

TUGAS AKHIR
PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN
POMPA CENTRIFUGAL MULTI STAGE
(4 TINGKAT)



Di Susun Oleh :
SUTRISNO
NIM.01.51.120

JURUSAN TEKNIK MESIN D-III
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG

2008



PERKUMPULAN PENGELOLA PENDIDIKAN UMUM DAN TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
FAKULTAS TEKNIK SIPIL DAN PERENCANAAN
PROGRAM PASCASARJANA MAGISTER TEKNIK

II (PERSERO) MALANG
BANK NIAGA MALANG

Kampus I : Jl. Bendungan Sigura-gura No. 2 Telp. (0341) 551431 (Hunting), Fax. (0341) 553015 Malang 65145
Kampus II : Jl. Raya Karanglo, Km 2 Telp. (0341) 417636 Fax. (0341) 417634 Malang

LEMBAR PERSETUJUAN

LAPORAN TUGAS AKHIR

“ PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN POMPA CENTRIFUGAL
MULTI STAGE “

Disusun Oleh :

Nama : Sutrisno
Nim : 0151120
Jurusan : Teknik Mesin D-III
Nilai : 80

Diperiksa dan Disetujui :

Ketua Jurusan
Teknik Mesin D-III

Moch Trisno

Ir. Drs. Moch Trisno, MT
NIP. 1030936652

Dosen Pembimbing

Widjatmoko

Ir. Widjatmoko, MT
NIP.Y.: 10183300057



PERKUMPULAN PENGELOLA PENDIDIKAN UMUM DAN TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG

**FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
FAKULTAS TEKNIK SIPIL DAN PERENCANAAN
PROGRAM PASCASARJANA MAGISTER TEKNIK**

ERSERO) MALANG
NIAGA MALANG

Kampus I : Jl. Bendungan Sigura-gura No. 2 Telp. (0341) 551431 (Hunting), Fax. (0341) 553015 Malang 65145
Kampus II : Jl. Raya Karanglo, Km 2 Telp. (0341) 417636 Fax. (0341) 417634 Malang

KARTU BIMBINGAN TUGAS AKHIR

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI

Nama Mahasiswa : Sutrisno
NIM/Nirm : 0151120
Jurusan : Teknik Mesin Diploma III (D III)
Fakultas : Teknologi Industri
Judul Tugas Akhir : Perencanaan dan Perhitungan pompa Contrifugal
Multi Stage
Pengajuan Tugas Akhir : 24 September 2008
Selesai Penulisan Tugas Akhir : 21 Pebruari 2009
Dosen Pembimbing : Ir. Widjatkomo, MT
Keterangan Nilai Bimbingan : 80



Mengetahui
Dekan Fakultas Teknologi Industri
Dr. Sidik Noertjahjono, MT
NIP.Y.:1028700163

Malang, 24 Pebruari 2010
Dosen Pembimbing

Ir. Widjatkomo, MT
NIP.Y.: 10183300057



PERKUMPULAN PENGELOLA PENDIDIKAN UMUM DAN TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG

**FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
FAKULTAS TEKNIK SIPIL DAN PERENCANAAN
PROGRAM PASCASARJANA MAGISTER TEKNIK**

ERSERO) MALANG
NIAGA MALANG

Kampus I : Jl. Bendungan Sigura-gura No. 2 Telp. (0341) 551431 (Hunting), Fax. (0341) 553015 Malang 65145
Kampus II : Jl. Raya Karanglo, Km 2 Telp. (0341) 417636 Fax. (0341) 417634 Malang

**BERITA ACARA UJIAN TUGAS AKHIR
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI**

Nama Mahaiswa : Sutrisno
NIM/Nirm : 01.51.120
Jurusan : Teknik Mesin Diploma Tiga (D-III)
Fakultas : Teknologi Industri
Judul Tugas Akhir : “ Perencanaan dan Perhitungan Pompa Centrifugal Multi Stage “

Dipertahankan dihadapan Team Penguji Tugas Akhir Jenjang Program Diploma Tiga (D III) Pada :

Hari/Tanggal : Sabtu, 21 Pebruari 2009
Dengan Nilai / Hasil Ujian : 42
Nilai / Hasil Akhir : 66.00 (B)

PANITIA UJIAN TUGAS AKHIR



Sidik Noertjahjono, MT
NIP.Y.: 1028700163

Ir. Drs Boedijanto, MT
NIP. 101127272

13

ANGGOTA

Sekretaris

Ir. Widjatmoko, MT
NIP.Y.: 1018300057

Ir. Widjatmoko, MT
NIP.Y.: 10183300057

INSTITUT TEKNOLOGI MALANG

Jln. Bendungan Sigura-gura No. 2
MALANG

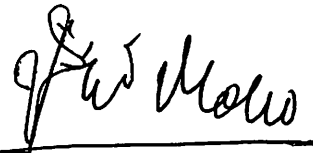
Lembar Asistensi

Nama : Sutrisno
Nim : 01.51.120
Dosen Pembimbing : Ir. H. Widjadmoko, MT
Judul Tugas Akhir : Perencanaan dan Perhitungan Pompa Centrifugal
Multi stage (4 tingkat)

No	Tanggal	Uraian	Paraf

Malang Januari 2009

Mengetahui
Dosen Pembimbing



Ir. H. Widjadmoko, MT
NIP. 1018300057



PERKUMPULAN PENGELOLA PENDIDIKAN UMUM DAN TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
FAKULTAS TEKNIK SIPIL DAN PERENCANAAN
PROGRAM PASCASARJANA MAGISTER TEKNIK

Kampus I : Jl. Bendungan Sigura-gura No. 2 Telp. (0341) 551431 (Hunting), Fax. (0341) 553015 Malang 65145
Kampus II : Jl. Raya Karanglo, Km 2 Telp. (0341) 417636 Fax. (0341) 417634 Malang

(PERSERO) MALANG
BANK NIAGA MALANG

Nomor : ITN-0076/md3/8/08
Lampiran :
Perihal : Bimbingan Tugas Akhir

Malang ; 24 September 2008

Kepada : Yth Sdr. H. Widjatmoko , Ir , MT
Dosen Institut Teknologi Nasional
Malang

Demgan Hormat.

Sesuai dengan permohonan dan persetujuan Tugas Akhir untuk mahasiswa

Nama : Sutrisno
Nim : 01 51 120
Prodi. : Mesin D3
Fakultas : Teknologi Insdustri

Mohon kesedian nya untuk membimbing Tugas Akhir tersebut selama dalam waktu satu semester , terhitung mulai tanggal 24 September 2008 s/d 24 Februari 2009 , apabila melebihi batas waktu yang telah ditetapkan , mahasiswa yang nama nya tercantum diatas , di nyatakan GUGUR

Demikian atas bantuan nya dan kerja sama yang baik kami mengucapkan banyak terimakasih



Ketua Prodi Teknik Mesin D3
U.b Sekretaris

[Signature]
Ir H Widjatmoko , MT
Nip Y 101 83 00057

Tembusan :

- Mahasiswa
- Arsip jurusan

**LEMBAR PERSETUJUAN
TUGAS AKHIR**

**PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN
POMPA CENTRIFUGAL MULTI STAGE
(4 TINGKAT)**

Di Susun Oleh :

Nama : Sutrisno

Nim : 01.51.120

Jurusan : Teknik Mesin D-III

Nilai :

80 (A)

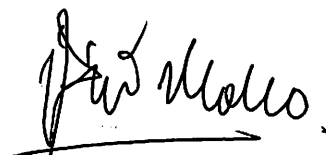
Mengetahui dan Disetujui :

Ka. Jur. T. Mesin D-III



Ir. Drs Moch Trisno, MT
NIP. 130 936652

Dosen Pembimbing



Ir. H. Widjadmoko, MT
NIP. 1018300057

LEMBAR PERNYATAAN

Saya yang bertandatangan dibawah ini :

Nama : Sutrisno
Nim : 01.51.120
Tempat / Tanggal Lahir : Paiton,04 April 1982
Jurusan :Teknik Mesin
Study : Diploma III
Fakultas : Teknologi Industri
Alamat :Jln Taman Agung Atas No 29
Malang

Menyatakan dengan sesungguhnya, bahwa laporan hasil Tugas Akhir saya buat sendiri. Dan bukan hasil duplikasi, serta tidak mengutip sebagian atau seluruhnya karya orang lain, kecuali telah disebutkan sumbernya.

Malang, Januari 2009

Penulis

Sutrisno

01.51.120

KATA PENGANTAR

Assalamu'alikum Wr. Wb.

Syukur alhamdulillah penulis panjatkan kepada-Mu, karena atas rahmat dan hidayah-Mu lah penulis dapat menyelesaikan laporan Tugas Akhir yang berjudul:

PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN POMPA CENTRIFUGAL MULTI STAGE (4 TINGKAT)

Tugas Akhir ini merupakan saya yang masih perlu adanya kajian, penulis berharap penelitian ini dapat dikembangkan ke dalam penelitian-penelitian selanjutnya yang lebih sempurna. Oleh karena itu penulis sangat mengharapkan kritik dan saran yang membangun dari para pembaca untuk kemungkinan pengembangan dimasa yang akan datang.

Pada kesempatan ini penulis menyampaikan ucapan terima kasih kepada:

1. Bapak Dr. Ir. Abraham Lomi, MSEE selaku rektor ITN Malang.
2. Bapak Ir. Mochtar Asroni, MT selaku dekan FTI ITN Malang.
3. Bapak Ir. Drs. Moch Trisno, MT selaku ketua jurusan Teknik Mesin D-III ITN Malang.
4. Bapak Ir. H. Widjatmoko, selaku pembimbing yang telah banyak membantu dan mengarahkan penulis dalam pengerjaan tugas akhir ini.
5. Seluruh dosen teknik mesin D-III atas bekal ilmu yang diberikan selama penulis menjalani perkuliahan di Teknik Mesin.
6. Aba dan Umi yang sabar dan yang selalu memberikan dukungan moril, dan terima kasih atas Do'aNya
7. Teman-temanku (Taman Agung Atas 29) Atas spiritnya selama ini, nggak ada kalian nggak rame.
8. Semua pihak yang tidak disebut satu persatu yang memberikan dukungan atas terselesainya penulisan laporan Tugas Akhir ini.

9. Buat Yayangku tercinta yang selalu memberikan dukungan dan merelakan kehilangan waktu dan perhatian selama penyusunan Tugas Akhir ini.

Semoga Tugas Akhir ini dapat digunakan sebagai ide, bahan pertimbangan dan masukan bagi kita semua. Amien Yaa Rabbal Allamin.

Malang, Januari 2009

(Sutrisno)

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PERSETUJUAN	II
LEMBAR PERNYATAAN	III
DAFTAR KONSULTASI	IV
KATA PENGATAR	V
DAFTAR ISI	VI
BAB I PENDAHULUAN	
A. Latar Belakang	1
B. Pengertian Umum Pompa	2
C. Klasifikasi Pompa dan Pompa Centrifugal	3
D. Bagian- Bagian Utama	4
E. Prinsip Kerja Pompa Centrifugal	5
F. Klafikasi Pompa Centrifugal	6
BAB II MENENTUKAN JENIS POMPA YANG DIRENCANAKAN	
A. Penyajian Data Perencanaan dan Instalasi Pompa yang direncanakan	11
B. Perhitungan Kerugian	14
C. Menentukan Head Total Pompa	22
D. Pemilihan Jenis Impeler dan Pompa	23
BAB III PERENCANAAN POROS DAN IMPELER	
A. Penghitungan Daya Pompa	28

B. Perhitungan Diameter Poros Pompa	30
C. Perhitungan Ukuran Impeler	33
D. Perhitungan Ukuran Kecepatan dan Sudut Sisi Masuk	35
E. Ukuran-ukuran Kecepatan dan Sudut Sisi Keluar	38
F. Perencanaan Sudu Impeler	42
G. Kerugian Kebocoran	51
BAB IV PERENCANAAN DEFUSER DAN RETURN CHANNEL	
A. Perhitungan Defuser	54
B. Return Channel	62
BAB V PERENCANAAN RUMAH POMPA	
A. Ukuran Rumah Pompa	68
B. Ukuran Discharge Nozzle	74
BAB VI GAYA AXIAL DAN ALAT PENGIMBANG	
A. Gaya Axial	77
B. Perhitungan Gaya Axial	78
C. Alat Pengimbang	80
BAB VII KAVITASI DAN TINGGI HISAP	
A. Kavitasi	84
B. Tinggi Hisap	85
C. Tinggi Letak Maksimum Pompa	88
BAB VIII PEMERIKSAAN KEKUATAN	
A. Kekuatan Impeler	89
B. Pemeriksaan Kekuatan Poros	100
BAB IX PERENCANAAN BANTALAN DAN PASAK	
A. Bantalan	117

B. Pasak	121
----------------	-----

BAB X PENUTUP

A. Kesimpulan	130
---------------------	-----

B. Saran-saran	134
----------------------	-----

DAFTAR PUSTAKA	135
-----------------------------	------------

LAMPIRAN

Spesifikasi Pompa air CV. Arena Putra

BAB I

PENDAHULUAN

A. Latar Belakang

Kemajuan ilmu pengetahuan dan teknologi sekarang ini meliputi hampir di segala bidang kehidupan. Kemajuan tersebut ditandai dengan banyaknya penemuan-penemuan baru yang pada akhirnya bertujuan untuk perbaikan taraf hidup manusia. Perkembangan teknologi yang semakin meningkat pemanfaatannya secara luas dan murah sangat menguntungkan sekali baik ditinjau dari segi kualitas, kuantitas maupun efektifitas kerja.

Salah satu contoh dari produk teknologi adalah pompa. Penggunaan pompa dewasa ini banyak ditemukan hampir di segala bidang kegiatan khususnya pompa centrifugal, misalnya dalam bidang pertanian, industri rumah tangga dan lain-lain.

Seringkali air tersedia melimpah pada tempat yang tidak dikehendaki. Untuk mengatasi masalah tersebut pemindahan atau pengaliran air mutlak dilakukan. Salah satu cara yang paling ekonomis, mudah dan aman untuk mengalirkannya adalah menggunakan pompa.

Dari uraian di atas jelas bahwa air sangat diperlukan dalam berbagai segi kehidupan. Pompa sebagai alat bantu untuk memindahkannya memegang peranan yang penting. Berdasarkan hal tersebut penulis mempertimbangkan untuk mengambil Tugas Akhir Utama berupa perencanaan pompa centrifugal bertingkat banyak yang dikhususkan untuk pemompaan air diPLTU Paiton.

Perencanaan pompa ini juga meliputi perencanaan yang lain yang dimasukkan dalam mata kuliah tugas akhir utama dimana merupakan mata kuliah yang wajib ditempuh oleh mahasiswa Teknik Mesin (DIII). mengingat dalam perencanaan tugas akhir utama terdapat berbagai disiplin ilmu yang menunjang, maka diharapkan para lulusannya memiliki pengetahuan yang memadai tentang mesin yang direncanakan.

B. Pengertian Umum Pompa

Pompa adalah suatu alat atau pesawat yang berfungsi untuk memindahkan fluida dari satu tempat ke tempat yang lain. Pemindahan fluida tersebut dapat terjadi menurut arah mendatar, arah tegak atau menurut arah keduanya (*Bianci dkk, 1981 : 1*). Pemindahan fluida terjadi karena adanya perubahan energi, yaitu energi mekanik yang diubah menjadi energi hidrolis berupa head atau tinggi kenaikan pada fluida yang dipompakan.

Fluida adalah zat-zat yang mampu mengalir dan menyesuaikan diri dengan bentuk wadah tempatnya. Fluida dapat digolongkan ke dalam cairan atau gas. Perbedaan-perbedaan utama antara cairan dan gas adalah bahwa cairan praktis tak kompresibel dan mengisi volume tertentu serta mempunyai permukaan-permukaan bebas, sedangkan gas kompresibel dan seringkali harus diperlakukan demikian serta mempunyai massa tertentu yang mengembang sampai mengisi seluruh bagian wadah tempatnya (*Giles, 1991 : 1*).

C. Klasifikasi Pompa

Berdasarkan prinsip kerjanya, pompa dapat diklasifikasikan menjadi dua bagian, yaitu :

1. Static Head (Potential Energy Pump)

Pompa jenis ini biasanya disebut dengan *positive displacement pump*, dimana head tekanan yang dihasilkan merupakan perubahan tekanan dari satu tempat ke tempat yang lain yang disebabkan oleh pekerjaan hisap dan tekan. Pada kecepatan konstan pompa jenis ini menghasilkan kapasitas yang kontinu. Penggunaan pompa ini sangat cocok untuk kebutuhan head yang tinggi dengan kapasitas kecil. Yang termasuk pompa jenis ini adalah *reciprocating pump* (pompa torak, pompa plunyer dan pompa roda gigi).

2. Dynamic Head (Kinetic Energy Pump)

Pada pompa jenis ini velocity head yang dihasilkan adalah perubahan kecepatan fluida yang mengalir melalui suatu sudu dari impeler yang berputar. Yang termasuk pompa jenis ini adalah pompa centrifugal, pompa francis (mixed flow) dan *pompa axial* (propeler).

D. Pompa Centrifugal

Pompa centrifugal pada dasarnya terdiri dari satu impeler atau lebih yang dilengkapi dengan sudu-sudu. Sudu-sudu tersebut dipasangkan pada poros dan diselubungi dengan sebuah rumah (casing) (Church, 1986 : 1).

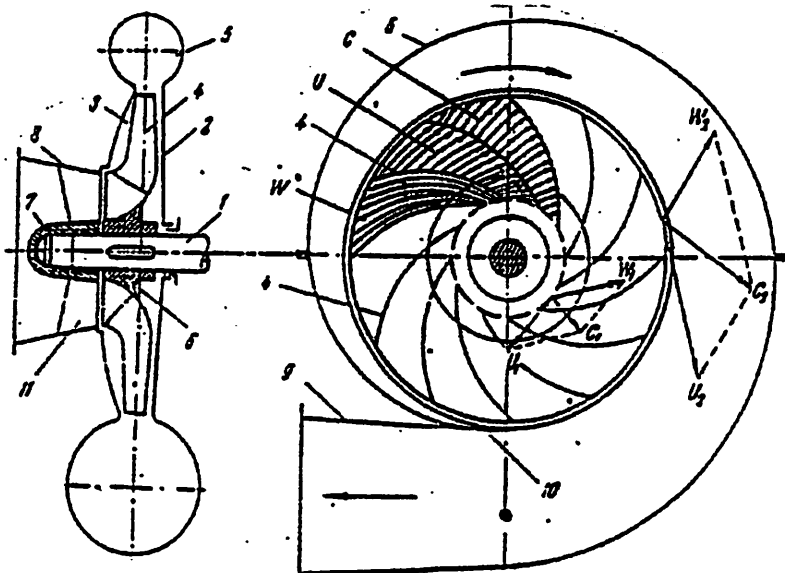
Fluida memasuki impeler secara aksial di dekat poros dan mempunyai energi yaitu berupa energi kinetik maupun energi potensial yang diberikan oleh sudu-sudu pada fluida. Begitu fluida meninggalkan impeler pada kecepatan yang relatif tinggi, fluida tersebut dikumpulkan di dalam volute yang mentransformasikan energi kinetik menjadi tekanan untuk menaikkan fluida pada head yang dikehendaki. Perubahan energi kinetik menjadi tekanan yang diikuti oleh pengurangan kecepatan fluida.

1. Bagian-Bagian Utama

Fungsi dari bagian-bagian utama dari pompa centrifugal adalah sebagai berikut :

- a. Poros pompa berfungsi meneruskan daya dari luar pompa untuk memutar impeler.
- b. Circular disc atau shroud berfungsi untuk memperkuat sudu.
- c. Impeler berfungsi untuk merubah energi dari luar menjadi energi tekan.
- d. Volute chamber berfungsi untuk melindungi impeler dan fluida, juga berfungsi untuk mengarahkan gerak fluida.
- e. Mur berfungsi untuk mengikat impeler agar tidak terlepas pada waktu pompa berputar.

Bagian-bagian utama dari pompa centrifugal dapat dilihat pada gambar berikut :



Gambar 1.1 Bagian-bagian Utama Pompa Centrifugal. (Sumber : Khetagurov, - : 202)

Keterangan gambar :

- | | |
|-----------------------|-----------------------------------|
| 1. Poros pompa | 7. Mur pengikat impeler |
| 2 dan 3 circular disc | 8 dan 11 sisi masuk fluida |
| 4. Impeler | 9. Sisi keluar dari volute casing |
| 5. Volute chamber | 10. Lidah volute |
| 6. Hubungan impeler | |

2. Prinsip Kerja Pompa Centrifugal

Daya dari luar pompa diberikan kepada poros sehingga memutarakan impeler, maka pada lubang aliran sisi masuk akan timbul ruang hampa udara dan di atas permukaan zat cair akan bekerja tekanan udara atmosfer, mengakibatkan terjadinya perbedaan tekanan, sehingga zat cair yang ada pada saluran hisap akan mengalir masuk ke dalam ruang antara sudu-sudu impeler yang berputar dan zat

cair yang masuk juga ikut berputar. Dengan adanya kecepatan pada massa zat cair itu, maka timbul gaya centrifugal yang mampu mengalirkan zat cair dari ruang antara sudu-sudu impeler keluar melalui saluran atau sisi keluar sudu impeler. Pada saat zat cair terlempar keluar, tekanan dan kecepatannya akan lebih tinggi dari sebelumnya. Fluida yang keluar dari impeler ditampung oleh saluran yang berbentuk volute casing di sekeliling impeler. Melalui lidah volute itulah zat cair lewat dalam volute chamber, kemudian dari sini cairan keluar (conical outlet).

Akibat dari bentuk volute yang berpenampang semakin membesar mengakibatkan kecepatan fluida menjadi berkurang dan tekanan fluida semakin bertambah. Dengan adanya tekanan tersebut, sehingga mampu melawan tekanan yang ada di dalam saluran hisap beserta hambatannya, kemudian fluida akan mengalir menuju pipa tekan.

3. Klasifikasi Pompa Centrifugal

Pompa centrifugal menurut Khetagurov (- : 203-205) dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

a. Berdasarkan Kapasitas Yang Dihasilkan

- 1) Pompa dengan kapasitas yang rendah sampai 20 m³/jam.
- 2) Pompa dengan kapasitas menengah antara 20 – 60 m³/jam.
- 3) Pompa dengan kapasitas yang tinggi di atas 60 m³/jam.

b. Berdasarkan Tekanan Yang Dibangkitkan

- 1) Pompa dengan tekanan rendah sampai 5 kg/cm^2 .
- 2) Pompa dengan tekanan menengah antara $5 - 50 \text{ kg/cm}^2$.
- 3) Pompa dengan tekanan tinggi di atas 50 kg/cm^2 .

c. Berdasarkan Kecepatan Spesifik Impelernya (n_s)

- 1) Pompa kecepatan rendah (low speed pump)
 $n_s = 40$ sampai 80 rpm .
- 2) Pompa kecepatan menengah (moderate speed pump)
 $n_s = 80$ sampai 150 rpm .
- 3) Pompa kecepatan tinggi (high speed pump)
 $n_s = 150$ sampai 300 rpm .
- 4) Pompa aliran campur (mixed flow pump)
 $n_s = 300$ sampai 600 rpm .
- 5) Pompa aliran aksial (axial flow pump)
 $n_s = 600$ sampai dengan di atasnya.

d. Berdasarkan Jumlah Impeler dan Tingkat Pompa

- 1) Single impeler pump, pompa mempunyai satu impeler dan tekanan yang dihasilkan dalam tingkat tunggal.
- 2) Multy stage pump, dimana saluran-saluran dari beberapa impeler yang dipasangkan dalam satu rumah dan dihubungkan secara seri.

- 3) Multy impeler pump, dimana saluran dari beberapa impeler dihubungkan secara seri dan dipasangkan dalam rumah tunggal.
- 4) Multy impeler dan multy stage pump, merupakan kombinasi dari operasi seri dan paralel.

e. Berdasarkan Sistem Pemasukan Cairan ke Impeler

- 1) Single admission, cairan yang masuk impeler melalui satu sisi.
- 2) Double admission, cairan yang masuk impeler melalui dua sisi dengan arah berlawanan.

f. Berdasarkan Perencanaan Rumah Pompa

- 1) Single casing, dimana casing hanya dapat dibelah sepanjang bidang horizontal melalui sumbu atas poros pompa
- 2) Sectional pump, dimana casing dapat dibagi dalam beberapa bagian yang masing-masing penampang menunjukkan impeler dan tingkat dari suatu pompa.

g. Berdasarkan Posisi Penempatan Sumbu Impeler

- 1) Pompa dengan poros vertikal.
- 2) Pompa dengan poros horizontal.

h. Berdasarkan Jenis Fluida yang Dipompakan

- 1) Pompa air
- 2) Pompa minyak

i. Berdasarkan Kemampuan Penghisapnya

- 1) Self priming pump, pompa dilengkapi dengan peralatan yang dapat menghasilkan kevakuman pada saluran hisap apabila pompa dioperasikan.
- 2) Non priming pump, pompa tidak dilengkapi dengan alat yang menghasilkan kevakuman pada saluran hisap pada saat pompa dioperasikan.

j. Berdasarkan Sistem Penggeraknya

- 1) Power pump, pompa digerakkan oleh penggerak melalui beberapa macam transmisi reduksi gear, hidraulic drive dan sebagainya.
- 2) Direct coupled pump, pompa dihubungkan langsung dengan penggeraknya.

4. Keuntungan dan Kerugian Pompa Centrifugal

a. Keuntungan

- 1) Karena operasi pompa pada putaran yang tinggi maka poros pompa dapat dihubungkan langsung dengan unit penggeraknya tanpa menggunakan transmisi sehingga kerugian pada sistem transmisi menjadi lebih kecil.
- 2) Karena putarannya yang tinggi, maka pompa centrifugal dapat menghasilkan kapasitas yang besar dengan head yang rendah.
- 3) Tidak ada bagian-bagian dalam yang bergesekan yang dapat menyebabkan keausan, kecuali pada bantalan yang biasanya sudah diperkecil.

- 4) Karena konstruksinya yang tanpa katup, maka pengoperasiannya dapat digunakan untuk zat cair yang mengandung pasir atau lumpur dengan keausan yang kecil.
- 5) Untuk kapasitas dan head tertentu ukurannya menjadi lebih kecil, biaya perawatannya dan reparasinya lebih murah.
- 6) Karena ukuran dan berat pompa relatif kecil maka hanya memerlukan pondasi yang sederhana.
- 7) Fluida dipompakan tidak bercampur dengan pelumas, hal ini karena bantalan poros diletakkan diluar.

b. Kerugian

- 1) Pada saat permulaan operasi, pompa harus dipancing atau harus diisi fluida terlebih dahulu, karena pompa ini tidak dapat menghisap sendiri.
- 2) Rendemen pompa lebih rendah jika penghasilan kecil dan tinggi kenaikan besar.
- 3) Pada kondisi kerja head yang tinggi dengan kapasitas yang kenyataannya sulit kecuali dengan menggunakan tingkat banyak (multy stage).
- 4) Pompa centrifugal hanya dapat bekerja efisiensi pada kapasitas tertentu saja.

BAB II

MENENTUKAN JENIS POMPA YANG DIRENCANAKAN

Untuk menentukan jenis pompa centrifugal yang akan direncanakan, terlebih dahulu harus diketahui kapasitas aliran, head yang diperlukan dan putaran dari pompa serta fluida yang akan dipompakan. Adapun data-data tersebut serta perhitungannya adalah sebagai berikut :

A. Penyajian Data Perencanaan

Adapun data-data spesifikasi pompa sebagai dasar untuk perencanaan pompa selanjutnya adalah :

Head	(H)	=	100 meter
Debit	(Q)	=	1500 liter/menit
Speed	(n)	=	1445 rpm
Fluida		=	air

B. Instalasi Pompa yang akan Direncanakan

Pompa tidak dapat bekerja sendiri tanpa fasilitas penunjangnya, seperti pipa-pipa dan katup-katup. Dalam merencanakan instalasi sebuah pompa harus diperhatikan beberapa hal yaitu tata letak pompa, pemipaan, katup, tadah hisap dan tadah keluar. Hal ini dilakukan agar didapatkan kerugian tekanan akibat hambatan dalam saluran sekecil mungkin, sehingga diperoleh efisiensi dari kerja pompa yang optimal.

Adapun data instalasi pompa centrifugal yang akan direncanakan adalah :

1. Saluran Section (Hisap)

Saluran hisap adalah saluran dimana di dalamnya terjadi penghisapan fluida yang dilakukan oleh pompa pada saat bekerja.

Data instalasi untuk saluran hisap adalah sebagai berikut :

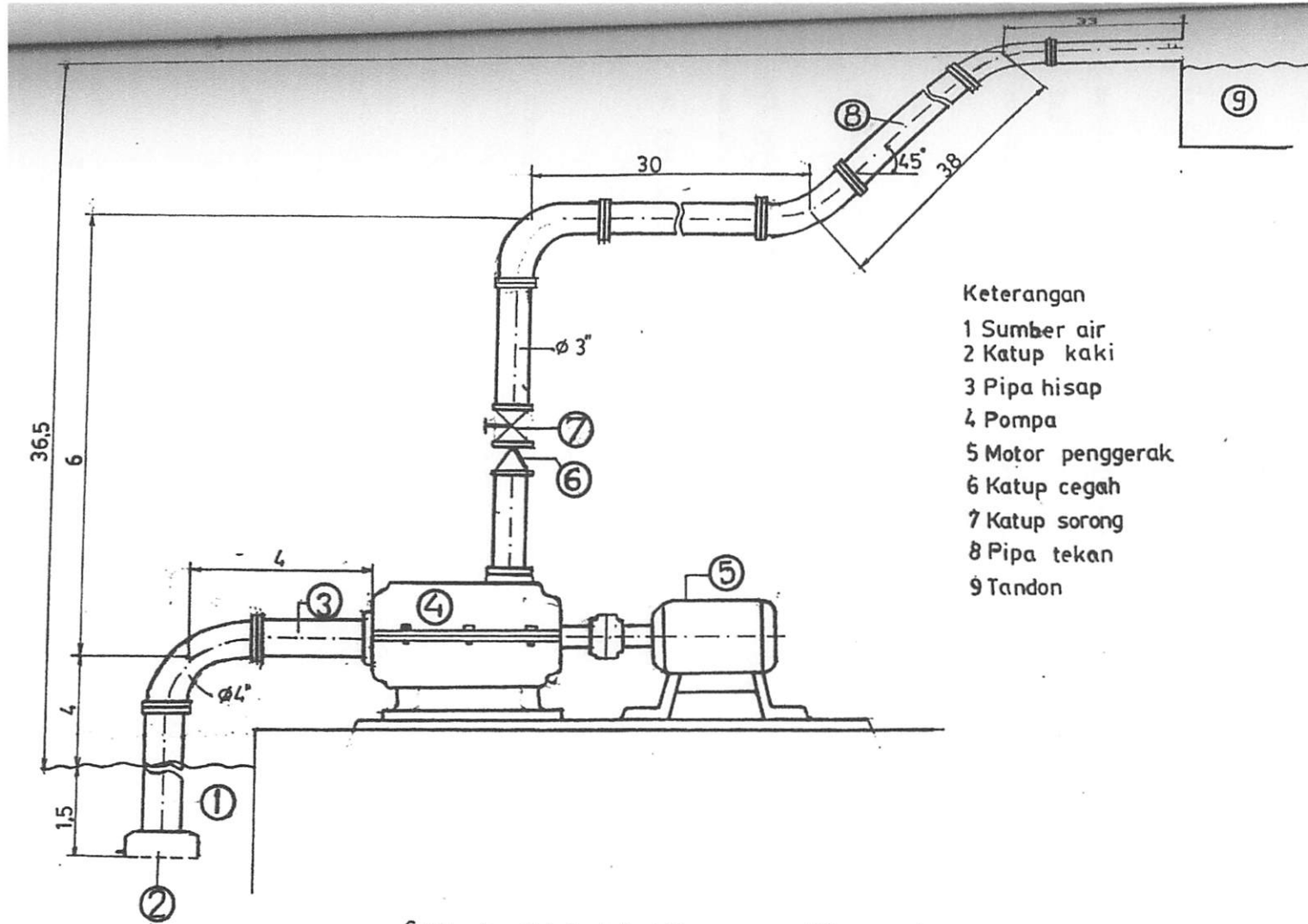
- a. Tinggi permukaan air yang dipompa dengan sumbu (poros) pompa setinggi 4 meter.
- b. Diameter pipa 4" atau 0,1016 meter.
- c. Sebuah elbow dengan sudut 90°.
- d. Sebuah saringan dengan katup kaki.
- e. Ujung pipa hisap terletak 1,5 meter di bawah permukaan air sumber yang akan dipompa.

2. Saluran Discharge (Tekan)

Saluran tekan adalah saluran yang berfungsi untuk menyalurkan fluida yang keluar dari pompa menuju tempat penampungan.

Untuk instalasi pada saluran tekan ini data-datanya adalah sebagai berikut :

- a. Tinggi saluran 36,5 meter.
- b. Diameter pipa 3" atau 0,0762 meter.
- c. Panjang saluran 107 meter.
- d. Sebuah elbow dengan sudut 90° dan dua elbow dengan sudut 45°.
- e. Sebuah katup cegah dan katup sorong.



Gambar 2.1. Instalasi Pompa yang Direncanakan

C. Perhitungan Kerugian Pada Saluran

Kerugian-kerugian pada saluran, baik itu saluran hisap maupun saluran tekan penting sekali untuk diperhitungkan. Hal ini karena kerugian-kerugian tersebut sangat berpengaruh terhadap daya kerja pompa.

Adapun perhitungan kerugian pada saluran hisap dan saluran tekan adalah sebagai berikut :

1. *Kerugian Pada Saluran Hisap (Section)*

Kerugian pada saluran hisap adalah kerugian yang terjadi sepanjang saluran hisap. Perhitungan kerugian pada saluran hisap adalah sebagai berikut :

a. Kecepatan Aliran Air (V)

Dapat ditentukan dengan persamaan kontinuitas :

$$(V = Q/A) \text{ (Church, 1986:9).}$$

dimana :

V = Kecepatan aliran rata-rata fluida (m/det)

Q = Jumlah fluida yang mengalir persatuan waktu, diketahui 1500 lt/menit atau 0,025 m³/det

A = Luas penampang pipa dapat dicari dengan rumus :

$$A = \pi/4 \cdot d^2$$

sehingga :

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

$$= 8,1073 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V = \frac{0,025}{8,1073 \times 10^{-3}} = 3,0836 \text{ m/det}^2$$

Pada saluran hisap kecepatan aliran fluida berkisar antara 4 sampai 18 ft/det atau 1,219 sampai 5,486 m/det (*Church, 1986:90*). Jadi hasil perhitungan di atas penggunaan pipa dengan diameter 4" sesuai dengan kecepatan aliran airnya sudah memenuhi syarat.

b. Bilangan Reynold (Re)

Bilangan Reynold dipakai untuk menentukan suatu aliran itu laminar atau turbulen. Pada Re lebih kecil dari 2300, aliran bersifat laminar dan pada Re lebih besar dari 4000, aliran bersifat turbulen (*Sularso & Tahara, 1987:24*).

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

dimana :

V = Kecepatan rata-rata aliran dalam pipa (m/s)

d = Diameter dalam pipa (m)

ν = Viskositas kinematik zat cair (m²/s), direncanakan bersuhu 20° C, maka $\nu = 1,004 \times 10^{-6}$ (m/det) (*Sularso & Tahara, 1987:24*)

sehingga :

$$Re = \frac{3,0836 \cdot 0,1016}{1,004 \cdot 10^{-6}}$$

$$= 312045,58$$

Berdasarkan hasil perhitungan di atas maka aliran bersifat turbulen.

c. Koefisien Kerugian Gesekan Dalam Pipa (λ)

Untuk menghitung kerugian gesekan di dalam pipa pada aliran yang bersifat turbulen dapat digunakan dengan rumus Darcy (*Sularso & Tahara, 1987:29*).

$$= 0,020 + \frac{0,0005}{d}$$

$$= 0,020 + \frac{0,0005}{0,1016}$$

$$= 0,0249$$

d. Kerugian Gesekan Dalam Pipa (hf)

Untuk menghitung kerugian gesek di dalam pipa dipakai rumus :

$$hf = \lambda \cdot \frac{L \cdot v^2}{d \cdot 2 \cdot g} \quad (\text{Sularso \& Tahara, 1987:28})$$

dimana :

λ = Kerugian gesek dalam pipa, dari perhitungan diperoleh harga λ sebesar 0,0249

L = Panjang pipa hisap direncanakan 9 meter

v = Kecepatan aliran diketahui sebesar 3,0836 m/det

d = Diameter dalam pipa hisap (0,1016 m)

g = Kecepatan gravitasi (9,8 m/det)

$$hf = 0,0249 \cdot \frac{9 \cdot (3,0836)^2}{0,1016 \cdot 2 \cdot 9,8}$$

$$= 1,07$$

e. Koefisien Kerugian Pada Belokan Pipa (h_e)

Besarnya kerugian pada belokan dapat dicari dengan rumus :

$$h_e = f \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (\text{Sularso \& Tahara, 1987:34})$$

dimana :

f = Koefisien kerugian, dapat dicari dengan menggunakan rumus :

$$f = 0,131 + 1,847 (D/2R)^{3,5} (0/90)^{0,5}$$

(Sularso & Tahara, 1987:34)

diketahui belokan pada pipa hisap bersudut 90°

v = Kecepatan aliran $(3,0836)^2$

g = Percepatan gravitasi $(9,8 \text{ m/det}^2)$

sehingga :

$$h_e = 0,14542 \cdot \frac{(3,0836)^2}{2 \cdot 9,8}$$

$$= 0,0705$$

f. Kerugian Akibat Saringan dan Katup Kaki (h_v)

Kerugian yang disebabkan oleh saringan dan katup kaki dapat ditentukan dengan rumus :

$$h_v = f_v \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (\text{Sularso \& Tahara, 1987:38})$$

dimana :

f_v = Koefisien kerugian pada saringan dan katup kaki untuk diameter pipa 101,6 meter besarnya 1,97 (Sularso & Tahara, 1987:39)

sehingga :

$$\begin{aligned} h_v &= 1,97 \cdot \frac{(3,0836)^2}{2 \cdot 9,8} \\ &= 0,9557 \end{aligned}$$

Dari perhitungan di atas maka dapat diketahui besarnya kerugian sepanjang saluran hisap dengan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} H_s &= h_f + h_e + h_v \\ &= 1,07 + 0,0706 + 0,9557 \\ &= 2,0963 \end{aligned}$$

2. Kerugian Pada Saluran Tekan (Discharge)

a. Kecepatan Aliran Air

Dapat ditentukan dengan persamaan kontinuitas :

$$V = Q/A \quad (\text{Church, 1986:9})$$

dimana :

V = Kecepatan aliran rata-rata (m/det)

Q = Jumlah fluida yang mengalir persatuan waktu, sesuai data 1500 lt/det atau $0,025 \text{ m}^3/\text{det}$

A = Luas penampang pipa, direncanakan untuk diameter pipa tekan sebesar 3" atau 0,0762 meter

sehingga :

$$V = \frac{0,025}{\pi / 4 \cdot (0,0762)^2}$$

$$= 5,4820 \text{ m/det}^2$$

b. Bilangan Reynold

Untuk penentuan aliran yang bersifat laminer atau turbulen digunakan bilangan reynold dengan rumus :

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} \quad (\text{Sularso \& Tahara, 1987:24})$$

dimana :

ν = Viscositas kinematik zat cair pada suhu 20° C berharga 1,004 x 10⁻⁶ m²/det (Sularso & Tahara, 1987:24).

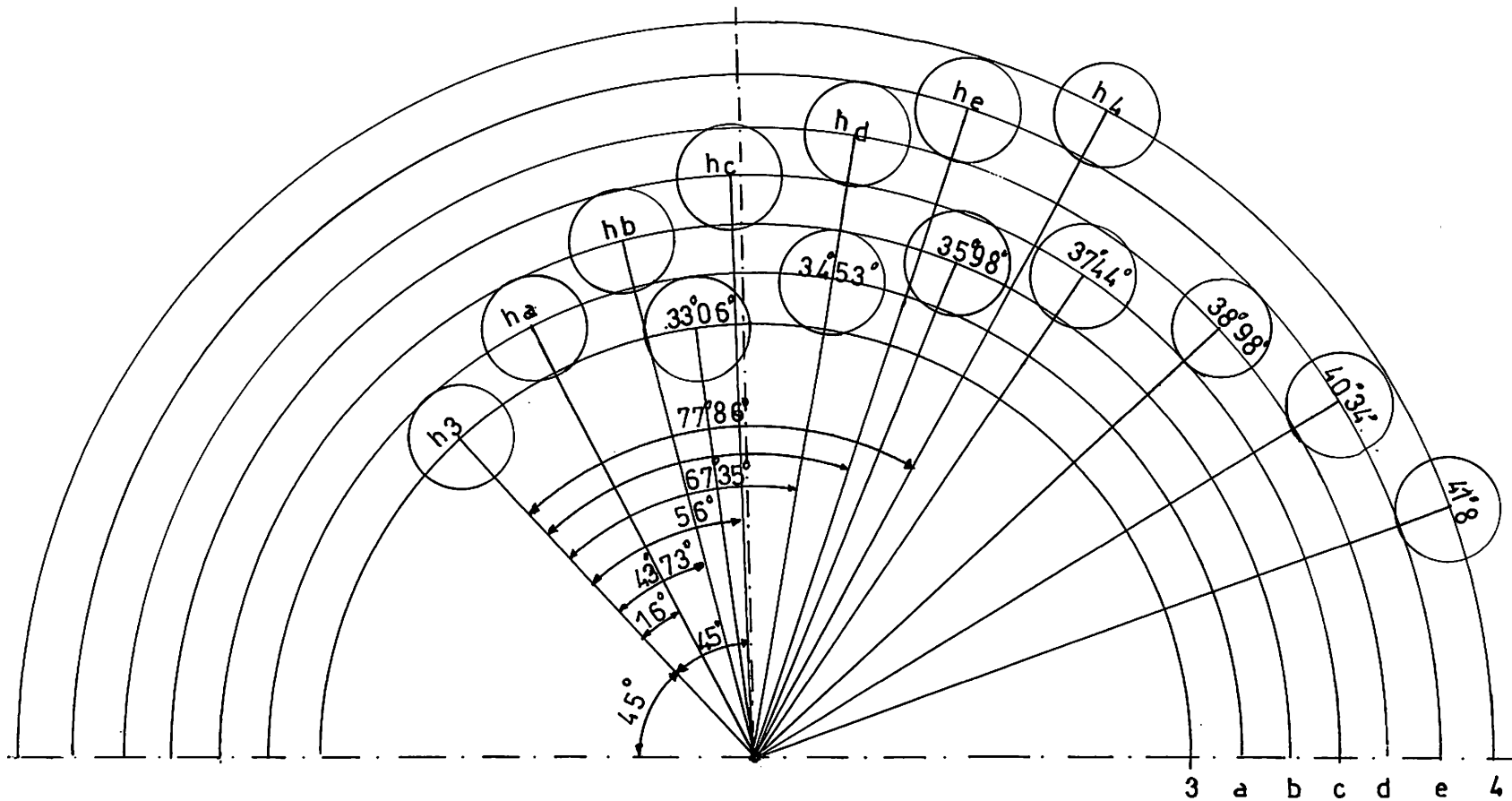
$$Re = \frac{5,4820 \cdot 0,0762}{1,004 \cdot 10^{-6}}$$

$$= 416064,14$$

Dari perhitungan didapatkan bahwa aliran tersebut bersifat turbulen.

c. Koefisien Kerugian Gesekan Dalam Pipa (λ)

Diketahui aliran air bersifat turbulen maka koefisien kerugian gesekan (λ) dapat ditentukan dengan rumus :



SKALA : 1:2

$$\begin{aligned}\lambda &= 0,020 + \frac{0,0005}{0,0762} \\ &= 0,02656\end{aligned}$$

d. Kerugian Gesekan Dalam Pipa (hf)

$$hf = \lambda \cdot \frac{L \cdot v^2}{d \cdot 2g}$$

dimana :

L = Panjang pipa pada saluran hisap direncanakan sepanjang 107 meter

d = Diameter pada saluran hisap (0,0762 m)

sehingga :

$$\begin{aligned}hf &= 0,02656 \cdot \frac{107 \cdot (5,4820)^2}{0,0762 \cdot 2 \cdot 9,8} \\ &= 57,184\end{aligned}$$

e. Kerugian Belokan Pada Pipa (he)

Besarnya kerugian belokan pada pipa ditentukan dengan rumus :

$$he = f \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (\text{Sularso \& Tahara, 1987:34})$$

dimana :

f = Koefisien kerugian gesekan dapat ditentukan dengan rumus :

$$f = (0,131) + 1,847 \left(\frac{D}{2R}\right)^{3,5} \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0,5} \quad (\text{Sularso \& Tahara, 1987:34}). \text{ Dari rumus di atas untuk } D/R = 0,5$$

dan sudut belokan sebesar 90° adalah $(0,131) + 1,847 (0,25)^{3,5} (90/90)^{0,5} = 0,14542$. Untuk koefisien kerugian gesek (f) pada belokan yang bersudut 45° dengan $D/R = 0,5$ sebesar $(0,131) + 1,847 (0,25)^{3,5} (45/90)^{0,5} = 0,1028$. Dari perencanaan instalasi belokan yang bersudut 90° sebanyak 1 buah dan yang bersudut 45° sebanyak 2 buah (saluran hisap), maka f dapat ditentukan :

$$\begin{aligned} f &= 1 \cdot 0,145543 + 2 \cdot 0,1028 \\ &= 0,35103 \end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} h_e &= 0,35103 \cdot \frac{5,4820}{2 \cdot 9,8} \\ &= 0,538 \end{aligned}$$

f. Kerugian Pada Katup Cegah (h_c)

Kerugian akibat adanya katup cegah dapat ditentukan dengan rumus :

$$h_c = f_v \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (\text{Sularso \& Tahara, 1987:39})$$

maka :

$$\begin{aligned} h_c &= 1,47 \cdot \frac{(5,4820)^2}{2 \cdot 9,8} \\ &= 2,254 \end{aligned}$$

g. Kerugian Pada Katup Sorong (hs)

Kerugian akibat adanya katup sorong dapat ditentukan dengan rumus :

$$hs = f_v \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (\text{Sularso \& Tahara, 1987:38})$$

dimana :

f_v = Koefisien kerugian pada katup sorong berharga 0,15 untuk pipa yang berdiameter 76 mm

maka :

$$\begin{aligned} hs &= 0,15 \cdot \frac{(5,4820)^2}{2 \cdot 9,8} \\ &= 0,23 \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan di atas, jumlah kerugian pada saluran tekan dapat ditentukan yaitu :

$$\begin{aligned} h_d &= h_f + h_e + h_c + h_s \\ &= 57,184 + 0,538 + 2,254 + 0,23 \\ &= 60,206 \end{aligned}$$

D. Menentukan Head Total Pompa

Head total pompa dapat ditentukan dengan menjumlahkan kerugian pada pipa hisap dan kerugian pada pipa tekan ditambah head Statatis, perbedaan head tekan yang bekerja pada kedua permukaan air serta ditambahkan dengan head pada kecepatan keluar, maka head total pompa dapat dirumuskan :

$$H = h_a + \Delta h_p + h_l + \frac{vd^2}{2 \cdot g} \quad (\text{Sularso \& Tahara, 1987 :27})$$

dimana :

H = Head total pompa (m)

h_a = Head statis total, dalam perencanaan ini diketahui setinggi 36,5 meter

Δh_p = Perbedaan head tekanan yang bekerja pada kedua permukaan air. Pada perencanaan ini tidak ada perbedaan tekanan, karena masing-masing permukaan air bekerja pada tekanan atmosfer ($\Delta h_p = 0$).

h_e = Kerugian head sepanjang saluran yaitu pada pipa hisap kerugian sebesar 2,0963 dan kerugian pada pipa tekan sebesar 60,206

sehingga :

$$\begin{aligned} H &= 36,5 + 0 + (2,0963 + 60,206) + \frac{5,4820^2}{2 \cdot 9,8} \\ &= 100,33 \text{ dibulatkan menjadi } 100 \text{ m.} \end{aligned}$$

Untuk perhitungan selanjutnya head yang dipakai adalah sebesar 100 m.

E. Pemilihan Jenis Impeler dan Jenis Pompa

1. Pemilihan Jenis Impeler

Pemilihan jenis impeler untuk pompa yang direncanakan dengan kapasitas 1500 lt/menit atau 329,3 galon/menit dan head sebesar 100 m atau 328,084 feet dapat diketahui dengan melihat grafik di bawah ini .

$$H = h_a - \Delta h_p + h_l + \frac{v^2}{2g} \quad \text{(Shulman & Yabane, 1987:15)}$$

dimana :

H = Head total pompa (m)

h_a = Head statis total dalam perencanaan ini diketahui selinggi 30,2 meter

Δh_p = Perbedaan head tekanan yang bekerja pada kedua permukaan air

Pada perencanaan ini tidak ada perbedaan tekanan karena masing-

masing permukaan air bekerja pada tekanan atmosfer (Δh_p = 0)

h_l = Kerugian head sepanjang saluran yaitu pada pipa hisap kerugian

sebesar 2,0993 dan kerugian pada pipa tekan sebesar 60,206

sehingga :

$$H = 30,2 + 0 + (2,0993 + 60,206) - \frac{2,4820^2}{2 \cdot 9,8}$$

= 100,33 dibulatkan menjadi 100 m

Untuk perhitungan selanjutnya head yang dipakai adalah sebesar 100 m

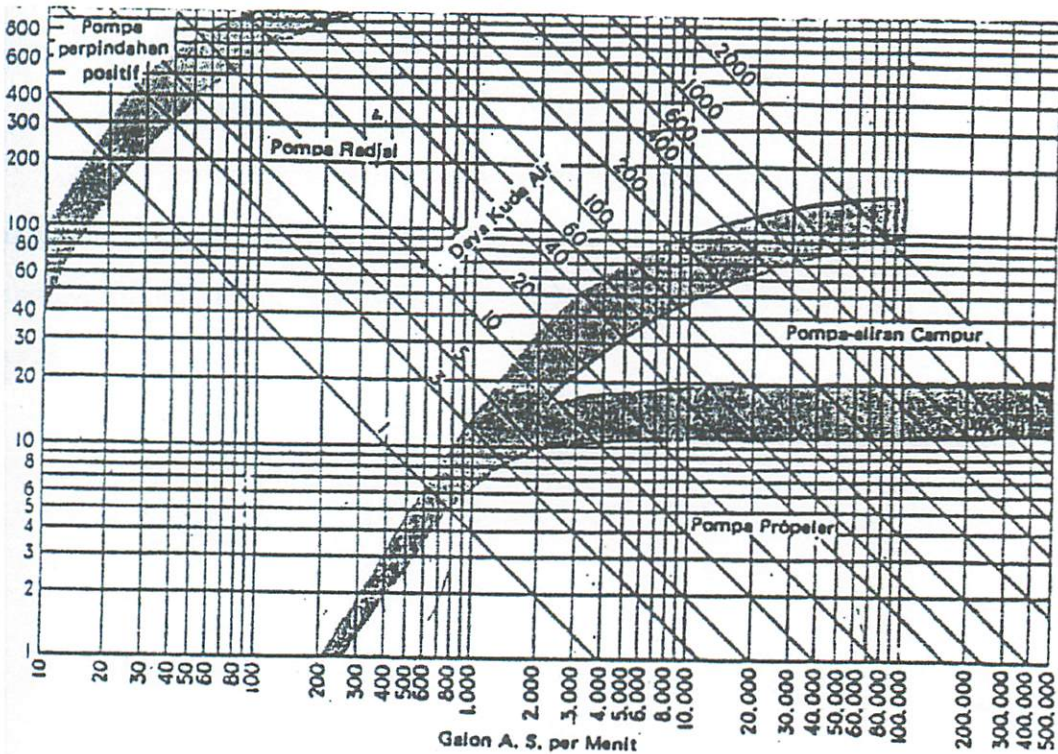
E. Pemilihan jenis impeler dan jenis Pompa

1. Pemilihan jenis impeler

Pemilihan jenis impeler untuk pompa yang direncanakan dengan

kapasitas 1200 liter/menit atau 329,3 galon/menit dan head sebesar 100 m atau

328,084 feet dapat diketahui dengan melihat grafik di bawah ini .



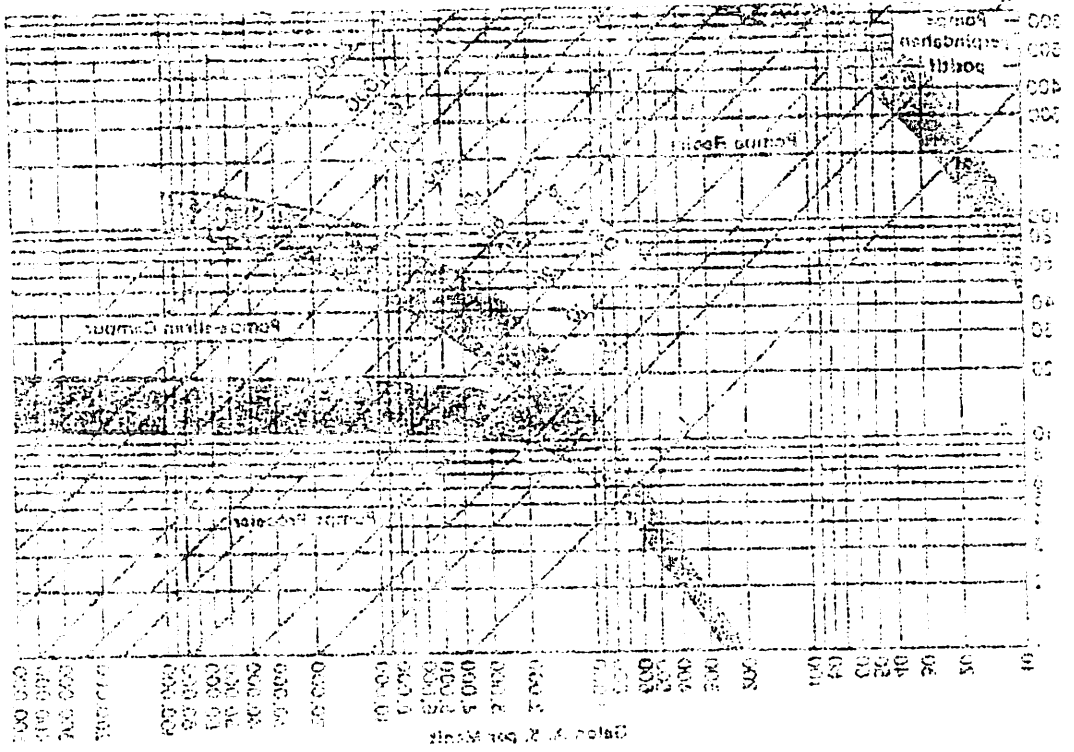
Gambar 2.2. Grafik Penentuan Jenis Pompa (Sumber: Church, 1986:96)

Berdasarkan grafik di atas maka impeler yang digunakan pada perencanaan ini adalah impeler jenis radial.

2. Pemilihan jenis pompa

Dalam memilih jenis pompa terlebih dahulu harus menghitung kecepatan spesifiknya. Untuk menentukan kecepatan spesifik dapat dicari dengan rumus sebagai berikut :

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (\text{Khetagurov, -:205})$$



Gambar 2.3. Grafik Penentuan Jenis Pompa (Sumber: Church, 1988:98)

Berdasarkan grafik di atas maka impeler yang digunakan pada perencanaan ini adalah impeler jenis radial.

3. Pemilihan jenis pompa

Dalam memilih jenis pompa terlebih dahulu harus mengetahui kecepatan spesifiknya. Untuk menentukan kecepatan spesifik dapat dicari dengan rumus sebagai berikut.

$$ns = 3.05 \cdot \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (\text{Kawatmura, 2002})$$

dimana :

ns = Putaran spesifik (rpm)

Q = Kapasitas pompa (m³/det)

H = Head total pompa (m)

sehingga :

$$\begin{aligned} ns &= 3,65 \cdot \frac{1,445 \sqrt{0,025}}{100^{3/4}} \\ &= 26,371 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Dari perhitungan ternyata harga ns = 26,371 rpm.. Harga ini lebih kecil dari harga minimum untuk tipe lowspeed radial flow (ns = 40 - 80), dengan demikian perlu penambahan tingkat pompa.

Jumlah tingkat dapat di hitung dengan persamaan :

$$\begin{aligned} i &= \frac{\sqrt[3]{(nsl)^4}}{ns} \text{ (Khetagurov, -:207)} \\ &= \frac{\sqrt[3]{(70)^4}}{26,371} \\ &= 3,6753 \text{ dibulatkan menjadi 4 tingkat} \end{aligned}$$

Sehingga pompa centrifugal yang direncanakan mempunyai tingkatan sebanyak 4, untuk menghitung head pada tiap tingkatannya adalah sebagai berikut :

$$Hi = \frac{H}{i} \text{ (Khetagurov, -:207)}$$

dimana :

H_i = Head tiap tingkat

H = Head total pompa (100m)

i = Jumlah tingkat (4 tingkat)

sehingga :






$$H_i = \frac{100}{4}$$

$$= 25 \text{ meter}$$

Untuk kecepatan spesifik tiap tingkatan didapat :

$$n_{sl} = 3,65 \cdot \frac{1445 \cdot \sqrt{0,025}}{25^{3/4}} = 74,589 \text{ rpm}$$

Harga n_{sl} didapat 74,589 dan harganya terletak antara n_s 40 sampai 80, maka impeler yang direncanakan menggunakan pipe low speed radial flow dengan perbandingan rasio $D_2/D_1 = 2,5$.

Centrifugal pumps			Mixed-flow impeller	Axial-flow impeller
Low-speed impeller	Moderate-speed impeller	High-speed impeller		
				
$n_{sl} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 2.5$	$n_{sl} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 2$	$n_{sl} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 1.8-1.4$	$n_{sl} = 300-600$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 1.2-1.1$	$n_{sl} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 0.8$

Gambar 2.3. Macam-Macam Tipe Impeler (Sumber: Khetagurov, -:207)

3. Efisiensi Offeral (τ_{Ov})

Efisiensi offeral adalah perkalian antara efisiensi hidrolik (τ_h), efisiensi volumetrik (τ_v) dan efisiensi mekanik (τ_m), sehingga didapatkan rumus :

$$\tau_{Ov} = \tau_h \times \tau_v \times \tau_m \text{ (Bianci dkk, 1981:127)}$$

dimana :

τ_{Ov} =Efisiensi offeral mempunyai rendemen sebesar 0,50 sampai 0,80

τ_h = Efisiensi hidrolik mempunyai rendemen antara 0,75 sampai 0,95 (diambil 0,85)

τ_m = Efisiensi mekanik mempunyai rendemen antara 0,85 sampai 0,95 (diambil 0,90)

τ_v = Efisiensi volumetrik sebesar 0,90 sampai 0,98 (Bianci dkk, 1981:126-127)

sehingga :

$$\begin{aligned} \tau_{Ov} &= 0,80 \times 0,95 \times 0,90 \\ &= 0,684 \\ &= 68,496 \end{aligned}$$

Dari perhitungan efisiensi offeral dan pengambilan untuk masing-masing efisiensi sudah memenuhi syarat, yaitu berharga rendemen antara 0 sampai 0,80 sesuai dengan ketentuan.

Diketahui dari perhitungan di atas bahwa jenis pompa centrifugal yang direncanakan adalah jenis pompa centrifugal empat tingkat dengan impeler jenis radial.

BAB III

PERENCANAAN POROS DAN IMPELER

Poros merupakan salah satu bagian terpenting dari setiap mesin. Poros dalam pompa adalah berfungsi untuk meneruskan putaran dari motor penggerak ke impeler yang ada di dalam rumah pompa, sedangkan fungsi impeler adalah untuk mengubah energi mekanik dalam kerja poros menjadi energi fluida yang berupa energi tekanan.

Adapun untuk merencanakan poros dan impeler yaitu dengan perhitungan-perhitungan sebagai berikut :

A. Perhitungan Daya Pompa

Daya pompa yang diperlukan untuk menggerakkan pompa meliputi daya air (WHP) dan daya poros (BHP) serta berat aliran tiap detik (W).

1. Berat Aliran Tiap Detik

$$W = \frac{\text{gpm} \cdot 8,33}{60} \quad (\text{Church, 1986:107})$$

dimana :

1 galon air beratnya adalah 8,33 lb

sehingga :

$$\begin{aligned} W &= \frac{329,953 \cdot 8,33}{60} \\ &= 45,808 \text{ lb/det} \end{aligned}$$

2. *Water Horse Power (WHP)*

Water Horse Power adalah energi yang secara efektif diterima oleh air dari pompa. Water horse power dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$WHP = \frac{W \cdot H}{550}$$

dimana :

W = Berat aliran air tiap detik dari perhitungan didapat 45,808 lb/det

H = Head pompa diketahui 328,084 feet

sehingga :

$$WHP = \frac{45,808 \cdot 328,084}{550} = 27,325 \text{ HP}$$

3. *Brake Horse Power (BHP)*

Brake Horse Power adalah daya kuda rem yang dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut :

$$BHP = \frac{WHP}{\eta_{ov}} \quad (\text{Church, 1986:36})$$

dimana :

ov adalah efisiensi offeral (68,4%)

sehingga :

$$\begin{aligned} BHP &= \frac{27,325}{0,684} \\ &= 39,9 \text{ HP} \end{aligned}$$

B. Perhitungan Diameter Poros Pompa

Poros pompa berfungsi untuk memindahkan daya dari luar untuk memutar impeler. Dalam menentukan besarnya diameter poros meliputi :

1. Daya Rencana (P_d)

Daya rencana didapatkan dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$P_d = f_c \cdot P \text{ (Sularso \& Suga, 1987:7)}$$

dimana :

f_c = Faktor koreksi daya, berkisar antara 1,0 sampai 1,5 (diambil 1,3)

P = Daya nominal out put motor penggerak, diketahui

$$1 \text{ HP} = 0,746 \text{ kW, maka}$$

$$P = 39,9 \times 0,746$$

$$= 29,765 \text{ kW}$$

sehingga :

$$P_d = 1,3 \times 29,765$$

$$= 38,695 \text{ kW}$$

2. Momen Puntir Rencana (T)

Perhitungan momen putir rencana menggunakan persamaan sebagai berikut :

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

dimana :

$$n = \text{Putaran motor penggerak (1445 rpm)}$$

sehingga :

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{38,695}{1445}$$

$$= 26082,3 \text{ kg mm}$$

3. Menentukan Bahan Poros

Untuk pemilihan bahan poros sebaiknya memperhatikan berbagai hal antara lain :

- a. Bahan poros usahakan berharga ekonomis
- b. Banyaknya persediaan di pasaran bebas
- c. Ketahanan terhadap korosi dan keausan
- d. Kekuatan bahan untuk menahan beban dan meneruskan putaran

Berdasarkan pertimbangan di atas maka bahan untuk poros dipilih dari bahan baja, krom, nikel molibden (JIS G4103) berlambang SNCM 22 dengan kekuatan tarik 90 kg/mm².

4. Tegangan Geser Bahan yang Diijinkan (∂a)

Untuk perhitungan tegangan geser bahan yang diijinkan digunakan persamaan berikut :

$$\partial a = \frac{\partial b}{Sf1 \cdot Sf2} \quad (\text{Sularso \& Suga, 1987:8})$$

dimana :

$$\partial a = \text{Tegangan geser bahan yang diijinkan (kg/mm}^2\text{)}$$

∂b = Kekuatan tarik bahan, 90 kg/mm² untuk bahan baja, krom, nikel molibden (SNMCM 22)

Sf1 = Faktor keamanan bahan, untuk baja dan krom mempunyai harga 6,0

Sf2 = Faktor konsentrasi tegangan, mempunyai harga berkisar antara 1,3 sampai 3,0 dalam perencanaan ini diambil 3,0

sehingga :

$$\begin{aligned}\partial a &= \frac{90}{6 \cdot 3} \\ &= 5 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

5. Diameter Poros

Perhitungan diameter poros digunakan persamaan berikut :

$$D_s = \left(\frac{5,1}{\partial a} \cdot kt \cdot C_b \cdot T \right)^{1/3} \text{ (Sularso \& Suga, 1987:8)}$$

dimana :

∂a = Tegangan geser bahan yang diijinkan dari perhitungan diperoleh 6 kg/mm²

kt = Faktor koreksi momen puntir antara 1,0 sampai 1,5 diambil 1,4

Cb = Faktor beban lentur besarnya antara 1,2 sampai 2,3 diambil 2,2

sehingga :

$$\begin{aligned}D_s &= \left(\frac{5,1}{5} \cdot 1,4 \cdot 2,3 \cdot 26082,3 \right)^{1/3} \\ &= 44,08 \text{ mm}\end{aligned}$$

Dari perhitungan untuk diameter poros dibulatkan menjadi 4,5 cm, selanjutnya diameter yang dipakai untuk impeler pompa direncanakan $D_s = 55$ mm. Perencanaan ini termasuk pertimbangan untuk tempat pasak.

C. Perhitungan Ukuran Impeler

1. Diameter Hubungan Impeler (D_h)

Diameter hubungan impeler dibuat lebih besar 5/16 inci sampai 1/2 inci atau 7,9375 mm sampai 12,7 mm dari diameter poros (Church, 1986:93). Dalam perencanaan ini diambil 10 mm, sehingga diameter hubungan impeler dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} D_h &= D_s + (7,9375 - 12,7) \text{ mm} \\ &= 55 + 10 \\ &= 65 \text{ mm} \end{aligned}$$

2. Diameter Mata Impeler (D_o)

Diameter mata impeler dapat ditentukan setelah menentukan atau menaksir harga-harga dari V_o dan D_h , harga $V_o = 10$ sampai 15 ft/det atau 3,084 sampai 4,572 meter/det. Untuk perencanaan ini diambil $V_o = 3,5$ meter/detik, maka :

$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{Q}{V_o} + D_h^2} \quad (\text{Khetagurov, - :257})$$

dimana :

$$\begin{aligned} Q &= \text{Kapasitas air yang melalui mata impeler dengan kerugian kebocoran sebesar 5 \%} \\ &= (1 + 5 \%) \cdot 0,025 \\ &= 0,02625 \text{ m}^3/\text{det} \end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} D_o &= \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,02625}{3,5} + 0,065^2} \\ &= 0,117 \text{ meter atau } 117 \text{ milimeter} \end{aligned}$$

3. *Diameter Impeler Sisi masuk (D1)*

Diameter ujung impeler sisi masuk biasanya dibuat sama dengan diameter mata impeler untuk memastikan terjadinya aliran yang lancar tanpa terjadi turbulensi yang berlebihan (*Church, 1986:94*), maka :

$$\begin{aligned} D_1 &= D_o \\ &= 117 \text{ mm} \end{aligned}$$

4. *Diameter Impeler Sisi Keluar (D2)*

Perbandingan diameter sisi keluar dengan sisi masuk pada impeler jenis aliran radial kecepatan rendah (low speed impeler) adalah :

$$\frac{D_2}{D_1} = 2,5 \quad (\text{Khetagurov, - :206})$$

sehingga :

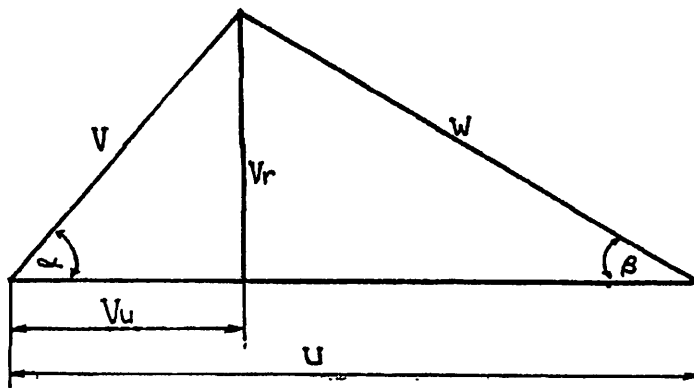
$$D_2 = 2,5 \cdot D_1$$

$$= 2,5 \cdot 117$$

$$= 292,5 \text{ mm}$$

D. Perhitungan Ukuran Kecepatan dan Sudut Sisi Masuk

Kecepatan fluida melalui impeler dapat digambarkan dengan segitiga kecepatan. Gambar segitiga kecepatan adalah sebagai berikut :



Gambar 3.1. Segitiga Kecepatan

Keterangan :

- U = Kecepatan keliling
- V = Kecepatan absolut
- W = Kecepatan relatif fluida terhadap impeler
- VU = Kecepatan tangensial dari V
- α = Sudut absolut fluida
- V_r = Komponen radial dari V
- β = Sudut sudu impeler

1. Kecepatan Keliling Sisi Masuk (U_1)

Kecepatan keliling sisi masuk dapat ditentukan dengan persamaan :

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad (\text{Church, 1986:108})$$

dimana :

D_1 = Diameter impeler sisi masuk diketahui 0,117 m

n = Putaran pompa 1445 rpm

sehingga :

$$\begin{aligned} U_1 &= \frac{3,14 \cdot 0,117 \cdot 1445}{60} \\ &= 8852 \text{ m/det} \end{aligned}$$

2. Kecepatan Radial Sisi Masuk (V_{r1})

Kecepatan radial sisi masuk biasanya dibuat lebih besar 5 sampai 10% dari V_o . Dalam perencanaan ini diambil 8% lebih besar dari V_o (Church, 1986:94)

$$\begin{aligned} V_{r1} &= V_o + 8\% \cdot V_o \\ &= 3,5 + 0,08 \cdot 3,5 \\ &= 3,78 \text{ m/det} \end{aligned}$$

3. *Sudut Sudu Impeler (β_1)*

Air biasanya dianggap masuk ke sudu-sudu adalah secara radial, sehingga sudut masuk absolut α_1 adalah 90° , sehingga sudut masuk sudu β_1 dapat dicari dari :

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{V_{r1}}{U_1} \quad (\text{Church, 1986:94})$$

$$\begin{aligned} \beta_1 &= \text{arc tg } \frac{3,78}{8,852} \\ &= 23^\circ 12' \end{aligned}$$

Harga $\text{tg } \beta_1$ biasanya diperbesar sedikit yaitu sekitar 10° sampai 25° . Hal ini untuk mengimbangi kontraksi aliran begitu aliran melewati ujung-ujung sudu dan terjadinya pre rotasi air atau air cenderung untuk ikut berputar (Church, 1986:94).

4. *Kecepatan Masuk Relatif (W_1)*

Kecepatan masuk relatif dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\begin{aligned} W_1 &= \frac{V_{r1}}{\text{Sin } \beta_1} = \frac{3,78}{\text{Sin } 23^\circ 12'} \\ &= 9,59 \text{ m/det} \end{aligned}$$

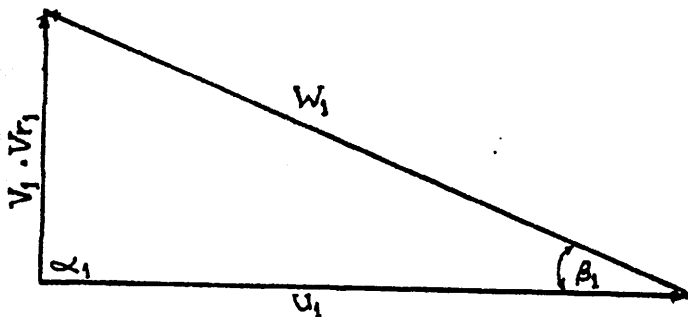
5. *Kecepatan Masuk Absolut (V_1)*

Karena air yang masuk ke sudu-sudu dianggap secara radial ($\alpha_1 = 90^\circ$), maka kecepatan absolut sama dengan kecepatan radial sisi masuk,

sehingga :

$$\begin{aligned} V1 &= Vr1 \\ &= 3,78 \text{ m/det} \end{aligned}$$

Dari perhitungan ukuran kecepatan dan sudut sisi masuk, maka dapat dibuat gambar segitiga kecepatan sebagai berikut :



Gambar 3.2 Segitiga Kecepatan Sisi Masuk

Keterangan :

$$\begin{aligned} U1 &= 8,852 \text{ m/det} \\ Vr1 &= V1 = 3,78 \text{ m/det} \\ W1 &= 9,59 \text{ m/det} \\ \beta 1 &= 23^{\circ}12' \\ \alpha &= 90^{\circ} \end{aligned}$$

E. Ukuran-ukuran Kecepatan dan Sudut Sisi Keluar

1. Kecepatan Keliling Sisi Keluar (U2)

Untuk menentukan kecepatan keliling sisi keluar dapat digunakan persamaan :

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}$$

dimana :

$D_2 =$ Diameter impeler sisi keluar, diketahui 292,5 mm

sehingga :

$$U_2 = \frac{3,14 \cdot 0,2925 \cdot 1445}{60} = 22,13 \text{ m/det}$$

2. Kecepatan Radial Sisi Keluar (V_{r2})

Kecepatan radial sisi keluar dibuat sama dengan atau sedikit lebih kecil dari kecepatan radial sisi masuk yang besarnya sampai 15%. Hal ini menghindarkan perubahan kecepatan tiba-tiba. Pada perencanaan ini diambil 11% lebih kecil dari kecepatan sisi masuk (Church, 1986:98)

$$\begin{aligned} V_{r2} &= V_{r1} - (11\% \times V_{r1}) \\ &= 3,78 - (0,11 \times 3,78) \\ &= 3,36 \text{ m/det} \end{aligned}$$

3. Sudut Sudu Impeler (β_2)

Sudut sudu impeler biasanya dibuat antara 15° dan 40° . Sudut ini biasanya dibuat lebih besar sedikit dari sudut masuk untuk mendapatkan laluan yang lancar dan kontinu (Church, 1986:86). Dalam perencanaan ini dibuat $\beta_2 = 30^\circ$.

4. Kecepatan Keluar Relatif (W2)

Kecepatan keluar relatif dapat ditentukan dengan persamaan berikut :

$$W2 = \frac{Vr2}{\sin \beta 2} = \frac{3,36}{\sin 30^0}$$

5. Komponen Tangensial Kecepatan Keluar Absolut Maya (VU2)

Komponen tangensial kecepatan keluar absolut maya dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} VU2 &= U2 - \frac{Vr2}{\operatorname{tg} \beta 2} \quad (\text{Church, 1986:110}) \\ &= 22,13 - \frac{3,36}{\operatorname{tg} 30^0} \\ &= 16,32 \text{ m/det} \end{aligned}$$

6. Komponen Tangensial Kecepatan Keluar Absolut Sebenarnya (VU2')

Perhitungannya dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$VU2' = VU2 \cdot \eta \quad (\text{Church, 1986:110})$$

dimana :

η = Faktor koefisien arus pusar, untuk impeler jenis radial antara 0,65 sampai 0,75 (Church, 1986:96) pada perencanaan ini diambil harga 0,7

sehingga :

$$\begin{aligned} VU2' &= 16,31 \cdot 0,7 \\ &= 11,42 \text{ m/det} \end{aligned}$$

7. Kecepatan Absolut Sebenarnya (V_2')

Dapat dicari dengan rumus sebagai berikut :

$$\begin{aligned} V_2' &= \sqrt{Vr_2^2 + VU_2'^2} \quad (\text{Church, 1986:110}) \\ &= \sqrt{3,35^2 + 11,42^2} \\ &= 11,90 \text{ m/det} \end{aligned}$$

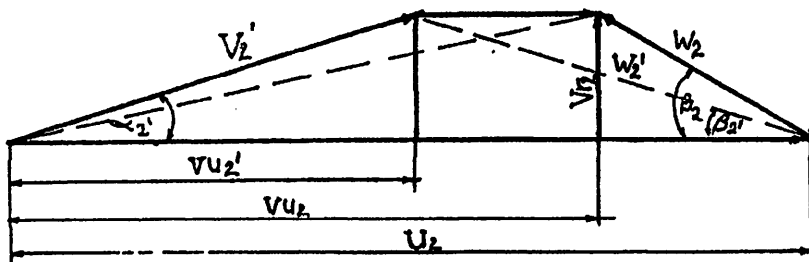
8. Sudut Absolut Fluida Keluar Impeler Sebenarnya (α_2')

Sudut absolut ini dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\text{tg } \alpha_2' = \frac{Vr_2}{Vr_2'} = \frac{3,36}{11,90} = 15,77$$

$$\alpha_2' = 15^0 46'$$

Dari perhitungan ukuran-ukuran kecepatan dan sudut sisi keluar dapat digambarkan dengan segitiga kecepatan sebagai berikut :



Gambar 3.3 Segitiga Kecepatan Sisi Keluar

Keterangan :

$$U_2 = 22,13 \text{ m/det}$$

$$VU_2' = 11,42 \text{ m/det}$$

$$Vr_2 = 3,36 \text{ m/det}$$

$$\alpha_2' = 15^0 46'$$

$$\beta_2 = 30^\circ$$

$$V_2 = 11,90 \text{ m/det}$$

$$V_{U2} = 16,31 \text{ m/det}$$

F. Perencanaan Sudu Impeler

Sudu adalah bagian dari impeler yang berfungsi untuk melemparkan air yang masuk ke dalam impeler sehingga energinya lebih besar. Dalam perencanaan ini sudu meliputi penentuan jumlah sudu, lebar sudu pada setiap perubahan diameter impeler antara D_1 dan D_2 , tebal sudu dan bentuk kelengkungan sudu.

Sebelum sampai pada perhitungan, dari perhitungan terdahulu diperoleh harga-harga sebagai berikut :

$$D_1 = 117 \text{ mm}$$

$$V_{U2}' = 11,42 \text{ m/det}$$

$$D_2 = 292,5 \text{ mm}$$

$$\alpha_2' = 15^\circ 46'$$

$$V_{r1} = 3,78 \text{ m/det}$$

$$V_{r2} = 3,36 \text{ m/det}$$

$$W_1 = 9,59 \text{ m/det}$$

$$W_2 = 6,72 \text{ m/det}$$

$$\beta_1 = 23^\circ 12'$$

$$\beta_2 = 30^\circ$$

1. Jumlah Sudu Impeler (z)

Untuk menentukan jumlah sudu dapat dicari dengan rumus dibawah ini. Pada umumnya jumlah data diusahakan antara 5 sampai 12 buah (Church, 1986:106).

$$z = 6,5 \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \beta_m \text{ (Church, 1986:105)}$$

dimana :

$$\beta m = \frac{\beta 1 + \beta 2}{2} = \frac{23^{\circ}12' + 30^{\circ}}{2}$$

$$= 26^{\circ}56'$$

sehingga :

$$z = 6,5 \cdot \frac{292,5 + 177}{292,5 - 177} \sin 26^{\circ}56'$$

$$= 15,166 \cdot 0,447$$

$$= 6,78$$

Selanjutnya dalam perencanaan ini jumlah sudu dibuat 7 buah.

2. Lebar Sudu Impeler (b)

Lebar sudu impeler dapat ditentukan dengan persamaan :

$$b = \frac{Q}{\pi \cdot D \cdot \Sigma \cdot V_r} \quad (\text{Church, 1986:106})$$

dimana :

Q = Kapasitas pompa diketahui 0,0025 m³/det

D = Diameter impeler pada setiap titik (m)

V_r = Kecepatan radial pada setiap titik (m/det)

Σ = Faktor konstruksi pada setiap titik, harga pada sisi masuk (Σ₁) berkisar antara 0,8 sampai 0,9 (Church, 1986:94), sedangkan harga pada sisi keluar berkisar antara 0,90 sampai 0,95 (Church, 1986:98)

dan pada perencanaan ini untuk $\Sigma 1$ diambil 0,85 dan $\Sigma 2$ diambil 0,93.

sehingga didapatkan lebar sudu pada sisi masuk adalah :

$$\begin{aligned} b_1 &= \frac{Q}{\pi \cdot D_1 \cdot \Sigma 1 \cdot V_{r1}} \\ &= \frac{0,025}{3,14 \cdot 0,117 \cdot 0,85 \cdot 3,78} \\ &= 0,021168 \text{ m atau } 21,169 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk lebar sudu pada sisi keluar adalah :

$$\begin{aligned} b_2 &= \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot \Sigma 2 \cdot V_{r2}} \\ &= \frac{0,025}{3,14 \cdot 0,2925 \cdot 0,93 \cdot 3,36} \\ &= 8,7065 \text{ mm} \end{aligned}$$

3. Tebal Sudu Impeler (t)

Ketebalan sudu sisi masuk (t_1) dan sisi keluar (t_2) dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut :

$$\Sigma = \frac{\pi \cdot D - \frac{z \cdot t}{\sin \beta}}{\pi \cdot D} \quad (\text{Church, 1986:106})$$

dari persamaan di atas dapat diturunkan menjadi :

$$t = \frac{\pi \cdot D \cdot (1 - \Sigma) \cdot \sin \beta}{z}$$

dimana :

t = Tebal sudu impeler setiap titik (mm)

D = Diameter impeler pada setiap titik (mm)

Σ = Faktor kontraksi pada setiap titik

β = Sudut sudu pada setiap titik

z = Jumlah sudu 7 buah

sehingga tebal sudu pada sisi masuk (t_1) dan sisi keluar (t_2) adalah :

$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{\pi \cdot D_1 \cdot (1 - \Sigma_1) \cdot \sin \beta_1}{z} \\ &= \frac{3,14 \cdot 117 \cdot (1 - 0,85) \cdot \sin 23^\circ 12'}{7} \\ &= 3,103 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_2 &= \frac{\pi \cdot D_2 \cdot (1 - \Sigma_2) \cdot \sin \beta_2}{z} \\ &= \frac{3,14 \cdot 292,5 \cdot (1 - 0,93) \cdot \sin \beta_2}{7} \\ &= 4,59 \text{ mm} \end{aligned}$$

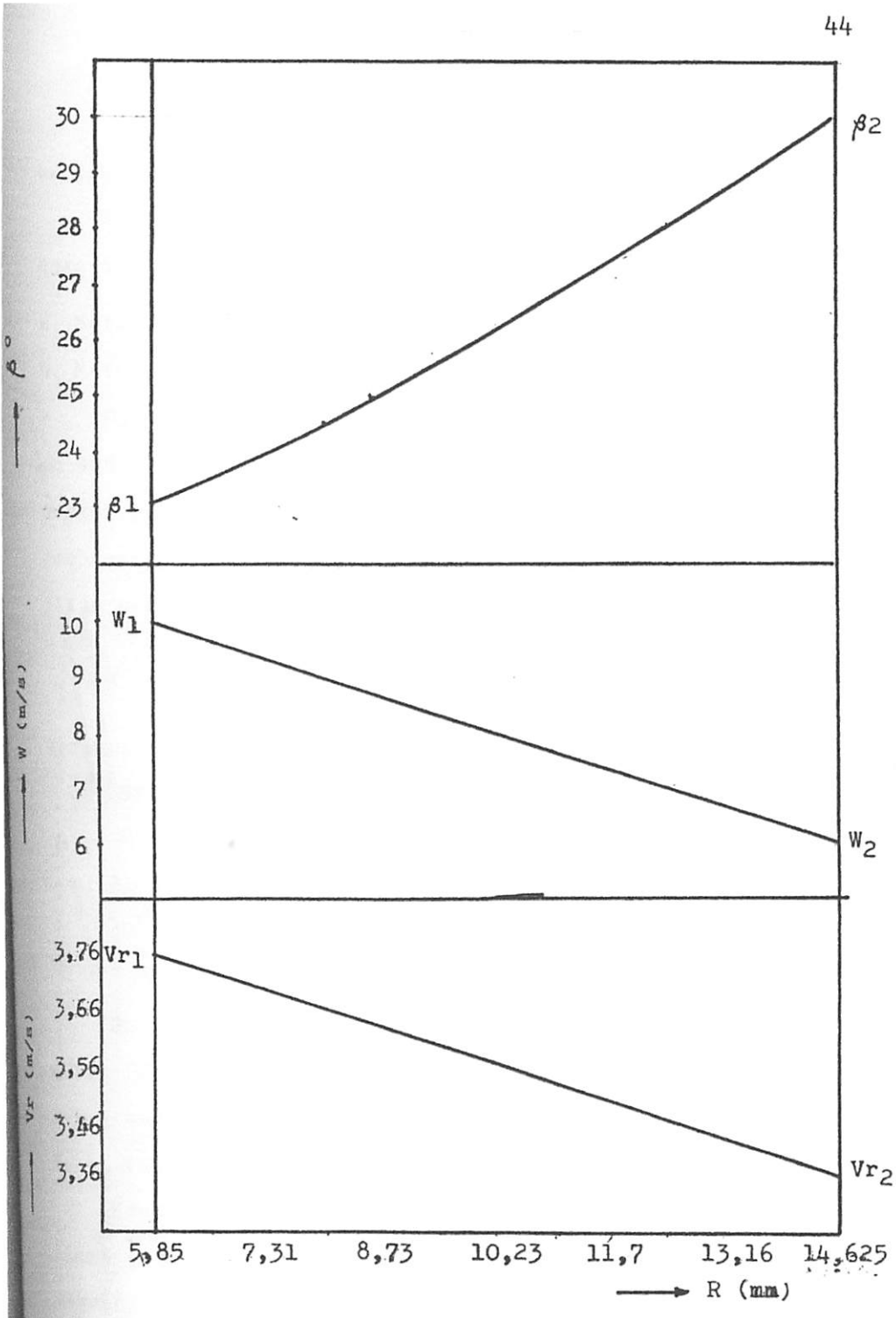
Untuk memperoleh kecepatan radial (V_r), kecepatan relatif (W) serta sudut sudu (β) pada masing-masing jari-jari impeler dapat dilihat pada tabel berikut :

Tabel 3.1. Kecepatan radial (V_r), kecepatan relatif (W) dan sudut sudu (β) menurut jari-jari impeler.

Ring	R (cm)	V_r (m/det)	W (m/det)	$\text{Sin} \frac{V_r}{W}$	derajat
1	5,85	3,78	9,59	0,394	23,12
a	6,95	3,73	9,231	0,404	24,3
b	8,045	3,675	8,872	0,414	24,54
c	9,14	3,62	8,513	0,425	25,45
d	10,24	3,57	8,155	0,438	26,36
e	11,34	3,52	7,796	0,451	27,27
f	12,43	3,465	7,437	0,466	28,18
g	13,53	3,412	7,079	0,482	29,15
2	14,625	3,36	6,72	0,5	30

Tabel 3.2 Lebar sudu (b) menurut diameter impeler (D).

Ring	D (cm)	$\pi \cdot D$	t (cm)	Sin	$\frac{\pi \cdot D}{2 \cdot t} \cdot \text{Sin}$	V_r (m/det)	b (cm)
1	11,7	36,757	0,31	0,394	31,249	0,85	2,13
a	13,89	43,637	0,329	0,411	37,396	0,86	1,964
b	16,09	50,548	0,347	0,425	44,695	0,87	1,807
c	18,28	57,428	0,366	0,429	51,456	0,88	1,561
d	20,47	64,324	0,385	0,444	58,254	0,89	1,495
e	22,67	71,230	0,403	0,458	65,071	0,90	1,339
f	24,86	78,010	0,422	0,472	71,751	0,91	1,182
g	27,05	84,980	0,441	0,487	78,64	0,92	1,026
2	29,25	91,892	0,46	0,5	85,452	0,93	0,87



Gambar 3.4 Grafik Hubungan Antara Kecepatan Radial (V_r), Kecepatan Relatif (W), dan Sudut Terhadap Jari-jari Impeler

4. Bentuk Kelengkungan Sudu Impeler

Bentuk kelengkungan sudu impeler dapat digambarkan dengan dua metode, yaitu :

- a. Metode Busur Tangan
- b. Metode Koordinat Polar

Pada perencanaan ini, untuk menentukan bentuk kelengkungan sudu impeler dipilih dengan metode koordinat polar, dimana posisi titik kelengkungan sudu diperoleh dari perpotongan sembarang jari-jari dan sudut. Metode koordinat polar ini ditunjukkan dengan persamaan :

$$\theta^{\circ} = \frac{120}{R_1} \int_{R_1}^R \frac{dR}{R \cdot \text{tg} \cdot} \quad (\text{Church, 1986:105})$$

dimana :

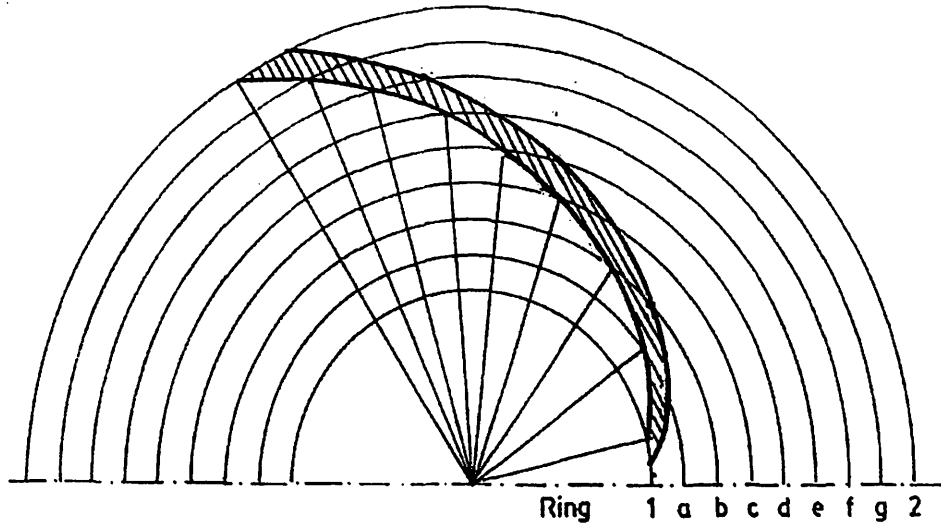
- θ = Posisi sudut kelengkungan sudu (derajat)
- R = Jari-jari yang diambil (cm)
- R_1 = Jari-jari impeler yang diambil sebenarnya (cm)
- dR = Selisih jari-jari ($R-R_1$)
- = Sudut sudu impeler

Untuk mendapatkan harga sudut θ dan jari-jari yang diambil (R), dapat ditentukan dengan persamaan di atas, dan harga sudut (θ) selengkapnya ditabulasikan dalam bentuk tabel (tabel 3.3).

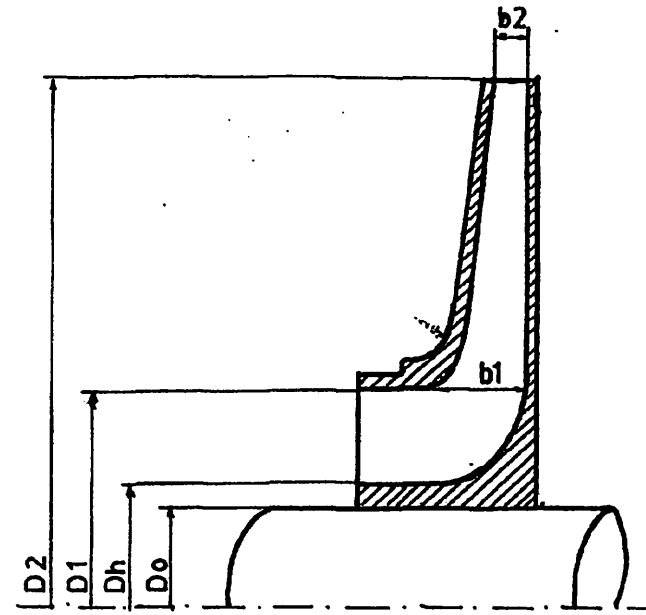
Bentuk dan ukuran impeler yang direncanakan dapat dilihat pada gambar 3.5 dan bentuk serta kelengkungan sudu impeler yang direncanakan dapat dilihat pada gambar 3.6.

Tabel 3.3 Sudut Kelengkungan Menurut Jari-jari

Ring	R (cm)	$\beta(^{\circ})$	$\text{tg } \beta$	$\frac{1}{R \cdot \text{tg } \beta}$	$\frac{1}{R \cdot \text{tg } \beta \text{ ave}}$	ΔR	$\frac{\Delta R}{R \cdot \text{tg } \beta \text{ ave}}$	$\Delta \theta (^{\circ})$	$\theta (^{\circ})$
1	5,85	23,12	0,429	0,398	0,360	1,10	0,398	22,689	0
a	6,95	24,30	0,446	0,323	0,295	1,095	0,323	18,506	22,689
b	8,045	24,54	0,464	0,268	0,247	1,095	0,270	15,469	41,195
c	9,14	25,45	0,482	0,227	0,211	1,10	0,232	13,293	56,664
d	10,24	26,36	0,501	0,195	0,182	1,10	0,200	11,459	69,957
e	11,34	27,27	0,519	0,170	0,159	1,09	0,173	9,912	81,416
f	12,43	28,18	0,538	0,149	0,140	1,10	0,154	8,823	91,328
g	13,53	29,15	0,560	0,132	0,125	1,095	0,137	7,849	100,15
2	14,625	30	0,577	0,118					108



Gambar 3.5. Bentuk kelengkungan sudu impeler



Gambar 3.6. Bentuk dan ukuran impeler

G. Kerugian Kebocoran

Tekanan air yang mengalir keluar dari impeler bisa lebih besar daripada ketika air ketika masuk impeler. Bertolak dari hal tersebut ada kemungkinan air masuk kembali melalui section (lewat clearance yaitu celah antara impeler dengan rumah pompa). Air melalui clearance ini diperhitungkan sebagai kerugian kebocoran pada sistem.

Untuk mengurangi kebocoran tersebut maka perlu dipasang wearing ring pada masing-masing impeler dan rumah pompa. Dalam perencanaan ini diambil wearing ring nomor 6 dengan coefisien of discharge pada putaran 1450 rpm adalah 0,508 (Church, 1986:91).

Besar kebocoran adalah :

$$QL = c \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot HL} \quad (\text{Church, 1986:90})$$

dimana :

QL = Kerugian kebocoran

c = Koefisien aliran yang tergantung pada jenis wearing ring yang digunakan (0,508)

A = Luas kebocoran pada wearing ring

HL = Head melalui wearing ring

1. Besar Kerugian Head yang melalui Wearing Ring

$$HL = \frac{3}{4} \cdot \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 \cdot g} \quad (\text{Church, 1986:90})$$

$$= \frac{3}{4} \cdot \frac{22,13^2 - 8,852^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$= 15,725 \text{ meter}$$

2. Luas Clearance

Menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$A = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot D \cdot s \quad (\text{Church, 1986:92})$$

dimana :

D = Diameter wearing ring yang direncanakan sebesar 140 mm atau 5,51 inci

s = Ruang bebas sebesar 0,0122 inci

maka :

$$A = \frac{1}{2} \cdot 3,14 \cdot 5,51 \cdot 0,0122$$

$$= 0,10559 \text{ inci}^2$$

$$= 6,812258 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

sehingga :

$$QL = 0,508 \cdot 6,812258 \cdot 10^{-5} \cdot 2 \cdot 9,31 \cdot 15,725$$

$$= 6,0785 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{det}$$

3. Prosentase Kerugian Kebocoran

Prosentase kerugian kebocoran adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} QL &= \frac{QL}{Q} \cdot 100\% \\ &= \frac{6,0785 \cdot 10^{-4}}{0,025} \cdot 100\% \\ &= 2,43\% \end{aligned}$$

Harga ini masih di bawah harga kebocoran sebenarnya yaitu 5% (lihat efisiensi volumetris yaitu 25%). Dengan demikian bentuk dan ukuran wearing ring dapat digunakan.

BAB IV

PERENCANAAN DIFUSER DAN RETURN CHANNEL

Difuser adalah alat untuk menyalurkan fluida setelah keluar dari impeler. Difuser juga berfungsi untuk menampung fluida yang keluar dari impeler untuk diarahkan ke return channel (saluran pembalik) melalui saluran U-turn, disamping itu juga untuk mengubah velocity head menjadi pressure head.

Return channel berfungsi untuk mengalirkan fluida dari satu tingkat ke tingkat berikutnya, disamping itu juga berfungsi untuk mengubah aliran fluida secara radial (fluida keluar dari U-turn) menjadi aliran aksial (memasuki mata impeler ke tingkat berikutnya).

A. Perhitungan Difuser

Ukuran serta ketentuan-ketentuan untuk difuser masing-masing dapat ditentukan dengan persamaan berikut :

1. Ukuran-ukuran Utama Sudu

Ukuran utama dari difuser adalah sebagai berikut :

a. Jumlah Sudu Difuser (Z_d)

Dapat ditentukan dengan persamaan :

$$Z_d = Z + 1 \quad (\text{Khetagurov, - : 244})$$

dimana :

$$Z = \text{Jumlah sudu impeler (7 buah)}$$

sehingga :

$$Z_d = 7 + 1$$

$$= 8 \text{ buah}$$

b. Jari-jari Lingkaran Difuser (R3)

Dalam perhitungan jari-jari lingkaran difuser dapat digunakan persamaan :

$$R3 = 1,025 \cdot R2 \quad (\text{Khetagurov, - : 244})$$

dimana :

$$R2 = \text{Jari-jari luar impeler (14,625 cm)}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} R3 &= 1,025 \cdot 14,625 \\ &= 14,99 \text{ dibulatkan menjadi } 15 \text{ cm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D3 &= R3 \cdot 2 \\ &= 15 \cdot 2 \\ &= 30 \text{ cm} \end{aligned}$$

c. Jari-jari Lingkaran Luar Difuser (R4)

Jari-jari lingkaran luar difuser dapat dihitung dengan persamaan :

$$\begin{aligned} R4 &= (1,4 - 1,8) \cdot R3 \quad (\text{Khetagurov, - :244}) \\ &= (1,4 - 1,8) \cdot 15 \\ &= 21 - 27 \text{ cm} \end{aligned}$$

Pada perencanaan ini diambil $R4 = 25$, jadi diameter lingkaran luar difuser

$$(D4) = 50 \text{ cm.}$$

d. Lebar Saluran Masuk Difuser (b3)

Untuk mencari lebar saluran masuk difuser digunakan persamaan :

$$b3 = 1,1 \cdot b2 \quad (\text{Stepanoff, 1967:244})$$

diketahui lebar sudu impeler pada sisi keluar $b2 = 0,87065 \text{ cm.}$

maka :

$$\begin{aligned} b_3 &= 1,1 \cdot 0,87065 \\ &= 0,958 \text{ cm} \end{aligned}$$

e. Lebar Saluran Keluar Sudu Difuser (b_4)

Lebar saluran keluar sudu difuser dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\begin{aligned} b_4 &= (1,2 - 2) \cdot b_2 \text{ (Khetagurov, - :244)} \\ &= (1,2 - 2) \cdot 0,87065 \\ &= 1,045 - 1,7413 \text{ cm} \end{aligned}$$

Dalam perencanaan ini diambil $b_4 = 1,3 \text{ cm}$ atau 13 mm

f. Sudut Masuk Sudu Difuser (α_3)

Perhitungan sudut masuk sudu difuser dapat ditentukan dengan persamaan

:

$$\text{tg } \alpha_3 = \frac{\text{tg } \alpha_2'}{k_{2cu}} \text{ (Khetagurov, - :244)}$$

dimana :

α_2' = Sudut absolut fluida keluar impeler sebenarnya (diketahui $15^0 46'$)

k_{2cu} = Faktor sirkulasi $0,60 - 0,82$, dalam perencanaan ini diambil $0,75$

sehingga :

$$\begin{aligned} \text{tg } \alpha_3 &= \frac{\text{tg } 15^0 46'}{0,75} \\ &= \frac{0,28}{0,75} \end{aligned}$$

$$= 0,376$$

$$\alpha 3 = 20^{\circ} 36'$$

g. Sudut Keluar Sudu Difuser ($\alpha 4$)

Sudut keluar sudu difuser dapat dicari dengan persamaan :

$$\text{tg } \alpha 4 = \frac{b3}{b4} \cdot \text{tg } \alpha 3 \quad (\text{Khetagurov, - :244})$$

$$= \frac{9,58}{13} \cdot \text{tg } \alpha 3$$

$$= 0,737 \cdot 0,376$$

$$\alpha 4 = 15^{\circ} 29'$$

h. Kecepatan Air Masuk Sudu Difuser ($V3$)

Kecepatan air masuk sudu difuser dapat ditentukan dengan persamaan :

$$V3 = V2' \cdot \frac{D2}{D3} \quad (\text{Church, 1986:125})$$

dimana :

$V2'$ = Kecepatan absolut sebenarnya (11,90 m/det)

$D2$ = Diameter impeler sisi keluar diketahui sebesar 292,5 mm atau
0,2925 m

$D3$ = Diameter dalam difuser sebesar 0,3 m

sehingga :

$$V3 = 11,90 \cdot \frac{0,2925}{0,3}$$

$$= 11,60 \text{ m/det}$$

Dengan memperkecil kecepatan ini ($V3$) sebesar 15% untuk mengimbangi kerugian-kerugian dan perbandingan lebar $b2/b3$ (Church, 1986:125)

maka :

$$\begin{aligned} V_3 &= 11,60 - (0,15 - 11,60) \\ &= 9,86 \text{ m/det} \end{aligned}$$

i. Kecepatan Air Keluar Sudu Difuser (V_4)

Kecepatan air keluar sudu difuser dapat dicari dengan persamaan berikut :

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{R_3 \cdot \cos \alpha_3}{R_4 \cdot \cos \alpha_4} \quad (\text{khetagurov, - :243})$$

dimana :

$$V_3 = \text{Kecepatan air masuk sudu difuser (9,86)}$$

$$R_3 = \text{Jari-jari lingkaran dalam difuser (0,15 m)}$$

$$R_4 = \text{Jari-jari lingkaran luar difuser (0,25 m)}$$

$$\alpha_3 = \text{Sudut masuk sudu difuser (20° 36')}$$

$$\alpha_4 = \text{Sudut keluar sudu difuser (15° 29')}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} V_4 &= \frac{0,15 \cdot \cos 29^{\circ}36'}{0,25 \cdot \cos 15^{\circ}29'} \\ &= 5,75 \text{ m/det} \end{aligned}$$

Kecepatan air keluar difuser telah memenuhi syarat, menurut

Khetagurov kecepatan ini tidak boleh lebih dari 15 m/det.

j. Tinggi Saluran Difuser (h)

Tinggi saluran difuser dapat ditentukan dengan persamaan :

$$n = \frac{Q}{Vd \cdot Zd \cdot b^3}$$

dimana :

Q = Kapasitas pompa sebesar : $0,025 \text{ m}^3/\text{det}$

Vd = Kecepatan air masuk sudu difuser sebesar $9,86 \text{ m}/\text{det}$

Zd = Jumlah sudu difuser sebanyak 8 buah

$b3$ = Lebar saluran masuk difuser sebesar $0,00958 \text{ m}$

sehingga :

$$\begin{aligned} h3 &= \frac{0,025}{9,86 \cdot 8 \cdot 0,00958} \\ &= 0,3308 \text{ m} \\ &= 33,08 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$h4 = \frac{Q}{V4 \cdot Zd \cdot b4}$$

dimana :

$V4$ = Kecepatan air keluar sudu difuser sebesar $5,75 \text{ m}/\text{det}$

$b4$ = Lebar saluran keluar sudu difuser sebesar $0,013 \text{ m}$

sehingga :

$$\begin{aligned} h4 &= \frac{0,025}{5,75 \cdot 8 \cdot 0,013} \\ &= 0,0418 \text{ m} \\ &= 41,8 \text{ mm} \end{aligned}$$

k. Kelengkungan Sudu Difuser

Untuk menemukan bentuk kelengkungan sudu difuser harus lebih dulu menentukan sudut (\emptyset) dibagi titik masing-masing jari-jari. Biasanya sudut (\emptyset) pada setiap titik di masing-masing jari-jari dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$\theta = \frac{180}{\pi} \cdot \cotg \alpha \cdot \ln \frac{R}{R_3} \quad (\text{Khetagurov, - :243})$$

dimana :

θ = Sudut pada ring tertentu

α = Sudut masuk difuser ($20^{\circ}36'$)

R = Jari-jari pada ring tertentu (mm)

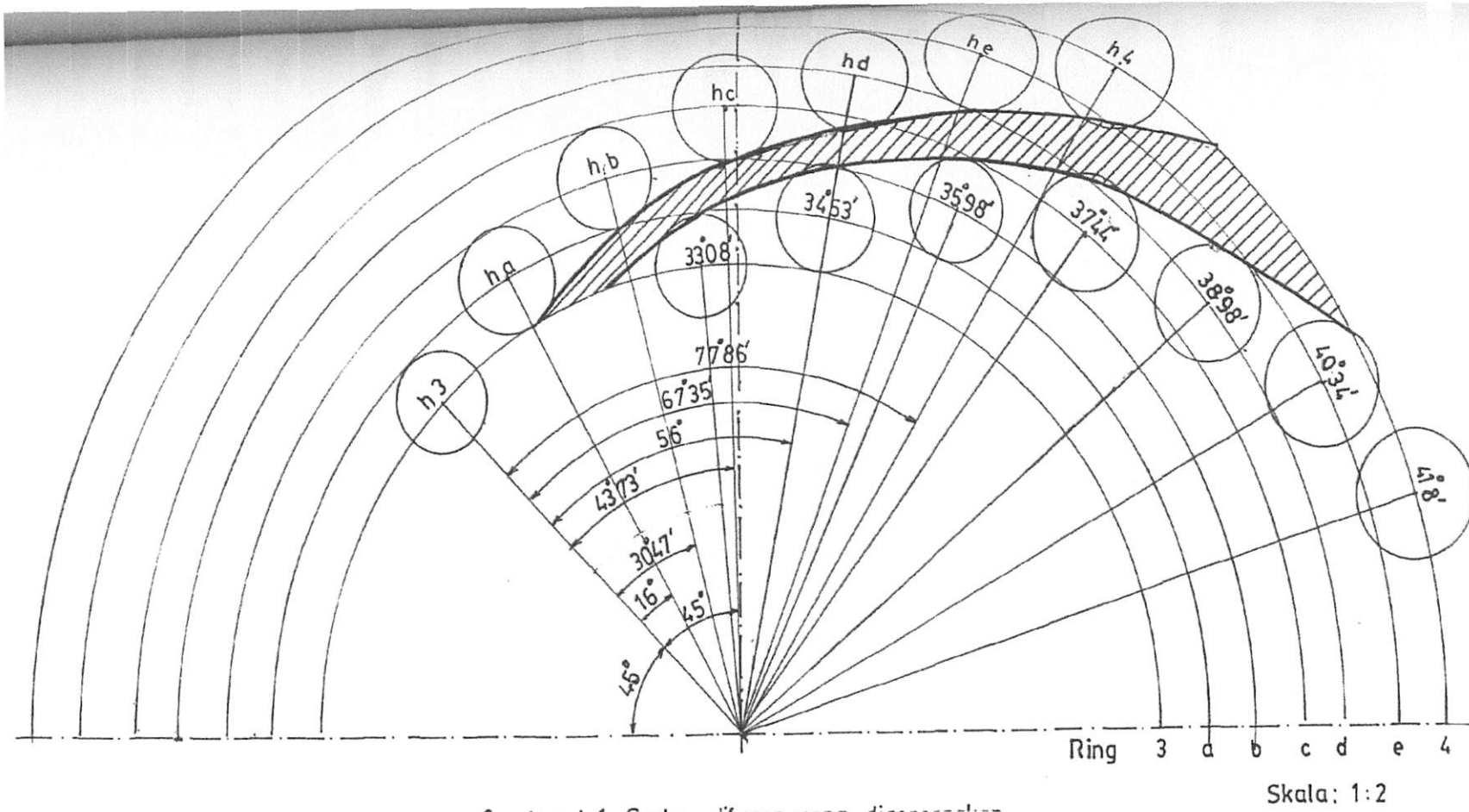
R_3 = Jari-jari dalam difuser (150 mm)

Untuk kelengkungan sudu difuser pada ring tertentu dapat dilihat pada

tabel 4.1 berikut :

Tabel 4.1. Harga Sudut Kelengkungan Sudu Difuser (θ), Lebar saluran (b), Kecepatan Air Masuk Sudu Difuser (Vd) dan Tinggi Saluran Difuser.

Ring	R (mm)	$\ln \frac{R}{R_3}$	θ (°)	b (mm)	Vd (m/det)	h (mm)
3	150	0	0	9,58	9,86	33,08
a	166,67	0,105	16,0	10,15	9,175	34,53
b	183,33	0,200	30,476	10,72	8,49	35,986
c	200	0,287	43,734	11,29	7,805	37,44
d	216,67	0,368	56,0767	11,86	7,12	38,89
e	233,33	0,442	67,353	12,43	6,435	40,346
4	250	0,511	77,867	13	5,75	41,8



Gambar 4.1. Sudu difuser yang direncanakan

B. Return Channel

Return channel berfungsi untuk mengalirkan fluida dari satu tingkat ke tingkat berikutnya. Fluida yang keluar dari difuser melalui U-turn dialirkan ke return channel yang arahnya radial dan kemudian masuk ke impeler tingkat berikutnya dengan arah aksial. Dalam merencanakan return channel dapat diuraikan sebagai berikut :

1. Ukuran-ukuran return Channel

a. Kecepatan Aliran Sisi Masuk U-turn

Kecepatan aliran sisi masuk U-turn ini adalah sama dengan kecepatan aliran fluida air yang keluar dari sisi difuser (V_4) yang besarnya 5,75 m/det.

b. Kecepatan Sisi Masuk Return Channel

Kecepatan sisi masuk return channel adalah sama dengan kecepatan aliran fluida air yang keluar dari saluran U-turn. Selama mengalir fluida yang melalui saluran U-turn kecepatannya akan menurun karena mengalami kerugian. Untuk merencanakan ini kecepatan aliran sisi masuk return channel (V_5) sebesar m/det dan sudut masuk return channel $\beta_5 = 45^\circ$.

c. Kecepatan Aliran Sisi Keluar Return Channel (V_6)

Pada kecepatan ini dibuat sedikit lebih besar dari kecepatan aliran masuk mata impeler (V_0), maka dalam hal ini direncanakan (V_6) = 3,8 m/det. Air yang keluar dari return channel arahnya adalah radial kemudian berubah menjadi arah aksial pada saat memasuki mata impeler berikutnya, maka untuk menghindari prerotasi, sudut keluar return channel (β_6) dibuat sebesar 90° .

d. Diameter Dalam dan Diameter Luar Return Channel

Diameter luar return channel (D5) dibuat sama dengan diameter luar difuser (D4) yaitu sebesar 500 mm, sedangkan diameter dalam return channel (D6) dibuat sama dengan diameter sisi masuk sudu impeler (D1) yaitu sebesar 117 mm.

e. Lebar Saluran Masuk dan Keluar Sudu Return Channel

Lebar saluran masuk return channel (b5) dibuat sama dengan lebar saluran keluar sudu difuser (b4) sebesar 13 mm, sedangkan lebar saluran keluar sudu return channel (b6) dibuat sama dengan lebar saluran masuk sudu impeler (b1) yaitu sebesar 21,168 mm.

f. Jumlah Sudu Return Channel (zr)

Jumlah sudu return channel dibuat sama dengan jumlah sudu difuser yaitu sebanyak 8 buah.

2. Kelengkungan Sudu Return Channel

Kelengkungan sudu return channel dapat dicari dengan metode koordinat polar, yaitu dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\theta^0 = \frac{180}{\pi} \cdot \sum \frac{R}{R \cdot \text{tg}\beta} \quad (\text{Church, 1986:113})$$

dimana :

R = Jari-jari return channel yang diambil (mm)

R1 = Jari-jari return channel yang diambil sebelumnya

ΔR = Selisih jari-jari tertentu (R – R1)

β = Sudut sudu return channel pada jari-jari tertentu

Hasil perhitungan untuk kelengkungan sudu return channel (θ^0) dapat dilihat pada tabel 4.2

3. Tebal Sudu Return Channel

Tebal sudu return channel pada jari-jari tertentu dapat dicari dengan persamaan :

$$t = \frac{(\pi \cdot D - \Sigma \cdot \pi \cdot D) \cdot \sin \beta}{zr} \quad (\text{Church, 1986:106})$$

dimana :

D = Diameter pada setiap titik

zr = Jumlah sudu return channel

Σ = Faktor kontraksi aliran, dapat dicari dengan rumus berikut :

$$= \frac{Q}{\pi \cdot D \cdot b \cdot V} \quad (\text{Church, 1986:106})$$

Q = Kapasitas pompa sebesar 0,025 m³/det

b = Lebar saluran return channel (mm)

V = Kecepatan fluida pada return channel di setiap titik (m/det)

β = Sudut sudu return channel pada setiap titik

Untuk memperoleh harga b, V dan β pada setiap jari-jari tertentu dapat dilakukan dengan membuat grafik R, V5, b, β dan V, dengan ketentuan bahwa harga besarnya dibatasi oleh keadaan sisi masuk dan sisi keluar return channel.

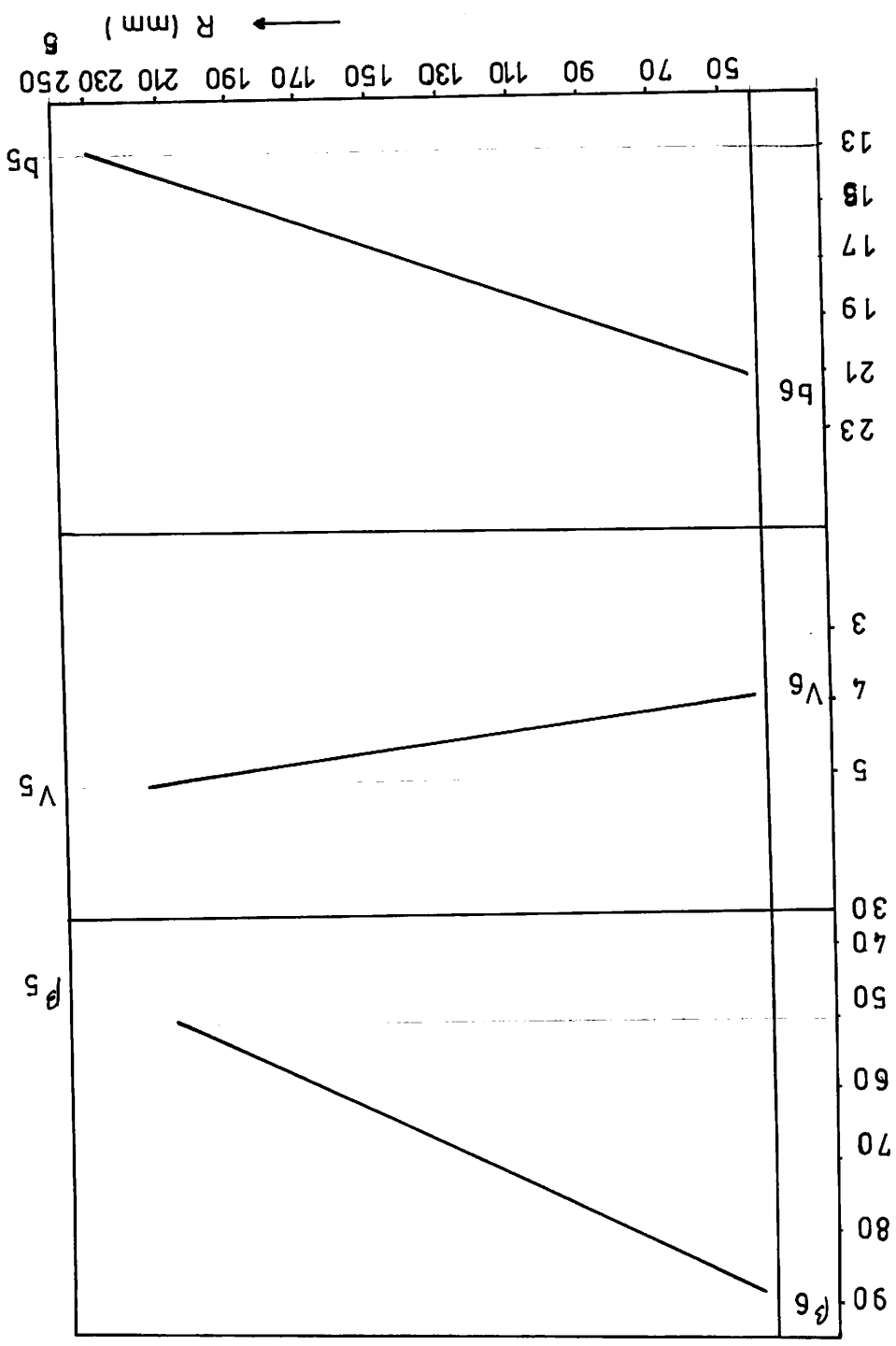
Perhitungan untuk perencanaan return channel dapat dilihat pada tabel 4.2 dan tabel 4.3.

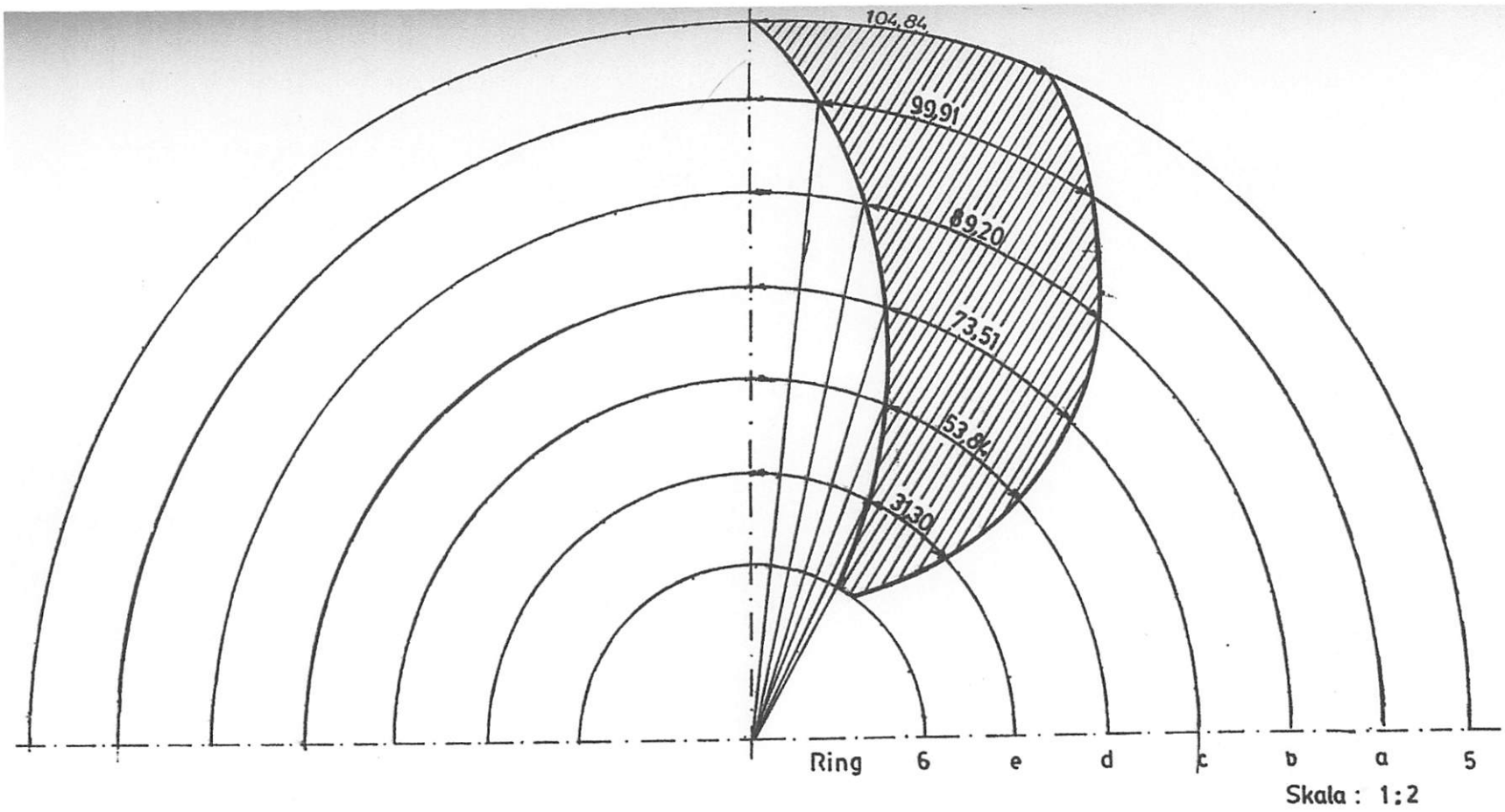
Tabel 4.2 Harga Sudut Kelengkungan untuk Return Channel (θ^0).

Ring	R (mm)	B ($^\circ$)	tg β ($^\circ$)	$\frac{1}{R \cdot \text{tg } \beta}$	$\frac{1}{R \cdot \text{tg } \beta \text{ ave}}$	R(mm)	$\Delta \theta^0$	θ^0
5	250	45	1	0,004	0,0076	31,92	6,8477	0
a	218,0	52,5	1,30	0,00352	0,00331	31,92	6,0301	6,847
b	8	60	3	0,00310	0,00289	31,91	5,2629	7
c	186,1	67,5	1,73	0,00268	0,00243	31,92	4,4128	12,87
d	6	75	2	0,00219	0,00182	31,91	3,1996	78
e	154,2	82,5	2,41	0,00146	-	31,92	-	18,14
6	5	90	4	-	0,00145	-	2,6646	07
	122,3		3,73					22,55
	3		2					35
	90,42		7,59					25,75
	58,5		-					31
								28,41
								78

Tabel 4.3. Lebar Saluran (b), Kecepatan Aliran (V) dan Tebal Sudu (t) pada Return Channel.

Ring	D (mm)	. D (mm)	b (mm)	V (m/det)	Sin β	$\Sigma \cdot \pi \cdot D$	t (mm)
5	500	1570,796	13	5	0,7071	384,615	104,843
a	436,17	1370,268	14,361	4,8	0,7933	362,669	92,916
b	372,33	1169,709	15,723	4,6	0,8660	345,658	87,203
c	308,5	969,781	17,084	4,4	0,9239	332,581	73,519
d	244,67	768,653	18,445	4,2	0,9659	322,710	53,842
e	180,84	568,125	19,807	4,0	0,9914	315,545	31,301
6	117	367,566	21,168	3,8	1	310,797	7,026





Gambar 4.3. Sudu return channel yang direncanakan

BAB V

PERENCANAAN RUMAH POMPA

Kegunaan rumah pompa adalah untuk mengonversikan tinggi tekan akibat kecepatan (velocity head) air yang meninggalkan impeler seefisien mungkin. Pada pompa bertingkat, gaya radial semakin besar, sehingga untuk mengubah sebagian energi kinetik yang keluar dari impeler digunakan difuser yang ditempatkan di dalam rumah pompa pada sisi keluar setelah impeler. Pada rumah pompa ini digunakan bahan dari SC 42. Dalam perencanaan rumah pompa meliputi :

A. Ukuran Rumah Pompa

Pada rumah pompa juga terjadi perubahan aliran yang disebabkan perubahan luas penampangnya. Aliran air di dalam rumah pompa hampir merupakan aliran spiral dengan persamaan :

$$R \cdot V_u = C \quad (\text{Church, 1986:118})$$

dimana :

R = Jari-jari pada titik tertentu

V_u = Kecepatan tangensial

C = Konstanta

Kita menganggap bahwa aliran dari impeler adalah sama rata pada kelilingnya, sehingga aliran yang melewati sembarang penampang rumah pompa adalah $\frac{\theta}{360}$ dari kapasitas total, dimana θ adalah sudut yang diukur dari lidah (tongue) teoritis rumah pompa.

Dengan demikian luas penampang dari rumah pompa pada setiap titik adalah luas penampang yang dilalui aliran sebesar $Q \times \theta^0/360$ dengan kecepatan $V_u = C/R$ (Church, 1986:118). Harga Q tidak mencakup aliran kebocoran yang sudah terpisah dari impeler dan kembali ke sisi hisap melalui cincin penahan aus.

Bila gesekan diabaikan, aliran yang melalui penampang dengan lebar b dan tinggi dR , kapasitasnya adalah :

$$dR \theta = b \cdot dR \cdot V_u \quad (\text{Church, 1986:118})$$

Kapasitas aliran total pada suatu penampang tertentu dari lidah rumah pompa dengan sudut θ akan menjadi :

$$Q \theta = C \dots \dots \dots \frac{b \cdot dR}{R} \quad (\text{Church, 1986:118})$$

dimana :

$R \theta$ = Jari-jari tertentu penampang rumah pompa pada sudut θ^0 dari lidah teoritis

R_2 = Jari-jari impeler sisi keluar, karena sisi keluar dari impeler ada difuser sehingga yang dipakai adalah jari-jari luar difuser (R_4)

Dari substitusi harga $Q\theta/360$ pada $Q\theta$ diperoleh :

$$\theta^0 = \frac{360 \cdot C}{Q} \dots \dots \dots \frac{b \cdot dR}{R}$$

Jika harga $C = R_4 \cdot V_u^4$, sedangkan b dan R merupakan rata-rata segmen yang ditinjau, maka pernyataan tersebut dapat dinyatakan dengan sudut inklinasi ($\Delta\theta$), sehingga persamaannya menjadi :

$$\theta^0 = \frac{360 \cdot R_4 \cdot V_{u4}}{Q} \cdot \frac{b_{ave} \cdot \Delta R}{R_{ave}}$$

Q = Kapasitas pompa ($0,025 \text{ m}^3/\text{det}$)

R_4 = Jari-jari difuser (250 mm)

V_{u4} = Kecepatan tangensial air keluar difuser

yaitu :

$$\begin{aligned} V_{u4} &= V_4 \cdot \cos 4 \\ &= 5,75 \cos 15^{\circ}29' \\ &= 5,54 \text{ m/det} \end{aligned}$$

b_{ave} = Lebar rata-rata segmen yang ditinjau (mm)

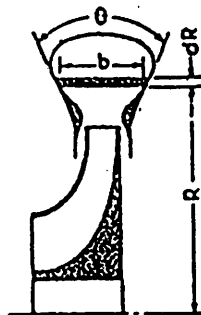
R_{ave} = Jari-jari rata-rata segmen yang ditinjau (mm)

ΔR = Penambahan jari-jari atau tebal segmen ke arah radial (mm)

Jika harga-harga tersebut dimasukkan ke dalam persamaan diperoleh :

$$\begin{aligned} \theta &= \frac{360 \cdot 250 \cdot 5,54}{0,025 \cdot 10^6} \cdot \frac{b_{ave} \cdot R}{R_{ave}} \\ &= 19,944 \cdot \frac{b_{ave} \cdot R}{R_{ave}} \end{aligned}$$

Sudut total maksimum θ antara sisi-sisi adalah 60°



Gambar 5.1 Penampang Rumah Volute. (Sumber: Church, 1986:118).

Jika titik dari volute atau titik dari mana sudut \emptyset diukur dapat ditentukan dengan menganggap bahwa aliran yang terjadi adalah mengikuti prinsip aliran spiral logaritmis, persamaanya yaitu :

R = Jari-jari luar difuser (250 mm)

4 = Sudut absolut air yang meninggalkan difuser ($15^{\circ}29'$)

e = Bilangan pokok natural logaritma (2,718)

\emptyset = Sudut yang diukur dalam radian

Jika dianggap $R = R_t$, dengan melogaritmakan persamaan di atas, maka dapat ditentukan menjadi :

$$\log R = \log R^4 + \operatorname{tg} \alpha \cdot 4 \cdot \frac{\pi \cdot Q}{180} \cdot \log 2,718$$

maka :

$$\emptyset_t = \frac{132 \cdot \log R_t / R^4}{\operatorname{tg} \alpha \cdot 4} \quad (\text{Church, 1986:120})$$

dimana :

R_t = Jari-jari lidah volute, besarnya dapat ditentukan dengan persamaan:

$$= (0,05 - 0,10) \cdot R^4 + R^4 \quad (\text{Church, 1986:119})$$

$$= (0,05 - 0,10) \cdot 250 + 250$$

$$= (12,5 - 25) + 250$$

$$(\text{diambil } R_t = 265 \text{ mm})$$

sehingga :

$$\emptyset_t = \frac{132 \log 265 / 250}{\operatorname{tg} 15^{\circ}29'}$$

$$= 12^{\circ}3'$$

Harga lebar rata-rata volute (b ave) dapat ditentukan dengan persamaan :

$$b \text{ ave} = b_5 + 2x \cdot \text{tg } \emptyset/2 \quad (\text{Church, 1986:120})$$

dimana :

b_5 = Lebar dasar volute

$$= b_4 + 0,025 \cdot R_4 \quad (\text{Khetagurov, -:243})$$

$$= 13 + 0,025 \cdot 250$$

$$= 19,25 \text{ mm}$$

x = Selisih antara jari-jari yang diambil dengan jari-jari difuser sisi keluar dapat ditulis,

$$x = R \text{ ave} - R_4$$

\emptyset = Sudut trapesium dari penampang volute, dibuat 60°

Untuk $R \text{ ave}$ dapat dicari dengan persamaan :

$$R \text{ ave} = \frac{R_t + R_4}{2}$$

$$= \frac{265 + 250}{2}$$

$$= 257,5 \text{ mm}$$

sehingga :

$$b \text{ ave} = 19,25 + 2 (257,5 - 250) \text{tg } 60/2$$

$$= 27,91 \text{ mm}$$

Hasil-hasil perhitungannya dapat ditentukan dalam bentuk tabulasi (tabel 5.1)

B. Ukuran Discharge Nozzle

Discharge nozzle atau saluran keluar berfungsi untuk mengubah lebih lanjut energi kecepatan air yang keluar dari volute menjadi energi tekan. Untuk menghindari timbulnya aliran turbulensi, maka bentuk nozzle dibuat divergen (melebar dengan sudut total tidak lebih dari 10^0 (Church, 1986:120).

1. Diameter Sisi Masuk Discharge Nozzle (Did)

Kecepatan air masuk discharge nozzle sama dengan air yang meninggalkan volute, dan menurut persamaan kontinuitas adalah :

$$Q = V \cdot A \text{ (Church, 1986:9)}$$

dimana :

$$Q = \text{Kapasitas aliran air (0,025 m}^3/\text{det)}$$

$$V = \text{Kecepatan aliran keluar volute (6,47 m/det)}$$

$$A = \text{Luas penampang } (\pi/4 \cdot d^2)$$

sehingga :

$$\begin{aligned} \text{Did} &= \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{id}}} \\ &= \sqrt{\frac{4 \cdot 0,025}{3,14 \cdot 6,47}} \\ &= 0,07014 \text{ m} \end{aligned}$$

2. Diameter Sisi Keluar Discharge Nozzle (Dod)

Diameter sisi keluar discharge nozzle dibuat sama dengan diameter pipa tekan, yaitu sebesar 3" atau 76,2 mm.

3. Panjang Discharge Nozzle (Ld)

Panjang discharge nozzle dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$L_d = \frac{D_{od} - D_{id}}{2 \cdot \operatorname{tg} \theta / 2}$$

dimana :

θ = Sudut pembesaran discharge nozzle dengan batasan m maksimum 10° (Church, 1986:120)

dalam perencanaan ini diambil :

$$\begin{aligned} L_d &= \frac{76,2 - 70,14}{2 \cdot \operatorname{tg} 2 / 2} \\ &= 174,138 \text{ mm} \end{aligned}$$

Bentuk dan ukuran volute casing dan discharge nozzle hasil perhitungan dapat dilihat pada gambar berikut :

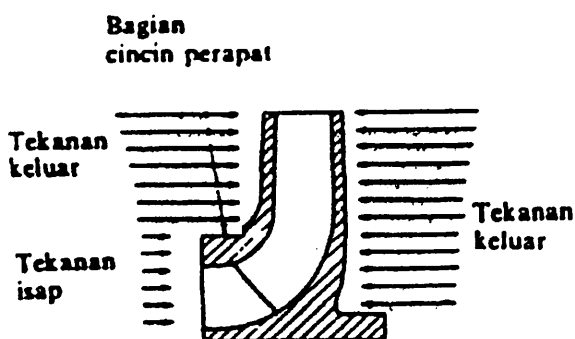
BAB VI

GAYA AKSIAL DAN ALAT PENGIMBANG

Pada pompa hisapan tunggal, fluida masuk dari satu sisi impeler. Tekanan yang bekerja pada masing-masing sisi impeler ini tidak sama, sehingga akan timbul gaya aksial ke arah sisi hisap. Untuk menahan gaya aksial yang terjadi tersebut diperlukan alat pengimbang.

A. Gaya Aksial

Gaya aksial terjadi karena adanya perbedaan tekanan antara fluida yang berada di depan impeler (sisi masuk) dengan fluida yang berada di belakang impeler. Adapun perbedaan tekanan tersebut disebabkan karena luas permukaan front shroud dan back shroud tidak sama, sehingga gaya yang ditimbulkan oleh tekanan fluida juga tidak sama, akibatnya gaya yang tak terimbangi tersebut akan menekan impeler ke arah sisi hisap. Gaya inilah yang dinamakan dorongan aksial.



Gambar 6.1 Gaya aksial pada impeler (Sumber : Sularso & Tahara, 1987)

B. Perhitungan Gaya Aksial

Pada pompa centrifugal bertingkat (multy stage) besarnya gaya aksial merupakan penjumlahan dari gaya-gaya aksial yang timbul pada masing-masing impelemya. Untuk menentukan besarnya gaya aksial yang terjadi dapat dihitung dengan persamaan-persamaan berikut :

1. Perbedaan Tekanan ($P_t - P_o$)

Untuk menentukan besarnya perbedaan tekanan dapat digunakan persamaan :

$$P_t - P_o = \frac{3}{4} \cdot \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 \cdot g} \cdot \gamma \text{ (Church, 1986:156)}$$

dimana :

P_t = Tekanan fluida di belakang impeler

P_o = Tekanan fluida di depan impeler

U_1 = Kecepatan keliling pada sisi masuk impeler, diketahui sebesar 8,852 m/det

g = Kecepatan gravitasi sebesar 9,81 m/det²

γ = Berat jenis air pada temperatur 20⁰C sebesar 999,8 kg/m³

sehingga :

$$\begin{aligned} P_t - P_o &= \frac{3}{4} \cdot \frac{22,13^2 - 8,852^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 999,8 \\ &= 15722,35 \text{ kg/m}^2 \\ &= 1,572235 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

2. Dorongan Akibat Tekanan (F_p)

Dorongan akibat tekanan dapat ditentukan dengan persamaan berikut :

$$F_p = (P_t - P_o) \cdot \pi/4 \cdot (D_o^2 - D_h^2) \text{ (Church, 1986:156)}$$

dimana :

D_o = Diameter mata impeler sebesar 11,7 cm

D_h = Diameter hubungan impeler sebesar 6,5 cm.

sehingga :

$$\begin{aligned} F_p &= 1,572235 \cdot \pi/4 \cdot (11,7^2 - 6,5^2) \\ &= 116,864 \text{ kg} \end{aligned}$$

3. Gaya Aksial akibat Perubahan Momentum (F_m)

Besarnya gaya ini dapat ditentukan dengan persamaan :

$$F_m = \frac{W}{g} \cdot V_o \text{ (Church, 1986:156)}$$

dimana :

W = Berat fluida yang mengalir dari sisi hisap dapat ditentukan dengan

rumus :

$$\begin{aligned} W &= Q_t \cdot \rho \\ &= 0,02625 \cdot 999,8 \\ &= 26,245 \text{ kg/det} \end{aligned}$$

g = Percepatan gravitasi (9,81 m/det²)

V_o = Kecepatan air masuk mata impeler diketahui sebesar 3,5 m/det.

sehingga :

$$F_m = \frac{26,245}{9,81} \cdot 3,5$$

$$= 9,36 \text{ kg}$$

Gaya aksial akibat perubahan momentum ini arahnya berlawanan dengan dorongan akibat tekanan, sehingga gaya aksial yang terjadi untuk pompa jenis multy stage untuk empat tingkat adalah :

$$F_{\text{aksial}} = 4 \times (F_p - F_m)$$

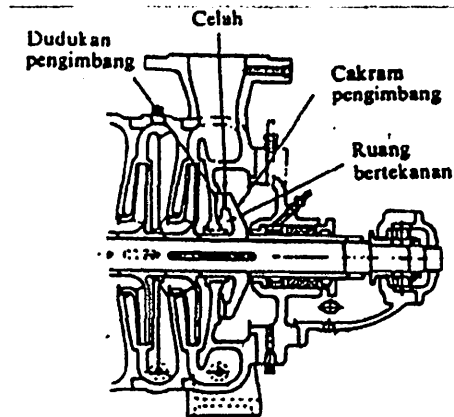
$$= 4 \times (116,864 - 9,36)$$

$$= 430 \text{ kg}$$

Gaya aksial ini berusaha menekan dan menggeser impeler serta porosnya ke arah sisi hisap sehingga diperlukan alat pengimbang.

C. Alat Pengimbang

Agar pompa dalam kerjanya tetap dalam keadaan seimbang dari pengaruh dorongan aksial, maka diperlukan alat pengimbang. Dalam perencanaan ini digunakan alat pengimbang balancing disc atau cakram pengimbang, dan ditempatkan pada tingkat terakhir dengan diikat pasak pada poros pompa.



Gambar 6.2 Kedudukan balancing disc terhadap impeler (Sumber : Sularso & Tahara, 1987:88)

Tekanan dalam ruang penyeimbang (P_b) merupakan jumlah antara tinggi hisap atau elevasi (permukaan fluida yang dihisap dengan pompanya) yaitu sebesar 4 mka dari head kerugian sepanjang saluran hisap (h_s) sebesar 2.,0963 mka.

Dengan demikian besar tekanan di dalam ruang pengimbang dapat ditentukan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 P_b &= H_z + (-h_s) \\
 &= 4 + (-2,0963) \\
 &= 1,9037 \text{ mka} \\
 &= 0,19037 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

Discharge pressure yang diperhitungkan pada permukaan balancing disc di belakang shroud (P_d) adalah hasil penjumlahan antara head total yang dibangkitkan pompa dengan head akibat tekanan dalam ruang pengimbang, sehingga discharge pressure dapat ditentukan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 Pd &= H + Pb \\
 &= 100 + 1,9037 \\
 &= 101,9037 \text{ mka} \\
 &= 10,19037 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

Untuk mengimbangi gaya aksial yang terjadi, maka dibutuhkan ukuran balancing disc yang cukup agar tekanan yang bekerja pada permukaan balancing disc dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut :

$$Fa = Pd \cdot \pi/4 \cdot (Dd^2 - Dh^2) - Pb \cdot \pi/4 \cdot (Da^2 - Dh^2)$$

dimana :

Fa = Gaya aksial yang terjadi sebesar 430 kg

Pd = Discharge pressure yang diperhitungkan dalam balancing disc, diketahui sebesar 10,19037 kg/cm²

Dd = Diameter dalam disc

Dh = Diameter hubungan impeler diketahui sebesar 65 cm

Pb = Tekanan dalam ruang pengimbang sebesar 0,19037 kg/cm²

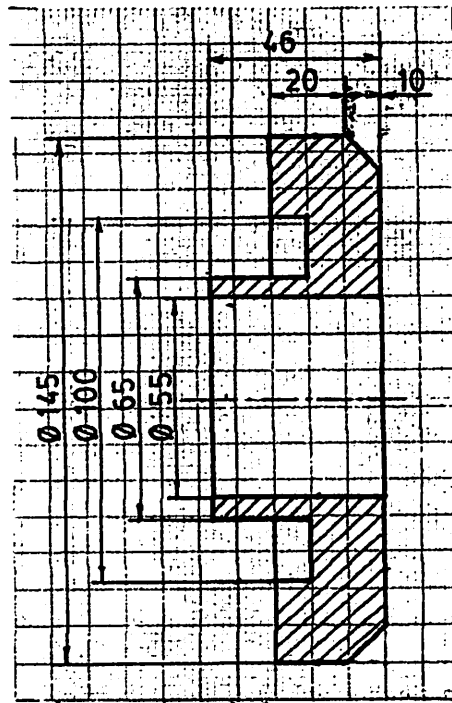
Da = Diameter balancing disc sebesar 14,5 cm

sehingga :

$$430 = 10,19037 \cdot \pi/4 \cdot (Dd^2 - 6,5) - 0,19037 \cdot \pi/4 \cdot (14,5^2 - 6,5^2)$$

$$\begin{aligned}
 Dd &= \sqrt{\frac{430 + 363,2665}{8,00349788}} \\
 &= 9,9556 \text{ cm} \\
 &= 10 \text{ cm (dibulatkan)}
 \end{aligned}$$

Dalam perencanaan ini alat pengimbang menggunakan cakram pengimbang (balancing disc). Dengan demikian gaya aksial akan dapat terimbangi oleh balancing disc, sehingga tidak diperlukan bantalan aksial pada poros.



Gambar 6.3 Ukuran cakram pengimbang yang direncanakan.

BAB VII

KAVITASI DAN TINGGI HISAP

Dalam perencanaan instalasi untuk sebuah pompa perlu diperhitungkan hal-hal yang akan menimbulkan kavitasi. Salah satu penyebab terjadinya kavitasi adalah peletakan tinggi hisap pompa.

Berikut ini akan diuraikan tentang kavitasi dan perhitungan tinggi hisap untuk menghindari terjadinya kavitasi tersebut.

A. Kavitasi

Kavitasi adalah gejala menguapnya zat cair yang sedang mengalir, karena tekanannya berkurang sampai di bawah tekanan uap jenuhnya (Sularso & Tahara, 1983:9).

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. Jika pompa dijalankan dalam keadaan kavitasi terus menerus dalam jangka waktu yang lama, maka permukaan dinding saluran di sekitar aliran yang berkavitasi akan mengalami kerusakan. Permukaan dinding akan termakan, sehingga menjadi berlubang-lubang, peristiwa ini disebut erosi kavitasi sebagai akibat dari tumbukan-tumbukan uap yang pecah pada dinding secara terus menerus. Dengan adanya kavitasi juga akan mengakibatkan menurunnya head,

kapasitas dan efisiensi pada pompa, selain itu arus fluida yang mengalir akan terputus-putus karena timbulnya uap.

Oleh karena itu, akibat yang ditimbulkan kavitasi sangat merugikan, maka perlu adanya pencegahan. Adapun pencegahan tersebut adalah sebagai berikut :

1. Ketinggian letak pompa terhadap permukaan zat cair yang dihisap harus dibuat serendah mungkin.
2. Temperatur zat cair yang dipompa harus serendah mungkin, karena tekanan uap akan menurunkan tinggi pengangkatan yang tersedia.
3. Kecepatan cairan pada saluran hisap haruslah dibuat serendah mungkin dan belokan tajam sedapat mungkin dihindari, agar kerugian gesek dan turbulensi tidak terlalu besar.
4. Permukaan impeler diusahakan sehalus mungkin terutama pada bagian-bagian dekat sisi masuk.
5. Sudu diusahakan mencukupi jumlahnya, agar diperoleh pengarahan aliran yang baik.
6. Menghindari agar tekanan (statis) tidak menjadi lebih rendah dari tekanan uap jenuh zat cair.

B. Tinggi Hisap

Untuk menghindari terjadinya kavitasi, salah satunya adalah menempatkan tinggi letak pompa sedemikian rupa sehingga tekanan hisap tidak akan lebih rendah dari tekanan uap jenuh fluida yang dipompa. Oleh sebab itu tinggi hisap harus

diperhitungkan terhadap terjadinya kavitasi untuk menghindari kavitasi terhadap pompa yang sedang bekerja.

Dengan adanya hal tersebut di atas, maka untuk mencapai harga head hisap positif netto (NPSH) yang tersedia harus lebih dari NPDH yang diperlukan (Sularso & Tahara, 1985:44).

NPSH yang tersedia dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut :

$$H_{sv} = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - h_{ls} \text{ (Sularso \& Tahara, 1985:44)}$$

dimana :

H_{sv} = NPSH yang tersedia (m)

P_a = Tekanan mutlak di permukaan zat cair yang dihisap (kg/m^2)

P_v = Tekanan uap jenuh (kg/m^2)

h_s = Head hisap statis (m)

h_{ls} = Kerugian head pada pipa hisap (m)

= Berat zat cair per satuan volume (kg/m^2)

Dalam perencanaan ini temperatur kerja fluida adalah 20°C dengan tekanan atmosfer (P_a) = 10326 kg/m^2 . Lubang hisap pompa 4 meter di atas permukaan air yang dipompa. Kerugian head pada pipa hisap sebesar 2,0963. Tekanan uap jenuh (P_v) pada temperatur fluida 20°C adalah $238,3 \text{ kg/m}^2$ (Sularso & Suga, 1983:24). Berat jenis zat cair sebesar $998,3 \text{ kg/m}^3$

sehingga :

$$\begin{aligned} H_{sv} &= \frac{10326}{998,3} - \frac{238,3}{998,3} - 4 - 2,0963 \\ &= 4,008 \text{ m} \end{aligned}$$

Untuk menentukan NPSH yang diperlukan dapat dicari dengan rumus :

$$H_{svN} = \partial \cdot H_n \text{ (Sularso \& Tahara, 1985:46)}$$

dimana :

$$H_{svN} = \text{NPSH yang diperlukan (m)}$$

$$\partial = \text{Koefisien kavitasi Thoma, dapat dicari dengan rumus :}$$

$$\partial = \left(\frac{ns}{S} \right)^{3/4} \text{ (Church, 1986:81)}$$

$$ns = \text{Kecepatan spesifik tiap tingkat} = 74,589 \text{ rpm}$$

$$S = \text{Kecepatan spesifik section, untuk pompa hisapan tunggal}$$

$$S = 5500 - 7500 \text{ rpm (Church, 1986:83), dalam perencanaan ini diambil 6000 rpm, jadi}$$

$$= \left(\frac{74,589}{6000} \right)^{3/4} = 0,0372$$

$$H_n = \text{Head pada tiap tingkat sebesar 25 meter, jadi :}$$

$$H_{svN} = 0,0372 \cdot 25$$

$$= 0,931 \text{ meter}$$

Dari hasil perhitungan di atas, ternyata NPSH yang tersedia lebih besar dari NPSH yang diperlukan, dengan demikian tinggi hisap pompa sudah memenuhi syarat.

C. Tinggi Letak Maksimum Pompa

Tinggi letak maksimum pompa perlu diperhitungkan untuk menghindari terjadinya kavitasi, dapat ditentukan dengan rumus berikut :

$$Z_s \text{ maks} = \frac{P_a}{\rho} - \left(\frac{P_v}{\rho} + \frac{C_e^2}{2 \cdot g} + h_{th} \right) \text{ meter (Khetagurov, -:212)}$$

dimana :

Z_s = Tinggi hisap statis maksimum

P_a = Tekanan atmosfer sebesar 10332 kgf/m²

P_v = Tekanan uap sebesar 238,3 kg/m²

= Berat jenis zat cair sebesar 998,3 kg/m²

C_e = Kecepatan air pada sisi hisap sebesar 3,0836 m/det

g = Kecepatan gravitasi 9,81 m/det

h_{th} = Head kerugian pada saluran hisap sebesar 2,0963 m

sehingga :

$$\begin{aligned} Z_s \text{ maks} &= \frac{10332}{998,3} - \left(\frac{238,3}{998,3} + \frac{(3,0836)^2}{2 \cdot 9,81} + 2,0963 \right) \\ &= 10,3495 - 2,8196 \\ &= 7,529 \text{ m} \end{aligned}$$

Dari perhitungan di atas tinggi letak maksimum pompa terhadap kavitasi ternyata lebih besar dari instalasi yang direncanakan (4 m), dengan demikian pompa tersebut telah memenuhi syarat.

BAB VIII

PEMERIKSAAN KEKUATAN

Pemeriksaan kekuatan dimaksudkan untuk memeriksa kekuatan bahan yang dipakai agar bahan tersebut mampu menahan beban atau tegangan-tegangan yang terjadi dalam operasinya.

Dalam bab ini akan diperhitungkan kekuatan impeler dan poros untuk pompa yang direncanakan.

A. Kekuatan Impeler

Perhitungan kekuatan impeler digunakan untuk mengetahui atau memeriksa bahan yang digunakan terhadap tegangan-tegangan yang terjadi. Tegangan ini ditimbulkan oleh gaya centrifugal akibat putaran impeler itu sendiri. Tegangan-tegangan yang timbul tersebut adalah tegangan tangensial, tegangan radial dan tegangan aksial.

Untuk perhitungan kekuatan impeler harus direncanakan pada putaran lebih yaitu 25% dari putaran kerjanya (Church, 1986:250). Putaran impeler pada putaran lebih adalah :

$$\begin{aligned}n' &= n \cdot (1 + 25\%) \\ &= 1445 \cdot 1,25 \\ &= 1806,25 \text{ rpm}\end{aligned}$$

Maksud dari pemberian putaran lebih ini adalah untuk memberikan jaminan keamanan yang lebih besar.

1. Bahan Impeler

Bahan impeler yang dipilih dalam perencanaan ini adalah Brons SAE 64 dengan komposisi kimia Cu (80%), Pb (10%) dan Su (10%). Kekuatan tarik bahan sebesar 2500 psi atau $1757,8 \text{ kg/cm}^2$ dan tegangan tarik bahan sebesar 1200 psi atau $843,6 \text{ kg/cm}^2$ (Spotts, 1985:714). Brons mempunyai berat jenis (ρ) = 0,308 lb/inci dan perbandingan poissons (...) = 0,35 (Church, 1986:282).

2. Berat Sudu

Berat sudu dapat dihitung secara pendekatan dengan membagi sudu menjadi beberapa bagian yang konsentris. Untuk lebih sistematis jika hasil perhitungan dibuat tabel, adapun perhitungan berat sudu meliputi :

a. Tebal Sudu Arah Melintang (t_v)

Tebal sudu arah melintang dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut :

$$t_v = \frac{t}{\sin \beta^0} \quad (\text{Church, 1986:282})$$

dimana :

t_v = Tebal sudu arah melintang (cm)

t = Tebal rata-rata sudu yang diambil (cm)

β^0 = Sudut sudu rata-rata yang diambil

b. Luas Penampang Sudu (A)

Luas penampang sudu dapat dihitung dengan rumus :

$$A = b \cdot L$$

dimana :

A = Luas penampang sudu

b = Lebar laluan sudu rata-rata yang diambil (cm²)

L = Panjang tiap segmen sudu pada arah radial yaitu : $L = R_b - R_a$

R_a = Jari-jari dalam sudu tiap segmen

R_b = Jari-jari luar sudu tiap segmen

c. Volume Sudu Tiap Segmen (V_s)

Volume sudu tiap segmen dapat ditentukan dengan persamaan :

$$V_s = A \cdot t_v$$

dimana :

V_s = Volume sudu tiap segmen (kg)

A = Luas penampang sudu pada segmen yang diambil (cm²)

t_v = Tebal sudu arah melintang (cm)

d. Berat Sudu Tiap segmen (W_s)

Berat sudu tiap segmen dapat ditentukan dengan rumus :

$$W_s = \rho \cdot V_s \text{ (kg)}$$

dimana :

W_s = Berat sudu tiap segmen (kg)

$$\rho = \text{Berat jenis bahan sudu (= 0,00852 kg/cm}^3\text{)}$$

e. Kecepatan Keliling Pada Tiap Titik Berat Bagian sudu Impeler (U')

Kecepatan keliling pada tiap titik berat bagian sudu impeler dapat dihitung dengan rumus :

$$\begin{aligned} U' &= \frac{\pi D \cdot n'}{60} \\ &= \frac{3,14 \cdot 2R \cdot 1806,25}{60} \\ &= 189,1500 \cdot R \text{ cm/det} \end{aligned}$$

f. Gaya Centrifugal yang bekerja pada Sudu (F_c)

Gaya centrifugal yang bekerja pada sudu dapat ditentukan dengan rumus ;

$$F_c = \frac{W_s \cdot U'^2}{g \cdot R} \cdot z \quad (\text{Church, 1986:282})$$

Untuk jumlah sudu (z) = 7 buah, maka gaya centrifugal yang timbul tiap radius adalah :

$$\begin{aligned} F_c &= \frac{0,008524 \cdot V_s \cdot (189,1500)^2 \cdot R^2}{9,81 \cdot R} \cdot 7 \\ &= 2,176 \cdot V_s \cdot R \text{ (kg)} \end{aligned}$$

dimana :

$$R = \frac{R_1 + R_a}{2}$$

Hasil-hasil dari perhitungan dengan persamaan di atas dibuat pada tabel 8.1

berikut :

Tabel 8.1 Penentuan Berat sudu dan Gaya Centrifugal pada setiap segmen

Ring	R (cm)	Segmen	L (cm)	b (cm)	β°	Sin	A(cm ²)	t(cm)	tv9cm	Vs(cm ³)	W9kg)	fe9kg)
1	5,85	11	1,1	2,042	23,71	0,402	2,246	0,319	0,793	1,781	0,0152	24,803
a	6,95	2	1,09	1,885	24,42	0,413	2,064	0,338	0,818	1,688	0,0144	27,539
b	8,045	3	1,095	1,729	24,99	0,422	1,893	0,356	0,844	1,598	0,0136	29,878
c	9,14	4	1,1	1,573	25,905	0,437	1,730	0,375	0,858	1,484	0,0126	31,291
d	10,24	5	1,1	1,417	26,815	0,451	1,559	0,394	0,874	1,363	0,0116	32,002
e	11,34	6	1,09	1,260	27,725	0,465	1,374	0,412	0,886	1,217	0,0104	31,474
f	12,43	7	1,1	1,104	28,665	0,479	1,214	0,431	0,899	1,091	0,0093	30,815
g	13,53	8	1,09	0,948	29,575	0,493	1,038	0,45	0,913	0,948	0,0081	29,040
2	14,625											
										$\Sigma_v = 11,17$	$\Sigma_w = 0,0952$	

Dari hasil perhitungan yang ditabelkan diperoleh bahwa : volume satu buah sudu (ΣV_s) = 11,17 cm³, untuk tujuh buah sudu (V_s total) = 78,19 cm³ dan berat satu buah sudu (ΣW_s) = 0,0952 kg, untuk tujuh buah sudu (W_s total) = 0,6664 kg.

3. Berat Back Shroud dan Front Shroud

Berat back shroud dan front shroud dapat ditentukan dengan membagi shroud menjadi beberapa bagian segmen dan tiap-tiap segmen ditentukan jari-jarinya.

Untuk lebih sistematis dilakukan perhitungan dengan persamaan berikut, yang hasilnya ditabulasikan dalam bentuk tabel (tabel 8.2).

Volume shroud pada tiap segmen dapat dihitung dengan rumus :

$$V_{sh} = t_{sh} \cdot \pi \cdot (R_2^2 - R_1^2)$$

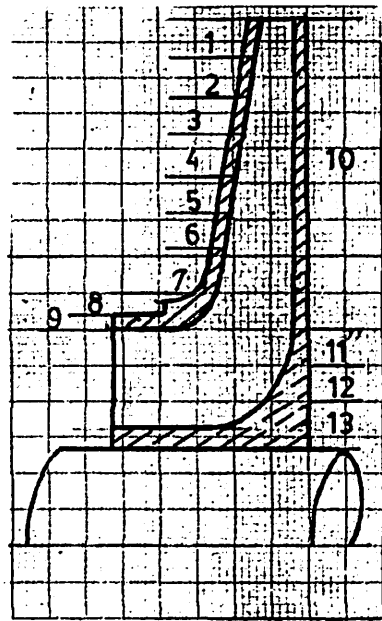
dimana :

V_{sh} = Volume shroud pada tiap segmen (cm^3)

t_{sh} = Tebal shroud pada segmen yang dihitung (cm)

R_2 = Jari-jari terluar dari segmen shroud (cm)

R_1 = Jari-jari dalam dari segmen shroud (cm)



Gambar 8.1 Pembagian Segmen Shroud

Contoh untuk menghitung volume shroud selanjutnya adalah sebagai berikut :

Untuk volume front shroud pada segmen 1, harga R_1 , R_2 dan t_{sh} diperoleh dari gambar 8.1 yaitu, $R_1 = 13,53$ cm, $R_2 = 14,625$ cm dan $t_{sh} = 0,3$ cm

sehingga :

$$\begin{aligned} V_{fsh} &= 0,3 \cdot \pi \cdot (14,625^2 - 13,53^2) \\ &= 29,056 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

Untuk volume back shroud perhitungannya dimulai dari segmen 10, diperoleh R1 = 5,85 cm, R2 = 14,625 cm dan tbsh = 0,3, sehingga :

$$\begin{aligned} V_{bsh} &= 0,3 \cdot \pi \cdot (14,625^2 - 5,35^2) \\ &= 169,333 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

Tabel 8.2 Volume Front Shroud dan Back Shroud

Front Shroud					Back Shroud				
Segmen	tfsh (cm)	R1 (cm)	R2 (cm)	V (cm ³)	Segmen	tbsh (cm)	R1 (cm)	R2 (cm)	V (cm ³)
1	0,3	13,53	14,625	29,056	10	0,3	5,85	14,625	169,33
2	0,3	12,43	13,53	26,913	11	0,4	4,85	5,85	13,446
3	0,3	11,34	12,43	24,419	12	0,8	3,85	4,85	21,865
4	0,3	10,24	11,34	22,372	13	1,8	3,05	3,85	31,215
5	0,3	9,14	10,24	20,092	14	5,3	2,75	3,05	28,972
6	0,4	8,04	9,14	23,748					
7	0,5	6,95	8,04	25,665					
8	0,6	6,25	6,25	17,417					
9	2,4	5,85	6,25	36,493					
Vfsh = 226,175 cm ³					Vbsh = 264,828 cm ³				

Dari hasil perhitungan yang ditabelkan (tabel 8.2) maka volume shroud keseluruhan adalah :

$$\begin{aligned} V_{sh} &= V_{fsh} + V_{bsh} \\ &= 226,175 + 264,828 \\ &= 491,003 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

maka untuk berat shroud (Ws) secara keseluruhan adalah :

$$\begin{aligned} W_{sh} &= V_{sh} \cdot \rho \\ &= 491,003 \cdot 0,008524 \\ &= 4,1853 \text{ kg} \end{aligned}$$

4. Berat Impeler (Wi)

Berat impeler diperoleh dengan menjumlahkan berat sudu (Ws) dengan berat shroud (Wsh) secara keseluruhan, sehingga didapat :

$$\begin{aligned} W_i &= W_s + W_{sh} \\ &= 0,6664 + 4,1853 \\ &= 4,8517 \text{ kg} \end{aligned}$$

5. Tegangan Radial pada Shroud

Tegangan radial pada shroud ditentukan oleh tegangan radial tambahan dan tegangan radial karena berat sudu-sudu.

$$\dots R \text{ total} = \dots$$

dimana :

$$\dots R \text{ total} = \text{Tegangan radial total pada shroud (kg)}$$

$$\dots R' = \text{Tegangan radial tambahan (kg)}$$

$$\dots R = \text{Tegangan radial karena berat sudu (kg)}$$

a. Tegangan Radial Tambahan(...R')

Untuk menghitung tegangan radial tambahan dipakai rumus :

$$\dots R' = \frac{z \cdot F_c}{\pi \cdot t_{sh} \cdot D} \quad (\text{Church, 1986:280})$$

dimana :

$$z = \text{Jumlah sudu (= 7 buah)}$$

$$F_c = \text{Gaya centrifugal pada tiap segmen sudu impeler}$$

tsh = Tebal shroud impeler pada jari-jari terluar (0,3 cm)

D = Diameter cincin terluar (29,25 cm)

sehingga tegangan radial tambahan pada segmen front shroud 1 adalah :

$$\begin{aligned} \dots R'1 &= \frac{7 \cdot 29,048}{\pi \cdot 0,3 \cdot 29,25} \\ &= 7,376 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

b. Tegangan Radial Karena Berat Sudu (...R')

Untuk menghitung tegangan radial karena berat sudu menggunakan rumus :

$$\dots R'1 = \frac{\partial \cdot W^2}{g} \cdot \frac{3 + \dots}{8} \cdot \left(a^2 + b^2 - r^2 - \frac{a^2 \cdot b^2}{r^2} \right)$$

(Thimoshenko, 1964:216)

dimana :

R = Tegangan radial karena berat sudu (kg/cm²)

∂ = Berat jenis bahan impeler (0,008524 kg/cm³)

w = Kecepatan sudut pada putaran lebih

$$\frac{2 \cdot \pi \cdot n'}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1806,25}{60} = 189,15 \text{ rad/det}$$

g = Percepatan gravitasi (981 cm/det²)

.... = Perbandingan poissons (0,35)

a = Jari-jari dalam shroud

Front shroud = 5,85 cm

Back shroud = 2,75 cm

Tabel 8.4 Tegangan Radial dan Tegangan Tangensial Pada Back Shroud

Segmen	R (cm)	R _{ave} (cm)	t _{sh} (cm)	A (cm ²)	F _{c . z} (kg)	r ² (kg/cm ²)	r (kg/cm ²)	r _{tpt} (kg/cm ²)	t (kg/cm ²)
10	14,62	14,075	0,3	26,531	203,336	7,376	1,9764	9,3524	14,1100
10	13,53	12,98	0,3	24,467	215,705	7,825	5,6461	13,4711	16,6569
10	12,43	11,885	0,3	22,402	220,318	7,992	8,9496	16,9416	19,0668
10	11,34	10,79	0,3	20,339	224,014	8,126	11,8639	19,9899	21,3626
10	10,24	9,69	0,3	18,265	219,037	7,945	14,3626	22,3075	23,5912
10	9,14	8,59	0,3	16,192	209,146	7,587	16,3692	23,9562	25,8042
10	8,04	7,495	0,3	14,128	192,773	6,993	17,7673	24,7603	28,1020
10	6,95	6,6	0,3	12,441	164,045	5,951	18,3239	24,2749	30,1925
10	6,25	6,05	0,3	11,404	173,621	6,275	18,3108	24,5858	31,6656
11	5,85	5,35	0,4	13,446	-	-	17,7456	17,7456	33,9052
12	4,85	4,35	0,8	21,865	-	-	15,2372	15,2372	38,4492
13	3,85	3,45	1,8	39,018	-	-	9,5878	9,5878	45,5717
14	3,05	2,9	5,3	96,572	-	-	2,6956	2,6956	53,1967
	2,75								

Dari hasil perhitungan yang ditabulasikan (tabel 8.3) diperoleh bahwa tegangan terbesar terjadi pada front shroud yaitu terjadi pada tegangan tangensial yang besarnya 55,4169 terletak pada jari-jari 6,15 cm, sedangkan tegangan yang ijin untuk bahan impeler (brons SAE 64) adalah :

$$= 1/3 \cdot \text{Yield Point (Church, 1986:281)}$$

$$= 1/3 \cdot 843,6$$

$$= 281,2 \text{ kg/cm}^2$$

Dengan demikian tegangan yang terjadi (...maks) ternyata masih jauh lebih kecil dari pada tegangan ijin bahan, sehingga bahan dan ukuran impeler aman untuk digunakan.

$$= 1/3 \cdot 843,6$$

$$= 281,2 \text{ kg/cm}^2$$

Dengan demikian tegangan yang terjadi (...maks) ternyata masih jauh lebih kecil dari pada tegangan ijin bahan, sehingga bahan dan ukuran impeler aman untuk digunakan.

B. Pemeriksaan Kekuatan Poros

Pemilihan bahan-bahan dan penentuan ukuran poros harus memenuhi syarat konstruksi dan dapat menjamin kekuatannya sehingga aman pada waktu dioperasikan. Adapun pemeriksaan poros meliputi : kekuatan poros terhadap tegangan-tegangan yang diakibatkan gaya dari luar, kekuatan poros akibat adanya momen puntir, momen lentur dan defleksi serta pertimbangan terhadap putaran kritis.

1. Tegangan pada poros

Gaya dari luar yang menyebabkan tegangan pada poros antara lain : momen puntir, gaya aksial, berat shroud, berat impeler, berat alat pengimbang, berat kopling, berat selongsong poros dan berat poros.

Penentuan gaya luar yang terjadi pada poros dapat diuraikan sebagai berikut :

a. Momen Puntir

Momen puntir yang bekerja pada poros sebesar $(T) = 26082,3 \text{ kgmm}$ (lihat bab III).

b. Gaya Aksial (F_a)

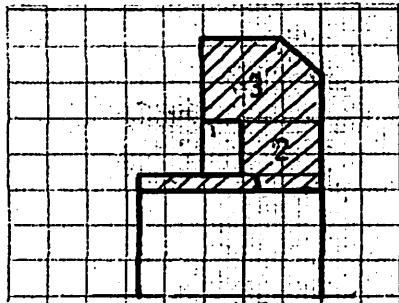
Gaya aksial yang terjadi pada poros pompa yang direncanakan 4 tingkat sebesar 430 kg (lihat bab VI).

c. Berat Impeler (W_i)

Dari hasil perhitungan di atas diperoleh berat impeler sebesar 5,8204 kg.

d. Berat Cakram Pengimbang (W_{bd})

Berat cakram pengimbang dapat dihitung dapat membagi cakram pengimbang menjadi bagian seperti pada gambar berikut :



Gambar 8.2 Pembagian Segmen Balancing Disc

Untuk menghitung volume cakram pengimbang dapat digunakan rumus :

$$V_{bd} = \pi \cdot (R_b^2 - R_a^2) \cdot t_{bd}$$

dimana :

V_{bd} = Volume balancing disc tiap segmen (cm^3)

R_a = Jari-jari sisi dalam yang diambil (cm)

R_b = Jari-jari sisi luar yang diambil (cm)

t_{bd} = Tebal balancing disc yang ditinjau (cm)

Hasil perhitungan selengkapnya dengan menggunakan rumus di atas dapat ditabulasikan seperti pada tabel 8.5 di bawah ini :

Tabel 8.5 Volume cakram pengimbang tiap segmen

Segmen	R (cm)	$Rb^2 - Ra^2$ (cm)	tbd (cm)	Vbd (cm ³)
1	2,75	3	4,6	43,35397
2	3,25	14,4375	2,0	90,7135
3	5,0 7,25	27,5625	3,0	259,770
				= 393,8379

Untuk menghitung berat cakram pengimbang digunakan rumus :

$$Wbd = Vbd \cdot \rho$$

dimana :

$$Wbd = \text{Berat cakram pengimbang (kg)}$$

$$Vbd = \text{Volume cakram pengimbang (393,8379 cm}^3\text{)}$$

$$\rho = \text{Berat jenis cakram pengimbang, bahan yang dipakai untuk cakram pengimbang direncanakan dari bahan baja cor (SC42) yang memiliki berat jenis 0,00783 kg/cm}^3$$

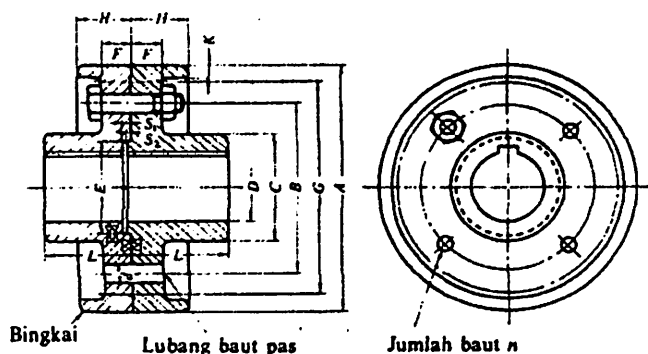
sehingga :

$$Wbd = 393,8379 \cdot 0,00783$$

$$= 3,08375 \text{ kg}$$

e. Berat Kopling

Dalam perencanaan ini dipakai kopling jenis “kopling flens kaku” (JIS B 1451 – 1962). Ukuran dari kopling disesuaikan dengan diameter poros tempat pemasangan kopling. Ukuran kopling yang direncanakan diperoleh ukuran sebagai berikut :



Gambar 8.3 Ukuran kopling (Sumber : Sularso & Suga, 1983:31)

A = 16,0 cm	B = 11,2 cm	n = 4 buah
G = 14,0 cm	F = 2,0 cm	d = 1,4 cm
L = 5,6 cm	H = 3,55 cm	(Sularso & Suga, 1983:31)
C = 8,0 cm	K = 0,6 cm	

Berdasarkan ukuran di atas, maka berat kopling dapat dihitung dengan persamaan :

$$W_k = \pi/4 \cdot ((A^2 - G^2) \cdot H + (G^2 - C^2) \cdot F + (C^2 - D^2) \cdot K) \cdot \rho$$

dimana :

$$\rho = \text{Berat jenis bahan kopling, dipilih baja cor dengan berat jenis } 0,00783 \text{ kg/cm}^3$$

sehingga :

$$\begin{aligned}
 W_k &= \pi/4 \cdot ((16^2 - 14^2) \cdot 3,55 + (14^2 - 8^2) \cdot 2 + (8^2 - 4^2) \cdot 6) \cdot 0,00783 \\
 &= 5,4324 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

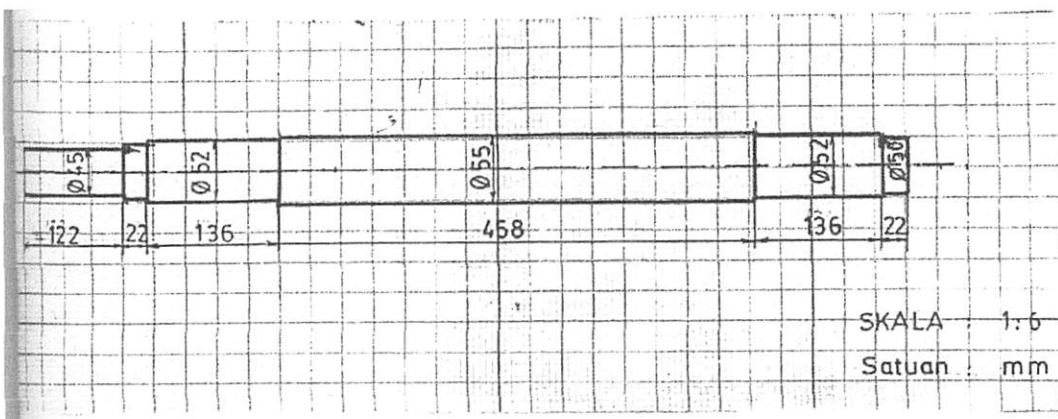
f. Berat Selongsong Poros (W_{sp})

Selongsong poros digunakan untuk melindungi poros dari fluida yang berasal dari kemungkinan kebocoran yang mengalir pada selongsong ini. Pemasangan selongsong poros diantara impeler satu dengan lainnya, dan pada masing-masing stuffing box, karena berat selongsong sangat kecil, maka dalam perencanaan ini perhitungan berat selongsong poros diabaikan.

g. Berat Poros (W_p)

Poros yang digunakan pada perencanaan ini adalah jenis poros bertingkat. Diameter dari tiap-tiap tingkat berlainan dan panjang poros dibagi menjadi beberapa bagian.

Ukuran dari poros yang direncanakan terlihat pada gambar 8.4 dibawah ini.



Gambar 8.4 Ukuran Poros yang direncanakan

Untuk menghitung berat dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut :

$$W_p = \pi/4 \cdot d^2 \cdot L$$

dimana :

d = Diameter poros tiap segmen (cm)

L = Panjang poros tiap segmen (cm)

ρ = Berat jenis bahan poros, pada perencanaan ini dipilih bahan baja khrom nikel molibden dengan berat jenis sebesar $0,00783 \text{ kg/cm}^3$

Hasil dari perhitungan berat poros dengan persamaan diatas selengkapnya dapat dilihat pada tabel 8.6 berikut ini :

Tabel 8.6 Berat Poros tiap-tiap segmen

Segmen	d (cm)	L (cm)	A (cm ²)	W (kg)
1	4,5	12,2	15,90	1,519
2	5,0	2,2	19,63	0,338
3	5,2	13,6	21,24	2,262
4	5,5	45,8	23,76	8,52
5	5,2	13,6	21,24	2,262
6	5,0	2,2	19,63	0,338
				= 15,23

Jadi berat poros yang direncanakan adalah seberat : 15,24 kg.

h. Momen Lentur Pada Poros (M)

Perhitungan momen lentur pada poros ditinjau dari masing-masing segmen dan masing-masing titik. Untuk menghitung momen lentur, terlebih dahulu harus menentukan besarnya reaksi di titik A (RA) dan titik B (RB).

Untuk dapat menghitung reaksi di titik A dan titik B dapat dilihat pada gambar di bawah ini, dengan memperhatikan gaya-gaya yang terjadi.

$$\begin{aligned} MA &= 0 \\ &= 5,432 \cdot 105 - 1,519 \cdot 72 + 0,338 \cdot 0 + 2,262 \cdot 79 + 6,825 \cdot 174 + 8,015 \cdot \\ &\quad 260 + 8,015 \cdot 378 + 8,015 \cdot 496 + 6,75 \cdot 580 + 2,1262 \cdot 673 + 0,338 \cdot 752 \\ &\quad - Rb \cdot 752 = 0 \\ Rb &= 20,85873 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dengan kesetimbangan gaya-gaya vertikal, maka R_b dapat dihitung dengan cara :

$$R_a + R_b = W$$

dimana :

R_a = Reaksi di bantalan A

R_b = Reaksi di bantalan B

W = Berat poros beserta bahan yang bekerja pada poros diketahui sebesar

$$49,771 \text{ kg}$$

sehingga :

$$R_a = 49,771 - 20,85873$$

$$= 28,91226 \text{ kg}$$

i. Momen Lentur Pada Masing-masing Titik

Momen lentur pada masing-masing titik pembebanan dapat dihitung sebagai

berikut :

1) Momen pada titik

$$M_C = 0$$

2) Momen pada titik D

$$M_D = 0$$

3) Momen pada titik E

$$M_E = -5,432 \cdot 33 = -179,256 \text{ kg mm}$$

4) Momen pada titik A

$$M_A = -5,432 \cdot 105 - 1,519 \cdot 72 = -679,728 \text{ kg mm}$$

5) Momen pada titik F

$$\begin{aligned} M_F &= -5,432 \cdot 184 - 1,519 \cdot 151 - 0,338 \cdot 79 + 28,91226 \cdot 79 \\ &= 1028,5095 \text{ kg mm} \end{aligned}$$

6) Momen pada titik G

$$\begin{aligned} M_G &= -5,432 \cdot 279 - 1,519 \cdot 246 - 0,338 \cdot 174 + 28,91226 \cdot 174 - 2,262 \cdot \\ &\quad 95 \\ &= 2867,829 \text{ kg mm} \end{aligned}$$

7) Momen pada titik H

$$\begin{aligned} M_H &= -5,432 \cdot 365 - 1,519 \cdot 332 - 0,338 \cdot 260 + 28,91226 \cdot 260 - 2,262 \cdot \\ &\quad 181 - 6,825 \cdot 86 \\ &= 3945,9476 \text{ kg mm} \end{aligned}$$

8) Momen pada titik I

$$\begin{aligned} M_I &= -5,432 \cdot 483 - 1,519 \cdot 450 - 0,338 \cdot 378 + 28,91226 \cdot 378 - 2,262 \cdot \\ &\quad 299 - 6,825 \cdot 322 - 8,015 \cdot 118 \\ &= 4479,45628 \text{ kg mm} \end{aligned}$$

9) Momen pada titik J

$$\begin{aligned} M_J &= -5,432 \cdot 601 - 1,519 \cdot 568 - 0,338 \cdot 496 + 28,91226 \cdot 496 - 2,262 \cdot \\ &\quad 417 - 6,825 \cdot 406 - 8,015 \cdot 236 - 8,015 \cdot 118 \\ &= 4067,19496 \text{ kg mm} \end{aligned}$$

10) Momen pada titik K

$$\begin{aligned} M_K &= -5,432 \cdot 685 - 1,519 \cdot 652 - 0,338 \cdot 580 + 28,91226 \cdot 580 - 2,262 \cdot \\ &\quad 501 - 6,825 \cdot 406 - 8,015 \cdot 320 - 8,015 \cdot 202 - 8,015 \cdot 84 \end{aligned}$$

$$= 3141,4738 \text{ kg mm}$$

11) Momen pada titik L

$$\begin{aligned} M_L &= -5,432 \cdot 778 - 1,519 \cdot 745 - 0,338 \cdot 673 + 28,91226 \cdot 673 - 2,262 \cdot \\ &594 - 6,825 \cdot 449 - 8,015 \cdot 413 - 8,015 \cdot 295 - 8,015 \cdot 177 - 6,750 \cdot \\ &93 \\ &= 1482,54798 \end{aligned}$$

12) Momen pada titik B

$$M_B = 0$$

13) Momen pada titik M

$$M_N = 0$$

j. Pemeriksaan Diameter Poros

Pemeriksaan diameter poros terhadap momen lentur maksimum dan momen puntir dapat ditentukan dengan persamaan :

$$D_s \dots \frac{5,1}{\dots a} \{ \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T)^2} \}^{1/3}$$

dimana :

D_s = Diameter poros yang mendapat momen lentur maksimum sebesar 55 mm

\dots = Tegangan geser bahan yang diijinkan sebesar 5 kg/mm²

K_m = Faktor koreksi momen lentur, untuk bahan dengan tumbukan ringan, harganya 1,2 – 2,0 (diambil 1,3)

M = Momen lentur maksimum yang bekerja pada poros sebesar 4479,45

K_t = Faktor koreksi momen puntir diketahui sebesar 1,4

T = Momen puntir yang bekerja pada poros = 26082,3 kg mm

sehingga :

$$55 \dots \left\{ \frac{5,1}{5} \sqrt{(1,3 \cdot 447,45)^2 + (1,4 \cdot 26082,3)^2} \right\}^{1/3}$$

$$55 \dots 33,425 \text{ mm}$$

Dengan demikian poros yang direncanakan aman terhadap momen lentur dan momen puntir yang terjadi.

k. Defleksi pada poros (Y)

Defleksi pada poros tiap titik dapat ditentukan secara grafis melalui persamaan luasan diagram defleksi sebagai berikut :

$$A = \frac{M}{I} \text{ ave} \cdot L$$

dimana :

A = Luasan diagram defleksi dari titik A dan B (kg/cm^2)

$\frac{M}{I} \text{ ave}$ $\frac{M}{I}$ rata-rata antara dua titik (kg/cm^3)

M = Momen lentur pada setiap titik (kg cm)

I = Momen inersia setiap titik yang diambil (cm^4)

$$= \pi/64 \cdot d^4$$

Hasil perhitungan dengan menggunakan persamaan diatas dapat dilihat pada tabel 8.7.

Tabel 8.7 Penentuan Harga I, M dan Luasan Diagram Defleksi pada tiap titik.

Titik	d (cm)	I (cm ⁴)	M (kg cm)	L (cm)	M/I (kg/cm ³)	M/lave.L
C	4,5	20,1289	0	2,8	0	0
D	4,5	20,1289	0	3,3	0	-1,4693
E	4,5	20,1289	-17,9256	6,1	-0,8905	-11,8569
I	4,5	20,1289	-60,327	-	-2,9970	-
I	5,0	30,6796	-60,327	1,1	1,9663	-0,1247
A	5,0	30,6796	-67,9728	1,1	-2,2157	-2,1018
2	5,0	30,6796	-44,187	-	-1,4403	-
2	5,2	35,8908	-44,187	6,8	-1,2311	5,5576
F	5,2	35,8908	102,8509	6,8	2,8657	31,9586
3	5,2	35,8908	234,507	-	6,5339	-
3	5,5	44,9180	234,507	2,7	5,2208	5,6673
G	5,5	44,9180	286,7829	8,6	6,3846	65,2284
H	5,5	44,9180	394,5948	11,8	8,7848	110,6681
I	5,5	44,9180	447,9456	11,8	9,9725	112,2605
J	5,5	44,9180	406,7195	8,4	9,0547	47,4037
K	5,5	44,9180	314,1474	2,5	6,9938	16,1826
4	5,5	44,9180	286,273	-	6,3732	-
4	5,2	35,8908	286,273	6,0	6,9762	36,3207
L	5,2	35,8908	148,2548	6,8	4,1307	16,1826
5	5,2	35,8908	22,573	-	0,6289	-
5	5,0	30,6769	22,573	1,1	0,7357	0,4046
B	5,0	30,6769	0	1,1	0	0
M	5,0	30,6769	0		0	

Untuk mengetahui besarnya defleksi, maka dapat dibuat diagram defleksi dengan bantuan lukisan kutub. Pada diagram defleksi dapat diukur besarnya defleksi pada setiap titik, yaitu dengan jalan mengukur besarnya jarak antara kurva defleksi pada setiap titik dengan garis memotong kedua bentuk pada kurva tersebut.

Harga defleksi sebenarnya didapat dari perkalian jarak yang telah diukur dengan skala defleksi (skala) dimana harga dapat dihitung dengan persamaan :

$$\text{Skala Y} = \frac{\text{Skala ruang} \cdot \text{Jarak kutub} \cdot \text{Skala luasan}}{\text{Modulus elastisitas bahan}}$$

(Church, 1986:291)

dimana :

$$\text{Skala ruang} = 1 \text{ cm} : 4 \text{ cm}$$

$$\text{Jarak kutub} = 5 \text{ cm}$$

$$\text{Skala luasan} = 1 \text{ cm} : 30 \text{ kg/cm}^3$$

$$\text{Modulus elastisitas bahan} = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

maka :

$$\text{Skala Y} = \frac{4 \cdot 5 \cdot 30}{2 \cdot 10^6}$$

Dari gambar 8.6 didapatkan bahwa defleksi terbesar terletak pada titik I yang besarnya 9,25 cm, sehingga defleksi sebenarnya adalah :

$$\begin{aligned} Y \text{ maks} &= 9,25 \cdot \frac{4 \cdot 5 \cdot 30}{2 \cdot 10^6} \\ &= 2,775 \cdot 10^{-3} \end{aligned}$$

Jadi lendutan maksimum pada poros tidak membahayakan profil poros, karena lendutan maksimum yang terjadi tidak melebihi lendutan yang diijinkan, yaitu 0,03 – 0,15 mm tiap satuan meter jarak bantalan (Sularso & Suga, 1985:19).

Jika dalam perencanaan ini jarak kedua bantalannya adalah 752 mm atau 0,752 m, maka batas yang diijinkan untuk lendutan poros menjadi 0,02256 – 0,1128.

Dengan demikian deflaksi (lendutan) maksimum pada poros dianggap tidak membahayakan profil poros, karena masih diantara harga batas yang diijinkan.

Tabel 8.8 Penentuan Harga W, Y, W.Y, W.Y².

Titik	W (kg)	Y (10 ⁻³ cm)	W.Y (10 ⁻³ kgcm)	W.Y ² (10 ⁻⁶ kgcm ²)
C	0	-0,59	0	0
D	5,432	-0,30	-1,629	-0,4888
E	1,519	-0,093	-1,184	-0,0130
A	0,338	0	0	0
F	2,262	0,300	1,629	0,4888
G	6,825	1,710	11,670	19,9570
H	8,015	2,595	20,798	53,9730
I	8,015	2,775	22,242	61,720
J	8,015	2,307	18,490	
K	6,750	1,68	11,340	
L	2,262	0,750	1,696	
B	0,338	0	0	
M	0	0,15	0	
			85,052	198,6168

I. Pemeriksaan Poros Terhadap Defleksi Puntiran (\emptyset)

Batasan terhadap ketahanan melawan momen puntir ini dinyatakan dengan besaran sudut tiap satuan panjang.

Harga batasan defleksi puntiran yang diperbolehkan untuk tiap meter panjang poros adalah 0,25 atau 0,30 derajat. (Sularso & Suga, 1983:18)

Adapun besarnya defleksi puntiran dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\emptyset = 584 \cdot \frac{T \cdot l}{G \cdot (ds)^4} \quad (\text{Sularso \& Suga, 1983:18})$$

dimana :

\emptyset = Defleksi puntiran pada poros (\emptyset^0)

T = Momen puntir pada poros diketahui sebesar 26082,3 kg mm

l = Jarak antara kedua bantalan sebesar 752 mm

G = Modulus geser bahan poros, untuk baja sebesar $8,3 \cdot 10^3 \text{ kg/mm}^3$

d_s = Diameter poros sebesar 55 mm

sehingga :

$$\begin{aligned}\emptyset &= 584 \cdot \frac{26082,3 \cdot 752}{8,3 \cdot 10^3 \cdot (55)^4} \\ &= 0,1508\end{aligned}$$

Dari perhitungan di atas diperoleh besarnya defleksi puntiran terjadi masih di bawah batasan yang diijinkan. Dengan demikian poros yang direncanakan aman dari defleksi puntiran yang terjadi.

m. Pemeriksaan Poros Terhadap Putaran Kritis

Apabila kecepatan putaran mesin secara perlahan-lahan bertambah besar, maka pada kecepatan tertentu poros akan bergetar sangat kuat. Pada kecepatan atau putaran yang menimbulkan getaran tersebut dinamakan putaran kritis. Bila suatu unit beroperasi di dekat atau pada kecepatan kritis ini, maka akan terjadi tegangan-tegangan yang tidak diinginkan dan akan menyebabkan terjadinya gesekan-gesekan pada bagian yang berputar. Untuk menghindari kerugian-kerugian tersebut, maka putaran kritis sangat penting untuk diperhitungkan pada poros yang direncanakan.

Adapun untuk menghitung putaran kritis yang terjadi pada poros yang direncanakan ini dapat ditentukan dengan persamaan-persamaan sebagai berikut :

$$N_c = 187,5 \sqrt{\frac{\sum W \cdot Y}{\sum W \cdot Y^2}} \quad (\text{Church, 1986:292})$$

$$\begin{aligned} &= 187,5 \sqrt{\frac{\Sigma 85,052 \cdot 10^{-3}}{\Sigma 198,6168 \cdot 10^{-6}}} \\ &= 3880,034 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Kecepatan operasi poros sedikitnya 20% dari harga kecepatan kritis, dengan kata lain poros yang direncanakan tidak beroperasi pada putaran 3104,027 rpm sampai 4656,041 rpm. Sedangkan putaran poros yang direncanakan pada perencanaan ini adalah 1445 rpm. Dengan demikian poros yang direncanakan aman dari putaran kritis.

BAB IX

BANTALAN DAN PASAK

Bantalan dan pasak merupakan bagian yang sangat penting dari setiap mesin. Semua mesin yang berporos dan berputar selalu menggunakan bantalan. Dan untuk mengikat bagian mesin yang ikut berputar dengan poros digunakan pasak.

A. Bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan tahan lama. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Jika bantalan tidak lagi berfungsi dengan baik maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak bekerja sebagaimana mestinya.

1. Klasifikasi bantalan

Menurut Sularso & Suga (1983) dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin adalah sebagai berikut :

a. Atas Dasar Gerakan Bantalan Terhadap Poros

1). Bantalan Luncur

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

2). Bantalan Gelinding

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding.

b. Atas Dasar Arah Beban Terhadap Poros

1). Bantalan Radial

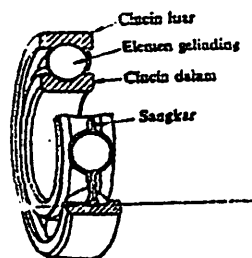
Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus pada sumbu poros.

2). Bantalan Gelinding Khusus

Bantalan ini memiliki arah beban yang sejajar dengan sumbu poros.

2. Pemilihan bantalan

Dalam perencanaan ini dipilih bantalan gelinding jenis radial yang mempunyai elemen gelinding yang terpasang diantara cincin luar dan cincin dalam.



Gambar 9.1 Bantalan Bola Radial Atur Dalam Baris Tunggal

(Sumber: Sularso & Suga, 1983:129)

Pemilihan bantalan jenis radial atas dasar pertimbangan sebagai berikut :

- a. Memiliki kemampuan menahan gaya radial dan sedikit gaya aksial. Pada perencanaan ini gaya aksial yang terjadi telah diimbangi oleh balancing disc, maka adanya gaya aksial yang terjadi kemungkinannya sangat kecil.

- b. Gesekan yang terjadi sangat kecil dibandingkan dengan bantalan jenis lain.
- c. Memasang dan mengganti bantalan dapat dilakukan dengan mudah.

Adapun ukuran bantalan yang dipilih berdasarkan diameter pompa tempat terpasangnya bantalan adalah sebagai berikut :

Nomor bantalan	=	6011
Diameter dalam (d)	=	55 mm
Diameter luar (D)	=	90 mm
Lebar (B)	=	20 mm
Jari-jari sudut (r)	=	2 mm
Kapasitas nominal dinamis spesifik (C)	=	2750 kg
Kapasitas nominal statis spesifik (Co)	=	2100 kg
Jenis	=	Terbuka

(Sularso & Sega, 1983:143)

3. Beban Ekuivalen Dinamis (Pr)

Beban ekuivalen dinamis adalah suatu beban yang besarnya sedemikian rupa sehingga memberikan unsur yang sama dengan umur yang diberikan oleh beban dan kondisi putaran sebenarnya. Beban tersebut dapat ditentukan dengan persamaan berikut :

$Pr =$ Beban ekuivalen dinamis

$X =$ Faktor beban radial, untuk baris tunggal = 0,56

$V =$ Faktor beban puntir pada cincin dalam = 1

$F_a = \text{Beban aksial} = 43 \text{ kg}$

= Faktor beban aksial, untuk harga $F_a/C_a = 0,02$ maka harga = 2,3

(Sularso & Suga, 1983:135)

$F_r = \text{Faktor beban radial yang diambil dari gaya radial terbesar yaitu}$

28,91226 kg

sehingga :

$P_r = 0,56 \cdot 1 \cdot 28,91226 + 2,3 \cdot 42$

= 115,091 kg

4. Umur Nominal Bantalan

Umur nominal bantalan dapat dihitung dengan persamaan :

$L_h = 500 \cdot f_h^3$ (Sularso & Suga, 1983:136)

dimana :

$L_h = \text{umur nominal bantalan}$

$F_h = \text{Faktor umur yang besarnya dapat dicari dengan rumus :}$

$f_h = f_h \cdot \frac{C}{P_r}$ (Sularso & Suga, 1983:136)

= $\left(\frac{33,3^{1/3}}{n}\right) \cdot \frac{2700}{115,091}$

= 6,668

sehingga :

$L_h = 500 \cdot 6,668^3$

= 148256,3956 jam

Karena adanya tuntutan kehandalan yang lebih tinggi dan adanya pertambahan umur yang disebabkan adanya perbaikan dalam mutu bahan, maka umur bantalan yang direncanakan menjadi :

$$L_n = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_h \quad (\text{Sularso \& Suga, 1983:135})$$

dimana :

a_1 = Faktor kehandalan, pada perencanaan ini diambil sebesar 95% maka harga $a_1 = 0,21$

a_2 = Faktor bahan, untuk bahan bantalan baja yang dicairkan secara terbuka harga $a_2 = 1$

a_3 = Faktor kerja, untuk kondisi kerja normal harga a_3 sebesar 1

sehingga :

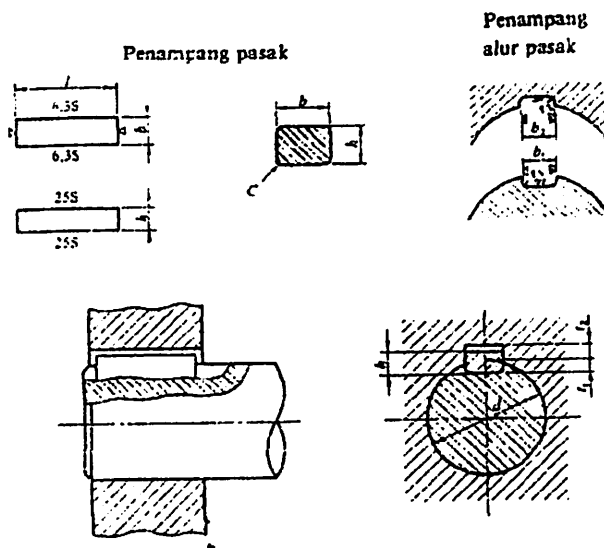
$$\begin{aligned} L_n &= 0,21 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 148256,3956 \\ &= 31133,8430 \text{ jam} \end{aligned}$$

Batasan umum untuk bantalan pompa yang dipakai secara terus menerus adalah 20000 – 30000 jam. Dengan demikian bantalan yang direncanakan dapat dipakai.

B. Pasak

Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin, dalam perencanaan ini pasak adalah digunakan untuk mengikat impeler, kopleng dan balancing disc pada poros. Pada perencanaan ini digunakan pasak benam yang bentuknya penampang segi empat. Bahan pasak dianjurkan

mempunyai kekuatan tarik lebih rendah dari kekuatan tarik poros, hal ini dimaksudkan agar pasak lebih dulu rusak dari pada poros atau nafnya.



Gambar 9.2 Ukuran Pasak dan Alur Pasak

(Sularso & Suga, 1983:10)

1. Pasak Untuk Impeler

Bahan dan ukuran serta perhitungan-perhitungan pada pasak yang direncanakan adalah sebagai berikut :

a. Bahan Pasak

Bahan pasak yang dipakai adalah dari bahan baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501) berlambang S 50 C dengan kekuatan tarik sebesar 62 kg/mm^2 .

b. Ukuran Pasak

Ukuran pasak ditentukan berdasarkan diameter poros. Lebar pasak sebaiknya berkisar 25-35% dari diameter poros dan panjangnya berkisar antara 0,75 – 1,5 dari diameter poros (Sularso & Suga, 1983:27).

Pada perencanaan ini dipakai pasak ukuran standar. Untuk poros berdiameter 55 mm diperoleh ukuran pasak sebagai berikut :

Lebar (b)	=	16 mm
Tinggi (h)	=	10 mm
Panjang (l)	=	50 mm
Tebal (t1)	=	6 mm
Tebal (t2)	=	4,3 mm
Ketirusan (c)	=	0,25 – 0,40 mm

(Sularso & Suga, 1983:10)

c. Tegangan Geser Yang Diijinkan (...ka)

Tegangan geser yang diijinkan dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\dots ka = \frac{b}{Sfk_1 \cdot Sfk_2}$$

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

b = Kekuatan tarik bahan pasak (62 kg/mm^2)

Sfk_1 = Faktor keamanan bahan (6)

$Sfk_2 =$ Faktor tumbukan ringan berkisar antara 1,5 – 3 diambil Sfk_2 sebesar 2

sehingga :

$$\begin{aligned} \dots ka &= \frac{62}{6 \cdot 2} \\ &= 5,167 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

d. Gaya Tangensial Pada Permukaan Poros (f)

Gaya tangensial pada permukaan dapat dihitung dengan persamaan :

$$F = \frac{T}{Ds/2} \text{ (Sularso \& Suga, 1983:25)}$$

dimana :

F = Gaya tangensial pada permukaan poros (kg)

T = Momen puntir rencana diketahui sebesar 26082,3 kg mm

Ds = Diameter poros sebesar 55 mm

sehingga :

$$\begin{aligned} F &= \frac{26082,3}{55/2} \\ &= 948,447 \text{ kg} \end{aligned}$$

e. Tegangan Geser Yang Bekerja Pada Pasak (...ka')

Tegangan geser yang bekerja pada pasak (ka') dapat dihitung dengan rumus :

$$\dots ka = \frac{F}{b \cdot l} \text{ (Sularso \& Suga, 1983:25)}$$

dimana :

ka' = Tegangan geser yang bekerja pada pasak (kg)

F = Gaya tangensial pada permukaan poros diketahui sebesar 948,447 kg

b = Lebar pasak sebesar 16 mm

l = Panjang pasak sebesar 50 mm

sehingga :

$$\begin{aligned} \dots ka' &= \frac{948.447}{16.50} \\ &= 1,1856 \text{ kg} \end{aligned}$$

f. Tekanan Permukaan (P)

Tekanan permukaan dapat dihitung dengan persamaan :

$$P = \frac{F}{l \cdot t_1}$$

dimana :

P = Tekanan permukaan (kg/mm²)

F = Gaya keliling (gaya tangensial) diketahui sebesar 948,447 kg

l = Panjang pasak sebesar 50 mm

t_1 = Kedalaman alur pada pasak sebesar 6 mm

sehingga :

$$P = \frac{948,447}{50.6}$$

$$= 3,1615 \text{ kg/mm}^2$$

2. Pasak Alat Pengimbang

Ukuran dan bahan dari pasak yang mengikat alat pengimbang pada poros dibuat sama dengan pasak untuk impeler. Karena diameter poros tempat alat pengimbang terpasang sama dengan diameter poros tempat impeler terpasang.

3. Pasak Kopling

Pasak pada kopling dipasangkan pada poros yang berdiameter 4,5 cm. Adapun perhitungan untuk pasak kopling adalah sebagai berikut :

a. Bahan Pasak

Bahan pasak untuk mengikat kopling pada poros dipilih bahan yang sama seperti pasak untuk impeler.

b. Ukuran Pasak

Berdasarkan diameter poros tempat kopling terpasang sebesar 4,5 mm, maka ukuran-ukuran pasak dapat ditentukan sebagai berikut :

Lebar (b)	=	14 mm
Tinggi (h)	=	9 mm
Panjang (l)	=	50 mm
Tebal (t_1)	=	5,5 mm
Tebal (t_2)	=	3,8 mm
Jari-jari filet (c)	=	0,4 – 0,6 mm

(Sularso & Suga, 1983:10)

c. Tegangan Geser Yang Diijinkan (...ka)

Karena bahan pasak untuk impeler dan kopling dibuat sama, demikian juga pengambilan faktor keamanannya, maka tegangan geser ijin pasak kopling sama dengan tegangan geser ijin pasak impeler, yaitu sebesar 5,167 kg/mm².

d. Gaya Tangensial Pada Permukaan Poros (F)

Gaya tangensial pada permukaan poros dapat dihitung dengan persamaan :

$$F = \frac{T}{D_s / 2} \text{ (Sularso \& Suga, 1983:25)}$$

dimana :

F = Gaya tangensial (kg)

T = Momen rencana (26082,3 kg/mm)

D_s = Diameter poros (4,5 mm)

sehingga :

$$F = \frac{26082,3}{4,5 / 2} = 1159,213 \text{ kg}$$

e. Tegangan Geser Yang Bekerja Pada Pasak (ka')

Tegangan geser yang bekerja pada pasak dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$\dots ka' = \frac{F}{b \cdot l}$$

dimana :

ka' = Tegangan geser yang bekerja pada pasak (kg)

F = Gaya tangensial pada permukaan poros sebesar 1159,213 kg

b = Lebar pasak sebesar 14 mm

l = Panjang pasak sebesar 50 mm

sehingga :

$$ka' = \frac{1159,213}{14 \cdot 50}$$

Dari perhitungan diatas diperoleh bahwa ka' sehingga ukuran dan pemilihan bahan pasak untuk kopling aman dari tegangan geser yang terjadi.

f. Tekanan Permukaan (P)

Tekanan permukaan dapat dihitung dengan rumus :

$$P = \frac{F}{l \cdot (t_1 \text{ atau } t_2)} \quad (\text{Sularso \& Suga, 1983:27})$$

dimana :

P = Tekanan permukaan (kg/mm^2)

F = Gaya tangensial pada permukaan poros diketahui sebesar 1159,213 kg

l = Panjang pasak sebesar 50 mm

t_1 = Kedalaman alur pada pasak sebesar 5,5 mm

t_2 = Kedalaman alur pada naf sebesar 3,8 mm

sehingga :

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{1159,213}{50 \cdot 5,5} \\ &= 4,215 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_2 &= \frac{1159,213}{50 \cdot 3,8} \\ &= 6,101 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas diperoleh, bahwa harga tekanan permukaan (P) lebih kecil dari harga tekanan permukaan yang diijinkan ($P_a = 8 \text{ kg/mm}^2$). Dengan demikian pasak yang direncanakan aman untuk digunakan (Sularso & Suga, 1983:27)

BAB X

PENUTUP

A. Kesimpulan

Setelah perencanaan pompa centrifugal terselesaikan maka dapat ditarik kesimpulan dari data dan perhitungan diatas. Adapun kesimpulan yang dapat penulis himpun adalah sebagai berikut :

1. Data-data Spesifikasi Pompa

- a. Head (H) : 100 m
- b. Debit (Q) : 1500 liter/menit
- c. Speed (n) : 1445 rpm
- d. Fluida : air

2. Ukuran-ukuran Utama Pompa Centrifugal Yang Direncanakan

a. Impeler

- 1) Bahan : brons SAE 64
- 2) Berat : 4,85 kg
- 3) Diameter luar (D2) : 292,5 mm
- 4) Diameter dalam (D1) : 117 mm
- 5) Diameter mata (Do) : 117 mm
- 6) Diameter hubungan : 65 mm

- 7) Lebar sudu sisi masuk (b1) : 21,68 mm
- 8) Lebar sudu sisi keluar (b2) : 8,7 mm
- 9) Tebal sudu sisi masuk (t1) : 3,103 mm
- 10) Tebal sudu sisi keluar (t2) : 4,59 mm
- 11) Jumlah sudu (z) : 7 buah

b. Difuser

- 1) Bahan : brons SAE 64
- 2) Diameter luar (D4) : 50 mm
- 3) Diameter dalam (D3) : 300 mm
- 4) Lebar sudu keluar (b4) : 13 mm
- 5) Lebar sudu masuk (b3) : 9,58 mm
- 6) Tinggi saluran masuk (h3) : 33,08 mm
- 7) Tinggi saluran keluar (h4) : 41,8 mm
- 8) Jumlah sudu (zd) : 8 buah

c. Return Channel

- 1) Bahan : SC 42
- 2) Diameter luar (D6) : 117 mm
- 3) Diameter dalam (D5) : 500 mm
- 4) Lebar sudu keluar (b6) : 21,168 mm
- 5) Lebar sudu masuk (b5) : 13 mm
- 6) Tebal sudu keluar (t6) : 7,096 mm

7) Tebal sudu masuk (t_5) : 104,84 mm

d. Rumah Pompa (Volute Casing)

- 1) Bahan : FC 42
- 2) Sudut titik volute (t) : $12^{\circ}3'$
- 3) Jari-jari lidah (R_t) : 2665 mm
- 4) Sudu penampang volute () : 60°
- 5) Diameter sisi keluar discharge nozzle (D_{od}) : 76,2 mm
- 6) Diameter sisi masuk discharge nozzle (D_{id}) : 70,14 mm
- 7) Sudut keluar discharge nozzle (t) : 2°
- 8) Panjang discharge nozzle : 174,138 mm

e. Cakram Pengimbang

- 1) Diameter luar (D_a) : 145 mm
- 2) Diameter dalam (D_d) : 100 mm
- 3) Berat : 3,0837 kg

f. Bantalan

- a) Jenis : terbuka
- b) Nomor : 6210

- c) Diameter dalam : 50 mm
- d) Diameter luar : 90 mm
- e) Lebar (B) : 20 mm
- f) Jari-jari sudut (r) : 2 mm

g. Kopling

- 1) Jenis kopling : flens kaku (JIS B 1451 – 1962)

h. Pasak

1) Pasak Impeler dan Cakram Pengimbang

- a) Lebar pasak (b) : 16 mm
- b) Panjang pasak (L) : 50 mm
- c) Tinggi pasak (h) : 10 mm
- d) Kedalaman alur pasak pada poros (t1) : 4 mm
- e) Kedalaman alur pasak pada impeler dan cakram pengimbang (t2) : 4,3 mm

2) Pasak Impeler dan Cakram Pengimbang

- a) Lebar pasak (b) : 14 mm
- b) Panjang pasak (L) : 50 mm
- c) Tinggi pasak (h) : 9 mm
- d) Kedalaman alur pasak

pada poros (t1) : 5,5 mm

e) Kedalaman alur pasak

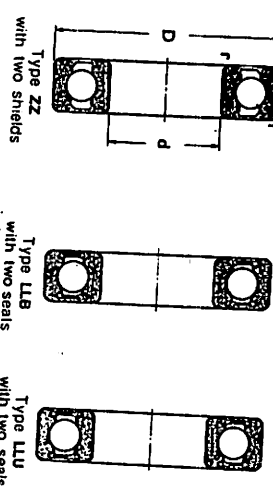
pada kopling (t2) : 3,8 mm

B. Saran-saran

Berdasarkan pengalaman penyusunan selama merencanakan pompa centrifugal, maka kepada pembaca yang bermaksud merencanakan sebuah pompa centrifugal ada beberapa hal yang penyusun sarankan :

1. Selain mencari data, hendaknya juga melihat dan memahami konstruksi pompa yang akan direncanakan.
2. Perbanyak literatur untuk menambah wawasan serta perbandingan sehingga diperoleh hasil yang maksimal.
3. Konsultasi hendaknya dilakukan sebanyak mungkin.
4. Penyusun dan dosen pembimbing disarankan berdisiplin waktu agar perencanaan terselesaikan sesuai dengan yang diharapkan.

16



Boundary dimensions

D	D ₁	B	r
---	----------------	---	---

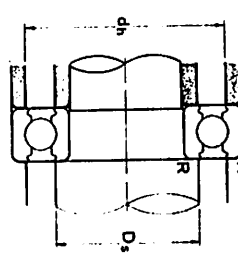
Basic load ratings

Limiting speeds

Bearing numbers

Series	Boundary dimensions (mm)			Basic load ratings (N)		Limiting speeds (rev/min)		Bearing numbers		
	D	D ₁	B	C _r	C _{or}	ZLLB	LLU	ZZ	LLB	LLU
32	48	13	1.5	11 600	8 100	12 000	7 200	60/32ZZ	60/32LLB	60/32LLU
	65	17	1.5	16 000	10 700	11 000	7 100	62/32ZZ	62/32LLB	62/32LLU
	75	20	2	23 000	16 000	9 500	6 500	63/32ZZ	63/32LLB	63/32LLU
35	62	14	1.5	12 300	8 950	12 000	6 800	6007ZZ	6007LLB	6007LLU
	72	17	2	19 700	14 000	9 800	6 300	6207ZZ	6207LLB	6207LLU
	80	21	2.5	25 600	18 000	9 800	6 000	63207ZZ	63207LLB	63207LLU
40	80	15	1.5	28 800	18 000	8 800	6 000	6307ZZ	6307LLB	6307LLU
	88	18	2	31 500	22 600	8 800	6 000	63307ZZ	63307LLB	63307LLU
	90	23	2.5	31 500	22 600	8 800	6 000	6308ZZ	6308LLB	6308LLU
45	85	16	1.5	16 100	13 000	9 200	5 400	6008ZZ	6008LLB	6008LLU
	85	19	2	25 200	18 400	7 800	5 200	6208ZZ	6208LLB	6208LLU
	100	25	2.5	40 500	30 000	7 800	5 300	6308ZZ	6308LLB	6308LLU
50	80	16	1.5	16 800	14 100	8 400	5 000	6010ZZ	6010LLB	6010LLU
	90	20	2	27 000	20 700	7 100	4 700	6210ZZ	6210LLB	6210LLU
	110	27	3	47 500	36 000	6 400	4 200	6310ZZ	6310LLB	6310LLU
55	90	18	2	21 700	18 100	7 700	4 500	6011ZZ	6011LLB	6011LLU
	100	21	2.5	33 500	26 100	6 400	4 300	6211ZZ	6211LLB	6211LLU
	120	29	3	55 000	42 500	5 800	3 900	6321ZZ	6321LLB	6321LLU
60	95	18	2	22 700	19 600	7 000	4 100	6012ZZ	6012LLB	6012LLU
	110	22	2.5	40 500	32 000	6 000	3 800	6212ZZ	6212LLB	6212LLU
	130	31	3.5	63 000	49 000	5 400	3 600	6312ZZ	6312LLB	6312LLU
65	100	18	2	23 500	21 100	6 500	3 900	6013ZZ	6013LLB	6013LLU
	140	23	2.5	44 000	35 500	5 800	3 600	6213ZZ	6213LLB	6213LLU
	145	23	3.5	71 500	56 000	4 900	3 300	6313ZZ	6313LLB	6313LLU

These bearings are also available fitted with a shield or seal on one side.



Abutment and fillet dimensions

Series	Ds (mm)		dh (mm)		R (mm)
	min	max	max	max	
32	38	39.5	52	52	1
35	38	40	59	59	1
40	39	43.5	68	68	1
45	41	42	66	66	1
50	42	45	65	65	1
55	42	45	65	65	1
60	43.5	47	71.5	71.5	1.5
65	43.5	47	71.5	71.5	1.5

F _a Cor	F _a ≤ e		F _a > e	
	X	Y	X	Y
0.010	0.18	2.46	0.18	2.46
0.020	0.20	1.83	0.20	1.83
0.040	0.24	1.61	0.24	1.61
0.070	0.27	1.48	0.27	1.48
0.15	0.32	1.25	0.32	1.25
0.20	0.35	1.25	0.35	1.25
0.30	0.38	1.13	0.38	1.13
0.40	0.41	1.05	0.41	1.05
0.50	0.44	1.00	0.44	1.00

static
P_{Fr} = 0.5 F_r - 0.5 F_a
When P_{or} = F_r use P_{or} = F_r.

Series	Mass (kg)	
	min	max
32	0.129	0.226
35	0.382	0.382
40	0.155	0.288
45	0.435	0.457
50	0.744	0.744
55	0.190	0.366
60	0.398	0.580
65	0.630	0.934
65	0.261	0.454
65	0.658	1.07
65	1.07	1.70
65	0.388	0.601
65	0.925	1.37
65	2.32	2.32
65	0.414	0.783
65	1.27	1.73
65	2.95	2.95
65	0.421	0.93C
65	2.08	2.08
65	3.70	3.70

SPESIFIKASI POMPA AIR CV. ARENA PUTRA

Type	: Diesel
Merk	: Donfeng
Bahan Bakar	: Solar
Kapasitas Oil	: 4Ltr
Kapasitas bahan bakar	: 10Ltr
Starter	: Manual
Pendingin	: Radiator Water coolant
Daya	: 3Pk 1600/2200 Rpm
Ukuran Water pump	: 3Pk
Ukuran Pipa	: 3"
Kedalaman sumber air	: 40 m
Pipa keluar	: 7 m

DAFTAR PUSTAKA

- Bianchi, L. W. P. dan Hendradji, P. Bustraan. 1981. *Pompa*. Jakarta : Pradnya Paramita.
- Church, Austin H. 1986. *Pompa dan Blower Sentrifugal*. Jakarta : Erlangga.
- Dietzel, Fruit dan Laksono, Dakso. 1987. *Turbin Pompa dan Kompresor*. Jakarta : Erlangga.
- Giles, Ranald V. 1957. *Fluid Mechanics and Hydraulics*. New York : Mc. Graw-Hill Book Company.
- Karassik, Irgor J. Carter, Roy. 1960. *Centrifugal Pumps*. New York : Mc. Graw-Hill Book Company.
- Khetgurov, M.* "Marine Auxiliary Machinery and System". Peace Publisher Moscow, Tranlated by Nichoas Weinstein.
- Sato, G. Takeshi dan Hartanto, N. Sugiarto. 1986. *Menggambar Mesin Menurut Standar ISO*. Jakarta : Pradnya Paramita.
- Spotts, M.F. 1985. *Design of Mechine Elements*. New Jersey : Prentice Hill Inc.
- Stepanoff, A.J. 1957. *Centrifugal and Axial Flow Pump*. New York : Jhone Wiley and Sons.
- Suhardi, Dedy dkk. 1983. *Gambar Teknik Mesin I*. Jakarta : Miswar.
- Sularso dan Suga K. 1987. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta : Pradnya Paramita.
- Sularso dan Tahara, H. 1985. *Pompa dan Kompresor, Pemilihan, Pemakaian dan Pemeliharaan*. Jakarta : Pradnya Paramita.
- Timoshenko, S. 1956. *Strength of Materials*. New York : D. Van Mostrand Company Inc.
- Van Vlack, Lawrence H. 1989. *Ilmu dan Teknologi Bahan*. Jakarta : Erlangga.