POMPA POROS VERTIKAL

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

Disusun oleh :

Nama : Suyud

NIM : 995214062

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

2005

VERTICAL - SHAFT PUMP

FINAL PROJECT

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

By

Suyud

Student Number : 995214062

MECHANICAL ENGINEERING STUDY PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
ENGINEERING FACULTY
SANATA DHARMA UNIVERSITY
YOGYAKARTA
2005

TUGAS AKHIR

POMPA POROS VERTIKAL

Disusun oleh :

Suyud

NIM : 995214062

Telah disetujui oleh :

Pembimbing I

Prof. Dr. Ir.H. Indarto, DEA. Tanggal 4 Mei 2004

Pembimbing II

Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T. Tanggal 4 Mei 2004

TUGAS AKHIR

POMPA POROS VERTIKAL

Dipersiapkan dan ditulis oleh :

Suyud
NIM : 995214062

Telah dipertahankan di depan panitia penguji
pada tanggal 7 Desember 2005
dan dinyatakan memenuhi syarat

Susunan Panitia Penguji

Ketua	: Ir. YB. Lukiyanto, M.T.	.....
Sekretaris	: Ir. FA. Rusdi Sambada, M.T.	.....
Anggota	: Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA.	.....
Anggota	: Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.	.....

Yogyakarta 20 Desember 2005
Fakultas Teknik
Universitas Sanata Dharma
Yogyakarta
Dekan

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

JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman -Yogyakarta

Telp.(0274) 883037, 883968, 886530; Fax.(0274) 886529; Email : **teknik@staff.usd.ac.id**

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

No. [illegible] FT [illegible] TM [illegible]

NAMA	: Suyud
	: [illegible]
NIRM	: 990051123[illegible]20462
Program Studi	: Teknik Mesin
Fakultas	: Teknik , Univ. Sanata Dharma Yogyakarta
Judul TGA	:
	Pompa ~~Sumur dalam~~ Poros Vertikal
	- H : 50 m .
	- Q : 66 m3/jam.
Tanggal dimulai	: 4 Mei 2004

Yogyakarta [illegible] Mei 2004

Pembimbing II

Pembimbing I

Yosef Agung CNI, ATD.

Dr. Ir. [illegible] Darma, DEA

TUGAS AKHIR

POMPA POROS VERTIKAL

Tugas Akhir ini saya persembahkan kepada :

ORANG TUA

Bapak (Sukardi) dan Ibu (Rusinah)

Yang telah membesarkan dan mendidik saya dengan penuh kesabaran,

cinta dan kasih sayang

KAKAK

Purniyah

Suyono

Yang selalu mendukung dan memberikan dorongan moral kepada saya

PERNYATAAN

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

Yogyakarta, 4 Agustus 2004
Penulis

Suyud

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur kehadirat Tuhan Yang Maha Esa atas berkat dan rahmatnya, sehingga berhasil menyelesaikan tugas akhir ini. Tugas akhir ini merupakan salah satu syarat untuk meraih gelar sarjana pada jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

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

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

1. Ir. Greg Heliarko, S.J., S.S., B.S.T., M.A., M.Sc., selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.
2. Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA., selaku dosen pembimbing I atas waktu, perhatian dan kesabarannya dalam membimbing penulis untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Yosef Agung Cahyanta, S.T, M.T., selaku dosen pemebimbing II atas segala saran, pemikiran dan bimbingan yang sangat penulis butuhkan dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
4. Seluruh dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma.
5. Sekretariat Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.

6. Suhartono, S.T., Fery Kurniawan, S.T., juga semua teman-teman yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu yang telah memberikan dorongan moral kepada penulis.

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

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

Penulis

INTISARI

Pompa yang dirancang adalah pompa sentrifugal dua tingkat dengan tinggi tekan pemompaan (H) 50 m, kapasitas (Q) 66 m^3/ jam, daya pemompaan (P_p) 8,993 kW, efisiensi pompa (η_p) 77 %. Daya motor listrik yang digunakan (P_m) 15 kW dan putaran motor (n) 2910 rpm.

Jenis impeler yang digunakan adalah jenis impeler radial dengan kontruksi impeler tertutup , dikarenakan zat cair yang dialirkan adalah air bersih. Bahan impeler adalah perunggu dan jumlah sudu impeler adalah 6 buah dengan tipe sudu "Back Ward Curve Vanes".

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL i

HALAMAN PERSETUJUAN ii

HALAMAN PENGESAHAN UJIAN iii

HALAMAN SOAL iv

HALAMAN PERSEMBAHAN v

HALAMAN PERNYATAAN vi

KATA PENGANTAR vii

INTISARI ix

DAFTAR ISI x

DAFTAR GAMBAR xv

DAFTAR TABEL xviii

DAFTAR SIMBOL xix

DAFTAR LAMPIRAN..... xxiv

BAB I PENDAHULUAN

1.1. Tinjauan Umum 1

1.2. Klasifikasi Pompa 1

1.2.1. Klasifikasi menurut jenis 4

1.2.2. Klasifikasi menurut bentuk 5

1.2.3. Klasifikasi menurut jumlah tingkat 7

1.2.4. Klasifikasi menurut letak poros 8

1.2.5. Klasikasi menurut belahan rumah 8

1.2.6. Klasifikasi menurut sisi masuk impeler 9

1.2.7. Pompa jenis khusus 9

1.3. Pembatasan masalah 11

BAB II PERANCANGAN POMPA

2.1. Dasar Perancancangan 12

2.2. Pemilihan Jenis Pompa 12

2.3. Penentuan Putaran Motor dan Kecepatan Spesifik 13

2.3.1. Putaran motor 13

2.3.2. Kecepatan spesifik 14

2.4. Penentuan Jumlah Tingkat Pompa 15

2.5. Daya Pemompaan 17

BAB III PERANCANGAN IMPELER

3.1. Tinjauan Umum 19

3.1.1. Impeler radial 19

3.1.2. Impeler jenis francis 19

3.1.3. Impeler jenis aliran campur 20

3.1.4. impeler jenis propeler 20

3.2. Perhitungan Ukuran Utama Impeler 21

3.2.1. Perhitungan diameter poros 22

3.2.2. Diameter hub 26

3.2.3. Diameter mata impeler 26

3.2.4. Diameter sisi masuk impeler 29

3.2.5. Lebar impeler sisi masuk 29

3.2.6. Diameter sisi keluar impeler 30

3.2.7. Lebar sisi keluar Impeler 32

3.3. Penentuan Jumlah Sudu 33

3.4. Segitiga Kecepatan 35

3.4.1. Segitiga kecepatan sisi masuk impeler 36

3.4.2. Segitiga kecepatan sisi keluar impeler 37

BAB IV PERANCANGAN SUDU

4.1. Bentuk Sudu 40

4.1.1. Backward curve vane 40

4.1.2. Radial vane 40

4.1.3. Forward curve vane 40

4.2. Penentuan Bentuk Sudu 41

4.3. Pelukisan Sudu 41

4.4. Tebal Sudu 43

4.5. Lebar Laluan 46

4.6. Bahan Impeler 48

BAB V PERANCANGAN RUMAH POMPA

5.1. Pengertian Rumah Pompa 49

5.2. Perancangan Rumah Pompa 49

5.3. Nosel Buang 52

5.4. Penentuan Bahan Rumah Pompa 53

BAB VI PERANCANGAN POROS

6.1. Tinjauan Beban Poros 56

6.1.1. Berat Impeler 56

6.1.2. Berat Poros 58

6.1.3. Gaya Aksial 60

6.1.4. Pengimbang Gaya Aksial 62

6.1.5. Gaya Radial 63

6.2. Perhitungan Poros 65

6.3. Penentuan Diameter poros 67

6.4. Konsentrasi Tegangan Pada Poros 68

6.5. Defleksi Puntiran 71

6.6. Defleksi Lenturan Poros 72

6.7. Putaran Kritis 73

6.8. Pemeriksaan Beban Tekuk Poros 75

BAB VII PERANCANGAN ELEMEN PENDUKUNG

7.1. Pasak 79

7.2. Kopling 82

7.3. Cincin Penahan Aus 85

7.4. Kotak Paking 86

7.5. Baut dan Mur Rumah Pompa 90

7.6. Bantalan 93

BAB VIII KARAKTERISTIK POMPA DAN KAVITASI

8.1. Pendahuluan 103

8.2. Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas Dengan Head 103

8.2.1. Head Euler's 103

8.2.2. Head Teoritis 104

8.2.3. Head Aktual 105

8.3. Karakterisitik Pompa Hubungan Antara Kapasitas dengan Daya, Efisiensi 112

8.3.1. Daya Kuda Fluida 112

8.3.2. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kebocoran 113

8.3.3. Daya Kuda Untuk Mengatasi Gesekan Cakra 114

8.3.4. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Hidrolis 115

8.3.5. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Mekanis 115

8.3.6. Daya Kuda Rem 115

8.3.7. Efisiensi Pompa 116

8.4. Kavitasi 119

8.4.1. NPSH Yang Tersedia 119

8.4.2. NPSH Yang Dibutuhkan 121

BAB IX KESIMPULAN DAN PENUTUP

9.1. Kesimpulan 124

9.2. Penutup 127

DAFTAR PUSTAKA 128

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Klasifikasi pompa dinamis 2

Gambar 1.2 Klasifikasi pompa displacement 3

Gambar 1.3 Pompa sentrifugal 4

Gambar 1.4 Pompa aliran campur mendatar 5

Gambar 1.5 Pompa aliran aksial mendatar 5

Gambar 1.6 Pomnpa volut 6

Gambar 1.7 Pompa difuser 6

Gambar 1.8 Pompa aliran campur jenis volut 7

Gambar 1.9 Pompa bertingkat banyak 8

Gambar 1.10 Pompa jenis belah mendatar 8

Gambar 1.11 Pompa volut jenis isapan ganda 9

Gambar 1.12 Pompa sumur dalam 10

Gambar 2.1 Grafik penentuan jenis pompa 13

Gambar 2.2 Efisiensi pompa 16

Gambar 3.1 Jenis-jenis impeler 21

Gambar 3.2 Dimensi impeler 22

Gambar 3.3 Titik-titik koefisien tinggi tekan overall 31

Gambar 3.4 Segitiga kecepatan pada impeler 35

Gambar 3.5 Segitiga kecepatan sisi masuk impeler 36

Gambar 3.6 Segitiga kecepatan sisi keluar impeler 39

Gambar 4.1 Bentuk sudu 41

Gambar 4.2 Pelukisan sudu dengan busur tangen 42

Gambar 4.3 Pelukisan sudu 43

Gambar 4.4 Bentuk disain sudu 45

Gambar 4.5 Segitiga kecepatan 46

Gambar 4.6 Penampang impeler 47

Gambar 5.1 Dimensi rumah keong 49

Gambar 5.2 Nosel buang 55

Gambar 5.3 Volut casing hasil perancangan 55

Gambar 6.1 Dimensi impeler 57

Gambar 6.2 Kontruksi poros 59

Gambar 6.3 Bagian leher impeler 60

Gambar 6.4 Impeler isapan tunggal dengan ruang dan lubang pengimbang 63

Gambar 6.5 Harga koefisien eksperimental 64

Gambar 6.6 Skema gaya yang terjadi pada poros 65

Gambar 6.7 Diagram gaya geser 67

Gambar 6.8 Diagram momen lengkung 67

Gambar 6.9 Faktor konsentrasi tegangan poros bulat dengan pengecilan – diameter poros yang diberi filet 69

Gambar 6.10 Faktor konsentrasi tegangan pada poros bulat dengan alur pasak – yang diberi filet 70

Gambar 6.11 Panjang tekuk pada berbagai cara penjepitan 75

Gambar 7.1 Gaya geser pada pasak 81

Gambar 7.2 Kopling flens 82

Gambar 7.3 Berbagai bentuk cincin penahan aus 86

Gambar 7.4 Kotak paking 87

Gambar 7.5 Macam-macam bantalan gelinding 94

Gambar 8.1 Grafik karakterisitik pompa hubungan antara kapasitas dengan – daya 111

Gambar 8.2 Grafik karakterisitik pompa hubungan antara kapasitas dengan – daya dan efisiensi 118

Gambar 8.3 NPSH, bila tekanan atmosfer bekerja pada permukaan air yang – dihisap 120

Gambar 8.4 NPSH, bila tekanan uap bekerja didalam tangki air isap yang – tertutup 121

Gambar 8.5 Hubungan antara koefisien dan kecepatan spesifik 122

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Ukuran-ukuran pasak 24

Tabel 3.2 Diameter poros 25

Tabel 4.1 Jari-jari kelengkungan sudu 43

Tabel 4.2 Tebal kelengkungan sudu 45

Tabel 4.3 Lebar laluan 47

Tabel 4.4 Bahan-bahan untuk pompa yang umum dipakai 48

Tabel 5.1 Hasil perhitungan rumah keong 52

Tabel 7.1 Ukuran kopling flens 83

Tabel 7.2 Ukuran standar ulir metris 91

Tabel 7.3 Tekanan permukaan yang diizinkan pada ulir 93

Tabel 7.4 Bantalan rol kerucut 96

Tabel 7.5 Harga faktor keandalan 99

Tabel 7.6 Bantalan untuk permesinan serta umurnya 100

Tabel 8.1 Hubungan antara kapasitas dengan head 110

Tabel 8.2 Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi 117

DAFTAR SIMBOL / NOTASI

α_2 = sudut keluar absolut (^{o})

α_2' = sudut keluar absolut yang sebenarnya (^{o})

β_a = sudut pada lingkaran sisi dalam (^{o})

β_b = sudut pada lingkaran sisi luar (^{o})

β_m = sudut rata-rata (^{o})

β_1 = sudut sudu sisi masuk impeler (^{o})

β_2 = sudut sudu sisi keluar impeler (^{o})

θ = sudut puntir (^{o})

γ = berat jenis (kg/m^3)

ε_1 = faktor konutraksi

η = efisiensi

σ_n = tegangan geser bahan (kg/mm^2)

σ_a = tegangan geser bahan (kg/mm^2)

Φ = koefisien tinggi tekan pompa

μ = faktor slip

χ = kostanta pada perhitungan rumah pompa

θ = defleksi puntiran (^{o})

A_s = luas pipa sisi hisap (m^2)

A_b = luas pipa sisi buang (m^2)

a_1 = faktor keandalan

a_1 = faktor bahan

a_1 = faktor kerja

b_1 = lebar sisi masuk impeler (mm)

b_2 = lebar sisi keluar impeler (mm)

b_3 = lebar celah saluran volut (mm)

b.hp = daya kuda rem (hp)

C = kapasitas dianmis (kg)

C_o = kapasitas statis (kg)

C_b = faktor koreksi untuk beban lentur

C_{m3} = kecepatan meridian pada sisi keluar impeler (m/s)

C_{u2} = kecepatan keliling teoritis (m/s)

c_2' = kecepatan keluar fluida yang sebenarnya (m/s)

c_{u2}' = kecepatan absolut yang sebenarnya (m/s)

D = lebar bantalan (mm)

D_1 = diameter sisi masuk impeler (mm)

D_2 = diameter sisi keluar impeler (mm)

D_s = diameter poros (mm)

D_H = diameter hub bagian depan (mm)

D_h' = diameter hub bagian belakang (mm)

d_b = diameter baut (mm)

F_a = gaya aksial (kg)

F_r = gaya radial (kg)

f.hp = daya kuda fluida (hp)

G = modulus geser bahan (kg/mm^2)

g = grafitasi (m/s^2)

H = head (m)

h = tinggi pasak (mm)

$H\infty$ = head Euler's (m)

H_t = head teoritis (m)

H_{akt} = head aktual (m)

h_h = kerugian hidrolis (m)

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

$hp._L$ = daya kuda untuk mengatasi kebocoran (hp)

$hp._{DF}$ = daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra (hp)

$hp._{HY}$ = daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis (hp)

J = momen inersia (mm^4)

K_{sh} = koefisien kerugian kejut/turbulensi

K_t = faktor koreksi untuk momen puntir

K_r = koefisien eksperimental

L = panjang poros (mm)

l = jarak pusat antar tumpuan (mm)

L_h = umur nominal bantalan (jam)

L_n = keandalan umur bantalan (jam)

n = putaran poros (rpm)

n_s = putaran spesifik (rpm)

N_{cr} = putaran kritis (rpm)

P = daya (hp)

P_a = tekanan permukaan (kg.mm)

P_d = daya motor penggerak (kW)

Q = kapasitas (m^3/jam)

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

r = jari-jari filet poros (mm)

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

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

r_1 = jari-jari sisi masuk impeler (mm)

r_{vol} = jari-jari rumah volut(mm)

r_3 = jari-jari lidah rumah volut (mm)

S_f = faktor keamanan

T = momen puntir (kg.mm)

t = tebal sudu (mm0

t_1 = kedalaman alu pasak pada poros (mm)

t_2 = kedalaman alur pasak pada naf (mm)

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

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

V = faktor kontruksi bantalan

V_o = kecepatan masuk impeler (m/s)

V_s = kecepatan sisi hisap

V_b = kecepatan sisi buang

V_{r1} = kecepatan sisi masuk impeler arah radial (m/s)

V_{r2} = kecepatan sisi keluar impeler arah radial (m/s)

W_i = berat impeler (kg)

W_p = berat poros (kg)

Y = defleksi lenturan (mm)

Z = jumlah sudu

DAFTAR LAMPIRAN

1. TABEL MOTOR LISTRIK
2. LEMBAR KONSULTASI
3. LEMBAR SEMINAR
4. USULAN REVISI
5. GAMBAR

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Tinjauan Umum

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

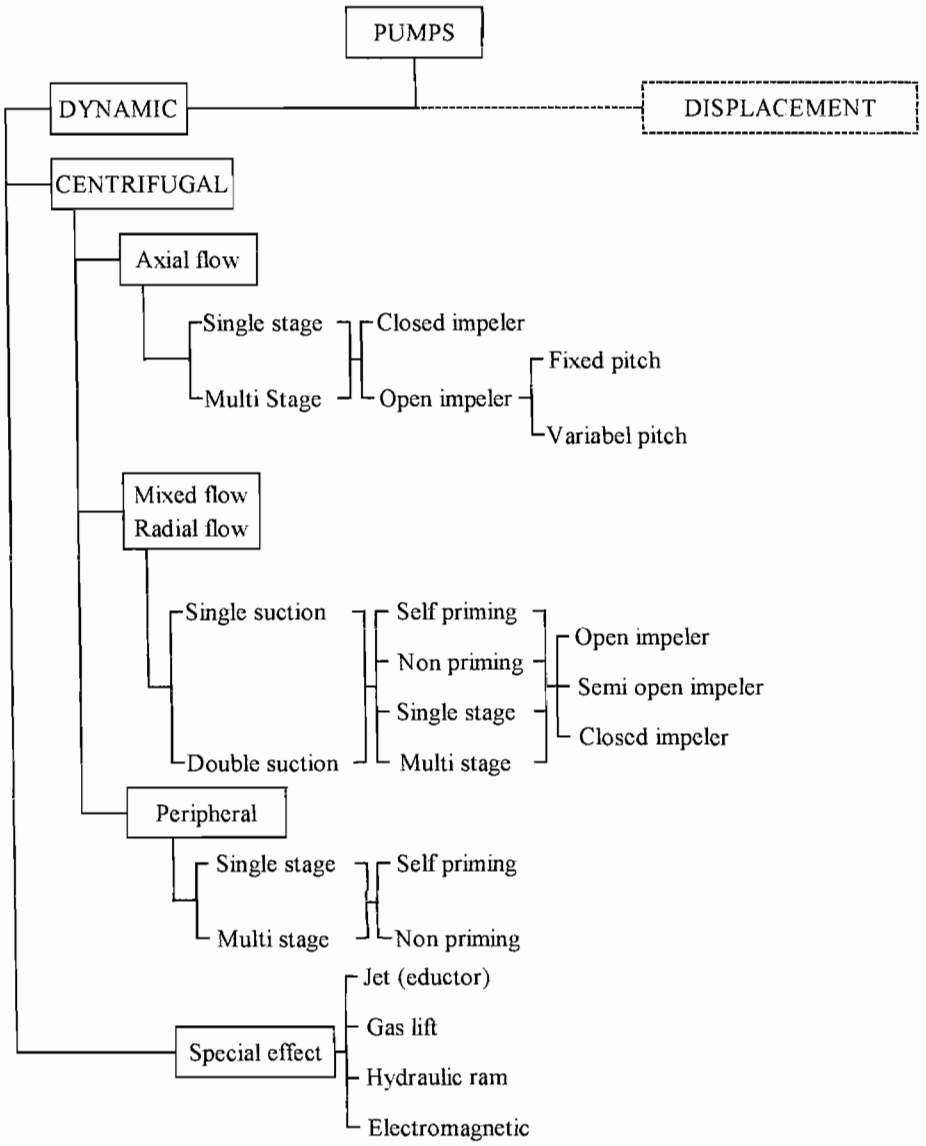
Pompa merupakan suatu mesin yang dipergunakan untuk memindahkan fluida cair (tak mampu mampat) dari suatu tempat ketempat yang lain. Sedangkan fungsi pompa adalah untuk membangkitkan tekanan agar fluida cair dapat mengalir. Dengan adanya perbedaan tekanan antara diluar dan didalam pompa, fluida cair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

1.2. Klasifikasi Pompa

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

1. Pompa dinamis (*dynamic pump*)

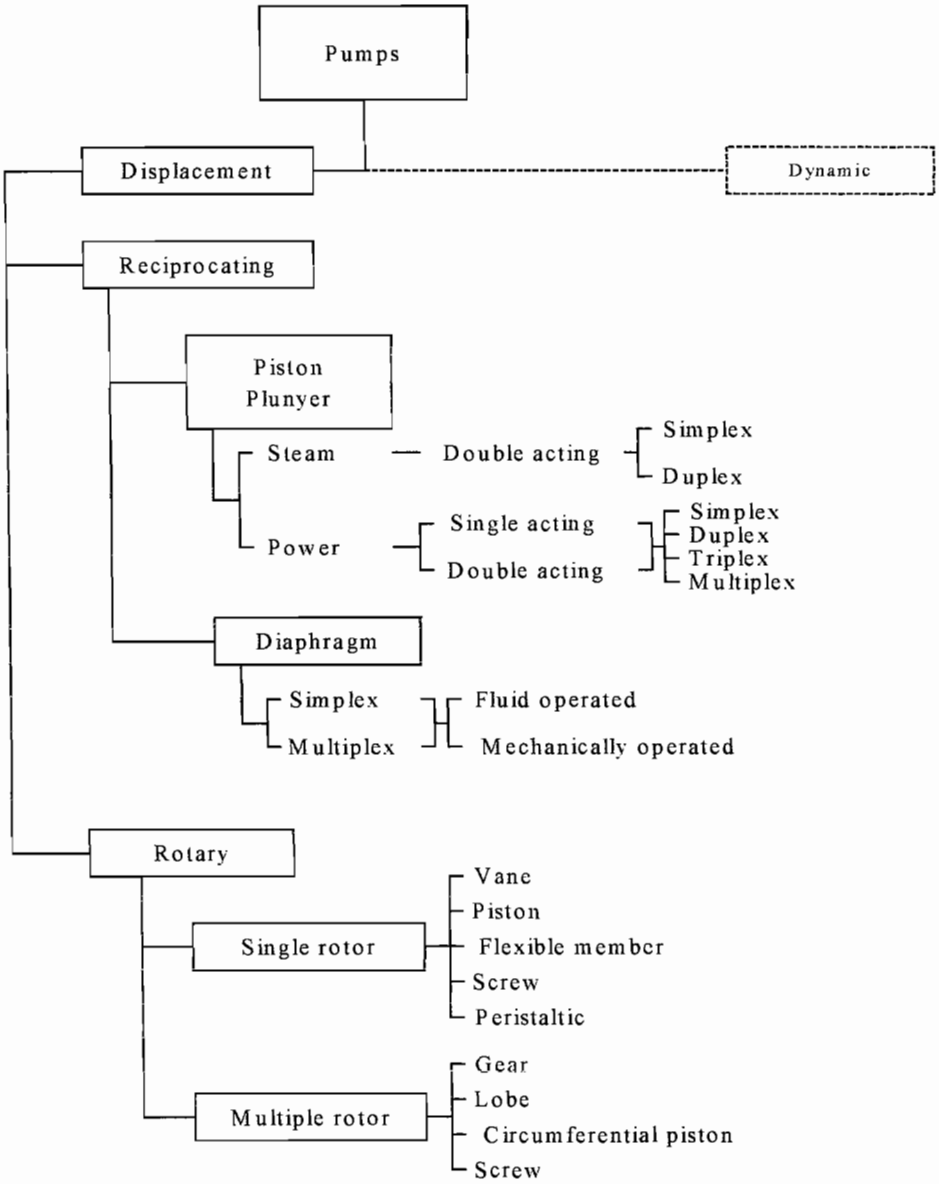
   Pompa jenis ini disebut juga pompa perpindahan non positif, cara transfer energinya yaitu dengan adanya gaya centrifugal, fluida akan terlempar keluar sehingga energi kinetik fluida naik. Energi kinetik kemudian diubah menjadi head tekan didalam rumah pompa atau didalam difuser.



Gambar 1.1 Klasifikasi pompa dinamis
(Sumber : Karassik, 1976, hal 1.3)

2. Pompa perpindahan positif (positif displacement pump)

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



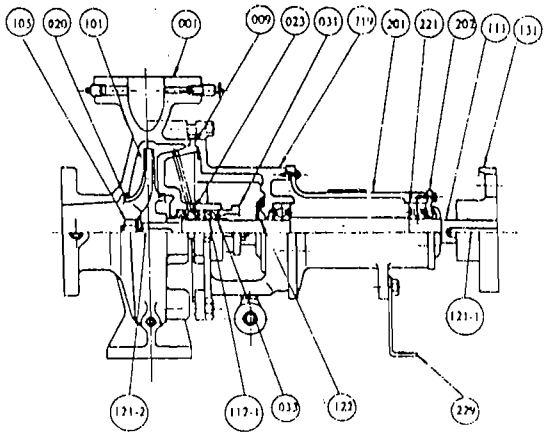
Gambar 1.2 Klasifikasi pompa displacement
(Sumber : Karassik, 1976, hal 1.4)

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

1.2.1. Klasifikasi menurut jenis

1. Pompa sentrifugal

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

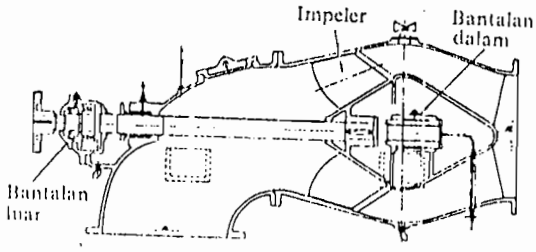


Gambar 1.3 Pompa sentrifugal
(Sumber : Sularso, 2000, hal 75)

2. Pompa aliran campur

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

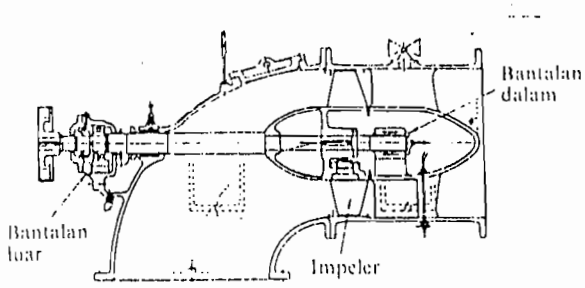
Pemakaian bantalan dalam menggunakan bantalan luncur yang dilumasi gemuk.



Gambar 1.4 Pompa aliran campur mendatar
(Sumber : Sularso, 2000, hal 76)

3. Pompa aliran aksial

Aliran fluida cair yang mengalir meninggalkan impeler bergerak sepanjang permukaan silinder keluar. Kontruksi pompa aliran aksial dapat dilihat pada gambar 1.5

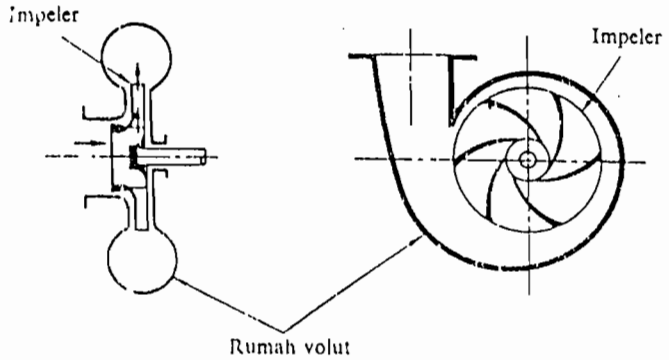


Gambar 1.5 Pompa aliran aksial mendatar
(Sumber : Sularso, 2000, hal 76)

1.2.2. Klasifikasi menurut bentuk rumah

1. Pompa volut

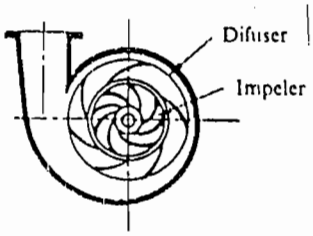
Sebuah pompa sentrifugal dengan fluida dari impeler secara langsung dibawa kerumah volut.



Gambar 1.6 Pompa Volut
(Sumber : Sularso, 2000, hal 7)

2. Pompa difuser

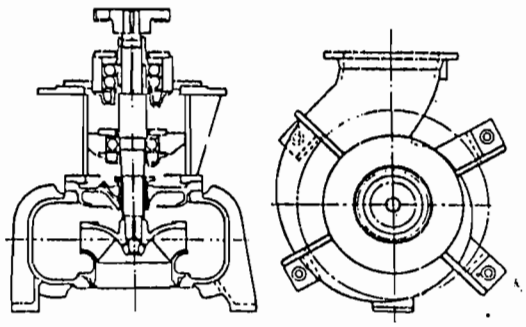
Pompa ini merupakan pompa sentrifugal yang dilengkapi dengan sudu difuser di keliling luar impelernya. Sudu difuser berfungsi untuk memperbaiki efisiensi pompa dan memperkokoh rumah. Kontruksi ini sering dipakai pada pompa besar dengan head tinggi.



Gambar 1.7 Pompa difuser
(Sumber : Sularso, 2000, hal 8)

3. pompa aliran campur jenis volut

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



Gambar 1.8 Pompa aliran campur jenis volut
(Sumber : Sularso, 2000, hal 77)

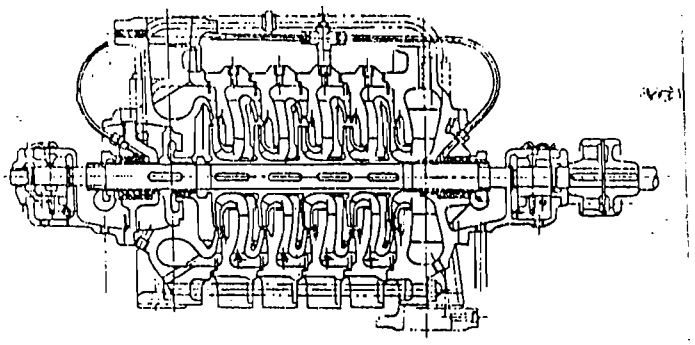
1.2.3. Klasifikasi menurut jumlah tingkat

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

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

2. Pompa bertingkat banyak

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



Gambar 1.9 Pompa bertingkat banyak
(Sumber : Sularso, 2000, hal 78)

1.2.4. Klasifikasi menurut letak poros

1. Pompa jenis poros mendatar

   Pompa ini mempunyai poros dengan posisi mendatar.

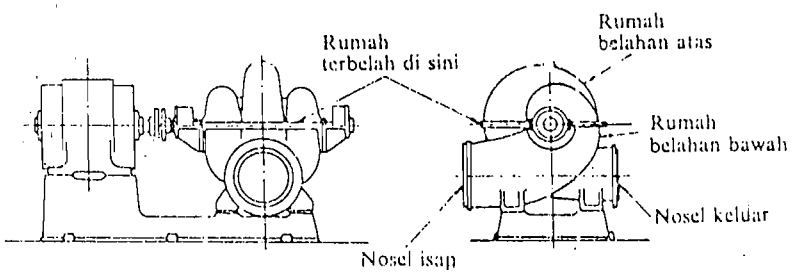
2. Pompa jenis poros tegak

   Pompa ini mempunyai poros dengan posisi tegak.

1.2.5. Klasifikasi menurut belahan rumah

1. Pompa jenis belahan mendatar

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



Gambar 1.10 Pompa jenis belah mendatar
(Sumber : Sularso, 2000, hal 79)

2. Pompa dengan belahan rumah radial

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

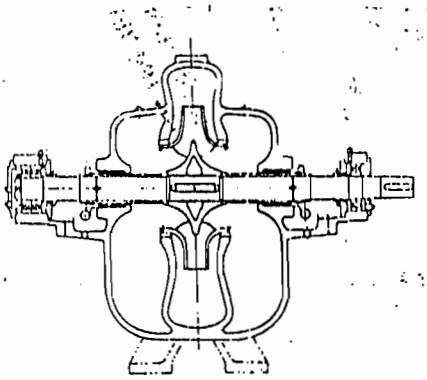
1.2.6. Klasifikasi menurut sisi masuk impeler

1. Pompa isapan tunggal

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

2. Pompa isapan ganda

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

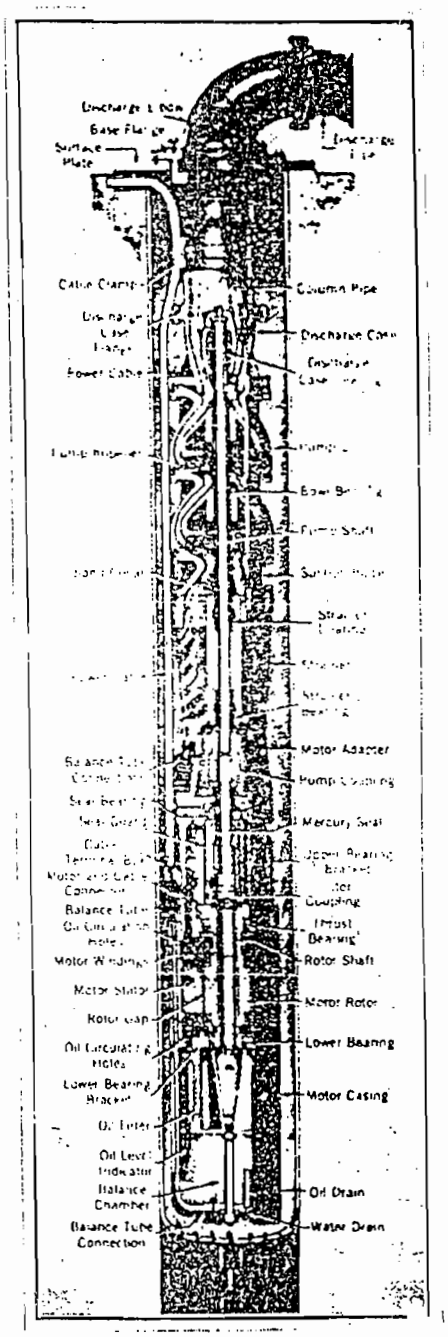


Gambar 1.11 Pompa volut jenis isapan ganda
(Sumber : Sularso, 2000, hal 80)

1.2.7. Pompa jenis khusus

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

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



Gambar 1.12 Pompa sumur dalam
(Sumber : Austin, 1993, hal 168)

1.3. Pembatasan Masalah

Mengingat kompleknya permasalahan dalam suatu perencanaan maka pembahasan dalam perancangan ditekankan khususnya pada hal berikut: segi kekuatan bahan, ukuran – ukuran dasar dari masing – masing elemen mesin serta jenis dan standar bahan yang dipakai atau digunakan. Sedangkan segi – segi lain yang tidak penting seperti pengaruh getaran mesin (motor), umur ekonomis pompa, harga bahan yang digunakan, proses perakitan, instalasi pompa dan pembuatan dari tiap elemen mesin dan masih banyak lagi yang memiliki keterkaitan langsung dengan perancangan tidak dibahas secara khusus oleh penulis didalam perancangan ini. Didalam penulisan tugas akhir ini penulis mencoba untuk melakukan perancangan salah satu jenis pompa yang digunakan pada sumur. Pompa yang akan direncanakan adalah pompa dengan kapasitas 66 m^3/jam dan head 50 m.

BAB II

PERANCANGAN POMPA

2.1. Dasar Perancangan

Dalam merancang sebuah pompa diperlukan suatu data yang harus dipenuhi agar dalam merancang dapat seoptimal mungkin sesuai yang diinginkan. Pada perancangan pompa ini, data perancangan telah ditentukan dalam lembar persoalan, yaitu :

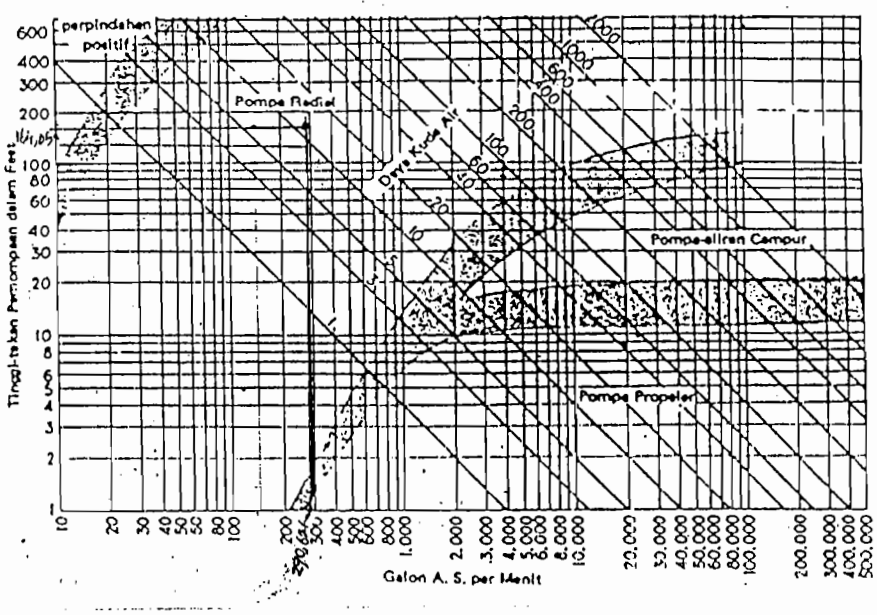
Tinggi tekan pompa / *head* (H)	= 50 m
	= 164,05 ft
Kapasitas pompa (Q)	= 66 m^3/jam
	= 0,0183 m^3/detik
	= 0,6479 ft^3/detik
	= 290,621 GPM

Pompa yang akan dirancangkan adalah pompa poros vertikal yang mampu mengalirkan air bersih sebanyak 0,0183 m^3/det.

2.2. Pemilihan Jenis Pompa

Dalam merancang sebuah pompa, jenis pompa yang akan dirancang harus ditentukan terlebih dahulu. Pemilihan pompa dipengaruhi oleh dua faktor, yakni kapasitas pompa dan tinggi tekan pemompaan (*head*).

Dari data yang ada, dengan tinggi tekan pompa (*head*) 50 m dan kapasitas pomompaan 66 m^3/jam, maka jenis pompa dapat ditentukan. Hal ini dapat dilihat pada grafik penentuan jenis pompa pada dalam Gambar 2.1.



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

Dari grafik hubungan diatas, antara kapasitas dan tinggi tekan (*head*) pompa diperoleh pompa radial. Dengan begitu penulis merancang pompa sentrifugal.

2.3. Penentuan Putaran Motor dan Kecepatan Spesifik

2.3.1. Putaran motor

Pada perancangan ini dipilih motor listrik sebagai penggerak pompa dengan spesifikasi sebagai berikut : (Soeleman & Mabuchi, 1984, hal 264 – 265) (lampiran).

Putaran motor (n)	= 2910 rpm
Tegangan (v)	= 200 volt
Frekuensi (f)	= 50 Hz
Daya (P)	= 15 kW
Jumlah Kutub	= 2 kutub

2.3.2. Kecepatan spesifik

Kecepatan spesifik didefinisikan sebagai kecepatan dalam putaran per menit. Suatu pompa yang akan beroperasi bila secara proporsional ukurannya diperkecil, agar dapat memberikan kapasitas teruji (*rating*) sebesar 1 gpm pada tinggi-tekan total sebesar 1 ft. (Austin, 1993, 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 rumus : (Austin, 1993, hal 49)

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

dengan :

n_s = kecepatan spesifik (rpm)

n = putaran poros penggerak (rpm)

Q = kapasitas pompa (GPM)

H = tinggi tekan pompa tiap tingkat (ft)

1. Pompa dengan satu tingkat, kecepatan spesifiknya adalah :

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

maka :

$$n_s = \frac{2910\sqrt{290,621}}{164,05^{0,75}}$$

= 1082,242 rpm (AS)

= 20,955 rpm (SI)

2. Pompa dengan dua tingkat, kecepatan spesifiknya adalah :

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

H = 164,05 / 2 tingkat = 82,025 ft

maka :

$$n_s = \frac{2910\sqrt{290,621}}{82,025^{0.75}}$$

= 1820,106 rpm (AS)

= 35,242 rpm (SI)

3. Pompa dengan tiga tingkat, kecepatan spesifiknya adalah :

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

H = 164,05 / 3 tingkat = 54,683 ft

maka :

$$n_s = \frac{2910\sqrt{290,621}}{54,683^{0.75}}$$

= 2466,978 rpm (AS)

= 47,767 rpm (SI)

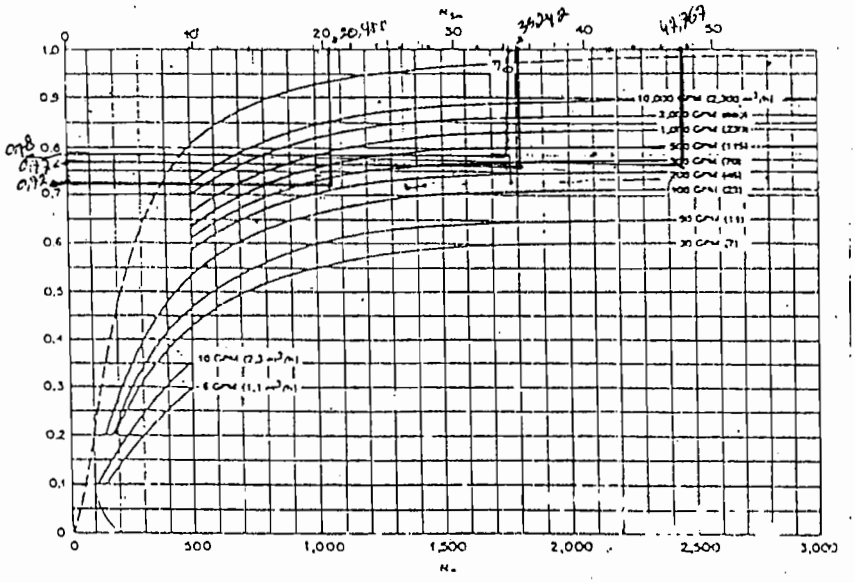
2.4. Penentuan Jumlah Tingkat Pompa

Jumlah tingkat pompa sangat berpengaruh terhadap efisiensi pompa. Maka

berdasarkan tinggi tekan (*head*) dan kapasitas pompa dapat ditentukan jumlah tingkat pompa yang akan digunakan.

Untuk menentukan jumlah tingkat pompa agar diperoleh efisiensi terbaik dipengaruhi oleh kecepatan spesifik pompa. Jumlah tingkat pompa akan dapat ditentukan dengan menggunakan Gambar 2.2 dalam menentukan efisiensi. Dari grafik hubungan antara kecepatan spesifik dan kapasitas pompa maka akan diperoleh efisiensi pompa.

Dari efisiensi pompa yang telah diketahui dapat ditentukan jumlah tingkat pompa, harus dibuat bertingkat satu atau bertingkat banyak dalam perancangannya.



Gambar 2.2 Efisiensi pompa
(Sumber : karassik, 1976, hal 2.13)

Dari perhitungan dan grafik hubungan diatas maka diperoleh data-data dalam tabel sebagai berikut :

Tabel 2.1 Jumlah tingkat pompa

Jml tk	n_s (rpm)	η_p (%)
1	20,955	72
2	35,242	77
3	47,767	78

Dengan melihat hasil dari ketiga efisiensi diatas ternyata pada tingkat kedua efisiensi pompa kenaikannya lebih dari 1 %, maka dari itu penulis merancang pompa sentrifugal dengan dua tingkat, karena selain efisiensi pompa yang sudah cukup tinggi. Kenaikan efisiensi pompa pada tingkat ketiga hanya 1 %.

2.5. Daya Pemompaan

Daya pemompaan merupakan daya yang berasal dari pompa yang dapat dipindahkan dan digunakan kefluida. Besarnya daya pemompaan dapat dihitung dengan rumus : (Fritz Dietzel, 1992, hal 242)

$$P_p = \gamma \times g \times H \times Q$$

dengan :

γ = kerapatan fluida yang dipompakan (kg/m^3)

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

H = tinggi tekan pompa (m)

Q = kapasitas pompa (m^3/s)

Maka daya pemompaan adalah :

$$P_v = 1000 \times 9{,}81 \times 50 \times 0{,}0183$$

$$= 8992{,}501 \text{ watt}$$

$$= 8{,}993 \text{ kW}$$

= 12,054 Hp

Guna menggerakkan pompa dengan daya pemompaan P_p, maka dibutuhkan daya motor penggerak yang lebih besar dari daya pemompaan tersebut. Besarnya daya motor penggerak dapat dihitung dengan menggunakan rumus : (Fritz Dietzel, 1992, hal 243)

$$P = \frac{P_p}{\eta_p}$$

Dengan :

P_p = Daya pemompaan (Kw)

η_e = Efisiensi pompa

Maka daya motor penggerak adalah :

$$P = \frac{8992,501}{0,77}$$

= 11678,573 watt

= 11,679 kW

= 15,655 Hp

Jadi daya motor listrik yang dipilih untuk dapat menggerakkan pompa adalah sebesar 15 kW.

BAB III

PERANCANGAN IMPELER

3.1. Tinjauan Umum

Impeler merupakan bagian pompa yang berputar dan terpasang pada salah satu ujung poros. Didalam impeler fluida mendapat percepatan sedemikian rupa sehingga fluida tersebut mempunyai kecepatan mengalir keluar melalui sudu-sudu impeler. Dan hal tersebut akan mengakibatkan fluida mengalir dari saluran hisap (*suction*) dan 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 adalah sebagai berikut : (Austin, 1990, hal 53)

3.1.1. Impeler radial

Impeler jenis ini merupakan impeler yang konvensional dan secara praktis dipakai pada semua pompa bertingkat banyak. Daerah kecepatan spesifiknya diantara 500 rpm sampai dengan 3000 rpm. Perbandingan diameter buang (*discharge*) dengan diameter mata sisi masuk (*inlet eye diameter*) adalah 2. Impeler ini dapat dipakai untuk tinggi tekan menengah (*medium*) dan tinggi tekan besar diatas 50 ft.

3.1.2. Impeler jenis francis

Impeler ini dipergunakan untuk tinggi tekan yang lebih rendah, serta dengan pembuangan radial dan hisapan aksial. Perbandingan diameter buang dengan diameter mata sisi masuk lebih kecil dari pada jenis radial.

Daerah kecepatan spesifiknya diantara 1500 rpm sampai dengan 4500 rpm. Sudut sudu sisi masuk berkurang (mengecil) sesuai dengan jari-jarinya untuk menjamin agar fluida dapat masuk secara mulus.

3.1.3. Impeler jenis aliran campur

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

3.1.4. Impeler jenis propeler

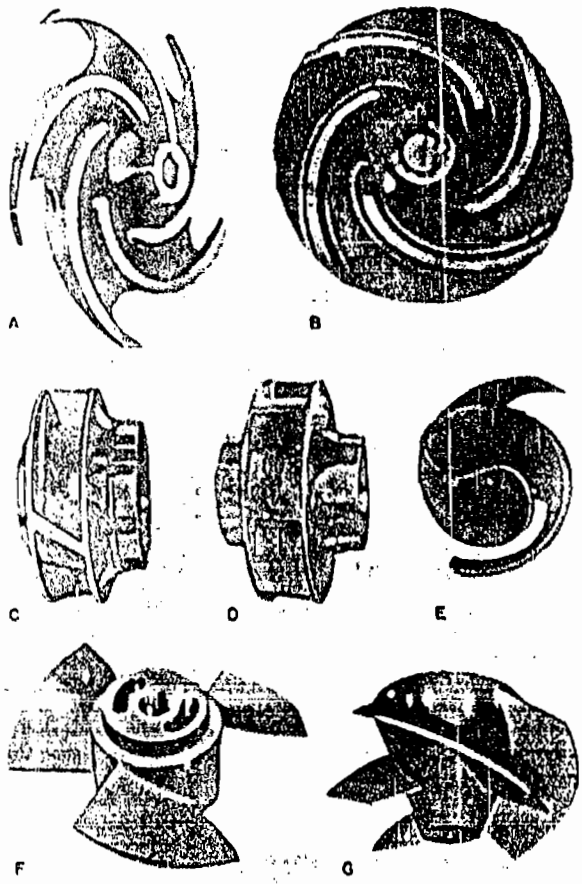
Tinggi tekan yang dihasilkan oleh impeler jenis ini disebabkan oleh tolakan sudu-sudu dan aliran keseluruhannya arahnya aksial. Daerah kecepatan spesifik pada impeler jenis ini paling tinggi yakni diatas 8000 rpm. Impeler ini dipergunakan untuk tinggi tekan rendah (3 ft sampai dengan 40 ft), putaran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

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

Pada Gambar 3.1 dapat dilihat berbagai jenis impeler. Impeler terbuka (Gambar 3.1A) mempunyai baling-baling yang dipasang pada pusat sumbu poros dengan dinding yang relatif kecil. Impeler semi terbuka (Gambar 3.1B) mempunyai selubung atau dinding hanya pada satu sisi saja. Impeler tertutup pada (Gambar 3.1C dan D) mempunyai selubung pada kedua sisinya untuk menutup aliran cairannya.

Unit hisapan tunggal atau hisapan ujung C mempunyai sisi masuk cairan pada satu sisi. Gambar 3.1E, F dan G adalah bentuk untuk bahan kertas jenis propeler dan aliran campur. (Hicks, 1996, hal 18)

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

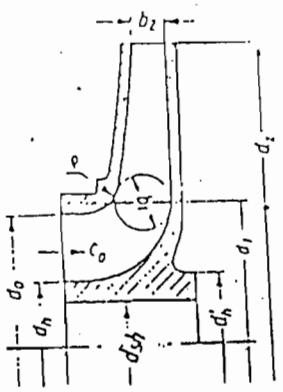


Gambar 3.1 Jenis-jenis impeler
(Sumber : Hicks, 1996, hal 19)

3.2. Perhitungan Ukuran Utama Impeler

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

Bentuk ukuran utama impeler dapat dilihat pada Gambar 3.2



Gambar 3.2 Dimensi impeler
(Sumber : Lazarkiewicz, 1995, hal 132)

3.2.1. Perhitungan diameter poros

Diameter poros impeler dihitung dengan menggunakan rumus : (Sularso, 1997, hal 8)

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

dengan :

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

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

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

T = momen puntir yang diterima poros (kg.mm)

Untuk menentukan diameter poros, terlebih dahulu harus dihitung momen puntir yang terjadi pada poros. Momen puntir yang terjadi pada poros dapat dihitung dengan rumus : (Sularso, 1997, hal 7)

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

dengan :

P_d = daya motor penggerak (kW)

n = putaran motor penggerak (rpm)

Diketahui : Daya motor penggerak (P_d) = 20,107 Hp

= 15 kW

Putaran motor penggerak (n) = 2910 rpm

Sehingga momen puntir yang diterima poros adalah :

$$T = 9{,}74 \times 10^5 \times \frac{15}{2910}$$

= 5020,619 kg.mm

Bahan poros yang dipilih dalam perancangan ini adalah SNC2 (baja khrom nikel), dengan kekuatan tarik (σ_B) = 85 kg/mm^2. Untuk beban lebih yang terjadi pada poros maka diperlukan faktor keamanan, sehingga tegangan lentur dapat ditentukan dengan rumus : (Sularso, 1997, hal 8)

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{S_{f1} \times S_{f2}}$$

Diambil : faktor keamanan $Sf_1 = 6$

(Diambil angka tersebut karena bahan poros dari baja)

faktor keamanan $Sf_2 = 2$

(Diambil angka tersebut karena poros akan dibuat bertingkat)

Tegangan lentur bahan yang diijinkan adalah :

$$\tau_a = \frac{85}{6 \times 2}$$

$= 7{,}083\ kg/mm^2$

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

Diameter poros impeler adalah :

$$D_s = \left(\frac{5{,}1}{7{,}083} \times 1{,}5 \times 2 \times 5020{,}619 \right)^{1/3}$$

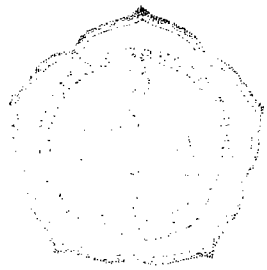
$$= 22{,}135\ mm$$

Diameter poros impeler perlu ditambah dengan kedalaman alur pasak, dengan tujuan jika alur pasak dibuat diameter poros masih lebih besar dari diameter poros hasil perhitungan .

Untuk mengikat poros dengan impeler dipergunakan pasak. Pasak yang dipergunakan adalah pasak benam dengan ukuran nominal 8 x 7. Kedalaman alur pasak pada poros (t_1) = 4 mm dan kedalaman alu pasak pada impeler (t_2) = 3,3 mm.

Tabel 3.1 Ukuran-ukuran pasak (Sularso, 1997, hal 10)

Ukuran Nominal Pasak b x h	Ukuran standar b, b_1 dan b_2	Ukuran standar h: Pasak prismatis Pasak luncur	Ukuran standar h: Pasak Tirus	C	l*	Ukuran Standar t_1	Ukuran standar t_2: Pasak Prismatis	Ukuran standar t_2: Pasak luncur	Ukuran standar t_2: Pasak tirus	r_1 dan r_2	Referensi: Diameter poros yang Dapat dipakai d**	
2 x 2	2	2		0,16-0,25	6-20	1.2	1.0		0,5	0,08-0,16	Lebih dari	6-8
3 x 3	3	3			6-36	1.8	1,4		0.9		-	8-10
4 x 4	4	4			8-45	2.5	1.8		1.2		-	10-12
5 x 5	5	5			10-56	3,0	2.3		1,7		-	12-17
6 x 6	6	6		0,25-0,40	14-70	3,5	2,8		2,2	0,16-0,25	-	17-22
(7 x 7)	7	7	7,2		16-80	4,0	3,0	3,5	3,0		-	20-25
8 x 7	8	7		0,40-0.60	18-90	4,0	3,3		2.4		-	22-30
10 x 8	10	8			22-110	5,0	3,3		2,4		-	30-38
12 x 8	12	8			28-140	5,0	3,3		2,4		-	38-44
14 x 9	14	9			36-160	5.5	3.8		2,9	0,25-0.40	-	44-50
(15 x 10)	15	10	10,2		40-180	5,0	5,0	5,5	5.0		-	50-55
16 x 10	16	10		0,60-0,80	45-180	6.0	4,3		3,4		-	50-58
18 x 11	18	11			50-200	7,0	4.4		3,4		-	58-65
20 x 12	20	12			56-220	7,5	4,9		3,9	0,40-0,60	-	65-75
22 x 14	22	14			63-250	9,0	5,4		4,4		-	75-85
(24 x 16)	24	16	16,2		70-280	8,0	8,0	8,5	8,0		-	80-90
25 x 14	25	14			70-280	9,0	5,4		4,4		-	85-95
28 x 16	28	16			80-120	10,0	6,4		5.4		-	95-110
32 x 18	32	18			90-360	11,0	7.4		6,4		-	110-130



Diameter poros impeler kontruksi menjadi :

$$D_s = D_{s\ hitungan} + t_1$$

$$= 22{,}135 + 4$$

$$= 26{,}135 \text{ mm}$$

Diameter poros impeler harus disesuaikan dengan diameter poros standart (tabel 3.2) pada tempat dimana akan dipasang bantalan. Diameter poros yang diambil sebesar 30 mm.

Tabel 3.2 Diameter poros (Sularso, 1997, hal 9)

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

3.2.2. Diameter hub

Diameter leher (diameter hub) dibuat lebih besar dari pada diameter poros impeler dan dapat ditentukan dengan rumus : (Lazarkiewicz, 1965, hal 132)

$$D_h = (1{,}3 - 1{,}4) \times D_s$$

Diameter hub adalah :

$$D_h = 1{,}4 \times D_s$$

$$= 1{,}4 \times 30$$

$$= 42 \text{ mm}$$

$$= 1{,}654 \text{ in}$$

Diameter hub bagian belakang dapat ditentukan dengan menggunakan rumus : (Lazarkiewicz, 1965, hal 132)

$$D_h' = (1{,}35 - 1{,}5) \times D_s$$

Diameter hub bagian belakang adalah :

$$D_h' = 1{,}5 \times D_s$$

$$= 1{,}5 \times 30$$

$$= 45 \text{ mm}$$

$$= 1{,}772 \text{ in}$$

3.2.3. Diameter mata impeler

Diameter mata impeler ditentukan dengan menggunakan rumus : (Austin, 1990, hal 93)

$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times Q_{tot}}{V_o} + D_h^2}$$

dengan :

Q_{tot} = kapasitas total pompa (ft^3/s)

V_o = kecepatan masuk kemata impeler (ft/s)

D_h = diameter hub (in)

Kecepatan masuk melalui mata impeler V_o biasanya sedikit lebih besar dari kecepatan masuk flens sisi hisap. Besarnya kecepatan masuk kemata impeler antara 10 – 15 ft/s. Karena kerugian turbulensi dan kerugian gesekan yang sebanding dengan kuadrat kecepatan, maka kecepatan masuk dipertahankan sekecil mungkin. Kecepatan V_o yang kecil akan menyebabkan ukuran mata impeler menjadi besar sehingga ukuran impeler tidak proporsional.

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

Untuk menentukan kecepatan masuk flens sisi hisap, maka diambil diameter pipa flens yang sudah standart yaitu : 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 24; 30 dan 36. Ukuran-ukuran tersebut digunakan untuk menghindari biaya-biaya tambahan dan penundaan pekerjaan karena pemilihan ukuran yang langka.

diameter pipa hisap = 3 in

= 0,0762 m

Luas penampang pipa hisap adalah :

$$A = \frac{1}{4} \times \pi \times d^2$$

$$= \frac{1}{4} \times \pi \times 0{,}0762^2$$

$$= 0{,}0046 \text{ m}^2$$

$= 4{,}6 \times 10^{-3}\ m^2$

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

$$Q = A \times V$$

dengan :

Q = kapasitas pompa (m^3/s)

A = luas penampang pipa (m^2)

V = kecepatan aliran dalam pipa (m/s)

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

$$V_S = \frac{Q}{A}$$

$$= \frac{0{,}0183}{0{,}0046}$$

$$= 4{,}022\ m/s$$

$$= 13{,}197\ ft/s$$

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

Kecepatan masuk melalui mata impeler harus lebih besar dari pada kecepatan aliran sisi hisap (Austin, 1990, hal 93). Kecepatan V_o = 14 ft/s.

Kerugian kebocoran 6 % kapasitas total pompa adalah :

$$Q_{tot} = 0{,}6479 \times 1{,}06$$

$$= 0{,}6868\ ft^3/s$$

Diameter mata impeler adalah :

$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \frac{144 \times 0{,}6868}{14} + 1{,}654^2}$$

$$= 3{,}425 \text{ in}$$

$$= 87 \text{ mm}$$

3.2.4. Diameter sisi masuk impeler

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

Besarnya diameter sisi masuk impeler :

$D_1 = D_o$

$D_1 = 87$ mm

$= 3{,}425$ in

3.2.5. Lebar impeler sisi masuk

Lebar impeler sisi masuk dapat dihitung dengan menggunakan rumus kontinuitas : (Austin, 1990, hal 94)

$$b_1 = \frac{144 \times Q}{\pi \times D_1 \times V_{r1} \times \varepsilon_1}$$

dengan :

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

D_1 = diameter sisi masuk impeler (in)

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

ε_1 = faktor kontraksi

Faktor kontraksi ε_1 biasanya harganya berkisar antara 0,8 sampai dengan 0,9. Diambil harga faktor kontraksi $\varepsilon_1 = 0{,}85$. Karena memperlambat aliran cairan (fluida)

adalah lebih tidak efisien dibandingkan mempercepatnya, maka kecepatan radial sisi masuk pada sisi masuk sudu V_{r1} biasanya dibuat lebih besar 5 sampai 10 % dari V_o (Austin, 1990, hal 94).

Diambil harga 5 % dari V_o.

Kecepatan radial sisi masuk adalah :

$$V_{r1} = (0{,}05 \times V_o) + V_o$$

$$= (0{,}05 \times 14) + 14$$

$$= 14{,}7 \text{ ft/s}$$

$$= 4{,}48 \text{ m/s}$$

Lebar sisi masuk impeler adalah :

$$b_1 = \frac{144 \times 0{,}6868}{\pi \times 3{,}425 \times 14{,}7 \times 0{,}85}$$

$$= 0{,}736 \text{ in}$$

$$= 18{,}694 \text{ mm}$$

$$= 19 \text{ mm}$$

3.2.6. Diameter sisi keluar impeler

Diameter sisi keluar impeler dihitung dengan menggunakan rumus : (Austin, 1990, hal 96)

$$D_2 = \frac{1840 \times \Phi \times \sqrt{H}}{n}$$

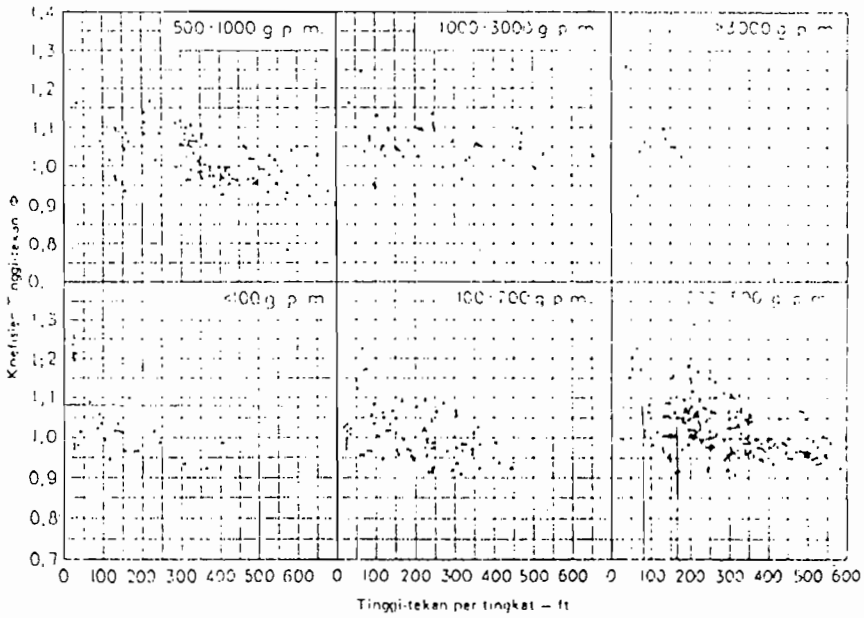
dengan :

H = tinggi tekan pompa (ft)

n = putaran motor (rpm)

Φ = koefisien tinggi tekan overall

Harga koefisien tinggi tekan overall (Φ) bervariasi antara 0,9 sampai dengan 1,2 dengan harga rata-rata mendekati angka satu. Karena bervariasi terhadap sudut sisi keluar dan ukuran-ukuran impeler, akan ada batas-batasnya untuk tinggi tekan, kapasitas, atau kecepatan spesifik yang sudah ditentukan. Harga dari tinggi tekan overal (Φ) ini dapat dilihat dalam Gambar 3.3.



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

Dari Gambar 3.3 dapat diambil harga koefisien tinggi tekan overal rata-rata adalah 1,08.

Diameter sisi keluar impeler adalah :

$$D_2 = \frac{1840 \times 1{,}08 \times \sqrt{164{,}05}}{2910}$$

$$= 8{,}747 \text{ in}$$

$$= 222{,}162 \approx 223 \text{ mm}$$

3.2.7. Lebar sisi keluar impeler

Lebar sisi keluar impeler dapat dihitung dengan menggunakan rumus : (Austin, 1990, hal 98)

$$b_2 = \frac{144 \times Q}{V_{r2} \times D_2 \times \pi \times \varepsilon_2}$$

dengan :

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

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

D_2 = diameter sisi keluar imepeler (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)

Diambil faktor kontraksi $\varepsilon_2 = 0,9$

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

$= 14,7 - (15\% \times 14,7)$

$= 12,495$ ft/s

$= 3,808$ m/s

Lebar sisi keluar impeler adalah :

$$b_2 = \frac{144 \times 0,6868}{12,495 \times 8,747 \times \pi \times 0,9}$$

$= 0,32$ in

$= 8,113 \approx 9$ mm

3.3. Penentuan Jumlah Sudu

Untuk menentukan jumlah sudu terlebih dahulu dihitung kecepatan sisi masuk impeler yang dapat dihitung dengan menggunakan rumus : (Austin, 1990, hal 108)

$$U_1 = \frac{\pi \times D_1 \times n}{12 \times 60}$$

dengan :

D_1 = diameter sisi masuk impeler (in)

n = putaran poros impeler (rpm)

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Diameter sisi masuk impeler (D_1) = 3,425 in

Putaran poros impeler (n) = 2910 rpm

Kecepatan keliling sisi masuk impeler adalah :

$$U_1 = \frac{\pi \times 3{,}425 \times 2910}{12 \times 60}$$

= 43,469 ft/s

= 13,249 m/s

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Kecepatan aliran radial sisi masuk impeler (V_{r1}) = 14,7 ft/s

= 4,48 m/s

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

$$\tan \beta_1 = \frac{V_{r1}}{U1}$$

$$= \frac{14{,}7}{43{,}469}$$

$= 0{,}338$

$\beta_1 = 18{,}694^\circ$

Untuk mengimbangi kontraksi pada saat aliran ujung-ujung sudu, sudut β_1 harus sesuai dengan batasan. Batasan harga β_1 antara 10° sampai dengan 25° (Austin, 1990, hal 94). Diambil harga $\beta_1 = 20^\circ$

Pada sisi keluar impeler, sudut sisi keluar impeler dapat ditentukan dengan batasan yang cukup besar dan dapat dibuat lebih besar dari pada sudut sudu sisi masuk impeler. Hal ini untuk mendapatkan laluan yang mulus dan kontinyu. Harga sudut sudu sisi keluar impeler biasanya antara 15° sampai dengan 40° (Austin, 1990, hal 98). Diambil harga sudut sisi keluar impeler $\beta_2 = 25^\circ$

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

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

dengan :

D_1 = diameter sisi masuk impeler (mm)

D_2 = diameter sisi keluar impeler (mm)

β_m = sudut rata-rata ($^\circ$)

Besarnya sudut rata-rata adalah :

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

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

$$= 22{,}5^\circ$$

Jadi jumlah sudu pada impeler tersebut adalah :

$$Z = 6{,}5 \times \frac{223 + 87}{223 - 87} \times \sin 22{,}5^{o}$$

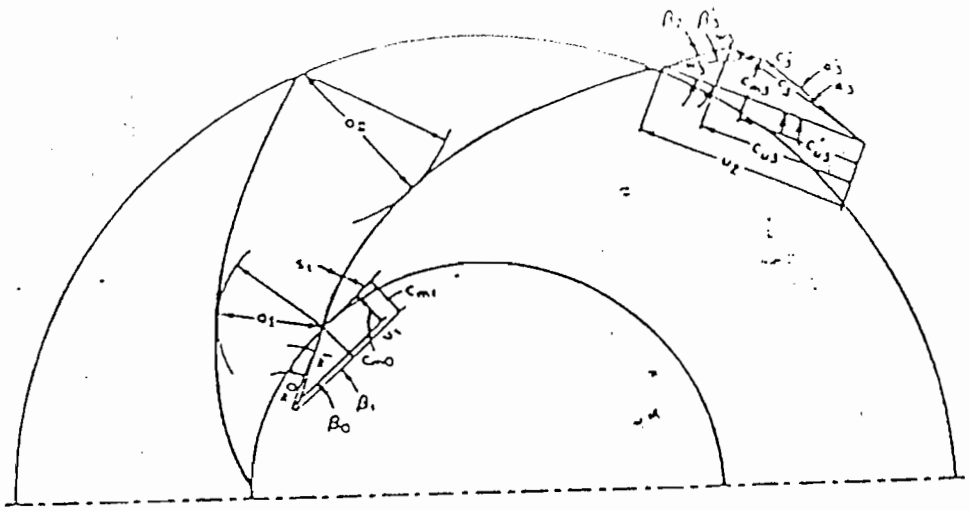
$$5{,}667 \approx 6 \text{ buah}$$

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

3.4. Segitiga Kecepatan (*Triangle Velocity*)

Kecepatan aliran fluida yang mengalir pada impeler dapat digambarkan dalam bentuk segitiga kecepatan. Gambaran mengenai segitiga kecepatan dapat dilihat pada Gambar 3.4. Untuk menggambarkan segitiga kecepatan pada impeler dibagi menjadi dua bagian, yaitu :

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



Gambar 3.4 Segitiga kecepatan pada impeler
(Sumber : Karassik, 1976, hal 2.7)

3.4.1. Segitiga kecepatan sisi masuk impeler

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

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Kecepatan keliling absolut (U_1) = 13,249 m/s

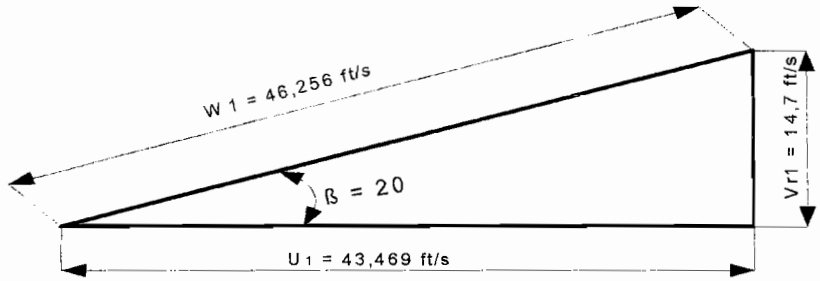
= 43,469 ft/s

Sudut sudu sisi masuk (β_1) = 20°

Kecepatan radial sisi masuk impeler (V_{r1}) = 4,48 m/s

= 14,7 ft/s

Dari data tersebut dapat dilukiskan segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler sebagai berikut.



Gambar 3.5 Segitiga kecepatan sisi masuk impeler

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

$$W_1 = \frac{U_1}{\cos\beta_1}$$

$$= \frac{13,249}{\cos 20^o}$$

= 14,098 m/s

= 46,256 ft/s

3.4.2. Segitiga kecepatan sisi keluar impeler

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui bahwa :

Kecepatan radial sisi keluar impeler (V_{r2}) = 3,808 m/s

= 12,495 ft/s

Sudut sudu sisi keluar impeler (β_2) = 25^0

Maka kecepatan keliling sisi keluar impeler dapat dihitung dengan menggunakan rumus : (Austin, 1990, hal 96)

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

dengan :

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

H = tinggi tekan pompa (m)

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

Maka besarnya kecepatan sisi keluar impeler adalah :

$$U_2 = \frac{1}{2}\left[\frac{3{,}808}{\tan 25} + \sqrt{\left(\frac{3{,}808}{\tan 25}\right)^2 + \frac{4 \times 9{,}81 \times 50}{0{,}6}}\right]$$

= 32,968 m/s

= 108,169 ft/s

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

$$V_{u2} = U_2 - \frac{V_{r2}}{\tan \beta_2}$$

$$= 108{,}169 - \frac{12{,}495}{\tan 25^o}$$

$$= 81{,}358 \text{ ft/s}$$

$$= 24{,}797 \text{ m/s}$$

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

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

dengan :

η_∞ = untuk impeler jenis radial (0,65 – 0,75) (Austin, 1990, hal 96)

Maka diambil $\eta_\infty = 0{,}7$

$$V'_{u2} = 81{,}358 \times 0{,}7$$

$$= 56{,}950 \text{ ft/s}$$

$$= 17{,}358 \text{ m/s}$$

Tangen sudut sisi keluar aktual adalah :

$$\tan \alpha_2' = \frac{V_{r2}}{V'_{u2}}$$

$$= \frac{12{,}495}{56{,}950}$$

$$= 0{,}219$$

$$\alpha_2' = 12{,}381^o$$

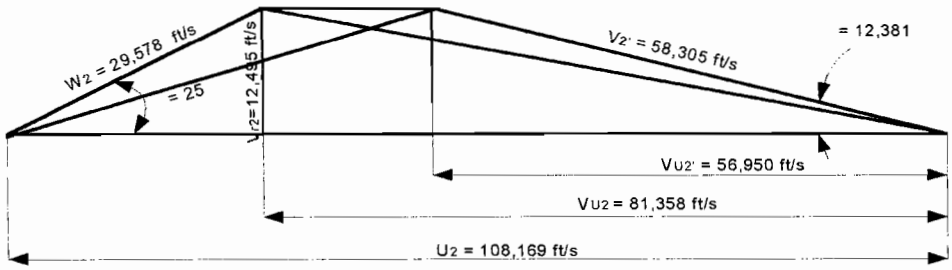
kecepatan absolut sisi keluar adalah :

$$V_2' = \sqrt{(V_{r2})^2 + (V'_{u2})^2}$$

$$= \sqrt{(12{,}495)^2 + (56{,}950)^2}$$

$$= 58{,}305 \text{ ft/s}$$

$$= 17{,}770 \text{ m/s}$$



Gambar 3.6 Segitiga kecepatan sisi keluar impeler

Kecepatan relatif aliran fluida teoritis adalah :

$$W_2 = \sqrt{(V_{r2})^2 + (U_2 - V_{u2})^2}$$

$$= \sqrt{(3{,}808)^2 + (32{,}968 - 24{,}797)^2}$$

$$= 9{,}015 \text{ m/s}$$

$$= 29{,}578 \text{ ft/s}$$

BAB IV

PERANCANGAN SUDU

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

4.1. Bentuk Sudu

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

4.1.1. Backward curve vane

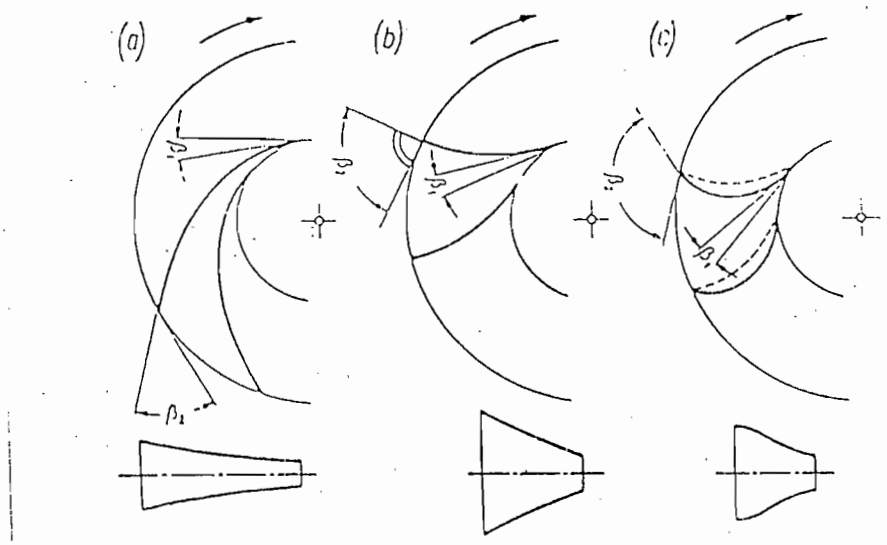
Bentuk sudu seperti ini, besar sudut keluar β_2 lebih kecil dari pada 90°. sudu tipe ini mempunyai kecepatan absolut paling kecil, namun dapat memberikan distribusi aliran yang merata ke impeler. Hal ini dapat mengurangi kerugian hidrolis. Bentuk sudu ini mempunyai hubungan yang stabil antara tinggi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

4.1.2. Radial vane

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

4.1.3. Forward curve vanes

Bentuk sudu seperti ini melengkung kedepan dengan besar sudut keluar β_2 lebih besar dari pada 90°. kecepatan absolut pada sudu tipe ini paling tinggi, energi kecepatan diubah menjadi energi potensial, jalan aliran pendek, kelengkungan sudu terlalu besar. Maka tidak cocok untuk pompa sentrifugal.



Gambar 4.1 Bentuk Sudu
(Sumber : Lazarkiewicz, 1965 hal 98)

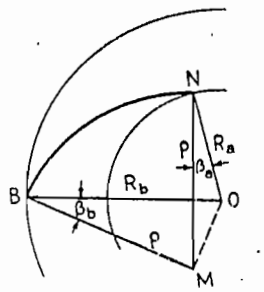
4.2. Penentuan Bentuk Sudu

Faktor yang mempengaruhi dalam pemilihan bentuk sudu adalah harga sudut keluar β_2. Harga sudut keluar β_2 telah ditentukan dalam perhitungan sebelumnya, yaitu 25^0. Maka dapat dipilih bentuk sudu yang sesuai yaitu bentuk sudu tipe *Backward Curve Vane*.

4.3. Pelukisan Sudu

Dalam pelukisan sudu, terdapat dua metode pelukisan yaitu metode busur tangen (arkus tangen) dan metode koordinat polar. (Austin, 1990, hal 98) Untuk perancangan sudu ini dipergunakan metode busur tangen.

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



Gambar 4.2 Pelukisan sudu dengan busur tangen
(Sumber : Austin, 1990 hal 104)

Harga jari-jari kelengkungan busur sudu yang berada pada setiap lingkaran dapat diperoleh dengan menggunakan rumus : (Austin, 1990, hal 98)

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

dengan :

R_a = jari-jari impeler sisi dalam (mm)

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

β_a = sudut pada lingkaran sisi dalam (^{o})

β_b = sudut pada lingkaran sisi luar (^{o})

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

Diketahui : Jari-jari sisi masuk impeler (R_1) = 43,5 mm

Jari-jari sisi keluar impeler (R_2) = 111,5 mm

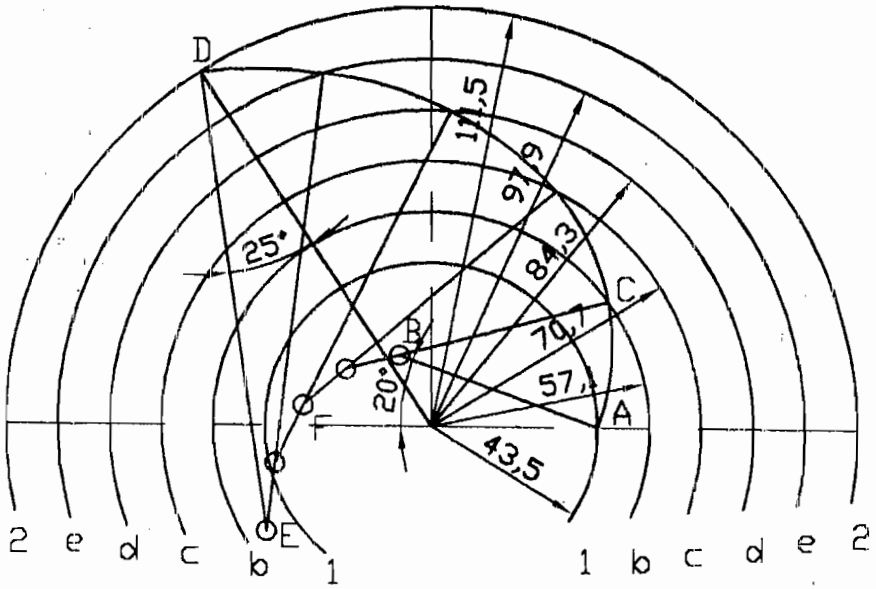
Sudut sudu sisi masuk impeler (β_1) = 20°

Sudut sudu sisi keluar impeler (β_2) = 25°

Harga jari-jari kelengkungan busur dapat dihitung dengan menggunakan rumus diatas. Hasil perhitungan dapat dilihat dalam tabel 4.1.

Tabel 4.1 Jari-jari kelengkungan sudu

Lingkaran	R (mm)	R^2 $(mm)^2$	β (°)	Cos β	R cos β (mm)	$R_b\cos\beta - R_a\cos\beta$ (mm)	$R_b^2 - R_a^2$ $(mm)^2$	ρ (mm)
1	43,5	1892,25	20	0,940	40,88			
						12,43	1368,16	55,03
b	57,1	3260,41	21	0,934	53,31			
						12,25	1738,08	70,97
c	70,7	4998,49	22	0,927	65,56			
						12,05	2108,00	87,48
d	84,3	7106,49	23	0,921	77,61			
						11,84	2477,92	104,65
e	97,9	9584,41	24	0,914	89,44			
						11,62	2847,84	122,55
2	111,5	12432,25	25	0,906	101,06			



Gambar 4.3 Pelukisan sudu

4.4. Tebal Sudu

Menentukan tebal sudu impeler dihitung dengan rumus : (Austin, 1990, hal 106)

$$\varepsilon = \frac{\pi \times D - \frac{z \times t}{\sin\beta}}{\pi \times D}$$

dengan :

D = diameter lingkaran impeler (mm)

ε = faktor kontraksi

z = jumlah sudu

t = tebal sudu

β = sudut sudu (^{o})

Diketahui : Diameter sisi masuk (D_1) = 87 mm

Faktor kontraksi (ε) = 0,85

Jumlah sudu (z) = 6

Sudut sisi masuk impeler (β_1) = 20°

Maka tebal sudu pada sisi masuk impeler adalah :

$$t_1 = \frac{(1-\varepsilon_1)\times \pi \times D_1 \times \sin\beta_1}{z}$$

$$= \frac{(1-0{,}85)\times \pi \times 87 \times \sin 20^o}{6}$$

= 2,33 mm

Pada sisi keluar impeler telah diketahui bahwa :

Diameter sisi keluar (D_2) = 223 mm

Faktor kontraksi (ε) = 0,9

Jumlah sudu (z) = 6

Sudut sisi masuk impeler (β_2) = 25°

Maka tebal sudu pada sisi keluar impeler adalah :

$$t_2 = \frac{(1-\varepsilon_1)\times \pi \times D_2 \times \sin\beta_2}{z}$$

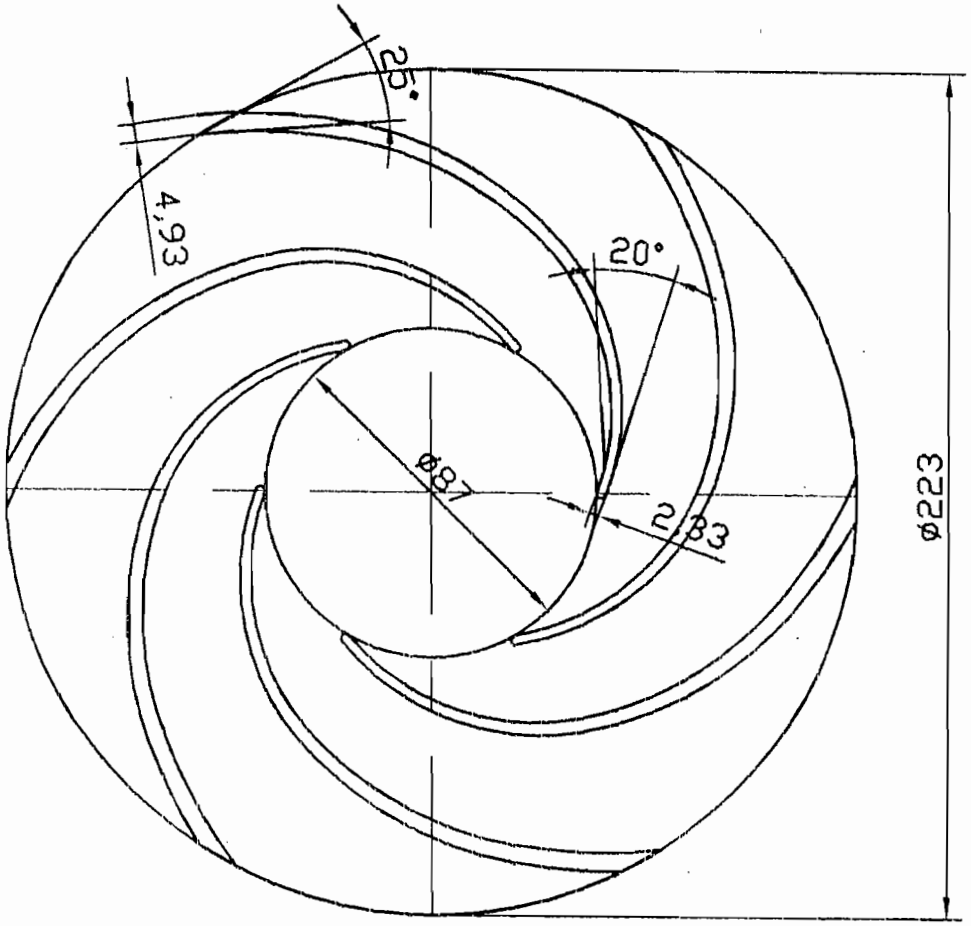
$$= \frac{(1-0{,}9)\times \pi \times 223 \times \sin 25^o}{6}$$

$$= 4{,}93 \text{ mm}$$

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

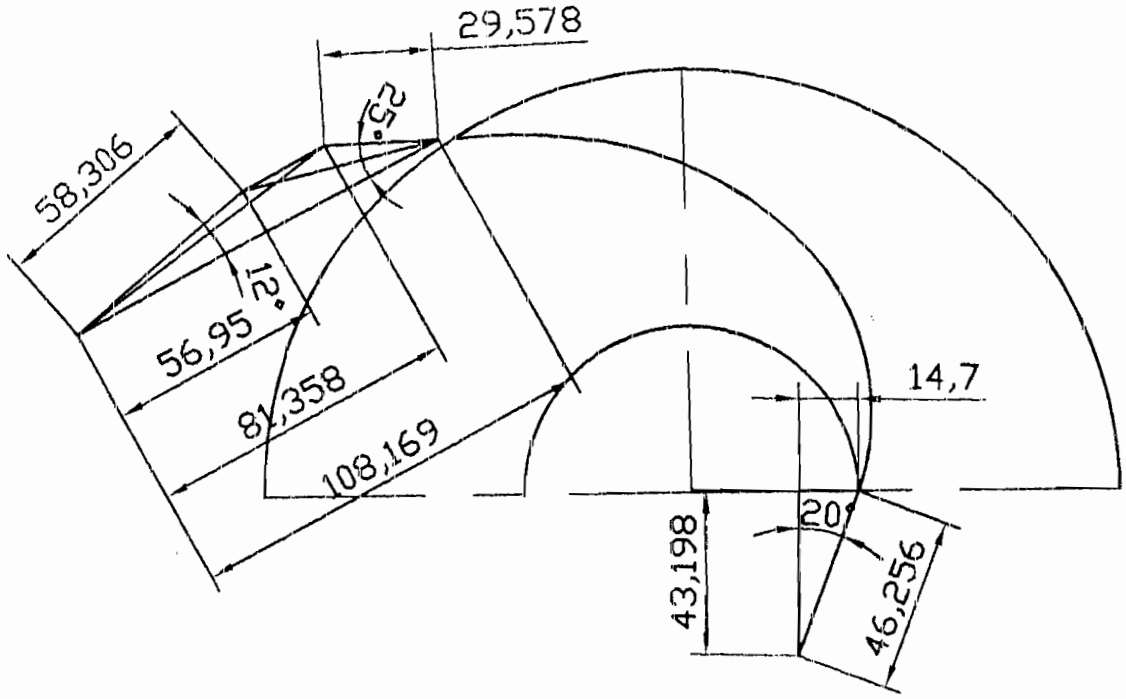
Tabel 4.2 Tebal kelengkungan sudu

Lingkaran	D (mm)	ε	π x D	β (°)	Sin β	z	t (mm)
1	87	0,85	273,18	20	0,342	6	2,33
b	114,2	0,86	358,59	21	0,358	6	3,00
c	141,4	0,87	444,00	22	0,374	6	3,60
d	168,6	0,88	529,40	23	0,391	6	4,14
e	195,8	0,89	614,81	24	0,407	6	4,58
2	223	0,90	700,22	25	0,422	6	4,93



Gambar 4.4 Bentuk disain sudu

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



Gambar 4.5 Segitiga kecepatan

4.5. Lebar laluan

Untuk menentukan lebar laluan dapat dihitung dengan menggunakan rumus : (Austin, 1990, hal 106)

$$b = \frac{144 \times Q}{\pi \times D \times \varepsilon \times V_r}$$

dengan :

Q = kapasitas pompa (ft/s)

D = diameter laluan (in)

V_r = kecepatan aliran radial (ft/s)

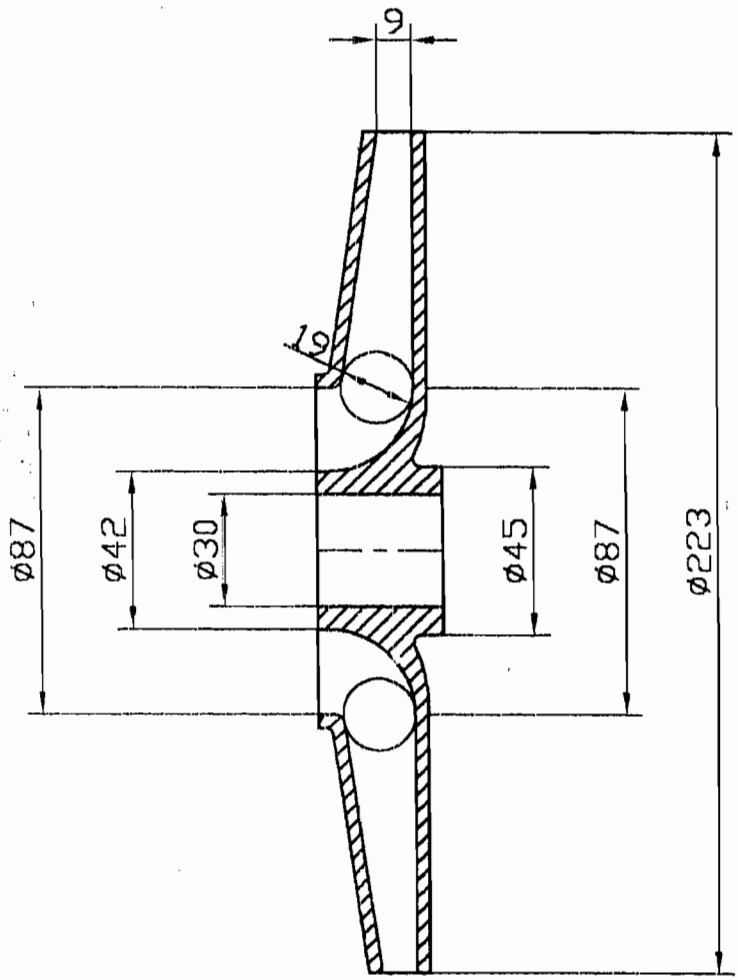
ε = faktor kontraksi

Hasil perhitungan lebar laluan dapat dilihat dalam tabel 4.3

Tabel 4.3 Lebar laluan (b)

Lingkaran	D (in)	ε	πxD (in)	V_r (ft/s)	Q (ft^3/s)	b (in)	b (mm)
1	3,425	0,85	10,76	14,700	0,6868	0,74	19,00
b	4,496	0,86	14,12	14,259	0,6868	0,57	14,51
c	5,567	0,87	17,48	13,818	0,6868	0,47	11,95
d	6,638	0,88	20,84	13,377	0,6868	0,40	10,24
e	7,709	0,89	24,21	12,936	0,6868	0,35	9,01
2	8,780	0,90	27,57	12,495	0,6868	0,32	9,00

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



Gambar 4.6. Penampang impeler

4.6. Bahan impeler

Dalam menentukan bahan impeler yang akan dipergunakan harus memperhatikan sifat-sifat fluida yang akan dipompa dan juga keadaan sekitar daerah pemompaan. Pada perancangan pompa ini, fluida yang dipompakan berupa air bersih (air tawar). Dengan melihat tabel bahan pompa, maka bahan impeler yang diambil adalah perunggu.

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

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

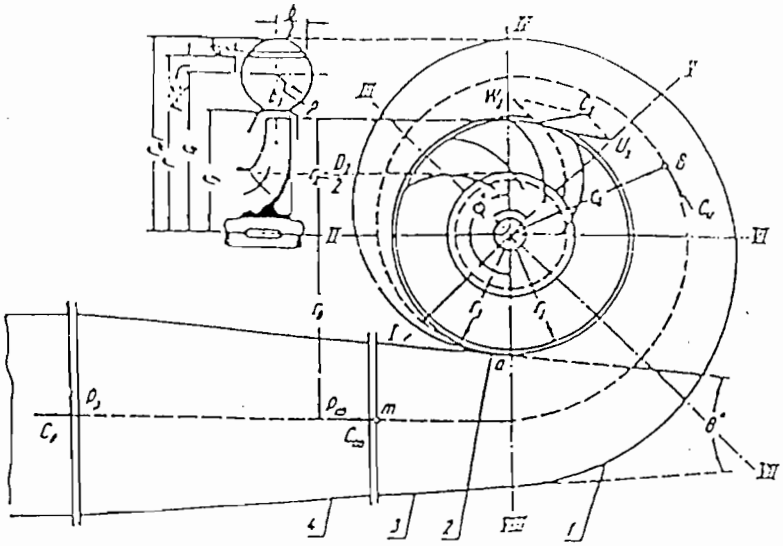
1. Frekuensi dengan tanda "O" berarti bahan sering dipakai.
2. FC (besi cor) menyatakan FC15, FC20, FC25 dan FC25 Ma.
3. BC (perunggu cor) menyatakan BC2 dan BC3.
4. SC berarti baja karbon cor.
5. ABC berarti perunggu alumunium cor.
6. SS berarti plat baja.
7. Nomor kelompok besar berati bahan dengan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

BAB V

PERANCANGAN RUMAH POMPA

5.1. Pengertian Rumah Pompa

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



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

5.2. Perancangan Rumah Pompa

Di dalam perancangan rumah keong, rumah keong dibagi menjadi beberapa bagian dan penampang volut diasumsikan berbentuk lingkaran. Antara sisi keluar

impeler dengan lidah *(tongue)* casing perlu diberi jarak antara *(clearance)*. Jari-jari lidah dibuat lebih besar dari pada jari-jari luar impeler. Besarnya jari-jari lidah dapat diperoleh dengan menggunakan rumus : (Khetagurrov, hal 246)

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

dengan :

r_2 = jari-jari sisi luar impeler (mm)

Telah diketahui bahwa r_2 = 111,5 mm, maka besarnya jari-jari lidah adalah :

$$r_3 = 1{,}05 \times 111{,}5$$

$$= 117{,}10 \text{ mm}$$

Lebar celah saluran volut b_3 dapat dihitung dengan menggunakan rumus: (khetagurrov, hal 248)

$$b_3 = b_2 + 0{,}025\ r_2$$

dengan :

b_2 = lebar sisi keluar impeler (mm)

Pada perhitungan sebelumnya harga lebar sisi luar impeler b_2 = 9 mm, maka besarnya lebar celah volut adalah :

$$b_3 = 9 + (0{,}025 \times 111{,}5)$$

$$= 11{,}80 \text{ mm}$$

Penampang volut berupa lingkaran, jari-jari volut dapat diperoleh dengan menggunakan rumus : (Khetagurrov, hal 248)

$$\rho = \frac{\varphi^o}{\chi} + \sqrt{2\frac{\varphi^o}{\chi} r_3}$$

dengan :

φ^o = sudut pembagian (^{o})

r_3 = jari-jari lidah volut (mm)

χ = konstanta

Besarnya harga konstanta χ dipergunakan rumus : (Khetagurrov, hal 247)

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

dengan :

Q = kapasitas pompa (m^3 / s)

k_u = konstanta

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

$V_{u3} \times r_3 = V_{u2} \times r_2 = V_u \times r = k_u$ = konstan (Khetagurrov, hal 239)

Telah diketahui pada perhitungan sebelumnya bahwa :

Kecepatan absolut aliran fluida (V_{u2}) = 24,797 m/s

Jari-jari sisi keluar impeler (r_2) = 111,5 mm

= 0,1115 m

Besarnya harga konstanta k_u adalah :

$k_u = V_{u2} \times r_2$

= 24,797 x 0,1115

= 2,765 m/s

Dengan kapasitas pompa Q = 0,0183 m/s, maka harga konstanta χ dapat diperoleh, yaitu :

$$\chi = \frac{720}{0{,}0183} \times 2{,}765 \times \pi$$

= 341574,22 per meter

= 341,574 per milimeter

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

Tabel 5.1 Hasil perhitungan rumah keong

Bagian	φ^0	$\frac{\varphi^0}{\chi}$	$2\frac{\varphi^0}{\chi}r_3$	$\sqrt{2\frac{\varphi^0}{\chi}r_3}$	ρ (mm)	$r_{3+\rho}$ (mm)	r_{vol} (mm)
I	10	0,029	6,86	2,62	2,647	119,722	122,37
II	45	0,132	30,85	5,55	5,686	122,761	128,45
III	90	0,263	61,70	7,85	8,118	125,193	133,31
IV	135	0,395	92,54	9,62	10,015	127,090	137,11
VI	180	0,527	123,39	11,11	11,635	128,710	140,35
VII	225	0,659	154,24	12,42	13,078	130,153	143,23
VII	270	0,790	185,09	13,60	14,395	131,470	145,87
VIII	315	0,922	215,93	14,69	15,617	132,692	148,31
IX	360	1,054	246,78	15,71	16,763	133,838	150,60
X	370	1,083	253,64	15,93	17,009	134,084	151,09

5.3. Nosel Buang (*Discharge Nozzle*)

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

Untuk menghindari diameter pipa yang tidak ada dipasaran dapat dipergunakan ukuran diameter pipa standart. Pemilihan diameter pipa tekan harus sesuai dengan kecepatan aliran fluida dalam pipa tersebut. Kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan memiliki batas kecepatan, yaitu 12 sampai dengan 40 ft/s (Austin, 1990, hal 90).

Bila kecepatan aliran fluida dalam pipa tersebut telah sesuai dengan batasan tersebut, maka pemilihan pompa telah sesuai dan aman.

Dalam perancangan ini direncanakan diameter pipa tekan adalah :

Diameter = 2,5 inc

= 63,5 mm

= 0,0635 m

Kapasitas pompa = 0,0183 m^3/s

Besarnya kecepatan aliran dalam pipa tekan dapat dihitung dengan rumus :

$$V_d = \frac{Q}{A}$$

$$= \frac{0{,}0183}{\frac{1}{4} \times \pi \times 0{,}0635^2}$$

$$= 5{,}781 \text{ m/s}$$

$$= 18{,}967 \text{ ft/s}$$

Dari perhitungan kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan diatas, harga kecepatan aliran fluida telah memenuhi persyaratan yang ditentukan, sehingga pemilihan diameter pipa telah sesuai. Pipa tekan dengan nosel buang akan disambungkan menjadi satu, maka diameter nosel buang sama dengan diameter pipa tekan, yaitu 2,5 in (63,5 mm).

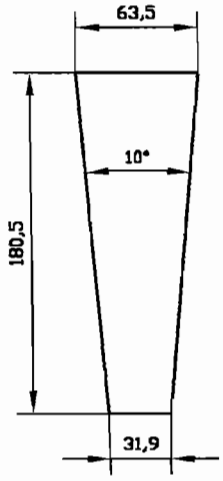
5.4. Penentuan Bahan Rumah pompa

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

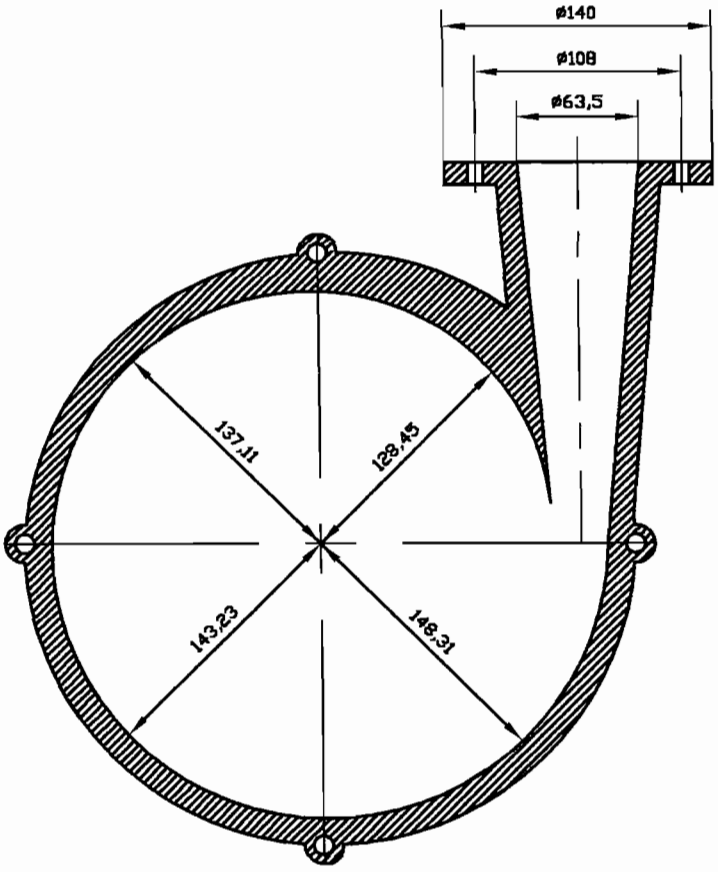
Namun masih ada faktor lain yang harus diperhatikan dalam pemilihan bahan yaitu :

- memiliki ketahanan gesekan terhadap benda lain
- memiliki ketahanan terhadap korosi
- bahan mudah dibentuk
- harga bahan murah

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



Gambar 5.2 Nosel buang



Gambar 5.3 Volut casing hasil perancangan

BAB VI

PERANCANGAN POROS

Poros merupakan bagiam pompa yang berfungsi untuk meneruskan daya dari motor penggerak ke impeler. Poros juga berfungsi sebagai pemegang impeler dengan memasukan kedalam lubang poros pada impeler. Poros dengan impeler agar tetap pada kedudukannya dipergunakan pasak untuk mengikatnya.

6.1. Tinjauan Beban Poros

Poros yang digunakan dalam perancangan ini adalah poros dengan posisi vertikal, maka poros tersebut akan mengalami beban tekuk (*buckling*), beban lentur dan beban puntir yang disebabkan oleh putaran motor. Beban tekuk disebabkan oleh berat poros, berat kopling dan motor serta gaya aksial yang disebabkan oleh impeler.

Dalam perhitungan di depan telah diketahui bahwa momen puntir yang diterima poros T = 5020, 619 kg · mm

6.1.1. Berat Impeler

Berat piringan impeler dihitung dengan rumus : (Sularso, 1997, hal 23)

$$W = \frac{1}{4} \times \pi \times \left(D_2^{\,2} - d_s^{\,2}\right) \times b \times \gamma$$

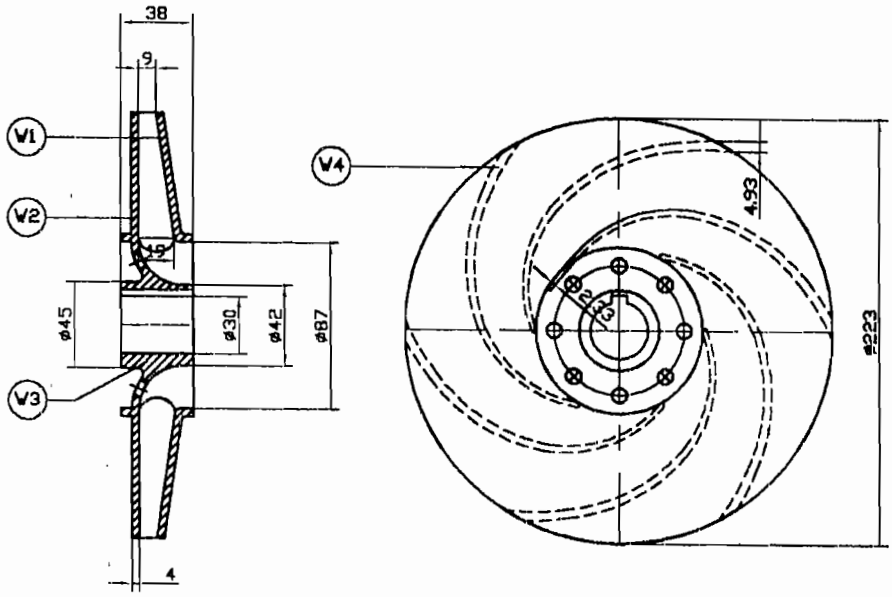
dengan :

D_2 = diameter sisi luar impeler = 223 mm

d_s = diameter dalam pada impeler = 87 mm

b = tebal piringan impeler = 4 mm

γ = berat jenis bahan impeler = $8{,}533 \times 10^6$



Gambar 6.1 Dimensi impeler

Bobot piringan impeler bagian depan adalah :

$$W_1 = \frac{1}{4} \times \pi \times \left(223^2 - 87^2\right) \times 4 \times 8{,}533 \times 10^{-6}$$

$$= 1{,}130 \text{ kg}$$

Bobot piringan impeler bagian belakang adalah :

Diameter bagian dalam d_s = 45 mm

$$W_2 = \frac{1}{4} \times \pi \times \left(223^2 - 45^2\right) \times 4 \times 8{,}533 \times 10^{-6}$$

$$= 1{,}278 \text{ kg}$$

Bobot selongsong impeler adalah :

D_2 = diameter selongsong sisi luar impeler = 43,5 mm

d_s = diameter lubang poros pada impeler = 30 mm

b_2 = panjang/ lebar impeler = 38 mm

$$W_3 = \frac{1}{4} \times \pi \times \left(43{,}5^2 - 30^2\right) \times 38 \times 8{,}533 \times 10^{-6}$$

$$= 0{,}253 \text{ kg}$$

Bobot 6 buah sudu dihitung menggunakan rumus :

W_4 = 6 x P x L x t

dengan :

P = panjang sudu = 164 mm

L = lebar sudu = $19 + 9/2 = 14$ mm

t = tebal rata-rata = $4{,}93 + 2{,}33/2 = 3{,}63$ mm

W_4 = 6 x 164 x 14 x 3,63 x 8,533 x 10^{-6}

= 0,427 kg

Berat impeler adalah :

W_{imp} = 1,130 + 1,278 + 0,253 + 0,427

= 3,087 kg

6.1.2. Berat Poros

Poros yang dirancang adalah poros bertingkat, maka menghitung berat poros dilakukan berdasarkan tingkatnya. Berat poros dihitung dengan rumus :

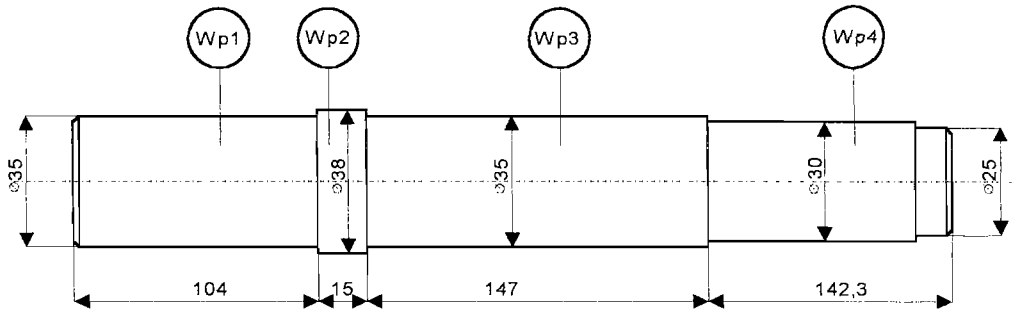
$$W_p = \frac{1}{4} \times \pi \times d_s \times L \times \gamma$$

dengan :

d_s = diameter poros tiap tingkat (mm)

L = panjang poros tiap tingkat (mm)

γ = berat jenis bahan (7,865 x 10^{-6} kg/mm^3)



Gambar 6.2 Kontruksi poros

Berat poros tingkat 1 dengan diameter poros d_s = 35 mm

$$W_{p1} = \frac{1}{4} \times \pi \times 35^2 \times 104 \times 7{,}865 \times 10^{-6}$$

$$= 0{,}79 \text{ kg}$$

Berat poros tingkat 2 dengan diameter poros d_s = 38 mm

$$W_{p2} = \frac{1}{4} \times \pi \times 38^2 \times 15 \times 7{,}865 \times 10^{-6}$$

$$= 0{,}13 \text{ kg}$$

Berat poros tingkat 3 dengan diameter poros d_s = 35 mm

$$W_{p3} = \frac{1}{4} \times \pi \times 35^2 \times 147 \times 7{,}865 \times 10^{-6}$$

$$= 1{,}11 \text{ kg}$$

Berat poros tingkat 4 dengan diameter poros d_s = 30 mm

$$W_{p4} = \frac{1}{4} \times 3{,}14 \times 30^2 \times 142{,}3 \times 7{,}865 \times 10^{-6}$$

$$= 0{,}79 \text{ kg}$$

Berat total poros adalah :

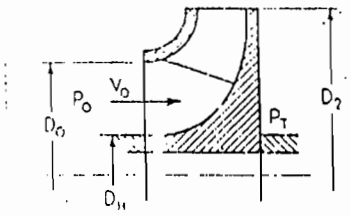
$$W_{plot} = W_{p1} + W_{p2} + W_{p3} + W_{p4}$$

$$= 0{,}79 + 0{,}13 + 1{,}11 + 0{,}79$$

$$= 2{,}82 \text{ kg}$$

6.1.3. Gaya Aksial

Ada dua jenis gaya aksial yang bekerja pada poros pompa yaitu gaya aksial akibat perbedaan tekanan dan gaya aksial yang ditimbulkan oleh perbedaan momentum fluida.



Gambar 6.3 Bagian leher impeler
(Sumber : Austin, 1993, hal 156)

Tekanan fluida yang keluar dari impeler lebih tinggi bila dibandingkan dengan tekanan pada sisi hisapnya. Akibat adanya perbedaan tekanan tersebut, akan menimbulkan gaya aksial yang menggerakan impeler pada sisi hisap. Besarnya perbedaan tekanan yang terjadi antara sisi hisap dan sisi buang impeler dapat dihitung dengan menggunakan rumus dibawah ini.

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

dengan :

$P_T - P_O$ = perbedaan tekanan pada impeler (kg/mm^2)

U_1 = kecepatan keliling pada sisi masuk impeler (13,249 m/s)

U_2 = kecepatan keliling pada sisi keluar impeler (32,968 m/s)

γ = berat jenis fluida (1000 kg/m^3)

g = percepatan grafitasi (9,81 m/s^2)

Perbedaan tekanan antara sisi masuk dan sisi keluarnya adalah :

$$P_T - P_O = \frac{3}{4} \times \frac{32{,}968^2 - 13{,}249^2}{2 \times 9{,}81} \times 1000$$

$$= 34837{,}65 \text{ kg/m}^2$$

Besarnya gaya aksial yang diakibatkan oleh perbedaan tekanan, dapat dihitung dengan rumus : (Austin, 1993, hal 156)

$$F_{ap} = (P_T - P_O) \times \frac{\pi}{4} \times (D_o^{\,2} - D_h^{\,2})$$

dengan :

D_o = diameter mata impeler (0,087 m)

D_h = diameter hub/leher (0,045 m)

Besarnya gaya aksial adalah :

$$F_{ap} = 34837{,}65 \times \frac{\pi}{4} \times (0{,}087^2 - 0{,}045^2)$$

$$= 151{,}61 \text{ kg}$$

Besarnya gaya aksial yang ditimbulkan oleh perbedaan momentum fluida dihitung dengan menggunakan rumus : (Austin, 1993, hal 156)

$$F_{af} = \frac{\omega}{g} \times V_o$$

dengan :

V_o = kecepatan fluida yang masuk impeler (14 ft/s / 4,27 m/s)

ω = besar aliran fluida persatuan waktu (kg/s)

$\omega = Q \times \gamma_{air}$

$= 0{,}0183 \times 1000$

$= 18{,}3$ kg/s

Besarnya gaya aksial akibat aliran fluida :

$$F_{af} = \frac{18{,}3}{9{,}81} \times 4{,}27$$

$= 7{,}97$ kg

Besarnya gaya aksial total kearah sisi hisap impeler adalah :

$F_{atot} = F_{ap} - F_{af}$

$= 151{,}61 - 7{,}97$

$= 143{,}64$ kg

Besarnya gaya aksial total yang dialami oleh poros adalah :

$F_{aks} = F_{atot} + W_{imp} + W_p + (W_{motor} + W_{kopling})$

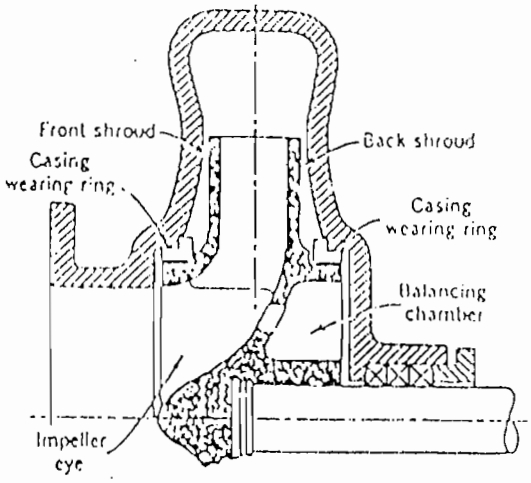
$= 143{,}64 + 6{,}174 + 2{,}82 + 10$

$= 162{,}634$ kg

6.1.4. Pengimbang Gaya Aksial

Gaya aksial ini berusaha untuk menggerakan impeler dan poros menuju sisi isap. Untuk mengurangi gaya geser aksial yang bekerja pada impeler diperlukan elemen pengimbang yang prinsipnya membuat tekanan di depan dan dibelakang impeler sama.

Salah satu cara untuk mengimbangi gaya geser aksial dengan menurunkan gaya geser melalui peredam dengan lubang pengimbang.



Gambar 6.4 Impeler isapan tunggal dengan ruang dan lubang pengimbang
(Sumber : Stepanoff, 1957, hal 20)

Cara ini menggunakan impeler yang mempergunakan cincin penyekat di dinding belakang impelernya untuk membentuk ruang pengimbang. Ruang ini dihubungkan dengan sisi isap impeler oleh lubang pengimbang. Jumlah lubang pengimbang antara 4 sampai dengan 8 dan diameternya antara 7 sampai dengan 30 mm tergantung ukuran impelernya (Lazarkiewicz, 1965, hal 349). Pada perancangan ini diambil jumlah lubang 8 dan diameter 8 mm.

6.1.5. Gaya Radial

Gaya radial pada impeler dapat ditentukan dengan menggunakan rumus : (Karassik, 1976, hal 2.175)

$$F_r = 0{,}433 \times Kr \times Sg \times H \times D_2 \times b_2$$

dengan :

Kr = koefisien eksperimental (gambar 6.3)

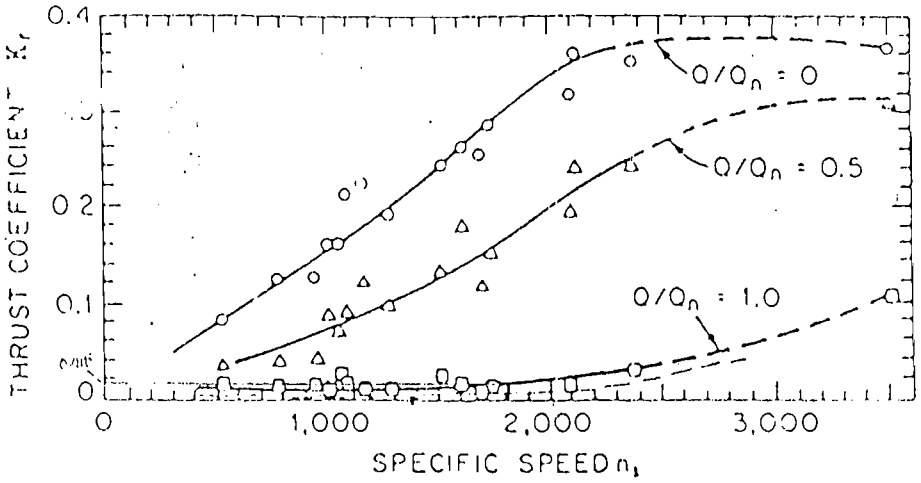
Sg = berat jenis fluida yang dipompakan ($3{,}613 \times 10^{-2}$ lb/in^3)

H = tinggi tekan pompa (1968,5 in)

D_2 = diameter sisi tekan impeler (8,779 in)

b_2 = lebar sisi keluar impeler (0,354 in)

Harga koefisien eksperimental Kr diperoleh dari grafik pada Gambar 6.4.



Gambar 6.5 Harga koefisien eksperimental Kr
(Sumber : Karassik, 1976, hal 2.175)

Dengan melihat gambar 6.4 untuk putaran spesifik n_s = 1830,106 rpm di dapat harga koefisien eksperimental (Kr) = 0,018.

Besarnya gaya radial pada impeler adalah :

F_r = 0,433 x 0,018 x 3,613 x 10^{-2} x 1968,5 x 8,779 x 0,354

= 1,723 lb

= 0,782 kg

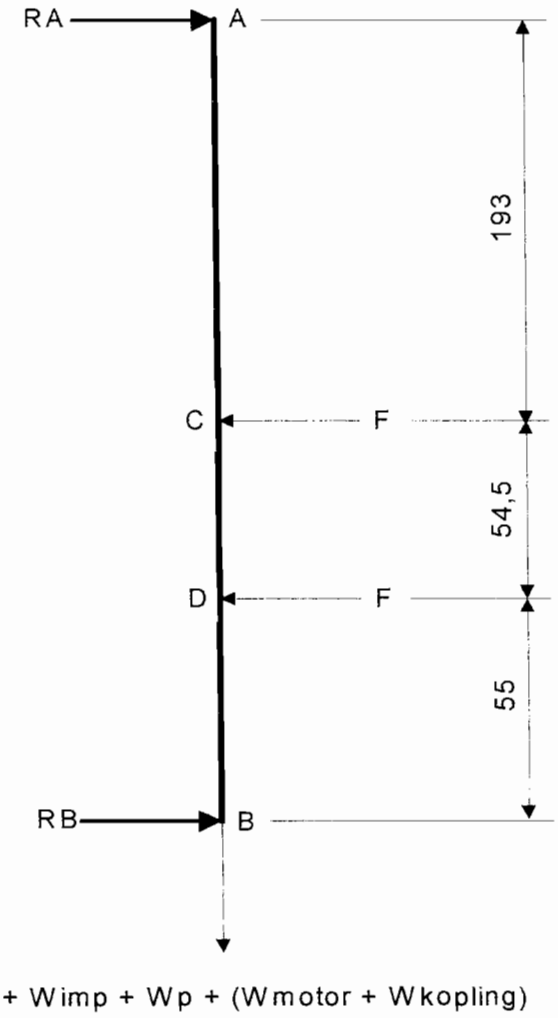
Jumlah beban lentur yang diterima poros adalah :

F = F_r

= 0,782 kg

6.2. Perhitungan Poros

Poros diasumsikan mendapat gaya berat dari motor penggerak, kopling, impeler dan berat poros itu sendiri. Untuk berat motor dan kopling diasumsikan 10 kg.



Gambar 6.6 Skema gaya yang terjadi pada poros

$$\sum M_B = 0$$

$$(RA \times 302{,}5) - (F \times 109{,}5) - (F \times 55)$$

$$RA = \frac{(F \times 109{,}5) + (F \times 55)}{302{,}5}$$

$$= \frac{(0{,}782 \times 109{,}5) + (0{,}782 \times 55)}{302{,}5}$$

$= 0{,}425$ kg

$\sum M_A = 0$

- (RB x 302,5) + (F x 247,5) + (F x 193)

$$RB = \frac{(F \times 247{,}5) + (F \times 193)}{302{,}5}$$

$$= \frac{(0{,}782 \times 247{,}5) + (0{,}782 \times 193)}{302{,}5}$$

$= 1{,}139$ kg

Gaya reaksi karena F menyebabkan momen lengkung (M)

Dititik C = M_C

M_C = RA x 193

= 0,425 x 193

= 82,025 kg · mm

Dititik D = M_D

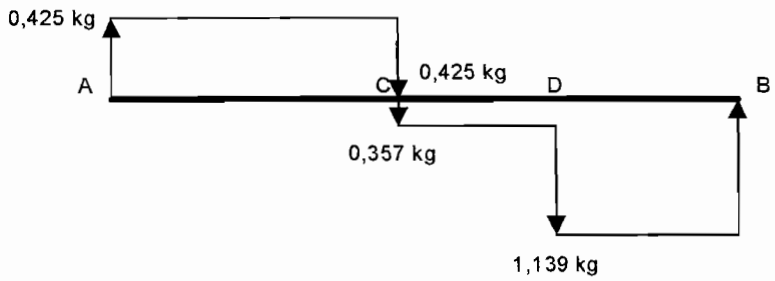
M_D = RB x 55

= 1,139 x 55

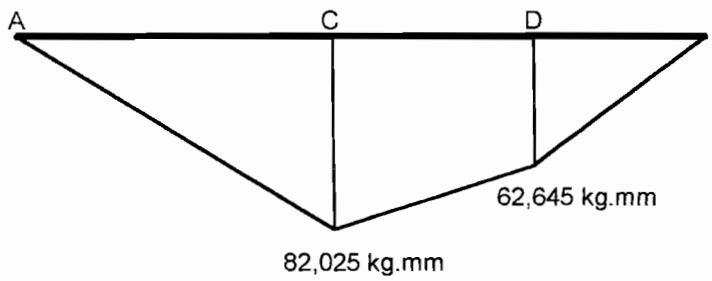
= 62,645 kg · mm

Dititik A = $M_A = 0$

Dititik B = $M_B = 0$



Gambar 6.7 Diagram gaya geser (*Shearing force*)



Gambar 6.8 Diagram momen lengkung (*Bending Moment*)

Dari Gambar 6.8 terlihat bahwa momen lentur maksimal terjadi pada tumpuan C yaitu sebesar 82,025 kg · mm.

6.3. Penentuan Diameter Poros

Pada BAB III telah diketahui bahwa bahan poros adalah SNC 2 dengan kekuatan tarik bahan adalah 85 kg/mm^2. Dengan kemungkinan poros dibuat bertingkat maka tegangan lentur bahan yang diijinkan τ_a = 7,083 kg/mm^2.

Diameter poros yang dipengaruhi beban puntir dan beban lentur dapat diperoleh dengan menggunakan rumus : (Sularso, 1997, hal 8)

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

dengan :

τ_a = tegangan lentur bahan yang diijinkan (kg/mm^2)

K_m = faktor koreksi beban lentur

K_t = faktor koreksi beban puntir

M = Momen lentur (kg · mm)

T = momen puntir (kg · mm)

Dalam perancangan ini diambil :

Faktor koreksi beban lentur (K_m) = 2

Faktor koreksi beban puntir (K_t) = 1,5

Besarnya diameter poros adalah :

$$d_s = \left[\frac{5,1}{7,083} \sqrt{(2 \times 82,025)^2 + (1,5 \times 5020,619)^2} \right]^{1/3}$$

$$= 17,57 \text{ mm}$$

Untuk menyesuaikan dengan lubang poros impeler yang telah ditentukan sebelumnya, maka diambil diameter poros 30 mm.

6.4. Konsentrasi Tegangan Pada Poros

Poros yang digunakan adalah poros bertingkat, sehingga jari-jari filet poros dapat ditentukan dengan rumus :

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

$$= \frac{35 - 30}{2}$$

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

Perbandingan jari-jari filet dengan diameter poros adalah :

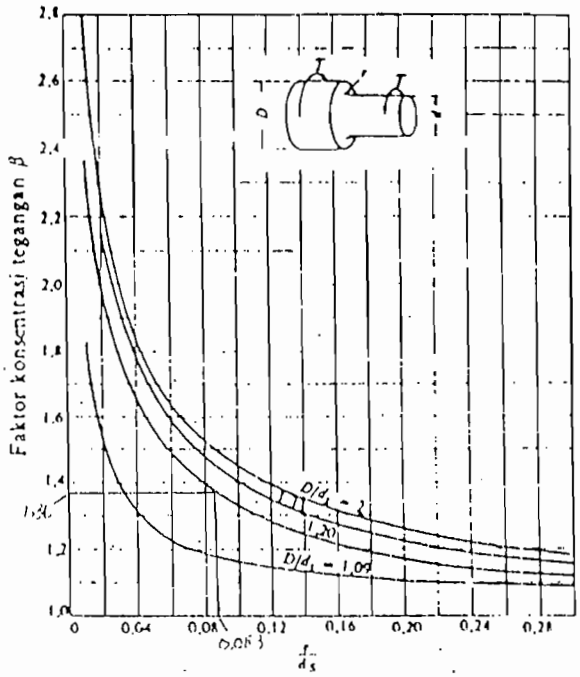
$$\frac{r}{d_s} = \frac{2,5}{30}$$

= 0,083

Perbandingan diameter poros adalah :

$$\frac{D_s}{d_s} = \frac{35}{30}$$

$$= 1,166$$



Gambar 6.9 Faktor konsentrasi tegangan β
poros bulat dengan pengecilan diameter poros yang diberi filet
(Sumber : Sularso, 1997, hal 11)

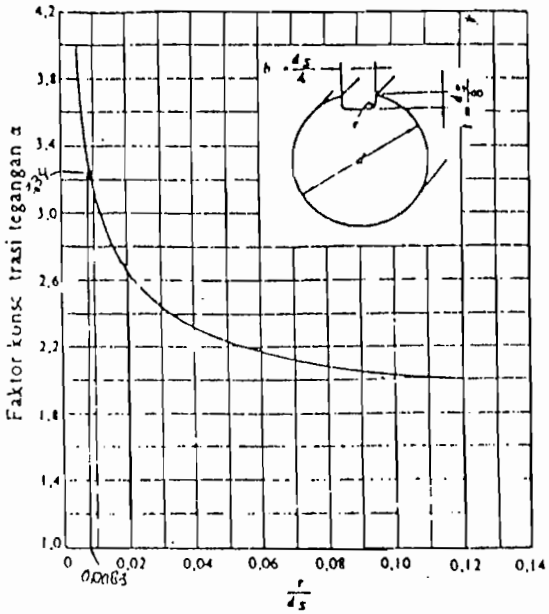
Dari Gambar 6.9 didapatkan harga faktor konsentrasi tegangan β = 1,36.

Pasak yang digunakan berukuran 8 x 7, jari-jari filet alur pasak r = 0,25 mm.

Perbandingan jari-jari filet dengan alur pasak adalah :

$$\frac{r}{d_s} = \frac{0,25}{30}$$

$$= 0,0083$$



Gambar 6.10 Faktor konsentrasi tegangan α
pada poros bulat dengan alur pasak yang diberi filet
(Sumber : Sularso, 1997, hal 9)

Dari Gambar 6.10 diperoleh harga faktor konsentrasi tegangan α = 3,34. Bila α atau β untuk konsentrasi tegangan pada poros bertangga atau alur pasak yang ditaksir terlebih terdahulu, maka α atau β sering kali menghasilkan diameter poros yang lebih besar. Membandingkan antara α dan β maka dipilih yang lebih besar. Dari Gambar 6.9 dan 6.10, di dapat α lebih besar dari β maka perancangan ini menggunakan α.

Untuk poros yang mendapat beban puntir dan lentur, tegangan geser maksimum poros dapat ditentukan dengan menggunakan rumus di bawah ini. (Sularso, 1997, hal 18)

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

Besarnya tegangan geser maksimum poros adalah :

$$\tau_{max} = \frac{5,1}{30^3}\sqrt{(2 \times 82,025)^2 + (1,5 \times 5020,619)^2}$$

$$= 1,425 \text{ kg/mm}^2$$

Persyaratan yang harus dipenuhi agar perancangan poros aman adalah :

τ_a x S_{f2} > τ_{max} x α

7,083 x 2 > 1,425 x 3,34

14,166 > 4,759 (aman)

6.5. Sudut Puntir

Besarnya sudut puntir dapat ditentukan dengan menggunakan rumus : (Sularso, 1997, hal 18)

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

dengan :

T = momen puntir = 5020,619 kg · mm

L = panjang poros = 316 mm

G = modulus geser = 8300 kg/mm^2

d_s = diameter poros = 30 mm

Besarnya sudut puntir adalah :

$$\theta = 584 \times \frac{5020,619 \times 302,5}{8300 \times 30^4}$$

$$= 0,074^o$$

Untuk poros yang dipasang pada mesin umum dalam kondisi kerja normal besarnya sudut puntir dibatasi sampai 0,25 atau 0,3 derajat untuk setiap meter panjang poros atau per 1000 mm. Bila diambil θ_{max} = 0,3°, maka :

$$\theta_{max} = \frac{302,5}{1000} \times 0,3$$

$$= 0,092^0$$

Besarnya sudut puntir pada poros 0,074 < 0,092 → memenuhi

6.6. Defleksi Lenturan Poros

Gaya resultante (R) :

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}$$

$$= \sqrt{0,782^2 + 0,782^2}$$

$$= 1,11 \text{ kg}$$

Titik pusat gaya :

$$L_1 = 193 + \frac{0,782}{1,11} \times 54,5$$

$$= 231,39 \text{ mm}$$

$$L_2 = 302,5 - 231,39$$

$$= 71,11 \text{ mm}$$

Defleksi lenturan (Y) :

$$Y = 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{R \times L_1^2 \times L_2^2}{d_s^4 \times L}$$

$$= 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{1,11 \times 231,39^2 \times 71,11^2}{30^4 \times 302,5}$$

$$= 0,0004 \text{ mm}$$

Celah antara impeler dengan rumah pompa merupakan masalah, maka batas defleksi lenturan poros (Y_{max}) tersebut tidak boleh lebih dari 0,03 – 0,15 mm per meter. (Sularso, 1997, hal 19)

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

$$Y_{max} = \frac{302,5}{1000} \times 0,03$$

$$= 0,0091 \text{ mm}$$

Persyaratan dalam perancangan poros yaitu :

$$Y < Y_{max}$$

$$0,0004 < 0,0091$$

Dilihat dari hasil perhitungan, maka perancangan poros memenuhi persyaratan.

6.7. Putaran Kritis

Besarnya gaya radial dari masa berputar yang membebani poros adalah :

Gaya radial impeler F_{r1} = 0,782 kg

Gaya radial impeler F_{r2} = 0,782 kg

Berat poros W_3 = 2,82 kg

Setengah dari berat tersebut dianggap bekerja ditengah poros sebagai beban terpusat.

Besarnya putaran kritis poros dapat ditentukan dengan menggunakan rumus : (Sularso, 1997, hal 19)

$$N_c = 52700 \frac{d_s^{\,2}}{l_1 \times l_2} \sqrt{\frac{l}{W}}$$

dengan :

d_s = diameter poros impeler (30 mm)

W =gaya berat masa (kg)

Besarnya putaran kritis dari masing-masing gaya berat yang membebani poros adalah :

$$N_{c1} = 52700 \times \frac{30^2}{193 \times 109,5} \times \sqrt{\frac{302,5}{0,782}}$$

$$= 44190,883 \text{ rpm}$$

$$N_{c2} = 52700 \times \frac{30^2}{247,5 \times 55} \times \sqrt{\frac{302,5}{0,782}}$$

$$= 68529,023 \text{ rpm}$$

$$N_{c3} = 52700 \times \frac{30^2}{151,25 \times 151,25} \times \sqrt{\frac{302,5}{1,46}}$$

$$= 30367,951 \text{ rpm}$$

Besarnya putaran kritis keseluruhan dari sistim N_{co} dihitung dengan rumus : (Sularso, 1997, hal 19)

$$\frac{1}{N_{co}^2} = \frac{1}{N_{c1}^2} + \frac{1}{N_{c2}^2} + \frac{1}{N_{c3}^2}$$

Besarnya putaran kritis keseluruhan dari sistim N_{co} adalah :

$$\frac{1}{N_{co}^2} = \frac{1}{(44190,883)^2} + \frac{1}{(68529,023)^2} + \frac{1}{(30367,951)^2}$$

$$= 1,811 \text{ x } 10^{-9}$$

$$N_{co}^2 = 552326656$$

$$N_{co} = 23501,631 \text{ rpm}$$

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

$N_{cr1} = N_{cr} - 0,2 \times N_{cr}$

$= 23501,63 - 0,2 \times 23501,823$

$= 18801,304$ rpm ($2910 / 18801,304 << 0,6 - 0,7$), baik

Dalam perancangan ini poros beroperasi pada putaran 2910 rpm dibawah batas putaran kritis, sehingga putaran poros tersebut aman.

6.8. Pemeriksaan Beban Tekuk (*Buckling*) Poros

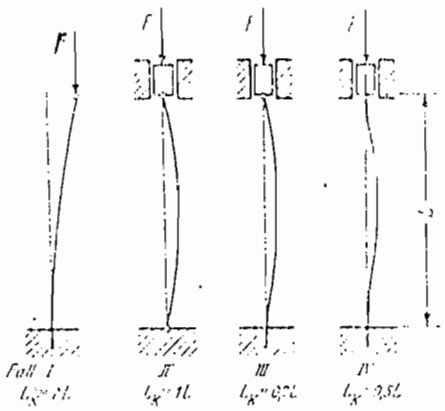
Pada poros dengan posisi tegak (vertikal) poros akan mengalami beban tekuk yang disebabkan oleh beban yang menekan poros itu sendiri, untuk menghitung tegangan tekuk poros digunakan rumus Euler, yaitu : (G.Neiman, 1994, hal 50)

$$\sigma_k = \frac{\pi^2 \times E}{\lambda^2}$$

dengan :

E = modulus elasitisitas bahan (21500 kg/mm^2)

λ = koefisien kelangsingan



Gambar 6.11 Panjang tekuk L_k pada berbagai cara penjepitan batang
(Sumber : G.Nieman, 1994, hal 50)

Telah diketahui sebelumnya :

Diemeter poros d_s = 35 mm

Besarnya luas penampang poros adalah :

$$A = \frac{\pi}{4} \times d_s$$

$$= \frac{\pi}{4} \times 35^2$$

$$= 961{,}62 \text{ mm}$$

Besarnya momen inersia poros adalah :

$$I = \frac{\pi}{64} \times d_s^{\,4}$$

$$= \frac{\pi}{64} \times 35^4$$

$$= 73661{,}757 \text{ mm}^4$$

Jari-jari inersia poros dari penampang poros dapat diperoleh dengan menggunakan rumus :

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$= \sqrt{\frac{73661{,}757}{961{,}62}}$$

$$= 8{,}75$$

Koefisien kelangsingan adalah :

$$\lambda = \frac{L_k}{i} = \frac{83}{8{,}75}$$

$$= 9{,}49$$

Tegangan tekuk poros τ_k adalah :

$$\tau_k = \frac{\pi^2 \times 21500}{9{,}49^2}$$

$$= 2356{,}165 \text{ kg/mm}^2$$

Gaya tekan yang diijinkan dihitung dengan rumus : (G. Nieman, 1994, hal 50)

$$F_{ijin} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{L_k^{\,2} \times S_k}$$

dengan :

S_k = faktor keamanan (3 sampai 6)

Besarnya gaya tekan yang diijinkan adalah :

$$= \frac{\pi^2 \times 21500 \times 73661{,}757}{102{,}5^2 \times 6}$$

$$= 377774{,}286 \text{ kg}$$

Diemeter poros d_s = 35 mm

Besarnya luas penampang poros adalah :

$$A = \frac{\pi}{4} \times d_s$$

$$= \frac{\pi}{4} \times 35^2$$

$$= 961{,}62 \text{ mm}$$

Besarnya momen inersia poros adalah :

$$I = \frac{\pi}{64} \times d_s^{\,4}$$

$$= \frac{\pi}{64} \times 35^4$$

$$= 73661{,}757 \text{ mm}^4$$

Jari-jari inersia poros dari penampang poros dapat diperoleh dengan menggunakan rumus :

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$= \sqrt{\frac{73661,757}{961,62}}$$

$$= 8,75$$

Koefisien kelangsingan adalah :

$$\lambda = \frac{L_k}{i} = \frac{290}{8,75}$$

$$= 33,142$$

Tegangan tekuk poros τ_k adalah :

$$\tau_k = \frac{\pi^2 \times 21500}{33,142^2}$$

$$= 193,188 \text{ kg/mm}^2$$

Gaya tekan yang diijinkan dihitung dengan rumus : (G. Nieman, 1994, hal 50)

$$F_{ijin} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{L_k^{\ 2} \times S_k}$$

$$= \frac{\pi^2 \times 21500 \times 73661,75}{290^2 \times 6}$$

$$= 30976,546 \text{ kg}$$

Untuk mengetahui aman atau tidaknya bahan menerima beban tekuk maka perlu diperiksa keamanannya.

$F_{ijin} > F = 30976,546 > 162,634 \rightarrow$ (aman)

BAB VII

PERANCANGAN ELEMEN PENDUKUNG

Komponen-komponen pendukung pompa meliputi pasak, kopling, bantalan, cincin penahan aus, kotak paking, baut pengikat rumah pompa dan motor.

7.1. Pasak

Pasak dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin pada poros. Beban dipindahkan dari poros ke naf atau dari naf ke poros. Pada perancangan ini pasak dipasangkan pada impeler dan kopling.

Pasak benam (*square plain*) merupakan jenis pasak yang paling banyak dipakai dan mampu meneruskan beban yang besar. Ukuran pasak ditentukan berdasarkan diameter poros. Dari tabel 3.1 dapat ditentukan ukuran alur pasak untuk diameter poros 30 mm.

Ukuran-ukuran alur pasak sebagai berikut :

Penampang pasak b x h x r = 8 x 7 x 0,4

Kedalaman alur pasak pada poros t_1 = 4 mm

Kedalaman alu pasak pada naf t_2 = 3,3 mm

Bahan pasak biasanya dipilih lebih lemah dari pada poros sehingga pasak akan rusak terlebih dahulu. Hal ini disebabkan harga pasak murah dan mudah diganti. Bahan pasak adalah baja karbon kontruksi mesin (JIS 4501) jenis S45C dengan kekuatan tarik (σ_B) = 58 kg/mm^2. Tegangan gesar pasak yang diijinkan pada pasak adalah :

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma_B}{Sf_{k1} \times Sf_{k2}}$$

dengan :

Sf_{k1} = faktor keamanan bahan (diambil 6)

Sf_{k2} = faktor keamanan terhadap kondisi beban (diambil 2)

Besarnya tegangan geser pasak yang diijinkan adalah :

$$\tau_{ka} = \frac{58}{6 \times 2}$$

$$= 4{,}833 \text{ kg/mm}^2$$

Gaya tangensial pada permukaan poros adalah :

$$F = \frac{T}{\left(d_s / 2 \right)}$$

$$= \frac{5020{,}619}{\left(30 / 2 \right)}$$

$$= 334{,}707 \text{ kg}$$

Gaya tangensial tersebut menimbulkan tegangan geser dan tekanan pada permukaan pasak.

Panjang pasak jika dihitung berdasarkan tegangan geser pasak yang diijinkan adalah : (Sularso, 1997, hal 25)

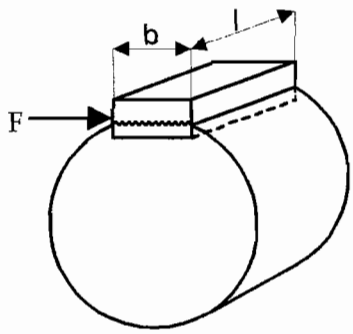
$$\tau_k = \frac{F}{\left(b \times l_1 \right)} \leq \tau_{ka}$$

Besarnya panjang pasak adalah :

$$l_1 \geq \frac{F}{\left(b \times \tau_{ka} \right)}$$

$$l_1 = \frac{334{,}707}{8 \times 4{,}833}$$

= 8,656 mm



Gambar 7.1 Gaya geser pada pasak
(Sumber : Sularso, 1997, hal 25)

Panjang pasak jika dihitung berdasarkan tekanan pasak yang diijinkan (P_a) adalah : (Sularso, 1997, hal 27)

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

dengan :

P_a = tekanan permukaan yang diijinkan (P_a = 8 kg/mm^2 untuk poros dengan diameter kecil)

Besarnya panjang pasak adalah :

$$l_2 = \frac{334{,}707}{8 \times 3{,}3}$$

= 12,678 mm

Pada perancangan ini panjang pasak pasak (L) diambil dari panjang pasak standar berdasarkan tabel 3.1yaitu L = 25 mm

Lebar pasak sebaiknya 25 – 35 (%) dari diameter poros (Sularso, 1997, hal 27)

$$\frac{b}{d_s} = \frac{8}{30} = 0{,}27$$

Hasil dari perbandingan diatas memenuhi syarat.

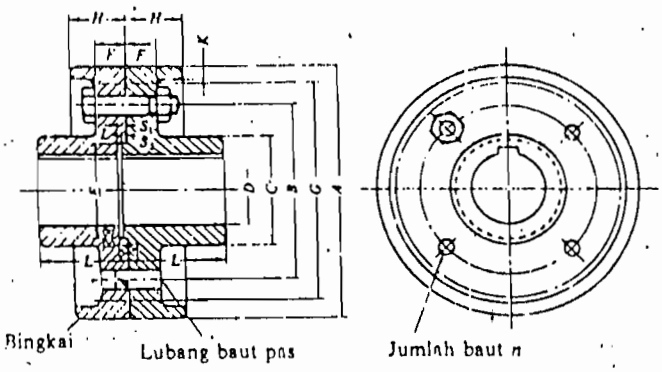
Panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros (antara 0,75 – 1,5 d_s) (Sularso, 1997, hal 27)

$$\frac{l}{d_s} = \frac{25}{30} = 0{,}833$$

Hasil dari perbandingan diatas memenuhi syarat.

7.2 Kopling

Penyambungan poros motor listrik dengan poros pompa digunakan kopling. Kopling yang digunakan adalah kopling tetap dengan jenis kopling flens kaku. Kopling flens kaku dipergunakan apabila poros harus dihubungkan dengan sumbu segaris. Kopling flens kaku terdiri atas naf dengan flens yang terbuat dari besi cor, dan dipasang pada ujung poros dengan diberi pasak serta di ikat dengan baut pada flennya. Ukuran kopling dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 7.2 Kopling Flens
(Sumber : Sularso, 1997, hal 31)

Diketahui :

Diameter letak kopling D = 35 mm

Momen puntir yang terjadi pada poros T = 5020,619 kg.mm

Tabel 7.1 Ukuran kopling flens (JIS B 1451 – 1962) (Sularso, 1997, hal 31)

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

Keterangan :

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

Dari tabel 7.1 ukuran kopling flens standar adalah :

C = 63 mm

B = 100 mm

F = 18 mm

n = 4

d = 10 mm

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

$$\tau_F = \frac{2 \times T}{\pi \times C^2 \times F}$$

Besarnya tegangan geser flens adalah :

$$\tau_F = \frac{2 \times 5020{,}619}{\pi \times 63^2 \times 18}$$

$$= 0{,}045 \text{ kg/mm}^2$$

Bahan flens adalah besi cor kelabu dengan tipe standar JIS G 5501 (FC35) dengan kekuatan tarik σ_B adalah 35 kg/mm^2. Tegangan geser yang diijinkan untuk bahan flens τ_{Fa} dihitung dengan rumus :

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

dengan :

Sf_F = faktor kemanan bahan flens (diambil 6)

K_F = faktor koreksi beban (diambil 2)

Besarnya tegangan geser yng diijinkan untuk bahan flens adalah :

$$\tau_{Fa} = \frac{35}{6 \times 2}$$

$$= 2{,}917 \text{ kg/mm}^2$$

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

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

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

dengan :

d_b = diameter baut (10 mm)

B = diameter pusat lingkaran baut (100 mm)

Besarnya tegangan geser baut adalah :

$$\tau_B = \frac{8 \times 5020{,}619}{\pi \times 10^2 \times 2 \times 100}$$

$$= 0{,}639 \text{ kg/mm}^2$$

Bahan baut adalah baja karbon dengan tipe standar JIS G 3101 (SS41B) dengan kekuatan tarik (σ_B) = 40 kg/mm^2.

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

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

dengan :

Sf_B = faktor keamanan bahan baut (diambil 6)

K_B = faktor koreksi beban (diambil 2)

Besarnya tegangan geser yang dijinkan adalah :

$$\tau_{Ba} = \frac{40}{6 \times 2}$$

$$= 3{,}333 \text{ kg/mm}^2$$

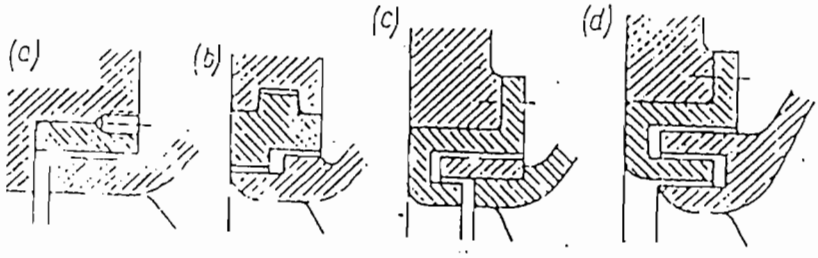
Tegangan geser baut (τ_B) yang terjadi lebih kecil dari pada tegangan geser yang dijinkan untuk bahan baut (τ_{Ba}) sehingga hasil perancangan baut tersebut memenuhi syarat.

7.3. Cincin Penahan Aus (*Wearing Ring*)

Air yang telah keluar dari mata impeler adalah tekanannya lebih tinggi dari pada air yang masih ada dimata impeler. Pada bagian impeler yang sedang berputar dengan rumah yang diam harus terdapat celah, supaya tidak terjadi gesekan.

Akibat celah antara impeler dan rumah pompa, maka air yang telah dikeluarkan dari impeler akan kembali (bocor) ke arah sisi hisap.

Untuk mengurangi jumlah kebocoran ini, pompa dipasang cincin penahan aus yang mempunyai celah yang kecil, satu dipasang pada impeler dan yang satu lagi dipasang pada rumah pompa.



Gambar 7.3 Berbagai bentuk cincin penahan aus
(Sumber : Lazarkiewicz, 1965, hal 308)

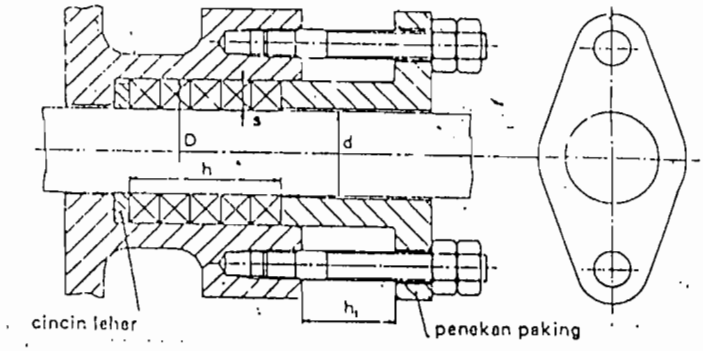
Untuk cincin yang berdiameter 6 inci atau di bawahnya, celahnya dibuat berukuran 0,01 inci (Austin,1993, hal 92).

Diameter cincin penahan aus sekitar 3,425 inci sesuai dengan ukuran diameter sisi masuk impeler, sehingga celahnya adalah 0,01 inci. Panjang cincin dapat diambil antara $\frac{11}{6}$ in sampai $1\frac{1}{16}$ in (A.J. Stepanoff, 1957, hal 186).

Pada perancangan ini digunakan cincin penahan aus dengan panjang 17,463 mm, tebal 3 mm dan celah antara 0,254 mm. Bahan cincin penahan aus dari besi cor kelabu (FC20) dengan kekuatan tarik 20 kg/mm^2.

7.4. Kotak Paking (*Stuffing Box*)

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



Gambar 7.4 Kotak Paking
(Sumber : J.Stock, 1994, hal 523)

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

$$s = \sqrt{d} \text{ sampai } s = 2\sqrt{d}$$

dengan :

d = diameter poros letak kotak paking (mm)

Diketahui d = 35 mm

Besarnya tebal paking adalah :

$$s = 1{,}2\sqrt{35}$$

$$= 7 \text{ mm}$$

Panjang paking dapat ditentukan dengan menggunakan rumus :

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

Diambil h = 5 s untuk perapat sampai 16 bar tekanan lebih (J.Stolk, 1994, hal 523)

Panjang paking adalah :

$$h = 5 \times 7$$

= 35 mm

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

$h_1 = 3 \times s$

Sehingga jarak diantara penekan paking adalah :

$h_1 = 3 \times 7$

$h_1 = 21$ mm

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

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

dengan :

D = diameter kotak paking (mm)

d = diameter poros (mm)

p = tekanan lebih (kg/mm^2)

a = faktor jenis paking

Diameter kotak paking :

$D = d + 2s$

Telah diketahui : d = 35 mm

s = 7 mm

Besarnya diameter kotak paking :

$D = 35 + 2 \times 7$

= 49 mm

Panjang paking h ditentukan oleh banyaknya cincin paking yang tergantung pada tekanan lebih. Pada h = 6 s, tekanan lebihnya adalah 16 bar (0,163 kg/mm^2). (J.Stolk, 1994, hal 523)

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

Diambil $a = 3$

Besarnya gaya pada penekan paking adalah :

$$F_p = \frac{\pi}{4} \times \left(49^2 - 35^2\right) \times 0{,}163 \times 3$$

$$= 451{,}425 \text{ kg}$$

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

$$F_b = \frac{F_p}{2} = \frac{451{,}425}{2}$$

$$= 225{,}712 \text{ kg}$$

Baut yang dipergunakan untuk menekan paking dengan ukuran M10 yang berdiameter d_B = 10 mm.

Tebal flens penekan paking adalah :

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

$$= 1{,}25 \text{ x } 10$$

$$= 12{,}5 \text{ mm}$$

7.5. Baut dan Mur Rumah Pompa

Pada perancangan ini dipilih bahan baut dan mur adalah baja liat dengan kadar karbon 0,2 sampai 0,3 %. Bahan dalam pekerjaan terakhirnya tanpa disertai perlakuan lain atau khusus tidak dicelup dingin atau lainnya, bahan difinis biasa maka besar tegangan tarik ijinnya adalah $\sigma = 48$ kg /mm^2.

Pada perancangan ini menggunakan ulir kasar metris (JIS B 0205) M10 berdasarkan tabel 7.2.

Jarak bagi (P) = 1,5 mm

Tinggi kaitan (H_1) = 0,812 mm

Diameter luar (d) = 10 mm

Diameter inti (d_1) = 8,376 mm

Diameter efektif (d_2) = 9,026 mm

Tegangan tarik yang diijinkan dihitung dengan menggunakan rumus : (Sularso, 1997, hal 296)

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

dengan :

W = gaya aksial murni maksimum (kg)

σ_a = tegangan tarik ijin (kg/mm^2)

d = diameter luar (mm)

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

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

$$\leq 3015{,}928 \text{ kg}$$

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

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

Ulir			Jarak Bagi P	Tinggi kaitan H_1	Ulir dalam		
					Diameter luar D	Diameter efektif D_2	Diameter dalam D
					Ulir luar		
1	2	3			Diameter luar D	Diameter efektif D_2	Diameter dalam D
M 6			1	0,541	6,000	5,350	4,917
M 8		M 7	1	0,541	7,000	6,350	5,917
			1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
		M 9	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
M 10			1,5	0,812	10,000	9,026	8,376
		M 11	1,5	0,812	11,000	10,026	9,376
M 12			1,75	0,947	12,000	10,863	10,106
M 16	M 14		2	1,083	14,000	12,701	11,835
			2	1,083	16,000	14,701	13,835
	M 18		2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
M 20			2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
	M 22		2,5	1,353	22,000	20,376	19,294
M 24			3	1,624	24,000	22,051	20,752
M 30	M 27		3	1,624	27,000	25,051	23,752
			3,5	1,894	30,000	27,727	26,211
	M 33		3,5	1,894	33,000	30,727	29,211
M 36			4	2,165	36,000	34,402	31,670
	M 39		4	2,165	39,000	36,402	34,670
M 42			4,5	2,436	42,000	39,077	29,211
M 48	M 45		4,5	2,436	45,000	34,402	31,670
			5	2,706	48,000	36,402	34,670
	M 52		5	2,706	52,000	48,752	46,587
M 56			5,5	2,977	56,000	52,428	50,046
	M 60		5,5	2,977	60,000	56,428	54,046
M 64			6	3,248	64,000	60,103	57,505
	M 68		6	3,248	68,000	64,103	61,505

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

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

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

dengan :

H_1 = tinggi kaitan (mm)

d_2 = diameter efektif (mm)

z = jumlah lilitan ulir

Besarnya jumlah lilitan ulir adalah :

$$z \geq \frac{3015{,}928}{\pi \times 9{,}026 \times 0{,}812 \times 3}$$

$z \geq 44$ lilitan

Pemeriksaan kembali harga q_a

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

$3 \geq 2{,}9$

Dari hasil pemeriksaan maka pemilihan bahan memenuhi syarat.

Tinggi mur (H) dapat ditentukan dengan menggunakan rumus (Sularso, 1997, hal 297)

H = z x p

dengan :

z = jumlah lilitan ulir

p = jarak bagi

Besarnya tinggi mur adalah :

$$H = 44 \times 1,5$$

$$= 66 \text{ mm}$$

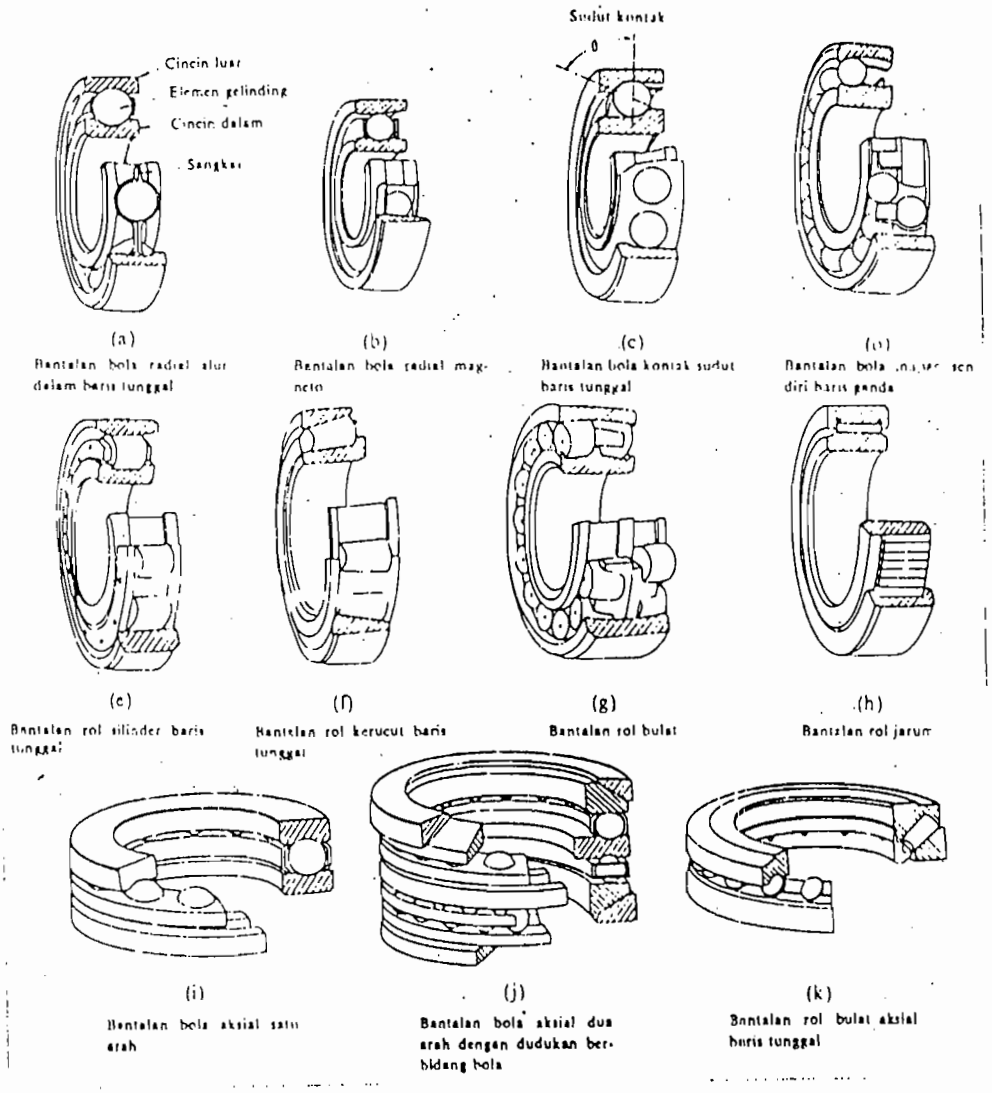
Tabel 7.3 Tekanan permukaan yang diizinkan pada ulir. (Sularso, 1997, hal 298)

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

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

7.6. Bantalan

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



Gambar 7.5 Macam-macam bantalan gelinding
(Sumber : Sularso, 1997, hal 129)

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

1. Atas dasar gerakan bantalan terhadap poros

   a. Bantalan luncur, pada bantalan ini terdapat gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantaraan lapisan pelumas.

b. Bantalan gelinding, pada bantalan ini gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan bagian yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum dan rol bulat.

2. Atas dasar arah beban terhadap poros

a. Bantalan radial, arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros.

b. Bantalan aksial arah beban sejajar sumbu poros.

c. Bantalan gelindung khusus, dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

Perancangan pompa ini menggunakan dua buah bantalan gelinding. Dari tabel bantalan gelinding yang dipilih adalah bantalan rol kerucut, berfungsi untuk menahan gaya yang dialami oleh poros baik itu dalam arah radial maupun aksial.

Dalam menentukan bantalan yang akan digunakan, maka terlebih dahulu harus dicari beban ekivalen dinamisnya. Untuk mencari beban ekivalen dinamis digunakan beberapa faktor pendukung. Harga dari faktor pendukung ditentukan berdasarkan tabel.

Besarnya beban ekivalen dinamis dapat dicari berdasarkan rumus : (Sularso, 1997, hal 135)

$$P_r = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

dengan :

X = faktor beban radial

V = faktor konstruksi bantalan

F_r = gaya radial (kg)

Y = faktor beban aksial

F_a = gaya aksial

Dari perhitungan sebelumnya diketahui :

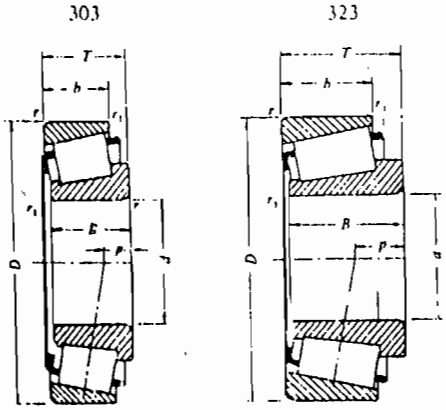
Reaksi gaya bantalan A (RA) = 0,425 kg

Gaya aksial (F_a) = 101,317 kg

Tabel 7.4 Bantalan rol kerucut (Sularso, 1994, 144)

$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$	
X	Y	X	Y
1	0	0,4	Y_1

Harga e, Y_1 dan Y_0 dalam hubungannya dengan tabel di bawah.



Nomor bantalan	Ukuran luar (mm)								Faktor beban aksial		Konstanta	Kapasitas nominal dinamis spesifik (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik (kg)
	d	D	T	B	b	r	r_1	p	Y_1	Y_0	e	C	C_0
30202	15	42	14,25	13	11	1,5	0,5	3,3	2,1	1,2	0,28	1640	1000
30303	17	47	15,25	14	12	1,5	0,5	4,6	2,1	1,2	0,28	2030	1280
30304	20	52	16,25	15	13	2	0,8	4,4	2,0	1,1	0,30	2490	1670
30305	25	62	18,25	17	15	2	0,8	5,0	2,0	1,1	0,30	3300	2250
30306	30	72	20,75	19	16	2	0,8	5,2	1,9	1,0	0,32	4200	2970
30307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	6,0	1,9	1,0	0,32	5350	3950
30308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	5,0	1,7	0,95	0,35	6100	4750
30309	45	100	27,25	25	22	2,5	0,8	5,9	1,7	0,95	0,35	7600	6050
30310	50	110	29,25	27	23	3	1	6,1	1,7	0,95	0,35	8900	7150
30312	60	130	33,5	31	26	3,5	1,2	7,1	1,7	0,95	0,35	11900	9950
32304	20	52	22,25	21	18	2	0,8	8,2	2,0	1,1	0,30	3200	2350
32305	25	62	25,25	24	20	2	0,8	9,5	2,0	1,1	0,30	4400	3300
32306	30	72	28,75	27	23	2	0,8	9,7	1,9	1,0	0,32	5650	4500
32307	35	80	32,75	31	25	2,5	0,8	12,1	1,9	1,0	0,32	7000	5700
32308	40	90	35,25	33	27	2,5	0,8	12,3	1,7	0,95	0,35	8150	7000
32309	45	100	38,25	36	30	2,5	0,8	12,5	1,7	0,95	0,35	9850	8600
32310	50	110	42,25	40	33	3	1	13,7	1,7	0,95	0,35	12000	10800

Bantalan A

Dari tabel 7.4, bantalan gelinding yang dipilih adalah bantalan rol kerucut dengan nomor 30307 dengan spesifikasi sebagai berikut :

diameter dalam bantalan (d)	= 35 mm
diameter luar bantalan (D)	= 80 mm
tebal bantalan (T)	= 22,75 mm
kapasitas nominal dinamis spesifik (C)	= 5350 kg
kapasitas nominal statis spesifik (C_o)	= 3950 kg

Elemen yang berputar adalah cincin bagian dalam maka :

Harga faktor V = 1

Harga faktor e = 0,32

$$\frac{F_a}{V \times F_r} = \frac{101,317}{1 \times 0,425} = 238,393$$

$$\frac{F_a}{V \times F_r} > e$$

Berdasarkan tabel diperoleh :

Harga X = 0,4

Harga faktor Y = 1,9

Harga faktor X dan Y diketahui, maka besarnya beban ekivalen dinamis yang dihasilkan adalah :

P_r = 0,4 x 1 x 0,425 + 1,9 x 101,317

= 192,672 kg

Dari tabel 7.5 faktor beban bantalan untuk permesinan, diambil harga faktor beban (f_w) = 1,1

Besarnya beban ekivalen dinamis menjadi :

$$P = f_w \times P_r$$

$$= 1{,}1 \times 192{,}672$$

$$= 211{,}940 \text{ kg}$$

Besarnya harga faktor kecepatan bantalan dapat dihitung dengan rumus: (Sularso, 1997, 136)

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

dengan :

n = putaran poros pompa (2910 rpm)

Besarnya harga faktor kecepatan bantalan adalah :

$$f_n = \left(\frac{33{,}3}{2910}\right)^{3/10}$$

$$= 0{,}262$$

Harga faktor umur bantalan dihitung dengan rumus : (Sularso, 1997, hal 136)

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

$$= 0{,}262 \times \frac{5350}{211{,}940}$$

$$= 6{,}602$$

Umur nominal bantalan yang dihasilkan adalah : (Sularso, 1997, hal 136)

$$L_h = 500 \times f_h^{10/3}$$

$$= 500 \times 6{,}602^{10/3}$$

$$= 269977{,}219 \text{ jam}$$

Pertambahan panjang umur bantalan dikarenakan adanya perbaikan besar dalam mutu bahan dan karena tuntutan keandalan yang lebih tinggi, maka bantalan modern direncanakan dengan L_h yang dikalikan dengan faktor koreksi. Jika L_n menyatakan keandalan umur (100 – n) (%). (Sularso, 1997, hal 136)

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

dengan :

a_1 = faktor keandalan a_1=1 bila keandalan 90 % dipakai seperti biasanya, atau 0,21 bila keandalan 99 % dipakai.

a_2 = faktor bahan a_2 = 1 untuk bahan baja bantalan yang dicairkan secara terbuka, dan kurang lebih = 3 untuk baja bantalan de-gas hampa.

a_3 = faktor kerja a_3 =1 untuk kondisi kerja normal.

Tabel 7.5 Harga faktor keandalan (Sularso, 1997, 137)

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

Keandalan umur bantalan adalah :

L_n = 0,21 x 1 x 1x 39190,203

= 56695,215 jam

Umur nominal bantalan mempunyai batasan umur, tergantung jenis permesinannya.

Bantalan untuk permesinannya dapat dilihat pada tabel di bawah ini.

Tabel 7.6 Bantalan untuk permesinan serta umurnya (Sularso, 1997, hal 137)

Umur L_h / Fakator beban f_w		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	

Dari tabel 7.6 diketahui umur bantalan untuk permesinan yang pemakaiannya terus- menerus dengan keandalan tinggi adalah 40000 – 60000 (jam).

Bantalan B

Dari perhitungan sebelumnya diketahui :

Reaksi gaya bantalan B (RB) = 1,139 kg

Gaya aksial (F_a) = 61,317 kg

Dari tabel 7.4, bantalan gelinding yang dipilih adalah bantalan rol kerucut dengan nomor 30305 dengan spesifikasi sebagai berikut :

diameter dalam bantalan (d) = 25 mm

diameter luar bantalan (D) = 62 mm

tebal bantalan (T) = 18,25 mm

kapasitas nominal dinamis spesifik (C) = 3300 kg

kapasitas nominal statis spesifik (C_o) = 2250 kg

Elemen yang berputar adalah cincin bagian dalam maka :

Harga faktor V = 1

Harga faktor e = 0,30

$$\frac{F_a}{V \times F_r} = \frac{61,317}{1 \times 1,139} = 53,834$$

$$\frac{F_a}{V \times F_r} > e$$

Berdasarkan tabel diperoleh :

Harga X = 0,4

Harga faktor Y = 2

Harga faktor X dan Y diketahui, maka besarnya beban ekivalen dinamis yang dihasilkan adalah :

P_r = 0,4 x 1 x 1,139 + 2 x 61,317

= 123,09 kg

Dari tabel 7.5 faktor beban bantalan untuk permesinan, diambil harga faktor beban (f_w) = 1,1

Besarnya beban ekivalen dinamis menjadi :

P = f_w x P_r

= 1,1 x 123,09

= 135,399 kg

Besarnya harga faktor kecepatan bantalan dapat dihitung dengan rumus: (Sularso, 1997, 136)

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

dengan :

n = putaran poros pompa (2910 rpm)

Besarnya harga faktor kecepatan bantalan adalah :

$$f_n = \left(\frac{33,3}{2910}\right)^{3/10}$$

$$= 0,262$$

Harga faktor umur bantalan dihitung dengan rumus : (Sularso, 1997, hal 136)

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

$$= 0,262 \times \frac{3300}{135,399}$$

$$= 6,375$$

Umur nominal bantalan yang dihasilkan adalah : (Sularso, 1997, hal 136)

$$L_h = 500 \times f_h^{10/3}$$

$$= 500 \times 6,375^{10/3}$$

$$= 240171,047 \text{ jam}$$

Keandalan umur bantalan adalah :

$$L_n = 0,21 \text{ x } 1 \text{ x } 1\text{x } 240171,047$$

$$= 50435,918 \text{ jam}$$

BAB VIII

KARAKTERISTIK POMPA DAN KAVITASI

8.1. Pendahuluan

Karakteristik pompa bertujuan untuk mengetahui daerah kerja pompa yang telah dirancang. Karakterisitik 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. Pengambaran grafik karakteristik pompa dibutuhkan data yang dalam prakteknya dilakukan dengan pengujian pompa. Grafik karakteristik pompa dalam perancangan ini diambil dari asumsi serta dari data perhitungan sebelumnya.

8.2. Karakteristik Pompa Hubungan Kapasitas Dengan Head

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

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

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

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

dengan :

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

D_2 = diameter sisi keluar impeler (m)

b_2 = lebar pada sisi keluar impeler (m)

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

β_2 = sudut sisi keluar impeler (°)

g = percepatan gravitasi (m/s^2)

Pada perhitungan sebelumnya telah diketahui :

U_2 = 32,962 m/s

D_2 = 0,223 m/s

b_2 = 0,009 m

β_2 = 25°

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

g = 9,81 m/s^2

Besarnya Head Euler's adalah :

$$H_{t\infty} = \frac{32,962}{9,81} \times \left[32,962 - \frac{1,1Q \times Cot25}{0,223 \times \pi \times 0,009} \right]$$

$H_{t\infty}$ = 110,753 – 1203,140Q

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0 m^3/s

$H_{t\infty}$ = 110,753 m

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0,0183 m^3/s

$H_{t\infty}$ = 88,735 m

8.2.2. Head Teoritis (H_t)

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

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

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

dengan :

η_∞ = koefisien sirkulasi aliran

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

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

Besarnya head teoritis adalah :

$$H_t = 0{,}6 \times (110{,}753 - 1203{,}140Q)$$

$$H_t = 66{,}451 - 721{,}884Q$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0 m^3/s

$$H_t = 66{,}451 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0,0183 m^3/s

$$H_t = 53{,}240 \text{ m}$$

8.2.3. Head Aktual (H_{akt})

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

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

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

dengan :

H_t = head teoritis (m)

h_h = kerugian hidrolis (m)

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0,0183 m^3/s

Head aktual (H_{akt}) = 50 m

Head teoritis (H_t) = 53,240 m

Besarnya kerugian hidrolis dapat ditentukan, yaitu :

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

$$= 53,240 - 50$$

$$= 3,240 \text{ m}$$

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

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

dengan :

h_s = kerugian kejut dengan turbulensi (m)

h_{FD} = kerugian gesekan (m)

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

$$h_s = h_{FD} = 0,5 \times h_h$$

$$= 0,5 \times 3,240$$

$$= 1,620 \text{ m}$$

Kerugian karena gesekan dapat dihitung dengan menggunakan rumus : (Stepanoff, 1948, hal 164)

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

dengan :

K = koefisien gesekan

Q = kapasitas pompa (m^3/s)

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0,0183 m^3/s, maka harga koefisien K dapat ditentukan yaitu :

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

$$= \frac{1{,}620}{0{,}0183^2}$$

$$= 4837{,}409$$

Harga kapasitas Q sembarang, maka kerugian gesekan dinyatakan dengan :

$$H_{FD} = 4837{,}409 \times Q^2$$

Kerugian kejut dan turbulensi dapat dinyatakan dengan menggunakan rumus : (Khetagurov, hal 267)

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

dengan :

K_{sh} = koefisien kerugian kejut/ turbulensi

K_{2cu} = koefisien sirkulasi aliran

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

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

d_2 = diameter sisi keluar impeler (m)

d_3 = diameter dasar rumuh volut (m)

Q_n = kapasitas normal pompa (m^3/s)

Q = kapasitas pompa (m^3/s)

Dalam perhitungan sebelumnya didapatkan harga :

U_1 = 13,249 m/s

U_2 = 32,968 m/s

d_2 = 0,223 m

d_3 = 0,2342 m

K_{2cu} = 0,6

Harga koefisien kerugian kejut pada sisi masuk impeler antara 0,6 sampai dengan 0,8 (Khetagurov, hal 268). Diambil harga koefisien kerugian kejut (K_{sh}) = 0,7 Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas Q = 0,0183 m^3/s, maka besarnya kapasitas normal adalah :

$$1{,}620 = \frac{0{,}7}{2 \times 9{,}81} \times \left[13{,}249^2 + \left(32{,}968 \times 0{,}6 \times \frac{0{,}223}{0{,}2342} \right)^2 \right] \times \left[1 - \frac{0{,}0183}{Q_n} \right]^2$$

$$1{,}620 = 18{,}919 \times \left[1 - \frac{0{,}0183}{Q_n} \right]^2$$

$$\left[1 - \frac{0{,}0183}{Q_n} \right]^2 = 0{,}0856$$

$$\left[1 - \frac{0{,}0183}{Q_n} \right]^2 = 0{,}2926$$

$$Q_n = \frac{0{,}0183}{1 - 0{,}2926}$$

$= 0{,}0259\ m^3/s$

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

$$h_s = 18{,}919 \times \left[1 - \frac{Q}{0{,}0259}\right]^2$$

$$h_s = 18{,}919 - 1460{,}926Q + 28203{,}217Q^2$$

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

$$h_s = 18{,}919\ m$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0{,}0183\ m^3/s$

$$h_s = 1{,}629\ m$$

Harga kerugian kejut/ turbulensi dan kerugian gesekan disubstitusikan kerumus :

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

$$h_h = 18{,}919 - 1460{,}926Q + 28203{,}217Q^2 + 4837{,}409\ Q^2$$

$$h_h = 18{,}919 - 1460{,}926Q + 33040{,}626Q^2$$

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

$$h_h = 18{,}919\ m$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0{,}0183\ m^3/s$

$$h_h = 3{,}249\ m$$

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

$$H_{akt} = (\ 66{,}451 - 721{,}884Q\ ) - (\ 18{,}919 - 1460{,}926Q + 33040{,}626Q^2\ )$$

$$H_{akt} = 47{,}532 + 739{,}042Q - 33040{,}626Q^2$$

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

$$H_{akt} = 47{,}532\ m$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0{,}0183\ m^3/s$

$H_{akt} = 49{,}991$ m

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

$H_{t\infty} = 110{,}753 - 1203{,}140Q$

$H_t = 66{,}451 - 721{,}884Q$

$H_{FD} = 4837{,}409.Q^2$

$h_s = 18{,}919 - 1460{,}926Q + 28203{,}217Q^2$

$h_h = 18{,}919 - 1460{,}926Q + 33040{,}626Q^2$

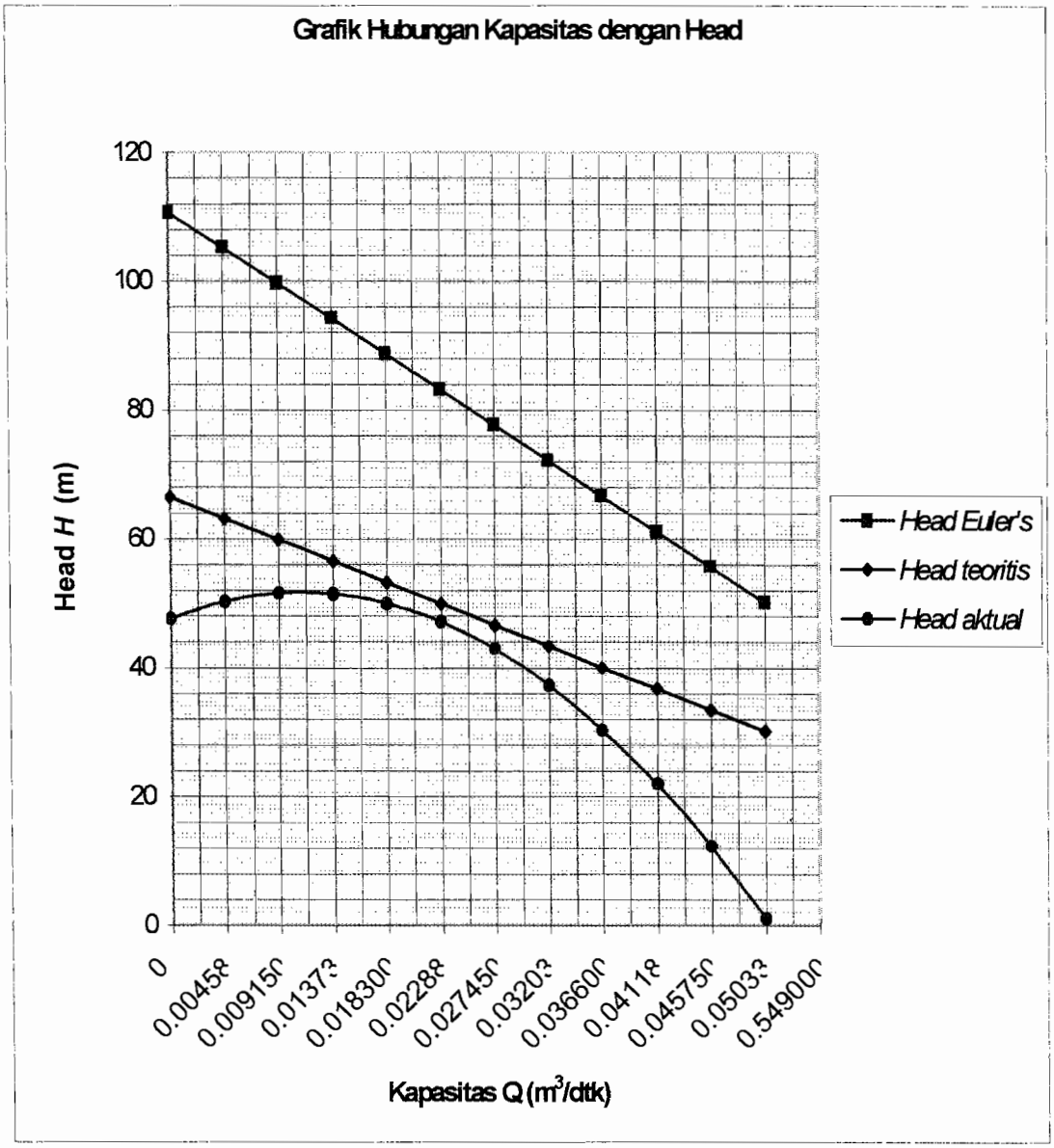
$H_{akt} = 47{,}532 + 739{,}042Q - 33040{,}626Q^2$

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

Tabel 8.1 Hubungan antara kapasitas dengan head

Q (m^3/s)	$H_{t\infty}$ (meter)	H_t (meter)	h_{FD} (meter)	h_s (meter)	h_h (meter)	H_{akt} (meter)
0,000000	110,753	66,451	0,000	18,919	18,919	47,532
0,004575	105,248	63,148	0,101	12,825	12,926	50,221
0,009150	99,744	59,845	0,405	7,912	8,317	51,527
0,013725	94,239	56,543	0,911	4,180	5,091	51,451
0,018300	88,735	53,240	1,619	1,629	3,249	49,991
0,022875	83,231	49,937	2,531	0,258	2,789	47,148
0,027450	77,726	46,635	3,645	0,067	3,712	42,922
0,032025	72,222	43,332	4,961	1,066	6,019	37,313
0,036600	66,718	40,030	6,480	3,229	9,709	30,321
0,041175	61,213	36,727	8,201	6,580	14,781	21,945
0,045750	55,709	33,424	10,124	11,112	21,237	12,187
0,050325	50,204	30,122	12,251	16,825	34,813	1,045

Dari tabel 8.1 dapat digambarkan grafik 8.1 sebagai berikut :



Gambar 8.1 Grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan head

8.3. Karakterisitik Pompa Hubungan Antara Kapasitas dengan Daya, Efisiensi

Daya kuda penggerak pompa merupakan daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian/ kebocoran dan untuk daya kuda fluida agar fluida dapat dialirkan. Kerugian tersebut meliputi kerugian gesekan cakra, kerugian hidrolis, kerugian mekanis. Hubungan daya kuda penggerak (daya kuda rem) dapat dinyatakan dalam rumus berikut. (Austin, 1990, hal 35)

$$b.hp = f.hp + hp._L + hp._{DF} + hp._{HY} + hp._M$$

dengan :

b.hp = daya kuda rem

f.hp = daya kuda fluida

$hp._L$ = daya kuda untuk mengatasi kebocoran

$hp._{DF}$ = daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra

$hp._{HY}$ = daya kuda untuk mengatasi kerugian hidroulis

$hp._M$ = daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis

8.3.1. Daya Kuda Fluida (f.hp)

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

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

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

dengan :

H = head pompa (ft)

ω = kapasitas pompa dalam (lb/s)

γ = berat jenis fluida (lb/ft^3)

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

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

dengan :

H = head pompa (m)

Q = kapasitas pompa (m^3/s)

γ = berat jenis fluida (kg/m^3)

Fluida dalam perancangan ini adalah air bersih

Telah diketahui :

Berat jenis air (γ) = 1000 kg/m^3

Head pompa = 50 m

Daya kuda fluida untuk harga kapasitas sembarang adalah :

$$f,hp = \frac{Q \times 50 \times 1000}{75}$$

$$f,hp = 666{,}666\ Q$$

8.3.2. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kebocoran (hp.$_L$)

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

$$hp._L = \frac{Q_L \times H_t \times \gamma}{75}$$

dengan :

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

H_t = head teoritis (m)

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

Head teoritis (H_t)

$$H_t = 66{,}451 - 721{,}884Q$$

Besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran adalah :

$$hp._L = \frac{0{,}1Q \times (66{,}451 - 721{,}884Q) \times 1000}{75}$$

$$= 88{,}601Q - 962{,}512Q^2$$

8.3.3. Daya Kuda Untuk Mengatasi Gesekan Cakra (hp.$_{DF}$)

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

$$hp._{DF} = \frac{\left(\frac{d_2}{12}\right)^{4.83} \times n^{2.83}}{8{,}75 \times 10^8}$$

dengan :

d_2 = diameter sisi keluar impeler (in)

n = putaran poros pompa (rpm)

Telah diketahui dalam perhitungan sebelumnya :

Diameter sisi keluar impeler (d_2) = 8,779 in

Putaran poros pompa (n) = 2910 rpm

Besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi gesekan cakra adalah :

$$hp._{DF} = \frac{\left(\frac{8{,}779}{12}\right)^{4.83} \times 2910^{2.83}}{8{,}75 \times 10^8}$$

= 1,603 hp

=1,195 hp (*metric*)

8.3.4. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Hidrolis (hp.$_{HY}$)

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

$$hp._{HY} = \frac{(Q \times Q_L) \times \gamma \times h_h}{75}$$

Kerugian hidrolis untuk berbagai kapasitas telah ditentukan sebelumnya yaitu :

$$h_h = 18{,}919 - 1460{,}926Q + 33040{,}626Q^2$$

Besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis adalah :

$$hp._{HY} = \frac{(Q + 0{,}1Q) \times 1000 \times (18{,}919 - 1460{,}926Q + 33040{,}626Q^2)}{75}$$

$$= 277{,}478Q - 21426{,}914Q^2 + 484595{,}848Q^3$$

8.3.5. Daya Kuda Untuk Mengatasi Kerugian Mekanis (hp.$_M$)

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

Pada perancangan ini, daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis diambil 2% dari daya kuda rem.

$$hp._M = 0{,}02 \text{ x b.hp}$$

8.3.6. Daya Kuda Rem (b.hp)

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

$$b.hp = f.hp + hp._L + hp._{DF} + hp._{HY} + hp._M$$

$$b.hp = 666{,}666Q + (88{,}601Q - 962{,}512Q^2) + (1{,}603) + (277{,}478Q - 21426{,}914Q^2 + 484595{,}848Q^3) + 0{,}02\ b.hp$$

$$0{,}98\ b.hp = 1{,}195 + 1032{,}745Q - 22389{,}426Q^2 + 48459{,}848Q^3$$

$$b.hp = 1{,}219 + 1035{,}821Q - 22846{,}353Q^2 + 494448{,}824Q^3$$

8.3.7. Efisiensi Pompa

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

Besarnya efisiensi pompa dapat dinyatakan dengan menggunakan rumus : (Austin, 1990, hal 36)

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

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

$$f.hp = 666{,}666Q$$

$$hp._L = 88{,}601Q - 962{,}512Q^2$$

$$hp._{DF} = 1{,}195\ hp$$

$$hp._{HY} = 277{,}478Q - 21426{,}914Q^2 + 484595{,}848Q^3$$

$$b.hp = 1{,}219 + 1035{,}821Q - 22846{,}353Q^2 + 494448{,}824Q^3$$

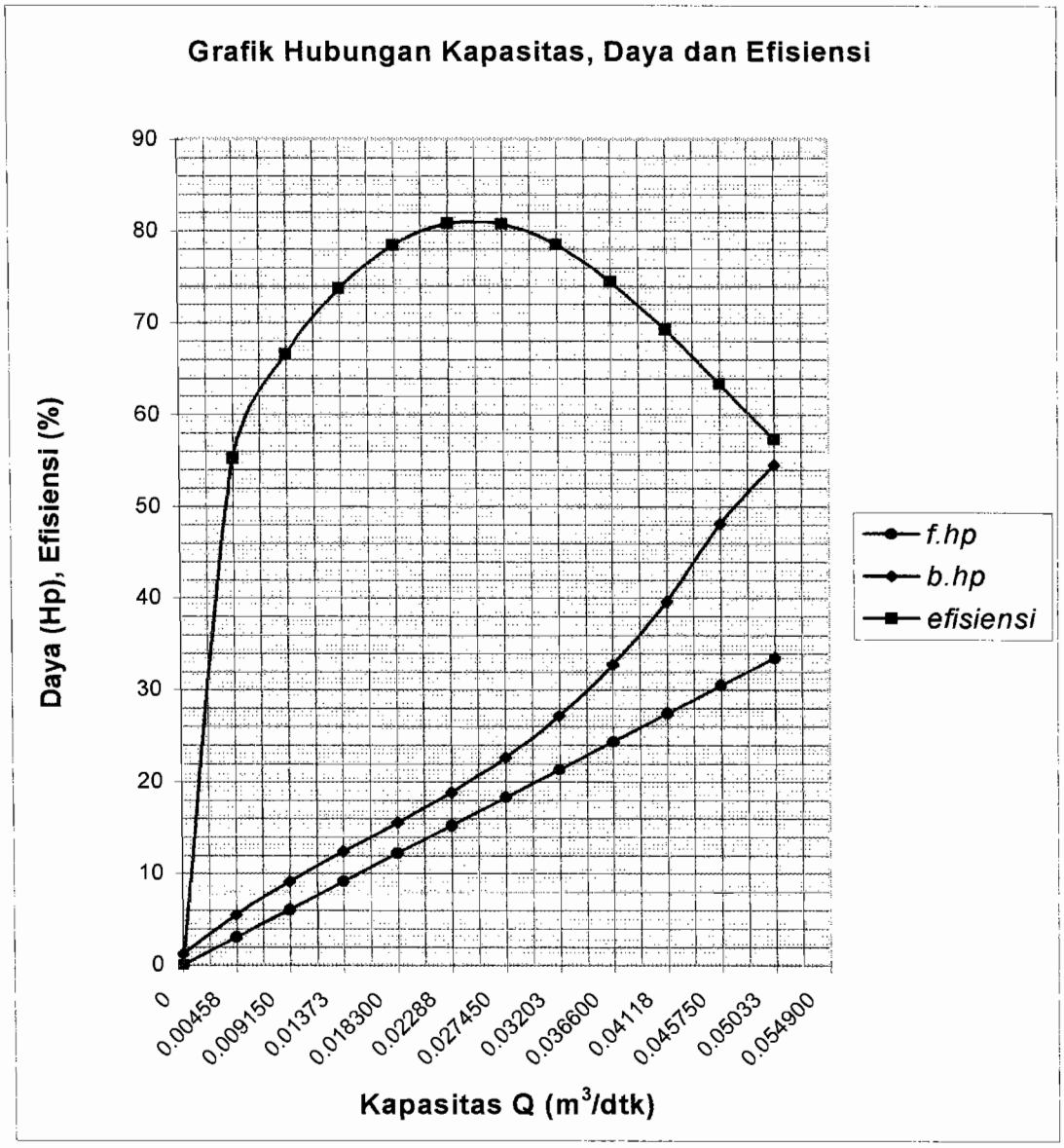
$$\eta_{op} = \frac{f.hp}{b.hp} \times 100\%$$

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

Tabel 8.2 Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi

Q (m^3/s)	f.hp (hp)	$Hp._L$ (hp)	$Hp._{HY}$ (hp)	b.hp (hp)	η (%)
0,000000	0,000	0,000	0,000	1,219	0,000
0,004575	3,050	0,385	0,867	5,527	55,183
0,009150	6,100	0,730	1,116	9,163	66,572
0,013725	9,150	1,035	1,025	12,410	73,728
0,018300	12,200	1,299	0,872	15,554	78,437
0,022875	15,250	1,523	0,936	18,877	80,786
0,027450	18,300	1,707	1,495	22,665	80,743
0,032025	21,350	1,850	2,827	27,200	78,492
0,036600	24,400	1,953	5,212	32,768	74,463
0,041175	27,450	2,016	8,927	39,652	69,228
0,045750	30,500	2,039	14,250	48,136	63,362
0,050325	33,550	2,021	21,462	54,505	57,345

Dari Tabel 8.2 dapat digambarkan grafik 8.2 sebagai berikut :



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

8.4. Kavitasi

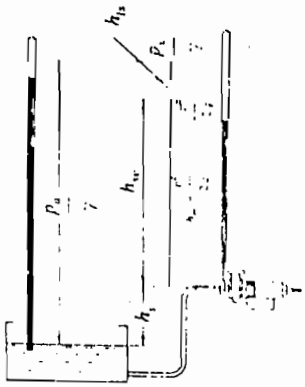
Kavitasi adalah gejala menguapnya zat cair yang sedang mengalir, karena tekanan berkurang sampai dibawah tekanan uap jenuhnya. Pada tekanan 1 atmosfer air akan mendidih pada temperatur 100° C, akan tetapi apabila tekanannya dibawah 1 atmofer maka titik didih air akan berkurang dari 100° C.

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

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

8.4.1. NPSH Yang Tersedia

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



Gambar 8.3 NPSH, bila tekanan atmosfer bekerja
pada permukaan air yang dihisap.
(Sumber : Sularso, 2000, hal 44)

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

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

dengan :

h_{sv} = NPSH yang tersedia (m)

P_a = tekanan atmosfer (kgf/m^2)

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

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

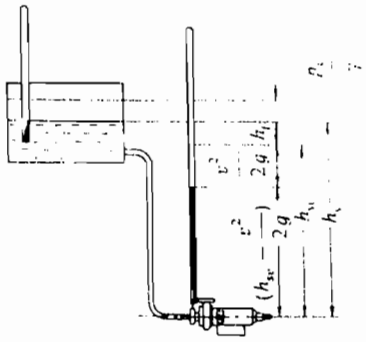
h_s = head hisap statis

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

Pada gambar 8.4 bila air dihisap dari tangki tertutup maka P_a dalam rumus diatas menyatakan tekanan multak yang bekerja pada permukaan air di dalam tangki tertutup tersebut. Khususnya jika tekanan diatas permukaan air sama dengan tekanan

uap jenuhnya, maka $P_a = P_v$, maka dari rumus diatas akan menjadi rumus : (Sularso, 2000, hal 45)

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



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

8.3.2. NPSH Yang Dibutuhkan

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

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

dengan :

n = putaran poros (rpm)

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

Dari perhitungan bab sebelumnya telah diketahui :

Pada efisiensi terbaik $\frac{Q}{Q_N} = 1$, sehingga $Q_N = 0{,}0183\ m^3/s = 1{,}098\ m^3/menit$

Head pompa pada satu tingkat = 50 m

Besarnya kecepatan spesifik pada efisiensi terbaik adalah :

$$n_s = 2910 \times \frac{1{,}098^{1/2}}{50^{3/4}}$$

$$162{,}168\ rpm$$

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

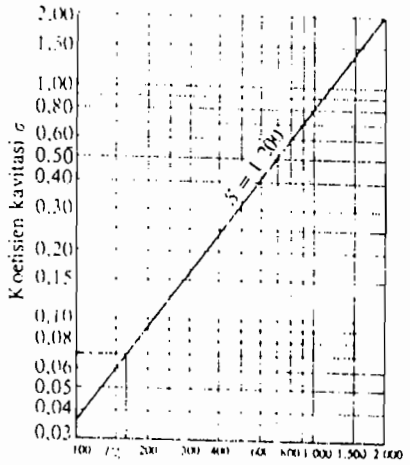
$$H_{svN} = \sigma \times H_N$$

dengan :

σ = koefisien kavitasi Thoma

H_N = head pompa pada efisiensi terbaik (m)

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



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

Dari gambar 8.5 di dapat harga σ adalah 0,069

Besarnya NPSH yang dibutuhkan adalah :

$H_{svN} = 0{,}069 \times 50$

$= 3{,}45$ m

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

NPSH yang tersedia > NPSH yang diperlukan

Maka persamaan menjadi :

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

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

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

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

$\gamma = 1000$ kg/m^3

Maka :

$$\frac{10332}{1000} - \frac{238{,}3}{1000} - (h_s + h_{ls}) > 3{,}45$$

$10{,}1 - 3{,}45 > (h_s + h_{ls})$

$6{,}65 > (h_s + h_{ls})$

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

BAB IX

KESIMPULAN DAN PENUTUP

9.1. Kesimpulan

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

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

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

1. Spesifikasi pompa

Tipe	: Pompa sentrifugal dua tingkat
Fluida yang dipompakan	: Air bersih
Kapasitas	: 66 m^3/jam

Head total	: 50 m
Putaran	: 2910 rpm
Daya pemompaan	: 8,993 kW
Daya	: 15 kW
Efisiensi	: 77 %

2. Impeler

Tipe	: Tertutup
Bahan	: Perunggu
Diameter sisi masuk impeler	: 87 mm
Diameter sisi keluar impeler	: 223 mm
Jumlah sudu	: 6 buah

3. Rumah keong

Tipe	: Rumah keong (volut)
Bahan	: Besi cor (FC 35)
Diameter dasar volut	: 234,2 mm

4. Poros

Bentuk	: Pejal bertingkat
Bahan	: SNC 2
Diameter	: 30 mm
Panjang poros	: 413,5 mm

5. Pasak

Pasak pada impeler :

Bahan	: S 45 C

Penampang pasak	: 8 x 7
Panjang pasak	: 25 mm
Kedalaman alur pasak pada poros	: 4 mm
Kedalaman alur pasak pada naf	: 3,3 mm

Pasak pada kopling :

Bahan	: S 45 C
Penampang pasak	: 10 x 8
Panjang pasak	: 50 mm
Kedalaman alur pasak pada poros	: 5 mm
Kedalaman alur pasak pada naf	: 3,3 mm

6. Bantalan

Bantalan A :

Tipe	: Bantalan rol kerucut
Nomor bantalan	: 30307
Diameter dalam bantalan	: 35 mm
Diameter luar bantalan	: 80 mm
Kapasitas nominal dinamis spesifik (C)	: 5350 kg
Kapasitas nominal statis spesifik (C_o)	: 3950 kg

Bantalan B :

Tipe	: Bantalan rol kerucut
Nomor bantalan	: 30305
Diameter dalam bantalan	: 25 mm
Diameter luar bantalan	: 62 mm

Kapasitas nominal dinamis spesifik (C)	: 3300 kg
Kapasitas nominal statis spesifik (C_o)	: 2250 kg

7. Kopling

Tipe	: Kopling flens kaku
Bahan	: FC 35
Diameter luar	: 100 mm
Diameter lubang untuk poros	: 35 mm
Jumlah baut	: 4 buah

9.2. Penutup

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

DAFTAR PUSTAKA

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

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

Hick G. Tyeler,**Teknologi Pemakaian Pompa**, - Erlangga, Jakarta 1996

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

Khetagurov, M., ***Marine Auxuliari Machinery and System***, Peace Publiser, Moscow

Lazarkiewicz Stepen and Troskolanski Adam T, ***Impeler Pumps***, Pergamon Press, London, 1986

Stepanoff Aj, ***Centrifugal And Axsial Flow Pump***, John willey and Sons, New York, 1948

Sularso, Kiyokatsu Suga, **Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin**, Pradnya Paramita, Jakarta, 1997

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

LAMPIRAN

Tabel 1.1 Nilai karakteristik standar motor tipe tahan percikan, tipe kurungan, tiga fasa, tegangan rendah (200 V, 50/60 Hz)

(Sumber : Soeleman & Mabuchi, 1984, hal 264-265)

Keluaran (kW)	Jumlah kutub	50 Hz: Kecepatan perputaran beban penuh	50 Hz: Kopel beban penuh	50 Hz: Kopel asut	50 Hz: Kopel pengunci	50 Hz: Kopel percepatan	50 Hz: Arus nominal	50 Hz: Arus asut	50 Hz: Efisiensi 50% beban	50 Hz: Efisiensi 75% baban	50 Hz: Efisiensi 100% beban	50 Hz: Faktor daya 50% beban	50 Hz: Faktor daya 75% beban	50 Hz: Faktor daya 100% beban	60 Hz: Kecepatan perputaran beban penuh	60 Hz: Kopel beban penuh	60 Hz: Kopel asut	60 Hz: Kopel pengunci	60 Hz: Kopel percepatan	60 Hz: Arus nominal	60 Hz: Arus asut	60 Hz: Efisiensi 50% beban	60 Hz: Efisiensi 75% beban	60 Hz: Efisiensi 100% beban	60 Hz: Faktor daya 50% beban	60 Hz: Faktor daya 75% beban	60 Hz: Faktor daya 100% beban	Motor GD^2
		(rpm)	(kg-m)	(%)	(%)	(%)	(A)	(A)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(rpm)	(kg-m)	(%)	(%)	(%)	(A)	(A)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(kg-m²)
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
	8	700	1,01	200	240	200	4,2	16	74	77	77	49	58	67	845	0,865	150	230	170	4,0	14	77	78	79	46	58	67	0,0391
1,5	2	2.910	0,50	280	335	245	6,0	41	82	84	85	71	82	87	3.480	0,42	240	290	210	5,8	37	83	85	85	79	87	91	0,0105
	4	1.430	1,02	315	290	275	6,8	35	79	82	82	61	74	80	1.720	0,85	265	265	243	6,2	31	83	84	84	70	81	86	0,0175
	6	940	1,55	250	220	210	7,2	26	82	84	83	53	66	75	1.120	1,30	185	200	175	6,5	26	82	84	83	61	74	80	0,0391
	8	700	2,09	220	230	200	8,2	27	79	82	82	44	57	65	845	1,73	160	180	150	7,5	23	82	84	83	51	63	71	0,0685
2,20	2	2.870	0,747	350	330	270	8,2	49	84	85	86	85	94	92	3.440	0,63	270	295	225	8,2	43	84	85	85	90	93	94	0,0190
	[illegible]	1.430	1,50	290	320	275	9,5	50	79	82	82	63	75	82	1.720	1,25	235	270	230	8,8	45	84	85	85	74	84	88	0,0330
	6	945	2,27	255	255	230	10,0	45	81	84	84	57	70	78	1.130	1,90	200	230	195	9,2	40	84	85	85	65	77	82	0,0685
	8	710	3,02	230	240	210	11,5	42	80	83	84	45	57	66	850	2,52	190	200	170	10,0	37	83	85	85	52	64	72	0,121
3,7	2	2.900	1,25	300	345	260	14,5	78	86	86	85	86	92	94	3.480	1,04	230	310	215	13,5	67	86	86	85	91	94	95	0,0269
	4	1.440	2,51	300	290	265	14,5	80	85	86	85	68	79	85	1.720	2,10	250	260	230	14,0	70	86	87	87	77	96	89	0,0540
	6	945	3,81	250	250	225	15,5	70	86	87	87	60	72	82	1.130	3,19	200	220	190	14,5	62	87	88	87	71	81	85	0,121
	8	710	5,07	195	185	170	19,0	75	84	86	86	44	58	67	850	4,24	150	160	140	16,0	65	87	88	87	54	67	71	0,161

Lanjutan

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

No	Tanggal	Uraian Kegiatan Bimbingan	Paraf Pembimbing
1	7/6 2004	Bab I, II Jml tk 2 (7.77 %)	[illegible]
2	20/7/2004	Bab III, IV Diperbaiki, sesuai saran	[illegible]
3	9/8 2005	Bab V + VI : Perat impeler silinder lagi	[illegible]
4.	30/8 05	Bab V + VI : check pnt. kritis → pass tegal	[illegible]
5	1/9 05	Bab VII + VIII Diperbaiki yg. diberi tanda	[illegible]
6	13/10 05	Naskah & gambar selesai	[illegible]

JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman -Yogyakarta

Telp.(0274) 883037, 383968, 886530; Fax.(0274) 886529; Email :teknik@staff.usd.ac.id

DAFTAR HADIR SEMINAR TUGAS AKHIR
JURUSAN TEKNIK MESIN FT USD

Nama : Suyud

NIM : 995214062

Prog. Studi : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik Univ. Sanata Dharma Yogyakarta

Judul TA :

Pompa Poras Vertikal

Pemb I : Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA.

Pemb II : Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.

NO	NIM	Nama	Tanda Tangan	
1	97 5214 051	ARIS SUPRIYANTO		
2	975214046	Siggit N.		
3	05 5219 941	Joko Sudiyono		
4	975214024	[illegible]		
5	99 5214064	Antonius [illegible]		
6	[illegible]	[illegible]		
7	975214043	[illegible]		
8	99 5214091	Y. Nugroho Ari P		
9	99 5214098	Noki Setiawan		
10	99 5214 088	P. Agung Setyawan		
11	99 5214005	Feri K		
12	02 52 38 11	[illegible]		
13				
14				
15				
16				
17				

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 : 7 Desember 2005

NAMA Mhs. :Suyud

NIM : 995214062

JUDUL :

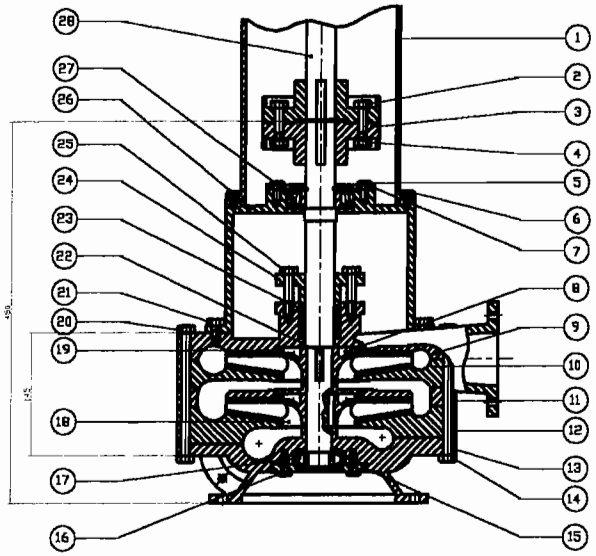
Pompa poros vertikal

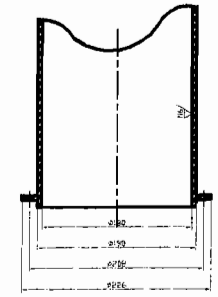
Pembimbing Utama : Prof. Dr. Ir. Indarto, DEA.
Pembimbing Kedua : Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.

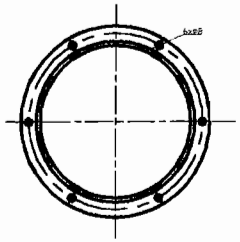
USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI

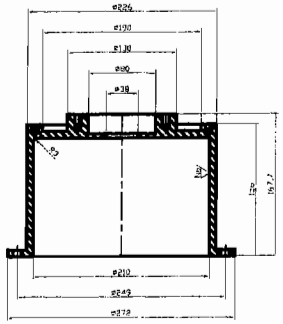
1. 1 lembar untuk mahasiswa
2. 1 lembar untuk dosen pembimbing

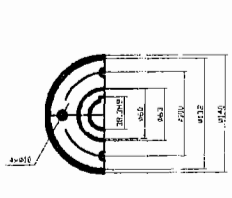
1) lihat pada naskah.

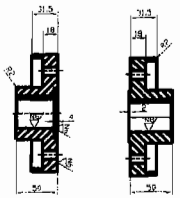


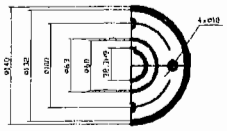


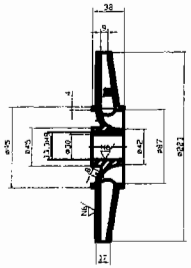


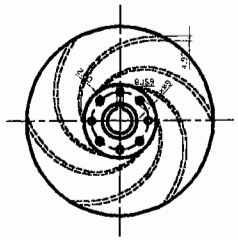


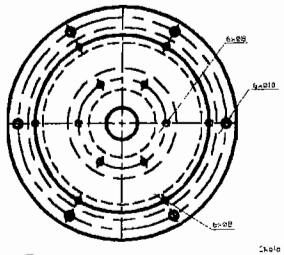


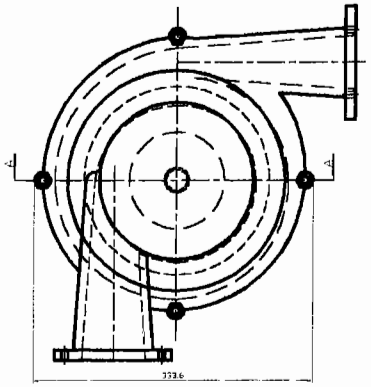


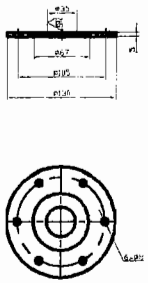


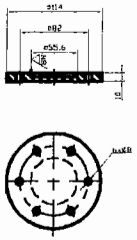


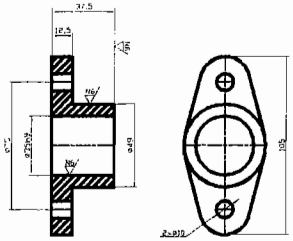






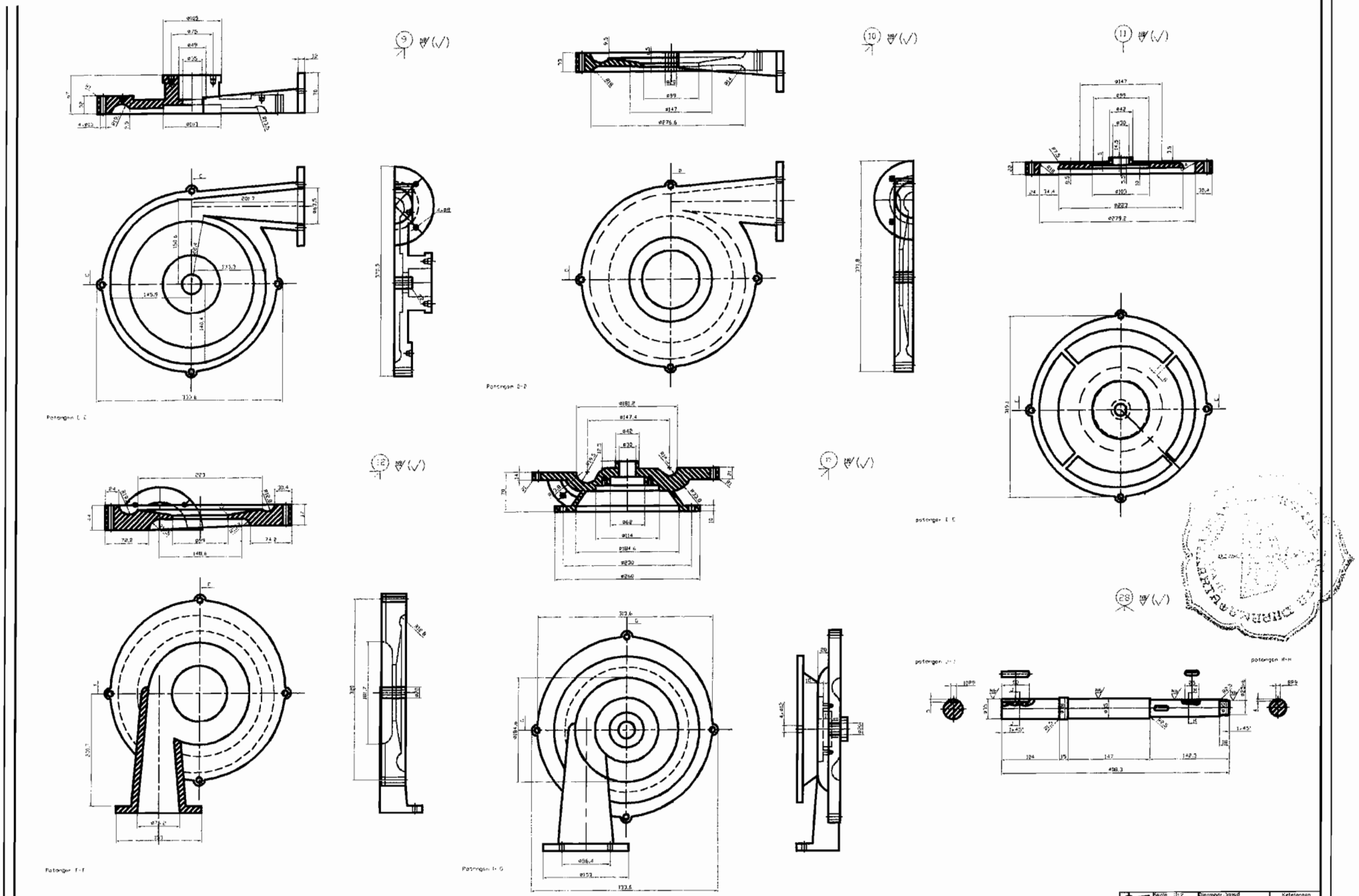






No	JML	NAMA	BAHAN	NORMALISASI	KETERANGAN
28	1	Poros	SNC2		
27	1	Bantalan A		30307	
26	1	Casing depan	S25C		
25	4	Baut p. paking	S30C		M10, L=55
24	1	Penekan paking	S25C		
23	5	paking	Asbestos		
22	2	pasak	S45C		
21	6	Baut casing depan	S30C		M10, L=20
20	4	Mur casing pompa	S30C		
19	2	Ring penahan aus	Asbestos		
18	2	Impeler	Perunggu		
17	1	Bantalan B		30305	
16	6	Baut cover ban B	S30C		M8, L=25
15	1	Cover bantalan B	S25C		
14	4	Baut casing pompa	S30C		
13	1	Betahan casing 1	FC35		
12	1	Betahan casing 2	FC35		
11	1	Betahan casing 3	FC35		
10	1	Betahan casing 4	FC35		
9	1	Betahan casing 5	FC35		
8	4	Ruang penghubung			
7	1	Cover bantalan A	S25C		
6	6	Baut casing motor	S30C		M8, L=20
5	8	Baut bantalan A	S30C		M8, L=25
4	4	Mur kopling	SS41B		
3	1	Kopling tipe kaku	FC35		
2	4	Baut kopling	SS41B		M8, L=30
1	1	Casing motor	S25C		

Skala 1:2 | Digambar: Sigit | Keterangan
Satuan ukur | NIM: 3992314062
Tanggal: | Diperiksa: Ir.Indarto,DEA
NEKTIN NEGITN T-UBM | Pompa Poros Vertikal | 01 | A0


Patrongan C-C
Patrongan D-D
Patrongan E-E
Patrongan F-F
Patrongan G-G
Pompa Poros Vertikal
01
A0