari sebuah bantalan aksial dan radial, umumnya berupa bantalan gelinding.

Pemakaian bantalan dalam menggunakan bantalan luncur yang dilumasi gemuk.



Gambar 1.4 Pompa aliran campur mendatar
(Sularso, 2000 ; 76)

3. Pompa aliran aksial

Aliran fluida cair yang mengalir meninggalkan impeler bergerak sepanjang permukaan silinder keluar.

1.2.2. Klasifikasi menurut bentuk rumah

1. Pompa volut

Sebuah pompa sentrifugal dengan fluida dari impeler secara langsung dibawa kerumah volut.

2. Pompa difuser

Pompa ini merupakan pompa sentrifugal yang dilengkapi dengan sudu difuser di keliling luar impelernya. Sudu difuser berfungsi untuk memperbaiki efisiensi pompa dan memperkokoh rumah. Kontruksi ini sering dipakai pada pompa besar dengan head tinggi.

3. pompa aliran campur jenis volut

Pompa ini mempunyai impeler jenis aliran campur dan sebuah rumah volut. Untuk mengalirkan fluida cair dipergunakan saluran yang lebar sehingga pompa tidak mudah tersumbat apabila ada benda asing yang ikut masuk kedalam impeler.

1.2.3. Klasifikasi menurut jumlah tingkat

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

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

2. Pompa bertingkat banyak

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

1.2.4. Klasifikasi menurut letak poros

1. Pompa jenis poros mendatar

Pompa ini mempunyai poros dengan posisi mendatar.

2. Pompa jenis poros tegak

Pompa ini mempunyai poros dengan posisi tegak.

1.2.5. Klasifikasi menurut belahan rumah

1. Pompa jenis belahan mendatar

Pompa ini mempunyai rumah yang dapat dibelah dua bagian dengan pembelahan mendatar yakni bagian bawah dan bagian atas. 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.

1.2.6. Klasifikasi menurut sisi masuk impeler

1. Pompa isapan tunggal

Pada pompa ini fluida masuk dari satu sisi impeler. Kontruksinya sangat sederhana sehingga banyak dipakai.

2. Pompa isapan ganda

Pompa ini memasukkan air melalui kedua sisi impeler. Disini poros yang menggerakkan impeler dipasang menembus kedua sisi rumah dan impeler dan ditumpu oleh bantalan diluar rumah. Karena poros menjadi lebih panjang dari pada pompa jenis lain.

1.2.7. Pompa jenis khusus

Pompa dengan motor benam (*submersible pump*). Untuk memompa dari sumur yang sangat dalam, sering dipakai pompa yang satu unit dengan penggerakannya, dimana keduanya dipasang terbenam dibawah permukaan air.

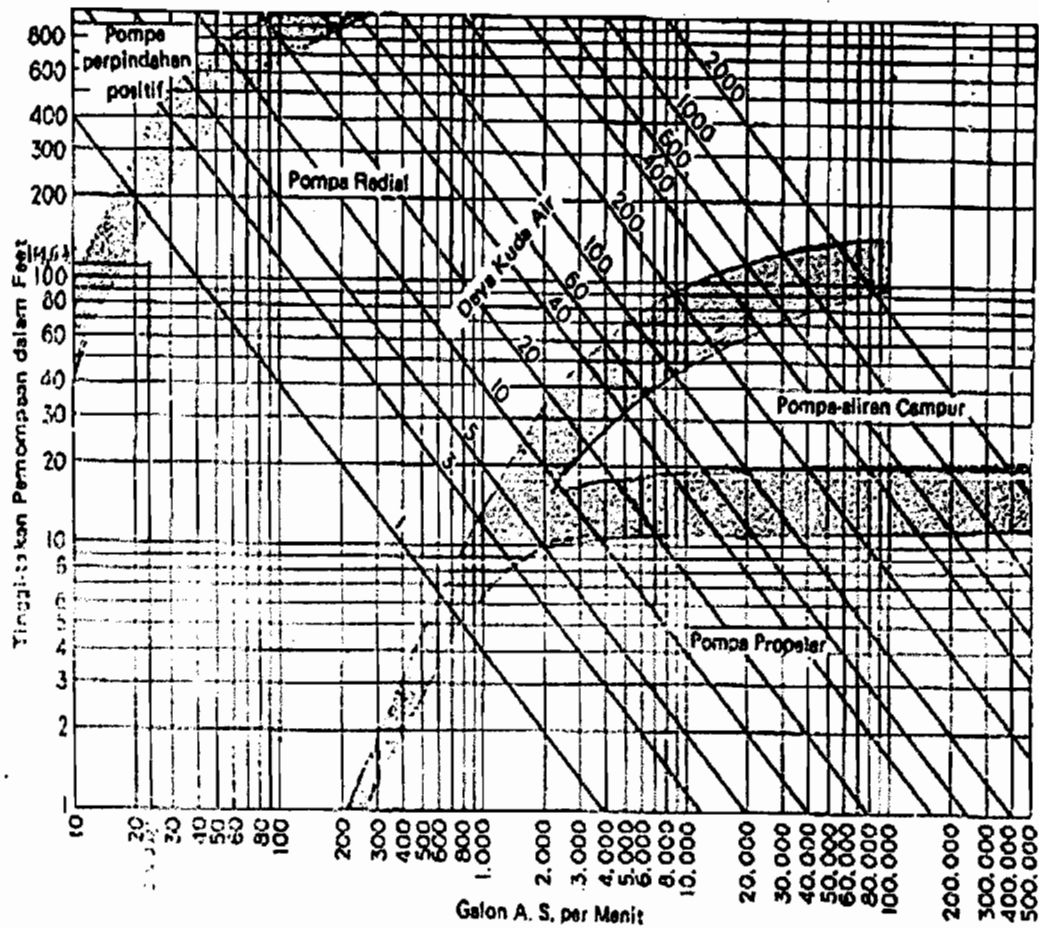
Pada Gambar 1.12 menunjukkan sebuah pompa sumur dalam dengan motor benam untuk memompa air tanah dari dalam sumur.

1.3. Pembatasan Masalah

Mengingat kompleksnya permasalahan dalam suatu perencanaan maka pembahasan dalam perancangan ditekankan khususnya pada hal berikut: segi kekuatan bahan, ukuran – ukuran dasar dari masing – masing elemen mesin serta

jenis dan standar bahan yang dipakai atau digunakan. Sedangkan segi – segi lain yang tidak penting seperti pengaruh getaran mesin (motor), umur ekonomis pompa, harga bahan yang digunakan, proses perakitan, instalasi pompa dan pembuatan dari tiap elemen mesin dan masih banyak lagi yang memiliki keterkaitan langsung dengan perancangan tidak dibahas secara khusus oleh penulis didalam perancangan ini. Didalam penulisan tugas akhir ini penulis mencoba untuk melakukan perancangan salah satu jenis pompa yang digunakan pada sumur. Pompa yang akan direncanakan adalah pompa dengan kapasitas $5,4 \text{ m}^3/\text{jam}$ dan head 35 m.

Setelah data di atas didapatkan, untuk memilih jenis pompa dapat digunakan grafik penentuan jenis pompa dalam Gambar 2.1



Gambar 2.1 Penentuan jenis pompa
(Austin, 1990: 56)

Dari grafik di atas , maka dengan kapasitas dan head yang telah ditentukan dipilih pompa radial. Dengan begitu penulis merancang pompa sentrifugal.

2.2 Putaran spesifik

Kecepatan spesifik akan memberikan klasifikasi impeler yang berdasarkan prestasi dan proporsi (tanpa memperhatikan ukuran aktual dan kecepatan impeler beroperasi). Selain itu dengan kecepatan spesifik dapat menentukan jumlah tingkat pompa yang akan dipergunakan sehingga dapat dicapai efisiensi pompa yang optimal. Pompa dengan 1 tingkat kecepatan spesifiknya dapat ditentukan dengan persamaan (2.1) (Austin, 1990: 49)

$$ns = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{0,75}} \quad (2.1)$$

Dengan : n : Putaran poros penggerak (rpm)

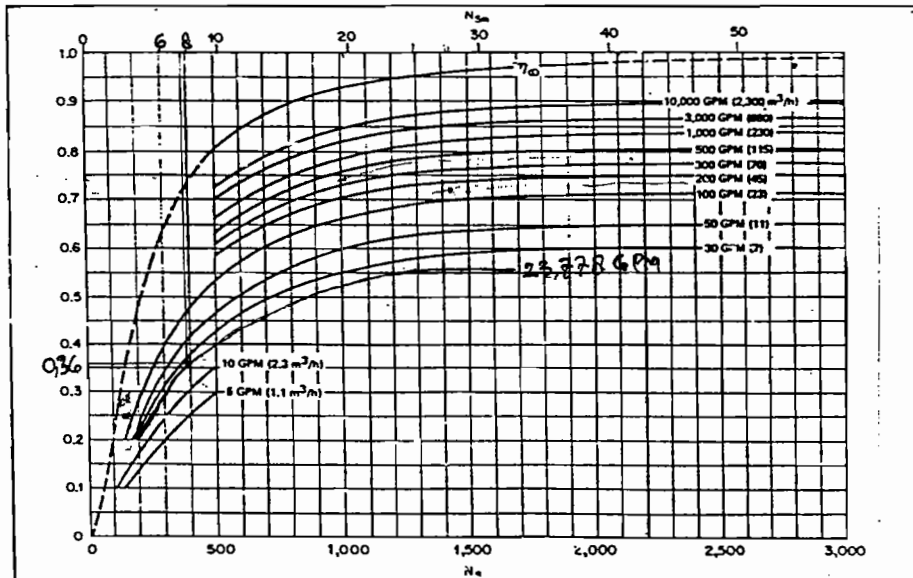
Q : Kapasitas pompa (gpm)

H : Tinggi tekan pompa (ft)

Kecepatan spesifik pompa

$$\begin{aligned} ns &= \frac{n\sqrt{Q}}{H^{0,75}} \\ &= \frac{2910\sqrt{23,778}}{114,835^{0,75}} \\ &= 404,505 \text{ rpm (AS)} \\ &= 7,832 \text{ rpm (SI)} \end{aligned}$$

2.3 Penentuan Efisiensi



Gambar 2.2 Efisiensi pompa
(Karassik,J.J., 1986: 2.13)

Dari perhitungan dan grafik diatas maka diperoleh data-data sebagai berikut

- Kapasitas pompa (Q) = 23,778 gpm
- Putaran poros penggerak (n) = 2910 rpm
- Tinggi tekan pompa (H) = 114,835 ft
- Putaran spesifik pompa pada 30 gpm (ns) = 454,357 rpm
- Putaran spesifik pompa pada 10 gpm (ns) = 262,324 rpm
- Putaran spesifik pompa pada 23,778 gpm(ns) = 404,505 rpm

Dari Gambar 2.2 dapat kita cari efisiensi pompa dengan cara interpolasi antara 30 gpm dan 10 gpm, maka didapatkan pada posisi 23,778 gpm sebesar (η_e)= 36 %.

2.4. Penentuan Jumlah Tingkat Pompa

Jumlah tingkat pompa (1 tingkat berarti pompa hanya menggunakan 1 impeler) sangat berpengaruh terhadap efisiensi pompa. Penentuan jumlah tingkat dilakukan dengan membandingkan head yang sudah ditentukan (H) dengan head yang didapat dari grafik (H').

Cara membaca grafik ini dapat dijelaskan sebagai berikut :

Melalui harga $Q = 5,4 \text{ m}^3/\text{jam}$ ditarik garis horizontal sampai memotong garis kecepatan putar 2910 rpm.

Dari titik potong tersebut dibuat garis sejajar ke garis H (konstan) sampai memotong garis horizontal yang memotong perpanjangan garis kecepatan spesifik $n_s = 7,832 \text{ rpm}$.

Pada kedua garis yang terakhir inilah dapat dibaca harga dari H' atau untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar 2.3

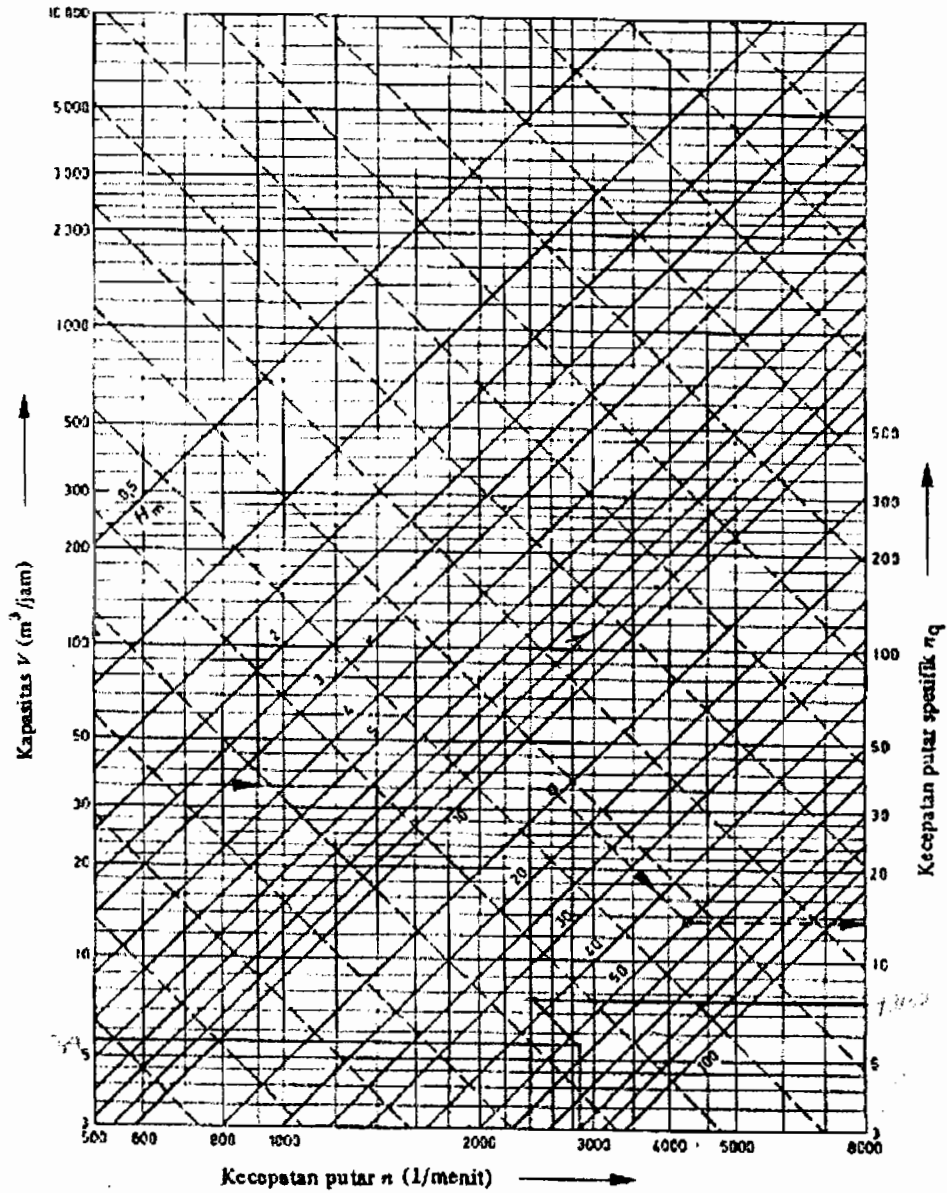
Selanjutnya jumlah tingkat pompa (i) dapat dicari dengan rumus :

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

Keterangan :

H' : Head yang diperoleh dari grafik

H : Head yang ditentukan



Gambar 2.3. Penentuan kecepatan spesifik n_s , dari satu roda jalan pompa
 (Dietzel,1996 : 251)

Dari data dan perhitungan diatas telah didapatkan :

$$\text{Kapasitas pompa (Q)} = 5,4 \text{ m}^3/\text{jam}$$

Head pompa (H)	= 35 m
Putaran motor (n)	= 2910 rpm
Putaran spesifik (ns)	= 7,832 rpm

Dari gambar 2.3 diperoleh tinggi tekan (H') :

$$H' = 35 \text{ m}$$

Maka jumlah tingkat pompa yang sesuai :

$$i = \frac{35}{35}$$

$$= 1 \text{ tingkat}$$

dari hasil perhitungan maka pompa yang sesuai dengan yang diminta adalah satu tingkat.

2.5. Daya pemompaan

Daya pemompaan merupakan daya yang berasal dari pompa yang dapat dipindahkan dan digunakan kefluida. Besarnya daya pemompaan dapat dihitung dengan persamaan (2.3) (Austin, 1990: 242)

$$P_v = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (2.3)$$

Dengan : ρ : Massa jenis fluida yang dipompa (kg/m^3)

: Untuk air memiliki massa jenis = 1000 kg/m^3

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

H : Tinggi tekan pompa (m)

Q : Kapasitas pompa (m^3/s)

Maka daya pemompaan adalah :

$$\begin{aligned}
 P_v &= 1000 \times 9,81 \times 0,0015 \times 35 \\
 &= 515,025 \text{ watt} \\
 &= 0,515 \text{ Kw} \\
 &= 0,690 \text{ hp}
 \end{aligned}$$

Guna menggerakkan pompa dengan daya pemompaan P_v , maka dibutuhkan daya motor penggerak yang lebih besar dari daya pemompaan tersebut. Besarnya daya motor penggerak dapat dihitung dengan persamaan (2.4) (Austin,1990: 243)

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

Dengan : P_v = Daya pemompaan (Kw)

η_e = Efisiensi pompa

Maka daya motor penggerak adalah :

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{515,025}{0,36} \\
 &= 1430,625 \text{ watt} \\
 &= 1,4306 \text{ Kw} \\
 &= 1,917 \text{ Hp}
 \end{aligned}$$

Jadi daya motor yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa adalah 1,5 Kw.

BAB III

PERANCANGAN IMPELER

3.1 Tinjauan umum

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

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

Jenis-jenis impeler yang diklasifikasikan menurut kecepatan spesifik pada impeler adalah sebagai berikut (Austin,1990: 53)

3.1.1 Impeler radial

Impeler jenis ini merupakan impeler yang konvensional dan secara praktis dipakai pada semua 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 diatas 150 ft. Keuntungan impeler ini dalam hal keseimbangan hidraulisnya sehingga gaya-gaya aksial saling berlawanan dan saling menghilangkan.]

3.1.2 Impeler jenis francis

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

3.1.3 Impeler jenis aliran campur

Tinggi tekan yang dihasilkan oleh impeler jenis ini sebagian disebabkan oleh gaya sentrifugal dan sebagian oleh tolakan impeler. Aliran buang arahnya sebagian radial dan sebagian aksial. Diameter buang rata-rata sama dengan diameter mata sisi masuknya, meskipun dapat lebih kecil. Daerah kecepatan spesifik antara 4500 rpm sampai dengan 8000 rpm.

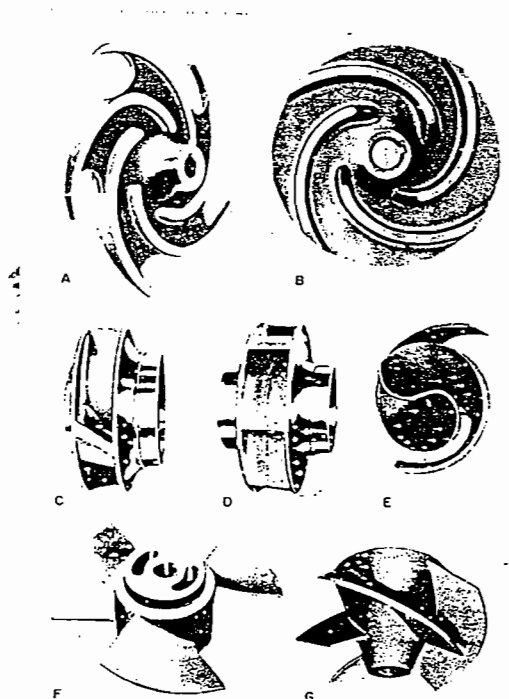
3.1.4 Impeler jenis propeler

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

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

Pada Gambar 3.1 dapat dilihat berbagai jenis impeler, impeler terbuka Gambar 3.1A mempunyai baling- baling yang dipasang pada pusat sumbu poros dengan dinding yang relatif kecil. Impeler semi terbuka Gambar 3.1B mempunyai selubung atau dinding hanya pada satu sisi saja, impeler tertutup Gambar 3.1C dan D mempunyai selubung pada kedua sisinya untuk menutup aliran cairannya. Unit hisapan tunggal atau hisapan ujung C mempunyai sisi masuk cairan pada satu sisi. Pada Gambar 3.1E ,F dan G adalah bentuk untuk bahan kertas jenis propeler dan aliran campur.(Hicks,1996:18)

Dalam perancangan pompa ini fluida yang dipompakan berupa air bersih, maka dari itu jenis impeler yang cocok dipergunakan adalah jenis impeler tertutup (*closed impeler*).



**Gambar 3.1 Jenis-jenis impeler
(Hicks & Edward, 1996: 19)**

3.2 Perhitungan ukuran utama impeler

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

3.2.1 Perhitungan diameter poros

Diameter poros impeler dihitung dengan menggunakan persamaan (3.1)

(Sularso, 1997: 8)

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

Dengan : τ_a = Tegangan geser bahan yang di ijinan (Kg/mm^2)

K_t = Faktor koreksi untuk momen puntir (1,0 – 1,5)

C_b = Faktor koreksi untuk beban lentur (1,2 – 2,3)

T = Momen puntir yang diterima poros ($\text{Kg} \cdot \text{mm}$)

Besarnya momen puntir dapat dihitung dengan persamaan (3.2)

(Sularso, 1997: 7)

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{Pd}{n} \quad (3.2)$$

Dengan : Pd = Daya motor penggerak (Kw)

n = Putaran motor penggerak (rpm)

Telah diketahui bahwa :

$$\begin{aligned} \text{Daya motor penggerak (Pd)} &= 2,011 \text{ hp} \\ &= 1,5 \text{ Kw} \end{aligned}$$

$$\text{Putaran motor penggerak (n)} = 2910 \text{ rpm}$$

Sehingga momen puntir yang diterima poros adalah :

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{1,5}{2910}$$

$$= 502,062 \text{ Kg.mm}$$

Di ambil bahan untuk poros adalah S40C dengan kekuatan tarik bahan yang diijinkan (σ_B) = 55 Kg/mm². Untuk menghindari beban berlebih maka diperlukan faktor keamanan, sehingga tegangan lentur dapat ditentukan dengan persamaan (3.3) (Sularso, 1997: 8)

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{S_{f1} \cdot S_{f2}} \quad (3.3)$$

Diambil : S_{f1} = faktor keamanan 1 = 6

(Diambil angka tersebut karena bahan poros dari baja)

S_{f2} = faktor keamanan 2 = 2

(Diambil angka tersebut karena poros akan dibuat bertingkat)

Maka tegangan lentur bahan yang diijinkan adalah :

$$\tau_a = \frac{55}{6 \cdot 2}$$

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

Untuk menentukan diameter poros, diambil faktor koreksi untuk momen puntir $K_t = 1,5$ faktor koreksi untuk tumbukan $C_b = 2$.

Maka diameter poros impeler adalah :

$$D_s = \left[\frac{5,1}{4,58} \times 1,5 \times 2 \times 502,062 \right]^{1/3}$$

$$= 11,878 \text{ mm}$$

Untuk menghubungkan poros dengan impeler dipergunakan pasak, kedalaman alur pasak pada poros harus ditambahkan pada diameter poros hasil perhitungan diatas.

Dari perhitungan diatas diambil ukuran penampang pasak 10 x 8 (Sularso, 1997: 10). Dengan kedalaman alur pasak pada poros (t_1)= 3,5 mm.

Maka diameter poros impeler menjadi :

$$\begin{aligned} D_s &= D_s \text{ hitungan} + (2 \times t_1) \\ &= 11,878 + (2 \times 3,5) \\ &= 18,878 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter poros harus disesuaikan dengan diameter poros standard (Tabel 3.1) maka diambil diameter poros sebesar 20mm.

Tabel 3.1 Diameter poros (Sularso,1997: 9)

(Satuan mm)

4	10	*22,4	40	100	*224	400
		24		(105)	240	
	11	25	42	110	250	420
					260	440
4,5	*11,2	28	45	*112	280	450
	12	30		120	300	460
		*31,5	48		*315	480
5	*12,5	32	50	125	320	500
				130	340	530
		35	55			
*5,6	14	*35,5	56	140	*355	560
	(15)			150	360	
6	16	38	60	160	380	600
	(17)			170		
*6,3	18		63	180		630
	19			190		
	20			200		
	22		65	220		
7			70			
*7,1			71			
			75			
8			80			
			85			
9			90			
			95			

3.2.2 Diameter Hub

Diameter hub harus dibuat lebih besar dari pada diameter poros impeler, dan dapat ditentukan dengan persamaan (3.4) (Austin, 1990: 93)

$$D_h = (1,3 - 1,5) D_s \quad (3.4)$$

Diambil diameter hub adalah :

$$\begin{aligned} D_h &= 1,4 D_s \\ &= 1,4 \times 20 \\ &= 28 \text{ mm} \\ &= 1,102 \text{ in} \end{aligned}$$

3.2.3 Diameter mata impeler

Diameter mata impeler dapat ditentukan dengan persamaan (3.5) (Austin1990:93)

$$D_0 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times Q_{tot}}{v_o} + Dh^2} \quad (3.5)$$

Dengan : Q_{tot} = kapasitas total pompa (ft³/s)

v_o = kecepatan masuk kemata impeler (ft/s)

D_h = diameter hub (in)

Kecepatan masuk kemata impeler V_o biasanya sedikit lebih besar dari pada kecepatan masuk flens sisi hisap. Besarnya kecepatan masuk ke mata impeler antara 10 sampai 15 ft/s. Karena kerugian turbulensi dan kerugian gesekan yang sebanding dengan kuadrat kecepatan, maka kecepatan masuk dipertahankan

sekecil mungkin. Kecepatan V_0 yang kecil akan menyebabkan ukuran mata impeler menjadi besar sehingga ukuran impeler tidak proporsional.

Kerugian kebocoran pompa besarnya kira-kira 2 sampai 10 % (Austin, 1990: 93) kapasitas pompa. Sehingga kapasitas total pompa harus lebih besar dari pada kapasitas yang telah ditentukan.

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

Maka diameter pipa flens diambil = 2,5 in

$$= 0,0635 \text{ m}$$

Luas penampang pipa hisap adalah :

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{4} \times \pi \times d^2 \\ &= \frac{1}{4} \times \pi \times 0,0635^2 \\ &= 0,0031 \text{ m}^2 \\ &= 3,1 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Kecepatan aliran pada flens dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan kontinuitas (3.6) (Austin, 1990: 9) yaitu :

$$Q = A \times V \quad (3.6)$$

Dengan : Q = kapasitas pompa (m^3/s)

A = luas penampang pipa (m^2)

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

Dari persamaan diatas dapat ditentukan kecepatan aliran dalam pipa masuk hisap sebagai berikut :

$$\begin{aligned} V_s &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,0015}{0,0031} \\ &= 0,483 \text{ m/s} \\ &= 1,585 \text{ ft/s} \end{aligned}$$



Di dalam saluran sisi hisap (*suction*). Kecepatan aliran yang masuk besarnya kira-kira 4 sampai 18 ft/s (Austin, 1990: 90). Kecepatan aliran sisi masuk hasil perhitungan diatas telah sesuai dengan persyaratan.

Kecepatan masuk melalui mata impeler harus lebih besar dari pada kecepatan aliran sisi hisap (Austin, 1990: 93), maka diambil :

$$\text{Kecepatan } V_o = 5 \text{ ft/s}$$

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

Maka kapasitas total pompa adalah :

$$Q_{tot} = 0,0530 \times 1,06$$

$$= 0,0562 \text{ ft}^3/\text{s}$$

Sehingga diameter mata impeler :

$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times 0,0562}{5} + 1,181^2}$$

$$= 1,810 \text{ in} = 45,978 \text{ mm}$$

$$= 46 \text{ mm}$$

3.2.4 Diameter sisi masuk impeler

Diameter sisi masuk impeler biasanya dibuat sama dengan diameter mata impeler, agar terjadi aliran yang mulus tanpa terjadinya turbulensi yang berlebihan.

Maka besarnya diameter sisi masuk impeler :

$$D_1 = D_0$$

$$D_1 = 46 \text{ mm}$$

$$= 1,811 \text{ in}$$

3.2.5 Lebar impeler sisi masuk

Lebar impeler sisi masuk dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan (3.7) (Austin, 1990: 94)

$$b_1 = \frac{144 \times Q}{\pi \times D_1 \times v_{r1} \times \varepsilon_1} \quad (3.7)$$

Dengan : Q = kapasitas total pompa (ft^3/s)

D_1 = diameter sisi masuk impeler (in)

v_{r1} = kecepatan sisi masuk impeler arah radial (ft/s)

ε_1 = faktor kontraksi

Faktor kontraksi ε_1 biasanya antara 0,8 sampai 0,9. Diambil harga faktor kontraksi $\varepsilon_1 = 0,85$. Kecepatan radial sisi masuk biasanya lebih besar dari pada kecepatan V_0 kira-kira 5 – 10 % dari harga V_0 . (Austin, 1990: 94)

Diambil $v_{r1} = 5\%$ maka kecepatan radial sisi masuk adalah :

$$\begin{aligned}
 v_{r1} &= (0,05 \times V_0) + V_0 \\
 &= (0,05 \times 5) + 5 \\
 &= 5,25 \text{ ft/s} \\
 &= 1,6 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Sehingga lebar sisi masuk impeler adalah :

$$\begin{aligned}
 b_1 &= \frac{144 \times 3,1806}{\pi \times 1,811 \times 5,25 \times 0,85} \\
 &= 0,319 \text{ in} \\
 &= 12,874 \text{ mm} \\
 &\approx 9 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

3.2.6 Diameter sisi keluar impeler

Diameter sisi keluar impeler dapat dicari dengan persamaan (3.8)
(Austin,1990: 94)

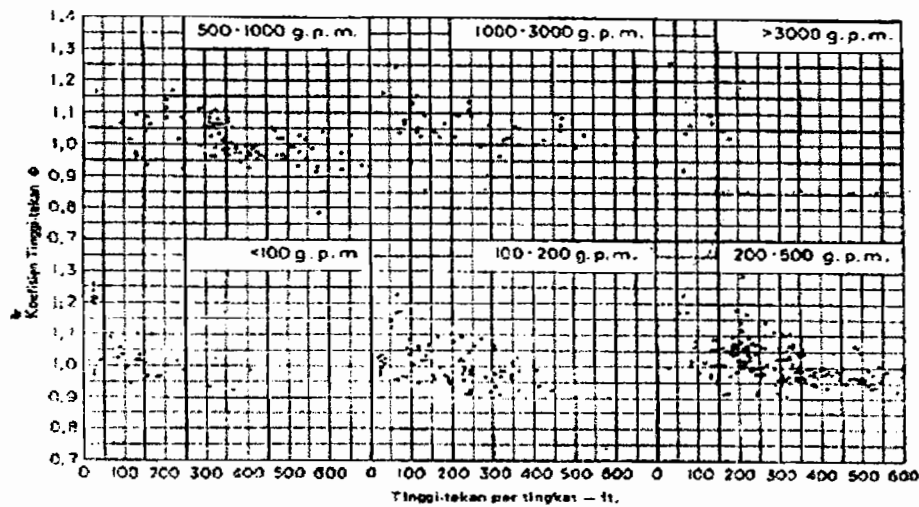
$$D_2 = \frac{1840 \times \Phi \times \sqrt{H}}{n} \quad (3.8)$$

Dengan : H = tinggi tekan pompa (ft)

n = putaran motor (rpm)

Φ = koefisien tinggi tekan overall

Harga koefisien tinggi tekan overall antara 0,9 sampai dengan 1,2 dengan harga rata-rata mendekati angka satu. Harga ini dapat dilihat dalam Gambar 3.2.



Gambar 3.2 Titik-titik koefisien tinggi tekan Φ tinggi tekan untuk berbagai kapasitas (Austin, 1990: 97)

Dari Gambar 3.2 dapat diambil harga koefisien tinggi tekan overall rata-rata adalah 1,1.

Sehingga diameter sisi keluar impeler adalah ;

$$D_2 = \frac{1840 \times 1 \times \sqrt{114,835}}{2910}$$

$$= 6,776 \text{ in}$$

$$= 172,106 \approx 173 \text{ mm}$$

3.2.7 Lebar sisi keluar impeler

Lebar sisi keluar impeler dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan

(3.9) (Austin, 1990: 98)

$$b_2 = \frac{144 \times Q}{v_{r2} \times D_2 \times \pi \times \epsilon_2} \quad (3.9)$$

Dengan : Q = kapasitas total pompa (ft^3/s)

V_{r2} = kecepatan aliran keluar arah radial (ft/s)

D_2 = diameter sisi keluar impeler (in)

ε_2 = faktor kontraksi impeler sisi keluar

Harga kecepatan keluar radial V_{r2} dibuat sama dengan kecepatan masuk radial V_{r1} atau lebih kecil kira-kira 15% dari V_{r1} . Untuk menghindari perubahan kecepatan yang mendadak. Sedangkan faktor kontraksi sisi keluar impeler ε_2 harganya antara 0,9 sampai dengan 0,95.

Maka diambil faktor kontraksi $\varepsilon_2 = 0,9$

Kecepatan radial $V_{r2} = V_{r1} - (15\% \times V_{r1})$

$$= 5,25 - (15\% \times 5,25)$$

$$= 4,463 \text{ ft/s}$$

$$= 1,360 \text{ m/s}$$

Sehingga lebar sisi keluar impeler adalah :

$$b_2 = \frac{144 \times 3,1806}{4,463 \times 6,776 \times \pi \times 0,9}$$

$$= 0,095 \text{ in}$$

$$= 2,405 \approx 3 \text{ mm}$$

3.3 Penentuan jumlah sudu

Untuk menentukan jumlah sudu maka terlebih dahulu menghitung kecepatan keliling sisi masuk impeler yang dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (3.10) (Austin,1990: 108)

$$U_1 = \frac{\pi \times D_1 \times n}{12 \times 60} \quad (3.10)$$

Dengan : D_1 = diameter sisi masuk impeler (in)

n = putaran poros impeler (rpm)

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Diameter sisi masuk impeler (D_1) = 1,811 in

Putaran poros impeler (n) = 2910 rpm

Maka kecepatan keliling sisi masuk impeler

$$\begin{aligned} U_1 &= \frac{\pi \times 1,811 \times 2910}{12 \times 60} \\ &= 22,983 \text{ ft/s} \\ &= 7,005 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Kecepatan aliran radial pada sisi masuk impeler

$$\begin{aligned} V_{r1} &= 5,250 \text{ ft/s} \\ &= 1,60 \text{ m/s} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \tan \beta_1 &= \frac{V_{r1}}{U_1} \\ &= \frac{5,250}{22,983} \\ &= 0,228 \\ \beta_1 &= 12,874^\circ \end{aligned}$$

Untuk mengimbangi kontraksi pada saat aliran ujung-ujung sudu, sudut β_1 harus sesuai dengan batasan. Batasan harga β_1 antara 10° sampai dengan 25° .

(Austin,1990: 94)

Maka diambil harga $\beta_1 = 20^\circ$

Pada sisi keluar impeler, sudut sisi keluar impeler dapat ditentukan dengan batasan yang cukup besar dan dapat dibuat lebih besar dari pada sudut sudu sisi masuk impeler. Hal ini dimaksudkan untuk mendapatkan laluan yang mulus dan kontinu. Harga sudut sudu sisi keluar impeler biasanya antara 15° sampai 40° . (Austin, 1990: 98) Maka harga sudut sisi keluar impeler β_2 diambil sebesar 30° .

Untuk menentukan jumlah sudu pada impeler tersebut dapat ditentukan dengan persamaan (3.11) (Austin, 1990: 105)

$$Z = 6,5 \times \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \times \sin \beta_m \quad (3.11)$$

Dengan : D_1 = diameter sisi masuk impeler (mm)

D_2 = diameter sisi keluar impeler (mm)

β_m = sudut rata-rata ($^\circ$)

Besarnya sudut rata-rata adalah

$$\begin{aligned} \beta_m &= \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \\ &= \frac{20 + 30}{2} \\ &= 25^\circ \end{aligned}$$

Jadi jumlah sudu pada impeler tersebut adalah :

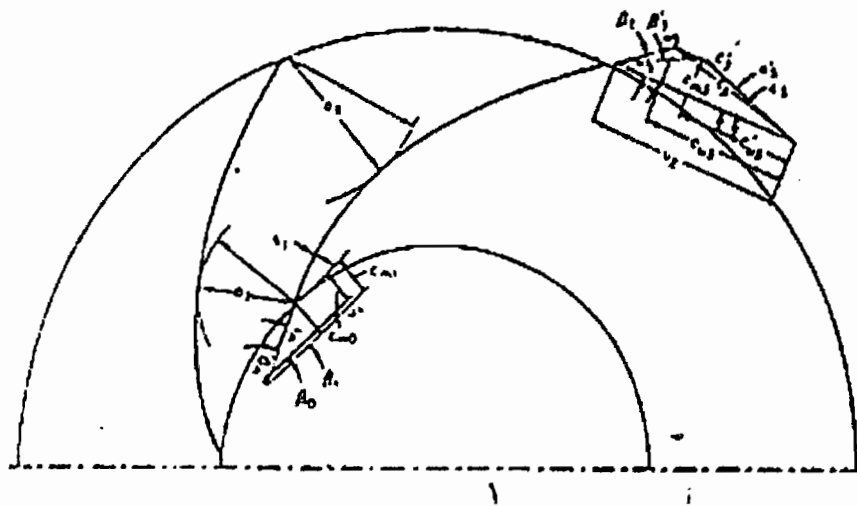
$$\begin{aligned} Z &= 6,5 \times \frac{173 + 46}{173 - 46} \times \sin 25^\circ \\ &= 4,736 \approx 5 \text{ buah} \end{aligned}$$

Jumlah sudu pada impeler memiliki batasan yaitu antara 5 sampai dengan 12 buah.(Austin,1990:106). Jadi jumlah sudu hasil perhitungan telah memenuhi syarat.

3.4 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 3.3. Untuk menggambarkan segitiga kecepatan pada impeler dibagi menjadi dua bagian,yaitu :

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



**Gambar 3.3. Segitiga kecepatan pada impeler
(Karassik,1976: 2.7)**

3.4.1 Segitiga kecepatan sisi masuk impeler

Dalam menggambarkan segitiga kecepatan sisi masuk impeler, fluida yang masuk kesudu-sudu impeler secara radial sehingga sudut masuk absolut $\alpha_1 = 90^\circ$ (Austin, 1990: 94)

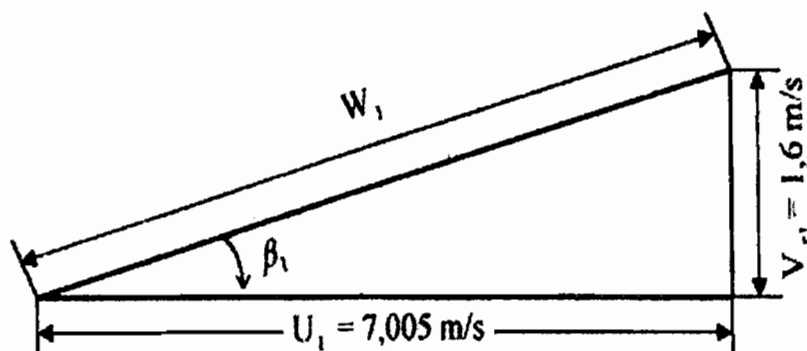
Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan keliling absolut } (U_1) &= 7,005 \text{ m/s} \\ &= 22,983 \text{ ft/s} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan radial sisi masuk impeler } (V_{r1}) &= 1,6 \text{ m/s} \\ &= 5,25 \text{ ft/s} \end{aligned}$$

Dari data tersebut dapat dilukiskan segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler Gambar 3.4.



Gambar 3.4. Segitiga kecepatan sisi masuk impeler

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

$$\begin{aligned}
 W_1 &= \frac{U_1}{\cos \beta_1} \\
 &= \frac{7,005}{\cos 20^\circ} \\
 &= 7,454 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

3.4.2 Segitiga kecepatan sisi keluar impeler

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

$$\begin{aligned}
 \text{Kecepatan radial sisi keluar impeler (} V_{r2} \text{)} &= 1,36 \text{ m/s} \\
 &= 4,463 \text{ ft/s}
 \end{aligned}$$

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

Maka kecepatan keliling sisi keluar impeler adalah : (Austin, 1990: 96)

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

Dengan : g = gravitasi (9,81 m/s)

H = tinggi tekan pompa (m)

K = pengaruh berbagai factor pada U_2 (0,6 – 0,7)

Maka :

$$\begin{aligned}
 U_2 &= \frac{1}{2} \left[\frac{1,36}{\tan 30^\circ} + \sqrt{\left(\frac{1,36}{\tan 30^\circ} \right)^2 + \frac{4 \times 9,81 \times 35}{0,6}} \right] \\
 &= 25,128 \text{ m/s} \\
 &= 82,419 \text{ ft/s}
 \end{aligned}$$

Komponen kecepatan V_{u2} sesungguhnya dari kecepatan absolut sisi keluar V_2 adalah :

$$\begin{aligned} V_{u2} &= U_2 - \frac{V_{r2}}{\tan \beta_2} \\ &= 82,419 - \frac{4,463}{\tan 30} \\ &= 74,689 \text{ ft/s} \\ &= 22,771 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Komponen aktual V'_{u2} dari kecepatan sisi keluar absolute V_2' adalah sebagai berikut :

$$V'_{u2} = V_{u2} \times \eta_{\infty}$$

Dengan : η_{∞} = untuk impeler jenis radial (0,65- 0,75) (Austin, 1990: 96)

Diambil $\eta_{\infty} = 0,7$

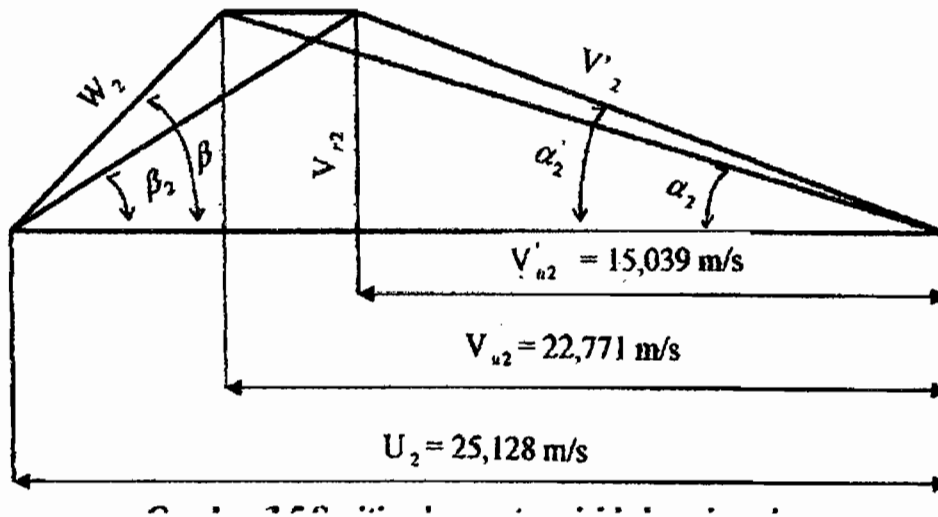
$$\begin{aligned} V'_{u2} &= 74,689 \times 0,7 \\ &= 52,282 \text{ ft/s} \\ &= 15,939 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Tangen sudut sisi keluar atual adalah :

$$\begin{aligned} \tan \alpha'_2 &= \frac{V_{r2}}{V'_{u2}} \\ &= \frac{4,463}{52,282} \\ &= 0,085 \\ \alpha'_2 &= 5,021^\circ \end{aligned}$$

Kecepatan absolut sisi keluar adalah :

$$\begin{aligned}
 V'_2 &= \sqrt{(V_{r2})^2 + (V'_{u2})^2} \\
 &= \sqrt{4,463^2 + 52,282^2} \\
 &= 52,472 \text{ ft/s} \\
 &= 15,997 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$



Gambar 3.5 Segitiga kecepatan sisi keluar impeler

Kecepatan relatif aliran fluida teoritis adalah :

$$\begin{aligned}
 W_2 &= \sqrt{(V_{r2})^2 + (U_2 - V_{u2})^2} \\
 &= \sqrt{1,36^2 + (25,128 - 22,771)^2} \\
 &= 2,721 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

BAB IV

PERANCANGAN SUDU

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

4.1 Bentuk sudu

Sudu pada imperler mempunyai bentuk yang dapat diklasifikasikan atas dasar sudut keluar β_2 , meliputi :

4.1.1 Backward Curve Vanes

Bentuk sudu seperti ini besar sudut keluar β_2 lebih kecil dari pada 90° . 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.

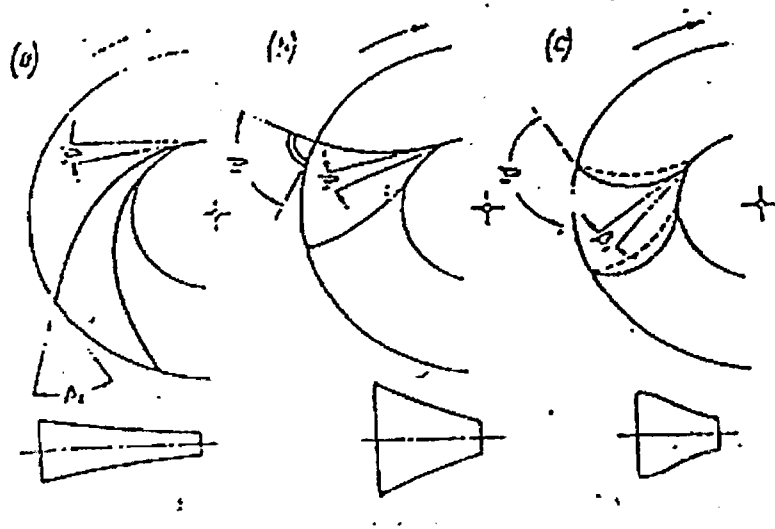
4.1.2 Radial Vanes

Bentuk sudu ini memiliki sudut keluar β_2 sama dengan 90° . Sudu ini dapat menimbulkan kecepatan absolut yang cukup besar, serta efisiensinya lebih tinggi dari pada forward curve vanes. Head total teoritis yang dihasilkan terdiri dari 50% energi kinetik dan 50% energi potensial.

4.1.3 Forward Curve Vanes

Bentuk sudu seperti ini melengkung kedepan dengan besar sudut keluar β_2 lebih besar dari pada 90° . Kecepatan absolute pada sudu tipe ini paling tinggi,

energi kecepatan diubah menjadi energi potensial, jalan aliran pendek, kelengkungan sudu terlalu besar, sehingga tidak cocok pompa sentrifugal.



Gambar 4.1 Bentuk Sudu
(Lazarkiewickz, 1965: 98)

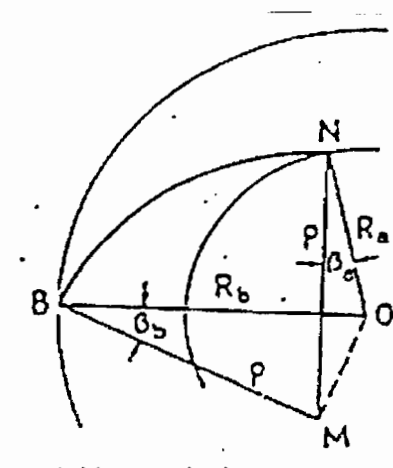
4.2 Penentuan Sudu

Faktor yang memengaruhi dalam pemilihan bentuk sudu adalah harga sudut keluar β_2 . Harga sudut keluar β_2 telah ditentukan dalam perhitungan sebelumnya, yaitu 30° . 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, 1990: 98) Untuk perancangan sudu ini dipergunakan metode busur tangen.

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



Gambar 4.2 Pelukisan Sudu dengan Busur Tangen (simetris)
(Austin, 1990: 104)

Sedangkan jari-jari kelengkungan busur sudu yang berada pada setiap lingkaran dapat diperoleh dengan persamaan (4.1) (Austin, 1990: 98)

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

Dengan : R_a = Jari-jari lingkaran impeler sisi dalam (mm)

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

β_a = Sudut pada lingkaran sisi dalam ($^\circ$)

β_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 :

$$\text{Jari-jari sisi masuk impeler } (R_1) = 23 \text{ mm}$$

$$\text{Jari-jari sisi keluar impeler } (R_2) = 86,5 \text{ mm}$$

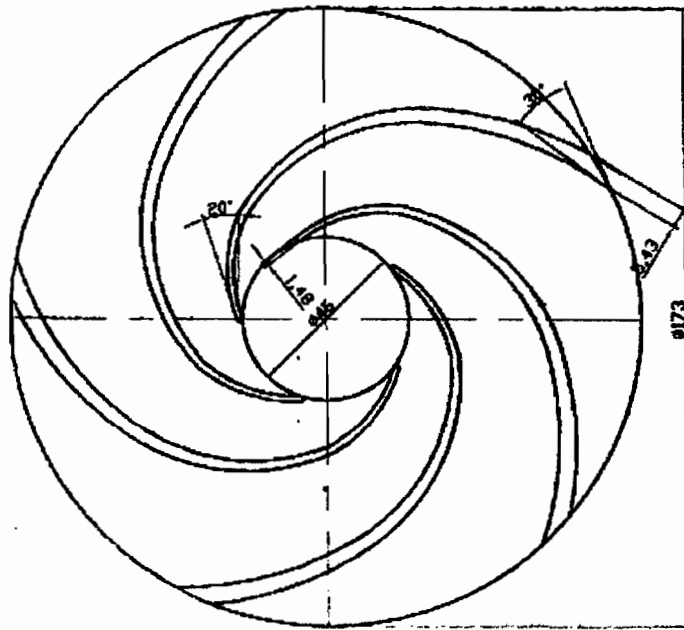
$$\text{Sudut sudu sisi masuk impeler } (\beta_1) = 20^\circ$$

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

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

Tabel 4.1 Jari-jari kelengkungan sudu

Lingkaran	R (mm)	R ² (mm) ²	β (°)	Cos β	R cos β (mm)	$R_b \cos \beta - R_a \cos \beta$ (mm)	$R_b^2 - R_a^2$ (mm) ²	ρ (mm)
1	23	529	20	0,939	21,59			
						11,5	745,49	32,41
B	35,7	1274,49	22	0,927	33,09			
						11,10	1068,07	48,11
C	48,4	2342,56	24	0,913	44,19			
						10,68	1390,65	65,10
D	61,1	3733,21	26	0,898	54,87			
						10,22	1713,23	83,82
E	73,8	5446,44	28	0,882	65,09			
						9,81	2035,81	103,76
2	86,5	7482,25	30	0,886	74,90			



Gambar 4.3 Pelukisan sudu

4.4 Tebal Sudu

Untuk menentukan tebal sudu impeler menggunakan persamaan (4.2)

(Austin, 1990: 106)

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

Dengan : D = Diameter lingkaran impeler (mm)

ε = Faktor kontraksi

z = Jumlah sudu

t = Tebal sudu

β = Sudut sudu ($^{\circ}$)

Pada sisi masuk impeler telah diketahui :

Diameter sisi masuk (D_1) = 46 mm

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

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

$$\text{Sudut sisi masuk impeler } (\beta_1) = 20^0$$

Maka tebal sudu pada sisi masuk impeler adalah

$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{(1 - \varepsilon_1) \times \pi \times D_1 \times \sin \beta_1}{z} \\ &= \frac{(1 - 0,85) \times \pi \times 46 \times \sin 20^0}{5} \\ &= 1,48 \text{ mm} \end{aligned}$$

Pada sisi keluar impeler telah diketahui bahwa :

$$\text{Diameter sisi keluar } (D_2) = 173 \text{ mm}$$

$$\text{Faktor kontraksi } (\varepsilon) = 0,9$$

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

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

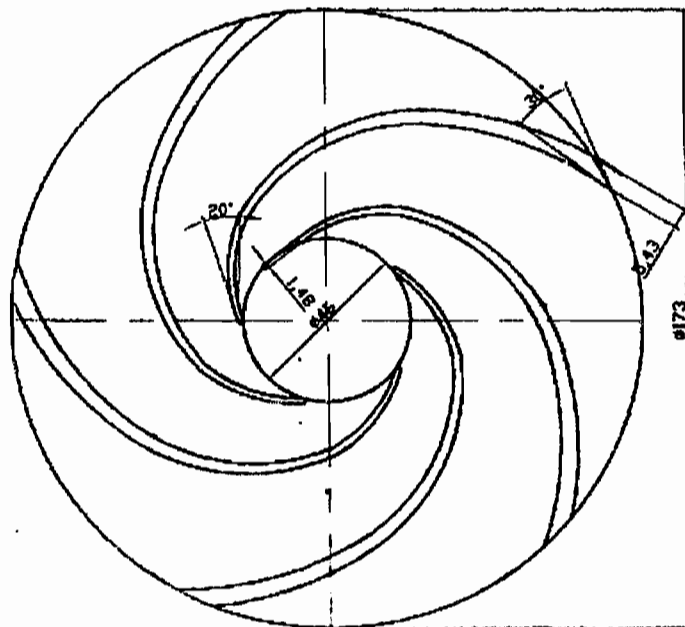
Maka tebal sudu pada sisi keluar impeler adalah

$$\begin{aligned} t_2 &= \frac{(1 - \varepsilon_2) \times \pi \times D_2 \times \sin \beta_2}{z} \\ &= \frac{(1 - 0,9) \times \pi \times 173 \times \sin 30^0}{5} \\ &= 5,43 \text{ mm} \end{aligned}$$

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

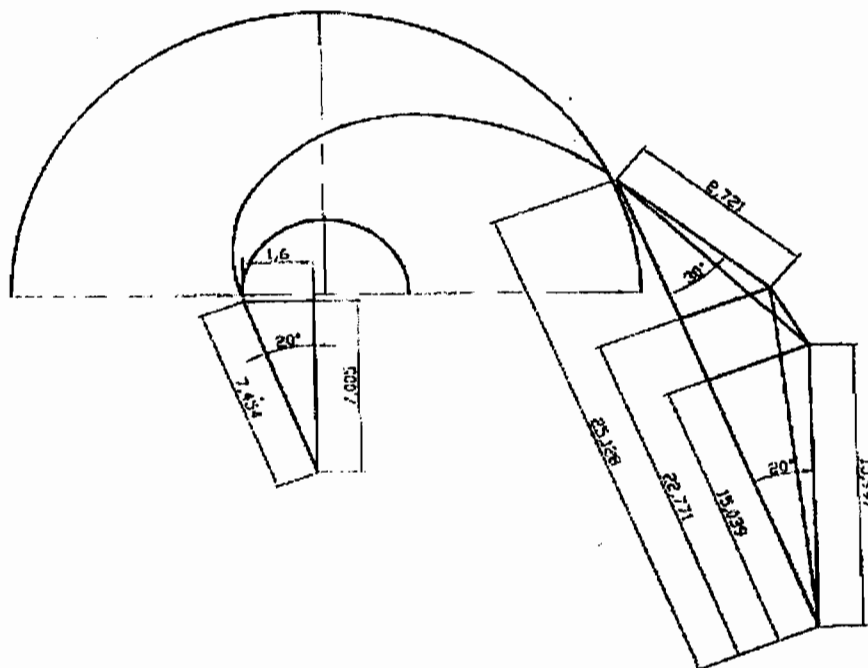
Tabel 4.2 Tebal kelengkungan sudu

Lingkar	D (mm)	ε	$\pi \times D$	$\beta (^{\circ})$	$\sin \beta$	z	t (mm)
1	46	0,85	144,44	20	0,342	5	1,48
B	71,4	0,86	224,19	22	0,375	5	2,27
C	96,8	0,87	303,95	24	0,408	5	3,06
D	122,2	0,88	383,71	26	0,438	5	3,85
E	147,6	0,89	463,46	28	0,469	5	4,64
2	173	0,90	543,22	30	0,5	5	5,43



Gambar 4.4 Gambar desain sudu

Dari hasil perhitungan dapat digambarkan segitiga kecepatan sisi masuk dan keluar pada impeler seperti dalam Gambar 4.5.



Gambar 4.5 Segitiga kecepatan

4.5 Lebar Lualan

Untuk menentukan lebar lualan dapat dipergunakan persamaan (4.3) (Austin, 1990: 106)

$$b = \frac{144 \times Q}{\pi \times D \times \varepsilon \times V_r} \quad (4.3)$$

Dengan : Q = Kapasitas pompa (ft^3/s)

D = Diameter lualan (in)

V_r = Kecepatan aliran radial (ft/s)

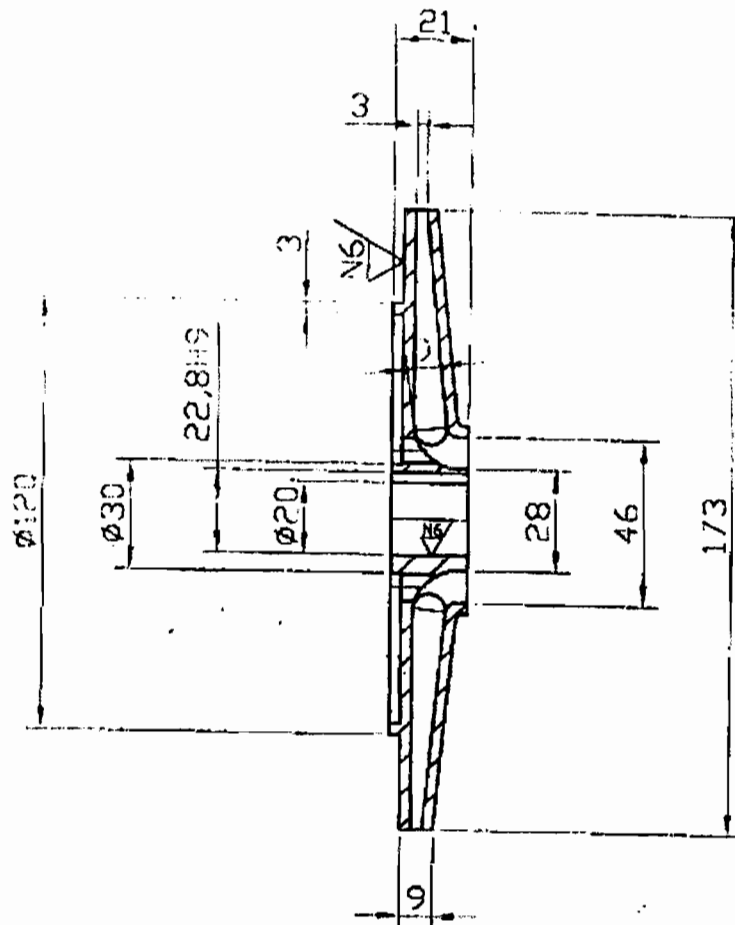
ε = Faktor kontraksi

Hasil perhitungan lebar lualan dapat dilihat dalam Tabel 4.3

Tabel 4.3 Lebar laluan (b)

Lingkaran	D (in)	ϵ	$\pi x D$ (in)	V_r (ft/s)	Q (ft ³ /s)	b (in)	b (mm)
1	1,811	0,85	5,69	5,25	0,056	0,32	9
B	2,811	0,86	8,83	5,09	0,056	0,21	5,33
C	3,811	0,87	11,97	4,93	0,056	0,16	4,06
D	4,811	0,88	15,11	4,78	0,056	0,13	3,30
E	5,811	0,89	18,25	4,62	0,056	0,11	3,12
2	6,811	0,90	21,39	4,46	0,056	0,09	3

Dari hasil data perhitungan diatas dapat digambarkan penampang impeler dan sudu seperti dalam Gambar 4.6.



Gambar 4.6. Penampang impeller

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. Didalam perancangan ini fluida yang akan dipompakan adalah air bersih (air tawar), dengan melihat Tabel 4.4 bahan pompa maka bahan impeler yang diambil adalah baja perunggu.

Tabel 4.4 Bahan-bahan untuk pompa yang umum dipakai (Sularso, 2000 : 56)

Nomor Kelompok	Frekuensi	Rumah (Casing)	Impeler	Pemakaian
A-1	O	FC	FC	Air tawar, air minum
A-2		FC	FCD	Air tawar, air minum
A-3	O	FC	SC	Air tawar, air minum
A-4	O	FC	BC	Air tawar, air minum
A-5	O	FC	PBC	Air laut Air tawar, air limbah
A-6	O	FC	ABC	Air laut Air tawar, air limbah
A-7	O	FC	SCS2	Air laut Air tawar, air minum
A-8	O	FC FC berlapis karet	SCS12 or SCS13 SCS12 or SCS13	Air limbah Air limbah, air laut Air distilasi, air laut
B-1	O	SC	SC	Air tawar, air laut
B-2		SC	ABC	Air tawar, air minum
B-3	O	SC	SCS2	Air laut Air tawar, air minum
B-4		SC	SCS12 or SCS13	Air limbah
B-5		SC	SCS14 or SCS15	Air limbah, air laut Air laut
C-1	O	BC	BC	Air distilasi, air laut
C-2		BC	PBC	Air laut
C-3		ABC	ABC	Air laut
D-1		SCS2	SCS2	Air limbah, air laut
D-2		SCS2	SCS12 or SCS13	Air limbah, air laut
D-3		SCS2	SCS14 or SCS15	Air laut
D-4	O	SCS12 or SCS13	SCS12 or SCS13	Air laut
D-5		SCS12 or SCS13	SCS14 or SCS15	Air laut
D-6		SCS12 or SCS13	Worthite	Air laut
E-1	O	SS	SC	Air tawar
E-2	O	SS	SCS2	Air tawar, air minum
E-3		SUS27	SCS13	Air tawar, air minum Air laut

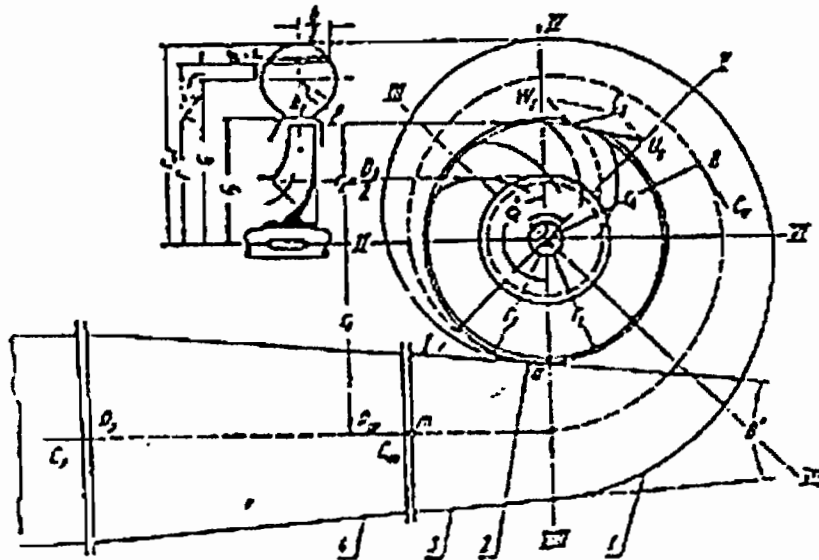
1. Frekuensi dengan tanda "O" berarti bahan sering dipakai.
2. FC (besi cor) menyatakan FC15, FC20, FC25 dan FC25 Ma.
3. BC (perunggu cor) menyatakan BC2 dan BC3.
4. SC berarti baja karbon cor.
5. ABC berarti perunggu aluminium cor.
6. SS berarti plat baja.
7. Nomor kelompok besar berarti bahan dengan mutu lebih tinggi.

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
(Khetagurov, 19...: 248)

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 (*tonque*) casing perlu diberi jarak antara (*clearance*). Jari-jari lidah dibuat lebih besar dari pada jari-jari luar impeler. Besarnya jari-jari lidah diperoleh dengan persamaan (5.1) (Khetagurov: 248)

$$r_3 = (1,02-1,05) r_2 \quad (5.1)$$

Dengan : r_2 = Jari-jari sisi luar impeler (mm)

Telah diketahui bahwa $r_2 = 86,5$ mm, maka besarnya jari-jari lidah adalah

$$\begin{aligned} r_3 &= 1,05 \times 86,5 \\ &= 90,825 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sedangkan lebar celah saluran volut b_3 dapat diperoleh dengan persamaan (5.2) (Khetagurov: 248)

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

Dengan : b_2 = lebar sisi keluar impeler (mm)

Telah diketahui bahwa $b_2 = 3$ mm, maka lebar celah volut b_3 adalah

$$\begin{aligned} b_3 &= 3 + (0,025 \times 86,5) \\ &= 5,162 \text{ mm} \end{aligned}$$

Penampang volut berupa lingkaran, jari-jari volut dapat diperoleh dengan persamaan (5.3) (Khetagurov, 19.. : 248)

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

Dengan : φ^0 = sudut perbagian (0)

r_3 = jari-jari lidah volut (mm)

χ = konstanta

Untuk memperoleh konstanta χ dipergunakan persamaan (5.4) (Khetagurrov: 247)

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

Dengan : Q = Kapasitas pompa (m^3/s)

k_u = Konstanta

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

$$V_{u3} \times r_3 = V_{u2} \times r_2 = V_u \times r = k_u = \text{konstan (Khetagurrov:239)} \quad (5.5)$$

Dalam perhitungan sebelumnya, pada sisi impeler telah diperoleh

Kecepatan absolute aliran fluida (V_{u2}) = 22,771 m/s

Jari-jari sisi keluar impeler (r_2) = 86,5 mm

= 0,0865 m

Maka harga konstanta k_u adalah

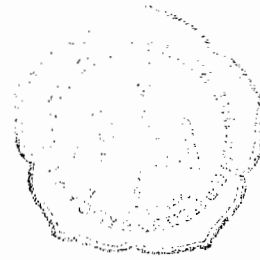
$$\begin{aligned} k_u &= V_{u2} \times r_2 \\ &= 22,771 \times 0,0865 \\ &= 1,97 \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

Dengan kapasitas pompa $Q = 0,0015 \text{ m}^3/\text{s}$, maka harga konstanta χ dapat diperoleh, yaitu :

$$\chi = \frac{720}{0,0015} \times 1,97 \times \pi$$

$$= 2969184 \text{ /m}$$

$$= 2969,18 \text{ /mm}$$



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

Tabel 5.1 Hasil perhitungan rumah keong

Bagian	φ^0	$\frac{\varphi^0}{\chi}$	$2 \frac{\varphi^0}{\chi} r_3$	$\sqrt{2 \frac{\varphi^0}{\chi} r_3}$	ρ (mm)	$r_{3+\rho}$ (mm)	r_{vol} (mm)
I	10	0,003	0,54	0,73	0,733	91,553	92,28
II	45	0,015	2,72	1,65	1,665	92,485	94,15
III	90	0,030	5,45	2,33	2,360	93,180	95,94
IV	135	0,045	8,17	2,86	2,905	93,725	96,63
VI	180	0,060	10,90	3,30	3,360	94,180	97,54
VII	225	0,075	13,62	3,70	3,375	94,595	98,37
VII	270	0,090	16,35	4,04	4,130	94,950	99,08
VIII	315	0,106	19,25	4,36	4,466	95,286	99,75
IX	360	0,121	21,98	4,69	4,811	95,631	100,44
X	370	0,125	22,70	4,76	4,885	95,705	100,59

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 dari pada diameter pipa hisapnya. Hal ini berfungsi untuk menghindari kesukaran-kesukaran akibat terjadinya kavitasi.

Untuk menghindari diameter pipa yang tidak ada dipasaran dapat dipergunakan ukuran diameter pipa standard. 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/s.(Austin, 1990: 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

$$\begin{aligned} \text{Diameter} &= 1,5 \text{ inc} \\ &= 38,1 \text{ mm} \\ &= 0,0381 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Kapasitas pompa} &= 0,0015 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 23,778 \text{ gpm} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan 3.6, dapat ditentukan kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan, yaitu :

$$\begin{aligned} V_d &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0.0015}{\frac{1}{4} \times \pi \times 0.0381^2} \\ &= 1,315 \text{ m/s} \\ &= 4,273 \text{ ft/s} \end{aligned}$$

Dari perhitungan kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan diatas, 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 1, 5 in (38,10mm).

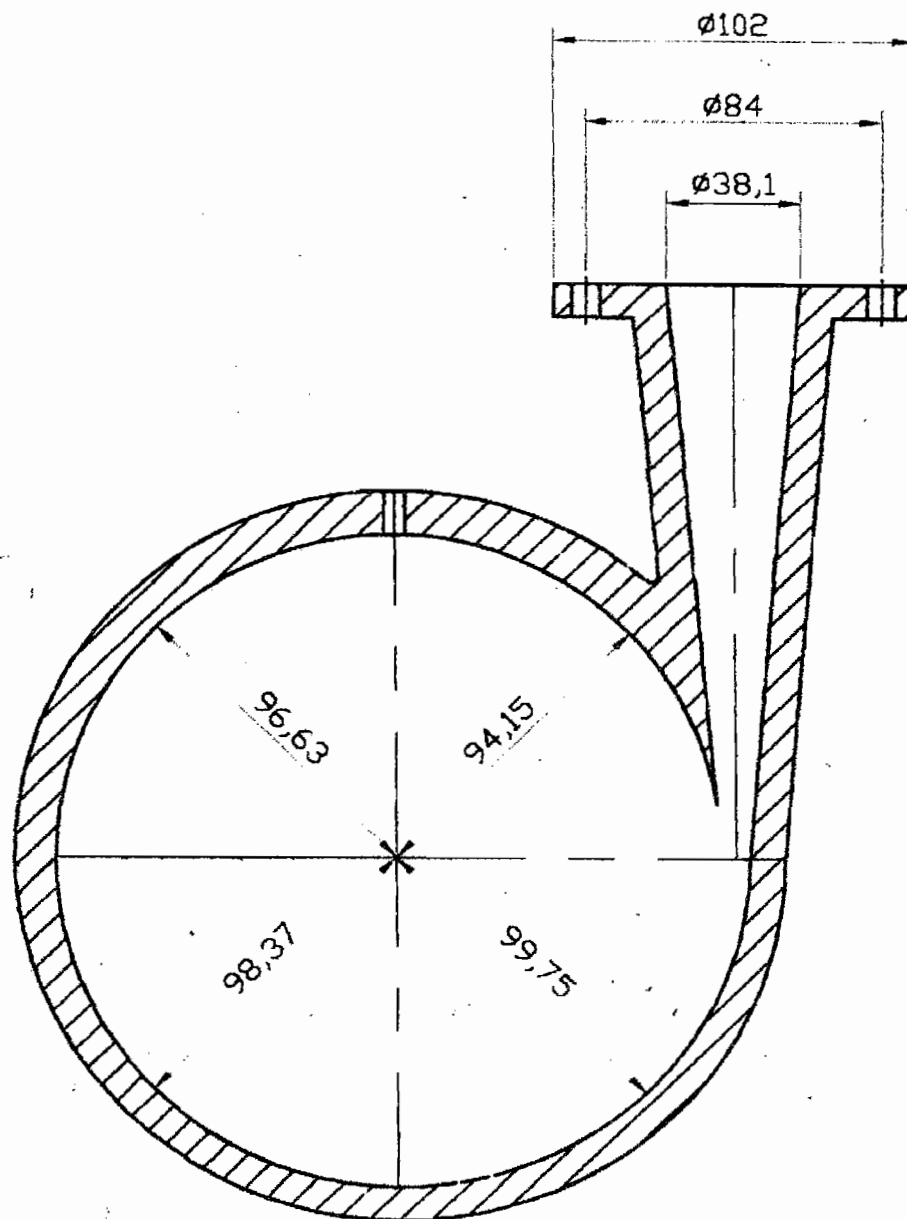
5.4 Penentuan Bahan Rumah Pompa

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

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

- memiliki ketahanan gasekan terhadap benda lain.
- Memiliki ketahanan terhadap korosi.
- Bahan mudah dibentuk.
- Harga bahan lebih murah.

Setelah melihat bahan pompa dalam table 4.4 pemilihan bahan pompa dan impeller. Maka untuk fluida air bersih (tawar) dapat dipilih bahan rumah pompa yang cocok yaitu besi cor.



Gambar 5.2 Volut casing hasil perancangan

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 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 di depan telah diketahui bahwa momen puntir yang diterima poros $T = 5020,619 \text{ kg} \cdot \text{mm}$

Bobot 2 piringan impeler diperoleh dengan persamaan 6.1 (Sularso, 1997: 23)

$$W = \frac{1}{4} \times \pi \times (D_2^2 - d_s^2) \times b_2 \times \gamma \quad (6.1)$$

Dengan : $D_2 =$ Diameter sisi luar impeler = 173 mm

$d_s =$ Diameter lubang poros pada impeler = 20 mm

$b_2 =$ Lebar 2 piringan impeler = 6 mm

$\gamma =$ Berat jenis bahan impeler = $8,533 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

$$W_1 = \frac{1}{4} \times \pi \times (D_2^2 - d_s^2) \times b_2 \times \gamma$$

$$= \frac{1}{4} \times \pi \times (173^2 - 20^2) \times 6 \times 8,533 \times 10^{-6}$$

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

Bobot 5 buah sudu adalah

$$W_2 = 10 \times P \times L \times t \times \gamma$$

Dengan: P = Panjang sudu = 144 mm

$$L = \text{Lebar sudu rata - rata} = \frac{9+3}{2} = 6 \text{ mm}$$

$$t = \text{Tebal rata-rata sudu} = \frac{5,43+1,48}{2} = 3,455 \text{ mm}$$

Maka bobot 5 buah sudu adalah

$$W_2 = 5 \times 144 \times 6 \times 3,455 \times 8,533 \times 10^{-6} = 0,13 \text{ kg}$$

Gaya radial yang bekerja pada impeler dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (6.2) (Karassik, 1976: 2.175)

$$F_r = 0,433 \times K_r \times S_g \times H \times D_2 \times b_2 \quad (6.2)$$

Dengan : K_r = Koefisien eksperimental

S_g = Berat jenis fluida yang dipompa (lb/in³)

H = Tinggi tekan pompa (in)

D_2 = Diameter sisi luar impeler (in)

b_2 = Lebar impeler (in)

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui

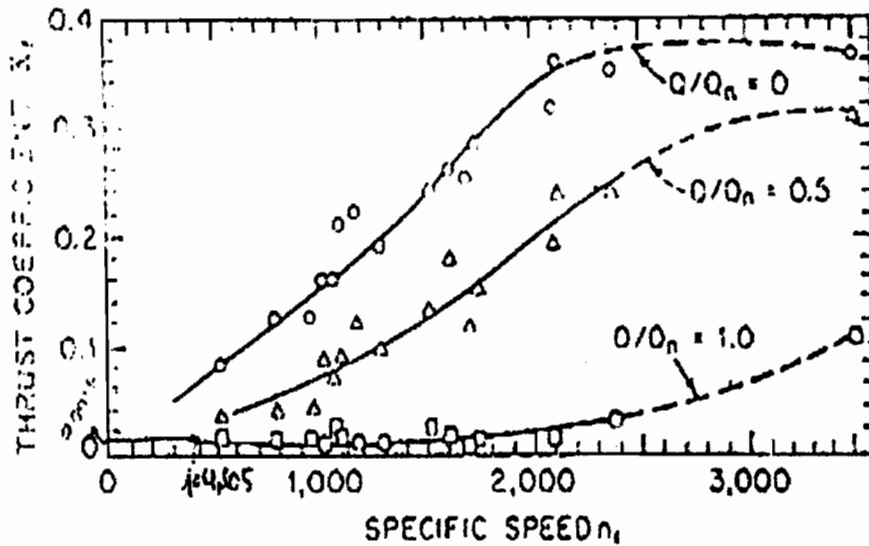
$$\text{Berat jenis air } (\gamma) = 3,613 \times 10^{-2} \text{ lb/in}^3$$

$$\text{Tinggi tekan pompa (H)} = 1377,95 \text{ in}$$

Diameter sisi luar impeler (D_2) = 6,81 in

Lebar impeler sisi luar (b_2) = 0,118 in

Harga koefisien K_r dapat diperoleh menggunakan grafik seperti pada Gambar 6.1.



Gambar 6.1 Harga koefisien eksperimental K_r
(Karassik, 1976: 2.175)

Dari Gambar 6.1 dapat diperoleh harga koefisien eksperimental $K_r = 0,0015$

Gaya radial pada impeler

$$F_r = 0,433 \times 0,0015 \times 3,613 \times 10^{-2} \times 1377,95 \times 6,81 \times 0,118$$

$$= 0,026 \text{ lb}$$

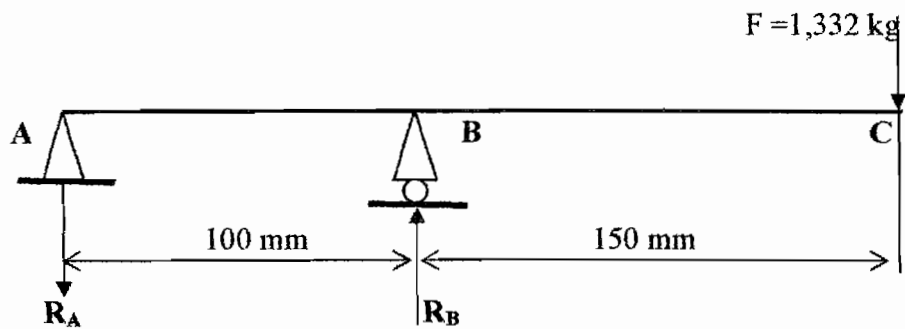
$$= 0,012 \text{ kg}$$

Jumlah beban lentur yang diterima poros adalah

$$F = F_r + W_1 + W_2$$

$$= 0,012 + 1,19 + 0,13$$

$$= 1,332 \text{ kg}$$



Gambar 6.2 Skema gaya yang terjadi pada poros

$$\sum M_B = 0$$

$$(-R_A \times 100) + (F \times 150) = 0$$

$$R_A = \frac{F \times 150}{100} = \frac{1,332 \times 150}{100}$$

$$= 2 \text{ kg}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_B - R_A - F = 0$$

$$R_B = F + R_A$$

$$= 1,332 + 2$$

$$= 3,332 \text{ kg}$$

Gaya reaksi tumpuan karena F menyebabkan momen lengkung (M_B) dititik B

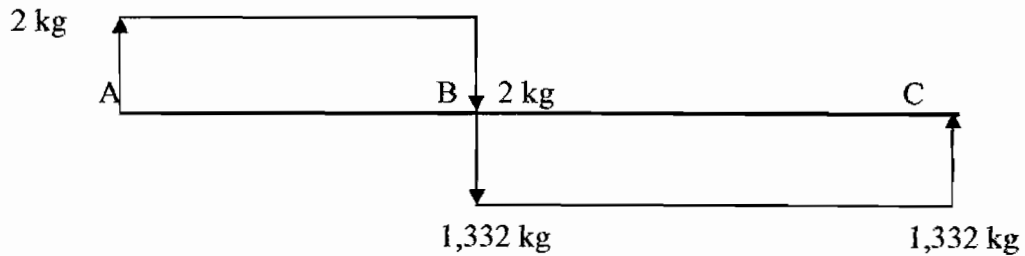
$$M_B = R_A \times 100$$

$$= 2 \times 100$$

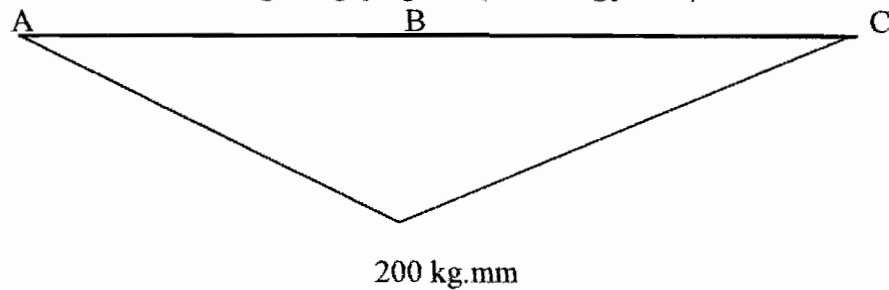
$$= 200 \text{ kg.mm}$$

$$\text{dititik A : } M_A = 0$$

$$\text{dititik C : } M_C = 0$$



Gambar 6.3 Diagram gaya geser (*Shearing force*)



Gambar 6.4 Diagram momen lengkung (*Bending moment*)

Dari Gambar 6.4 terlihat bahwa momen lentur maksimal terjadi pada tumpuan B yaitu sebesar 318 kgmm.

6.2 Penentuan Diameter Poros

Dari bab sebelumnya telah diketahui bahwa untuk poros adalah S 40 C dengan kekuatan tarik bahan adalah 55 kg/mm^2 . Dengan kemungkinan poros dibuat bertingkat maka tegangan lentur bahan diijinkan sebesar $4,58 \text{ kg/mm}^2$.

Diameter poros yang dipengaruhi beban puntir dan beban lentur dapat diperoleh dengan persamaan (6.3) (Sularso,1997: 18)

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(k_m \times M)^2 + (k_t \times T)^2} \right]^{1/3} \quad (6.3)$$

Dengan : τ_a = Tegangan lentur bahan yang diijinkan (kg/mm^2)

k_m = Faktor koreksi beban lentur

k_t = Faktor koreksi beban puntir

M = Momen lentur (kgmm)

T = Momen puntir (kgmm)

Dalam perancangan ini diambil

Faktor koreksi beban lentur (k_m) = 2

Faktor koreksi beban puntir (k_t) = 1,5

Besarnya diameter poros adalah

$$d_s = \left[\frac{5,1}{4,58} \sqrt{(2 \times 200)^2 + (1,5 \times 502,062)^2} \right]^{1/3}$$

$$= 9,828 \text{ mm}$$

maka diambil diameter poros 20 mm.

6.3 Konsentrasi Tegangan Poros

Dalam perancangan poros bertingkat ini

Diameter poros (D) = 25 mm

Diameter poros (d) = 20 mm

Harga jari-jari filet poros

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

$$= \frac{25 - 20}{2}$$

$$= 2,5 \text{ mm}$$

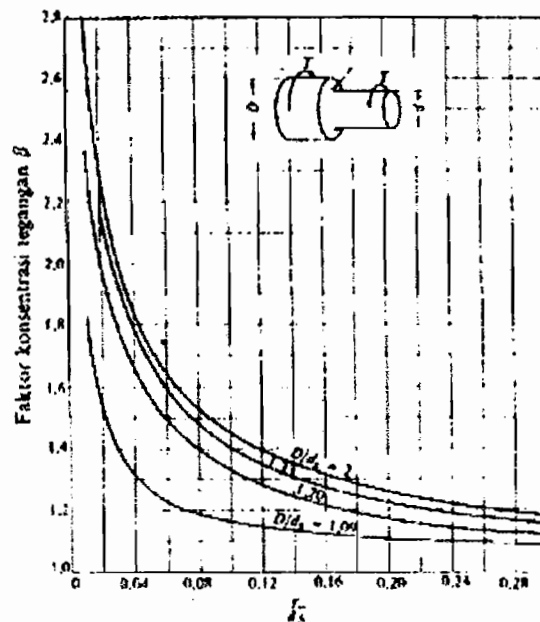
Perbandingan jari-jari filet dengan diameter poros

$$\frac{r}{d} = \frac{2,5}{20} = 0,125$$

Perbandingan diameter poros

$$\frac{D}{d}$$

$$\frac{25}{20} = 1,25$$



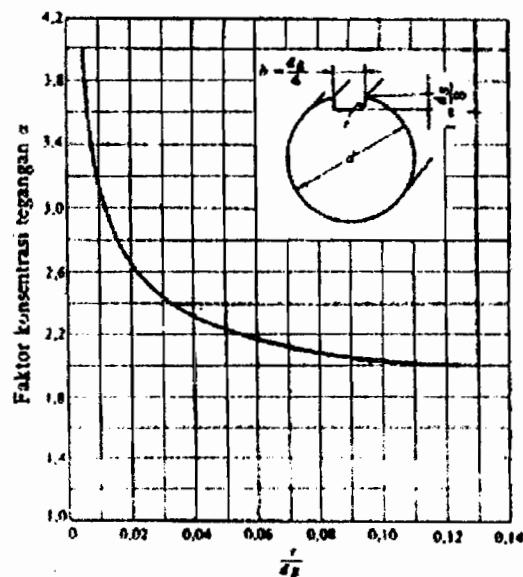
Gambar 6.5 Faktor konsentrasi tegangan β poros bulat dengan pengecilan diameter poros yang diberi filet. (Sularso, 1997: 11)

Dari Gambar 6.5 didapatkan harga faktor konsentrasi tegangan $\beta = 1,3$

Pasak yang digunakan berukuran 7x7, dan jari-jari filet alur pasak = 0,25 mm.

Perbandingan jari-jari filet dengan diameter poros adalah

$$\frac{r}{d} = \frac{0,25}{20} = 0,0125$$



Gambar 6.6 Faktor konsentrasi tegangan α pada poros bulat dengan alur pasak yang diberi filet.
(Sularso, 1997: 9)

Dari Gambar 6.6 diperoleh harga faktor konsentrasi tegangan $\alpha = 2,95$. Bila α atau β untuk konsentrasi tegangan pada poros bertangga atau alur pasak yang ditaksir terdahulu, maka α atau β sering kali menghasilkan diameter poros yang lebih besar. Bandingkan α dan β , dan pilihlah yang lebih besar. Dari Gambar 6.5 dan 6.6, didapat α lebih besar dari β maka perancangan ini menggunakan α .

Untuk poros yang mendapat beban puntir dan lentur, tegangan geser maksimum poros dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (6.4) (Sularso , 1997: 18).

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

Sehingga tegangan geser maksimum poros adalah

$$\begin{aligned} \tau_{mak} &= \frac{5,1}{20^3} \sqrt{(2 \times 200)^2 + (1,5 \times 502,062)^2} \\ &= 0,54 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Persyaratan yang harus dipenuhi agar hasil perancangan poros aman adalah

$$\tau_a \times S_{f2} > \tau_{mak} \times \alpha$$

$$4,58 \times 2 > 0,53 \times 2,95$$

$$9,16 > 1,56 \text{ (aman)}$$

6.4 Sudut Puntir

Besarnya sudut puntir dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (6.5) (Sularso, 1997: 18).

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

Dengan: T = Momen puntir = 502,062 kg/mm

L = Panjang poros = 150 mm

G = Modulus geser = 8300 kg/mm²

ds = Diameter poros = 20 mm

$$\begin{aligned} \theta &= 584 \times \frac{502,062 \times 150}{8300 \times 20^4} \\ &= 0,033^0 \end{aligned}$$

Untuk poros yang dipasang pada mesin umum dalam kondisi kerja normal besarnya sudut puntir dibatasi sampai 0,25 atau 0,3 derajat untuk setiap meter panjang poros atau per 1000 mm. Bila diambil $\theta_{maks} > 0,3^0$, maka :

$$\begin{aligned} \theta_{maks} &= 0,3^0 \times \frac{150}{1000} \\ &= 0,045^0 \\ 0,033^0 &< 0,045^0 \end{aligned}$$

Besarnya sudut punter pada poros $0,033^0 < 0,045 \rightarrow$ memenuhi.

6.5 Defleksi Lenturan Poros

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

Besarnya defleksi lenturan poros dapat dicari dengan persamaan (6.6) (Sularso,1997: 18).

$$Y = 3,23 \times 10^{-4} \frac{F \times L_1^2 \times L_2^2}{d_s^4 \times l} \quad (6.6)$$

Dengan: F = Beban lentur yang diterima poros (kg)

L_1 = Panjang pusat impeler dengan pusat bantalan A (mm)

L_2 = Panjang pusat impeler dengan pusat bantalan B (mm)

d_s = Diameter poros (mm)

l = Jarak pusat antar bantalan (mm)

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa beban lentur yang terjadi pada poros sebesar 1,82 kg. Sedangkan berat poros dapat dicari dengan persamaan :

$$W_p = \frac{1}{4} \times \pi \times d_s^2 \times l \times \gamma$$

Dengan : Berat jenis baja = $7,833 \times 10^{-6}$ kg/mm³

$$W_p = \frac{1}{4} \times \pi \times 25^2 \times 250 \times 7,833 \times 10^{-6}$$

$$W_p = 0,96 \text{ kg}$$

Berat beban keseluruhan (F_{tot}) = $F + 0,5 \times W_p$

$$F_{tot} = 1,22 + 0,5 \times 0,96$$

$$F_{tot} = 1,70 \text{ kg}$$

$$Y = 3,23 \times 10^{-4} \frac{1,70 \times 150^2 \times 250^2}{25^4 \times 100}$$

$$Y = 0,019 \text{ mm}$$

Batas defleksi lenturan ijin adalah 0,3 – 0,35 untuk setiap satu meter panjang poros . bila diambil $Y_{maks} = 0,3$, maka :

$$Y_{maks} = \frac{100}{1000} \times 0,3 = 0,03 \text{ mm}$$

Persyaratan dalam perancangan poros yaitu

$$Y < Y_{maks}$$

$$0,019 < 0,030$$

Dilihat dari hasil perhitungan, maka perancangan poros memenuhi persyaratan.

6.6 Putaran Kritis

Besarnya putaran kritis poros dapat ditentukan dengan persamaan (6.8)

(Sularso, 1997: 19)

$$N_{CP} = 52700 \frac{d_s^2}{l_1 \times l_2} \sqrt{\frac{l}{W_{tot}}} \quad (6.8)$$

Dengan: d_s = Diameter poros (mm) : (20 mm)

W_{tot} = Berat total (kg) : (1,8 kg)

Putaran kritis poros

$$N_{CP} = 52700 \frac{20^2}{100 \times 250} \sqrt{\frac{100}{1,8}}$$

$$N_{CP} = 6284,842 \text{ rpm}$$

Kecepatan operasi poros akan aman bila beroperasi 20% dibawah putaran kritis poros (Austin, 1990: 292).

$$\begin{aligned}N_{cr1} &= N_{cr} - 0,2 \times N_{cr} \\ &= 6284,842 - 0,2 \times 6284,842 \\ &= 5027,874 \text{ rpm}\end{aligned}$$

($2910/5027,874 \ll 0,6-0,7$) baik

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

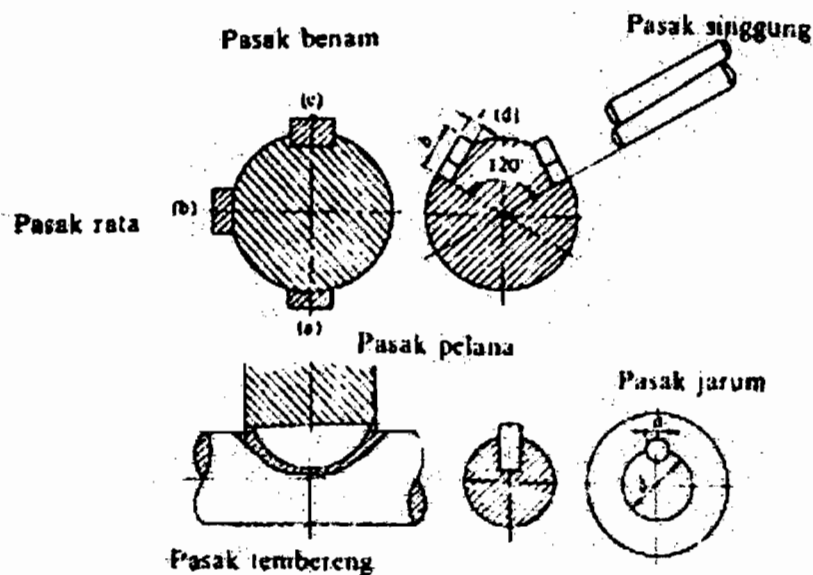
BAB VII

PERANCANGAN ELEMEN PENDUKUNG

7.1 Perancangan Pasak

Pasak merupakan elemen mesin yang berfungsi untuk meneruskan momen dari poros ke naf atau dari naf ke poros. Menurut letaknya pada poros, pasak dapat dibedakan yaitu pasak pelana, pasak rata, pasak benam dan pasak singgung yang umumnya berpenampang segi empat.

Dalam arah memanjang dapat berbentuk prismatis atau berbentuk tirus. Pasak benam prismatis ada yang secara khusus sebagai pasak luncur. Disamping macam – macam pasak diatas ada pasak tembereng dan pasak jarum.



Gambar 7.1 Macam – Macam Pasak

(Sularso, 1997 : 24)

7.1.1 Dasar Perancangan Pasak

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

7.1.2 Gaya Tangensial

Adanya momen puntir / torsi pada poros menyebabkan gaya tangensial pada permukaan poros. Gaya tangensial tersebut dapat dicari menggunakan persamaan 7.1 (Sularso,1997 :25)

$$F = \frac{T}{d_s/2} \quad (7.1)$$

Dengan : T = Torsi / momen puntir (kg.mm)

d_s = diameter poros (mm)

Pada perhitungan sebelumnya : T = 502,062 kg.mm

d_s = 20 mm

Gaya tangensialnya

$$F = \frac{502,062}{20/2}$$

$$F = 100,41 \text{ kg}$$

7.1.3 Gaya Geser

Dengan diameter poros impeler 20 mm maka penampang pasak yang dipilih berdasarkan pada tabel ukuran utama pasak (lampiran) adalah 6×6 .

Kedalaman alur pasak pada poros (t_1) = 3,5 mm

Kedalaman alur pasak pada impeler (t_2) = 2,8 mm

Panjang pasak (l) = 14 – 70 mm

Harga tegangan geser yang diijinkan (τ_{ka}) dapat diperoleh dengan membagi kekuatan tarik (σ_B) dengan faktor keamanan $Sf_{k1} \times Sf_{k2}$. Harga Sf_{k1} umumnya diambil 6 dan Sf_{k2} dipilih antara 1 – 1,5 jika beban dikenakan secara perlahan – lahan, antara 1,5 – 3 jika dikenakan dengan tumbukan ringan dan antara 2 – 5 jika dikenakan secara tiba – tiba dan dengan tumbukan berat. (Sularso, 1997: 25)

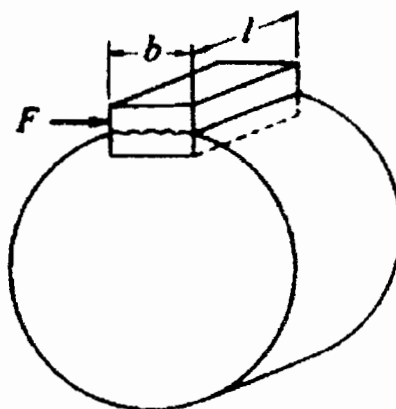
Bahan pasak dipilih lebih lemah dari poros, sehingga pasak akan lebih dahulu rusak dari pada poros atau nafnya. Ini disebabkan harga pasak yang murah serta mudah menggantinya.

Dipilih bahan untuk pasak S 30 C (lampiran)

Kekuatan tarik (σ_B) = 48 kg/mm²

Faktor keamanan (Sf_{k1}) = 6

Faktor keamanan (Sf_{k2}) = 2



Gambar 7.2 Gaya Geser Pada Permukaan Pasak
(Sularso, 1997 : 25)

Tegangan geser ijin dapat dicari dengan persamaan 7.2 (Sularso,1997: 8)

$$\begin{aligned}\tau_{ka} &= \frac{\sigma_B}{(Sf_{k1} \times Sf_{k2})} & (7.2) \\ &= \frac{48}{6 \times 2} \\ &= 4 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Panjang pasak dapat dicari dengan persamaan 7.3 (Sularso,1997: 25)

$$\begin{aligned}l_1 &\geq \frac{F}{h \times \tau_{ka}} & (7.3) \\ l_1 &\geq \frac{100,41}{6 \times 4} \\ &\geq 4,183 \text{ mm} \approx 16 \text{ mm}\end{aligned}$$

Pasak pada flens, dengan diameter poros sebesar 25 mm maka penampang pasak yang dipilih berdasarkan ukuran pada tabel ukuran utama pasak (lampiran) adalah 8 × 7.

Kedalaman alur pasak pada poros (t_1) = 4,0 mm

Kedalaman alur pasak pada impeler (t_2) = 3,3 mm

Panjang pasak (l) = 18 – 90 mm

Panjang pasak pada flen dicari dengan persamaan (7.3) (Sularso,1997: 25)

Diketahui : gaya tangensial (F) =40,163 kg.

$$\begin{aligned}l_1 &\geq \frac{F}{h \times \tau_{ka}} \\ l_1 &\geq \frac{40,163}{7 \times 4} \\ &\geq 1,434 \text{ mm}\end{aligned}$$

7.1.4 Tekanan Permukaan

Untuk menghindari kerusakan permukaan samping pasak yang disebabkan oleh tekanan bidang, maka tekanan bidang juga perlu dipertimbangkan. Dari harga tekanan permukaan yang diijinkan (P_a) sebesar 8 kg/mm^2 untuk poros dengan diameter kecil dan 10 kg/mm^2 untuk diameter besar, dan setengahnya dari harga – harga diatas untuk poros putaran tinggi. l_2 dapat dicari dengan persamaan (7.6) (Sularso,1997: 27)

$$l_2 \geq \frac{F}{P_a \times t_2} \quad (7.6)$$

dengan : F = Gaya Tangensial (kg)

P_a = Tekanan permukaan yang diijinkan (8 kg/mm^2)

t_2 = Kedalaman alur pasak pada impeler (mm)

$$l_2 \geq \frac{100,41}{8 \times 2,8}$$

$$\geq 4,48 \text{ mm} \approx 7 \text{ mm}$$

Lebar pasak yang baik adalah antara 25% sampai 35% dari diameter poros, dan panjang pasak tidak boleh terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros yaitu antara 0,7 sampai 1,5 dari diameter poros. (Sularso,1997: 27)

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui lebar pasak adalah 7 mm maka untuk pemeriksaan kembali

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

$$0,25 \leq \frac{6}{20} \leq 0,35$$

$$0,25 \leq 0,30 \leq 0,35$$

lebar pasak impeler telah memenuhi persyaratan dan dianggap aman.

Agar panjang pasak sesuai dengan persyaratan dan sesuai dengan harga dalam tabel (lampiran). Panjang pasak yang didapat ternyata tidak memenuhi syarat. Dipilih panjang pasak 16 mm

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

$$0,75 \leq \frac{16}{20} \leq 1,5$$

$$0,75 \leq 0,8 \leq 1,5$$

Berdasarkan perhitungan diatas, maka perancangan pasak impeler telah memenuhi persyaratan.

Sedangkan untuk pasak kopleng flens, perhitungannya adalah sebagai berikut

$$l_2 \geq \frac{F}{P_a \times t_2}$$

$$l_2 \geq \frac{40,163}{8 \times 3,3}$$

$$\geq 1,52 \text{ mm}$$

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui lebar pasak adalah 8 mm maka untuk pemeriksaan kembali

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

$$0,25 \leq \frac{8}{25} \leq 0,35$$

$$0,25 \leq 0,32 \leq 0,35$$

lebar pasak telah memenuhi persyaratan dan dianggap aman.

Panjang pasak yang didapat ternyata tidak memenuhi syarat. Dipilih panjang pasak 25 mm

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

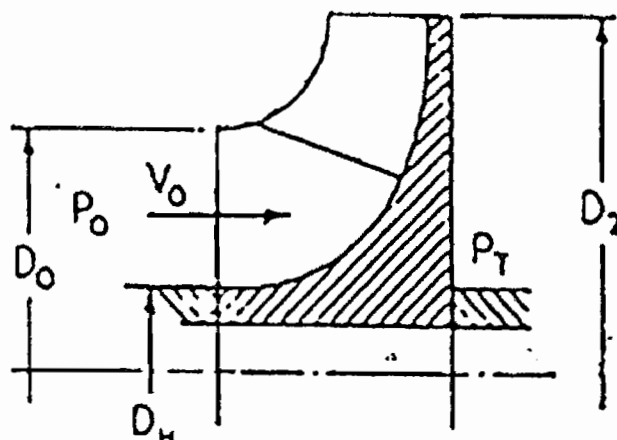
$$0,75 \leq \frac{25}{25} \leq 1,5$$

$$0,75 \leq 1 \leq 1,5$$

Berdasarkan perhitungan diatas, maka perancangan pasak kopling flens telah memenuhi persyaratan.

7.2 Pengimbang Gaya Aksial

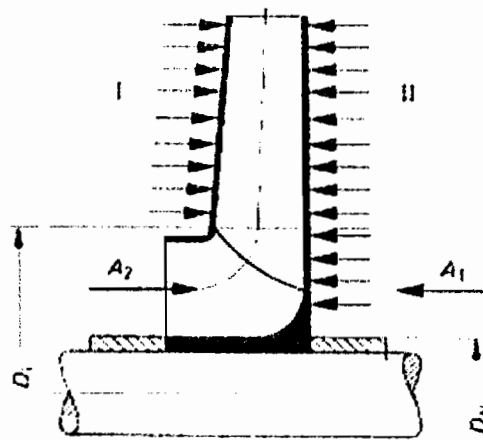
Pada impeler hisapan tunggal akan mengalami dorongan aksial yang disebabkan oleh gaya – gaya yang berlawanan arahnya. Gaya yang kecil diantara gaya – gaya ini adalah gaya yang disebabkan oleh perubahan momentum fluida yang memasuki impeler. Gaya ini cenderung menggerakkan impeler dari sisi isap (*suction*) dan bekerja pada luasan yang dibatasi oleh cincin yang diameter D_0 dan D_H .



Gambar 7.3 Bagian Leher Impeler
(Austin, 1993 : 156)

Fluida yang keluar dari impeler mempunyai tekanan yang lebih tinggi dari pada tekanan isap. Gaya – gaya yang terjadi dinetralkan oleh luasan D_0 dan D_2 sehingga besarnya gaya adalah sama dan berlawanan arah pada dinding (Austin, 1990: 156)

Akibat perbedaan tekanan antara sisi hisap dan sisi keluar akan menimbulkan gaya aksial yang menggerakkan impeler menuju sisi hisap. Gaya aksial yang bekerja pada suatu impeler dapat dilihat pada gambar 7.4. Tekanan yang bekerja pada piringan roda sebelah kiri dan sebelah kanan dilukiskan sesuai dengan tanda panah. Pada bagian sebelah kanan (II) mempunyai luas tekanan yang lebih besar, yang besarnya kira – kira sesuai dengan bidang lingkaran antar D_1 dan D_H . Akibat luas tekanan bagian II lebih besar dibandingkan dengan bagian I, tekanan ini mengakibatkan gaya geser aksial A_1 kearah sisi hisap (Fritz Dietzel,1992: 276)



Gambar 7.4 Gaya Geser Aksial Pada Impeler
(Fritz Dietzel, 1992 : 276)

Perbedaan tekanan yang terjadi dapat dicari dengan persamaan (7.7) (Austin, 1990 : 156)

$$P_T - P_0 = \frac{3}{4} \times \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \times \gamma \quad (7.7)$$

Dengan : P_T = tekanan fluida dibelakang impeler (kg/m^2)

P_0 = tekanan fluida didepan impeler (kg/m^2)

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

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

γ = berat jenis fluida yang dialirkan (kg/m^3)

telah diketahui bahwa

kecepatan keliling fluida sisi luar impeler (U_2) = 25,128 m/s

kecepatan keliling fluida sisi masuk impeler (U_1) = 7,005 m/s

berat jenis fluida yang dialirkan (γ) = 1000 kg/m^3

kecepatan gravitasi (g) = 9,81 m/s^2

sehingga perbedaan tekanan sisi masuk dan keluar adalah

$$P_T - P_0 = \frac{3}{4} \times \frac{25,128^2 - 7,065^2}{2 \times 9,81} \times 1000$$

$$P_T - P_0 = 22228,67 \text{ kg/m}^2$$

antara bidang lingkaran D_0 dan D_H terdapat gaya aksial yang cenderung untuk menggerakkan impeler kearah sisi hisap. Besarnya gaya aksial ini dapat ditentukan dengan persamaan (7.8) (Austin, 1990: 156)

$$F_a = (P_T - P_0) \times \frac{\pi}{4} \times (D_0^2 - D_H^2) \quad (7.8)$$

dengan : D_0 = diameter mata impeler (meter)

D_H = diameter hub impeler (meter)

Telah diketahui bahwa

diameter mata impeler (D_0) = 0,046 m

diameter hub impeler (D_H) = 0,028 m

besarnya gaya aksial adalah

$$F_a = (22228,67) \times \frac{\pi}{4} \times (0,046^2 - 0,028^2)$$

$$= 23,24 \text{ kg}$$

Fluida yang masuk impeler secara aksial mempunyai kecepatan masuk V_0 , maka perubahan momentum atau gaya aksial dari perbedaan momentum dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (7.9) (Austin, 1990: 155)

$$F_m = \frac{w}{g} \times V_0 \quad (7.9)$$

Dengan V_0 = kecepatan fluida masuk impeler (m/s)



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

Kapasitas air yang dipompa (Q) = 0,0015 m³/s, maka bobot air yang dipompa adalah

$$\begin{aligned} w &= Q \times \gamma_{air} \\ &= 0,0015 \times 1000 \\ &= 1,5 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Kecepatan fluida yang masuk impeler (V_0) = 5 ft/s = 1,52 m/s, sehingga besarnya gaya geser aksial yang disebabkan perubahan momentum adalah

$$\begin{aligned} F_m &= \frac{1,5}{9,81} \times 1,52 \\ &= 0,51 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} F_{a_{res}} &= F_a - F_m \\ &= 23,24 - 0,51 \\ &= 22,73 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

Prinsip elemen pengimbang yaitu membuat tekanan didepan dan dibelakang impeler sama. Salah satu cara mengkompensir gaya geser aksial dapat dilakukan dengan menurunkan gaya geser aksial melalui peredam dengan lubang pengimbang. Cara tersebut dipergunakan pada pompa satu tingkat dan pompa bertingkat banyak dengan diameter roda yang tidak terlalu besar.

7.3 Perancangan Bantalan

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

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

1. Atas dasar gerakan bantalan pada poros

- a. Bantalan luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan antara poros dan bantalan. Karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.

- b. Bantalan gelinding

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

2. Atas dasar arah beban terhadap poros

- a. Bantalan radial

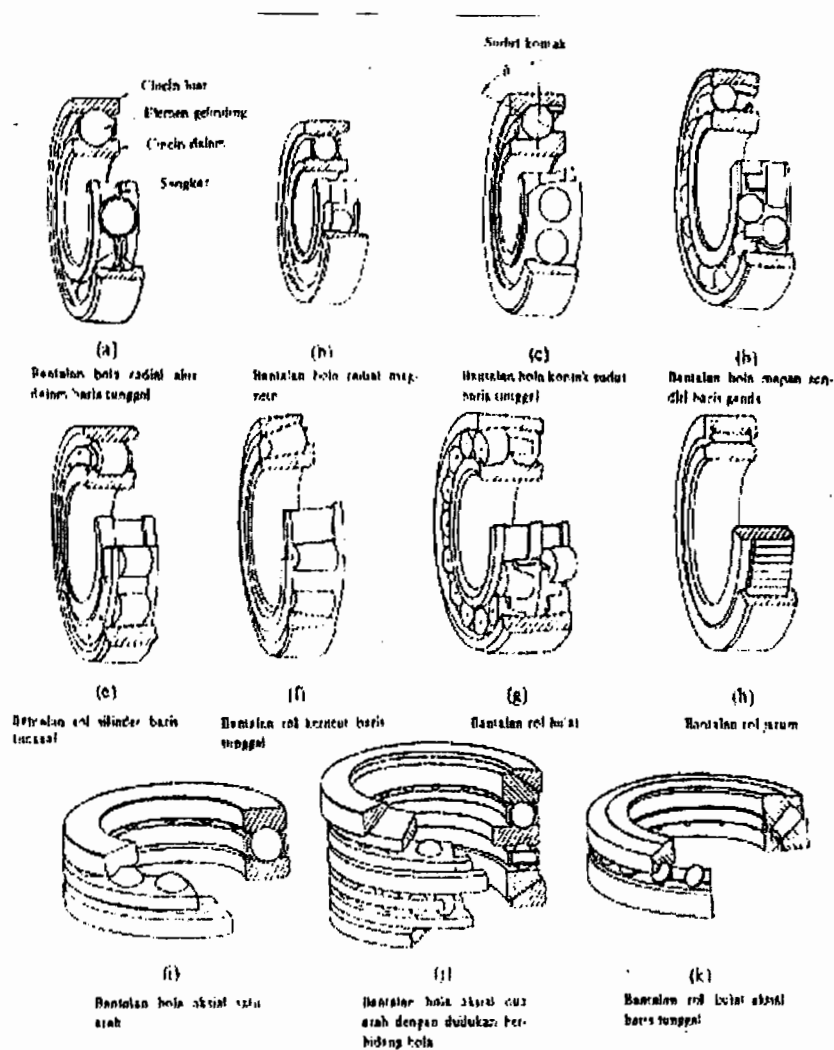
Arah beban yang ditumpu bantalan yaitu tegak lurus sumbu poros.

- b. Bantalan aksial

Arah beban pada bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.

c. Bantalan gelinding khusus

Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.



Gambar 7.5 Macam – Macam Bantalan gelinding
(Sularso, 1997 : 129)

Bantalan gelinding mempunyai keuntungan pada gesekan yang sangat kecil dibandingkan dengan bantalan luncur. Elemen gelinding seperti bola atau rol dipasang diantara cincin luar dan cincin dalam.

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

Dari diameter poros sebesar 25 mm, maka dipilih bantalan bola dengan alur dalam baris tunggal. Dari diameter tersebut diperoleh dimensi (lampiran) sebagai berikut:

Nomor Bantalan = 6005

Diameter dalam bantalan (d) = 25 mm

Diameter luar bantalan (D) = 47 mm

Lebar bantalan (b) = 12 mm

Jari-jari filet (r) = 1 mm

Kapasitas nominal dinamis spesifik (C) = 790 kg

Kapasitas statis dinamis spesifik (C₀) = 530 kg

Dari perhitungan sebelumnya juga diketahui

Gaya aksial (F_a) = 22, 73 kg

Reaksi bantalan B (RB) = 3,332 kg

Beban radial ekivalen (P_r) dan beban ekivalen dinamis (P) dapat dicari dengan menggunakan persamaan (Sularso, 1997: 135)

$$P_r = X_o \times V \times F_r + Y_o \times F_a$$

Dengan : X_o = faktor beban radial

Y_o = faktor beban aksial

V = beban putar pada cincin dalam

$$P = X \times F_r + Y \times F_a$$

Dengan : X = faktor beban radial

Y = faktor beban aksial

Tabel 7.1 faktor V, X, Y, dan X₀, Y₀ (Sularso, 1997: 135)

Jenis bantalan	Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				e	Baris tunggal		Baris ganda		
			$F_a/ V F_r > e$		$F_a/ V F_r \leq e$					X ₀	Y ₀	X ₀	Y ₀	
			X	Y	X	Y	X	Y						
Bantalar bola alur dalam	$F_a/C_0 = 0,014$	1	1,2	0,56	1	0	0,56	2,30	0,19	0,6	0,5	0,6	0,5	
	$= 0,028$							1,99	0,22					
	$= 0,056$							1,71	0,26					
	$= 0,084$							1,55	0,28					
	$= 0,11$							1,45	0,30					
	$= 0,17$							1,31	0,34					
	$= 0,28$							1,15	0,38					
	$= 0,42$							1,04	0,42					
	$= 0,56$							1,00	0,44					
Bantalan bola sudut	$\alpha = 20^\circ$	1	1,2	0,43	1,00	1,09	0,70	1,63	0,57	0,5	0,33	1	0,42	0,84
	$= 25^\circ$			0,41	0,87	0,92	0,67	1,41	0,68				0,38	0,76
	$= 30^\circ$			0,39	0,76	0,78	0,63	1,24	0,80				0,29	0,66
	$= 35^\circ$			0,37	0,66	0,66	0,60	1,07	0,95				0,29	0,58
	$= 40^\circ$			0,35	0,57	0,55	0,57	0,93	1,14				0,26	0,52

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

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{22,73}{530} = 0,043$$

didapat V = 1, X = 0,56, Y = 1,86, X₀ = 0,6, Y₀ = 0,5

beban radial ekuivalen

$$P_r = X_0 \times V \times F_r + Y_0 \times F_a$$

$$P_r = 0,6 \times 1 \times 3,332 + 0,5 \times 22,73$$

$$= 13,364 \text{ kg}$$

beban ekuivalen dinamis

$$P = X \times F_r + Y \times F_a$$

$$\begin{aligned} P &= 0,56 \times 3,332 + 1,86 \times 22,73 \\ &= 44,14 \text{ kg} \end{aligned}$$

Faktor kecepatan bantalan dapat dicari dengan menggunakan persamaan (sularso, 1997: 136)

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

dengan: n = putaran poros

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

Dari faktor kecepatan dapat dihitung faktor umur bantalan dengan menggunakan persamaan (8.0) (Sularso, 1997: 136)

$$f_h = f_n \times \frac{C}{P} \tag{8.0}$$

$$\begin{aligned} f_h &= 0,225 \times \frac{790}{44,98} \\ &= 4,026 \end{aligned}$$

umur nominal bantalan dapat dicari dengan persamaan (8.1) (Sularso, 1997: 136)

$$\begin{aligned} L_h &= 500 (f_h)^3 \tag{8.1} \\ &= 500 \times (4,026)^3 \\ &= 32628,064 \text{ jam} \end{aligned}$$

Dari batasan yang telah ditentukan yaitu sebesar 20000 – 30000 jam, umur bantalan diatas sudah baik.

7.4. Baut dan Mur Rumah Pompa

Pada perancangan ini dipilih bahan baut dan mur adalah baja liat dengan kadar karbon 0,22 sampai 0,36 %. Bahan dalam pekerjaan terakhirnya tanpa disertai perlakuan lain atau khusus tidak dicelup dingin atau lainnya, bahan difinis biasa maka besar tegangan tarik ijinnya adalah $\sigma = 48 \text{ kg/mm}^2$.

Pada perancangan ini menggunakan ulir kasar metris (JIS B 0205) M8 berdasarkan tabel 7.2.

Jarak bagi (P)	= 1,25 mm
Tinggi kaitan (H ₁)	= 0,677 mm
Diameter luar (d)	= 8 mm
Diameter inti (d ₁)	= 6,647 mm
Diameter efektif (d ₂)	= 7,188 mm

Tegangan tarik yang diijinkan dihitung dengan menggunakan rumus (8.2)

(Sularso, 1997, hal 296)

$$\sigma_a = \frac{W}{\frac{\pi}{4} \times (0,8 \times d^2)} \quad (8.2)$$

dengan :

W = gaya aksial murni maksimum (kg)

σ_a = tegangan tarik ijin (kg/mm²)

d = diameter luar (mm)

Besarnya pembebanan gaya aksial murni maksimum pada baut ditentukan dengan rumus :

$$W \leq 48 \times \frac{(0,8 \times 8^2) \times \pi}{4}$$

$$\leq 1930,194 \quad \text{kg}$$

Ukuran-ukuran ulir kasar metris (JIS B 0250) ditunjukkan pada tabel dibawah ini.

Tabel 7.2 Ukuran standar ulir kasar metris (JIS B 0205) (Sularso, 1997 : 290)

Ulir			Jarak Bagi P	Tinggi kaitan H ₁	Ulir dalam		
					Diameter luar D	Diameter efektif D ₂	Diameter dalam D
1	2	3			Ulir luar		
					Diameter luar D	Diameter efektif D ₂	Diameter dalam D
M 6			1	0,541	6,000	5,350	4,917
M 8		M 7	1	0,541	7,000	6,350	5,917
			1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
		M 9	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
M 10		M 11	1,5	0,812	10,000	9,026	8,376
			1,5	0,812	11,000	10,026	9,376
M 12			1,75	0,947	12,000	10,863	10,106
M 16	M 14		2	1,083	14,000	12,701	11,835
			2	1,083	16,000	14,701	13,835
	M 18		2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
M 20	M 22		2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
			2,5	1,353	22,000	20,376	19,294
M 24			3	1,624	24,000	22,051	20,752
M 30	M 27		3	1,624	27,000	25,051	23,752
			3,5	1,894	30,000	27,727	26,211
	M 33		3,5	1,894	33,000	30,727	29,211
M 36	M 39		4	2,165	36,000	34,402	31,670
			4	2,165	39,000	36,402	34,670
M 42			4,5	2,436	42,000	39,077	29,211
M 48	M 45		4,5	2,436	45,000	34,402	31,670
			5	2,706	48,000	36,402	34,670
	M 52		5	2,706	52,000	48,752	46,587
M 56	M 60		5,5	2,977	56,000	52,428	50,046
			5,5	2,977	60,000	56,428	54,046
M 64			6	3,248	64,000	60,103	57,505
	M 68		6	3,248	68,000	64,103	61,505

Catatan : (1) Kolom 1 merupakan pilihan utama. Kolom 2 atau kolom 3 hanya dipilih jika terpaksa.

Tekanan kontak ijin q_a bahan dari baja liat sebagai pengikat, maka harga q_a dapat dilihat dalam tabel 7.3 didapat $q_a = 3 \text{ kg/mm}^2$. Harga q_a yang didapat harus lebih besar. Besarnya harga q_a dihitung dengan menggunakan rumus :

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

dengan :

H_1 = tinggi kaitan (mm)

d_2 = diameter efektif (mm)

z = jumlah lilitan ulir

Besarnya jumlah lilitan ulir adalah :

$$z \geq \frac{1930,194}{\pi \times 7,188 \times 0,677 \times 3}$$

$$z \geq 42 \text{ lilitan}$$

Pemeriksaan kembali harga q_a

$$q_a \geq \frac{3015,928}{\pi \times 9,026 \times 0,812 \times 44}$$

$$3 \geq 2,9$$

Dari hasil pemeriksaan maka pemilihan bahan memenuhi syarat.

Tinggi mur (H) dapat ditentukan dengan menggunakan rumus (8.3)

(Sularso, 1997, hal 297)

$$H = z \times p \tag{8.3}$$

dengan :

z = jumlah lilitan ulir

p = jarak bagi

Besarnya tinggi mur adalah :

$$H = 42 \times 1,25$$

$$= 52,5 \text{ mm}$$

Tabel 7.3 Tekanan permukaan yang diizinkan pada ulir. (Sularso, 1997 : 298)

Bahan		Tekanan permukaan yang diizinkan q_a (kg/mm ²)	
Ulir luar	Ulir dalam	Untuk pengikat	Untuk penggerak
Baja liat	Baja liat atau Perunggu	3	1
Baja keras	Baja liat atau Perunggu	4	1,3
Baja keras	Baja liat atau Perunggu	1,5	0,5

Bahan		Kecepatan luncur	Tekanan permukaan yang diizinkan q_a (kg/mm ²)
Baja	Perunggu	Kecepatan rendah	1,8-2,5
	Perunggu	3,0 m/min atau kurang	1,1-1,8
	Besi cor	3,4 m/min atau kurang	1,3-1,8
	Perunggu	6,0-12,0 m/min	0,6-1,0
	Besi cor		0,4-0,7
	Perunggu	15,0 m/min atau lebih	0,1-0,2

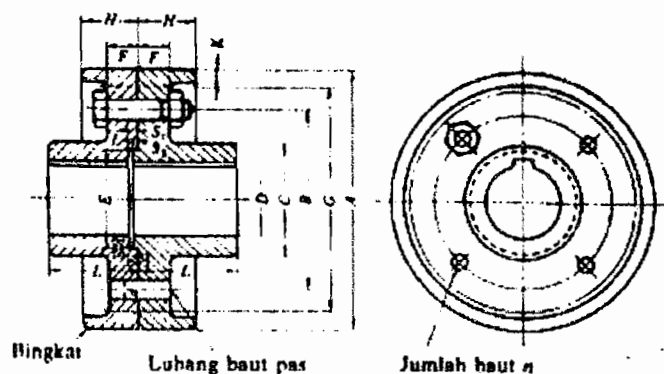
7.5 Kopling

Penyambungan poros motor listrik dengan poros pompa digunakan kopling.

Kopling yang digunakan adalah kopling tetap dengan jenis kopling flens kaku.

Kopling flens kaku dipergunakan apabila poros harus dihubungkan dengan sumbu segaris. Kopling flens kaku terdiri atas naf dengan flens yang terbuat dari besi cor,

dan dipasang pada ujung poros dengan diberi pasak serta di ikat dengan baut pada flennya. Ukuran kopling dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 7.6 Kopling Flens
(Sularso, 1997 : 31)

Diketahui :

Diameter letak kopling D = 25 mm

Momen puntir yang terjadi pada poros T = 502,062 kg.mm

Tabel 7.4 Ukuran kopling flens (JIS B 1451 – 1962) (Sularso, 1997 : 31)

A	G Tanpa bingkai (Halus saja)	D		L	C	B	F		H		K	n	d	
		Diameter Lubang Max	Diameter Lubang min				Kasar	Halus	Kasar	Halus			Kasar	halus
(112)	(100)	25	20	40	45	75	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
125	112	28	22,4	45	50	85	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
140	124	35,5	28	50	63	100	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
160	140	45	35,5	56	80	112	15	20	28	35,5	6	4	14	14
(180)	(160)	50	40	63	90	132	15	20	28	35,5	6	6	14	14
200	180	56	45	71	100	140	18	22,4	35,5	40	6	6	18	16
(224)	(200)	63	50	80	112	160	18	22,4	35,5	40	6	6	18	16
250	224	71	56	90	125	180	23,6	28	45	50	8	6	21	20
(280)	(250)	80	63	100	140	200	23,6	28	45	50	8	6	21	20
315	280	90	71	112	160	236	26,5	35,5	50	63	8	6	24	25
(355)	(315)	100	80	125	180	265	26,5	35,5	50	63	8	6	24	25

Keterangan :

1. jika tidak disebutkan secara khusus, angka-angka di dalam tabel berlaku umum baik untuk "halus" maupun untuk "kasar".
2. Pemakaian angka-angka di dalam kurung sejauh mungkin dihindarkan.

Dari tabel 7.3 ukuran kopleng flens standar adalah :

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

$$B = 75 \text{ mm}$$

$$F = 18 \text{ mm}$$

$$n = 4$$

$$d = 10 \text{ mm}$$

Pemeriksaan kekuatan flens dilakukan pada bagian yang paling rawan terhadap gesekan, yaitu pada diameter (C) dan tebal flens (F). Tegangan geser flens dapat dihitung dengan persamaan (8.4) (Sularso, 1997 : 34)

$$\tau_F = \frac{2 \times T}{\pi \times C^2 \times F} \quad (8.4)$$

Besarnya tegangan geser flens adalah :

$$\begin{aligned} \tau_F &= \frac{2 \times 502,062}{\pi \times 45^2 \times 18} \\ &= 0,087 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Bahan flens adalah besi cor kelabu dengan tipe standar JIS G 5501 (FC35) dengan kekuatan tarik σ_B adalah 35 kg/mm². Tegangan geser yang diijinkan untuk bahan flens τ_{Fa} dihitung dengan rumus :

$$\tau_{Fa} = \frac{\sigma_B}{Sf_F \times K_F}$$

dengan :

Sf_F = faktor kemanan bahan flens (diambil 6)

K_F = faktor koreksi beban (diambil 2)

Besarnya tegangan geser yng diijinkan untuk bahan flens adalah :

$$\begin{aligned}\tau_{Fa} &= \frac{35}{6 \times 2} \\ &= 2,917 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan geser flens (τ_F) yang terjadi lebih kecil dari pada tegangan geser yang diijinkan untuk bahan flens (τ_{Fa}) sehingga perancangan flens tersebut memenuhi syarat.

Ikatan antara kedua flens dilakukan dengan baut-baut pas yang berjumlah 4 buah dengan diameter 10 mm. Distribusi tegangan geser pada semua baut tidak sama, maka dalam perhitungan dianggap hanya setengah saja dari jumlah baut yang menerima secara merata. Jumlah baut efektif, $n_e = 2$, maka tegangan geser yang terjadi pada tiap baut dihitung dengan rumus (8.5) (Sularso, 1997, hal 34)

$$\tau_B = \frac{8 \times T}{\pi \times d_b^2 \times n_e \times B} \quad (8.5)$$

dengan :

d_b = diameter baut (10 mm)

B = diameter pusat lingkaran baut (75 mm)

Besarnya tegangan geser baut adalah :

$$\begin{aligned}\tau_B &= \frac{8 \times 502,062}{\pi \times 10^2 \times 2 \times 75} \\ &= 0,085 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Bahan baut adalah baja karbon dengan tipe standar JIS G 3101 (SS41B) dengan kekuatan tarik (σ_B) = 40 kg/mm².

Tegangan geser yang diijinkan untuk bahan baut τ_{Ba} dihitung dengan rumus :

$$\tau_{Ba} = \frac{\sigma_B}{Sf_B \times K_B}$$

dengan :

Sf_B = faktor keamanan bahan baut (diambil 6)

K_B = faktor koreksi beban (diambil 2)

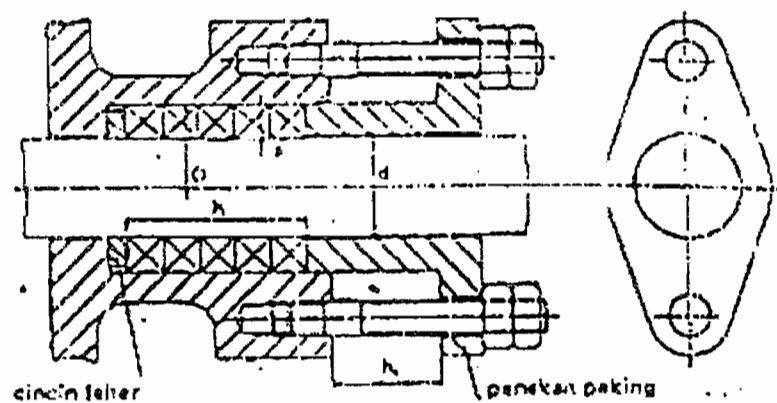
Besarnya tegangan geser yang diizinkan adalah :

$$\begin{aligned}\tau_{Ba} &= \frac{40}{6 \times 2} \\ &= 3,333 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan geser baut (τ_B) yang terjadi lebih kecil dari pada tegangan geser yang diizinkan untuk bahan baut (τ_{Ba}) sehingga hasil perancangan baut tersebut memenuhi syarat.

7.6 Kotak Paking

Kotak paking berfungsi untuk mencegah kebocoran fluida yang dapat memasuki ruang kopling. Ruang kopling dibuat kedap fluida untuk menjamin persambungan poros motor terhindar dari genangan fluida yang dipompakan.



Gambar 7.7 Kotak Paking
(J.Stock, 1994 : 523)

Tebal paking dapat ditentukan dengan menggunakan rumus (8.6)
(J.Stock, 1994 : 523)

$$s = \sqrt{d} \text{ sampai } s = 2\sqrt{d} \quad (8.6)$$

dengan :

d = diameter poros letak kotak paking (mm)

Diketahui $d = 25$ mm

Besarnya tebal paking adalah :

$$\begin{aligned} s &= 1,2\sqrt{25} \\ &= 6 \text{ mm} \end{aligned}$$

Panjang paking dapat ditentukan dengan menggunakan rumus :

$$h = (4 - 8)s$$

Diambil $h = 4 s$ untuk perapat sampai 6 bar tekanan lebih (J.Stolk, 1994 : 523)

Panjang paking adalah :

$$\begin{aligned} h &= 4 \times 6 \\ &= 24 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak diantara penekan paking dengan kotak paking diperoleh dengan menggunakan rumus :

$$h_1 = 3 \times s$$

Sehingga jarak diantara penekan paking adalah :

$$\begin{aligned} h_1 &= 3 \times 6 \\ h_1 &= 18 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk menekan paking dibutuhkan gaya yang besarnya dapat ditentukan dengan menggunakan rumus (8.7) (J.Stolk, 1994 : 526)

$$F_p = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \times p \times a \quad (8.7)$$

dengan :

D = diameter kotak paking (mm)

d = diameter poros (mm)

p = tekanan lebih (kg/mm²)

a = faktor jenis paking

Diameter kotak paking :

$$D = d + 2s$$

Telah diketahui : d = 25 mm

$$s = 6 \text{ mm}$$

Besarnya diameter kotak paking :

$$\begin{aligned} D &= 25 + 2 \times 6 \\ &= 37 \text{ mm} \end{aligned}$$

Panjang paking h ditentukan oleh banyaknya cincin paking yang tergantung pada tekanan lebih. Pada h = 4 s, tekanan lebihnya adalah 6 bar (0,061 kg/mm²). (J.Stolk, 1994: 523)

Faktor jenis paking tergantung pada jenis paking a = 1 untuk cincin karet bulat atau apa yang disebut manset yang tidak perlu ditekan dan a = 3 untuk cincin paking yang perlu dipres. (J.Stolk, 1994 : 527)

Diambil a = 3

Besarnya gaya pada penekan paking adalah :

$$F_p = \frac{\pi}{4} \times (37^2 - 25^2) \times 0,061 \times 3$$

$$= 106,88 \text{ kg}$$

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

$$F_b = \frac{F_p}{2} = \frac{106,88}{2}$$

$$= 53,44 \text{ kg}$$

Baut yang dipergunakan untuk menekan paking dengan ukuran M8 yang berdiameter $d_B = 8 \text{ mm}$.

Tebal flens penekan paking adalah :

$$t_p = 1,25 \times d_B$$

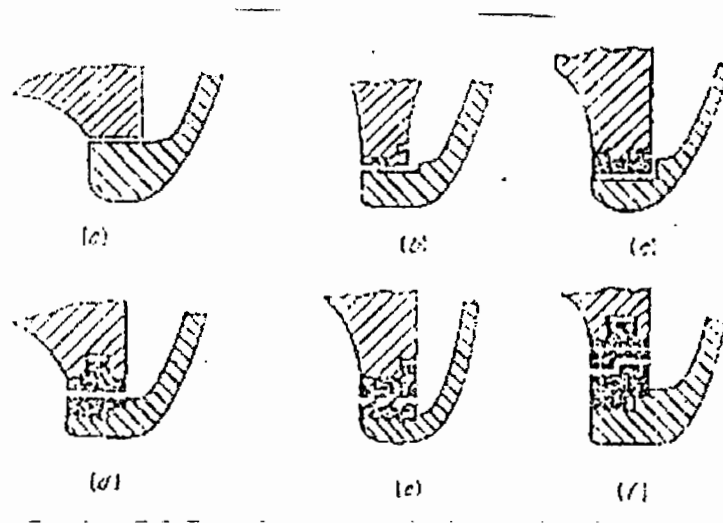
$$= 1,25 \times 8$$

$$= 10 \text{ mm}$$

7.7 Cincin Penahan Aus (*Wearing Ring*)

Untuk mencegah terjadinya keausan rumah pompa dan impeller pada sambung yang bergerak (running joint) dipasang pada cincin penahan keausan(wearing ring) yaitu juga disebut cincin rumah pompa atau cincin perapat.

Pada Gambar 7.5 terdapat beberapa jenis cincin penahan keausan, Gambar 7.5a perapat merupakan sambungan rata. Sama halnya dengan sambungan b, yang mempunyai cincin yang rata yang dipasang pada rumah pompa. Pada Gambar 7.5c cincin terpasang pada alur yang ada pada rumah pompa, pada impeller bisa memiliki cincin yang serupa. Pada Gambar d,e dan f cincin itu dipasang baik pada rumah pompa maupun pada impeller. Pada perancangan ini dipilih cincin penahan keausan c.



Gambar 7.8 Contoh susunan cincin penahan keausan

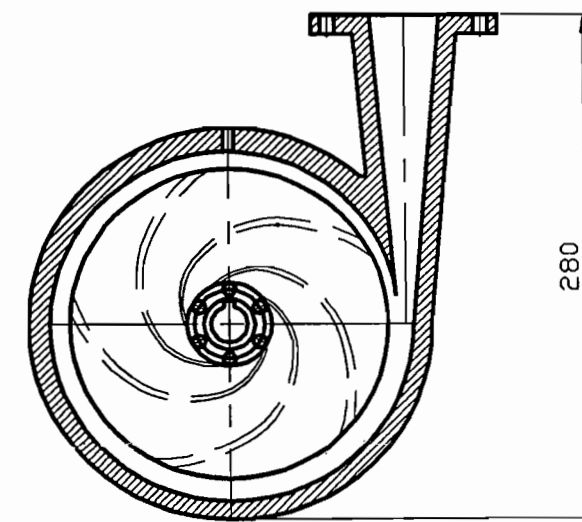
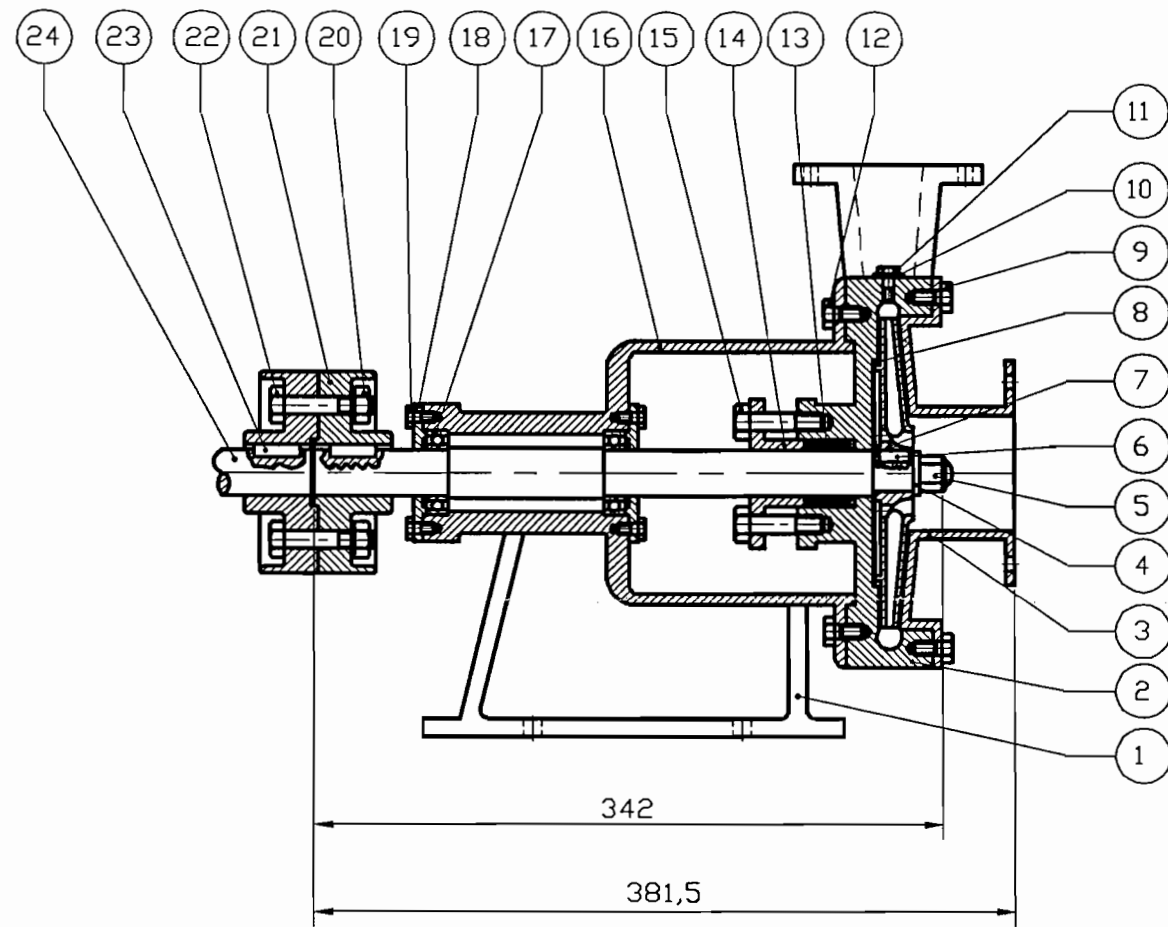
(Hick, 1996:21)

7.8 Pemancingan (*Priming*)

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

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

Dalam perancangan ini dipilih system pemancingan yang pertama (a).



24	1	Poros	S40C		
23	2	Pasak Kopling	S30C		
22	4	Baut Kopling	SS41B		M10.. L=50
21	1	Kopling Flens	FC35		
20	4	Mur Kopling	SS41B		
19	12	Baut Bantalan	S30C		M6.. L=15
18	2	Cover Bantalan	S25C		
17	2	Bantalan		6005	
16	1	Casing Belakang	S25C		
15	2	Baut P. Paking	S30C		M10.. L=45
14	1	Penahan Paking	S25C		
13	1	Paking	Asbestos		
12	6	Baut C. Belakang	S30C		M8.. L=20
11	1	Baut Priming	S30C		M6.. L=15
10	1	Ring Priming	S25C		
9	6	Baut C. Depan	S30C		M8.. L=20
8	1	Ring Penahan Aus	Asbestos		
7	1	Impeler	Perunggu		
6	1	Pasak	S30C		
5	1	Capnut	S30C		M10
4	1	Ring Capnut	S25C		
3	1	Casing Depan	S25C		
2	1	Rumah Pampa	FC35		
1	1	Penyangga	S25C		
No	JML	NAMA	BAHAN	NORMALISASI	KETERANGAN

	Skala : 1:4	Disambar Hari Nur Isnadi	Keterangan
	Satuan : mm	NIM : 395214060	
	Tanggal : 14.03.08	Diperiksa : Yusuf AC, S.T.M.T	
TEKNIK MESIN FT-USD	Pompa Sentrifugal		01 A3

BAB VIII

KARAKTERISTIK POMPA DAN KAVITASI

8.1. Pendahuluan

Karakteristik pompa bertujuan untuk mengetahui daerah kerja pompa yang telah dirancang. Karakteristik pompa ini meliputi beberapa spesifikasi yaitu :

- kapasitas dengan head
- kapasitas dengan daya
- kapasitas dengan efisiensi pompa

Karakteristik pompa ini dapat digambarkan dalam bentuk grafik karakteristik pompa. Penggambaran grafik karakteristik pompa dibutuhkan data yang dalam prakteknya dilakukan dengan pengujian pompa. Grafik karakteristik pompa dalam perancangan ini diambil dari asumsi serta dari data perhitungan sebelumnya.

8.2. Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas Dengan Head

8.2.1. Head Euler's (H_{∞})

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

Besarnya Head Euler's dapat dihitung dengan menggunakan rumus :
(Fritz Dietzel, 1993 ; 311)

$$H_{\infty} = \frac{U_2}{g} \times \left[U_2 - \frac{Q_{\infty} \times \cot \beta_2}{D_2 \times \pi \times b_2} \right]$$

dengan :

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

D_2 = diameter sisi keluar impeler (m)

b_2 = lebar pada sisi keluar impeler (m)

Q_{∞} = kapasitas pompa teoritis (m^3/s)

β_2 = sudut sisi keluar impeler ($^{\circ}$)

g = percepatan gravitasi (m/s^2)

Pada perhitungan sebelumnya telah diketahui :

$$U_2 = 25,128 \text{ m/s}$$

$$D_2 = 0,175 \text{ m}$$

$$b_2 = 0,003 \text{ m}$$

$$\beta_2 = 30^{\circ}$$

$$Q_{\infty} = 1,1 Q$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Besarnya Head Euler's adalah :

$$H_{\infty} = \frac{25,128}{9,81} \times \left[25,128 - \frac{1,1Q \times \text{Cot}30}{0,173 \times \pi \times 0,003} \right]$$

$$H_{\infty} = 64,364 - 2993,097Q$$

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

$$H_{\infty} = 64,364 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0015 \text{ m}^3/s$

$$H_{\infty} = 59,874 \text{ m}$$

8.2.2. Head Teoritis (H_t)

Head teoritis merupakan head yang telah dipengaruhi oleh fenomena sirkulasi aliran yang belum dimasukan pada asumsi ideal Head Euler's.

Head teoritis ini dapat dihitung dengan menggunakan rumus :
(Austin, 1990 ; 33)

$$H_t = \eta_{\infty} \times H_{t\infty}$$

dengan :

$$\eta_{\infty} = \text{koefisien sirkulasi aliran}$$

Harga koefisien aliran η_{∞} memiliki batas antara 0,6 sampai dengan 0,8
(khetagurov, hal 231).

Diambil harga koefisien sirkulasi aliran (η_{∞}) = 0,6

Besarnya head teoritis adalah :

$$H_t = 0,6 \times (64,364 - 2994,097Q)$$

$$H_t = 38,618 - 1796,458Q$$

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

$$H_t = 38,618 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0015 \text{ m}^3/\text{s}$

$$H_t = 35,923 \text{ m}$$

8.2.3. Head Aktual (H_{akt})

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

Head aktual dapat dicari dengan menggunakan rumus :
(Khetagurov, hal 266)

$$H_{akt} = H_t - h_h$$

dengan :

H_t = head teoritis (m)

h_h = kerugian hidrolis (m)

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0015 \text{ m}^3/\text{s}$

Head aktual (H_{akt}) = 35 m

Head teoritis (H_t) = 35,923 m

Besarnya kerugian hidrolis dapat ditentukan, yaitu :

$$\begin{aligned} h_h &= H_t - H_{akt} \\ &= 35,923 - 35 \\ &= 0,923 \text{ m} \end{aligned}$$

Kerugian hidrolis yang meliputi kerugian kejut, kerugian turbulensi, kerugian gesekan dinyatakan dengan rumus : (Khetagurov ; 266)

$$H_h = H_s + h_{FD}$$

dengan :

h_s = kerugian kejut dengan turbulensi (m)

h_{FD} = kerugian gesekan (m)

Pompa bekerja pada keadaan terbaik yaitu pompa beroperasi pada titik efisiensi maksimum. Pada saat pompa beroperasi dalam keadaan terbaik kerugian kejut/ turbulensi dan kerugian gesekan harganya sama yaitu setengah kerugian hidrolis.

$$\begin{aligned} h_s = h_{FD} &= 0,5 \times h_h \\ &= 0,5 \times 0,923 \\ &= 0,462 \text{ m} \end{aligned}$$

Kerugian karena gesekan dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

(Stepanoff, 1948, hal 164)

$$H_{FD} = K \times Q^2$$

dengan :

K = koefisien gesekan

Q = kapasitas pompa (m^3/s)

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0015 m^3/s$, maka harga koefisien K dapat ditentukan yaitu :

$$\begin{aligned} K &= \frac{h_{FD}}{Q^2} \\ &= \frac{0,462}{0,0015^2} \\ &= 205333,333 \end{aligned}$$

Harga kapasitas Q sembarang, maka kerugian gesekan dinyatakan dengan :

$$H_{FD} = 205333,333 \times Q^2$$

Kerugian kejut dan turbulensi dapat dinyatakan dengan menggunakan rumus :

(Khetagurov ; 267)

$$h_s = \frac{K_{sh}}{2 \cdot g} \left[U_1^2 + \left(U_2 \times K_{2cu} \times \frac{d_2}{d_3} \right)^2 \right] \times \left[1 - \frac{Q}{Q_n} \right]^2$$

dengan :

K_{sh} = koefisien kerugian kejut/ turbulensi

K_{2cu} = koefisien sirkulasi aliran

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

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

d_2 = diameter sisi keluar impeler (m)

d_3 = diameter dasar rumah volut (m)

Q_n = kapasitas normal pompa (m³/s)

Q = kapasitas pompa (m³/s)

Dalam perhitungan sebelumnya didapatkan harga :

$$U_1 = 7,005 \text{ m/s}$$

$$U_2 = 25,128 \text{ m/s}$$

$$d_2 = 0,173 \text{ m}$$

$$d_3 = 0,18165 \text{ m}$$

$$K_{2cu} = 0,6$$

Harga koefisien kerugian kejut pada sisi masuk impeler antara 0,6 sampai dengan 0,8 (Khetagurov ;268). Diambil harga koefisien kerugian kejut (K_{sh}) = 0,7

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0015 \text{ m}^3/\text{s}$, maka besarnya kapasitas normal adalah :

$$0,462 = \frac{0,7}{2 \times 9,81} \times \left[7,005^2 + \left(25,128 \times 0,6 \times \frac{0,173}{0,18165} \right)^2 \right] \times \left[1 - \frac{0,0015}{Q_n} \right]^2$$

$$0,462 = 9,106 \times \left[1 - \frac{0,0015}{Q_n} \right]^2$$

$$\left[1 - \frac{0,0015}{Q_n} \right]^2 = 0,0507$$

$$\left[1 - \frac{0,0015}{Q_n} \right] = 0,2251$$

$$Q_n = \frac{0,0015}{1 - 0,2251}$$



$$= 0,00193 \text{ m}^3/\text{s}$$

Untuk kapasitas Q sembarang, besarnya kerugian kejut dan turbulensi adalah :

$$h_s = 9,106 \times \left[1 - \frac{Q}{0,00193} \right]^2$$

$$h_s = 9,106 - 9436,269Q + 2444629Q^2$$

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

$$h_s = 9,106 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0015 \text{ m}^3/\text{s}$

$$h_s = 0,452 \text{ m}$$

Harga kerugian kejut/ turbulensi dan kerugian gesekan disubstitusikan kerumus :

$$h_h = h_s + h_{FD}$$

$$h_h = 9,106 - 9436,269Q + 2444629Q^2 + 205333,333 Q^2$$

$$h_h = 9,106 - 9436,269Q + 2649962,719Q^2$$

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

$$h_h = 9,106 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0015 \text{ m}^3/\text{s}$

$$h_h = 0,9140 \text{ m}$$

Dari rumus : $H_{akt} = H_t + h_h$

$$H_{akt} = (38,618 - 1796,458Q) - (9,106 - 9436,269Q + 2649962,719Q^2)$$

$$H_{akt} = 29,512 + 7639Q - 2649962Q^2$$

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

$$H_{akt} = 29,512 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0015 \text{ m}^3/\text{s}$

$$H_{\text{akt}} = 35,009 \text{ m}$$

Head aktual hasil perhitungan diatas sesuai dengan head yang ditentukan dalam persoalan, sehingga didapat hubungan antara kapasitas dengan head, yaitu :

$$H_{\text{tco}} = 64,364 - 2993,097Q$$

$$H_{\text{l}} = 38,618 - 1796,458Q$$

$$H_{\text{FD}} = 205333,333.Q^2$$

$$h_{\text{s}} = 9,106 - 9436,269Q + 2444629,386Q^2$$

$$h_{\text{h}} = 9,106 - 9436,269Q + 2649962,719Q^2$$

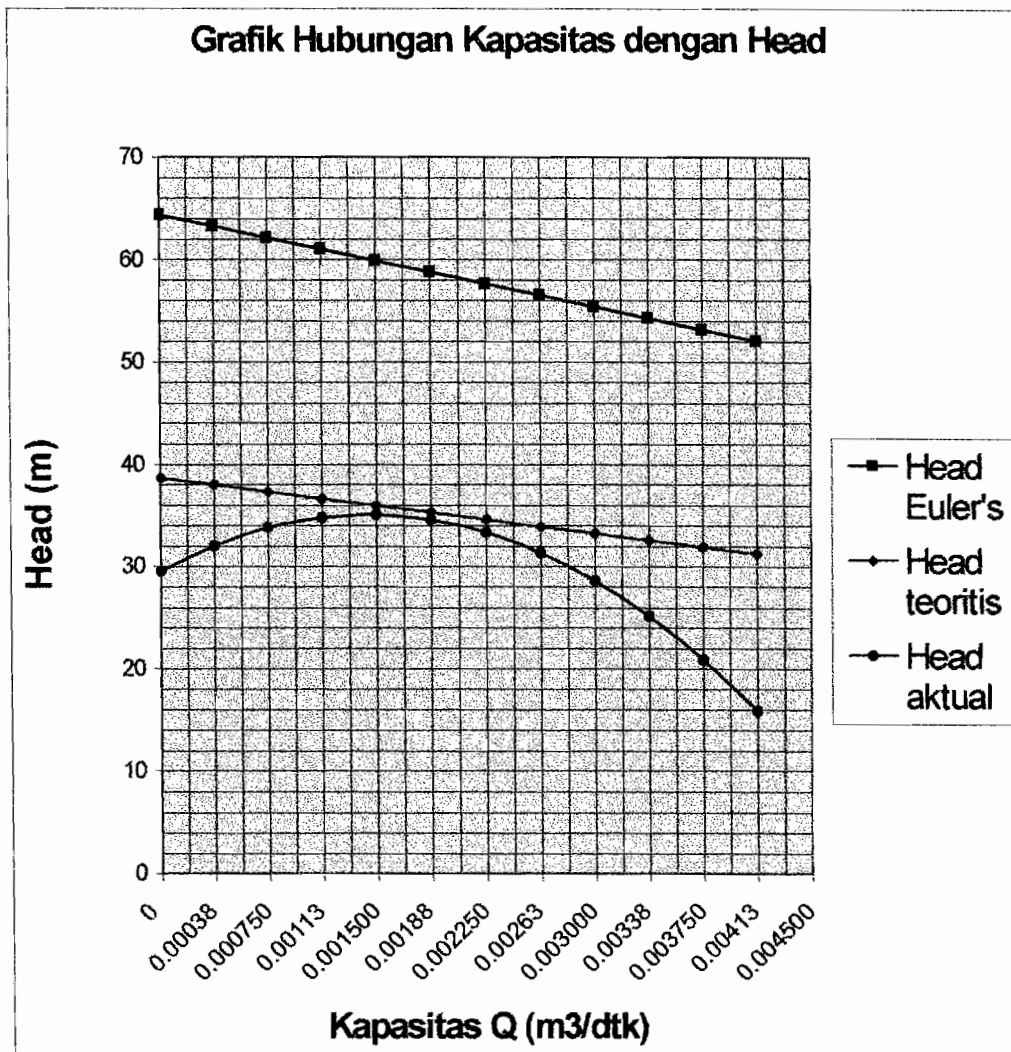
$$H_{\text{akt}} = 29,512 + 7636,811Q - 2649962,719Q^2$$

Untuk menggambarkan grafik karakteristik pompa, hubungan antara kapasitas dengan head diambil harga kapasitas Q sembarang seperti dalam tabel 8.1.

Tabel 8.1 Hubungan antara kapasitas dengan head

Q (m ³ /s)	H _{teo} (meter)	H _i (meter)	h _{FD} (meter)	h _s (meter)	h _h (meter)	H _{akt} (meter)
0,000000	64,364	38,618	0,000	9,106	0,106	29,512
0,000375	63,241	37,944	0,025	5,911	5,940	32,003
0,000750	62,119	37,270	0,115	3,403	3,519	33,749
0,001125	60,996	36,596	0,259	1,584	1,884	34,748
0,001500	59,874	35,923	0,461	0,453	0,914	35,004
0,001875	58,751	35,249	0,721	0,007	0,729	34,514
0,002250	57,629	34,575	1,039	0,250	1,289	33,279
0,002625	56,507	33,902	1,414	1,180	2,595	31,298
0,003000	55,384	33,228	1,847	2,798	4,646	28,572
0,003375	54,262	32,554	2,338	5,104	7,443	25,101
0,003750	53,139	31,881	2,887	8,097	10,985	20,884
0,004125	52,017	31,207	3,493	11,778	15,272	15,923

Dari tabel 8.1 dapat digambarkan grafik 8.1 sebagai berikut :



Gambar 8.1 Grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan head

8.3. Karakteristik Pompa Hubungan Antara 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 cakra, kerugian hidrolis,

kerugian mekanis. Hubungan daya kuda penggerak (daya kuda rem) dapat dinyatakan dalam rumus berikut. (Austin, 1990, hal 35)

$$b.hp = f.hp + hp_{.L} + hp_{.DF} + hp_{.HY} + hp_{.M}$$

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 hidroulis

$hp_{.M}$ = daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis

8.3.1. Daya Kuda Fluida (f.hp)

Daya kuda dalam satuan british (lbft/ detik) untuk berbagai kapasitas dapat dinyatakan dengan rumus : (Austin, 1990, hal 34)

$$f, hp = \frac{\omega \times H}{550}$$

$$\omega = Q \times \gamma$$

dengan :

H = head pompa (ft)

ω = kapasitas pompa dalam (lb/s)

γ = berat jenis fluida (lb/ft³)

Daya kuda dalam satuan metrik (kgm/s) adalah :

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

dengan :

H = head pompa (m)

Q = kapasitas pompa (m^3/s)

γ = berat jenis fluida (kg/m^3)

Fluida dalam perancangan ini adalah air bersih

Telah diketahui :

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

Head pompa = 35 m

Daya kuda fluida untuk harga kapasitas sembarang adalah :

$$f, hp = \frac{Q \times 35 \times 1000}{75}$$

$$f, hp = 466,666 Q$$

8.3.2. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kebocoran (hp_L)

Daya kuda untuk mengatasi kebocoran dinyatakan dengan rumus : (Austin, 1990, hal 35)

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

dengan :

Q_L = kapasitas kebocoran pompa (m^3/s)

H_t = head teoritis (m)

Dalam perhitungan sebelumnya telah ditentukan kapasitas kebocoran pompa yaitu 6% dari kapasitas pompa.

Head teoritis (H_t)

$$H_t = 38,618 - 1796,458Q$$

Besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran adalah :

$$hp_L = \frac{0,06Q \times (38,618 - 1796,458Q) \times 1000}{75}$$

$$= 30,894Q - 1437,166Q^2$$

8.3.3. Daya Kuda Untuk Mengatasi Gesekan Cakra (hp_{DF})

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian gesekan cakra untuk harga kapasitas yang sembarang adalah konstan. Besarnya daya kuda tersebut ditentukan dengan menggunakan rumus : (Austin, 1990, hal 126)

$$hp_{DF} = \frac{\left(\frac{d_2}{12}\right)^{4,83} \times n^{2,83}}{8,75 \times 10^8}$$

dengan :

d_2 = diameter sisi keluar impeler (in)

n = putaran poros pompa (rpm)

Telah diketahui dalam perhitungan sebelumnya :

Diameter sisi keluar impeler (d_2) = 6,776 in

Putaran poros pompa (n) = 2910 rpm

Besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi gesekan cakra adalah :

$$hp_{DF} = \frac{\left(\frac{6,776}{12}\right)^{4,83} \times 2910^{2,83}}{8,75 \times 10^8}$$

$$= 0,859 \text{ hp}$$

8.3.4. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Hidrolis (hp_{HY})

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis untuk harga kapasitas yang sembarang dinyatakan dengan rumus : (Stepanoff, 1948, hal 196)

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

Kerugian hidrolis untuk berbagai kapasitas telah ditentukan sebelumnya yaitu :

$$h_h = 9,106 - 9436,269Q + 2649962,719Q^2$$

Besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis adalah :

$$\begin{aligned} hp_{HY} &= \frac{(Q + 0,06Q) \times 1000 \times (9,106 - 9436,269Q + 2649962,719Q^2)}{75} \\ &= 133,554Q - 133365,935Q^2 + 37452806,43Q^3 \end{aligned}$$

8.3.5. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Mekanis (hp.M)

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis pada bantalan dan kotak paking harganya relatif konstan, yaitu antara 2% sampai dengan 4% dari daya kuda rem (Austin, 1990, hal 32).

Pada perancangan ini, daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis diambil 4% dari daya kuda rem.

$$hp_M = 0,04 \times b.hp$$

8.3.6. Daya Kuda Rem (b.hp)

Daya kuda rem yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa diperoleh dengan memasukan harga-harga kerugian dan daya kuda fluida ke dalam rumus daya kuda rem.

$$b.hp = f.hp + hp_L + hp_{DF} + hp_{HY} + hp_M$$

$$\begin{aligned} b.hp &= 466,666Q + (30,894Q - 1437,166Q^2) + (0,459) + (133,554Q - \\ &\quad 133365,935Q^2 + 37452806,43Q^3) + 0,04 b.hp \end{aligned}$$

$$0,96 b.hp = 0,859 + 631,144Q - 134803,101Q^2 + 37452806,43Q^3$$

$$b.hp = 0,895 + 657,352Q - 130419,896Q^2 + 39013340,03Q^3$$

8.3.7. Efisiensi Pompa

Efisiensi pompa dapat diperoleh dengan membandingkan antara daya kuda fluida dengan daya kuda rem pada setiap harga kapasitas yang sembarang.

Besarnya efisiensi pompa dapat dinyatakan dengan menggunakan rumus :

(Austin, 1990, hal 36)

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

Dari hasil perhitungan diatas dapat diperoleh hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi sebagai berikut :

$$f.hp = 466,666Q$$

$$hp.L = 30,894Q - 1437,166Q^2$$

$$hp.DF = 0,459 hp$$

$$hp.HY = 128,698Q - 133365,935Q^2 + 37452806,43Q^3$$

$$b.hp = 0,895 + 657,352Q - 130419,896Q^2 + 39013340,03Q^3$$

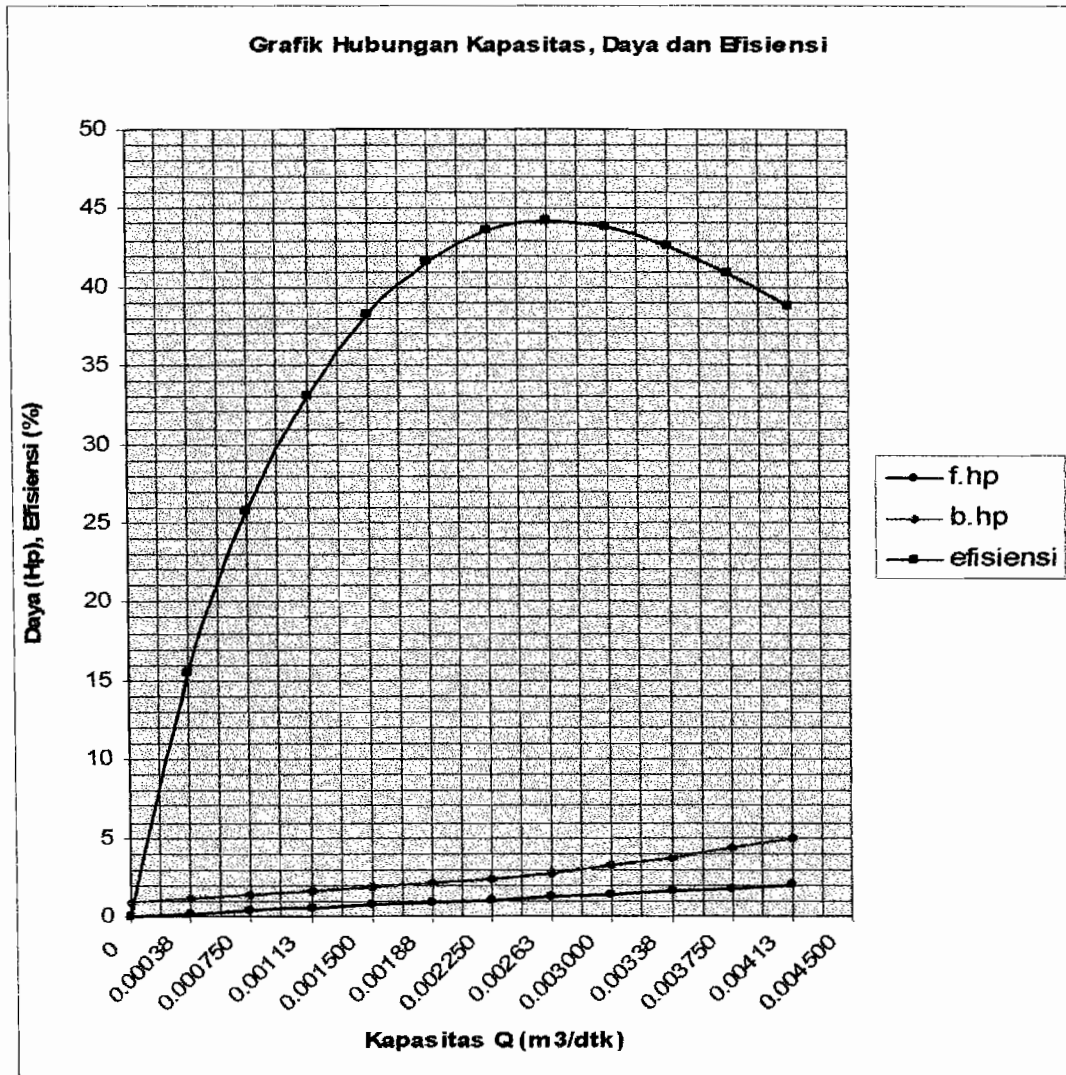
$$\eta_{op} = \frac{f.hp}{b.hp} \times 100\%$$

Untuk harga kapasitas sembarang, hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi dapat dilihat dalam tabel 8.2.

Tabel 8.2 Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi

Q (m^3/s)	f.hp (hp)	Hp.L (hp)	Hp.HY (hp)	b.hp (hp)	η (%)
0,000000	0,000	0,000	0,000	0,895	0,000
0,000375	0,175	0,011	0,031	1,132	15,456
0,000750	0,350	0,022	0,037	1,359	25,750
0,001125	0,525	0,033	0,029	1,588	33,054
0,001500	0,700	0,043	0,019	1,832	38,215
0,001875	0,875	0,053	0,019	2,102	41,627
0,002250	1,050	0,062	0,041	2,411	43,545
0,002625	1,225	0,071	0,096	2,772	44,191
0,003000	1,400	0,080	0,197	3,107	43,796
0,003375	1,575	0,088	0,355	3,697	42,598
0,003750	1,750	0,096	0,582	4,287	40,826
0,004125	1,925	0,103	0,890	4,977	38,682

Dari Tabel 8.2 dapat digambarkan grafik 8.2 sebagai berikut :



Gambar 8.2 Grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan daya dan Efisiensi

8.4. Kavitas

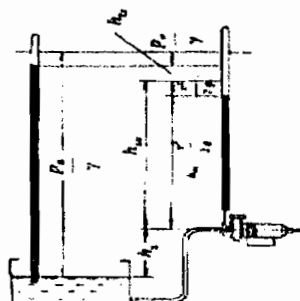
Kavitas adalah gejala menguapnya zat cair yang sedang mengalir, karena tekanan berkurang sampai dibawah tekanan uap jenuhnya. Pada tekanan 1 atmosfer air akan mendidih pada temperatur 100°C , akan tetapi apabila tekanannya dibawah 1 atmosfer maka titik didih air akan berkurang dari 100°C .

Apabila air mendidih, maka akan timbul gelembung-gelembung uap air. Hal ini akan terjadi pada air yang sedang mengalir didalam pompa maupun didalam pipa.

Pada bagian pompa yang mudah mengalami kavitas adalah pada pipa hisapnya. Kavitas ini akan terjadi apabila tekanan hisapnya terlalu rendah. Jika pompa mengalami kavitas, maka akan timbul suara berisik atau getaran. Selain itu performansi pompa akan menurun secara tiba-tiba, sehingga pompa tidak dapat bekerja dengan baik. Jika pompa dioperasikan dalam keadaan kavitas secara terus menerus dalam jangka waktu yang lama, maka permukaan dinding saluran disekitar aliran yang mengalami kavitas akan mengalami kerusakan. Permukaan dinding tererosi sehingga mengakibatkan berlubang-lubang. Peristiwa ini disebut erosi kavitas, akibat dari tumbukan gelembung-gelembung uap yang pecah pada dinding secara menerus. Kavitas pada pompa sangat merugikan, maka gejala ini harus dicegah dengan segala cara. Kavitas akan terjadi apabila NPSH yang tersedia lebih kecil dari pada NPSH pompa yang dibutuhkan.

8.4.1. NPSH Yang Tersedia

NPSH (*Neto Positive Suction Head*) yang tersedia adalah head yang dimiliki zat cair pada sisi hisap pompa, dikurangi dengan tekanan zat cair jenuh zat cair ditempat tersebut.



Gambar 8.3 NPSH, bila tekanan atmosfer bekerja pada permukaan air yang dihisap.

(Sumber : Sularso, 2000, hal 44)

Bila tekanan atmosfer yang bekerja pada pompa, besarnya NPSH yang tersedia dapat dihitung dengan rumus : (Silarso, 2000, hal 44)

$$h_{sv} = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - h_{ls}$$

dengan :

h_{sv} = NPSH yang tersedia (m)

P_a = tekanan atmosfer (kgf/m^2)

P_v = tekanan uap jenuh (kgf/m^2)

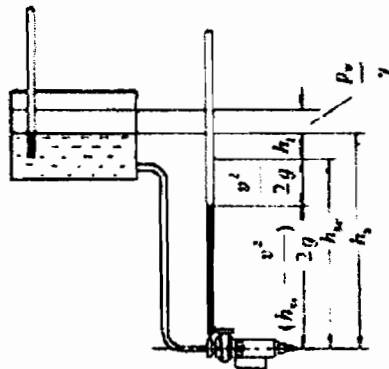
γ = berat zat cair per satuan volume (kgf/m^3)

h_s = head hisap statis

h_{ls} = kerugian head di dalam pipa hisap (m)

Pada gambar 8.4 bila air dihisap dari tangki tertutup maka P_a dalam rumus diatas menyatakan tekanan mutlak yang bekerja pada permukaan air di dalam tangki tertutup tersebut. Khususnya jika tekanan diatas permukaan air sama dengan tekanan uap jenuhnya, maka $P_a = P_v$, maka dari rumus diatas akan menjadi rumus : (Sularso, 2000, hal 45)

$$h_{sv} = -h_s - h_{ls}$$



Gambar 8.4 NPSH, bila tekanan uap bekerja di dalam tangki air isap yang tertutup.
(Sumber : Sularso, 2000, hal 44)

8.3.2. NPSH Yang Dibutuhkan

Tekanan terendah di dalam pompa terdapat disuatu titik dekat sisi masuk impeler. Tekanan ini adalah lebih rendah dari tekanan pada saluran hisap pompa. Hal ini disebabkan karena kerugian head nosel hisap. Kenaikan kecepatan karena tebal sudu. NPSH yang dibutuhkan dapat dicari dengan menggunakan rumus : (Sularso, 2000, hal 47)

$$n_s = n \times \frac{Q_N^{1/2}}{H_N^{3/4}}$$

dengan :

n = putaran poros (rpm)

Q_N = kapasitas pompa dalam efisiensi terbaik (m^3 /menit)

Dari perhitungan bab sebelumnya telah diketahui :

Pada efisiensi terbaik $\frac{Q}{Q_N} = 1$, sehingga $Q_N = 0,0015 m^3/s = 0,09 m^3$ /menit

Head pompa pada satu tingkat = 35 m

Besarnya kecepatan spesifik pada efisiensi terbaik adalah :

$$n_s = 2910 \times \frac{0,09^{1/2}}{35^{3/4}}$$

$$= 60,668 \text{ rpm}$$

NPSH yang dibutuhkan dapat dicari dengan rumus : (Sularso, 2000, hal 47)

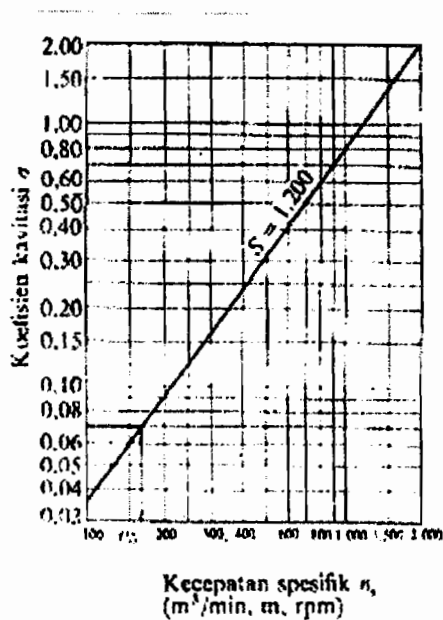
$$H_{svN} = \sigma \times H_N$$

dengan :

σ = koefisien kavitasi Thoma

H_N = head pompa pada efisiensi terbaik (m)

Dengan kecepatan spesifik yang didapat pada efisiensi terbaik, maka dengan demikian dapat dicari koefisien kavitasi thoma (σ) pada gambar 8.5.



Gambar 8.5 Hubungan antara koefisien kavitasi dan kecepatan spesifik
(Sumber : Sularso, 2000, hal 46)

Dari gambar 8.5 di dapat harga σ adalah 0,03

Besarnya NPSH yang dibutuhkan adalah :

$$\begin{aligned} H_{svN} &= 0,03 \times 35 \\ &= 1,05 \text{ m} \end{aligned}$$

Agar pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitasi, maka harus dipenuhi persyaratan berikut yaitu : (Sularso, 2000, hal 45)

$$\text{NPSH yang tersedia} > \text{NPSH yang diperlukan}$$

Maka persamaan menjadi :

$$\frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - (h_s + h_{ls}) > H_{svN}$$

Misal air yang dipakai dengan temperatur 20° dan ujung saluran hisap pompa pada tekanan atmosfer, maka :

$$P_a = 1,0332 \text{ kgf/cm}^2 = 10332 \text{ kgf/m}^2$$

$$P_v = 0,02382 \text{ kgf/cm}^2 = 238,3 \text{ kgf/m}^2$$

$$\gamma = 1000 \text{ kg/m}^3$$

Maka :

$$\frac{10332}{1000} - \frac{238,3}{1000} - (h_s + h_{ls}) > 1,05$$

$$10,1 - 1,05 > (h_s + h_{ls})$$

$$9,05 > (h_s + h_{ls})$$

Dengan demikian kita dapat menentukan letak tinggi pompa maksimal dari permukaan air yang dipompa dan kerugian head maksimal pipa hisap.

BAB IX

KESIMPULAN DAN PENUTUP

9.1. Kesimpulan

Hal yang sangat penting dalam melakukan perancangan pompa adalah mengetahui jenis fluida yang akan dipompakan. Selain hal tersebut kapasitas aliran fluida dan head yang diperlukan untuk mengalirkan fluida yang akan dipompakan. Ketepatan dalam pemilihan suatu pompa akan sangat menguntungkan. Pemakaian pompa yang sesuai dengan penggunaannya dapat memberikan efisiensi yang baik dalam segala hal, yaitu dari segi ekonomi, segi waktu maupun dari segi kelancaran dalam pemompaan.

Untuk itu dalam perancangan pompa dengan jenis fluida air seperti pada tugas akhir ini, telah mempertimbangkan hal-hal yang mendukung perancangan pompa yaitu head pompa, kapasitas pompa, pemilihan bahan-bahan yang digunakan, dan penggunaan rumus-rumus dengan batasan atau syarat yang dianjurkan dari pustaka. Sehingga dari hal-hal tersebut dapat menghasilkan sebuah perancangan pompa yang dapat bekerja dengan baik.

Dari perhitungan dalam bab-bab sebelumnya dapat disimpulkan hasil perhitungan pokok dalam perancangan pompa, yaitu :

1. Spesifikasi pompa

Tipe	: Pompa sentrifugal satu tingkat
Fluida yang dipompakan	: Air bersih
Kapasitas	: 5,4 m ³ /jam

Head total	: 35 m
Putaran	: 2910 rpm
Daya pemompaan	: 0,515 kW
Daya	: 1,4306 kW
Efisiensi	: 36 %
2. Impeler	
Tipe	: Tertutup
Bahan	: perunggu
Diameter sisi masuk impeler	: 46 mm
Diameter sisi keluar impeler	: 173 mm
Jumlah sudu	: 5 buah
3. Rumah keong	
Tipe	: Rumah keong (volut)
Bahan	: Besi cor (FC 35)
Diameter dasar volut	: 181,65 mm
4. Poros	
Bentuk	: Pejal bertingkat
Bahan	: S 40 C
Diameter	: 20 mm
Panjang poros	: 250 mm
5. Pasak	
Pasak pada impeler :	
Bahan	: S 30 C

Penampang pasak	: 6 x 6
Panjang pasak	: 16 mm
Kedalaman alur pasak pada poros	: 3,5 mm
Kedalaman alur pasak pada naf	: 2,8 mm
Pasak pada kopleng :	
Bahan	: S 30 C
Penampang pasak	: 8 x 7
Panjang pasak	: 25 mm
Kedalaman alur pasak pada poros	: 4 mm
Kedalaman alur pasak pada naf	: 3,3 mm

6. Bantalan

Bantalan A :

Tipe	: Bantalan rol kerucut
Nomor bantalan	: 6005
Diameter dalam bantalan	: 25 mm
Diameter luar bantalan	: 47 mm
Kapasitas nominal dinamis spesifik (C)	: 790 kg
Kapasitas nominal statis spesifik (C ₀)	: 530 kg

7. Kopleng

Tipe	: Kopleng flens kaku
Bahan	: FC 35
Diameter luar	: 112 mm
Diameter lubang untuk poros	: 25 mm

Jumlah baut : 4 buah

9.2. Penutup

Dalam pengerjaan tugas akhir ini masih banyak kekurangan dan masih jauh dari kesempurnaan karena keterbatasan penulis. Meskipun penulis telah berusaha dengan sebaik-baiknya. Oleh karena itu penulis megharapkan bantuan dari semua pihak atas saran dan kritik yang bersifat membangun, dan apabila ada teman-teman yang akan menyempurnakan perancangan ini sehingga diharapkan tercipta hasil perancangan yang lebih baik dari perancangan ini. Semoga tugas akhir perancangan pompa sentrifugal ini dapat bermanfaat bagi kita semua terutama bagi perkembangan teknologi saat ini.

DAFTAR PUSTAKA

Church, Austin H, **Pompa dan Blower Sentrifugal**, - Erlangga, Jakarta, 1990

Dietzel, Fritz, **Turbin, Pompa dan Kompresor**, - Erlangga, Jakarta 1993

Hick G, Tyler, **Teknologi Pemakaian Pompa**, - Erlangga, Jakarta 1996

Karassik, I.J ; W.C Krutzsch, W.H. Fraser, J.P. Messina, **Pump Handbook**, second. Ed., Mc Grow Hill Book Co, 1986

Khetagurov, M., **Marine Auxiliari Machinery and System**, Peace Publiser, Moscow
Lazarkiewicz Stepen and Trokolanski Adam T, **Impeler pumps**, Pergamon Press, London, 1986

Stepanoff Aj, **Centrifugal And Axial Flow Pump**, John Willey and Sons, New York, 1948

Sularso, Kiyokatsu Suga, **Dasar Perancangan dan Pemilihan elemen mesin**, Pradnya Paramita, Jakarta, 1997

Sularso dan Haruo Tahara, **Pompa dan Kompresor**, Pradnya Paramita, Jakarta, 2000

LAMPIRAN

Tabel 1.1 Nilai karakteristik standar motor tipe tahan percikan, tipe kurungan, tiga fasa, tegangan rendah (200 V, 50/60 Hz)
(Sumber : Soeleman & Mabuchi, 1984, hal 264-265)

Klasifikasi Motor	Frekuensi	Nilai Kecepatan perputaran beban penuh	50 Hz										60 Hz										Motor GD ³ (kg-m ²)					
			Kopel				Arus		Efisiensi			Faktor daya			Kopel				Arus		Efisiensi			Faktor daya				
			Kopel beban penuh	Kopel asut	Kopel pengun- gan	Kopel perer- patan	Arus nominal		50% beban	75% beban	100% beban	50% beban	75% beban	100% beban	Kopel beban penuh	Kopel asut	Kopel pengun- gan	Kopel perer- patan	Arus nominal		50% beban	75% beban		100% beban	50% beban	75% beban	100% beban	
							(A)	(A)											(A)	(A)								
0,75	2	2.890	0,253	295	310	240	3,3	20	75	78	79	63	85	83	3.470	0,210	250	295	220	3,1	19	77	80	80	71	82	88	0,0041
	4	1.420	0,515	325	290	275	3,8	18	73	77	78	54	67	76	1.700	0,43	265	270	250	3,3	17	79	81	81	62	75	82	0,0085
	6	910	0,762	235	254	220	3,8	19	70	75	76	53	66	75	1.130	0,641	210	240	200	3,5	17	74	78	78	60	73	80	0,0216
	8	700	1,01	200	240	200	4,2	16	74	77	77	49	58	67	845	0,865	150	230	170	4,0	14	77	78	79	46	58	67	0,0391
1,5	2	2.910	0,50	280	335	245	6,0	41	82	84	85	71	82	87	3.480	0,42	240	290	210	5,8	37	83	85	85	79	87	91	0,0105
	4	1.430	1,02	315	290	275	6,8	35	79	82	82	61	74	80	1.720	0,85	265	265	243	6,2	31	83	84	84	70	81	86	0,0175
	6	940	1,55	250	220	210	7,2	26	82	84	83	53	66	75	1.120	1,30	185	200	175	6,5	26	82	84	83	61	74	80	0,0391
	8	700	2,09	220	230	200	8,2	27	79	82	82	44	57	65	845	1,73	160	180	150	7,5	23	82	84	83	51	63	71	0,0685
2,20	2	2.870	0,747	350	330	270	8,2	49	84	85	86	85	94	92	3.440	0,63	270	295	225	8,2	43	84	85	85	90	93	94	0,0190
	4	1.430	1,50	290	320	275	9,5	50	79	82	82	63	75	82	1.720	1,25	235	270	230	8,8	45	84	85	85	74	84	88	0,0330
	6	945	2,27	255	255	230	10,0	45	81	84	84	57	70	78	1.130	1,90	200	230	195	9,2	40	84	85	85	65	77	82	0,0685
	8	710	3,02	230	240	210	11,5	42	80	83	84	45	57	66	850	2,52	190	200	170	10,0	37	83	85	85	52	64	72	0,121
3,7	2	2.900	1,25	300	345	260	14,5	78	86	86	85	86	92	94	3.480	1,04	230	310	215	13,5	67	86	86	85	91	94	95	0,0269
	4	1.440	2,51	300	290	265	14,5	80	85	86	85	68	79	85	1.720	2,10	250	260	230	14,0	70	86	87	87	77	96	89	0,0540
	6	945	3,81	250	250	225	15,5	70	86	87	87	60	72	82	1.130	3,19	200	220	190	14,5	62	87	88	87	71	81	85	0,121
	8	710	5,07	195	185	170	19,0	75	84	86	86	44	58	67	850	4,24	150	160	140	16,0	65	87	88	87	54	67	71	0,161

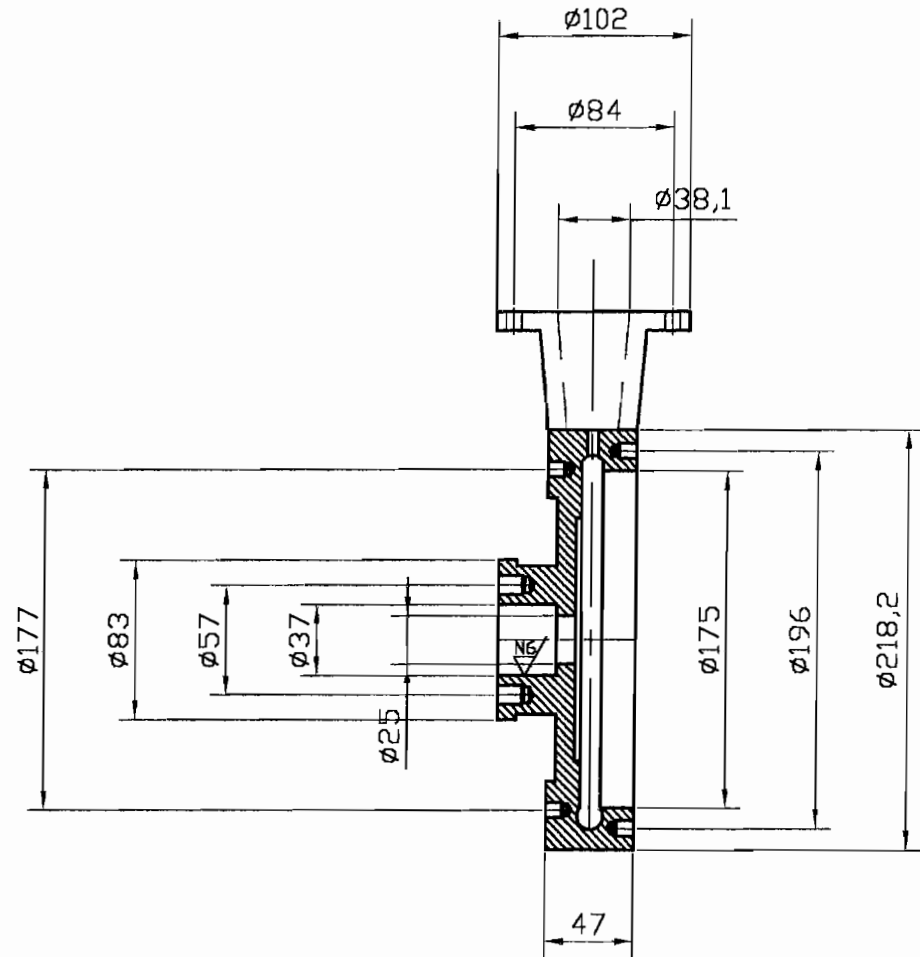
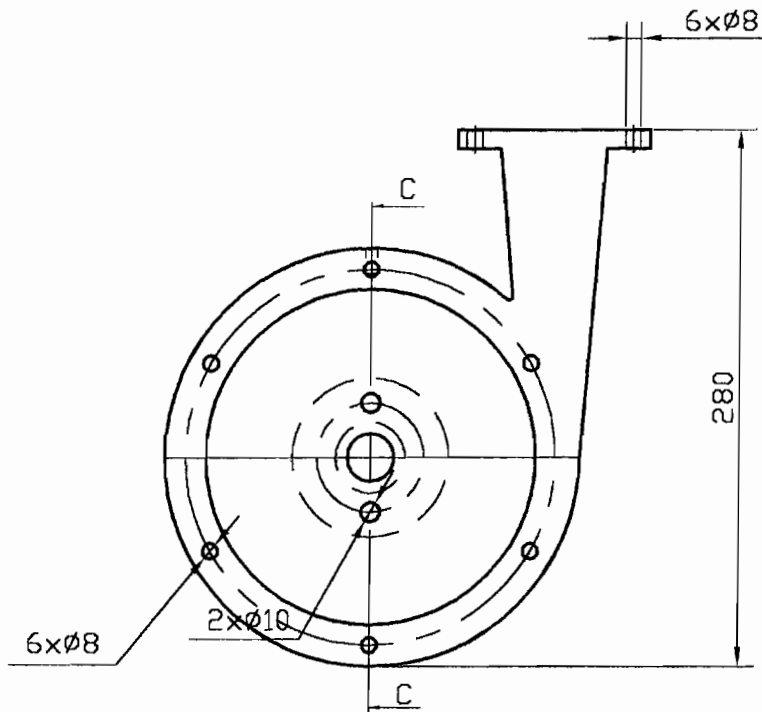
Lanjutan

5,5	2	2.900	1,85	250	300	220	19,5	120	89	90	90	81	88	91	3.490	1,54	200	260	185	19,0	105	89	90	90	89	92	93	0,0576
	4	1.440	3,72	265	300	255	23,0	130	87	89	89	62	75	79	1.730	3,10	210	260	210	21,0	115	90	91	91	73	82	86	0,0910
	6	955	5,6	250	230	225	22,0	100	89	90	89	63	75	80	1.150	4,63	200	220	190	21,0	85	90	91	90	72	80	83	0,161
	8	710	7,50	190	270	210	23,0	110	87	88	88	62	74	80	860	6,25	160	230	175	22,0	95	89	90	89	66	77	81	0,415
7,5	2	2.900	2,52	240	300	215	26,0	164	91	92	91	88	91	92	3.500	2,08	190	270	180	25,0	141	91	92	91	91	94	94	0,0706
	4	1.440	5,03	275	270	245	29,0	160	89	90	90	68	78	83	1.730	4,18	220	240	220	27,0	140	91	92	91	77	86	88	0,113
	6	960	7,53	235	265	225	30,0	150	90	91	90	64	75	81	1.150	6,30	185	230	185	29,0	130	91	91	90	72	80	84	0,415
	8	710	10,2	180	240	190	31,0	142	88	89	89	61	72	78	860	8,50	140	190	150	30,0	123	89	90	90	69	79	83	0,516
11	2	2.910	3,68	230	250	190	39,0	197	92	93	92	85	90	91	3.490	3,07	180	210	160	38,0	172	92	92	91	89	92	92	0,146
	4	1.440	7,45	260	280	240	42,0	250	88	89	89	72	82	85	1.730	6,20	235	255	220	40,0	220	89	90	90	78	86	89	0,283
	6	960	11,0	250	280	240	45,0	245	89	91	90	60	72	78	1.150	9,23	185	255	200	42,0	205	91	92	91	72	81	85	0,516
	8	715	15,0	180	200	165	52,0	220	87	89	88	55	66	72	860	12,5	130	170	135	48,0	164	89	90	89	63	73	78	1,04
15	2	2.910	5,02	180	220	160	54,0	250	90	91	90	84	88	89	3.480	4,70	165	190	145	52,9	220	89	90	90	89	91	91	0,24
	4	1.440	10,1	220	260	215	54,0	295	90	91	90	81	87	89	1.720	8,49	180	220	180	52,9	250	91	91	90	86	90	91	0,42
	6	965	15,1	200	230	195	60,0	280	88	89	89	66	77	81	1.160	12,6	160	200	160	57,9	240	89	90	89	74	82	84	0,96
	8	720	20,3	160	200	160	67,4	260	87	88	88	56	67	73	865	16,9	160	200	160	65,0	260	89	90	90	56	68	74	1,2
18,5	2	2.910	6,19	200	230	170	65,2	310	91	91	91	84	88	90	3.490	5,16	175	200	150	65,2	270	89	90	90	89	91	91	0,28
	4	1.450	12,4	230	260	220	65,2	340	91	91	90	84	88	90	1.730	10,4	190	220	185	64,5	300	91	91	90	87	91	92	0,45
	6	965	18,7	200	230	195	74,0	340	88	89	88	68	78	82	1.160	15,5	160	200	160	70,6	300	89	90	89	75	82	85	1,2
	8	720	25,0	180	220	180	80,2	340	87	90	90	55	67	74	865	20,8	160	190	160	75,1	290	91	91	90	65	75	79	1,7

2

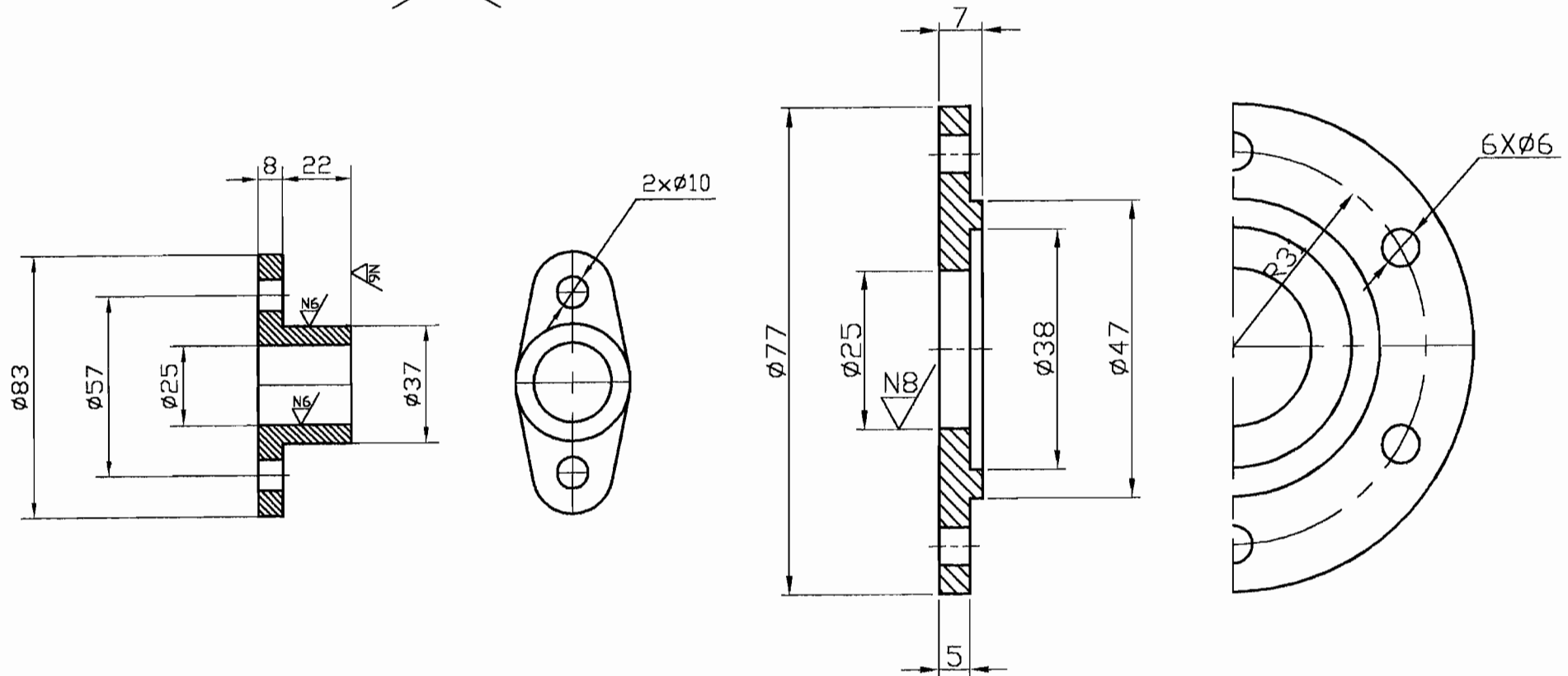
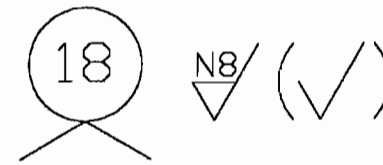
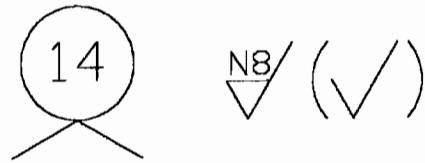
N8/ (✓)

Potongan C-C

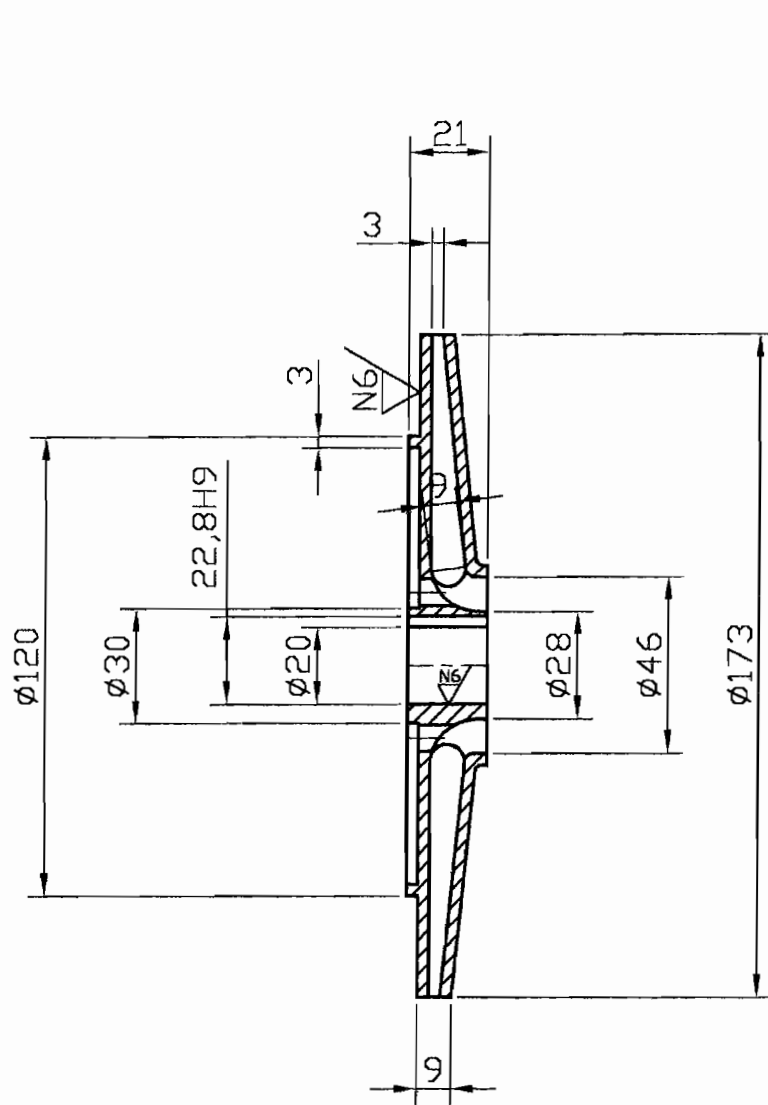


	Skala :1: 4	Digambar: Hari Nur Isnadi	Keterangan	
	Satuan :mm	NIM :995214060		
	Tanggal: 14.03.06	Diperiksa :Yosef.AC., S.T., M.T.		
TEKNIK MESIN FT-USD	Rumah Pompa	02	A4	

Skala 1 : 2

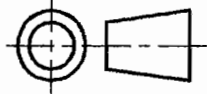
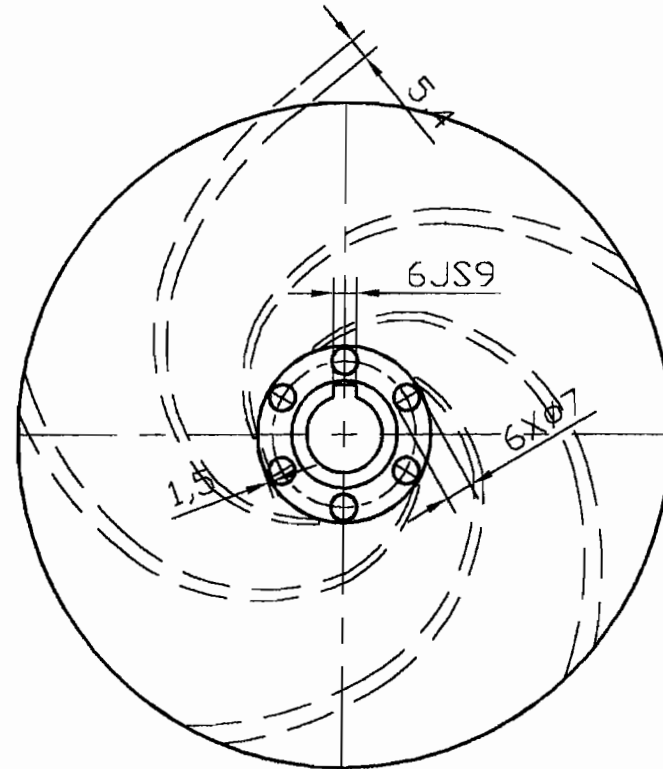


	Skala :1:1	Digambar: Hari Nur Isnadi	Keterangan	
	Satuan :mm	NIM :995214060		
	Tanggal:14.03.06	Diperiksa :Yosef.AC.,S.T.,M.T.		
TEKNIK MESIN FT-USD	P Pak & C Bant	03	A4	



7

N8 (✓)



Skala :1:2
Satuan :mm
Tanggal:14.03.06

Digambar: Hari Nur Isnadi
NIM :995214060
Diperiksa :Yosef.AC., S.T., M.T.

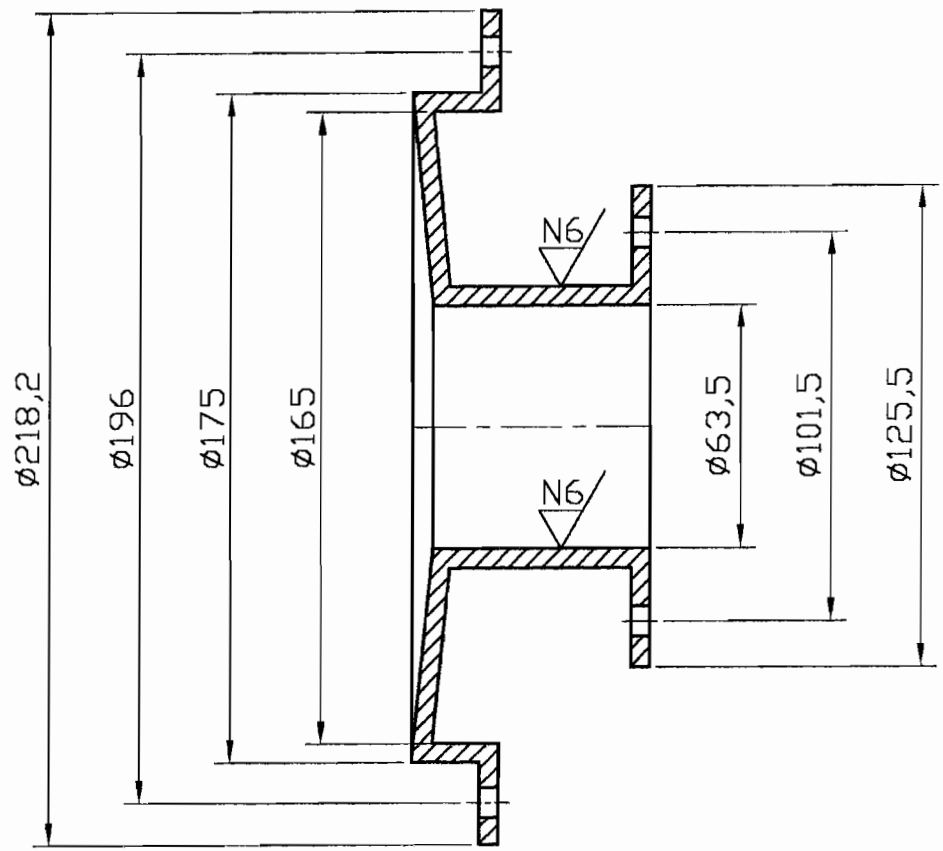
Keterangan

TEKNIK MESIN
FT-USD

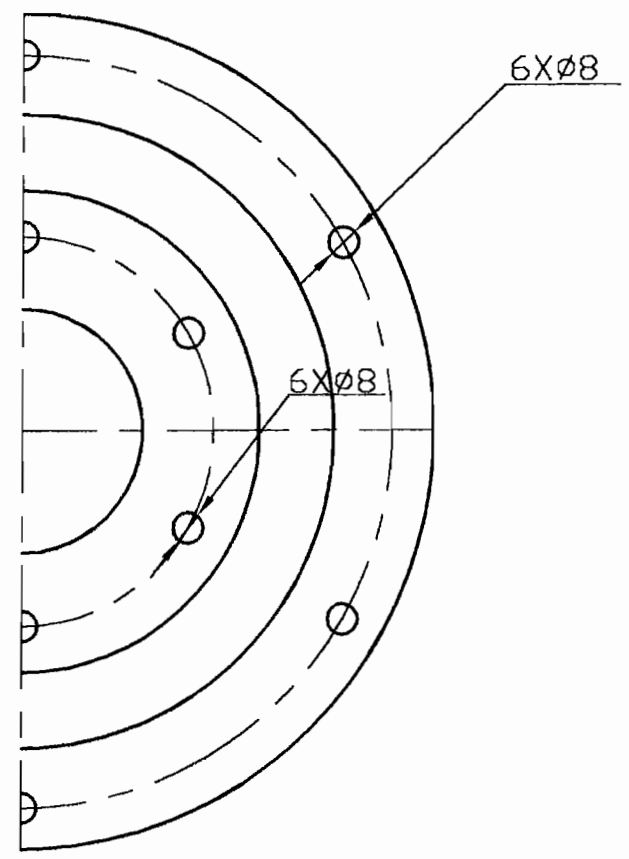
Impeler

04

A4



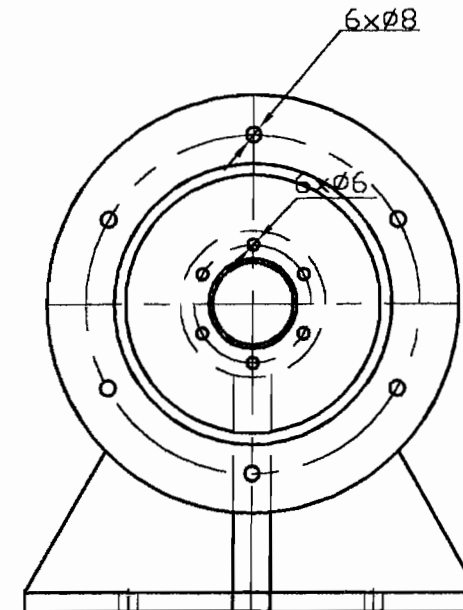
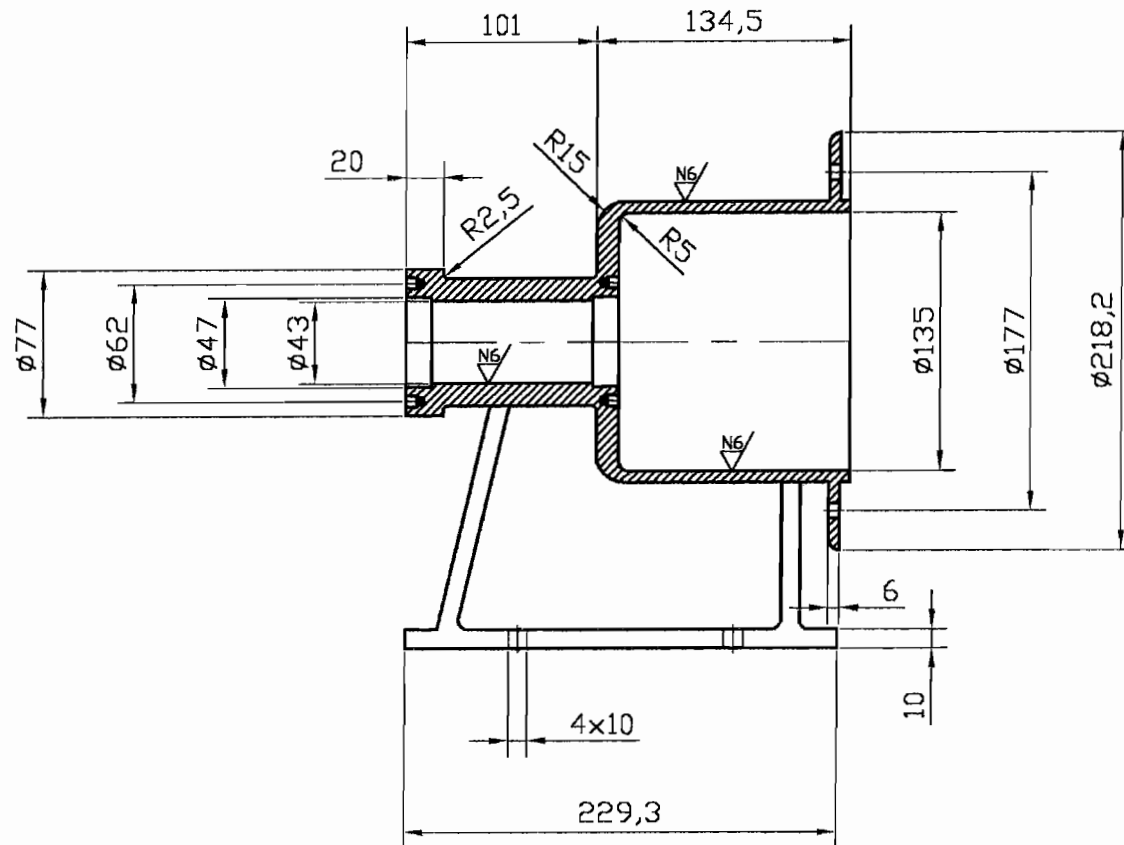
3
 N8 (✓)



	Skala : 1: 2	Digambar: Hari Nur Isnadi	Keterangan	
	Satuan : mm	NIM : 995214060		
	Tanggal: 14.03.06	Diperiksa : Yosef.AC., S.T., M.T.		
TEKNIK MESIN FT-USD	Casing Depan		05	A4

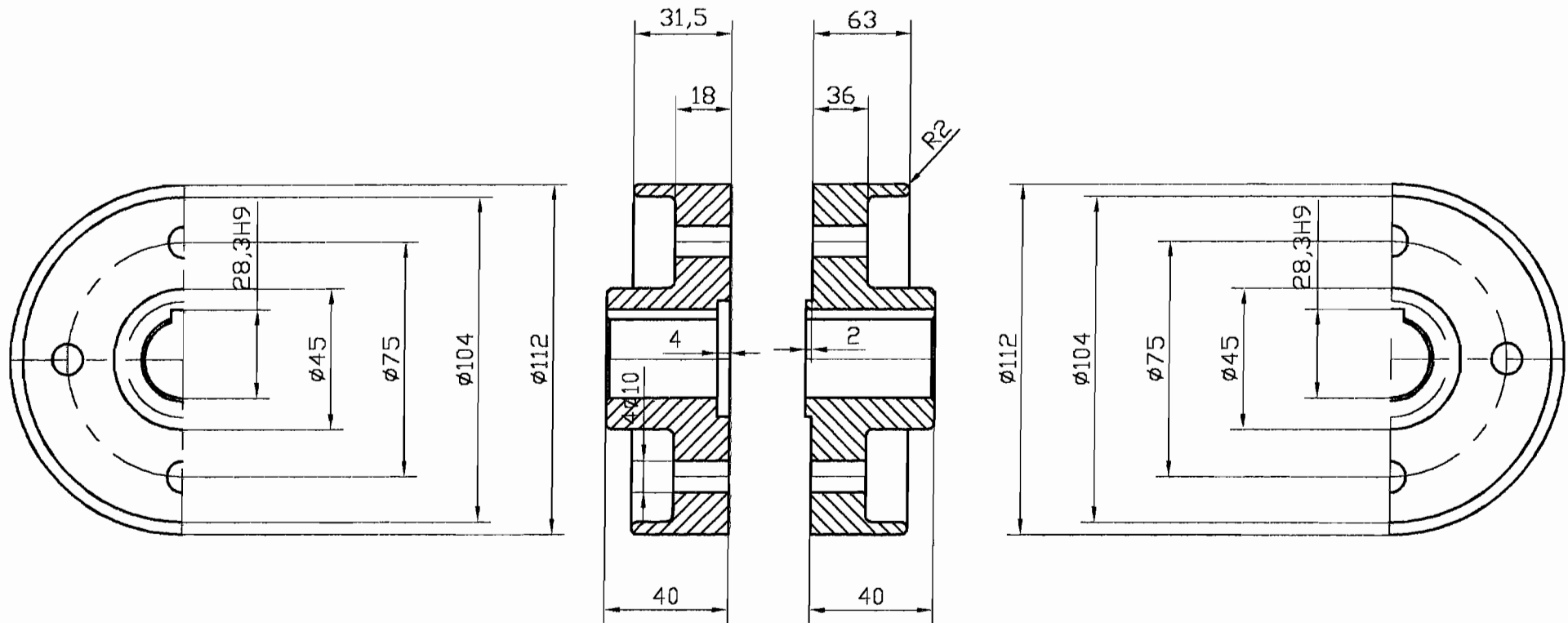
16

N8/ (✓)



	Skala :1:4	Digambar: Hari Nur Isnadi	Keterangan	
	Satuan :mm	NIM :995214060		
	Tanggal: 14.03.06	Diperiksa :Yosef.AC.,S.T.,M.T.		
TEKNIK MESIN FT-USD	Casing Belakang	06	A4	

21 N8 (✓)

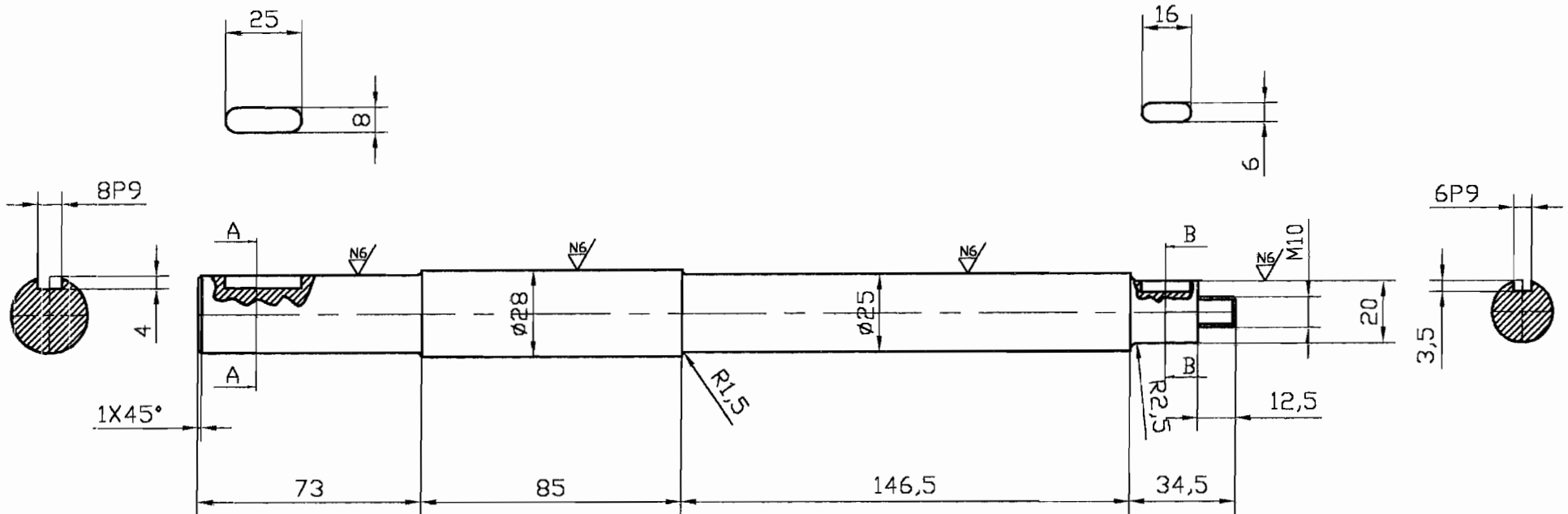


	Skala :1: 2	Digambar: Hari Nur Isnadi	Keterangan	
	Satuan :mm	NIM :995214060		
	Tanggal: 14.03.06	Diperiksa :Yosef.AC.,S.T.,M.T.		
TEKNIK MESIN FT-USD	Kopling Flens		07	A4

24 N8 (✓)

Potongan A-A

Potongan B-B



	Skala :1:2	Digambar: Hari Nur Isnadi	Keterangan	
	Satuan :mm	NIM :995214060		
	Tanggal: 14.03.06	Diperiksa :Yosef.AC.,S.T.,M.T.		
TEKNIK MESIN FT-USD	Poros		08	A4