

**POMPA AIR LIMBAH
PADA INDUSTRI PERMINYAKAN**

TUGAS AKHIR

Untuk memenuhi sebagai persyaratan
mencapai derajat Sarjana S-1



Diajukan Oleh :

Dwi Oktarianto

NIM : 995214083

Kepada

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS SANATA DHARMA

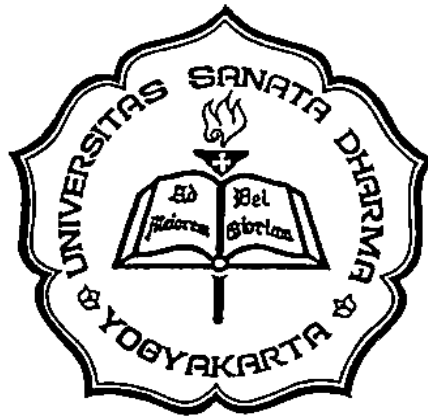
YOGYAKARTA

2007

**WASTE WATER PUMP
IN OIL COMPANY**

FINAL PROJECT

Presented as Partial Fulfillment of The Requirements
To Obtain The Sarjana Teknik Degree
In Mechanical Engineering



By :

Dwi Oktarianto

Student Number : 995214083

MECHANICAL ENGINEERING STUDY PROGRAM

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT

ENGINEERING FACULTY

SANATA DHARMA UNIVERCITY

YOGYAKARTA

2007



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: 504 / FT .USD / TM / Maret / 2005

NAMA : Dwi Oktarianto
NIM : 995214083
Program Studi : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik , Univ. Sanata Dharma Yogyakarta
Judul TGA :

Rancang sebuah pompa yang dipakai di industri perminyakan. Data perancangan berdasarkan studi pustaka atau survai di lapangan. Perancangan dengan gambar rinci.

Tanggal dimulai : 24 Februari 2005

Pembimbing II

Ir. FX. Agus Unggul Santoso

Yogyakarta , 3 Maret 2005

Pembimbing I

Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA

TUGAS AKHIR
POMPA AIR LIMBAH
PADA INDUSTRI PERMINYAKAN

Disusun Oleh :

Nama : Dwi Oktariato

NIM : 995214083

Telah disetujui oleh :

Dosen Pembimbing Utama



Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA

Tanggal : Februari 2007

Dosen Pembimbing Kedua



Ir. FX. Agus Unggul Santoso

Tanggal : Februari 2007

TUGAS AKHIR
POMPA AIR LIMBAH
PADA INDUSTRI PERMINYAKAN

Dipersiapkan dan ditulis oleh :

Nama : Dwi Oktarianto

NIM : 995214083

Telah dipertahankan di depan Dewan Penguji

Pada tanggal, 2 Maret 2007

dan dinyatakan memenuhi syarat

Susunan Dewan Penguji

Ketua : Ir. YB. Lukiyanto, M.T.



Sekretaris : Ir. FA. Rusdi Sambada, M.T.



Anggota : Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA



Anggota : Ir. FX. Agus Unggul Santoso



Yogyakarta, 2 Maret 2007

Fakultas Teknik,

Universitas Sanata Dharma Yogyakarta

Dekan



Ir. Greg. Heliarko, SJ., SS., B.ST., MA., M.Sc.

PERNYATAAN

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

Yogyakarta, Februari 2007

Ttd
Dwi Oktariantio

HALAMAN PERSEMBAHAN

Saya persembahkan hasil akhir ini kepada :

- *Allah Bapa, Allah Putera, dan Allah Roh Kudus yang selalu membimbing jalan dalam hidupku dan selalu mencintaiku.*
- *Bapak GM. Winarso dan Ibu Maria Theresia Widati E. yang telah mendidik dan membesarkan saya dalam iman dan kasih, serta dengan sabar menunggu hasil akhir gelar sarjana ini.*
- *Saudara-saudaraku, kakakku Yulia Eka Rini Setyawati, adikku Trias Novindari dan pendamping dalam hidupku selamanya Anastasia Hana Septiana yang selalu menyertaiku dalam suka dan duka serta sikecilku Eugenia Desta Riana Putri yang telah memberikan semangat dan dorongan dalam pengerjaan tugas akhir ini.*
- *Teman-temanku, Wahyu, Si'mbah yadi, Hari, Suyud, Anton, Anggi Vespa Andi gondes, Martin, BBX, juga rekan-rekan di Perum. CRM blok A. Purwomartani dan semuanya yang tidak disebutkan.*

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini. Tugas akhir ini merupakan salah satu syarat yang harus ditempuh untuk memperoleh gelar sarjana teknik di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

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

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

1. Romo Dr. Ir. P. Wiryono Priyotamtama, SJ., selaku Rektor Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
2. Bapak Ir. Greg. Heliarko, SJ., SS., B.S.T., M.A., M.Sc., selaku dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
3. Bapak Yosef Agung Cahyanto, S.T., M.T. selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
4. Bapak Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA selaku dosen pembimbing utama tugas akhir.
5. Bapak Ir. FX. Agus Unggul selaku dosen pembimbing kedua tugas akhir.

6. Bapak I Gusti Ketut Puja, ST., MT. selaku dosen pembimbing akademik.
7. Segenap dosen dan karyawan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
8. Teman – temanku semuanya.

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

Semoga penulisan tugas akhir ini dapat memberikan tambahan wawasan dan pegetahuan yang berguna bagi semua pembaca khususnya mengenai ilmu pengetahuan dalam bidang pompa.

Yogyakarta, Februari 2007

Penulis.

DAFTAR ISI

	halaman
HALAMAN JUDUL	i
TITTLE PAGE.....	i
HALAMAN SOAL	ii
HALAMAN PENGESAHAN PEMBIMBING.....	iii
HALAMAN PENGESAHAN UJIAN.....	iv
PERNYATAAN.....	v
HALAMAN PERSEMBAHAN.....	vi
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR.....	xv
DAFTAR TABEL.....	xvii
DAFTAR LAMBANG / NOTASI.....	xviii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1. Tinjauan Umum.....	1
1.2. Klasifikasi Pompa.....	1
BAB II PEMILIHAN JENIS POMPA DAN PERHITUNGAN DAYA	
2.1. Pemilihan Jenis Pompa	8
2.2. Cara Kerja Pompa Sentrifugal.....	9
2.3. Koreksi Perfomansi Zat Kental.....	11
2.4. Penentuan Putaran Motor dan Kecepatan SpesifiK.....	14
2.5. Penentuan Jumlah Tingkat Pompa.....	16
2.6. Daya Pemompaan.....	18

BAB III PERANCANGAN IMPELER

3.1. Tinjauan Umum.....	20
3.2. Perhitungan Ukuran Utama Impeler.....	24
3.2.1. Perhitungan Diameter Poros.....	24
3.2.2. Diameter Hubung.....	29
3.2.3. Diameter mata impeler.....	30
3.2.4. Diameter Sisi Masuk Impeler.....	33
3.2.5. Lebar Sisi Masuk Impeler.....	34
3.2.6. Diameter Sisi Keluar Impeler.....	35
3.2.7. Lebar Sisi Keluar Impeler.....	37
3.3. Penentuan Jumlah Sudu.....	38
3.4. Segitiga Kecepatan.....	41
3.4.1. Segitiga Kecepatan Pada Sisi Masuk Impeler.....	42
3.4.2. Segitiga Kecepatan Pada Sisi Keluar Impeler.....	43
3.5. Gaya Aksial Impeler.....	48

BAB IV PERANCANGAN SUDU

4.1. Bentuk Sudu.....	54
4.2. Pemilihan bentuk Sudu.....	55
4.3. Pelukisan Sudu.....	55
4.4. Tebal Sudu.....	58
4.5. Lebar Lualan.....	61
4.6. Pemilihan Bahan Impeler.....	62

BAB V PERANCANGAN RUMAH POMPA

5.1. Dasar Perancangan.....	63
5.2. Perancangan Rumah Pompa.....	66
5.3. Nosel Buang.....	70
5.4. Pemilihan Bahan Rumah Pompa.....	71

BAB VI PERHITUNGAN POROS

6.1. Macam-macam Poros.....	73
6.2. Perhitungan Beban.....	74
6.2.1. Gaya Radial Oleh Impeler.....	74
6.2.2. Bobot Impeler.....	76
6.2.2.1. Berat Sudu Impeler.....	76
6.2.2.2. Berat Piringan Impeler Bagian Belakang.....	78
6.3. Perhitungan Momen Poros.....	81
6.4. Diameter Poros.....	82
6.4.1. Konsentrasi Tegangan Poros.....	84
6.4.2. Tegangan Geser Maksimum.....	87
6.4.3. Defleksi Puntiran.....	88
6.4.4. Defleksi Lenturan Poros.....	89
6.4.5. Kecepatan Kritis.....	90
6.5. Macam-macam Pasak.....	92
6.6. Tata Cara Perencanaan Pasak.....	93
6.6.1. Gaya Tangensial.....	93
6.6.2. Gaya Geser.....	93
6.6.3. Tekanan Permukaan.....	95

BAB VII PERHITUNGAN BANTALAN

7.1. Klasifikasi Bantalan.....	97
7.2. Mengkompensir dengan Gaya Pengimbang.....	99
7.3. Umur Nominal Bantalan.....	99

BAB VIII ELEMEN PENDUKUNG

8.1. Kotak Paking.....	104
8.2. Cincin Penahan Keausan.....	106
8.3. Pemancingan.....	107
8.4. Baut dan Mur Rumah Pompa.....	107
8.5. Kopling.....	110
8.5.1. Perhitungan Kopling.....	110

BAB IX KARAKTERISTIK POMPA

9.1. Pendahuluan.....	115
9.2. Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas dengan Head.....	115
9.2.1. Head Euler's.....	115
9.2.2. Head Teoritis.....	117
9.2.3. Head Aktual.....	118
9.3. Karakteristik Hubungan Kapasitas dengan Daya, Efisiensi.....	125
9.3.1. Daya Kuda Fluida.....	125
9.3.2. Daya Kuda untuk mengatasi Kebocoran.....	126
9.3.3. Daya Kuda mengatasi gesekan cakra.....	127
9.3.4. Daya Kuda untuk mengatasi kerugian Hidrolis.....	128
9.3.5. Daya Kuda untuk mengatasi kerugian Mekanis.....	129

9.3.6. Daya Kuda rem.....129

9.3.7. Efisiensi Pompa.....129

BAB X KESIMPULAN DAN PENUTUP

10.1. Kesimpulan.....132

10.2. Penutup.....132

DAFTAR PUSTAKA.....136

LAMPIRAN.....137

INTISARI

Pompa merupakan mesin yang dipakai untuk mengalirkan zat cair dari suatu tempat ketempat yang lain. Dengan adanya perbedaan tekanan antara diluar pompa dan didalam pompa, fluida mengalir masuk kedalam pompa melalui saluran masuk (*suction*) dan keluar melalui saluran tekan (*discharge*).

Suatu pompa radial biasanya terdiri dari satu impeler atau lebih yang dipasangkan pada poros yang berputar dan diselubungi oleh sebuah rumah (*casing*). Fluida memasuki impeler secara aksial didekat poros dan mempunyai energi, yaitu energi kinetik maupun energi potensial yang diberikan padanya oleh sudu-sudu, setelah fluida meninggalkan impeler pada kecepatan relatif tinggi fluida dikumpulkan didalam volute atau dari laluan difuser yang mengkonversi energi kinetik menjadi energi tekan. Hal ini tentu saja diikuti dengan pengurangan kecepatan sesudah konversi diselesaikan, fluida kemudian dikeluarkan dari mesin pompa tersebut.

Perancangan pompa yang dipilih adalah pompa sentrifugal satu tingkat dengan head pemompaan $H = 20$ m, kapasitas $Q = 60$ m³/jam, putaran motor yang dipakai $n = 1460$ rpm. Jenis impeler yang digunakan adalah impeler jenis semi terbuka dikarenakan fluida yang dialirkan adalah air limbah pada industri perminyakan, dengan bahan impeler adalah perunggu dan jumlah sudu 7 buah dengan tipe sudu "*Backward Curve Vanes*" karena besar sudut keluar $\beta_2 = 30^\circ$ lebih kecil dari sudut 90° .

DAFTAR GAMBAR

	halaman
Gambar 1.1 Pompa sentrifugal.....	3
Gambar 1.2 Pompa aliran campur.....	3
Gambar 1.3 Pompa aliran aksial.....	4
Gambar 1.4 Pompa sentrifugal bertingkat empat.....	5
Gambar 1.5 Pompa dengan belahan rumah mendatar.....	6
Gambar 2.1 Penentuan jenis Pompa.....	9
Gambar 2.2 Bagian aliran fluida di dalam pompa sentrifugal.....	10
Gambar 2.3 Diagram koreksi untuk pompa minyak berkapasitas besar.....	13
Gambar 2.4 Efisiensi pompa.....	16
Gambar 3.1 Bentuk Impeler.....	23
Gambar 3.2 Dimensi Impeler.....	24
Gambar 3.3 Titik - titik koefisien tinggi tekan Φ untuk berbagai kapasitas.....	36
Gambar 3.5 Sudut sudu sisi keluar impeler versus kecepatan spesifik.....	40
Gambar 3.6 Segitiga kecepatan sisi masuk impeler.....	42
Gambar 3.7 C_{m2} / U_2 versus kecepatan spesifik.....	44
Gambar 3.8 Segitiga kecepatan sisi keluar impeler.....	46
Gambar 3.9 Bagian leher impeler.....	48
Gambar 3.10 Gaya geser aksial pada impeler.....	49
Gambar 3.11 Segitiga kecepatan pada impeler	41

Gambar 4.1	Pelukisan sudu dengan busur tangen	56
Gambar 4.2	Pelukisan sudu.....	58
Gambar 4.4	Bentuk desain sudu.....	60
Gambar 4.5	Penampang impeler.....	62
Gambar 5.1	Rumah spiral.....	64
Gambar 5.2	Tiga desain rumah pompa	65
Gambar 5.3	Posisi konvensional flens buang	66
Gambar 5.4	Desain rumah keong	67
Gambar 5.5	Desain rumah pompa.....	72
Gambar 6.1	Harga koefisien eksperimental K_r	75
Gambar 6.2	Skema Impeler semi terbuka.....	78
Gambar 6.3	Faktor konsentrasi tegangan β pada poros bulat dengan pengecilan diameter yang diberi fillet	85
Gambar 6.4	Faktor konsentrasi tegangan α pada poros bulat dengan alur pasak yang diberi fillet	86
Gambar 8.1	Kotak paking.....	104
Gambar 8.2	Contoh susunan cincin penahan keausan.....	106
Gambar 9.1	Grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan head dan rugi-rugi.....	124
Gambar 9.2	Grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan daya.....	131
Gambar 9.3	Grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan efisiensi.....	131

DAFTAR TABEL

	Halaman
Tabel 2.1	Berat jenis tanah.....18
Tabel 3.1	Ukuran-ukuran pasak.....28
Tabel 3.2	Diameter poros.....29
Tabel 4.1	Jari – jari kelengkungan sudu.....57
Tabel 4.2	Tebal kelengkungan sudu.....60
Tabel 4.3	Lebar laluan b.....61
Tabel 5.1	Hasil perhitungan rumah volut.....79
Tabel 7.1	Faktor-faktor V, X, Y dan Y_0 , X_0100
Tabel 7.2.	Bantalan untuk permesinan serta umurnya.....101
Tabel 7.3	Faktor keandalan.....103
Tabel 8.1	Faktor koreksi daya.....110
Tabel 8.2	Ukuran kopling.....111
Tabel 8.3	Bahan untuk flens dan baut kopling tetap.....113
Tabel 9.1	Hubungan antara kapasitas dan head.....124
Tabel 9.2	Hubungan antara kapasitas dengan Daya dan efisiensi.....130

DAFTAR LAMBANG / NOTASI

γ	: berat jenis fluida, kg/m^3
θ	: defleksi momen puntir, $^\circ$
ε	: faktor kontraksi
α	: faktor konsentrasi tegangan pada pasak
β	: faktor konsentrasi tegangan poros bertingkat
μ	: faktor slip/slip ring
ρ	: jari jari kelengkungan sudu, mm
Φ	: koefisien tinggi tekan overall
ψ	: koefisien tinggi tekan pompa
χ	: konstanta dalam pelukisan rumah volut
α	: sudut kecepatan absolut, $^\circ$
τ	: tegangan geser, kg/mm^2
φ°	: sudut rumah volut per bagian, $^\circ$
η_∞	: faktor sirkulasi aliran fluida
β_1	: sudut pada sisi masuk impeler, $^\circ$
β_2	: sudut pada sisi keluar impeler, $^\circ$
σ_a	: tegangan geser bahan yang diijinkan, kg/mm^2
σ_B	: kekuatan tarik bahan yang diijinkan, kg/mm^2
η_e	: efisiensi pompa, %
η_H	: efisiensi hidrolis, %
τ_{ka}	: tegangan geser pasak yang diijinkan, kg/mm^2
β_m	: sudut rata - rata kelengkungan sudu, $^\circ$
η_{op}	: efisiensi overall, %
a	: jarak tumpuan dengan impeler, mm
A	: luas penampang pipa, m^2
a_1	: faktor keandalan bantalan
a_2	: faktor beban bantalan

a_3	: faktor kerja bantalan
b, hp	: daya kuda rem
b_1	: lebar laluan sisi masuk impeler, mm (in)
b_2	: lebar laluan sisi keluar impeler, mm (in)
b_3	: lebar celah rumah volut, mm
C	: kapasiats dinamis bantalan, kN
C	: kecepatan absolut aliran fluida, m/detik (ft/detik)
C_b	: faktor koreksi beban lentur
C_o	: kapasitas statis bantalan, kN
D	: diameter kotak paking, mm
D_1	: diameter sisi masuk impeler, mm (in)
D_2	: diameter sisi keluar impeler, mm (in)
d_3	: diameter lidah rumah volut, mm (in)
D_h	: diameter hub impeler, mm (in)
D_h'	: diameter hub sisi belakang impeler, mm (in)
D_o	: diameter mata impeler, mm (in)
D_s, d_{sh}	: diameter poros, mm (in)
E	: modulus elastisitas, kg/mm^2
F	: beban lentur, kg
f, hp	: daya kuda fluida
F_a	: gaya aksial, kg
f_h	: faktor umur bantalan
f_n	: faktor kecepatan
F_r	: gaya radial, kg
F_t	: gaya tangensial, kg
f_w	: faktor beban bantalan
g	: percepatan gravitasi, $m/detik^2$
H	: tinggi tekan (<i>head</i>), meter, (feet.)
h	: panjang paking, mm
h_1	: jarak penekan paking, mm
H_{akt}	: head aktual, meter

h_{FD}	: kerugian gesekan cakra, meter
h_h	: kerugian hidrolis, meter
hp_{DF}	: daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra
hp_{HY}	: daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis
hp_L	: daya kuda untuk mengatasi kebocoran
hp_M	: daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis
h_s	: kerugian kejut/turbulensi, meter
h_{ls}	: kerugian head dalam pipa hisap, meter
H_t	: head teoritis, meter
H_ε	: Head Euler's, meter
i	: jumlah tingkat pompa
K	: koefisien gesekan
K_m	: faktor koreksi momen lengkung
K_r	: faktor eksperimental
K_{sh}	: koefisien kerugian kejut/turbulensi
K_t	: faktor koreksi momen puntir
K_u	: faktor bentuk rumah volut
L	: panjang poros, mm
L_1, L_2	: panjang pasak, mm
L_h	: umur keandalan bantalan, jam
L_n	: umur nominal bantalan, jam
M	: momen lengkung, kg.mm
n	: putaran pompa, rpm
N_{cr}	: putaran kritis, rpm
n_s	: putaran spesifik pompa, rpm
P	: daya motor, hp, (kW)
P_d	: daya rencana, hp (kW)
P_{ka}	: tekanan permukaan pasak yang diijinkan, kg/mm ²
P_o	: tekanan fluida depan impeler, kg/m ²
P_r	: beban ekuivalen bantalan, kg
P_T	: tekanan fluida belakang impeler, kg/m ²

P_v	: daya pemompaan, hp, (kW)
Q	: kapasitas pompa, m^3
Q_L	: kapasitas kerugian pompa, $m^3/detik$
Q_n	: kapasitas normal, $m^3/detik$
Q_{tz}	: kapasitas total/teoritis, $m^3/detik$
R	: gaya reaksi tumpuan, kg
r	: jari - jari fillet, mm
r_3	: jari - jari lidah rumah volut, mm
R_a	: jari - jari lingkaran impeler sisi dalam, mm
R_b	: jari - jari lingkaran impeler sisi luar, mm
s	: tebal paking, mm
$Sf1, Sf2$: faktor keamanan
T	: momen puntir, kg.mm
t	: tebal sudu, mm
t_1	: kedalaman alur pasak pada poros, mm
t_2	: kedalaman alur pasak pada naf, mm
U	: kecepatan keliling absolut aliran fluida, m/deti (ft/detik)
U_1	: kecepatan keliling fluida sisi masuk impeler, m/detik (ft/detik)
V	: faktor konstruksi bantalan
v	: kecepatan aliran fluida dalam pipa, m/detik (ft/detik)
v_o	: kecepatan fluida masuk mata impeler, ft/detik
v_{r1}, C_{m1}	: kecepatan radial fluida sisi masuk impeler, m/detik (ft/detik)
v_{r2}	: kecepatan radial fluida sisi keluar impeler, m/detik (ft/detik)
w	: beban lentur, kg
W	: kecepatan relatif aliran fluida, m/detik (ft/detik)
w_i	: bobot impeler, kg
X	: faktor beban radial pada bantalan
x	: jarak antar gaya, mm
Y	: defleksi lenturan poros, mm
z	: jumlah sudu pada impeler
σ	: koefisien kavitas Thoma

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Tinjauan Umum

Sifat zat cair secara alami tidak dapat mengalir dari tempat yang lebih rendah ketempat yang lebih tinggi atau dari tempat yang bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan tinggi. Maka untuk dapat memindahkan atau mengalirkan zat cair tersebut dibutuhkan bantuan suatu mesin yaitu pompa.

Pompa merupakan suatu mesin yang berfungsi untuk memindahkan, mengalirkan, menaikkan dan menekan zat cair. Karena adanya perbedaan tekanan antara di luar pompa dengan tekanan dalam pompa, zat cair akan mengalir masuk ke dalam pompa melalui saluran masuk dan dikeluarkan melalui saluran tekan. Didalam pompa akan terjadi perubahan energi kinetik menjadi energi tekanan.

1.2. Klasifikasi Pompa

Jenis pompa dapat diklasifikasikan menjadi berbagai macam jenis pompa menurut berbagai dasar pengelompokannya. Namun secara garis besar pompa dapat dikategorikan menjadi dua bagian besar, yaitu :

1. Pompa dinamis (*dynamic pump*)

Tekanan yang dihasilkan oleh pompa ini dibangkitkan dengan mengubah energi kinetik yang diterima fluida, sehingga perubahan ini akan menghasilkan tekanan yang lebih tinggi. Jenis pompa yang

termasuk jenis ini antara lain pompa sentrifugal (*centrifugal pumps*), pompa aliran aksial (*axial pumps*), pompa aliran campur (*mixed pumps*).

2. Pompa perpindahan (*displacement pump*)

Gerakan rotor atau piston akan mengakibatkan tekanan hampa (*vacuum pressure*) pada bagian hisap (*suction*) dan tekanan positif (*positive pressure*) pada bagian tekan (*discharge*), sehingga fluida dapat dialirkan. Jenis pompa yang termasuk dalam kelompok ini antara lain pompa torak (*reciprocating pumps*), pompa rotari (*rotary pumps*).

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

A. Klasifikasi menurut jenis

1. Pompa sentrifugal.

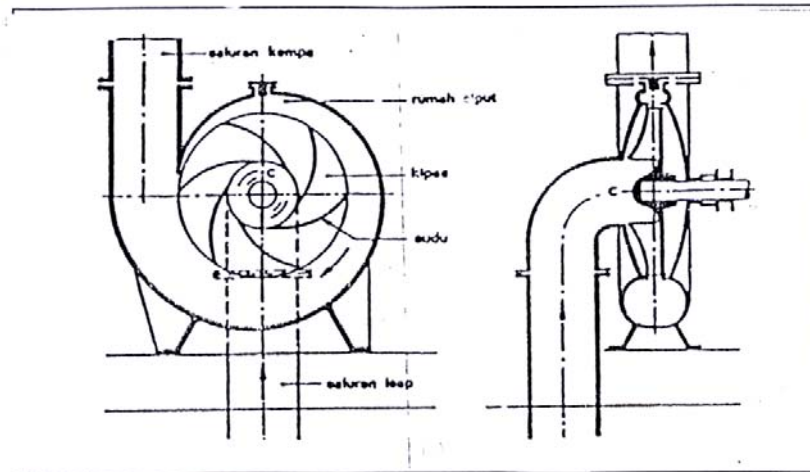
Pompa jenis ini dibuat dengan aliran zat cair yang keluar dari impeler akan melalui bidang yang tegak lurus dengan poros pompa. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada (Gambar 1.1. Pompa sentrifugal)

2. Pompa aliran campur.

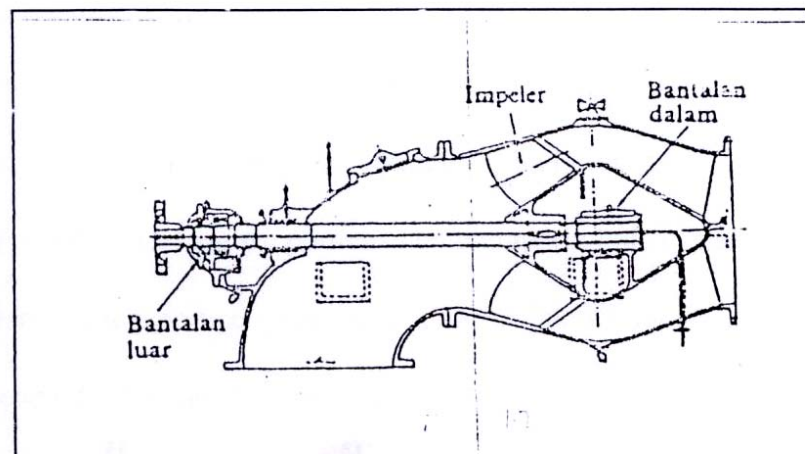
(Gambar 1.2. Pompa aliran campur), merupakan pompa jenis aliran campur. Pompa jenis ini aliran yang meninggalkan impeler bergerak sepanjang permukaan kerucut.

3. Pompa aliran aksial.

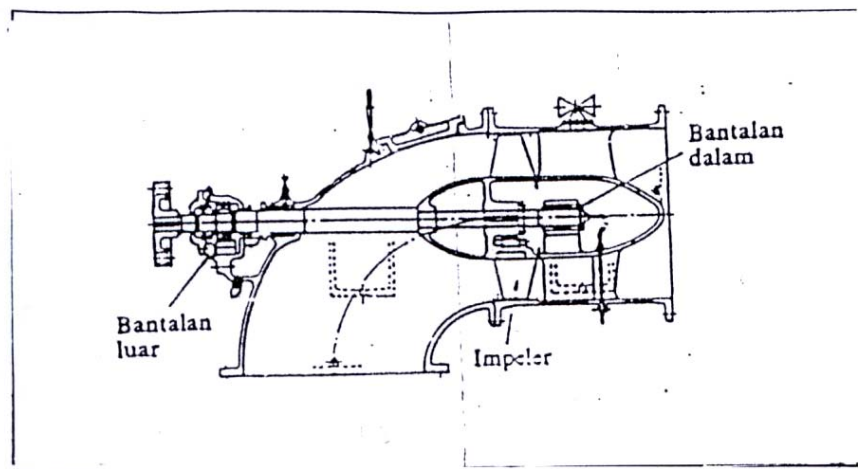
Aliran zat cair yang mengalir meninggalkan impeler bergerak sepanjang permukaan silinder ke luar. Pompa jenis ini dapat dilihat dalam (Gambar 1.3. Pompa aliran aksial).



Gambar 1.1 Pompa sentrifugal
(Sumber : Nouwen, 1994, hal 33)



Gambar 1.2 Pompa aliran campur
(Sumber : Sularso & Tahara, 1996, hal 76)



Gambar 1.3 Pompa aliran aksial
(Sumber : Sularso & Tahara, 1996, hal 76)

B. Klasifikasi menurut bentuk rumah

1. Pompa volut

Bentuk rumah impeler pada pompa jenis ini berupa rumah volut (rumah keong).

2. Pompa difuser

Pompa ini merupakan pompa sentrifugal yang dilengkapi dengan sudu difuser di sekeliling luar impeler. Sudu difuser berfungsi untuk memperbaiki efisiensi pompa dan memperkuat rumah. Kontruksi ini dipakai pada pompa yang besar dengan head tinggi, juga dipakai pada pompa bertingkat banyak karena aliaran dari satu tingkat ke tingkat berikutnya tidak menggunakan rumah *volut*.

3. Pompa aliran campur jenis *volut*

Pompa ini mempunyai impeler jenis aliran campur dan sebuah rumah volut. Untuk mengalirkan zat cair dipergunakan saluran yang lebar

sehingga pompa tidak mudah tersumbat apabila ada benda asing yang ikut masuk ke dalam pompa.

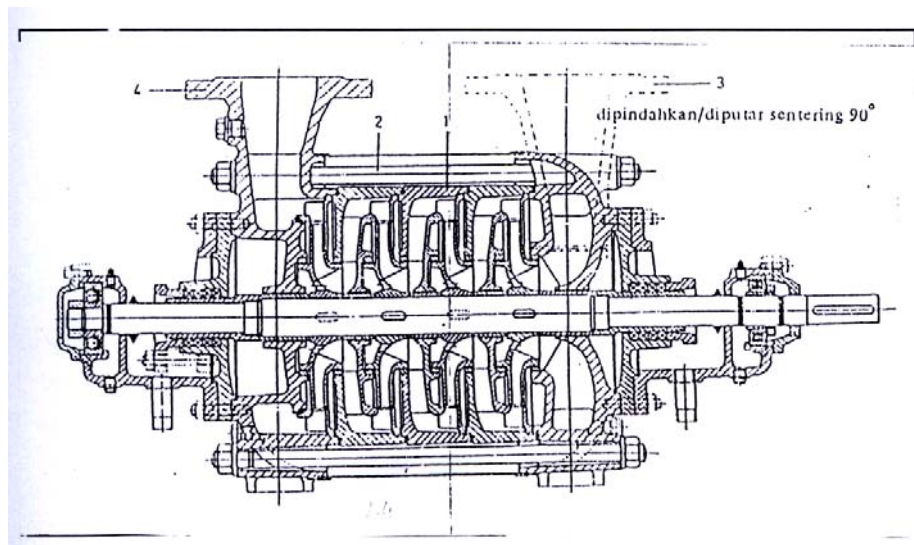
C. Klasifikasi menurut jumlah tingkat

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

Pompa jenis ini mempunyai satu impeler dan head total yang dihasilkan dari satu impeler.

2. Pompa bertingkat banyak (*multistage pumps*)

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



Gambar 1.4 Pompa sentrifugal bertingkat empat
(Sumber : Dietzel, 1996, hal 246)

D. Klasifikasi menurut letak poros

1. Pompa dengan poros mendatar (horisontal)

Pompa jenis ini memiliki poros dengan posisi mendatar (horisontal).

2. Pompa dengan poros tegak (vertikal)

Pompa jenis ini memiliki poros dengan posisi tegak (vertikal).

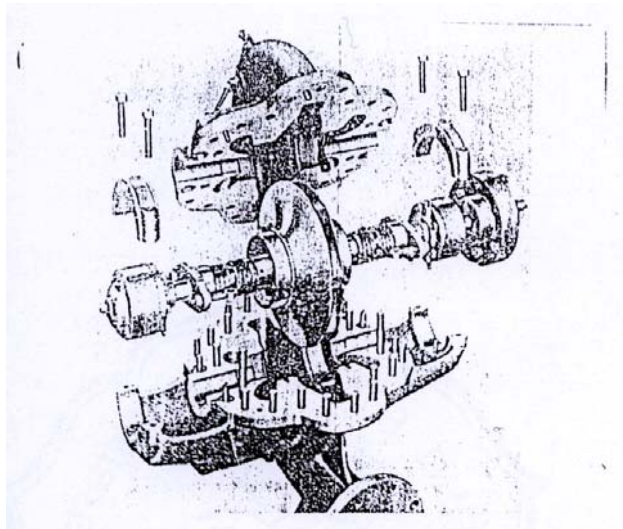
E. Klasifikasi menurut belahan rumah

1. Pompa dengan belahan rumah mendatar

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

2. Pompa dengan belahan rumah radial

Rumah pompa ini dapat dibelah secara vertikal. Bagian rumah dapat dipisah secara menyamping.



Gambar 1.5 Pompa dengan belahan rumah mendatar
(Sumber : Hicks, 1996, hal 11)

F. Klasifikasi menurut sisi masuk impeler

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

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

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

Pompa ini memiliki 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 yang bekerja secara sejajar (paralel).

BAB II

PEMILIHAN JENIS POMPA DAN PERHITUNGAN DAYA

2.1. Pemilihan Jenis Pompa

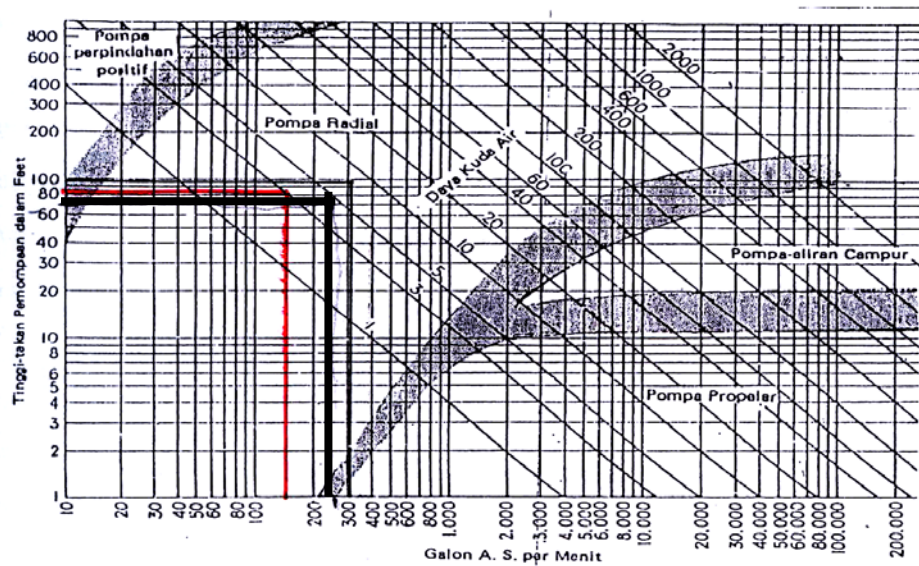
Pada proses pengeboran hingga menjadi minyak mentah ada fluida yang terbuang untuk proses selanjutnya, fluida ini dinamakan limbah. Limbah ini viskositasnya lebih padat daripada minyak mentah karena terdiri dari endapan-endapan serta padatan-padatan, kebanyakan jenis dari limbah pengeboran minyak ini terdiri lebih dari satu macam partikel. Partikel ini terdiri dari butiran-butiran pasir halus, butiran tanah atau lempung bercampur air serta mengandung zat-zat tak organik. (*Sumber: Production Operations Engineering Technology, of ARCO OIL AND GAS COMPANY, 1989*).

Dalam perancangan ini fluida yang dipompa adalah air limbah pada Industri Perminyakan. Berdasarkan Studi Pustaka pada ARCO OIL AND GAS COMPANY, dimana perusahaan ini bergerak dalam bidang pengeboran minyak yang kemudian diolah menjadi minyak mentah. ARCO OIL AND GAS COMPANY ini terletak di Laut Jawa. Maka dalam perancangan ini viskositas limbah diasumsikan dengan viskositas lempung tak organik, dimana viskositas air bersih 10,04 centistoke sedangkan viskositas lempung tak organik 4 kali viskositas air bersih adalah 40,16 centistoke. (*Sumber: Hardiyatmo, Hany C, Ir, M. Eng, DEA, Mek. Tanah, 1992, Gramedia Pustaka Utama Jakarta. Hal. 1-5*). Untuk mencari koreksi performansi menggunakan gambar 2.3.

Dari head dan kapasitas yang ditentukan, maka perlu adanya pengecekan apakah dengan head dan kapasitas seperti di atas jenis pompa yang dirancang adalah pompa jenis sentrifugal atau tidak. Untuk pemilihan pompa dipengaruhi oleh dua faktor, yakni kapasitas zat cair yang akan dipompa dan tinggi tekan pemompaan (*head*). Agar dalam perancangan dapat seoptimal mungkin maka terlebih dahulu ditentukan :

$$\begin{aligned} \text{Tinggi tekan pompa total /head (H)} &= 20 \text{ meter} \\ &= 65,789 \text{ ft} \\ \text{Kapasitas pompa (Q)} &= 60 \text{ m}^3/\text{jam} \\ &= 1 \text{ m}^3/\text{menit} \\ &= 0,0166 \text{ m}^3/\text{detik} \\ &= 0,5876 \text{ ft}^3/\text{detik} \\ &= 263,767 \text{ GPM (AS)} \end{aligned}$$

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



Gambar 2.1 Penentuan jenis pompa
(Sumber : Austin, 1993, hal 56)

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

2.2. Cara Kerja Pompa Sentrifugal

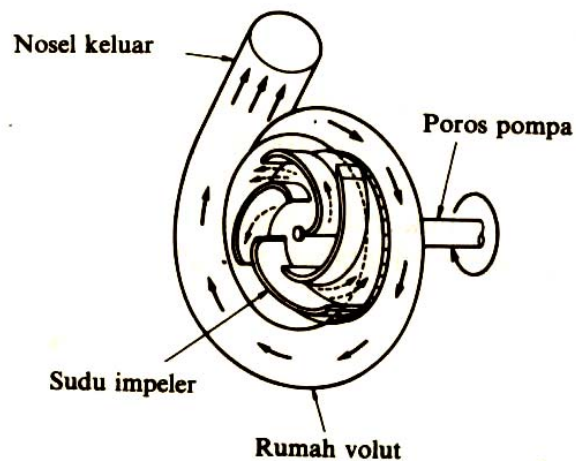
Pompa sentrifugal, seperti diperlihatkan dalam (Gambar 2.2. Bagan aliran fluida di dalam pompa sentrifugal), mempunyai sebuah impeler (baling-baling) untuk mengangkat zat cair dari tempat yang lebih rendah ke tempat yang lebih tinggi.

Daya dari luar diberikan kepada poros pompa untuk memutar impeler di dalam zat cair. Maka zat cair yang ada di dalam impeler, oleh dorongan sudu-sudu ikut berputar. Karena timbul gaya sentrifugal maka zat cair mengalir dari tengah impeler ke luar melalui saluran di antara sudu-sudu. Di sini head tekanan zat cair menjadi lebih tinggi. Demikian pula head kecepatannya bertambah besar karena zat cair mengalami percepatan. Zat cair yang keluar dari impeler ditampung oleh

saluran berbentuk volut (*spiral*) di keliling impeler dan disalurkan ke luar pompa melalui nosel. Di dalam nosel ini sebagian head kecepatan aliran diubah menjadi head tekanan.

Jadi impeler pompa berfungsi memberikan kerja kepada zat cair sehingga energi yang dikandungnya menjadi bertambah besar. Selisih energi per satuan berat atau head total zat cair antara flens isap dan flens keluar pompa disebut head total pompa.

Dari uraian di atas jelas bahwa pompa sentrifugal dapat mengubah energi mekanik dalam bentuk kerja poros menjadi energi fluida. Energi inilah yang mengakibatkan pertambahan head tekanan, head kecepatan, dan head potensial pada zat cair yang mengalir secara kontinyu.



Gambar 2.2 Bagan aliran fluida di dalam pompa sentrifugal
(Sumber : Sularso & Tahara, 1996, hal4)

2.3. Koreksi Performansi Untuk Zat Cair Kental

Jika pompa dipakai untuk memompa zat cair yang mempunyai viskositas lebih tinggi dari pada air maka performansi pompa akan menurun. Jadi, jika spesifikasi pompa telah ditentukan atas dasar zat cair yang akan dipompa, maka dalam pemilihan sebuah pompa, perlu dicari spesifikasi yang sesuai untuk mengoperasikan pompa yang sama dengan air bersih. Untuk ini dapat digunakan cara yang ditetapkan oleh Hydraulic Institute di Amerika Serikat. Menurut cara ini, kapasitas, head total pompa, dan perbandingan reduksi C_Q , C_H , dan C_η dari efisiensi pompa harus ditentukan lebih dahulu menurut (Gambar. 2.3. Diagram koreksi untuk pompa minyak berkapasitas besar) kemudian hubungan antara spesifikasi-spesifikasi dapat diperoleh dari persamaan berikut (*Sumber : Sularso & Tahara, 1996, hal 54*)

$$Q_0 = C_Q Q_w$$

$$H_0 = C_H H_w$$

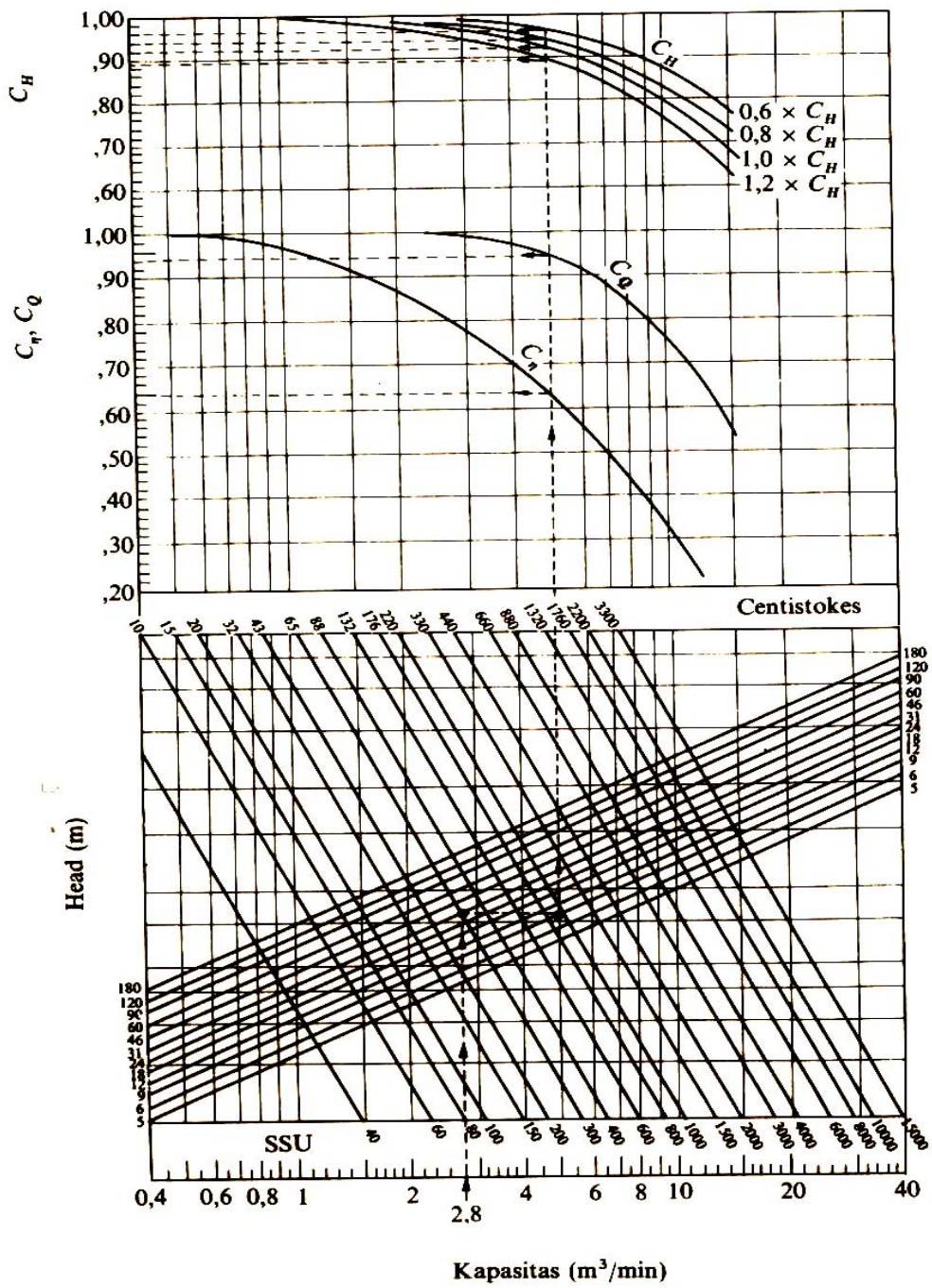
Dari gambar 2.3. diperoleh :

$$C_Q = 0,98$$

$$C_H = 0,8 \times 0,98 = 0,784$$

$$Q_w = 1 \text{ m}^3/\text{menit}$$

$$H_w = 20 : 0,784 = 25,5 \text{ m} \approx 83,660 \text{ ft}$$



Gambar 2.3 Diagram koreksi untuk pompa minyak berkapasitas besar.
 (Sumber : Sularso & Tahara, 1996, hal 55)

2.4. Penentuan Putaran Motor dan Kecepatan Spesifik

Kecepatan spesifik adalah kecepatan dalam putaran per menit suatu pompa yang akan beroperasi bila secara proporsional ukurannya diperkecil, dapat memberikan kapasitas teruji (*rating*) sebesar 1 gpm pada tinggi tekan total 1 ft. (*Sumber: Austin, 1990, hal 48*).

Kecepatan spesifik akan memberikan klasifikasi impeler yang berdasarkan prestasi dan proporsi (tanpa memperhatikan ukuran aktual dan kecepatan impeler beroperasi). Selain itu dengan kecepatan spesifik dapat menentukan jumlah tingkat pompa yang akan dipergunakan sehingga dapat dicapai efisiensi pompa yang optimal.

Harga kecepatan spesifik pompa dapat ditentukan dengan persamaan (*Sumber: Austin, 1990, hal 49*)

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

dengan :

- n : putaran poros penggerak (rpm)
- Q : kapasitas pompa (m³/detik)
- H : tinggi tekan pompa (meter)

Untuk perancangan pompa ini, diambil motor listrik sebagai penggerak pompa. Dalam perancangan ini digunakan motor listrik :

- Putaran motor (n) = 1460 rpm
- Tegangan (V) = 200 volt
- Frekuensi (f) = 50 Hz
- Jumlah kutup = 2 kutup

Untuk perancangan pompa ini, dipakai motor listrik sebagai penggerak pompa. Dalam perancangan ini motor listrik yang digunakan mempunyai putaran 1460 rpm.

Pompa dengan satu tingkat, kecepatan spesifiknya :

$$n_s = \frac{1460\sqrt{263,767}}{83,660^{\frac{3}{4}}}$$
$$= 857,185 \text{ rpm (AS)}$$

Pompa dengan dua tingkat, kecepatan spesifiknya :

$$n_s = \frac{1460\sqrt{263,767}}{41,83^{\frac{3}{4}}}$$
$$= 1441,608 \text{ rpm (AS)}$$

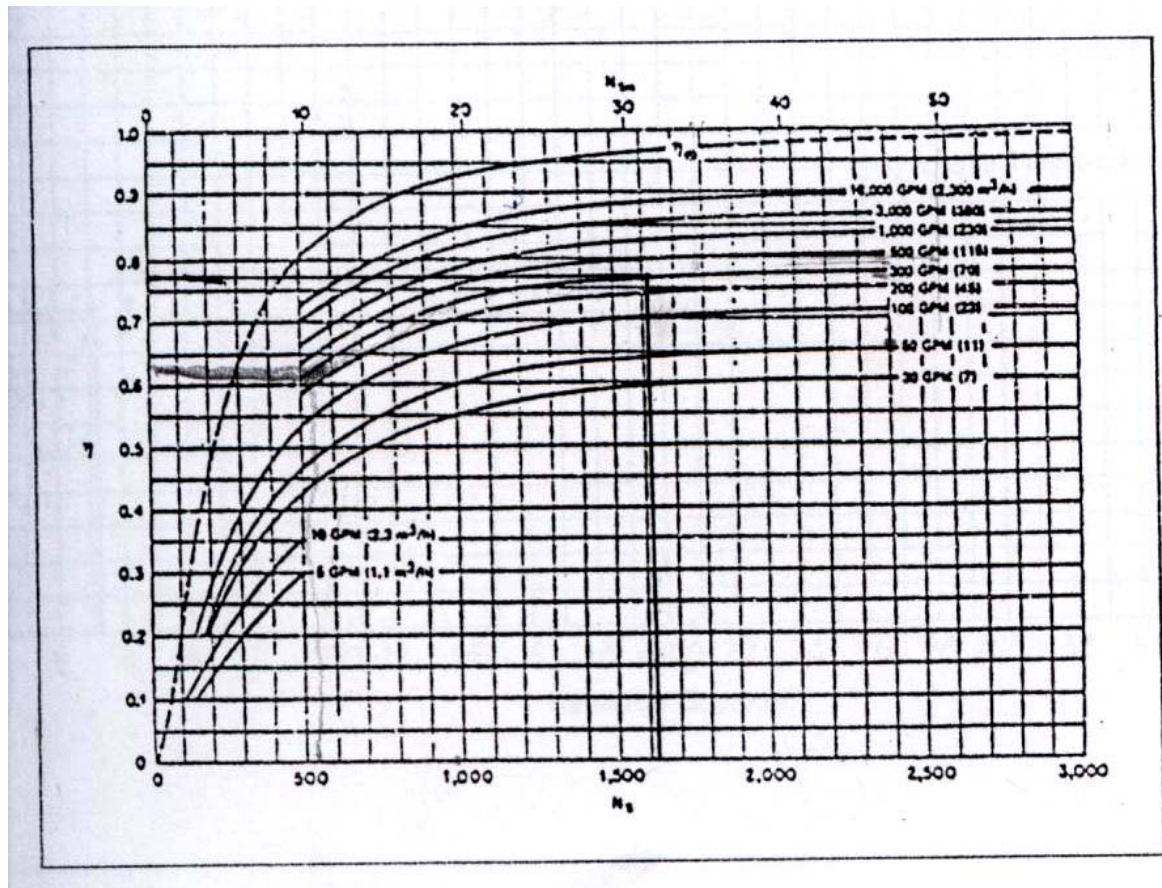
Pompa dengan tiga tingkat, kecepatan spesifiknya :

$$n_s = \frac{1460\sqrt{263,767}}{27,886^{\frac{3}{4}}}$$
$$= 1953,959 \text{ rpm (AS)}$$

2.5. Penentuan Jumlah Tingkat Pompa

Jumlah tingkat pompa sangat berpengaruh terhadap efisiensi pompa, maka dengan head dan kapasitas diatas perlu dicek apakah jumlah tingkat pompa telah sesuai dengan ketentuan yaitu satu tingkat.

Untuk menentukan jumlah tingkat pompa dipengaruhi oleh kecepatan spesifik pompa dan jumlah tingkat dapat dicari dengan grafik (gambar 2.4. Efisiensi pompa). Dari grafik hubungan antara kecepatan spesifik dan kapasitas pompa maka akan diperoleh efisiensi pompa. Dari efisiensi pompa yang telah diketahui maka dapat ditentukan jumlah tingkat pompa.



Gambar 2.4 Efisiensi pompa
(Sumber : Karassik, 1976, hal 2.13)

Dari data dan perhitungan telah didapatkan :

$$\text{Kapasitas pompa} = 1 \text{ m}^3/\text{min} \approx 263,767 \text{ GPM (AS)}$$

$$\text{Head pompa} = 25,5 \text{ m} \approx 83,660 \text{ ft}$$

$$\text{Putaran motor } (n) = 1460 \text{ rpm}$$

$$\text{Putaran Spesifik 1 tingkat } (n_s) = 857,185 \text{ rpm (AS)}$$

$$\text{Putaran Spesifik 2 tingkat } (n_s) = 1441,608 \text{ rpm (AS)}$$

$$\text{Putaran Spesifik 3 tingkat } (n_s) = 1953,954 \text{ rpm (AS)}$$

Maka dari Gambar 2.4 diperoleh efisiensi pompa sebagai berikut :

$$\text{Efisiensi untuk 1 tingkat } (\eta_e) = 72 \%$$

$$\text{Efisiensi untuk 2 tingkat } (\eta_e) = 75 \%$$

$$\text{Efisiensi untuk 3 tingkat } (\eta_e) = 78 \%$$

Dari hasil ketiga efisiensi pompa diatas diperoleh 72 % untuk efisiensi pompa satu tingkat ternyata efisiensinya sudah cukup tinggi dilihat dari biaya pembelian dan biaya operasionalnya sudah memenuhi syarat, maka dari itu penulis merancang pompa sentrifugal dengan 1 tingkat sudah cukup baik.

2.6. Daya Pemompaan

Daya pemompaan merupakan daya yang berasal dari pompa yang dapat dipindahkan dan digunakan ke fluida. Besarnya daya pemompaan dapat dihitung dengan persamaan (*Sumber: Dietzel, 1996, hal 242*)

$$P_v = \gamma \cdot g \cdot H \cdot Q \text{ hp}$$

Dengan :

γ : kerapatan fluida yang dipompa (kg/m^3)

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

H : tinggi tekan pompa (meter)

Q : kapasitas pompa (m^3/detik)

TABEL 2.1. Berat Jenis Tanah

Macam Tanah	Berat Jenis G_s
Kerikil	2,65 – 2,68
Pasir	2,65 – 2,68
Lanau Tak Organik	2,62 – 2,68
Lempung Organik	2,58 – 2,65
Lempung Tak Organik	2,68 – 2,75
Humus	1,37
Gambut	1,25 – 1,80

(*Sumber: Hardiyatmo, Hany C, Ir, M. Eng, DEA, Mek. Tanah, 1992, Gramedia Pustaka Utama Jakarta. Hal. 1-5*)

G_s adalah berat jenis (*spesifik gravity*) tanah sebagai perbandingan volume butiran padat (γ_s) dengan berat volume air (γ_w) pada temperatur 4°C .

Maka untuk air limbah ini memiliki berat jenis yang diasumsikan dengan berat jenis lempung organik adalah (G_s) = 2,58

Berat air pada temperatur 4°C dengan volume 1m^3 adalah (γ) = 1000 kg/m^3

Maka kerapatan fluida yang dipompa adalah :

$$G_s = \frac{\gamma_s}{\gamma_w}$$

$$\begin{aligned}\gamma_s &= G_s \times \gamma_w \\ &= 2,58 \times 1000 = 2580 \text{ kg/m}^3\end{aligned}$$

maka daya pemompaan adalah :

$$\begin{aligned}P_v &= 2580 \times 9,81 \times 25,5 \times 0,016 \\ &= 10326,3 \text{ Watt} \\ &= 10,326 \text{ kW} \\ &= 13,86 \text{ hp}\end{aligned}$$

Guna menggerakkan pompa dengan daya pemompaan P_v , maka dibutuhkan daya motor penggerak yang lebih besar dari daya pemompaan tersebut. Besarnya daya motor penggerak dapat ditentukan dengan persamaan (Sumber: Dietzel, 1996, hal 243).

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

$$P_v = \text{Daya pemompaan (kW)}$$

$$\eta_e = \text{Efisiensi pompa}$$

dari gambar 2.4 dapat diperoleh efisiensi pompa $\eta_e = 72 \%$

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

$$P = \frac{10326,3}{0,72} = 14341,6 \text{ Watt} = 14,3 \text{ kW}$$

Jadi daya motor yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa adalah 15 kW.

BAB III

PERANCANGAN IMPELER

3.1. Tinjauan umum

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

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

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

a. Impeler radial

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

b. Impeler jenis Francis

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

c. Impeler jenis aliran campur

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

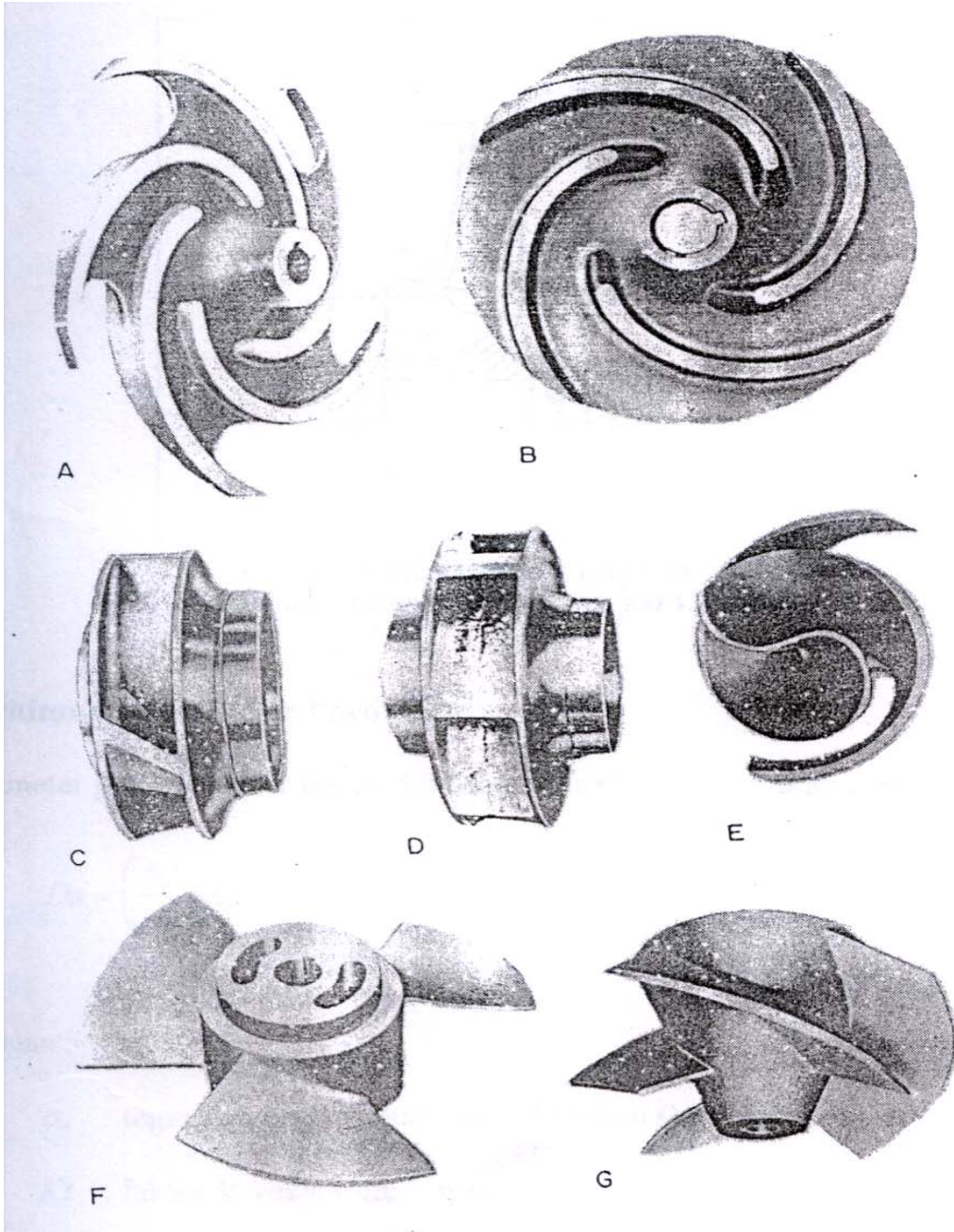
d. Impeler jenis propeler

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

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

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

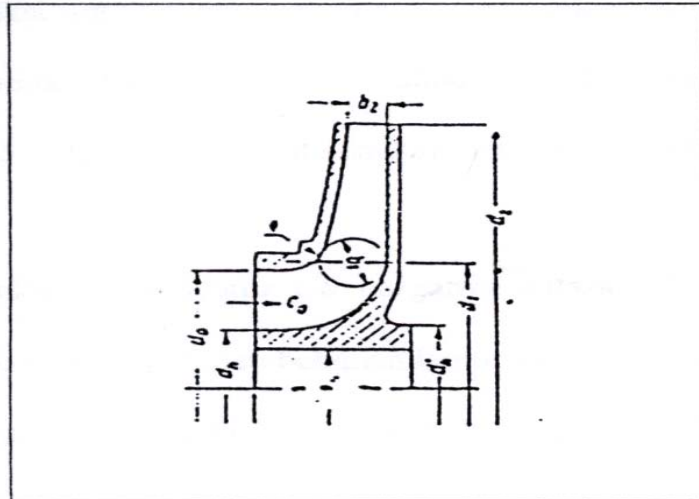
Dalam perancangan pompa ini, fluida yang dipompakan memiliki (*Spesifik Gravity*) = 2,68, maka jenis impeler yang cocok dipergunakan adalah jenis semi terbuka.



Gambar 3.1 Bentuk impeler
(Sumber : Hicks, 1996, hal 19)

3.2. Perhitungan Ukuran Utama Impeler

Pada perancangan impeler, ada bagian - bagian impeler pompa yang harus dihitung agar ukuran impeler proporsional. Bentuk ukuran impeler dapat dilihat seperti dalam gambar 3.2.



Gambar 3.2 Dimensi impeler
(Sumber : Lazarkiewicz, 1965, hal 132)

3.2.1. Perhitungan Diameter Poros

Diameter poros impeler dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (Sularso & Suga, 1991, hal 8).

$$Ds = \left(\frac{5,1}{\sigma_a} \cdot Kt \cdot Cb \cdot T \right)^{\frac{1}{3}} \text{ mm}$$

Dengan :

σ_a : tegangan geser bahan yang diijinkan (kg/mm^2)

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

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

T : momen puntir yang diterima oleh poros ($\text{kg} \cdot \text{mm}$)

Faktor koreksi untuk momen puntir Kt yang dianjurkan oleh ASME dipilih sebesar 1,0 jika beban dikenakan secara halus dan 1,0–1,5 jika sedikit kejutan atau tumbukan dan 1,5–3,0 jika beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan yang besar.

Faktor koreksi beban lentur Cb harganya antara 1,2 sampai 2,3. Apabila diperkirakan tidak akan terjadi pembebanan lentur maka Cb diambil = 1,0.

Momen puntir yang diterima oleh poros dapat dihitung dengan persamaan (*Sularso&Suga, 1991, hal 7*).

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

Dengan :

Pd : daya motor penggerak (kW)

n : putaran motor penggerak pompa (rpm)

Dalam bab sebelumnya telah dihitung bahwa :

Daya motor (Pd) = 15 kW

Putaran motor penggerak (n) = 1460 rpm

sehingga momen puntir yang diterima oleh poros adalah :

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{15}{1460} \\ &= 10006,85 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Dipilih bahan poros adalah **S 30 C**

Kekuatan tarik bahan yang diijinkan (σ_B) = 48 kg/mm²

Untuk menghindari beban lebih yang diterima pada poros maka diperlukan faktor keamanan. Sehingga tegangan geser bahan dapat ditentukan dengan persamaan (Sularso&Suga, 1991, hal 8).

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} \text{ kg/mm}^2$$

Dengan :

Sf_1 : faktor keamanan 1

Sf_2 : faktor keamanan 2

Tegangan geser yang diijinkan τ_a (kg/mm²) untuk pemakaian umum pada poros dapat diperoleh dengan berbagai cara. Dalam perancangan ini τ_a dihitung atas dasar batas kelelahan puntir yang besarnya diambil 40 % dari batas kelelahan tarik yang besarnya kira-kira 45 % dari kekuatan tarik σ_B (kg/mm²). Jadi batas kelelahan puntir adalah 18 % dari kekuatan tarik σ_B , sesuai dengan standar ASME. Untuk harga 18 % ini faktor keamanan diambil sebesar $1/0,18 = 5,6$. Harga 5,6 ini diambil untuk bahan SF dengan kekuatan yang dijamin, dan 6,0 untuk bahan S-C dengan pengaruh masa, dan baja paduan. Faktor ini dinyatakan dengan Sf_1 .

Selanjutnya perlu ditinjau apakah poros tersebut akan diberi alur pasak atau dibuat bertangga, karena pengaruh konsentrasi tegangan cukup besar. Pengaruh kekasaran permukaan juga harus diperhatikan. Untuk memasukkan pengaruh-pengaruh ini dalam perhitungan perlu diambil faktor yang dinyatakan sebagai Sf_2 dengan harga sebesar 1,3 sampai 3,0.

Diambil faktor keamanan $Sf_1 = 6$

Faktor keamanan $Sf_2 = 2$

maka tegangan lentur bahan yang diijinkan adalah :

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

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

$$\begin{aligned}Ds &= \left(\frac{5,1}{4} \times 1,5 \times 2,0 \times 10006,85 \right)^{\frac{1}{3}} \\ &= 33,7 \text{ mm}\end{aligned}$$

Untuk menyambung poros dengan impeler dipergunakan pasak, dapat dilihat pada (Tabel 3.1. Ukuran-ukuran pasak). Kedalaman alur pasak pada poros ditambahkan diameter poros hasil perhitungan di atas.

Diambil pasak dengan ukuran penampang 10×8

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

Tabel 3.1. Ukuran-ukuran pasak (Sularso, 1991, hal. 10)

Ukuran-ukuran utama

(Satuan : mm)

Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar $b, b_1,$ dan b_2	Ukuran standar h		C	/°	Ukuran Standar t_1	Ukuran standar t_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 3 x 3 4 x 4 5 x 5 6 x 6	2 3 4 5 6	2 3 4 5 6		0,16- 0,25	6-20 6-36 8-45 10-56 14-70	1,2 1,8 2,5 3,0 3,5	1,0 1,4 1,8 2,3 2,8	0,5 0,9 1,2 1,7 2,2	0,08- 0,16	Lebih dari	6-8 8-10 10-12 12-17 17-22	
(7 x 7) 8 x 7	7 8	7 7	7,2	0,25- 0,40	16-80 18-90	4,0 4,0	3,0 3,5 3,3	3,0 2,4	0,16- 0,25	"	20-25 22-30	
10 x 8 12 x 8 14 x 9	10 12 14	8 8 9		0,40- 0,60	22-110 28-140 36-160	5,0 5,0 5,5	3,3 3,3 3,8	2,4 2,4 2,9	0,25- 0,40	"	30-38 38-44 44-50	
(15 x 10) 16 x 10 18 x 11 20 x 12 22 x 14	15 16 18 20 22	10 10 11 12 14	10,2	0,60- 0,80	40-180 45-180 50-200 56-220 63-250	5,0 6,0 7,0 7,5 9,0	5,0 5,5 4,3 4,4 4,9 5,4	5,0 3,4 3,4 3,9 4,4	0,40- 0,60	"	50-55 50-58 58-65 65-75 75-85	
(24 x 16) 25 x 14 28 x 16 32 x 18	24 25 28 32	16 14 16 18	16,2	0,60- 0,80	70-280 70-280 80-320 90-360	8,0 9,0 10,0 11,0	8,0 8,5 5,4 6,4 7,4	8,0 4,4 5,4 6,4	0,40- 0,60	"	80-90 85-95 95-110 110-130	

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

6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

maka diameter poros impeler menjadi :

$$\begin{aligned}
 D_s &= D_{s\text{hitung}} + (t_1 \times 2) \\
 &= 33,7 + 10 \\
 &= 43,7 \text{ mm} \approx 45 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Diameter poros impeler harus disesuaikan dengan diameter poros standart, pada tempat dimana akan dipasang bantalan gelinding. Dipilih suatu diameter poros yang lebih besar dari harga yang cocok dapat dilihat dalam (Tabel 3.2. Diameter Poros) untuk menyesuaikan dengan diameter dalam bantalan. Dalam perancangan ini digunakan bantalan gelinding, dan agar poros dapat memenuhi persyaratan perancangan poros yang diminta maka besarnya diameter poros impeler $D_s = 45 \text{ mm}$.

Tabel 3.2. Diameter Poros (Sularso, 1997, hal 9)

(Satuan mm)

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

3.2.2. Diameter Hubung (Diameter leher)

Setelah diameter poros impeler sudah ditentukan, diameter leher (diameter hub) dapat ditentukan lebih besar daripada diameter poros impeler dengan persamaan (Lazarkiewicz, 1965, hal 132).

$$D_h = (1,3 - 1,4).D_s \quad mm$$

Diambil diameter hub bagian depan adalah :

$$\begin{aligned} Dh &= 1,3 Ds \\ &= 1,3 \times 45 \\ &= 58,5 \text{ mm} \approx 59 \text{ mm} \\ &= 2,32 \text{ in} \end{aligned}$$

Diameter hub bagian belakang dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (Lazarkiewicz, 1965, hal 132).

$$Dh = (1,35-1,5) Ds \quad mm$$

Diambil diameter hub bagian belakang adalah :

$$\begin{aligned} Dh' &= 1,5 \times Ds \\ &= 1,5 \times 45 \\ &= 67,5 \text{ mm} \approx 68 \\ &= 2,67 \text{ in} \end{aligned}$$

3.2.3. Diameter Mata Impeler

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

$$Do = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times Q_{tz}}{v_o} + Dh^2} \quad in$$

Dengan :

Q_{tz} : kapasitas total pompa (ft³/detik)

v_o : kecepatan masuk ke mata impeler (ft/detik)

Dh : diameter hub (in)

Kebocoran pompa besarnya kira-kira 2% sampai dengan 10% kapasitas pompa. Sehingga kapasitas total pompa harus lebih besar daripada kapasitas yang telah ditentukan. Dalam perancangan diameter pipa hisap (*suction*) dan diameter pipa tekan (*disuction*) 3 in dan 2 in. Ukuran diameter flens standart pipa : 1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 24, 30 dan 36 inchi. (Austin, 1990, hal 93).

Untuk menentukan kecepatan masuk flens sisi hisap, maka diambil :

$$\begin{aligned} \text{Diameter pipa flens} &= 4 \text{ in} \\ &= 0,1016 \text{ m} \end{aligned}$$

Luas penampang pipa hisap (*suction*) adalah :

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{4} \times \pi \times d^2 \\ &= \frac{1}{4} \times \pi \times (0,1016)^2 \\ &= 0,00810 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Kecepatan aliran pada flens dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan kontinuitas (Austin, 1990, hal 9).

$$Q = A \times v \text{ (m}^3\text{/detik)}$$

Dengan :

Q : kapasitas pompa (m³/detik)

A : luas penampang pipa (m²)

V_s : kecepatan aliran dalam pipa sisi hisap (*suction*) (m/detik)

Dari persamaan kontinuitas dapat ditentukan kecepatan aliran dalam pipa masuk sisi hisap.

$$\begin{aligned}v_s &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{0,0166}{0,00810} \\ &= 2,049 \text{ m/detik} \\ &= 6,720 \text{ ft/detik}\end{aligned}$$

Di dalam saluran sisi hisap (*suction*), kecepatan aliran yang masuk besarnya kira-kira 4 sampai dengan 18 ft/detik (*Austin, 1990, hal 90*). Maka kecepatan aliran sisi masuk hasil perhitungan di atas telah sesuai dengan persyaratan.

Karena perhitungan diatas memenuhi syarat maka kecepatan aliran masuk mata impeler (v_o) diambil 10 ft/detik. Kecepatan masuk melalui mata impeler (v_o) harus lebih besar daripada kecepatan aliran sisi hisap (v), maka diambil :

Kerugian kebocoran = 6 %

Kecepatan v_o = 10 ft/dt

*Dipilih V_o adalah 10 ft/dt karena dilihat dari putaran poros (n) yang kecil yaitu 1460 rpm dan kapasitas yang besar yaitu 60 m³/jam, maka agar dalam penghitungan jumlah sudu mendapatkan hasil yang telah ditentukan yaitu 5-12 buah. (*Austin, 1990, hal. 106*).*

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

Maka kapasitas total pompa :

$$\begin{aligned}Q_{tz} &= Q + (6\% \times Q) \\Q_{tz} &= 0,5876 + \left(\frac{6}{100} \times 0,5876 \right) \\&= 0,6228 \text{ ft}^3/\text{detik}\end{aligned}$$

Kemudian dapat dihitung diameter mata impeler, yaitu :

$$\begin{aligned}D_o &= \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times 0,6228}{10} + 2,67^2} \\&= 4,306 \text{ in} \\&= 109,37 \approx 110 \text{ mm}\end{aligned}$$

3.2.4. Diameter sisi masuk impeler

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

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

$$\begin{aligned}D_1 &= D_o \\D_1 &= 110 \text{ mm} \\&= 4,330 \text{ in}\end{aligned}$$

3.3.5. Lebar Impeler Sisi Masuk

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

$$b_1 = \frac{144 \cdot Q_{tz}}{\pi \cdot D_1 \cdot v_{r1} \cdot \varepsilon_1} \text{ in}$$

Dengan :

Q_{tz} : kapasitas total pompa (ft³/detik)

D_1 : diameter sisi masuk impeler (in)

v_{r1} : kecepatan sisi masuk impeler arah radial (ft/detik)

ε_1 : faktor kontraksi

Faktor kontraksi ε_1 biasanya antara 0,8 sampai dengan 0,9. Maka diambil harga faktor kontraksi $\varepsilon_1 = 0,80$

Kecepatan radial sisi masuk impeler (v_{r1}) biasanya lebih besar daripada kecepatan (v_o), kira-kira 5 sampai dengan 10 % dari harga v_o . (Austin, 1990, hal 94).

Maka diambil $v_{r1} = 5\%$. Maka kecepatan radial sisi masuk adalah :

$$\begin{aligned} v_{r1} &= (5\% \times v_o) + v_o \\ &= (0,05 \times 10) + 10 \\ &= 10,5 \text{ ft/detik} \\ &= 3,20 \text{ m/detik} \end{aligned}$$

Sehingga lebar impeler sisi masuk adalah

$$\begin{aligned} b_1 &= \frac{144 \times 0,6228}{\pi \times 4,330 \times 10,5 \times 0,80} \\ &= 0,784 \text{ in} \\ &= 23,06 \approx 20 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.2.6. Diameter Sisi Keluar Impeler

Diameter sisi keluar impeler dapat diperoleh dengan persamaan (*Austin, 1990, hal 94*).

$$D_2 = \frac{1840 \cdot \Phi \cdot \sqrt{H}}{n} \text{ in}$$

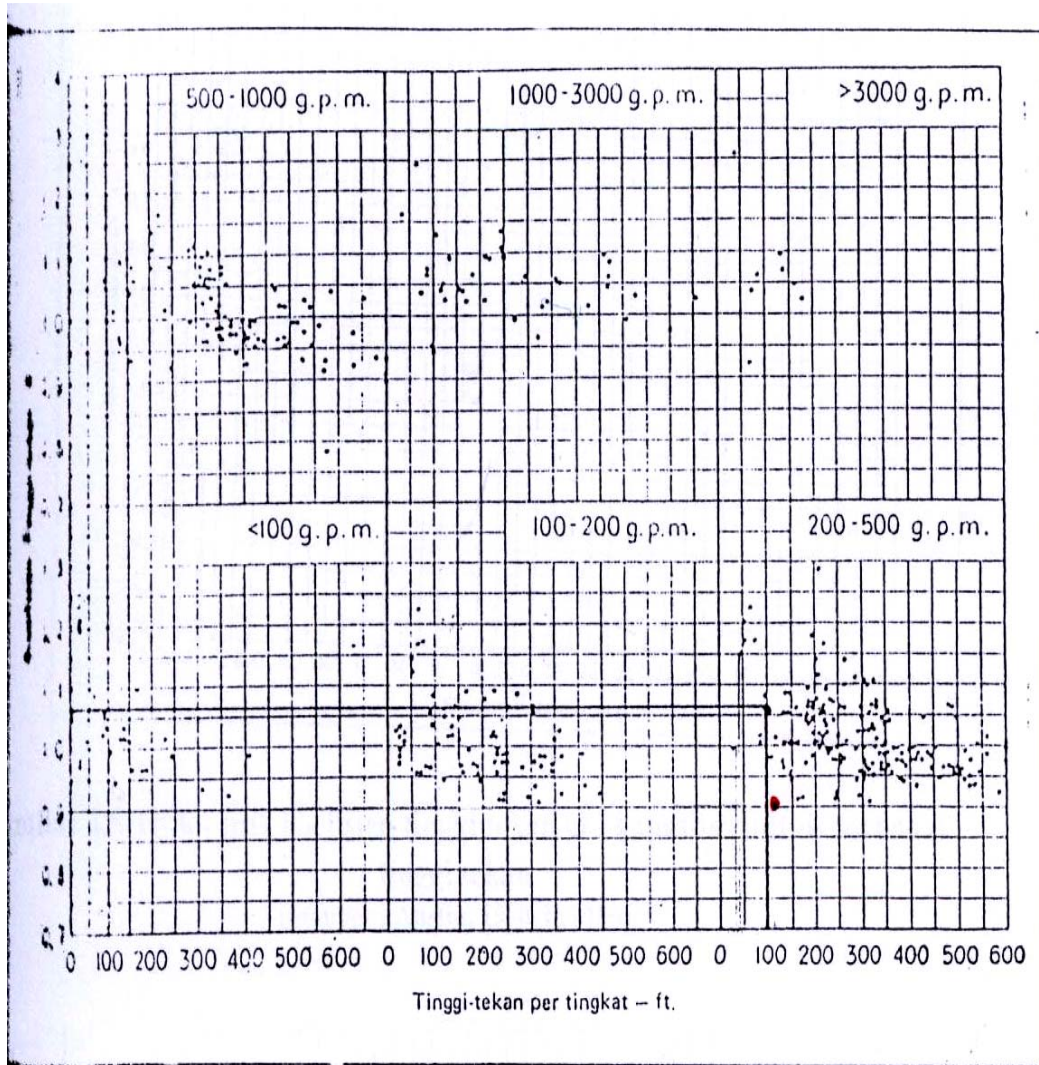
Dengan :

H : tinggi tekan pompa (ft)

Φ : koefisien tinggi tekan overall

n : putaran pompa (rpm)

Harga koefisien tinggi tekan overall (Φ) antara 0,9 sampai dengan 1,2 dengan harga rata - rata mendekati angka satu. Harga ini dapat dilihat dalam (Gambar 3.3. Titik koefisien tinggi tekan (Φ) untuk berbagai kapasitas).



Gambar 3.3. Titik - titik koefisien tinggi tekan (Φ) untuk berbagai kapasitas
(Sumber : Austin, 1990, hal 97)

Dari gambar tersebut dapat diambil harga koefisien tinggi tekan overall rata-rata $\Phi = 0,9$. Sehingga diameter sisi keluar impeler adalah :

$$\begin{aligned}
 D_2 &= \frac{1840 \times 0,90 \times \sqrt{83,660}}{1460} \\
 &= 10,374 \text{ in} \\
 &= 263,5 \approx 264 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

3.2.7. Lebar sisi keluar impeler

Lebar sisi keluar impeler dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan (Austin, 1990, hal 98).

$$b_2 = \frac{144 \cdot Q}{v_{r2} \cdot D_2 \cdot \pi \cdot \varepsilon_2} \text{ in}$$

Dengan :

Q : kapasitas total pompa (ft³/detik)

v_{r2} : kecepatan aliran keluar arah radial (ft/detik)

D_2 : diameter sisi keluar impeler (in)

ε_2 : faktor kontraksi impeler sisi keluar

Harga kecepatan keluar radial (v_{r2}) dibuat sama dengan kecepatan masuk radial (v_{r1}) atau lebih kecil kira - kira 15 % dari (v_{r1}), untuk menghindari perubahan kecepatan yang mendadak. Sedangkan faktor kontraksi sisi keluar impeler ε_2 harganya antara 0,9 sampai dengan 0,95. (Austin, 1990, hal 98).

Dalam perancangan ini diambil

Faktor kontraksi $\varepsilon_2 = 0,90$

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

$$= 10,5 - (15\% \times 10,5)$$

$$= 8,925 \text{ ft/detik}$$

$$= 2,720 \text{ m/detik}$$

Sehingga lebar sisi keluar impeler adalah :

$$b_2 = \frac{144 \times 0,6228}{\pi \times 10,374 \times 8,925 \times 0,90}$$

$$= 0,342 \text{ in}$$

$$= 8,68 \approx 9 \text{ mm}$$

3.3. Penentuan Jumlah Sudu

Sebelumnya dihitung terlebih dahulu menghitung kecepatan keliling pada sisi masuk impeler yang dapat ditentukan dengan persamaan (Karassik, 1976, hal 2.25).

$$U_1 = \frac{\pi \times r_1 \times n}{30 \times 1000} \text{ m / detik}$$

Dengan :

D_1 : diameter sisi masuk impeler (mm)

r_1 : jari - jari sisi masuk impeler (mm)

n : putaran poros impeler (rpm)

Telah diketahui bahwa pada perhitungan sebelumnya telah didapat :

Diameter meter sisi masuk impeler (D_1) = 110 mm

Jari - jari sisi masuk impeler (r_1) = 55 mm

Putaran poros impeler (n) = 1460 rpm

maka kecepatan keliling pada sisi masuk impeler adalah

$$\begin{aligned} U_1 &= \frac{\pi \times 55 \times 1460}{30 \times 1000} \\ &= 8,408 \text{ m/detik} \\ &= 27,584 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

Kecepatan aliran radial pada sisi masuk impeler

$$\begin{aligned} v_{r1} &= 3,20 \text{ m/detik} \\ &= 10,5 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned}\tan \beta_1 &= \frac{v_{r1}}{U_1} \\ &= \frac{3,20}{8,408} \\ &= 0,380 \\ \beta_1 &= 20,83^\circ \approx 21^\circ\end{aligned}$$

Untuk mengimbangi kontraksi pada saat aliran ujung - ujung sudu, harga $\tan \beta_1$ dapat diperbesar. Batasan harga β_1 antara 10° sampai dengan 25° . (*Austin, 1990, hal 94*). Maka diambil harga $\beta_1 = 21^\circ$

Pada sisi keluar impeler, sudut sudu sisi keluar impeler dapat ditentukan dengan batasan yang cukup besar dan dibuat lebih besar daripada sudut sudu sisi masuk impeler. Hal ini dimaksudkan agar mendapatkan laluan yang mulus dan kontinue. Harga sudut sudu sisi keluar impeler biasanya antara 15° sampai dengan 40° . (*Austin, 1990, hal 96*). Harga sudut sudu sisi keluar impeler β_2 juga dapat dilihat dalam sebuah grafik (Gambar 3.4. Sudut sudu sisi keluar impeler versus kecepatan spesifik). Dalam perancangan ini diambil harga sudut pada sisi keluar impeler adalah $\beta_2 = 30^\circ$

Untuk menentukan jumlah sudu pada impeler tersebut dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (*Austin, 1990, hal 105*).

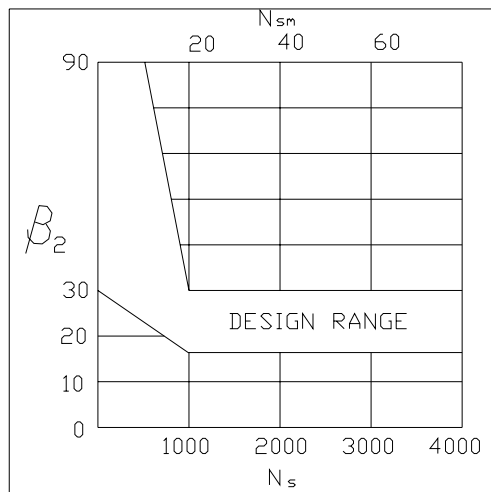
$$z = 6,5 \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \beta_m$$

Dengan :

D_2 : diameter sisi keluar impeler (mm)

D_1 : diameter sisi masuk impeler (mm)

β_m : sudut rata - rata ($^\circ$)



Gambar 3.5. Sudut sudu sisi keluar impeler versus kecepatan spesifik
(Sumber : Karassik, 1976, hal 2.14)

Besarnya sudut rata - rata β_m adalah :

$$\begin{aligned}\beta_m &= \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \\ &= \frac{21 + 30}{2} \\ &= 25,5^\circ\end{aligned}$$

Jumlah sudu pada impeler tersebut adalah

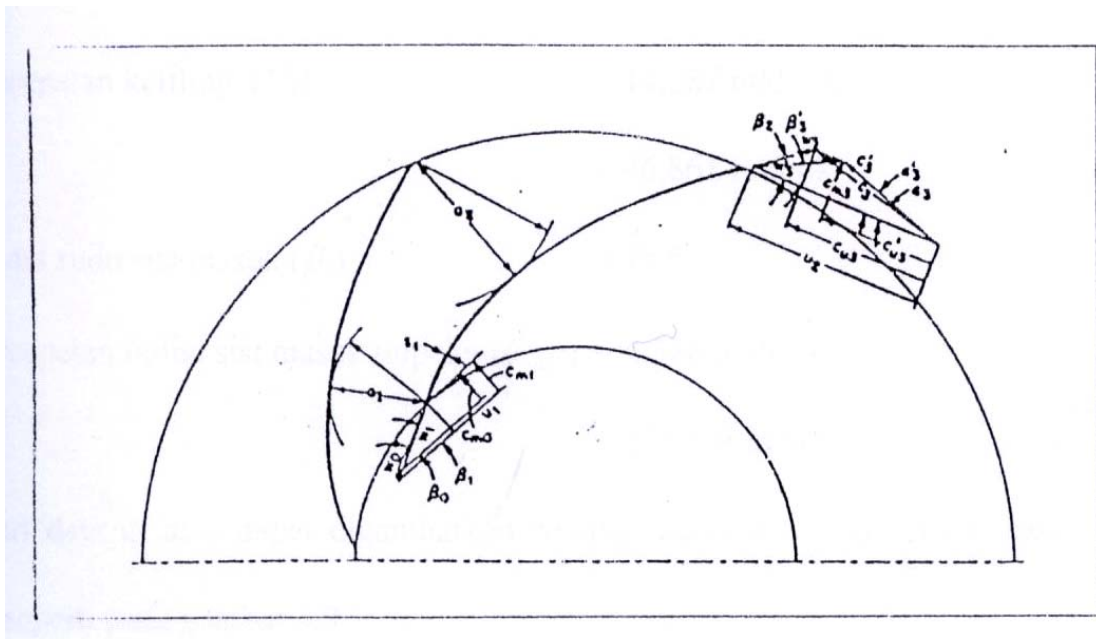
$$\begin{aligned}z &= 6,5 \times \frac{264 + 110}{264 - 110} \times \sin 25,5^\circ \\ &= 6,79 \approx 7 \text{ buah}\end{aligned}$$

Jumlah sudu pada impeler memiliki batasan yaitu antara 5 sampai dengan 12 buah, (Austin, 1990, hal 106). Jadi jumlah sudu hasil perhitungan telah sesuai dengan persyaratan yaitu 7 buah.

3.4. Segitiga Kecepatan (*Triangle Velocity*)

Kecepatan aliran fluida yang mengalir pada impeler dapat digambarkan dalam bentuk segitiga kecepatan (*Triangle Velocity*). Gambaran mengenai segitiga kecepatan dapat dilihat dalam (Gambar 3.11. Segitiga kecepatan pada impeler). Untuk menggambarkan segitiga kecepatan pada impeler dibagi menjadi dua bagian, yaitu :

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



Gambar 3.11 Segitiga kecepatan pada impeler
(Sumber : Karassik, 1976, hal 2.14)

Keterangan :

C : kecepatan fluida (m/detik)

U : kecepatan keliling (m/detik)

W : jumlah kecepatan keliling dan kecepatan fluida (m/detik)

β : sudut antara kecepatan W dengan kecepatan keliling U ($^{\circ}$)

α : sudut antara kecepatan fluida C dengan kecepatan keliling U ($^{\circ}$)

3.4.1. Segitiga Kecepatan Pada Sisi Masuk Impeler

Dalam menggambar segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler, fluida yang masuk ke sudu-sudu impeler secara radial sehingga sudut masuk absolut $\alpha_1=90^{\circ}$. (Austin, 1990, hal 94).

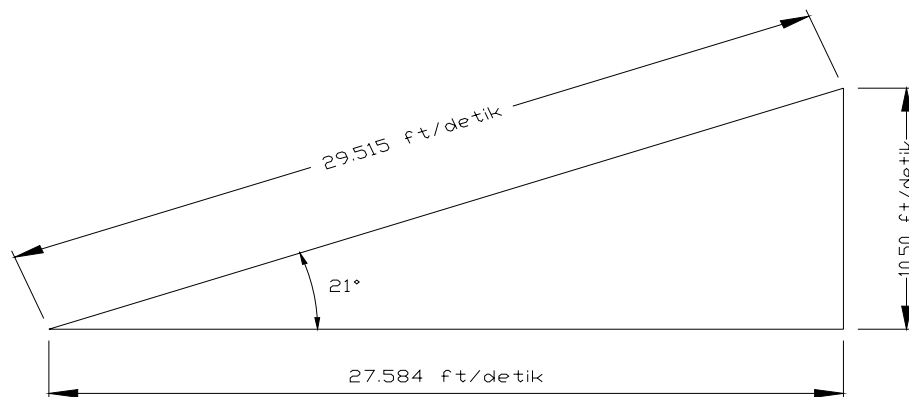
Dari perhitungan berikutnya telah diketahui bahwa :

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan keliling absolut } (U_1) &= 8,408 \text{ m/detik} \\ &= 27,584 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

$$\text{Sudut sudu sisi masuk } (\beta_1) = 21^{\circ}$$

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan radial sisi masuk impeler } (V_{r1}) &= 3,20 \text{ m/detik} \\ &= 10,5 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

Dari data di atas dapat digambarkan segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler seperti pada (Gambar 3.6. Segitiga kecepatan sisi masuk impeler).



Gambar 3.6 Segitiga kecepatan sisi masuk impeler
(Karrasik, I.J., 1997, hal. 2.16)

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

$$\begin{aligned} W_1 &= \frac{U_1}{\cos \beta_1} \\ &= \frac{8,408}{\cos 21^\circ} \\ &= 29,515 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

3.4.2. Segitiga Kecepatan Sisi Keluar Impeler

Telah diketahui bahwa dari perhitungan sebelumnya adalah :

$$\begin{aligned} \text{Kecepatan radial sisi keluar impeler } (v_{r2}) &= 2,720 \text{ m/detik} \\ &= 8,925 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

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

Maka kecepatan keliling sisi keluar impeler dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (Karassik, 1976, hal 2.11).

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

Dengan :

H : tinggi tekan pompa (meter)

K : pengaruh berbagai faktor pada U_2 (0,6-0,7)

g : gravitasi (9,81 m/det)

$$U_2 = \frac{1}{2} \left[\frac{2,720}{\tan 30} + \sqrt{\left(\frac{2,720}{\tan 30} \right)^2 + \frac{4 \times 9,81 \times 25,5}{0,6}} \right]$$

$$= 25,129 \text{ m/detik}$$

$$= 82,443 \text{ ft/detik}$$

Harga faktor slip (slip ring) μ dicari dengan persamaan (Karassik,1976,hal2.10)

$$\mu = 1 - \frac{\pi \cdot \sin \beta_2}{z}$$

dengan :

z : jumlah sudu pada impeler

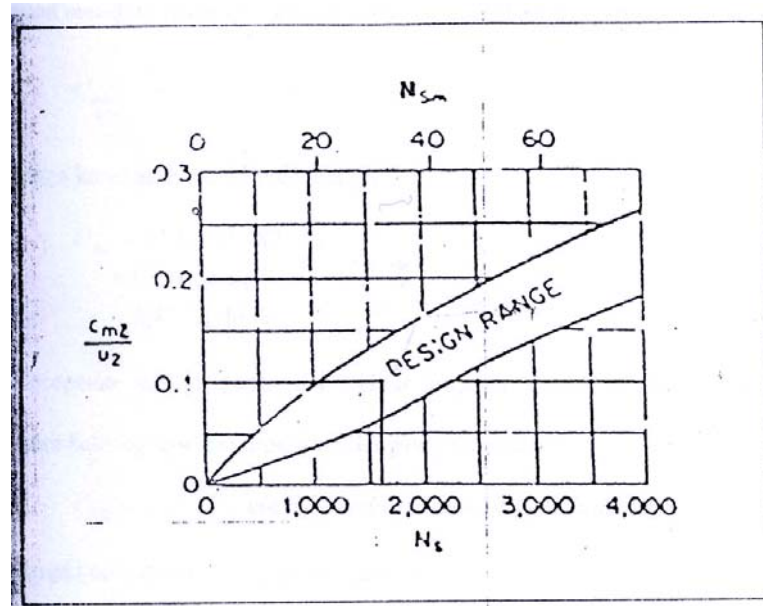
Sehingga harga slip ring μ adalah :

$$\mu = 1 - \frac{\pi \sin 30^\circ}{7}$$

$$= 0,776$$

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

(gambar 3.7)



Gambar 3.7. C_{m2}/U_2 versus kecepatan spesifik
(Sumber : Karassik,1976, hal 22.14)

Dari gambar 3.7. dapat ditentukan bahwa harga perbandingan $\frac{C_{m2}}{U_2}$, yaitu :

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

Kecepatan meridional pada sisi keluar impeler dapat dicari dengan persamaan (Karassik,1976, hal 2.10)

$$C_{m2} = \frac{C_{m2}}{U_2} \times U_2 \quad m/detik$$

maka harga kecepatan meridional adalah :

$$\begin{aligned} C_{m2} &= 0,08 \times 25,129 \\ &= 2,010 \quad m/detik \\ &= 6,594 \quad ft/detik \end{aligned}$$

Kecepatan keliling absolut pada sisi keluar impeler tanpa adanya faktor slip (kecepatan keliling absolut teoritis) diperoleh dengan persamaan (Karassik,1976,hal2.10).

$$C_{U2} = U_2 - C_{m2} \times \cot \beta_2$$

Maka harga kecepatan keliling teoritis adalah :

$$\begin{aligned} C_{U2} &= 25,129 - (2,010 \times \cot 30^\circ) \\ &= 21,647 \quad m/detik \\ &= 71,010 \quad ft/detik \end{aligned}$$

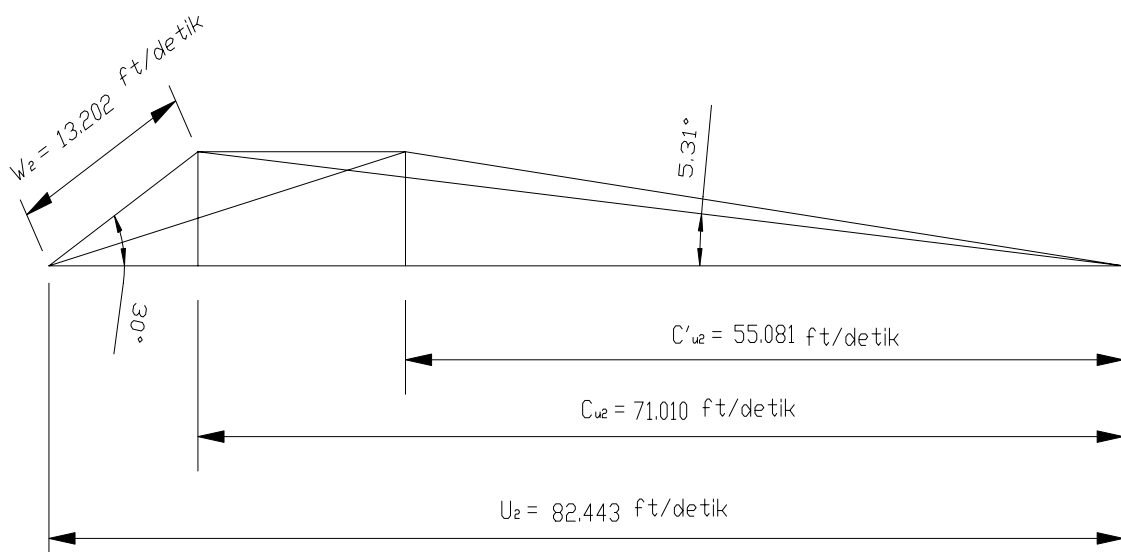
Kecepatan keliling absolut pada sisi keluar impeler yang sebenarnya dipengaruhi adanya faktor slip, maka besarnya kecepatan keliling yang sebenarnya diperoleh dengan persamaan (Karassik,1976,hal2.10).

$$C'_{U2} = \mu \times C_{U2} \quad m/detik$$

Maka nilai kecepatan keliling yang sebenarnya adalah :

$$\begin{aligned} C'_{U2} &= 0,776 \times 21,647 \\ &= 16,789 \text{ m/detik} \\ &= 55,081 \text{ ft/detik} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan di atas dapat digambarkan segitiga kecepatan pada sisi keluar impeler pada (gambar 3.8).



Gambar 3.8. Segitiga kecepatan sisi keluar impeler

Sudut keluar teoritis adalah :

$$\begin{aligned} \tan \alpha_2 &= \frac{C_{m2}}{C_{U2}} \\ &= \frac{2,010}{21,647} \\ &= 0,0928 \\ \alpha_2 &= 5,30^\circ \end{aligned}$$

Sudut keluar yang sebenarnya adalah :

$$\begin{aligned}\tan \alpha'_2 &= \frac{C_{m2}}{C'_{U2}} \\ &= \frac{2,010}{16,789} \\ &= 0,1197 \\ \alpha'_2 &= 6,827^\circ\end{aligned}$$

Kecepatan aliran fluida teoritis adalah :

$$\begin{aligned}W_2 &= \sqrt{(C_{m2})^2 + (U_2 - C_{U2})^2} \\ &= \sqrt{2,010^2 + (25,129 - 21,647)^2} \\ &= 4,021 \text{ m/detik} \\ &= 13,192 \text{ ft/detik}\end{aligned}$$

Kecepatan aliran fluida yang sebenarnya adalah :

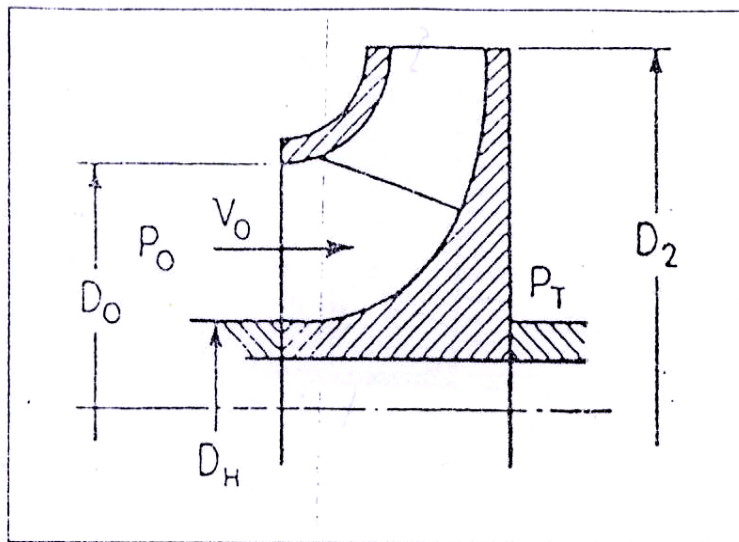
$$\begin{aligned}W'_2 &= \sqrt{(C_{m2})^2 + (U_2 - C'_{U2})^2} \\ &= \sqrt{2,010^2 + (25,129 - 16,789)^2} \\ &= 8,578 \text{ m/detik} \\ &= 28,143 \text{ ft/detik}\end{aligned}$$

Sudut yang terbentuk antara kecepatan W'_2 dengan kecepatan keliling U_2 adalah :

$$\begin{aligned}\sin \beta'_2 &= \frac{C_{m2}}{W'_2} \\ &= \frac{2,010}{8,578} \\ &= 0,2343 \\ \beta'_2 &= 13,186^\circ\end{aligned}$$

3.5 Gaya Aksial Impeler

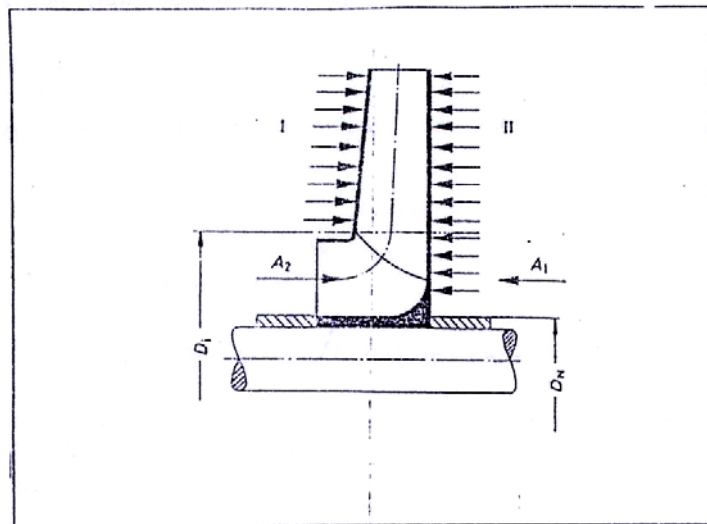
Pada impeler hisapan tunggal akan mengalami dorongan arah aksial yang disebabkan oleh gaya - gaya yang berlawanan arahnya. Gaya yang terkecil diantara gaya-gaya ini adalah gaya yang disebabkan oleh perubahan momentum fluida yang memasuki impeler. Gaya ini cenderung menggerakkan impeler menjauhi sisi hisap (*suction*) dan bekerja pada luasan yang dibatasi oleh cincin yang berdiameter D_0 dan D_H



Gambar 3.9 Bagian leher impeler
(Sumber : Austin, 1993, hlm 156)

Fluida yang keluar dari impeler mempunyai tekanan yang lebih tinggi daripada tekanan pada sisi hisap. Gaya-gaya yang terjadi dinetralkan oleh luasan D_2 dan D_0 sehingga besarnya gaya adalah sama dan berlawanan arah pada kedua dinding (Sumber: Austin, 1990, hal. 155). Akibat perbedaan tekanan antara sisi keluar dengan sisi hisap akan menimbulkan gaya aksial yang menggerakkan

impeler menuju sisi hisap. Gaya - gaya aksial yang bekerja pada suatu impeler dapat digambarkan seperti dalam gambar 7.2. Tekanan yang bekerja pada piringan roda sebelah kiri dan sebelah kanan dilukiskan sesuai dengan tanda panah. Pada bagian sebelah kanan (II) mempunyai tekanan yang lebih besar, yang besarnya kira - kira sesuai dengan bidang lingkaran antara D_1 dan D_H . Akibatnya tekanan di bagian II lebih besar dibandingkan dengan bagian I. Tekanan ini mengakibatkan gaya geser aksial A_1 ke arah sisi hisap (Sumber: Dietzel, 1996, hal. 276).



Gambar 3.10 Gaya geser aksial pada impeler
(Sumber : Dietzel, 1992, hlm 276)

Perbedaan tekanan yang terjadi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (Austin, 1990, hal. 156).

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

dengan :

P_T : tekanan fluida di belakang impeler (kg/m^2)

P_0 : tekanan fluida di depan impeler (kg/m^2)

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

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

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

Telah ditentukan sebelumnya, bahwa :

Kecepatan keliling fluida sisi luar impeler (U_2) = 25,129 m/detik

Kecepatan keliling fluida sisi masuk impeler (U_1) = 8,408 m/detik

Berat jenis fluida yang dialirkan (γ) = 2580 kg/m^3

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

Sehingga besarnya perbedaan tekanan sisi masuk dan sisi luar impeler adalah

$$\begin{aligned} P_T - P_0 &= \frac{3}{4} \times \frac{25,129^2 - 8,408^2}{2 \times 9,81} \times 2580 \\ &= 55305,513 \text{ kg/m}^2 \end{aligned}$$

Antara bidang lingkaran D_0 dan D_H terdapat gaya aksial yang cenderung untuk menggerakkan impeler ke arah sisi hisap. Besarnya gaya aksial ini dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (Austin, 1990, hal. 156).

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

dengan :

D_0 : diameter mata impeler (m)

D'_H : diameter hub impeler (m)

Telah ditentukan sebelumnya bahwa

Diameter mata impeler (D_0) = 110 mm \approx 0,11 m

Diameter hub impeler (D'_H) = 68mm \approx 0,068 m

Sehingga besarnya gaya aksial adalah :

$$\begin{aligned} Fa &= 55305,513 \times \frac{\pi}{4} \times (0,11^2 - 0,068^2) \\ &= 324,734 \text{ kg} \end{aligned}$$

Fluida masuk impeler secara aksial mempunyai kecepatan masuk v_0 , maka perubahan momentum atau gaya aksial akibat perbedaan momentum dapat ditentukan dengan persamaan (Austin, 1990, hal. 155).

$$Fm = \frac{w}{g} \times v_0$$

dengan :

v_0 : kecepatan fluida masuk impeler (m/detik)

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

Kapasitas fluida yang dipompa $Q = 0,0166 \text{ m}^3/\text{detik}$, maka bobot air yang dipompa adalah :

$$\begin{aligned} w &= Q \times \gamma_{air} \\ &= 0,0166 \times 2580 \\ &= 42,83 \text{ kg/detik} \end{aligned}$$

Kecepatan fluida yang masuk ke impeler $v_0 = 3,048 \text{ m/detik}$, sehingga besarnya gaya geser aksial yang disebabkan perubahan momentum adalah

$$F_m = \frac{42,83}{9,81} \times 3,048$$

$$= 13,307 \text{ kg}$$

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

$$F_{a_{\text{resultan}}} = F_a - F_m$$

$$= 324,734 - 13,307$$

$$= 311,427 \text{ kg}$$

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

Pada dasarnya elemen pengimbang ini membuat tekanan di depan impeler sama dengan tekanan di belakang impeler. Untuk mengkompensir gaya geser aksial tersebut dapat dilakukan dengan beberapa elemen pengimbang (*Sumber: Dietzel, 1996, hal. 277*).

- a. Roda jalan dengan aliran arus masuk ganda dan aliran arus masuk yang banyak.

Bila roda jalan yang memiliki lubang pemasukan ganda, maka fluida yang dihisap dengan serentak dari kiri dan kanan. Gaya geser aksial yang timbul satu dengan yang lain saling berlawanan. Karena perbedaan arus aliran fluida dan timbul pusaran, maka dengan cara ini tidak didapatkan keseimbangan yang baik. Sehingga pompa ini perlu diberikan elemen tambahan yang mampu menahan gaya geser aksial

yakni bantalan aksial untuk menerima sisa - sisa gaya aksial yang masih ada.

- b. Mengkompensir dengan menurunkan gaya geser aksial melalui peredaman dengan lubang pengimbang.

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

- c. Mengkompensir gaya aksial dengan sudu belakang

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

Dalam perancangan ini, untuk mengkompensir gaya aksial diambil dengan cara membuat kontruksi pompa dengan impeler yang disusun dalam arah yang berlawanan.

BAB IV

PERANCANGAN SUDU

4.1 Bentuk Sudu

Sudu merupakan bagian impeler yang berfungsi sebagai pendorong zat cair yang ada dalam impeler. Sudu pada impeler mempunyai bentuk yang dapat diklasifikasikan atas dasar sudut keluar β_2 meliputi:

a. Backward curve vanes

Bentuk sudu seperti ini, besar sudut keluar β_2 lebih kecil dari pada 90° . Sudu tipe ini mempunyai kecepatan absolut paling kecil, namun dapat memberikan distribusi aliran yang merata ke impeler. Hal ini dapat mengurangi kerugian hidrolis. Bentuk sudu ini mempunyai hubungan yang stabil antara tinggi tekan (*head*) dengan kapasitas yang dihasilkan.

b. Radial vane

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

c. Forward curve vane

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

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

4.2 Pemilihan Bentuk Sudu

Faktor yang mempengaruhi dalam pemilihan bentuk sudu adalah harga sudut keluar β_2 , harga sudut keluar sudah ditentukan dalam perhitungan sebelumnya, yaitu 30° . Maka dapat dipilih bentuk sudu yang sesuai yaitu bentuk sudu tipe *Backward Curve Vanes*.

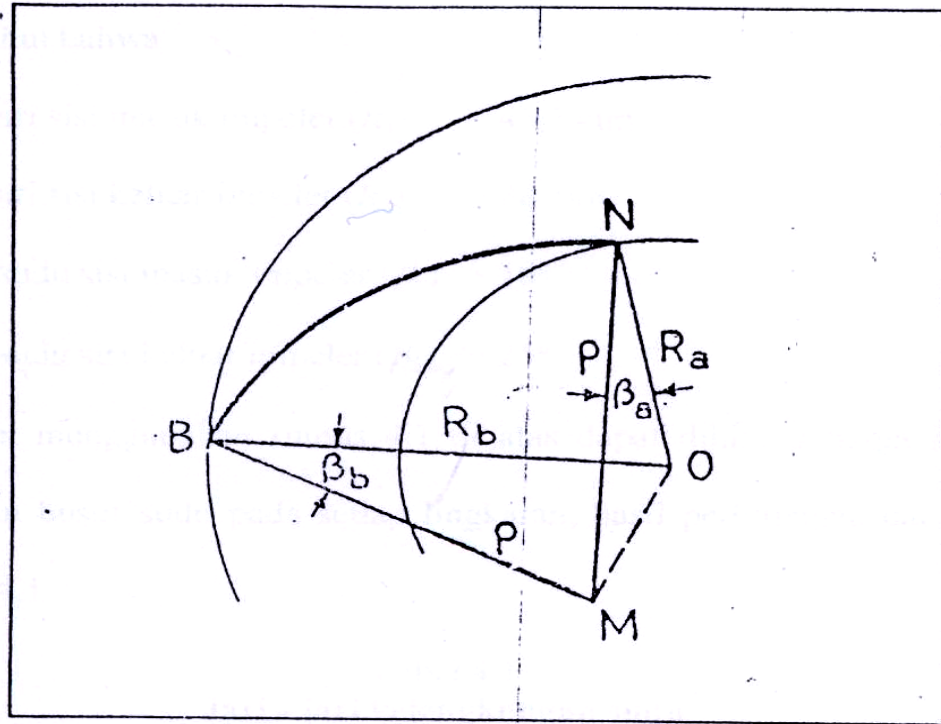
4.3 Pelukisan Sudu

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

Dalam pelukisan sudu, terdapat dua metode pelukisan yaitu metode busur tangen (*arcus tangen*) dan metode koordinat polar. (*Austin, 1990, hal 98*)

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

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



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

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

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

dengan :

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

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

β_a = sudut pada lingkaran sisi dalam (°)

β_b = sudut pada lingkaran sisi luar (°)

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

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Jari-jari sisi masuk impeler (R_1) = 55 mm

Jari-jari sisi keluar impeler (R_2) = 132 mm

Sudut sudu sisi masuk impeler (β_1) = 21°

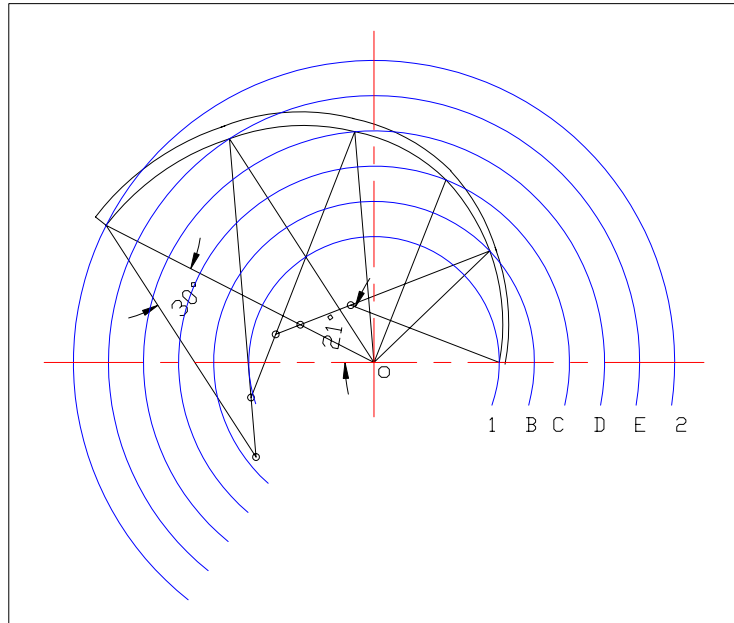
Sudut sudu sisi keluar imperler (β_2) = 30°

Dengan menggunakan persamaan (*Austin, 1990, hal 98*) di atas dapat digunakan untuk menghitung harga jari-jari kelengkungan busur sudu pada setiap lingkaran dan hasil perhitungan dapat dilihat dalam tabel 4.1

Tabel 4.1. Jari-jari Kelengkungan Sudu

Ling karn	R (mm)	R ²	β (°)	Cos β	R Cos β	$R_b \text{Cos} \beta_b - R_a \text{Cos} \beta_a$	$R_b^2 - R_a^2$	ρ (mm)
1	55	3025	21	0,934	51,370	13,552	1931,16	71,25
B	70,4	4956,16	22,8	0,922	64,909	13,113	2405,48	91,72
C	85,8	7361,64	24,6	0,909	77,992	12,633	2879,80	113,97
D	101,2	10241,44	26,4	0,896	90,675	12,113	3354,12	138,45
E	116,6	13595,56	28,2	0,881	102,725	11,555	3828,44	165,64
2	132	17424	30	0,866	114,312			

Dari perhitungan dapat digambarkan bentuk sudu seperti gambar 4.2.



Gambar 4.2. Pelukisan Sudu

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

4.4 Tebal Sudu

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

$$\epsilon = \frac{\pi.d - \frac{z.t}{\sin \beta}}{\pi.d}$$

dengan :

D = diameter lingkaran impeler (mm)

ϵ = faktor kontraksi

z = jumlah sudu

t = Tebal sudu (mm)

β = sudut sudu ($^\circ$)

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

Diameter sisi masuk (D_1)	= 110 mm
Faktor kontraksi (ϵ)	= 0,80
Jumlah sudu (z)	= 7 buah
Sudut sisi masuk impeler (β_1)	= 21°

Maka tebal sudu sisi impeler :

$$\begin{aligned}t_1 &= \frac{(1 - \epsilon_1) \cdot \pi \cdot d_1 \cdot \sin \beta_1}{z} \\ &= \frac{(1 - 0,80) \pi \cdot 110 \sin 21^\circ}{7} \\ &= 3,538 \text{ mm} \approx 0,139 \text{ in}\end{aligned}$$

Sedangkan pada sisi keluar telah diketahui bahwa :

Diameter sisi keluar (D_2)	= 264 mm
Faktor kontraksi (ϵ)	= 0,90
Jumlah sudu (Z)	= 7 buah
Sudut sisi keluar impeler (β_2)	= 30°

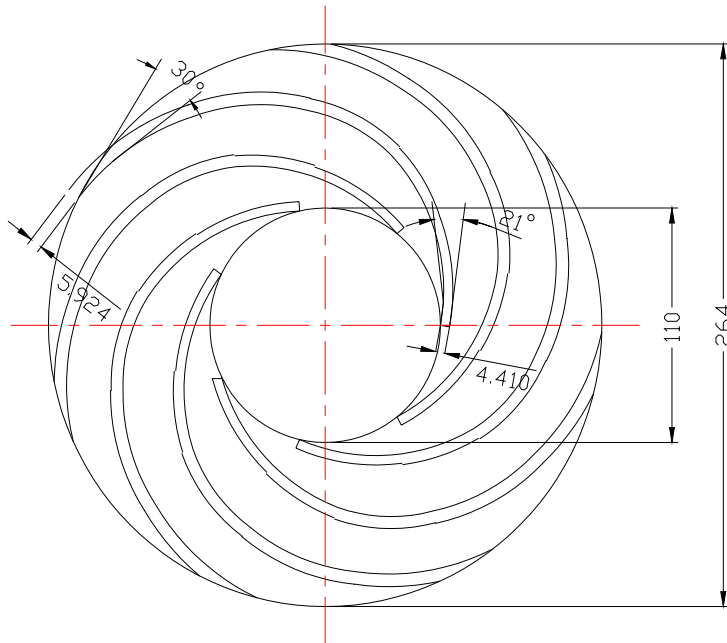
Maka tebal sudu sisi keluar impeler :

$$\begin{aligned}t_2 &= \frac{(1 - \epsilon_1) \cdot \pi \cdot d_1 \cdot \sin \beta_2}{z} \\ &= \frac{(1 - 0,9) \cdot \pi \cdot 264 \sin 30^\circ}{7} \\ &= 5,924 \text{ mm} \approx 0,233 \text{ in}\end{aligned}$$

Untuk lingkaran antara diameter sisi masuk dengan diameter sisi keluar harga tebal sudu dapat dilihat dalam Tabel 4.2. Tebal Kelengkungan Sudu.

Tabel 4.2 Kelengkungan sudu

lingkaran	D (mm)	ε	$\pi \cdot D$	β (°)	$\sin \beta$	z	t (mm)
1	110	0,80	345,4	21	0,758	7	3,534
B	140,8	0,82	442,11	22,8	0,388	7	4,410
C	171,6	0,84	538,82	24,6	0,416	7	5,123
D	202,4	0,86	635,54	26,4	0,445	7	5,656
E	233,2	0,88	732,62	28,2	0,473	7	5,937
2	264	0,90	829,38	30	0,5	7	5,924



Gambar 4.4. Bentuk Desain Sudu

4.5 Lebar Laluan

Untuk menentukan lebar laluan dapat menggunakan persamaan (*Austin, 1990, hal 106*):

$$b = \frac{144xQ}{\pi x d \cdot \varepsilon \cdot v_r} \text{ in}$$

dengan :

Q = kapasiti pompa (ft³/det)

d = diameter laluan (in)

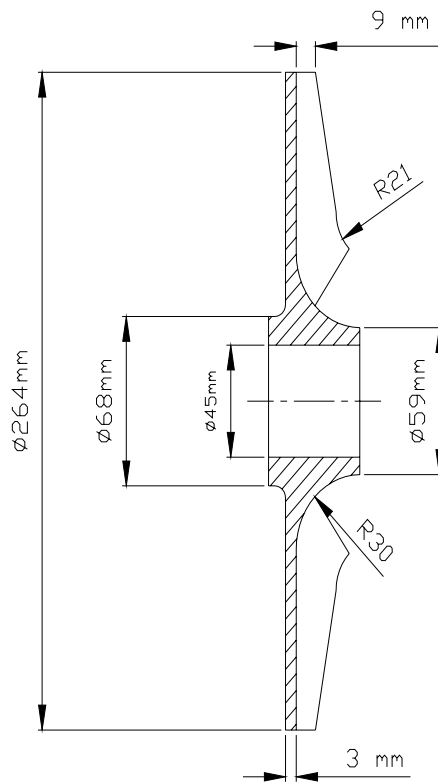
v_r = kecepatan aliran radial (ft/det)

ε = faktor kontraksi

hasil perhitungan lebar laluan dapat dilihat dalam Tabel 4.3. Lebar Laluan.

Tabel 4.3. Lebar Laluan

Ling karan	D (in)	ε	π · D (in)	Vr (ft/det)	Q (fit/det)	B (in)	b (mm)
1	4,331	0,80	13,606	10,5	0,5876	0,740	18,796
B	5,543	0,82	17,414	10,19	0,5876	0,582	14,783
C	6,756	0,84	21,225	9,87	0,5876	0,481	12,217
D	7,968	0,86	25,032	9,55	0,5876	0,411	10,439
E	9,181	0,88	28,843	9,24	0,5876	0,361	9,169
2	10,393	0,90	32,651	8,92	0,5876	0,323	8,204



Gambar 4.5. Penampang Impeler

4.6 Pemilihan Bahan Impeler

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

BAB V

PERANCANGAN RUMAH POMPA

5.1 Dasar Perancangan

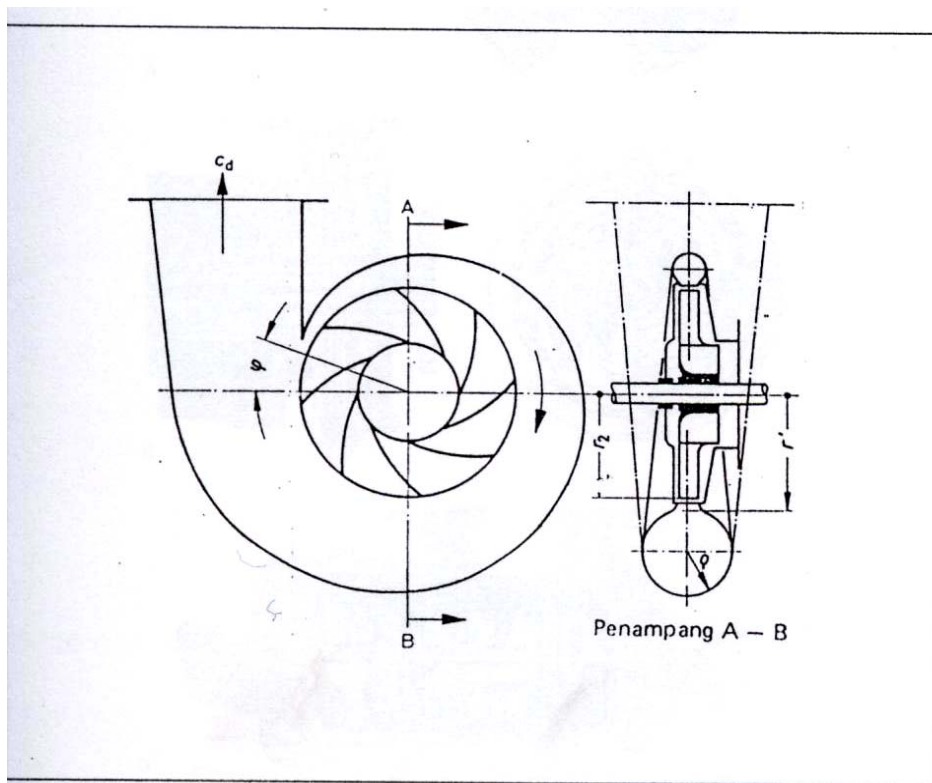
Rumah keong berfungsi sebagai ruang yang digunakan untuk mengumpulkan fluida, secara perlahan-lahan kecepatan fluida melambat. Pada rumah keong energi kinetik fluida diubah menjadi energi tekanan. Karena fluida yang keluar dari impeler bertambah besar, maka laluan fluida pada sisi tekan dibuat semakin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

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

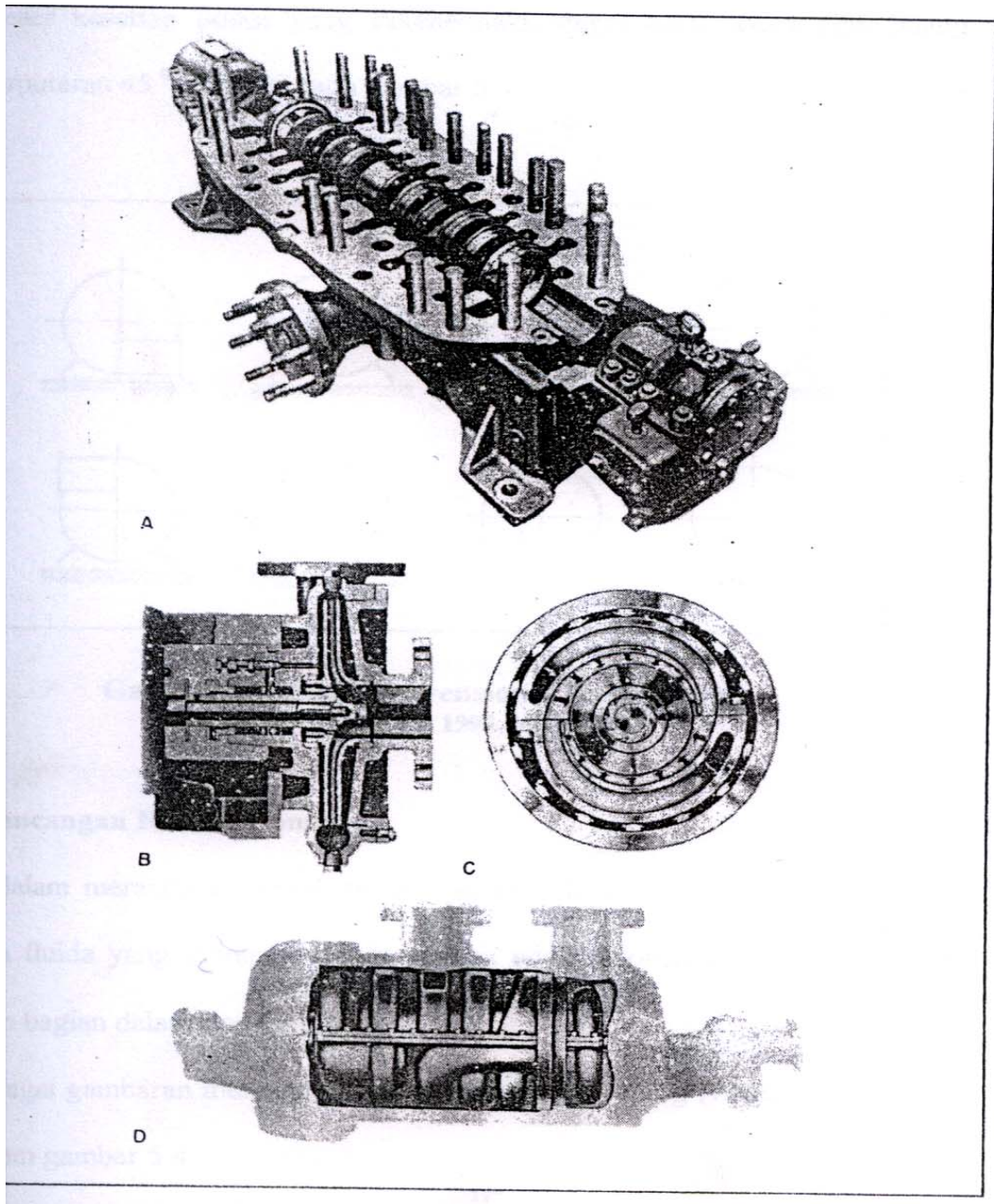
Gambar 5.2 adalah gambar rumah pompa sentrifugal dapat berupa rumah terbelah mendatar (a), vertikal (b), atau menurut diagonalnya (pada sudut tidak sama dengan 90°). Rumah pompa yang terbelah mendatar juga dapat disebut terbelah secara aksial. Baik nosel hisap maupun nosel buang yang umumnya berada pada belahan bawah rumah pompa, sedangkan belahan atas diangkat untuk mempermudah pemeriksaan. Rumah pompa yang terbelah secara vertikal disebut terbelah secara radial. Rumah jenis ini dipakai pada desain-desain yang terkopel

berdekatan atau hisapan ujung yang dipasang pada rangka. Rumah pompa yang berbentuk tabung C dan D yang dipakai pada pompa difuser dan rumah keong yang bertekanan tinggi. Rumah bagian dalam dibuat sesuai dengan rumah bagian luar akan memberikan gaya perapatan guna menjaga paruhan rumah pompa tetap rapat. (Sumber: Hicks & Edward, 1996, hal. 18)

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

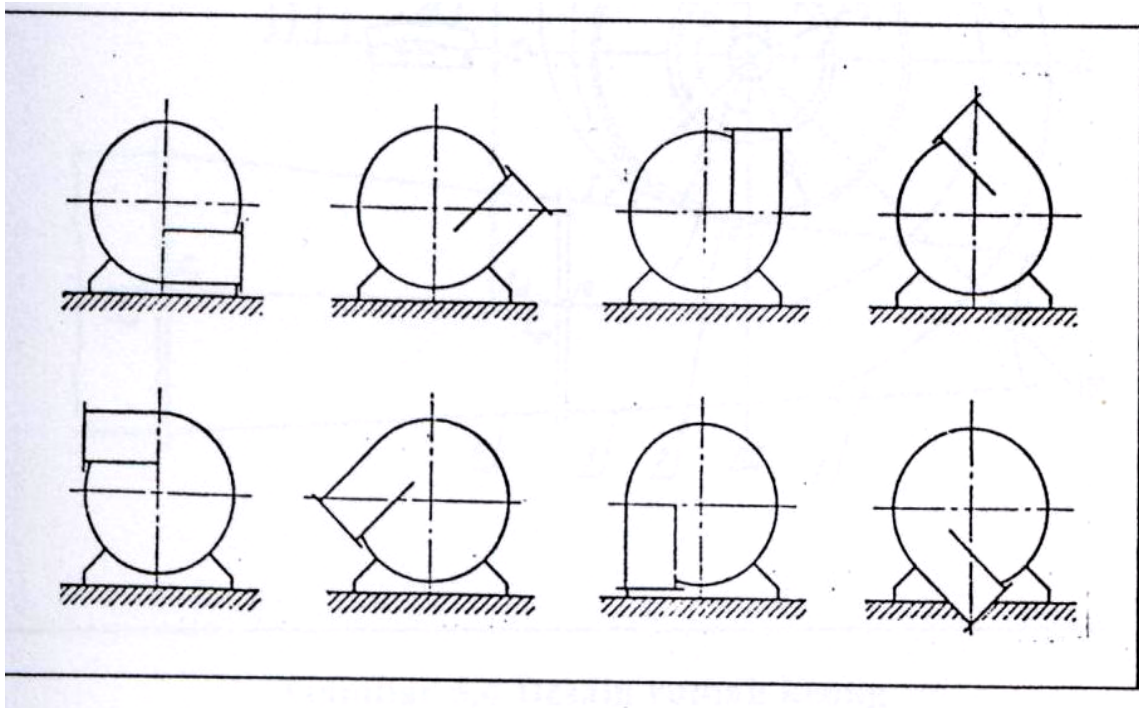


Gambar 5.1 Rumah Spiral
(Sumber : Dietzel, 1992, hal 274)



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

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

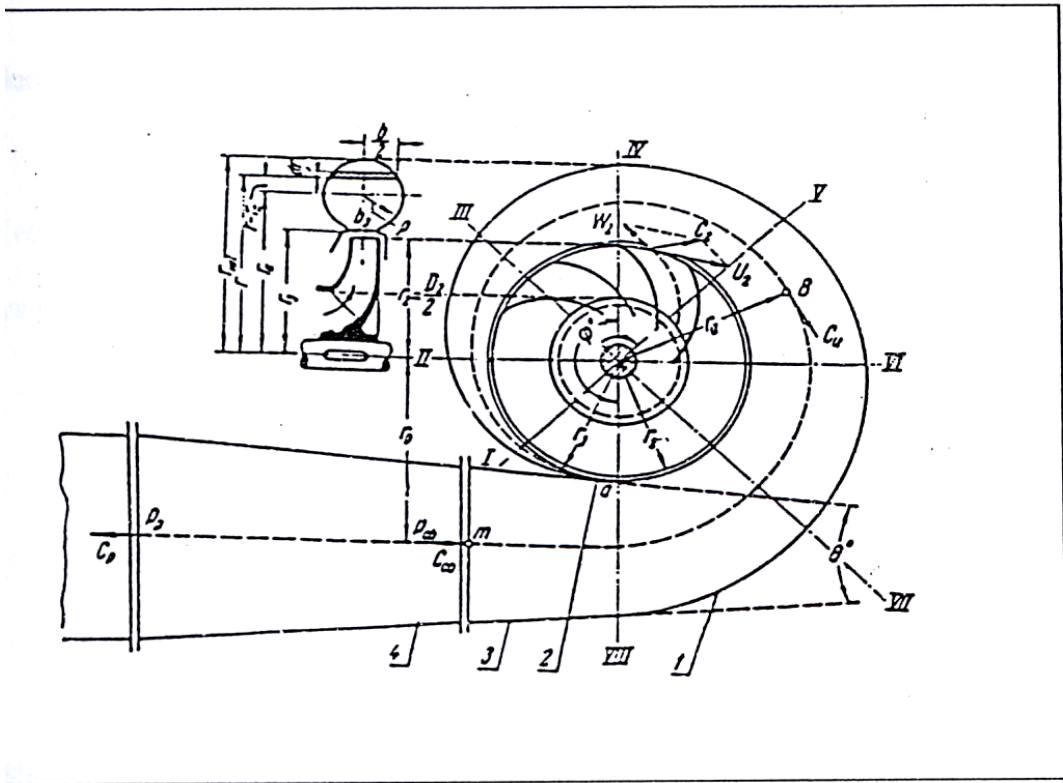


Gambar 5.3 Posisi Konfesional Flens Buang
(Sumber : Austin, 1993, hal 153)

5.2 Perancangan Rumah Pompa

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

Sebagai gambaran mengenai perancangan rumah pompa (*valut casing*) dapat dilihat dalam gambar 5.4. Desain Rumah Keong.



Gambar 5.4. Desain Rumah Keong
(Sumber : Khetagurrov, hal 246)

Untuk merancang rumah keong seperti pada gambar 5.4, rumah pompa dibagi menjadi beberapa bagian dan penampang volut diasumsikan terbentuk lingkaran. Antara sisi keluar impeler dengan lidah (*tongue*) casing perlu diberikan jarak antara (*clearance*). Jari-jari lidah dibuat lebih besar dari pada jari-jari luar impeler. Besarnya jari-jari lidah dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan (*khetagurrov, hal 248*):

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

dengan :

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

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa jari-jari keluar impeler adalah $r_2 = 132$ mm, maka besarnya jari-jari lidah adalah :

$$\begin{aligned} r_3 &= (1,05 \times 132) \\ &= 138,6 \text{ mm} \approx 139 \text{ mm} \end{aligned}$$

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

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

dengan :

b_2 : lebar sisi keluar impeler (mm)

Dari hasil perhitungan sebelumnya telah diperoleh lebar sisi luar impeler $b_2 = 9$ mm. Maka besarnya celah volut b_3 adalah :

$$\begin{aligned} b_3 &= 9 + (0,025 \times 132) \\ &= 12,3 \text{ mm} \approx 13 \text{ mm} \end{aligned}$$

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

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

dengan :

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

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

$\chi =$ Konstanta

Untuk mendapat harga konstanta χ dengan menggunakan persamaan (Khetagurov, hal 247) :

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

dengan :

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

$$k_u = \text{Konstanta}$$

Nilai konstanta k_u merupakan hasil perkalian antara kecepatan keliling absolut dengan jari-jari impeler, dengan hasil perhitungan sebelumnya pada halaman 45, maka dalam perhitungan berikutnya telah diperoleh :

$$\text{Kecepatan absolute aliran fluida (C}_{u2}\text{)} = 21,647 \text{ m/det}$$

$$\text{Jari-jari keluar impeler (r}_2\text{)} = 132 \text{ mm} \approx 0,132 \text{ m}$$

Maka harga konstanta k_u adalah :

$$\begin{aligned} k_u &= C_{u2} \cdot r_2 \\ &= 21,647 \times 0,132 \\ &= 2,857 \text{ m}^2/\text{detik} \end{aligned}$$

Dengan kapasitas pompa $Q = 0,0166 \text{ m}^3/\text{det}$ maka harga konstanta χ dapat diperoleh yaitu :

$$\begin{aligned} \chi &= \frac{720}{0,0166} \times 2,857 \times \pi \\ &= 389300,11 \text{ Permeter} \\ &= 389,3 \text{ permilimeter} \end{aligned}$$

Setelah harga konstanta diketahui, maka dapat dicari harga jari-jari volut. Hasil selengkapnya dapat dilihat dalam tabel 5.1 Perhitungan rumah volut.

Tabel 5.1. Hasil Perhitungan Rumah Volut

Bagian	φ°	$\frac{\varphi^\circ}{\chi}$	$2\frac{\varphi^\circ}{\chi}$	$2\frac{\varphi^\circ}{\chi}r_3$	$\sqrt{2\frac{\varphi^\circ}{\chi}r_3}$	ρ (mm)	$r_3 + \rho$ (mm)	r_{vol} (mm)
I	10	0,025	0,05	6,95	2,636	2,661	141,661	144,322
II	45	0,115	0,23	31,97	5,654	5,769	144,769	150,538
III	90	0,231	0,462	64,21	8,013	8,244	147,244	155,488
IV	135	0,346	0,692	96,18	9,807	10,153	149,153	159,306
V	180	0,412	0,824	114,53	10,701	11,113	150,113	161,226
VI	225	0,577	1,154	160,41	12,665	13,242	152,242	165,484
VII	270	0,693	1,386	192,65	13,880	14,573	153,573	168,146
VIII	315	0,809	1,618	224,90	14,996	15,805	154,805	170,610
IX	360	0,924	1,848	256,87	16,027	16,951	155,951	172,902
X	370	0,950	1,9	264,1	16,251	17,201	156,201	173,402

5.3 Nosel Buang (*Discharge Nozzle*)

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

Untuk menentukan diameter pipa dapat dipergunakan ukuran diameter pipa standart yang ada dipasaran. Pemilihan diameter pipa tekan harus sesuai dengan kecepatan fluida dalam pipa tersebut. Kecepatan aliran fluida dalam pipa tekanan memiliki batas kecepatan antara 12 sampai 40 ft/detik. (*Austin, 1990, hal 90*). Bila kecepatan aliran fluida dalam pipa tersebut telah sesuai maka aman untuk dipergunakan.

Dalam perancangan ini ukuran diameter pipa tekan dipilih adalah :

$$\begin{aligned}\text{Diameter pipa} &= 2 \text{ in} \\ &= 50,8 \text{ mm} \\ \text{Kapasitas pompa} &= 0,0166 \text{ m}^3/\text{detik}\end{aligned}$$

Sehingga dapat ditentukan aliran fluida dalam pipa tekan, yaitu :

$$\begin{aligned}v_d &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{Q}{\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d^2} \\ &= \frac{0,0166}{\frac{1}{4} \times \pi \times 0,0508^2} \\ &= 8,2 \text{ m/detik} \\ &= 26,91 \text{ ft/detik}\end{aligned}$$

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

5.4 Pemilihan Bahan Rumah Pompa

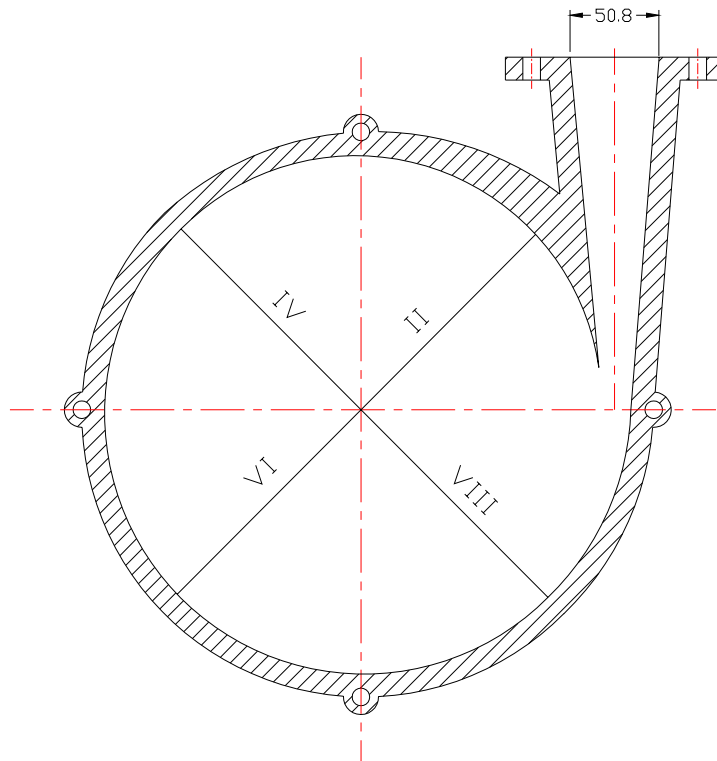
Dalam pemilihan bahan rumah pompa harus memperhatikan faktor-faktor yang mempengaruhi pemilihan bahan. Faktor-faktor tersebut misalkan sifat dan kondisi fluida yang dipompakan, lingkungan sekitar daerah pemompaan dan lain-lain.

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

- Memiliki ketahanan terhadap korosi
- Memiliki ketahanan terhadap gesekan dengan benda lain
- Bahan mudah dibentuk
- Harga bahan yang murah

Untuk mengetahui mengenai bahan rumah pompa yang lebih rinci dapat dilihat tabel pemilihan rumah pompa dan Impeler (*lampiran*).

Setelah melihat bahan pompa dalam tabel pemilihan bahan rumah pompa dan impeler, dengan mempertimbangkan beberapa faktor di atas, maka untuk bahan rumah pompa adalah *besi cor kelabu (FC50)*.



Gambar 5.5. Desain Rumah Pompa

BAB VI

PERHITUNGAN POROS

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

6.1 Macam-macam Poros

Poros dalam meneruskan daya klasifikasikan menurut pembebanannya, sebagai berikut :

1. Poros Transmisi

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

2. Spindel

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

3. Gandar

Poros yang dipasang diantara roda-roda kereta barang, dimana tidak mendapat beban puntir, bahkan kadang-kadang tidak boleh berputar.

Gandar hanya dapat beban lentur, kecuali jika digerakkan oleh penggerak mula yang akan mengalami beban puntir juga.

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

6.2 Perhitungan Beban

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

6.2.1 Gaya Radial oleh impeler

Gaya radial pada impeler dapat dicari dengan menggunakan persamaan (*Karasik, 1976, hal 2.175*)

$$F_r = 0,433 \times K_r \times S_g \times H \times D_2 \times b_2$$

Dengan :

K_r = Koefisien eksperimental

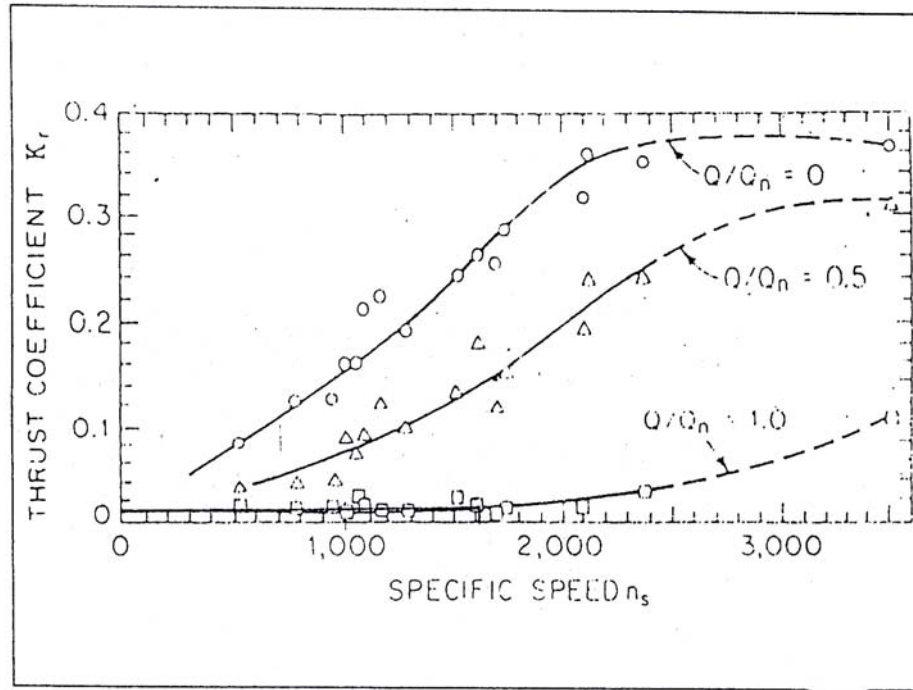
S_g = Berat jenis fluida (kg/m^3)

H = Tinggi tekan pompa (m)

D_2 = Diameter sisi luar impeler (m)

b_2 = Lebar impeler (m)

Harga F_r dapat dicari dengan menggunakan grafik dalam gambar 6.1



Gambar 6.1 Harga koefisien eksperimental K_r
(Sumber : Karrasik, 1976, hal 2.175)

Pada kapasitas efisien yang tinggi maka $\frac{Q}{Q_N} = 1$

Dari grafik diatas diperoleh $K_r = 0,02$

Dari perhitungan sebelumnya telah ditentukan :

$$\text{Berat jenis air (Sg)} = 3,316 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Tinggi Tekan Satu Tingkat (H}_{tot}) = 25,5 \text{ m} \approx 83,66 \text{ ft}$$

$$\text{Diameter sisi luar impeler (D}_2) = 264 \text{ mm} \approx 10,393 \text{ in}$$

$$\text{Lebar impeler sisi luar impeller (b}_2) = 9 \text{ mm} \approx 0,354 \text{ in}$$

$$F_r = 0,433 \times 0,02 \times 3,316 \times 10^{-2} \times 83,66 \times 10,393 \times 0,354$$

$$= 0,0883 \quad lb$$

$$= 0,208 \quad kg$$

6.2.2 Bobot impeler

Berat dan bobot impeler dibagi menjadi dua bagian yaitu berat sudu, berat piringan bagian belakang, karena pada perancangan ini yang digunakan adalah impeler jenis semi terbuka.

6.2.2.1. Berat Sudu Impeler

Berat sudu berdasarkan volume sudu total dikalikan dengan berat jenis bahan impeler. Bahan impeler yang digunakan adalah perunggu dengan berat jenis 8,5254 kg/mm³. Volume sudu diperoleh dari panjang sudu dikalikan dengan luasan sudu impeler, karena panjang sudu merupakan garis lengkung atau yang disebut dengan busur.

Maka dari gambar 4.2 Roda jalan untuk pompa, panjang sudu yang digunakan dapat diperoleh dengan persamaan adalah :

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

Sudut θ ($^{\circ}$)	R (mm)	Panjang Sudu (mm)
$\angle ABC = 30$	55	28,79
$\angle CEF = 28,2$	70,4	34,64
$\angle FGH = 26,4$	85,8	39,53
$\angle HIJ = 24,6$	101,2	43,45
$\angle JKL = 22,8$	116,2	46,24
$\angle LMD = 21$	132	48,38
Panjang sudu total =		241,03

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

dengan :

- L_{tot} = Panjang sudu total
- b_1 = Lebar impeler sisi masuk
- b_2 = Lebar impeler sisi keluar
- t = Tebal sudu rata-rata
- Υ = Berat jenis bahan impeler
- z = jumlah sudu

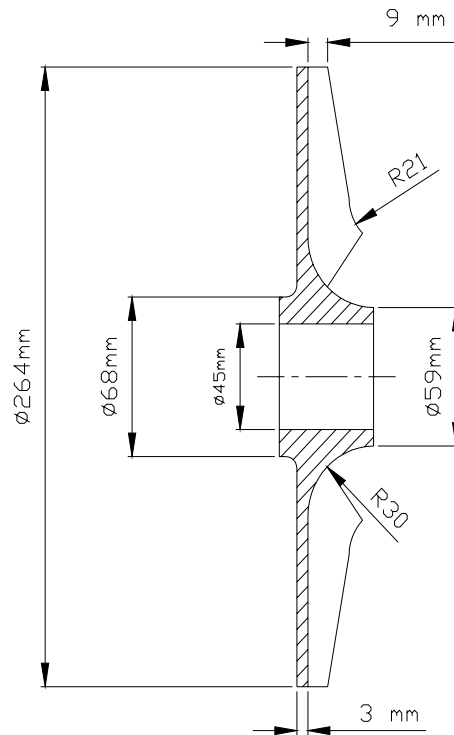
Dari hasil perhitungan sebelumnya

- b_2 = 9 mm
- b_1 = 20 mm
- t = 5,1 mm
- Υ = $8,5254 \times 10^{-6}$ kg/mm³
- L_{to} = 241,603 mm
- Z = 7 sudu

Maka :

$$W = \left[241,603 \left(\frac{20-9}{2} + 9 \right) \right] \times 5,1 \times 8,5254 \times 10^{-6} \times 7$$

$$W = 1,063 \text{ kg}$$



Gambar 6.2. Skema Impeler Semi Terbuka

6.2.2.2. Berat Piringan Impeler Bagian Belakang

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

$$\sigma_{geser} = \frac{\tau_{tarik}}{6x3}$$

$$\sigma_{geser} = \frac{35}{6x3}$$

$$\sigma_{total} = 1,944 \text{ kg/mm}^3$$

$$\sigma_{geser} = \frac{F_{aksial}}{(d_1 - d_2)b}$$

dengan :

d_1 = Diameter sisi dalam impeler (mm)

d_h = Diameter mata impeler (mm)

b = Tebal piringan impeler (mm)

dari hasil perhitungan telah diketahui :

d_1 = 110 mm

d_h = 59 mm

F_{aksial} = 120,708.kg

Maka :

$$\sigma_{geser} = \frac{120,708}{((110 - 59))b}$$

$$1,944 = 2,366 \times b$$

$$b = 0,821 \text{ mm}$$

tebal minimal dari piringan sebesar 0,821 mm, dipilih tebal piringan 3 mm.

$$W = \left[\frac{1}{4} \times \pi \times (D_2^2 - D'_h{}^2) \times b \times \gamma \right] + \left[\frac{1}{4} \times \pi \times (D'_h{}^2 - D_{sh}^2) \times b \times \gamma \right]$$

dengan :

D_2 : Diameter sisi luar impeller (mm)

D_{sh} : Diameter poros (mm)

D'_h : Diameter hub belakang (mm)

b : Tebal piringan impeler (mm)

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

Dari hasil perhitungan sebelumnya :

$D_2 = 264 \text{ mm}$

$D_{sh} = 45 \text{ mm}$

$D'_h = 68 \text{ mm}$

$b = 3 \text{ mm}$

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

$$W = \left[\frac{1}{4} \times \pi \times (264^2 - 68^2) \times 3 \times 8,5254 \times 10^{-6} \right] + \left[\frac{1}{4} \times \pi \times (68^2 - 45^2) \times 3 \times 8,5254 \times 10^{-6} \right]$$

$= 1,359 \text{ kg}$

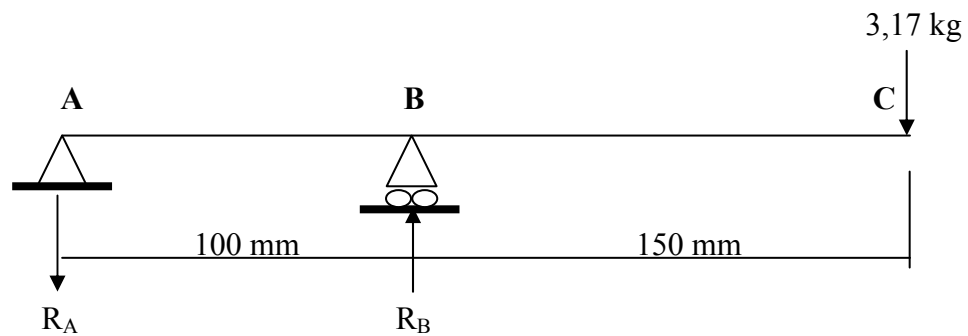
Sehingga jumlah beban menjadi :

$$F = Fr + W_t + W_s$$

$$F = 0,208 + 1,359 + 1,603$$

$$= 3,17 \text{ kg}$$

6.3. Perhitungan Momen Poros



Reaksi bantalan R_B

$$\sum MA = 0$$

$$(3,17 \times 250) - (R_B \times 100) = 0$$

$$R_B = \frac{792,5}{100}$$

$$= 7,925 \text{ kg } (\uparrow)$$

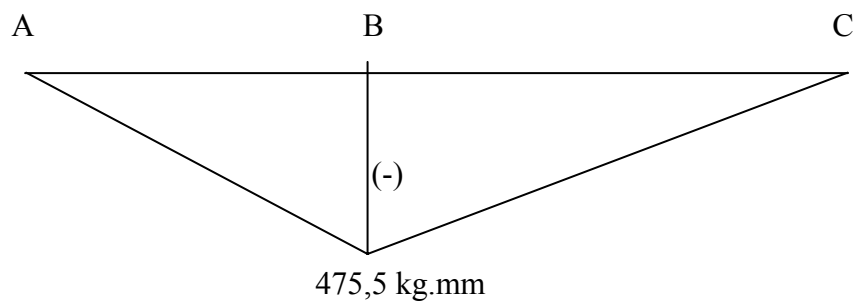
Reaksi bantalan R_A

$$\sum PV = 0$$

$$7,925 - 3,17 - R_A = 0$$

$$R_A = 4,755 \text{ kg } (\downarrow)$$

Diagram momen :



Momen yang terjadi pada setiap sendi :

$$\Sigma Ma = 0$$

$$\Sigma Mb = 3,17 \times 150 = 475,5 \text{ kg}$$

6.4. Diameter Poros

Bahan poros : S 30 C

$$\text{Kekuatan tarik } (\delta_B) = 48 \text{ Kg/mm}^2$$

$$Sf_1 = 6 ; Sf_2 = 2 ; Km = 2 ; Kt = 1,5$$

Tegangan geser yang diijinkan τ_a (Kg/mm²) untuk pemakaian umum pada poros dapat diperoleh dengan berbagai cara. τ_a dihitung atas dasar batas kelelahan puntir yang besarnya diambil 40 % dari batas kelelahan tarik yang besarnya kira-kira 45 % dari kekuatan tarik δ_B (Kg/mm²). Jadi kelelahan puntir adalah 18 % dari kekuatan tarik δ_B , sesuai dengan standar ASME.dapat didapat dari persamaan :
(*sumber : Sularso & Suga, 1991, hal 7*).

Tegangan Lentur izin (τ_{ba})

$$\begin{aligned}\tau_{ba} &= \frac{\delta_B}{Sf_1 \times Sf_2} \\ \tau_{ba} &= \frac{48}{6 \times 2} \\ &= 4 \text{ Kg/mm}^2\end{aligned}$$

Sedangkan untuk poros kecil dapat diperoleh dari persamaan (*sumber : Sularso & Suga, 1991, hal 18*).

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

dengan :

τ_a : tegangan lentur bahan yang diijinkan (Kg/mm²)

Km : faktor koreksi beban lentur

Kt : faktor koreksi beban puntir

M : momen lentur (kg.mm)

T : momen puntir (kg.mm)

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui :

$$M = 475,5 \text{ kg.mm}$$

$$T = 10006,85 \text{ kg.mm}$$

Maka :

$$d_s = \left[\left(\frac{5,1}{4} \right) \sqrt{(2 \times 475,5)^2 + (1,5 \times 10006,85)^2} \right]^{0,333}$$

$$= 26,503 \text{ mm}$$

Untuk dapat memenuhi persyaratan defleksi puntiran, defleksi lenturan dan putaran kritis maka diameter kecil minimal poros dibuat 50 mm.

6.4.1. Konsentrasi tegangan Poros

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

Poros bertingkat dengan :

$$\text{Diameter poros besar (D)} = 50 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter poros kecil (d)} = 45 \text{ mm}$$

Harga jari-jari filet poros adalah :

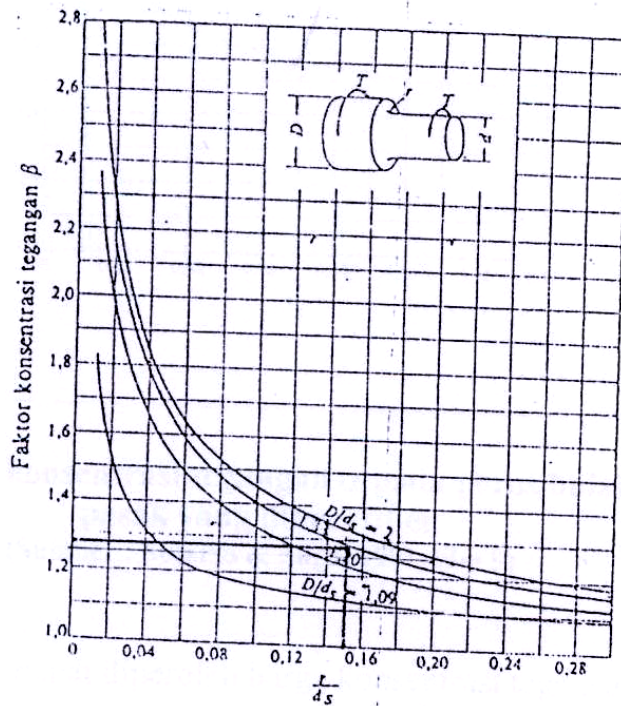
$$\begin{aligned} r &= \frac{D-d}{2} \\ &= \frac{50-45}{2} \\ &= 2,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Perbandingan jari-jari filet dengan diameter poros adalah :

$$\frac{r}{d} = \frac{2,5}{45} = 0,05$$

Perbandingan diameter poros adalah :

$$\frac{D}{d} = \frac{50}{45} = 1,1$$



Gambar 6.2 Faktor konsentrasi tegangan β poros bulat dengan pengecilan diameter yang diberi fillet
(Sumber : Sularso & Suga, 1991, hlm 11)

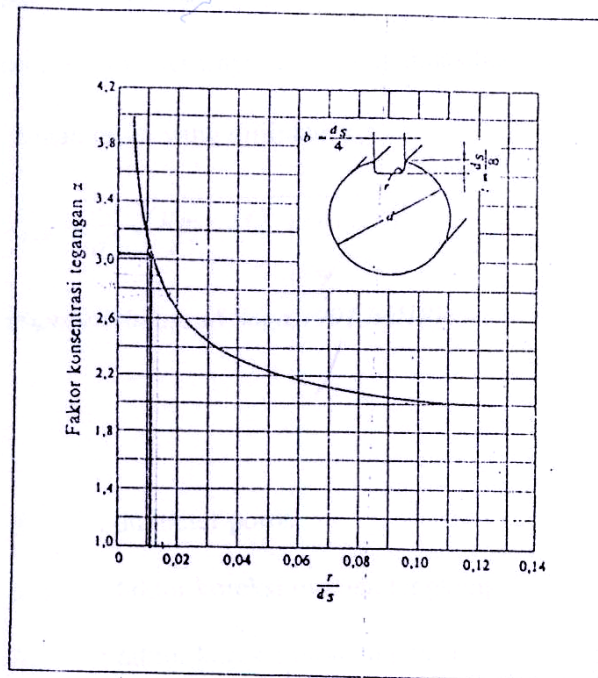
Dari gambar 6.2 didapatkan harga faktor konsentrasi tegangan $\beta = 1,3$

Perbandingan jari-jari fillet dengan diameter poros adalah :

$$\text{Ukuran pasak yang dipakai} = 14 \times 9$$

$$\text{Jar-jari fillet alur pasak} = 0,4 \text{ mm}$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0,4}{45} = 0,008$$



Gambar 6.3 Faktor konsentrasi tegangan α pada poros bulat dengan alur pasak yang diberi fillet.
(Sumber : Sularso & Suga, 1991, hlm 9)

Dari gambar 6.3 dapat diperoleh harga konsentrasi tegangan $\alpha = 3,4$

Persyaratan dalam perancangan poros yang harus dipenuhi adalah :

$$\alpha > \beta$$

Dari hasil perhitungan telah diketahui :

$$\alpha = 3,4$$

$$\beta = 1,22$$

Maka perancangan poros memenuhi persyaratan.

6.4.2. Tegangan Geser Maksimum (τ_{\max})

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

$$\tau_{\max} = \frac{5,1}{d_s^3} \sqrt{(Km \times M)^2 + (Kt \times T)^2}$$

dengan :

d_s : diameter poros

Km : faktor koreksi momen lengkung

Kt : faktor koreksi momen puntir

M : momen lengkung (kg.mm)

T : momen puntir (kg.mm)

Sehingga tegangan geser maksimum adalah :

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \frac{5,1}{45^3} \sqrt{(2 \times 475,5)^2 + (1,5 \times 10006,85)^2} \\ &= 0,825 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Pada persamaan (Sumber: Sularso & Suga, 1991, hal 18), persyaratan perancangan mengharuskan :

$$\tau_{\max} < \tau_a$$

Dari hasil perhitungan telah diketahui :

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

$$\tau_{\max} = 0,825 \text{ kg/mm}^2$$

Maka perancangan poros memenuhi persyaratan.

6.4.3 Defleksi Puntiran (θ)

Defleksi puntiran dapat diperoleh dari persamaan (Sumber: Sularso & Suga, 1991, hal 18).

$$\theta = 584 \times \frac{T \times L}{G \times d_s^4}$$

dimana :

T : torsi (Kg.mm)

L : panjang poros yang terpuntir (mm)

G : modulus geser (Kg/mm²)

d_s : diameter poros (mm)

Untuk baja harga Modulus geser (G) = 8300 kg/mm²

Untuk panjang poros yang terpuntir (L) = 250 mm

$$\begin{aligned}\theta &= 584 \times \frac{10006,85 \times 250}{8300 \times 45^4} \\ &= 0,043^\circ\end{aligned}$$

Untuk poros yang dipasang pada mesin umum dalam kondisi kerja normal, besarnya defleksi puntiran dibatasi sampai 0,25 atau 0,30 derajat untuk setiap meter panjang poros (1000) mm. Bila diambil untuk (θ_{\max}) = 0,30⁰, maka :

$$\begin{aligned}\theta_{\max} &= \frac{250}{1000} \times 0,30 \\ &= 0,075^\circ\end{aligned}$$

Persyaratan perancangan adalah :

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

$$0,043^\circ < 0,075^\circ$$

Maka dengan demikian poros memenuhi persyaratan.

6.4.4. Defleksi Lenturan Poros (Y)

Gaya resultante (R) adalah :

$$R = \sqrt{3,17^2}$$

$$R = 3,17 \text{ kg}$$

Titik pusat gaya (l_1 , l_2) adalah :

$$l_1 = 250 \text{ mm}$$

$$l_2 = 150 \text{ mm}$$

Defleksi lenturan (Y) dapat diperoleh dengan persamaan (*Sumber : Sularso&Suga, 1991, hal,18*).

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

$$Y = 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{3,17 \times 250^2 \times 150^2}{45^4 \times 250}$$

$$= 0,001 \text{ mm}$$

Karena celah antara impeler dan rumah merupakan masalah, maka batas defleksi lenturan poros (Y_{\max}) menurut persamaan (*Sumber : Sularso&Suga, 1991, hal,19*) tidak boleh lebih dari 0,03 – 0,15 mm/m.

$$Y < Y_{\max}$$

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

$$Y_{\max} = \frac{250}{1000} \times 0,03$$
$$= 0,007 \text{ mm}$$

Dilihat dari hasil perhitungan maka perancangan poros memenuhi syarat.

6.4.5 Kecepatan kritis.

Untuk poros putaran tinggi, putaran kritis sangat penting untuk diperhitungkan. Pada mesin-mesin yang dibuat secara baik, putaran didekat atau diatas putaran kritis tidak terlalu bahaya. Tetapi demi keamanan, dapat diambil pedoman secara umum bahwa putaran kerja poros maksimum tidak boleh melebihi 80 % putaran kritisnya. (*Sumber : Sularso&Suga, 1991, hal,19*).

$$N_c = 52700 \frac{d_s}{l_1 \times l_2} \sqrt{\frac{l}{W}}$$

dimana :

W = berat benda yang berputar (kg)

L = jarak antara bantalan (mm)

Bila terdapat beberapa benda yang berputar pada satu poros, maka dihitung lebih dahulu putaran-putaran kritis N_{C1} , N_{C2} , N_{C3} , ..., dari masing-masing benda tersebut yang seolah-olah berada sendiri pada poros. Maka putaran kritis secara keseluruhan dari sistem N_{C0} dapat diperoleh pada persamaan (*Sumber : Sularso&Suga, 1991, hal,19*).

$$\frac{1}{N_{C0}^2} = \frac{1}{N_{C1}^2} + \frac{1}{N_{C2}^2} + \frac{1}{N_{C3}^2} + \dots$$

Berat benda yang berputar (W) dari perhitungan sebelumnya telah diketahui :

$$\text{Berat impeler } (W_l) = 3,17 \text{ kg}$$

Berat poros (W_p) :

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

dengan :

d_s = diameter poros antara kedua bantalan (cm)

l = panjang poros (cm)

γ = berat jenis bahan poros (kg/cm^3)

Diambil harga $\gamma = 7,86 \times 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$

Maka :

$$\begin{aligned} W_p &= \frac{\pi}{4} \times 4,5^2 \times 25 \times 7,86 \times 10^{-3} \\ &= 3,125 \text{ kg} \end{aligned}$$

Kecepatan kritis masing-masing benda adalah :

$$\begin{aligned} N_{C_1} &= 52700 \frac{45^2}{250 \times 100} \sqrt{\frac{250}{3,17}} \\ &= 37908,448 \text{ rpm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_{C_2} &= 52700 \frac{45^2}{125 \times 125} \sqrt{\frac{250}{3,125}} \\ &= 61088,661 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Maka diperoleh :

$$\frac{1}{N_{C_0}^2} = \frac{1}{37908,448^2} + \frac{1}{61088,661^2}$$

$$N_{C_0} = 32210,583 \text{ rpm}$$

Kecepatan operasi poros dibatasi sedikitnya 20 % diatas harga kecepatan kritis dan 20% dibawah harga kecepatan kritis. Diperoleh dari persamaan (*Sumber : Austin, 1990, hal 292*).

Batas bawah putaran kritis :

$$\begin{aligned}N_{cr1} &= N_{co} - (0,2 \times N_{co}) \\ &= 32210,583 - (0,2 \times 32210,583) \\ &= 25768,466 \text{ rpm}\end{aligned}$$

Batas atas putaran kritis :

$$\begin{aligned}N_{cr1} &= N_{co} + (0,2 \times N_{co}) \\ &= 32210,583 + (0,2 \times 32210,583) \\ &= 38652,699 \text{ rpm}\end{aligned}$$

Sehingga poros tidak boleh beroperasi pada kecepatan antara 25768,466 rpm sampai dengan 38652,699 rpm. Pada perancangan ini poros beroperasi pada kecepatan 1460 rpm, maka putaran poros sangat aman.

6.5. Macam-Macam Pasak

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

6.6. Tata Cara Perencanaan Pasak

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

6.6.1. Gaya Tangensial

Jika torsi dari poros adalah T (kg.mm), dan diameter poros adalah D (mm) maka gaya tangensial F (kg) pada permukaan poros adalah :

$$F = \frac{T}{D/2}$$

$$F = \frac{10006,85}{45/2}$$
$$= 444,74 \text{ kg}$$

6.6.2. Gaya Geser

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

Kedalaman alur pasak dalam poros $t_1 = 5,5$ mm

Kedalaman alur pasak dalam impeler $t_2 = 3,8$ mm

Dari tegangan geser yang diijinkan τ_{ka} (kg/mm²), panjang pasak l_1 (mm) yang diperlukan dapat diperoleh dari persamaan (*Sumber : Sularso&Suga, 1991, hal 25*).

$$\tau_{ka} \geq \frac{F}{b \times l_1}$$

Harga τ_{ka} adalah harga yang diperoleh dengan membagi kekuatan tarik σ_B dengan faktor keamanan $Sf_{k1} \times Sf_{k2}$. Harga Sf_{k1} umumnya diambil 6, dan Sf_{k2} dipilih antara 1-1,5 jika beban dikenakan secara perlahan-lahan, antara 1,5-3 jika dikenakan tumbukan ringan dan antara 2-5 jika dikenakan secara tiba-tiba dan dengan tumbukan berat. (*Sumber : Sularso&Suga, 1991, hal 25*).

Bahan pasak biasanya dipilih lebih rendah dari pada bahan poros sehingga bila terjadi kerusakan maka pasak akan rusak terlebih dahulu. Hal ini disebabkan pasak lebih murah dan mudah diganti. Bahan pasak adalah baja karbon konstruksi mesin (JIS G 3102) dapat dilihat pada (*lampiran*).

Bahan pasak yang digunakan : S 20 C

Kekuatan tarik $\sigma_B = 40 \text{ kg/mm}^2$

Diambil harga $Sf_{k1} = 6$, dan $Sf_{k2} = 2$

Sehingga tegangan geser ijin τ_{ka} :

$$\begin{aligned}\tau_{ka} &= \frac{\sigma_B}{Sf_{k1} \times Sf_{k2}} \\ \tau_{ka} &= \frac{40}{6 \times 2} \\ &= 3,33 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (*Sumber : Sularso&Suga, 1991, hal 25*) maka dapat diperoleh panjang pasak yang diperlukan adalah :

$$l_1 \geq \frac{F}{b \times \tau_{ka}}$$
$$l_1 = \frac{444,74}{14 \times 3,33}$$
$$= 9,53 \text{ mm}$$

6.6.3. Tekanan Permukaan

Untuk menghindari kerusakan permukaan samping pasak yang disebabkan oleh tekanan bidang juga perlu diperhitungkan. Dari tekanan permukaan yang diijinkan P_a (kg/mm²) dapat dicari panjang pasak yang diperlukan. Harga P_a adalah sebesar 8 (kg/mm²) untuk poros dengan diameter kecil dan 10 (kg/mm²) untuk poros yang besar, dan setengah dari harga-harga diatas untuk poros putaran tinggi. (*Sumber : Sularso&Suga, 1991, hal 27*).

$$l_2 \geq \frac{F}{P_a \times t_2}$$
$$l_2 = \frac{444,74}{8 \times 3,8}$$
$$= 14,22 \text{ mm}$$

Lebar pasak yang baik antara 25 % - 35 % dari diameter poros, dan panjang pasak tidak boleh terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros antara 0,75 sampai 1,5 diameter poros. (Sumber : Sularso&Suga, 1991, hal 27).

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

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

Telah diketahui bahwa lebar pasak yang digunakan adalah 14 mm, maka :

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

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

$$\frac{l}{D} = \frac{36}{45} = 0,8$$

Berdasarkan perhitungan diatas maka perancangan pasak memenuhi persyaratan yang diminta.

BAB VII

PERHITUNGAN BANTALAN

7.1. Klasifikasi Bantalan

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

1. Atas dasar gerakan bantalan terhadap poros.

- Bantalan luncur

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

- Bantalan gelinding

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

2. Atas dasar arah beban terhadap poros

- Bantalan radial.

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

- Bantalan aksial.

Arah beban pada bantalan ini adalah sejajar dengan sumbu poros.

- Bantalan gelinding khusus.

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

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

Pada perancangan ini jenis bantalan yang digunakan adalah bantalan gelinding khusus karena dapat menumpu beban radial maupun aksial. Bantalan gelinding biasanya dilumasi dengan minyak gemuk dan tidak membutuhkan perawatan yang sulit. *(Sumber: Sularso & Suga, 1991, hal 103)*

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

$$\begin{aligned} F_s &= (0,3 \times F_{a_{res}}) \\ &= 0,3 \times 311,427 \\ &= 93,212 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

7.2. Pengimbang Gaya Aksial

Gaya aksial ini untuk impeler dan poros menuju sisi hisap. Untuk mengurangi gaya geser aksial yang bekerja pada impeler diperlukan elemen pengimbang yang prinsipnya membuat tekanan didepan dan belakang impeler sama.

Salah satu cara untuk mengimbangi gaya geser aksial dengan menurunkan gaya geser melalui peredam pengimbang. Cara ini menggunakan impeler yang memakai cincin penyekat di dinding belakang impelernya untuk membentuk ruang pengimbang. Jumlah lubang pengimbang antara 4 sampai dengan 8 lubang dan diameter antara 7 sampai 30 mm tergantung ukuran impelernya (*Lazarkiewicz, 1965, hal. 349*). Pada perancangan ini jumlah lubang pengimbang 6 lubang dan diameternya 8 mm.

7.3. Umur Nominal Bantalan

Pada perancangan ini terdapat dua bantalan, bantalan A dan B. Kedua bantalan ini tidak menerima gaya aksial sehingga dipilih bantalan bola baris tunggal. Besarnya gaya yang dibebankan pada bantalan adalah :

$$\text{Gaya reaksi tumpuan } (F_r) = 3,17 \text{ kg}$$

$$\text{Gaya reaksi di bantalan } (F_s) = 93,212 \text{ kg}$$

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

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_s$$

Dengan :

F_r = Gaya tumpuan pada (kg)

F_s = Gaya reaksi di bantalan (kg)

X = Faktor beban radial

V = Faktor konstruksi bantalan

Y = Faktor beban aksial

Maka Dari tabel (*lampiran*), diambil nomor bantalan bola sudut yaitu :

- Nomor bantalan = 6010
- Diameter dalam d = 50 mm
- Diameter luar = 80 mm
- Kapasitas dinamis C = 1710 kg
- Kapasitas statis C_0 = 1430 kg

Maka dari Table 7.1. didapat faktor-faktor V, X, Y dan X_0 , Y_0 sebagai berikut :

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{93,212}{1430} = 0,065$$

Table 7.1. Faktor-faktor V, X, Y dan X_0 , Y_0 (Sularso, 1991, hal. 135)

Jenis bantalan	Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				e	Baris tunggal		Baris ganda		
			$F_a/VF_r > e$		$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$			X_0	Y_0	X_0	Y_0	
			X	Y	X	Y	X	Y						
Bantalan bola alur dalam	1	1,2	0,56	2,30				2,30	0,19	0,6	0,5	0,6	0,5	
				1,99				1,90	0,22					
				1,71				1,71	0,26					
				1,55				1,55	0,28					
				1,45	1	0	0,56	1,45	0,30					
				1,31				1,31	0,34					
				1,15				1,15	0,38					
				1,04				1,04	0,42					
				1,00	0,44									
Bantalan bola sudut	1	1,2	0,35	0,43	1,00	1,09	0,70	1,63	0,57	0,5	1	0,42	0,84	
				0,41	0,87	0,92	0,67	1,41	0,68			0,38	0,76	
				0,39	0,76	1	0,78	0,63	1,24			0,80	0,33	0,66
				0,37	0,66		0,66	0,60	1,07			0,95	0,29	0,58
				0,35	0,57		0,55	0,57	0,93			1,14	0,26	0,52

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

Berdasarkan table (lampiran) diperoleh :

Faktor konstruksi bantalan (V) = 1

Faktor beban radial (X) = 0,56

Faktor beban aksial (Y) = 1,55

Harga Faktor X dan Y diketahui, maka besarnya beban ekuivalen dinamis yang dihasilkan adalah :

$$P = 0,56 \times 3,17 + 1,55 \times 93,212$$

$$= 146,25 \text{ kg}$$

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

Bantalan pada pompa mempunyai batasan umur pemakaian 40000 sampai 60000 jam. Untuk kerja normal, maka faktor beban $f_w = 1,1$. Sehingga beban yang bekerja pada bantalan dikalikan dengan faktor f_w .

Tabel 7.2. Bantalan untuk permesinan serta umurnya (Sularso&Suga,1991,hall37)

Umur L_n		2000 – 4000 (jam)	5000 – 15000 (jam)	20000 – 30000 (jam)	40000 – 60000 (jam)
		Pemakaian jarang	Pemakaian sebentar-sebentar (tidak terus menerus)	Pemakaian terus-menerus	Pemakaian terus menerus dengan keandalan tinggi
1-1,1	Kerja halus tanpa tum-Bukan	Alat listrik rumah tangga, Sepeda	Konveyor, mesin pengangkat, Lift, tangga jalan	Pompa, poros transmisi, separator, pengayak, mesin perkakas, pres putar, separator Sentrifugal, sentrifus pemurni gula, motor listrik.	Poros transmisi utama yang memegang peranan penting, motor-motor listrik yang penting.
1,1-1,3	Kerja Biasa	Mesin pertanian Gerinda tangan	Otomobil, Mesin jahit	Motor kecil, roda meja pe-megang pinyon, roda gigi reduksi, kereta rel	Pompa penguras, mesin pabrik kertas, rol kalender, kipas angin, kran, penggiling bola, motor utama kereta rel listrik.
1,2-1,5	Kerja dengan getaran atau tumbukan		Alat-alat besar, unit roda gigi Dengan getaran besar, rolling Mill.	Penggetar, penghancur	

$$\begin{aligned}
 P &= f_w \times P \\
 &= 1,3 \times 146,25 \\
 &= 190,125 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Kemudian dapat dihitung umur bantalan berdasarkan pembebanan yang terjadi.

Untuk menentukan umur bantalan harus ditentukan terlebih dahulu faktor kecepatan dengan menggunakan persamaan (*Sumber: Sularso & Suga, 1991, hal 136*)

Untuk bantalan bola sudut adalah :

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

dengan :

$$\begin{aligned}
 n &: \text{putaran poros (rpm)} \\
 n &= 1460 \text{ rpm}
 \end{aligned}$$

Maka besarnya faktor kecepatan pada bantalan bola adalah :

$$\begin{aligned}
 fn &= \left(\frac{33,3}{1460} \right)^{\frac{1}{3}} \\
 &= 0,283
 \end{aligned}$$

Kemudian ditentukan faktor umur bantalan yang diperoleh dengan persamaan (*Sumber: Sularso & Suga, 1991, hal 136*).

$$fh = fn \times \frac{C}{P}$$

dengan :

$$\begin{aligned}
 C &: \text{kapasitas dinamis bantalan (kg)} \\
 P &: \text{beban yang diterima bantalan (kg)} \\
 fn &: \text{faktor kecepatan}
 \end{aligned}$$

Sehingga harga faktor umur bantalan adalah :

$$\begin{aligned}
 fh &= 0,283 \times \frac{5100}{190,125} \\
 &= 7,59
 \end{aligned}$$

Umur nominal bantalan bola dapat ditentukan dengan persamaan
(*Sumber:Sularso&Suga,1991,hal136*)

$$Ln = 500. fn^3$$

$$Ln = 500 \times 7,59^3$$

$$= 218736,95 \text{ jam}$$

Dengan bertambah panjang umur bantalan karena adanya perbaikan mutu bahan dan karena keandalan yang tinggi, maka umur keandalan bantalan yang direncanakan dapat diperoleh dengan mengalikan umur nominal Ln dengan faktor koreksi, yaitu : (*Sumber:Sularso&Suga,1991,hal136*)

$$Ln = a_1.a_2.a_3.Lh$$

dengan :

- a_1 : faktor keandalan bila keandalan 90 % dipakai seperti biasanya, atau 0,21 bila keandalan 99 %. Harga a_1 dapat dilihat dalam tabel 7.3
- a_2 : faktor bahan = 1 untuk bahan baja yang dicairkan secara terbuka, dan kurang lebih = 3 untuk bantalan de-gas hampa.
- a_3 : faktor kerja = 1 untuk kondisi kerja normal.
- Ln : Umur nominal bantalan (jam)

Tabel 7.3. Faktor keandalan (*Sumber:Sularso&Suga,1991,hal136*)

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

$$Ln = 0,21 \times 1 \times 1 \times 218736,95$$

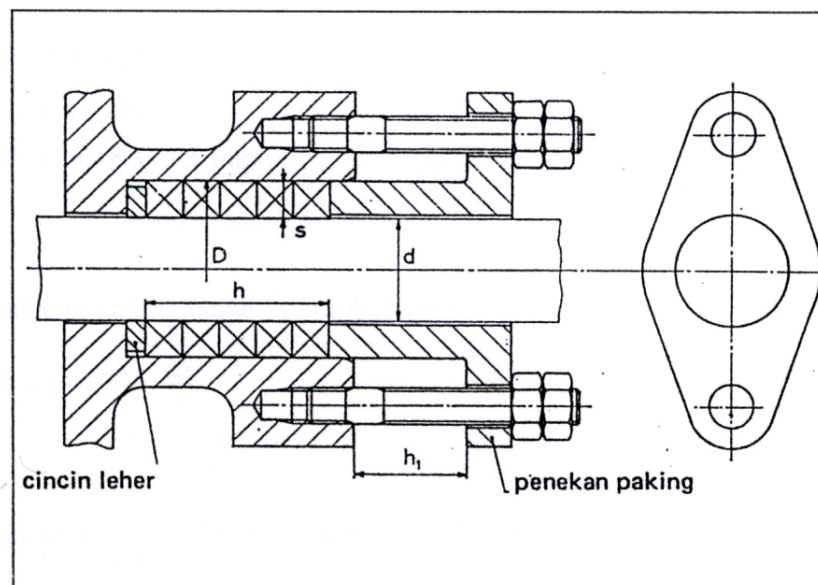
$$= 45934,76 \text{ jam}$$

BAB VIII

ELEMEN PENDUKUNG

8.1. Kotak Paking (stuffing box)

Perapat poros pada pompa berfungsi untuk mencegah agar udara tidak masuk ke dalam rumah pompa saat pompa beroperasi dan mencegah air keluar dari rumah pompa. Bahan paking lunak biasanya terbuat dari rami, kain kapas, asbes, dan sebagainya. Dalam perdagangan paking dapat dibeli dalam bentuk tali yang dianyam dengan inti karet dengan penampang segiempat/bujursangkar.



Gambar 8.1. Kotak Paking
(Sumber : Stolk, 1994, hlm 523)

Paking yang berpenampang segiempat/bujursangkar berbentuk seperti lilitan sekrup yang ditekan dengan penekan paking (*gland*). Tekanan yang terjadi dalam paking merambat ke segala arah sehingga paking dipres pada poros.

Untuk memperoleh dimensi paking yang sesuai dapat menggunakan persamaan (*Sumber:Stolk&Kros, 1993, hal. 523*).

Tebal paking (s)

$$s = (1 - 2)\sqrt{d}$$

dengan :

d : diameter poros (mm)

Untuk perancangan ini diameter selongsong poros $dp = 35$ mm, maka tebal paking yang dipakai 1,5 agar jarak panjang paking dan kotak paking tidak bertabrakan maka :

$$\begin{aligned} s &= 1\sqrt{dp} \\ &= 1 \times \sqrt{45} \\ &= 7,07 \approx 8 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sedangkan panjang paking dapat ditentukan dengan persamaan (*Sumber:Stolk&Kros, 1993, hal. 523*).

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

Dalam perancangan ini diambil panjang paking adalah :

$$\begin{aligned} h &= 4 \times s \\ &= 4 \times 8 \\ &= 32 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak antara penekan paking dengan kotak paking diperoleh dengan menggunakan persamaan (*Sumber:Stolk&Kros, 1993, hal. 523*).

$$h_1 = 3 \times s$$

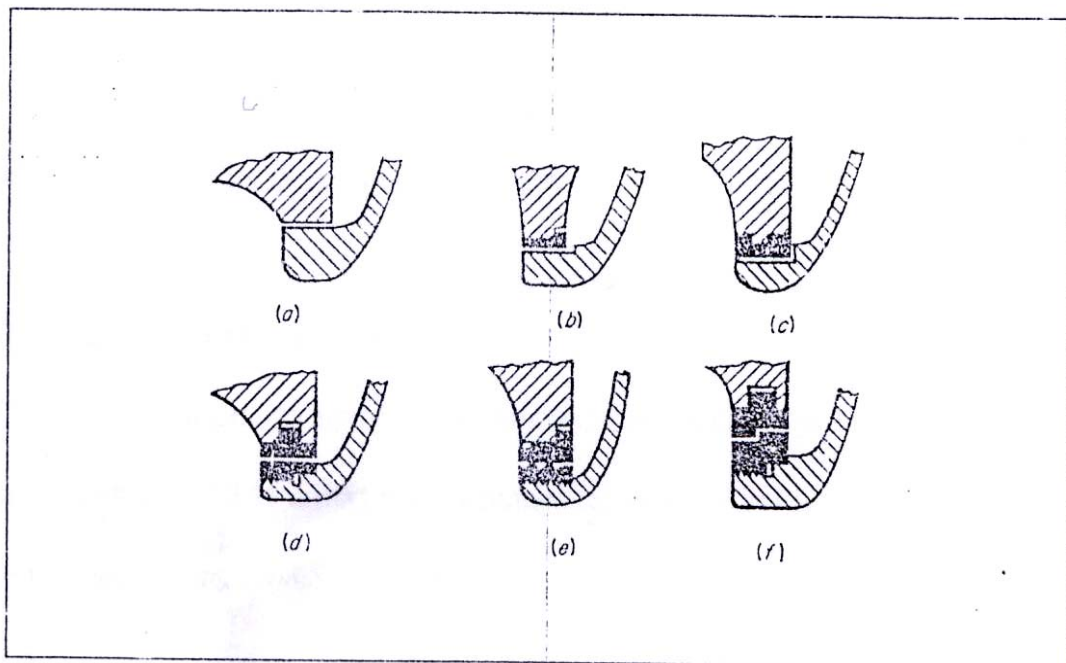
Sehingga jarak penekan paking dengan kotak paking adalah

$$\begin{aligned} h_1 &= 3 \times 8 \\ &= 24 \text{ mm} \end{aligned}$$

8.2. Cincin Penahan Keausan

Untuk mencegah terjadinya keausan rumah pompa dan impeler pada sambungan yang bergerak (*running joint*), dipasang cincin penahan keausan (*waring ring*), yang disebut juga cincin rumah pompa atau cincin perapat.

Pada gambar 8.2 terdapat beberapa jenis cincin penahan keausan, gambar 8.1 *a* perapat merupakan sambungan rata. Sama halnya, sambungan *b* mempunyai cincin yang rata yang dipasang pada rumah pompa. Pada *c* cincin terpasang pada alur yang ada pada rumah pompa, impeler juga dapat mempunyai cincin yang serupa. Pada *d*, *e*, dan *f*, cincin-cincin itu dipasang baik pada rumah pompa maupun pada impeler. Pada perancangan kali ini dipilih jenis cincin penahan keausan *c*.



Gambar 8.2. Contoh susunan cincin penahan keausan
(Sumber : Hicks, 1996, hal 21)

8.3. Pemancingan (*Priming*)

Sebelum pompa beroperasi, mata impeler harus dibenamkan dan pipa hisap harus diisi dengan fluida yang akan dipompakan. Pompa tidak boleh dioperasikan tanpa berisi fluida atau dalam keadaan kering, karena cicin penahan keausan akan tergesek yang akan menyebabkan macet. Bila udara dibiarkan masuk kedalam saluran hisap atau kedalam pompa, maka pompa akan kehilangan daya pemancingannya, dengan kata lain pemompaan akan terhenti (*Sumber: Austin, 1990, hal. 158*).

Ada tiga sistem pemancingan pompa, yaitu :

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

Dalam perancangan ini dipilih sistem pemancingan a.

8.4. Baut dan Mur Rumah Pompa

Dalam perancangan ini dipilih bahan baut dan mur adalah baja liat dengan kadar karbon $C = 0,22-0,3 \%$ difinis biasa sehingga tegangan tarik ijin adalah $\sigma_a = 48 \text{ kg/mm}^2$.

Dipakai ulir kasar metris (JIS B 0205) M 10 berdasarkan tabel (*lampiran*),

maka :

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

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

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

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

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

Tegangan tarik yang diijinkan didapat dari persamaan (*Sumber:Sularso&Suga, 1991, hal. 297*).

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

Pembebanan aksial murni maksimum pada baut :

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

dengan :

W : gaya aksial murni maksimum (kg)

σ_a : tegangan tarik ijin (kg/mm²)

d : diameter luar (mm)

$$W \leq 48 \times \frac{\pi}{4} \times (0,8 \times 10)^2$$

$$W = 2412,74 \text{ kg}$$

Tekanan kontak ijin q_a , bahan baja liat dan digunakan untuk pengikat maka, Harga q_a dalam tabel (*lampiran*) adalah = 3 kg/mm².
(*Sumber: Sularso & Suga, 1991, hal. 297*).

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

dengan :

H_1 : tinggi kaitan (mm)

d_2 : diameter efektif (mm)

z : jumlah lilitan ulir

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

$$z \geq \frac{241,274}{\pi \times 9,026 \times 0,812 \times 3}$$

$$z \geq 34,93 \approx 35 \text{ lilitan}$$

Sehingga tinggi mur H didapat dari persamaan (*Sumber: Sularso & Suga, 1991, hal. 297*).

$$H = z \times PI$$

$$H = 35 \times 1,5$$

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

8.5. Kopling

Kopling adalah elemen mesin yang berfungsi sebagai penerus putaran dan daya dari poros penggerak keporos yang digerakkan. Pada perancangan sistem pompa ini, untuk pemilihan kopling digunakan kopling kaku jenis flens. Kopling kaku ini dipergunakan karena kedua poros dihubungkan dengan sumbu segaris.

Kopling flens kaku terdiri atas naf dengan flens yang terbuat dari besi cor atau baja cor, dan dipasang pada ujung poros dengan diberi pasak serta diikat dengan baut pada flensnya. Dalam beberapa hal naf dipasang pada poros dengan sambungan press atau kerut. Kopling ini tidak mengijinkan ketidaklurusan sumbu kedua poros serta tidak dapat mengurangi tumbukan dan getaran pompa. Pada waktu pemasangan, sumbu kedua poros harus terlebih dahulu diusahakan segaris dengan tepat sebelum baut-baut flens dikeraskan.

8.5.1. Perhitungan Kopling

Pada perencanaan kopling flens ini, daya yang akan ditransmisikan (P) sebesar 15 kW, dengan putaran motor (n) = 1460 rpm. Maka daya rencana dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (*Sumber: Sularso & Suga, 1991, hal. 7*).

$$\begin{aligned}Pd &= P \times f_c \\Pd &= 15 \times 1,5 \\&= 22,5 \text{ kW}\end{aligned}$$

Table 8.1. Faktor koreksi daya (*Sularso & Suga, 1991, hal. 7*)

Daya yang akan ditransmisikan	f_c
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2-2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8-1,2
Daya normal	1,0-1,5

Momen rencana yang terjadi dapat dihitung dengan persamaan
(Sumber: Sularso & Suga, 1991, hal. 7).

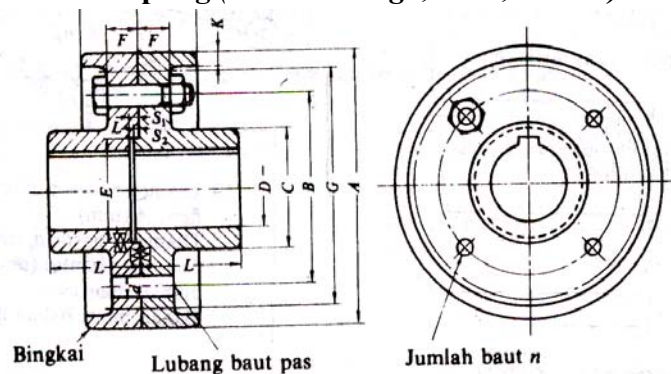
$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{Pd}{n}$$

$$= 9,74 \times 10^5 \frac{15}{1460}$$

$$= 10006,85 \text{ kg/mm}$$

Diameter poros (d_s) yang digunakan 50 mm, didapat ukuran kopleng dari Tabel 8.2.

Tabel 8.2. Ukuran Kopleng (Sularso & Suga, 1991, hal. 31).



(Satuan: mm)

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

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

$$\text{Diameter naf bos (C)} = 112 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter pusat baut (B)} = 160 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter baut (a)} = 16 \text{ mm}$$

$$\text{Jumlah baut (n)} = 6 \text{ buah}$$

$$\text{Kedalaman baut (F)} = 22,4 \text{ mm}$$

Nilai efektif dari seluruh jumlah baut yang menerima beban adalah 50%, jadi nilai efektif baut $e = 0,5$.

Jumlah baut efektif pada kopling yang menerima beban dapat dihitung dengan persamaan (*Sularso&Suga, 1991, hal. 40*).

$$N_e = 0,5 \times n$$

$$N_e = 0,5 \times 6$$

$$= 3 \text{ buah}$$

Tegangan geser baut dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (*Sularso&Suga, 1991, hal. 34*)

$$\tau_b = \frac{8T}{\pi \times d_b^2 \times n_e \times B}$$

$$\tau_b = \frac{8 \times 10006,85}{\pi \times 16^2 \times 3 \times 160}$$

$$= 0,207 \text{ kg} / \text{mm}^2$$

Bahan baut yang digunakan adalah S 30 C dengan kekuatan tarik adalah $\sigma_B = 48 \text{ kg/mm}^2$, karena untuk bahan SC dengan pengaruh massa dan baja paduan karena poros akan diberi alur pasak, pengaruh konsentrasi tegangan cukup besar, maka dalam perhitungan perlu memasukkan pengaruh-pengaruh ini dengan faktor keamanan S_{fb} dengan harga sebesar 6 atau 5,6 dan faktor koreksi K_b sebesar 3.

Tegangan geser baut yang diijinkan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (Sularso&Suga, 1991, hal. 40).

$$\tau_{ba} = \frac{\sigma B}{sfb \times Kb}$$

$$\begin{aligned} \tau_{ba} &= \frac{48}{6 \times 3} \\ &= 2,667 \text{ kg} / \text{mm}^2 \end{aligned}$$

Pemeriksaan tegangan geser baut, diperoleh tegangan geser baut lebih kecil sama dengan tegangan geser baut yang diijinkan. Dimana tegangan geser baut adalah 0,207 kg/mm² lebih kecil sama dengan tegangan geser baut yang diijinkan adalah 2,667 kg/mm², sehingga perancangan baut aman terhadap tegangan geser.

Tabel. 8.3. Bahan Untuk Flens dan Baut Kopling Tetap

Elemen	Tipe standar	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Keterangan	
Flens	Besi cor kelabu (JIS G 5501)	FC20	Pelunakan temperatur rendah	20		
		FC25	"	25		
		FC30	"	30		
		FC35	"	35		
	Baja karbon cor (JIS G 5101)	SC37	Pelunakan	37		Penormalan. Kadang-kadang setelah penormalan dilanjutkan dengan ditemper.
		SC42	"	42		
		SC46	"	46		
		SC49	"	49		
	Baja karbon tempa (JIS G 3201)	SF50	Pelunakan	50-60		Perlakuan panas yang lain juga dilakukan.
SF55		"	55-65			
SF60		"	60-70			
Baut dan mur	Baja karbon untuk konstruksi mesin (JIS G 3102)	S20C	-	40		
		S35C	-	50		
		S40C	-	60		
		S45C	-	70		
	Baja karbon untuk konstruksi biasa (JIS G 3101)	SS41B	-	40		
		SS50B	-	50		
Baja batang difinis dingin (JIS G 3123)	S20C-D	-	50			
	S35C-D	-	60			

Pemilihan bahan kopling dapat dilihat dari Tabel 8.3 (*Sularso&Suga,1991 hal.33*)

Bahan kopling yang dipilih dari **FC 30**

Dengan kekuatan tarik $\sigma_b = 30 \text{ kg/mm}^2$

Dengan faktor keamanan $S_{f_f} = 6$

faktor koreksi $K_f = 3$.

Maka tegangan yang diijinkan untuk flens dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (*Sularso&Suga, 1991, hal. 40*).

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{30}{6 \times 3} \\ &= 1,66 \text{ kg / mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan geser flens dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (*Sularso&Suga, 1991, hal. 34*)

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{2 \times T}{\pi \times C^2 \times F} \\ \tau &= \frac{2 \times 10006,85}{\pi \times 112^2 \times 22,4} \\ &= 0,023 \text{ kg / mm}^2\end{aligned}$$

Pemeriksaan tegangan geser kopling, diperoleh tegangan geser kopling lebih kecil sama dengan tegangan geser yang diijinkan. Dimana tegangan geser kopling adalah $0,023 \text{ kg/mm}^2$ lebih kecil sama dengan tegangan geser yang diijinkan adalah $1,66 \text{ kg/mm}^2$, sehingga perancangan kopling aman terhadap tegangan geser.

BAB IX

KARAKTERISTIK POMPA

9.1. Pendahuluan

Karakteristik pompa perlu diperhitungkan dengan tujuan untuk mengetahui daerah kerja pompa yang telah dirancang. Karakteristik pompa ini meliputi beberapa spesifikasi yaitu :

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

Karakteristik pompa ini dapat digambarkan dalam bentuk grafik karakteristik pompa. 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 data dari perhitungan sebelumnya.

9.2. Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas Dengan Head.

9.2.1. Head Euler's ($H_{T\infty}$)

Head Euler's merupakan head teoritis pompa yang ideal dan belum memperhitungkan kerugian-kerugian yang terjadi. Head ini dapat tercapai apabila aliran fluida benar-benar melalui saluran yang tepat sesuai dengan sudut sudu jalan yang ditentukan, dan diasumsikan bahwa fluida dipaksa melalui sudu-sudu yang banyaknya tak terhingga dan sangat tipis serta alur atau jalur sudu satu

dengan yang lainnya sangat sempit. (Sumber:Dietzel,1996,hal256). Besarnya Head Euler's untuk pompa 1 tingkat dapat dinyatakan dengan menggunakan persamaan (Sumber:Dietzel,1996,hal311).

$$H_{t\infty} = \frac{U_2}{g} \times \left[U_2 - \frac{Q_{t\infty} \times \cot \beta_2}{d_2 \times \pi \times b_2} \right]$$

dengan :

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

d_2 : diameter sisi keluar impeler (m)

b_2 : lebar pada sisi keluar impeler (m)

$Q_{t\infty}$: kapasitas pompa teoritis (m³/detik)

β_2 : sudut sisi keluar impeler (°)

g : Percepatan gravitasi (m/s²)

Dalam perhitungan sebelumnya telah ditentukan bahwa :

Kecepatan keliling fluida sisi keluar impeler (U_2) = 25,129 m/detik

Diameter sisi keluar impeler (d_2) = 0,264 m

Lebar sisi keluar impeler (b_2) = 0,009 m

Sudut sisi keluar impeler (β_2) = 30°

Kapasitas pompa teoritis ($Q_{t\infty}$) = 1,06.Q m³/det

Percepatan gravitasi (g) = 9,81 m/detik²

Sehingga besarnya Head Euler's adalah :

$$H_{\infty} = \frac{25,129}{9,81} \times \left[25,129 - \frac{1,06 \cdot Q \times \cot 30}{0,264 \times \pi \times 0,009} \right]$$
$$= 64,370 - 630,052 \cdot Q$$

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

$$H_{t\infty} = 64,370 - 630,052 \cdot (0)$$
$$= 64,370 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0166 \text{ m}^3/\text{detik}$

$$H_{t\infty} = 64,370 - 630,052 \cdot (0,0166)$$
$$= 53,911 \text{ m}$$

9.2.2. Head Teoritis (H_t)

Head teoritis adalah head yang telah dipengaruhi oleh fenomena sirkulasi aliran dan diasumsikan aliran fluida yang memasuki sisi masuk adalah bersifat radial, yang sebelumnya belum diperhitungkan pada persamaan Euler's.

Head teoritis ini dinyatakan dengan menggunakan (*Sumber: Austin, 1990, hal33*)

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

Dengan :

η_{∞} : koefisien sirkulasi aliran

Harga koefisien aliran η_{∞} memiliki batas harga antara 0,6 sampai dengan 0,8

(*Sumber: Khetagurov, hal231*).

Diambil harga koefisien sirkulasi aliran $\eta_{\infty} = 0,6$

Sehingga besarnya Head teoritis adalah :

$$H_t = 0,6 \times (64,370 - 630,052 \cdot Q)$$

$$H_t = 38,622 - 378,031 \cdot Q$$

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

$$\begin{aligned} H_t &= 38,622 - 378,031 \cdot (0) \\ &= 38,622 \text{ m} \end{aligned}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0166 \text{ m}^3/\text{detik}$, maka

$$\begin{aligned} H_t &= 38,622 - 378,031 \cdot (0,0166) \\ &= 32,347 \text{ m} \end{aligned}$$

9.2.3. Head Aktual (H_{akt})

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

Head aktual dinyatakan dengan persamaan (*Sumber: Khetagurov, 1965, hal. 266*).

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

Dengan :

$$H_t \quad : \text{ head teoritis (m)}$$

$$h_h \quad : \text{ kerugian hidrolis (m)}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0166 \text{ m}^3/\text{det}$

$$\text{Head Aktual} = 25,5 \text{ m}$$

$$\text{Head Teoritis} = 32,347 \text{ m}$$

Sehingga kerugian hidrolisnya adalah :

$$\begin{aligned}h_h &= H_t - H_{akt} \\ &= 32,347 - 25,5 \\ &= 6,847 \text{ m}\end{aligned}$$

Kerugian hidrolis yang meliputi kerugian kejut, kerugian turbulensi, kerugian gesekan dinyatakan dengan persamaan (*Sumber:Khetagurov, 1965, hal. 266*).

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

dengan :

h_s : kerugian kejut dan turbulensi (m)

h_{FD} : kerugian gesekan (m)

Pada waktu pompa bekerja dalam kondisi terbaik yaitu pompa beroperasi pada titik - titik efisiensi maksimum, maka kerugian kejut, turbulensi dan kerugian gesekan harganya sama yaitu setengah kerugian hidrolis

$$\begin{aligned}h_s = h_{FD} &= 0,5 \times h_h \\ &= 0,5 \times 6,847 \\ &= 3,423 \text{ m}\end{aligned}$$

Kerugian karena gesekan dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (*Sumber:Stepanoff,1948,hal164*).

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

dengan :

K : koefisien gesekan

Q : kapasitas pompa (m³/det)

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0166\text{m}^3/\text{detik}$, maka harga koefisien K dapat ditentukan yaitu :

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

$$K = \frac{3,423}{0,0166^2}$$

$$= 12421,977$$

Untuk harga kapasitas Q sembarang, maka kerugian gesekan dinyatakan dengan :

$$h_{FD} = 12421,977 \cdot Q^2$$

Sedangkan kerugian kejut dan turbulensi dapat dinyatakan dengan menggunakan persamaan (Sumber: Khetagurov, hal 267).

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

dengan :

K_{sh} : koefisien kerugian kejut/turbulensi

η_∞ : koefisien sirkulasi aliran

U_1 : kecepatan keliling fluida pada sisi masuk impeler (m/det)

U_2 : kecepatan keliling fluida pada sisi keluar impeler (m/det)

d_2 : diameter sisi keluar impeler (m)

d_3 : diameter dasar rumah volut (m)

Q_n : kapasitas normal pompa (m^3/det)

Q : kapasitas pompa (m^3/det)

Dalam perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Kecepatan fluida pada sisi masuk impeler (U_1) = 8,408 m/detik

Kecepatan fluida pada sisi keluar impeler (U_2) = 25,129 m/detik

Diameter sisi keluar impeler (d_2) = 0,264 m

Diameter dasar rumah volut (d_3) = 0,278 m

Koefisien sirkulasi aliran (η_∞) = 0,6

Harga koefisien kerugian kejut pada sisi masuk impeler antara 0,6 sampai dengan 0,8. (Sumber:Khetagurov,hal268). Diambil harga koefisien kerugian kejut (K_{sh}) = 0,6

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0166$ m³/detik, dari persamaan (Sumber:Khetagurov,hal267), dapat ditentukan kapasitas normal yaitu :

$$3,423 = \frac{0,7}{2 \times 9,81} \times \left[8,408^2 + \left(25,129 \times 0,6 \times \frac{0,264}{0,278} \right)^2 \right] \times \left[1 - \frac{0,0166}{Q_n} \right]^2$$

$$3,423 = 9,836 \times \left[1 - \frac{0,0166}{Q_n} \right]^2$$

$$\left[1 - \frac{0,0166}{Q_n} \right]^2 = 0,348$$

$$Q_n = \frac{0,0166}{1 - 0,589}$$

$$= 0,040 \text{ m}^3/\text{det}$$

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

$$h_s = 9,836 \times \left[1 - \frac{Q}{0,040} \right]^2$$

$$h_s = 9,836 - 491,8.Q + 6147,5.Q^2$$

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

$$h_s = 9,836 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0166 \text{ m}^3/\text{detik}$, maka

$$h_s = 9,836 - 491,8(0,0166) + 6147,5(0,0166^2)$$

$$= 3,366 \text{ m}$$

Harga kerugian kejut/turbulensi dan kerugian gesekan disubstitusikan ke persamaan berikut, maka

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

$$h_h = (9,836 - 491,8.Q + 6147,5.Q^2) + 12421,977.Q^2$$

$$h_h = 9,836 - 491,8.Q + 18569,477.Q^2$$

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

$$H_h = 9,836 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0166 \text{ m}^3/\text{detik}$, maka

$$H_h = 9,836 - 491,8(0,0166) + 18569,477(0,0166^2)$$

$$= 16,789 \text{ m}$$

Maka dapat ditentukan hubungan head aktual dengan kapasitas, yaitu :

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

$$H_{akt} = (38,622 - 378,031 \cdot Q) - (9,836 - 491,8 \cdot Q + 18569,477 \cdot Q^2)$$

$$H_{akt} = 28,786 + 113,769 \cdot Q - 18569,477 \cdot Q^2$$

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

$$H_{akt} = 28,786 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,0166 \text{ m}^3/\text{detik}$, maka

$$H_{akt} = 28,786 + 113,769(0,0166) - 18569,477(0,0166^2)$$

$$= 25,558 \text{ m}$$

Dengan demikian maka head aktual hasil perhitungan di atas telah sesuai dengan head yang diminta. Dari perhitungan di atas dapat diperoleh hubungan antara kapasitas dengan head, yaitu :

$$H_{t\infty} = 64,370 - 630,052 \cdot Q$$

$$H_t = 38,622 - 378,031 \cdot Q$$

$$h_{FD} = 12421,977 \cdot Q^2$$

$$h_s = 9,836 - 491,8 \cdot Q + 6147,5 \cdot Q^2$$

$$h_h = 9,836 - 491,8 \cdot Q + 18569,477 \cdot Q^2$$

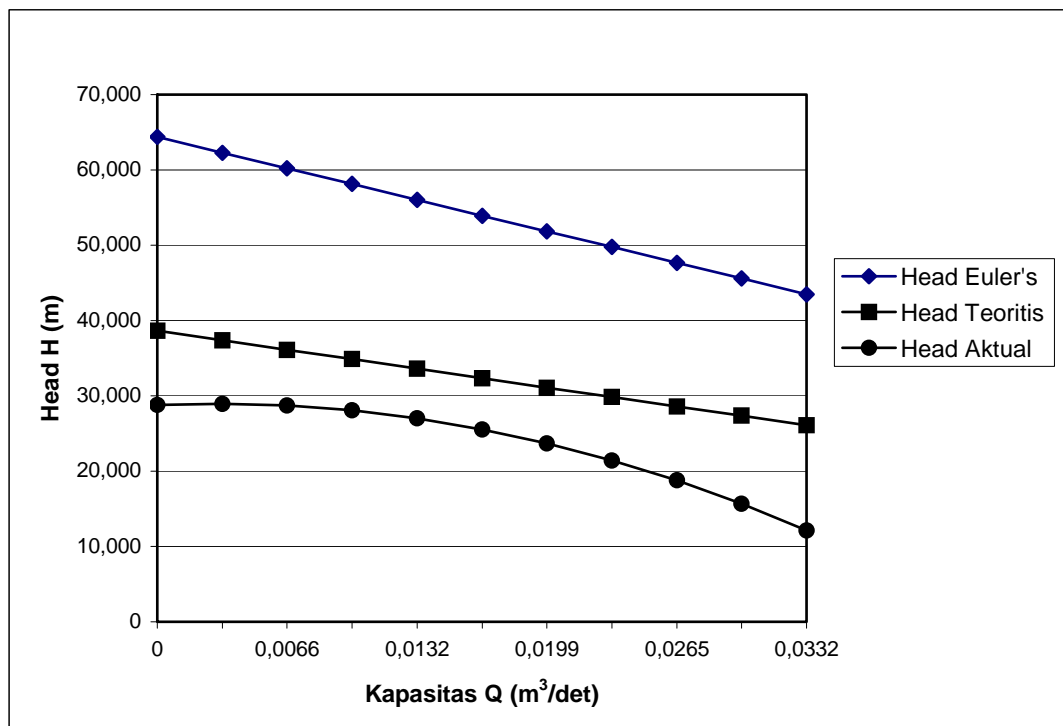
$$H_{akt} = 28,786 + 113,769 \cdot Q - 18569,477 \cdot Q^2$$

Untuk menggambarkan grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan head diambil harga kapasitas Q sembarang seperti dalam tabel 9.1.

Tabel 9.1 Hubungan antara Kapasitas dengan Head

Q (m ³ /det)	$H_{t\infty}$ (meter)	H_t (meter)	h_{FD} (meter)	h_s (meter)	h_h (meter)	H_{akt} (meter)
0,0000	64,370	38,622	0	9,836	9,836	28,786
0,0033	62,291	37,374	0,315	8,280	8,415	28,959
0,0066	60,212	36,127	0,541	6,858	7,399	28,728
0,0099	58,132	34,879	1,217	5,569	6,787	28,092
0,0132	56,053	33,632	2,164	4,415	6,579	27,052
0,0166	53,911	32,347	3,423	3,366	6,789	25,558
0,0199	51,832	31,099	4,919	2,484	7,403	23,696
0,0232	49,753	29,852	6,686	1,735	8,421	21,431
0,0265	47,674	28,604	8,723	1,120	9,844	18,760
0,0298	45,594	27,357	11,031	0,639	11,671	15,686
0,0332	43,452	26,071	13,692	0,284	13,976	12,095

Dari tabel diatas dapat digambar grafik 9.1 sebagai berikut :



Gambar 9.1. Grafik Hubungan Kapasitas dengan Head

9.3.Karakteristik Pompa Hubungan Antara Kapasitas dengan Daya,Efisiensi

Daya kuda penggerak pompa merupakan daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian/kebocoran dan untuk daya kuda fluida agar fluida dapat dialirkan. Kerugian tersebut meliputi kerugian gesekan cakra, kerugian hidrolis, kerugian mekanis. Hubungan daya kuda penggerak (daya kuda rem) dapat dinyatakan dalam sebuah persamaan (*Sumber: Austin, 1990, hal35*)

$$b.hp = f.hp + hp.L + hp.DF + hp.HY + hp.M$$

dengan :

$b.hp$: daya kuda rem

$f.hp$: daya kuda fluida

$hp.L$: daya kuda untuk mengatasi kebocoran

$hp.DF$: daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra

$hp.HY$: daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis

$hp.M$: daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis

9.3.1. Daya Kuda Fluida ($f. hp$)

Daya kuda fluida dalam satuan britis (lb.ft/detik) untuk berbagai kapasitas dapat dinyatakan dengan persamaan (*Sumber: Austin, 1990, hal34*).

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

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

dengan :

H : head pompa (ft)

ω : kapasitas pompa dalam (lb/detik)

γ : berat jenis fluida (lb/ft³)

Daya kuda fluida dalam satuan metrik (kg.m/detik) adalah :

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

dengan :

H : head pompa (m)

ω : kapasitas pompa dalam (m/detik)

γ : berat jenis fluida (kg/m³)

Dalam perancangan ini, fluida yang dipompa adalah air limbah pada industri perminyakan dimana berat jenis fluida ini telah diketahui pada Bab. II , maka :

Berat jenis air limbah pada industri perminyakan (γ) = 2580 kg/m³

Head (H) = 25,5 meter

Sehingga daya kuda fluida untuk harga kapasitas sembarang adalah :

$$f, hp = \frac{Q \times 25,5 \times 2580}{75}$$

$$f, hp = 877,2.Q$$

9.3.2. Daya kuda untuk mengatasi kebocoran (hp_L)

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran dinyatakan dengan persamaan (*Sumber: Austin, 1990, hal35*).

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

dengan :

Q_L : kapasitas kebocoran pompa (m³/s)

H_{th} : head teoritis (m)

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

Head teoritis (H_t)

$$H_t = 38,622 - 378,031.Q$$

Sehingga daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran adalah :

$$hp_L = \frac{0,06.Q \times (38,622 - 378,031.Q) \times 2580}{75}$$
$$hp_L = 79,716.Q - 780,256.Q^2$$

9.3.3. Daya kuda untuk mengatasi gesekan cakera (hp_{DF})

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian gesekan cakera untuk harga kapasitas yang sembarang adalah konstan. Besarnya daya kuda tersebut ditentukan dengan persamaan (*Sumber: Austin, 1990, hal 126*).

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

dengan :

d_2 : diameter sisi keluar impeler (in)

n : putaran poros pompa (rpm)

Dalam perhitungan sebelumnya telah ditentukan

Diameter sisi keluar impeler (d_2) = 10,394 in

Putaran poros pompa (n) = 1460 rpm

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

$$\begin{aligned}
 hp_{DF} &= \frac{\left(\frac{10,394}{12}\right)^{4,83} \times 1460^{2,83}}{8,75 \times 10^8} \\
 &= 0,515 \text{ Hp (Britis)} \\
 &= 0,281 \text{ Hp (Metrik)}
 \end{aligned}$$

9.3.4. Daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis (hp_{HY})

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

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

Kerugian hidrolis untuk berbagai harga kapasitas telah ditentukan sebelumnya, yaitu :

$$h_h = 9,836 - 791,8.Q + 18569,477.Q^2$$

Sehingga besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis adalah :

$$\begin{aligned}
 hp_{HY} &= \frac{(Q + 0,06.Q) \times 2580 \times (9,836 - 491,8.Q + 18569,477.Q^2)}{75} \\
 hp_{HY} &= 358,66.Q - 17933.Q^2 + 677117,42.Q^3
 \end{aligned}$$

9.3.5. Daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis (hp_M)

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis pada bantalan dan kotak paking harganya relatif konstan, yaitu antara 2% sampai dengan 4% dari daya kuda rem. (Sumber: Austin, 1990, hal32).

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

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

9.3.6. Daya kuda rem (b, hp)

Daya kuda rem yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa diperoleh dengan memasukkan harga - harga kerugian dan daya kuda fluida ke dalam persamaan (Sumber: Austin, 1990, hal35):

$$b, hp = 877,2.Q + (79,716.Q - 780,256.Q^2) + 0,281 + (358,66.Q - 17933.Q^2 + 677117,42.Q^3) + 0,04.b, hp$$

$$0,96.b, hp = 1315,576.Q - 18713,256.Q^2 + 677117,42.Q^3 + 0,281$$

$$b, hp = 1370,392.Q - 19492,975.Q^2 + 705330,646.Q^3 + 0,293$$

9.3.7. Efisiensi Pompa

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

Sehingga besarnya efisiensi pompa dapat dinyatakan dengan menggunakan persamaan (Sumber: Austin, 1990, hal36).

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

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

$$f \cdot hp = 877,2 \cdot Q$$

$$hp_L = 79,716 \cdot Q - 780,256 \cdot Q^2$$

$$hp_{DF} = 0,281hp$$

$$hp_{HY} = 358,66 \cdot Q - 17933 \cdot Q^2 + 67717,42 \cdot Q^3$$

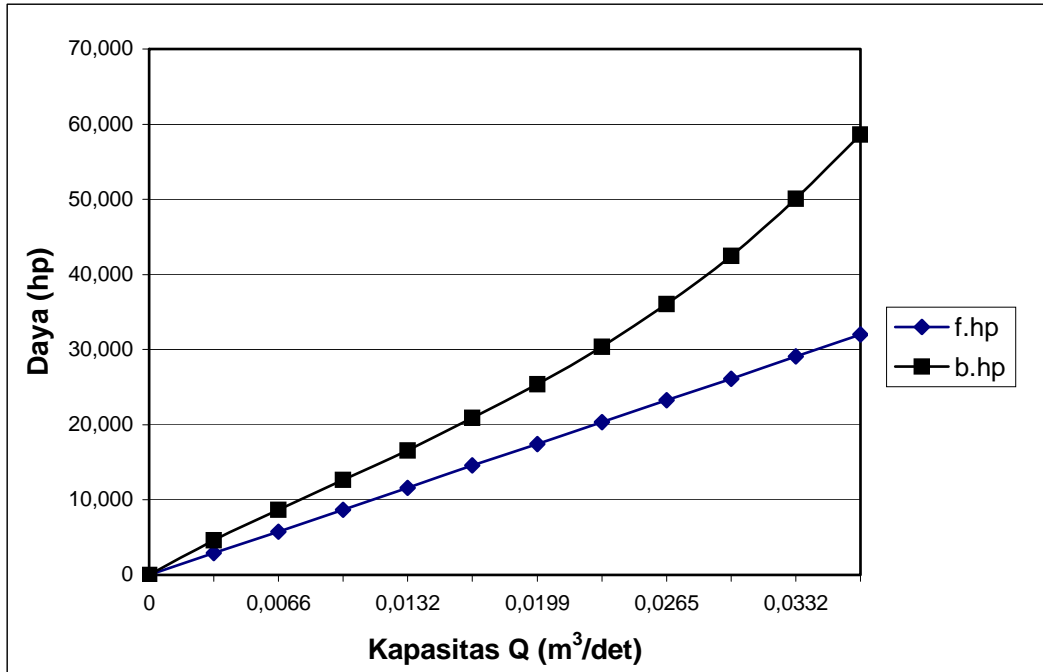
$$b \cdot hp = 1370,646 \cdot Q - 19492,975 \cdot Q^2 + 705330,646 \cdot Q^3 + 0,293$$

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

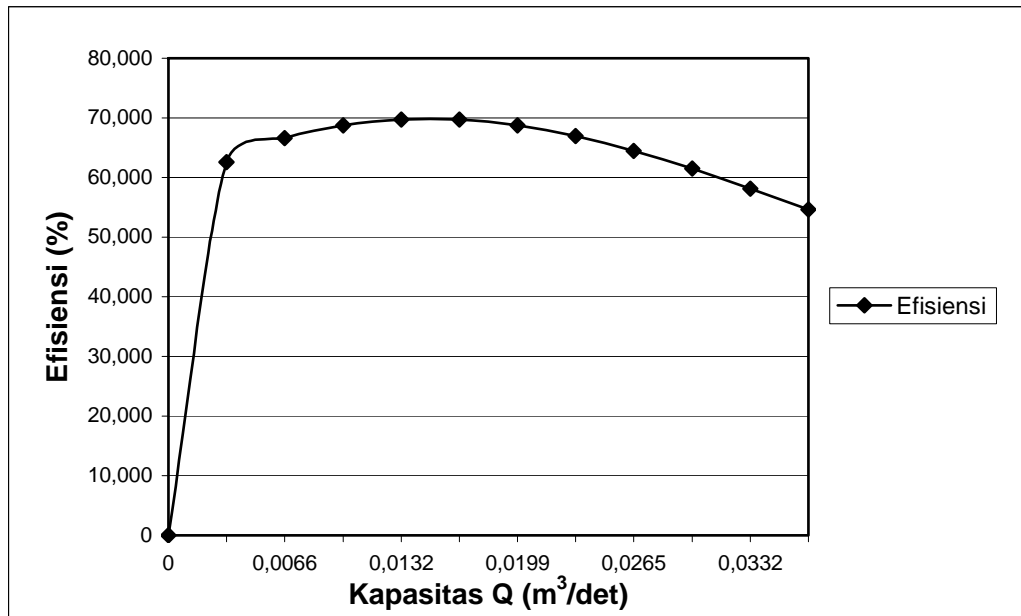
Untuk harga kapasitas sembarang, hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi dapat dilihat dalam tabel 9.2 dan dari tabel 9.2 tersebut dapat digambarkan grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi.

Tabel 9.2 Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi

Q (m ³ /detik)	$f \cdot hp$ (hp)	hp_L (hp)	hp_{HY} (hp)	$b \cdot hp$ (hp)	η (%)
0,0000	0,000	0,000	0,000	0,293	0,000
0,0033	2,895	0,255	1,013	4,628	62,554
0,0066	5,790	0,492	1,781	8,691	66,621
0,0099	8,684	0,713	2,450	12,634	68,735
0,0132	11,580	0,916	3,167	16,608	69,725
0,0166	14,562	1,108	4,109	20,896	69,688
0,0199	17,456	1,277	5,372	25,403	68,716
0,0232	20,351	1,429	7,124	30,402	66,940
0,0265	23,246	1,565	9,512	36,045	64,492
0,0298	26,141	1,683	12,682	42,486	61,529
0,0332	29,123	1,787	16,919	50,115	58,112
0,0365	32,018	1,870	22,126	58,641	54,601



Gambar 9.2. Grafik Karakteristik hubungan antara kapasitas dengan daya



Gambar 9.3. Grafik Karakteristik Pompa, hubungan antara Kapasitas dengan Efisiensi

BAB X

KESIMPULAN DAN PENUTUP

10.1. Kesimpulan

Dalam setiap perancangan pompa, haruslah terlebih dahulu diketahui jenis fluida yang akan dialirkan, kapasitas, head dan putaran motor yang diperlukan untuk mengalirkan fluida yang dipompakan. Ketepatan pemilihan pompa akan sangat menguntungkan, karena pompa yang sesuai penggunaannya memberikan efisiensi dari segi ekonomis, waktu dan kerja pompa. Instalasi pompa juga dapat mempengaruhi kerja maksimal pada pompa, meliputi letak pompa, perpipaan, katup dan tanki tekan.

Merancang ulang pompa air limbah pada industri perminyakan dengan modifikasi sedemikian rupa agar dalam pelaksanaannya akan lebih efisien menggunakan pompa yang telah dirancang dibandingkan dengan pompa yang telah ada di pabrik tersebut.

10.2. Penutup

Dari hasil perhitungan dalam bab-bab sebelumnya, perancangan pompa sentrifugal satu tingkat dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Spesifikasi pompa

- a. Jenis : pompa sentrifugal satu tingkat
- b. Fluida kerja : air limbah pada industri perminyakan
- c. Kapasitas : 60 m³/jam

- d. Head total : 20 m
- e. **Putaran : 1460 rpm**
- f. Daya : 15 kW
- g. Efisiensi : 72 %

2. Impeler

- a. Jenis Impeler : Semi terbuka
- b. Bahan : Bronze (campuran perunggu)
- c. Jenis sudu : Backward Curve Vanes
- c. Jumlah sudu : 7 buah
- d. Diameter sisi masuk impeler : 110 mm
- e. Diameter sisi keluar impeler : 264 mm

3. Rumah pompa

- a. Jenis : rumah volut (*volut casing*)
- b. Bahan : besi cor kelabu (FC50)
- c. Diameter dasar volut : 173,402 mm

4. Poros

- a. Bentuk : poros bertingkat
- b. Bahan : S 30 C
- c. Diameter Poros : 45 mm
- d. Panjang poros : 250 mm

5. Pasak Pada Impeler dan kopling

- a. Penampang pasak : 14×9
- b. Panjang pasak : 36 mm
- c. Bahan : S 20 C
- d. Kedalaman alur pasak pada poros t_1 : 5,5 mm
- e. Kedalaman alur pasak dalam impeler t_2 : 3,8 mm

6. Bantalan

- Bantalan A dan B
 - a. Type : bantalan bola baris tunggal
 - b. Nomor : 6010
 - c. Umur pemakaian : 45934,76 jam
 - d. Diameter dalam bantalan : 50 mm
 - e. Diameter luar bantalan : 80 mm

7. Baut dan mur rumah pompa

- Baut
 - a. Jenis : baut tanam ulir kasar
 - b. Bahan : baja liat C (0,22 – 0,30 %)
 - c. Ulir : M10

- **Mur**

- a. Jenis : pengikat ulir kasar
- b. Bahan : baja liat C (0,22 – 0,30%)
- c. Tinggi mur : 52,5 mm

8. Kotak paking

- a. Tebal paking : 8 mm
- b. Panjang paking : 32 mm
- c. Jarak penekan paking : 24 mm

DAFTAR PUSTAKA

- Austin H., C., *Pompa Dan Blower Sentrifugal*, alih bahasa Zulkifli Harahap, cetakan ketiga, Erlangga, Jakarta, 1990
- Dietzel, F., *Turbin Pompa Dan Kompresor*, alih bahasa Dakso Sriyono, cetakan ketiga, Erlangga, Jakarta, 1996
- Hicks, T. G., *Teknologi Pemakaian Pompa*, alih bahasa Zulkifli Harahap, cetakan pertama, Erlangga, Jakarta, 1996
- Karassik, I. J., *Pump Handbook*, Mc Graw Hill Book Company Inc., New York, 1976
- Khetagurov, M., *Marine Auxiliary Machinery And Systems*, Peace Publisher, Moscow
- Nouwen, A., *Pompa*, diterjemahkan oleh B.S. Anwir, jilid 1, Bhratara, Jakarta, 1994
- Stepanoff, A. J., *Flow Pumps Design And Application*, second edition, John Wiley & Sons, 1948
- Stolk, C., dan Kros, C., *Elemen Mesin Elemen Konstruksi Bangunan Mesin*, diterjemahkan oleh H. Hendarsin dan A. Abdul Rahman, edisi ke-21, Erlangga, Jakarta, 1994
- Sularso dan Suga, K., *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*, cetakan ketujuh, Pradnya Paramita, Jakarta, 1991
- Sularso, dan Tahara, H., *Pompa Dan Kompresor*, Pradnya Paramita, Jakarta, 1996
- Hardiyatmo, Hany C, Ir, M. Eng, DEA, *Mekanika Tanah*, Gramedia Pustaka Utama, Jakarta, Hal. 1-5)
- Production Operations Engineering Technology*, of ARCO OIL AND GAS COMPANY, 1989).

Lampiran

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

Frekuensi	50 Hz										60 Hz																		
	Keluaran (kW)	Hal-hal	Kecepatan putaran beban penuh (rpm)	Kopel			Arus nominal (A)	Arus asut (A)	Efisiensi		Faktor daya			Kecepatan putaran beban penuh (rpm)	Kopel			Arus nominal (A)	Arus asut (A)	Efisiensi		Faktor daya			Motor GD^2 (kg-m ²)				
				Kopel beban penuh (kg-m)	Kopel asut (%)	Kopel pengun-patan (%)			50% beban (%)	75% beban (%)	100% beban (%)	Kopel beban penuh (kg-m)	Kopel asut (%)		Kopel pengun-patan (%)	50% beban (%)	75% beban (%)			100% beban (%)	50% beban (%)	75% beban (%)	100% beban (%)						
0,75	2		2.890	0,253	295	310	240	3,3	20	75	78	79	63	85	83	3.470	0,210	250	295	220	3,1	19	77	80	80	71	82	88	0,0041
	4		1.420	0,515	325	290	275	3,8	18	73	77	78	54	67	76	1.700	0,43	285	270	250	3,3	17	79	81	81	62	75	82	0,0085
	6		910	0,762	235	254	220	3,8	19	70	75	76	53	66	75	1.130	0,641	210	240	200	3,5	17	74	78	78	60	73	80	0,0216
1,5	2		2.910	0,50	280	335	245	6,0	41	82	84	85	71	82	87	3.480	0,42	240	290	210	5,8	37	83	85	85	79	87	91	0,0105
	4		1.430	1,02	315	290	275	6,8	35	79	82	82	61	74	80	1.720	0,85	265	265	243	6,2	31	83	84	84	70	81	86	0,0175
	6		940	1,55	250	220	210	7,2	26	82	84	83	53	66	75	1.120	1,30	185	200	175	6,5	26	82	84	83	61	74	80	0,0391
2,20	2		2.870	0,747	350	330	270	8,2	49	84	85	86	85	94	92	3.440	0,63	270	295	225	8,2	43	84	85	85	90	93	94	0,0190
	4		1.430	1,50	290	320	275	9,5	50	79	82	82	63	75	82	1.720	1,25	235	270	230	8,8	45	84	85	85	74	84	88	0,0330
	6		945	2,27	255	255	230	10,0	45	81	84	84	57	70	78	1.130	1,90	200	230	195	9,2	40	84	85	85	65	77	82	0,0685
3,7	2		2.900	1,25	300	345	260	14,5	78	86	86	85	86	92	94	3.480	1,04	230	310	215	13,5	67	86	86	85	91	94	95	0,0269
	4		1.440	2,51	300	290	265	14,5	80	85	86	85	68	79	85	1.770	2,10	250	260	230	14,0	70	86	87	87	77	96	89	0,0540
	6		945	3,81	250	250	225	15,5	70	86	87	87	60	72	82	1.130	3,19	200	220	190	14,5	62	87	88	87	71	81	85	0,121
8		710	5,07	195	185	170	19,0	75	84	86	86	44	58	67	850	4,24	150	160	140	16,0	65	87	88	87	54	67	71	0,161	

Lanjutan

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

Tabel L.2. Bahan-bahan untuk pompa yang umum dipakai
(Sumber : Sularso & Suga, 1996, hal. 56)

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

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

Tabel L.3. Penampang Pasak
(Sumber : Sularso & Suga, 1991, hal. 10)

Ukuran-ukuran utama (Satuan : mm)

Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar $b, b_1,$ dan b_2	Ukuran standar h		C	f^*	Ukuran Standar t_1	Ukuran standar t_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 3 x 3 4 x 4 5 x 5 6 x 6	2 3 4 5 6	2 3 4 5 6		0,16-0,25	6-20 6-36 8-45 10-56 14-70	1,2 1,8 2,5 3,0 3,5	1,0 1,4 1,8 2,3 2,8		0,5 0,9 1,2 1,7 2,2	0,08-0,16	Lebih dari	6-8 8-10 10-12 12-17 17-22
(7 x 7) 8 x 7	7 8	7	7,2	0,25-0,40	16-80 18-90	4,0 4,0	3,0 3,5 3,3		3,0 2,4	0,16-0,25	"	20-25 22-30
10 x 8 12 x 8 14 x 9	10 12 14	8 8 9		0,40-0,60	22-110 28-140 36-160	5,0 5,0 5,5	3,3 3,3 3,8		2,4 2,4 2,9	0,25-0,40	"	30-38 38-44 44-50
(15 x 10) 16 x 10 18 x 11 20 x 12 22 x 14	15 16 18 20 22	10 10 11 12 14	10,2	0,60-0,80	40-180 45-180 50-200 56-220 63-250	5,0 6,0 7,0 7,5 9,0	5,0 4,3 4,4 4,9 5,4	5,5	5,0 3,4 3,4 3,9 4,4	0,40-0,60	"	50-55 50-58 58-65 65-75 75-85
(24 x 16) 25 x 14 28 x 16 32 x 18	24 25 28 32	16 14 16 18	16,2	0,60-0,80	70-280 70-280 80-320 90-360	8,0 9,0 10,0 11,0	8,0 5,4 6,4 7,4	8,5	8,0 4,4 5,4 6,4	0,40-0,60	"	80-90 85-95 95-110 110-130

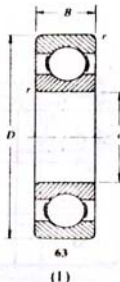

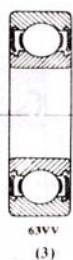
* / harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel.
6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

Tabel L.4. Baja Karbon Untuk Konstruksi Mesin
(Sumber : Sularso & Suga, 1991, hal. 3)

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	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	

Tabel L.5. Bantalan Bola Tunggal Alur Dalam
(Sumber : Sularso & Suga, 1991, hal.143)

C_0/F_a		5	10	15	20	25
$F_a/VF_r \leq e$	X	1				
	Y	0				
$F_a/VF_r > e$	X	0,56				
	Y	1,26	1,49	1,64	1,76	1,85
e		0,35	0,29	0,27	0,25	0,24

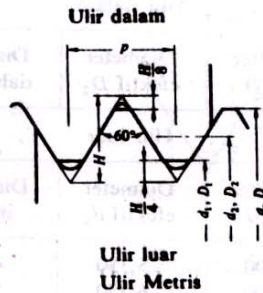




Nomor bantalan			Ukuran luar (mm)				Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C_0 (kg)
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	d	D	B	r		
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	400	229
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	470	296
6004	04ZZ	04VV	20	42	12	1	735	465
6005	05ZZ	05VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	1030	740
6007	07ZZ	07VV	35	62	14	1,5	1250	915
6008	08ZZ	08VV	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	10ZZ	10VV	50	80	16	1,5	1710	1430
6200	6200ZZ	6200VV	10	30	9	1	400	236
6201	01ZZ	01VV	12	32	10	1	535	305
6202	02ZZ	02VV	15	35	11	1	600	360
6203	6203ZZ	6203VV	17	40	12	1	750	460
6204	04ZZ	04VV	20	47	14	1,5	1000	635
6205	05ZZ	05VV	25	52	15	1,5	1100	730
6206	6206ZZ	6206VV	30	62	16	1,5	1530	1050
6207	07ZZ	07VV	35	72	17	2	2010	1430
6208	08ZZ	08VV	40	80	18	2	2380	1650
6209	6209ZZ	6209VV	45	85	19	2	2570	1880
6210	10ZZ	10VV	50	90	20	2	2750	2100
6300	6300ZZ	6300VV	10	35	11	1	635	365
6301	01ZZ	01VV	12	37	12	1,5	760	450
6302	02ZZ	02VV	15	42	13	1,5	895	545
6303	6303ZZ	6303VV	17	47	14	1,5	1070	660
6304	04ZZ	04VV	20	52	15	2	1250	785
6305	05ZZ	05VV	25	62	17	2	1610	1080
6306	6306ZZ	6306VV	30	72	19	2	2090	1440
6307	07ZZ	07VV	35	80	20	2,5	2620	1840
6308	08ZZ	08VV	40	90	23	2,5	3200	2300
6309	6309ZZ	6309VV	45	100	25	2,5	4150	3100
6310	10ZZ	10VV	50	110	27	3	4850	3650

Tabel L.6. Bahan Untuk Flens dan Baut Kopling Tetap
(Sumber : Sularso & Suga, 1991, hal.33)

Ele- men	Tipe standar	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Keterangan
Flens	Besi cor kelabu (JIS G 5501)	FC20	Pelunakan temperatur rendah	20	
		FC25	"	25	
		FC30	"	30	
		FC35	"	35	
	Baja karbon cor (JIS G 5101)	SC37	Pelunakan	37	Penormalan. Kadang-kadang setelah penor- malan dilanjut- kan dengan ditemper.
		SC42	"	42	
SC46		"	46		
SC49		"	49		
Baja karbon tempa (JIS G 3201)	SF50	Pelunakan	50-60	Perlakuan panas yang lain juga dilakukan.	
	SF55	"	55-65		
	SF60	"	60-70		
Baut dan mur	Baja karbon untuk konstruksi mesin (JIS G 3102)	S20C	-	40	
		S35C	-	50	
		S40C	-	60	
		S45C	-	70	
	Baja karbon untuk konstruksi biasa (JIS G 3101)	SS41B	-	40	
		SS50B	-	50	
Baja batang difinis dingin (JIS G 3123)	S20C-D	-	50		
	S35C-D	-	60		

Tabel L.7. Ukuran Standart Ukuran Ulir Kasar Metris (JIS B 0205)
(Sumber : Sularso & Suga, 1991, hal.283)



$$H = 0,866025P, d_2 = d - 0,64951P, D = d$$

$$H_1 = 0,541266P, d_1 = d - 1,082532P, D_2 = d_2, D_1 = d_1$$

Garis tebal menyatakan profil patokan dari ulir

(Satuan : mm)

Ulir ⁽¹⁾			Jarak bagi p	Tinggi kaitan H ₁	Ulir dalam		
					Diameter luar D	Diameter efektif D ₂	Diameter dalam D ₁
1	2	3	Ulir luar				
			Diameter luar d	Diameter efektif d ₂	Diameter inti d ₁		
M 0,25			0,075	0,041	0,250	0,201	0,169
M 0,3			0,08	0,043	0,300	0,248	0,213
	M 0,35		0,09	0,049	0,350	0,292	0,253
M 0,4			0,1	0,054	0,400	0,335	0,292
M 0,5			0,1	0,054	0,450	0,385	0,342
	M 0,45		0,125	0,068	0,500	0,419	0,365
M 0,6			0,125	0,068	0,550	0,469	0,415
	M 0,55		0,15	0,081	0,600	0,503	0,438
	M 0,7		0,175	0,095	0,700	0,586	0,511
M 0,8			0,2	0,108	0,800	0,670	0,583
M 1			0,225	0,122	0,900	0,754	0,656
	M 0,9		0,25	0,135	1,000	0,838	0,729
M 1,2			0,25	0,135	1,200	1,038	0,929
M 1,4			0,3	0,162	1,400	1,205	1,075
M 1,7			0,35	0,189	1,700	1,473	1,321
M 2			0,4	0,217	2,000	1,740	1,567
M 2,3			0,4	0,217	2,300	2,040	1,867
M 2,6			0,45	0,244	2,600	2,308	2,113
M 3 × 0,5			0,5	0,271	3,000	2,675	2,459
			0,6	0,325	3,000	2,610	2,350
	M 3,5		0,6	0,325	3,500	3,110	2,850
M 4 × 0,7			0,7	0,379	4,000	3,515	3,242
			0,75	0,406	4,000	3,513	3,188
	M 4,5		0,75	0,406	4,500	4,013	3,688
M 5 × 0,8			0,8	0,433	5,000	4,480	4,134
			0,9	0,487	5,000	4,415	4,026
			0,9	0,487	5,500	4,915	4,526

Lanjutan

Tabel 7.1 (b) Ukuran standar ulir kasar metris (JIS B 0205).

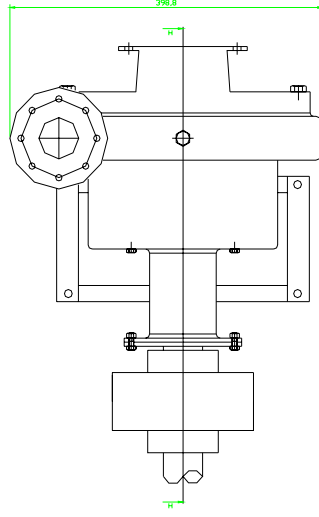
Ulir			Jarak bagi p	Tinggi kaitan H_1	Ulir dalam		
					Diameter luar D	Diameter efektif D_2	Diameter dalam D_1
1	2	3			Ulir luar		
					Diameter luar d	Diameter efektif d_2	Diameter inti d_1
M 6		M 7	1	0,541	6,000	5,350	4,917
M 8			1	0,541	7,000	6,350	5,917
			1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
M 10		M 9	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
			1,5	0,812	10,000	9,026	8,376
		M 11	1,5	0,812	11,000	10,026	9,376
M 12	M 14		1,75	0,947	12,000	10,863	10,106
M 16			2	1,083	14,000	12,701	11,835
			2	1,083	16,000	14,701	13,835
M 20	M 18		2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
			2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
	M 22		2,5	1,353	22,000	20,376	19,294
M 24	M 27		3	1,624	24,000	22,051	20,752
			3	1,624	27,000	25,051	23,752
M 30			3,5	1,894	30,000	27,727	26,211
M 36	M 33		3,5	1,894	33,000	30,727	29,211
			4	2,165	36,000	34,402	31,670
	M 39		4	2,165	39,000	36,402	34,670
M 42	M 45		4,5	2,436	42,000	39,077	37,129
			4,5	2,436	45,000	42,077	40,129
M 48			5	2,706	48,000	44,752	42,587
M 56	M 52		5	2,706	52,000	48,752	46,587
			5,5	2,977	56,000	52,428	50,046
	M 60		5,5	2,977	60,000	56,428	54,046
M 64	M 68		6	3,248	64,000	60,103	57,505
			6	3,248	68,000	64,103	61,505

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

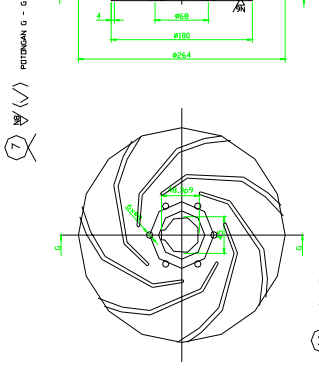
Tabel L.8. Tekanan Yang Diijinkan Pada Ulir
(Sumber : Sularso & Suga, 1991, hal.298)

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

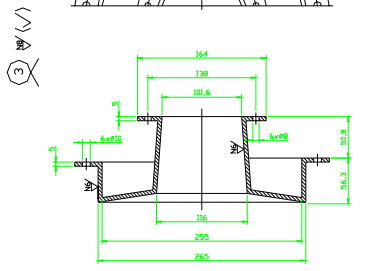
Bahan		Kecepatan luncur	Tekanan permukaan yang diizinkan q_a (kg/mm ²)
Baja	Perunggu	Kecepatan rendah	1,8-2,5
	Perunggu	3,0 m/min atau kurang	1,1-1,8
	Besi cor	3,4 m/min atau kurang	1,3-1,8
	Perunggu	6,0-12,0 m/min	0,6-1,0
	Besi cor		0,4-0,7
	Perunggu	15,0 m/min atau lebih	0,1-0,2



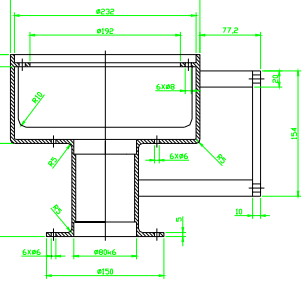
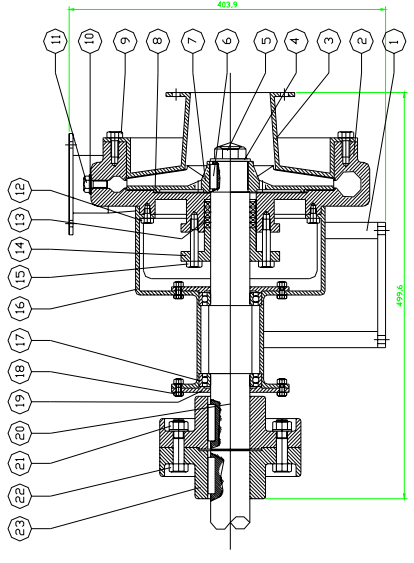
POTONGAN H - H



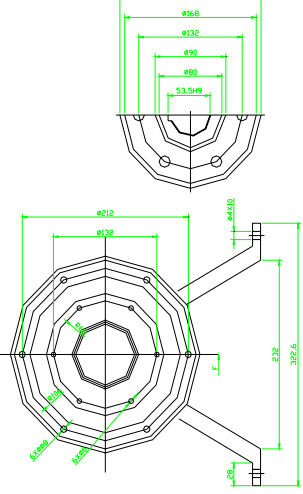
POTONGAN G - G



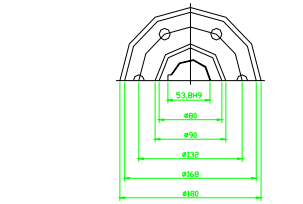
POTONGAN I - I



POTONGAN F - F



POTONGAN J - J

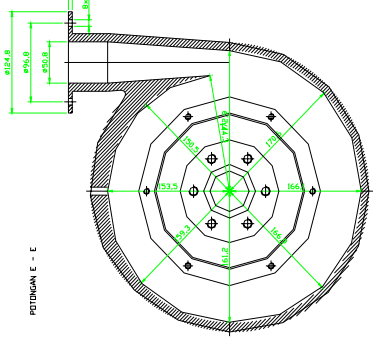


POTONGAN K - K

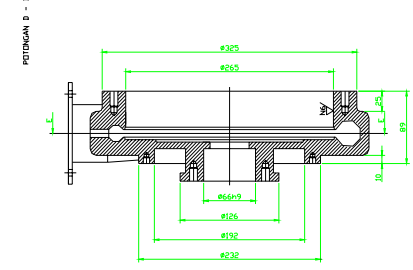
SKALA 1 : 1

POTONGAN C - C

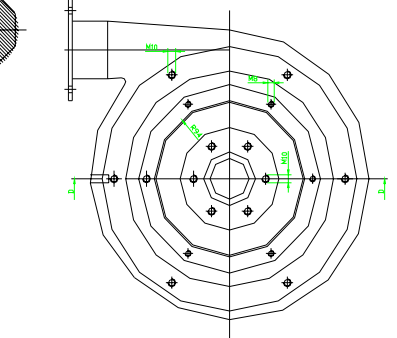
POTONGAN B - B



POTONGAN E - E



POTONGAN D - D



POTONGAN A - A

1	1. Kepala Reng	S245B	M14, L=54
2	2. Bodi Kepala	S245B	
3	3. Mur Kepala	S245B	
4	4. Cover Bantunan	S245B	M14, L=16
5	5. Bantunan	S245B	
6	6. Bantunan	S245B	
7	7. Bantunan	S245B	
8	8. Bantunan	S245B	
9	9. Bantunan	S245B	
10	10. Bantunan	S245B	
11	11. Bantunan	S245B	
12	12. Bantunan	S245B	
13	13. Bantunan	S245B	
14	14. Bantunan	S245B	
15	15. Bantunan	S245B	
16	16. Bantunan	S245B	
17	17. Bantunan	S245B	
18	18. Bantunan	S245B	
19	19. Bantunan	S245B	
20	20. Bantunan	S245B	
21	21. Bantunan	S245B	
22	22. Bantunan	S245B	
23	23. Bantunan	S245B	



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

UJIAN PENDADARAN TUGAS AKHIR / SKRIPSI
TANGGAL : 2 Maret 2007

NAMA Mhs. : Dwi Oktarianto

NIM : 995214083

JUDUL :

Pompa Air Limbah pada Industri Perminyakan

Pembimbing Utama : Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA.
Pembimbing Kedua : Ir. FX. Agus Unggul Santoso

USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI

1. 1 lembar untuk mahasiswa
2. 1 lembar untuk dosen pembimbing

- ① Nomor Tabel dilampiran dibenarkan
- ② Lembar tabel bab 8
- ③ lihat naskah.

ace . 5/3-07.

Agus Unggul S.

(Agus Unggul S.)



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 / SKIPSI PROGRAM S-1
JURUSAN TEKNIK MESIN FAKULTAS TEKNIK
UNIV. SANATA DHARMA YOGYAKARTA

No: 504 /FT .USD/TM/ Maret/2005

NAMA : Dwi Oktariantio
NIM : 995214083
Program Studi : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik , Univ. Sanata Dharma Yogyakarta
Judul TGA :

Rancang sebuah pompa yang dipakai di industri perminyakan. Data perancangan berdasarkan studi pustaka atau survai di lapangan. Perancangan dengan gambar rinci.

Tanggal dimulai : 24 Februari 2005
Pembimbing I : Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA
Pembimbing II : Ir. FX. Agus Unggul Santoso

No	Tgl	Uraian	Keterangan	Tanda Tangan
1	3/5 ⁰⁵	Konsultasi Soal.		
2	20/5	Bab I, II	jinl. th. sudan	
3	30/6/05	Bab I, II, III	$\eta \rightarrow$ lagi	
4	21/10/05	Bab I, II, III	penting th. Efisiensi: dicthg.	
5	7/12/05	Bab IV + V : dpt. dilanjutka	(1th)	
6	9/10/06	Bab VI : poro	Kr:?, kont sudan?	
7	13/10/06	—	qaya aktual?	
8	23/11/06	qaya aktual (bab III), dapat dilanjutka	—	
9	12/12 ⁰⁶	Bab VIII - IX :	efisiensi: awal 72%, akhir 40%?	
10	9/12 ⁰⁶	Naskah selesai, dpt. digambar	\rightarrow 69%	
11	15/01 ⁰⁷	Bisa diruji		