

**POMPA SENTRIFUGAL
POROS MENDATAR, IMPELER SETENGAH TERBUKA
KAPASITAS 60 m³/ jam, HEAD 30 m**

TUGAS AKHIR

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



Disusun oleh :

PETRUS AGUNG SETYAWAN

NIM : 995214088

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

2006



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

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

No: 495 / FT .USD / TM / Februari / 2005

NAMA : Petrus Agung Setyawan
NIM : 995214088
Program Studi : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik , Univ. Sanata Dharma Yogyakarta
Judul TGA :

Rancang sebuah pompa sentrifugal dengan data perancangan sebagai berikut : H: 30 m, Q : 60 m³/ jam. Poros mendaftar , impeler semi open.
Perancangan dengan gambar rinci yang diperlukan.

Tanggal dimulai : 23 Februari 2005

Pembimbing II

Ir. FX. Agus Unggul Santoso

Yogyakarta , 24 Februari 2005

Pembimbing I

Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA

HALAMAN PERSETUJUAN PEMBIMBING

TUGAS AKHIR

**POMPA SENTRIFUGAL
POROS MENDATAR, IMPELER SETENGAH TERBUKA
KAPASITAS 60 m³/jam, HEAD 30 m**

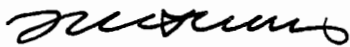
Oleh :

Petrus Agung Setyawan

NIM : 995214688

Telah disetujui oleh :

Pembimbing I



(Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA)

Pembimbing II



(Ir. FX. Agus Unggul Santoso)

**HALAMAN PENGESAHAN
TUGAS AKHIR**

**POMPA SENTRIFUGAL
POROS MENDATAR, IMPELER SETENGAH TERBUKA
KAPASITAS 60 m³/jam, HEAD 30 m**

Dipersiapkan dan ditulis oleh :

Petrus Agung Setyawan

NIM : 995214088


Telah dipertahankan didepan Panitia Penguji

Pada tanggal : 23 Januari 2006

Dan dinyatakan memenuhi syarat

Susunan Panitia Penguji

Ketua : Ir. P.K Purwadi M.T.
Sekretaris : Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.
Anggota : Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA
Anggota : Ir. FX. Agus Unggul Santoso



Handwritten signatures of the panel members, including the names of the Chairman, Secretary, and two members.

Yogyakarta, Januari 2006

Fakultas Teknik
Universitas Sanata Dharma
Dekan



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

PERNYATAAN KEASLIAN KARYA

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

Yogyakarta, Januari 2006

Petrus Agung Setyawan

Tanda Tangan dan Nama Terang

MOTTO

“My Golden Word”

“Takut akan tuhan adalah permulaan segala ilmu, hanya orang bodoh yang menghina hikmat dan didikan”^(Amsl 1:7)

“Belajarlah untuk mengatakan YA bila YA dan TIDAK bila TIDAK”

“Jangan pernah meninggalkan masa lalu, sebab itulah sejarahmu, karena itulah bukti kenyataan, keberadaan serta kebesaranmu”

“Hanya orang bijaklah yang mau meninggalkan warisan bagi anak cucu dan keturunannya, karena itulah bukti nyata apa yang telah kamu lakukan didunia untuk kemuliaan-Nya”

“Ketahuilah yang jahat untuk kebenaran, dan jangan menggunakan kebenaran untuk kejahatan”

“Mulailah hidupmu selalu dengan CINTA, sebab itulah kamu akan tahu mana yang baik dan mana yang tidak baik”

“Tetap berusaha, pantang menyerah, self confidence, jangan menganggap remeh, selau berdoa dan tetap percaya bahwa YESUSlah penolong dan juru selamatku”

Karya Ini Kupersembahkan

Kepada Tuhan dan Allahku... yang telah memberi hidup, melindungi , membimbing dan mencurahkan rahmat dan kasihNya dalam karya hidupku ini.

Kepada Juru Selamatku

+YESUS KRISTUS+

Kepada *BUNDA MARIA*, yang selalu memberikan saya kekuatan dan selalu mendoakanku

“Kepada Bapak dan ibuku tercinta yang telah memberikan segalanya yang terbaik buatku, memberikanku semangat untuk selalu menjadi orang yang berguna, mendoakanku, menyayangiku, menasehatiku dan banyak jasa diberikan kepadaku yang tidak bisa kubalas (trima kasih buat orang tua yang selalu menyayangi anaknya) Alm. Kakek dan Nenekku yg telah memberikan kenangan indah serta nasehatnya yang luhur”

“Keluarga besarku tempat aku bertumbuh, Kakakku LILIK (Maz LiZ), adikku Daniel (DoDo) yang selalu menjadi pendukung setiaku dan yang selalu mendoakanku, mba’Enna & Ratih yang mengingatkan saya untuk cepat lulus serta Saudaraku dan Keluarga besarku yang tidak bisa kusebutkan disini, Someone spesial (Agnes Luciana S.Pd.) yang telah memberikanku semangat untuk mengerjakan tugas akhir dan banyak memberi dorongan serta pengertian dan perhatiannya juga kasihnya.”

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur yang selimpah-limpahnya penulis panjatkan kepada Allah Bapa yang bertahta di dalam kerajaan surga atas berkat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “*Centrifugal Pump: Horisontal Shaft, Semi Open Impeller, Capacity 60 m³/hour, Head 30 m*” ini dengan lancar.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu syarat yang harus dipenuhi untuk menyelesaikan studi strata-I di Fakultas Teknik Jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

Harapan penulis agar tulisan ini dapat bermanfaat untuk perkembangan dalam hal perancangan elemen-elemen mesin, serta dapat menambah pengetahuan bagi mahasiswa. Penulis menyadari bahwa penyusunan Tugas Akhir ini tidak mungkin terlaksana tanpa bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak. Dengan terwujudnya Tugas Akhir ini penulis mengucapkan banyak terima kasih kepada :

1. Bapak and Ibuku selaku orang tua yang telah memberi dukungan moril dan materiil demi kelancaran studi dan selesainya Tugas Akhir ini.
2. Dr. Paulus Suparno S.J., MST., selaku Rektor Universitas Sanata Dharma.
3. Ir. Greg. Heliarko, S.J., S.S., B.S.T., M.A., M.Sc., selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.
4. Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T., selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.
5. Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA., selaku Dosen Pembimbing utama dalam penyusunan Tugas Akhir ini.

6. Ir. FX. Agus Unggul Santoso, selaku Dosen pembimbing kedua yang telah memberikan bimbingan dalam menyelesaikan penulisan ini.
7. Sekretariat Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma, yang telah membantu dalam penyelenggaraan berlangsungnya ujian pendadaran Tugas Akhir ini.
8. Bapak I Gusti Ketut Puja, S.T.,M.T. selaku dosen pembimbing akademik dan semua dosenku di Sanata Dharma yang telah memberikan dukungan dan dorongan belajar kepada penulis.
9. Kakaku dan adikku yang selalu mendukungku dan mendoakanku, Agnes Luciana S.Pd., Erna, Ratih yang selalu memberikan semangat dan dorongan.
10. Teman-teman Teknik Mesin, teman-teman kos dan semua pihak yang telah memberikan bantuan serta dukungan sehingga penyusunan Tugas Akhir ini dapat terselesaikan.

Akhir kata penulis mengharapkan semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat dan memberikan tambahan ilmu serta pengetahuan tentang pompa bagi penulis pada khususnya dan bagi para pembaca pada umumnya. Dengan senang hati penulis akan menerima segala kritik dan saran yang bersifat membangun demi tercapainya kesempurnaan Tugas Akhir ini.

Yogyakarta, 8 Januari 2006

Petrus Agung Setyawan

DAFTAR ISI

	Halaman
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR GAMBAR	vii
DAFTAR TABEL	ix
DAFTAR LAMBANG / NOTASI	x
INTISARI	xiii
ABSTRACT	xiv
 BAB I PANDAHULUAN	
1.1 Pengertian Dasar Pompa.....	1
1.2 Klasifikasi Pompa	1
1.3 Pembatasan Masalah.....	10
1.4 Prinsip Kerja Pompa.....	11
 BAB II DASAR PERENCANAAN POMPA	
2.1 Perancangan Pompa.....	13
2.2 Pemilihan Jenis Pompa	14
2.3 Kecepatan Spesifik.....	15
2.4 Penentuan Jumlah Tingkat Pompa.....	17
2.5 Daya Pemompaan.....	18

DAFTAR ISI



	Halaman
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR GAMBAR	vii
DAFTAR TABEL	ix
DAFTAR LAMBANG / NOTASI	x
INTISARI	xiii
ABSTRACT	xiv
BAB I PANDAHULUAN	
1.1 Pengertian Dasar Pompa	1
1.2 Klasifikasi Pompa	1
1.3 Pembatasan Masalah	10
1.4 Prinsip Kerja Pompa	11
BAB II DASAR PERENCANAAN POMPA	
2.1 Perancangan Pompa	13
2.2 Pemilihan Jenis Pompa	14
2.3 Penentuan Jumlah Tingkat Pompa	15
2.4 Kecepatan Spesifik	15
2.5 Daya Pemompaan	18

BAB III PERANCANGAN IMPELER

3.1 Pengertian Impeler.....	21
3.2 Jenis-Jenis Impeler.....	22
3.3 Pemilihan Bahan Impeler.....	24
3.4 Ukuran-Ukuran Utama Impeler.....	24
3.5 Perancangan Ukuran-Ukuran Utama Impeler.....	25
3.5.1 Diameter Poros (D_s)	25
3.5.2 Diameter Hubung (D_H) Dan Diameter Flens Hisap (D_{SU})	28
3.5.3 Diameter Mata Impeler (D_O)	29
3.5.4 Segitiga Kecepatan	30
3.6 Sudu Impeler	38
3.6.1 Sudu	38
3.6.2 Perencanaan Sudu	39
3.6.3 Jumlah Sudu (Z).....	43
3.6.4 Faktor Kontraksi Dan Tebal Sudu	44
3.6.5 Lebar Sudu	45
3.6.6 Melukis Lebar Sudu	46

BAB IV PERANCANGAN RUMAH POMPA

4.1 Pendahuluan	48
4.2 Perancangan Rumah Pompa	42
4.3 Nosel Buang	43

4.4 Penentuan Bahan Rumah Pompa	54
BAB V PERANCANGAN POROS	
5.1 Poros	55
5.2 Tinjauan Beban Poros.....	56
5.2.1 Berat Impeler.....	56
5.2.2 Berat Poros.....	59
5.2.3 Gaya Aksial.....	61
5.2.4 Mengatasi Gaya Aksial.....	65
5.2.5 Gaya Radial.....	65
5.2.6 Perhitungan Poros.....	67
5.2.7 Pemilihan Bahan Poros.....	69
5.3 Konsentrasi Tegangan Poros.....	70
5.4 Defleksi Puntiran.....	74
5.5 Defleksi Lenturan Poros.....	75
5.6 Putaran Kritis.....	76
BAB VI ELEMEN PENDUKUNG POMPA	
6.1 Kotak Paking (<i>Stuffing Box</i>).....	78
6.2 Pasak.....	80
6.3 Kopling.....	82
BAB VII KARAKTERISTIK POMPA	
7.1 Pendahuluan.....	92
7.2 Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas Dengan Head.....	92

7.2.1 Head Euler's (H_{100}).....	93
7.2.2 Head Teoritis (H_t).....	93
7.2.3 Head Aktual (H_{akt}).....	94
7.3 Karakteristik Pompa Hubungan Daya Dan Efisiensi	
Terhadap Kapasitas.....	100
7.3.1 Daya Kuda Fluida.....	101
7.3.2 Daya Kuda Untuk Mengatasi Kebocoran (h_{pL}).....	102
7.3.3 Daya Kuda Untuk Mengatasi Gesekan Cakra (h_{pDF}).....	102
7.3.4 Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Mekanis (h_{pM}).....	103
7.3.5 Daya Kuda Rem (bhp).....	104
BAB VIII KESIMPULAN DAN PENUTUP	
8.1 Kesimpulan.....	107
8.2 Penutup.....	109
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

	Halaman
Gambar 1.1 Klasifikasi Pompa Dinamis.....	2
Gambar 1.2 Klasifikasi Pompa Perpindahan Positif.....	3
Gambar 1.3 Pompa Sentrifugal.....	4
Gambar 1.4 Pompa Aliran Campur Mendatar.....	5
Gambar 1.5 Pompa Aliran Aksial Mendatar.....	5
Gambar 1.6 Pompa Volut.....	6
Gambar 1.7 Pompa Difuser.....	7
Gambar 1.8 Bagian Aliran Fluida Didalam Pompa Sentrifugal.....	12
Gambar 2.1 Grafik Penentuan Jenis Pompa.....	14
Gambar 2.2 Jenis-jenis Impeler Berdasarkan n_s	16
Gambar 2.3 Randemen Efektif (η_e).....	18
Gambar 3.1 Jenis-jenis Impeler.....	23
Gambar 3.2 Ukuran-ukuran Utama Impeler.....	24
Gambar 3.3 Harga Kecepatan Pada Mulut Hisap yang Diijinkan	29
Gambar 3.4 Segitiga Kecepatan Pada Saluran Sudu.....	30
Gambar 3.5 Diagram Segitiga Kecepatan Sisi Masuk.....	33
Gambar 3.6 Diagram Segitiga Kecepatan Sisi Keluar.....	37
Gambar 3.7 Bentuk Sudu	38
Gambar 3.8 Pelukisan Bentuk Sudu	42

Gambar 3.10	Perencanaan Penampang Impeler	47
Gambar 4.1	Dimensi Rumah Keong	48
Gambar 4.2	Perencanaan Rumah Pempa	52
Gambar 5.1	Ukuran Penampang Impeler.....	57
Gambar 5.2	Konstruksi Poros.....	60
Gambar 5.3	Bagian Leher Impeler.....	61
Gambar 5.4	Harga Koefisien Eksperimental Kr	66
Gambar 5.5	Reaksi Pada Bantalan	67
Gambar 5.6	Diagram Pembebanan Pada Poros	69
Gambar 5.7	Faktor Konsentrasi Tegangan β Poros Bulat Pada Pengecilan Diameter Dengan Fillet.....	71
Gambar 5.8	Faktor Konsentrasi Tegangan α Poros Bulat, Dengan Alur Pasak Terhadap Fillet.....	72
Gambar 6.1	Gland Yang Terbelah Dua.....	78
Gambar 6.2	Kopling Flens Kaku.....	83
Gambar 7.1	Grafik Hubungan Kapasitas (Q) Dengan Head (H).....	100
Gambar 7.2	Grafik Hubungan Kapasitas (Q), Daya (HP), Efisiensi (η_p)....	106

DAFTAR TABEL

	Halaman
Tabel 2.1 Motor Listrik	20
Tabel 3.1 Jari-jari Kelengkungan Sudu	41
Tabel 3.2 Lebar Sudu Terhadap Jari-jari	46
Tabel 4.1 Hasil Perhitungan Rumah Keong	51
Tabel 6.1 Bantalan Bola Sudut.....	88
Tabel 6.2 Faktor V, X, Y dan Xo, Yo.....	89
Tabel 7.1 Hubungan Antara Kapasitas Dengan Head	99
Tabel 7.2 Hubungan Antara Kapasitas, Daya dan Efisiensi	105

DAFTAR NOTASI / LAMBANG

H	= Tinggi tekan, meter
N_s	= Kecepatan spesifik, rpm
n	= Kecepatan putaran, rpm
η	= Efisiensi, (%)
Q	= Kapasitas, m ³ /detik
BHP	= Brake Horse Power, HP
WHP	= Water Horse Power, HP
T	= Torsi/Momen puntir, kg . mm
τ_a	= Tegangan geser ijin, kg/mm ²
σ_B	= Tegangan tarik, kg/mm ²
Pd	= Daya rencana, kW
Q_{th}	= Kapasitas teoritis, ft ³ /detik
Pv	= Daya pemompaan, HP
V	= Kecepatan absolut fluida, m/detik
U	= Kecepatan keliling fluida, m/detik
v	= Kecepatan relatif, m/detik
g	= Gravitasi bumi, m/detik ²
ρ	= Jari-jari kelengkungan, mm
Ra	= Jari-jari lingkaran impeler sisi dalam, mm
Rb	= Jari-jari lingkaran impeler sisi luar, mm
T	= Tebal sudu, mm

b	= Lebar sudu, mm
L	= Panjang, meter
Fr	= Gaya radial, kg
$S.g$	= Berat jenis fluida, lb/ft ³
W	= Berat, kg
F	= Gaya/beban, kg
γ	= Berat jenis bahan, kg/mm ³
G	= Modulus geser, kg/mm ²
θ	= Defleksi puntiran, (°)
Y_{maks}	= Defleksi lenturan, (°)
N_{CR}	= Putaran kritis, rpm
M	= Momen lengkung, kg . mm
τ_{maks}	= Tegangan geser maksimum, kg/mm ²
P_T	= Tekanan fluida dibagian belakang impeler, kg/mm ²
P_O	= Tekanan fluida dibagian depan impeler, kg/mm ²
F_a	= Gaya aksial, kg
w	= Berat fluida, kgf/detik
F_m	= Gaya aksial akibat momentum, kg
S	= Tebal paking, mm
h	= Panjang paking mm
h_1	= Jarak antara permukaan paking dengan kotak paking, mm
F_p	= Gaya tekan pada paking, kg
F_b	= Gaya tekan baut, kg

α	= Sudut antara kecepatan absolut V dengan kecepatan keliling U , ($^{\circ}$)
β	= Sudut antara kecepatan absolut v dengan kecepatan keliling U , ($^{\circ}$)
V_r	= Kecepatan radial, m/detik
D	= Diameter, meter
i	= Tingkat
D_H	= Diameter hubung, mm
Z	= Jumlah sudu impeler
β_m	= Sudut rata-rata ($^{\circ}$)
ϵ	= Faktor koreksi
S_{f1}	= Faktor keamanan poros pejal
S_{f2}	= Faktor keamanan poros beralur pasak dan tangga
K_{u2}	= Faktor peripheral dari kecepatan keluar
d	= Discharge
K_r	= Koefisien eksperimental
K_m	= Faktor koreksi momen lengkung
K_t	= Faktor koreksi momen puntir
DF	= Gesekan cakera (<i>Disk Friction</i>)
M	= Mekanis
H	= Hidraulis
th	= Theoritis

INTISARI

Pompa yang dirancang ini adalah pompa sentrifugal yang terdiri dari satu tingkat dengan kapasitas (Q) = 60 m³/jam, head pemompaan (H) = 30 m, dengan putaran motor listrik sebagai penggerak (n) = 3000 rpm. Jenis impeler yang digunakan adalah impeler jenis setengah terbuka dengan bahan baja karbon cor dan jumlah sudu impelernya 5 buah. Dalam skripsi ini, pompa sentrifugal dirancang untuk mengalirkan zat cair yang mengandung benda padat/pasir.

Secara umum cara kerja pompa dalam perancangan ini adalah daya dari motor penggerak yang dihubungkan ke poros pompa, sehingga impeler dalam rumah pompa berputar menyebabkan perbedaan tekanan antara sisi hisap dan sisi tekan. Fluida memasuki impeler secara aksial didekat poros dan mempunyai energi, baik energi kinetik maupun energi potensial yang diberikan padanya oleh sudu-sudu. Karena gaya sentrifugal, zat cair mengalir dari tengah impeler keluar melalui saluran diantara sudu-sudu kemudian ditampung dalam rumah volut dan disalurkan keluar melalui difuser.

ABSTRACT

The designing pump is a single stage centrifugal pump with 60 m³/hour in capacity (Q), 32 m in head (H) and input rotation from a motor electric (n) = 3000 rpm. The impeller that's used is half opened using carbonized steel cast and the amount of impeller blade is 5 PCs. In this script, pump is designed for a slurry service.

Generally working of pump in this design is that power of engine to joint the axis pump, then impeller rotate and it would cause the different of pressure between suction and discharge. Fluids enter the impeller in axial way near shaft and have an energy, both kinetic energy and potential energy, this energy will impact the blade. Because centrifugal force, the liquid would flows middle of impeller through out between blades of impeller and than the liquid would be received in volute of pump and would be through out of diffuser.

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 PENGERTIAN DASAR POMPA

Pompa merupakan suatu mesin kerja fluida yang berfungsi untuk memindahkan atau mengalirkan zat cair atau fluida cair dari tempat yang satu ke tempat yang lain. Dengan adanya perbedaan tekanan antara di luar dan di dalam pompa, zat cair akan mengalir melalui saluran masuk (*suction*) dan dikeluarkan melalui saluran tekan (*discharge*). Penggunaan pompa biasanya berdasarkan pada sifat dan karakteristik zat cair yang akan dipompakan. Perlu diperhatikan juga bahan-bahan atau material yang terkandung dalam zat cair tersebut. Tambahan tenaga aliran dapat digunakan untuk mengangkat fluida tak mampu mampat (*incompressible fluid*) dari permukaan yang rendah ke permukaan yang tinggi atau untuk mengalirkan fluida tak mampu mampat dari daerah tekanan rendah ke suatu daerah tekanan tinggi. Jika pompa dioperasikan maka akan terdapat perbedaan tekanan diantara bidang hisap dan bidang tekan pada elemen penggerak. Elemen penggerak ini dapat berupa piston atau impeler.

1.2 KLASIFIKASI POMPA

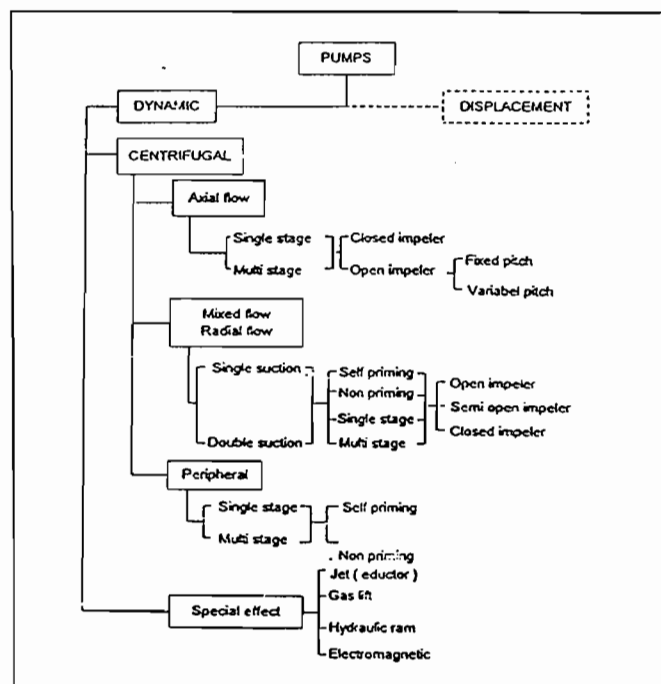
Berdasarkan cara pembangkitan tekanannya, pompa dikelompokkan dalam dua bagian yaitu “*Dynamic Pumps* dan *Positive Displacement Pumps*”. Pada *Displacement pumps* pembangkitan tekanannya dilaksanakan dengan perubahan volume, sedang pada *Dynamic pumps* pembangkitan tekanannya diperoleh

melalui penambahan tekanan kinetik pada impeler atau baling-baling dari pembelokan arus aliran fluida.

1.2.1 Pompa Dinamis (*dynamic pumps*)

Tekanan yang dihasilkan oleh pompa ini dibangkitkan dengan mengubah energi kinetik yang diterima fluida sehingga putaran ini akan menghasilkan tekanan yang lebih tinggi. Jenis pompa yang termasuk jenis ini adalah :

- Pompa sentrifugal (*centrifugal pumps*)
- Pompa aliran aksial (*axial pumps*)
- Pompa aliran campur (*mixed pumps*)

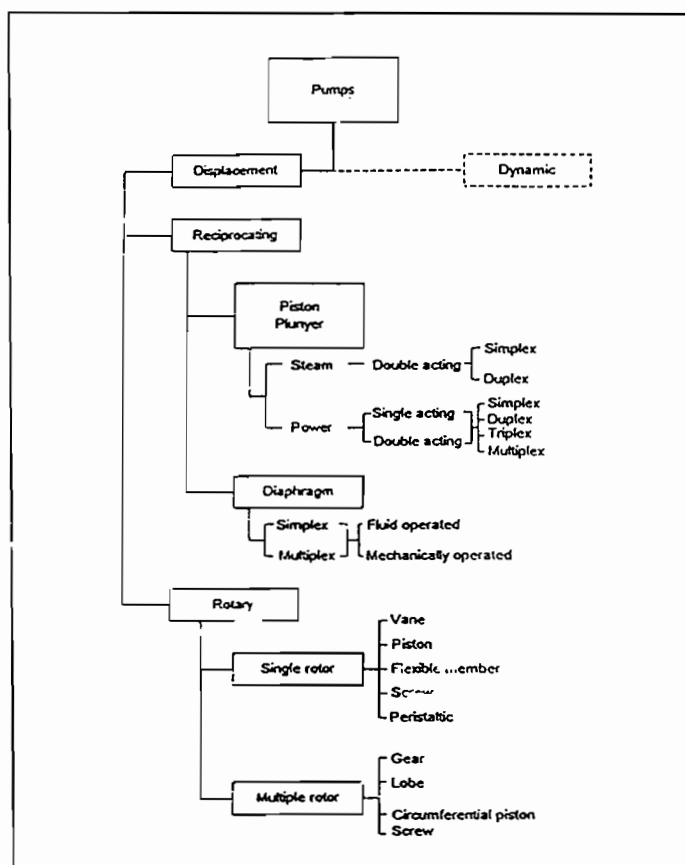


Gambar 1.1 Klasifikasi Pompa Dinamis
(Sumber : Karrasik, 1997, hal. 1.2)

1.2.2 Pompa Perpindahan Positif (*positive displacement pumps*)

Gerakan dari rotor atau piston akan mengakibatkan tekanan hampa (*vacuum pressure*) pada bagian hisap (*suction*) dan tekanan positif (*positive pressure*) pada bagian tekan (*discharge*) sehingga dapat mengalirkan atau menaikkan fluida. Jenis pompa yang termasuk didalam pompa perpindahan positif adalah :

- Pompa torak (*reciprocating pumps*)
- Pompa rotary (*rotary pumps*)



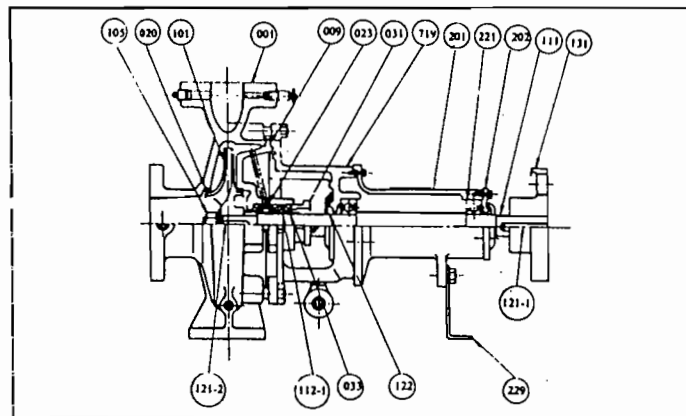
Gambar 1.2 Klasifikasi Pompa Perpindahan Positif
(Sumber : Karrasik,1997, hal, 1.3)

Menurut konstruksi pompa, pompa sentrifugal dapat dibedakan menjadi berbagai jenis antara lain : (*Sularso & H, Tahara, 2000 : 75 – 90*)

1. Klasifikasi menurut jenis pompa

a. Pompa sentrifugal

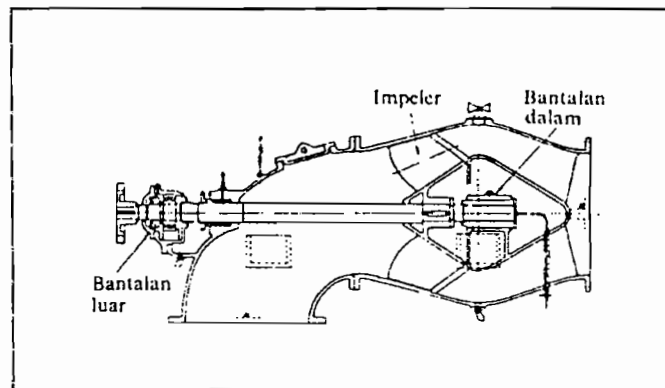
Pompa sentrifugal mempunyai konstruksi sedemikian rupa sehingga aliran zat cair yang keluar dari impeler akan melalui suatu bidang tegak lurus poros pompa.



Gambar 1.3 Pompa Sentrifugal
(Sumber : Sularso & H.Tahara, 2004, hal, 75)

b. Pompa aliran campur

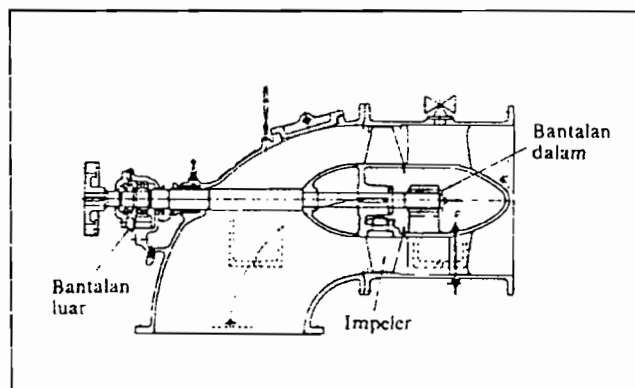
Pompa jenis ini aliran yang meninggalkan impeler akan bergerak sepanjang permukaan kerucut.



Gambar 1.4 Pompa aliran campur mendatar
(Sumber : Sularso & H.Tahara, 2004, hal, 76)

c. Pompa aliran aksial

Aliran zat yang meninggalkan impeler akan bergerak sepanjang permukaan silinder keluar.

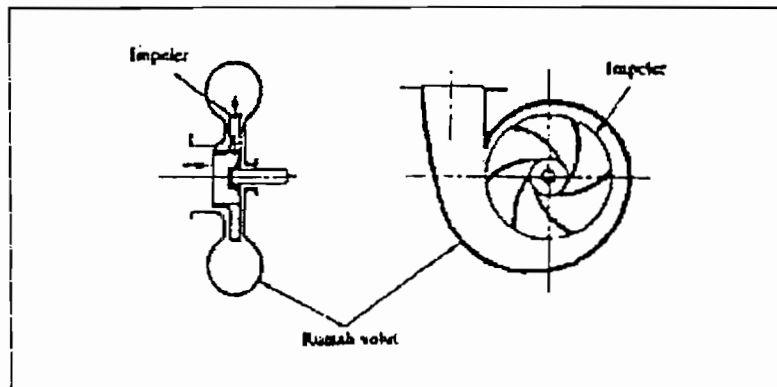


Gambar 1.5 Pompa aliran aksial mendatar
(Sumber : Sularso & H.Tahara, 2004, hal, 76)

2. Klasifikasi menurut bentuk rumah

a. Pompa Volut

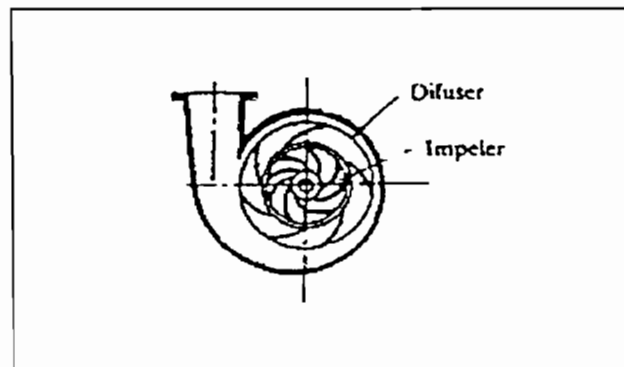
Bentuk rumah pompanya seperti rumah keong (*volute*) dimana zat cair dari impeler secara langsung dibawa kerumah volut, sehingga kecepatan aliran keluar bisa dikurangi dan dihasilkan kenaikan tekanan.



Gambar 1.6 Pompa Volut
(Sumber : Sularso & H.Tahara, 2004, hal, 7)

b. Pompa difuser

Pompa ini merupakan pompa sentrifugal yang dilengkapi dengan sudu difuser disekeliling impeller yang berfungsi memperbaiki efisiensi pompa dan memperkuat rumah. Konstruksi ini sering dipakai pada pompa besar dengan head tinggi, juga dipakai pompa bertingkat banyak karena aliran dari satu tingkat berikutnya dapat dilakukan tanpa menggunakan rumah volut.



Gambar 1.7 Pompa Difuser
(Sumber : Sularso & H.Tahara, 2004, hal, 8)

c. Pompa aliran campur

Pompa ini mempunyai impeler jenis aliran campur dan sebuah rumah volut. Pompa ini tidak mempergunakan sudu-difuser tetapi dipakai saluran yang lebar untuk mengalirkan zat cair, sehingga pompa ini tidak mudah tersumbat oleh benda asing yang terisap, maka pompa ini sesuai untuk air limbah.

3. Klasifikasi menurut jumlah tingkat

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

Pompa ini hanya mempunyai satu impeler sehingga head yang dihasilkan dari satu impeler relatif rendah.

b. Pompa bertingkat banyak (*multi stage pumps*)

Pompa ini menggunakan beberapa impeler dalam satu poros yang dipasang berderet. Zat cair yang keluar dari impeler pertama masuk ke impeler berikutnya dan seterusnya hingga impeler yang terakhir. Head

total dari pompa ini adalah merupakan jumlah dari head yang dihasilkan oleh masing-masing impeler sehingga relatif tinggi.

4. Klasifikasi menurut jenis impeler

a. Impeler terbuka

Impeler jenis ini tidak ada dindingnya didepan maupun dibelakang. Bagian belakang ada sedikit dinding yang disisakan untuk memperkuat sudu. Jenis sudu yang demikian digunakan untuk pemompaan zat cair yang sangat banyak mengandung kotoran.

b. Impeler setengah terbuka

Impeler jenis ini disebut sisi masuk (depan) dan tertutup sebelah belakangnya. Impeler jenis ini cocok untuk pemompaan zat cair yang sedikit mengandung kotoran.

c. Impeler tertutup

Sudu-sudu ditutup oleh kedua dinding yang merupakan satu kesatuan. Jenis ini dipakai untuk pemompaan zat cair bersih (air bersih).

5. Klasifikasi menurut letak poros

a. Pompa dengan poros mendatar (*horizontal*)

b. Pompa dengan poros tegak (*vertikal*)

6. Klasifikasi menurut sisi masuk impeler

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

Pompa ini mempunyai satu sisi masuk (*suction*) untuk mengalirkan zat cair.

Banyak dipergunakan karena konstruksinya sederhana.

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

Pompa ini mempunyai dua sisi masuk untuk mengalirkan zat cair. Impeler pada pompa ini pada dasarnya sama dengan dua buah impeler pompa hisapan tunggal yang dipasang bertolak belakang, serta dipandang sebagai pompa yang memiliki dua buah impeler secara sejajar (*parallel*).

7. Klasifikasi menurut head (tinggi – tekan)

a. Pompa dengan head rendah

Jika head maksimalnya 15 meter, biasanya pompa jenis volut dan tidak menggunakan ring difuser.

c. Pompa dengan head menengah

Head yang ada biasanya mencapai 40 meter, dan biasanya menggunakan ring difuser.

d. Pompa dengan head tinggi

Head pompa bias mencapai lebih dari 40 meter, biasanya menggunakan *multi stage*.

8. Klasifikasi menurut belahan rumah

a. Pompa dengan belahan mendatar

b. Pompa dengan belahan rumah radial

c. Pompa jenis berderet

9. Pompa jenis tumpuan sumbu

Mempunyai kaki yang diperpanjang sampai setinggi sumbu poros untuk menumpu rumah agar sumbu poros tidak berubah saat terjadi pemuaian pada rumah.

10. Klasifikasi pompa jenis khusus
 - a. Pompa dengan motor benam
 - b. Pompa motor berselubung
 - c. Pompa sesumbu
 - d. Pompa memancing sendiri
 - e. Pompa proses
 - f. Pompa pasir
 - g. Pompa bebas sumbatan

1.3 PEMBATAAN MASALAH

Dalam perancangan ini banyak sekali persoalan dan permasalahan yang harus dibahas, untuk itu penulis perlu membatasi masalah dalam pembahasan perancangan ini.

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

1.4 PRINSIP KERJA POMPA

Dalam tugas akhir ini akan dirancang sebuah pompa sentrifugal (*centrifugal pumps*) poros mendatar dengan impeler semi open.

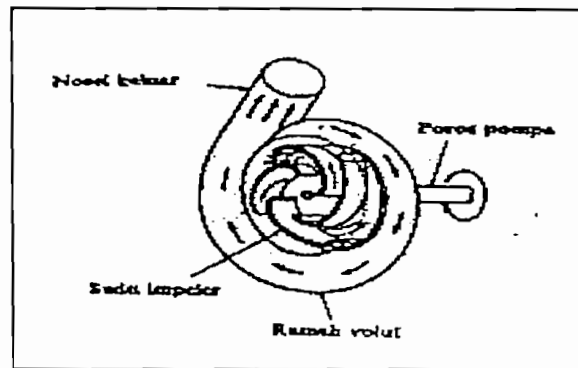
Data-data yang diberikan :

- Head pompa (H) = 30 m
- Kapasitas pompa (Q) = 60 m³/jam

Dalam pengklasifikasian jenis pompa, pompa sentrifugal termasuk dalam jenis pompa dinamis, maka perancangan pompa akan dipilih jenis pompa dinamis, dalam hal ini pemilihan pompa akan dibahas lebih lanjut pada bab selanjutnya.

Pompa sentrifugal terdiri dari satu impeler (baling-baling) atau lebih yang dilengkapi dengan sudu-sudu dan diselubungi dengan rumah (*casing*). Zat cair (fluida cair) memasuki impeler secara aksial didekat poros dan mempunyai energi, baik energi kinetik maupun energi potensial yang diberikan padanya oleh sudu-sudu.

Daya dari luar (penggerak) diberikan pada poros pompa untuk memutar impeler, maka zat cair yang berada didalam impeler oleh dorongan sudu-sudu ikut berputar. Karena timbul gaya sentrifugal maka zat cair mengalir dari tengah impeler keluar melalui saluran diantara sudu-sudu. Pada pompa sentrifugal dapat mengubah energi mekanik dalam bentuk kerja poros menjadi energi fluida. Energi inilah yang mengakibatkan penambahan head tekanan, head kecepatan dan head potensial pada zat cair yang mengalir secara kontinyu.



**Gambar 1.8 Bagian aliran fluida didalam Pompa sentrifugal
(Sumber : Sularso & H.Tahara, 2004, hal, 4)**

Disini head tekanan zat cair lebih tinggi. Demikian pula head kecepatan bertambah besar karena zat cair mengalami percepatan. Zat cair yang keluar dari impeler ditampung oleh saluran berbentuk volute (spiral) dan disalurkan keluar pompa melalui nosel. Didalam nosel ini sebagian head kecepatan aliran diubah menjadi head tekanan.

Jadi impeler pompa berfungsi memberikan kerja kepada fluida sehingga energi yang dikandung fluida menjadi bertambah lebih besar. Selisih energi persatuan berat atau head total zat cair antara flens hisap dan flens keluar disebut head total pompa.

BAB II
DASAR PERENCANAAN POMPA

2.1. PERANCANGAN POMPA

Dalam merancang sebuah pompa dibutuhkan data yang harus dipenuhi agar hasil perancangan dapat seoptimal mungkin seperti yang diinginkan. Perancangan pompa ini disusun berdasarkan pada ketentuan soal yaitu perancangan sebuah pompa sentrifugal dengan poros mendatar dan impeler semi open disertai data sebagai berikut :

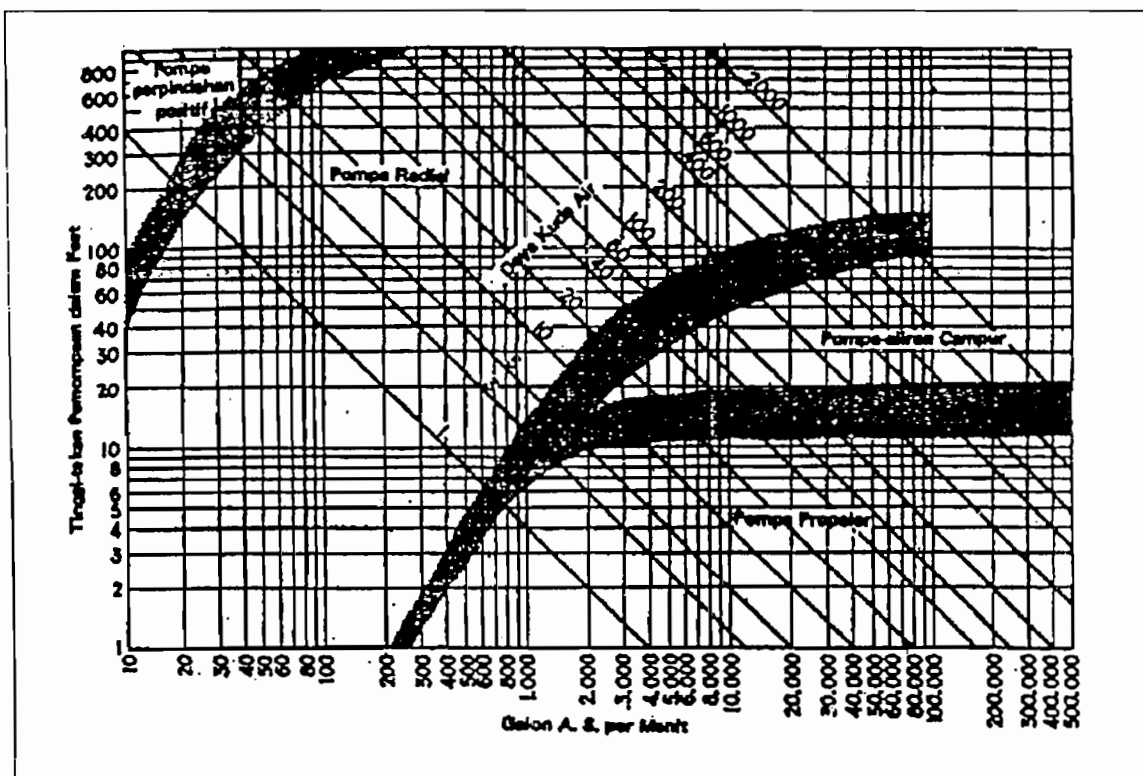
- Head total pompa (H) = 30 m
= 98,438 ft
- Kapasitas pompa (Q) = 60 m³/jam
= 1 m³/menit
= 0,017 m³/detik
= 269,23 GPM
- Fluida kerja = air kotor atau limbah (menyesuaikan bentuk
impeler)

2.2. PEMILIHAN JENIS POMPA

Untuk mengetahui jenis pompa yang akan dirancang sesuai dengan kebutuhan, dapat diketahui berdasarkan hubungan antara kapasitas (gpm) dan head pompa (ft), jenis pompa yang akan digunakan ditunjukkan pada grafik di bawah ini, dengan data-data sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{Kapasitas pompa (Q)} &= 0,017 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 269,23 \text{ GPM} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Head pompa (H)} &= 30 \text{ m} \\ &= 98,438 \text{ ft} \end{aligned}$$



**Gambar 2.1 Grafik penentuan jenis pompa
(Austin H. Church, Pompa dan Blower Sentrifugal, hal. 56)**

Maka dari pembacaan grafik jenis pompa yang digunakan adalah pompa jenis radial (pompa sentrifugal) dengan poros mendatar.

2.3. PENENTUAN JUMLAH TINGKAT POMPA

Penentuan jumlah tingkat pompa yaitu untuk mendapatkan efisiensi pompa yang optimum dengan mendapatkan hubungan antara head tiap jumlah tingkat terhadap kecepatan spesifik. Head tiap tingkat dapat dihitung dengan rumus :

$$H_i = \frac{H}{i} \quad (\text{Fritz Dietzel, 1993, hal. 252})$$

dengan :

H = Head tiap tingkat (m)

H_i = Head yang direncanakan = 30 m

i = Jumlah tingkat

Pompa dengan 1 tingkat

$$H = \frac{30}{1} = 30 \text{ m}$$

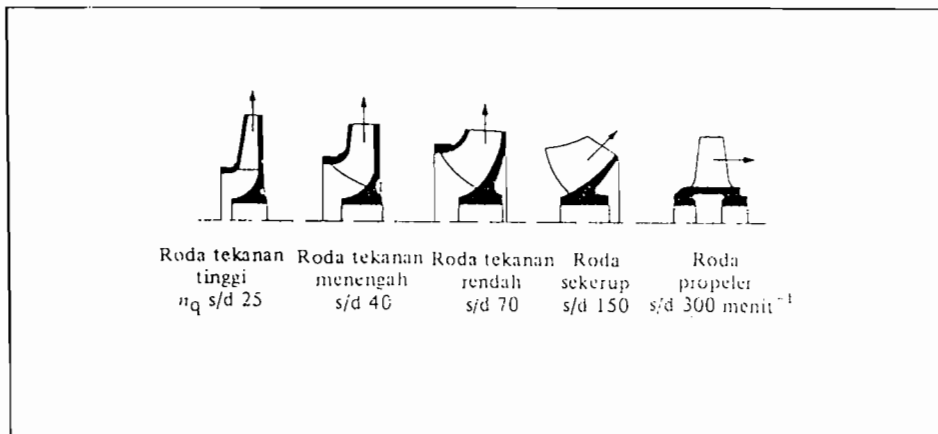
2.4. KECEPATAN SPESIFIK

Kecepatan spesifik didefinisikan sebagai kecepatan dalam putaran per menit pada suatu pompa dimana suatu impeler akan beroperasi, bila secara proporsional ukurannya diperkecil, dapat memberikan kapasitas teruji (*rating*) sebesar 1 gpm pada tinggi tekan total sebesar 1 ft. (*Austin H. Church, hal 48*)

Jenis-jenis impeler menurut daerah kecepatan spesifik (*Fritz Dietzel, hal. 249*) dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

1. Impeler putaran pelan, impeler tekanan tinggi, impeler radial $n_q = 10$ sampai 30 menit^{-1} .

2. Impeler putaran menengah (medium), impeler tekanan menengah $n_q = 30$ sampai 60 menit^{-1} .
3. Impeler putaran cepat. Impeler sekrup $n_q = 50$ sampai 150 menit^{-1} .
4. Impeler putaran cepat, impeler propeller dan impeler aksial $n_q = 110$ sampai 500 menit^{-1} .



Gambar 2.2 Jenis-jenis impeler berdasarkan n_s (Fritz Dietzel, hal. 248)

Kecepatan spesifik pompa dapat dihitung dengan rumus :

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad \text{rpm} \quad (\text{Austin H. Church, hal. 49})$$

dengan :

$$Q = \text{Kapasitas pompa} = 60 \text{ m}^3/\text{jam} = 0,017 \text{ m}^3/\text{detik}$$

$$H = \text{Head tiap tingkat} = 30 \text{ meter}$$

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

Untuk perancangan ini, dipilih motor listrik sebagai penggerak pompa dengan putaran $n = 3000 \text{ rpm}$, frekuensi 50 Hz , Type motor 132 S-2B/1. Karena dimungkinkan terjadinya slip yang akan mempengaruhi motor maka faktor

kerugian slip harus ditentukan antara 1-2% lebih kecil dari putaran motor yang sebenarnya (*Sularso dan Tahara, 1987, hal. 50*), diambil faktor kerugian slip = 2% maka putaran pompa adalah :

$$\begin{aligned} n &= 3000 - (2\% \times 3000) \\ &= 2940 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Untuk tiap jumlah tingkat, maka akan diperoleh harga kecepatan spesifiknya berdasarkan headnya, sehingga diperoleh efisiensi pompa.

Sehingga kecepatan spesifik untuk pompa 1 tingkat dapat dihitung :

$$n_s = \frac{2940 \sqrt{0,017}}{30^{3/4}} = 29,90 \text{ rpm}$$

Apakah suatu pompa radial harus dibuat bertingkat satu atau bertingkat banyak dapat ditunjukkan oleh perhitungan pertama dari kecepatan spesifik. Bila harga n_s lebih kecil dari 10 (dengan satuan metris), maka pompa harus dirancang bertingkat lebih dari satu, jika tidak demikian maka efisiensi pompa akan berkurang. (*Fritz Dietzel, 1993, hal, 262*)

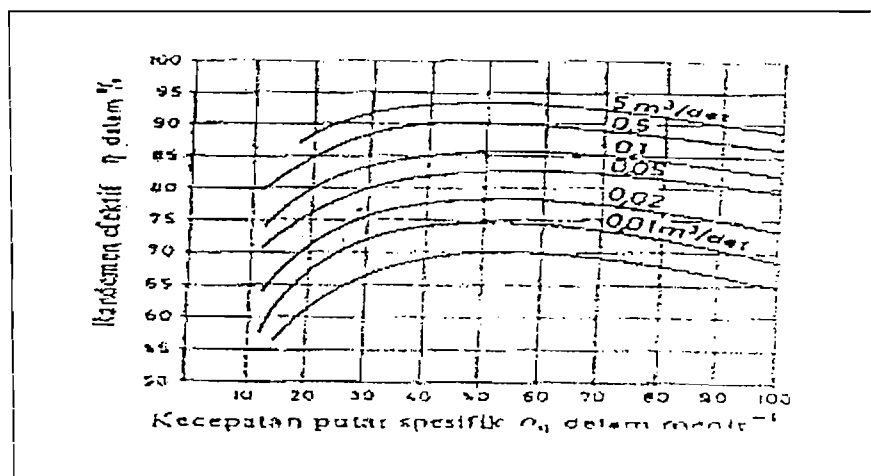
Dari perhitungan diatas maka harga n_s dengan pompa satu tingkat memenuhi persyaratan, untuk harga n_s yang paling sedikit adalah 10 (*Fritz Dietzel, 1993, hal, 250*), sedangkan dari hasil perhitungan didapat harga n_s sebesar 29,90 menit⁻¹, maka untuk selanjutnya adalah perhitungan efisiensi pompa (η_p) dengan menggunakan grafik 2.2 randemen efektif (η_e) dengan data sebagai berikut :

$$\text{Kapasitas pompa (} Q \text{)} = 0,017 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Kecepatan spesifik (} n_s \text{)} = 29,90 \text{ menit}^{-1}$$

Dari hasil pembacaan grafik, maka diperoleh efisiensi pompa (η_p) dengan satu tingkat impeler = 76 %.

Maka efisiensi pompa 76 % sudah cukup tinggi untuk pompa satu tingkat. Dari hasil perhitungan tersebut maka pompa yang dirancang adalah pompa satu tingkat dengan bentuk pola yang dipakai adalah menggunakan impeler radial (harga $n_s = 10$ sampai 30 menit^{-1}).



Gambar 2.3 Rendemen Efektif (η_e)
(Sumber : Fritz Dietzel, hal 243)

2.5. DAYA PEMOMPAAN

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

Besarnya daya pemompaan dapat dihitung dengan rumus :

$$P_v = \gamma \times g \times H_i \times Q \text{ HP}$$

Dengan :

γ = Kerapatan fluida yang dipompa (kg / m^3)

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

H = tinggi tekan pompa (30 meter)

Q = kapasitas pompa ($0,017 \text{ m}^3 / \text{detik}$)

Karena fluida yang dipompakan adalah air kotor atau air limbah yang memiliki kerapatan atau berat jenis (γ) = 1100 kg/m^3 , maka daya pemompaan adalah :

$$P_v = 1100 \times 9,81 \times 30 \times 0,017$$

$$= 5503,41 \text{ Watt}$$

$$= 7,336 \text{ HP}$$

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

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

Sebelumnya telah diketahui :

Kapasitas pompa (Q) = $0,017 \text{ m}^3/\text{det}$

Putaran spesifik pompa (n_s) = $29,90 \text{ rpm}$

Efisiensi pompa $\eta_e = 76\%$

Maka daya motor penggerak yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa adalah:

$$P = \frac{7,336}{0,76}$$

$$= 9,65 \text{ HP}$$

Dengan demikian daya pompa adalah 9,65 Hp (7,23 kW). Dalam hal ini daya motor listrik harus lebih besar dari daya pompa, agar mampu bekerja optimal seperti mengurangi gesekan-gesekan pada poros, bantalan dan sebagainya. Untuk itu daya motor listrik dengan putaran 3000 rpm, dipilih daya pompa sebesar 7.5 kW (10 Hp).

Tabel 2.1 Motor Listrik

BASIC TECHNICAL SPECIFICATIONS FOR THE THREE-PHASE INDUCTION MOTORS OF THE SIKOL SCREEN

Motor type	Output		Full load speed		Current		Efficiency %	Power factor	Torque n.m	Starting torque $\frac{M_s}{N_n}$	Starting current $\frac{I_s}{I_n}$	Maximum torque $\frac{D_{max}}{I_n}$	Moment of inertia J kg.m ²	Dimensions					
	kW		n/min		A									IM 1001 (ABB)	IM 3001 (ABB)	IM 3002 (ABB)	IM 3003 (ABB)		
	0.12	0.17	2780	2780	0.31	0.37	61	64	61	64	61	64							
S156-7A 56-2B	0.09	0.12	2780	2780	0.31	0.37	61	64	0.73	0.78	2.3	3.8	2.3	0.000976	3.0	3.7	3.3	3.0	3.3
Sq 63-2A 63-2B	0.18	0.25	2780	2780	0.61	0.73	61	64	0.74	0.78	2.0	3.8	2.1	0.00015	3.7	3.9	4.4	4.1	4.3
71-2A 71-2B	0.37	0.50	2820	2820	1.02	1.40	68	73	0.81	0.82	2.1	4.2	2.2	0.00039	5.0	5.3	5.4	6.1	6.2
82-2A 82-2B	0.75	1.0	2780	2780	1.9	1.60	70	74	0.86	0.87	2.2	4.5	2.3	0.00083	7.7	7.9	8.2	9.2	9.4
90S-2 9AL-2 100L-2 112M-2 132S-2A/T 132S-2U/T	1.5 2.2 3.0 4.0 5.5 7.5	2.0 3.0 4.0 5.5 7.5 10.0	2840 2845 2895 2915 2925 2925	2840 2845 2895 2915 2925 2925	3.5 4.8 6.3 8.2 11.0 14.6	3.2 4.6 6.0 7.6 10.5 13.8	78 82 83 85 87 87	0.84 0.85 0.87 0.87 0.89 0.90	5.0 7.4 9.9 13.1 18.0 24.5	2.5 2.9 2.5 2.7 2.4 2.5	5.6 6.3 7.0 7.4 7.5 7.7	2.6 3.0 2.9 2.9 2.8 2.8	0.0015 0.0021 0.0050 0.0088 0.017 0.020	13.18 15.521 23.00 31.40	14.519 17.221 25.5315 33.41	14.519 17.221 25.5315 33.41	13.518 16.214 24.5325 32.518	13.518 16.214 24.5325 32.518	
132S-2A/T 132S-2D/A 160M-2A 160M-2D 180L-2 180L-2	5.5 7.5 11 15 18.5 22	7.5 10 15 20 25 30	2910 2920 2930 2920 2930 2920	2910 2920 2930 2920 2930 2920	10.9 14.6 20.9 27.5 33.8 42.5	10.1 13.9 19.9 26.3 32.2 40.4	87.0 88.5 89.5 90.5 91 89.4	0.88 0.88 0.89 0.91 0.91 0.88	18.0 24.5 35.9 49.1 60.3 72.0	2.4 2.5 2.4 2.4 2.8 2.5	7.0 7.5 6.1 6.2 6.5 6.0	3.2 3.4 2.9 2.7 3.0 2.5	0.015 0.018 0.042 0.076	60 71 105 120 135 165	63 74 113 126 141 172	63 74 113 126 141 172	63 74 113 126 141 172		
200L-2A 200L-2U 225M-2 250M-2 280S-2 280M-2 280M-2 315S-2A 315M-2A 315M-2B	30 37 45 55 75 90 110 132 160 160	40 50 60 75 100 125 150 180 217	2960 2960 2967 2970 2973 2970 2970 2975 2975 2970	2960 2960 2967 2970 2973 2970 2970 2975 2975 2970	55 67 81 99 134 159 187 228 277	53 64 77 94 117 135 162 211 263	93.0 93.0 94.5 94.5 95.3 95.3 95.3 95.3 95.3	0.88 0.89 0.89 0.90 0.91 0.91 0.91 0.92 0.92	97 120 145 177 241 290 354 424 492 515	1.9 2.2 2.4 2.0 2.1 2.0 1.8 1.6 1.5 2.0	6.0 6.7 7.0 6.9 7.5 7.6 8.1 8.5 7.7 7.6	2.0 2.0 2.1 2.0 2.0 2.0 2.6 2.6 2.7 2.6	0.150 0.141 0.260 0.360 0.760 0.870 0.960 0.98 1.12	215 265 335 410 540 575 690 725 760	215 265 335 410 540 575 690 725 760	215 265 335 410 540 575 690 725 760			
Syn 315S-2A 315M-2A Sq 315M-2B 355S-2A 355M-2A	110 132 160 200 250	150 180 220 270 340	2973 2975 2968 2975 2978	2973 2975 2968 2975 2978	156 204 205 253 430	186 222 271 335 416	95.0 95.4 94.6 94.5 95.3	0.91 0.91 0.90 0.91 0.91	354 424 515 642 802	1.6 1.8 1.6 1.5 1.8	6.3 7.0 7.1 6.6 7.0	2.6 2.8 2.9 2.6 2.6	0.9 1.0 1.0 1.30 1.570	660 720 720 1100 1350	660 720 720 1100 1350	660 720 720 1100 1350			

(Sumber : Elektrim)

BAB III

PERANCANGAN IMPELER

3.1. PENGERTIAN IMPELER

Impeler adalah suatu elemen dari pompa yang berfungsi untuk memberikan kerja kepada zat cair sehingga energi yang dikandung menjadi bertambah besar oleh gaya sentrifugal akibat dorongan sudu-sudu yang melalui saluran.

Impeler biasanya dicor secara terpadu (*integral*) dengan tutup depan atau belakangnya. Bagian-bagian impeler dibuat setipis mungkin sepanjang masih dapat dilaksanakan dalam teknik pengecoran yang umumnya sudah dapat memberikan kekuatan yang cukup. Sudu-sudu dibuat dalam tebal yang konstan atau bentuk kurva yang sama, dapat digunakan untuk kedua sisi dengan memberikan tebal yang lebih besar pada ujung sisi masuk. Sudu yang tipis pada sisi masuk akan memberikan efisiensi yang tinggi bila sudut sudu sesuai dengan arah gerakan fluida. Ujung sisi masuk yang bentuknya dibulatkan, efisiensi tidak akan mencapai harga puncak efisiensi sudu yang dibuat tajam, akan tetapi efisiensi tidak akan turun begitu banyak bila dibandingkan dengan penurunan efisiensi yang diakibatkan oleh sudut-sudutnya yang tidak sesuai. (*Austin H. Church, 1993, hal. 105*)

3.2 JENIS-JENIS IMPELER

Menurut bentuknya impeler dibagi menjadi :

a. Impeler jenis radial

Tinggi tekan umumnya sebagian besar disebabkan oleh gaya sentrifugal.

b. Impeler jenis perancis

Tinggi tekan yang lebih rendah sering dipakai impeler pembuangan radial.

c. Impeler jenis aliran campur

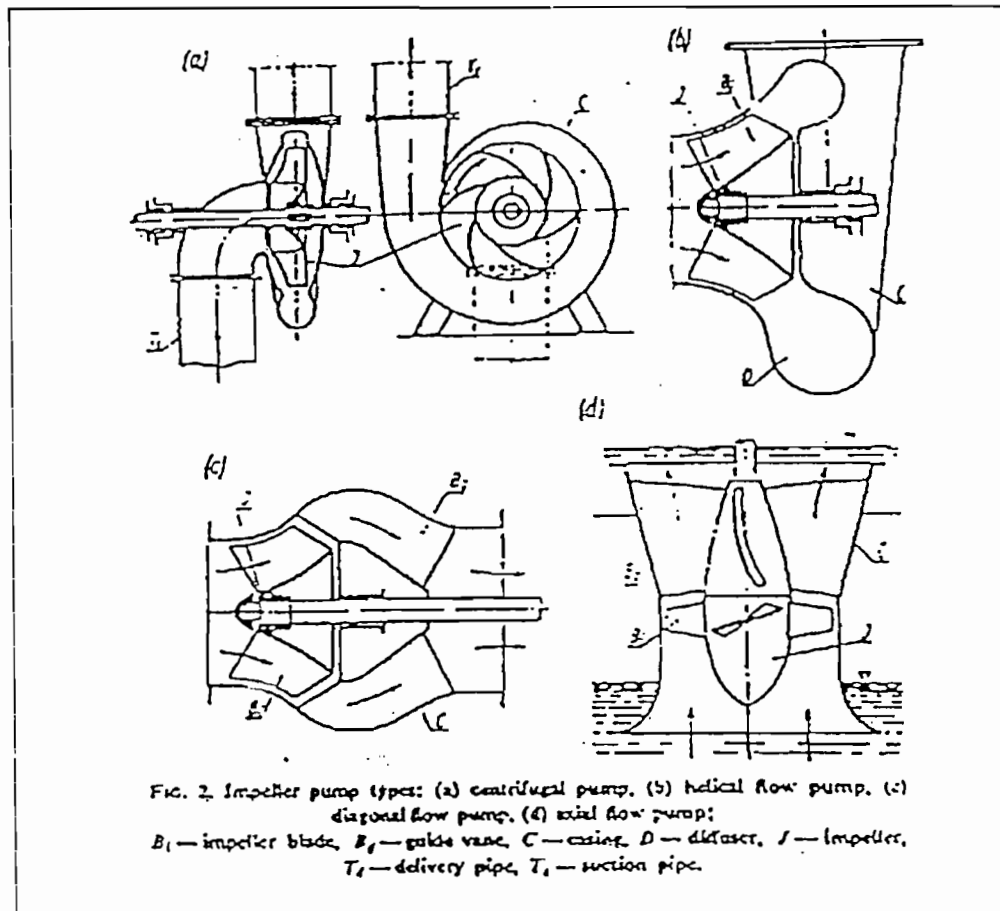
Tinggi tekan yang dihasilkan pada impeler jenis ini sebagian adalah disebabkan oleh gaya sentrifugal dan sebagian lagi tolakan impeler.

Tipe-tipe impeler juga dibagi menjadi :

a. Impeler tertutup (*closed impeller*)

b. Impeler semi terbuka (*semi open impeller*)

c. Impeler terbuka (*open impeller*)



Gambar 3.1 Jenis-jenis impeler
 (Sumber : Lazarkiewicz, 1965, hal. 4)

Pada perancangan pompa ini, impeler yang digunakan adalah tipe impeler semi terbuka (*semi open impeller*), maka dalam pengoperasiannya digunakan untuk pemompaan air limbah atau air kotor.

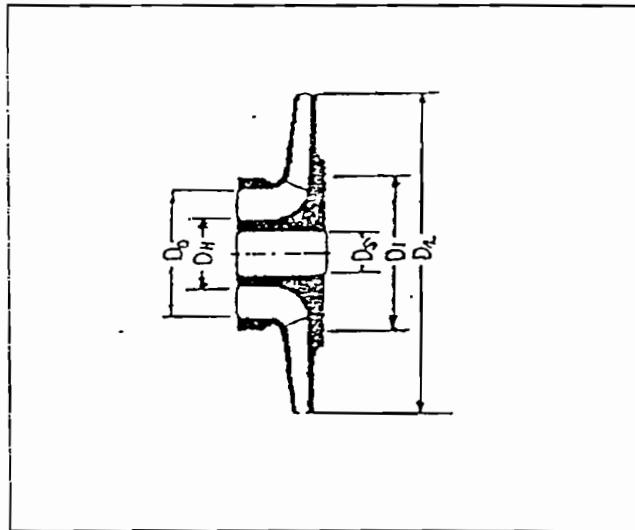
3.3. PEMILIHAN BAHAN IMPELER

Berdasarkan tabel pemilihan bahan-bahan untuk pompa pada lampiran, dipilih bahan impeler untuk air kotor atau limbah yaitu perunggu aluminium cor (ABC).

3.4. UKURAN-UKURAN UTAMA IMPELER

Dalam merancang sebuah impeler perlu diketahui ukuran-ukuran yang akurat agar didapatkan bentuk dan fungsi yang optimal sesuai dengan kegunaan impeler itu sendiri sebagai elemen pendukung pompa.

Ukuran-ukuran utama impeler ditunjukkan pada gambar 3.2 di bawah ini:



**Gambar 3.2 Ukuran-ukuran utama impeler
(Sumber : Austin H. Church, 1993, hal. 93)**

Keterangan :

D_2 = Diameter ujung sisi keluar

D_0 = Diameter mata impeler

D_s = Diameter poros

D_1 = Diameter ujung sisi masuk

D_H = Diameter hubung

3.5. PERANCANGAN UKURAN-UKURAN UTAMA IMPELER

3.5.1 Diameter Poros

Diameter poros impeler dihitung melalui persamaan berikut :

$$D_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \times Kt \times Cb \times T \right]^{1/3} \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997, hal. 8})$$

dengan :

Kt = Faktor koreksi tumbukan, diambil 1,5

Cb = Faktor koreksi untuk beban lentur, diambil 2,0

T = Momen puntir (kg.mm)

τ_a = Tegangan geser bahan yang diijinkan (kg/mm^2)

Besarnya momen puntir dapat dihitung dengan rumus :

$$T = 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{Pd}{n} \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997, hal.7})$$

Dengan :

T = Momen puntir, kg.mm

P = Daya penggerak pompa = 7,5 kW

Maka :

$$T = 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{7,5}{2940}$$

$$T = 2484,7 \text{ kg.mm}$$

Poros pompa direncanakan dengan poros pejal dari bahan S40C yaitu baja karbon konstruksi mesin dengan kekuatan tarik σ_B 55 kg/mm².

Untuk menghindari beban lebih yang diterima poros, maka diperlukan faktor keamanan. Sehingga besarnya tegangan geser bahan yang diijinkan dapat ditentukan dengan menggunakan rumus :

$$\tau_s = \frac{\sigma_B}{S_{f1} \times S_{f2}} \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997, hal. 7})$$

Dengan :

S_{f1} = Faktor keamanan karena pengaruh massa dan baja paduan, untuk bahan

SF = 5,6 dan untuk bahan S-C = 6

S_{f2} = Faktor keamanan karena poros dibuat alur pasak atau bertangga

= 1,3- 3,0 ; diambil 2,0

Maka :

$$\tau_s = \frac{55}{6 \times 2}$$

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

Untuk menentukan diameter poros impeler, diambil faktor koreksi untuk momen puntir $K_t = 1,5$ dan faktor koreksi tumbukan $C_b = 1,5$. Maka diameter poros impeler :

$$d_s = \left(\frac{5,1}{\tau_a} \times K_t \times C_b \times T \right)^{1/3} \quad (Sularso \& K. Suga, 1997, hal. 8)$$

Dengan :

d_s = Diameter poros impeler pompa

τ_a = Tegangan geser ijin pada poros

T = Momen puntir pada poros

K_t = Faktor keamanan beban kejut

C_b = Faktor keamanan beban lentur

Maka :

$$\begin{aligned} d_s &= \left(\frac{5,1}{4,83} \times 1,5 \times 1,5 \times 2484,7 \right)^{1/3} \\ &= 18,07 \text{ mm} \end{aligned}$$

Poros harus cukup besar ukurannya agar mampu menahan momen puntir atau torsi dan momen lengkung. Direncanakan diameter poros $D_s = 25 \text{ mm}$.

3.5.2 Diameter Hubung (D_H) dan Diameter Flens Hisap (D_{su})

Diameter hubung atau diameter leher poros dipengaruhi oleh ukuran poros dimana pada bagian ini impeler dipasang. Diameter hubung dapat dibuat lebih besar 5/6 s/d 1/2 inci atau 0,7937 cm s/d 1,3 cm dari ukuran porosnya (*Austin H.Church, hal. 93*). Dengan demikian diameter hubung D_H adalah :

$$\begin{aligned} D_H &= 1,3 \times D_s && \text{(Sularso \& K. Suga, 1997, hal. 93)} \\ &= 1,3 \times 25 \\ &= 32,5 \text{ mm (= 0,0325 m)} \end{aligned}$$

Diameter flens hisap dapat dihitung melalui persamaan kontinuitas aliran sebagai berikut :

$$D_{su} = \sqrt{\frac{4 \times 144 \times Q_{th}}{\pi \times V_{su}}} \quad \text{(Sularso \& K. Suga, 1997, hal. 93)}$$

dengan :

$$\begin{aligned} Q_{th} &= (1,02 - 1,05) Q \\ Q_{th} &= 1,05 \times 0,017 \\ &= 0,0178 \text{ m}^3/\text{detik} \\ &= 0,627 \text{ ft}^3/\text{detik} \end{aligned}$$

Kecepatan aliran pada sisi hisap (V_{su}) berkisar antara 4 s/d 18 ft/detik. Diambil V_{su} = 6 ft/detik, sehingga :

$$D_{su} = \sqrt{\frac{4 \times 144 \times 0,627}{\pi \times 6}}$$

$$= 4,37 \text{ inci} = 111 \text{ mm}$$

Ukuran diameter untuk pipa hisap (*suction flage*) adalah 5 inci = 127 mm. Ukuran ini ditentukan dari ukuran standar pipa yakni : 1, 1¹/₄, 1¹/₂, 2, 2¹/₂, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 18, 20, 24, 30, dan 36 inci (*Austin, hal. 93*).

3.5.3 Diameter Mata Impeler (*Do*)

Diameter mata impeler dihitung melalui persamaan berikut :

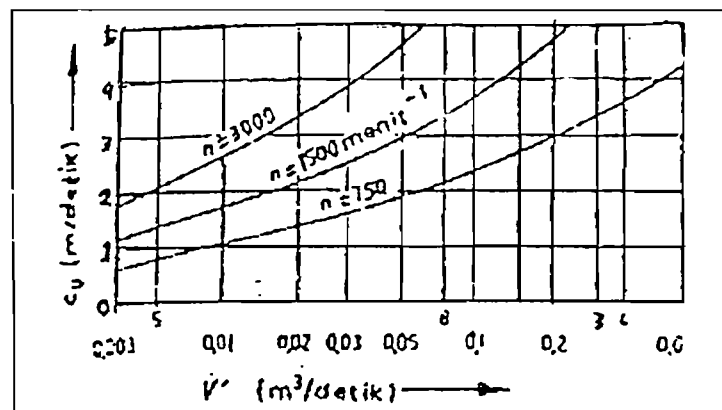
$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times Q_{th}}{V_o} + D_h^2} \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997, hal. 93})$$

dengan :

$$Q_{th} = \text{kapasitas teotitis} = 0,0178 \text{ m}^3/\text{dt} = 0,627 \text{ ft}^3/\text{dt}$$

$$D_h = \text{diameter hubung atau diameter leher poros} = 32,5 \text{ mm} = 0,106 \text{ ft}$$

$$V_o = \text{kecepatan fluida masuk melalui mata impeler. } V_o = 2,7 \text{ m/dt} = 8,85 \text{ ft/dt} \text{ dari gambar 3.3}$$



Gambar 3.3 Harga kecepatan pada mulut isap yang diijinkan (*Fritz Dietzel, Turbin, Pompa dan Kompresor, hal. 261*)

Sehingga :

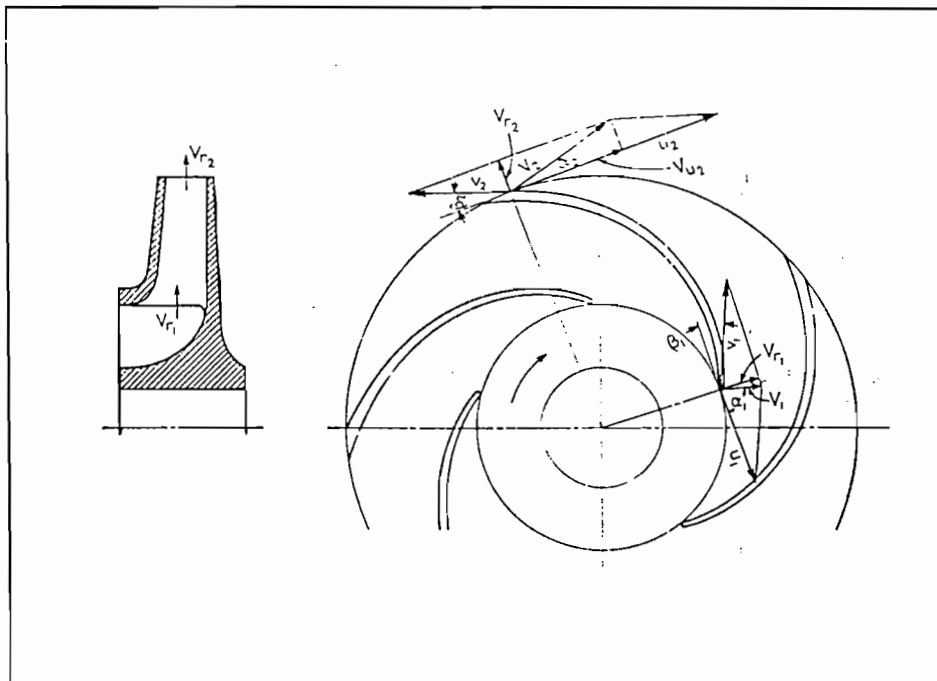
$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times 0,627}{8,85} + 0,162^2}$$

$$= 3,60 \text{ inci}$$

$$= 91,6 \text{ mm}$$

3.5.4. Segitiga Kecepatan.

Segitiga kecepatan fluida pada saluran sudu ditunjukkan pada gambar berikut :



Gambar 3.4 Segitiga kecepatan pada saluran sudu
(Austin H. Church, Pompa dan Blower Sentrifugal, hal. 23)

Keterangan :

V = Kecepatan absolut fluida

U = kecepatan keliling fluida

v = Kecepatan relatif fluida

α = Sudut antara kecepatan absolut V dengan kecepatan keliling U (°)

β = Sudut antara kecepatan relatif v dengan kecepatan keliling U (°)

Sisi Masuk Impeler

Diameter sisi masuk (D_1) biasanya dibuat sama dengan diameter mata impeler D_0 (*Austin H. Church, hal. 94*). Hal ini dimaksud untuk memastikan terjadinya aliran yang mulus tanpa terjadinya turbulensi yang berlebihan. Maka kecepatan tangensial sisi masuk impeler U_1 dihitung melalui persamaan :

$$\begin{aligned}
 U_1 &= \frac{\pi \times D_1 \times n}{60} && \text{(Fritz Dietzel, 1993, hal. 265)} \\
 &= \frac{\pi \times 0,0916 \times 2940}{60} \\
 &= 14,09 \text{ m/dt}
 \end{aligned}$$

Kecepatan Radial Sisi Masuk (V_{r1})

Kecepatan radial sisi masuk berkisar antara 5 s/d 10 % dari V_0 (*Austin H. Church, hal. 94*) diambil 7 %, maka :

$$\begin{aligned}
 V_{r1} &= V_0 + 0,07 V_0 \\
 &= 2,7 + (0,07 \times 2,7) \\
 &= 2,88 \text{ m/dt}
 \end{aligned}$$

Sudut Sudu Sisi Masuk (β_1)

Fluida diasumsikan masuk ke dalam sudu-sudu impeler secara radial, sehingga sudut sisi masuk $\alpha_1 = 90^\circ$. Begitu fluida mendekati sisi masuk sudu, fluida tersebut akan berhubungan langsung dengan poros yang berputar dan impeler menyebabkan kecenderungan untuk fluida ikut berputar secara bersama sehingga sudut β_1 menjadi lebih besar. Besar sudut sudu sisi masuk β_1 dihitung melalui persamaan :

$$\tan \beta_1 = \frac{Vr_1}{U_1} \quad (\text{Austin H. Church, hal. 94})$$

$$= \frac{2,88}{14,09}$$

$$= 0,2$$

$$= 11^\circ$$

Besar sudu β_1 biasanya diperbesar sedikit untuk mengimbangi kontraksi aliran begitu aliran mendekati ujung-ujung sudu, berkisar antara $10^\circ - 25^\circ$ (Austin H. Church, hal. 94), diambil $\beta_1 = 15^\circ$.

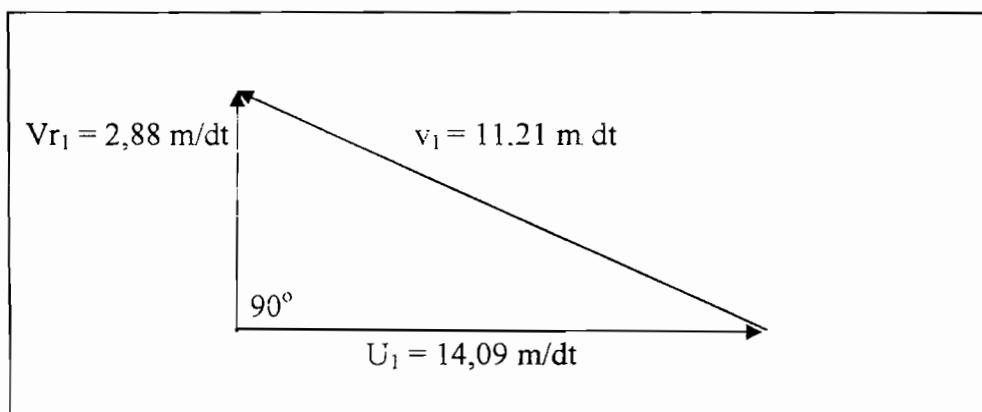
Kecepatan Relatif Sisi Masuk (v_1)

$$v_1 = \frac{Vr_1}{\sin \beta_1}$$

$$= \frac{2,88}{\sin 15^\circ}$$

$$= 11,12 \text{ m/dt}$$

Dari hasil-hasil perhitungan tersebut maka segitiga kecepatan sisi masuk digambarkan sebagai berikut :



Gambar 3.5 Diagram segitiga kecepatan sisi masuk

Sisi Keluar Impeler

Kecepatan tangensial sisi keluar impeler U_2 dihitung melalui persamaan :

$$U_2 = Ku_2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (M. Khetagurov, hal. 257)$$

dengan :

Ku_2 = Faktor peripheral dari kecepatan keluar yang besarnya tergantung pada specific speed.

H = Head tiap tingkat = 30 m

g = Percepatan grafitasi = 9,81 m/dt²

$$K_{u_2} = 1 + 0,1 \frac{(Ns_1 - 1)}{100} \quad (M. Khetagurov, hal. 257)$$

Dengan Ns_1 = Kecepatan spesifik tiap tingkat = 29,9 rpm

maka :

$$\begin{aligned} K_{u_2} &= 1 + 0,1 \frac{(29,9 - 1)}{100} \\ &= 1,389 \end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} U_2 &= 1.389 \sqrt{2 \times 9,81 \times 30} \\ &= 33,7 \text{ m/dt} \end{aligned}$$

Diameter sisi keluar impeler D_2 dihitung melalui persamaan :

$$D_2 = \frac{60 \times U_2}{\pi \times n} \quad (M. Khetagurov, hal. 258)$$

maka :

$$\begin{aligned} D_2 &= \frac{60 \times 33,7}{\pi \times 3000} \\ &= 0,214 \text{ m} \end{aligned}$$

Komponen kecepatan V_{u_2} yang sesungguhnya adalah :

$$V_{u_2} = U_2 - \frac{Vr_2}{\tan \beta_2} \quad (Austin H. Church, hal. 110)$$

dengan :

V_{u_2} = Komponen kecepatan sesungguhnya dari kecepatan absolut sisi keluar V_2 (m/dt)

V_{r_2} = Komponen radial dari V_2 . Besarnya V_{r_2} biasanya dibuat sama atau lebih kecil sedikit (sampai 15%) dari kecepatan radial V_{r_1} untuk menghindari perubahan mendadak dari kecepatan aliran (*Austin H. Church, hal. 98*), diambil 8%.

B_2 = Sudut sisi keluar impeler biasanya berkisar antara 15° - 40° dan sedikit lebih besar dari β_1 , untuk mendapatkan saluran yang rata dan kontinue (*Austin H. Church, hal. 98*), diambil 20° .

maka :

$$\begin{aligned} V_{r_2} &= V_{r_1} - 0,08 V_{r_1} \\ &= 2,88 - (0,08 \times 2,88) \\ &= 2,64 \text{ m/dt} \end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} V_{u_2} &= 33,7 - \frac{2,64}{\tan 20^\circ} \\ &= 26,44 \text{ m/dt} \end{aligned}$$

Komponen kecepatan aktual $V'u_2$ dari kecepatan sisi keluar V_{u_2} adalah :

$$V'u_2 = \eta_\infty \times V_{u_2} \quad (\textit{Austin H. Church, hal. 33})$$

dengan :

η_{∞} = Koefisien aliran sirkulasi untuk impeler type radial, berkisar pada

0,65 - 0,75 (*Austin H. Church, hal. 96*) diambil 0,70.

$$\begin{aligned} V'u_2 &= 0,70 \times 26,44 \\ &= 18,5 \text{ m/dt} \end{aligned}$$

Kecepatan Absolut Sisi Keluar (V'_2)

$$\begin{aligned} V'_2 &= \sqrt{Vr_2^2 + V'u_2^2} \\ &= \sqrt{2,64^2 + 18,5^2} \\ &= 18,68 \text{ m/dt} \end{aligned}$$

Sudut Sisi Keluar Sesungguhnya (α'_2) :

$$\begin{aligned} \tan \alpha'_2 &= \frac{Vr_2}{V'u_2} \\ &= \frac{2,64}{18,5} \\ \alpha'_2 &= 8,08^{\circ} \end{aligned}$$

Kecepatan Asolut Sisi Keluar Sesungguhnya (V_2) :

$$\begin{aligned} V_2 &= \sqrt{Vr_2^2 + Vu_2^2} \\ &= \sqrt{2,64^2 + 26,44^2} \\ &= 26,57 \text{ m/dt} \end{aligned}$$

Kecepatan Relatif (v_2) :

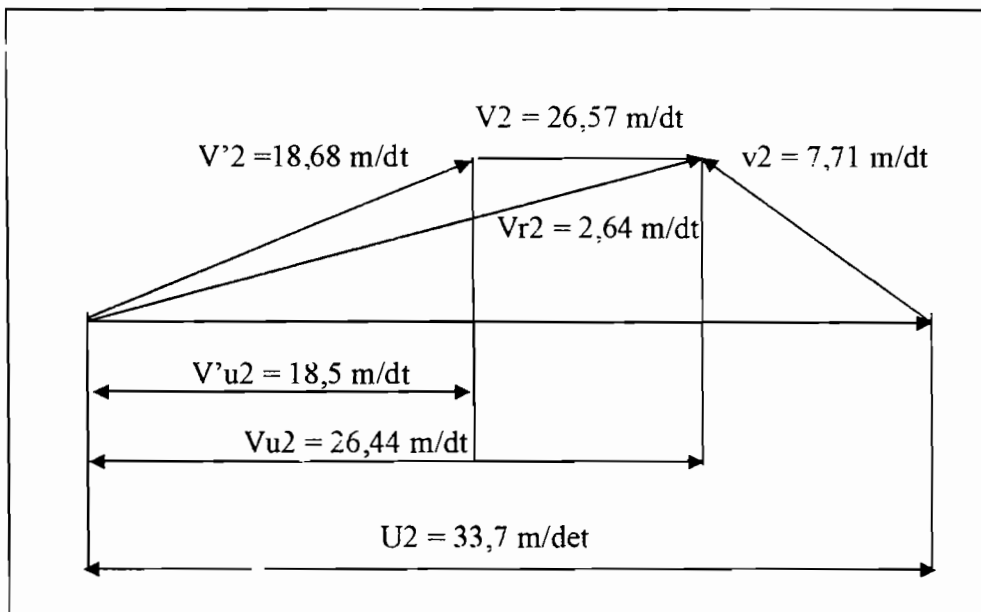
$$v_2 = \frac{Vr_2}{\sin \beta_2}$$

$$= \frac{2,64}{\sin 20^\circ} = 7,71 \text{ m/dt}$$

Sudut Sisi Keluar Absolut (α_2) :

$$\begin{aligned} \tan \alpha_2 &= \frac{V_{r2}}{V_{u2}} \\ &= \frac{2,64}{26,44} \\ \alpha_2 &= 5,65^\circ \end{aligned}$$

Dari hasil-hasil perhitungan tersebut maka segitiga kecepatan sisi keluar dapat digambarkan sebagai berikut :



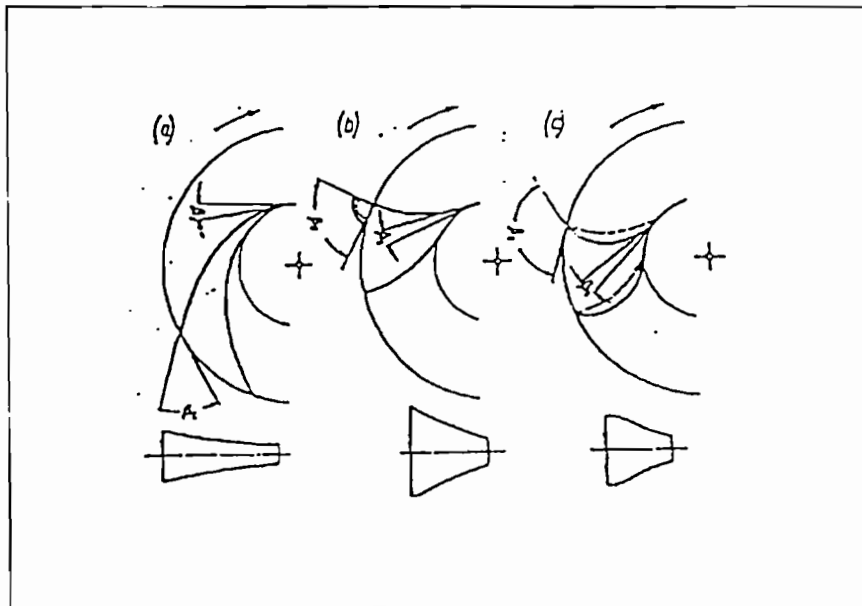
Gambar 3.6 Diagram segitiga kecepatan sisi keluar

3.6. SUDU IMPELER

3.6.1. Sudu

Bagian impeler yang berfungsi sebagai pendorong zat cair yang berada dalam impeler adalah sudu. Bentuk dari sudu ini dibedakan menjadi tiga macam berdasarkan sudut keluar yaitu :

1. *Backward curve vanes* yaitu bentuk sudu melengkung ke arah belakang $\beta < 90^\circ$
2. *Radial Vanes* (sudu-sudu radial) $\beta = 90^\circ$
3. *Forward Curve Vanes* bentuk sudu yang melengkung ke depan $\beta > 90^\circ$



Gambar 3.7 Bentuk Sudu
(Stephan Lazarkiewich, Impeler Pumps, hal. 98)

Pada perancangan ini, seperti telah diketahui dari hasil perhitungan sebelumnya sudut keluar = 20° maka jenis sudu yang digunakan adalah sudu tipe *backward curve vanes*.

3.6.2. Perencanaan Sudu

Ada dua cara untuk melukis bentuk sudu impeler, yaitu dengan metode arc tangen dan metode koordinat polar. Dalam perancangan impeler ini akan digunakan metode arc tangen. Dengan metode ini impeler dapat dibagi menjadi lingkaran-lingkaran konsentris antara jari-jari sisi masuk impeler dengan jari-jari sisi keluar impeler.

Jari-jari kelengkungan busur sudu yang berada pada setiap lingkaran dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2 \times (R_b \times \cos \beta_b - R_a \times \cos \beta_a)} \quad (\text{Austin H. Church, hal. 89})$$

dengan :

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

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

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

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

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

Jari-jari sisi masuk impeler (R_1) = 45,8 mm

Jari-jari sisi keluar impeler (R_2) = 107 mm

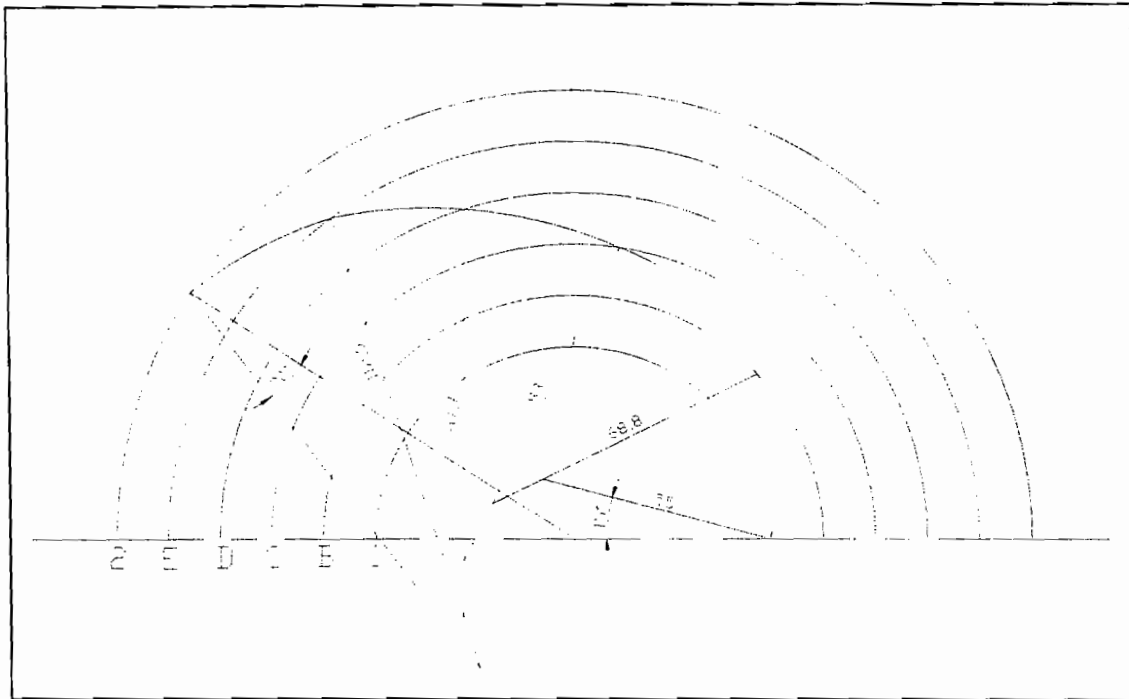
Sudut sudu sisi masuk impeler (β_1) = 15°

Sudut sudu sisi keluar impeler (β_2) = 20°

Berdasarkan persamaan dalam menghitung jari-jari kelengkungan busur sudu pada setiap lingkaran, hasil perhitungan dapat dilihat pada tabel 3.1, kemudian dilukiskan pada gambar 3.8.

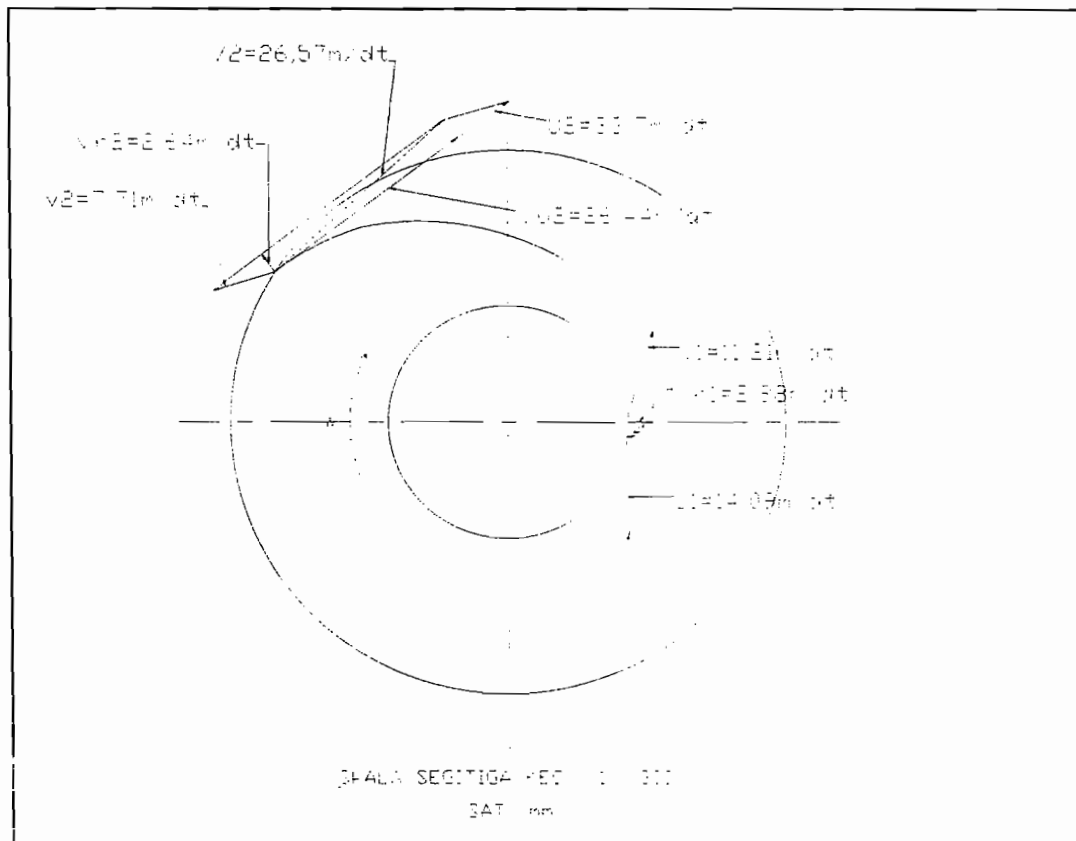
Tabel 3.1 Jari-jari kelengkungan sudu

Lingkaran	R (mm)	R^2 (mm ²)	β ($^\circ$)	$\text{Cos}\beta^\circ$	R $\text{cos}\beta^\circ$	Rb cos $\beta b - Ra$ $\text{cos } \beta a$	$Rb^2 - Ra^2$ (mm ²)	ρ (mm)
1	45,80	2097,64	15	0,9659	44,238	11,55	1271	55,02
B	58,04	3368,64	16	0,9612	55,788	11,42	1570,63	68,76
C	70,28	4939,27	17	0,9563	67,208	11,26	1870,28	83,04
D	82,52	6809,55	18	0,9510	78,476	11,11	2169,90	97,65
E	94,76	8979,45	19	0,9455	89,595	10,94	2469,55	112,86
2	107	11449	20	0,9396	100,53			



Gambar 3. 8 Pelukisan bentuk sudu

Untuk mengecek ketelitian dalam pelukisan sudu dapat dilihat sudut busur sudu yang terakhir harus sama dengan sudut β_2 , yaitu 20° .



Gambar. 3.9 Segitiga kecepatan pada saluran masuk dan keluar sudu

3.6.3. Jumlah Sudu (Z)

Jumlah sudu (*vane*) dihitung melalui rumus :

$$Z = 6,5 \times \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \times \sin \beta_m \quad (Austin H. Church, hal. 105)$$

dengan :

Z = Jumlah sudu-sudu impeler

D_1 = Diameter sudu sisi masuk = 91,6 mm

D_2 = Diameter sudu sisi keluar = 214 mm

β_m = Sudut rata-rata

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

maka :

$$\begin{aligned} Z &= 6,5 \times \frac{214 + 91,6}{214 - 91,6} \times \sin 17,5^\circ \\ &= 4,88 \text{ diambil } 5 \text{ buah sudu} \end{aligned}$$

Jumlah dari sudu biasanya dipakai antara 5 s/d 12 buah sudu (*Austin, hal. 106*).

3.6.4. Faktor Kontraksi dan Tebal Sudu

Faktor kontraksi karena tebal sudu dihitung melalui rumus :

$$\varepsilon = \frac{\pi \times d - \frac{Z \times t}{\sin \beta}}{\pi \times d} \quad (\textit{Stephan Lazarkiewich, Impeiler Pump, hal. 106})$$

dengan :

ε = Faktor koreksi, $\varepsilon_1 = 0,8-0,9$; $\varepsilon_2 = 0,9-0,95$ (*Austin hal. 94,98*)

D_1 = Diameter sisi masuk = 9,16 cm

D_2 = Diameter sisi keluar = 21,4 cm

Z = Jumlah sudu-sudu impeler = 5

B = Sudut sudu, sisi masuk $\beta_1 = 15^\circ$, sisi keluar $\beta_2 = 20^\circ$

Tebal sudu (t) yang direncanakan, berkisar antara 2 s/d 6 mm (*Fritz Dietzel, hal. 261*). Dalam perencanaan ini diambil tebal sudu $t_1 = 0,25$ cm dan $t_2 = 0,35$ cm.

Faktor koreksi sisi masuk sudu adalah :

$$\varepsilon_1 = \frac{\pi \times 9,16 - \frac{5 \times 0,25}{\sin 15^\circ}}{\pi \times 9,16}$$

$$= 0,8321 \text{ (masih terletak pada batas aman)}$$

Faktor koreksi sisi keluar sudu adalah :

$$\varepsilon_2 = \frac{\pi \times 21,4 - \frac{5 \times 0,35}{\sin 20^\circ}}{\pi \times 21,4}$$

$$= 0,9238 \text{ (masih terletak pada batas aman)}$$

3.6.5. Lebar Sudu

Dalam menentukan lebar sudu atau laluan dapat dihitung melalui persamaan .

$$b = \frac{Q_{th}}{\pi \times d \times \varepsilon \times v_r} \quad \text{(*Stephan Lazarkiewich, Impeller Pump, hal. 106*)}$$

dengan :

b = Lebar sudu (cm)

Q_{th} = kapasitas teoritis = 0,0178 m³/det

v_r = Kecepatan radial = 2,88 m/det

Maka lebar sudu :

$$b = \frac{0,0178}{\pi \times 0,0916 \times 0,8321 \times 2,88}$$

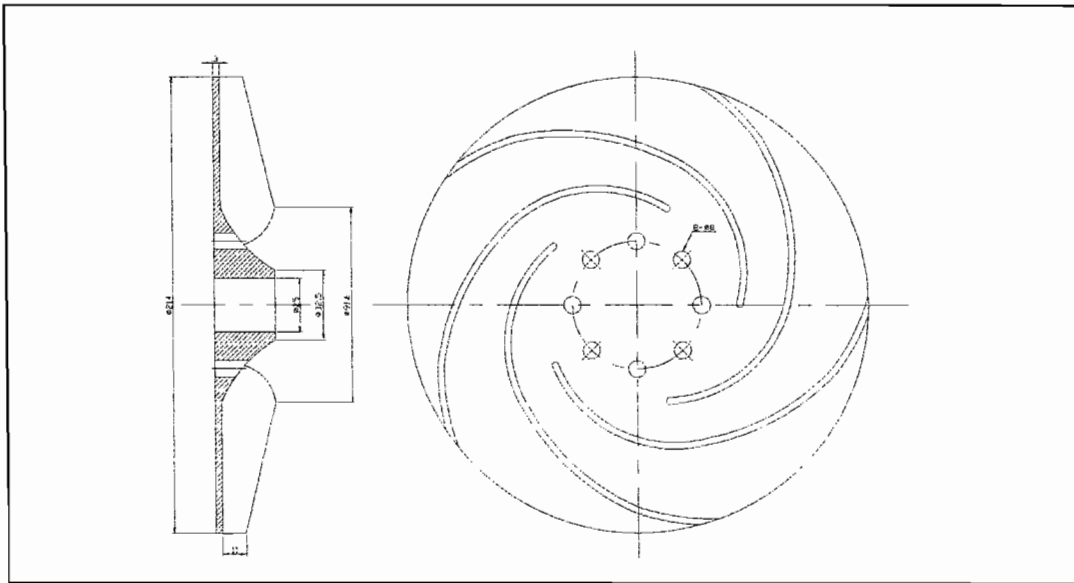
$$= 0,025 \text{ m} = 2,5 \text{ cm}$$

3.6.6. Melukis Lebar Sudu

Untuk melukis lebar laluan impeler, ukuran diameter untuk tiap lebar sudu merupakan faktor dalam merencanakan penampang impeler. Untuk mendapatkan gambaran penampang impeler pada bermacam-macam ukuran diameter dihitung dengan persamaan di atas dan disusun di dalam tabel 3.2.

Tabel 3.2 Lebar sudu terhadap jari-jari

R (cm)	β°	$\text{Sin } \beta^\circ$	T (cm)	$Z_t / \text{Sin } \beta^\circ$	$\Pi.D - Z_t / \text{Sin } \beta^\circ$	ϵ	Vr (cm/dt)	B (cm)
4,58	15	0,2588	0,25	4,829	23,933	0,8759	288	2,52
5,804	16	0,2756	0,27	4,898	31,551	0,90133	283,2	2,22
7,028	17	0,2923	0,29	4,960	39,175	0,9179	278,4	1,94
8,25	18	0,3090	0,31	5,016	46,806	0,9296	273,6	1,66
9,476	19	0,3255	0,33	5,069	54,44	0,9385	268,8	1,38
10,7	20	0,3420	0,35	5,116	62,08	0,9452	264	1,1



Gambar 3.10 Perencanaan penampang impeler

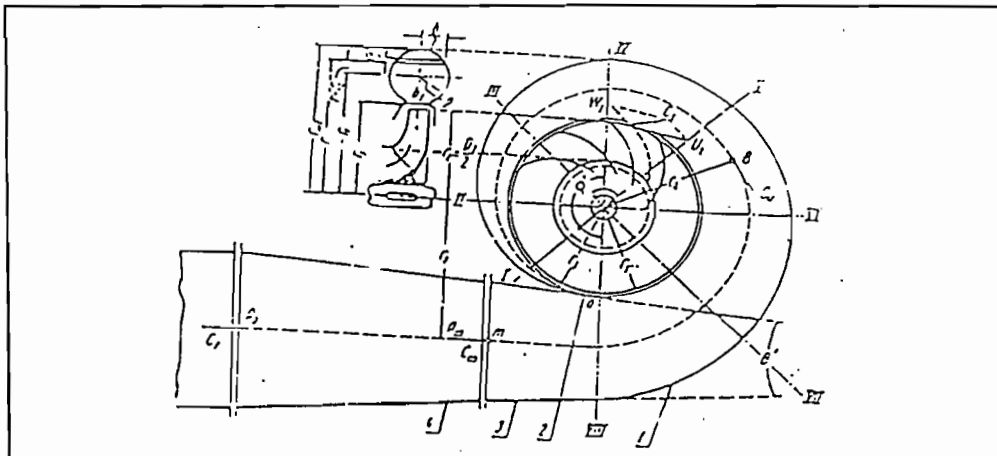
BAB IV

PERANCANGAN RUMAH POMPA

4.1. PENDAHULUAN

Rumah pompa berfungsi untuk mengkonversikan head akibat kecepatan (*velocity head*) fluida yang meninggalkan impeler menjadi energi tekanan seefisien mungkin. Fluida sesudah meninggalkan impeler dikumpulkan dalam satu ruangan yang berbentuk spiral yang dikenal dengan nama rumah keong (*volut*). Didalam rumah keong fluida dikumpulkan dan secara perlahan-lahan kecepatan fluida akan berkurang .

Oleh sebab itu rumah keong berfungsi untuk mengkonversikan energi kinetik menjadi energi tekanan. Luluhan fluida disekitar impeler ke arah sisi tekan pompa dibuat semakin besar secara bertahap, hal ini dikarenakan fluida yang keluar dari impeler bertambah besar.



Gambar 4.1 Dimensi Rumah Keong
(Khetagurov M. Marine Auxiliary Machinery and system, hal. 246)

4.2. PERANCANGAN RUMAH POMPA

Dalam perancangan rumah keong dapat dibagi dalam beberapa bagian. Penampang rumah keong terlebih dahulu diasumsikan dalam bentuk lingkaran, dimana antara sisi keluar impeler dengan lidah (*tongue*) casing diberi kelonggaran (*clearence*), dan jari-jari lidah dibuat lebih besar dari pada jari-jari luar impeler . Besarnya jari-jari lidah dapat dihitung dengan memakai persamaan:

$$r_3 = (1,02 - 1,05) r_2 \quad (M. Khetagurov, hal. 248)$$

dengan :

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

sehingga jari-jari lidah adalah :

$$\begin{aligned} r_3 &= 1,05 \times 107 \\ &= 112,35 \text{ mm} \end{aligned}$$

Lebar celah saluran volut dapat dicari dengan rumus :

$$b_3 = b_2 + (0,025 r_2) \quad (M. Khetagurov, hal. 248)$$

dengan :

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

Sehingga lebar celah saluran volut :

$$\begin{aligned} b_3 &= 11 + (0,025 \times 107) \\ &= 13,675 \text{ mm} \end{aligned}$$

Karena penampang volut yang diasumsikan berupa lingkaran, maka jari-jari volut dapat dicari dengan menggunakan rumus :

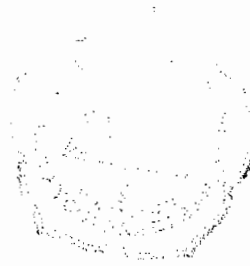
$$r = \frac{\varphi}{x} + \sqrt{2 \times \frac{\varphi}{x} \times r_3} \quad (M. Khetagurov, hal. 248)$$

dengan :

$\varphi^\circ =$ sudut perbagian ($^\circ$)

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

$x =$ konstanta



konstanta x dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$x = \frac{720}{Q} \times K_u \times \pi \quad (M. Khetagurov, hal. 248)$$

dengan :

$Q =$ kapasitas pompa (m^3/dt)

$K_u =$ konstanta yang merupakan hasil perkalian antara kecepatan keliling absolut dengan jari-jari impeler.

Maka harga konstanta K_u dapat dicari, yaitu :

$$K_u = V_{u3} \times r_3 = V_{u2} \times r_2 = V_u \times r \quad (M. Khetagurov, hal. 239)$$

sehingga :

$$\begin{aligned} K_u &= V_{u2} \times r_2 \\ &= 18,68 \times 0,107 \\ &= 1,99 \text{ m}^2/dt \end{aligned}$$

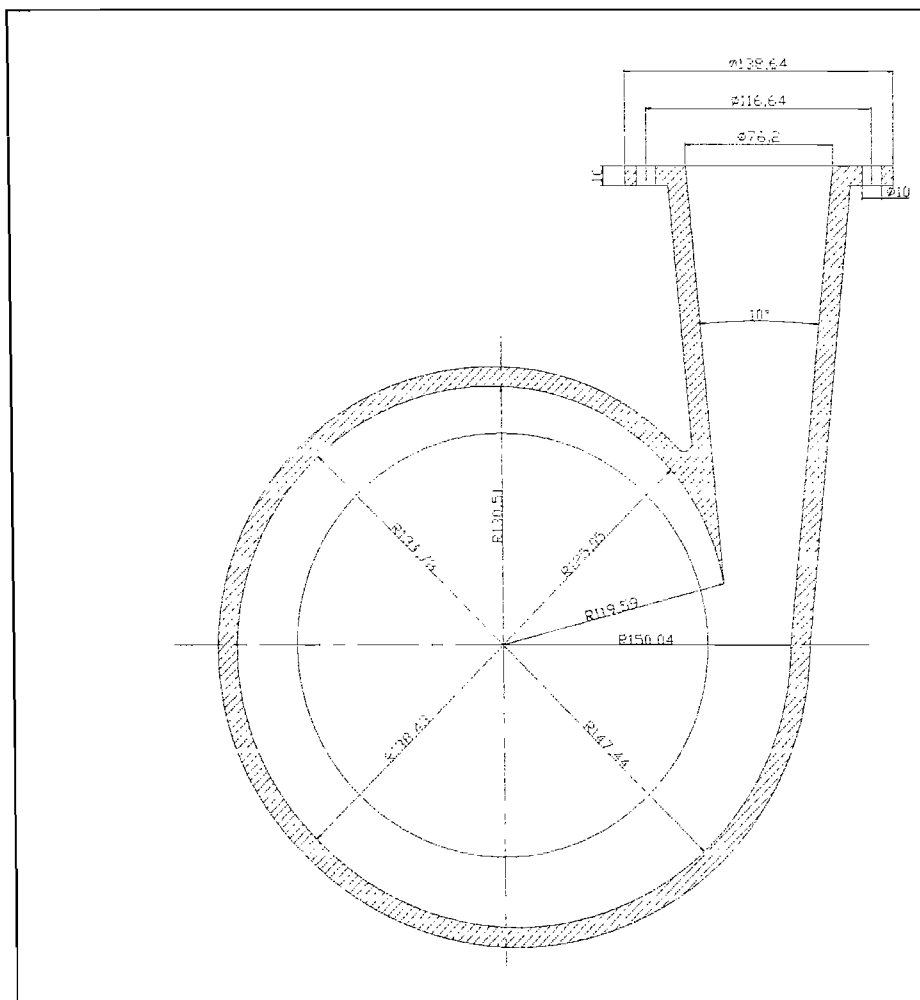
Dengan kapasitas pompa $Q = 0,0178 \text{ m}^3/dt$, maka konstanta x adalah :

$$\begin{aligned} x &= \frac{720}{0,0178} \times 1,99 \times \pi \\ &= 264646,58 / \text{m} \\ &= 264,646 / \text{mm} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan-perhitungan diatas yang telah menghasilkan harga-harga dari elemen-elemen untuk mencari jari-jari volut, maka selanjutnya besar jari-jari volut dapat dihitung dan dicantumkan dalam tabel 4.1.

Tabel 4.1 Hasil perhitungan rumah keong

B a g i a n	φ°	$\frac{\varphi^\circ}{x}$	$2\frac{\varphi}{x}r_3$	$\sqrt{2 \times \frac{\varphi}{x} \times r_3}$	ρ	$R_3 + \rho$	R_{vol}
1	15	0,0566	12,718	3,566	3,622	115,972	119,594
2	45	0,17	38,199	6,180	6,350	118,7	125,05
3	90	0,34	76,398	8,740	9,08	121,43	130,51
4	135	0,5101	114,619	10,706	11,216	123,566	134,782
5	180	0,6801	152,818	12,361	13,041	125,391	138,432
6	225	0,8501	191,017	13,820	14,670	127,02	141,69
7	315	1,1902	267,437	16,353	17,543	129,893	147,436
8	360	1,3603	305,659	17,483	18,843	131,193	150,036



Gambar 4.2 Perencanaan rumah pompa

4.3. NOSEL BUANG

Nosel buang (*discharge nozel*) merupakan bagian rumah keong yang dihubungkan dengan saluran pipa tekan. Maka penampang ujung nosel buang dengan penampang pipa tekan adalah sama. Pada saluran pipa tekan, diameter

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

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

Dalam perancangan ini direncanakan ukuran diameter pipa tekan adalah :

$$\begin{aligned} \text{Diameter} &= 3 \text{ inc} \\ &= 76,2 \text{ mm} \\ &= 0,0762 \text{ m} \end{aligned}$$

Kapasitas pompa $Q = 0,0178 \text{ m}^3/\text{detik}$

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

$$\begin{aligned} Vd &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0.0178}{1/4 \times \pi \times (0,0762)^2} \\ &= 3,729 \text{ m/detik} \\ &= 12,231 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

Dari perhitungan kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan di atas, harga kecepatan aliran fluida telah memenuhi persyaratan yang ditentukan, sehingga

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

4.4. PENENTUAN BAHAN RUMAH POMPA

Penentuan bahan rumah pompa dapat dilihat pada tabel (lampiran), dengan mempertimbangkan sifat-sifat fluida yang dipompakan. Jenis fluida yang dipompakan yaitu air kotor atau air limbah, maka dipilih bahan rumah pompa yang sesuai yaitu FC (Besi cor).

BAB V

PERANCANGAN POROS

5.1. POROS

Poros merupakan salah satu bagian pompa yang berfungsi untuk mentransmisikan daya dari motor penggerak ke impeler untuk mengalirkan fluida. Poros juga berfungsi sebagai penumpu impeler yang dimasukkan ke lubang poros pada impeler. Untuk menetapkan sambungan poros dengan impeler di pasang pasak dan dibaut pada ujung poros agar impeler tidak lepas arah aksial.

Pada perencanaan poros ada beberapa faktor penting yang harus diperhatikan di antaranya adalah :

a. Kekuatan poros

Poros akan menerima beban puntir, beban lentur atau gabungan kedua beban tersebut. Beban-beban ini akan mempengaruhi ukuran diameter poros yang akan dirancang.

b. Kekakuan poros

Kekakuan poros akan berpengaruh bila poros menerima beban lentur. Bila poros tidak kaku maka poros akan mudah melentur apabila menerima beban lentur.

c. Putaran kritis

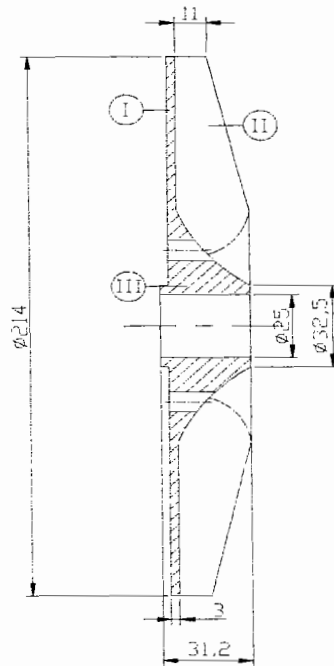
Jika kecepatan putaran poros bertambah besar dan pada putaran tertentu poros bergetar dengan kuat maka putaran ini disebut putaran kritis. Putaran kritis akan menyebabkan kerusakan pada bagian-bagian yang berputar, misalnya bantalan yang menumpu poros tersebut.

5.2. TINJAUAN BEBAN POROS

Poros pompa mendapat dua beban, yaitu beban puntir dan beban lentur. Beban disebabkan dari momen puntir yang berasal dari motor penggerak. Beban lentur disebabkan oleh bobot impeler yang ditumpu poros dan gaya radial pada impeler tersebut. Dan poros juga di kenai gaya aksial, gaya ini bekerja pada masing-masing sisi impeler yang tidak sama pada sisi hisap dan sisi keluarnya.

5.2.1. Berat impeler

Berat impeler perbagian dapat dihitung berdasarkan pendekatan gambar penampang impeler sebagai berikut :



Gambar 5.1 Ukuran penampang impeler

Sehingga berat impeler perbagian dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

Berat piringan belakang (W_1)

$$W_1 = \frac{\pi}{4} \times (D_2^2 - D_s^2) \times b \times \gamma$$

dengan :

D_2 = diameter sisi luar impeler = 214 mm

D_s = diameter lubang poros pada impeler = 25 mm

b_2 = tebal dinding impeler = 3 mm

γ = berat jenis bahan impeler (perunggu aluminium cor) = $7,9 \times 10^{-6}$
kg/mm³

maka berat dinding belakang impeler adalah :

$$W_1 = \frac{\pi}{4} \times (214^2 - 25^2) \times 3 \times 7,9 \times 10^{-6}$$

$$= 0,84 \text{ kg}$$

Berat sudu (W_2)

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

dengan :

$$P = \text{panjang sudu} = 180,56 \text{ mm}$$

$$L = \text{lebar sudu} = 25 \text{ mm}$$

$$t_{\text{rata-rata}} = \text{tebal rata-rata sudu} = (2,5 + 3,5) / 2 = 3 \text{ mm}$$

Maka berat untuk 6 buah sudu adalah :

$$W_2 = 6 \times 180,56 \times 25 \times 3 \times 7,9 \times 10^{-6}$$

$$= 0,11 \text{ kg}$$

Berat impeler untuk lubang poros (W_3)

$$W_3 = \frac{\pi}{4} \times (DH^2 - D_s^2) \times L \times \gamma$$

dengan :

$$DH = \text{diameter hub} = 32,5 \text{ mm}$$

$$L = \text{panjang hub} = 31,2 \text{ mm}$$

Maka berat impeler untuk lubang poros adalah :

$$W_3 = \frac{\pi}{4} \times (32,5^2 - 25^2) \times 31,2 \times 7,9 \times 10^{-6}$$

$$= 0,083 \text{ kg}$$

Maka berat total impeler (W_{tot}) :

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

$$= 0,84 + 0,11 + 0,083$$

$$= 1,033 \text{ kg}$$

5.2.2. Berat poros

Berat poros dapat dihitung dengan cara membagi poros menjadi beberapa bagian dan titik berat poros untuk masing-masing bagian dapat dipergunakan rumus :

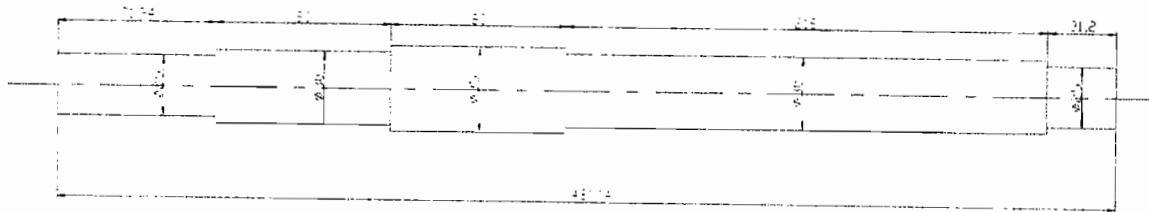
$$W_p = \frac{\pi \times ds^2 \times L \times \gamma}{4}$$

dengan :

ds = diameter poros tiap tingkat (mm)

L = panjang poros tiap tingkat (mm)

γ = berat jenis bahan ($7,85 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$)



Gambar 5.2 Konstruksi poros

- Berat poros bagian I dengan diameter poros $d_s = 25$ mm

$$Wp_1 = \frac{\pi \times 25^2 \times 71,94 \times 7,85 \times 10^{-6}}{4}$$

$$= 0,277 \text{ kg}$$

- Berat poros bagian II dengan diameter poros $d_s = 30$ mm

$$Wp_2 = \frac{\pi \times 30^2 \times 30 \times 7,85 \times 10^{-6}}{4}$$

$$= 0,443 \text{ kg}$$

- Berat poros bagian III dengan diameter poros $d_s = 35$ mm

$$Wp_3 = \frac{\pi \times 35^2 \times 80 \times 7,85 \times 10^{-6}}{4}$$

$$= 0,603 \text{ kg}$$

- Berat poros bagian IV dengan diameter poros $d_s = 30$ mm

$$Wp_4 = \frac{\pi \times 30^2 \times 218 \times 7,85 \times 10^{-6}}{4}$$

$$= 1,209 \text{ kg}$$

- Berat poros bagian V dengan diameter poros $d_s = 25$ mm

$$Wp_5 = \frac{\pi \times 25^2 \times 31,2 \times 7,85 \times 10^{-6}}{4}$$

$$= 0,12 \text{ kg}$$

Sehingga berat total poros adalah :

$$Wp_{tot} = Wp1 + Wp2 + Wp3 + Wp4 + Wp5$$

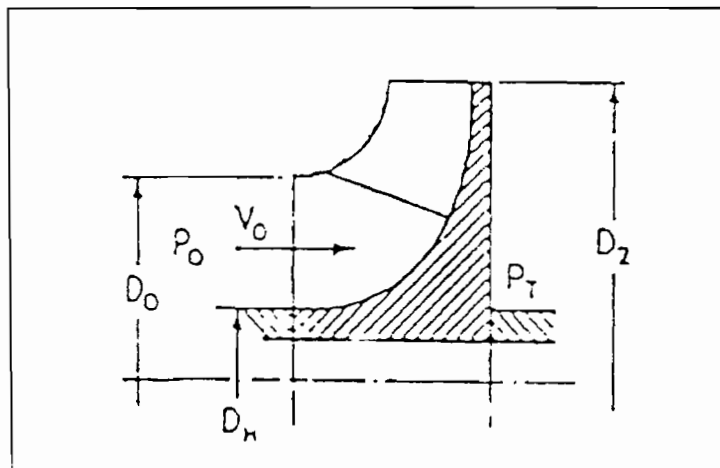
$$= 0,277 + 0,443 + 0,603 + 1,209 + 0,12$$

$$= 2,652 \text{ kg}$$

5.2.3. Gaya aksial

Gaya aksial yang terjadi pada impeler dapat dibedakan menjadi dua jenis yaitu :

1. Gaya aksial akibat adanya perbedaan tekanan fluida pada impeler.



Gambar 5.3 Bagian leher impeler
(Austin, 1993, hal. 156)

Tekanan fluida yang keluar dari impeler lebih tinggi dari pada tekanan pada sisi hisap pompa.. Akibat perbedaan tekanan tersebut akan menimbulkan gaya aksial yang menggerakkan impeler menuju sisi hisap pompa.

Perbedaan tekanan yang terjadi dapat dihitung dengan persamaan :

$$P_T - P_0 = \frac{3}{4} \times \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \times \gamma \quad (\text{Austin H. Church, hal. 156})$$

dengan :

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

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

U_2 = kecepatan keliling fluida sisi keluar impeler = 33,7 m/detik

U_1 = kecepatan keliling fluida sisi masuk impeler = 14,09 m/detik

γ = berat jenis fluida yang dialirkan = 1100 kg/m^3

g = percepatan gravitasi = 9,81 m/detik^2

Sehingga perbedaan tekanan sisi masuk dan keluar adalah :

$$\begin{aligned} P_T - P_0 &= \frac{3}{4} \times \frac{33,7^2 - 14,09^2}{2 \times 9,81} \times 1100 \\ &= 39406,654 \text{ kg/m}^2 \end{aligned}$$

Antara bidang lingkaran D_0 dan D_h terdapat gaya aksial yang cenderung untuk menggerakkan impeler ke arah sisi hisap. Basarnya gaya aksial ini dapat ditentukan dengan persamaan :

$$F_a = (P_T - P_C) \times \frac{\pi}{4} \times (d_o^2 - d_h^2) \quad (\text{Austin H. Church, hal. 155})$$

dengan :

$$d_o = \text{diameter mata impeler} = 0,0916 \text{ m}$$

$$d_h = \text{diameter hubung} = 0,0325 \text{ m}$$

Sehingga besarnya gaya aksial adalah :

$$\begin{aligned} F_a &= (39406,654) \times \frac{\pi}{4} \times (0,0916^2 - 0,0325^2) \\ &= 226,881 \text{ kg.} \end{aligned}$$

2. Gaya aksial yang diakibatkan oleh perubahan momentum fluida.

Gaya aksial akibat adanya perubahan momentum fluida, biasanya harganya lebih kecil dibandingkan dengan gaya aksial yang ditimbulkan oleh adanya perbedaan tekanan fluida. Karena fluida memasuki impeler secara aksial mempunyai kecepatan masuk V_0 , maka perubahan momentum dapat ditentukan dengan persamaan :

$$F_m = \frac{w}{g} \times V_0 \quad (\text{Austin H. Church, hal. 155})$$

dengan :

$$V_0 = \text{kecepatan fluida masuk impeler} = 2,7 \text{ m/detik}$$

$$w = \text{berat fluida yang masuk impeler persatuan waktu (kg/detik)}$$

Kapasitas air yang dipompa = $0,017 \text{ m}^3/\text{detik}$, maka bobot air yang dipompa adalah:

Kapasitas air yang dipompa = $0,017 \text{ m}^3/\text{detik}$. maka bobot air yang dipompa adalah:

$$\begin{aligned} w &= Q \times \gamma_{air} \\ w &= 0,017 \times 1100 \\ &= 18,7 \text{ kg/detik} \end{aligned}$$

Besarnya gaya aksial yang disebabkan gaya momentum adalah :

$$\begin{aligned} F_m &= \frac{18,7}{9,81} \times 2,7 \\ &= 5,146 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} F_{a_{resultan}} &= F_a - F_m \\ &= 226,881 - 5,146 \\ &= 221,735 \text{ kg} \end{aligned}$$

Resultan gaya aksial ini berusaha untuk menggerakkan impeler dan poros menuju sisi hisap.

5.2.4. Mengatasi gaya aksial

Untuk mengurangi gaya geser aksial yang bekerja pada impeler, maka dibutuhkan elemen pengimbang gaya aksial.

Prinsip dari elemen pengimbang adalah membuat tekanan didepan dan di belakang impeler sama. Untuk mengkompensir/menyeimbangkan gaya geser aksial tersebut dapat dilakukan dengan beberapa jenis elemen pengimbang, yaitu :

- a. Torak pengimbang.
- b. Cakram pengimbang.
- c. Susunan berimbang.
- d. Lubang pengimbang.
- e. Bantalan aksial.

Pada perancangan ini digunakan lubang pengimbang. Cara ini menggunakan impeler yang mempergunakan cincin penyekat di dinding belakang impeler untuk membentuk ruang pengimbang. Ruang ini dihubungkan dengan sisi isap impeler oleh lubang pengimbang.

5.2.5. Gaya radial

Gaya radial pada impeler dihitung melalui persamaan :

$$F_r = 0,433 \times Kr \times \gamma \times H \times D_2 \times b_2 \quad (\text{Igor J. Karassik, hal. 2175})$$

dengan :

Kr = koefisien eksperimental yang berdasarkan putaran spesifik (29,9 rpm)

$$= 0,03$$

γ = berat jenis fluida yang di pompa (kg/m^2)

$$= 1100 \text{ kg/m}^3$$

H = tinggi tekan pompa (m)

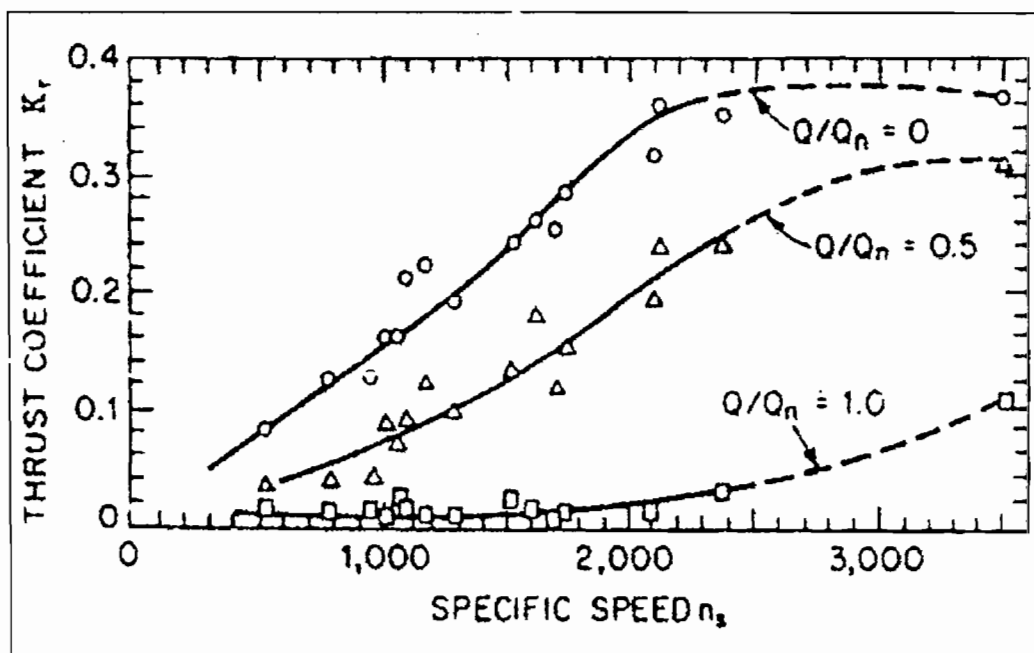
$$= 30 \text{ m}$$

D_2 = diameter sisi keluar impeler (m)

$$= 0,214 \text{ m}$$

b_2 = Lebar sisi keluar impeler

$$= 0,0011 \text{ m}$$



Gambar 5.4 Harga Koefisien eksperimental K_r
(Igor J. Karassik, hal. 2.175)

Maka gaya radial pada impeler adalah :

$$F_r = 0,433 \times 0,03 \times 1100 \times 30 \times 0,214 \times 0,0011$$

$$= 0,1 \text{ kg}$$

Beban lentur yang diterima poros adalah :

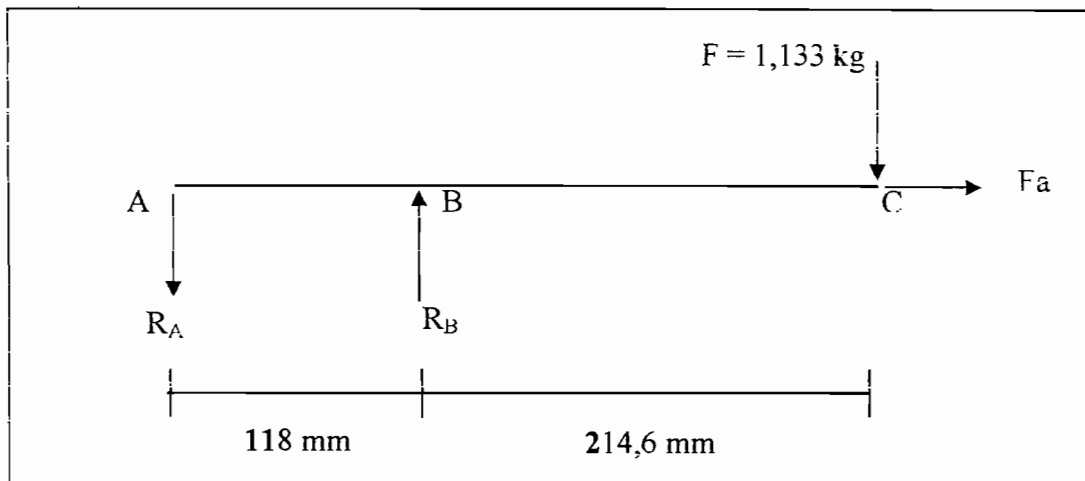
$$F = F_r + W$$

$$= 0,1 + 1,033$$

$$= 1,133 \text{ kg}$$

5.2.6. Perhitungan poros

- Panjang poros rencana (L) = 481,14 mm
- Jarak antara bantalan (L₁) A – B = 118 mm
- Jarak antara bantalan B dengan impeler (L₂) = 214,6 mm



Gambar 5.5 Reaksi pada bantalan

Reaksi dititik A

$$\sum M_B = 0$$

$$R_A \times L_1 - (F \times L_2) = 0$$

$$\begin{aligned} R_A &= \frac{F \times L_2}{L_1} \\ &= \frac{1,133 \cdot 214,6}{118} \\ &= 2,06 \text{ kg (} \downarrow \text{)} \end{aligned}$$

Reaksi dititik B

$$\sum P_V = 0$$

$$R_B + (-R_A) = F$$

$$R_B - 2,06 = 1,133$$

$$R_B = 3,193 \text{ kg (} \uparrow \text{)}$$

Besarnya momen lengkung (M) dititik B :

$$M_{A-B} = R_A \times L_1$$

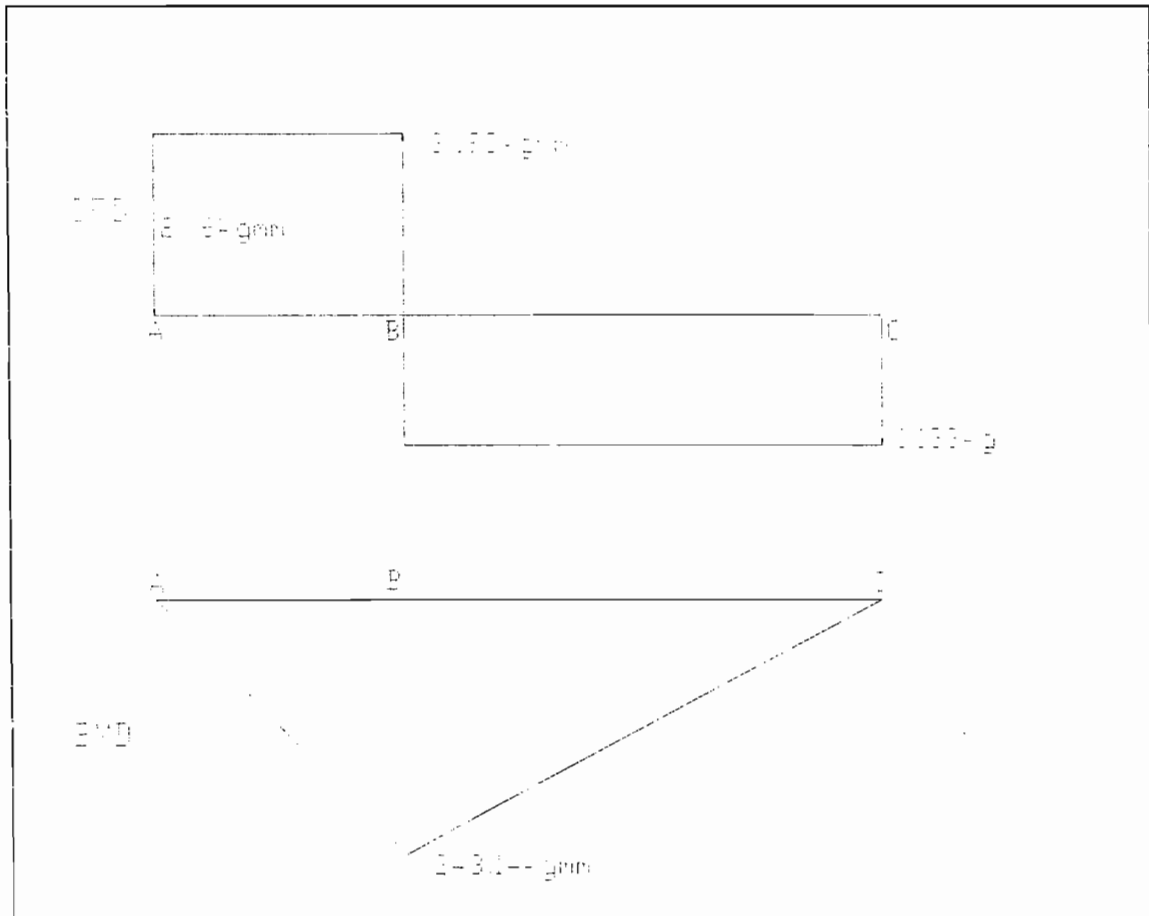
$$= 2,06 \times 118$$

$$= 243,14 \text{ kg.mm}$$

$$M_{B-C} = (R_A - R_B) \times L_2$$

$$= (-2,06 + 3,193) \times 214,6$$

$$= 243,14 \text{ kg.mm}$$



Gambar 5.6 Diagram pembebanan pada poros

5.2.7. Pemilihan bahan poros

Bahan poros yang digunakan untuk menggerakkan impeler adalah : **S40C**, kekuatan tarik bahan yang diijinkan $\tau_B = 55 \text{ kg/mm}^2$. Untuk mencegah terjadinya beban lebih pada poros, maka perlu diberikan faktor keamanan. Sehingga didapatkan tegangan geser bahan yang diijinkan diperoleh dengan menggunakan rumus :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf1 \times Sf2} \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997, hal. 8})$$

dengan :

$$\tau_B = \text{kekuatan tarik bahan yang diijinkan} = 55 \text{ kg/mm}^2$$

$$Sf1 = \text{faktor keamanan poros baja} = 6,0$$

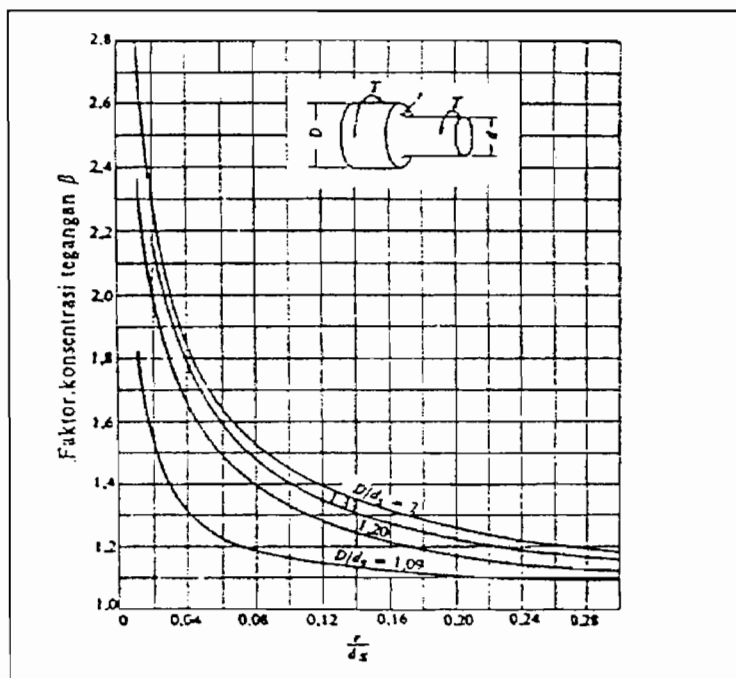
$$Sf2 = \text{faktor keamanan terhadap poros beralur pasak dan bertangga} = 2,0$$

Maka besarnya tegangan geser bahan yang diijinkan adalah :

$$\begin{aligned} \tau_a &= \frac{55}{6 \times 2} \\ &= 4,58 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

5.3. KONSENTRASI TEGANGAN POROS

Dalam perancangan poros bertingkat dan alur pasak, maka perlu diperhitungkan konsentrasi tegangan yang terjadi. Dalam perancangan poros bertingkat ini besarnya diameter poros tempat pemasangan impeler 25 mm dan untuk poros yang lebih besar dibuat 30 mm.



Gambar 5.7 Faktor konsentrasi tegangan β poros bulat pada pengecilan diameter dengan fillet
(Sularso dan Suga, hal. 11)

Jari-jari fillet poros

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

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

Perbandingan jari-jari fillet dengan diameter poros

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

Perbandingan diameter dari kedua poros tersebut

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

Dari gambar 5.7, didapat harga faktor koreksi tegangan $\beta = 1.3$

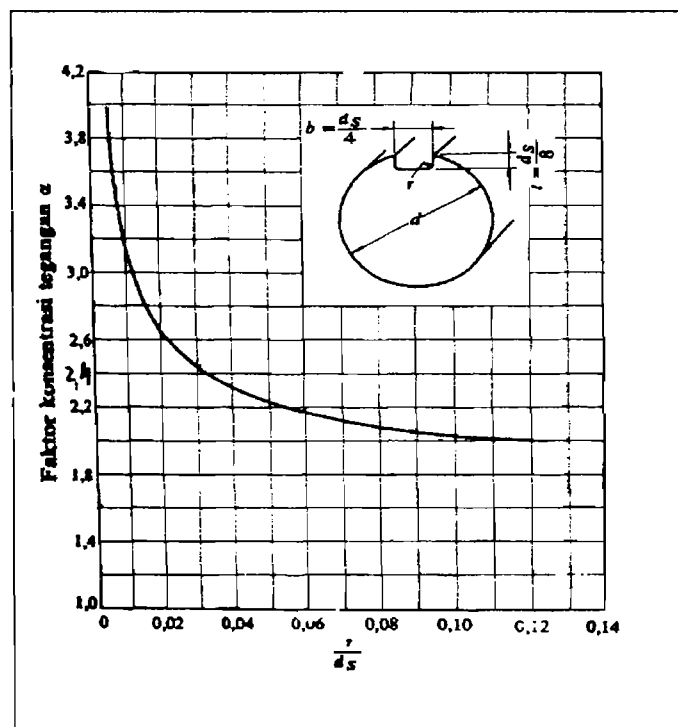
Untuk menentukan faktor konsentrasi tegangan pada alur pasak dapat ditentukan dengan menggunakan grafik pada gambar 5.8.

Ukuran pasak yang dipakai = 8×7

Jari-jari fillet alur pasak(r) = 0,4 mm

Perbandingan jari-jari fillet dengan diameter poros

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



Gambar 5.8 Faktor konsentrasi tegangan α poros bulat, dengan alur pasak terhadap fillet
(Sularso dan Suga, hal. 9)

Dari gambar 5.8 diperoleh harga faktor koreksi tegangan α , α harus lebih besar dari pada harga faktor koreksi tegangan β .

$$\alpha > \beta$$

$$3,1 > 1,3$$

Faktor tegangan geser maksimum terhadap poros dihitung melalui persamaan :

$$\tau_{mak} = \frac{5,1}{d_s^3} \sqrt{(Km \times M)^2 + (Kt \times T)^2} \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997, hal. 18})$$

dengan :

$$d_s = \text{diameter poros} = 25 \text{ mm}$$

$$Km = \text{faktor koreksi momen lentur} = 2,0$$

$$M = \text{momen lengkung} = 566,4 \text{ kg.mm}$$

$$Kt = \text{faktor koreksi momen puntir} = 1,5$$

$$T = \text{momen puntir} = 2484,7 \text{ kg.mm}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} \tau_{mak} &= \frac{5,1}{25^3} \sqrt{(2,0 \times 566,4)^2 + (1,5 \times 2484,7)^2} \\ &= 1,059 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Syarat yang harus dipenuhi agar perancangan poros aman.

$$\tau_a \times S_{D2} > \tau_{mak} \times \alpha$$

$$4,58 \times 2 > 1,059 \times 3,1$$

$$9,16 \text{ kg/mm}^2 > 3,2829 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser yang diijinkan lebih besar dari tegangan geser yang terjadi sehingga poros aman untuk digunakan.

5.4. DEFLEKSI PUNTIRAN

Besarnya defleksi puntiran dapat dihitung melalui persamaan :

$$\theta = 584 \times \frac{T \times L}{G \times d_s^4} \quad \text{(Sularso \& K. Suga, 1997, hal. 18)}$$

dengan :

$$T = \text{momen puntir} = 2484,7 \text{ kg.mm}$$

$$L = \text{panjang poros} = 481,14 \text{ mm}$$

$$G = \text{modulus geser} = 8300 \text{ kg/mm}^2$$

$$d_s = \text{diameter poros} = 25 \text{ mm}$$

Sudut puntir harus dibatasi yakni antara $0,25^\circ$ - $0,50^\circ$ untuk tiap 1 (satu) meter panjang poros (*Sudibyo. B, hal. 15*), karena panjang poros 481,14 mm, maka defleksi maksimum sebesar $0,24^\circ$.

Maka :

$$\begin{aligned} \theta &= 584 \times \frac{2484,7 \times 481,14}{8300 \times 25^4} \\ &= 0,215^\circ \leq 0,24^\circ \end{aligned}$$

Jadi defleksi puntiran pada poros telah memenuhi syarat yaitu lebih kecil dari $0,24^\circ$, sehingga poros tersebut dalam kondisi aman.

5.5. DEFLEKSI LENTURAN POROS

Besarnya defleksi lenturan maksimum yang terjadi pada poros dihitung melalui persamaan :

$$Y_{mak} = \frac{F}{3E} \left[\frac{b^3}{I_b} + \frac{a^3 - b^3}{I_a} + \frac{a^2 - x}{I_x} \right] \quad (\text{Stephan L., Impeller Pumps, hal. 329})$$

dengan :

F = beban lentur yang diterima poros = 1,133 kg

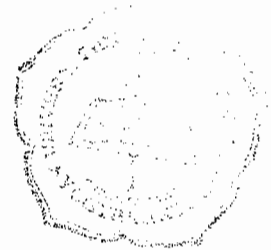
E = modulus elastisitas bahan poros = 21500 kg/mm²

I = momen inersia (mm⁴)

b = panjang poros kedudukan impeler 31,2 mm

a = jarak pusat tumpuan dengan pusat impeler 214,6 mm

x = jarak pusat antar tumpuan 118 mm



Untuk menentukan momen inersia poros pada setiap tingkat poros dapat dicari dengan rumus :

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

dengan :

ds : diameter poros (mm)

Untuk diameter poros ds = 25 mm, maka

$$I_a = \frac{\pi \cdot 25^4}{64} = 19165,03 \text{ mm}^4$$

Untuk diameter poros $d_s = 30$ mm, maka

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

Untuk diameter poros $d_s = 35$ mm, maka

$$I_b = \frac{\pi \times 35^4}{64} = 73624,414 \text{ mm}^4$$

Maka besarnya defleksi lenturan adalah :

$$Y_{\text{maks}} = \frac{1,133}{3 \times 21500} \left[\frac{31,2^3}{73624,414} + \frac{214,6^3 - 31,2^3}{39740,625} + \frac{214,6^2 - 118}{19165,03} \right]$$

$$= 0,004 \text{ mm}$$

$$Y_{\text{maks}} / L = 0,004 / 0,4811 \text{ m}$$

$$= 0,0083 \text{ mm / m}$$

$$= 0,0083 \leq 0,12 \text{ (mm / m)}$$

maka perhitungan diatas memenuhi syarat, sehingga poros tersebut pada batas aman.

5.6. PUTARAN KRITIS

Jika kecepatan putaran poros bertambah besar dan pada putaran tertentu poros tersebut bergetar dengan kuat, maka putaran ini disebut putaran kritis. Apabila pompa berputar pada putaran kritis ini, maka dapat menyebabkan kerusakan pada bagian-

bagian pompa yang ikut berputar menjadi cepat rusak, misalnya bantalan yang menumpu poros.

Besarnya putaran kritis poros dapat dicari dengan persamaan :

$$N_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{Y_{mak}}} \quad (\text{Virgil Moming, hal. 149})$$

dengan :

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

$$Y_{mak} = \text{defleksi lenturan maksimum} = 0,004 \text{ mm}$$

sehingga besarnya putaran kritis adalah :

$$\begin{aligned} N_{cr} &= \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9810}{0,004}} \\ &= 14265,919 \text{ rpm} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} N_{crt} &= N_{cr} - (0,2 \times N_{cr}) \\ &= 14265,919 - (0,2 \times 14265,919) \\ &= 11412,735 \text{ rpm} \end{aligned}$$

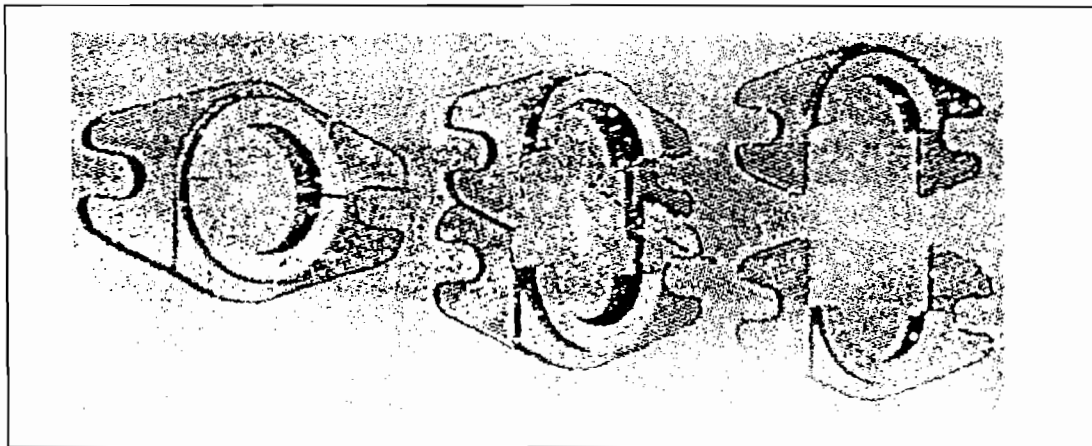
Jadi pada perancangan ini poros beroperasi pada putaran 2940 rpm di bawah putaran kritis, sehingga putaran poros tersebut aman.

BAB VI

ELEMEN PENDUKUNG POMPA

6.1. KOTAK PAKING (*Stuffing Box*)

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



Gambar 6.1 Gland yang terbelah dua
(Austin, hal. 523)

Tebal paking (S)

$$S = \sqrt{d} , \text{ sampai } S = 2\sqrt{d}$$

Dalam perancangan ini diameter poros $d = 30 \text{ mm}$, sehingga tebal paking :

$$S = 1,5\sqrt{d} \qquad \qquad \qquad (Austin H. Church, hal. 523)$$

$$S = 1,5\sqrt{30}$$

$$= 8,21 \text{ mm}$$

Panjang paking, h (mm) :

$$h = (4 - 8) \times S \quad (\text{Austin H. Church, hal. 523})$$

$$h = 6 \times 8,21$$

$$= 49,26 \text{ mm}$$

jarak antara permukaan paking dengan kotak paking diperoleh dengan menggunakan persamaan :

$$h_i = 3 \times S$$

$$= 24,63 \text{ mm}$$

Gaya penekanan pada paking ditentukan dengan menggunakan persamaan :

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

dengan :

D = diameter kotak paking (mm)

d = diameter poros 30 mm

p = tekanan lebih (Kg/mm²)

a = faktor jenis paking

Sehingga diameter kotak paking adalah :

$$D = d_s + 2S$$

$$= 30 + 2(8,21) = 46,42 \text{ mm}$$

Faktor jenis paking tergantung pada jenis paking, $a = 1$ untuk menset yang tidak perlu ditekan dan $a = 3$ untuk cincin paking yang perlu dipres (*Stolk*

,hal.527) dengan tekanan $p = 0,06 \text{ kg/mm}^2$. Sehingga besarnya gaya penekan yang dibutuhkan untuk menekan paking adalah :

$$F_p = \frac{\pi}{4} \times (46,42^2 - 30^2) \times 0,06 \times 3$$

$$= 174,426 \text{ kg}$$

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

$$F_b = \frac{F_p}{2}$$

$$= \frac{174,426}{2}$$

$$= 87,213 \text{ kg}$$

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

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

Sehingga tebal penekan paking adalah :

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

$$= 1,25 \times 8 = 10 \text{ mm}$$

6.2. PASAK

Pasak berfungsi untuk menetapkan sambungan poros dengan bagian yang berputar pada poros. Pada perancangan ini bagian pompa yang berputar yang ditetapkan dengan pasak adalah impeler dan kopling. Dalam perancangan ini

digunakan pasak berbentuk segi empat dengan arah memanjang berbentuk prismatic (lurus) atau tirus.

Dari hasil perhitungan sebelumnya diperoleh momen puntir (T) = 2484,7 kg.mm dan $d_s = 25$ mm.

Gaya tangensial yang bekerja pada permukaan poros dapat diperoleh dengan rumus :

$$F_t = \frac{T}{d_s} \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997, hal. 25})$$

maka :

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{2484,7}{25} \\ &= 198,776 \text{ kg} \end{aligned}$$

Ukuran pasak dapat diperoleh pada tabel lampiran standar pasak.

ukuran penampang pasak ($b \times h$) = 8 x 7

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

kedalaman alur pasak pada naf (t_2) = 3,3 mm

panjang pasak kopling = 25 mm dan panjang pasak impeler = 20 mm

Bahan pasak dipilih **S30C** dengan tegangan tarik bahan yang diijinkan $\sigma_B = 48$ kg/mm², faktor keamanan $Sf_1 = 6$ dan $Sf_2 = 2$.

Pemeriksaan pasak :

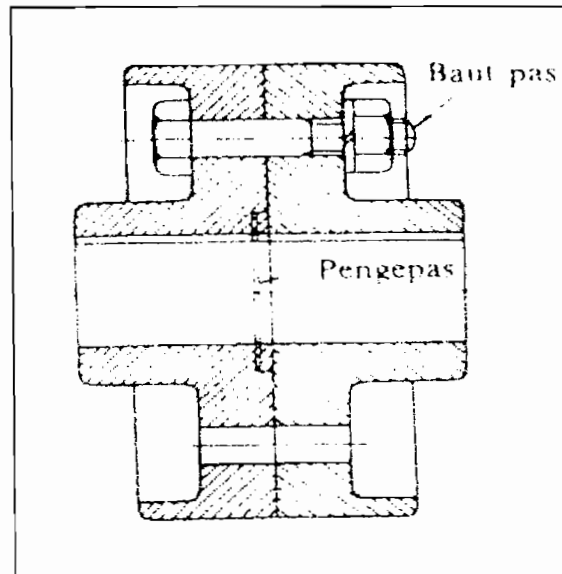
$$\begin{aligned} \tau_{\text{pasak}} &> \tau_{\text{poros}} \\ \frac{48}{(6 \times 2)} &> \frac{55}{(6 \times 2 \times 25)} \end{aligned}$$

4,0 kg mm² > 0,18 kg mm² : aman untuk dipergunakan.

6.3. KOPLING

Kopling merupakan elemen mesin yang berfungsi sebagai penerus putaran dan daya dari poros penggerak yang berasal dari motor listrik ke poros yang digerakkan atau poros pompa. Dalam perancangan ini, kopling yang akan digunakan adalah kopling tetap dengan jenis kopling flens kaku. Di sini kopling meneruskan putaran dan daya secara pasti atau tanpa terjadi slip, dimana sumbu kedua poros dari poros penggerak dan poros yang digerakkan terletak pada satu garis lurus.

Kopling flens kaku terdiri dari dua flens yang terbuat dari besi cor atau baja cor, dan dipasang pada ujung poros dengan memberi pasak serta diikat dengan baut pada flensnya. Kopling ini tidak dapat mengurangi tumbukan atau getaran transmisi, dan syarat mutlak yang harus dipenuhi adalah bahwa kopling flens ini tidak mengijinkan sedikitpun ketidak lurusan sumbu pada kedua poros.



**Gambar 6.2 Kopling flens kaku
(Sularso dan Suga, hal. 31)**

Dari hasil perhitungan sebelumnya diperoleh :

Daya pompa $P = 7,5 \text{ kW}$

Momen puntir $T = 2484,7 \text{ kg.mm}$

Tegangan geser ijin τ_a :

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

dengan : $Sf_1 = 6,0$ dan $Sf_2 = 2,0$

Bahan poros pompa adalah baja karbon konstruksi mesin **S40C** dengan kekuatan tarik $\sigma_B = 55 \text{ kg/mm}^2$. Maka tegangan geser ijin adalah :

$$\begin{aligned} \tau_a &= \frac{55}{6 \times 2} \\ &= 4,58 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Diameter poros D_s :

$$D_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \times K_t \times C_b \times T \right]^{1/3}$$

dengan :

K_t = faktor keamanan puntir = 1,5

C_b = faktor koreksi beban lentur = 2,0

τ_a = Tegangan geser yang diijinkan = 4,58 kg/mm²

sehingga :

$$D_s = \left[\frac{5,1}{4,58} \times 1,5 \times 2,0 \times 2484,7 \right]^{1/3}$$

$$= 20,24 \text{ mm}$$

Ukuran diameter poros diambil 25 mm

Ukuran-ukuran kopling flens adalah sebagai berikut :

Diameter luar kopling flens A = 125 mm

Panjang naf L = 45 mm

Diameter naf C = 50 mm

Daerah pusat baut B = 85 mm

Tebal flens F = 18 mm

Diameter baut d_b = 10 mm

Jumlah baut n = 4 buah

Besarnya tegangan geser pada baut dapat dihitung sebagai berikut :

$$\tau_b = \frac{8T}{\pi \times d_b^2 \times n_c \times B} \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997, hal. 34})$$

dengan :

n_e = jumlah baut efektif, yang besarnya 50 % dari jumlah baut yang dipakai adalah : $4 \times 0,5 = 2$

$$\begin{aligned} \tau_b &= \frac{8 \times 2484,7}{\pi \times 10^2 \times 2 \times 85} \\ &= 0,372 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan geser baut yang diijinkan τ_{ba} :

$$\tau_{ba} = \frac{\sigma_B}{Sf_b \times K_b}$$

dengan :

σ_B = kekuatan tarik baut (kg/mm^2)

Sf_b = faktor keamanan = 6,0

K_b = faktor koreksi karena tumbukan sebesar 1,5 dan 3,0 dan diambil K_b
= 3.0

Bahan baut dipilih baja karbon **SS50B** dengan kekuatan tarik $\sigma_b = 50 \text{ kg/mm}^2$.

Maka :

$$\begin{aligned} \tau_{ba} &= \frac{50}{6,0 \times 3,0} \\ &= 2,78 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

pemeriksaan :

$$\tau_b < \tau_{ba}$$

$0,372 < 2,78$ memenuhi syarat

Bahan flens dipilih besi cor kelabu **FC25** dengan kekuatan tarik $\sigma_b = 25 \text{ kg/mm}^2$.

Tegangan geser yang diijinkan untuk flens τ_{Fa} :

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

dengan :

$Sf_F = \text{Faktor keamanan} = 6,0$

$K_F = \text{Faktor koreksi} = 3,0$

Maka :

$$\begin{aligned} \tau_{Fa} &= \frac{25}{6 \times 3} \\ &= 1,388 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan geser flens τ_F :

$$\begin{aligned} \tau_F &= \frac{2 \times T}{\pi \times C^2 \times F} && (\text{Sularso \& K. Suga, 1997, hal. 34}) \\ &= \frac{2 \times 2484,7}{3,14 \times 50^2 \times 18} \\ &= 0,0351 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

pemeriksaan :

$$K_F \times \tau_F < \tau_{Fa}$$

$$3 \times 0,0351 < 1,388$$

$$0,105 < 1,388$$

Maka perancangan flens dengan bahan ini memenuhi syarat.

6.4. BANTALAN

Bantalan merupakan elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman, dan panjang umur. Bantalan harus cukup kuat untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Dalam perancangan ini digunakan bantalan gelinding. Elemen gelinding seperti bola atau rol, dipasang diantara cincin luar dan cincin dalam. Dengan memutar salah satu cincin tersebut, bola atau rol akan membuat gerakan gelinding sehingga gesekan diantaranya akan jauh lebih kecil.

Untuk menentukan nomor bantalan dengan melihat tabel 6.1

**Tabel 6.1 Bantalan bola sudut
(Sumber Sularo dan K. Suga, hal. 145):**

Nomor bantalan		Ukuran luar (mm)				
		d	D	B	r	r ₁
7303 A DB	7303 B DB	17	47	28	1,5	0,8
7304 A DB	7304 B DB	20	52	30	2	1
7305 A DB	7305 B DB	25	62	34	2	1
7306 A DB	7306 B DB	30	72	38	2	1
7307 A DB	7307 B DB	35	80	42	2,5	1,2
7308 A DB	7308 B DB	40	90	46	2,5	1,2
7309 A DB	7309 B DB	45	100	50	2,5	1,2
7310 A DB	7310 B DB	50	110	54	3	1,5
7311 A DB	7311 B DB	55	120	58	3	1,5

Nomor nominal A menyatakan $\alpha = 30^\circ$, B menyatakan $\alpha = 40^\circ$, dan C (ditiadakan dari tabel) menyatakan $\alpha = 15^\circ$.

Nomor bantalan	Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C _o (kg)	Nomor bantalan	Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C _o (kg)
7303 A DB	2030	1660	7303 B DB	1890	1500
7304 A DB	2390	1990	7304 B DB	2230	1790
7305 A DB	3350	3000	7305 B DB	3100	2680
7306 A DB	4250	3900	7306 B DB	3900	3600
7307 A DB	5100	4900	7307 B DB	4700	4400
7308 A DB	6200	6100	7308 B DB	5700	5450
7309 A DB	8050	8200	7309 B DB	7500	7000
7310 A DB	9400	9700	7310 B DB	8700	8700
7311 A DB	11000	11400	7311 B DB	10100	10300

Dari tabel diatas, diambil nomor bantalan sebagai berikut :

Dalam perancangan diameter poros untuk bantalan (d) = 30 mm

Nomor bantalan = 7306 A DB

Diameter dalam (d) = 30 mm

Diameter luar (D) = 72 mm

Lebar bantalan (B) = 38 mm

Kapasitas dinamis C = 4250 kg

Kapasitas statis C_o = 3900 kg

Putaran (n) = 2940 rpm

Besarnya gaya reaksi tumpuan yang menopang poros, dari kedua reaksi tersebut diambil yang terbesar, yaitu :

Gaya tumpuan radial (Fr) = 3,193 kg

Gaya tumpuan aksial (Fa) = 221,735 kg

Beban ekuivalen dinamis yang bekerja pada bantalan :

$$Pr = X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997, hal. 135})$$

dengan :

Fr = gaya radial pada tumpuan (kg)

Fa = gaya aksial (kg)

X = faktor beban radial

V = faktor konstruksi bantalan

Y = faktor beban aksial

Tabel 6.2 Faktor V, X, Y dan Xo, Yo
(Sumber Sularo dan K. Suga, hal. 135):

Jenis bantalan	Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				e	Baris tunggal		Baris ganda	
			$F_a/VF_r > e$		$F_a/VF_r \leq e$								
			X	Y	X	Y	X	Y		X ₀	Y ₀	X ₀	Y ₀
Bantalan bola alur dalam	$F_a/C_0 = 0.014$	1	1.2		2.30			2.30	0.19	0.6	0.5	0.6	0.5
	$= 0.028$				1.99			1.90	0.22				
	$= 0.056$				1.71			1.71	0.26				
	$= 0.084$				1.55			1.55	0.28				
	$= 0.11$			0.56	1.45	1.0	0.56	1.42	0.30				
	$= 0.17$				1.31			1.31	0.34				
	$= 0.28$				1.15			1.15	0.38				
	$= 0.42$				1.04			1.04	0.42				
Bantalan bola sudut	$\alpha = 20^\circ$	1	1.2	0.43	1.00	1.09	0.70	1.63	0.57	0.5	0.33	1	0.84
	$= 25^\circ$			0.41	0.87	0.92	0.67	1.41	0.68				0.76
	$= 30^\circ$			0.39	0.76	0.78	0.63	1.24	0.80				0.66
	$= 35^\circ$			0.37	0.66	0.66	0.60	1.07	0.95				0.58
	$= 40^\circ$			0.35	0.57	0.55	0.57	0.93	1.14				0.52

Berdasarkan tabel 6.2 di atas dapat diperoleh harga X, Y, V yaitu :

$$X = 0,63 \quad V = 1,2 \quad Y = 1,24$$

Maka beban ekivalennya adalah :

$$\begin{aligned} Pr &= (0,63 \times 1,2 \times 3,193) + (1,24 \times 221,735) \\ &= 277,36 \text{ kg} \end{aligned}$$

Faktor kecepatan bantalan f_n :

$$f_n = \left[\frac{33,3}{n} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Sularso \& K. Suga, 1997, hal.136})$$

sehingga :

$$\begin{aligned} f_n &= \left[\frac{33,3}{2940} \right]^{\frac{1}{3}} \\ &= 0,228 \end{aligned}$$

Untuk kerja normal, maka faktor beban $f_w = 1$ sehingga beban yang bekerja pada bantalan dikalikan dengan faktor f_w .

Beban yang bekerja pada bantalan adalah :

$$\begin{aligned} P &= f_w \times Pr \text{ (kg)} \\ &= 1 \times 277,36 \text{ kg} \\ &= 277,36 \text{ kg} \end{aligned}$$

Faktor umur bantalan f_h dihitung dengan rumus :

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

dengan :

$$C = \text{Kapasitas nominal dinamis spesifik} = 4250 \text{ kg}$$

sehingga :

$$f_h = 0,228 \times \frac{4250}{277,36}$$
$$= 3,5$$

Umur nominal L_h dicari dengan rumus :

$$L_h = 500 \times f_h^3$$
$$= 500 \times 3,5^3$$
$$= 21437,5 \text{ jam}$$

Umur bantalan telah memenuhi persyaratan yang telah ditentukan 20000-30000 jam. (*Sularso & K. Suga, 1997, hal.137*)

BAB VII

KARAKTERISTIK POMPA

7.1 PENDAHULUAN

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

- ◆ Kapasitas dengan head
- ◆ Kapasitas dengan daya
- ◆ Kapasitas dengan efisiensi pompa

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

7.2 KARAKTERISTIK POMPA HUBUNGAN KAPASITAS DENGAN HEAD

7.2.1 Head Euler' s ($H_{t \square}$)

Head euler' s merupakan head teoritis pompa yang ideal dengan mengabaikan semua kerugian-kerugian yang ada. Besarnya Head Euler' s dapat dihitung melalui persamaan :

$$H_{\infty} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \times Q_t}{2 \times \pi \times d_2 \times b_2 \times g} \times \cot g\beta_2 \quad (\text{Khetagurov, 1986, hal. 265})$$

dengan :

$$U_2 = \text{kecepatan keliling sisi keluar impeler} = 33,7 \text{ m/s}$$

$$d_2 = \text{diameter sisi luar impeler} = 0,214 \text{ m}$$

$$b_2 = \text{lebar sisi keluar impeler} = 0,011 \text{ m}$$

$$Q_t = \text{kapasitas pompa teoritis} = 1,05 \times Q \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\beta_2 = \text{sudut sisi keluar impeler} = 20^\circ$$

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

Sehingga besarnya head Euler's adalah :

$$H_{\infty} = \frac{33,7^2}{9,81} \times \frac{33,7 \times 1,05Q}{2 \times \pi \times 0,214 \times 0,011 \times 9,81} \times \cot g20$$

$$H_{\infty} = 115,768 - 1340,751Q$$

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

$$H_{\infty} = 115,768 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,017 \text{ m}^3/\text{s}$

$$H_{\infty} = 92,975 \text{ m}$$

7.2.2 Head Teoritis (H_t)

Head teoritis merupakan head yang telah dipengaruhi oleh bentuk sirkulasi alam. Besarnya head teoritis dapat dihitung dengan persamaan :

$$H_t = \eta_x \times H_{\infty} \quad (\text{Austin H. Church, 1990, hal. 33})$$

dengan:

η_x = koefisien sirkulasi aliran antara 0,6 – 0,8 diambil 0,6.

Sehingga besarnya head teoritis adalah :

$$H_t = 0,6 \times (115,768 - 1340,75Q)$$

$$H_t = 69,46 - 804,45Q$$

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

$$H_t = 69,46 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,017 \text{ m}^3/\text{s}$

$$H_t = 55,784 \text{ m}$$

7.2.3 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 pada laluan, antara aliran fluida dengan sudu. Head aktual dihitung melalui persamaan :

$$H_{akt} = H_t - h_h \quad (\text{Stepanoff, hal. 164})$$

dengan :

H_t = head teoritis (m)

h_h = kerugian hidrolis (m)

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,017 \text{ m}^3/\text{s}$

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

$$\text{Head teoritis (} H_t \text{)} = 55,784 \text{ m}$$

Maka kerugian hidrolis dapat ditentukan, yaitu:

$$\begin{aligned} h_h &= H_t - H_{\text{akt}} && \text{(M. Khetagurov, hal. 266)} \\ &= 55,784 - 30 \\ &= 25,784 \text{ m} \end{aligned}$$

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

$$H_h = h_s + h_{FD} \quad \text{(M. Khetagurov, hal. 266)}$$

dengan:

$$h_s = \text{kerugian kejut dan turbulensi (m)}$$

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

Pompa bekerja pada keadaan terbaik yaitu pompa beroperasi pada titik-titik efisiensi maksimum. Pada saat pompa beroperasi dalam keadaan terbaik kerugian kejut / turbulensi dan kerugian gesekan besarnya berkisar 0,1 – 0,5 diambil 0,2 sehingga :

$$\begin{aligned} h_s = h_{FD} &= 0,2 \times h_h \\ &= 0,2 \times 25,784 \\ &= 5,15 \text{ m} \end{aligned}$$

Kerugian karena gesekan dapat ditentukan dengan menggunakan rumus :

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

dengan :

K = koefisien gesekan

Q = kapasitas pompa

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,017 \text{ m}^3/\text{s}$, maka harga koefisien K dapat ditentukan yaitu :

$$K = \frac{h_{FD}}{Q^2}$$

$$K = \frac{5,15}{0,017^2}$$

$$K = 17820,06$$

Untuk harga kapasitas Q sembarang, maka kerugian gesekan dinyatakan dengan

$$h_{FD} = 17820,06Q^2$$

Sedangkan kerugian kejut dan turbulensi dapat dinyatakan dengan menggunakan

rumus:

$$h_s = \frac{K_{sh}}{2 \times g} \left[U_1^2 + \left(U_2 \times K_{2cu} \times \frac{d_2}{d_3} \right)^2 \right] \times \left[1 - \frac{Q}{Q_n} \right]^2 \quad (M. Khetagurov, hal. 267)$$

dengan :

K_{sh} = Koefisien kerugian kejut / turbulensi

K_{2cu} = Koefisien sirkulasi aliran = 0,8

U_1 = Kecepatan fluida pada sisi masuk impeler = 14,09 m /s

U_2 = Kecepatan fluida pada sisi keluar impeler = 33,7 m /s

d_2 = Diameter sisi keluar impeler = 0,214 m

$$d_3 = \text{Diameter dasar rumah volut} = 0,2247 \text{ m}$$

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

$$Q = \text{kapasitas pompa} = 0,017 \text{ m}^3/\text{s}$$

Harga koefisien kerugian kejut pada sisi masuk antara 0,6 – 0,8. Diambil harga koefisien kerugian kejut (K_{sh}) = 0,7. Pada saat pompa berkerja dengan kapasitas $Q = 0,017 \text{ m}^3/\text{s}$, maka kapasitas normalnya adalah :

$$5,15 = \frac{0,7}{2 \times 9,81} \times \left[14,09^2 + \left(33,7 \times 0,8 \times \frac{0,214}{0,2247} \right)^2 \right] \times \left[1 - \frac{0,017}{Q_n} \right]^2$$

$$5,15 = 30,022 \times \left[1 - \frac{0,017}{Q_n} \right]^2$$

$$\left[1 - \frac{0,017}{Q_n} \right]^2 = 0,171$$

$$\left[1 - \frac{0,017}{Q_n} \right] = 0,413$$

$$Q_n = \frac{0,017}{0,413 - 1}$$

$$Q_n = 0,0289 \text{ m}^3/\text{s}$$

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

$$h_s = 30,022 \times \left[1 - \frac{Q}{0,0289} \right]^2$$

$$h_s = 30,022 - 2077,647 Q + 35945,45 Q^2$$

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

$$h_s = 30,022 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,017 \text{ m}^3/\text{s}$

$$h_s = 5,091 \text{ m}$$

Harga kerugian kejut / turbulensi dan kerugian gesekan Q disubstitusikan ke persamaan :

$$h_h = (30,022 - 2077,647Q + 35945,45Q^2) + 17820,06Q^2$$

$$h_h = (30,022 - 2077,647Q + 53765,51Q^2)$$

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

$$h_h = 30,022 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,017 \text{ m}^3/\text{s}$

$$h_h = 10,241 \text{ m}$$

Dengan persamaan hubungan head aktual dengan kapasitas yaitu :

$$H_{akt} = (69,46 - 804,45Q) - (30,022 - 2077,647Q + 53765,51Q^2)$$

$$H_{akt} = 39,438 + 1273,197Q - 53765,51Q^2$$

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

$$H_{akt} = 39,438 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,017 \text{ m}^3/\text{s}$

$$H_{akt} = 45,544 \text{ m}$$

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

$$H_{tw} = 115,768 - 1340,751Q$$

$$H_t = 69,46 - 804,45Q$$

$$h_{FD} = 17820,06Q^2$$

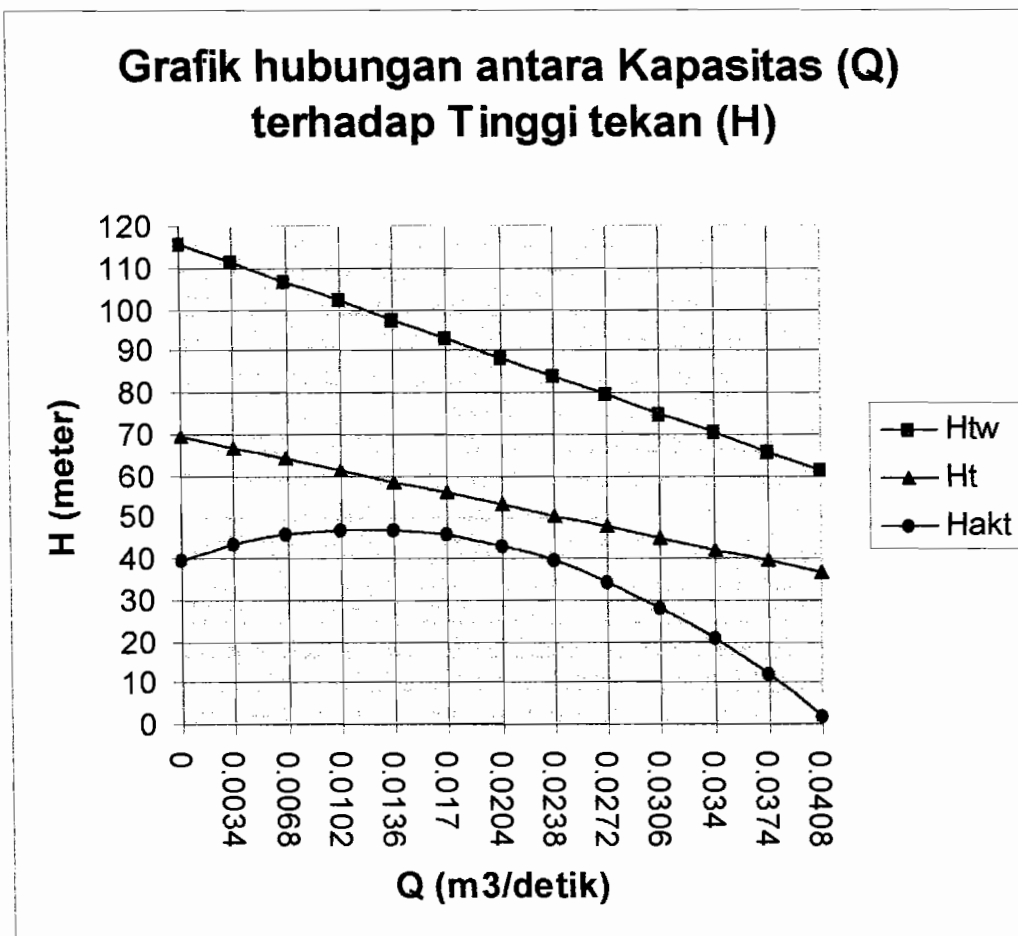
$$h_s = 30,022 - 2077,647Q + 35945,45Q^2$$

$$h_n = (30,022 - 2077,647Q + 53765,51Q^2)$$

$$H_{akt} = 39,438 + 1273,197Q - 53765,51Q^2$$

Tabel 7.1 Hubungan antara kapasitas dengan head

Q (m^3/s)	H_{tw} (m)	H_t (m)	h_{FD} (m)	h_s (m)	h_n (m)	h_{akt} (m)
0,0000	115,768	69,460	0,000	30,022	30,022	39,438
0,0034	111,209	66,724	0,205	23,373	23,579	43,145
0,0068	106,350	63,989	0,823	17,556	18,380	45,609
0,0102	102,092	61,254	1,853	12,569	14,423	45,830
0,0136	97,533	58,519	3,295	8,414	11,710	46,809
0,0170	92,975	55,784	5,149	5,090	10,240	45,544
0,0204	88,416	53,049	7,415	2,597	10,013	43,036
0,0238	83,858	50,314	10,093	0,934	11,028	39,285
0,0272	79,299	47,578	13,183	0,103	13,287	34,291
0,0306	74,741	44,843	16,685	0,103	16,789	28,053
0,0340	70,182	42,108	20,599	0,934	21,534	20,573
0,0374	65,623	39,373	24,925	2,597	27,523	11,850
0,0408	61,065	36,638	29,663	5,090	34,754	1,884

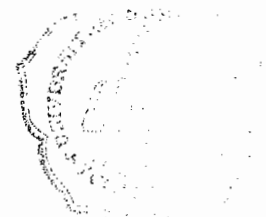


Gambar 7.1 Grafik Hubungan kapasitas (Q) dengan head (H)

7.3 KARAKTERISTIK POMPA HUBUNGAN DAYA DAN EFISIENSI TERHADAP KAPASITAS

Karakteristik daya dan efisiensi dengan kapasitas dari suatu pompa hanya ditinjau dari putaran konstan, dengan kapasitas yang berubah-ubah sehingga akan didapatkan harga daya dan efisiensi yang berbeda-beda.

Daya total yang dibutuhkan pompa ditentukan dengan persamaan :



$$b_{hp} = fh_p + h_{PL} + h_{PDY} + h_{PM} \quad (\text{Austin H. Church, 1993, hal. 35})$$

dengan :

b_{hp} = daya kuda rem

fh_p = daya kuda fluida

h_{PL} = daya kuda untuk mengatasi kebocoran

h_{PDF} = daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra

h_{PHY} = daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis

h_{PM} = daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis

7.3.1 Daya Kuda Fluida (fh_p)

Daya kuda fluida dihitung dengan persamaan :

$$fh_p = \frac{Q \times H \times \gamma}{75} \quad (\text{Austin H. Church, 1993, hal. 35})$$

dengan :

H = head pompa = 30 m

Q = kapasitas pompa = 0,017 m³/s

γ = berat jenis fluida (air) = 1100 kg/m³

Sehingga daya kuda fluida untuk harga kapasitas sembarang adalah :

$$\begin{aligned} fh_p &= \frac{Q \times 30 \times 1100}{75} \\ &= 440Q \end{aligned}$$

7.3.2 Daya Kuda Untuk Mengatasi Kebocoran (hp_L)

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran dinyatakan dengan persamaan :

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

dengan :

Q_L = kapasitas akibat kebocoran pompa, diambil 5% dari kapasitas pompa.

H_t = head teoritis (m)

$$H_t = 69,46 - 804,45Q$$

Sehingga daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran adalah :

$$Hp_L = \frac{0,05Q \times (69,46 - 804,45Q) \times 1100}{75}$$

$$Hp_L = 50,937 - 589,93Q^2$$

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

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian gesekan cakra untuk harga kapasitas sembarang adalah :

$$hp_{DF} = \frac{\left[\frac{d_2}{12} \right]^{4,83} \times n^{2,83}}{8,75 \times 10^8} \quad (Austin H.Church, 1993, hal. 126)$$

dengan :

$$n = \text{putaran poros pompa} = 2940 \text{ rpm}$$

$$d_2 = \text{diameter sisi keluar impeler} = 214 \text{ mm} = 8,425 \text{ inci}$$

sehingga :

$$hp_{DF} = \frac{\left[\frac{8,425}{12} \right]^{4,83} \times 2940^{2,83}}{8,75 \times 10^8}$$

$$= 1,35 \text{ hp} = 1,01 \text{ kw}$$

Daya kuda untuk mengatasi rugi-rugi hidrolis, yaitu sebesar :

$$hp_{HY} = \frac{Q \times \gamma \times h_h}{75} \quad (\text{Stepanoff, hal. 198})$$

Kerugian hidrolis untuk berbagai harga kapasitas telah ditentukan sebelumnya yaitu :

$$h_h = 30,022 - 2077,647Q + 53765,51Q^2$$

Sehingga daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis adalah :

$$hp_{HY} = \frac{(Q + 0,05Q) \times 1100 \times (30,022 - 2077,647Q + 53765,51Q^2)}{75}$$

$$hp_{HY} = 462,337Q - 31995,758Q^2 + 827988,846Q^3$$

7.3.4 Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Mekanis (hp_M)

Harga kerugian mekanis adalah relatif konstan, dimana harga dari rugi-rugi mekanis berkisar 2 – 4% dari daya kuda rem, diambil 0,03 sehingga :

$$hp_M = 0,03 \times bhp$$

7.3.5 Daya Kuda Rem (bhp)

Daya kuda rem yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa diperoleh dengan memasukkan harga-harga kerugian dan daya kuda fluida kedalam persamaan daya kuda rem. (Austin H.Church, 1993, hal. 35)

$$\begin{aligned} bhp &= 440Q + (50,937Q - 589,93Q^2) + 1,01 + \\ &\quad (462,337Q - 31995,758Q^2 + 827988,846Q^3) + 0,03bhp \\ 0,97 bhp &= 827988,846Q^3 - 32585,688Q^2 + 953,274Q + 1,01 \\ bhp &= 853596,748Q^3 - 43477,584Q^2 + 982,756Q + 1,04 \end{aligned}$$

Efisiensi pompa dapat diperoleh dengan membandingkan antara daya kuda fluida dengan daya kuda rem pada setiap harga kapasitas yang sembarang. Sehingga besarnya efisiensi pompa dapat dinyatakan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\eta = \frac{fhp}{bhp}$$

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

$$fhp = 440Q$$

$$hp_L = 50,937Q - 589,93Q^2$$

$$hp_{DF} = 1,01kw$$

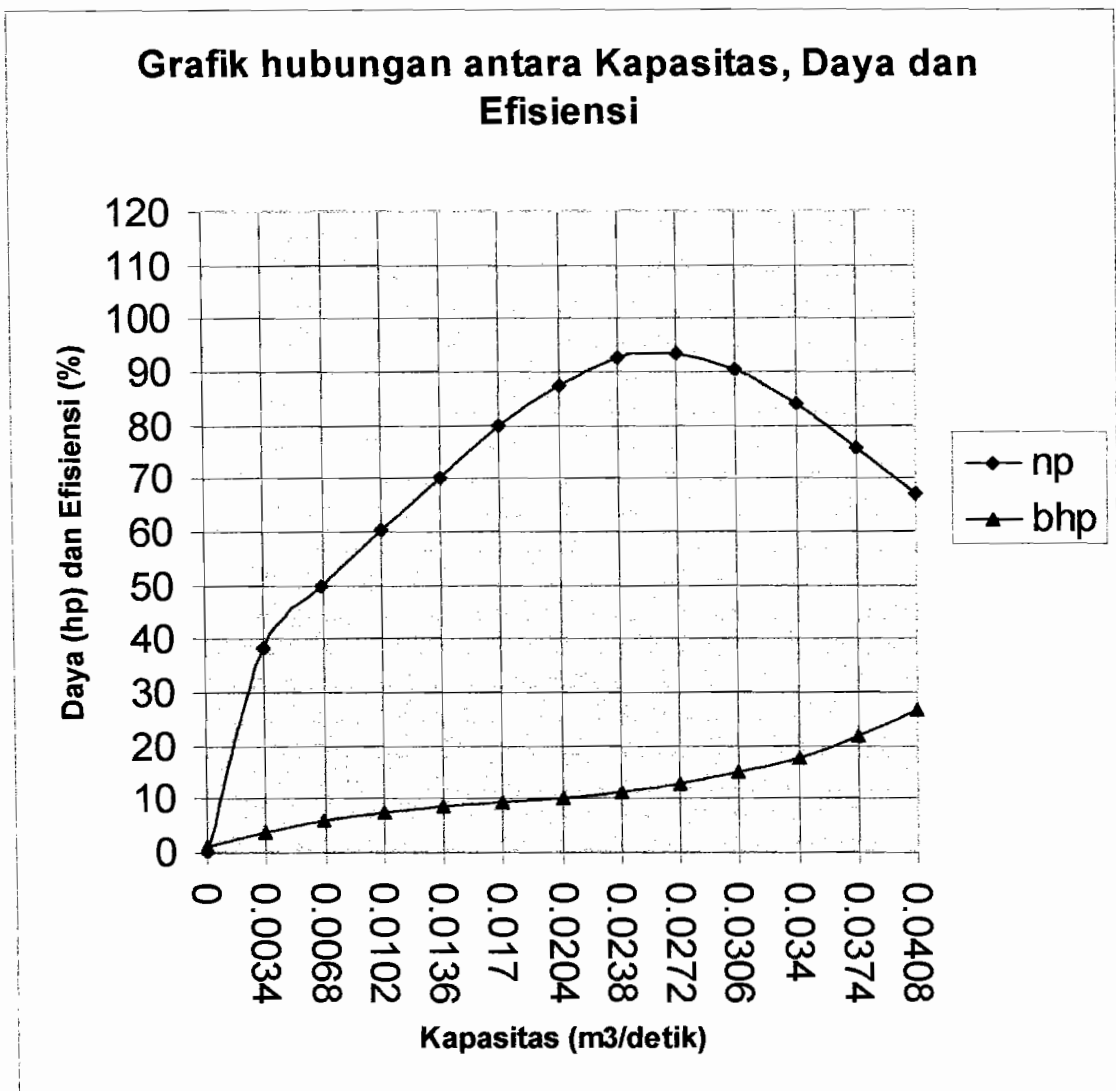
$$hp_{HY} = 462,337Q - 31995,758Q^2 + 827988,846Q^3$$

$$bhp = 853596,748Q^3 - 43477,584Q^2 + 982,756Q + 1,04$$

$$\eta = \frac{f_{hp}}{b_{hp}} \times 100\%$$

Tabel 7.2 Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi

Q (m ³ /s)	f _{hp} (hp)	h _{pl} (hp)	h _{pHY} (hp)	b _{hp} (hp)	η _p (%)
0,0000	0,000	0,000	0,000	1,040	0,000
0,0034	1,496	50,930	1,234	3,912	38,241
0,0068	2,992	50,909	1,924	5,982	50,016
0,0102	4,488	50,875	2,265	7,449	60,249
0,0136	5,984	50,827	2,452	8,516	70,267
0,0170	7,480	50,766	2,680	9,384	79,710
0,0204	8,976	50,691	3,145	10,253	87,545
0,0238	10,472	50,602	4,042	11,326	92,459
0,0272	11,968	50,500	5,565	12,804	93,470
0,0306	13,464	50,384	7,912	14,887	90,441
0,0340	14,960	50,255	11,275	17,778	84,148
0,0374	16,456	50,111	15,852	21,677	75,914
0,0408	17,952	49,954	21,836	26,785	67,022



Gambar 7.2 Grafik hubungan kapasitas (Q), Daya (HP), Efisiensi (η_p)

BAB VIII

KESIMPULAN DAN PENUTUP

8.1 KESIMPULAN

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

1. Spesifik pompa

- Tipe : Pompa sentrifugal satu tingkat
- Fluida yang dipompakan : Air kotor
- Kapasitas (Q) : $60 \text{ m}^3 / \text{jam}$
- Head total (H) : 30 m
- Putaran (n) : 2940 rpm
- Daya pompa (p) : 7,5 Kw
- Efisiensi : 79,7 %

2. Impeler

- Tipe : Semi terbuka
- Bentuk sudu : *Backward curve vanes*
- Bahan : Perunggu aluminium cor
- Diameter sisi masuk impeler : 91,6 mm
- Diameter sisi keluar impeler : 214 mm
- Jumlah sudu : 5 buah

3. Rumah pompa

- Jenis : Rumah keong (*volute*)
- Bahan : Besi cor

4. Poros

- Bentuk poros : Pejal bertingkat
- Bahan poros : S40C
- Diameter poros : 25 mm
- Panjang poros : 481,14 mm

5. Pasak

- Bahan : S30C
- Penampang pasak : 8 x 7
- Panjang pasak : 20 mm
- Kedalaman alur pasak pada poros : 4 mm
- Kedalaman alur pasak pada naf : 3,3 mm

6. Kopling

- Tipe : Kopling flens kaku
- Bahan : Besi cor kelabu (FC 25)

7. Bantalan

- Jenis : Bantalan bola sudut
- Nomor bantalan : 7306 A DB
- Diameter dalam bantalan : 30 mm
- Diameter luar bantalan : 72 mm
- Umur pemakaian : 21437,5 jam
- Jumlah : 2 buah

8.2 PENUTUP

Dalam perancangan pompa sentrifugal untuk pemompaan air kotor atau air limbah ini, beberapa hal harus diperhatikan agar pompa dapat bekerja secara optimal. Perlu dilakukan pemeriksaan komponen-komponen pompa secara rutin bila terjadi kerusakan bisa cepat diperbaiki atau diganti. Komponen pompa yang penting seperti paking juga harus dipilih sesuai penggunaannya agar tidak terjadi kebocoran. Faktor-faktor penting seperti kapasitas pompa, tinggi tekan pompa (head), tempat pengoperasian pompa, penggunaan pompa, jenis fluida yang dialirkan serta faktor-faktor lain yang dapat mempengaruhi kerja pompa harus diperhatikan dan perlu dilakukan perhitungan dalam perancangan agar pompa dapat berfungsi dengan baik sesuai dengan kebutuhan yang dikehendaki sehingga akan didapatkan penggunaan pompa yang tepat dan optimal.

Dalam pengerjaan tugas akhir ini masih banyak kekurangan dan jauh dari kesempurnaan karena keterbatasan penulis. meskipun penulis sudah berusaha dengan segala kemampuan semaksimal mungkin. Harapan penulis semoga tulisan ini dapat memberikan tambahan wawasan bagi semua pembaca yang budiman dan bermanfaat untuk perkembangan dalam hal perancangan elemen-elemen mesin. Penulis menyadari bahwa penyusunan Tugas Akhir ini masih banyak hal yang bisa dikembangkan agar lebih sempurna, mohon maaf jika ada salah kata ataupun tulisan yang menyinggung dan kurang berkenan dihati pembaca. Kritik dan saran dari pembaca sangatlah diperlukan. Tiada kata lagi selain ucapan “terima kasih” , penulis ucapkan kepada semua pihak yang telah berperan dan ikut membantu dalam menyelesaikan karya ini. Sekian dan Terima Kasih.

DAFTAR PUSTAKA

- Austin H. Church, 1993, *Pompa Dan Blower Sentrifugal*, alih bahasa Zulkifi Harahap, Cetakan ketiga, Erlangga, Jakarta.
- B. Sudiby, ing. HTL, Axle and shaft, ATMI ST. MIKAIL, Surakarta
- Ditzel, F., 1993, *Turbin Pompa Dan Kompresor*, alih bahasa Dakso Sriyono, Cetakan ketiga, Erlangga, Jakarta.
- Karassik, I. J., 1976, *Pump Hand Book*, Mc Graw Hill Book Company Inc, New York.
- Khetagurov, M., *Marine Auxiliary Machinery And Systems*, Peace Publisher, Moscow.
- Iazarkiewicz, S., 1965, *Impeller Pump*, Wydawnictwa Naukowe-Techniczne, Warsaw.
- Sptepanoft, A. J., 1948, *Flow Pump Design*, Second Edition, John Wiley & Sons.
- Stolk, C., 1994, *Elemen Mesin Konstruksi Bangunan Mesin*, Diterjemahkan oleh H. Hendarsin dan A. Abdul, edisi kedua, Erlangga, Jakarta.
- Sularso dan Tahara, H., 1987, *Pompa Dan Kompresor*, Cetakan ketiga, Pradnya Paramita, Jakarta.
- Sularso dan Suga, K., 1997, *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*, Cetakan kesembilan, Pradnya Paramita, Jakarta.

LAMPIRAN

Tabel 1. Bahan Pompa

(Sumber : Sularso dan H. Tahara, 1987 : 56)

Nomor kelompok	Frekuensi	Rumah (casing)	Impeler	Pemakaian
A - 1	O	FC	FC	Air tawar, air minum
A - 2	O	FC	FCD	Air tawar, Air minum
A - 3	O	FC	SC	Air awar, Air minum
A - 4		FC	BC	Air tawar, Air minum Air laut
A - 5	O	FC	PBC	Air tawar, Air limbah Air laut
A - 6	O	FC	ABC	Air tawar, air limbah Air laut
A - 7	O	FC	SCS2	Air tawar, air minum Air limbah
A - 8	O	FC	SCS12 or CS13	Air limbah, air laut
A - 9		FC berlapis karet	SCS12 or CS13	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 CS13	Air limbah, air laut
B - 5		SC	SCS14 or SCS15	Air laut
C - 1		BC	BC	Air destilasi, Air laut
C - 2	O	BC	BC	Air laut
C - 3		BC	BC	Air laut
D - 1		SCS2	SCS2	Air limbah, air laut
D - 2		SCS2	SCS12 or CS13	Air limbah, air laut
D - 3	O	SCS2	SCS14 or CS15	Air laut
D - 4		SCS12 or SCS13	SCS12 or CS13	Air laut
D - 5		SCS12 or SCS13	SCS14 or CS15	Air laut
D - 6		SCS12 or SCS13	worthite	Air laut
E - 1	O	SS	SC	Air tawar
E - 2	O	SS	SCS2	Air tawar, air minum
E - 3		SUS27	SCS13	Air tawar, air minum

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.
7. Nomor kelompok besar berarti bahan dengan mutu lebih tinggi.

Tabel 2. Bahan Poros

(Sumber : Sularso dan K. Suga, 1997 : 3)

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

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

Baja paduan untuk poros.

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

Tabel 3. Ukuran Standar Poros

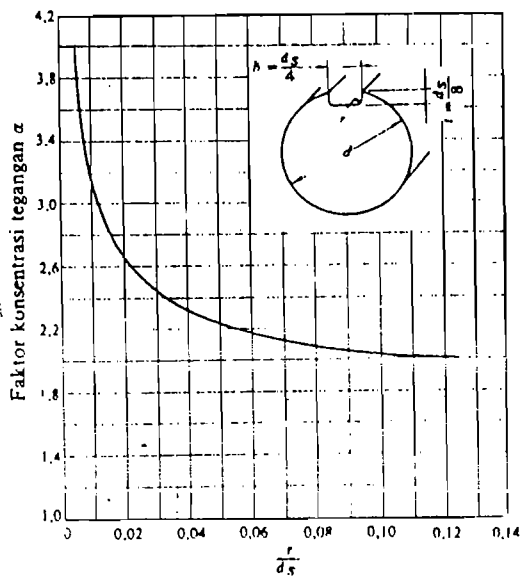
(Sumber : Sularso dan K. Suga, 1997 : 9)

Diameter poros.

(Satuan mm)

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

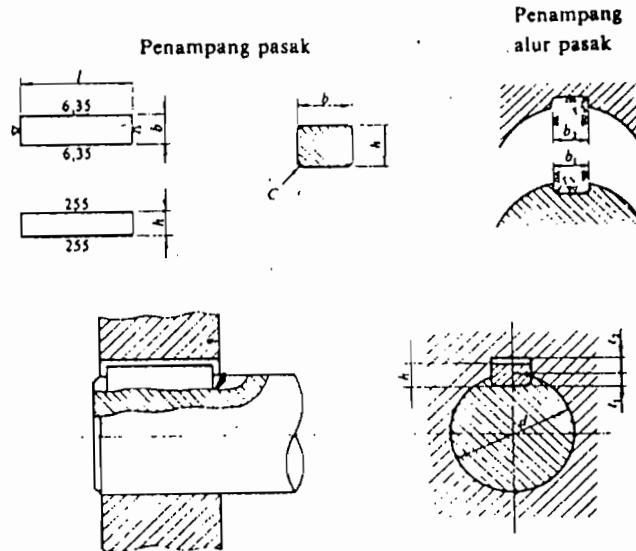
- Keterangan:
1. Tanda * menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standar.
 2. Bilangan di dalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipasang bantalan gelinding.



Faktor konsentrasi tegangan α untuk pembebanan puntir statis dari suatu poros bulat dengan alur pasak persegi yang diberi filet.

Tabel 4. Ukuran Pasak Dan Alur Pasak

(Sumber : Sularso dan K. Suga, 1997 : 10)



Ukuran-ukuran utama

(Satuan: mm)

Ukuran nominal pasak $b \times a$	Ukuran standar $b, b_1,$ dan b_2	Ukuran standar a		C	l^*	Ukuran Standar l_1	Ukuran standar l_2			r_1 dan r_2	Referensi	
		Pasak prismatis Pasak lurus	Pasak tirus				Pasak prismatis	Pasak lurus	Pasak tirus		Diameter poros yang dapat dipakai d^{**}	
2 x 2	2	2		0,16	6-20	1,2	1,0			0,08-0,16	Lebih dari 6-8	
3 x 3	3	3					6-36	1,8	1,4			8-10
4 x 4	4	4		0,25	8-45	2,5	1,8			0,16	10-12	
5 x 5	5	5					10-56	3,0	2,3			12-17
6 x 6	6	6		0,25	14-70	3,5	2,8			0,16	17-22	
(7 x 7)	7	7	7,2				16-80	4,0	3,0		3,5	3,0
8 x 7	8	7		0,40	18-90	4,0	3,3			0,25	22-30	
10 x 8	10	8					22-110	5,0	3,3			30-38
12 x 8	12	8		0,40	28-140	5,0	3,3			0,25-0,40	38-44	
14 x 9	14	9					36-160	5,5	3,8			44-50
(15 x 10)	15	10	10,2	0,60	40-180	5,0	5,0	5,5	5,0	0,40-0,60	50-55	
16 x 10	16	10					45-180	6,0	4,3			50-58
18 x 11	18	11		0,60-0,80	50-200	7,0	4,4			0,40-0,60	58-65	
20 x 12	20	12					56-220	7,5	4,9			65-75
22 x 14	22	14		0,60-0,80	63-250	9,0	5,4			0,40-0,60	75-85	
(24 x 16)	24	16	16,2				70-280	8,0	8,0		8,5	8,0
25 x 14	25	14		0,60-0,80	70-280	9,0	5,4			0,40-0,60	85-95	
28 x 16	28	16					80-320	10,0	6,4			95-110
32 x 18	32	18		0,60-0,80	90-360	11,0	7,4			0,40-0,60	110-130	

* l harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel.

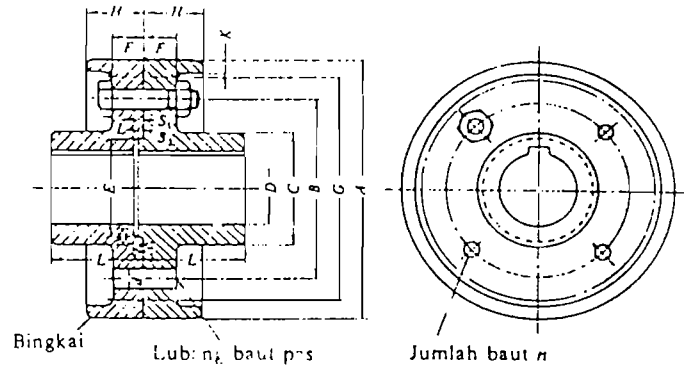
6, 8, 10, 12, 14, 15, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

Tabel 5. Harga Faktor kcandalan
(Sumber : Sularso dan K. Suga, 1997 : 137)

Faktor kcandalan (%)	Ln	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

Tabel 6. Ukuran Kopling Flens

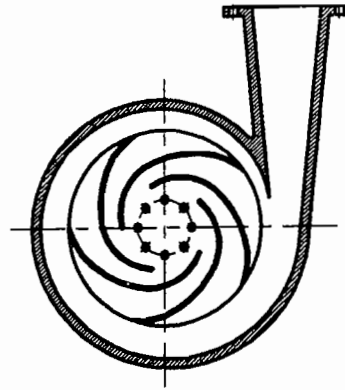
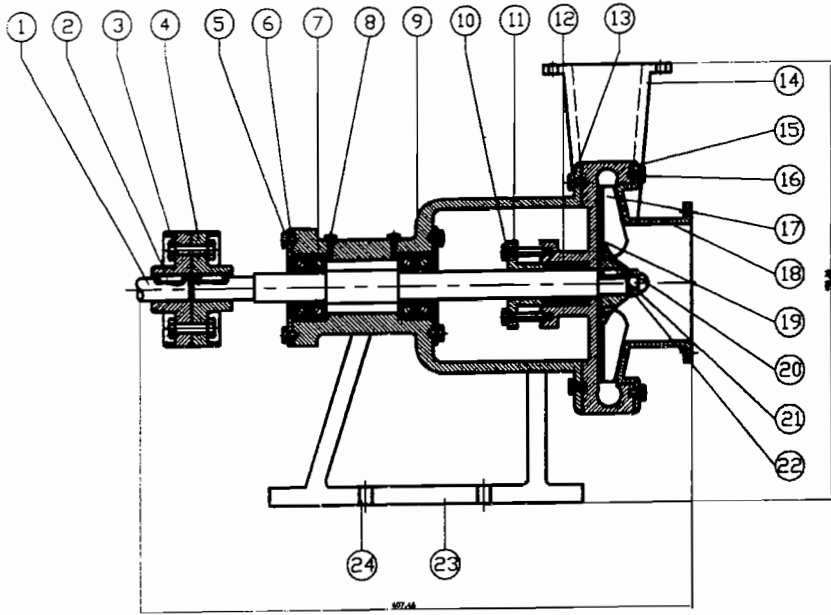
(Sumber : Sularso dan K. Suga, 1997 : 31)



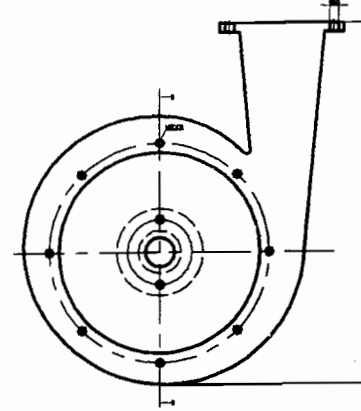
(Satuan: mm)

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

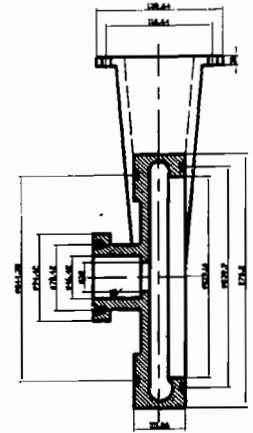
- Keterangan :
1. Jika tidak disebutkan secara khusus, angka-angka di dalam tabel berlaku umum baik untuk 'halus' maupun untuk 'kasar'.
 2. Pemakaian angka-angka di dalam kurung sejauh mungkin dihindarkan.



SKALA : 1 : 1 $\frac{11}{N6(N6)}$

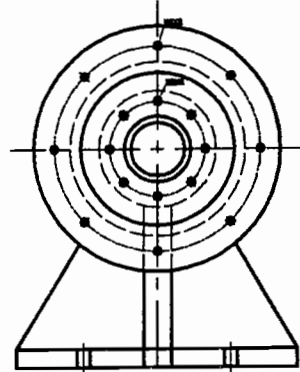
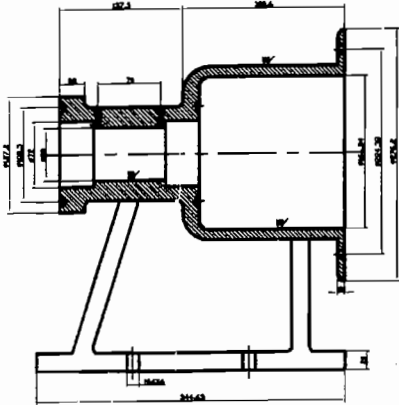


$\frac{17}{N6(N6)}$

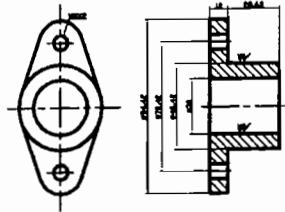


$\frac{18}{N6(N6)}$

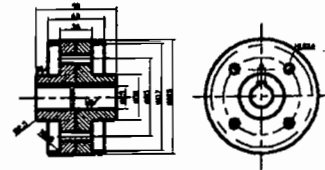
$\frac{9}{N6(N6)}$



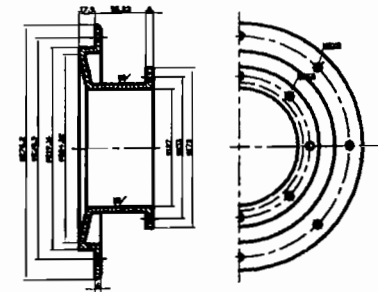
SKALA : 1 : 1 $\frac{1}{N6(N6)}$



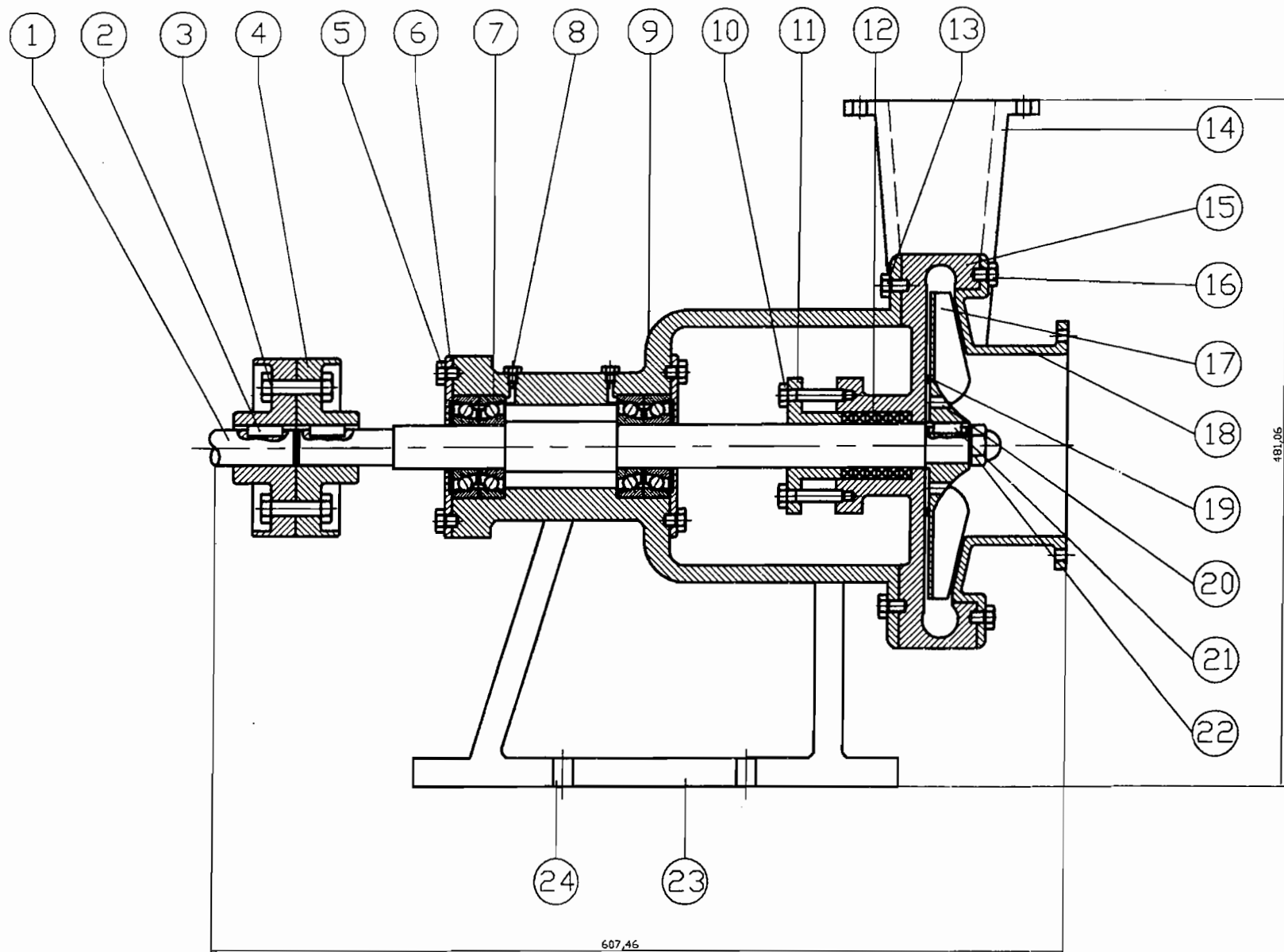
$\frac{4}{N6(N6)}$



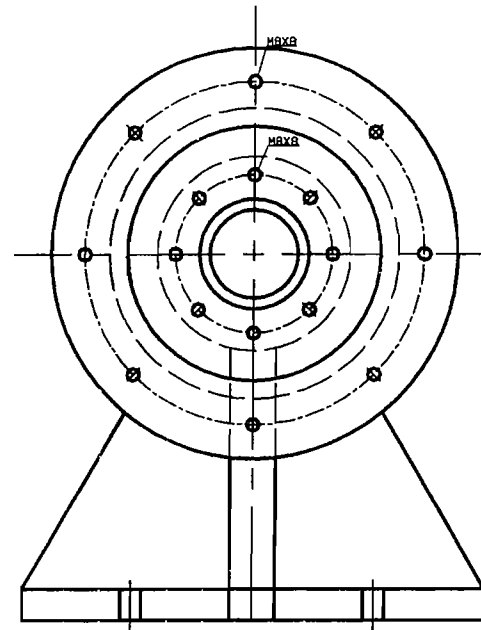
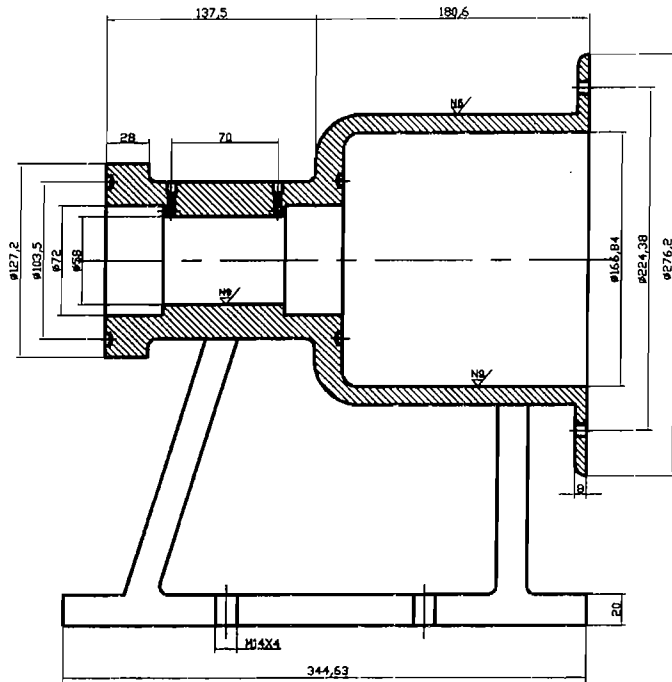
SKALA : 1 : 1 $\frac{6}{N6(N6)}$



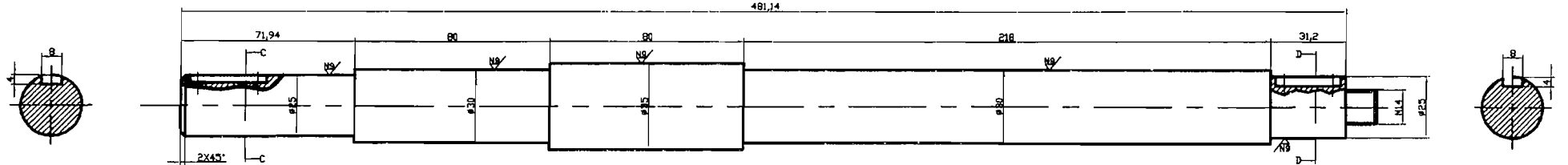
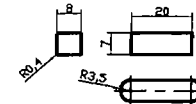
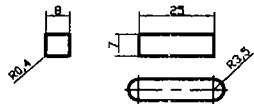
24	4	RAYA DUNGGAL	SGC		100
23	3	BALANG PUMPA	PCB		
22	1	CAP 1/2"	SGC		100
21	3	PARAF DUNGGAL	SGC		
20	2	LABUNG PERUMPAH			
19	1	SEAL PERUMPAH	ANSEYVEN		
18	1	PISAH KEMUK	PCB		
17	1	DUNGGAL	SGC		100
16	2	RAYA CHASIS I	SGC		100
15	1	BALANG BENTUNG	PC CHAS I		
14	1	PISAH BALANG BENTUNG	PCB		
13	2	RAYA CHASIS II	SGC		100
12	1	PINDAN	ANSEYVEN		
11	1	PINDAN PINDAN	PCB		
10	2	RAYA CLARK	SGC		100
9	1	CHASIS II	PCB		100
8	2	MPEL SEPAK	SGC		100
7	2	DUNGGAL	SGC	TUM A 100	
6	2	COVER DUNGGAL	PCB		
5	2	RAYA COVER	SGC		100
4	1	ROPLING	PCB		
3	4	RAYA ROPLING	SGC		100
2	3	PARAF ROPLING	SGC		
1	1	PINDAN	SGC		

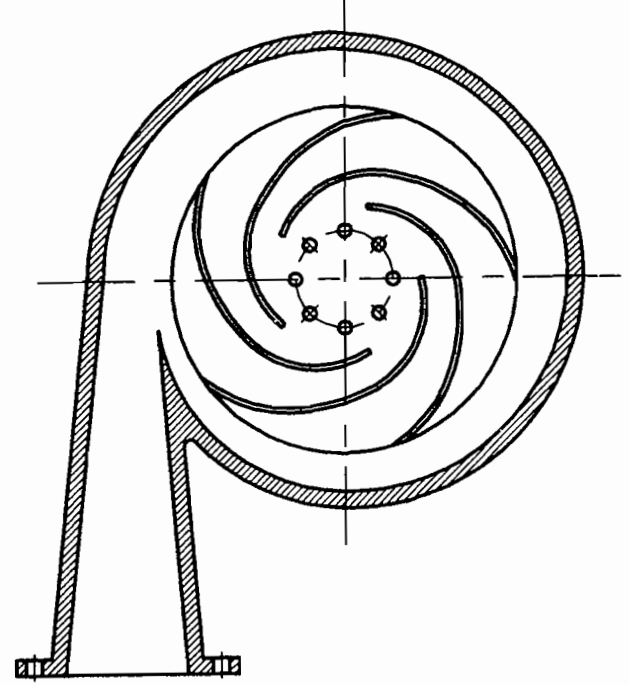
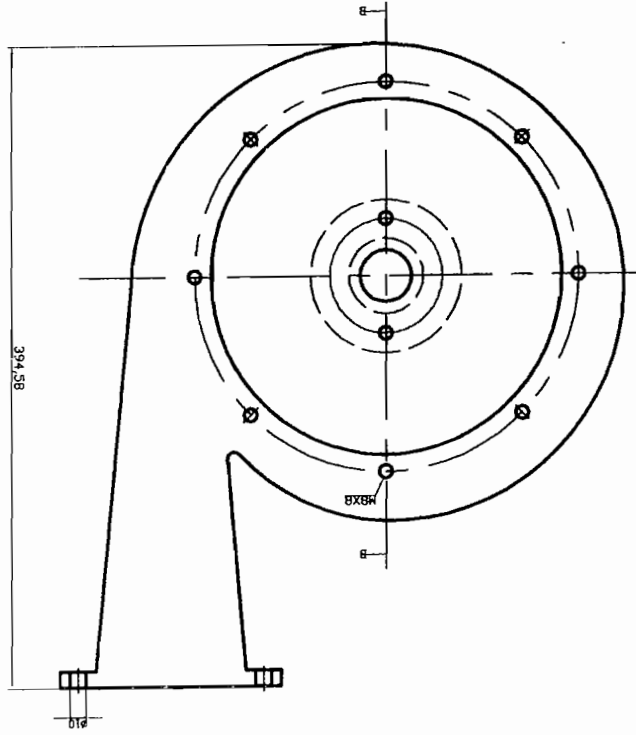
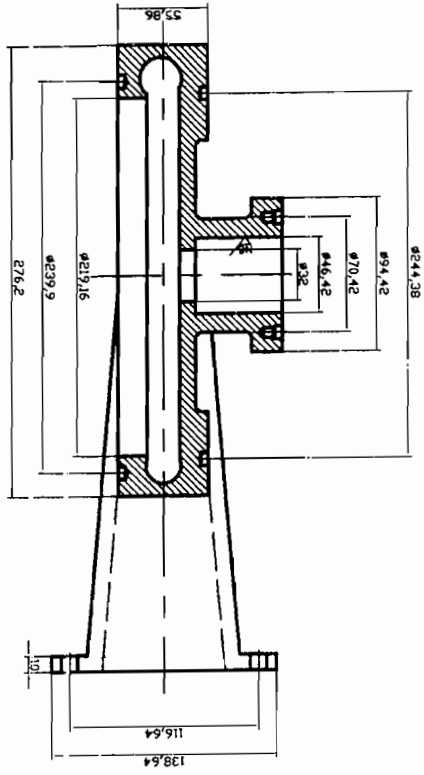


9 N9 (N6)



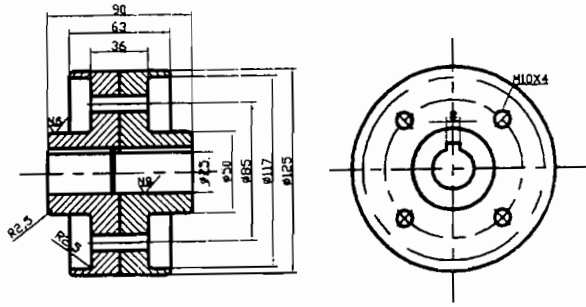
SKALA : 1 : 1 1 N9



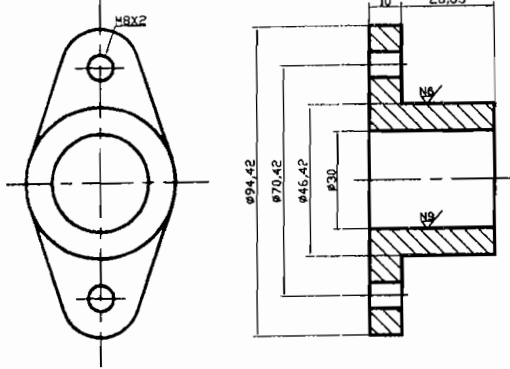




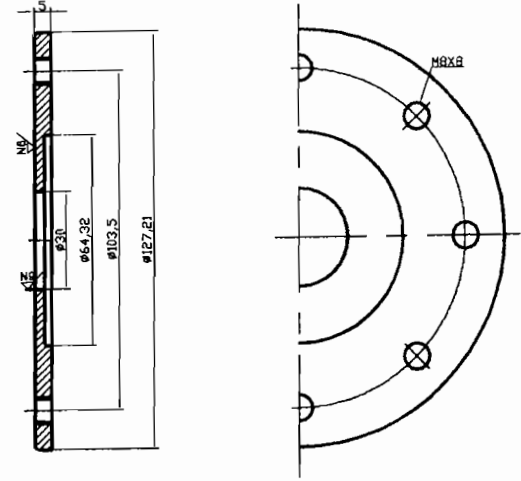

4 N6 / (N9)



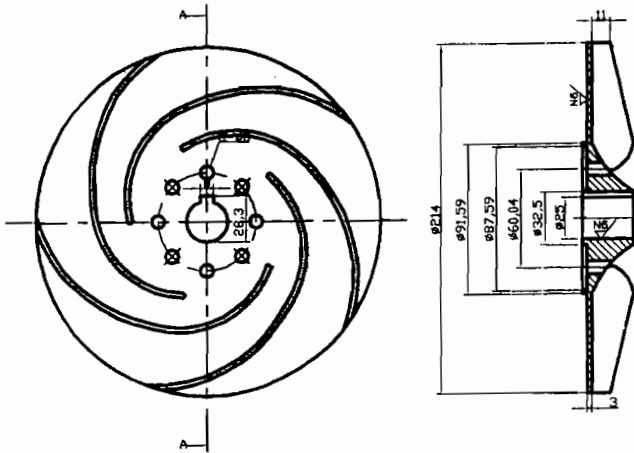
SKALA : 1 : 1 11 N6 / (N9)



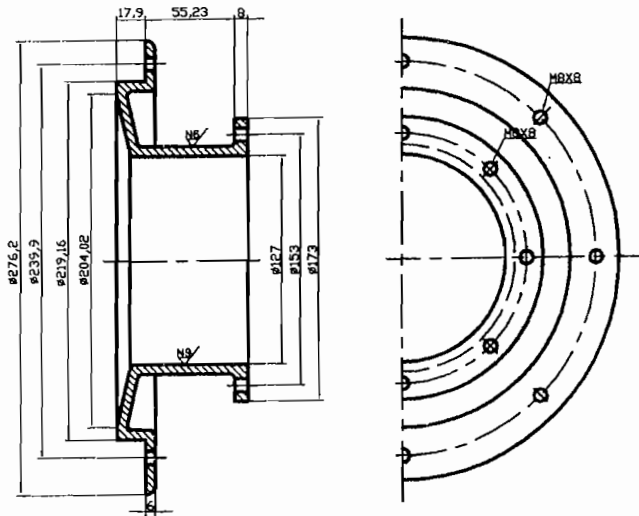
SKALA : 1 : 1 6 N6 / (N9)



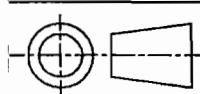
17 N6



18 N6 / (N9)



24	4	BAUT DUDUKAN	S30C		M14
23	2	DUDUKAN POMPA	FC20		
22	1	CAP NUT	S30C		M14
21	1	PASAK IMPELER	S30C		
20	8	LUBANG PENGIMBANG			
19	1	RING PENAHAN AUS	ASBESTOS		
18	1	PIPA HISAP	FC20		
17	1	IMPELER	ABC		
16	8	BAUT CASING I	S30C		M8
15	1	RUMAH KEONG	FC (Besi cor)		
14	1	PIPA SALURAN BUANG	FC20		
13	8	BAUT CASING II	S30C		M8
12	1	PAKING	ASBESTOS		
11	1	PENEKAN PAKING	FC20		
10	2	BAUT GLAND	S30C		M8
9	1	CASING II	FC20		
8	2	NIPEL GEMUK	S30C		M6
7	2	BANTALAN	BAJA	7206 A DB	
6	2	COVER BANTALAN	FC20		
5	8	BAUT COVER	S30C		M8
4	1	KOPLING	FC25		
3	4	BAUT KOPLING	SS50B		M10
2	1	PASAK KOPLING	S30C		
1	1	POROS	S40C		
No.	JML.	NAMA	BAHAN	NORMALISASI	KETERANGAN



SKALA : 1 : 2

DIGAMBAR : Petrus Agung S.

SATUAN : mm

NIM : 995214088

TANGGAL: 05-11-05

DILIHAT : Prof.DR.Inr.H.Indarto,DEA

KETERANGAN

TEKNIK MESIN
FT - USD

POMPA SENTRIFUGAL POROS MENDATAR
IMPELER SETENGAH TERBUKA, Q=60M³/JAM, H=30M

01

A0

