

WATER PUMP FOR INDUSTRY

Tugas Akhir

Nomor : 373 / FT_USD / TM / JULI / 2004

Diajukan untuk memenuhi sebagian prasyarat

Mencapai derajat Sarjana S-1

Program Studi Teknik Mesin

Jurusan Teknik Mesin



Disusun oleh :

ROBERTUS ARIS KRISDIYANTO

NIM : 995214001



Kepada

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS SANATA DHARMA

YOGYAKARTA

2004

TUGAS AKHIR

POMPA AIR BERSIH UNTUK INDUSTRI

Disusun Oleh :

Robertus Aris Krisdiyanto

NIM : 995214001

NIRM : 99065112310120001

Telah Disetujui Oleh :

Dosen Pembimbing Utama :



(Dr.Ir.Indarto, DEA)

Tanggal : 19 Juli 2004

Dosen Pembimbing Kedua :



(Yosef Agung C, ST, MT.)

Tanggal : 19 Juli 2004

HALAMAN PENGESAHAN
TUGAS AKHIR
POMPA AIR BERSIH UNTUK INDUSTRI

Disusun Oleh :

Robertus Aris Krisdiyanto

NIM : 995214001

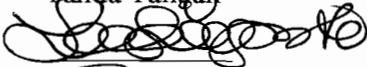
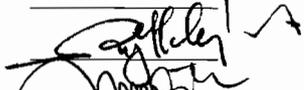
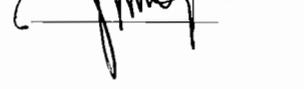
NIRM : 99005112310120001

Telah Dipertahankan Di Depan Panitia Penguji

Pada Tanggal 19 Juli 2004

Dan Dinyatakan Memenuhi Syarat

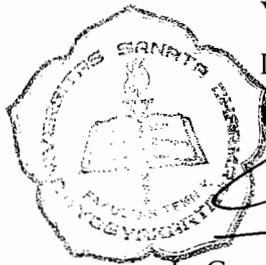
Susunan Panitia Penguji

Nama		Tanda Tangan
Ketua	: Ir. YB Lukiyanto, M.T.	
Sekretaris	: Ir. Rines A, M.T.	
Pembimbing Utama	: Dr. Ir. H. Indarto, DEA	
Pembimbing Kedua	: Yosef Agung C, S.T., M.T.	
Penguji	: I Gusti Ketut Puja, S.T., M.T.	

Yogyakarta, 19 Juli 2004

Dekan Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma




Ir. Greg. Heliariko, S.J., S.S., B.S.T., M.Sc.



JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA

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

TUGAS AKHIR PROGRAM S-1 JURUSAN TEKNIK MESIN

Nomor : 373/FT/USD/TM/September 2003

Diberikan kepada :

Nama Mahasiswa : Robertus Ais.K

Nomor Mahasiswa : 995214001

NIRM : 99005112310120001

Jurusan : TEKNIK MESIN

Fakultas : TEKNIK

Matakuliah : Pompa dan Kompresor

Judul naskah soal :

Rancang kembali sebuah pompa yang ^{ada} ~~ada~~ di tempat kerja praktik (GE lighting). Modifikasi diijinkan dengan alasan yang benar. Perancangan disertai

Tanggal dimulai : 29 September 2003

Pembimbing Kedua

(Yosel Agung C.S.T.M.T.)

Yogyakarta, 30 September 2003

Dosen Pembimbing Utama

(Dr. Ir. Indarto, DEA.)

PERNYATAAN

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

Yogyakarta, juli 2004

Ttd

Robertus Aris K

INTISARI

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

Perancangan pompa yang dipilih adalah pompa sentrifugal dengan head pemompaan $(H) = 38$ m, kapasitas $(Q) = 40,5$ m³/jam, putaran motor yang dipakai $(n) = 2900$ rpm. Jenis impeler yang digunakan adalah impeler jenis tertutup, dikarenakan zat cair yang dialirkan adalah air bersih, dengan bahan impeler adalah perunggu dan jumlah sudu impeler 8 buah dengan tipe sudu "Back Ward Curve Vane".

ABSTRACT

Pump is kind of machine which function is to transfer or flow fluids from a place to another place. The fluids will flow into the pump trough *suction* because of the difference between the internal and the outhter pressure of the pump. The using of the pump depends on the characteristics of the fluid that will be pumped.

The design of the pump is centrifugal pump with 38 m in Head, the capacity (Q) 40,5 m³/hour, and the motor turning (n) 2900 rpm. The impeller has *back ward curve vanes* impeller and it is made of bronze 8 angles closed impeller, the fluid that is pumped a clean water.

Motto dalam Hidup

Pecundang memanfaatkan kekalahan

Sebagai alasan untuk terus kalah.

Pemenang memanfaatkan kekalahan

Sebagai alasan untuk menang.

Pecundang terbesar didunia adalah

Orang yang menghindari kekalahan.

Kamu bisa mengenali pecundang

Yang sudah kalah,

Mereka adalah orang yang memberitahukanmu

Mengapa kamu tidak berhasil

Atau sesuatu yang kamu kerjakan terlalu beresiko

Resiko adalah bagian pembelajaran

Jangan takut akan resiko !!!!!!!!!!!!!

KATA PENGANTAR

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

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

Pompa Sentrifugal merupakan tema yang diambil penulis dalam penyusunan tugas akhir berdasarkan minat penulis dan dengan harapan dapat menjadi bekal didalam memasuki dunia kerja.

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

1. Bapak Ir. Greg Harjanto, selaku Dekan Fakultas Teknik USD
2. Bapak Dr. Ir. Indarto, DEA, selaku dosen pembimbing I, atas waktu, perhatian dan kesabarannya dalam membimbing penulis untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak Yosef Agung C, ST, MT, selaku dosen pembimbing II, atas segala saran, pemikiran dan bimbingan yang sangat penulis butuhkan dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
4. Seluruh dosen dan karyawan jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma.
5. Keluarga Besar Bapak FX Kardi yang telah membesarkan dan membiayai sekolah sampai mendapat gelar S-1.
6. Ketiga adikku Tri, Roni dan Rosa yang telah mendukung dan memberi saran dalam penyusunan naskah saya ucapkan banyak terima kasih.
7. Teman-teman baikku Brifon, Hoho, Kodok, Adri, Keluarga Besar Ibu Ibnu yang selama ini sebagai tempat untuk berbagi canda dan tawa, tidak akan kulupakan selamanya.

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

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

Yogyakarta, 19 juli 2004

Penulis

Robertus Aris K

DAFTAR ISI

	Hal
Halaman Persetujuan	i
Halaman Pengesahan	ii
Halaman Pernyataan	iii
Halaman Intisari	iv
Halaman Abstrak	v
Halaman Motto	vi
Kata Pengantar	vii
Daftar Isi	viii
Daftar Gambar	xiii
Daftar Tabel	xv
Daftar Simbol	xvi
Faktor Konversi	xix

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Pengantar Umum	1
1.2 Klasifikasi Pompa	2
1.3 Alasan Pemilihan Judul	3
1.4 Batasan Masalah	4

BAB II PEMILIHAN JENIS POMPA DAN DAYA

2.1 Pemilihan Jenis Pompa	8
2.2 Penentuan Jumlah Tingkat Pompa	9
2.3 Perhitungan Putaran spesifik	10
2.4 Perhitungan Daya Pompa	11



BAB III PERANCANGAN IMPELER

3.1	Tinjauan Umum	14
3.2	Perhitungan Bentuk Impeler	15
3.2.1	Perhitungan Diameter Poros	16
3.2.2	Perhitungan Diameter Hub	18
3.2.3	Perhitungan Diameter Mata Impeler	18
3.2.4	Perhitungan Diameter Sisi Masuk Impeler	20
3.2.5	Perhitungan Lebar Impeler Sisi Masuk	20
3.2.6	Perhitungan Diameter Sisi Keluar Impeler	21
3.2.7	Perhitungan Lebar Impeler Sisi Keluar	22
3.3	Penentuan Jumlah Sudu	23
3.4	Penentuan Segitiga Kecepatan	26
3.4.1	Perhitungan Segitiga Kecepatan Pada Sisi Masuk Impeler	27
3.4.2	Perhitungan Segitiga Kecepatan Pada Sisi Keluar Impeler	28

BAB IV BENTUK SUDU

4.1	Pemilihan Bentuk Sudu	34
4.2	Pelukisan Bentuk Sudu	34
4.3	Perhitungan Tebal Sudu	36
4.4	Perhitungan lebar laluan	38
4.5	Pemilihan Bahan Impeler	39

BAB V PERANCANGAN RUMAH POMPA

5.1	Dasar Perancangan	40
5.2	Perancangan Rumah Pompa	42
5.3	Perancangan Nossel Buang	45
5.4	Pemilihan Bahan Rumah Pompa	46

BAB VI PERANCANGAN POROS DAN PASAK

6.1	Jenis-jenis Poros	48
6.2	Perhitungan Beban Pada Poros	49

6.2.1	Perhitungan Gaya Radial	49
6.2.2	Perhitungan Bobot Impeler	50
6.2.3.1	Perhitungan Berat Sudu Impeler	50
6.2.3.2	Perhitungan Berat Piringan Bagian Belakang	51
6.2.3.3	Perhitungan Berat Piringan Bagian Depan	53
6.3	Perhitungan Momen Poros	53
6.4	Perhitungan Diameter Poros	54
6.4.1	Perhitungan Konsentrasi Tegangan Poros	55
6.4.2	Perhitungan Tegangan Geser maksimum	57
6.4.3	Perhitungan Defleksi Puntiran	58
6.4.4	Perhitungan Defleksi Lenturan	59
6.4.5	Perhitungan Putaran Kritis	60
6.5	Jenis-jenis Pasak	61
6.6	Dasar Perencanaan Pasak	61
6.6.1	Perhitungan Gaya Tangensial	61
6.6.2	Perhitungan Gaya Geser	62
6.6.3	Perhitungan Tekanan Permukaan	63
6.7	Perhitungan Berat Poros	64

BAB VII PERHITUNGAN BANTALAN

7.1	Klasifikasi Bantalan	66
7.2	Perhitungan Gaya Aksial	67
7.3	Perhitungan Umur Bantalan	71

BAB VIII ELEMEN PENDUKUNG

8.1	Kotak Paking	75
8.2	Cincin Penahan Keausan	76
8.3	Pemancing (Priming)	77
8.4	Perhitungan Baut dan Mur	77
8.5	Perhitungan Ulir Pengikat	80
8.6	Perhitungan Kopling	82

BAB IX KARAKTERISTIK POMPA

9.1.1	Perhitungan Head Euler	86
9.1.2	Perhitungan Head Teoritis	87
9.1.3	Perhitungan Head Aktual	88
9.2	Daya dan Efisiensi terhadap Kapasitas	93
9.2.1	Perhitungan Daya Kuda Fluida	94
9.2.2	Perhitungan Daya Kuda Mengatasi Kebocoran	94
9.2.3	Daya Kuda Mengatasi Gesekan Cakra	95
9.2.4	Daya Kuda Mengatasi Kerugian Hidrolis	96
9.2.5	Daya Kuda Mengatasi Kerugian Mekanis	96
9.2.6	Daya Rem Pompa	96
9.2.7	Efisiensi Pompa	97

BAB X KAVITASI

10.1	Pengertian Kavitasi	99
10.2	NPSH yang Tersedia	99
10.3	NPSH yang Dibutuhkan	101

BAB XI KESIMPULAN

11.1	Kesimpulan	104
11.2	Penutup	104
11.3	Spesifikasi Pompa	104

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

	Hal
Gambar 1.1 Pompa Sentrifugal Satu Tingkat	2
Gambar 1.2 Pompa Sentrifugal Bertingkat Banyak	3
Gambar 1.3 Pompa Aliran Aksial	3
Gambar 1.4 Pompa Aliran Radial Aksial	4
Gambar 1.5 Pompa dengan Poros Vertikal	4
Gambar 1.6 Pompa Volut	5
Gambar 1.7 Pompa Diffuser	5
Gambar 1.8 Pompa Belahan Mendatar	6
Gambar 1.9 Bentuk Impeler	7
Gambar 2.1 Penentuan Jenis Pompa	8
Gambar 2.2 Penentuan Tingkat Kenaikan	9
Gambar 2.3 Efisiensi Pompa	12
Gambar 3.1 Titik Koefisien Tinggi Tekan	22
Gambar 3.2 Sudut Sisi Keluar Impeler	25
Gambar 3.4 Segitiga kecepatan Sisi Masuk Impeler	27
Gambar 3.5 C_m^2/U^2 Versus Kecepatan Spesifik	29
Gambar 3.6 Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler	31
Gambar 3.7 Segitiga Kecepatan pada Impeler	33
Gambar 4.1 Pelukisan Sudu dengan Busur Tangen	34
Gambar 4.2 Pelukisan Sudu	36
Gambar 4.3 Roda Jalan untuk Pompa	39
Gambar 5.1 Rumah Spiral	41
Gambar 5.2 Tiga Desain Rumah Pompa	41
Gambar 5.3 Posisi Konvensional Flens Buang	42
Gambar 5.4 Desain Rumah Keong	43
Gambar 5.5 Desain Rumah Pompa	47
Gambar 6.1 Harga Koefisien Eksperimental	49

Gambar 6.2 Faktor Konsentrasi Tegangan Poros Bertingkat	56
Gambar 6.3 Faktor Konsentrasi Tegangan Poros Alur Pasak	57
Gambar 6.4 Konstruksi Poros	64
Gambar 7.1 Bagian Leher Impeler	67
Gambar 7.2 Gaya Geser Aksial pada Impeler	68
Gambar 8.1 Kotak Paking	75
Gambar 8.2 Contoh Susunan Cincin Penahan Keausan	77
Gambar 9.1 Hubungan Kapasitas dengan Head	93
Gambar 9.2 Hubungan Kapasitas dengan Daya	98
Gambar 9.3 Hubungan Kapasitas dengan Efisiensi	98
Gambar 10.1 NPSH Pada Permukaan Air yang Di hisap	100
Gambar 10.2 NPSH Pada Tanki Air yang Di hisap	101
Gambar 10.3 Hubungan Koefisien Kavitasasi dengan Kecepatan Spesifik	102

DAFTAR TABEL

	Hal
Tabel 2.1 Karakteristik Standar Motor	108
Tabel 4.1 Jari-jari Kelengkungan	35
Tabel 4.2 Tabel Kelengkungan Sudu	38
Tabel 4.3 Lebar Laluan	38
Tabel 4.4 Bahan untuk Pompa	110
Tabel 5.1 Perhitungan Rumah Volut	45
Tabel 6.1 Ukuran Diameter Standar Poros	111
Tabel 6.2 Penampang Pasak	112
Tabel 6.3 Baja Karbon untuk Konstruksi Mesin	113
Tabel 7.1 Bantalan Bola Tunggal Alur Dalam	114
Tabel 7.2 Bantalan Rol Kerucut	115
Tabel 8.1 Ukuran Ulir	116
Tabel 8.2 Tekanan yang Dijinkan pada Ulir	118
Tabel 8.3 Ukuran Kopling Fleks	119
Tabel 9.1 Hubungan Kapasitas dengan Head	92
Tabel 9.2 Hubungan Kapasitas Daya dan Efisiensi	97

DAFTAR SIMBOL / NOTASI

α_2	= Sudut keluar absolut teoritis (°)
α_2'	= Sudut keluar absolut yang sebenarnya (°)
β_m	= Sudut rata-rata (°)
β_1	= Sudut sudu sisi masuk impeler (°)
β_2	= Sudut sudu sisi keluar impeler (°)
γ	= Berat jenis (kg/m ³)
ε_1	= Faktor kontraksi
η	= Efisiensi (%)
σ_a	= Tegangan geser bahan (kg/mm ²)
Φ	= Koefisien tinggi tekan pompa
μ	= Faktor slip
X	= Konstanta pada perhitungan rumah pompa
θ	= Defleksi puntiran (°)
A_s	= Luas pipa sisi isap (m ²)
A_d	= Luas pipa sisi buang (m ²)
b_1	= Lebar sisi masuk impeler (mm)
b_2	= Lebar sisi keluar impeler (mm)
b_3	= Lebar celah saluran volut (mm)
bhp	= Daya kuda rem (hp)
C	= Kapasitas dinamis (kg)
C_o	= Kapasitas statis (kg)
C_b	= Faktor koreksi untuk beban lentur
C_{m2}	= Kecepatan meridian pada sisi keluar impeler
C'_{u2}	= Kecepatan absolut yang sebenarnya (m/det)
C_{u2}	= Kecepatan keliling teoritis (m/det)
C_2	= Kecepatan fluida teoritis (m/det)
C'_2	= Kecepatan fluida keluar yang sebenarnya (m/det)

- D = Lebar bantalan (mm)
 D_1 = Diameter sisi masuk impeler (mm)
 D_2 = Diameter sisi keluar impeler (mm)
 D_s = Diameter poros (mm)
 D_{H1} = Diameter hub (mm)
 d_b = Diameter baut (mm)
 F_a = Gaya aksial (kg)
 F_r = Gaya radial (kg)
 fh_p = Daya kuda fluida (hp)
 G = Modulus geser bahan (kg/mm^2)
 g = Gravitasi (m/det^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)
 h_{pL} = Daya kuda untuk mengatasi kebocoran (hp)
 hp_{DF} = Daya kuda untuk mengatasi gesekan cakera (hp)
 hp_{HY} = Daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis (hp)
 J = Momen inersia (mm^4)
 K_{sh} = Koefisien kerugian kejut/ turbulensi
 K_t = Faktor koreksi untuk momen puntir
 K_r = Koefisien ekperimental
 L = Panjang poros (mm)
 l = Jarak pusat antar tumpuan (mm)
 L_h = Umur nominal bantalan (jam)
 n = Putaran motor (rpm)
 n_s = Putaran spesifik (rpm)
 N_{cr} = Putaran kritis (rpm)

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

FAKTOR – FAKTOR KONVERSI

Pound per inci persegi x 2,31 = ft. Kolom air (60° F)
Feet kolom air (60° F) x 0,433 = pound per inci persegi.
Inci kolom air (60° F) x 0,0361 = pound per inci persegi.
Pound per inci persegi x 27,70 = inci kolom air (60° F)
Pound per inci persegi x 2,041 = inci kolom air raksa (60° F)
Inci kolom air raksa (60° F) x 0,490 = pound per inci persegi.
Daya kuda x 0,746 = kilowatt
Kilowatt x 1,341 = daya kuda
Ft. Kubik x 7,48 = gallon A.S.
Gallon A.S. x 0,1337 = ft. kubik
Gallon A.S. air (60° F) x 8,34 = pound
Gallon A.S. x 0,8327 = gallon Inggris
Gallon Inggris. x 1,201 = gallon A.S

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Pengantar Umum

Pompa merupakan mesin yang berfungsi untuk memindahkan fluida cair dari suatu tempat ke tempat yang lain dengan cara menambah energi fluida yang mengalir. Perbedaan tekanan antara diluar dan didalam pompa, zat cair akan mengalir masuk kedalam pompa melalui saluran masuk (*suction*) dan dikeluarkan melalui saluran tekan (*discharge*).

Pada jaman yang modern ini, pompa mempunyai penggunaan yang sangat luas seperti dibidang industri, pertanian, rumah tangga dan masih banyak lagi. Dalam memilih suatu pompa untuk keperluan tertentu, terlebih dahulu harus mengetahui kapasitas aliran fluida dan tinggi tekan (*head*) yang diperlukan untuk mengalirkan fluida yang dipompakan.

1.2. Klasifikasi Pompa

Berdasarkan cara pemindahan energi pompa dapat dibagi menjadi dua kelompok, yaitu :

1.2.1. Pompa Perpindahan Positif (Positif Displacement Pump)

Cara transfer energinya dengan cara memperkecil volume, karena dengan memperkecil volume maka tekanan akan menjadi besar.

Jenis pompa yang termasuk dalam kelompok ini adalah :

a. Pompa torak (*reciprocating pump*)

Pompa torak menghasilkan tekanan melalui gerak piston secara linear. Pompa ini dilengkapi dengan katup isap dan katup tekan yang berfungsi untuk masuk dan keluarnya fluida.

b. Pompa rotary (*Rotary pump*)

Pompa ini dapat menghasilkan tekanan melalui perpaduan putaran dan osilasi yaitu menghisap dan menekan fluida. Termasuk kedalam pompa ini adalah pompa roda gigi.

1.2.2. Pompa Dinamis (Dynamic Pump)

Pompa jenis ini sering disebut juga pompa perpindahan non positif. Cara transfer energinya yaitu dengan adanya gaya sentrifugal, zat cair akan terlempar keluar sehingga energi kinetik fluida naik. Energi kinetik kemudian diubah menjadi head tekan didalam rumah pompa atau didalam difuser.

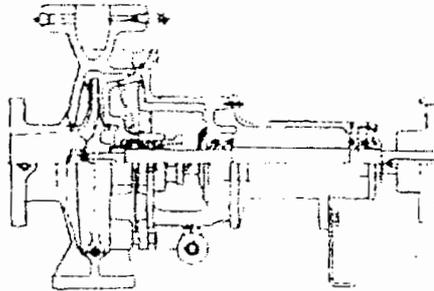
Keuntungan pompa sentrifugal jika dibandingkan dengan pompa torak adalah :

- a) Konstruksinya lebih sederhana
- b) Putaran tinggi
- c) Getaran lebih rendah
- d) Harganya relatif rendah

Pompa sentrifugal dapat dibedakan menjadi beberapa macam :

1.2.2.1 Berdasarkan Jumlah Tingkat :

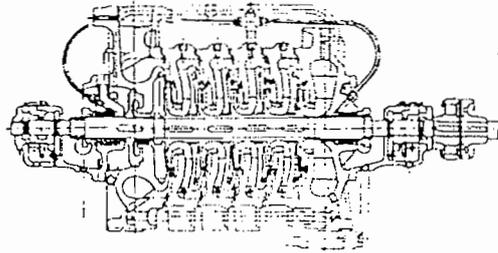
- a) Satu tingkat (*single stage*), pompa jenis ini hanya memiliki satu impeler



Gambar 1.1 Pompa Sentrifugal Satu Tingkat

(Sumber : Fritz Dietzel, hal 244)

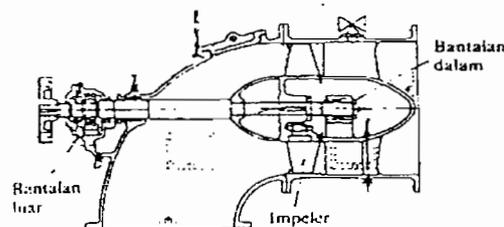
- b) Bertingkat banyak (*multi stage*), pompa jenis ini mempunyai beberapa impeler yang dipasang secara seri.



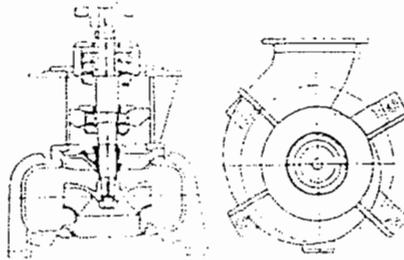
Gambar 1.2 Pompa Sentrifugal Bertingkat Banyak
(Sumber : Fritz Dietzel, hal 246)

1.2.2.2 Berdasarkan Aliran Fluida dalam Impeler :

- a) Aliran radial, fluida yang keluar dari impeler tegak lurus terhadap sumbu poros. (gambar 1.1)
- b) Aliran aksial, aliran fluida yang meninggalkan impeler bergerak sepanjang permukaan poros. (gambar 1.3)
- c) Aliran campur (aliran aksial dan radial), fluida yang keluar dari impeler akan bergerak sepanjang permukaan kerucut atau miring, komponen kecepatannya berarah radial dan aksial. (gambar 1.4)



Gambar 1.3 Pompa Aliran Aksial (Sumber : Sularso & Tahara, hal 76)



Gambar 1.4 Pompa Aliran Radial Aksial

(Sumber : Sularso & Tahara, hal 77)

1.2.2.3 Berdasarkan Posisi Poros :

- a) Pompa poros mendatar, posisi poros pada pompa ini adalah mendatar atau horisontal. (gambar 1.1)
- b) Pompa poros tegak, posisi porosnya tegak lurus atau vertikal. (gambar 1.5)



Gambar 1.5 Pompa dengan Poros Vertikal

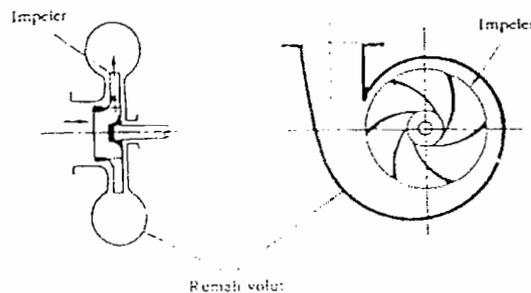
(Sumber : Sularso & Tahara, hal 78)

1.2.2.4 Berdasarkan Rumah Pompa :

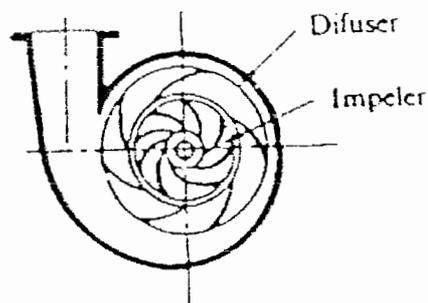
a) Pompa volute, bentuk rumah impeler pompa ini seperti rumah keong.

(gambar 1.6)

b) Pompa difuser, pompa jenis ini impelernya dipasang sudu difuser yang berfungsi untuk meningkatkan efisiensi. (gambar 1.7)



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

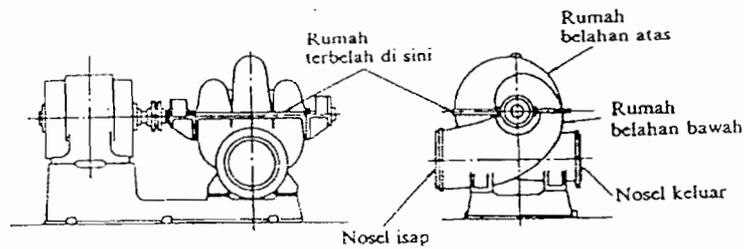


Gambar 1.7 Pompa Diffuser (Sumber : Sularso & Tahara, hal 8)

1.2.2.5 Berdasarkan belahan rumah pompa :

a) Belahan mendatar (*axially split casing*), rumah pompa ini dapat dibelah menjadi dua bagian yaitu bawah dan atas terhadap bidang datar. (gambar 1.8)

b) Belahan radial (*radially split casing*), rumah pompa ini dapat dibelah menjadi dua bagian yang tegak lurus dengan sumbu poros. (gambar 1.9)



Gambar 1.8 Pompa Belahan Mendatar

(Sumber : Sularso, hal.79)

1.2.2.6 Berdasarkan bentuk impeller :

- a) Impeler tertutup, digunakan untuk air bersih.
- b) Impeler setengah terbuka, digunakan untuk fluida yang mengandung sedikit kotoran.
- c) Impeler terbuka, digunakan untuk fluida yang sangat kotor.

1.3 Alasan Pemilihan Judul

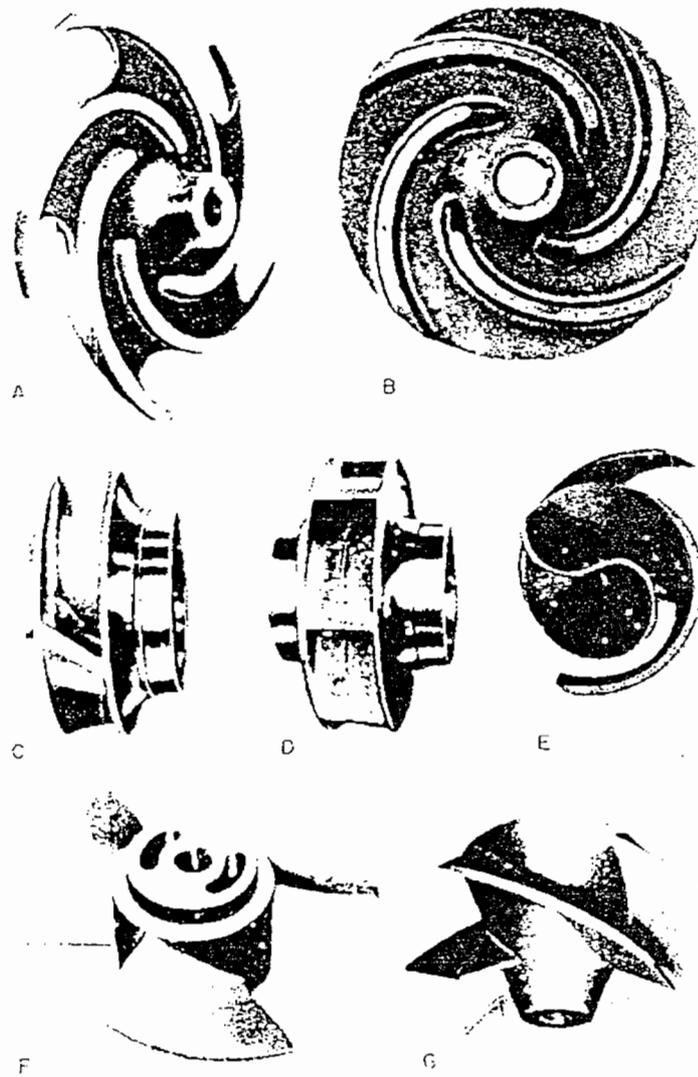
Penggunaan pompa sangat penting dalam bidang Industri, Pertanian, Rumah tangga dan masih banyak lagi. Penulis memilih PT GE Lighting sebagai obyek penelitian perancangan pompa air bersih karena sebagai salah satu pabrik iampu terbesar yang berada di Yogyakarta.

Pompa digunakan dalam mensirkulasikan air bersih untuk Mushola, Westafel, Toilet, dan pompa juga dibutuhkan untuk mensirkulasikan air dalam pendinginan mesin-mesin.

1.4 Batasan Masalah

Pada rancangan ulang pompa ini, penulis membatasi rancangan berdasarkan data dari survei di PT GE Lighting :

- Kapasitas aliran : 40,5 m³/jam
- Head total : 38 m
- Fluida : Air bersih
- Putaran Motor : 2900 rpm



Gambar 1.9 Bentuk Impeler (Sumber : Hicks, hal 19)

BAB II

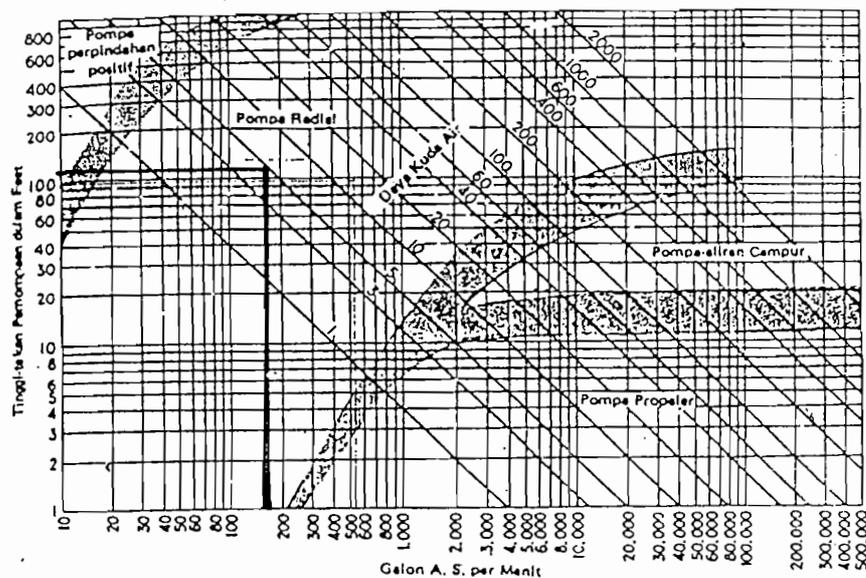
PEMILIHAN JENIS POMPA DAN PERHITUNGAN DAYA

2.1 Pemilihan Jenis Pompa

Untuk mengetahui jenis pompa yang sesuai dalam pemilihan pompa, ada dua faktor penting yaitu kapasitas zat cair yang akan dipompakan dan tinggi tekan pompa (*head*). Dari data survei telah didapat :

- Tinggi tekan pompa total / *head* (H) = 38 m
= 124,671916 ft
- Kapasitas pompa (Q) = 40,5 m³/jam
= 0,001125 m³/det
= 0,39ft³/det
= 178,1736 gpm (AS)

Pemilihan jenis pompa dapat digunakan grafik penentuan jenis pompa dalam gambar 2.1



Gambar 2.1 Penentuan Jenis Pompa (Austin, 1990, hal 56)

Dari gambar 2.1 dengan kapasitas 178,1736 gpm dan head pompa 124,671916 ft, maka jenis pompa yang dipilih adalah pompa radial.

2.2 Penentuan Jumlah Tingkat Pompa

Jumlah tingkat pompa sangat berpengaruh terhadap efisiensi pompa maka dengan head dan kapasitas yang telah ditentukan, perlu dicek pompa yang akan dirancang perlu berapa tingkat.

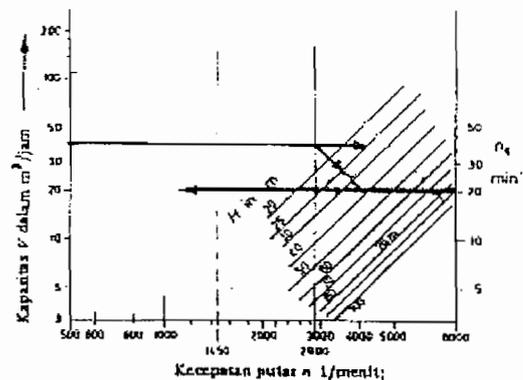
Untuk menentukan jumlah tingkat pompa dipengaruhi oleh kecepatan putar spesifik pompa dan jumlah jumlah tingkat dapat dicari dengan grafik (gambar 2.2 dan gambar 2.3). Selanjutnya tingkat pompa (i) dapat dicari dengan persamaan 2.2 (Dietzel, 1996, hal 245)

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

dengan :

H = Head yang diperoleh dari grafik

H = Head yang ditentukan



**Gambar 2.2 Penentuan Tinggi Kenaikan
(Dietzel, 1996, hal 252)**

Dari data diatas dan perhitungan telah didapatkan :

a) Kapasitas pompa = $40,5 \text{ m}^3/\text{jam}$

b) Head pompa = 38 m

a) Putaran motor = 2900 rpm

b) Putaran spesifik = $20,097 \text{ rpm}$

Dari gambar 2.3 diperoleh tinggi tekan pompa :

$$H' = 38 \text{ m}$$

Maka jumlah tingkat pompa adalah :

$$i = \frac{38}{38} \approx 1 \text{ tingkat}$$

Dari hasil perhitungan diketahui pompa bertingkat satu.

2.3 Kecepatan Putar Spesifik (n_s)

Kecepatan putar spesifik merupakan notasi khusus dalam menyatakan putaran permenit suatu pompa yang beroperasi bila secara proporsional ukurannya diperkecil agar dapat memberikan kapasitas teruji (*rating*) sebesar 1 gpm pada tinggi tekan total 1 ft. (Austin, 1990, hal 48)

Kecepatan putar spesifik berguna untuk :

- a) Memberikan kasifikasi impeler yang berdasarkan prestasi dan proporsi tanpa memperhatikan ukuran aktual dan kecepatan iimpeler beroperasi.
- b) Menentukan jumlah tingkat pompa yang akan dipergunakan agar lebih efisien.

Harga kecepatan putar spesifik pompa dapat ditentukan dengan persamaan 2.1

(Austin, 1990, hal 49):

1) Dalam Satuan Internasional

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

dengan :

n = Putaran poros penggerak (rpm)

= 2900 rpm

Q = Kapasitas pompa (m^3/det)

= $0,01125 \text{ m}^3/\text{det}$

$$\begin{aligned}
 H &= \text{Tinggi tekan pompa tiap tingkat (meter)} \\
 &= 38 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Sehingga kecepatan putar spesifik pompa adalah :

$$\begin{aligned}
 n_s &= \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \\
 &= \frac{2900\sqrt{0,01125}}{38^{\frac{3}{4}}} \\
 &= 20,097 \text{ rpm (SI)}
 \end{aligned}$$

2) Dalam Satuan British

dengan :

$$\begin{aligned}
 n &= \text{Putaran poros pompa (rpm)} \\
 Q &= \text{Kapasitas pompa (gpm)} \\
 &= 178,1736 \text{ gpm} \\
 H &= \text{Tinggi tekan pompa (feet)} \\
 &= 124,672 \text{ ft}
 \end{aligned}$$

Sehingga kecepatan putaran spesifik pompa adalah :

$$\begin{aligned}
 n_s &= \frac{2900\sqrt{178,1736}}{124,672^{\frac{3}{4}}} \\
 &= 1037,515 \text{ rpm (British)}
 \end{aligned}$$

2.4 Daya Pemompaan

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

Besarnya daya pemompaan dapat dihitung dengan persamaan 2.3

(Dietzel, 1996, hal 242) :

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

dengan :

γ = Kerapatan fluida yang dipompakan (Kg/m^3)

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

H = Tinggi tekan pompa (meter)

Q = Kapasitas pompa (m^3/det)

Untuk air memiliki berat jenis (γ) = 1000 Kg/m^3

Maka daya pemompaan adalah :

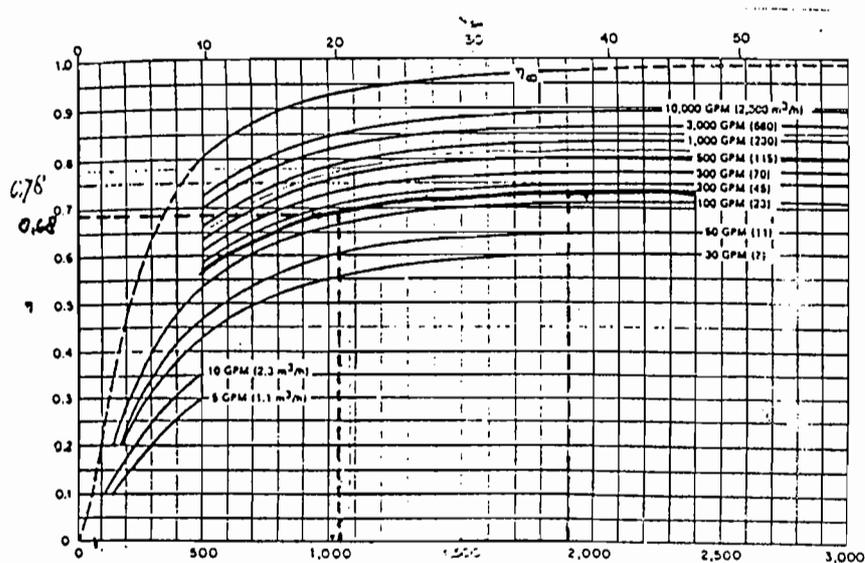
$$\begin{aligned} P_v &= 1000 \times 9,81 \times 0,01125 \times 38 \\ &= 4193,775 \text{ watt} \\ &= 5,62 \text{ hp} \end{aligned}$$

Untuk 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 :

(Dietzel, 1996, hal 243) :

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

η_e merupakan efisiensi pompa yang dicari dengan grafik pada gambar 2.3



Gambar 2.3 Efisiensi Pompa (Sumber : Karrasik, 1986, hal 2.13)

Sebelumnya telah dihitung bahwa :

$$\text{a) Kapasitas pompa (Q) = } 0,01125 \text{ m}^3/\text{det}$$

$$\text{b) Putaran spesifik (n}_s\text{) = } 20,097$$

Dari gambar 2.4 dapat diperoleh efisiensi pompa $\eta_e = 68\%$

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

$$P = \frac{4193,775}{0,68} \text{ hp} = 6167,316 \text{ watt} = 6,167 \text{ Kw}$$

Jadi daya motor yang dipilih untuk menggerakkan pompa adalah 7,5 Kw

BAB III

PERANCANGAN IMPELER

3.1 Tinjauan Umum

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

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

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

3.1.1 Impeler Radial

Impeler jenis ini merupakan impeler jenis 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 mata sisi masuk (inlet eye diameter) adalah dua. Impeler ini dapat dipakai untuk tinggi tekan menengah (medium) dan tinggi tekan besar diatas 150 ft.

3.1.2 Impeler Jenis Francis

Impeler ini dipergunakan untuk tinggi tekan yang lebih rendah, serta dengan pembuangan radial dan hisapan aksial. Perbandingan diameter buang dengan diameter mata sisi masuk lebih kecil dari pada jenis radial. Daerah kecepatan spesifik antara 1500 rpm sampai dengan 4500 rpm. Sudut 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 dan sebagian disebabkan oleh tekanan impeler. Aliran buang arahnya sebagian radial dan sebagian aksial. Diameter buang rata-rata kira-kira sama dengan diameter sisi masuk (meskipun dapat lebih kecil). Daerah kecepatan spesifik antara 4500 rpm sampai dengan 8000 rpm.

3.1.4 Impeler Jenis Propeler

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

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

Pada gambar 1.10 dapat dilihat berbagai jenis impeler, impeler jenis terbuka mempunyai baling-baling yang dipasang pada pusat sumbu poros dengan dinding yang relatif kecil. Impeler semi terbuka B mempunyai selubung atau dinding hanya pada satu sisi saja. Impeler tertutup C dan D mempunyai selubung pada kedua sisinya untuk aliran cairannya. Unit hisapan tunggal atau hisapan ujung C mempunyai sisi masuk cairan pada satu sisi, jenis hisapan D, cairan masuk dari kedua sisi. Yang ditunjukkan pada E, F dan G adalah desain untuk bahan kertas, jenis propeler dan aliran campur.

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

3.2 Perhitungan Bentuk 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, 1991,hal 8):

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

dengan :

σ_a = Tegangan geser bahan yang diijinkan (kg/mm²)

K_t = Faktor koreksi momen puntir
= 1,0 - 1,5

C_b = Faktor koreksi untuk beban lentur
= 1,2 - 2,3

T = Momen puntir yang diterima oleh poros (kg.mm)

Momen puntir yang diterima oleh poros dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 3.2 (Sularso, 1991, hal 7) :

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

dengan :

P_d = Daya motor penggerak (kw)

n = Putaran poros penggerak pompa (rpm)

Dalam bab sebelumnya telah dihitung bahwa :

Daya motor (P_d) = 7,5 kw

Putaran motor penggerak = 2900 rpm

Sehingga momen puntir yang diterima oleh poros adalah :

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{7,5}{2900} \\ &= 2518,9655 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Diambil bahan untuk poros adalah S35 C-D

Kekuatan tarik bahan yang diijinkan (σ_b)= 53 kg/mm²

Untuk menghindari beban lebih yang diterima pada poros maka diperlukan faktor keamanan.

Sehingga tegangan geser bahan dapat ditentukan dengan persamaan 3.3

(Sularso, 1991, hal 8) :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_b}{S_{f1} \times S_{f2}} \quad \text{kg/mm}^2 \dots\dots\dots(3.3)$$

dengan :

$$S_{f1} = \text{Faktor keamanan 1} = 6$$

$$S_{f2} = \text{Faktor keamanan 2} = 3$$

Maka tegangan lentur bahan yang diijinkan adalah :

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{53}{6 \times 3} \\ &= 2,944 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} D_s &= \left(\frac{5,1}{2,944} \times 2 \times 1,5 \times 2518,9655 \right)^{\frac{1}{3}} \\ &= 23,567 \text{ mm} \end{aligned}$$

Maka diameter poros standar yang dipilih diameter 25 mm

Untuk menyambung poros dengan impeler dipergunakan pasak. Kedalaman alur pasak pada poros harus ditambahkan diameter poros hasil perhitungan diatas. Dari perhitungan diatas diambil ukuran penampang pasak 8×7 (Sularso, 1991, hal 10)

Diameter poros impeler harus disesuaikan dengan diameter poros standart, pada tempat yang akan dipasang bantalan bantalan gelinding dipilih diameter poros yang lebih besar dari harga yang cocok didalam tabel untuk menyesuaikan dengan diameter dalam bantalan. Dalam perancangan ini digunakan bantalan gelinding, agar poros dapat memenuhi persyaratan perancangan poros yang diminta maka besarnya poros pada impeler $D_s = 25 \text{ mm}$.

3.2.2 Diameter Hub

Setelah diameter poros sudah ditentukan, diameter leher (diameter hub) dapat ditentukan lebih besar dari pada diameter poros impeler dengan persamaan 3.4 (Lasarkiewicz, 1965, hal 132) :

$$D_h = (1,3 - 1,4)D_s \quad \text{mm} \dots \dots \dots (3.4)$$

Diambil diameter hub bagian depan adalah :

$$\begin{aligned} D_h &= 1,3 \times D_s \\ &= 1,3 \times 25 \\ &= 32,5 \text{ mm} \\ &= 1,279 \text{ in} \end{aligned}$$

Diameter hub bagian belakang dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 3.5 (Lasarkiewicz, 1965, hal 132)

$$D_h = (1,35 - 1,5)D_s \text{ mm} \dots \dots \dots (3.5)$$

Diambil diameter hub bagian belakang adalah :

$$\begin{aligned} D_h &= 1,4 \times D_s \\ &= 1,4 \times 25 \\ &= 35 \text{ mm} \\ &= 1,378 \text{ in} \end{aligned}$$

3.2.3 Diameter Mata Impeler

Diameter mata impeler dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 3.6 (Austin, 1990, hal 93)

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

dengan :

Q_{tz} = Kapasitas total pompa (ft³/det)

v_o = Kecepatan masuk ke mata impeler (ft³/det)

D_h = Diameter hub (in)

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

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

Untuk menentukan kecepatan masuk flens sisi hisap, maka diambil :

$$\begin{aligned} \text{Diameter pipa flens} &= 2,5 \text{ in} \\ &= 0,0635 \text{ m} \end{aligned}$$

Luas penampang pipa hisap adalah

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{4} \times \pi \times d^2 \\ A &= \frac{1}{4} \times \pi \times (0,0635)^2 \\ &= 0,00316 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Kecepatan aliran fluida pada flens dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 3.7(Austin, 1990, hal 7) :

$$Q = A \times v \dots \dots \dots (3.7)$$

dengan :

$$\begin{aligned} Q &= \text{Kapasitas pompa (m}^3\text{/det)} \\ A &= \text{Luas penampang pipa (m}^2\text{)} \\ V &= \text{Kecepatan aliran dalam pipa (m/det)} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} V_s &= \frac{Q}{A} \\ V_s &= \frac{0,01125}{0,00316} \end{aligned}$$

$$= 3,56 \text{ m/det}$$

$$= 11,6798 \text{ ft/det}$$

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

Kecepatan masuk melalui mata impeler harus lebih besar dari pada kecepatan aliran sisi hisap, maka diambil :

$$\text{Kecepatan } v_o = 15 \text{ ft}$$

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

Maka kapasitas pompa adalah :

$$Q_{tz} = 0,39 \times 1,06$$

$$= 0,4134 \text{ ft}^3/\text{det}$$

$$= 0,011706 \text{ m}^3/\text{det}$$

Kemudian dapat dihitung diameter mata impeler, yaitu :

$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times 0,421}{15} + 1,378^2}$$

$$= 2,637 \text{ in}$$

$$= 66,983 \text{ mm} \approx 70 \text{ mm}$$

3.2.4 Diameter Sisi Masuk Impeler

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

Maka besarnya diameter sisi masuk impeler (Austin, 1990, hal 94)

$$D_1 = D_o$$

$$D_1 = 70 \text{ mm}$$

$$= 2,637 \text{ in}$$

3.2.5 Lebar Impeler Sisi Masuk

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

$$b_1 = \frac{144 \times Q_{tz}}{\pi \times D_1 \times v_{r1} \times \varepsilon_1} \text{ in} \dots \dots \dots (3.8)$$

dengan :

Q_{tz} = Kapasitas total pompa (ft³/det)

D_1 = Diameter sisi masuk impeler (in)

V_{r1} = Kecepatan sisi masuk impeler arah radial (ft/det)

ε_1 = Faktor kontraksi

Faktor kontraksi biasanya antara 0,8 sampai dengan 0,9. Diambil harga faktor kontraksi $\varepsilon_1 = 0,8$

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

Diambil $v_{r1} = 7,5\%$. Maka kecepatan radial sisi masuk adalah

$$\begin{aligned} V_{r1} &= 1,075 \times v_o \\ &= 1,075 \times 15 \\ &= 16,125 \text{ ft/det} \\ &= 4,9149 \text{ m/det} \end{aligned}$$

Sehingga lebar sisi impeler sisi masuk adalah

$$\begin{aligned} b_1 &= \frac{144 \times 0,4134}{\pi \times 2,637 \times 16,125 \times 0,8} \\ &= 0,557 \text{ in} \\ &= 14,155 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.2.6 Diameter Sisi Keluar Impeler

Diameter sisi keluar impeler dapat diperoleh menggunakan persamaan 3.9 (Austin, 1990, hal 34):

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

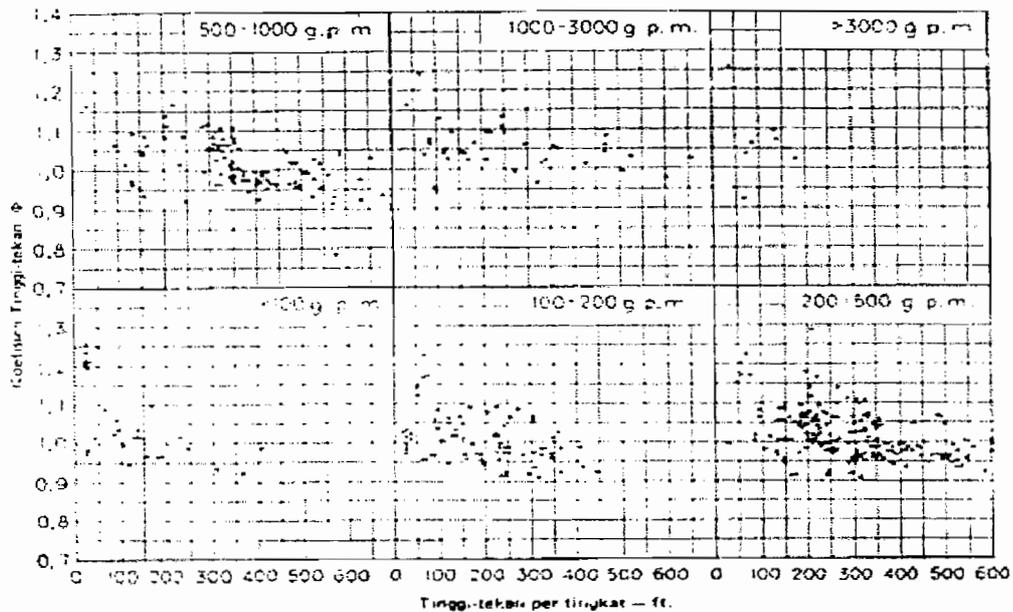
dengan :

H = Tinggi tekan pompa (ft)

Φ = Koefisien tinggi tekan overal

n = Putaran pompa (rpm)

Harga koefisien tinggi tekan overall Φ antara 0,9 sampai 1,1 dengan harga rata mendekati angka satu. Harga ini dapat dilihat dalam gambar 3.1



Gambar 3.1 Titik-titik Koefisien Tinggi Tekan (Φ) untuk Berbagai kapasitas (Sumber : Prof. Austin H. Church, 1990, hal 97)

Dari gambar diatas dapat diambil harga koefisien tinggi tekan overall rata-rata Φ 0,9. Sehingga diameter sisi keluar impeler

$$D_2 = \frac{1840 \times 0,9 \sqrt{124,672}}{2900}$$

$$= 6,376 \text{ in}$$

$$= 161,95 \text{ mm} \approx 162 \text{ mm}$$

3.2.7 Lebar Sisi Keluar Impeler

Lebar keluar sisi impeler dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 3.10 (Austin, 1990, hal 83) :

$$b_2 = \frac{144 \times Q_t}{\pi \times D_2 \times v_{r2} \times \varepsilon_2} \text{ in} \dots \dots \dots (3.10)$$

dengan :

Q_{+z} = Kapasitas total pompa (ft³/det)

V_{r2} = Kecepatan aliran keluar arah radial (ft/det)

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 memperoleh perubahan kecepatan yang mendadak. Sedangkan faktor kontraksi sisi keluar impeler ε_2 harganya antara 0,9 sampai dengan 0,95.

Dalam perancangan ini diambil

Faktor kontraksi ε_2 = 0,90

Kecepatan radial V_{r2} = $V_{r1} - (15\% \times V_{r1})$
 = $4,9149 - (15\% \times 4,9149)$
 = $4,177665$ m/det
 = $13,706$ ft/det

Sehingga lebar sisi keluar impeler adalah

$$b_2 = \frac{144 \times 0,4134}{\pi \times 6,376 \times 13,70625 \times 0,9}$$

$$= 0,241 \text{ in}$$

$$= 6,123 \text{ mm}$$

3.3 Penentuan Jumlah sudu

Untuk menentukan jumlah sudu maka terlebih dahulu menghitung kecepatan keliling pada sisi masuk impeler yang dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 3.11(Karassik, 1976, hal 2.25) :

$$U_1 = \frac{\pi \times r_1 \times n}{30 \times 1000} \text{ m/det} \dots\dots\dots(3.11)$$

dengan :

r_1 = Jari-jari sisi masuk impeler (mm)

n = Putaran poros impeler (rpm)

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Diameter sisi masuk impeler (d_1) = 70 mm

Jari-jari sisi masuk impeler (r_1) = 35 mm

Putaran poros impeler (n) = 2900 rpm

Maka kecepatan keliling pada sisi masuk impeler adalah

$$\begin{aligned} U_1 &= \frac{\pi \times 35 \times 2900}{30 \times 1000} \\ &= 10,624 \text{ m/det} \\ &= 34,855 \text{ ft/det} \end{aligned}$$

Kecepatan aliran radial pada sisi masuk impeler

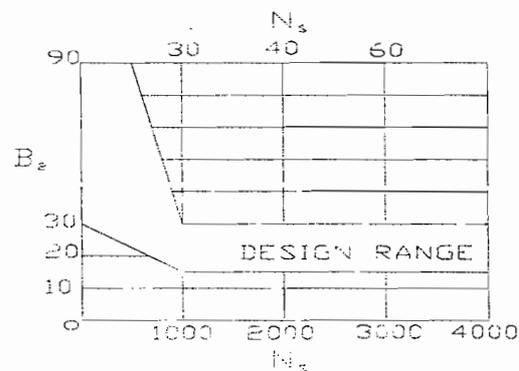
$$\begin{aligned} V_{r1} &= 4,9149 \text{ m/det} \\ &= 16,125 \text{ ft/det} \end{aligned}$$

Antara kecepatan keliling sisi masuk impeler U_1 dengan kecepatan radial sisi masuk impeler membentuk suatu sudut. Besar sudut yang membentuk adalah :

$$\begin{aligned} \tan \beta_1 &= \frac{v_{r1}}{U_1} \\ &= \frac{4,9149}{10,624} \\ \tan \beta_1 &= 0,426 \\ \beta_1 &= 23,08^\circ \end{aligned}$$

Untuk mengimbangi kontraksi pada saat aliran ujung-ujung sudu, harga $\tan \beta_1$ harus sesuai dengan batasan. Batasan harga β_1 antara 10° sampai dengan 25° . Maka besarnya $\beta_1 = 24^\circ$ (Austin, 1990, hal 94)

Harga sudu sisi keluar impeler β_2 juga dapat dilihat dalam grafik (gambar 3.2)



Gambar 3.2 Sudut Sisi Keluar Impeler dan Kecepatan Spesifik
(Sumber : Karassik, I.J., 1997, hal 94)

Dalam perancangan ini diambil harga sudut pada sisi keluar impeler adalah $\beta_2 = 30^\circ$.

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

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

dengan :

D_2 : diameter sisi keluar impeler (mm)

D_1 : diameter sisi masuk impeler (mm)

β_m : sudut rata-rata ($^\circ$)

Besarnya sudut rata-rata β_m adalah :

$$\begin{aligned} \beta_m &= \frac{\beta_2 + \beta_1}{2} \\ &= \frac{24 + 30}{2} \\ &= 27^\circ \end{aligned}$$



Jumlah sudu pada impeler tersebut adalah :

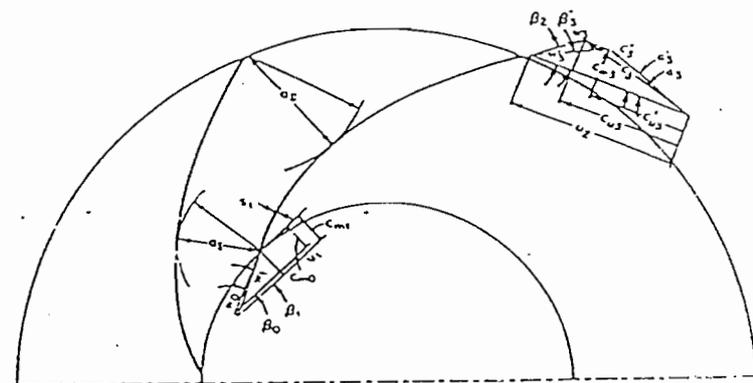
$$\begin{aligned} z &= 6,5 \cdot \frac{162 + 70}{162 - 70} \sin 27^\circ \\ &= 7,44 \approx 8 \text{ buah} \end{aligned}$$

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

3.4 Segitiga Kecepatan (*Triangle Velocity*)

Kecepatan aliran fluida yang mengalir pada impeler dapat digambarkan dalam bentuk segitiga kecepatan (*Triangle Velocity*). Gambaran mengenai segitiga kecepatan dapat dilihat dalam gambar 3.4. Untuk menggambarkan segitiga kecepatan pada impeler dibagi menjadi dua bagian, yaitu :

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



Gambar 3.3 Segitiga Kecepatan pada Impeler
(Sumber : Karassik, I.J., 1997, hal 2.14)

Keterangan :

- C = Kecepatan absolut fluida (m/det)
- U = Kecepatan keliling absolut (m/det)
- W = Kecepatan relatif fluida (m/det)
- β = Sudut antara kecepatan relatif W dengan kecepatan keliling U ($^{\circ}$)
- α = Sudut antara kecepatan absolut C dengan kecepatan keliling U ($^{\circ}$)

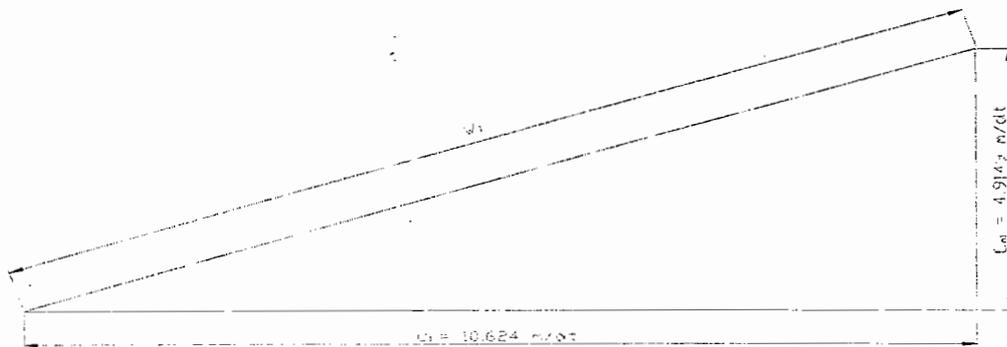
3.4.1 Segitiga Kecepatan pada Sisi Masuk Impeler

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

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan keliling absolut } (U_1) &= 10,623 \text{ m/det} \\ &= 37,84 \text{ ft/det} \\ \text{Sudut sisi masuk } (\beta_1) &= 24^\circ \\ \text{Kecepatan radial sisi masuk impeler } (C_{m1}) &= 4,9149 \text{ m/det} \\ &= 16,125 \text{ ft/det} \end{aligned}$$

Dari data diatas dapat digambarkan segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler pada gambar 3.4



Gambar 3.4 Segitiga Kecepatan Sisi Masuk Impeler

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

$$\begin{aligned} W &= \frac{U_1}{\cos \beta_1} \\ &= \frac{10,623}{\cos 24^\circ} \\ &= 11,636 \text{ m/det} \end{aligned}$$

3.4.2 Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan radial sisi keluar impeler } (v_{r2}) &= 4,178 \text{ m/det} \\ &= 13,706 \text{ ft/det} \end{aligned}$$

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

Maka kecepatan keliling sisi keluar impeler dapat diperoleh dengan menggunakan Persamaan 3.13 (Karassik, 1976, hal 2.11) :

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

dengan :

H = Tinggi tekan pompa (meter)

ψ = Koefisien tinggi tekan pompa

Harga koefisien ψ dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 3.14

(Karassik, 1976, hal 2.11):

$$\psi = 2 \times \mu \times \eta_H \left(1 - \frac{C_{m2}}{U_2} \times \cot \beta_2 \right) \dots\dots\dots(3.14)$$

dengan :

μ = Faktor slip (slip ring)

η_H = Efisiensi hidrolis

Harga faktor slip (slip ring) dicari dengan menggunakan persamaan 3.15

(Karassik, 1976, hal 2.10) :

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

dengan :

z = jumlah sudu pada impeler

Sehingga slip ring μ adalah :

$$\begin{aligned} \mu &= 1 - \frac{\pi \sin 30}{8} \\ &= 0,804 \end{aligned}$$

Harga efisiensi hidrolis η_H dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 3.16 (Karassik, 1976, hal 2.10):

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

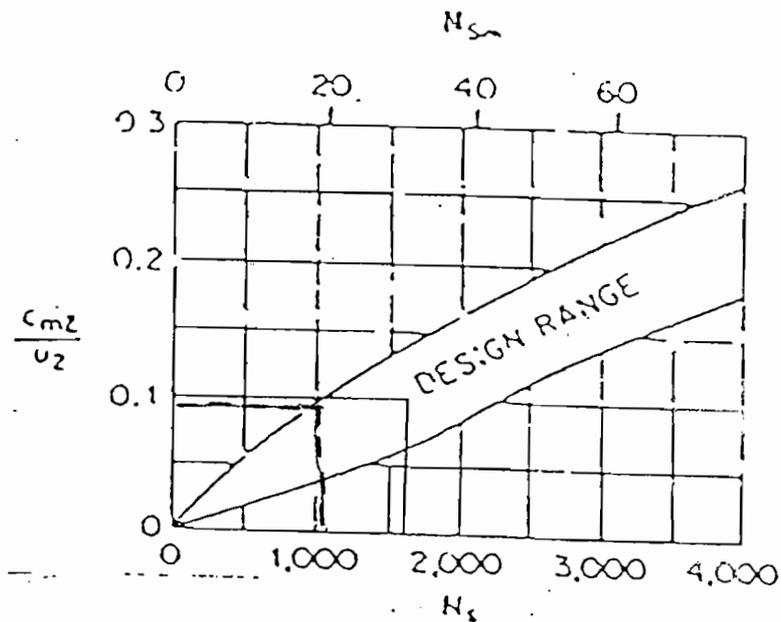
dengan :

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

Dari data perhitungan sebelumnya telah diperoleh kapasitas pompa $Q = 0,01125$ m³/detik, maka harga efisiensi hidrolis η_H adalah :

$$\begin{aligned} \eta_H &= 1 - \frac{0,071}{(0,01125)^{0,25}} \\ &= 0,782 \end{aligned}$$

Harga perbandingan $\frac{C_{m2}}{U_2}$ dapat ditentukan dengan menggunakan gambar grafik 3.5.



Gambar 3.5 C_{m2}/U_2 Versus Kecepatan Spesifik
(sumber : Karassik I.J., 1976, hal 2.14)

Dari gambar grafik 3.5 dapat ditentukan bahwa harga perbandingan $\frac{C_{m2}}{U_2}$ yaitu :

$$\frac{C_{m2}}{U_2} = 0,08$$

Sehingga koefisien tinggi tekan pompa ψ dapat diperoleh yaitu :

$$\begin{aligned}\psi &= 2 \times 0,804 \times 0,782 \times (1 - 0,08 \cot 30^\circ) \\ &= 1,083\end{aligned}$$

Maka harga kecepatan keliling pada sisi masuk impeler adalah :

$$\begin{aligned}U_2 &= \sqrt{\frac{2 \times 9,81 \times 38}{1,083}} \\ &= 26,241 \text{ m/det} \\ &= 86,091 \text{ ft/det}\end{aligned}$$

Kecepatan meridian pada sisi keluar impeler dapat dicari dengan menggunakan persamaan 3.18 (Karassik, 1976, hal 2.10) :

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

Maka harga kecepatan meridonial adalah :

$$\begin{aligned}C_{m2} &= 0,08 \times 26,241 \\ &= 2,099 \text{ m/det} \\ &= 6,887 \text{ ft/det}\end{aligned}$$

Kecepatan keliling absolut pada sisi keluar impeler tanpa adanya faktor slip (kecepatan keliling absolut teoritis) diperoleh dengan persamaan 3.19

(Karassik, 1976, hal 2.10):

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

Maka harga kecepatan keliling teoritis adalah :

$$\begin{aligned}C_{u2} &= 26,241 - (2,099 \cot 30^\circ) \\ &= 22,602 \text{ m/det} \\ &= 74,155 \text{ ft/det}\end{aligned}$$

Kecepatan keliling absolut pada sisi keluar impeler yang sebenarnya dipengaruhi adanya faktor slip, maka besarnya kecepatan keliling absolut yang sebenarnya dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 3.20

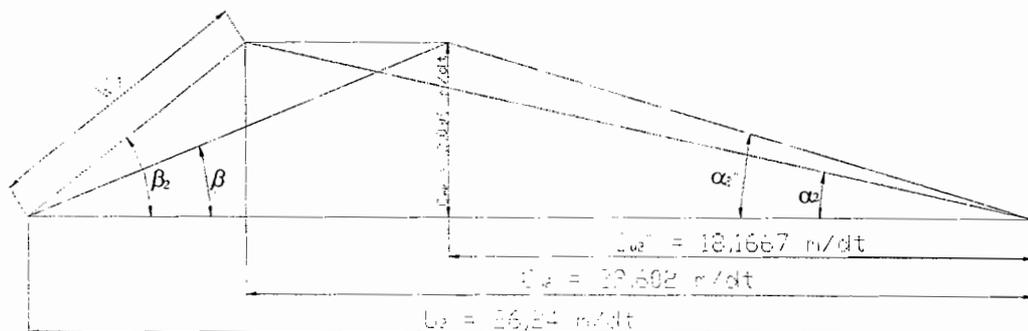
(Karassik, 1976, hal 2.10):

$$C'_{u2} = \mu \times C_{u2} \text{ m/det} \dots\dots\dots(3.20)$$

Maka nilai kecepatan keliling absolut yang sebenarnya adalah :

$$\begin{aligned} C'_{u2} &= 0,804 \times 22,602 \\ &= 18,167 \text{ m/det} \\ &= 59,602 \text{ ft/det} \end{aligned}$$

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



Gambar 3.6 Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler

Sudut keluar absolut teoritis

$$\begin{aligned} \tan \alpha_2 &= \frac{C_{m2}}{C_{u2}} \\ &= \frac{2,099}{22,602} \\ &= 0,0928 \\ \alpha_2 &= 5,30^\circ \end{aligned}$$

Sudut keluar absolut yang sebenarnya

$$\begin{aligned}\tan \alpha_2 &= \frac{C'_{m2}}{C'_{u2}} \\ &= \frac{2,099}{18,167} \\ &= 0,116 \\ \alpha_2 &= 6,617^\circ\end{aligned}$$

Kecepatan fluida teoritis

$$\begin{aligned}C_2 &= \sqrt{(C_{u2})^2 + (C_{m2})^2} \\ &= \sqrt{(22,602)^2 + (2,099)^2} \\ &= 22,699 \text{ m/det} \\ &= 74,474 \text{ ft/det}\end{aligned}$$

Kecepatan fluida yang sebenarnya

$$\begin{aligned}C'_2 &= \sqrt{(C'_{u2})^2 + (C_{m2})^2} \\ &= \sqrt{(18,167)^2 + (2,099)^2} \\ &= 18,288 \text{ m/det} \\ &= 59,999 \text{ ft/det}\end{aligned}$$

Kecepatan relatif aliran fluida teoritis

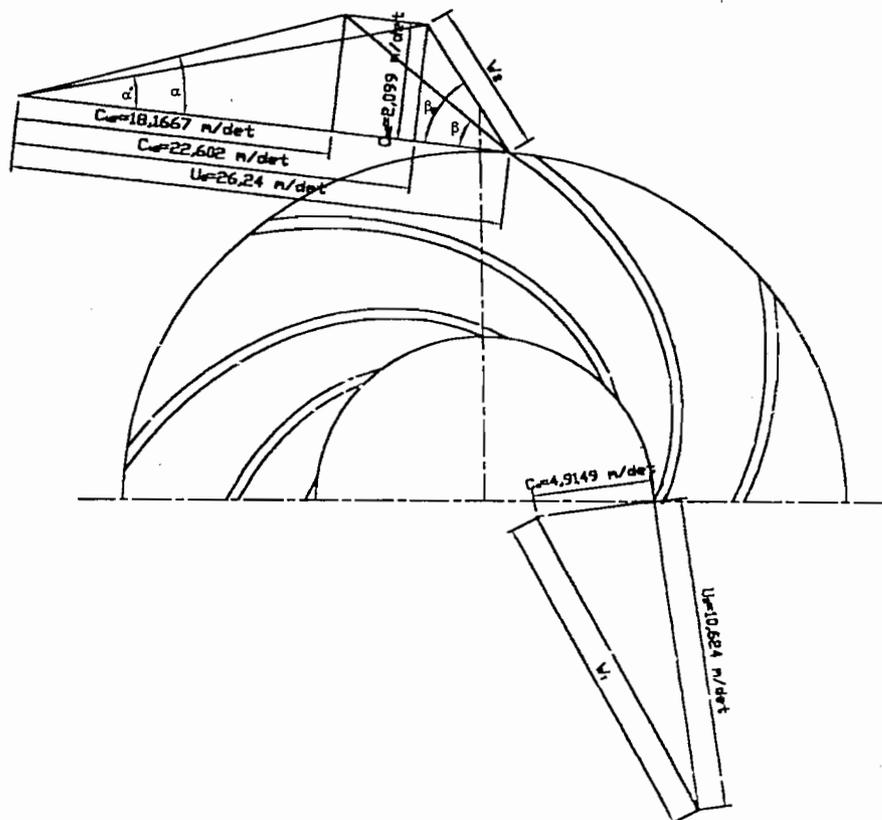
$$\begin{aligned}W_2 &= \sqrt{(C_{m2})^2 + (U_2 - C_{u2})^2} \\ &= \sqrt{(2,099)^2 + (26,241 - 22,602)^2} \\ &= 4,2 \text{ m/det} \\ &= 13,781 \text{ ft/det}\end{aligned}$$

Kecepatan relatif aliran fluida yang sebenarnya

$$\begin{aligned}W'_2 &= \sqrt{(C_{m2})^2 + (U_2 - C'_{u2})^2} \\ &= \sqrt{(2,099)^2 + (26,241 - 18,167)^2} \\ &= 8,342 \text{ m/det} \\ &= 27,37 \text{ ft/det}\end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \sin \beta'_2 &= \frac{C_{m2}}{W'_2} \\ &= \frac{2,099}{8,342} \\ &= 0,252 \\ &= 14,59^\circ \end{aligned}$$



Gambar 3.7 Segitiga Kecepatan pada Impeler

BAB IV BENTUK SUDU

4.1 Pemilihan Bentuk Sudu

Faktor yang mempengaruhi dalam pemilihan bentuk sudu adalah harga sudu keluar β_2 . Didalam perancangan ini harga sudu keluar β_2 telah ditentukan dalam perhitungan sebelumnya $\beta_2 = 30^\circ$.

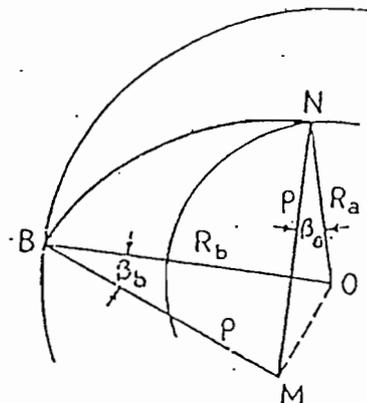
4.2 Pelukisan Bentuk Sudu

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

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

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

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



Gambar 4.1 Pelukisan Sudu dengan Busur Tangen
(Sumber : Austin , 1990, hal 104)

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

(Austin, 1990, hal 98):

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

dengan :

R_a = jari-jari lingkaran impeler sisi dalam (mm)

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

β_a = sudut pada lingkaran sisi dalam (°)

β_b = sudut pada lingkaran sisi luar (°)

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

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Jari-jari sisi masuk impeler (R_1) = 35 mm

Jari-jari sisi keluar impeler (R_2) = 165 mm

Sudut sudu sisi masuk impeler (β_1) = 25°

Sudut sudu sisi keluar impeler (β_2) = 30°

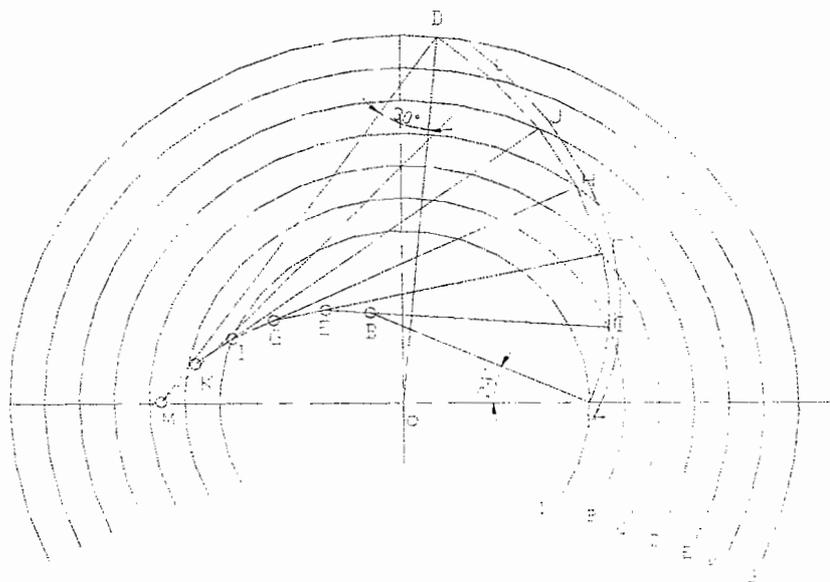
Dengan menggunakan persamaan 4.1 diatas dapat digunakan untuk menghitung harga jari-jari kelengkungan busur sudu pada setiap lingkaran dan hasil perhitungan dapat dilihat dalam tabel 4.1

Tabel 4.1 Jari-jari kelengkungan Sudu

Lingka- ran	R (mm)	R ² (mm ²)	β (^o)	Cos β	Rcos β	$R_b \cos \beta$ - $R_a \cos \beta$	$R_b^2 - R_a^2$ (mm ²)	ρ (mm)
I	35	1444	24	0,913	34,694			
						6,227	596,058	47,858
B	45,167	2040,058	25	0,906	40,921			
						6,075	698,790	57,517
C	52,334	2738,848	26	0,898	46,996			
						6,019	801,521	66,578
D	59,501	3540,369	27	0,891	53,015			
						5,786	904,253	78,144
E	66,668	4444,622	28	0,882	58,801			
						5,731	1.006,985	87,860

Tabel 4.1 Lanjutan

F	73,835	5451,607	29	0,874	64,532			
						5,614	1.109,393	98,802
2	81	6561	30	0,866	70,146			



Gambar 4.2 Pelukisan Sudu

Dari hasil perhitungan diatas maka dapat digambarkan bentuk sudu seperti dalam gambar 4.2. Untuk mengecek ketelitian dalam pelukisan sudu dapat dilihat sudut busur sudu yang terakhir harus sama dengan sudu β_2 yaitu 30° .

4.3 Tebal Sudu

Untuk menentukan tebal sudu pada impeler dengan menggunakan persamaan 4.2 (Austin, 1990, hal 106) :

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

dengan :

d = Diameter lingkaran impeler (mm)

ε = Faktor kontraksi

z = Jumlah sudu

t = Tebal sudu (mm)

β = Sudut sudu ($^{\circ}$)

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

Diameter sisi masuk (d_1) = 70 mm

Faktor kontraksi (ϵ) = 0,8

Jumlah sudu (z) = 8

Sudut sisi masuk impeler (β_1) = 24°

Maka tebal sudu sisi masuk impeler :

$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{(1 - \epsilon_1) \cdot \pi \cdot d_1 \cdot \sin \beta_1}{z} \\ &= \frac{(1 - 0,8) \cdot \pi \cdot 70 \cdot \sin 24^{\circ}}{8} \\ &= 2,24 \text{ mm} \\ &= 0,088 \text{ in} \end{aligned}$$

Sedangkan pada sisi keluar telah diketahui bahwa

Diameter sisi keluar (d_2) = 162 mm

Faktor kontraksi (ϵ) = 0,9

Jumlah sudu (z) = 8

Sudut sisi keluar impeler (β_2) = 30°

Maka tebal sudu sisi keluar impeler :

$$\begin{aligned} t_2 &= \frac{(1 - \epsilon_2) \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \sin \beta_2}{z} \\ &= \frac{(1 - 0,9) \cdot \pi \cdot 162 \cdot \sin 30^{\circ}}{8} \\ &= 3,179 \text{ mm} \\ &= 0,125 \text{ in} \end{aligned}$$

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

Tabel 4.2 Tabel kelengkungan Sudu

Lingka- ran	D (mm)	ϵ	$\pi \cdot d$	β ($^{\circ}$)	$\text{Sin}\beta$	Z	t (mm)
I	70	0,8	238,64	24	0,407	8	2,24
B	90,333	0,817	283,646	25	0,423	8	2,269
C	104,666	0,834	328,651	26	0,438	8	2,381
D	118,999	0,851	373,657	27	0,454	8	2,493
E	133,332	0,868	418,662	28	0,469	8	2,605
F	147,665	0,885	463,668	29	0,485	8	2,717
2	162	0,9	508,68	30	0,5	8	3,179

4.4 Lebar Lajuan

Untuk menentukan lebar lajuan menggunakan persamaan 4.3

(Austin,1990, hal 106) :

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

dengan :

Q = kapasitas pompa (ft³/det)

d = diameter lajuan (in)

v_r = kecepatan aliran radial (ft/det)

ϵ = faktor kontraksi

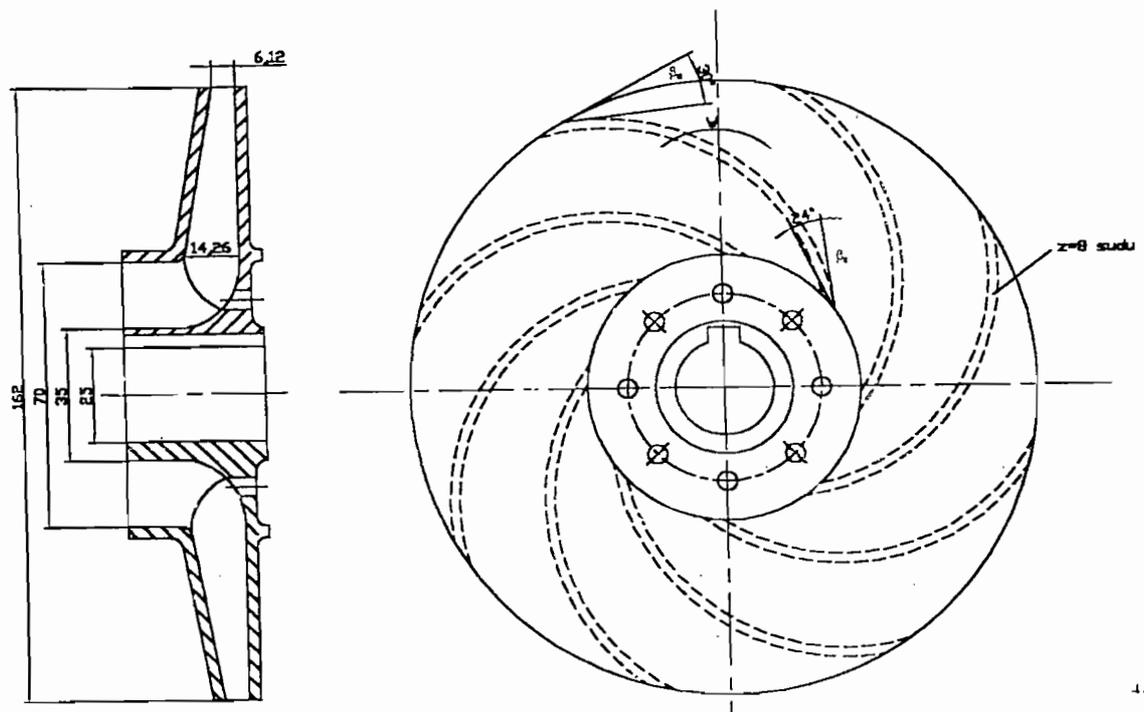
Hasil perhitungan lebar lajuan dapat dilihat dalam tabel 4.3

Tabel 4.3 Lebar Lajuan

Lingka- ran	D (in)	ϵ	$\pi \cdot d$	V_r (ft/det)	Q (ft ³ /det)	b (in)	B (mm)
I	2,756	0,8	9,351	16,125	0,397	0,442	12,8
B	3,544	0,817	11,128	15,722	0,397	0,409	11,71
C	4,11	0,834	12,905	15,319	0,397	0,376	10,62
D	4,676	0,851	14,683	14,916	0,397	0,343	9,53
E	5,242	0,868	16,460	14,513	0,397	0,31	8,44
F	5,808	0,885	18,237	14,11	0,397	0,277	7,35
2	6,376	0,9	20,021	13,706	0,397	0,246	6,235

4.5 Pemilihan Bahan Impeler

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



Gambar 4.3 Roda Jalan untuk Pompa

BAB V

PERANCANGAN RUMAH POMPA

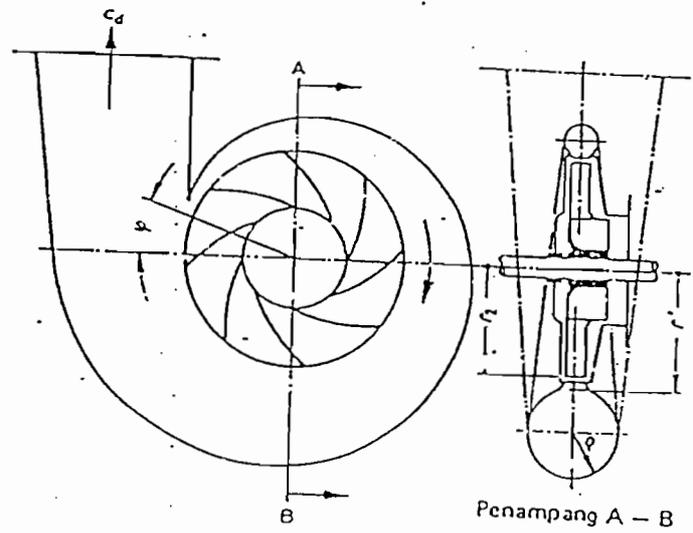
5.1 Dasar Perancangan

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

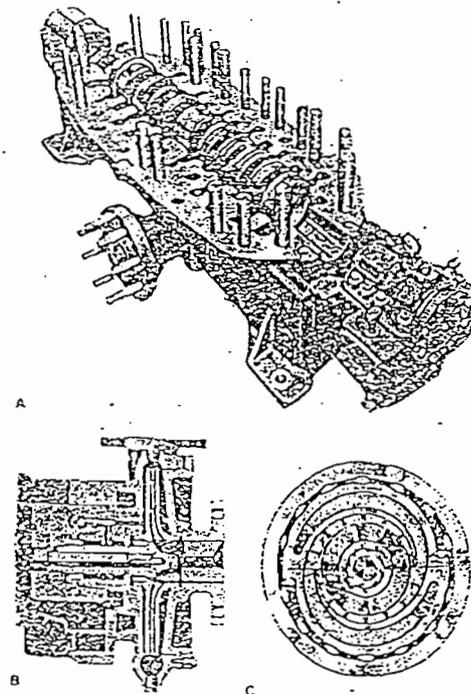
Sebagai gambaran mengenai perancangan rumah keong (*volut casing*) dapat dilihat dalam gambar 5.1. Penampang melintang rumah spiral searah dengan putaran roda jalan yang dibuat makin besar karena arus volume fluida yang melampui dari sudu jalan akan bertambah banyak sampai volume terakhir. Dalam perancangan pompa sentrifugal yang mempergunakan rumah spiral yang besar kebanyakan dibuat sampai 370° yang selanjutnya dihubungkan dengan saluran tekan yang berbentuk kerucut. (Dietzel, 1996, hal 275)

Gambar 5.2 adalah gambar rumah pompa sentrifugal dapat berupa rumah terbelah mendatar (a), vertikal (b), atau menurut diagonalnya (pada sudut tidak sama dengan 90°). Rumah pompa yang terbelah mendatar juga dapat disebut terbelah secara aksial. Baik nosel hisap maupun nosel buang yang umumnya berada pada belahan bawah rumah pompa, sedangkan belahan atas diangkat untuk mempermudah pemeriksaan. Rumah pompa yang terbelah secara vertikal disebut terbelah secara radial. Rumah jenis ini dipakai pada desain-desain yang terkopel berdekatan atau hisapan ujung yang dipasang pada rangka. Rumah pompa yang berbentuk tabung C dan D yang dipakai pada pompa difuser dan rumah keong yang bertekanan tinggi. Rumah bagian dalam dibuat sesuai dengan rumah bagian luar. Tekanan buang yang bekerja pada rumah bagian dalam akan memberikan gaya perapatan guna menjaga paruhan rumah pompa.

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

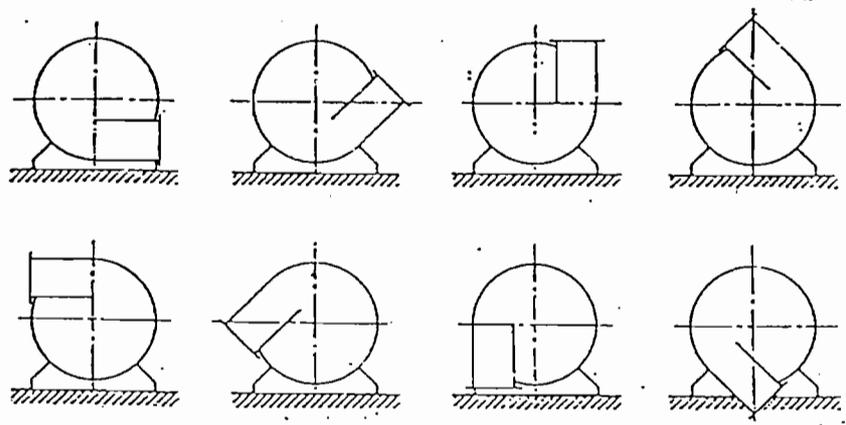


Gambar 5.1 Rumah Spiral
(Sumber: Dietzel, 1996, hal 274)



Gambar 5.2 Tiga Desain Rumah Pompa
(Sumber: Tyler G Hicks, 1996, hal 20)

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



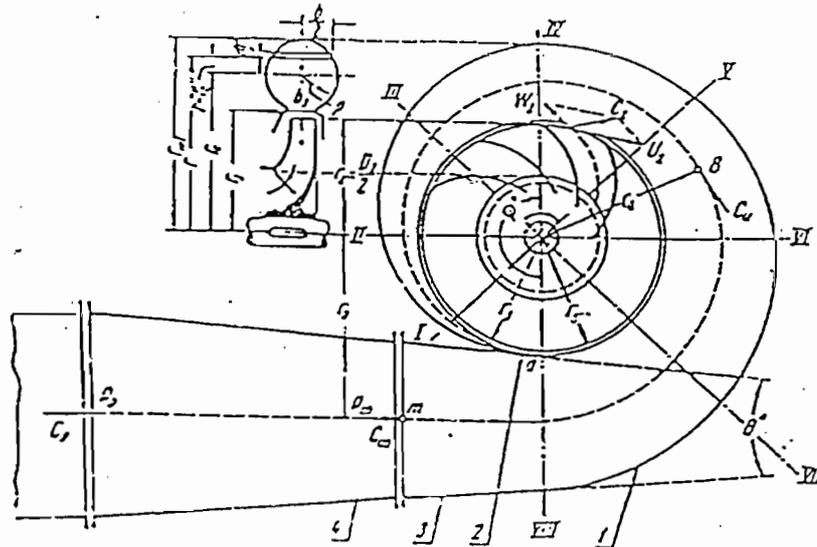
Gambar 5.3 Posisi Konfensional Flens Buang
(Sumber: Austin, 1993, hal 153)

5.2 Perancangan Rumah Pompa

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

Sebagai gambaran mengenai perancangan rumah pompa (*volut casing*) dapat dilihat dalam gambar 5.4.

Untuk merancang rumah keong seperti pada gambar 5.4, rumah pompa dibagi menjadi beberapa bagian dan penampang volut diasumsikan berbentuk lingkaran. Antara sisi keluar impeler dengan lidah (*tongue*) casing perlu diberikan jarak antara (*clearance*). Jari-jari lidah dibuat lebih besar dari pada jari-jari luar impeler.



Gambar 5.4 Desain Rumah Keong
(Sumber: Khetagurov, hal 248)

Besarnya jari-jari lidah dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 5.1 (Khetagurov, hal 246):

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

dengan :

r_2 : jari-jari luar impeler (mm)

dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa jari-jari keluar impeler

$r_2 = 81 \text{ mm}$ maka besarnya jari-jari lidah adalah :

$$\begin{aligned} r_3 &= 1,04 \times 81 \text{ mm} \\ &= 84,24 \text{ mm} \approx 85 \text{ mm} \end{aligned}$$

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

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

dengan :

b_2 : lebar sisi keluar impeler (mm)

dari hasil perhitungan sebelumnya telah diperoleh lebar sisi luar impeler

$b_2 = 6,122 \text{ mm}$ maka besarnya celah volut b_3 adalah :

$$\begin{aligned} b_3 &= 6,122 + (0,025 \times 81) \\ &= 8,147 \text{ mm} \approx 9 \text{ mm} \end{aligned}$$

penampang volut berupa lingkaran, jari-jari volut dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 5.3 (Khetagurov, hal 248):

$$\rho = \frac{Q^\circ}{X} + \sqrt{2 \frac{Q^\circ}{X} r_3} \text{ mm} \dots\dots\dots(5.3)$$

dengan :

φ° = Sudut perbagian ($^\circ$)

r_3 = Jari-jari lidah volut (mm)

X = Konstanta

Untuk mendapatkan harga konstanta X dengan menggunakan persamaan 5.4 (Khetagurov, hal 247) :

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

dengan :

Q = Kapasitas pompa (m^3/det)

K_u = Konstanta

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

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

Dalam perhitungan sebelumnya telah diperoleh

Kecepatan absolute aliran fluida (C_u) = 18,17 m/det

Jari-jari keluar impeler (r_2) = 81 mm

= 0,081 m

Maka harga konstanta k_u adalah :

$$K_u = C_u \cdot r_2$$

$$= 18,17 \times 0,081$$

$$= 1,472 \text{ m}^2/\text{det}$$

dengan kapasitas pompa $Q = 0,01125 \text{ m}^3/\text{det}$ maka harga konstanta X dapat diperoleh yaitu :

$$X = \frac{720}{0,01125} \times 1,472 \times 3,14$$

$$= 295766,8992 \text{ permieter}$$

= 295,7669 permilimeter

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

Tabel 5.1 Perhitungan Rumah Volut

Bagian	φ°	$\frac{\varphi^\circ}{X}$	$2\frac{\varphi^\circ}{X}$	$2\frac{\varphi^\circ}{X}r_3$	$\sqrt{2\frac{\varphi^\circ}{X}}$	ρ (mm)	$r_3 + \rho$ (mm)	r_{vol} (mm)
I	10	0,034	0,068	5,748	2,397	2,431	87,431	89,863
II	45	0,15	0,3	25,514	5,051	5,201	90,252	95,402
III	90	0,3	0,6	51,029	7,143	7,444	92,444	99,888
IV	135	0,45	0,901	76,543	8,749	9,199	94,199	103,398
V	180	0,6	1,201	102,057	10,102	10,703	95,703	106,406
VI	225	0,75	1,501	127,571	11,295	12,045	97,045	109,09
VII	270	0,901	1,801	153,086	12,373	13,273	98,273	111,546
VIII	315	1,051	2,101	178,6	13,364	14,415	99,415	113,83
IX	360	1,201	2,401	204,114	14,287	15,488	100,488	115,976
X	370	1,251	2,502	212,667	14,583	15,834	100,834	116,668

5.3 Nosel Buang (Discharge Nozzle)

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

Untuk menentukan diameter pipa dapat dipergunakan ukuran diameter pipa standart yang ada dipasaran. Pemilihan diameter pipa tekan harus sesuai dengan kecepatan fluida dalam pipa tersebut. Kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan memiliki batas kecepatan aman antara 12 sampai 40 ft/ detik. Bila kecepatan aliran fluida dalam pipa tersebut telah sesuai dan aman dipergunakan.

(Austin, 1990, hal 90)

Dalam perancangan ini ukuran diameter pipa tekan dipilih adalah :

$$\begin{aligned} \text{Diameter pipa} &= 2 \text{ in} \\ &= 50,8 \text{ mm} \\ \text{Kapasitas pompa} &= 0,01125 \text{ m}^3/\text{det} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} V_2 &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{Q}{\frac{1}{4} \times \pi \times d^2} \\ &= \frac{0,01125}{\frac{1}{4} \times \pi \times 0,0508^2} \\ &= 5,55 \text{ m/det} \\ &= 18,22 \text{ ft/det} \approx 19 \text{ ft / det} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan diatas, harga kecepatan aliran fluida disesuaikan dengan kapasitas yang ada, sehingga pemilihan diameter pipa dapat sesuai. Pipa tekan dengan nosel buang akan disambungkan menjadi satu, maka diameter nosel buang pipa tekan yaitu 2 in (50,8 mm).

5.4 Pemilihan Bahan Rumah Pompa

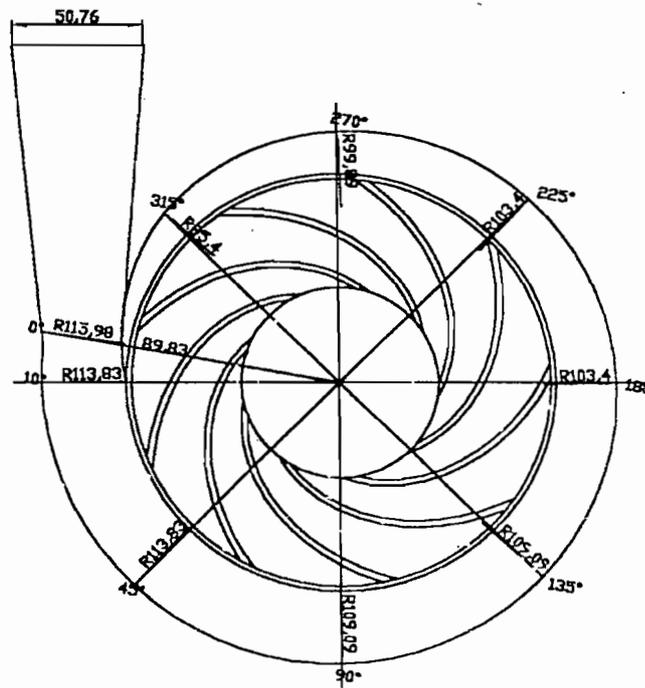
Dalam pemilihan bahan rumah pompa harus memperhatikan faktor-faktor yang mempengaruhi pemilihan bahan. Faktor-faktor tersebut misalkan sifat dan kondisi fluida yang dipompakan, lingkungan sekitar daerah pemompaan dan lain-lain.

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

- a) Memiliki tahanan terhadap korosi
- b) Memiliki tahanan terhadap gesekan dengan benda lain
- c) Bahan mudah dibentuk

d) Harga bahan yang murah

Untuk mengetahui mengenai bahan rumah pompa yang lebih rinci dapat dilihat tabel pemilihan rumah pompa dan impeler (lampiran). Setelah melihat bahan pompa dalam tabel pemilihan pompa dan impeler, maka dengan mempertimbangkan beberapa faktor diatas bahan rumah pompa adalah *Besi Cor*.



Gambar 5.5 Desain Rumah Pompa

BAB VI

PERANCANGAN POROS DAN PASAK

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

6.1 Macam-macam Poros

Poros dalam meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya, antara lain :

6.1.1 Poros Transmisi

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

6.1.2 Spindel

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

6.1.3 Gandar

Poros yang dipasang diantara roda-roda kereta barang, dimana tidak mendapat beban puntir, bahkan kadang-kadang tidak boleh berputar. Gandar hanya dapat beban lentur, kecuali jika digerakkan oleh penggerak mula yang akan mengalami beban puntir juga.

Menurut bentuknya poros dapat digolongkan atas poros lurus umum, poros engkol sebagai poros utama dari mesin torak, poros luwes untuk mentransmisikan daya kecil agar mendapat kebebasan dari perubahan arah dan lain-lain.

6.2 Perhitungan Beban

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

6.2.1 Gaya Radial oleh impeler

Gaya radial oleh impeler dapat dicari dengan persamaan 6.1

(Karrasik, 1976, hal 2.175) :

$$F_r = 0,433 \times K_r \times S_g \times H \times D_2 \times b_2 \quad \dots\dots\dots(6.1)$$

dengan :

K_r = Koefisien eksperimental

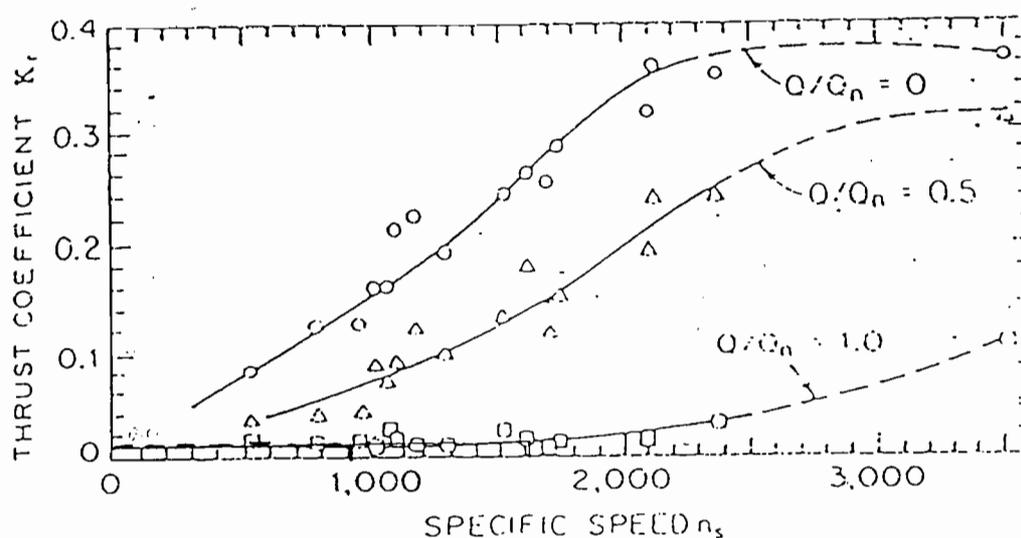
S = Berat enis fluida (lb/in^2)

H = Tinggi tekan pompa (in)

D_2 = Diameter sisi luar impeler (in)

b_2 = Lebar impeler (in)

Harga F_r dapat dicari dengan menggunakan grafik dalam gambar 6.1



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

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

Dari grafik diatas diperoleh $K_r = 0,01$

Dari perhitungan sebelumnya telah ditentukan :

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

$$\text{Tinggi tekan satu tingkat} = 124,672 \text{ in}$$

$$\text{Diameter sisi luar impeler (D}_2) = 6,376 \text{ in}$$

$$\text{Lebar impeler sisi keluar impeler} = 0,241 \text{ in}$$

$$F_r = 0,433 \times 0,0167 \times 3,613 \times 10^{-2} \times 124,672 \times 6,376 \times 0,241$$

$$= 0,05 \text{ lb}$$

$$= 0,113 \text{ kg}$$

6.2.2 Bobot impeler

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

6.2.2.1 Berat Sudu Impeler

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

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

Sudut $\theta(^{\circ})$	r (mm)	Panjang sudu (mm)
$\angle ABC = 20^{\circ}$	47,858	16,697
$\angle CEF = 16^{\circ}$	57,517	16,054
$\angle FGH = 14^{\circ}$	66,578	16,260
$\angle HIJ = 11^{\circ}$	78,144	14,995
$\angle JKL = 9^{\circ}$	87,860	13,794
$\angle LMD = 8^{\circ}$	98,802	13,789
Panjang sudu total =		91,589



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

dengan :

L_{tot} = Panjang sudu total

b_1 = Lebar impeler sisi masuk

b_2 = Lebar impeler sisi keluar

t = Tebal sudu rata – rata

γ = Berat jenis bahan impeler (kg/mm^3)

z = Jumlah sudu

Dari hasil perhitungan sebelumnya

$$b_2 = 6,123 \text{ mm}$$

$$b_1 = 14,155 \text{ mm}$$

$$t = 2,615 \text{ mm}$$

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

$$L_{tot} = 91,589 \text{ mm}$$

$$z = 8 \text{ sudu}$$

Maka :

$$W = \left[91,589 \left(\frac{14,155 - 6,123}{2} + 6,123 \right) \right] \times 2,615 \times 8,5254 \times 10^{-6} \times 8$$

$$W = 0,28 \text{ kg}$$

6.2.2.2 Berat Piringan Bagian Belakang

Sebelum mencari berat piringan, terlebih dahulu memperhitungkan tebal piringan minimal agar dapat menahan gaya aksial yang akan diterima oleh impeler. Bahan yang digunakan untuk impeler adalah perunggu, memiliki kekuatan tarik $35 \text{ kg}/\text{mm}^2$ dengan faktor koreksi sebesar 6 dan faktor koreksi akibat tumbukan sebesar 3. Tebal minimal piringan, dengan persamaan 6.3 :

$$\sigma_{geser} = \frac{\tau_{tarik}}{6 \times 3}$$

$$\sigma_{geser} = \frac{35}{6 \times 3}$$

$$\sigma_{geser} = 1,944 \text{ kg/mm}^2$$

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

dengan :

d_1 = Diameter sisi dalam impeler (mm)

d_h = Diameter mata impeler (mm)

b = Tebal piringan impeler (mm)

Dari hasil perhitungan telah diketahui :

$$d_1 = 70 \text{ mm}$$

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

$$F_{aksial} = 53,291 \text{ kg}$$

Maka :

$$1,944 = \frac{53,291}{(70 - 35)b}$$

$$b = 0,78 \text{ mm}$$

tebal minimal dari piringan sebesar 0,78 mm, dipilih tebal piringan 3 mm.

Berat piringan impeler bagian belakang, dengan persamaan 6.4 berdasarkan gambar 4.3 Roda jalan untuk pompa:

$$W = \frac{1}{4} \times \pi \times (D_2^2 - D_{sh}^2) \times b \times \gamma \dots\dots\dots(6.4)$$

dengan :

D_2 = Diameter sisi luar impeler (mm)

D_{sh} = Diameter lubang poros pada impeler (mm)

b = Tebal piringan impeler (mm)

γ = Berat jenis bahan impeler (kg/mm^3)

Dari hasil perhitungan sebelumnya

$$D_2 = 162 \text{ mm}$$

$$D_{sh} = 25 \text{ mm}$$

$$b = 3 \text{ mm}$$

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

$$W = \frac{1}{4} \times \pi \times (162^2 - 25^2) \times 3 \times 8,5254 \times 10^{-6}$$

$$W = 0,514 \text{ kg}$$

6.2.2.3 Berat Piringan Bagian Depan

$$W = \frac{1}{4} \times \pi \times (D_2^2 - D_1^2) \times b \times \gamma + [2 \times \pi \times d_1 \times b (L_{tot} - b_1)] \times \gamma$$

$$W = \frac{1}{4} \times \pi \times (162^2 - 70^2) \times 3 \times 8,5254 \times 10^{-6} + [2 \times \pi \times 70 \times 3 \times (36 - 14,155)] \times 8,5254 \times 10^{-6}$$

$$W = 0,428 + 0,246 \text{ kg}$$

$$W = 0,674 \text{ kg}$$

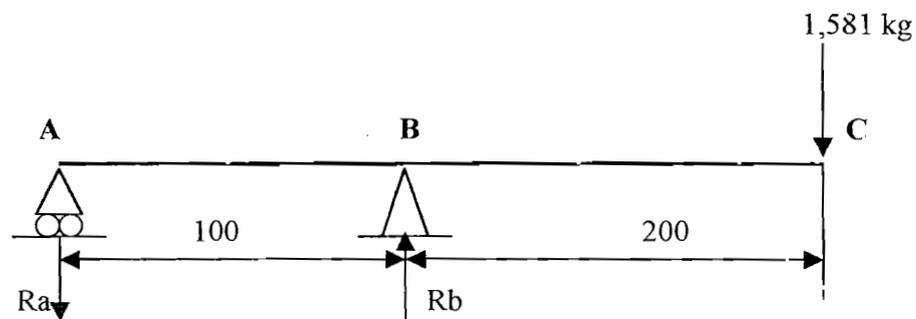
Sehingga jumlah beban menjadi :

$$F = F_r + W_{total} \dots\dots\dots(6.5)$$

$$F = 0,113 + 0,28 + 0,514 + 0,674$$

$$= 1,581 \text{ Kg}$$

6.3 Perhitungan Momen poros



Reaksi bantalan A (Ra)

$$\sum Mb = 0$$

$$- (Ra \times 100) + (1,581 \times 200) = 0$$

$$Ra = \frac{316,2}{100}$$

$$Ra = 3,162 \text{ kg } (\downarrow)$$

Reaksi bantalan B (Rb)

$$\sum Ma = 0$$

$$- (Rb \times 100) + (1,581 \times 300) = 0$$

$$Rb = \frac{474,3}{100}$$

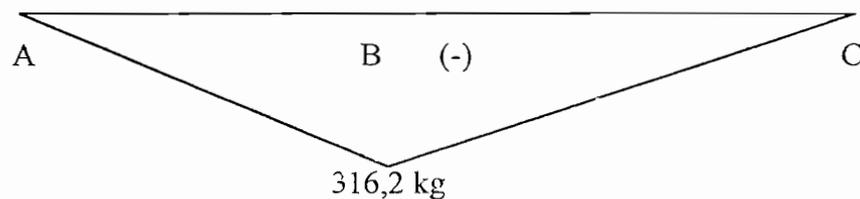
$$Rb = 4,743 \text{ kg } (\uparrow)$$

Momen yang terjadi pada setiap sendi :

$$\sum Ma = 0$$

$$\sum Mb = 1,581 \times 200 = 316,2 \text{ kg}$$

Diagram momen :



6.4 Diameter poros

Bahan poros : S35 C-D

Kekuatan tarik (σ_b) = 53 Kg/mm²

$$S_{f1} = 6 \quad S_{f2} = 3 \quad K_{rx} = 2 \quad K_t = 1,5$$

Tegangan geser yang diijinkan τ_a (Kg/mm²) untuk pemakaian umum pada poros dapat diperoleh dengan cara , τ_a dihitung atas batas kelelahan puntir yang besarnya diambil 40 % dari batas kelelahan tarik yang besarnya kira-kira 45 % dari kekuatan tarik σ_b (Kg/mm²). Jadi kelelahan puntir adalah 18 % dari kekuatan tarik σ_b , sesuai dengan standart ASME. (Sularso, 1991, hal 17)

Tegangan lentur ijin (σ_{ba}) dengan persamaan 6.4 :

$$\begin{aligned} \tau_{ba} &= \frac{\sigma_b}{S_{f1} \times S_{f2}} \dots\dots\dots(6.4) \\ &= \frac{53}{6 \times 3} \\ &= 2,944 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

$$d_s = \left[\left(\frac{5,1}{\tau_{ba}} \right) \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \right]^{0,333} \dots\dots\dots(6.5)$$

dengan :

τ_{ba} = 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)

Dari hasil perhitungan sebelumnya telah diketahui :

$$M = 189,72 \text{ Kgmm}$$

$$T = 2518,9655 \text{ Kgmm}$$

$$d_s = \left[\left(\frac{5,1}{2,944} \right) \sqrt{(2 \times 316,2)^2 + (1,5 \times 2518,9655)^2} \right]^{0,333}$$

$$= 18,249 \text{ mm}$$

untuk dapat memenuhi persyaratan defleksi puntiran, defleksi lenturan dan putaran kritis maka diameter minimal poros dibuat 25 mm.

6.4.1 Konsentrasi Tegangan Poros

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

Poros bertingkat dengan :

$$\text{Diameter poros besar (D)} = 30 \text{ mm}$$

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

Harga jari-jari filet poros

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

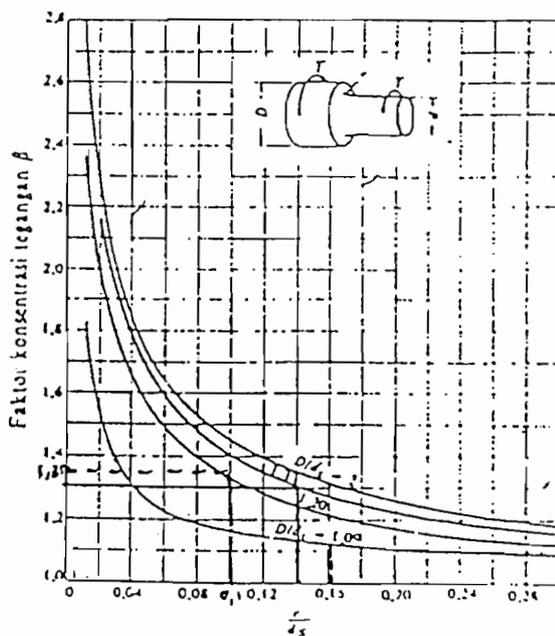
$$r = \frac{30 - 25}{2} = 2,5$$

perbandingan jari-jari filet dengan diameter poros

$$\frac{r}{d} = \frac{2,5}{25} = 0,1$$

perbandingan diameter poros :

$$\frac{D}{d} = \frac{30}{25} = 1,2$$



Gambar 6.2 Faktor Konsentrasi Tegangan β Poros Bertingkat dengan Filet (Sumber : Sularso & Suga, 1990, hal 11)

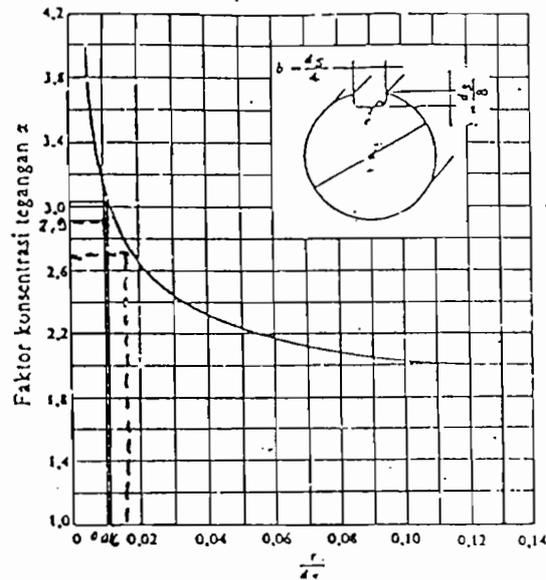
dari gambar 6.2 didapatkan faktor konsentrasi tegangan $\beta = 1,25$

perbandingan jari-jari filet dengan diameter poros

ukuran pasak yang dipakai = 8 x 7

jari-jari filet alur pasak = 0,4 mm

$$\frac{r}{d} = \frac{0,4}{25} = 0,016$$



Gambar 6.3 Faktor Konsentrasi Tegangan α Pada Poros Bertingkat dengan Alur Pasak yang Diberi Filet (Sumber : Sularso & Suga, 1990, hal 9)

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

Persyaratan dalam perancangan poros yang harus dipenuhi adalah :

$$\alpha > \beta \text{ (Sularso \& Suga, 1991, hal 11)}$$

dari perhitungan telah diketahui

$$\alpha = 2,7$$

$$\beta = 1,35$$

maka perancangan poros memenuhi persyaratan.

6.4.2 Tegangan Geser Maksimum (τ_{\max})

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

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

dengan :

d_s = diameter poros (mm)

K_m = faktor koreksi moment lentur

K_t = faktor koreksi moment puntir

M = moment lengkung (kgmm)

T = moment puntir (kgmm)

Sehingga tegangan geser maksimum adalah :

$$\begin{aligned}\tau_{\max} &= \frac{5,1}{25^3} \sqrt{(2 \times 316,2)^2 + (1,5 \times 2518,9655)^2} \\ &= 1,25\end{aligned}$$

persyaratan perancangan poros agar aman adalah :

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

$$\tau_a = 2,944$$

$$\tau_{\max} = 1,25$$

maka perancangan poros memenuhi persyaratan.

6.4.3 Defleksi Puntiran

Defleksi terjadi saat poros berputar dan dikenai beban pada porosnya sehingga dapat menyebabkan melengkungnya poros, Dapat dicari dengan persamaan 6.7 (Sularso & Suga, 1991, hal 18)

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

dengan :

T = torsi (kgmm)

L = panjang poros yang terpuntir (mm)

G = modulus geser (kg/mm^2)

d_s = diameter poros (mm)

untuk harga baja, modulus geser (G) = 8300 kg/mm^2

untuk panjang poros yang terpuntir (L) = 300 mm

maka defleksi puntiran :

$$\begin{aligned}\theta &= 584 \times \frac{2518,9655 \times 300}{8300 \times 25^4} \\ &= 0,136^\circ\end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned}\theta_{\max} &= 584 \times \frac{2518,9655 \times 1000}{8300 \times 25^4} \\ &= 0,45^\circ\end{aligned}$$

persyaratan perancangan adalah :

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

maka dengan demikian poros memenuhi persyaratan dan aman terhadap defleksi.

6.4.4 Defleksi Lenturan pada Poros

Beban yang diterima oleh poros akan menyebabkan defleksi atau melengkungnya poros dari titik sumbu poros, dengan persamaan 6.8 (Sularso, 1991, hal 18) :

$$Y_{\max} = \frac{W}{3E} \left(\frac{a^3}{I_a} + \frac{a^2 l}{I_1} \right) \dots\dots\dots(6.8)$$

$$I_a = \frac{\pi d^4}{64}$$

Untuk poros kecil $d = 25 \text{ mm}$

$$\begin{aligned}I_a &= \frac{\pi 25^4}{64} \\ &= 19165,04 \text{ mm}^4\end{aligned}$$

Untuk poros besar $D = 30 \text{ mm}$

$$\begin{aligned}I_1 &= \frac{\pi 30^4}{64} \\ &= 39740,63 \text{ mm}^4\end{aligned}$$

Jika elastisitas bahan untuk poros = 21500 kg/mm^2

Maka :

$$Y_{\max} = \frac{1,581}{3 \times 21500} \left(\frac{100^3}{19165,04} + \frac{100^2 \cdot 200}{39740,63} \right)$$

$$= 0,0025 \text{ mm}$$

Batas lenturan ijin harus lebih kecil dari 0,15 mm (Sularso, 1991, hal 19). Dari hasil perhitungan, maka defleksi yang terjadi pada poros memenuhi syarat.

6.4.5 Putaran Kritis

Untuk poros putaran tinggi, putaran kritis sangat penting untuk diperhitungkan. Pada mesin-mesin yang dibuat secara baik, putaran kerja poros berada dibawah atau diatas putaran kritisnya dengan persamaan 6.9

$$N_c = \frac{30}{\pi} \times \sqrt{\frac{g}{y_{\max}}} \dots\dots\dots(6.9)$$

dengan :

g = Gravitasi 9810 mm/det²

Y_{max} = Defleksi yang terjadi pada poros mm

$$N_c = \frac{30}{\pi} \times \sqrt{\frac{9810}{0,0025}}$$

$$= 18925,881 \text{ rpm}$$

Putaran operasi poros dibatasi 20% diatas harga putaran kritis dan 20% dibawah harga putaran kritis. (Austin, 1990, hal 292) :

Batas bawah putaran kritis :

$$N_{\text{crl}} = N_c - (0,2 \times N_c)$$

$$= 18925,881 - (0,2 \times 18925,881)$$

$$= 15140,7 \text{ rpm}$$

Batas atas putaran kritis :

$$N_{\text{crl}} = N_c + (0,2 \times N_c)$$

$$= 18925,881 + (0,2 \times 18925,881)$$

$$= 22711,057 \text{ rpm}$$

Sehingga poros tidak boleh beroperasi pada kecepatan antara 16847,804 rpm sampai dengan 25271,976 rpm. Pada perancangan ini poros berputar pada kecepatan 2900 rpm maka putaran poros aman.

6.5 Macam-Macam Pasak

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

6.6 Dasar Perencanaan Pasak

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

6.6.1 Gaya Tangensial

Jika torsi pada poros adalah T (kgmm), dan diameter poros adalah D (mm) maka gaya tangensial F (kg) pada permukaan poros persamaan 6.11 (Sularso, 1991, hal 25) :

$$\begin{aligned}
 F &= \frac{T}{D/2} \dots\dots\dots(6.11) \\
 &= \frac{2518,9655}{25/2} \\
 &= 201,5172 \approx 202kg
 \end{aligned}$$

6.6.2 Gaya Geser

Dengan diameter poros 25 mm maka penampang pasak yang dipilih berdasarkan pada tabel ukuran utama pasak (lampiran) adalah 8 x 7

Kedalaman alur pasak pada poros $t_1 = 4 \text{ mm}$

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

Dari tegangan geser ijin τ_{Ka} (Kg/mm^2) panjang pasak l_1 mm yang diperlukan dapat diperoleh dengan persamaan 6.12 :

$$\tau_{Ka} \geq \frac{F}{b \times l_1} \dots\dots\dots(6.12)$$

Harga τ_{Ka} adalah harga yang diperoleh dengan membagi kekuatan tarik σ_B dengan faktor keamanan $Sf_{k1} \times Sf_{k2}$. Harga Sf_{k1} umumnya diperoleh dan Sf_{k2} dipilih antara 1 - 1,5 jika beban dikenakan secara perlahan-lahan, antara 1,5 – 3 jika dikenakan tumbukan ringan dan antara 2 – 5 jika dikenakan beban secara tiba-tiba dan dengan tumbukan berat (Sularso, 1991 , hal 25).

Bahan pasak yang digunakan S 30 C

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

Faktor keamanan $Sf_{k1} = 6$

Faktor keamanan $Sf_{k2} = 2$

Sehingga tegangan geser ijin τ_{Ka} dengan persamaan 6.13 :

$$\begin{aligned} \tau_{Ka} &= \frac{\sigma_B}{Sf_{k1} \times Sf_{k2}} \dots\dots\dots(6.13) \\ &= \frac{48}{6 \times 2} \\ &= 4 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Dengan mensubstitusikan persamaan 6.12 maka dapat diperoleh panjang pasak yang diperlukan, dengan persamaan 6.14 :

$$\begin{aligned} l_1 &\geq \frac{F}{b \times \tau_{Ka}} \dots\dots\dots(6.14) \\ &\geq \frac{202}{8 \times 4} \\ &\geq 6,3125 \text{ mm} \end{aligned}$$

6.6.3 Tekanan Permukaan

Untuk menghindari kerusakan permukaan samping pasak yang disebabkan oleh tekanan bidang, maka tekanan bidang juga perlu diperhitungkan. Dari tekanan permukaan yang diijinkan P_a (Kg/mm^2) dapat dicari panjang pasak yang diperlukan. Harga P_a adalah sebesar 8 (Kg/mm^2) untuk poros dengan diameter kecil dan 10 (Kg/mm^2) untuk poros yang besar, dan setengah dari harga-harga diatas untuk poros putaran tinggi dengan persamaan 6.15 (Sularso, 1991 hal 27) :

$$l_2 \geq \frac{F}{P_a \times t_2} \dots\dots\dots(6.15)$$

$$\geq \frac{202}{8 \times 3,3}$$

$$=7,803 \text{ mm}$$

Lebar pasak yang baik antara 25% sampai 35% dari diameter poros, persamaan 6.16 Panjang pasak tidak boleh terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros, antara 0,7 sampai 1,5 diameter poros, dengan persamaan 6.17 (Sularso, 1991, hal 27) :

$$0,25 \leq \frac{b}{D} \leq 0,35 \dots\dots\dots(6.16)$$

$$0,75 \leq \frac{l}{D} \leq 1,5 \dots\dots\dots(6.17)$$

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa lebar pasak adalah 8 mm, maka :

$$\frac{b}{D} = \frac{8}{25} = 0,32 \text{ mm}$$

Agar panjang pasak sesuai dengan persyaratan dan sesuai dengan harga dalam tabel (lampiran), maka panjang pasak adalah 36 mm, maka

$$\frac{l}{D} = \frac{36}{25} = 1,44 \text{ mm}$$

Berdasarkan perhitungan diatas maka perancangan pasak telah memenuhi persyaratan.

6.7 Berat Poros

Untuk perhitungan berat poros dapat diperoleh dengan cara membagi menjadi beberapa bagian dan titik berat poros untuk masing-masing bagian, dengan persamaan 6.18 :

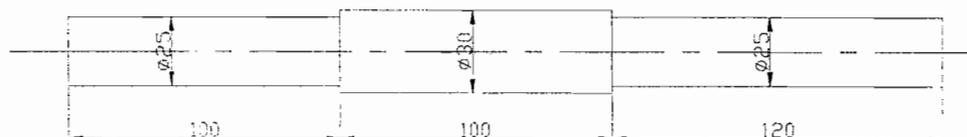
$$W_p = \frac{\pi \times d_s^2 \times L \times \gamma}{4} \dots\dots\dots(6.18)$$

dengan :

d_s = Diameter poros tiap tingkat (mm)

L = Panjang poros tiap tingkat (mm)

γ = Berat jenis bahan ($7,865 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$)



Gambar 6.4 Konstruksi Poros

Sehingga berat poros per tingkat :

6.7.1 Berat poros tingkat 1 dengan diameter poros $d_s = 25$ mm dan panjang 100 mm.

$$W_1 = \frac{\pi \times 25^2 \times 100 \times 7,85 \times 10^{-6}}{4}$$

$$W_1 = 0,386 \text{ kg}$$

6.7.2 Berat poros tingkat 2 dengan diameter poros $d_s = 30$ mm dan panjang 100 mm.

$$W_2 = \frac{\pi \times 30^2 \times 100 \times 7,85 \times 10^{-6}}{4}$$

$$W_2 = 0,667 \text{ kg}$$

6.7.3 Berat poros tingkat 3 dengan diameter poros $d_s = 25$ mm dan panjang 200 mm.

$$W_3 = \frac{\pi \times 25^2 \times 200 \times 7,85 \times 10^{-6}}{4}$$

$$W_3 = 0,77 \text{ kg}$$

Sehingga berat poros keseluruhan :

$$W_{\text{tot}} = W_1 + W_2 + W_3$$

$$\begin{aligned} W_{\text{tot}} &= 0,386 + 0,667 + 0,77 \\ &= 1,823 \text{ kg} \end{aligned}$$

Jika diasumsi beban yang diterima poros akibat beban dari beban kopling dan beban yang dikarenakan oleh beban motor penggerak = 5 kg

Maka gaya normal yang diterima oleh tumpuan bantalan adalah :

Gaya normal pada tumpuan B :

$$F_{\text{nb}} = \text{gaya radial tumpuan B} + \text{berat poros total} + \text{berat impeler} + (\text{berat motor penggerak} + \text{kopling})$$

$$\begin{aligned} F_{\text{nb}} &= 4,793 + 1,823 + 1,581 + 5 \\ &= 13,97 \text{ kg} \end{aligned}$$

Gaya normal pada tumpuan A :

$$F_{\text{na}} = \text{gaya radial tumpuan A} + \text{berat poros total} + \text{berat impeler} + (\text{berat motor penggerak} + \text{kopling})$$

$$\begin{aligned} F_{\text{na}} &= 3,162 + 1,823 + 1,581 + 5 \\ &= 9,985 \text{ kg} \end{aligned}$$

BAB VII

PERHITUNGAN BANTALAN

7.1 Klasifikasi Bantalan

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

7.1.1 Atas Dasar Gerakan Bantalan pada Poros

a. Bantalan luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan antara poros dan bantalan 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.

7.1.2 Atas Dasar Arah Beban terhadap Poros

a. Bantalan radial

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

b. Bantalan aksial

Arah beban pada bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.

c. Bantalan gelinding

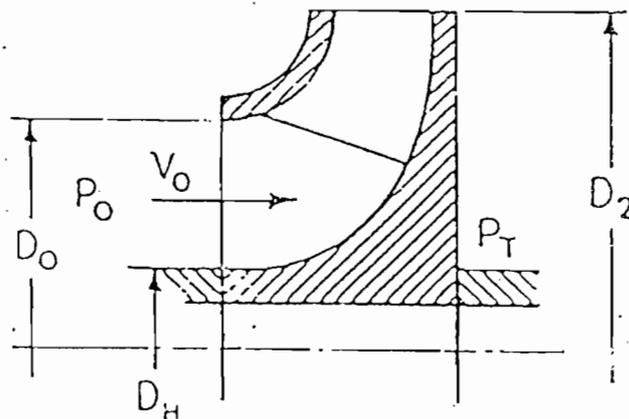
Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

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

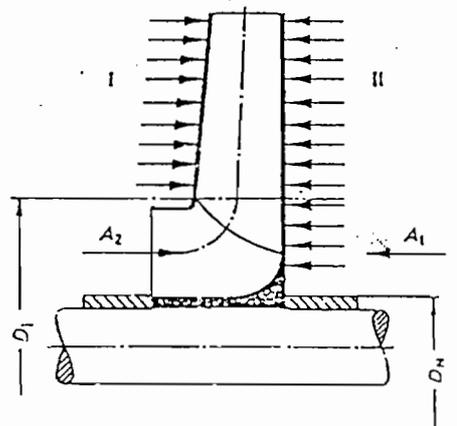
Pada perancangan ini jenis bantalan yang digunakan adalah bantalan gelinding khusus yang dapat menahan beban radial ataupun aksial. Bantalan gelinding biasanya dilumasi dengan minyak gemuk dan tidak memerlukan perawatan sulit. (Sularso, 1991, hal 103)

7.2 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 perubahan momentum fluida yang memasuki impeller. Gaya ini cenderung menggerakkan impeler ke arah sisi isap (*suction*) dan bekerja pada luasan yang dibatasi oleh cincin yang diameter D_o dan D_h . Gaya aksial yang bekerja pada suatu impeler dapat digambarkan seperti gambar 7.2. Tekanan yang bekerja pada piringan roda sebelah kiri dan sebelah kanan dilukiskan sesuai dengan tanda panah. (Dietzel, 1996, hal 276)



Gambar 7.1 Bagian Leher Impeler
(Sumber : Austin H Church, 1993, hal 156)



Gambar 7.2 Gaya geser Aksial pada Impeler
(Sumber :Fritz Dietzel, 1992, hal 276)

Perbedaan tekanan yang terjadi dapat dihitung dengan persamaan 7.1 :
(Austin,1990,hal 156)

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

dengan :

P_t = Tekanan fluida dibelakang impeler (kg/m^2)

P_o = Tekanan fluida didepan impeler (kg/m^2)

U_2 = Kecepatan keliling fluida sisi luar impeler (m/det)

U_1 = Kecepatan keliling fluida sisi masuk impeler (m/det)

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

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui :

Kecepatan keliling fluida sisi luar impeler (U_2) = 26,241 m/det

Kecepatan keliling fluida sisi masuk impeler (U_1) = 11,534 m/det

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

Percepatan gravitasi (g) = 9,81 m/det^2

Sehingga perbedaan tekanan sisi masuk dan sisi keluar impeller adalah :

$$\begin{aligned} P_t - P_o &= \frac{3}{4} \times \frac{26,241^2 - 11,534^2}{2 \times 9,81} \times 1000 \\ &= 21236,89 \text{ kg/m}^2 \end{aligned}$$

Antar bidang lingkaran D_o dan D_h terdapat gaya aksial yang cenderung untuk menggerakkan impeler ke arah sisi isap. Besarnya gaya aksial ini dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 7.2 (Austin, 1990, hal 156) :

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

dengan :

D_o = Diameter mata impeler (m)

D_h = Diameter hub impeler (m)

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Diameter mata impeler (D_o) = 0,07 meter

Diameter hub impeler (D_h) = 0,035 meter

Sehingga besarnya gaya aksial adalah :

$$\begin{aligned} F_a &= (21236,89) \times \frac{3}{4} \times (0,07^2 - 0,035^2) \\ &= 58,53417 \text{ kg} \end{aligned}$$

Fluida masuk impeler secara aksial mempunyai kecepatan masuk V_o , maka perubahan momentum atau gaya aksial akibat perbedaan momentum dapat ditentukan dengan persamaan 7.3 (Austin, 1990, hal 155) :

$$F_m = \frac{W}{g} \times V_o \dots\dots\dots(7.3)$$

dengan :

V_o = Kecepatan fluida masuk impeler (m/det)

W = Berat fluida yang masuk impeler persatuan waktu (kg/det)

Kapasitas air yang dipompakan $Q = 0,01125 \text{ m}^3/\text{det}$, maka bobot air yang dipompakan adalah :

$$\begin{aligned} W &= Q \times \gamma_{air} \dots\dots\dots(7.4) \\ &= 0,01125 \times 1000 \\ &= 11,25 \text{ kg/det} \end{aligned}$$

Kecepatan fluida yang masuk ke impeler $V_o = 15 \text{ m/det}$ sehingga besarnya gaya geser aksial yang disebabkan perubahan momentum adalah :

$$F_m = \frac{11,25}{9,81} \times 15$$

$$= 5,243 \text{ kg}$$

Dari kedua gaya aksial yang besar dan arahnya yang berbeda, maka dapat ditentukan resultan gaya aksial yang bekerja pada impeler dengan persamaan 7.5 :

$$F_{a_{res}} = F_a - F_m \dots\dots\dots(7.5)$$

$$F_{a_{res}} = 58,534 - 5,234$$

$$= 53,291 \text{ kg}$$

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

Pada dasarnya elemen pengimbang ini membuat tekanan didepan impeler sama dengan tekanan dibelakang impeler. Untuk mengkompensir gaya geser aksial dapat dilakukan dengan beberapa elemen pengimbang, antara lain :

(Dietzel, 1996, hal 277 – 279)

7.2.1 Mengkompensir dengan lubang pengimbang

Cara mengkompensir gaya aksial ini dipergunakan pada pompa satu tingkat dan pompa bertingkat banyak dengan diameter roda yang tidak terlalu besar. Pada D_2 diberi cincin celah tambahan, D_2 terletak pada ketinggian yang sama seperti letak D_1 . Gaya aksial yang diakibatkan oleh fluida masuk akan dihilang sebab tekanannya dapat diseimbangkan atau disamakan melalui lubang.

7.2.2 Mengkompensir gaya aksial dengan sudu belakang.

Mengkompensir gaya aksial dengan menggunakan sudu belakang yaitu memberikan sudu dibelakang roda jalan. Dengan cara ini akan terbentuk suatu kecepatan sudut yang pada sisi muka sudu tidak ada. Oleh karena itu disebelah kanan terdapat fluida yang ikut berputar sehingga gaya aksial kearah sisi isap dapat dikurangi.

Kerja elemen pengimbang untuk mengkompensir gaya geser aksial dipilih keduanya agar beban yang diterima oleh bantalan dapat berkurang.

Diperkirakan sisa gaya geser aksial sebesar 30%, maka besar gaya aksial yang diterima oleh bantalan dengan persamaan 7.6 :

$$\begin{aligned} F_s &= (0,3 \times F_{a_{res}}) \dots\dots\dots(7.6) \\ &= (0,3 \times 53,291) \\ &= 15,987 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

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

7.3 Umur Nominal Bantalan B

Dalam perhitungan sebelumnya besar gaya reaksi tumpuan yang menopang poros dan sisa-sisa gaya geser aksial dengan menggunakan bantalan gelinding jenis rol kerucut. Besarnya gaya yang dibebankan pada bantalan adalah :

$$\begin{aligned} \text{Gaya reaksi tumpuan B} &= 13,97 \text{ kg} \\ \text{Gaya aksial (Fs)} &= 53,291 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

$$P_r = X.V.F_r + Y.F_a \dots\dots\dots(7.7)$$

dengan :

F_r = Gaya radial pada tumpuan (kg)

F_a = Gaya aksial (kg)

X = Faktor beban radial

V = Faktor konstruksi bantalan

Y = Faktor beban aksial

Dari tabel bantalan (*lampiran*) didapatkan data :

$$X = 0,4 \quad V = 1 \quad Y = 2$$

7.1 Tabel Spesifikasi Bantalan Rol kerucut dan Bantalan Bola

Spesifikasi	Bantalan Rol Kerucut	Bantalan Bola
Nomor bantalan	30305	6005
Diameter dalam (d)	25 mm	25 mm
Kapasitas Dinamis (C)	3300 kg	790
Kapasitas Statis (Co)	2250 kg	530

$$P_r = 0,4 \times 1 \times 13,97 + 2 \times 53,291$$

$$= 112,17 \text{ kg}$$

Umur bantalan yang dipergunakan pada setiap mesin memiliki batasan umur pemakaian yang telah ditentukan (tabel 7.2), serta faktor beban yang sesuai dengan penggunaan mesin tersebut.

Bantalan pada pompa mempunyai batasan pemakaian 20000 sampai 30000 jam. Untuk kerja normal, maka faktor beban $f_w = 1,1$. sehingga beban yang bekerja pada bantalan dengan persamaan 7.8 (Sularso, 1991, hal 137) :

$$P = f_w \times P_r \dots\dots\dots(7.8)$$

$$= 1,1 \times 112,17$$

$$= 123,387 \text{ kg}$$

kemudian dapat dihitung umur bantalan berdasarkan pembebanan yang terjadi. Untuk menentukan umur bantalan harus ditentukan terlebih dahulu faktor kecepatan dengan persamaan 7.9 (Sularso, 1991, hal 136) :

Untuk bantalan rol kerucut

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{\frac{3}{10}} \dots\dots\dots(7.9)$$

dengan :

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

Maka faktor kecepatan pada bantalan rol kerucut adalah :

$$f_n = \left(\frac{33,3}{2900} \right)^{\frac{3}{10}}$$

$$= 0,26$$

Kemudian menentukan faktor umur bantalan yang diperoleh dengan persamaan 7.10 (Sularso, 1991, hal 136) :

$$f_h = f_n \times \frac{C}{P} \dots\dots\dots(7.10)$$

dengan :

- C = Kapasitas dinamis bantalan (kg)
- P = Beban yang diterima bantalan (kg)
- f_n = Faktor kecepatan

Sehingga faktor umur bantalan adalah :

$$\begin{aligned} f_h &= 0,26 \times \frac{3300}{123,387} \\ &= 6,954 \end{aligned}$$

Umur bantalan rol dapat ditentukan dengan persamaan 7.11 :
(Sularso, 1991, hal 136)

$$L_h = 500 \times f_n^{\frac{10}{3}} \dots\dots\dots(7.11)$$

Sehingga umur bantalan rol kerucut adalah :

$$\begin{aligned} L_h &= 500 \times 6,954^{\frac{10}{3}} \\ &= 320936,387 \text{ jam} \end{aligned}$$

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

$$L_n = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_h$$

dengan :

- a_1 = Faktor bila keandalan 90% dipakai seperti biasanya, atau 0,21 bila keandalan 99%. Harga a_1 dapat dilihat dalam tabel 7.2
- a_2 = Faktor bahan ; 1 untuk bahan baja yang dicairkan serta terbuka, dan kurang lebih ; 3 untuk bantalan de-gas hampa
- a_3 = Faktor kerja ; 1 untuk kondisi kerja normal
- L_n = Umur bantalan nominal (jam)

Tabel 7.2 Faktor Keandalan (Sularso, 1991, hal 137)

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

$$L_n = 1 \times 1 \times 0,33 \times 320936,387 = 105909,01 \text{ jam}$$

7.4 Umur Nominal Bantalan A

Untuk bantalan B tidak menerima gaya aksial sehingga dipilih bantalan bola baris tunggal. Dari tabel 7.1 dengan harga $X = 1$ $V=1$, Gaya reaksi tumpuan $A = 9,985$ kg maka beban yang bekerja pada bantalan :

$$\begin{aligned} P_r &= 1 \times 1 \times 9,985 + 0 \\ &= 9,985 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P &= f_w \times P_r \\ &= 1,1 \times 9,985 \\ &= 11,984 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} f_n &= \left(\frac{33,3}{2900} \right)^{\frac{1}{3}} \\ &= 0,226 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} f_h &= 0,226 \times \frac{790}{10,984} \\ &= 16,254 \end{aligned}$$

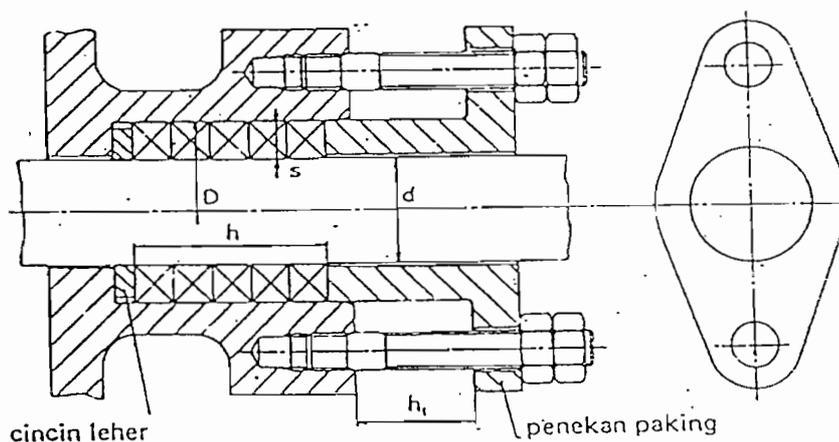
$$\begin{aligned} L_h &= 500 \times 16,254^3 \\ &= 2147092,578 \text{ jam} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L_n &= 1 \times 1 \times 0,33 \times 2147092,578 \\ &= 708540,551 \text{ jam} \end{aligned}$$

BAB VIII ELEMEN PENDUKUNG

8.1 Kotak Paking (Stuffing box)

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



Gambar 8.1 Kotak Paking (Sumber : Jac. Stolk & C. Kros, 1993, hal 523)

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

Untuk memperoleh dimensi paking yang sesuai dapat dilakukan dengan persamaan 8.1 (Jac. Stolk & C. Kros, 1993, hal 523) :

Tebal paking (s)

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

dengan :

d = Diameter poros (mm)



Untuk perancangan ini diameter selongsong poros $D_p = 25$ mm. Maka tebal paking dengan persamaan :

$$S = 1,5\sqrt{D_p} \dots\dots\dots(8.2)$$

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

Sedangkan panjang paking dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 8.3 (Jac. Stolk & C. Kros, 1993, hal 523) :

$$h = (4 - 8)s \dots\dots\dots(8.3)$$

Dalam perancangan ini diambil panjang paking :

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

Jarak antara penekan paking dengan kotak paking diperoleh persamaan 8.4 (Jac. Stolk & C. Kros, 1993, hal 523) :

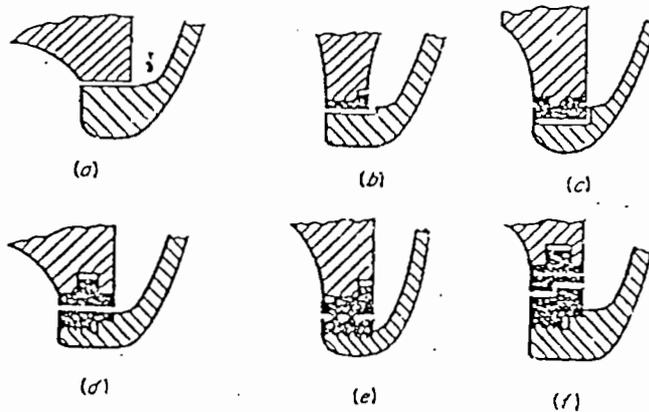
$$h_1 = 3 \times s \dots\dots\dots(8.4)$$

Sehingga jarak penekan paking dengan kotak paking adalah :

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

8.2 Cincin Penahan Keausan

Untuk mencegah terjadinya keausan rumah pompa dan impeler pada sambungan yang bergerak (*running joint*) dipasang pada cincin penahan keausan (*warring ring*) yang disebut juga dengan cincin rumah pompa atau cincin perapat. Pada gambar 8.2 terdapat berapa jenis cincin penahan keausan, gambar 8.1a perapat merupakan sambungan rata, sama halnya dengan sambungan b. Pada gambar 8.c cincin terpasang pada alur yang ada pada rumah pompa, pada impeller biasa memiliki cincin yang serupa. Pada d, e, dan f, cincin ini dipasang baik pada rumah pompa maupun pada impeler. Pada perancangan dipilih cincin penahan keausan type c.



Gambar 8.2 Contoh Susunan Cincin Penahan Keausan
(Sumber : Hick, 1996, hal 21)

8.3 Pemancing (Priming)

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

- a) Memasukkan air kedalam saluran isap hingga impeler terisi air.
- b) Mengeluarkan udara dalam pipa isap dan dari dalam pompa, 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 pemancing jenis a.

8.4 Baut dan Mur Rumah Pompa

Dalam perancangan ini dipilih bahan baut dan mur adalah baja S20 C dengan kekuatan tarik 40 kg/mm^2 . baut yang dipilih dengan memakai ulir jenis kasar metris (JIS B0205). faktor keamanan $S_f = 6$, untuk faktor tegangan geser ijin antara 0,5 – 0,75 dengan persamaan 8.5 (Sularso, 1991 hal 299):

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{sf} \dots\dots\dots(8.5)$$

dengan :

σ_b = Tegangan geser (kg/mm^2)

Sf = faktor keamanan

Maka :

$$\begin{aligned} \tau_a &= \frac{40}{6} \\ &= 6,67 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Dengan faktor tegangan ijin sebesar 0,5, maka :

$$\begin{aligned} \tau_a &= 6,67 \times 0,5 \\ &= 3,33 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Diameter baut minimal agar dapat menahan beban aksial dengan persamaan 8.6 (Sularso, 1991, hal 296) :

$$d \geq \sqrt{\frac{2W}{\sigma_a}} \dots\dots\dots(8.6)$$

dengan :

W = Gaya aksial murni maksimum (kg)

σ_a = Tegangan tarik ijin (kg/mm^2)

d = Diameter luar (mm)

Sehingga :

$$d \geq \sqrt{\frac{2 \times 53,291}{3,33}}$$

$$d = 5,655 \text{ mm dipilih diameter baut} = 10 \text{ mm}$$

Berdasarkan tabel (*lampiran*) diketahui :

Jarak bagi P_1 = 1,5 mm

Tinggi kaitan H_1 = 0,812 mm

Diameter luar d = 10 mm

Diameter inti d_1 = 8,376 mm

Diameter efektif $d_2 = 9,026$ mm

Tekanan kontak ijin q_a , bahan baja liat yang digunakan untuk pengikat, maka harga q_a dalam tabel (*lampiran*) adalah = 3 kg/mm^2 , Banyaknya lilitan atau jumlah ulir minimal agar baut dapat mengikat mur, dengan persamaan 8.7

(Sularso, 1991, hal 297) :

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

dengan :

H_1 = Tinggi kaitan (mm)

d_2 = Diameter efektif (mm)

z = Jumlah lilitan ulir

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

$$z \geq \frac{53,291}{\pi \times 9,026 \times 0,812 \times 3}$$

$z = 0,772$ dipilih jumlah ulir 5

Sehingga tinggi mur H dengan persamaan 8.8 (Sularso, 1991, hal 297) :

$$H = z \times P_1 \dots\dots\dots(8.8)$$

dengan :

P_1 = Jarak bagi (mm)

maka :

$$H = 5 \times 1,5$$

$$H = 7,5 \text{ mm}$$

Besarnya tegangan geser yang dialami pada baut dengan persamaan 8.9

(Sularso, 1991, hal 297) :

$$\tau_b = \frac{W}{\pi \times d_1 \times k \times p_1 \times z} \dots\dots\dots(8.9)$$

dengan :

d_1 = Diameter inti (mm)

k = tebal akar ulir (0,84)

maka :

$$\tau_b = \frac{53,291}{\pi \times 8,376 \times 0,84 \times 1,5 \times 5}$$

$$\tau_b = 0,322 \text{ kg/mm}^2$$

Bahan mur yang digunakan sama dengan bahan pada baut. S20C dengan kekuatan tarik = 40 kg/mm², faktor keamanan = 6 dan factor koreksi = 0,5.

Besarnya tegangan geser yang dialami pada mur dengan persamaan 8.10

(Sularso, 1991, hal 297) :

$$\tau_b = \frac{W}{\pi \times d \times j \times p_1 \times z} \dots\dots\dots(8.10)$$

dengan :

d = Diameter luar (mm)

j = tebal akar ulir (0,75)

maka :

$$\tau_b = \frac{53,291}{\pi \times 10 \times 0,75 \times 1,5 \times 5}$$

$$\tau_b = 0,226 \text{ kg/mm}^2$$

8.5 Ulir Pengikat Impeler

Impeler yang ditempatkan pada poros memerlukan elemen penahan terhadap gaya aksial yang terjadi. Penahan yang digunakan adalah ulir yang dibuat menjadi satu dengan poros. Gaya aksial yang ditahan adalah meliputi gaya aksial dinamis dan berat impeler, yaitu sebesar : 53,291 + 1,173 = 54,464 kg. Karena ulir juga menerima momen puntir, disarankan memperhitungkan pengaruh tersebut dengan menambahkan 1/3 beban aksial yang ada, sehingga beban total adalah :

$$W = \frac{4}{3} \times 54,464 = 72,23 \text{ kg}$$

Bahan poros yang diulir adalah adalah S35 C-D

Kekuatan tarik bahan yang diijinkan (σ_b)= 53 Kg/mm²

Untuk menghindari beban lebih yang diterima pada poros maka diperlukan faktor

keamanan. Faktor keamanan untuk lenturan sebesar 6 dan tumbukan sebesar 3.

Maka tegangan geser bahan dapat ditentukan persamaan 8.11:

(Sularso, 1991, hal 8) :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_b}{S_{f1} \times S_{f2}} \quad \text{Kg/mm}^2 \dots\dots\dots(8.11)$$

dengan :

$$S_{f1} = \text{Faktor keamanan 1} = 6$$

$$S_{f2} = \text{Faktor keamanan 2} = 3$$

Maka tegangan lentur bahan yang diijinkan adalah :

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{53}{6 \times 3} \\ &= 2,944 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Harga tegangan geser yang diijinkan untuk ulir dengan persamaan 8.12

(Sularso, 1991, hal 299) :

$$\begin{aligned} \tau_a &= (0,5 - 0,75) \sigma_a \dots\dots\dots(8.12) \\ &= 0,5 \times 2,944 \\ &= 1,472 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Diameter ulir pada poros yang diperlukan :

$$d \geq \sqrt{\frac{2 \times 72,23}{1,472}}$$

$$d = 9,09 \text{ mm dipilih diameter ulir pada poros} = 10 \text{ mm}$$

Berdasarkan tabel (*lampiran*) diketahui :

$$\text{Jarak bagi } P_1 = 1,5 \text{ mm}$$

$$\text{Tinggi kaitan } H_1 = 0,812 \text{ mm}$$

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

$$\text{Diameter inti } d_1 = 8,376 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter efektif } d_2 = 9,026 \text{ mm}$$

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

$$z \geq \frac{72,23}{\pi \times 9,026 \times 0,812 \times 3}$$

$z = 1,575$ dipilih jumlah ulir 5

Sehingga tinggi mur H dengan persamaan 8.13 (Sularso, 1991, hal 297) :

$$H = z \times P_1 \dots\dots\dots(8.13)$$

dengan :

$P_1 =$ Jarak bagi (mm)

maka :

$$H = 5 \times 1,5$$

$$H = 7,5 \text{ mm}$$

Besarnya tegangan geser yang dialami ulir pada poros dengan persamaan 8.14

(Sularso, 1991, hal 297) :

$$\tau_b = \frac{W}{\pi \times d_1 \times k \times p_1 \times z} \dots\dots\dots(8.14)$$

dengan :

$d_1 =$ Diameter inti (mm)

$k =$ tebal akar ulir (0,84)

maka :

$$\tau_b = \frac{72,23}{\pi \times 8,376 \times 0,84 \times 1,5 \times 5}$$

$$\tau_b = 0,486 \text{ kg/mm}^2$$

Bahan mur yang digunakan S20C dengan kekuatan tarik = 40 kg/mm^2 , faktor keamanan = 6 dan faktor koreksi = 0.5, $j =$ tebal akar ulir (0,75)

Besarnya tegangan geser yang dialami pada mur adalah :

$$\tau_b = \frac{72,23}{\pi \times 10 \times 0,75 \times 1,5 \times 5}$$

$$\tau_b = 0,362 \text{ kg/mm}^2$$

8.6 Kopling

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

Dalam perancangan ini kopling tetap yang digunakan adalah kopling tetap flens. Bahan poros yang digunakan adalah baja karbon cor S35C-D dengan kekuatan tarik $\sigma_b = 53 \text{ kg/mm}^2$ dengan $Sf_1 = 6$, $Sf_2 = 3$ dan $K_t = 2$ $C_b = 1$ Sehingga tegangan geser poros yang diijinkan diperoleh dengan menggunakan persamaan 8.15 :

$$\tau_{sa} = \frac{\sigma_a}{Sf_1 \times Sf_2} \dots\dots\dots(8.15)$$

$$\begin{aligned} \tau_{sa} &= \frac{53}{6 \times 3} \\ &= 2,944 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui :

$$Pd = 7,5 \text{ kw}$$

$$Fc = 1,2$$

$$n = 2900 \text{ rpm}$$

$$T = 2518,9655 \text{ kgmm}$$

Diameter poros untuk kopling dengan persamaan 8.16 (Sularso, 1991, hal 8):

$$D_s = \left(\frac{5,1}{\sigma_a} K_t C_b T \right)^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots(8.16)$$

$$\begin{aligned} D_s &= \left(\frac{5,1}{2,944} 2 \times 1 \times 2518,9655 \right)^{\frac{1}{3}} \\ &= 20,588 \text{ mm} \approx 25 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dari tabel (*lampiran*) diketahui

Diameter luar kopling (A)	= 112 mm
Diameter pusat baut (B)	= 75 mm
Diameter naf (C)	= 45 mm
Diameter baut (a)	= 10 mm
Jumlah baut (n)	= 4 buah
Nilai efektif baut (ϵ)	= 0,5

Nilai efektif baut dapat dicari dengan menggunakan persamaan 8.17 :

$$n_\epsilon = 0,5 \times n \dots\dots\dots(8.17)$$

$$= 0,5 \times 4$$

$$= 2 \text{ buah}$$

Tegangan geser pada baut dinyatakan dengan persamaan 8.18 :

$$\sigma_b = \frac{8 \times T}{\pi \times d^2 \times n_z \times B} \dots\dots\dots(8.18)$$

$$\begin{aligned} \sigma_b &= \frac{8 \times 2518,9655}{\pi \times 25^2 \times 4 \times 75} \\ &= 2,139 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Bahan baut yang digunakan pada kopling flens adalah bahan baut SS 41 B dengan kekuatan tarik $\sigma_b = 40 \text{ kg/mm}^2$, factor keamanan $Sf_b = 6$, factor kekuatan tarik (K_b) = 3.

Tegangan geser yang diijinkan pada baut dinyatakan dengan persamaan 8.19 (Sularso, 1991, hal 34) :

$$\tau_{ba} = \frac{\sigma_b}{Sf_b \times K_b} \dots\dots\dots(8.19)$$

maka :

$$\begin{aligned} \tau_{ba} &= \frac{40}{6 \times 3} \\ &= 2,22 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Syarat agar baut yang dipergunakan aman adalah $\tau_b < \tau_{ba}$ maka :

$$2,139 < 2,22$$

Jadi baut memenuhi persyaratan

Bahan flens FC 20 dengan kekuatan tarik (σ_b) = 20 kg/mm², dengan tebal flens 18 mm, faktor keamanan $Sf_1 = 6$ $Sf_2 = 3$.

Tegangan geser yang diijinkan pada flens dinyatakan dengan persamaan 8.15 (Sularso, 1991, hal 34):

$$\tau_{fa} = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \times Sf_2} \dots\dots\dots(8.15)$$

$$\begin{aligned} \tau_{fa} &= \frac{20}{6 \times 3} \\ &= 1,11 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan geser yang pada flens dinyatakan dengan persamaan 8.16

(Sularso, 1991, hal 34) :

$$\tau_f = \frac{2 \times T}{\pi \times C^2 \times F} \dots\dots\dots(8.16)$$

$$\begin{aligned} \tau_f &= \frac{2 \times T}{\pi \times 45^2 \times 18} \\ &= 0,044 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Syarat agar flens aman dari tegangan geser adalah :

$$\tau_f < \tau_{fa}$$

$$0,044 < 1,11$$

Jadi flens memenuhi persyaratan sehingga aman terhadap tegangan geser.

BAB IX
KARAKTERISTIK POMPA

Karakteristik pompa bertujuan untuk mengetahui daerah kerja pompa yang berhubungan dengan :

- a. Kapasitas dengan Head
- b. Kapasitas dengan Daya
- c. Kapasitas dengan efisiensi pompa

Hasilnya ditunjukkan dalam bentuk grafik dengan data yang diambil dari asumsi serta perhitungan sebelumnya.

9.1 Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas dengan Head

9.1.1 Head Euler's ($H_{t\infty}$)

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

Besarnya Head Euler's dapat ditentukan dengan menggunakan rumus persamaan 9.1 (Fritz Dietzel, 1993, hal 311) :

$$H_{t\infty} = \frac{U_2}{g} \times \left[U_2 - \frac{Q_{t\infty} \times \cot \beta_2}{D_2 \times \pi \times b_2} \right] \dots\dots\dots (9.1)$$

dengan :

- U_2 = Kecepatan keliling fluida pada sisi keluar umpeler (m/det)
- D_2 = Diameter sisi keluar impeler (m)
- B_2 = Lebar pada sisi keluar impeler (m)
- $Q_{t\infty}$ = Kapasitas pompa teoritis (m^3/det)
- β_2 = Sudut sisi keluar impeler ($^\circ$)
- g = Percepatan gravitasi (9,81 m/det)

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui :

- Kecepatan keliling fluida pada sisi keluar impeler (U_2) = 26,241 m/det
- Diameter sisi keluar impeler (D_2) = 0,162 m
- Lebar pada sisi keluar impeler (b_2) = 0,006123 m

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

Sudut sisi keluar impeler (β_2) = 30°

Sehingga besarnya Head Euler's adalah :

$$H_{t\infty} = \frac{26,241}{9,81} \times \left[26,241 - \frac{1,06 \cdot Q \times \cot.30}{0,162 \times \pi \times 0,006123} \right]$$

$$H_{t\infty} = 70,193 - 1577,729 \cdot Q$$

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

$$H_{t\infty} = 70,193 - 1577,729 \cdot (0)$$

$$H_{t\infty} = 70,193 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01125 \text{ m}^3/\text{det}$, maka :

$$H_{t\infty} = 70,193 - 1577,729 \cdot (0,01125)$$

$$H_{t\infty} = 52,443 \text{ m}$$

9.1.2 Head Teoritis (H_t)

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

Head teoritis dapat dicari dengan menggunakan persamaan 9.2

(Austin, 1993, hal 33) :

$$H_t = \eta_{\infty} \cdot H_{t\infty} \dots\dots\dots(9.2)$$

dengan :

η_{∞} = Koefisien sirkulasi aliran

$H_{t\infty}$ = Head Euler's

Harga koefisien aliran (η_{∞}) memiliki batas harga antara 0,6 – 0,8 (Khetagurov, 1965 hal 231)

Diambil harga koefisien sirkulasi aliran (η_{∞}) = 0,73

Sehingga besarnya Head teoritis adalah :

$$H_t = 0,73 \cdot (70,193 - 1577,729 \cdot Q)$$

$$H_t = 51,241 - 1151,742 \cdot Q$$

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

$$H_t = 51,241 - 1151,742 \cdot (0)$$

$$H_t = 51,241 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01125 \text{ m}^3/\text{det}$, maka:

$$H_t = 51,241 - 1151,742 \cdot (0,01125)$$

$$H_t = 38,283 \text{ m}$$

9.1.3 Head Aktual (H_{akt})

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

Head aktual dapat dicari dengan menggunakan persamaan 9.3

(Khetagurov, 1965, hal 266) :

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

dengan :

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

$$H_h = \text{Kerugian hidrolis (m)}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01125 \text{ m}^3/\text{det}$

$$\text{Head aktual (} H_{akt} \text{)} = 38 \text{ m}$$

$$\text{Head teoritis (} H_t \text{)} = 38,283 \text{ m}$$

Maka kerugian hidrolis dapat ditentukan, yakni :

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

$$H_h = 38,283 - 38$$

$$H_h = 0,283 \text{ m}$$

Kerugian hidrolis yang meliputi kerugian gesekan, kerugian kejut dan kerugian turbulensi dapat dicari dengan persamaan 9.4 (Khetagurov, 1965, hal 266) :

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

dengan :

$$H_s = \text{Kerugian kejut dan turbulensi (m)}$$

$$H_{FD} = \text{Kerugian gesekan (m)}$$

Pompa bekerja pada keadaan terbaik yaitu beroperasi pada titik-titik efisiensi maksimum. Pada saat pompa beroperasi dalam keadaan terbaik, kerugian

kejut atau turbulensi dan kerugian gesekan harganya sama yaitu setengah kerugian hidrolis.

$$\begin{aligned} H_s &= H_{FD} = 0,5 \times H_h \\ &= 0,5 \times 0,283 \\ &= 0,142 \text{ m} \end{aligned}$$

Kerugian karena gesekan dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 9.5 (Stepanof, 1965, hal 164) :

$$H_{FD} = K \cdot Q^2 \dots\dots\dots(9.5)$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01125 \text{ m}^3/\text{det}$, maka harga koefisien K dapat ditentukan yaitu :

$$\begin{aligned} K &= \frac{H_{FD}}{Q^2} \\ K &= \frac{0,142}{0,01125^2} \\ K &= 1120,182 \end{aligned}$$

Sehingga untuk harga kapasitas Q sembarang, maka kerugian gesekan dinyatakan dengan :

$$H_{FD} = 1120,182 \cdot Q^2$$

Sedangkan kerugian kejut dan turbulensi dapat dicari dengan menggunakan persamaan 9.6 (Khetagurov, 1965, hal 267) :

$$H_s = \frac{K_{sh}}{2 \cdot g} \left[U_1^2 + \left(U_2 \times K_{2cu} \times \frac{d_2}{d_3} \right)^2 \right] \times \left[1 - \frac{Q}{Q_n} \right]^2 \dots\dots\dots(9.6)$$

dengan :

K_{sh} = Koefisien kerugian kejut atau turbulensi

K_{2cu} = Koefisien sirkulasi aliran

U_1 = Kecepatan keliling fluida pada sisi masuk impeler (m/det)

U_2 = Kecepatan keliling fluida pada sisi keluar impeler (m/det)

d_2 = Diameter sisi keluar impeler (m)

d_3 = Diameter dasar rumah volut (m)

Q_n = Kapasitas normal pompa (m^3/det)

Q = Kapasitas pompa (m^3/det)

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui :

Kecepatan keliling fluida pada sisi masuk impeler (U_1) = 10,623 m/det

Kecepatan keliling fluida pada sisi keluar impeler (U_2) = 26,241 m/det

Diameter sisi keluar impeler (d_2) = 0,162 m

Diameter dasar rumah volut (d_3) = 0,17 m

Koefisien sirkulasi aliran (K_{2cu}) = 0,73

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

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01125 \text{ m}^3/\text{det}$, maka kapasitas normal adalah :

$$H_s = \frac{0,7}{2 \times 9,81} \left[10,623^2 + \left(26,241 \times 0,73 \times \frac{0,162}{0,17} \right)^2 \right] \times \left[1 - \frac{0,01125}{Q_n} \right]^2$$

$$0,142 = 15,612 \times \left[1 - \frac{0,01125}{Q_n} \right]^2$$

$$\left[1 - \frac{0,01125}{Q_n} \right]^2 = \frac{0,142}{15,612}$$

$$\left[1 - \frac{0,01125}{Q_n} \right]^2 = 9,095 \times 10^{-3}$$

$$Q_n = \frac{0,01125}{1 - 8,27 \times 10^{-5}}$$

$$Q_n = 0,01126 \text{ m}^3/\text{dt}$$

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

$$H_s = \frac{0,7}{2 \times 9,81} \left[10,623^2 + \left(26,241 \times 0,73 \times \frac{0,162}{0,17} \right)^2 \right] \times \left[1 - \frac{Q}{0,01126} \right]^2$$

$$H_s = 15,612 \times \left[1 - \frac{Q}{0,01126} \right]^2$$

$$H_s = 15,612 - 2773Q + 123135,07Q^2$$

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

$$H_s = 15,612 - 2773(0) + 123135,07(0)^2$$

$$H_s = 15,612 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01125 \text{ m}^3/\text{det}$, maka :

$$H_s = 15,612 - 2773(0,01125) + 123135,07(0,01125)^2$$

$$H_s = 3,22 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Harga kerugian kejut atau turbulensi dan kerugian gesekan disubstitusikan ke persamaan 9.4 :

$$H_{it} = H_s + H_{FD}$$

Maka :

$$H_h = 15,612 - 2773Q + 123135,07Q^2 + 1120,182.Q^2$$

$$H_h = 15,612 - 2773Q + 124255,25Q^2$$

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

$$H_h = 15,612 - 2773(0) + 124255,25(0)^2$$

$$H_h = 15,612 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01125 \text{ m}^3/\text{dt}$, maka :

$$H_h = 15,612 - 2773(0,01125) + 124255,25(0,01125)^2$$

$$H_h = 0,142 \text{ m}$$

Dari persamaan 9.3 :

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

$$H_{akt} = (51,241 - 1151,742.Q) - (15,612 - 2773Q + 124255,25Q^2)$$

$$H_{akt} = 35,63 + 1621,26Q - 124255,25Q^2$$

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

$$H_{akt} = 35,63 + 1621,26(0) - 124255,25(0)^2$$

$$H_{akt} = 35,63 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01125 \text{ m}^3/\text{det}$, maka :

$$H_{akt} = 35,63 + 1621,26(0,01125) - 124255,25(0,01125)^2$$

$$H_{akt} = 38,143 \text{ m}$$

Head aktual hasil perhitungan diatas sesuai dengan head yang telah ditentukan dalam persoalan.

Dari perhitungan diatas dapat diperoleh hubungan antara kapasitas dengan head, yaitu :

$$H_{\text{tot}} = 70,193 - 1577,729 \cdot Q$$

$$H_t = 51,241 - 1151,742 \cdot Q$$

$$H_{\text{FD}} = 1120,182 \cdot Q^2$$

$$H_s = 15,612 - 2773Q + 123135,07Q^2$$

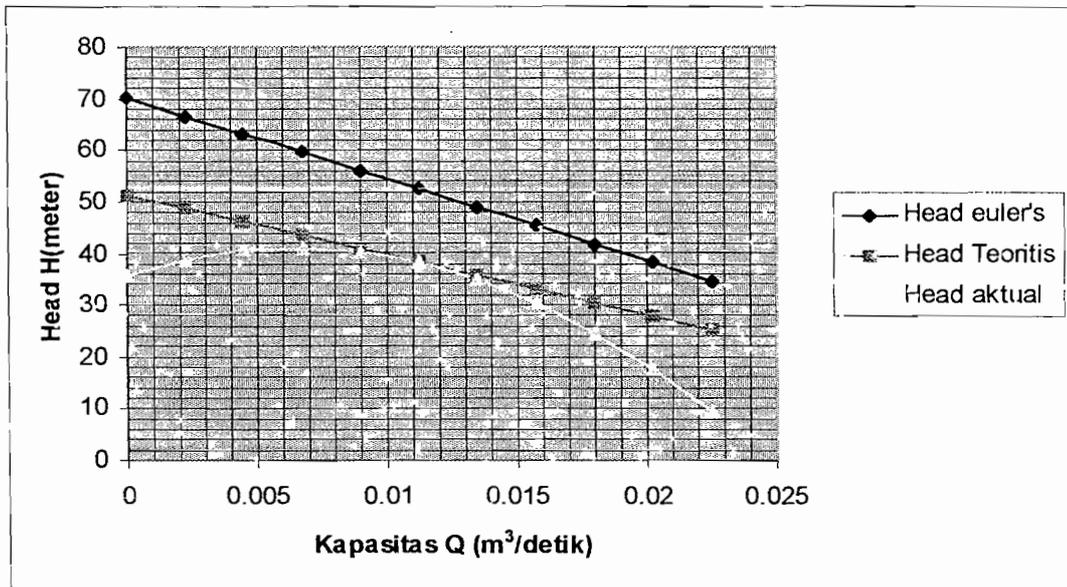
$$H_h = 15,612 - 2773Q + 124255,25Q^2$$

$$H_{\text{akt}} = 35,63 + 1621,26Q - 124255,25Q^2$$

Untuk menggambarkan grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan head diambil harga kapasitas sembarang. Hasilnya dapat dilihat dalam tabel 9.1

Tabel 9.1 Hubungan antara Kapasitas dengan Head

No	Q (m ³ /det)	H euler (meter)	H teoritis (meter)	Hfd (meter)	Hs (meter)	Hh (meter)	Hakt (meter)
1	0	70,193	51,241	0	15,612	15,612	35,630
2	0.00225	66,643	48,650	0,006	9,996	10,002	38,649
3	0.0045	63,093	46,058	0,023	5,627	5,650	40,409
4	0.00675	59,543	43,467	0,051	2,505	2,556	40,912
5	0.009	55,993	40,875	0,091	0,629	0,720	40,157
6	0.01125	52,443	38,284	0,142	3,23x10 ⁻⁵	0,142	38,143
7	0.0135	48,894	35,695	0,204	0,618	0,822	34,871
8	0.01575	45,344	33,101	0,278	2,482	2,760	30,342
9	0.018	41,794	30,510	0,363	5,594	5,957	24,554
10	0.02025	38,244	27,918	0,459	9,952	10,411	17,508
11	0.0225	34,694	25,327	0,567	15,557	16,124	9,204



Gambar 9.1 Grafik Karakteristik Pompa, hubungan antara kapasitas dengan head

9.2 Karakteristik Pompa Hubungan Daya dan Efisiensi terhadap Kapasitas

Daya kuda rem dari daya kuda penggerak pompa digunakan didalam mesin untuk mengatasi daya kuda fluida, kebocoran, gesekan cakra, kerugian-kerugian hidrolis (gesekan dan turbulensi), dan rugi – rugi mekanis.

Daya kuda rem pompa dapat dicari dengan menggunakan persamaan 9.7 (Austin, 1996, hal 35) :

$$b.hp = f.hp + hp.L + hp.DF + hp.HY + hp.M \dots\dots\dots(9.7)$$

dengan :

b.hp = Daya kuda rem

f.hp = Daya kuda fluida

hp.L = Daya kuda untuk mengatasi kebocoran

hp.DF = Daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra

hp.HY = Daya kuda untuk mengatasi rugi-rugi hidrolis

hp.M = Daya kuda untuk mengatasi rugi-rugi mekanis

9.2.1 Daya kuda fluida (f.hp)

Daya kuda fluida untuk berbagai kapasitas dapat dinyatakan dengan persamaan 9.8 (Lazarkiewicz, 1965, hal 20) :

$$f.hp = \frac{Q \times \gamma \times H}{75} \dots\dots\dots(9.8)$$

dengan :

Q = Kapasitas pompa (m³/det)

γ = Berat jenis fluida (kg/m³)

H = Head pompa (m)

Fluida dalam perancangan ini adalah air bersih

Telah diketahui :

Berat jenis air γ_s = 1000 kg/m³

Head (H) = 38 m

Sehingga daya kuda fluida untuk harga kapasitas sembarang adalah ;

$$f.hp = \frac{Q \times 1000 \times 38}{75}$$

$$f hp = 506,667.Q$$

9.2.2 Daya Kuda untuk Mengatasi Kebocoran (hp_L)

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran dinyatakan dengan persamaan 9.9 (Lazarkiewicz, 1965, hal 35) :

$$hp_L = \frac{Q_L \times H_t \times \gamma}{75} \dots\dots\dots(9.9)$$

dengan :

Q_L = Kapasitas kebocoran pompa (m³/det)

H_t = Head teoritis (m)

γ = berat jenis fluida (kg/m³)

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

Head teoritis (H_t)

$$H_t = 51,241-1151,742Q$$

Sehingga daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran adalah ;

$$hp_{.L} = \frac{0,6Q_L \times (51,241 - 1151,742.Q) \times 1000}{75}$$

$$hp_{.L} = 409,92Q - 9213,94Q^2$$

9.2.3 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 persamaan 9.10 (Austin, 1996, hal 126) :

$$hp_{.DF} = \frac{\left(\frac{d_2}{12}\right)^{4,83} \times n^{2,83}}{8,75 \times 10^8} \dots\dots\dots(9.10)$$

dengan :

d_2 = Diameter sisi keluar impeler (in)

n = Putaran poros pompa (rpm)

telah diketahui dalam perhitungan sebelumnya :

Diameter sisi keluar impeler (d_2) = 6,376 in

Putaran poros pompa (n) = 2900 rpm

Sehingga besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi gesekan cakra adalah :

$$hp_{.DF} = \frac{\left(\frac{6,376}{12}\right)^{4,83} \times 2900^{2,83}}{8,75 \times 10^8}$$

$$hp_{.DF} = 0,339 \text{ hp}$$

$$hp_{.DF} = 0,253 \text{ hp (metric)}$$

9.2.4 Daya Kuda untuk Mengatasi Kerugian Hidrolis (hp_{.HY})

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis untuk harga kapasitas sembarang dinyatakan dengan persamaan 9.11 (Stepanoff, 1957, hal 198) :

$$hp_{HY} = \frac{(Q + Q_L) \times \gamma \times h_h}{75} \dots\dots\dots(9.11)$$

dengan :

Q = Kapasitas pompa (m³/det)

Q_L = Kapasitas kebocoran pompa (m³/det)

γ = Berat jenis fluida (kg/m³)

h_h = Kerugian hidrolis (m)

Telah diketahui dalam perhitungan sebelumnya :

Kapasitas kebocoran pompa (Q_L) = 0,06 Q

Berat jenis fluida (γ) = 1000 kg/m³

Kerugian hidrolis (h_h) = 15,612 - 2773Q + 124255,25Q²

Sehingga besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis adalah :

$$hp_{HY} = \frac{(Q + 0,06Q) \times 1000 \times (15,612 - 2773Q + 124255,25Q^2)}{75}$$

$$hp_{HY} = 220,65Q - 39191,73Q^2 + 1756140,87Q^3$$

9.2.5 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 4% dari daya kuda rem (Austin, 1996, hal 32).

Diambil 4 % dari daya kuda rem

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

9.2.6 Daya Kuda Rem Pompa

dapat dicari dengan menggunakan persamaan 9.7 :

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

$$b.hp = 506,667.Q + (409,93.Q - 9213,94.Q^2) + (0,253) + (220,65.Q - 39191,73.Q^2 + 1756140,87.Q^3) + 0,04.b.hp$$

$$0,96.b.hp = 0,253 + 782,769.Q - 42362,49.Q^2 + 1841961,26.Q^3$$

$$b.hp = 0,263 + 10899,7.Q - 51924,22.Q^2 + 1829313,41.Q^3$$

9.2.7 Efisiensi Pompa

Efisiensi pompa dapat diperoleh dengan membandingkan antara daya kuda fluida dengan daya kuda rem pada setiap harga kapasitas yang sembarang. Sehingga besarnya efisiensi pompa dapat dinyatakan dengan persamaan 9.12 (Austin, 1996, hal 36) :

$$\eta_{op} = \frac{f.hp}{b.hp} \times 100\% \quad \dots\dots\dots(9.12)$$

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

$$f.hp = 506,667.Q$$

$$hp.L = 409,93 - 9213,94.Q^2$$

$$hp.DF = 0,253.hp$$

$$hp.HY = 220,65Q - 39191,73Q^2 + 1756140,87Q^3$$

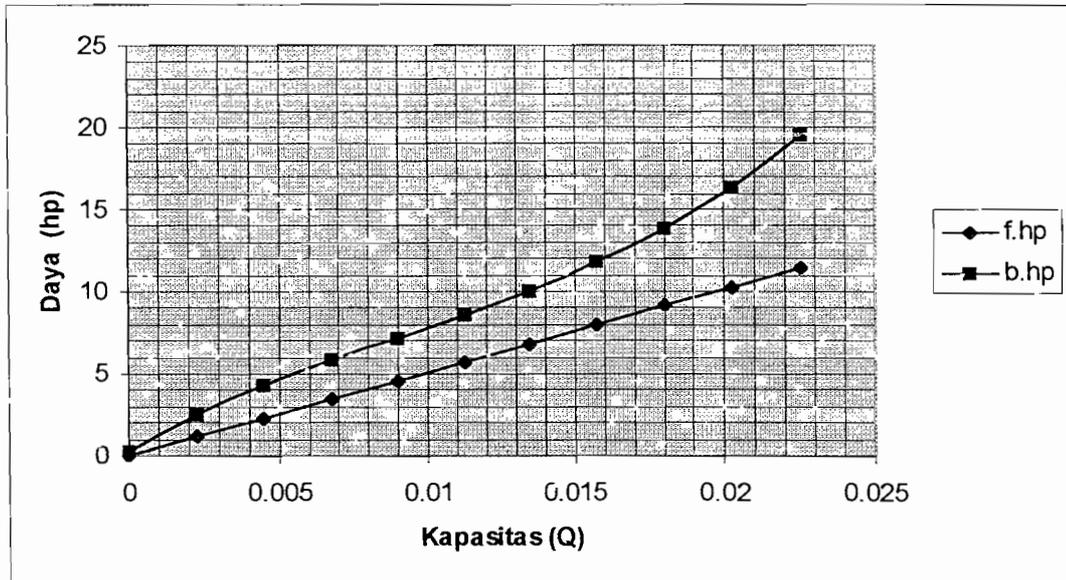
$$b.hp = 0,263 + 10899,7.Q - 51924,22.Q^2 + 1829313,41.Q^3$$

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

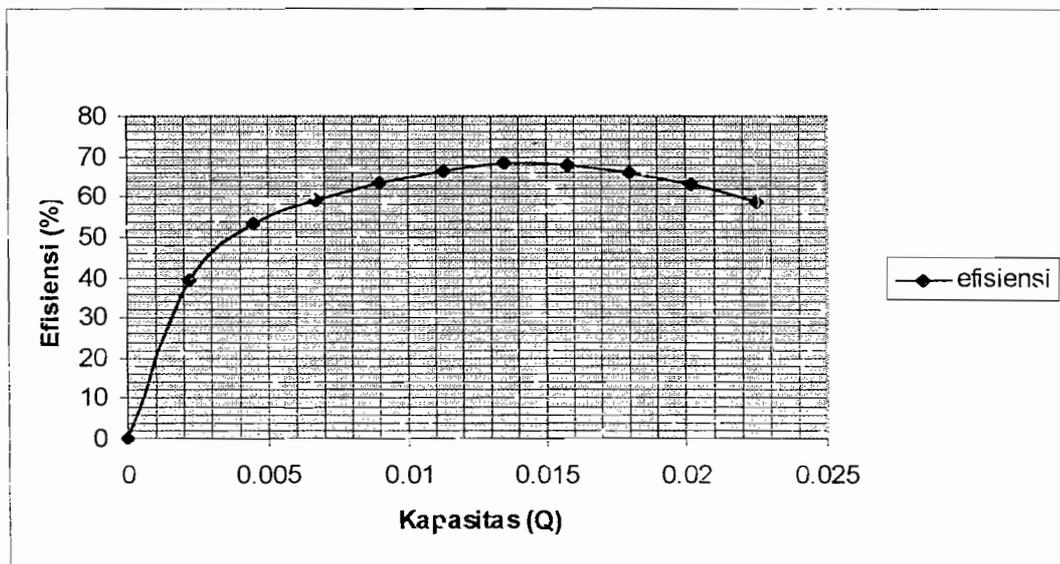
Untuk harga kapasitas sembarang, hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi dapat dilihat dalam table 6.2 dapat digambarkan grafik karakteristik pompa, hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi.

Tabel 9.2 Hubungan Kapasitas dengan Daya dan Efisiensi

Q (m ³ /det)	f.hp (hp)	hp.L (hp)	hp.HY (hp)	b.hp (hp)	H _{op} (%)
0	0	0	0	0,263	0
0.00225	1,140	0,876	0,318	2,464	39,267
0.00450	2,280	1,658	0,359	4,269	53,405
0.00675	3,420	2,347	0,234	5,804	58,925
0.00900	4,560	2,943	0,091	7,193	63,394
0.01125	5,700	3,445	0,022	8,562	66,576
0.01350	6,840	3,854	0,159	10,035	68,164
0.01575	7,980	4,171	0,614	11,737	67,989
0.01800	9,120	4,393	1,515	13,794	66,115
0.02025	10,260	4,523	2,979	16,331	62,826
0.02250	11,400	4,559	5,127	19,472	58,546



Gambar 9.2 Grafik Karakteristik Pompa, hubungan antara Kapasitas dengan daya



Gambar 9.3 Grafik Karakteristik Pompa, hubungan antara Kapasitas dengan Efisiensi

BAB X

KAVITASI

10.1 Pendahuluan

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

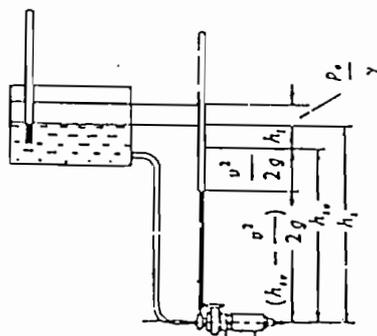
Apabila air mendidih, maka akan timbul gelembung-gelembung uap air. Hal ini akan terjadi pada air yang sedang mengalir didalam pompa maupun didalam pipa. Pada bagian pompa yang mudah mengalami kavitasi adalah pada pipa hisap. Kavitasi ini akan terjadi apabila tekanan hidapnya terlalu rendah.

Jika pompa mengalami kavitasi, maka akan timbul suara berisik atau getaran. Selain itu performansi pompa akan menurun secara tiba-tiba, sehingga pompa tidak dapat bekerja dengan baik. Jika pompa dioperasikan dalam keadaan kavitasi secara terus menerus dalam jangka waktu yang lama, maka permukaan dinding saluran disekitar aliran yang mengalami kavitasi akan mengalami kerusakan. Permukaan dinding akan tererosi sehingga mengakibatkan berlubang-lubang. Peristiwa erosi ini disebut erosi kavitasi.

Karena kavitasi sangat merugikan maka, gejala ini harus dicegah dengan segala cara. Kavitasi akan terjadi apabila NPSH yang tersedia lebih kecil dari NPSH pompa yang dibutuhkan pompa.

10.2 NPSH yang Tersedia

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



Gambar 10.2 NPSH, bila tekanan uap bekerja didalam tanki air hisap yang tertutup (Sumber : Sularso & Haruo Tahara, 1996, hal 44)

10.3 NPSH yang Dibutuhkan

Tekanan terendah didalam pompa terdapat disuatu titik dekat sisi masuk impeler. Tekanan ini adalah lebih rendah dari tekanan pada saluran hisap pompa. Hal ini disebabkan karena kerugian head nosel hisap, kenaikan kecepatan aliran karena luas penampang yang menyempit, dan kenaikan kecepatan aliran karena tebal sudu. NPSH yang dibutuhkan dapat dicari dengan menggunakan persamaan 10.3 (Sularso, 1991, hal 47):

Kecepatan spesifik pada efisiensi terbaik

$$n_{sN} = n \times \frac{Q_n^{0.5}}{H_n^{0.75}} \dots\dots\dots(10.3)$$

dengan :

- n = Putaran poros (rpm)
- Q_n = Kapasitas pompa dalam efisiensi terbaik
- H_n = Head pompa pada efisiensi terbaik

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui :

Pada efisiensi terbaik $\frac{Q}{Q_n} = 1$ sehingga Q_n = 0,01125 m³/det

Q_n = 0,675 m³/menit

H_n = 38 m

Maka :

$$n_{sN} = 2900 \times \frac{0,675^{0.5}}{38^{0.75}}$$



$$= 155,673 \text{ rpm}$$

NPSH yang dibutuhkan : persamaan 10.4 (Sularso, 1991, hal 46):

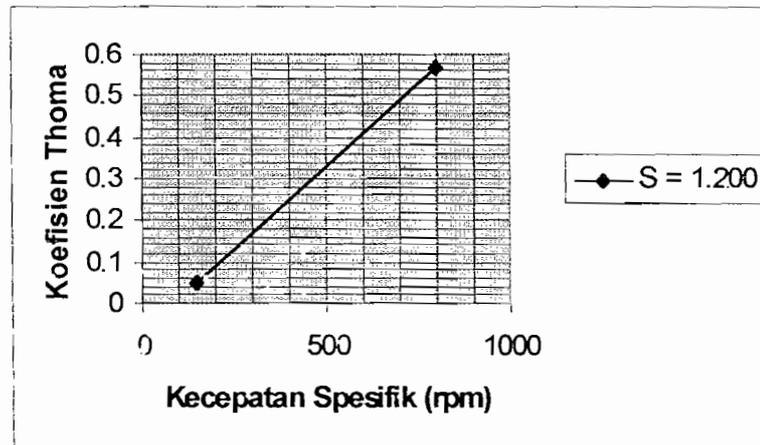
$$H_{svN} = \sigma \times H_n \dots\dots\dots(10.4)$$

dengan :

σ = Koefisien Kavitasi Thoma

H_n = Head pompa pada efisiensi terbaik (m)

Dengan kecepatan spesifik pada efisiensi terbaik maka dapat dicari koefisien kavitasi Thoma (σ) dengan gambar 10.3:



Gambar 10.3 Hubungan antara koefisien kavitasi dan kecepatan spesifik (Sumber : Sularso & Haruo tahara, 1996, hal 46)

Dari gambar diatas maka harga σ adalah :

$$\text{persamaan: } y = 0,0008 x - 0,0735$$

maka :

$$\sigma = 0,0008 (155,673) - 0,0735$$

$$= 0,051038 \text{ rpm}$$

$$= 0,05 \text{ rpm}$$

$$H_{svN} = 0,05 \times 38$$

$$= 1,9 \text{ m}$$

Agar tidak terjadi kavitasi NPSH yang tersedia > NPSH yang dibutuhkan dengan Persamaan 10.5 (Sularso, 1991, hal 46) :

$$h_{svN} < \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - (h_s + h_{ls}) \dots\dots\dots(10.5)$$

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

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

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

$$P_v = 0,02383 \text{ kgf/cm}^2 = 238,3 \text{ kgf/m}^2$$

$$1,9 < \frac{10332}{1000} - \frac{238,3}{1000} - (h_s + h_{ls})$$

$$1,9 < -10,0937 - (h_s + h_{ls})$$

$$(h_s + h_{ls}) < 10,0937 - 1,9$$

$$(h_s + h_{ls}) < 8,1937 \text{ meter}$$

Dengan demikian persamaan 10.5 kita dapat menentukan letak tinggi pompa maksimal dari permukaan air yang dipompa dan kerugian head maksimal pipa hisap.

BAB XI

KESIMPULAN DAN PENUTUP

11.1 Kesimpulan

Dalam setiap perancangan suatu pompa, haruslah terlebih dahulu diketahui jenis fluida yang akan dialirkan, kapasitas, head dan putaran yang diperlukan untuk mengalirkan fluida yang dipompakan. Ketepatan pemilihan pompa akan sangat menguntungkan, karena pompa yang sesuai penggunaannya memberikan efisiensi dari segi ekonomis, waktu, kerja pompa. Instalasi pompa juga dapat mempengaruhi kerja maksimal pada pompa, meliputi letak pompa, perpipaan, katup, dan tanki tekan.

Merancang ulang pompa air bersih untuk pabrik dengan modifikasi sedemikian rupa agar dalam pelaksanaannya akan lebih efisien menggunakan pompa yang telah dirancang dibandingkan dengan pompa yang telah ada dipabrik.

11.2 Penutup

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

11.2.1 Spesifikasi pompa :

- a. Type : pompa sentrifugal satu tingkat
- b. Fluida yang dialirkan : air bersih
- c. Kapasitas : 40,5 m³/jam
- d. Head total : 38 m
- e. Putaran : 2900 rpm
- f. Daya : 7,5 kw
- g. Efisiensi : 66%

11.2.2 Impeler :

- a. Type : tertutup
- b. Bahan : perunggu
- c. Diameter sisi masuk impeler : 70 mm
- d. Diameter sisi keluar impeler : 182 mm
- e. Jumlah sudu : 8 buah

11.2.3 Rumah pompa :

- a. Type: rumah volut
- b. Bahan : besi cor
- c. Diameter dasar volut : 116,68 mm

11.2.4 Poros :

- a. Bentuk : poros bertingkat
- b. Bahan : S35 C-D
- c. Diameter poros : 25 mm
- d. Panjang poros 400 mm

11.2.5 Pasak

1. Pasak pada impeler :
 - a. Penampang pasak : 8 x 10
 - b. Panjang pasak : 36 mm
 - c. Kedalaman alur pasak pada poros : 5 mm
 - d. Kedalaman alur pasak pada naf : 3,3 mm
2. Pasak pada kopling :
 - a. Penampang pasak : 8 x 10
 - b. Panjang pasak : 36 mm
 - c. Kedalaman alur pasak pada poros : 5 mm
 - d. Kedalaman alur pasak pada naf : 3,3 mm

11.2.6 Bantalan B :

- a. Type : bantalan bola
- b. Nomor bantalan : 6305

- b. Nomor bantalan : 6305
- c. Diameter dalam bantalan : 25 mm
- d. Diameter luar bantalan : 62 mm

11.2.7 Bantalan A :

- e. Type : bantalan rol kerucut
- f. Nomor bantalan : 30305
- g. Diameter dalam bantalan : 25 mm
- h. Diameter luar bantalan : 62 mm

11.2.8 Kopling :

Type : Kopling flens kaku
Diameter Luar : 112 mm
Diameter lubang untuk Poros : 25 mm
Jumlah baut : 4 buah

11.2.9 Baut dan Mur Rumah Pompa

a) Baut

Jenis : Baut tanam ulir kasar
Bahan : S20C
Diameter : M10

b) Mur

Jenis : Pengikat ulir kasar
Bahan : S20C
Tinggi mur : 8,5 mm

DAFTAR PUSTAKA

- Church. Austin. H, *Pompa dan Blower Sentrifugal*, Erlangga, Jakarta, 1996
- Dietzel. Fritz, *Turbin Pompa dan Kompresor*, Erlangga, Jakarta, 1993
- Karrasik, Igor j, *Pump Handbook*, Mc GrowHill Book Company, New york, 1976
- Khetagurov M, *Marine Auxiliary Machinery And System Peace Publiser*, Moscow
- Stephen, Lazarkiewics, *Impeler Pump*, Permagon Press, Oxford London, 1965
- Stepanoff Aj, *Centrifugal and Axial Flow Pump*, John Wiley and Sons,
New york, 1957
- Sularso, Suga Kiyokatsu, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*,
Pradnya paramitha, Jakarta, 1993
- Sularso, Tahara Haurou, *Pompa dan Kompresor*, Pradnya paramitha, Jakarta, 1994
- Tyeler. Hick G, *Teknologi Pemakaian Pompa*, Erlangga, Jakarta, 1996

Tabel 2.1 Nilai Karakteristik standar motor tipe tahan percikan, tipe kurungan, tiga fase, tegangan rendah (200 v,50/60 Hz)
(Sumber : Soeleman & Mabuchi, hal 264 – 265)

Frekuensi	Tahap Kecepatan (rpm) Jumlah kutub	50 Hz											60 Hz											Motor GD ² (kg-m ²)				
		Kecepatan perputaran beban penuh	Kopel				Arus		Efisiensi			Faktor daya			Kecepatan perputaran beban penuh	Kopel				Arus		Efisiensi			Faktor daya			
			Kopel beban penuh	Kopel asut	Kopel pengung- g	Kopel perce- patan	Arus nominal	Arus asut	50% beban	75% beban	100% beban	50% beban	75% beban	100% beban		Kopel beban penuh	Kopel asut	Kopel pengun- g	Kopel perce- patan	Arus nominal	Arus asut	50% beban	75% beban		100% beban	50% beban	75% beban	100% beban
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	76	54	67	76	1.700	0,43	285	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	4,20	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	260	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	250	260	220	65,2	340	91	91	90	84	89	91	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	89	90	90	55	67	74	865	20,8	160	190	160	75,1	290	91	91	90	65	75	79	1,7

Tabel 4.4 Bahan Untuk Pompa yang Dipakai
(Sumber : Sularso & Tahara, 1996, hal 56)

Nomor Kelompok	Frekwensi	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, air laut
A-5	O	FC	PBC	Air tawar, air minum, air laut
A-6	O	FC	ABC	Air tawar, air minum, air laut
A-7	O	FC	SCS2	Air tawar, air minum, air limbah
A-8	O	FC	SCS12 or SCS13	Air limbah, air laut
A-9		FC bertapis karet	SCS12 or SCS13	Air distilasi, air laut
B-1	O	SC	SC	Air tawar, air laut
B-2		SC	ABC	Air tawar, air minum, air laut
B-3	O	SC	SCS2	Air tawar, air minum, air limbah
B-4		SC	SCS12 or SCS13	Air limbah, air laut
B-5		SC	SCS14 or SCS15	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	Whorthite	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

Keterangan tabel :

1. Frekwensi 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

Tabel 6.1 Ukuran Diameter Standar Poros
(Sumber : Sularso & Suga, 1991, hal 9)

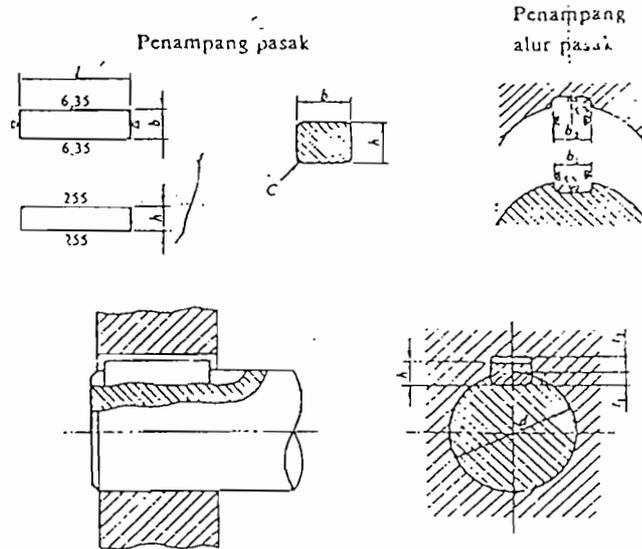
(satuan : mm)

4	10	*22,4	40	100	*224	400		
		24		(105)	240			
4,5	*11,2	25	42	110	250	420		
		28		*112	260		440	
		30		120	280		450	
5	*12,5	*31,5	48		*315	480		
		32		50	125		320	500
*5,6	14	35	55	130	340	530		
		*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			220	
7	*7,1		70					
71								
75								
8			80					
85								
9			90					
				95				

Keterangan tabel :

1. Tanda * menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standar
2. Bilangan didalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipasang bantalan gelinding

Tabel 6.2 Penampang Pasak
(Sumber : Sularso & Suga, 1991, hal 10)



Ukuran-ukuran utama

(Satuan: mm)

Ukuran nominal pasak $s \times h$	Ukuran standar $b, b_1,$ dan b_2	Ukuran standar h		C	l*	Ukuran Standar t_1	Ukuran standar t_2			r_1 dan r_2	Referensi Diameter poros yang dapat dipakai d^{**}
		Pasak prismatis Pasak luncur	Pasak tirus				Pasak prismatis	Pasak luncur	Pasak tirus		
2 x 2	2	2		0,16-0,25	6-20	1,2	1,0	0,5	0,06-0,16	Lebih dari	6-8
3 x 3	3	3			6-36	1,8	1,4	0,9		-	6-10
4 x 4	4	4		0,25-0,40	8-45	2,5	1,8	1,2	0,15-0,25	-	10-12
5 x 5	5	5			10-56	3,0	2,3	1,7		-	12-17
6 x 6	6	6			14-70	3,5	2,8	2,2		-	17-22
(7 x 7)	7	7	7,2		15-80	4,0	3,0	3,5		3,0	-
8 x 7	8	7		0,40-0,60	18-90	4,0	3,3	2,4	0,25-0,40	-	22-30
10 x 8	10	8			22-110	5,0	3,3	2,4		-	30-35
12 x 8	12	8			28-140	5,0	3,3	2,4		-	38-44
14 x 9	14	9			36-160	5,5	3,8	2,5		-	44-50
(15 x 10)	15	10	10,2	0,60-0,80	40-180	5,0	5,0	5,0	0,40-0,60	-	50-55
16 x 10	16	10			45-180	6,0	4,3	3,4		-	50-55
18 x 11	18	11			50-200	7,0	4,4	3,4		-	58-65
20 x 12	20	12			56-220	7,5	4,9	3,9		-	65-75
22 x 14	22	14		63-250	9,0	5,4	4,4	-	75-85		
(24 x 16)	24	16	16,2	0,60-0,80	70-280	8,0	6,0	8,0	0,40-0,60	-	80-90
25 x 14	25	14			70-280	9,0	5,4	4,4		-	85-95
28 x 16	28	16			80-320	10,0	6,4	5,4		-	95-110
32 x 18	32	18			90-360	11,0	7,4	6,4		-	110-130

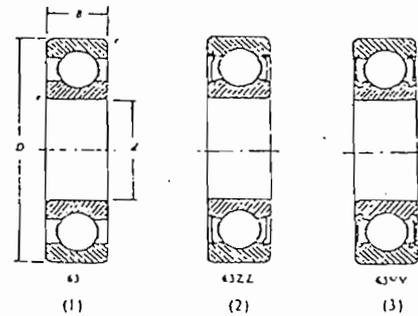
* l harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel.
6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

Tabel 6.3 Baja Karbon Untuk Konstruksi Mesin
 (Sumber : Sularso & Suga, 1991, hal 3)

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik Kg/mm ²	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S 30 C	Penormalan	48	
	S 35 C	Penormalan	52	
	S 40 C	Penormalan	55	
	S 45 C	Penormalan	58	
	S 50 C	Penormalan	62	
	S 55 C	Penormalan	66	
Batang baja yang diformasi dingin	S 35 C - D	-	53	Ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S 45 C - D	-	60	
	S 55 C - D	-	72	

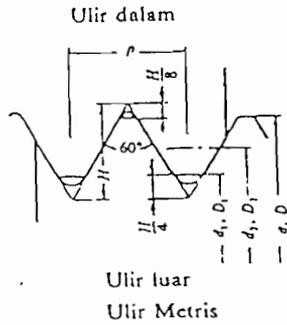
Tabel 7.1 Bantalan Bola Tunggal Alur Dalam
(Sumber : Sularso & Suga, 1991, hal 143)

C_0/F_a		5	10	15	20	25
$F_a/VF_r \leq e$	X	1				
	Y	0				
$F_a/VF_r > e$	X	0,56				
	Y	1,26	1,49	1,64	1,76	1,85
e		0,35	0,29	0,27	0,25	0,24



Nomor bantalan			Ukuran luar (mm)				Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C_0 (kg)
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	d	D	B	r		
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	400	229
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	470	296
6004	04ZZ	04VV	20	42	12	1	735	465
6005	05ZZ	05VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	1030	740
6007	07ZZ	07VV	35	62	14	1,5	1250	915
6008	08ZZ	08VV	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	10ZZ	10VV	50	80	16	1,5	1710	1430
6200	6200ZZ	6200VV	10	30	9	1	400	236
6201	01ZZ	01VV	12	32	10	1	535	305
6202	02ZZ	02VV	15	35	11	1	600	360
6203	6203ZZ	6203VV	17	40	12	1	750	460
6204	04ZZ	04VV	20	47	14	1,5	1000	635
6205	05ZZ	05VV	25	52	15	1,5	1100	730
6206	6206ZZ	6206VV	30	62	16	1,5	1530	1050
6207	07ZZ	07VV	35	72	17	2	2010	1430
6208	08ZZ	08VV	40	80	18	2	2380	1650
6209	6209ZZ	6209VV	45	85	19	2	2570	1880
6210	10ZZ	10VV	50	90	20	2	2750	2100
6300	6300ZZ	6300VV	10	35	11	1	635	365
6301	01ZZ	01VV	12	37	12	1,5	760	450
6302	02ZZ	02VV	15	42	13	1,5	895	545
6303	6303ZZ	6303VV	17	47	14	1,5	1070	660
6304	04ZZ	04VV	20	52	15	2	1250	785
6305	05ZZ	05VV	25	62	17	2	1610	1080
6306	6306ZZ	6306VV	30	72	19	2	2090	1440
6307	07ZZ	07VV	35	80	20	2,5	2620	1840
6308	08ZZ	08VV	40	90	23	2,5	3200	2300
6309	6309ZZ	6309VV	45	100	25	2,5	4150	3100
6310	10ZZ	10VV	50	110	27	3	4850	3650

Tabel 8.1 Ukuran Ulir Standar Ulir Metris (JIS B 0205)
 (Sumber : Sularso & Suga, 1991, hal 283)



$H = 0,866025P, d_2 = d - 0,64951P, D = d$
 $H_1 = 0,541266P, d_1 = d - 1,082532P, D_2 = d_2, D_1 = d_1$
 Garis tebal menyatakan profil patokan dari ulir

(Satuan: mm)

Ulir ¹⁾			Jarak bagi p	Tinggi kaitan H ₁	Ulir dalam		
					Diameter luar D	Diameter efektif D ₂	Diameter dalam D ₁
1	2	3	Ulir luar				
			Diameter luar d	Diameter efektif d ₂	Diameter inti d ₁		
M 0,25			0,075	0,041	0,250	0,201	0,169
M 0,3			0,08	0,043	0,300	0,248	0,213
	M 0,35		0,09	0,049	0,350	0,292	0,253
M 0,4			0,1	0,054	0,400	0,335	0,292
	M 0,45		0,1	0,054	0,450	0,385	0,342
M 0,5			0,125	0,068	0,500	0,419	0,365
	M 0,55		0,125	0,068	0,550	0,469	0,415
	M 0,7		0,15	0,081	0,600	0,503	0,438
M 0,6			0,175	0,095	0,700	0,586	0,511
M 0,8			0,2	0,108	0,800	0,670	0,583
	M 0,9		0,225	0,122	0,900	0,754	0,656
M 1			0,25	0,135	1,000	0,838	0,729
M 1,2			0,25	0,135	1,200	1,038	0,929
M 1,4			0,3	0,162	1,400	1,205	1,075
M 1,7			0,35	0,189	1,700	1,473	1,321
M 2			0,4	0,217	2,000	1,740	1,567
M 2,3			0,4	0,217	2,300	2,040	1,867
M 2,6			0,45	0,244	2,600	2,305	2,113
M 3 × 0,5			0,5	0,271	3,000	2,675	2,459
			0,6	0,325	3,000	2,610	2,350
	M 3,5		0,6	0,325	3,500	3,110	2,850
M 4 × 0,7			0,7	0,379	4,000	3,515	3,242
			0,75	0,406	4,000	3,513	3,188
	M 4,5		0,75	0,406	4,500	4,013	3,688
M 5 × 0,8			0,8	0,433	5,000	4,450	4,134
			0,9	0,487	5,000	4,415	4,026
			0,9	0,487	5,500	4,915	4,526

Lanjutan

Tabel 7.1 (b) Ukuran standar ulir kasar metris (JIS B 0205).

Ulir			Jarak bagi p	Tinggi kaitan H_1	Ulir dalam		
					Diameter luar D	Diameter efektif D_2	Diameter dalam D_1
1	2	3			Ulir luar		
					Diameter luar d	Diameter efektif d_2	Diameter inti d_1
M 6			1	0,541	6,000	5,350	4,917
		M 7	1	0,541	7,000	6,350	5,917
M 8			1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
		M 9	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
M 10			1,5	0,812	10,000	9,026	8,376
		M 11	1,5	0,812	11,000	10,026	9,376
M 12			1,75	0,947	12,000	10,863	10,106
	M 14		2	1,083	14,000	12,701	11,835
M 16			2	1,083	16,000	14,701	13,835
	M 18		2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
M 20			2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
	M 22		2,5	1,353	22,000	19,376	18,294
M 24			3	1,624	24,000	22,051	20,752
	M 27		3	1,624	27,000	25,051	23,752
M 30			3,5	1,894	30,000	27,727	26,211
	M 33		3,5	1,894	33,000	30,727	29,211
M 36			4	2,165	36,000	34,402	31,670
	M 39		4	2,165	39,000	36,402	34,670
M 42			4,5	2,436	42,000	39,077	37,129
	M 45		4,5	2,436	45,000	42,077	40,129
M 48			5	2,706	48,000	44,752	42,587
	M 52		5	2,706	52,000	48,752	46,587
M 56			5,5	2,977	56,000	52,428	50,046
	M 60		5,5	2,977	60,000	56,428	54,046
M 64			6	3,248	64,000	60,103	57,505
	M 68		6	3,248	68,000	64,103	61,505

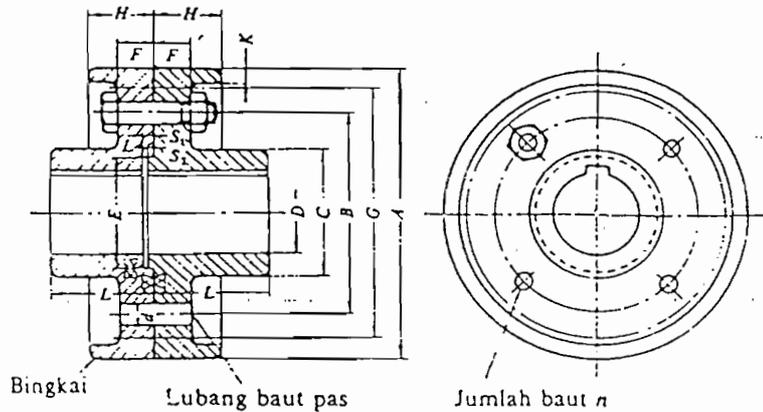
Catatan: (1) Kolom 1 merupakan pilihan utama. Kolom 2 atau kolom 3 hanya dipilih jika terpaksa.

Tabel 8.2 Tekanan yang Diijinkan pada Ulir
 (Sumber : Sularso & Suga, 1991, hal 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	Besi cor	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		0,6-1
	Besi cor	6-12 m/min	0,4-0,1
	Perunggu	15 m/min atau lebih	0,1-0,2

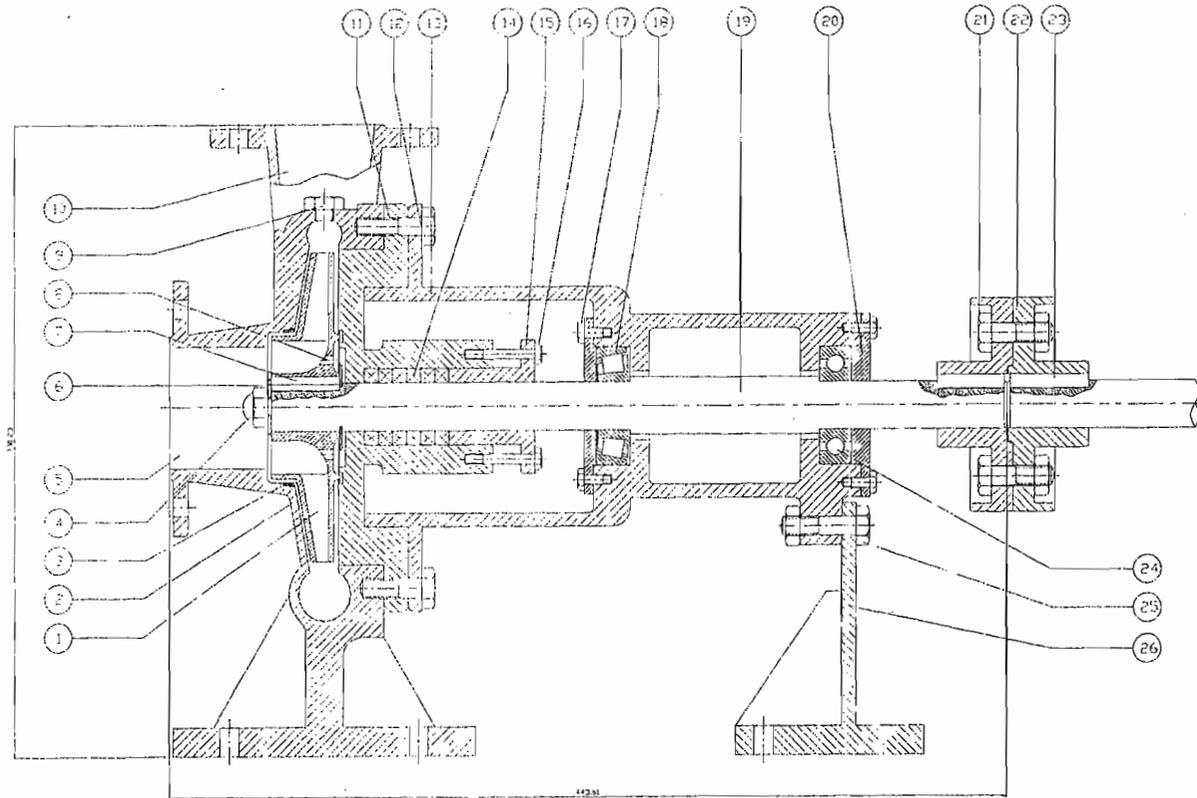
Tabel 8.3 Ukuran Kopling Flens (JIS B 1451 – 1962)
 (Sumber : Sularso & Suga, 1991, hal 31)



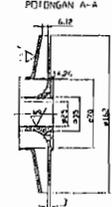
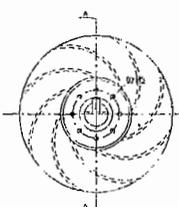
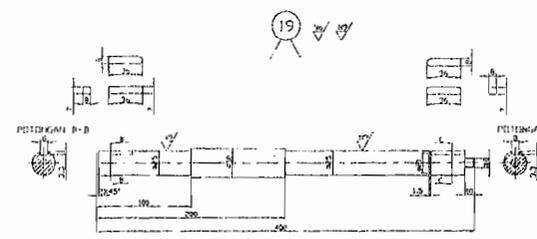
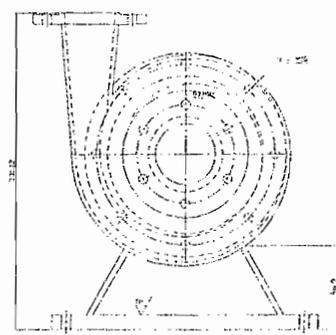
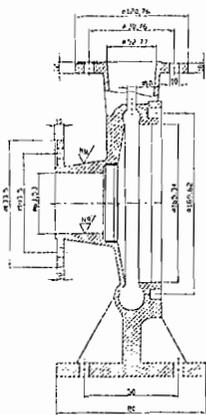
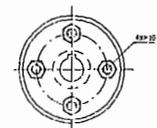
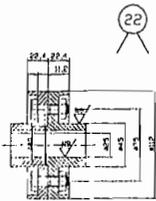
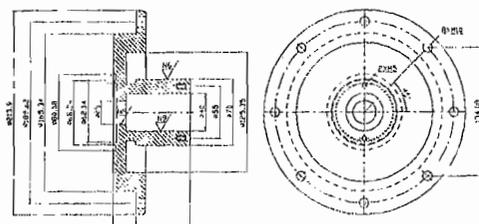
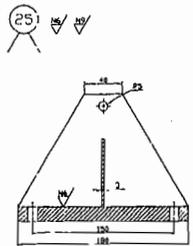
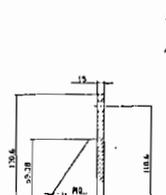
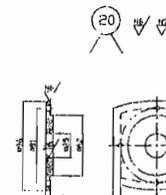
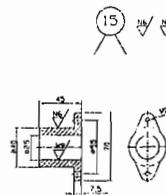
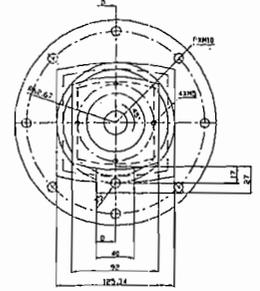
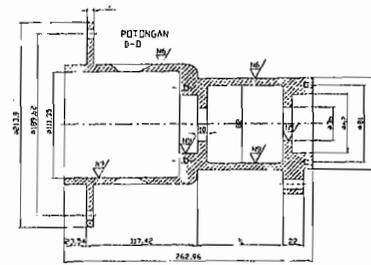
(Satuan : mm)

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

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



SKALA 1 : 1



No	Jml	Nama	Behor.	Normalisasi	Keterangan
26	1	SUPPORT FOOT	FF 16		
25	1	SUPPORT FOOT BOLT	S20C	30X35	DIKEL
24	1	BEARING	S307	30X35	DIKEL
23	1	FRAM HOPING	S307		
22	1	WOPING	FC20		
21	4	WOPING BOLT	S20C		HD
20	4	BEARING COVER	FC20		
19	1	IMPELLER	S20C		
18	2	BEARING	S20C		
17	2	BEARING COVER PIR	S20C	6X20	DIKEL
16	2	GL-HD BOLT	S2-C		HD
15	1	PEKERJAAN PANGK	FC20		
14	6	PANGK	ASBESTOS		DIKEL
13	1	CASING COVER II	FC 8		
12	8	SHO BOLT	S20C		HD
11	1	CASING COVER II	FC20		
10	1	DISCHARGE PIPE	FC20		
9	1	BOUT PANGK	S20C		HD
8	1	SLUBANG PENGEMBANG			
7	1	PASAK IMPELLER	S20C		
6	1	WAP RING II	FC20		HD
5	1	DISCHARGE PIPE	FC20		
4	1	INTERNAL NUT	SPT		HD
3	1	WEAR RING I	FC20		HD
2	1	CASING COVER I	FC20		
1	1	IMPELLER	BD		



BERITA ACARA SEMINAR TGA / SKRIPSI

Telah diselenggarakan Seminar TGA / Skripsi Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

Nama : Robertus Aris K

N I M : 995214001

Jurusan : Jurusan Teknik Mesin

Fakultas : Teknik Univ. Sanata Dharma
Yogyakarta

Judul :
Rancang pompa air bersih untuk industri

Hari / Tgl : Kamis, 10 Juni 2004

Tempat : 2.06

Pukul : 15.00 WIB

Pemb I / II : Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.

Tanda Tangan

Dihadiri Dosen

1 FA. Rusdi Sambada

Tanda Tangan

2 _____

Tanda Tangan _____

3 _____

Tanda Tangan _____

4 _____

Tanda Tangan _____

5 _____

Tanda Tangan _____



DAFTAR HADIR SEMINAR TGA / SKRIPSI

Nama : Robertus Aris K
NIM : 995214001
Jurusan : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik Univ. Sanata Dharma
Yogyakarta
Judul :
(Rancang pompa air bersih untuk industri)

Pembim TGA : Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.
Hari / Tgl : Kamis, 10 Juni 2004
Tempat : 2.06
Pukul : 15.00 WIB

No	NIM	Nama	Tanda Tangan
1	955214093	AMBAK	1
2	005214028		2
3	995214064	Yeto	3
4	995214062		4
5	015214096	A. WISNU SANTAYA	5
6	015214097	Anton	6
7	015214095	Art	7 Ari
8	015114034	Indra	8
9	015114033	INDRENS	9
10	995214081	KUSTONTO	10
11	995214059	Siti Rono .w	11
12	025314011	Venansius Chris H. Adi	12
13	995114020	Didik Herwanto	13
14	995214017	P. Danis Woro B.M	14
15	995214002	Riska	15
16			16
17			17
18			18
19			19
20			20
21			21
22			22
23			23
24			24
25			25



JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA

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

LEMBAR KONSULTASI TUGAS AKHIR

Nomor : 373 FT USD TM / September 2003

Diberikan kepada :
 Nama Mahasiswa : Robertus Aris K
 Nomor Mahasiswa : 995214001
 NIRM : 99005112310120001
 Jurusan : TEKNIK MESIN
 Fakultas : TEKNIK
 Matakuliah : Pompa dan Kompresor
 Judul / naskah soal :

Rancang kembali sebuah pompa yang anda terima di tempat kerja praktik (uji lighting). Modifikasi diijinkan dengan alasan yang benar. Perancangan disertai dengan gambar rinci.

Tanggal dimulai : 29 September 2003
 Pembimbing Utama : Dwi Indana, Dkk
 Pembimbing Kedua : Yosel Agung / S.EMM



O TGL URAIAN KETERANGAN LAMPIRAN

4/5 ⁰⁴	*. perbaiki / tunda lah yang saran? & dituliskd. * Δ hand perhitungannya; bend impeler dituliskd lagi; kecip. gaya axial (hal 65); Cara yg. dijilid ent. kehangat di gaya axial; satuan waktu det \rightarrow sec.; penentuan jul He. sebelum H_g (hal 60); dll.	Jurusan
25/5 ⁰⁴	Efisiensi hand perbiting akhir di cek kembali.	Jurusan
2/6 ⁰⁴	Gambar di gambar	Jurusan
21/6 ⁰⁴	Gambar dicermati lagi, msb. ada blnp. hal yg. hrs. dituliskd lagi	Jurusan
24/6 ⁰⁴	Gambar dicermati lagi	Jurusan
28/6/04	Gambar diperbaiki, bln sdh. selesai spt.	Jurusan