

POMPA AIR PENGISI KETEL

Head 55 m, Kapasitas 35 m³/jam, Putaran 2968 rpm

TUGAS AKHIR

Nomor : 496 / FT.USD / TM / Februari / 2005

Untuk memenuhi sebagian persyaratan

Mencapai derajat sarjana S-1

Program Studi Teknik Mesin

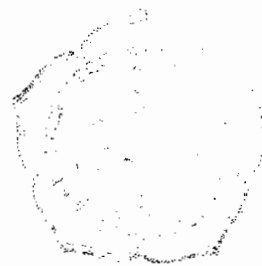
Jurusan Teknik Mesin



Diajukan Oleh :

NINE FREDERIEK.S

NIM : 995214168



Kepada

JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS SANATA DHARMA

2005



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-I
JURUSAN TEKNIK MESIN FAKULTAS TEKNIK
UNIV. SANATA DHARMA YOGYAKARTA

No: 496 / FT .USD / TM / Februari / 2005

NAMA : Nine Frederiek S

NIM : 995214168

Program Studi : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik , Univ. Sanata Dharma Yogyakarta

Judul TGA :


Rancang sebuah pompa yang dipakai untuk melayani ketel uap dengan data : H : 55m ; q : 35 m³ / jam , n : 2968 rpm.

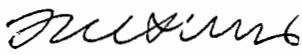
Tanggal dimulai : 7 September 2004

Yogyakarta , 24 Februari 2005

Pembimbing II

Pembimbing I

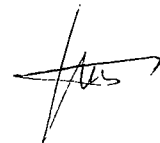

Ir. FX. Agus Unggul Santoso


Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA

PERNYATAAN KEASLIAN KARYA

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

Yogyakarta, Mei 2005



Nine Frederiek.S

KATA MUTIARA

*"PIKIRKANLAH DIRIMU SENDIRI MAKA TUHAN AKAN
MEMIKIRKAN ORANG LAIN, PIKIRKANLAH ORANG LAIN, MAKA
TUHAN AKAN MEMIKIRKANMU.*

Halaman persembahan

Kupersembahkan karya ini bagi :
Tuhan Yang Maha Kuasa yang telah memberikan kekuatan,
perlindungan dan rahmat dalam hidupku,
Bunda Maria yang memberikankanku ketenangan,
Alm.Ne' Tinggi yang telah memberikan kenangan yang indah pada masa
kecilku (Semoga bahagia disisi-Nya),
Ne' Babah yang selalu memberikan kebahagiaan disaat aku mengalami
kesedihan,
Bapak dan ibuku tercinta yang telah memberikan segalanya yang baik
buatku, memberikanku semangat untuk selalu menjadi orang yang
berguna, mendoakanku, dan banyak jasa diberikan kepadaku yang tidak
bisa kubalas (trima kasih buat orang tua yang selalu menyayangi
anaknyanya),
Alm. Pak lili' yang telah memberikan kenangan indah (Semoga
bahagia disisi-Nya),Paman dan bibi ku: Wawa pastor, da' irin,da'egi,
da'iyang, da'clemen, da' iben, da'andoi, da' deta,
Abangku Michael, adikku Iyan dan Wira serta Saudaraku yang banyak
sekali yang tidak bisa kusebutkan disini, keluarga bapak dan ibukostku
yang sangat baik,My oldest an best friend made rianto dan keluarga, my
jogja's friend : Agunk K-tech, joni P'ce (thx atas bantuan dan
pemikirannya) , gugun mugen, darsen, riston, gope', mitra, drs arif,
pandi, ucap, deni, farid dan penghuni Griya Swastika, Someone spesial
In My Life ☺ (priska, S.T) yang telah memberikanku semangat untuk
mengerjakan tugas akhir dan selalu memperhatikan serta memberikanku
kasihnya, Nela,ade',komex, maman,gio,Anak DkD, dan semua anak
kalimantan barat diyogya, Ali, galleria mall, matahari mall,malioboro, PS
2, Need For Speed, Komputerku(karenamu aku tidak gaptex dan bisa
selesai kuliah), saudaraku di yogya, Burjo, Mie ayam, Kiriman,
Investasi, Shogun, Kerja keras, orang yang menganggap remeh diriku
dan semuanya yang tidak dapat kusebutkan disini.....

HALAMAN PERSETUJUAN PEMBIMBING

TUGAS AKHIR

POMPA AIR PENGISI KETEL

Head 55 m, Kapasitas 35 m³/jam, Putaran 2968 rpm

Oleh :

Nine Frederiek.s

995214168

Telah disetujui oleh :

Pembimbing I



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

Pembimbing II



(Ir. FX. Agus Unggul Santoso)

HALAMAN PENGESAHAN
TUGAS AKHIR

POMPA AIR PENGISI KETEL

Head 55 m, Kapasitas 35 m³/jam, Putaran 2968 rpm

Dipersiapkan dan ditulis oleh :

Nine Frederiek.S

995214168

Telah dipertahankan didepan Panitia Penguji

Pada tanggal 18 Mei 2005


Dan dinyatakan memenuhi syarat

Susunan Panitia Penguji

	Nama Lengkap
Ketua	Ir. YB. Lukiyanto, M.T.
Sekretaris	RB. Dwiseno Wihadi, S.T., M.Si.
Anggota	Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA
Anggota	Ir. FX. Agus Unggul Santoso

Tanda tangan





Juwana





Yogyakarta, 18 Mei 2005

Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma

Dekan



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

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis panjatkan kepada Allah Bapa di Surga karena telah memberikan rahmat dan berkat yang melimpah sehingga penulis dapat menyelesaikan sebagian dari “ *Perkerjaan Berat Dalam Rangka Pencapaian Kebebasan* “.

Tugas Akhir merupakan salah satu syarat yang harus dipenuhi untuk dapat menyelesaikan jenjang pendidikan S-1 pada program studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sanata Dharma, Yogyakarta.

Dari lubuk hati yang paling dalam, penulis ingin menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Dr. Paulus Suparno S.J., MST., selaku Rektor Universitas Sanata Dharma
2. Ir. Greg Heliarko, S.J.,S.S.,B.S.T.,M.A.,M.Sc., selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.
3. Yoseph Agung Cahyanta, S.T., M.T., selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.
4. Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA., selaku Dosen Pembimbing utama dalam penyusunan tugas akhir ini.
5. Ir. FX. Agus Unggul Santoso, selaku dosen pembimbing kedua yang telah memberikan bimbingan dalam penyelesaian tugas akhir ini.
6. Sekretariat Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma, yang telah membantu dalam penyelenggaraan ujian pendadaran tugas akhir ini.

7. Bapa AR. Simon S.Sos dan Ibunda Saula H, selaku orang tua yang telah mendidik penulis sehingga menjadi seorang sarjana.
8. Michael Toba S.Far., Apt., Januarius, dan Wira yang banyak memberikan dukungan dan doanya.
9. Riasinir Priska Pitaria Talaga S.T., yang telah menjadi “Orang Yang Terpilih” dan memberikan dukungan dan bantuan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
10. Teman-teman kontrakan, kost, dll yang tidak bisa penulis sebutkan semuanya disini.

Akhirnya penulis berharap semoga hasil karya ini dapat bermanfaat bagi semua pihak, mohon maaf jika ada salah kata maupun tulisan yang dapat menyinggung perasaan pembaca. Kritik dan saran sangat diharapkan dalam penyempurnaan penulisan Tugas Akhir ini.

Yogyakarta, Mei 2005



(Nine Frederiek.S)

DAFTAR ISI

DAFTAR ISI		i
DAFTAR LAMBANG / NOTASI		vi
DAFTAR TABEL		xiii
DAFTAR GAMBAR		xiv
INTISARI		xvi
ABSTRACT		xvii
BAB I	PENDAHULUAN	1
	1.1 Definisi Pompa	1
	1.2 Klasifikasi Pompa	1
	1.2.1 Pompa Perpindahan Positif	1
	1.2.2 Pompa Dinamis	2
BAB II	PERANCANGAN POMPA	3
	2.1 Pemilihan Diameter Pipa	3
	2.1.1 Diameter Pipa Isap	4
	2.1.2 Diameter Pipa tekan	5
	2.2 Penentuan Jenis Pompa	6
	2.2.1 Poros Mendatar dan Poros Tegak	6
	2.2.2 Jenis Pompa Menurut Kondisi Pemasangannya	7



2.3	Tata Letak Pompa	9
2.4	Pemilihan jumlah tingkat,kecepatan spesifik dan efisiensi pompa	10
2.5	Perhitungan Daya Pompa	12
2.5.1	Daya Air	12
2.5.2	Daya Mesin Penggerak Pompa	13
BAB III	IMPELER	14
3.1	Pengertian Impeler	14
3.2	Jenis-Jenis Impeier	14
3.2.1	Impeler Jenis Radial	14
3.2.2	Impeler Jenis Francis	14
3.2.3	Impeler Jenis Aliran Campuran	14
3.3	Perhitungan Impeler	15
3.3.1	Diameter Poros	15
3.3.2	Diameter Leher Poros	17
3.3.3	Diameter Mulut Isap	18
3.4	Ukuran dan Sudut Sisi Masuk Impeler	20
3.4.1	Lebar Impeler Bagian Masuk	20
3.4.2	Sudut Sisi Masuk Impeler	22
3.4.3	Kecepatan Relatif Sisi Masuk Impeler	22
3.4.4	Segitiga Kecepatan Pada Sisi Masuk Impelr	23
3.5	Ukuran dan Sudut Sisi Keluar Impeler	24

3.5.1	Sudut Sisi Keluar Impeler	26
3.5.2	Kecepatan relatif Sisi Keluar Impeler	27
3.5.3	Kecepatan Keliling Keluar Impeler	28
3.5.4	Kecepatan Absolut Sisi Keluar Impeler	29
3.5.5	Kecepatan Absolut sisi keluar dengan adanya aliran sirkulasi	31
3.5.6	Segitiga Kecepatan Pada Sisi Keluar Impeler	32
3.5.7	Lebar Impeler Sisi Keluar	33
3.6	Sudu Impeler	37
3.6.1	Jumlah Sudu	39
3.6.2	Melukis Bentuk Sudu	39
3.6.3	Tebal Sudu	42
3.6.4	Lebar Laluan	44
3.6.5	Pemilihan Bahan Impeler	46
BAB IV	PERANCANGAN RUMAH POMPA	47
4.1	Pengertian Dasar Rumah Pompa	47
4.2	Pemilihan Bahan Rumah Pompa	48
4.3	Perancangan Rumah Pompa	48
BAB V	PERANCANGAN POROS	55
5.1	Macam-macam Poros	55
5.1.1	Poros Transmisi	55
5.1.2	Spindel	56

5.1.3	Gandar	56
5.2	Beban Pada Poros	57
5.3	Pemilihan bahan poros	62
5.4	Penentuan diameter poros	63
5.5	Konsentrasi tegangan pada poros	64
5.6	Defleksi puntiran	68
5.7	Defleksi lenturan poros	70
5.8	Putaran kritis	71
BAB VI	ELEMEN PENDUKUNG POMPA	73
6.1	Pengimbang gaya aksial	73
6.2	Kotak paking	76
6.3	Pasak	80
6.4	Penentuan bantalan	83
6.4.1	Perhitungan bantalan	85
6.5	Baut dan mur rumah pompa	91
6.6	Kopling	95
BAB VII	KARAKTERISTIK POMPA	100
7.1	Pendahuluan	100
7.2	Hubungan kapasitas dengan head	100
7.2.1	Head Euler's	100
7.2.2	Head teoritis	101

7.2.3	Head aktual	102
7.3	Hubungan kapasitas dengan daya dan efisiensi	108
7.3.1	Daya kuda fluida	109
7.3.2	Daya kuda untuk mengatasi kebocoran	110
7.3.3	Daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra	110
7.3.4	Daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis	111
7.3.5	Daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanik	112
7.3.6	Daya kuda rem	113
7.3.7	Efisiensi pompa	113
BAB VIII	KESIMPULAN DAN PENUTUP	116
8.1	Kesimpulan	116
8.2	Penutup	118
DAFTAR PUSTAKA		
LAMPIRAN		

DAFTAR LAMBANG / NOTASI

γ	: kerapatan air, kg/m^3
θ	: defleksi momen puntir, $^\circ$
ε	: faktor kontraksi
α	: faktor kontraksi tegangan pada pasak
α_1	: sudut sisi masuk impeler, $^\circ$
α_2	: sudut sisi keluar impeler, $^\circ$
α'_2	: sudut sisi keluar absolut impeler, $^\circ$
β	: faktor konsentrasi tegangan poros bertingkat
β_1	: sudut sisi masuk impeler, $^\circ$
β_2	: sudut sisi keluar impeler, $^\circ$
ρ	: jari-jari kelengkungan sudu, mm
Φ	: koefisien tinggi tekan total
α	: sudut kecepatan absolut, $^\circ$
τ	: tegangan geser, kg/mm^2
τ_a	: tegangan geser ijin, kg/mm^2
τ_{\max}	: tegangan geser maksimum, kg/mm^2
ψ°	: sudut rumah volut per bagian, $^\circ$
σ_a	: tegangan geser bahan yang diijinkan, kg/mm^2

- σ_s : tegangan geser baut, kg/mm^2
- σ_{ts} : kekuatan tarik bahan yang diijinkan kg/mm^2
- η_p : efisiensi pompa, %
- τ_{ka} : tegangan geser pasak yang diijinkan, kg/mm^2
- a : jarak tumpuan dengan impeler, mm
- A : luas penampang pipa, mm
- A_1 : luas penampang pipa isap, m^2
- A_2 : luas penampang pipa tekan, m^2
- a_1 : faktor keandalan bantalan
- a_2 : faktor bahan bantalan
- a_3 : faktor kerja bantalan
- b : jarak antar tumpuan, mm
- b : lebar pasak, mm
- b : lebar laluan impeler, mm
- b_1 : lebar impeler bagian masuk, mm
- b_2 : lebar impeler bagian keluar, mm
- b_3 : lebar celah saluran volut, mm
- b, hp : daya kuda rem
- C : kapasitas dinamis bantalan, kN
- C : diameter naf, mm
- C_b : faktor koreksi beban lentur
- C_s : kapasitas statis bantalan, kN

- C_n : kecepatan fluida masuk, m/s
- C_{m1} : kecepatan meridional absolut sisi masuk impeler, m/s
- C_{m2} : kecepatan meridional absolut sisi keluar impeler, m/s
- C_2 : kecepatan absolut sisi keluar impeler, m/s
- \dot{C}_2 : kecepatan absolut sisi keluar impeler karena adanya sirkulasi, m/s
- C_{u2} : komponen kecepatan absolut, m/s
- C_{u4} : komponen kecepatan dari sudu pengarah, m/s
- \dot{C}_{u2} : komponen kecepatan tangensial absolut, m/s
- D : diameter kotak paking, mm
- D_1 : diameter sisi masuk impeler, mm
- D_2 : diameter sisi keluar impeler, mm
- d_B : diameter baut
- D_{H1} : diameter hub impeler, mm
- D_0 : diameter mulut isap, mm
- d_s : diameter poros, mm
- E : modulus elastisitas, kg/mm²
- F : beban lentur, kg
- F : Tebal flens, mm
- $f_{,hp}$: daya kuda fluida
- F_z : gaya aksial, kg
- F_b : gaya tekan baut, kg
- f_h : faktor umur bantalan

F_{m}	: gaya aksial akibat momentum, kg
f_b	: faktor kecepatan bantalan
F_p	: gaya penekan paking, kg
F_r	: gaya radial, kg
F_t	: gaya tangensial, kg
f_w	: faktor beban bantalan
g	: percepatan gravitasi, m/s^2
H	: tinggi tekan (<i>head</i>), meter, (feet)
h	: panjang paking, mm
h_1	: jarak penekan paking, mm
H_{akt}	: head aktual, meter
h_{FD}	: kerugian gesekan cakra, meter
h_h	: kerugian hidrolis, meter
h_{pDF}	: daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra
h_{pHY}	: daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis
h_{pL}	: daya kuda untuk mengatasi kebocoran
h_{pM}	: daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis
h_s	: kerugian kejut/turbulensi, meter
H_t	: head teoritis, meter
H_L	: Tinggi kaitan, mm
H_{∞}	: Head Euler's, meter

- t : jumlah tingkat pompa
- I : momen inersia, mm⁴
- K : koefisien gesekan
- K_b : faktor kekuatan tarik
- K_r : faktor ekperimental
- K_{sh} : koefisien kerugian kejut/turbulensi
- K_t : faktor koreksi momen puntir
- K_{2cu} : faktor sirkulasi aliran fluida
- L : panjang poros, mm
- I₁, I₂ : panjang pasak, mm
- L_h : umur nominal bantalan, jam
- L_n : umur keandalan bantalan, jam
- M : momen lengkung, kg.mm
- n : putaran pompa, rpm
- N_{cr} : putaran kritis, rpm
- n_s : putaran spesifik pompa, menit⁻¹
- P : daya mesin penggerak pompa, hp, (kW)
- P_{ka} : tekanan permukaan pasak yang diijinkan, kg/mm²
- P_o : tekanan fluida depan impeler, kg/m²
- P_r : beban ekivalen bantalan, kg
- P_T : tekanan diluar impeler, kg/m²
- Q : kapasitas pompa, m³

- Q_t : kapasitas kerugian pompa, m^3/s
- Q_n : kapasitas normal, m^3/s
- Q^t : kapasitas teoritis, m^3/s
- R : gaya reaksi tumpuan, kg
- R_3 : jari-jari lidah, mm
- r : jari-jari filet, mm
- R_a : jari-jari lingkaran impeler sisi dalam, mm
- R_b : jari-jari lingkaran impeler sisi luar, mm
- s : tebal paking, mm
- s_{tb} : faktor keamanan baut
- S_{f1}, S_{f2} : faktor keamanan
- S_{u2} : jarak ketebalan sudu bagian luar, mm
- T : momen puntir, kg.mm
- t : tebal sudu, mm
- t_1 : kedalaman aiur pasak pada poros, mm
- t_2 : kedalaman alur pasak pada naf, mm
- t_f : tebal flens, mm
- U_1 : kecepatan keliling sisi masuk impeler, m/s
- U_2 : kecepatan keliling sisi keluar impeler, m/s
- V : faktor konstruksi bantalan
- v_o : kecepatan fluida masuk mata impeler, m/s
- V_1 : kecepatan aliran pada sisi isap, m/s

- V_2 : kecepatan aliran pada sisi tekan, m/s
- V_{r2} : kecepatan meridional absolut sisi keluar, m/s
- w_i : berat impeler, kg
- W_1 : kecepatan relatif sisi masuk impeler, m/s
- W_2 : kecepatan relatif sisi keluar impeler, m/s
- X : faktor beban radial pada bantalan
- Y : faktor beban aksial bantalan
- Z : jumlah sudu pengarah
- z : jumlah lilitan ulir

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1.	Pompa-Pompa yang Sesuai Untuk kondisi pemakaian tertentu	8
Tabel 2.2	Hubungan antara jumlah tingkat dan efisiensi	11
Tabel 3.1	Perhitungan sudu dengan metode arkus tangen	41
Tabel 3.2	Penampang impeler	44
Tabel 3.3	Pemilihan bahan-bahan untuk pompa	46
Tabel 4.1	Perhitungan rumah volut	52
Tabel 6.1	Ukuran pasak dan alur pasak	81
Tabel 6.2	Bantalan bola sudut	86
Tabel 6.3	Faktor V,X,Y dan Xo,Yo	87
Tabel 6.4	Harga faktor keandalan	90
Tabel 6.5	Ukuran standar ulir kasar metris	93
Tabel 6.6	Tekanan permukaan yang diijinkan pada ulir	94
Tabel 6.7	Ukuran kopling flens	96
Tabel 7.1	Hubungan antara kapasitas dengan head	108
Tabel 7.2	Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi	114

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Grafik Penentuan Jenis Pompa	9
Gambar 2.2	Randemen Efektif	10
Gambar 3.1	Harga informatif untuk kecepatan pada mulut isap	19
Gambar 3.2	Segitiga kecepatan sisi masuk impeler	24
Gambar 3.3	Titik-titik koefisien tinggi tekan untuk berbagai kapasitas	26
Gambar 3.4	Grafik koefisien kecepatan $K_{c_{m1}}$ dalam hubungan dengan n_s	28
Gambar 3.5	Segitiga kecepatan pada sisi keluar impeler	33
Gambar 3.6	Bentuk sudu	38
Gambar 3.7	Pelukisan sudu dengan busur lingkaran tangen	40
Gambar 3.8	Pelukisan sudu dengan metode arkus tangen	42
Gambar 3.9	Bentuk penampang impeler	45
Gambar 4.1	Rumah spiral	47
Gambar 4.2	Design rumah keong	49
Gambar 5.1	Harga koefisien eksperimental	59
Gambar 5.2	Beban lentur poros	60
Gambar 5.3	Diagram pembebanan pada poros	62
Gambar 5.4	Faktor konsentrasi tegangan	65
Gambar 5.5	Faktor konsentrasi tegangan α pada poros buiat Dengan alur pasak yang diberi fillet	66

Gambar 6.1	Bagian leher impeler	73
Gambar 6.2	Kotak paking	77
Gambar 6.3	Gaya geser pasak	80
Gambar 7.1	Hubungan antara kapasitas dengan head	108
Gambar 7.2	Hubungan antara kapasitas, daya dan efisiensi	115

INTISARI

Pompa merupakan suatu mesin kerja fluida yang berguna untuk memberikan tenaga tambahan aliran. Tambahan tenaga ini dapat digunakan untuk mengangkat fluida tak mampu mampat. Pompa yang dirancang adalah pompa pengisi ketel yang terdiri dari dua tingkat dengan Head pemompaan (H) = 55 m, Kapasitas (Q) = 35 m³/jam, Putaran motor (n) = 2968 rpm, daya motor penggerak (P) = 7,7 kW. Secara umum cara kerja pompa pengisi ketel ini yaitu daya dari motor penggerak memutar poros impeler sehingga impeler dalam rumah pompa berputar yang menyebabkan perbedaan tekanan antara sisi hisap dan sisi tekan. Gaya sentrifugal menyebabkan zat cair mengalir dari tengah impeler keluar melalui saluran diantara sudu-sudu kemudian ditampung dalam rumah volut dan disalurkan ke luar melalui nosel. Impeler yang digunakan adalah jenis impeler tertutup dikarenakan zat cair yang akan dipompakan adalah air bersih, bahan impeler brons, jumlah sudu impeler 7 buah. Tipe sudu ' Backward Curve Vanes '.

ABSTRACT

A pump is a working machine fluid used to give extra fluid energy. This extra energy can be used to lift the incompressible fluid. The design of the pump is a two stages boiler pump with 55 m in Head (H), 35 m³/hour in capacity (Q), 2968 rpm in electric motor speed (n), the power of activator is 7,7 kW. Generally working of pump in this design is the power of engine rotate impeller axis so the impeller in the volute of pump be rotated and it would cause the different of pressure between suction and discharge. The centrifugal force cause the liquid would flows middle of impeller through out between blades of impeller and than the liquid would be received in volute of pump and would be through out of nozzle. The type of impeller is closed system because of the fluids to be pumped is clean water, the material of impeller is bronze, the number of the blade is 7, the type of the blade is ' Backward Curve Vanes '

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 DEFINISI POMPA

Pompa merupakan suatu mesin kerja fluida yang berguna untuk menaikkan tekanan agar fluida dapat mengalir. Kenaikkan tekanan ini dipergunakan untuk mengalirkan fluida dari permukaan yang rendah ke permukaan yang tinggi. Pompa yang akan dirancang adalah jenis pompa sentrifugal, head 55 m, kapasitas 35 m³/jam, dan putaran 2968 rpm.

1.2 KLASIFIKASI POMPA

Pompa dapat dikelompokkan dalam dua bagian besar, berdasarkan cara pembangkitan tekanannya, yaitu :

1.2.1 Pompa perpindahan positif

Pompa perpindahan positif terjadi akibat dari gerakan rotor yang mengakibatkan tekanan hampa pada bagian hisap dan tekanan positif pada bagian tekan sehingga dapat mengalirkan atau menaikkan fluida.

Jenis dari pompa perpindahan positif ini antara lain :

a. Pompa torak

Pompa torak mempunyai alat penghisap yang bolak-balik seperti piston untuk memindahkan cairan, yang memaksa keluar ke nozel tekan.

b. Pompa putar

Pompa putar digunakan untuk memindahkan secara ekstrem komoditas yang sangat kental seperti lemak, aspal dan minyak bahan bakar berat.

1.2.2 Pompa Dinamis (*Dinamic pump*)

Pompa dinamis memperoleh pembangkitan tenaga dengan mengubah energi kinetik ke energi tekanan.

a. Pompa Sentrifugal

Pompa ini memiliki suatu konstruksi sedemikian rupa sehingga aliran zat cair yang keluar dari impeller akan melalui sebuah bidang tegak lurus poros pompa.

b. Pompa Aliran Campur

Tinggi tekan yang dihasilkan pada impeller jenis ini sebagian terjadi karena gaya sentrifugal dan sebagian oleh tolakan impeller.

c. Pompa Propeler

Pada pompa propeler, tidak ada gaya sentrifugal yang dikenakan pada fluida. Tinggi tekan yang dihasilkan adalah akibat tolakan sudu-sudu, serta alirannya hampir seluruhnya aksial.

BAB II

PERANCANGAN POMPA

Pada perancangan pompa ini, akan dirancang pompa yang dipergunakan untuk melayani kerja pada ketel uap. Dengan data sebagai berikut :

- Kapasitas Pompa (Q) = 35 m³/jam
= 0,58 m³/menit
= 0,01 m³/detik
= 158,52 GPM
- Head pompa (H) = 55 m
- Putaran pompa (n) = 2968 rpm

2.1 PEMILIHAN DIAMETER PIPA

Diameter pipa isap harus dibuat lebih besar ukurannya dibandingkan dengan diameter pipa tekan pompa untuk menghindari kerusakan akibat terjadinya kavitasi. Kavitasi adalah gejala menguapnya zat cair yang sedang mengalir, karena tekanannya berkurang sampai dibawah tekanan uap jenuhnya. Jika pompa mengalami kavitasi,

maka akan timbul suara berisik dan getaran. Selain itu performansi pompa akan menurun secara tiba-tiba, sehingga pompa tidak dapat bekerja dengan baik.

Diameter-diameter dalam flens dan pipa standar yang ada diantaranya: 1; 1,24; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 55; dan 36 Inchi. (*Austin H. Church, 1993 : 90*)

2.1.1 Diameter pipa isap

Berdasarkan standar diameter yang ada, maka diameter pipa isap dipilih sebesar 4 inchi atau 0,1016 m

Besarnya kecepatan aliran pada sisi isap dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$V_1 = \frac{Q}{A_1} \quad (2.1)$$

V_1 = Kecepatan aliran pada sisi isap (m/s)

Q = Kapasitas pompa (m³/s)

A_1 = Luas penampang pipa isap (m²)

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \times D^2$$

$$A_1 = \frac{3,14}{4} \times 0,1016^2$$

$$A_1 = 8,103 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Maka:

$$f = \frac{0.01}{8,103 \cdot 10^{-3}}$$

$$f = 1,234 \text{ m/s}$$

$$f = 4,1 \text{ ft/s}$$

Syarat yang harus dipenuhi pada saluran pipa isap adalah bahwa kecepatan sisi isap berkisar antara 4 sampai 8 ft/s, dengan demikian maka standarisasinya sesuai dengan standar kecepatan aliran yang telah ditentukan (*Austin H.Church, 1993 : 90*)

2.1.2 Diameter pipa tekan

Diameter pipa tekan dipilih ukuran yang lebih kecil dari diameter pipa isap untuk mencegah terjadinya kavitasi. Sesuai standar yang ada maka dipilih diameter pipa tekan sebesar 2 inchi atau sama dengan 0,0508 m.

Maka kecepatan aliran pada sisi tekan pompa adalah:

$$V_2 = \frac{Q}{A_2}$$

V_2 = Kecepatan aliran pada sisi tekan pompa, m/s

Q = Kapasitas pompa = 0,01 m³/s

A_2 = Luas panampang pipa tekan, m²

$$A_2 = \frac{\pi}{4} \times D^2$$

$$A_2 = \frac{3,14}{4} \times 0,0508^2$$

$$A_2 = 2,026 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Maka:

$$V_2 = \frac{0,01}{2,026 \times 10^{-3}}$$

$$V_2 = 4,94 \text{ m/s}$$

$$V_2 = 16,21 \text{ ft/s}$$

Kecepatan aliran harus berkisar antara 12 sampai 20 ft/s, sehingga dalam pemilihan diameter diatas telah memenuhi persyaratan sesuai dengan kecepatan aliran yang ditentukan. (*Austin H. Church, 1993 : 90*)

2.2 PENENTUAN JENIS POMPA

Berdasarkan kapasitas dan head total pompa yang diperlukan, terdapat lebih dari satu jenis pompa yang dapat dipilih.

2.2.1 Poros mendatar dan poros tegak

Pemilihan pompa didasarkan atas pertimbangan sebagai berikut :

1. Jika tidak ada pembatasan-pembatasan pada kondisi pengisapan dan operasi pompa kecil atau sedang, maka pompa berporos mendatar lebih ekonomis.

2. Jika head isap statis cukup besar, atau pompa harus bekerja otomatis, maka pompa berporos tegak adalah lebih sesuai.
3. Jika pompa harus sering dibongkar pasang karena mutu air yang buruk atau sebab lain maka poros mendatar lebih menguntungkan.

2.2.2 Pemilihan jenis pompa menurut kondisi pemasangannya

Jenis- jenis pompa yang harus dipertimbangkan terlebih dahulu untuk berbagai kondisi instalasi diperlihatkan dalam tabel 2.1

Kondisi pemakaian	Pompa yang sesuai
Untuk luas ruangan yang terbatas	Pompa tegak
Untuk sumur dalam	Pompa tegak jenis sumur dalam (<i>deep well</i>), dengan menggunakan motor diatas atau dibawah pompa
Untuk fluktuasi yang besar pada permukaan air isap	Pompa tegak
Untuk ruang pompa yang dapat terendam air (terkena banjir)	Pompa tegak dengan rantai ganda
Untuk memompa air limbah dan berlumpur	Pompa tegak jenis sumuran kering

Untuk mencegah pengotoran air yang dipompa oleh minyak pelumas atau gemuk	Pompa volut mendatar atau pompa tegak dengan pelumas air
Untuk mengurangi kebisingan	Pompa dengan motor terendam, pompa tegak jenis tromol sumuran
Bila kebocoran keluar pompa tidak diijinkan	Pompa dengan motor terselubung

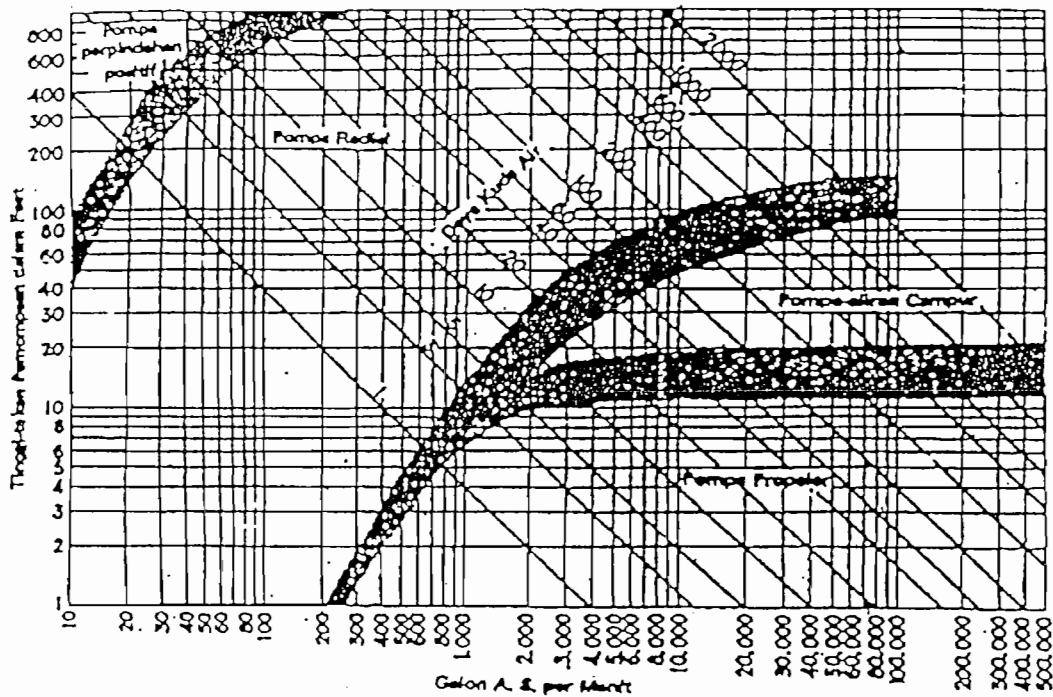
Tabel 2.1 Pompa-pompa yang sesuai untuk kondisi pemakaian tertentu

(Sumber : Sularso dan H.Tahara, 1987 : 51)

Jika data pada tabel masih dianggap kurang, maka untuk mengetahui jenis pompa yang akan digunakan sesuai dengan kebutuhan, dalam hal ini untuk melayani pemompaan air bersih, dapat digunakan grafik penentuan jenis pompa dibawah ini. dengan data-data sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{Kapasitas pompa (Q)} &= 0,01 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 158,52 \text{ GPM} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Head pompa (H)} &= 55 \text{ m} \\ &= 180,51 \text{ ft} \end{aligned}$$



Gambar 2.1 Grafik penentuan jenis pompa

(Sumber: Austin H. Church, 1986 : 56)

Berdasarkan grafik yang ditunjukkan, maka pompa yang digunakan untuk keperluan pemompaan air bersih adalah jenis pompa sentrifugal dengan arah radial.

2.3 TATA LETAK POMPA

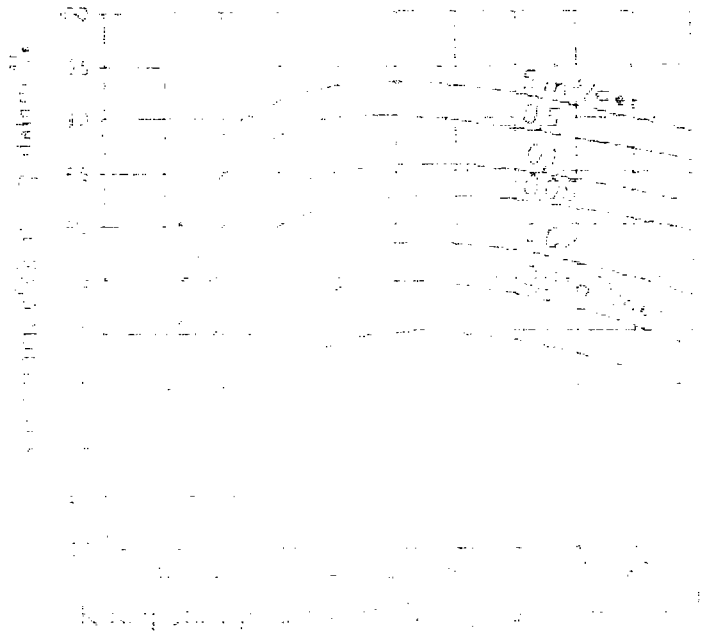
Ruang pompa harus direncanakan dengan memperhatikan jalan masuk mesin, tempat dan ruangan untuk membongkar dan memasang pompa, jalan untuk pemeliharaan dan pemeriksaan, papan tombol, pipa-pipa, penopang pipa, saluran pembuang air drainase ruangan dan lain-lain.

Jika beberapa pompa dipasang pada ruangan yang sama, perlu diperhatikan jarak antar pompa. Jarak yang terlalu besar kurang ekonomis, tetapi jarak yang terlalu dekat dapat menimbulkan pusaran ditadah isap hingga akan mengakibatkan performansi pompa yang buruk atau menyulitkan pada waktu operasi dan pemeliharaan. Karena itu sebagai

pedoman dapat diambil jarak minimum 1 m atau biasanya lebih dari 1,5 m sebagai ruang bebas disekeliling pompa.

2.4 Pemilihan jumlah tingkat, kecepatan spesifik dan efisiensi pompa

Pemilihan jumlah tingkat dapat didasarkan pada efisiensi yang optimum. Efisiensi pompa (η_p) dapat ditentukan dengan menggunakan grafik rendemen efektif (η_e) dengan mengetahui kapasitas dan kecepatan spesifik.



Gambar 2.2 Rendemen efektif

(Sumber : Fritz Dietzel, 1993 : 243)

Head tiap tingkat dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan :

$$H_t = \frac{H}{t} \quad (2.2)$$

Dengan :

H_t = Head tiap tingkat

H = Head total

Kecepatan spesifik dapat didefinisikan dengan persamaan :

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H_t^{3/4}} \quad (2.3)$$

Dengan :

n_s = Kecepatan spesifik (menit-1)

n = Putaran pompa

Q = Kapasitas pompa

H_t = Tinggi kenaikan pompa tiap tingkat

Kondisi pelayanan pompa yang dirancang adalah sebagai berikut :

$Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{s}$

$H = 55 \text{ m}$

$n = 2968 \text{ rpm}$

Data diatas dimasukkan kedalam persamaan 2.1 dan hasilnya dimasukkan kedalam tabel 2.2

Tingkat (t)	H_t (m)	Kecepatan spesifik (n_s)	Efisiensi (η)
1	55 m	14,7 menit ⁻¹	60 %
2	27,5 m	24,7 menit ⁻¹	70 %
3	18,33 m	33,5 menit ⁻¹	72 %

Tabel 2.2 Hubungan antara jumlah tingkat dan efisiensi

Dari Tabel diatas, maka pompa dirancang 2 tingkat karena nilai ekonomis (perbedaan efisiensi tidak terlalu signifikan) dengan bentuk pola yang dipakai adalah menggunakan roda (*impeler*) radial (harga $n_s = 10$ sampai 55 menit^{-1})

2.5 PERHITUNGAN DAYA POMPA

Tinggi kenaikan pompa berpengaruh besar terhadap ukuran pompa dan mesin penggeraknya sehingga daya pemompaan harus diperhitungkan.

2.5.1 Daya Air

Energi yang secara efektif diterima oleh air dari pompa per satuan waktu disebut sebagai daya air, dapat ditulis dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$P_w = \gamma QH \quad (2.4)$$

Dengan : γ = berat jenis air (kN/m^3)

Q = Kapasitas pompa (m^3/detik)

H = Head pompa (m)

Maka :

$$P_w = 9,810 \times 0,01 \times 55$$

$$= 5,4 \text{ kW}$$

$$= 7,35 \text{ Hp}$$

2.5.2 Daya Mesin Penggerak Pompa

Daya mesin penggerak pompa dapat ditentukan dengan menggunakan rumus :

$$P = \frac{Q \times H \times \gamma \times g}{1000 \times \eta_p} \quad (2.5)$$

Dengan :

P = Daya mesin penggerak pompa (Hp)

Q = Kapasitas pompa = 0,01 (m³/ detik)

H = Head pompa = 55 (m)

γ = Kerapatan air = 1000 Kg/m³

g = Percepatan gravitasi = 9,81 m/s²

η_p = Efisiensi pompa = 70 %

maka :

$$\begin{aligned} P &= \frac{0,01 \times 55 \times 1000 \times 9,81}{1000 \times 0,70} \\ &= 7,7 \text{ kW} \\ &= 10,5 \text{ Hp} \end{aligned}$$

BAB III

IMPELER

3.1 PENGERTIAN IMPELER

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

3.2 JENIS- JENIS IMPELER

Menurut bentuknya impeler dibagi menjadi :

3.2.1 Impeler jenis radial

Tinggi tekan umumnya disebabkan oleh gaya sentrifugal.

3.2.2 Impeler jenis Francis

Tinggi tekan yang lebih rendah sering dipakai impeler pembuangan radial

3.2.3 Impeler jenis aliran campur

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

Tipe impeler dibagi menjadi tiga :

1. Impeler tertutup (*Closed impeller*)
2. Impeler semi terbuka (*Semi open impeller*)

3. Impeller terbuka (*Open impeller*)

Pada perancangan ini digunakan jenis impeler tertutup karena fluida yang dipompakan adalah air bersih

3.3. PERHITUNGAN IMPELER

3.3.1. Diameter poros

Diameter poros dapat dihitung dari gaya momen puntir (T), sedangkan momen puntir (T) sendiri bisa didapat dari hasil perhitungan besarnya daya penggerak pompa (P) yang harganya $P = 10,5$ Hp. Pertama-tama dengan tidak memperhatikan besarnya beban lengkung yang ada, besarnya diameter poros dapat dihitung dengan menempatkan harga tegangan torsi paling kecil yang diijinkan.

(*Fritz Dietzel, 1993 :260*)

Maka besarnya momen puntir yang dapat diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P}{n} \quad (3.1)$$

(*Sularso dan K. Suga, 1997 : 7*)

Dengan:

T = Momen puntir, kg.mm

P = Daya penggerak pompa = 10,5 Hp atau 7,7 kW

n = Putaran poros pompa = 2968 rpm

Maka:

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{7,7}{2968}$$

$$T = 2526,9 \text{ kg.mm}$$

Poros pompa direncanakan dengan poros pejal dari bahan **S40C** yaitu baja batang karbon yang difinishing dingin yang mempunyai kekuatan tarik σ_B 55 kg/mm²

Batas kelelahan puntir adalah 18 %

Sesuai dengan standart ASME, untuk harga 18 % ini adalah faktor keamanan untuk bahan **S40C** dengan:

S_{f1} = Faktor keamanan karena pengaruh massa dan baja paduan = 5,6

S_{f2} = Faktor keamanan karena poros dibuat alur pasak = 1,3 – 3,0

Diambil 2,0

Maka besarnya tegangan geser yang diijinkan (τ_a) dapat diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{s_{f1} \times s_{f2}} \quad (3.2)$$

Maka:

$$\tau_a = \frac{55}{5,6 \times 2,0}$$

$$\tau_a = 4,91 \text{ kg/mm}^2$$

Besarnya diameter poros impeler dapat dicari dengan rumus:

$$ds = \left(\frac{5,1}{\tau_a} \times K_t \times C_b \times T \right)^{1/3} \quad (3.3)$$

Dengan:

d_s = Diameter poros impeler pompa, mm

τ_{ai} = Tegangan geser ijin pada poros = 4,91 kg/mm²

T = Momen puntir pada poros = 2904,28 kg.mm

K_t = Faktor keamanan beban kejut = 1,5

C_b = Faktor keamanan beban lentur = 1,5

Maka:

$$d_s = \left(\frac{5,1}{4,91} \times 1,5 \times 1,5 \times 2526,9 \right)^{1/3}$$

$$d_s = 18,08 \text{ mm}$$

Sehingga diambil diameter poros untuk impeler ukuran standar $d_s = 30$ mm

3.3.2. Diameter leher poros

Diameter leher poros dibuat lebih besar dari diameter poros.

Besarnya diameter leher poros dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$D_{II} = (1,2 \text{ sampai } 1,5) \cdot d_s \quad (3.4)$$

(*Frits Dietzel, 1993 : 265*)

Dengan:

D_{II} = Diameter leher poros. mm

d_s = Diameter poros pompa = 30 mm

Maka:

$$D_{11} = 1,5 \cdot 30 \\ = 45 \text{ mm}$$

3.3.3. Diameter mulut isap

Besarnya diameter mulut isap (D_0) dapat diperoleh melalui rumus sebagai berikut:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \times Q^1}{\pi \times C_0} + D_H^2} \quad (3.5)$$

(Fritz Dietzel, 1993 : 261)

Dengan harga kapasitas teoritis (Q^1) dibuat sekitar 3 % sampai 5 % lebih besar dari kapasitas yang direncanakan (Q), karena kerugian arus balik juga diperhatikan, kerugian tersebut diakibatkan karena fluida dari sisi tekan kembali masuk ke bagian sisi isap melalui celah roda jalan yang berada di atas sisi masuk dan hal ini berlangsung terus menerus. (Fritz Dietzel, 1993 : 260)

Maka kapasitas teoritis (Q^1) dapat diperoleh dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$Q^1 = (1,02 \text{ sampai } 1,05) \cdot Q \quad (3.6) \\ = 1,05 \cdot 0,01 \\ = 0,0105 \text{ m}^3/\text{s}$$

Harga kecepatan masuk fluida (C_0) dapat diperoleh dengan grafik harga-harga informatif untuk kecepatan pada mulut isap yang diijinkan.

Data-data yang mendukung:

$$Q^1 = 0,0105 \text{ m}^3/\text{s}$$

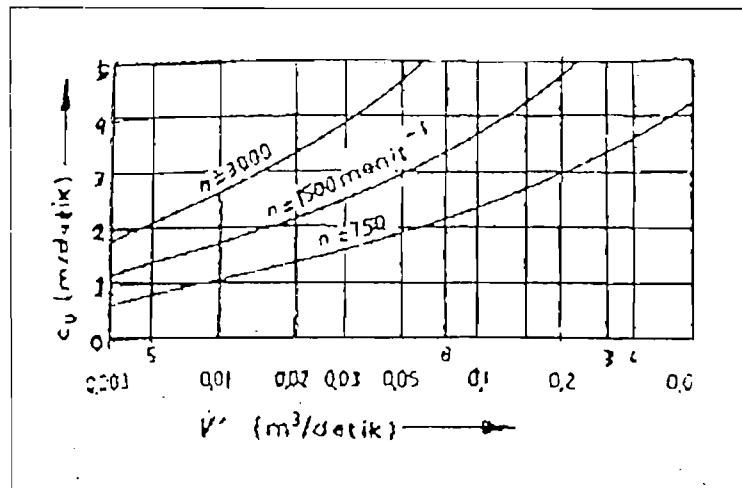
$$n = 2968 \text{ rpm}$$

Dengan data-data tersebut maka harga kecepatan masuk dapat dicari pada grafik, yaitu sebesar $C_0 = 2,5 \text{ m/s}$. Sesudah harga Q^1 dan C_0 diketahui maka diameter mulut isap (D_0) dapat dicari yaitu:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \times 0,01}{3,14 \times 2,5} + 0,045^2}$$

$$D_0 = 0,084 \text{ m}$$

$$D_0 = 84 \text{ mm}$$



Gambar 3.1 Harga informatif untuk kecepatan pada mulut isap

(Sumber : Fritz Dietzel, 1993 : 261)

3.4. UKURAN-UKURAN DAN SUDUT SISI MASUK IMPELER

Untuk memastikan terjadinya aliran yang mulus tanpa adanya turbulensi yang berlebih, maka diameter ujung sisi masuk (D_1) dibuat sama dengan diameter mulut isap (D_0) atau dengan kata lain permukaan sudu harus dibuat paralel, dengan $D_1 = D_0$ (*Fritz Dietzel, 1993 : 261*), sehingga diameter ujung sisi masuk $D_1 = 84$ mm.

Kecepatan keliling ujung sisi masuk impeler dapat diperoleh dengan memakai rumus sebagai berikut:

$$U_1 = \frac{D_1 \times \pi \cdot n}{60} \quad (3.7)$$

(*Fritz Dietzel, 1993 : 265*)

Dengan:

$$D_1 = \text{Diameter ujung sisi masuk} = 0,084 \text{ m}$$

$$n = \text{Putaran poros pompa} = 2968 \text{ rpm}$$

Maka:

$$U_1 = \frac{0,084 \times 3,14 \times 2968}{60}$$

$$U_1 = 13,05 \text{ m/s}$$

3.4.1. Lebar impeler bagian masuk

Lebar impeler bagian masuk (b_1) dapat diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$b_1 = \frac{Q^1}{D_1 \times \pi \times C_{ml}} \quad (3.8)$$

Dengan:

b_1 = Lebar impeler bagian masuk. m

D_1 = Diameter sisi masuk impeler = 0,084 m

Q^l = Kapasitas teoritis = 0,0105 m³/s

C_{m1} = Kecepatan arus fluida masuk ke dalam yang tergantung pada jumlah sudu dan ketebalan sudu (*kecepatan meridional absolut sisi masuk impeler*)

= (1,1 sampai 1,3) x C_0

dengan: C_0 = kecepatan fluida masuk = 2,5 m/s

$$C_{m1} = 1,3 \times C_0$$

$$= 1,3 \times 2,5$$

$$= 3,25 \text{ m/s}$$

Maka:

$$h_1 = \frac{0,0105}{0,084 \times 3,14 \times 3,25}$$

$$h_1 = 0,012 \text{ m}$$

$$h_1 = 12 \text{ mm}$$

3.4.2. Sudut sisi masuk impeler

Fluida dianggap masuk kesudu impeler secara aksial. sehingga sudut sisi masuk absolut (α_1) = 90° (*Austin H. Church, 1993 : 94*), maka sudut sisi fluida masuk impeler dapat diperoleh dengan rumus:

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{C_{m1}}{U_1} \quad (3.9)$$

Dengan:

$$U_1 = \text{Kecepatan keliling ujung sisi masuk impeler} = 11,96 \text{ m/s}$$

$$\beta_1 = \text{Sudut sisi masuk impeler, } ^\circ$$

$$C_{m1} = \text{Kecepatan meridional absolut sisi masuk impeler} = 3,25 \text{ m/s}$$

Maka:

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{3,25}{13,05}$$

$$\operatorname{tg}\beta_1 = 0,25$$

$$\beta_1 = 14,04^\circ$$

Sudut sisi masuk (β_1) yang besar berguna untuk mengimbangi adanya prerotasi dan kontraksi aliran. (*Austin H. Church, 1993 : 109*)

3.4.3. Kecepatan relatif sisi masuk impeler

Kecepatan relatif sisi masuk impeler dapat diperoleh dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$W_1 = \frac{C_{m1}}{\sin \beta_1} \quad (3.10)$$

Dengan:

W_1 = Kecepatan relatif sisi masuk impeler, m/s

β_1 = Sudut sisi masuk impeler = $14,04^\circ$

C_{m1} = Kecepatan meridional absolut sisi masuk impeler = 3,25 m/s

Maka:

$$W_1 = \frac{3,25}{\sin 14,04^\circ}$$

$$W_1 = 13,4 \text{ m/s}$$

3.4.4. Segitiga kecepatan pada sisi masuk impeler

Data-data yang dipergunakan untuk menggambar segitiga kecepatan sisi masuk impeler:

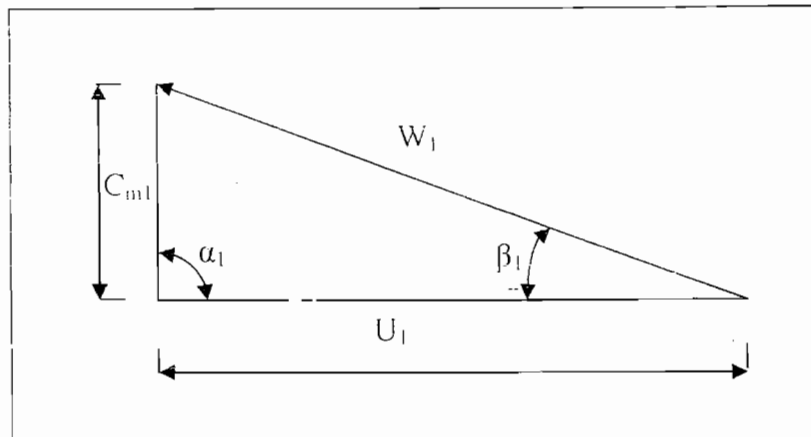
$$U_1 = 13,05 \text{ m/s}$$

$$\beta_1 = 14,04^\circ$$

$$C_{m1} = 3,25 \text{ m/s}$$

$$W_1 = 13,4 \text{ m/s}$$

$$\alpha_1 = 90^\circ$$



Gambar 3.2 Segitiga kecepatan sisi masuk impeler

3.5. UKURAN-UKURAN DAN SUDUT KELUAR IMPELER

Diameter bagian luar impeler dapat diperoleh dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$D_2 = \frac{18.40 \times \Phi \times \sqrt{H}}{n} \quad (3.11)$$

(Austin H. Church, 1993 : 109)

Dengan:

D_2 = Diameter bagian luar impeler, m

n = Putaran pompa = 2968 rpm

H = Head pompa = 55 meter atau 180,51 ft

Φ = Koefisien tinggi tekan total

Diameter luar impeler dapat dihitung sesudah harga koefisien tinggi tekan total Φ yang sesuai telah dipilih. Dari gambar 4.5 titik-titik koefisien tinggi

tekan Φ tinggi tekan untuk berbagai kapasitas, batas-batas Φ untuk tinggi tekan sebesar 180,51 ft dan kapasitas $Q = 158,52$ Gpm adalah 0,7 sampai 1,0. Sehingga dalam perancangan koefisien tinggi tekan total diambil $\Phi = 0,85$.

Maka diameter luar impeler dapat dicari dengan rumus:

$$D_2 = \frac{1840 \times 0,85 \times \sqrt{180,51}}{2968}$$

$$D_2 = 7,1 \text{ in} \quad (3.12)$$

$$D_2 = 0,18 \text{ m} = 180 \text{ mm}$$

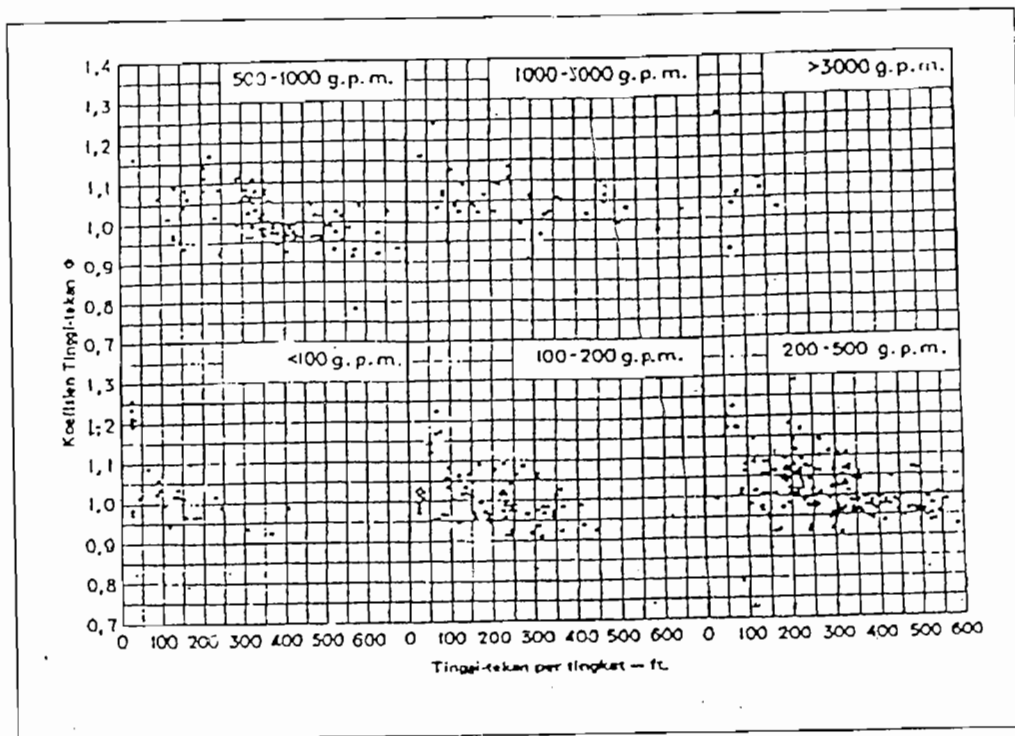
Perbandingan diameter impeler D_2/D_1 sangat besar, hal ini akan mempengaruhi lebar roda di bagian keluar (b_2) sangat kecil. Maka diameter roda luar impeler (D_2) dipotong agar dapat memenuhi persyaratan tinggi tekan yang dibutuhkan, ukuran diameter dapat dikurangi 15 % sampai 20 %. (*Austin H. Church, 1993 : 151*), dalam perancangan ini diambil 15 %.

sehingga:

$$D_2 = 180 - (15 \% \cdot 180)$$

$$D_2 = 153 \text{ mm}$$





Gambar 3.3 Titik-titik koefisien tinggi tekan Φ – tinggi tekan untuk berbagai kapasitas

(Sumber : Austin H. Church, 1993 : 97)

3.5.1. Sudut sisi keluar impeler

Sudut sisi keluar impeler (β_2) biasanya dibuat antara 15° sampai 40° , dalam hal ini biasanya dibuat sedikit lebih besar dari sudut masuk untuk mendapatkan laluan yang mulus dan kontinu. (*Austin H. Church, 1993 : 98*)

Dalam perancangan ini dipilih sudut sisi keluar impeler sebesar $\beta_2 = 22^\circ$

3.5.2. Kecepatan relatif sisi keluar impeler

Kecepatan relatif sisi keluar impeler (W_2) dapat diperoleh dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$H_2 = \frac{C_{m2}}{\sin \beta_2} \quad (3.13)$$

Dengan:

β_2 = Sudut sisi keluar impeler, 22°

W_2 = Kecepatan relatif sisi keluar impeler, m/s

C_{m2} = Kecepatan meridional absolut sisi keluar impeler

$$C_{m2} = Kc_{m2} \cdot \sqrt{2 \times g \times H}$$

Dimana:

Kc_{m2} = Koefisien kecepatan absolut atas fungsi dari kecepatan spesifik (n_s)

$n_s = 14,7 \text{ menit}^{-1}$, maka $Kc_{m2} = 0,085$

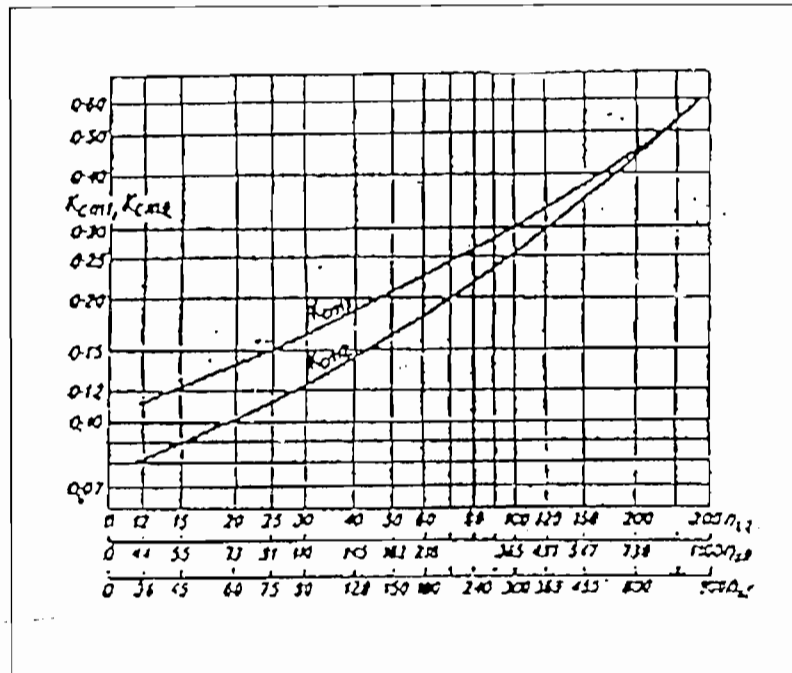
H = Head pompa = 55 meter

Maka:

$$\begin{aligned} C_{m2} &= 0,085 \cdot \sqrt{2 \times 9,81 \times 55} \\ &= 2,8 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} W_2 &= \frac{2,8}{\sin 22^\circ} \\ W_2 &= 7,5 \text{ m/s} \end{aligned}$$



Gambar 3.4 Grafik koefisien kecepatan $K_{c_{m1}}$ dalam hubungan dengan n_s

(Sumber : Lazarkiewicz, 1965 : 134)

3.5.3. Kecepatan keliling keluar impeler

Kecepatan keliling keluar impeler dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$U_2 = \frac{1}{2} \left[\frac{V_{r2}}{\tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{r2}}{\tan \beta_2} \right)^2 + \frac{4 \times g \times H}{K}} \right] \quad (3.14)$$

(Austin H. Church, 1990: 96)

Dengan:

$$V_{r2} = C_{m2} = \text{Kecepatan meridional absolut sisi keluar} = 2,9 \text{ m/s}$$

g	= Percepatan gravitasi	= 9,81 m/s ²
H	= Head pompa	= 55 m
β_2	= Sudut sisi keluar impeler	= 22°
U_2	= Kecepatan keliling sisi keluar impeler, m/s	
K	= Pengaruh berbagai faktor pada U_2 (0,6 – 0,7)	

Maka:

$$U_2 = \frac{1}{2} \left[\frac{2,9}{\tan 22^\circ} + \sqrt{\left(\frac{2,9}{\tan 22^\circ} \right)^2 + \frac{4 \times 9,81 \times 55}{0,6}} \right]$$

$$= 33,8 \text{ m/s}$$

3.5.4. Kecepatan absolut sisi keluar impeler (C_2)

Komponen kecepatan absolut (C_{u2}) yang meninggalkan impeler harus diketahui, dan untuk mendapatkan komponen kecepatan absolut dapat diperoleh dengan memakai rumus:

$$C_{u2} = u_2 - \frac{C_{m2}}{\text{tg}\beta_2} \quad (3.15)$$

(*Luzarkiewicz, 1965 : 134*)

dimana:

C_{u2} = Komponen Kecepatan absolut sisi keluar, m/s

β_2 = Sudut keluar sisi impeler = 22°

C_{m2} = Kecepatan meridional absolut sisi keluar impeler = 2,9 m/s

$$U_2 = \text{Kecepatan keliling keluar impeler} = 33,8 \text{ m/s}$$

Maka:

$$C_{u2} = 33,8 \cdot \frac{2,9}{\tan 22^\circ}$$

$$C_{u2} = 26,6 \text{ m/s}$$

Sehingga kecepatan absolut sisi keluar impeler (C_2)

$$C_2 = \sqrt{(C_{m2})^2 + (C_{u2})^2} \quad (3.16)$$

$$C_2 = \sqrt{(2,9)^2 + (26,6)^2}$$

$$C_2 = 26,8 \text{ m/s}$$

Sudut alfa pada sisi keluar impeler dapat diperoleh dengan memakai rumus:

$$\tan \alpha_2 = \frac{C_{m2}}{C_{u2}}$$

Dengan:

$$C_{m2} = \text{Kecepatan meridional absolut sisi keluar impeler} = 2,9 \text{ m/s}$$

$$C_{u2} = \text{Komponen kecepatan absolut} = 26,6 \text{ m/s}$$

$$\alpha_2 = \text{Sudut pada sisi keluar impeler, } ^\circ$$

Sehingga:

$$\tan \alpha_2 = \frac{2,9}{26,6}$$

$$\tan \alpha_2 = 0,109$$

$$\alpha_2 = 6,2^\circ$$

3.5.5. Kecepatan absolut sisi keluar dengan adanya aliran sirkulasi (C_2)

Untuk komponen kecepatan tangensial absolut dapat diperoleh dengan memakai rumus:

$$C'_{u2} = C_{u2} \times \eta_x \quad (3.17)$$

(Austin H. Church, 1993 :33)

dengan:

C_{u2} = Komponen kecepatan tangensial absolut, m/s

η_x = Koefisien aliran sirkulasi berkisar antara 0,65 sampai 0,75

dalam hal ini diambil 0,65

C_{u2} = Komponen kecepatan absolut = 26,6 m/s

Sehingga:

$$\begin{aligned} C'_{u2} &= 26,6 \times 0,65 \\ &= 17,29 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sudut pada sisi keluar absolut impeler dapat diperoleh dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\tan \alpha'_2 = \frac{C_{m2}}{C'_{u2}} \quad (3.18)$$

Dengan:

α'_2 = Sudut pada sisi keluar absolut impeler, °

C_{m2} = Kecepatan meridional absolut sisi keluar impeler = 2,9 m/s

$$C'_{m2} = \text{Komponen kecepatan tangensial absolut} = 17,29 \text{ m/s}$$

Maka:

$$\tan \alpha'_2 = \frac{2,9}{17,29}$$

$$\tan \alpha'_2 = 0,168$$

$$\alpha'_2 = 9,5^\circ$$

Sehingga kecepatan absolut pada sisi keluar impeler karena adanya sirkulasi

(C'_2) dapat dicari yaitu:

$$C'_2 = \frac{C'_{m2}}{\sin \alpha'_2}$$

$$C'_2 = \frac{2,9}{\sin 9,5^\circ} \quad (3,19)$$

$$C'_2 = 17,6 \text{ m/s}$$

3.5.6. Segitiga kecepatan pada sisi keluar impeler

Dari hasil perhitungan data-data yang diperlukan untuk menggambar segitiga kecepatan pada sisi keluar impeler adalah:

$$C_2 = 26,8 \text{ m/s}$$

$$\beta_2 = 22^\circ$$

$$\alpha_2 = 9,5^\circ$$

$$\alpha'_2 = 6,2^\circ$$

$$C_{m2} = 2,9 \text{ m/s}$$

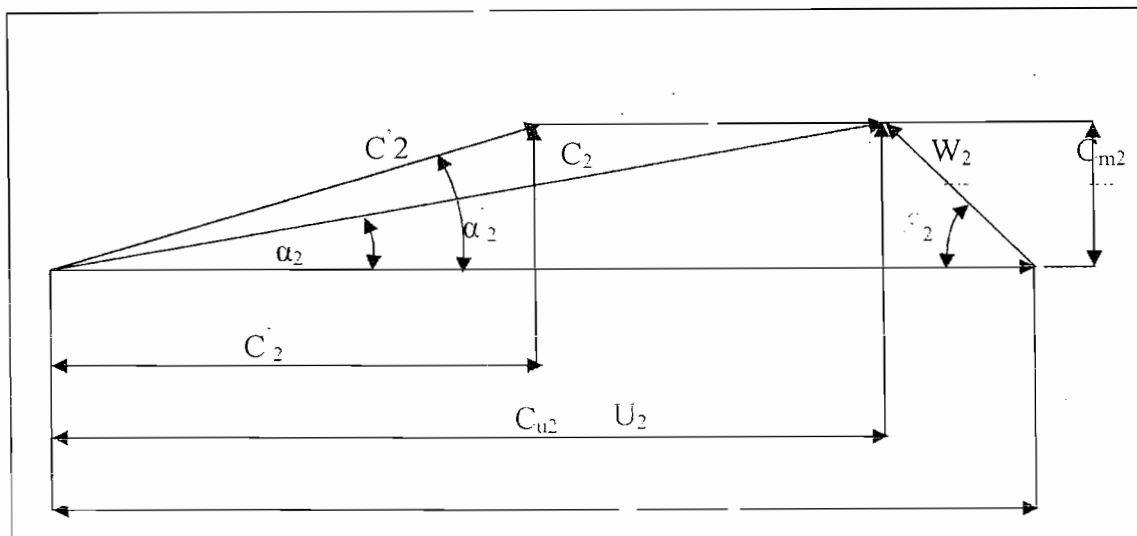
$$U_2 = 33,8 \text{ m/s}$$

$$W_2 = 7,5 \text{ m/s}$$

$$C_2 = 17,6 \text{ m/s}$$

$$C_{u2} = 26,6 \text{ m/s}$$

$$C_{u2} = 17,29 \text{ m/s}$$



Gambar 3.5 Segitiga kecepatan pada sisi keluar impeler

3.5.7. Lebar impeler sisi keluar

Lebar impeler sisi keluar (b_2) dapat ditentukan terlebih dahulu dengan menghitung variabel-variabel yang diperlukan untuk menentukan lebar impeler.

Jumlah sudu impeler dapat diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$Z = 0,5 \times \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \beta_m \quad (3.20)$$

(Austin H. Church, 1993 : 115)

Dengan:

Z = Jumlah sudu

D_1 = Diameter impeler sisi masuk = 84 mm

D_2 = Diameter impeler sisi keluar = 153 mm

β_m = Sudut rata-rata

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

$$\beta_m = \frac{14,04 + 22}{2}$$

$$\beta_m = 18,02^\circ$$

Sehingga:

$$Z = 6,5 \times \frac{153 + 84}{153 - 84} \sin 18,02^\circ$$

$$Z = 6,9$$

$$\approx 7 \text{ buah sudu}$$

Jarak antar sudu (t_2) dapat diperoleh dengan rumus:

$$t_2 = \frac{\pi \times D_2}{Z} \quad (3.21)$$

Dengan:

t_2 = jarak antar sudu, mm

D_2 = Diameter bagian luar impeler = 153 mm

Z = Jumlah sudu = 7

Sehingga:

$$l_2 = \frac{3,14 \times 153}{7}$$

$$l_2 = 68,63 \text{ mm}$$

Jarak ketebalan (S_{u2}) sudu bagian luar dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$S_{u2} = \frac{s}{\sin \beta_2} \quad (2.22)$$

dengan:

S_{u2} = Jarak ketebalan sudu bagian keluar, mm

β_2 = Sudut keluar sisi impeler = 22°

s = Tebal sudu yang besarnya berkisar antara 2 mm sampai 6 mm

(*Fritz Dietzel, 1993 : 261*)

Dalam perancangan ini digunakan 5 mm

Sehingga:

$$S_{u2} = \frac{5}{\sin 22^\circ}$$

$$S_{u2} = 13,35 \text{ mm}$$

Koefisien perubahan luasan sisi keluar impeler (φ_2) dapat diperoleh dengan rumusan sebagai berikut:

$$\varphi_2 = \frac{l_2}{l_2 + S_{u2}} \quad (3.23)$$

Dengan:

$$\begin{aligned} \varphi_2 &= \text{Koefisien perubahan luasan sisi keluar impeler} \\ t_2 &= \text{Jarak antar sudu} = 68,63 \\ S_{02} &= \text{Jarak ketebalan sudu bagian keluar} = 13,35 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} \varphi_2 &= \frac{68,63}{68,63 - 13,35} \\ \varphi_2 &= 1,2 \end{aligned}$$

Luas penampang laluan sisi keluar impeler (A_2) dapat dicari dengan rumus sebagai berikut:

$$A_2 = \varphi_2 \times \frac{Q^1}{C_{m2}} \quad (3.24)$$

Dengan:

$$\begin{aligned} A_2 &= \text{Luas penampang laluan sisi keluar impeler, m}^2 \\ Q^1 &= \text{Kapasitas teoritis} = 0,0105 \text{ m}^3 \cdot \text{s} \\ \varphi_2 &= \text{Koefisien perubahan luasan pada sisi keluar impeler} = 1,2 \\ C_{m2} &= \text{Kecepatan meridional absolut sisi keluar impeler} = 2,9 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga:

$$A_2 = 1,2 \cdot \frac{0,0105}{2,9}$$

$$A_2 = 0,0044 \text{ m}^2$$

Dari hasil perhitungan variabel-variabel diatas maka dapat ditentukan lebar impeler sisi keluar (b_2) yaitu:

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi \times D_2} \quad (3.25)$$

Dimana:

b_2 = Lebar impeler sisi keluar, mm

A_2 = Luas penampang laluan sisi keluar impeler = 0,0044 m²

D_2 = Diameter bagian luar impeler = 0,153 m

Sehingga:

$$b_2 = \frac{0,0044}{3,14 \times 0,153}$$

$$b_2 = 0,0092 \text{ m}$$

$$\approx 9,2 \text{ mm}$$

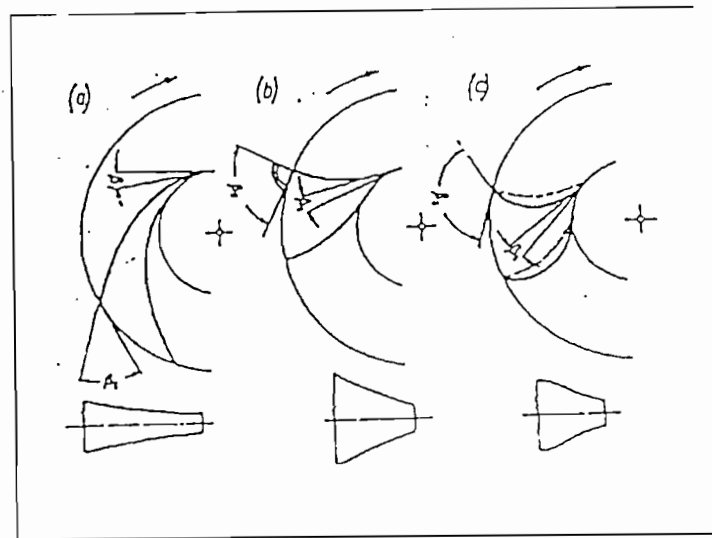
3.6. SUDU IMPELER

Bentuk-bentuk sudu impeler pada dasarnya ada tiga macam, diantaranya:

a. Sudu yang membengkok ke arah depan $\beta > 90^\circ$

b. Sudu-sudu radial $\beta = 90^\circ$

c. Sudu-sudu yang membengkok ke arah belakang $\beta < 90^\circ$



Gambar 3.6 Bentuk sudu

(Sumber : Lazarkiewicz, 1965 : 98)

Impeler dengan sudu-sudu radial atau sudu-sudu yang membengkok ke arah depan kurang efisien dibandingkan dengan impeler jenis sudu yang membengkok ke arah belakang. Disamping itu sudu-sudu radial atau yang membengkok ke arah depan mempunyai bentuk laluan antara sudu-sudu yang tidak dikehendaki yang mana sulit bagi fluida untuk mengalir. Hal ini menyebabkan terjadinya kerugian-kerugian pusaran (*eddy losses*). (*Austin H. Church, 1993 : 98*)

3.6.1. Jumlah sudu

Jumlah sudu-sudu umumnya dapat dipastikan sesudah bentuk sudu telah ditetapkan. Jumlah sudu-sudu haruslah sedemikian rupa sehingga dapat memberikan pengarahannya yang baik pada fluida yang di pompakan. Jumlah sudu yang terlalu banyak akan menyebabkan semakin besarnya rugi-rugi gesekan.

(*Austni H. Church, 1993 : 105*).

Dari hasil perhitungan diatas jumlah sudu dapat diketahui hasilnya yaitu $Z = 7$ buah. Jumlah sudu yang biasa dipakai berkisar antara 5 sampai 12 buah (*Austin H. Church, 1993 : 116*), sehingga dalam perancangan jumlah sudu yang didapat dari hasil perhitungan dapat memenuhi persyaratan.

3.6.2. Melukis bentuk sudu

Dalam hal melukis bentuk sudu ada dua cara yang dikenal yaitu: dengan metode arkus tangen dan metode koordinat polar. Dalam perancangan ini digunakan metode arkus tangen. Pada metode ini impeler dibagi menjadi beberapa lingkaran yang konsentris antara jari-jari R_1 dan R_2 .

Jari-jari busur yang berada pada setiap lingkaran dapat diperoleh dengan menggunakan rumus seperti dibawah ini:

$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2(R_b \cos \beta_b - R_a \cos \beta_a)} \quad (3.26)$$

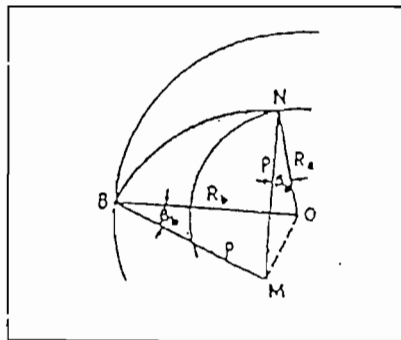
(*Austi H. Church, 1993 :111*)

Dengan:

ρ = Jari-jari lingkaran sudu

R_a = Jari-jari lingkaran impeler terkecil pada saat mana ditinjau

R_l = Jari-jari lingkaran terbesar impeler pada saat mana ditinjau



Gambar 3.7 Pelukisan sudu dengan busur lingkaran tangen

(Sumber : Austin H. Church, 1993 : 104)

Data-data yang diperlukan dalam perancangan pelukisan sudu:

Besarnya diameter impeler:

$$D_1 = 84 \text{ mm}$$

$$D_2 = 153 \text{ mm}$$

$$R_1 = 42 \text{ mm} = 4,2 \text{ cm}$$

$$R_2 = 76,5 \text{ mm} = 7,65 \text{ cm}$$

Dengan sudut-sudut pada diameter impeler:

$$\beta_1 = 14,04^\circ$$

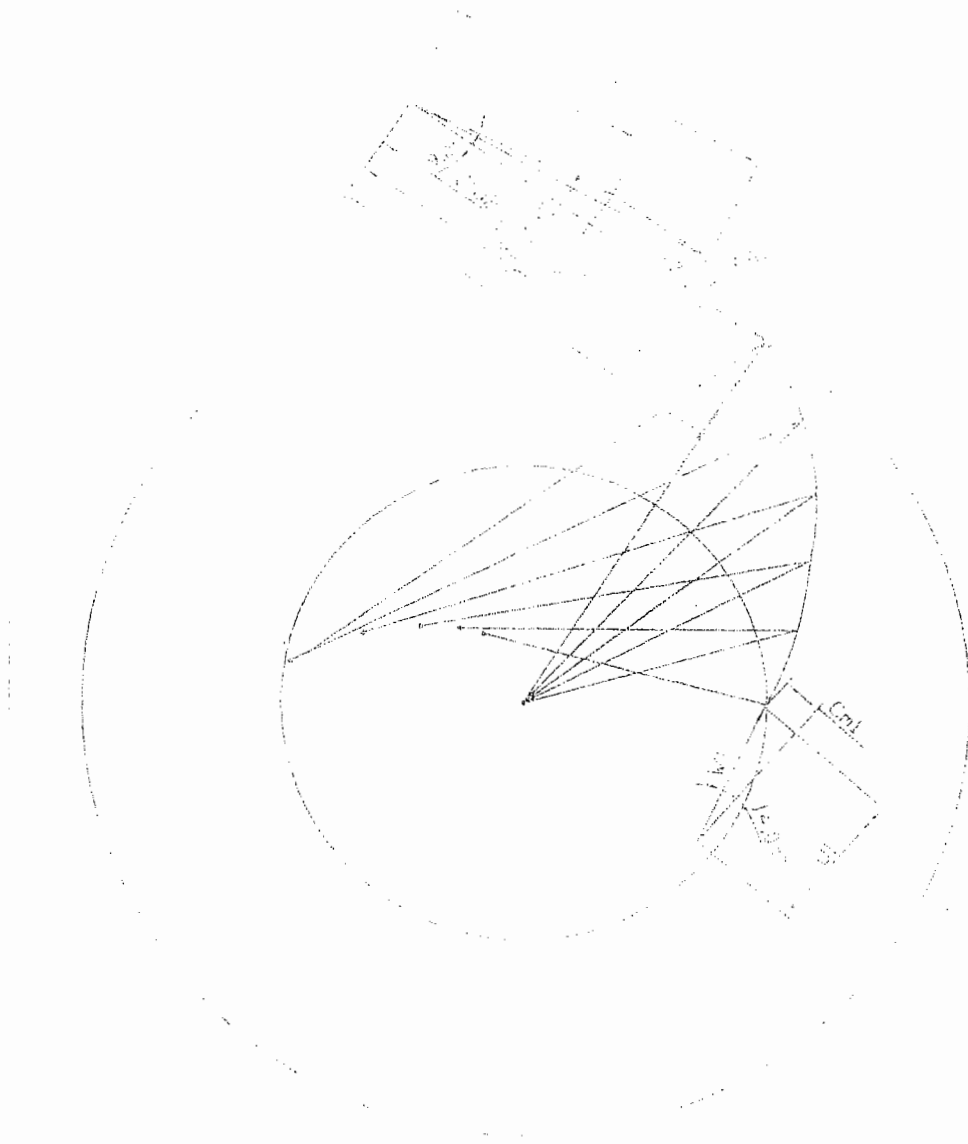
$$\beta_2 = 22^\circ$$

Untuk memberikan jari-jari huruf yang berada di setiap lingkaran dapat diperlihatkan pada tabel 3.1 sebagai berikut:

Lingkaran N	R (cm)	R ² (cm)	β	Cos β	R cos β	$R \cos \beta_b - R \cos \beta_a$	$R_b^2 - R_a^2$	ρ (cm)
1	4.2	17.64	14.04	0.97	4.07			
A	4.89	23.91	15.632	0.963	4.71	0.64	6.27	4.94
B	5.58	31.14	17.224	0.955	5.33	0.62	7.22	5.83
C	6.27	39.31	18.816	0.947	5.94	0.61	8.18	6.72
D	6.96	48.44	20.408	0.937	6.52	0.58	9.13	7.82
2	7.65	58.52	22	0.927	7.09	0.57	10.08	8.84

Tabel 3.1 Perhitungan sudut dengan metode arkus tangen

Pemeriksaan terhadap ketelitian melukis pendesainan sudut adalah dilakukan dengan memeriksa apakah sudut pada titik pusat busur yang terakhir, dimana dalam hal ini sama dengan sudut keluar sudut $\beta_2 = 22^\circ$.



Gambar 3.8 Pelukisan sudu dengan metode arkus tangen

3.6.3. Tebal sudu

Dalam menentukan tebal sudu pada impeler dapat diperoleh dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\varepsilon = \frac{\pi \times d - \frac{z \times t}{\sin \beta}}{\pi \times d} \quad (3.27)$$

(Austin H. Church, 1993 : 106)

Dimana:

t = Tebal sudu, mm

z = Jumlah sudu = 7

ε = Faktor kontraksi (antara 0,8-0,9)

$d = D_1 =$ Diameter sisi masuk = 84 mm

$\beta_1 =$ Sudut sisi masuk impeler = $14,04^\circ$

ε = Faktor kontraksi = 0,85

Sehingga tebal sudu sisi masuk impeler adalah:

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

$$t_1 = \frac{(1 - 0,85) \times 3,14 \times 84 \times \sin 14,04^\circ}{7}$$

$$t_1 = 1,4 \text{ mm}$$

Sedangkan pada sisi keluar telah diketahui bahwa:

z = Jumlah sudu = 7

$D_2 =$ Diameter sisi keluar = 153 mm

$\beta_2 =$ Sudut sisi keluar impeler = 22°

ε = Faktor kontraksi = 0,85

Sehingga tebal sudu sisi keluar impeler dapat dicari yaitu:

$$t_2 = \frac{(1 - \varepsilon_2) \pi \times D_2 \times \sin \beta_2}{z}$$

$$t_2 = \frac{(1 - 0,85) \times 3,14 \times 153 \times \sin 22^\circ}{7}$$

$$t_2 = 3,9 \text{ mm}$$

3.6.4. Lebar laluan

Lebar laluan dapat diperoleh melalui rumus:

$$b = \frac{Q^1}{C_m \times \pi \times d \times \varepsilon}$$

Dimana:

d = Diameter impeler, cm

b = Lebar laluan, cm

Q^1 = Kapasitas perancangan pompa = 0,0105m³/s

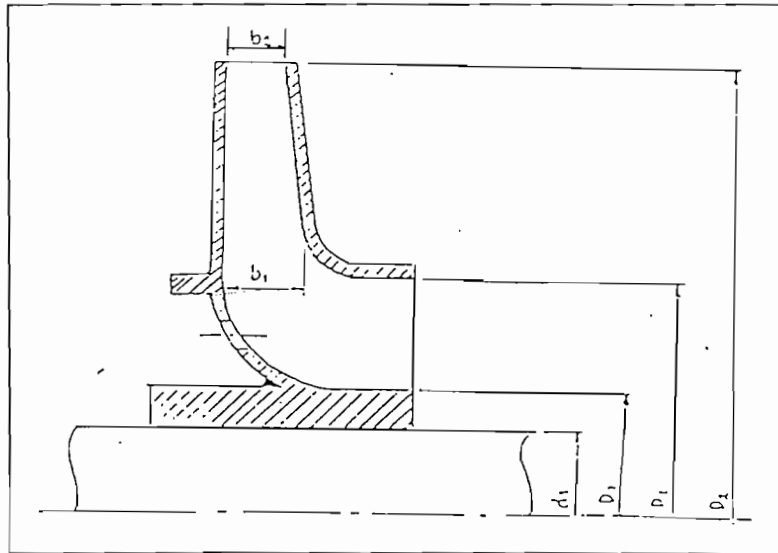
C_m = Kecepatan meridional absolut pada impeler, m/s

Lebar laluan untuk berbagai diameter dapat diperoleh dengan menggunakan tabel 3.2 sebagai berikut:

No	d Cm	$\pi \cdot d$ cm	t Cm	B	Sin β	$\frac{z \cdot t}{\sin \beta}$	$\pi \cdot d - \frac{z \cdot t}{\sin \beta}$	ε	C_m	B cm
1	8.4	26.376	0.5	14.04	0.243	12.366	14.010	0.85	3.250	1.44
A	9.78	30.709	0.5	15.632	0.269	11.133	19.576	0.85	3.180	1.26
B	11.16	35.042	0.5	17.224	0.296	10.131	24.911	0.85	3.110	1.13
C	12.54	39.376	0.5	18.816	0.323	9.301	30.074	0.85	3.040	1.03
D	13.92	43.709	0.5	20.408	0.349	8.603	35.105	0.85	2.970	0.95
2	15.3	48.042	0.5	22	0.375	8.008	40.034	0.85	2.900	0.89

Tabel 3.2 Penampang impeler

Berdasarkan tabel di atas maka penampang impeler dapat digambar sebagai berikut :



Gambar 3.9 Bentuk penampang impeler

3.6.5. Pemilihan bahan impeler

Berdasarkan tabel berikut, maka bahan impeler yang digunakan adalah brons (A-4) dengan pemakaian pada air tawar

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

Tabel 3.3 Pemilihan bahan-bahan untuk pompa

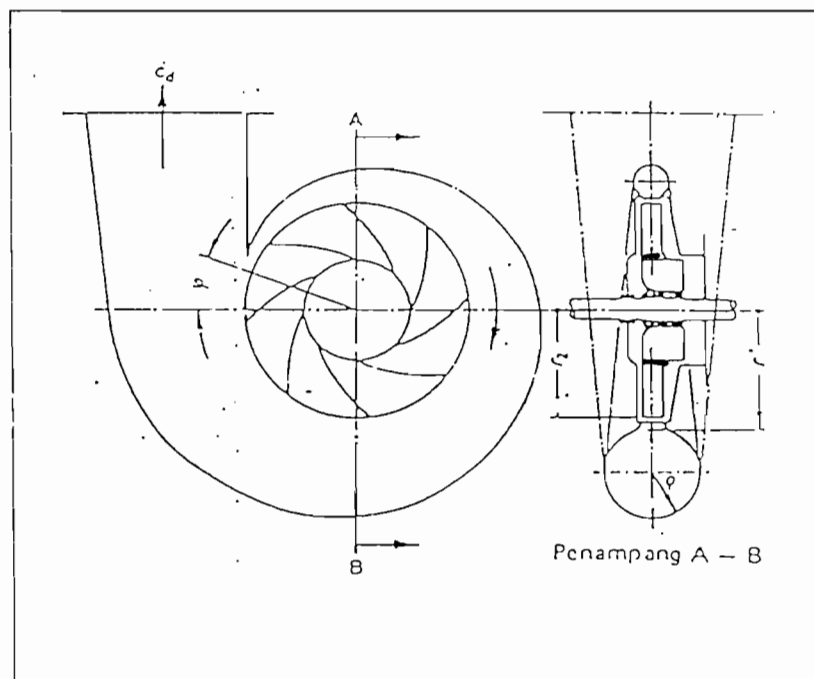
(Sumber : Sularso & H. Tahara, 1987 : 56)

BAB IV

PERANCANGAN RUMAH POMPA

4.1 PENGERTIAN DASAR RUMAH POMPA

Rumah pompa atau biasa disebut dengan rumah keong berfungsi sebagai ruangan yang dipergunakan untuk mengumpulkan fluida. Pada rumah keong, energi kinetik fluida diubah menjadi energi tekanan.



Gambar 4.1 Rumah spiral

(Sumber : Fritz Dietzel, 1996 : 274)

4.2 PEMILIHAN BAHAN RUMAH POMPA

Penentuan bahan rumah pompa dapat dilihat pada tabel pemilihan bahan-bahan untuk pompa (tabel 3.3), Dengan mempertimbangkan sifat-sifat fluida yang dipompakan, maka untuk fluida air bersih dapat dipilih bahan rumah pompa yang sesuai yaitu besi cor.

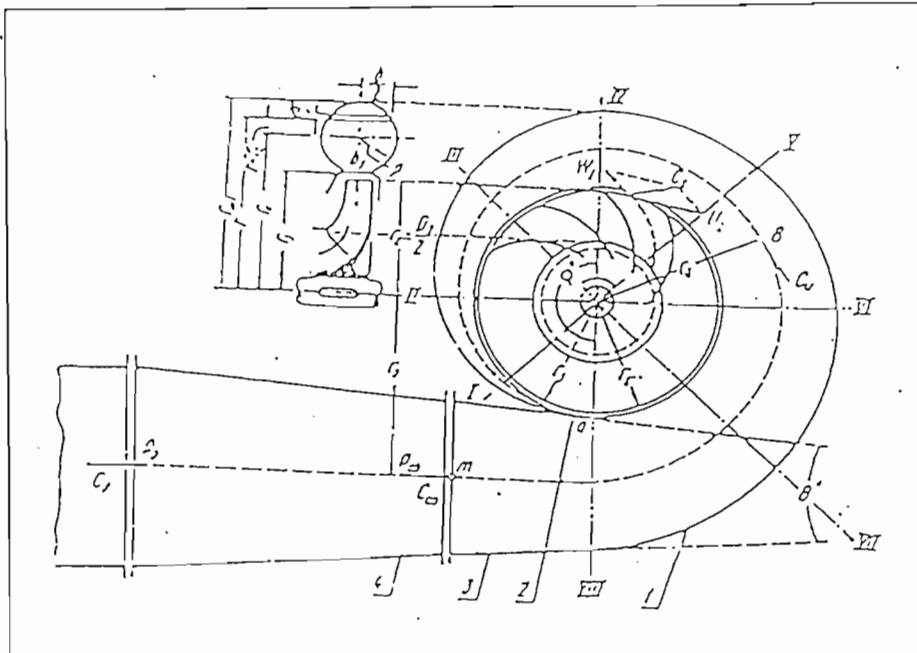
Pertimbangan-pertimbangan lain dalam pemilihan rumah pompa ini adalah :

- Tahan terhadap korosi
- Bahan mudah dibentuk
- Harga bahan murah dan mudah diperoleh
- Mempunyai koefisien gesekan yang rendah.

4.3 PERANCANGAN RUMAH POMPA

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

Sebagai gambaran mengenai perancangan rumah pompa (*volute casing*) dapat dilihat pada gambar 4.4.



Gambar 4.4 Desain rumah keong

(Sumber : Khetagurov, 1955 : 248)

Untuk merancang rumah keong seperti gambar 4.4 diatas, rumah pompa 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 rumus:

$$R_3 = (1,02 - 1,05) \cdot R_2 \quad (4.1)$$

(*Khertagurov, 1955*) : 246)

Dengan:

R_3 = Jari-jari lidah, mm

$$R_2 = \text{Jari-jari luar sisi impeler} = 76,5 \text{ mm}$$

Sehingga:

$$R_3 = 1,04 \times 76,5$$

$$R_3 = 79,56 \text{ mm}$$

Sedangkan lebar celah saluran volut b_3 dapat diperoleh dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$b_3 = b_2 + 0,025 \times R_2 \quad (4.2)$$

Dimana:

$$b_2 = \text{Lebar sisi keluar impeler} = 9,2 \text{ mm}$$

$$b_3 = \text{Lebar celah saluran volut, mm}$$

$$R_2 = \text{Jari-jari luar sisi impeler} = 76,5 \text{ mm}$$

Maka:

$$b_3 = 9,2 + 0,025 \times 76,5$$

$$b_3 = 11,11 \text{ mm}$$

Penampang volut berupa lingkaran, jari-jari volut dapat diperoleh dengan menggunakan rumus:

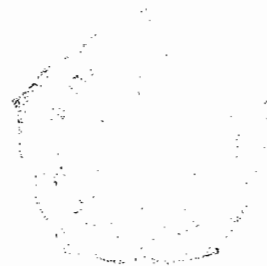
$$\rho = \frac{\varphi^\circ}{x} + \sqrt{2 \frac{\varphi^\circ}{x} R_3} \quad (4.3)$$

Dengan:

$$\varphi^\circ = \text{Sudut perbagian, }^\circ$$

$$R_3 = \text{Jari-jari lidah volut, mm}$$

$$x = \text{Konstanta}$$



Untuk mendapatkan harga konstanta x dengan menggunakan persamaan:

$$x = \frac{720}{Q} \times k_u \times \pi \quad (4.4)$$

Dengan:

$$Q = \text{Kapasitas pompa} = 0,01 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$k_u = \text{Konstanta}$$

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

$$C_{u3} \cdot r_3 = C_{u2} \cdot r_2 = C_u \cdot r = \text{konstanta} \quad (4.5)$$

Dimana:

$$C_{u2} = \text{Kecepatan absolut aliran fluida} = 26,6 \text{ m/s}$$

$$R_2 = \text{Jari-jari luar sisi impeler} = 0,153 \text{ m}$$

Sehingga konstanta k_u adalah:

$$k_u = C_{u2} \times R_2$$

$$k_u = 26,6 \times 0,153$$

$$= 4,07 \text{ m}^2/\text{s}$$

Maka harga konstanta x dapat diperoleh yaitu:

$$x = \frac{720}{0,01} \times 4,07 \times 3,14$$

$$x = 920145,6 \text{ permeter}$$

$$\approx 920,15 \text{ permili meter}$$

Setelah harga konstanta diketahui maka dengan menggunakan persamaan 4.3 dapat dicari harga jari-jari volut. Untuk hasilnya dapat dilihat pada tabel 4.1 dibawah ini:

Tabel 4.1 Perhitungan rumah volut

Bagian	φ°	$\frac{\varphi^\circ}{x}$	$2\frac{\varphi^\circ}{x}$	$2\frac{\varphi^\circ}{x}R_3$	$\sqrt{2\frac{\varphi^\circ}{x}R_3}$	ρ	$R_3 + \rho$	r_{volut}
I	10	0.011	0.022	1.729	1.315	1.326	80.886	82.212
II	45	0.049	0.098	7.782	2.790	2.838	82.398	85.237
III	90	0.098	0.196	15.564	3.945	4.043	83.603	87.646
IV	135	0.147	0.293	23.345	4.832	4.978	84.538	89.517
V	180	0.196	0.391	31.127	5.579	5.775	85.335	91.110
VI	225	0.245	0.489	38.909	6.238	6.482	86.042	92.524
VII	270	0.293	0.587	46.691	6.833	7.126	86.686	93.813
VIII	315	0.342	0.685	54.472	7.381	7.723	87.283	95.006
IX	360	0.391	0.782	62.254	7.890	8.281	87.841	96.123
X	376	0.402	0.804	63.983	7.999	8.401	87.961	96.362

4.4. NOSEL BUANG (*Discharge Nozzle*)

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

Untuk menentukan diameter pipa dapat digunakan ukuran diameter pipa standar yang ada di pasaran. Pemilihan diameter pipa tekan harus sesuai dengan kecepatan fluida dalam pipa tersebut, kecepatan aliran fluida dalam pipa tekan memiliki batas kecepatan aman yaitu antara 12 sampai 20 ft/s. (*Austin H. Church, 1990 : 90*). Bila kecepatan aliran fluida dalam pipa tersebut telah sesuai dengan batasan tersebut, maka pemilihan pipa telah sesuai dan aman dipergunakan.

Dalam perancangan ini ukuran diameter pipa tekan yang dipilih adalah:

$$\begin{aligned} \text{Diameter pipa tekan} &= 2 \text{ in} \\ &= 50,8 \text{ mm} \\ \text{Kapasitas pompa (Q)} &= 0,01 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 158,52 \text{ Gpm} \end{aligned}$$

$$\text{Kecepatan aliran pada sisi tekan pompa (} V_2 \text{)} = 4,94 \text{ m/s} \approx 16,21 \text{ ft/s}$$

Harga kecepatan aliran fluida disesuaikan dengan kapasitas yang ada, sehingga pemilihan diameter pipa dapat sesuai. Pipa tekan dengan nosel buang akan

disambungkan menjadi satu, maka diameter nosel buang sama dengan diameter pipa tekan yaitu 2 in (50.8 mm)

BAB V

PERANCANGAN POROS

Poros merupakan salah satu bagian terpenting dari setiap mesin. Hampir semua mesin meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Peranan utama dalam transmisi seperti itu dipegang oleh poros.

Pada pompa, poros berfungsi mentransmisikan daya dari motor penggerak ke impeler guna mengalirkan fluida. Untuk menetapkan sambungan antara poros dengan impeler, dipasang pasak dan dibuat pada ujung poros agar impeler tidak lepas secara aksial.

5.1 MACAM-MACAM POROS

Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut :

5.1.1 Poros transmisi

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

5.1.2 Spindel

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

5.1.3 Gandar

Poros seperti ini dipasang diantara roda-roda kereta barang, dimana tidak mendapat beban puntir, bahkan kadang-kadang tidak boleh berputar, disebut gandar.

Dalam perancangan poros ada beberapa faktor yang harus diperhatikan agar hasil perancangan dapat optimal. Faktor-faktor tersebut adalah:

a. Kekuatan poros

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

b. Kekakuan poros

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

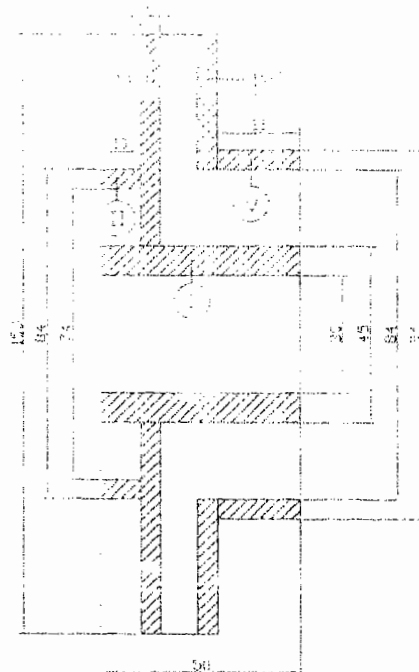
c. Putaran kritis

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

5.2 Beban pada poros

Poros mendapat dua beban yaitu beban puntir dan beban lentur. Beban puntir disebabkan oleh momen puntir yang berasal dari motor penggerak. Sedangkan beban lentur berasal dari bobot impeler yang ditumpu poros dan gaya radial pada impeler tersebut.

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



Gambar 5.1 Ukuran penampang impeler

Sehingga berat impeler dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$W_i = \frac{1}{4} \times \pi \cdot (D^2 - d^2) \times b \times \gamma \quad (5.1)$$

Dengan :

D = Diameter lingkaran besar

d = Diameter lingkaran kecil

b = lebar penampang

γ = berat jenis bahan impeler dari brons = $8,5254 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

maka berat impeler (W_i) =

$$W_I = \left(\frac{1}{4} \times \pi \times (45^2 - 30^2) \times 50 \times 8,5254 \times 10^{-6} \right) = 0,376 \text{ kg}$$

$$W_{II} = \left(\frac{1}{4} \times \pi \times (84^2 - 74^2) \times 10 \times 8,5254 \times 10^{-6} \right) = 0,106 \text{ kg}$$

$$W_{III} = \left(\frac{1}{4} \times \pi \times (153^2 - 45^2) \times 5 \times 8,5254 \times 10^{-6} \right) = 0,716 \text{ kg}$$

$$W_{IV} = \left(\frac{1}{4} \times \pi \times (153^2 - 84^2) \times 5 \times 8,5254 \times 10^{-6} \right) = 0,547 \text{ kg}$$

$$W_V = \left(\frac{1}{4} \times \pi \times (94^2 - 84^2) \times 21 \times 8,5254 \times 10^{-6} \right) = 0,250 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} W_i &= W_I + W_{II} + W_{III} + W_{IV} + W_V \\ &= 0,367 \text{ kg} + 0,106 \text{ kg} + 0,716 \text{ kg} + 0,547 \text{ kg} + 0,250 \text{ kg} \\ &= 1,986 \text{ kg} \approx 2 \text{ kg} \end{aligned}$$

Berat untuk 7 buah sudu adalah

$$W_s = 7 \times p \times L \times t_r \times \gamma$$

Dengan :

$$p = \text{Panjang sudu} = 64 \text{ mm}$$

$$l = \text{lebar sudu} = 5 \text{ mm}$$

$$t_r = \text{tebal rata-rata sudu} = \frac{1,4 + 3,9}{2} = 2,65 \text{ mm}$$

$$W_s = 7 \times 64 \times 5 \times 2,65 \times 8,5254 \times 10^{-6} \\ = 0,05 \text{ kg}$$

sehingga berat total impeler (W_{tot}) adalah :

$$W_{\text{tot}} = W_i + W_s \\ = 2 + 0,05 \\ = 2,05 \text{ kg}$$

Gaya radial pada impeler dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$F_r = 0,433 \times K_r \times \gamma \times H \times D_2 \times b_2 \quad (5.2)$$

(Igor J. Karassik, 1976, 2.175)

Dimana:

F_r = Gaya radial pada impeler, kg

γ = Kerapatan air = 1000 kg/m^3

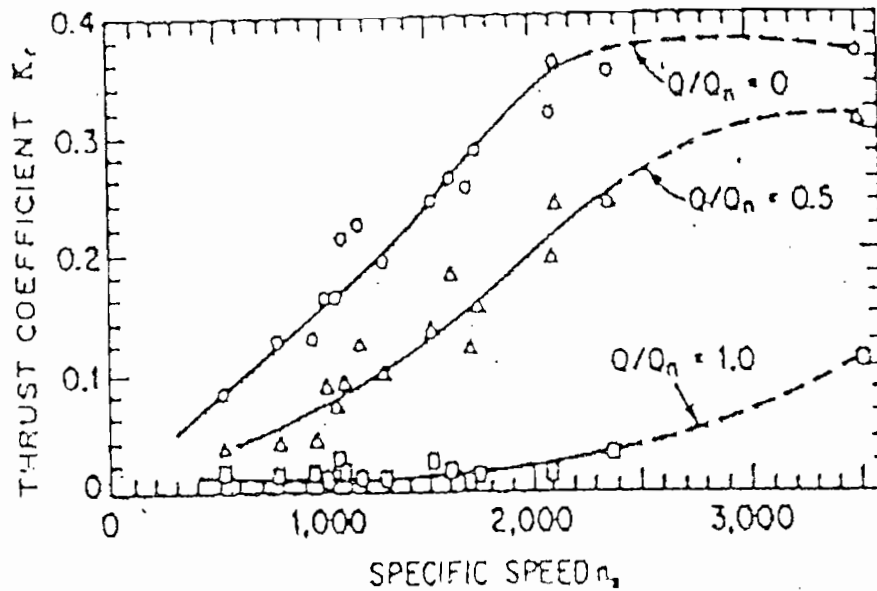
H = Tinggi tekan pompa = 55 m

D_2 = Diameter sisi luar impeler = 0,153 m

b_2 = Lebar impeler sisi keluar = 0,0092 m

K_r = Koefisien eksperimental

Harga K_r dapat diperoleh dengan menggunakan grafik seperti dalam gambar 5.2



Gambar 5.2 Harga koefisien eksperimental K_T

(Sumber : Igor J. Karassik, 1976, 2.175)

Dari grafik diatas dapat diperoleh koefisien eksperimental K_T adalah: 0,015

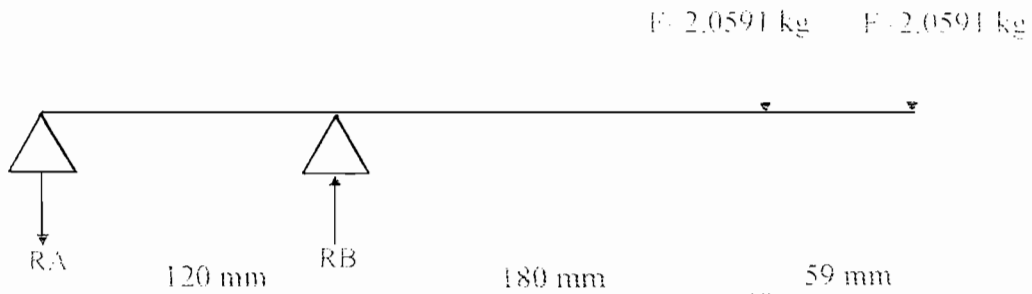
Sehingga gaya radial pada impelei adalah:

$$F_r = 0.433 \times 0,015 \times 1000 \times 0,153 \times 0,0092$$

$$F_r = 0,0091 \text{ kg}$$

Jumlah beban lentur yang diterima oleh poros adalah:

$$\begin{aligned} F &= F_r + W_{tot} \\ &= 0,0091 + 2,05 \\ &= 2,0591 \text{ kg} \end{aligned}$$



Gambar 5.3 Beban lentur poros

$$\sum M_B = 0$$

$$(R_A \times 120) - (F \times 180) - (F \times 239) = 0$$

$$R_A = \frac{(F \times 180) + (F \times 239)}{120} = \frac{(2,0591 \times 180) + (2,0591 \times 239)}{120}$$

$$= 7,2 \text{ kg}$$

$$\sum P_v = 0$$

$$R_B - R_A - F = 0$$

$$R_B = F + R_A$$

$$= 2,0591 + 7,2$$

$$= 9,2591 \text{ kg}$$

$$= 9,3 \text{ kg}$$

Gaya reaksi tumpuan karena F menyebabkan momen lengkung (M)

Dititik B : $M_B = R_A \times 120$

$$= 7,2 \times 120$$

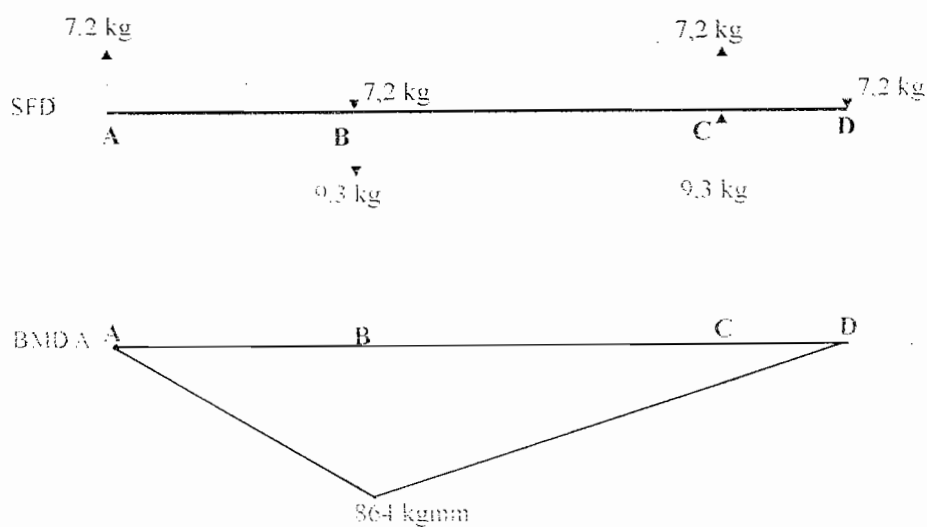
$$= 864 \text{ kg.mm}$$

Dititik A : $M_A = 0$

Dititik C : $M_C = 0$

Dititik D: $M_D = 0$

Diagram pembebanan pada poros dapat digambarkan sebagai berikut:



Gambar 5.4 Diagram pembebanan pada poros

Momen lengkung terbesar terjadi pada tumpuan B yaitu 783,6 kg.mm

5.3. PEMILIHAN BAHAN POROS

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

$$\tau_u = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} \quad (5.3)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 8)

Dengan:

τ_u = Tegangan geser bahan yang diijinkan, kg/mm²

σ_B = Kekuatan tarik bahan yang diijinkan = 55 kg/mm²

Sf_1 = Faktor keamanan = 5,6

Sf_2 = Faktor keamanan = 2

Sehingga:

$$\tau_u = \frac{55}{5,6 \times 2}$$

$$\tau_u = 4,91 \text{ kg/mm}^2$$

5.4. PENENTUAN DIAMETER POROS

Besarnya diameter poros dalam perancangan akibat adanya beban lentur dan beban puntir dapat diperoleh dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_u} \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \right]^{1,3} \quad (5.4)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 18)

Dengan:

d_s = Diameter poros akibat adanya beban lentur dan beban puntir, mm

τ_a = Tegangan geser bahan yang diijinkan = 4,91 kg/mm²

K_m = Faktor koreksi beban lentur = 2

K_t = Faktor koreksi beban puntir = 1,5

M = Momen lentur = 864 kg.mm

T = Momen puntir = 2526,9 kg.mm

Maka:

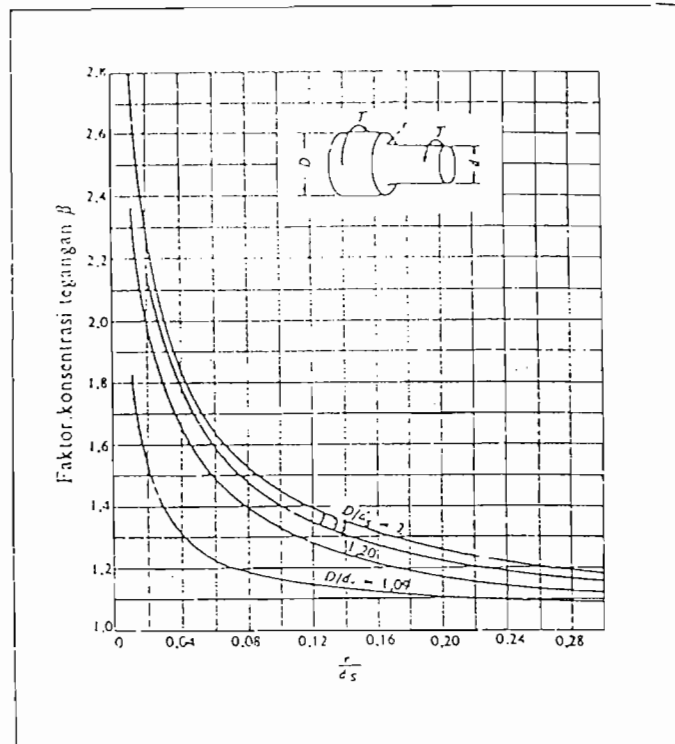
$$d_s = \left[\frac{5,1}{4,91} \sqrt{(2 \times 864)^2 + (1,5 \times 2526,9)^2} \right]^{1/3}$$

$$d_s = 16,29 \text{ mm}$$

Diameter poros disesuaikan dengan diameter lubang poros impeler yang telah diketahui sebelumnya, maka diambil diameter poros 30 mm.

5.5. KONSENTRASI TEGANGAN PADA POROS

Dalam perancangan poros bertingkat dan alur pasak, perlu diperhatikan adanya konsentrasi tegangan. Faktor konsentrasi tegangan pada poros bertingkat dapat ditentukan dengan menggunakan grafik sebagai berikut:



Gambar 5.5 Faktor konsentrasi tegangan

(Sumber : Sularso dan K. Suga, 1997 : 11)

Dalam perancangan ini:

Diameter poros (D) = 35 mm

Diameter poros (d) = 30 mm

Harga jari-jari fillet poros adalah:

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

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

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

Perbandingan jari-jari fillet poros dengan diameter poros adalah:

$$\frac{r}{d} = \frac{2,5}{30} = 0,083$$

Perbandingan diameter poros adalah:

$$\frac{D}{d} = \frac{35}{30} = 1,17$$

Dari gambar grafik 5.5 di atas harga faktor konsentrasi tegangan $\beta = 1,3$

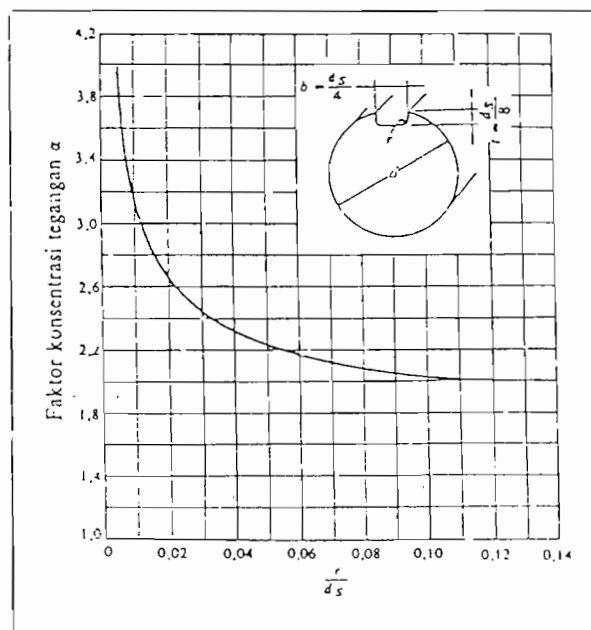
Faktor konsentrasi tegangan pada alur pasak dapat ditentukan dengan menggunakan grafik pada gambar 5.5

Ukuran pasak yang dipakai = 8 x 7

Jari-jari fillet alur pasak = 0,25

Perbandingan jari-jari fillet alur pasak dengan diameter poros adalah:

$$\frac{r}{d} = \frac{0,25}{30} = 0,0083$$



Gambar 5.6. Faktor konsentrasi tegangan α pada poros bulat dengan alur pasak yang diberi fillet

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

Dari gambar 5.5 diatas harga faktor konsentrasi tegangan $\alpha = 3,4$

Dalam perancangan poros persyaratan yang harus dipenuhi adalah harga faktor konsentrasi tegangan α harus lebih besar dari pada harga faktor konsentrasi tegangan β

$$\alpha > \beta$$

$$3,4 > 1,3 \text{ (aman)}$$

Faktor lain yang mempengaruhi konsentrasi tegangan adalah tegangan geser. Untuk poros yang mendapat beban puntir dan beban lentur, tegangan geser maksimum poros dapat diperoleh dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\tau_{maks} = \frac{5,1}{d_s^3} \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \quad (5.5)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 7)

Dengan:

$$\tau_{maks} = \text{Tegangan geser poros maksimum, kg / .mm}^2$$

$$d_s = \text{Diameter poros} = 30 \text{ mm}$$

$$K_m = \text{Faktor koreksi momen lentur} = 2$$

$$K_t = \text{Faktor koreksi beban puntir} = 1,5$$

$$M = \text{Momen lentur} = 864 \text{ kg.mm}$$

$$T = \text{Momen puntir} = 2526,9 \text{ kg.mm}$$

Sehingga:

$$\tau_{maks} = \frac{5,1}{30^3} \sqrt{(2 \times 864)^2 + (1,5 \times 2526,9)^2}$$

$$\tau_{maks} = 0,8 \text{ kg/mm}^2$$

Persyaratan yang harus dipenuhi agar hasil perancangan poros aman digunakan adalah:

$$\tau_a \times S_{fl} > \tau_{maks} \times \alpha$$

$$4,91 \times 2 > 0,8 \times 3,4$$

$$9,82 > 2,72 \text{ (Aman)}$$

5.6. DEFLEKSI PUNTIRAN

Defleksi puntiran merupakan defleksi poros yang disebabkan oleh momen puntir. Besarnya defleksi puntiran dapat diperoleh dengan memakai rumus:

$$\theta = 584 \times \frac{T \times L}{G \times d_s^4} \quad (5.6)$$

(*Sularso dan K. Suga, 1997 : 18*)

Dengan:

θ = Defleksi puntiran, °

T = Momen puntir = 2526,9 kg.mm

G = Modulus geser = 8300 kg/mm²

L = Panjang poros = 359 mm

ds = Diameter poros = 30 mm

Maka:

$$\theta = 584 \times \frac{2526,9 \times 359}{8300 \times 30^4}$$

$$\theta = 0,079^\circ$$

Harga defleksi puntiran poros memiliki batasan harga yaitu 0,25 atau 0,3 derajat untuk setiap meter panjang poros atau per 1000 mm. Bila di ambil untuk

$\theta_{\text{maks}} = 0,25^\circ$ maka:

$$\theta_{\text{maks}} = \frac{359}{1000} \times 0,25 \quad (5.7)$$

$$= 0,089^\circ$$

Batas defleksi puntiran adalah $0,089^\circ$ sedangkan defleksi puntiran yang terjadi adalah $0,079^\circ$ sehingga aman untuk digunakan

Syarat yang harus dipenuhi:

$$\theta < \theta_{\text{maks}}$$

$$0,079^\circ < 0,089^\circ \text{ (aman)}$$

5.7. DEFLEKSI LENTURAN POROS

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

Besarnya defleksi lenturan poros maksimum dapat ditentukan dengan rumus sebagai berikut:

$$Y_{maks} = \frac{W}{3E} \left[\frac{x^3}{I_x} + \frac{a^3 - x^3}{I_a} + \frac{a^3 - b^3}{I_b} \right] \quad (5.8)$$

(Lazarkiewics, 1965 : 329)

Dengan:

$$W = \text{Beban lentur yang diterima poros} = 2,0591 \text{ kg}$$

$$E = \text{Modulus elastisitas bahan} = 21500 \text{ kg/mm}^2$$

$$x = \text{Panjang poros kedudukan impeler} = 50 \text{ mm}$$

$$a = \text{Jarak pusat tumpuan dengan pusat impeler} = 239 \text{ mm}$$

$$b = \text{Jarak pusat antar tumpuan} = 120 \text{ mm}$$

Momen inersia dapat ditentukan dengan rumus:

$$I = \frac{\pi \times d^4}{64} \quad (5.9)$$

Dengan:

$$d_s = \text{Diameter poros, mm}$$

Untuk diameter poros $d_s = 30 \text{ mm}$, maka

$$I_x = \frac{\pi \times 30^4}{64} = 39740,625$$

Untuk diameter poros $d_s = 35 \text{ mm}$, maka

$$I_a = \frac{\pi \times 35^4}{64} = 73624,414$$

Untuk diameter poros $d_s = 40$ mm, maka

$$I_b = \frac{\pi \times 40^4}{64} = 125600$$

Maka besarnya defleksi lenturan adalah

$$Y_{\max} = \frac{2,0591}{3 \times 21500} \left[\frac{50^3}{39740,625} + \frac{239^3 - 50^3}{73624,4} + \frac{239^3 - 120^3}{125600} \right]$$

$$= 0,01 \text{ mm}$$

Batas defleksi lenturan ijin adalah 0,12 mm (*Lazarkiewics, 1965 : 329*) sehingga poros tersebut aman.

5.8. PUTARAN KRITIS

Jika kecepatan putaran poros bertambah besar dan pada putaran tertentu poros tersebut bergetar dengan kuat, maka putaran ini disebut putaran kritis. Apabila pompa berputar pada putaran kritis ini, maka akan menyebabkan bagian-bagian pompa yang ikut berputar menjadi cepat rusak, misalnya saja bantalan yang menumpu poros.

Besarnya putaran kritis dapat dicari dengan menggunakan rumus

$$N_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{Y_{\max}}} \quad (5.10)$$

Dengan:

N_{cr} = Putaran kritis, rpm

Y_{\max} = Defleksi lenturan poros maksimum = 0,01 mm

$$g = \text{Percepatan gravitasi} = 9810 \text{ mm/s}^2$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} N_{cr} &= \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9810}{0,01}} \\ &= 9462,9 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Batas kecepatan operasi poros sedikitnya 20 % putaran kritis atau dengan kata lain poros tidak boleh beroperasi pada putaran 20 % di bawah putaran kritis dan 20 % di atas putaran kritis. (*Austin H. Crurch, 1993 : 292*)

Batas bawah putaran kritis adalah:

$$\begin{aligned} N_{erl} &= N_{cr} - (0,2 \times N_{cr}) \\ &= 9462,9 - (0,2 \times 9462,9) \\ &= 7570,32 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Batas atas putaran kritis adalah:

$$\begin{aligned} N_{u2} &= N_{cr} + (0,2 \times N_{cr}) \\ &= 9462,9 + (0,2 \times 9462,9) \\ &= 11355,48 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Jadi poros tidak boleh beroperasi pada putaran 7570,32 rpm sampai 11355,48 rpm.

Dalam perancangan ini poros beroperasi pada putaran 2968 rpm di bawah putaran kritis, maka putaran poros yang beroperasi adalah aman.

BAB VI

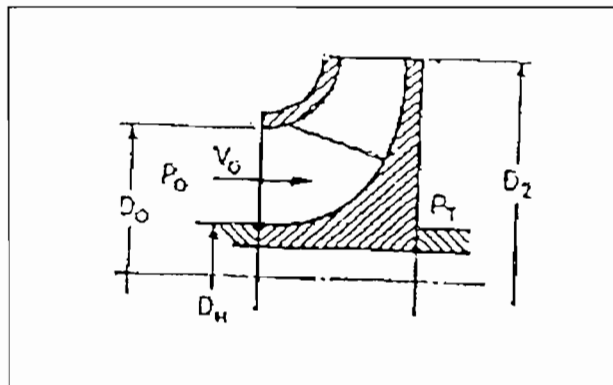
ELEMEN PENDUKUNG POMPA

6.1. PENGIMBANG GAYA AKSIAL

Pada impeler hisapan tunggal akan mengalami dorongan arah aksial yang disebabkan oleh gaya - gaya yang bekerja pada impeler yang diakibatkan karena perubahan momentum fluida yang memasuki impeler

Gaya ini cenderung menggerakkan impeler menjauhi sisi hisap (*suction*) pompa.

Gaya ini bekerja pada luasan yang dibatasi oleh cincin yang berdiameter D_o dan D_{II}



Gambar 6.1 Bagian leher impeler

(Sumber : Austin H. Church, 1993 : 156)

Fluida yang keluar dari impeler tekanannya lebih tinggi dari pada tekanan pada sisi hisap. Akibat perbedaan tekanan antara sisi keluar dengan sisi hisap akan menimbulkan gaya aksial yang menggerakkan impeler menuju sisi hisap.

Perbedaan tekanan yang terjadi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$P_T - P_O = \frac{3}{4} \times \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 \times g} \times \gamma \quad (6.1)$$

(Austin H. Church, 1993 : 156)

Dengan:

P_T = Tekanan fluida di luar impeler, kg/m^2

P_O = Tekanan fluida di depan impeler, kg/m^2

U_2 = Kecepatan keliling sisi keluar impeler = 33,8 m/s

U_1 = Kecepatan keliling sisi masuk impeler = 13,05 m/s

g = Percepatan gravitasi = 9,81 m/s

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

Sehingga:

$$\begin{aligned} P_T - P_O &= \frac{3}{4} \times \frac{33,8^2 - 13,05^2}{2 \times 9,81} \times 1000 \\ &= 37161,22 \text{ kg/m}^2 \end{aligned}$$

Antar bidang lingkaran D_o dan D_H terdapat gaya aksial yang cenderung untuk menggerakkan impeler ke arah sisi hisap.

Besarnya gaya aksial ini dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan:

$$F_a = (P_T - P_O) \times \frac{\pi}{4} \times (D_o^2 - D_H^2) \quad (6.2)$$

(Austin H. Church, 1993 : 156)

Dengan:

D_{i_1} = Diameter mulut hisap impeler = 0,084 m

D_{i_2} = Diameter leher poros = 0,045 m

$(P_T - P_i)$ = Perbedaan tekanan fluida = 37161,22 kg/m²

F_a = Gaya aksial akibat perbedaan tekanan, kg

Sehingga:

$$F_a = 37161,22 \times \frac{3,14}{4} \times (0,084^2 - 0,045^2)$$

$$= 146,8 \text{ kg}$$

Fluida yang masuk impeler secara aksial mempunyai kecepatan masuk V_0 , maka perubahan momentum atau gaya aksial akibat perubahan momentum dapat dicari dengan rumus:

$$F_m = \frac{W}{g} \times V_0 \quad (6.3)$$

(Austin H. Church, 1993 : 155)

Dengan:

F_m = Gaya aksial karena adanya momentum, kg

V_0 = Kecepatan fluida masuk = 2,5 m/s

W = Berat fluida masuk impeler per detik

$$W = Q \times \gamma$$

$$= 0,01 \times 1000$$

$$= 10 \text{ kg/detik}$$



Sehingga:

$$F_m = \frac{10}{9,81} \cdot 2,5$$

$$= 2,6 \text{ kg}$$

Dari kedua gaya tersebut, maka dapat dicari resultante gaya aksial yang bekerja pada impeler, yaitu:

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

$$= 146,8 - 2,6$$

$$= 144,2 \text{ kg}$$

Resultante gaya aksial ini berusaha menggerakkan impeler menuju sisi hisap. Pada perancangan ini impeler diberi lubang yang berfungsi untuk mengkompensir gaya aksial.

6.2. KOTAK PAKING (*stuffing box*)

Kotak paking diisi dengan bahan paking lunak. Biasanya terbuat dari rami kain kapas, asbes dan sebagainya yang dikompres terhadap poros oleh gland.

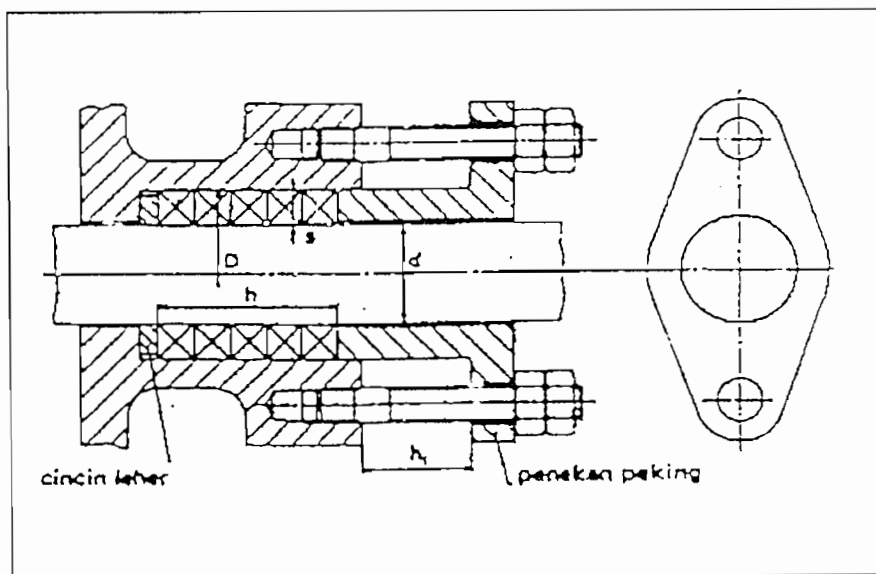
Kotak paking mempunyai dua fungsi yaitu:

1. Mencegah agar udara tidak masuk ke rumah pompa ketika pompa beroperasi.
2. Mencegah kebocoran atau agar air tidak keluar dari rumah pompa.

Cara kerja dari kotak paking adalah mereduksi tekanan dari kebocoran cairan yang melewati laluan celah sempit antara poros dan perapat, juga berangsur-angsur

mengurangi tekanan. Kotak isian pada umumnya berisi material kenyal yang dipres (*gasket*).

Pemasangan paking ke dalam kotak paking dengan menggunakan penekan paking (*gland*), sehingga isi dari kotak paking yang dipres pada batang poros dengan mengatur kedudukan *gland* tersebut seperti pada gambar 6.2 dibawah ini:



Gambar 6.2 Kotak paking

(Sumber : J. Stolk, 1994 : 523)

Untuk memperoleh dimensi paking yang sesuai dapat ditentukan dengan perhitungan sebagai berikut:

Tebal paking (*s*) dapat dicari dengan menggunakan rumus:

$$s = \sqrt{d} \text{ sampai } 2\sqrt{d} \quad (64)$$

(*J. Stolk, 1994 : 523*)

Dalam perancangan ini diameter poros untuk paking $d = 33 \text{ mm}$, maka tebal paking:

$$\begin{aligned} s &= 1,5\sqrt{33} \\ &= 8,62 \text{ mm} \end{aligned}$$

Panjang paking dapat dicari dengan rumus:

$$h = (4 \text{ sampai } 8) \times s \quad (6.5)$$

sehingga panjang paking dalam perancangan ini adalah:

$$\begin{aligned} h &= 6 \times 8,62 \text{ mm} \\ &= 51,72 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak antara penekan paking dengan kotak paking dicari dengan menggunakan rumus:

$$h_1 = 3 \times s \quad (6.6)$$

Sehingga jarak penekan paking dengan kotak paking adalah:

$$\begin{aligned} h_1 &= 3 \times 8,62 \\ &= 25,86 \text{ mm} \end{aligned}$$

Besar gaya yang diperlukan untuk menekan paking dapat dicari dengan rumus:

$$F_p = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \times p \times a \quad (6.7)$$

Dengan:

F_p = Gaya penekan paking, kg

d = Diameter poros = 33 mm

a = Faktor jenis paking yang dipres = 3

p = Tekanan lebih $0,06 \text{ kg/mm}^2$

D = Diameter kotak paking

$$\begin{aligned} D &= d + (2 \times s) \\ &= 33 + (2 \times 8,62) \\ &= 50,24 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} F_p &= \frac{3,14}{4} (50,24^2 - 33^2) \times 0,06 \times 3 \\ &= 202,77 \text{ kg} \end{aligned}$$

Jumlah baut yang dibutuhkan untuk menekan paking adalah 2 buah, sehingga besarnya gaya yang dibutuhkan untuk menekan baut adalah:

$$\begin{aligned} F_b &= \frac{F_p}{2} \\ &= \frac{202,77}{2} \\ &= 101,4 \text{ kg} \end{aligned}$$

Baut yang dipergunakan untuk menekan paking dengan ukuran M10 yang berdiameter $d_b = 10 \text{ mm}$.

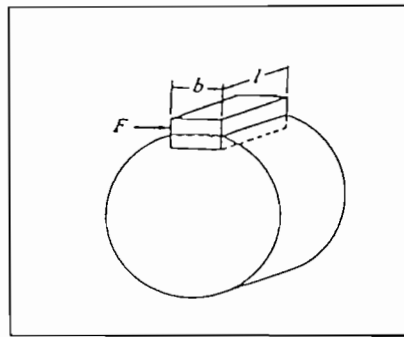
Dengan diameter baut penekan telah ditentukan, maka tebal flens penekan paking dapat diperoleh yaitu 1,25 kali diameter baut penekan paking. Jadi tebal penekan paking adalah:

$$\begin{aligned} t_F &= 1,25 \times d_b \\ &= 1,25 \times 10 \\ &= 12,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

6.3. PASAK

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

Gaya geser pasak yang bekerja pada permukaan poros dapat dilihat pada gambar 6.3 di bawah ini:



Gambar 6.3 Gaya geser pasak

(Sumber Sularso dan K. Suga, 1997 : 5)

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

$$F_t = \frac{T}{d_s / 2} \quad (6.8)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 25)

Dengan:

F_t = Gaya tangensial pada permukaan poros, kg

T = Momen puntir poros = 2526,9 kg.mm

d_s = Diameter poros = 30 mm

Sehingga:

$$F_t = \frac{2526,9}{30/2}$$

$$= 168,46 \text{ kg}$$

Ukuran-ukuran pasak dapat dilihat pada tabel 6.1 di bawah ini:

Ukuran-ukuran utama										(Satuan: mm)		
Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar b_1, b_2 dan b_3	Ukuran standar h		C	r''	Ukuran Standar r_1	Ukuran standar r_2			r_1 dan r_2	Referensi	
		Pasak prismatis	Pasak tirus				Pasak prismatis	Pasak lurus	Pasak tirus		Diameter poros yang dapat dipakai d''	
2 x 2	2	2		0,16-0,25	6-20	1,2	1,0			0,06-0,16	Lebih dari	6-8
3 x 3	3	3			6-36	1,8	1,4				8-10	
4 x 4	4	4			8-45	2,3	1,8				10-12	
5 x 5	5	5			10-56	3,0	2,3				12-17	
6 x 6	6	6			14-70	3,5	2,8				17-22	
(7 x 7)	7	7	7,2	0,25-0,40	16-80	4,0	3,0	3,5	3,0	0,16-0,25	-	20-25
8 x 7	8	7			18-90	4,0	3,3		2,4		-	22-30
10 x 8	10	8		0,40-0,60	22-110	5,0	3,3		2,4	0,25-0,40	-	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		-	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	0,40-0,60	-	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		-	65-75
22 x 14	22	14		63-250	9,0	5,4		4,2	-	75-85		
(24 x 16)	24	16	16,2	0,60-0,80	70-280	8,0	8,0	8,5	8,0	0,40-0,60	-	80-90
25 x 14	25	14			70-280	9,0	5,4		4,4		-	85-95
28 x 16	28	16			80-320	10,0	6,4		5,4		-	95-110
32 x 18	32	18			90-360	11,0	7,4		6,4		-	110-130

Tabel 6.1 Ukuran pasak dan alur pasak

(Sumber Sularso dan K. Suga. 1997 : 5)

Dari tabel diatas ukuran pasak yang dipergunakan yaitu dengan pertimbangan diameter poros $d_s = 30$ mm adalah:

Ukuran pasak	= 10 x 8
Kedalaman alur pasak pada poros (t_1)	= 5 mm
Kedalaman alur pasak pada naf (t_2)	= 3,3 mm
Bahan pasak : S30C	
Tegangan tarik bahan yang diijinkan (τ_B)	= 48 kg/mm ²
Faktor keamanan (Sf_{k1})	= 6
Faktor keamanan (Sf_{k2})	= 2

Tegangan geser bahan yang diijinkan dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma_B}{Sf_{k1} \times Sf_{k2}} \quad (6.9)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 25)

Dengan:

τ_{ka} = Tegangan geser bahan yang diijinkan, kg/mm²

σ_B = Tegangan tarik bahan yang diijinkan = 48 kg/mm²

Sf_{k1} = Faktor keamanan 1 = 6

Sf_{k2} = Faktor keamanan 2 = 2

Sehingga:

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

Panjang pasak hendaknya tidak terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros (antara 0,75 sampai $1,5 \times d_s$) (*Sularso dan K. Suga, 1997 : 27*). Sehingga dalam hal ini panjang pasak $L = 30 \text{ mm}$.

Tegangan geser untuk pasak :

$$\tau_p = \frac{F_t}{h \times l} \quad 6.10$$

(*Sularso dan K. Suga, 1997 : 25*)

$$\begin{aligned}&= \frac{168,46}{10 \times 30} \\ &= 0,56 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Pemeriksaan :

$$\tau_p < \tau_{ka}$$

$$0,56 < 4, \text{ baik}$$

Dari hasil perancangan diatas, maka pasak yang dirancang aman.

6.4. PENENTUAN BANTALAN

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

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

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

1. Atas dasar gerakan bantalan pada poros

- Bantalan luncur

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

- Bantalan gelinding

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

2. Atas dasar arah beban terhadap poros

- Bantalan radial

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

- Bantalan aksial

Arah beban pada bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.

- Bantalan gelinding khusus

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

Bantalan gelinding mempunyai keuntungan pada gesekan yang sangat kecil dibandingkan dengan bantalan luncur. Elemen gelinding seperti bola atau rol.

dipasang diantara cincin luar dan cincin dalam. Dengan memutar salah satu cincin tersebut, bola atau rol akan membuat gerakan gelinding sehingga gesekan diantaranya akan jauh lebih kecil.

6.4.1. Perhitungan bantalan

Dalam perhitungan sebelumnya besar gaya reaksi tumpuan yang menopang poros dan sisa- sisa gaya geser aksial adalah:

$$\text{Gaya radial tumpuan (} F_r \text{)} = R_B = 9,3 \text{ kg}$$

$$\text{Gaya aksial (} F_a \text{)} = 144,2 \text{ kg}$$

Beban ekuivalen dinamis yang bekerja pada bantalan ditentukan dengan menggunakan rumus:

$$P_r = (X \times V \times F_r) + (Y \times F_a) \quad (6.11)$$

(*Sularso dan K. Suga, 1997: 135*)

Dengan:

$$F_r = \text{Gaya radial pada tumpuan} = 9,3 \text{ kg}$$

$$F_a = \text{Gaya aksial} = 144,2 \text{ kg}$$

X = Faktor beban radial

V = Faktor kontruksi bantalan

Y = Faktor beban aksial

Untuk menentukan nomor bantalan dengan menggunakan tabel 6.2.

Nomor bantalan		Ukuran luar (mm)				
		d	D	B	r	r_1
7303 A DB	7303 B DB	17	47	28	1,5	0,8
7304 A DB	04 B DB	20	52	30	2	1
7305 A DB	05 B DB	25	62	34	2	1
7306 A DB	7306 B DB	30	72	38	2	1
7307 A DB	07 B DB	35	80	42	2,5	1,2
7308 A DB	08 B DB	40	90	46	2,5	1,2
7309 A DB	7309 B DB	45	100	50	2,5	1,2
7310 A DB	10 B DB	50	110	54	3	1,5
7311 A DB	11 B DB	55	120	58	3	1,5

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

Nomor bantalan	Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C_0 (kg)	Nomor bantalan	Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C_0 (kg)
7303 A DB	2030	1660	7303 B DB	1890	1500
7304 A DB	2390	1990	7304 B DB	2230	1790
7305 A DB	3350	3000	7305 B DB	3100	2680
7306 A DB	4250	3900	7306 B DB	3900	3600
7307 A DB	5100	4900	7307 B DB	4700	4400
7308 A DB	6200	6100	7308 B DB	5700	5450
7309 A DB	8050	8200	7309 B DB	7500	7000
7310 A DB	9400	9700	7310 B DB	8700	8700
7311 A DB	11000	11400	7311 B DB	10100	10300

Tabel 6.2 Bantalan bola sudut

(Sumber Sularso dan K. Suga, 1997 : 145)

Dari tabel diatas, diambil nomor bantalan sebagai berikut:

Dalam perancangan diameter poros untuk bantalan d_e = 35 mm

Nomor bantalan = 7307 A DB

Diameter dalam (d) = 35 mm

Diameter luar (D) = 80 mm

Lebar bantalan (B)	= 42 mm
Kapasitas nominal dinamis spesifik (C)	= 5100 kg
Kapasitas nominal statis spesifik (C ₀)	= 4900 kg
Putaran	= 2968 rpm

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

Tabel 6.3 Faktor V,X,Y dan X₀,Y₀

(Sumber Sularso dan K. Suga, 1997 : 135)

Berdasarkan tabel 6.3 di atas dapat diperoleh harga X,Y,V yaitu:

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

Dengan menggunakan persamaan 6.11, dapat dicari beban ekivalennya yaitu:

$$P_1 = (0,63 \times 1,2 \times 9,3) + (1,24 \times 144,2) \\ = 186 \text{ kg}$$

Untuk kerja biasa, faktor beban $f_w = 1,3$ Sehingga beban yang bekerja pada bantalan dikalikan dengan faktor f_w , yaitu:

$$P = f_w \times P_1 \quad (6.12) \\ = 1,3 \times 186 \\ = 241,8 \text{ kg}$$

Untuk menentukan umur nominal bantalan dengan menggunakan rumus:

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{1,3} \quad (6.13)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 136)

Dengan:

f_n = Faktor kecepatan untuk bantalan bola

n = Putaran poros pompa = 2968 rpm

Sehingga:

$$f_n = \left(\frac{33,3}{2968} \right)^{1,3} \\ = 0,22$$

Faktor umur bantalan dapat dicari dengan rumus:

$$f_h = f_u \frac{C}{P} \quad (6.14)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 136)

Dengan:

f_h = Faktor umur bantalan

f_u = Faktor kecepatan bantalan = 0,22

C = Kapasitas dinamis bantalan = 5100 kg

P = Beban yang bekerja pada bantalan = 241,8 kg

Sehingga:

$$\begin{aligned} f_h &= 0,22 \times \frac{5100}{241,8} \\ &= 4,64 \end{aligned}$$

Untuk umur nominal L_n dapat dicari dengan rumus:

$$L_n = 500 f_h^3 \quad (6.15)$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} L_n &= 500 \times 4,64^3 \\ &= 49948 \text{ jam} \end{aligned}$$

Dengan bertambah panjangnya umur bantalan karena adanya perbaikan mutu bahan dan karena keandalan yang tinggi, maka umur keandalan bantalan yang direncanakan dapat diperoleh dengan mengalikan umur nominal L_n dengan faktor koreksinya yaitu:

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

Dengan:

L_n = Umur keandalan bantalan, jam

L_{11} = Umur nominal bantalan = 49948 jam

a_1 = Faktor keandalan

a_2 = Faktor bahan

a_3 = Faktor kerja

Harga faktor keandalan a_1 dapat diperoleh dengan tabel 6.4 di bawah ini:

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

Tabel 6.4 Harga faktor keandalan

(Sumber : Sularso dan K. Suga, 1997 : 137)

Bila faktor keandalan bantalan 90 % maka $a_1 = 1$

Bahan bantalan baja yang dicairkan secara terbuka maka $a_2 = 1$

Kondisi kerja normal maka $a_3 = 1$

Sehingga umur keandalan bantalan:

$$L_n = 1 \times 1 \times 1 \times 79610$$

$$= 49948 \text{ jam}$$

6.5. BAUT DAN MUR RUMAH POMPA

Dalam perancangan ini dipilih bahan baut dan mur adalah baja liat dengan kadar karbon 0.22 sampai 0.36 % difinis biasa sehingga tegangan tarik ijinnya adalah $\sigma = 48 \text{ kg/mm}^2$.

Dalam perancangan ini menggunakan ulir kasar metris (JIS B 0205) M12, berdasarkan Tabel 6.5.

Jarak bagi (P)	= 1,75 mm
Tinggi kaitan (H ₁)	= 0,947 mm
Diameter luar (d)	= 12 mm
Diameter inti (d ₁)	= 10,106 mm
Diameter efektif (d ₂)	= 10,863 mm

Tegangan tarik yang diijinkan diperoleh dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\sigma_a \geq \frac{W}{\frac{\pi}{4} \times (0,8 \times d^2)} \quad (6.16)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 296)

Dengan :

W = Gaya aksial murni maksimum, kg

σ_a = Tegangan tarik ijin, kg/mm^2

d = Diameter luar, mm

Sehingga pembebanan gaya aksial murni maksimum pada baut yaitu:

$$W \leq 48 \times \frac{(0,8 \times 12^2) \times 3,14}{4}$$

$$\leq 4340,74 \text{ kg}$$

Tekanan kontak ijin q_a bahan dari baja liat yang digunakan sebagai pengikat, maka harga q_a dapat dilihat dalam Tabel 6.7 didapat $q_a = 3 \text{ kg/mm}^2$. Harga q_a yang didapat harus lebih besar. Dapat dilihat dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$q_a \geq \frac{W}{\pi \times d_2 \times H_1 \times z} \quad (6.17)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 297)

Dengan :

$$H_1 = \text{Tinggi kaitan} = 0,947 \text{ mm}$$

$$d_2 = \text{Diameter efektif} = 10,863 \text{ mm}$$

$$z = \text{Jumlah lilitan ulir}$$

Sehingga jumlah lilitan ulir yaitu:

$$z \geq \frac{4340,74}{3,14 \times 10,863 \times 0,947 \times 3}$$

$$\geq 45 \text{ lilitan}$$

Pemeriksaan kembali harga q_a

$$q_a \geq \frac{4340,74}{3,14 \times 10,863 \times 0,947 \times 5}$$

$$3 \geq 2,9$$

Maka pemilihan bahan memenuhi persyaratan.

Ulir			Jarak bagi P	Tinggi kaitan H_1	Ulir dalam		
					Diameter luar D	Diameter efektif D_2	Diameter dalam D_1
1	2	3			Ulir luar		
					Diameter luar d	Diameter efektif d_2	Diameter inti d_1
M 6		M 7	1	0,541	6,000	5,350	4,917
M 8			1	0,541	7,000	6,350	5,917
			1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
M 10		M 9 M 11	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
			1,5	0,812	10,000	9,026	8,376
			1,5	0,812	11,000	10,026	9,376
M 12 M 16	M 14		1,75	0,947	12,000	10,863	10,106
			2	1,083	14,000	12,701	11,835
			2	1,083	16,000	14,701	13,835
M 20	M 18 M 22		2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
			2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
			2,5	1,353	22,000	20,376	19,294
M 24 M 30	M 27		3	1,624	24,000	22,051	20,752
			3	1,624	27,000	25,051	23,752
			3,5	1,894	30,000	27,727	26,211
M 36	M 33 M 39		3,5	1,894	33,000	30,727	29,211
			4	2,165	36,000	34,402	31,670
			4	2,165	39,000	36,402	34,670
M 42 M 48	M 45		4,5	2,436	42,000	39,077	37,129
			4,5	2,436	45,000	42,077	40,129
			5	2,706	48,000	44,752	42,587
M 56	M 52 M 60		5	2,706	52,000	48,752	46,587
			5,5	2,977	56,000	52,428	50,046
			5,5	2,977	60,000	56,428	54,046
M 64	M 68		6	3,248	64,000	60,103	57,505
			6	3,248	68,000	64,103	61,505

Tabel 6.5 Ukuran standar ulir kasar metris

(Sumber : Sularso dan K. Suga, 1997 : 290)

Tinggi mur (H) dapat ditentukan dengan menggunakan rumus:

$$H = z \times P \quad (6.18)$$

(*Sularso dan K. Suga, 1997 : 297*)

Dengan :

$$z = \text{Jumlah lilitan ulir} = 45 \text{ lilitan}$$

$P =$ Jarak bagi 1,75 mm

Maka tinggi mur

$H = 45 \times 1,75$

$= 78,75$ mm

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

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

Tabel 6.6 Tekanan permukaan yang diizinkan pada ulir

(Sumber : Sularso dan K. Suga, 1997 : 298)

6.6. KOPLING

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

Dalam perancangan ini kopling tetap yang digunakan adalah kopling tetap flens. Bahan yang digunakan adalah baja liat dengan $\sigma = 40 \text{ kg/mm}^2$ dengan $Sf_1 = 6$ dan $Sf_2 = 2$.

Tegangan geser poros yang diijinkan diperoleh dengan menggunakan persamaan :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} \quad (6.19)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 8)

Sehingga:

$$\begin{aligned} \tau_a &= \frac{40}{6 \times 2} \\ &= 3,33 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

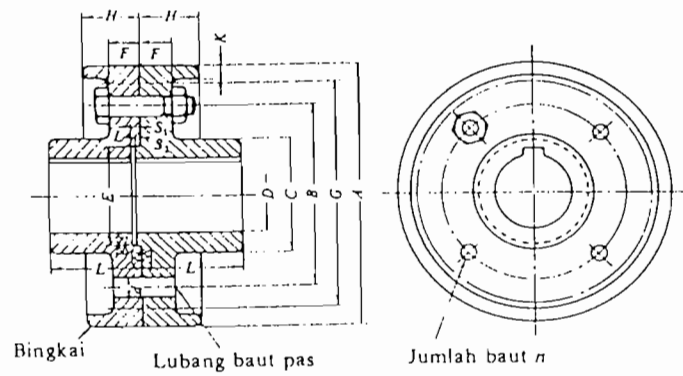
Dari perhitungan bab sebelumnya telah diketahui

$$P = 7,7 \text{ Kw}$$

$$n = 2968 \text{ rpm}$$

$$T = 2526,9 \text{ kg mm}$$

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



(Satuan: mm)

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

Tabel 6.7 Ukuran kopleng flens

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

Diameter luar kopleng (A) = 140 mm

Diameter pusat baut (B) = 100 mm

Diameter naf (C) = 63 mm

Panjang naf (L) = 50 mm

Diameter baut (a) = 12 mm

Jumlah baut (n) = 6 buah

Nilai efektif baut (ϵ) = 0,5

Jumlah baut efektif dapat ditentukan dengan persamaan:

$$n_e = \varepsilon \times n \quad (6.20)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 35)

Sehingga:

$$\begin{aligned} n_e &= 0.5 \times 6 \\ &= 3 \text{ buah} \end{aligned}$$

Tegangan geser pada baut dinyatakan dengan rumus:

$$\tau_b = \frac{8 \times T}{\pi \times d^2 \times n_e \times B} \quad (6.21)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 34)

Sehingga:

$$\begin{aligned} \tau_b &= \frac{8 \times 2526,9}{3,14 \times 12^2 \times 3 \times 100} \\ &= 0,14 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

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

Tegangan geser yang diijinkan pada baut dinyatakan dengan persamaan :

$$\begin{aligned} \tau_{ba} &= \frac{\sigma_b}{Sf_b \times K_b} \quad (6.22) \\ &= \frac{41}{6 \times 3} \end{aligned}$$

$$= 2,27 \text{ kg/mm}^2$$

Syarat agar perancangan baut aman $\sigma_b < \sigma_{b,ut}$, maka $0,14 < 2,27$ jadi perancangan baut dengan bahan ini aman digunakan karena memenuhi persyaratan.

Bahan flens yang digunakan adalah **FC 30** dengan kekuatan tarik (σ_b) = 30 kg/mm², tebal flens (F) = 11,2 mm, Sf₁ = 6 dan Sf₂ = 2.

Tegangan geser bahan yang diijinkan pada flens dinyatakan dengan persamaan 6.19

$$\begin{aligned} \tau_{fa} &= \frac{30}{6 \times 2} \\ &= 2,5 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan geser yang diijinkan pada flens ditentukan dengan rumus:

$$\tau_f = \frac{2 \times T}{\pi \times C^2 \times F} \quad (6.23)$$

(Sularso dan K. Suga, 1997 : 34)

Dengan:

$$T = \text{Torsi} \quad = 2526,9 \text{ kg.mm}$$

$$C = \text{Diameter naf} \quad = 63 \text{ mm}$$

$$F = \text{Tebal flens} \quad = 11,2 \text{ mm}$$

Maka tegangan gesernya adalah:

$$\tau_f = \frac{2 \times 2526,9}{3,14 \times 63^2 \times 11,2}$$

$$= 0,04 \text{ kg/mm}^2$$

Syarat agar bahan flens aman dari tegangan geser adalah

$$\tau_f \times Sf_2 < \tau_{fu}$$

$$0,04 \times 2 < 2,5$$

$$0,08 < 2,5$$

Maka perancangan flens dengan bahan ini memenuhi persyaratan.

BAB VII

KARAKTERISTIK POMPA

7.1. PENDAHULUAN

Tujuan pembuatan karakteristik pompa adalah untuk mengetahui daerah kerja pompa yang telah dirancang pada kondisi yang terbaik, sehingga pompa dapat dioperasikan pada daerah yang menguntungkan.

Karakteristik pompa meliputi beberapa spesifikasi yaitu:

- Kapasitas dengan head
- Kapasitas dengan daya
- Kapasitas dengan efisiensi



7.2. HUBUNGAN KAPASITAS DENGAN HEAD

7.2.1. Head Euler's (H_{te})

Head Euler's merupakan head teoritis pompa yang ideal dengan mengabaikan semua kerugian –kerugian yang ada. Besarnya Head Euler's dinyatakan dengan persamaan :

$$H_{te} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \times Q \times \cot \beta_2}{\pi \times d_2 \times b_2 \times g} \quad (7.1)$$

(Fritz Dietzel, 1993 : 311)

Dengan:

$H_{i\infty}$ = Head euler's, m

U_2 = Kecepatan keliling fluida pada sisi keluar impeler = 33,8 m/s

d_2 = Diameter sisi keluar impeler = 0,153 m

b_2 = Lebar sisi keluar impeler = 0,0092 m

β_2 = Sudut sisi keluar impeler = 22 °

Q = Kapasitas perancangan pompa = 0,01 m³/s

g = Percepatan gravitasi = 9,81 m/s²

Sehingga:

$$H_{i\infty} = \frac{33,8^2}{9,81} - \frac{33,8 \times Q \times \cot g 22^\circ}{3,14 \times 0,153 \times 0,0092 \times 9,81}$$

$$= 116,5 - 1929,4 \times Q$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0$ m³/s, maka:

$$H_{i\infty} = 116,5 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01$ m³/s, maka:

$$H_{i\infty} = 97,206 \text{ m}$$

7.2.2. Head Teoritis (H_t)

Head teoritis merupakan head yang dipengaruhi oleh kerugian-kerugian gesekan, jumlah sudu dan aliran sirkulasi antara sudu-sudu. Besarnya head teoritis dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$H_t = \eta_s \cdot H_t \quad (7.2)$$

(Austin H. Church, 1993 : 33)

Dengan:

H_t = Head teoritis, m

η_s = Koefisien aliran sirkulasi (0,6 – 0,8) diambil 0,6

Maka:

$$H_t = 0,6 \times (116,5 + 1929,4 \times Q)$$

$$H_t = 69,9 - 1157,64 \times Q$$

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

$$H_t = 69,9 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{s}$, maka:

$$H_t = 58,32 \text{ m} = 58 \text{ m}$$

7.2.3. Head Aktual (H_{akt})

Head aktual merupakan head yang dihasilkan oleh pompa. Head ini dapat ditentukan dengan mengurangi head teoritis dengan kerugian hidrolis.

Kerugian hidrolis dapat meliputi kerugian kejut, kerugian turbulensi, dan kerugian gesekan. Besarnya head aktual dapat diperoleh dengan rumus:

$$H_{akt} = H_t - h_f \quad (7.3)$$

Dengan:

H_t = Head teoritis

h_h = Kerugian hidrolis

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{s}$, maka:

$$H_{akt} = 58 \text{ m}$$

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

Maka kerugian hidrolis dapat diperoleh yaitu:

$$\begin{aligned} h_h &= H_t - H_{akt} \\ &= 58 - 55 \\ &= 3 \text{ m} \end{aligned}$$

Kerugian hidrolis yang meliputi kerugian kejut, kerugian turbulensi, dan kerugian gesekan dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan :

$$h_h = h_s + h_{FD} \quad (7.4)$$

Dengan:

h_s = Kerugian kejut dan turbulensi, m

h_{FD} = Kerugian gesekan, m

Pompa yang bekerja pada keadaan baik yaitu pompa beroperasi pada titik efisiensi maksimum. Pada saat pompa beroperasi dalam keadaan terbaik kerugian kejut atau turbulensi dan kerugian gesekan harganya sama yaitu 0,1 sampai 0,5 kerugian hidrolis. Diambil 0,3

$$\begin{aligned} h_s = h_{FD} &= 0,3 \times h_h \\ &= 0,3 \times 3 \\ &= 0,9 \text{ m} \end{aligned}$$

Kerugian karena gesekan dapat diperoleh dengan rumus:

$$h_{FD} = K \times Q^2 \quad (7.5)$$

(A.J. Stepanoff, 1965 : 164)

Dengan:

$$h_{FD} = \text{Kerugian gesekan} = 0,9 \text{ m}$$

$$Q = \text{Kapasitas pompa} = 0,01 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$K = \text{Koefisien gesekan}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{s}$, maka harga K dapat ditentukan yaitu:

$$\begin{aligned} K &= \frac{h_{FD}}{Q^2} \\ &= \frac{0,9}{0,01^2} \\ &= 9000 \end{aligned}$$

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

$$h_{FD} = 9000 \times Q^2$$

Kerugian kejut dan turbulensi dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan :

$$h_s = \frac{K_{sh}}{2 \times g} \left[U_1^2 + \left(U_2 \times K_{2cu} \times \frac{d_2}{d_3} \right)^2 \right] \times \left[1 - \frac{Q}{Q_n} \right]^2 \quad (7.6)$$

(Khetagurov, 267)

Dengan:

$$U_1 = \text{Kecepatan fluida pada sisi masuk impeler} = 11,96, \text{ m/s}$$

$$U_2 = \text{Kecepatan fluida pada sisi keluar impeler} = 33,8 \text{ m/s}$$

$$d_2 = \text{Diameter sisi keluar impeler} = 0,153 \text{ m}$$

$$d_3 = \text{Diameter dasar rumah volut} = 0,15912 \text{ m}$$

$$K_{2cu} = \text{Koefisien aliran sirkulasi} = 0,6$$

K_{sh} = Koefisien kerugian kejut pada sisi masuk impeler antara 0,6

sampai 0,8, diambil 0,7

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{s}$, maka dengan menggunakan persamaan (7.6) dapat diperoleh kapasitas normal yaitu:

$$0,9 = \frac{0,7}{2 \times 9,81} \left[11,96^2 + \left(33,8 \times 0,6 \times \frac{0,153}{0,15912} \right)^2 \right] \times \left[1 - \frac{0,01}{Q_n} \right]^2$$

$$0,9 = 18,7 \times \left[1 - \frac{0,01}{Q_n} \right]^2$$

$$\left[1 - \frac{0,01}{Q_n} \right]^2 = 0,048128$$

$$\left[1 - \frac{0,01}{Q_n} \right] = 0,2194$$

$$Q_n = 0,0128 \text{ m}^3 / \text{s}$$

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

$$\begin{aligned} h_s &= 18,7 \times \left[1 - \frac{Q}{0,0128} \right]^2 \\ &= 18,7 - 2921,875 \times Q + 114135,45 \times Q^2 \end{aligned}$$

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

$$h_s = 18,7 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{s}$, maka:

$$h_s = 7,3 \text{ m}$$

Harga kerugian kejut/ turbulensi dan kerugian gesekan disubstitusikan ke dalam persamaan (7.4) yaitu:

$$h_s = (18,7 - 2921,875 \times Q + 114135,45 \times Q^2) + 9000 \times Q^2$$

$$h_s = 18,7 - 2921,875 \times Q + 123135,45 \times Q^2$$

Dari persamaan (7.3) dapat ditentukan hubungan head aktual dengan kapasitas, yaitu:

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

$$H_{akt} = (69,9 - 1157,64 \times Q) - (18,7 - 2921,875 \times Q + 123135,45 \times Q^2)$$

$$H_{akt} = 51,2 + 1764,235 \times Q - 123135,45 \times Q^2$$

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

$$H_{akt} = 51,2 \text{ m}$$

Pada saat pompa bekerja dengan kapasitas $Q = 0,01 \text{ m}^3/\text{s}$, maka:

$$H_{akt} = 56,5 \text{ m}$$

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

$$H_{t_{\infty}} = 116,5 - 1929,4 \times Q$$

$$H_t = 69,9 - 1157,64 \times Q$$

$$h_{FD} = 9000 \times Q^2$$

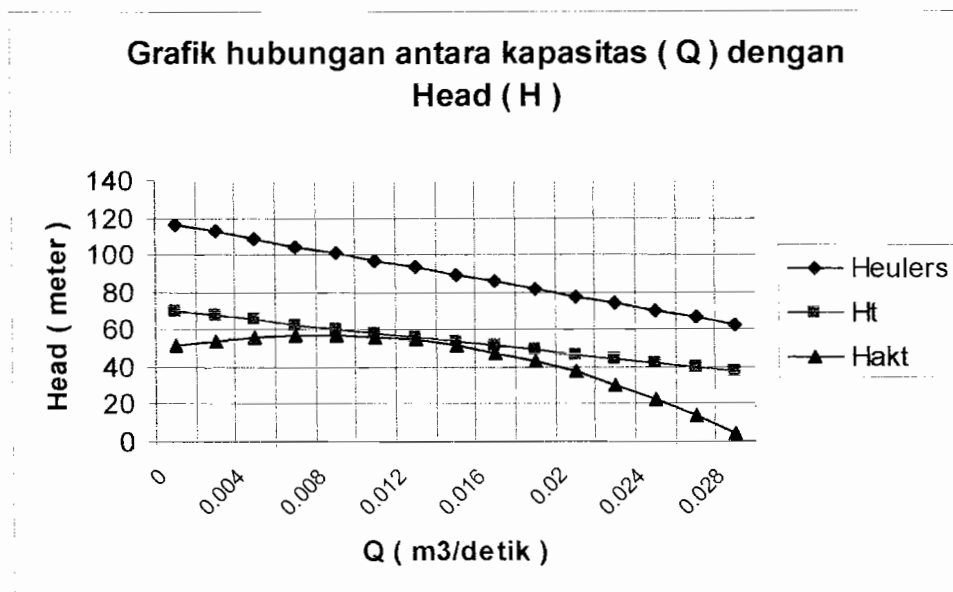
$$h_s = 18,7 - 2921,875 \times Q + 114135,45 \times Q^2$$

$$h_h = 18,7 - 2921,875 \times Q + 123135,45 \times Q^2$$

Grafik karakteristik pompa hubungan antara kapasitas dengan head (diambil harga Q sembarang) dapat digambarkan berdasarkan data dari tabel 7.1 di bawah ini:

Q (m^3/s)	$H_{t\infty}$ (meter)	H_t (meter)	h_{FD} (meter)	h_s (meter)	h_h (meter)	H_{akt} (meter)
0.000	116.500	69.900	0.000	18.700	18.700	51.200
0.002	112.641	67.585	0.036	13.313	13.349	54.236
0.004	108.782	65.269	0.144	8.839	8.983	56.287
0.006	104.924	62.954	0.324	5.278	5.602	57.353
0.008	101.065	60.639	0.576	2.630	3.206	57.433
0.010	97.206	58.324	0.900	0.895	1.795	56.529
0.012	93.347	56.008	1.296	0.073	1.369	54.639
0.014	89.488	53.693	1.764	0.164	1.928	51.765
0.016	85.630	51.378	2.304	1.169	3.473	47.905
0.018	81.771	49.062	2.916	3.086	6.002	43.060
0.020	77.912	46.747	3.600	5.917	9.517	37.231
0.022	74.053	44.432	4.356	9.660	14.016	30.416
0.024	70.194	42.117	5.184	14.317	19.501	22.616
0.026	66.336	39.801	6.084	19.887	25.971	13.831
0.028	62.477	37.486	7.056	26.370	33.426	4.060

Tabel 7.1 Hubungan antara kapasitas dengan head



Gambar 7.1 Hubungan antara kapasitas dan head

7.3. HUBUNGAN KAPASITAS DENGAN DAYA DAN EFISIENSI

Daya kuda penggerak pompa merupakan daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian atau kebocoran dan untuk daya kuda fluida agar fluida dapat dialirkan. Kerugian tersebut meliputi kerugian gesekan cakra, kerugian hidrolis, dan kerugian mekanis.

Hubungan daya kuda penggerak (*daya kuda rem*) dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$b, hp = f, hp - hp_l - hp_{DF} - hp_{HY} - hp_M \quad (7.7)$$

(*Austin H. Church, 1993 : 35*)

Dengan:

b, hp = Daya kuda rem

f, hp = Daya kuda fluida

hp_L = Daya kuda untuk mengatasi kebocoran

hp_{DF} = Daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra

hp_{HY} = Daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis

hp_M = Daya kuda untuk mengatasi kerugian mekanis

7.3.1. DAYA KUDA FLUIDA (f, hp)

Daya kuda fluida untuk berbagai kapasitas dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$f, hp = \frac{Q \times H \times \gamma}{75} \quad (7.8)$$

Dengan:

f, hp = Daya kuda fluida untuk berbagai kapasitas

Q = Kapasitas pompa

H = Head pompa = 55 m

γ = Kerapatan air = 1000 kg/m³

Sehingga daya kuda fluida untuk harga kapasitas sembarang adalah:

$$\begin{aligned} f, hp &= \frac{Q \times 55 \times 1000}{75} \\ &= 733,33 \times Q \end{aligned}$$

7.3.2. DAYA KUDA UNTUK MENGATASI KEBOCORAN (hp_L)

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$hp_L = \frac{Q_L \times H_t \times \gamma}{75} \quad (7.9)$$

Dengan:

hp_L = Daya kuda untuk mengatasi kebocoran

H_t = Head teoritis = $69,9 - 1157,64 \times Q$

γ = Kerapatan air = 1000 kg/m^3

Q_L = Kapasitas kebocoran pompa

Diasumsikan kapasitas kebocoran pompa sebesar 0.275 kali kapasitas pompa, sehingga daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kebocoran adalah:

$$\begin{aligned} hp_L &= \frac{0,275Q \times (69,9 - 1157,64Q) \times 1000}{75} \\ &= 256,3 \times Q - 4244,68 \times Q^2 \end{aligned}$$

7.3.3. 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 dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$hp_{DF} = \frac{\left(\frac{d_2}{12}\right)^{4.83} \times n^{2.83}}{8,75 \times 10^8} \quad (7.10)$$

(Austin H. Church, 1993 : 126)

Dengan:

hp_{DF} = Daya kuda untuk mengatasi gesekan cakra

d_2 = Diameter sisi keluar impeler = 6,024 in

n = Putaran poros pompa = 2968 rpm

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

$$\begin{aligned} hp_{DF} &= \frac{\left(\frac{6,024}{12}\right)^{4.83} \times 2968^{2.83}}{8,75 \times 10^8} \\ &= 0,28Hp \end{aligned}$$

7.3.4. DAYA KUDA UNTUK MENGATASI KERUGIAN HIDROLIS

(hp_{HY})

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis untuk harga kapasitas sembarang dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$hp_m = \frac{(Q + Q_L) \times \gamma \times h_h}{15} \quad (7.11)$$

(A.I. Stepanoff, 1965 : 198)

Dengan:

hp_{HY} = Daya kuda untuk mengatasi kerugian hidrolis

Q = Kapasitas pompa

Q_i = Kapasitas kebocoran pompa diasumsikan sebesar 0,03 kapasitas pompa

h_h = Kerugian hidrolis untuk berbagai kapasitas

$$= 18,7 - 2921,875 \times Q + 123135,45 Q^2$$

Sehingga besarnya daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian hidrolis

adalah:

$$\begin{aligned} hp_{HY} &= \frac{(Q + 0,3 \cdot Q) \times 1000 \times (18,7 - 2921,875 \times Q + 123135,45 \times Q^2)}{75} \\ &= 324,13 \times Q - 50645,83 \times Q^2 + 2134347,8 \times Q^3 \end{aligned}$$

7.3.5. DAYA KUDA UNTUK MENGATASI KERUGIAN MEKANIK (hp_M)

Daya kuda yang dibutuhkan untuk mengatasi kerugian mekanis pada bantalan dan kotak paking harganya relatif konstan, yaitu antara 2 % sampai 4 % dari daya kuda rem. (*Austin H. Church, 1993 : 32*)

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

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

7.3.6. DAYA KUDA REM (b, hp)

Daya kuda rem yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa dapat diperoleh dengan mensubstitusikan harga-harga kerugian dan daya kuda fluida ke dalam persamaan (7.7)

$$\begin{aligned}
 b, hp &= f, hp + hp_L + hp_{DF} + hp_{HY} + hp_M \\
 &= 733,33.Q + (256.3.Q - 4244.68Q^2) + 0,28 \\
 &\quad + (324,13.Q - 50645,83.Q^2 + 2134347,8.Q^3) + 0,04.b, hp \\
 b, hp &= 2363278,96.Q^3 - 57177.61458.Q^2 + 1313.76.Q + 0,3
 \end{aligned}$$

7.3.7. EFISIENSI POMPA

Efisiensi pompa dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\eta_{op} = \frac{f, hp}{b, hp} \times 100\% \quad (7.12)$$

(*Austin H. Church, 1993 : 36*)

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

$$f, hp = 733,33.Q$$

$$hp_L = 256.3.Q - 4244.68Q^2$$

$$hp_{DF} = 0,28 \text{ Hp}$$

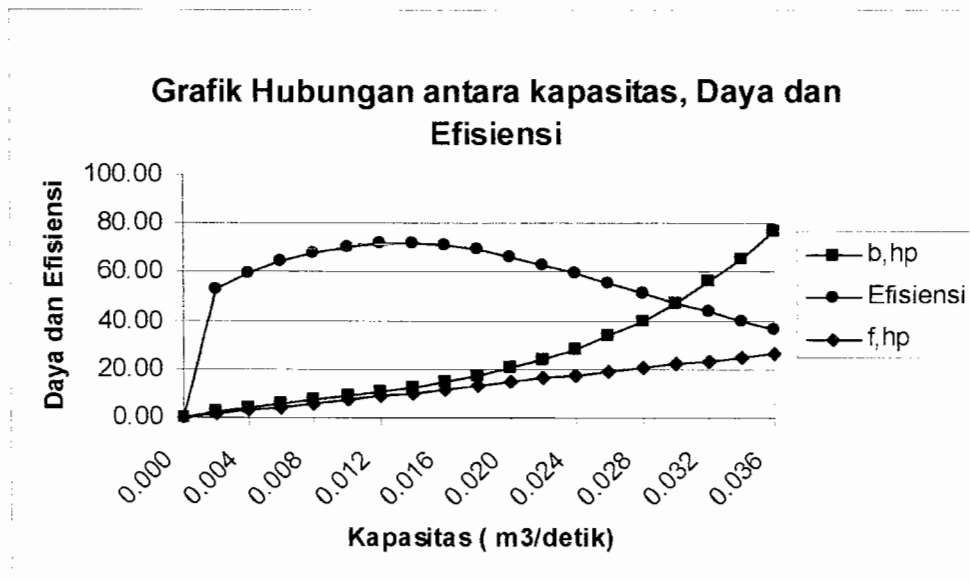
$$hp_{HY} = 274,27.Q - 42854,17.Q^2 + 1805986,6.Q^3$$

$$b, hp = 2363278,96.Q^3 - 57177.61458.Q^2 + 1313.76.Q + 0,3$$

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

Q (m ³ /s)	F, hp (Hp)	hp _L (Hp)	hp _{IIY} (Hp)	b, hp (Hp)	η _{op} (%)
0.000	0.000	0.000	0.000	0.300	0
0.002	1.467	0.496	0.392	2.943	53.0547
0.004	2.933	0.957	0.527	5.352	59.69108
0.006	4.400	1.385	0.493	7.641	64.21439
0.008	5.867	1.779	0.376	9.924	67.67948
0.010	7.333	2.139	0.263	12.313	70.15343
0.012	8.800	2.464	0.241	14.923	71.56069
0.014	10.267	2.756	0.396	17.866	71.84242
0.016	11.733	3.014	0.815	21.256	71.0103
0.018	13.200	3.238	1.585	25.208	69.15985
0.020	14.667	3.428	2.792	29.833	66.45757
0.022	16.133	3.584	4.523	35.245	63.11274
0.024	17.600	3.706	6.864	41.559	59.34512
0.026	19.067	3.794	9.904	48.887	55.35805
0.028	20.533	3.849	13.727	57.342	51.32145
0.030	22.000	3.869	18.421	67.039	47.36501
0.032	23.467	3.855	24.073	78.090	43.5792
0.034	24.933	3.807	30.768	90.610	40.02067
0.036	26.400	3.726	38.595	104.711	36.71941

Tabel 7.2 Hubungan antara kapasitas dengan daya dan efisiensi



Gambar 7.2 Hubungan antara kapasitas, daya dan efisiensi

BAB VIII

KESIMPULAN DAN PENUTUP

8.1 KESIMPULAN

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

1. Spesifikasi pompa:

- Tipe : Pompa sentrifugal dua tingkat
- Fluida yang dipompakan : Air bersih
- Kapasitas (Q) : $35 \text{ m}^3/\text{jam}$
- Head total (H) : 55 m
- Putaran (n) : 2968 rpm
- Daya (P) : 7,7 Kw
- Efisiensi : 70 %

2. Impeler

- Tipe : Impeler tertutup (*closed impeller*)
- Bahan : Brons
- Diameter sisi masuk impeler : 77 mm
- Diameter sisi keluar impeler : 153 mm

- Jumlah sudu : 7 buah

3. Poros

- Bentuk : Pejal bertingkat
- Bahan : S 40 C
- Diameter : 30 mm
- Panjang poros : 359 mm

4. Pasak

- Bahan : S 30 C
- Penampang pasak : 10×8
- Panjang pasak : 30 mm
- Kedalaman alur pasak pada poros : 4 mm
- Kedalaman alur pasak pada naf : 3,5 mm

5. Bantalan

- Tipe : Bantalan bola
- Nomor bantalan : 7307 A DB
- Diameter dalam bantalan : 35 mm
- Diameter luar bantalan : 80 mm

6. Kopling

- Tipe : Kopling flens
- Bahan : Baja liat
- Diameter luar : 140 mm
- Diameter naf : 63 mm
- Jumlah baut : 6 buah

8.2. PENUTUP

Dalam perancangan pompa pengisi ketel ini, beberapa hal harus diperhatikan agar pompa dapat bekerja secara optimal :

1. Semua komponen – komponen mesin dari pompa harus rutin diperiksa sehingga apabila terjadi kerusakan cepat diperbaiki atau diganti.
2. Penggunaan paking yang baik, agar dapat mencegah terjadinya kebocoran

Dalam pemilihan dan perancangan pompa juga harus diperhatikan beberapa faktor, agar pompa dapat berfungsi dengan baik sesuai dengan kebutuhan yang dikehendaki, yaitu:

1. Kapasitas pompa yang dibutuhkan
2. Tinggi tekan pompa (*head*)
3. Penggunaan pompa
4. Keadaan tempat pemompaan

Dengan memperhatikan faktor – faktor diatas akan didapatkan penggunaan pompa yang tepat dan optimal.

“ Tak ada gading yang tak retak “, masih banyak kekurangan yang penulis sadari, meskipun penulis telah berusaha semaksimal mungkin, mohon dimaafkan jika ada salah kata ataupun tulisan yang menyinggung perasaan pembaca. Kritik dan saran dari pembaca sangatlah diperlukan. “ Terima kasih “ juga penulis ucapkan kepada semua pihak (yang kasat mata maupun tak kasat mata) yang telah membantu dalam menyelesaikan karya ini.

Semoga karya ini dapat memberikan dan menimbulkan semangat baru serta sedikit wawasan bagi banyak manfaat untuk kita semua.

DAFTAR PUSTAKA

- Austin H. Church, 1993, *Pompa Dan Blower Sentrifugal*, alih bahasa Zulkifi Harahap, Cetakan ketiga, Erlangga, Jakarta.
- Ditzel, F., 1993, *Turbin Pompa Dan Kompresor*, alih bahasa Dakso Sriyono, Cetakan ketiga, Erlangga, Jakarta.
- Karassik, I. J., 1976, *Pump Hand Book*, Mc Graw Hill Book Company Inc, New York.
- Khetagurov, M., *Marine Auxiliary Machinery And Systems*, Peace Publisher, Moscow.
- Lazarkiewicz, S., 1965, *Impeller Pump*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warsaw.
- Stolk, C., 1994, *Elemen Mesin Konstruksi Bangunan Mesin*, Diterjemahkan oleh H. Hendarsin dan A. Abdul, edisi kedua, Erlangga, Jakarta.
- Sularso dan Tahara, H., 1987, *Pompa Dan Kompresor*, Cetakan ketiga, Pradnya Paramita, Jakarta.
- Sularso dan Suga, K., 1997, *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*, Cetakan kesembilan, Pradnya Paramita, Jakarta.

LAMPIRAN

Tabel 1 Pompa-Pompa yang sesuai untuk kondisi pemakaian tertentu

Kondisi pemakaian	Pompa yang sesuai
Untuk luas ruangan yang terbatas	Pompa tegak
Untuk sumur dalam	Pompa tegak jenis sumur dalam (<i>deep well</i>), dengan menggunakan motor diatas atau dibawah pompa
Untuk fluktuasi yang besar pada permukaan air isap	Pompa tegak
Untuk ruang pompa yang dapat terendam air (terkena banjir)	Pompa tegak dengan rantai ganda
Untuk memompa air limbah dan berlumpur	Pompa tegak jenis sumuran kering
Untuk mencegah pengotoran air yang dipompa oleh minyak pelumas atau gemuk	Pompa volut mendatar atau pompa tegak dengan pelumas air
Untuk mengurangi kebisingan	Pompa dengan motor terendam, pompa tegak jenis tromol sumuran
Bila kebocoran keluar pompa tidak diijinkan	Pompa dengan motor terselubung

Sumber :

Sularso dan H. Tahara, 1987 : 51

Tabel 2 Pemilihan bahan-bahan untuk pompa

Nomor Kelompok	Frekuensi	Rumah (casing)	Impeler	Pemakaian
A - 1	O	FC	FC	Air tawar, air minum
A - 2	O	FC	FCD	Air tawar, Air minum
A - 3	O	FC	SC	Air awar, Air minum
A - 4		FC	BC	Air tawar, Air minum Air laut
A - 5	O	FC	PBC	Air tawar, Air limbah Air laut
A - 6	O	FC	ABC	Air tawar, air limbah Air laut
A - 7	O	FC	SCS2	Air tawar, air minum Air limbah
A - 8	O	FC	SCS12 or CS13	Air limbah, air laut
A - 9		FC berlapis karet	SCS12 or CS13	Air distilasi, Air laut
B - 1	O	SC	SC	Air tawar, air laut
B - 2		SC	ABC	Air tawar, air minum Air laut
B - 3	O	SC	SCS2	Air tawar, air minum Air limbah
B - 4		SC	SCS12 or CS13	Air limbah, air laut
B - 5		SC	SCS14 or SCS15	Air laut
C - 1		BC	BC	Air destilasi, Air laut
C - 2	O	BC	BC	Air laut
C - 3		BC	BC	Air laut
D - 1		SCS2	SCS2	Air limbah, air laut
D - 2		SCS2	SCS12or CS13	Air limbah, air laut
D - 3	O	SCS2	SCS14or CS15	Air laut
D - 4		SCS12 or SCS13	SCS12or CS13	Air laut
D - 5		SCS12 or SCS13	SCS14or CS15	Air laut
D - 6		SCS12 or SCS13	Worthite	Air laut
E - 1	O	SS	SC	Air tawar
E - 2	O	SS	SCS2	Air tawar, air minum
E - 3		SUS27	SCS13	Air tawar, air minum

Sumber :

Sularso & H. Tahara, 1987 : 56

Tabel 3 Ukuran pasak dan alur pasak

Ukuran-ukuran utama

(Satuan: mm)

Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar $b, b_1,$ dan c_2	Ukuran standar h		C	r^*	Ukuran Standar t_1	Ukuran standar t_2			r_1 dan r_2	Referensi	
		Pasak prismatis Pasak lurus	Pasak tirus				Pasak prismatis	Pasak lurus	Pasak tirus		Diameter poros yang dapat dipakai d^{**}	
2 x 2	2	2		0,16-0,25	6-20	1,2	1,0		0,5	0,06-0,16	Lebih dari	6-8
3 x 3	3	3			6-36	1,8	1,4		0,9		-	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			14-70	3,5	2,8		2,2		-	17-22
(7 x 7)	7	7	7,2	0,25-0,40	16-80	4,0	3,0	3,5	3,0	0,16-0,25	-	20-25
8 x 7	8	7			18-90	4,0	3,3		2,4		-	22-30
10 x 8	10	8		0,40-0,60	22-110	5,0	3,3		2,4	0,25-0,40	-	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		-	44-50
(15 x 10)	15	10	10,2	0,60-0,80	40-180	5,0	5,0	5,5	5,0	0,40-0,60	-	50-55
16 x 10	16	10			45-180	6,0	4,3		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		-	65-75
22 x 14	22	14		63-250	9,0	5,4		4,4	-	75-85		
(24 x 16)	24	16	16,2	0,80-1,00	70-280	8,0	8,0	8,5	8,0	0,60-0,80	-	80-90
25 x 14	25	14			70-280	9,0	5,4		4,4		-	85-95
28 x 16	28	16			80-320	10,0	6,4		5,4		-	95-110
32 x 18	32	18			90-360	11,0	7,4		6,4		-	110-130

Sumber :

Sularso dan K. Suga, 1997 : 5

Tabel 4 Bantalan bola sudut

Nomor bantalan		Ukuran luar (mm)				
		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>r</i> ₁
7303 A DB	7303 B DB	17	47	28	1,5	0,8
7304 A DB	04 B DB	20	52	30	2	1
7305 A DB	05 B DB	25	62	34	2	1
7306 A DB	7306 B DB	30	72	38	2	1
7307 A DB	07 B DB	35	80	42	2,5	1,2
7308 A DB	08 B DB	40	90	46	2,5	1,2
7309 A DB	7309 B DB	45	100	50	2,5	1,2
7310 A DB	10 B DB	50	110	54	3	1,5
7311 A DB	11 B DB	55	120	58	3	1,5

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

Nomor bantalan	Kapasitas nominal dinamis spesifik <i>C</i> (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik <i>C</i> ₀ (kg)	Nomor bantalan	Kapasitas nominal dinamis spesifik <i>C</i> (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik <i>C</i> ₀ (kg)
7303 A DB	2030	1660	7303 B DB	1890	1500
7304 A DB	2390	1990	7304 B DB	2230	1790
7305 A DB	3350	3000	7305 B DB	3100	2680
7306 A DB	4250	3900	7306 B DB	3900	3600
7307 A DB	5100	4900	7307 B DB	4700	4400
7308 A DB	6200	6100	7308 B DB	5700	5450
7309 A DB	8050	8200	7309 B DB	7500	7000
7310 A DB	9400	9700	7310 B DB	8700	8700
7311 A DB	11000	11400	7311 B DB	10100	10300

Sumber :

Sularso dan k Suga, 1997 : 145



Tabel 5 Faktor V,X,Y dan Xo,Yo

Jenis bantalan	Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				ϵ	Baris tunggal		Baris ganda					
			$F_s/VF_s > \epsilon$		$F_s/VF_s \leq \epsilon$					X_o	Y_o	X_o	Y_o				
			X	Y	X	Y	X	Y									
Bantalan bola alur dalam	$F_s/C_o = 0,014$ $= 0,028$ $= 0,056$ $= 0,084$ $= 0,11$ $= 0,17$ $= 0,28$ $= 0,42$ $= 0,56$	1	1,2	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19	0,6	0,5	0,6	0,5			
					1,99				1,90	0,22							
					1,71				1,71	0,26							
					1,55				1,55	0,28							
					1,45				1,45	0,30							
					1,31				1,31	0,34							
					1,15				1,15	0,38							
					1,04				1,04	0,42							
Bantalan bola sudut	$\alpha = 20^\circ$ $= 25^\circ$ $= 30^\circ$ $= 35^\circ$ $= 40^\circ$	1	1,2	0,43	1,00	1	0,78	0,60	1,09	0,57	0,5	1	0,66	0,53			
					0,41				0,87	0,92					0,67	1,41	0,68
					0,39				0,76	0,78					0,63	1,24	0,80
					0,37				0,66	0,66					0,60	1,07	0,95
					0,35				0,57	0,55					0,57	0,93	1,14

Sumber :

Sularso dan K.Suga, 1997 : 135

Tabel 6 Harga Faktor keandalan

Faktor keandalan (%)	L_n	a_i
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

Sumber :

Sularso dan K. Suga, 1997 : 137

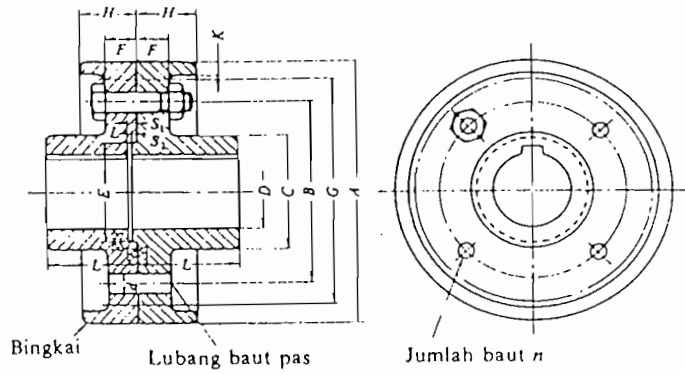
Tabel 7 Ukuran standar ulir kasar metris

Ulir			Jarak bagi p	Tinggi kaitan H_1	Ulir dalam		
					Diameter luar D	Diameter efektif D_2	Diameter dalam D_1
1	2	3			Ulir luar		
					Diameter luar d	Diameter efektif d_2	Diameter inti d_1
M 6		M 7	1	0,541	6,000	5,350	4,917
M 8			1	0,541	7,000	6,350	5,917
			1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
M 10		M 9	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
			1,5	0,812	10,000	9,026	8,376
			1,5	0,812	11,000	10,026	9,376
M 12	M 14		1,75	0,947	12,000	10,863	10,106
			2	1,083	14,000	12,701	11,835
			2	1,083	16,000	14,701	13,835
M 20	M 18		2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
			2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
			2,5	1,353	22,000	20,376	19,294
M 24	M 27		3	1,624	24,000	22,051	20,752
			3	1,624	27,000	25,051	23,752
			3,5	1,894	30,000	27,727	26,211
M 36	M 33		3,5	1,894	33,000	30,727	29,211
			4	2,165	36,000	34,402	31,670
			4	2,165	39,000	36,402	34,670
M 42	M 45		4,5	2,436	42,000	39,077	37,129
			4,5	2,436	45,000	42,077	40,129
			5	2,706	48,000	44,752	42,587
M 56	M 52		5	2,706	52,000	48,752	46,587
			5,5	2,977	56,000	52,428	50,046
			5,5	2,977	60,000	56,428	54,046
M 64	M 68		6	3,248	64,000	60,103	57,505
			6	3,248	68,000	64,103	61,505

Sumber :

Sularse dan K. Suga, 1997 : 290

Tabel 8 Ukuran kopling flens

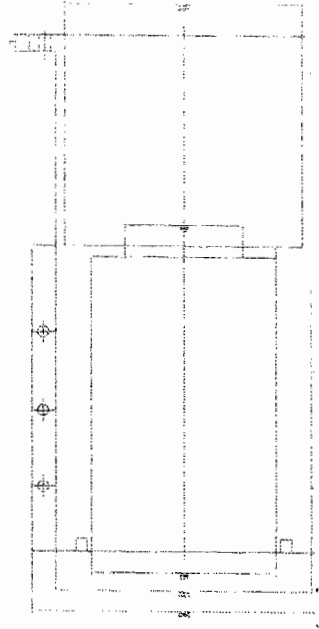
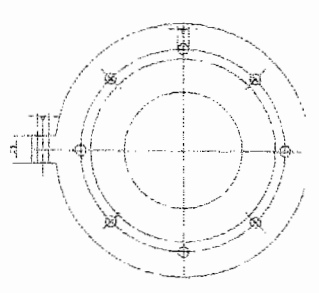
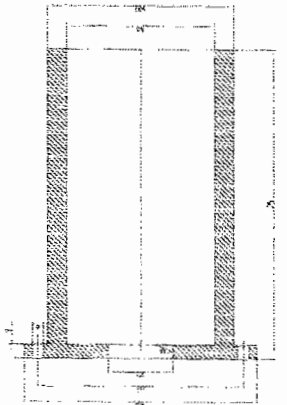
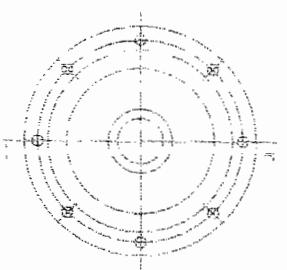
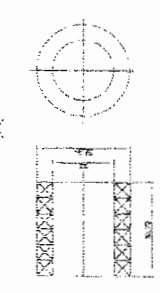
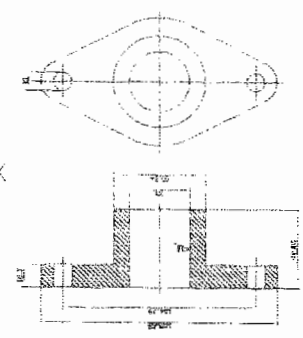
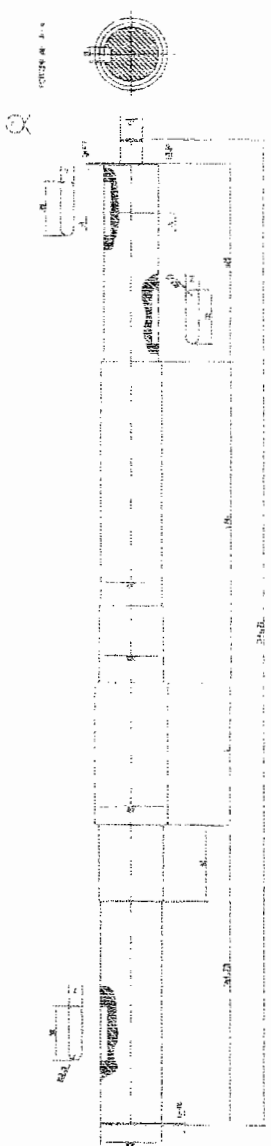
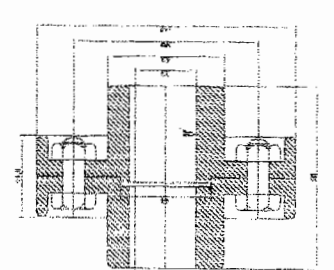
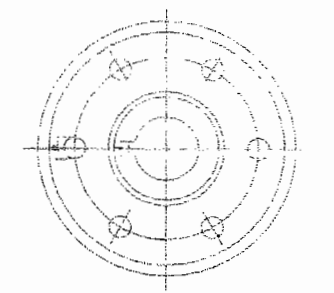
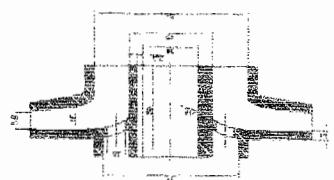
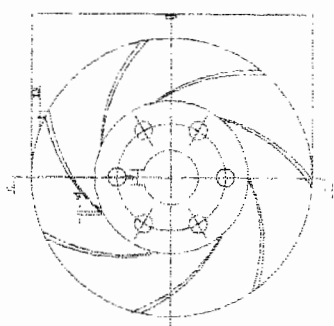


(Satuan : mm)

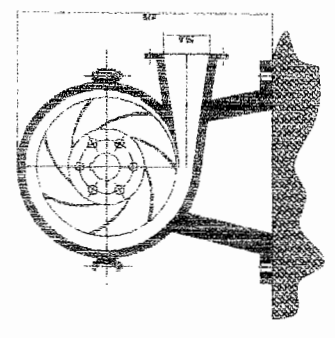
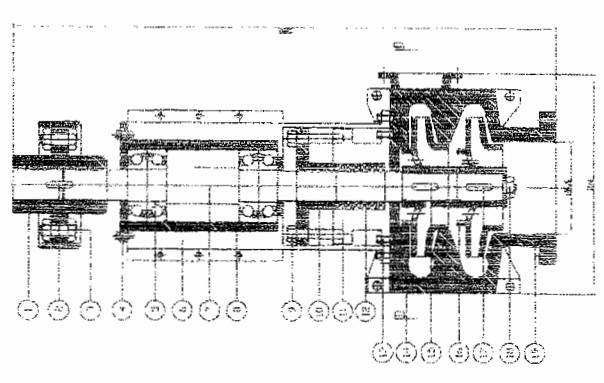
A	G Tanpa bingkai (Halus saja)	D		L	C	B	F		H		K	n	d	
		Diameter lubang max.	Diameter lubang min				Kasar	Halus	Kasar	Halus			Kasar	Halus
(112)	(100)	25	20	40	45	75	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
125	112	28	22,4	45	50	85	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
140	124	35,5	28	50	63	100	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5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

Sumber :

Sularso dan K. Suga, 1997 : 31



SKALA 1:1

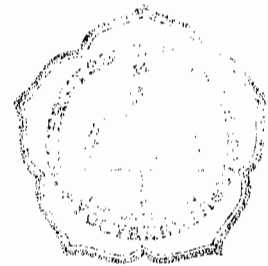


№	Содерж.	№	Мат. №	Мат. №
1	Корпус	1	Сталь	1017
2	Импелер	2	Латунь	1017
3	Шпиндель	3	Сталь	1017
4	Муфта	4	Сталь	1017
5	Подшипник	5	Латунь	1017
6	Помповый корпус	6	Сталь	1017
7	Крышка	7	Сталь	1017
8	Вал	8	Сталь	1017
9	Муфта	9	Сталь	1017
10	Подшипник	10	Латунь	1017
11	Муфта	11	Сталь	1017
12	Муфта	12	Сталь	1017
13	Муфта	13	Сталь	1017
14	Муфта	14	Сталь	1017
15	Муфта	15	Сталь	1017
16	Муфта	16	Сталь	1017
17	Муфта	17	Сталь	1017
18	Муфта	18	Сталь	1017
19	Муфта	19	Сталь	1017
20	Муфта	20	Сталь	1017
21	Муфта	21	Сталь	1017
22	Муфта	22	Сталь	1017
23	Муфта	23	Сталь	1017
24	Муфта	24	Сталь	1017
25	Муфта	25	Сталь	1017
26	Муфта	26	Сталь	1017
27	Муфта	27	Сталь	1017
28	Муфта	28	Сталь	1017
29	Муфта	29	Сталь	1017
30	Муфта	30	Сталь	1017



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

No: 496 /FT .USD/TM/ Februari/2005



NAMA : Nine Frederiek S
 NIM : 995214168
 Program Studi : Teknik Mesin
 Fakultas : Teknik , Univ. Sanata Dharma Yogyakarta
 Judul TGA :

Rancang sebuah pompa yang dipakai untuk melayani ketel uap dengan
 data : H : 55m ; q : 35 m³ / jam , n : 2968 rpm.

Tanggal dimulai : 7 September 2004
 Pembimbing I : Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA
 Pembimbing II : Ir. FX. Agus Unggul Santoso

No	Tgl	Uraian	Keterangan	Tanda Tangan
1	3/3/05	Bab I → IV : Keseluruhan pd. bab . 9, 10, 14, 41, 11.		} <i>Juswanto</i>
2		ditin dahlanjuti . Rancangan Tinjaan pompa hangun 1 msk . η hangun 60% . Dicoba dibuat 2, 3 th .		
3	10/3 ⁰⁵	Bab V :	sdh . belum bisa menjelaskan cara mengkrit . berat . (dipelajari lagi)	<i>Juswanto</i>
4				
5	29/3 ⁰⁵	Perbaiki bab 57, 58, 75.		<i>Mutawab</i>
6	6/4 ⁰⁵	Naskah selesai		<i>Juswanto</i>
7				
8				
9				
10				
11				
12				



UJIAN PENDADARAN TUGAS AKHIR / SKRIPSI
TANGGAL : 18 Mei 2005

NAMA Mhs. : NINE FREDERIEK S.

NIM : 995214168

JUDUL :
" *Pompa Air Pengisi Ketel* "

Pembimbing Utama : Prof. Dr. Ir. H. Indarto, DEA.

Pembimbing Kedua : Ir. FX. Agus Unggul Santoso

USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI

1. 1 lembar untuk mahasiswa
2. 1 lembar untuk dosen pembimbing

*Pengelasan jenis pompa yg dirancau ditetapkannya
di bagian depan masalah (perbaikan)
Tambah impeller dengan (pd pot c-c & arah
sebaliknya)
G. uliran total pot.*

ace

23-5-2005

Agus Unggul Santoso

(Ir. FX. Agus Unggul Santoso)



BERITA ACARA SEMINAR TGA / SKRIPSI

Telah diselenggarakan Seminar TGA / Skripsi Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

Nama : Nine Frederik S.

N I M : 995214168

Jurusan : Jurusan Teknik Mesin

Fakultas : Teknik Univ. Sanata Dharma
Yogyakarta

Judul :
Pompa Air Pengisi Ketel

Hari / Tgl : Rabu, 13 April 2005

Tempat : K. 3.15

Pukul : 10.00WIB

Pemb II Ir. FX. Agus Unggul Santoso

Tanda Tangan

Pemb III

Tanda Tangan

Dihadiri Dosen

1 _____

Tanda Tangan _____

2 _____

Tanda Tangan _____

3 _____

Tanda Tangan _____

4 _____

Tanda Tangan _____

5 _____

Tanda Tangan _____



DAFTAR HADIR SEMINAR TGA / SKRIPSI
JURUSAN TEKNIK MESIN FAKULTAS TEKNIK USD

Nama : Nine Frederik S.
NIM : 995214168
Jurusan : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik Univ. Sanata Dharma Yogyakarta
Judul :
Pompa Air Pengisi Ketel

Pembim I : Ir. FX. Agus Unggul Santoso
Pembim II :
Hari / Tgl : Rabu, 13 April 2005
Tempat : K. 3.15

Pukul : 10.00 WIB

No	NIM	Nama	Tanda Tangan
1	995214088	Petrus Agung S	1
2	995214124	AGUSTINUS ZONI	2
3	98-001	Agustinus H.S	3
4	99-114	Martin Adenanto	4
5	99-104	Yosep	5
6	995214107	YUDI.S	6
7	0152141098	Furniawan	7
8	005214056	Kr. Gunawan	8
9	005214423	Lambertus. sugiarto. Mali	9
10	015214014	Turibius Isdiyonto	10
11	019214023	Andri S.	11
12	015214026	Heribertus Tri Hananto	12
13	015214032	Stephanos Tri F	13
14	995214134	ROBERT. N.P	14
15			15
16			16
17			17
18			18
19			19
20			20