

MESIN FLUIDA

POMPA PENGISI AIR KETEL UNTUK PLTU DENGAN KAPASITAS 65 MW

Oleh :

Hariyanto

No. Sib. : 95 813 0018



JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
M E D A N
2001

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 22/7/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

MESIN FLUIDA POMPA PENGISI AIR KETEL UNTUK PLTU DENGAN KAPASITAS 65 MW

TUGAS AKHIR

Oleh :

HARIYANTO

Stb : 95 813 0018

Menyetujui :
Komisi Pembimbing

Pembimbing I

(Ir. A. HALIM NA.)

Pembimbing II

(Ir. SYAFRIAN LUBIS)

Mengetahui :

Ketua Jurusan



(Ir. H. AMIRSYAM NASUTION, MT)

Dekan



(Ir. H. YUSRI NASUTION, SH)

08 MAR 2001

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 22/7/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

AGENDA No. : 272/FTJMI/TA/99
Diterima Tgl. : 25-6-99
P a r a f : *[Signature]*

TUGAS RANCANGAN / TUGAS AKHIR

N A M A : HARIYANTO
NO. STAMBUK : 95.813.0018
MATA KULIAH : _____
SPESIFIKASI : _____

Rencanakan pompa pengisi air ketel (feed water boiler) pada drum PLTU dengan kapasitas terpasang 65 MW.

- Rencanakan meliputi:
- spesifikasi tehnik pompa
 - ukuran utama pompa
 - gambar tehnik konstruksi pagar

Diberikan Tanggal : 20-6-99

Selesai Tanggal : 20-9-99

Medan. 20-6-99

Ketua Jurusan Mesin

Dosen Pembimbing

[Signature]
(Ir. Amirsyah Nst. MT.)

[Signature]
(Ir. A. Hatin Nst. MT.)

Koordinator Rencana Sarjana

[Signature]
(Ir. Amirsyah Nst. MT.)

KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan puji dan syukur kehadiran Allah S . W . T , yang telah memberikan karunia serta rahmat sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas sarjana ini, yang mana merupakan tugas akhir yang harus diselesaikan berdasarkan kurikulum Fakultas Teknik Universitas Medan Area, Jurusan Teknik Mesin.

Dalam tugas sarjana ini, penulis merencanakan sebuah pompa pengisi ketel untuk Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) dengan kapasitas terpasang 65 MW yang ada di PT PLN (Persero) Sektor Belawan.

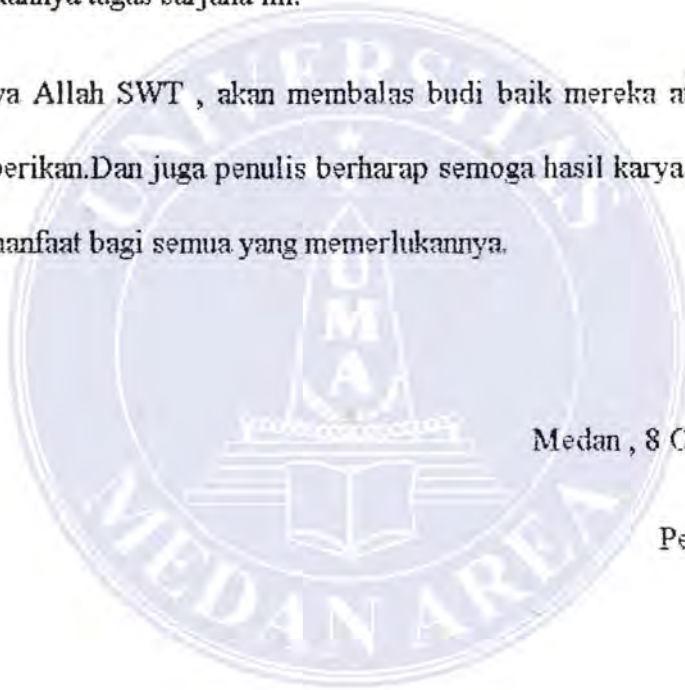
Dalam menyelesaikan tugas sarjana ini penulis berusaha semaksimal mungkin agar mendapatkan hasil yang sebaik - baiknya. Tetapi penulis menyadari sebagai manusia biasa dengan keterbatasannya sudah tentu akan terdapat kekurangan atau kesalahan, oleh sebab itu penulis mengharapkan saran - saran serta kritik yang sifatnya membangun.

Pada kesempatan ini juga penulis menyampaikan rasa terima kasih yang sebesar - besarnya kepada :

1. Bapak Ir . H . Yusri Nasution . SH . Dekan Fakultas Teknik UMA.
2. Bapak Ir . H . Amirsyam Nasution , MT . Ketua Jurusan Teknik Mesin UMA.
3. Bapak Ir . A . Halim . NA . Dosen Pembimbing I

- 4. Bapak Ir . Syaffrian Lubis. Dosen Pembimbing II
- 5. Bapak / Ibu Staf pengajar FT Jurusan Teknik Mesin UMA.
- 6. Terkhusus buat kedua Orang Tua dirumah, serta Istri dan Anak - Anak terima kasih atas doa , nasehat dan dorongannya dalam berfikir , sehingga membantu penulis dalam menyelesaikan tugas sarjana ini.
- 7. Rekan - rekan mahasiswa , kakanda Alumni dan semua pihak yang membantu terselesaikannya tugas sarjana ini.

Kiranya Allah SWT , akan membalas budi baik mereka atas bantuan dan andil yang diberikan. Dan juga penulis berharap semoga hasil karya yang sederhana ini dapat bermanfaat bagi semua yang memerlukannya.



Medan , 8 Oktober 2000

Penulis

H A R I Y A N T O
Nim . 95 813 0018

DAFTAR ISI

	Halaman
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
BAB I PENDAHULUAN	
I. 1 . Pandangan Umum	1
I. 2 . Klassifikasi Mesin - mesin Fluida	2
I. 3 . Pengertian Pompa	3
I. 4 . Klassifikasi Pompa	3
I. 5 . Pompa Centrifugal	5
I. 6 . Head Pompa	9
BAB II KAPASITAS DAN HEAD POMPA	
II.1 . Kapasitas Pompa	10
II. 2 . Head Pompa	11
BAB III PEMILIHAN JENIS POMPA DAN MOTOR PENGGERAK	
III . 1 . Kecepatan Spesifik	29
III . 2 . Jumlah Impeller	31
III . 3 . Daya Pompa	32
III . 4 . Daya Motor Penggerak	37
BAB IV UKURAN - UKURAN UTAMA BAGIAN POMPA	
IV . 1 . Ukuran - ukuran Pompa	35
IV . 2 . Ukuran - ukuran Impeller	39
BAB V PERENCANAAN SUDU	
V . 1 . Bentuk Sudu	49
V . 2 . Perencanaan Sudu dan penggambarannya	50
V . 3 . Jumlah Sudu	57

	V . 4 . Jarak antara Sudu	58
	V . 5 . Tebal Sudu pada sisi masuk	59
	V . 6 . Tebal Sudu pada sisi keluar	60
BAB VI	PERHITUNGAN DIFFUSER	
	VI . 1 . Ukuran Diffuser pada sisi masuk	61
	VI . 2 . Ukuran Diffuser pada sisi keluar	63
	VI . 3 . Jumlah Sudu pada Diffuser	64
	VI . 4 . Jarak antara Sudu Diffuser	65
	VI . 5 . Tebal dinding Diffuser	66
BAB VII	PERHITUNGAN GAYA AKSIAL	
	VII . 1 . Cara mengatasi gaya aksial	72
BAB VIII	PERHITUNGAN BERAT POROS DAN IMPELLER	
	VIII . 1 . Berat Poros	73
	VIII . 2 . Berat Impeller	74
BAB IX	BANTALAN DAN PASAK	
	IX . 1 . Klasifikasi Bantalan	77
	IX . 2 . Pemilihan Bantalan	78
	IX . 3 . Perhitungan Bantalan	79
	IX . 4 . Pasak	83
BAB X	PERAWATAN POMPA DAN IMPELLER	
	X . 1 . Waktu Pemeliharaan	
	X . 2 . Cara pemeliharaan pompa cadangan	88
BAB XI	KESIMPULAN	

DAFTAR PUSTAKA

BAB I

PENDAHULUAN

I. 1. Pandangan Umum

Energi tidak dapat diciptakan juga tidak dapat dimusnahkan, tetapi dapat diperoleh dengan mengubahnya dari satu bentuk ke bentuk yang lain . Untuk mengubah energi tersebut, maka diperlukan suatu peralatan yang sesuai dengan energi yang akan dihasilkan.

Diantaranya mesin - mesin fluida adalah mesin yang berfungsi untuk merubah energi potensial menjadi energi mekanik atau sebaliknya. Perubahan energi tersebut akibat oleh perubahan fluida yang berupa cairan. Dalam hal ini fluida yang digunakan sebagai energinya adalah zat cair.

Air adalah fluida kerja yang digunakan pada ketel uap. Untuk mensuplai air pada ketel uap digunakan pompa, yang kapasitasnya harus cukup untuk memenuhi kebutuhan ketel uap tersebut.

Pada prinsipnya pompa berfungsi untuk memindahkan media fluida dari satu tempat yang bertekanan rendah ketempat yang bertekanan tinggi. Pada proses pemompaan , pompa memberi energi kepada cairan, sehingga cairan tersebut melakukan kerja. Dalam hal ini ada hambatan yang melawan cairan dalam

alirannya. Hambatan itu berasal dari gesekan sepanjang aliran pipa , seperti : elbow , fitting . valve dan sebagainya.

I . 2 . **Klassifikasi mesin - mesin fluida**

a . **Mesin tenaga**

Mesin tenaga adalah mesin yang dapat merubah energi potensial menjadi energi mekanik, yang termasuk kedalam golongan mesin - mesin tenaga adalah :

- Turbin Air,
- Kincir Air,
- Kincir Angin,
- Motor Hidrolik.

b . **Mesin kerja**

Mesin kerja adalah mesin yang dapat merubah energi mekanis menjadi energi potensial yang termasuk kedalam golongan mesin - mesin kerja yaitu :

- Pompa,
- Kompresor,
- Fan.

Sehubungan dengan tugas yang diberikan kepada penulis mengenai pompa maka dalam hal ini selanjutnya akan diketengahkan mengenai pompa.

I . 3 . Pengertian Pompa

Pompa merupakan salah satu dari mesin fluida yang berfungsi mengalirkan fluida dari tempat yang rendah ke tempat yang tinggi. Perpindahan fluida tersebut disebabkan oleh perubahan energi mekanik menjadi energi potensial.

I . 4 . Klassifikasi Pompa

Ditinjau dari segi tekanan yang ditimbulkan pertukaran energi fluida dengan pompa, maka pompa dapat diklassifikasikan menjadi :

- Pompa Tekanan Statis (*Displacement Pumps*)
- Pompa Tekanan Dinamis.

I . 4 . 1. Pompa tekanan statis

Pompa ini disebut juga dengan Positive Displacement Pump. Dimana perpindahan fluida kerja oleh adanya daya isap dan tekan terhadap fluida tersebut ataupun head yang terjadi akibat tekanan yang diberikan fluida. Pompa yang termasuk golongan ini adalah :

1 . Pompa Torak (*Reciprocating Displacement Pump*)

Pompa ini mempunyai bagian utama berupa torak yang bergerak bolak-balik didalam silinder. Untuk dapat mengalirkan fluida secara kontinyu kesatu arah, maka pompa dilengkapi dengan katup - katup pada sisi isap dan tekan.

2. Pompa Gerak Putar (*Rotary Pump*)

Pompa ini mempunyai bagian utama berupa rotor yang berputar dalam rumahnya. Fluida dihisap melalui sisi isap, kemudian dikurung dalam ruangan antara rotor dengan rumah. Sehingga fluida tertekan ke sisi tekan dengan gerakan rotari yang menyebabkan fluida mengalir keluar melalui sisi tekan. Jadi head yang dihasilkan adalah akibat tekanan statis yang timbul didalam rumah rotor.

1.4.2. Pompa tekanan dinamis

Pompa ini disebut juga dengan Rotodynamic Pump “ Turbo Pump “ atau “ impeller Pump “.

Ciri - ciri dari pompa tekan dinamis adalah :

1. Mempunyai bagian utama sebuah rotor dengan sudu disekelilingnya disebut impeller.
2. Melalui jumlah sudu - sudu tersebut mengalir fluida secara kontinu dimana antara fluida dan sudu akan terjadi perubahan kerja dalam bentuk momentum.

Jenis - jenis pompa yang termasuk didalamnya adalah :

- Pompa Centrifugal,
- Pompa Propeller,
- Jet Pump.

Ditinjau dari segi arah aliran fluida yang melalui sudu - sudu gerak, maka pompa tekanan dinamis dibagi atas dua jenis, yaitu :

- a. Pompa Radial
- b. Pompa Axial.

I.5. Pompa Centrifugal

Pompa centrifugal termasuk dalam golongan pompa tekanan dinamis. Pada prinsipnya pompa centrifugal mempunyai bagian - bagian utama seperti :

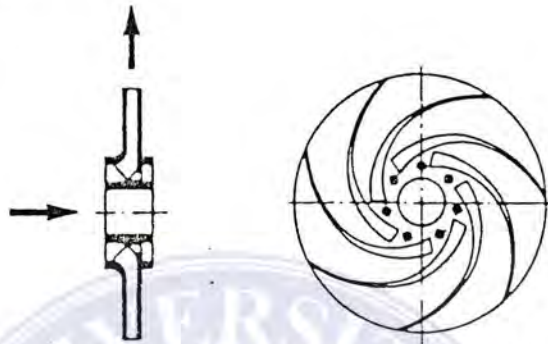
- a. Impeller
- b. Rumah pompa (casing pump)
- c. Poros dan motor penggerak.

Impeller yang terpasang pada poros akan berputar yang mengakibatkan terisapnya fluida pada sisi isap dan melemparkannya ke rumah pompa disekeliling impeller yang merupakan saluran spiral. Fluida yang keluar meninggalkan impeller tersebut kemudian di tampung oleh rumah pompa dan langsung diantarkan ke sisi tekan, sehingga fluida yang keluar dari sudu - sudu impeller di perlambat tetapi tekanannya naik karena sebagian dari head pompa dihasilkan gaya sentrifugal.

I. 5. 1 **Klasifikasi pompa centrifugal**

A. Berdasarkan arah aliran fluida dari sisi keluar impeller, centrifugal pump dibagi atas :

1. Radial

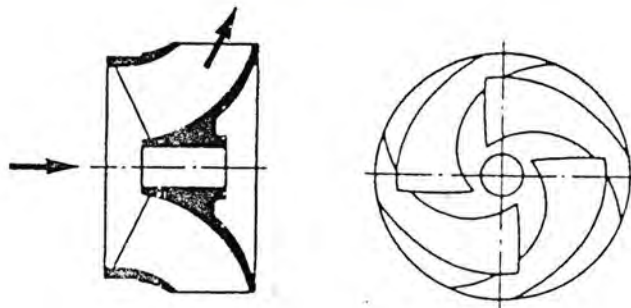


Pompa yang memakai radial impeller aliran masuk fluidanya adalah kearah axial pompa dan keluar kearah radial.

Ciri - ciri dari pompa tersebut :

- kapasitas yang kecil,
- headnya tinggi dan
- spesifik speednya rendah.

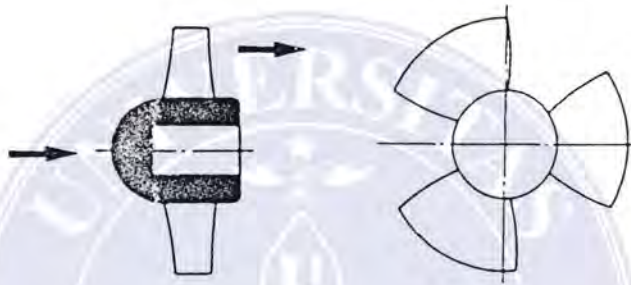
2. Mixed (semi axial)



Pompa yang memakai semi axial impeller aliran masuk fluidanya kearah axial dan keluar sebagian kearah radial dan sebagian lagi kearah axial. Ciri - ciri dari pompa tersebut :

- kapasitas sedang (medium),
- headnya rendah dan
- spesifik speednya sedang (medium)

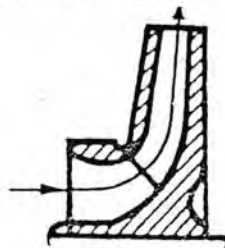
3. Axial



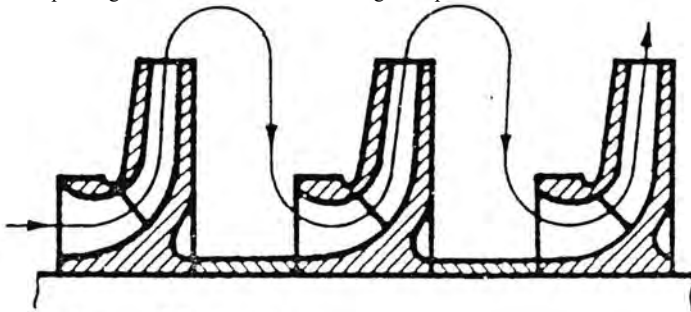
Pompa yang memakai axial impeller aliran masuk dan keluar fluidanya kearah aksial. Ciri - ciri dari pompa tersebut :

- kapasitas besar,
- headnya paling rendah dibandingkan dengan yang diatas,
- namun spesifik speednya tinggi.

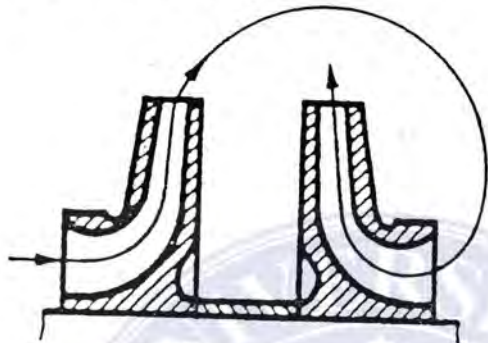
B . Berdasarkan jumlah impellernya



1 . Single Stage.



2. Multi Stage.

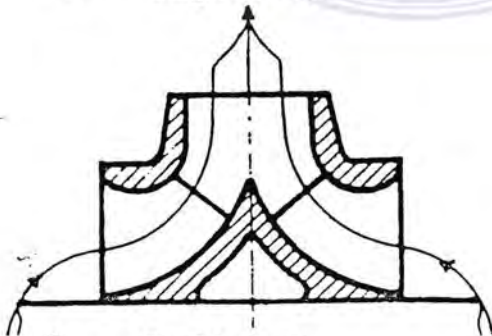


3. Multi Stage Counter Wise.

C. Berdasarkan jumlah sisi masuk



1. Single Suction.



2. Double Suction.

D. berdasarkan posisi porosnya

1. Vertical.
2. Horizontal.

I. 6. Head Pompa

Yang dimaksud dengan head pompa adalah total dari tinggi cairan yang dapat dinaikkan oleh suatu pompa (statis head) ditambah dengan head loses yang dapat diarsasi oleh pompa tersebut.

Pada pompa centrifugal head pompa tergantung pada jenis impeller dan tingkat impeller, biasanya untuk mencapai head yang tinggi digunakan impeller bertingkat (multi stage) yang mempunyai impellwer lebih dari sebuah.

BAB II

KAPASITAS DAN HEAD POMPA

II . 1 . Kapasitas Pompa

Kapasitas maksimum air pengisi ketel secara teoritis sama dengan kecepatan penguapan yang diisi pada ketel. Pompa yang direncanakan adalah untuk melayani ketel. Perhitungan dalam perencanaan ini didasarkan atas kapasitas uap yang dihasilkan ketel yaitu 114 , 2 ton / jam dengan tekanan 80 bar.

Untuk mendapatkan kapasitas pompa sesuai dengan kebutuhan air tersebut, perlu diperhitungkan kebocoran - kebocoran pemakaian nap untuk instalasi pipa serta rugi-rugi lainnya. Maka kapasitas air pengisi ketel akan mempergunakan uap hasil produksi. Untuk mengatasi hal tersebut, maka kapasitas pompa air pengisi ketel harus lebih besar (20 % - 25 %) dari kapasitas ketel yang sebenarnya. Dalam hal ini diambil nilai sebesar 20 %.

Kapasitas Pompa

$$\begin{aligned}
 Q_p &= (20\% \cdot Q_k) + Q_k \\
 &= (20\% \cdot 114,2 \text{ Ton / H}) + 114,2 \text{ Ton / H} \\
 &= 137000 \text{ kg / h}
 \end{aligned}$$

Kapasitas air

$$\begin{aligned}
 Q_N &= \frac{Q_p}{\rho} \\
 &= \frac{137000 \text{ kg / h}}{907,3 \text{ kg / m}^3} \\
 &= 0,042 \text{ m}^3 / \text{s}
 \end{aligned}$$

dimana :

ρ = kerapatan air pada tempt 160⁰ C, 907,3 kg / m³

Q_p = kapasitas pompa (ton / h)

II . 2 . Head Pompa

Pengertian head pompa pada hal ini adalah kemampuan pompa untuk memindahkan fluida dari suatu tempat yang bertekanan rendah ketempat yang bertekanan tinggi. Head pompa dalam perencanaan ini adalah jumlah energi atau hambatan yang harus diatasi oleh pompa untuk menaikkan atau memindahkan air dari Tangki Pengisi (Feed Water Tank) ke Drum Ketel (Boiler Drum).

Untuk mengetahui jumlah head pompa maka terlebih dahulu harus diketahui head actual (perbedaan tinggi fluida sisi isap pompa dan sisi keluar pompa).



II . 2 .1. Head losses pada Suction Pipe

Panjang pipa isap ini 32 m,

Diameter pipa 150 mm,

Kapasitas aliran 0,042 m³ / det,

Viskositas kinematik pada tempt 160⁰ C = 0 , 186 m² / det

Kecepatan aliran pada pipa isap (V_s)

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

$$= \frac{0,042 \text{ m}^3 / \text{det}}{0,018 \text{ m}^2}$$

$$V_s = 2,3 \text{ m} / \text{det}$$

dimana :

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

$$= \frac{2,3 \cdot 0,15}{0,186 \cdot 10^{-6}}$$

$$= 1,8 \cdot 10^6$$

Berdasarkan diagram Reynold di dapat harga $f = 0,021$ dengan bahan Best Cast Iron.

maka :

kerugian akibat gesekan sepanjang pipa isap

$$\begin{aligned}
 H_{fs} &= f \cdot \frac{L}{D_s} \cdot \frac{V_s^2}{2 \cdot g} \\
 &= 0,021 \cdot \frac{32 \text{ m}}{0,15 \text{ m}} \cdot \frac{(2,3 \text{ m/det})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} \\
 H_{fs} &= 1,21 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Head losses pada Elbow 90° , 45° dan 100° .

dimana elbow 90° berjumlah 4 buah

$$H_{\text{elbow } 90^\circ} = k \cdot \frac{V_s^2}{2 \cdot g}$$

dimana :

K : Konstanta belokan $90^\circ = 0,17$

$$\begin{aligned}
 H_{\text{elbow } 90^\circ} &= 0,17 \cdot \frac{(2,3 \text{ m/det})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} \cdot 4 \\
 &= 0,18 \text{ m}
 \end{aligned}$$

dimana elbow 45⁰ berjumlah 2 buah

$$H_{\text{elbow } 45^0} = f \cdot \frac{V_s^2}{2 \cdot g} \cdot 2$$

dimana :

$$K = \text{konstanta belokan } 45^0 = 0,13$$

$$\begin{aligned} H_{\text{elbow } 45^0} &= 0,13 \cdot \frac{(2,3 \text{ m / det})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m / det}^2} \cdot 2 \\ &= 0,07 \text{ m} \end{aligned}$$

dimana elbow 100⁰ berjumlah 2

$$H_{\text{elbow } 100^0} = k \cdot \frac{V_s^2}{2 \cdot g} \cdot 2$$

dimana :

$$K = \text{konstanta belokan } 100^0 = 0,058$$

$$\begin{aligned} H_{\text{elbow } 100^0} &= 0,058 \cdot \frac{(2,3 \text{ m / det})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m / det}^2} \cdot 2 \\ &= 0,03 \text{ m} \end{aligned}$$

Head losses pada gate valve

dimana gate valve berjumlah 2 buah

$$H_{\text{gate valve}} = k \cdot \frac{V_s^2}{2 \cdot g} \cdot 2$$

dimana :

K = konstanta gate valve = 0,17

$$\begin{aligned} H_{\text{gate valve}} &= 0,17 \cdot \frac{(2,3 \text{ m/det})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} \cdot 2 \\ &= 0,09 \text{ m} \end{aligned}$$

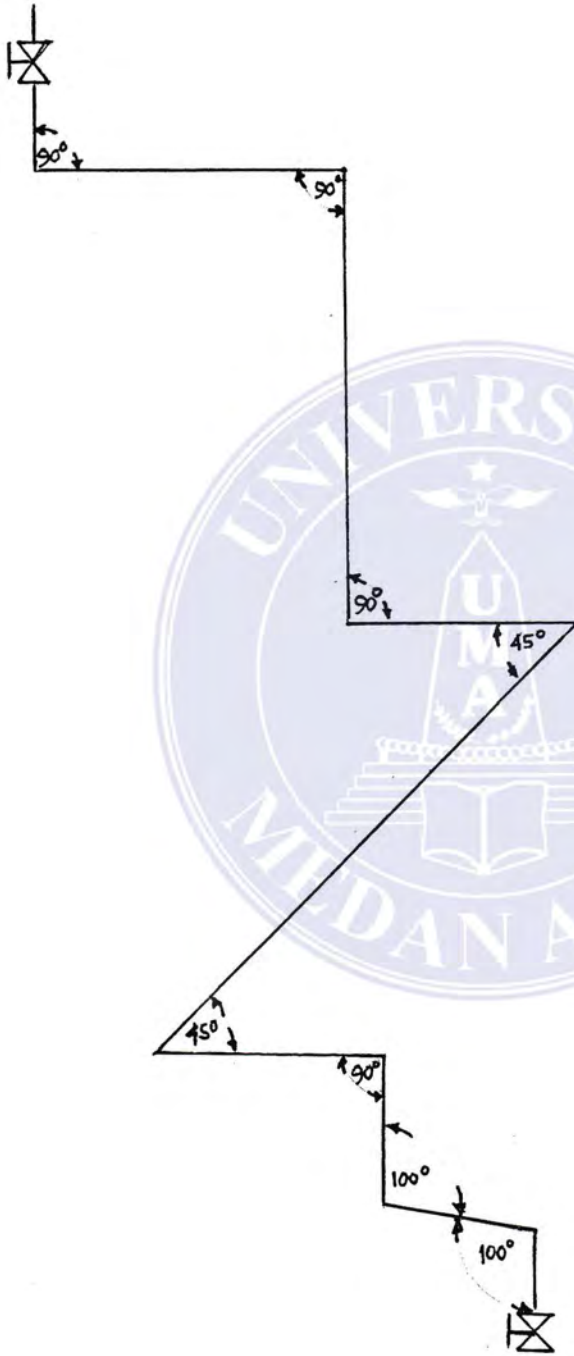
Head losses pada kecepatan

$$\begin{aligned} H_v &= \frac{V_s^2}{2 \cdot g} \\ H_v &= \frac{(2,3 \text{ m/det})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} \\ &= 0,27 \text{ m} \end{aligned}$$

Jadi total head losses pada suction pump :

$$\begin{aligned} H_{ls} &= H_{fs} + H_{el\ 90^\circ} + H_{el\ 45^\circ} + H_{el\ 100^\circ} + H_{gate\ valve} + H_v \\ &= 1.21\ m + 0,18\ m + 0,07\ m + 0,03\ m + 0,09\ m + 0,27\ m \\ &= 1,85\ m \end{aligned}$$





II . 2 . 2 . Head losses pada Discharge Pipe

Panjang pipa tekan ini = 122 m

Diameter pipa = 100 mm

Kapasitas aliran = 0,05 m³ / det

Viskositas kinematik air pada temp^o C = 160 = 0,186 m²/ det

Kecepatan aliran pada pipa discharge (v_d)

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

$$V_d = \frac{0,042 \text{ m}^3 / \text{det}}{0,008 \text{ m}^2} = 5,25 \text{ m / det}$$

dimana :

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

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{5,25 \text{ m/det} \cdot 0,1 \text{ m}}{0,186 \cdot 10^{-6}} \\ &= 2,8 \cdot 10^6 \end{aligned}$$

Berdasarkan diagram Reynold maka $f = 0,020$ dengan bahan Best Cast Iron

maka :

Kerugian gesekan sepanjang pipa tekan :

$$H_{fl} = f \cdot \frac{L_d}{D} \cdot \frac{V_d^2}{2 \cdot g}$$

maka :

$$\begin{aligned} H_{fl} &= f \cdot \frac{122 \text{ m}}{0,1 \text{ m}} \cdot \frac{(5,25 \text{ m/det})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} \\ &= 34,4 \text{ m} \end{aligned}$$

Head losses pada elbow 90° , 120°

dimana elbow 90° berjumlah 16 buah

$$H_{\text{elbow } 90^\circ} = f \cdot \frac{V_d^2}{2 \cdot g} \cdot 16$$

dimana :

$$K = \text{konstanta elbow } 90^{\circ} = 0,29$$

$$\begin{aligned} H_{\text{elbow } 90^{\circ}} &= 0,29 \cdot \frac{(5,25 \text{ m/det})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} \cdot 16 \\ &= 6,54 \text{ m} \end{aligned}$$

dimana elbow 120° berjumlah 4 buah

$$H_{\text{elbow } 120} = f \cdot \frac{Vd^2}{2 \cdot g} \cdot 4$$

dimana :

$$K = \text{konstanta elbow } 120 = 0,17$$

$$\begin{aligned} h_{\text{elbow } 120^{\circ}} &= 0,17 \cdot \frac{(5,25 \text{ m/det})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} \cdot 4 \\ &= 0,96 \text{ m} \end{aligned}$$

Head losses pada valve

dimana gate valve berjumlah 5 buah

$$H_{\text{gate valve}} = f \cdot \frac{V_d}{2 \cdot g} \cdot 5$$

dimana :

$$K = \text{konstanta gate valve} = 0,17$$

$$H_{\text{gate valve}} = 0,17 \cdot \frac{(5,25 \text{ m/det})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} \cdot 5$$

$$= 1,2 \text{ m}$$

dimana check valve berjumlah 1 buah

$$H_{\text{check vlv}} = 2 \cdot \frac{(5,25 \text{ m/det})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} \cdot 1$$

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

Head losses pada kecepatan

$$H_v = \frac{V_d}{2 \cdot g}$$

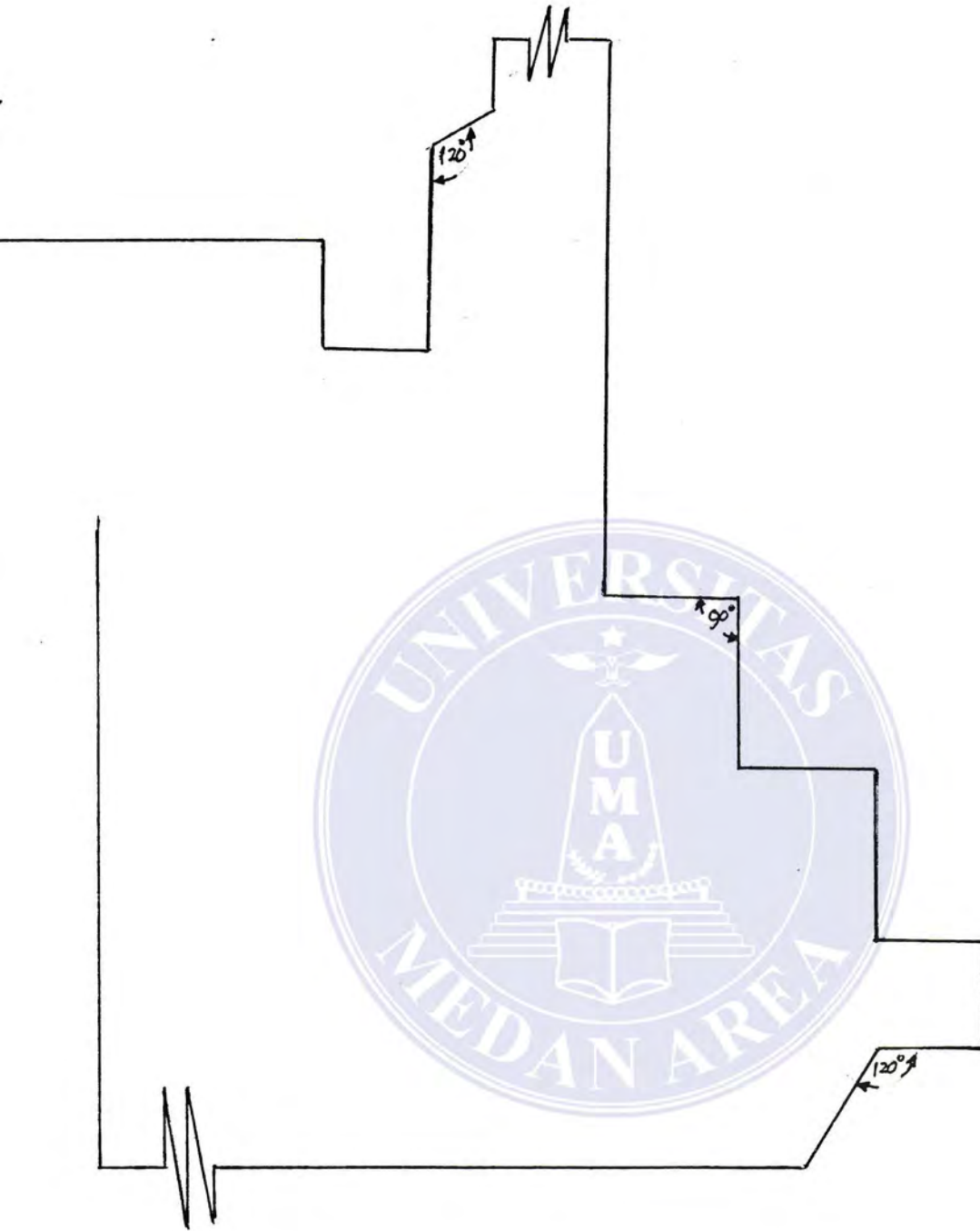
$$= \frac{(5,25 \text{ m/det})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2}$$

$$= 1,4 \text{ m}$$

Jadi total head losses pada sisi discharge

$$\begin{aligned} H_{ld} &= H_{fd} + H_{el\ 90} + H_{el\ 120} + H_{gate\ vlv} + H_{cv} + H_v \\ &= 34,4\ m + 6,54\ m + 0,96\ m + 1,21\ m + 2,82\ m + 1,4\ m \\ &= 47,3\ m \end{aligned}$$





II . 2 . 3 Perhitungan Suction Head Pompa

Air dari hasil condensasi dipompakan oleh pompa kondensat ke tangki pengisi melalui daerator. Yang berfungsi untuk memisahkan gas - gas yang tidak diperlukan . Tempratur operasi di tangki pengisi 160⁰ C dengan tekanan 6 bar ,sedangkan tingginya 17 meter dari garis tengah pompa.

maka :

$$\begin{aligned}
 H_A &= \frac{P_a}{\rho} + \frac{V_s^2}{2 \cdot g} + Z \\
 H_A &= \frac{61200 \text{ kg / m}^2}{907,3 \text{ kg / m}^3} + \frac{(2,3 \text{ m / det})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m / det}^2} + 17 \text{ m} \\
 &= 84,7 \text{ m}
 \end{aligned}$$

dimana :

P_a = tekanan di feed water tank (tangki pengisi) = 6 bar

ρ = density air pada tempt 160 C = 0,9073 kg / l

Z = tinggi permukaan air ke referensi = 17 m

II . 2 . 4 . Perhitungan Discharge Head Pompa

Temperatur air pada waktu operasi 300⁰ C

Tekanan pada Boiler Drum 80 bar

Tinggi permukaan air 19 m diatas garis tengah pompa

maka :

$$H_b = \frac{P_b}{\rho} + \frac{V_d^2}{2 \cdot g} + Z$$

$$H_b = \frac{816000 \text{ kg / m}^2}{712 \text{ kg / m}^3} + \frac{(5,25 \text{ m / det})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m / det}^2} + 19 \text{ m}$$

$$= 1166 \text{ m}$$

dimana :

P_b = Tekanan di Boiler Drum 80 bar

ρ = Density air pada tempt 300⁰ C = 0,712 kg / l

Z = Tinggi permukaan air ke referensi 19 m

Setelah diperoleh harga - harga yang tersebut diatas maka kita dapat menentukan head pompa yang sebenarnya dengan :

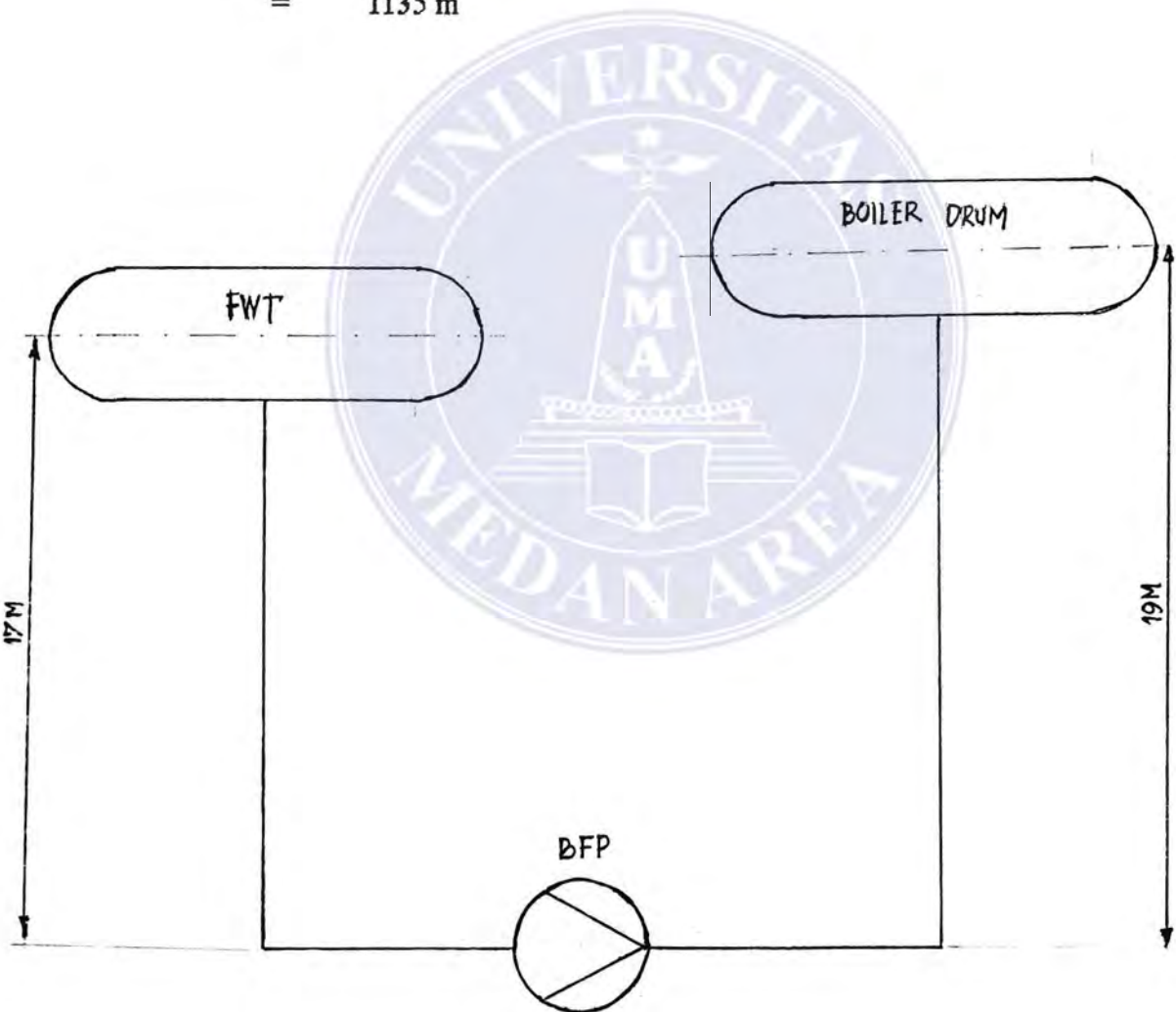
$$H_{tp} = H_b - H_a + H_{ls} + H_{ld}$$

$$\begin{aligned} &= 1166 \text{ m} - 84,7 \text{ m} + 1,85 \text{ m} + 47,3 \text{ m} \\ &= 1032 \text{ m} \end{aligned}$$

Untuk mengimbangi usia pompa dan pipa maka Head pompa (Hp) harus ditambah 10 %.

sehingga :

$$\begin{aligned} H_p &= (1032 \cdot 10\%) + 1032 \\ &= 1135 \text{ m} \end{aligned}$$



BAB III

PEMILIHAN JENIS POMPA DAN MOTOR PENGGERAK

Untuk menentukan jenis pompa yang direncanakan sesuai dengan kebutuhan air untuk boiler drum , maka terlebih dahulu diketahui beberapa head pompa.

Berdasarkan perhitungan terdahulu diketahui head pompa (H_p) adalah 1135 m dan $Q = 0,042 \text{ m}^3 / \text{det}$, dalam perencanaan ini harus diperhatikan beberapa jenis pompa untuk pemakaian. Pompa dipilih atas pertimbangan - pertimbangan sebagai berikut :

- 1 . Pompa harus dapat menghasilkan kapasitas dan head yang di sesuai dengan kebutuhan.
- 2 . Pengoperasiannya harus efisien
- 3 . Konstruksi yang sederhana
- 4 . Biaya pembuatan harus sekecil mungkin.

Untuk pertimbangan diatas maka yang sesuai digunakan adalah pompa sentrifugal, dengan type multi stage.

III . 1 . Kecepatan Spesifik

Kecepatan spesifik adalah suatu istilah dipakai untuk memberikan klasifikasi impeller berdasarkan prestasi proporsinya tanpa memperhatikan ukuran aktual dan kecepatannya dimana impeller beroperasi karena kecepatan spesifik itu adalah merupakan proporsi impeller.

Kecepatan impeller adalah konstan untuk sederetan impeller yang mempunyai sudut - sudut dan proporsi yang sama untuk salah satu impeller yang beroperasi pada sembarang kecepatan.

Kecepatan spesifik didefinisikan sebagai kecepatan dalam baratan (gpm) (rpm) dimana suatu impeller akan beroperasi bila secara proporsional ukurannya diperkecil akan dapat memberikan kapasitas teruji sebesar 1gpm pada tinggi tekan 1 ft, kecepatan spesifik diberi simbol N_s .

Kecepatan spesifik adalah:

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

dimana :

N = putaran pompa (rpm)

Q = kapasitas pompa (0 , 042 m³ / det)

H = head pompa (1135 m)

dalam hal ini :

N_{s1} = 40 - 80 (Low speed pump)

N_{s1} = 80 - 150 (Moderate Pump)

N_{s1} = 150 - 300 (High Speed Pump)

N_{s1} = 300 - 600 (Mixed Flow Pump)

N_{s1} = 600 - 2000 (Axial Flow Impeller Pump)

Dalam perencanaan ini putaran pompa diperhitungkan terhadap jenis motor penggerak dimana dikopel langsung dengan poros pompa.

$$n = \frac{120 \cdot f}{P}$$

dimana :

n = putaran motor

f = frekwensi untuk Indonesia 50 Hertz

P = jumlah kutub 2buah

sehingga :

$$n = \frac{120 \cdot 50 \text{ Hertz}}{2} = 3000 \text{ rpm}$$

maka :

$$N_s = 3,65 \cdot \frac{3000 \sqrt{0,042}}{1135^{3/4}} = 11,48 \text{ Rpm}$$

karena kecepatan spesifik (N_s) > 10 Rpm maka dalam perencanaan ini dipakai pompa centrifugal dengan jenis impeller Low speed Pump.

111 . 2 .Jumlah Impeller

Dari perhitungan terdahulu diketahui kecepatan spesifik pompa adalah 11 , 48 Rpm. Ternyata harga ini dibawah harga N_{si} tersebut diatas. Oleh karena itu akan mengakibatkan efisiensi pompa yang sangat rendah. Untuk itu pompa dibuat bertingkat.

Maka jumlah tingkat dapat dihitung menurut :

$$i = \left[\frac{N_{s1}}{N_s} \right]^{4/3}$$

$$i = \frac{40^{4/3}}{11,48^{4/3}} = 5,23 \text{ tingkat}$$

maka pompa yang direncanakan adalah tipe Low Speed Pump (6 tingkat).

III . 3 . Daya Pompa

Daya pompa adalah daya yang dibutuhkan untuk menghasilkan head dan kapasitas.

maka :

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta} = \frac{907,3 \cdot 9,81 \cdot 1135 \cdot 0,042}{0,68} = 623959,1 \text{ watt} = 624 \text{ Kw}$$

dimana :

ρ = density air pada tempt 160⁰ C (kg / m³)

g = gaya grafitasi bumi (m / det²)

H = head pompa (m)

Q = kapasitas pompa (m^3 / det)

η = efisiensi pompa untuk pompa 68 %

III . 4 . Daya Motor Penggerak

Daya motor listrik yang digunakan untuk menggerakkan pompa dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\begin{aligned}
 P_m &= \frac{N_p \cdot (1 + \alpha)}{\eta_t} \\
 &= \frac{624 \cdot (1 + 0,1)}{1} \\
 &= 686 \text{ Kw}
 \end{aligned}$$

dimana :

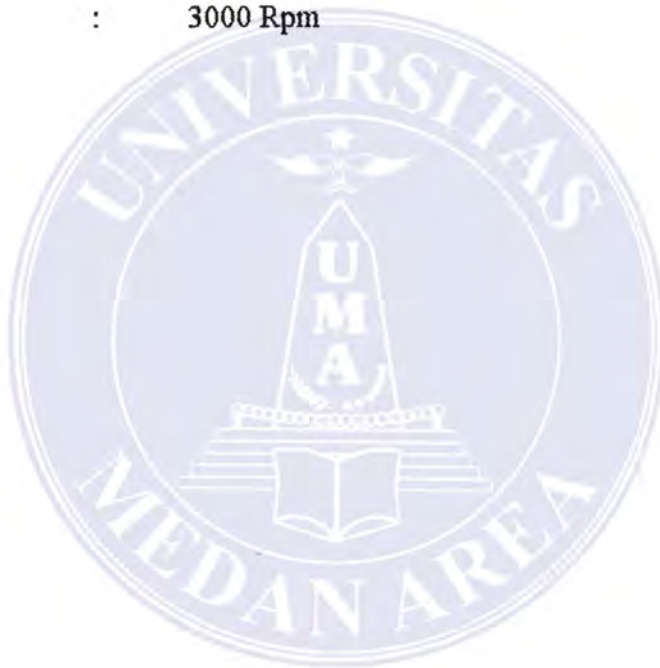
N_p = daya pompa (watt)

α = faktor cadangan motor induksi (0,1 - 0,2)

η_t = efisiensi transmisi 1 , karena dikopel langsung

III . 4 . Spesifikasi Pompa

Jenis Pompa	:	Centrifugal Pump, radial impeller, multistage.
Kapasitas Pompa	:	137 m ³ / jam
Head Pompa	:	1135 m
Daya Pompa	:	624 Kw
Daya Elektro Motor	:	686 Kw
Putaran	:	3000 Rpm



BAB IV

UKURAN - UKURAN UTAMA BAGIAN POMPA

IV . 1 . Diameter Poros

Pada poros pompa terjadi beberapa macam pembebanan yaitu :

- Beban puntir yang disebabkan yang disebabkan oleh pemindahan putaran dari motor penggerak.
- Gaya lentur yang diakibatkan oleh berat poros dan berat impeller dari pompa tersebut.
- Gaya radial dan aksial akibat tekanan air yang mengalir.

Perhitungan poros dapat ditentukan dengan rumus :

$$dp = \left[\frac{5,1 \cdot K_t \cdot C_b \cdot T}{\tau_g} \right]^{1/3} \quad (\text{mm})$$

dimana :

dp = diameter poros

τ_g = tegangan geser

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 22/7/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
Access From (repository.uma.ac.id)22/7/24

* **Momen rencana**

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

dimana :

Pd = daya rencana

$$= 749 \text{ Kw}$$

n = putaran motor

$$= 3000 \text{ Rpm}$$

sehingga :

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{749}{3000}$$

$$= 243175 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

* **Tegangan geser (τ_g)**

Untuk poros yang direncanakan bahannya adalah SNCM 7 dengan kekuatan tarik = $100 \text{ kg} / \text{mm}^2$ maka tegangan geser :

$$\tau_g = \frac{\sigma_b}{sf_1 \cdot sf_2}$$

dimana :

sf_1 = faktor keamanan poros dari beban puntir 6,0 untuk bahan SC.

sf_2 = faktor keamanan poros terhadap alur pasak 2,0

σ_b = tegangan tarik 100 kg / mm²

sehingga :

$$\sigma_b = \frac{100}{6,0 \cdot 2,0} = 8,33 \text{ kg / mm}^2$$

sehingga :

$$D_p = \left[\frac{5,1 \cdot K_t \cdot C_b \cdot P}{8,33} \right]^{1/3}$$

$$= \left[\frac{5,1 \cdot 1,1 \cdot 1,3 \cdot 243175}{8,33} \right]^{1/3}$$

$$= 60 \text{ mm}$$

IV . 2 . Ukuran - ukuran Impeller

IV . 2 . 1 Diameter Hub

$$\begin{aligned}DH &= (1,2 - 1,4) \cdot D_s \\ &= 1,4 \text{ (dipilih)}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}DH &= 1,4 \cdot 60 \text{ mm} \\ &= 84 \text{ mm}\end{aligned}$$

IV . 2 . 2 Diameter Mata Impeller (DO)

$$DO = \frac{U_1 \cdot 60}{\pi \cdot n}$$

dimana :

$$U_1 = K \cdot U_1 \sqrt{2gh}$$

$$\begin{aligned}K \cdot U_1 &= 0,024 \cdot Nsi^{2/3} \\ &= 0,024 \cdot 43,8^{2/3} \\ &= 0,298\end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned}U_1 &= 0,298 \cdot \sqrt{2} \cdot 9,81 \cdot 189,16 \\ &= 18,11\end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned}D_0 &= \frac{18,11 \cdot 60}{3,14 \cdot 3000} \\ &= 0,1153 \\ &= 116 \text{ mm}\end{aligned}$$

IV . 2 . 3 **Diameter Sisi Masuk (D1)**

Diameter sisi masuk biasanya diambil sama dengan diameter mata impeller, gunanya untuk menjaga aliran masuk tetap laminar dan tidak turbulansi.

maka :

$$\begin{aligned}D_1 &= D_0 \\ &= 116 \text{ mm}\end{aligned}$$

IV . 2 . 4 **Lebar Impeller pada Sisi Masuk (b₁)**

$$b_1 = \frac{Q}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{r1} \cdot E_1}$$

dimana :

Q = kapasitas pompa

$$= 0,042 \text{ m}^3 / \text{det}$$

D_1 = diameter sisi masuk

$$= 116 \text{ mm}$$

V_{r1} = kecepatan radial pada sisi masuk

$$= 2,3 + (2,3 \cdot 10\%)$$

$$= 2,53 \text{ m / det}$$

E_1 = faktor koreksi pada sisi masuk dengan harga rata - rata (0 , 8 - 0 , 9)

maka :

$$b_1 = \frac{0,042}{3,14 \cdot 0,116 \cdot 2,53 \cdot 0,8}$$

$$= 0,057$$

$$b_1 = 57 \text{ mm}$$

IV . 2 . 5 **Kecepatan Tangensial pada Sisi Masuk (U_1)**

$$U_1 = K \cdot U \cdot \sqrt{2gh}$$

$$K \cdot U = 0,024 \cdot N_{si}^{2/3}$$

$$= 0,024 \cdot 43,8^{2/3}$$

$$= 0,298$$

$$U_1 = 0,298 \cdot \sqrt{2} \cdot 9,81 \cdot 189,16$$

$$= 18,11 \text{ m / det}$$

IV . 2 . 6 **Sudut Tangensial pada Sisi Masuk (β_1)**

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{V_{r1}}{U_1}$$

$$= \frac{2,53}{18,11}$$

$$= 0,1397$$

$$= 7,9^\circ$$

IV . 2 . 6 **Diameter Luar Impeller (D_2)**

$$D_2 / D_0 = 2,5$$

$$\begin{aligned} D_2 &= D_0 \cdot 2,5 \\ &= 116 \cdot 2,5 \\ &= 290 \text{ mm} \end{aligned}$$

IV . 2 . 7 Lebar Impeller pada Sisi Keluar (b_2)

$$b_2 = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{r2} \cdot E_2}$$

dimana :

$$\begin{aligned} Q &= \text{kapasitas pompa} \\ &= 0,042 \text{ m}^3/\text{det} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_2 &= \text{diamter luar impeller} \\ &= 0,29 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{r2} &= \text{kecepatan radial pada sisi keluar} \\ &= (0,85 - 1,0) \cdot 5,25 \\ &= 0,9 \cdot 5,25 \\ &= 4,75 \end{aligned}$$

$$E_2 = \text{faktor kontraksi (0,9 - 0,95)}$$

sehingga :

$$b_2 = \frac{0,042}{3,14 \cdot 0,29 \cdot 4,75 \cdot 0,9}$$

$$= 0,01$$

$$b_2 = 10 \text{ mm}$$

IV . 2 . 8 Kecepatan Tangensial pada Sisi Keluar (U_2)

$$U_2 = K \cdot U \sqrt{2gh}$$

dimana :

$$K \cdot U = 1 + 0,1 (N_{si} / 100 - 1)$$

$$= 1 + 0,1 (43,8 / 100 - 1)$$

$$= 0,9438$$

$$U_2 = 0,9438 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 189,16}$$

$$= 57,5 \text{ m / det}$$

IV . 2 . 9 Sudut Tangensial pada Sisi Keluar (β_2)

Sudut tangensial pada sisi keluar adalah ($15^\circ - 40^\circ$) dengan ketentuan β_2

$> \beta_1$ maka diambil $\beta_2 = 30^\circ$

IV . 2 . 10 Komponen Kecepatan Tangensial pada Sisi Keluar

$$\begin{aligned} v_{u2} &= U_2 - \frac{v_{r2}}{\operatorname{tg} \beta_2} \\ &= 57,5 - \frac{4,75}{\tan 30^\circ} \\ &= 49,3 \text{ m / det} \end{aligned}$$

IV . 2 . 11 Komponen Kecepatan Tangensial pada Sisi Keluar Dengan Memperhatikan Effisiensi Sudu

$$v_{u2}' = \eta_s \cdot v_{u2}$$

dimana :

$$\eta_s = \text{effisiensi sudu } (0,7 - 0,85)$$

$$= \text{diambil } 0,7$$

sehingga :

$$Vu_2' = 0,7 \cdot 49,3$$

$$= 34,51 \text{ m/det}$$

IV . 2 . 12 Segitiga Kecepatan

Sudut keluar absolut teoritis sebenarnya

$$\text{tg } \alpha_2 = \frac{V_{r2}}{Vu_2}$$

$$= \frac{4,75}{49,3}$$

$$= 0,0963$$

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

Sudut keluar absolut sebenarnya

$$\text{tg } \alpha_2' = \frac{V_{r2}}{Vu_2'}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{4,75}{34,51} \\
 &= 0,1376 \\
 \alpha_2' &= 7,8^\circ
 \end{aligned}$$

Kecepatan sisi keluar absolut sebenarnya

$$\begin{aligned}
 V_2' &= \sqrt{(V_{r2})^2 + (V_{u2}')^2} \\
 &= \sqrt{(4,75)^2 + (34,51)^2} \\
 &= 39,26 \text{ m / det}
 \end{aligned}$$

Kecepatan sisi keluar teoritis

$$\begin{aligned}
 V_2 &= \sqrt{(V_{r2})^2 + (V_{u2})^2} \\
 &= \sqrt{(4,75)^2 + (49,3)^2} \\
 &= 54,05 \text{ m / det}
 \end{aligned}$$

Dari perhitungan terdahulu diperoleh hasil sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 U_2 &= 57,5 \text{ m / det} \\
 V_{u2} &= 49,3 \text{ m / det} \\
 V_{u2}' &= 34,51 \text{ m / det}
 \end{aligned}$$

$$V_{r2} = 4,75 \text{ m / det}$$

$$V_2' = 39,26 \text{ m / det}$$

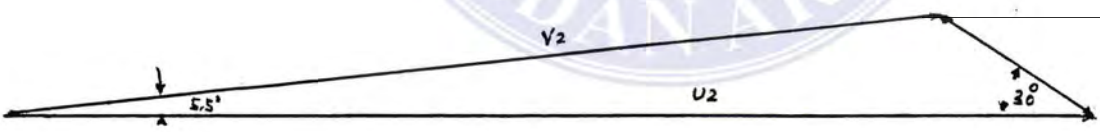
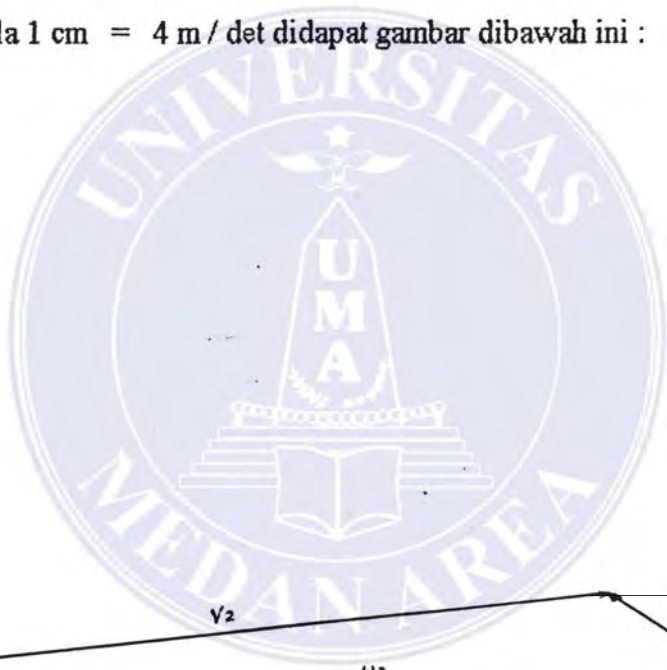
$$V_2 = 54,05 \text{ m / det}$$

$$\beta_2 = 30^\circ$$

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

$$\alpha_2' = 7,8^\circ$$

Sehingga dengan skala 1 cm = 4 m / det didapat gambar dibawah ini :



BAB V

PERENCANAAN SUDU

V.1 Bentuk Sudu

Pemilihan bentuk sudu adalah sangat penting pada pompa sentrifugal, karena bentuk sudu mempengaruhi head yang dihasilkan oleh pompa.

Sudu tidak boleh terlalu panjang karena akan memperbesar kerugian gesekan demikian juga halnya dengan perubahan - perubahan luas penampang sudu hendaknya sedikit demi sedikit untuk memperkecil kerugian turbulensi.

Faktor utama yang sangat mempengaruhi pemilihan sudu adalah sudut keluar (β_2). Berdasarkan besarnya sudu keluar, maka sudu dapat di klasifikasikan atas 3 jenis antara lain :

a. Forward Carved Vanes ($\beta_2 > 90^\circ$)

Pada bentuk ini sudu melengkung kedepan mempunyai kecepatan absolut yang paling besar dan energi kecepatan ini dirubah kembali menjadi energi potensial. Jika untuk aliran terlalu pendek dan kelengkungan tipe ini terlalu besar sehingga tipe ini pada umumnya tidak sesuai dengan pompa sentrifugal.

b. Radial Vanes ($\beta_2 = 90^\circ$)

Bentuk sudu ini mempunyai kecepatan absolut yang cukup besar, tetapi effisiensinya lebih tinggi daripada Forward Curved Vanes.

Pada tipe ini terdapat theoretical head total yang terdiri dari 50 % energi kinetik dan 50 % energi potensial dan juga bentuk aliran terlalu pendek serta kelengkungan sudu terlalu besar.

c. Back work Curve Vanes ($\beta_2 < 90^\circ$)

Sudu tipe ini mempunyai kecepatan absolut yang paling kecil tetapi dapat memberikan distribusi aliran yang merata dalam selang - selang impeller, dimana dalam hal ini dapat mengurangi kerugian - kerugian hidrolis pada impeller dan juga bentuk ini mempunyai hubungan yang stabil antara head dan kapasitas yang dihasilkan oleh pompa, oleh sebab itu tipe ini lebih sesuai untuk pompa yang direncanakan.

V. 2 Perencanaan Sudu dan Penggambarannya

Dalam merencanakan atau menggambar sudu ada 2 metode yang sering digunakan yaitu :

1. Circular Arm Methode

2. Polar Cordinats Methode.

Dari kedua metode diatas yang dipilih dalam perencanaan ini adalah Circular Arm Methode. Dalam hal ini impeller dibagi menjadi beberapa bagian lingkaran yang kosentris diantara R_1 dan R_2 , dimana selisih antara jari - jari lingkaran yang kosentris itu adalah sama.

maka :

$$\Delta R = \frac{R_2 - R_1}{I}$$

dimana :

I = Jumlah bagian yang dibentuk lingkaran, 4 yang diambil

R_1 = Jari - jari impeller bagian dalam

$$= D_1 / 2$$

$$= 116 \text{ mm} / 2$$

$$= 58 \text{ mm}$$

R_2 = Jari - jari impeller bagian luar

$$= D_2 / 2$$

$$= 290 \text{ mm} / 2$$

$$= 145 \text{ mm}$$

sehingga :

$$\begin{aligned}\Delta R &= \frac{145 - 58}{4} \\ &= 21,75 \text{ mm}\end{aligned}$$

Perubahan bentuk kelengkungan sudu akan diikuti oleh perubahan (β)

$$\Delta \beta = \frac{\beta_2 - \beta_1}{i}$$

dimana :

$$\begin{aligned}\beta_1 &= \text{Sudut tangensial pada sisi masuk} \\ &= 7,9^\circ \\ &= 8^\circ\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\beta_2 &= \text{Sudut tangensial pada sisi keluar} \\ &= 30^\circ\end{aligned}$$

$$i = \text{Jumlah bagian yang dibentuk lingkaran, 4 diambil}$$

sehingga :

$$\begin{aligned}\Delta \beta &= \frac{30^\circ - 8^\circ}{4} \\ &= 5,5^\circ\end{aligned}$$

Jari - jari kelengkungan sudu (f)

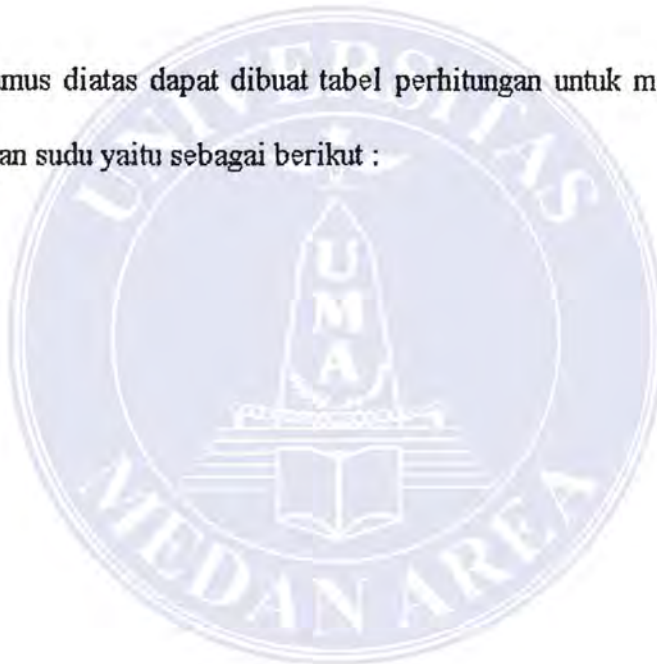
$$f = \frac{Rb^2 - Ra^2}{2(Rb \cdot \cos \beta_b - Ra \cdot \cos \beta_a)}$$

dimana :

a = menyatakan lingkaran terdekat dengan pusat poros pada bagian tertentu

b = menyatakan lingkaran terjauh dari pusat poros pada bagian lingkaran tertentu.

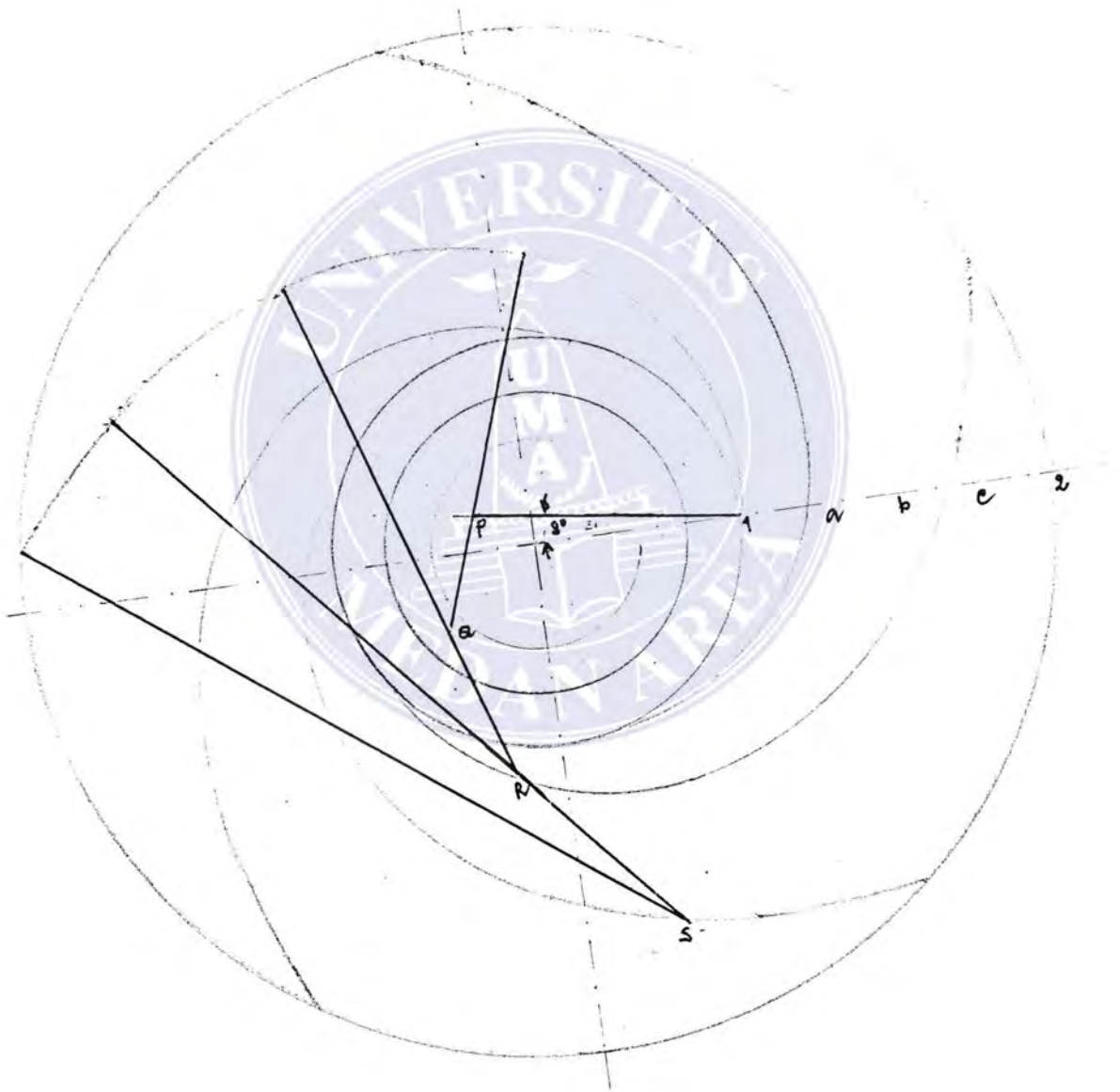
Maka dari rumus diatas dapat dibuat tabel perhitungan untuk mendapatkan jari - jari kelengkungan sudu yaitu sebagai berikut :



lingkar	R mm	R ² mm ²	β (^o)	cos β mm	R cos β mm	R cos $\beta b - R$ cos βa	Rb ² - Ra ² mm	f mm
1	58	3364	8	0,990	57,42			
						20,09	2996	74,56
a	79,75	6360	13,5	0,972	77,51			
						18,4	3942,2	107,12
b	101,5	10302,2	19	0,945	95,91			
						16,12	4888,4	151,62
c	123,25	15190,6	24,5	0,909	112,03			
						13,54	5834,3	215,44
2	145	21025	30	0,866	125,57			

Selanjutnya bentuk sudu telah dapat dilukis dengan menggunakan harga yang terdapat pada tabel :

1. . Lukis lingkaran (a , b , c) serta 1 dan 2 dengan jarak antara R_1 dan $R_2 = 21$, 75 mm
2. . Di lukis $\beta_1 = 8^0$
3. . Di lukis busur lingkaran dari 1 sehingga memotong lingkaran a dengan $\hat{r} = 74$, 56 mm dan berpusat di P pada kaki yang berbentuk sudut 1P.
4. . Di lukis busur lingkaran dari a sehingga memotong b dan c , dengan $\hat{r} = 107$, 12 mm dan berpusat di Q.
5. . Analog dengan poin 4 sehingga di peroleh bentuk sudu seperti pada gambar dibawah.



UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

V.3 Jumlah Sudu

Banyaknya sudu dari suatu impeller pompa dapat ditentukan dengan rumus :

$$Z = 6,5 \left[\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right] \sin \left[\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right]$$

dimana :

Z = Jumlah sudu

D₁ = diameter sisi masuk

= 116 mm

D₂ = diameter sisi keluar

= 290 mm

β₁ = sudut tangensial pada sisi masuk

= 8°

β₂ = sudut tangensial pada sisi keluar

= 30°

sehingga :

$$Z = 6,5 \left[\frac{290 + 116}{290 - 116} \right] \sin \left[\frac{8 + 30}{2} \right]$$

$$= 4,66$$

$$= 5 \text{ sudu}$$

V.4 Jarak Antara Sudu

Untuk sisi isap (S_1)

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_o}{Z}$$

dimana :

D_o = diameter dalam inlet

$$= 116 \text{ mm}$$

sehingga :

$$S_1 = \frac{3,14 \cdot 116}{5}$$

$$= 72,8 \text{ mm}$$

Untuk sisi tekan (S_2)

$$S_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{Z}$$

dimana :

D_2 = diameter sisi keluar

$$= 290 \text{ mm}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} S_2 &= \frac{3,14 \cdot 290}{5} \\ &= 182,12 \text{ mm} \end{aligned}$$

V. 5 Tebal sudu - sudu pada Sisi Masuk (t_1)

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D \cdot (1 - \Sigma) \sin \beta}{Z}$$

dimana :

Σ_1 = faktor kontraksi, untuk sisi masuk

$$= 0,9$$

$$\beta_1 = 8^\circ$$

$$D_1 = 116 \text{ mm}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} t &= \frac{\pi \cdot 116 \cdot (1 - 0,9) \sin 8}{5} \\ &= 1 \text{ mm} \end{aligned}$$

V.6 Tebal Sudu - sudu pada Sisi Keluar (t_2)

$$\begin{aligned} S_2 &= \frac{\pi \cdot 290 \cdot (1 - 0,9) \cdot \sin 30}{5} \\ &= 9.1 \text{ mm} \end{aligned}$$



BAB VI

PERHITUNGAN DIFFUSER

Adalah pompa sentrifugal yang dilengkapi sebuah rumah pompa dengan sudu - sudu diffuser disekeliling luar impeller.

Karena sudu - sudu diffuser , disamping memperbaiki efisiensi pompa , juga menambah kokoh rumah pompa. Konstruksi ini sering dipakai pada pompa besar dengan head yang tinggi. Pompa ini juga sering dipakai pada pompa bertingkat banyak karena aliran dari satu tingkat ke tingkat berikutnya dapat dilakukan tanpa rumah volut.

VI.1 Ukuran Diffuser pada Sisi Masuk

1.1.1 Diameter Dalam (D_3)

$$\begin{aligned} R_3 &= (1,02 - 1,05) \cdot R_2 \\ &= 1,05 \cdot 145 \\ &= 152,25 \text{ mm} \end{aligned}$$

dimana :

$$\begin{aligned} R_2 &= \text{Diameter sisi keluar impeller} \\ &= 145 \text{ mm} \end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned} D_3 &= R_3 \cdot 2 \\ &= 152,25 \cdot 2 \\ &= 304,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

1.2. Lebar Sisi Masuk Diffuser

$$\begin{aligned} b_3 &= b_2 + 2 \\ &= 10 + 2 \\ &= 12 \text{ mm} \end{aligned}$$

dimana :

$$\begin{aligned} b_2 &= \text{diameter luar impeller} \\ &= 10 \text{ mm} \end{aligned}$$

1.3. Sudut Sisi Masuk Diffuser

$$\tan \alpha_3 = \frac{\tan \alpha_2}{k_2 \cdot c_4}$$

dimana :

$$\alpha_2 = \text{sudut keluar absolut teoritis}$$

$$= | 5,5^0$$

$k_2 \cdot c_4 =$ circulation faktor

$$= (0,28 - 0,65)$$

sehingga :

$$\tan \alpha_3 = \frac{0,096}{0,28}$$

$$= 0,342$$

$$\alpha = 18,9^0$$

VI. 2. Ukuran Diffuser pada Sisi Keluar

2. 1. Diameter Luar Diffuser (D_4)

$$R_4 = (1,4 - 1,8) \cdot R_3$$

$$= 1,6 \cdot 152,25$$

$$= 243,6 \text{ mm}$$

maka ;

$$D_4 = R_4 \cdot 2$$

$$= 243,6 \cdot 2$$

$$= 487,2 \text{ mm}$$

2.2. Lebar Sisi Keluar Diffuser (b_4)

$$\begin{aligned} b_4 &= b_3 + (1,2 - 2,0) \\ &= 12 + 2 \\ &= 14 \text{ mm} \end{aligned}$$

2.3. Sudut Keluar Diffuser (α_4)

$$\begin{aligned} \tan \alpha_4 &= \frac{b_3}{b_4} \tan \alpha_3 \\ &= \frac{12}{14} \tan 18,9^\circ \\ \alpha_4 &= 16,4^\circ \end{aligned}$$

VI.3. Jumlah Sudu pada Diffuser (Z_d)

Jumlah sudu pada diffuser harus lebih besar dari pada sudu impeller .

$$Z_d = Z + 1$$

dimana :

$$\begin{aligned} Z &= \text{jumlah sudu pada impeller} \\ &= 5 \text{ buah} \end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} Z_d &= 5 + 1 \\ &= 6 \text{ buah} \end{aligned}$$

VI. 4. Jarak antara Sudu Diffuser

4. 1. Jarak Sudu pada Sisi Masuk (t_3)

$$t_3 = \frac{\pi \cdot D_3}{Z_d}$$

dimana :

$$\begin{aligned} D_3 &= \text{diameter sisi masuk diffuser} \\ &= 304,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Z_d &= \text{jumlah sudu pada diffuser} \\ &= 6 \text{ buah} \end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} t_3 &= \frac{3,14 \cdot 304,5}{6} \\ &= 159,4 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.2. Jarak Sudu pada Sisi Keluar (t_4)

$$t_4 = \frac{\pi \cdot D_4}{Zd}$$

dimana :

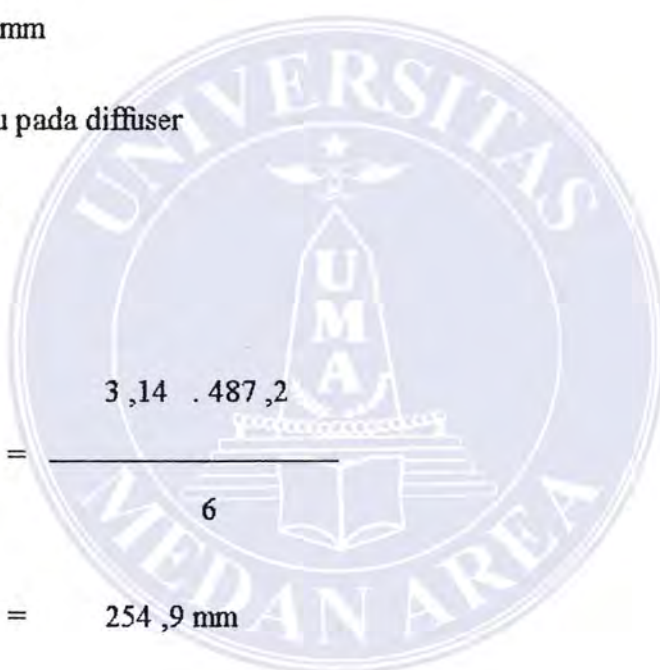
D = diameter sisi keluar diffuser
 = 487,2 mm

Zd = jumlah sudu pada diffuser
 = 6 buah

sehingga :

$$t_4 = \frac{3,14 \cdot 487,2}{6}$$

$$= 254,9 \text{ mm}$$



VI.5 Tebal Dinding Diffuser

$$t = x \cdot y \frac{D \cdot P}{200 \cdot \sigma t} + 5$$

dimana :

t = tebal dinding diffuser

x = faktor keamanan

= 5 diambil

y = koefisien dari bentuk penampang

= 1,6 untuk penampang lingkaran

D = diameter diffuser terbesar

= $D_4 + (2 \cdot 25)$

= $487,2 + 50$

= $537,2 \text{ mm}$

P = tekanan dalam dinding diffuser

= $\rho \cdot H$

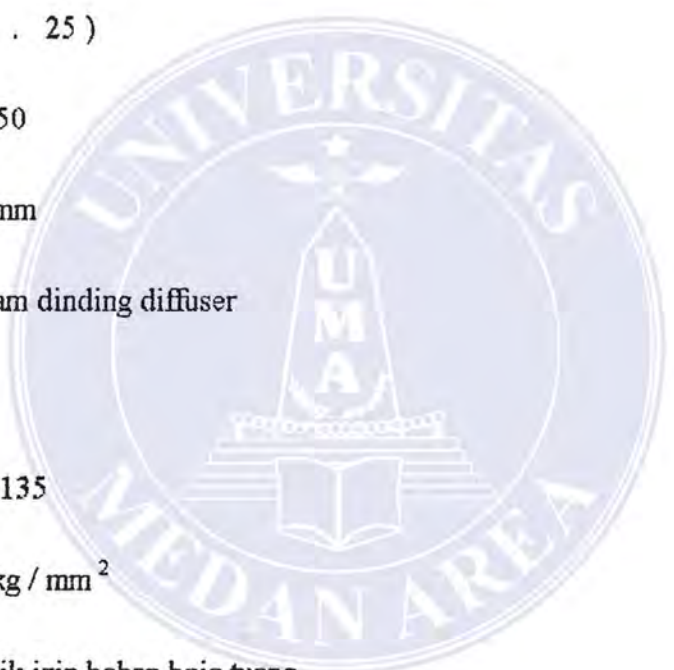
= $907,3 \cdot 1135$

= $1,029 \text{ kg / mm}^2$

σ = tegangan tarik izin bahan baja tuang

= 50 kg / mm^2

sehingga :



$$t = 5 (1,6) \frac{537,2 \cdot 1,03}{200 \cdot 50} + 5$$
$$= 5,442\text{mm}$$



BAB VII

PERHITUNGAN GAYA AKSIAL

Pada saat operasi pompa sentrifugal terjadi perbedaan tekanan antara sisi isap dengan sisi tekan. Dimana putaran impeller mengakibatkan tekanan pada sisi keluar lebih besar dibandingkan dengan tekanan fluida pada sisi masuk.

Perbedaan tekanan fluida pada sisi belakang impeller akan mengakibatkan impeller mengalami gaya aksial kearah sisi isap. Besarnya gaya aksial dapat dicari dengan rumus :

$$F_a = (P_t - P_o) \pi / 4 (D_0^2 - D_h^2)$$

dimana :

F_a = gaya aksial

P_t = tekanan dibelakang impeller

P_o = tekanan didepan impeller

D_0 = diameter mata impeller

= 116 mm

D_h = diameter hub

= 84 mm

$$P_t - P_o = \pi/4 \left[\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \right] \cdot \rho$$

dimana :

U_2 = kecepatan tangensial pada sisi keluar

$$= 57,5 \text{ m / det}$$

U_1 = kecepatan tangensial pada sisi masuk

$$= 18,11 \text{ m / det}$$

ρ = berat jenis air

$$= 907,3 \text{ kg / m}^3$$

maka :

$$\begin{aligned} (P_t - P_o) &= 0,785 \left[\frac{57,5^2 - 18,11^2}{2 \cdot 9,81} \right] \cdot 907,3 \\ &= 108115,2 \text{ kg / m}^3 \end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} F_a &= 108115,2 \cdot 0,785 (0,116^2 - 0,084^2) \\ &= 543,17 \text{ kg} \end{aligned}$$

Pengaruh gaya aksial didalam pompa masih dipengaruhi momentum kecepatan aliran fluida saat memasuki impeller yang besarnya :

$$\begin{aligned} F_m &= \frac{\rho \cdot Q}{g} \cdot V_b \\ &= \frac{907,3 \cdot 0,042}{9,81} \cdot 2,3 \\ &= 8,93 \text{ kg} \end{aligned}$$

Total gaya aksial yang terjadi :

$$\begin{aligned} F_t &= F_a - F_m \\ &= 543,17 - 8,93 \\ &= 534,24 \text{ kg} \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan diatas maka gaya aksial yang terjadi pada satu tingkat impeller sedangkan dalam perencanaan ini mempunyai 6 (enam) tingkat impeller.

maka :

$$\begin{aligned} F_t &= 6 \cdot 534,24 \\ &= 3205,44 \text{ kg} \end{aligned}$$

VII . 1 . Cara Mengatasi Gaya Aksial

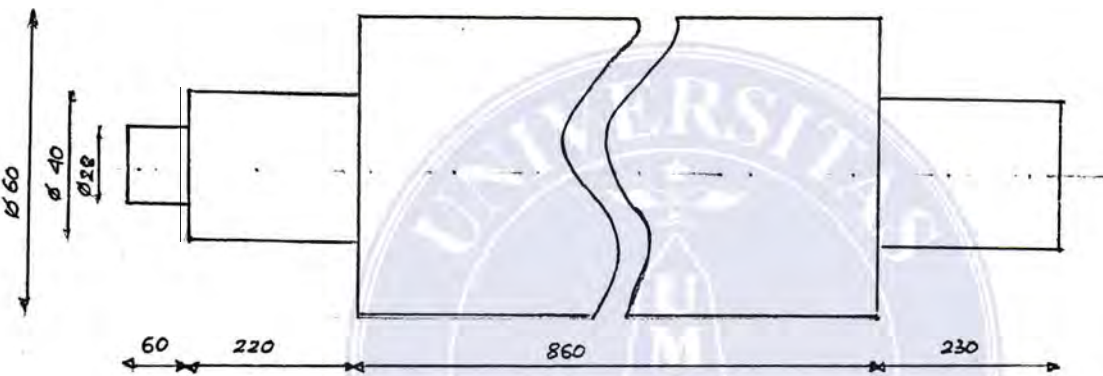
Untuk menjaga agar pompa dapat beroperasi secara efisien dan ekonomis maka harus menggunakan :

1. Dengan memakai wearing dan lobang untuk menghubungkan sisi depan dengan sisi belakang impeller sehingga terjadi keseimbangan tekanan.
2. Dengan menghubungkan sisi isap dan sisi tekan impeller dengan memakai pipa pintas.
3. Membuat sudu berupa radial pada bagian belakang impeller dengan maksud memperkecil tekanan pada sisi belakang.
4. Menggunakan pompa bertingkat banyak yang disusun dalam dua kelompok yang sama jumlahnya dan saling bertolak belakang , maka gaya aksial yang ditimbulkan relatif sama (atau saling meniadakan). Namun dalam perakteknya tidak mudah memperoleh gaya yang betul - betul seimbang sehingga masih diperlukan lagi bantalan.

BAB VIII

PERHITUNGAN BERAT POROS DAN IMPELLER

VIII. 1. Berat Poros



Bahan poros adalah S 45 C - D dengan kekuatan tarik = 60 kg / mm^2 dan berat jenis bahan baja = 490 lb / ft^3

maka :

$$\begin{aligned} \tau &= 490 \text{ lb / ft}^3 \cdot 16,0185 \text{ kg / m}^3 / \text{lb / ft}^3 \\ &= 7849 \text{ kg / m}^3 \\ &= 7,849 \cdot 10^{-6} \text{ kg / mm}^3 \end{aligned}$$

maka :

$$G_{\text{prs}} = \pi / 4 \cdot \gamma \cdot D^2 \cdot L \quad (\text{kg})$$

$$\begin{aligned}
 &= \pi / 4 \cdot 0.0078 \cdot (4^2 \cdot 23) + (6^2 \cdot 86) + \\
 &\quad (4^2 \cdot 22) + (2,8^2 \cdot 6) \\
 &= 23,65 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

VIII . 2 . Berat Impeller



Untuk menghitung berat impeller secara tepat adalah sulit , maka diambil dengan cara menyederhanakan perhitungan dengan membagi impeller menjadi beberapa bagian seperti gambar diatas. Dalam hal ini alur pasak dan balancing hole

$$\gamma = 0,0089 \text{ Kg / cm}^3$$

Berat masing - masing bagian dari impeller (G imp)

$$G_{\text{imp}} = \pi / 4 (d_p^2 - d_{sh}) \cdot s \cdot \gamma$$

dimana :

$$G_{\text{imp}} = \text{berat impeller tiap bagian} \quad (\text{Kg})$$

dp = variable antara tiap bagian (jarak yang terjauh dari sumbu)

dsh = variable antara tiap bagian (jarak yang terdekat dari sumbu)

s = tebal tiap bagian impeller (cm)

maka :

$$G1 = \pi / 4 (29^2 - 8,4^2) \cdot 0,24 \cdot 0,0089 = 5,75 \text{ kg}$$

$$G2 = \pi / 4 (11,6^2 - 6^2) \cdot 6 \cdot 0,0089 = 4,13 \text{ kg}$$

$$G3 = \pi / 4 (8,4^2 - 6^2) \cdot 0,24 \cdot 0,0089 = 0,05 \text{ kg}$$

$$G4 = \pi / 4 (11,6^2 - 8,4^2) \cdot 5,7 \cdot 0,0089 = 2,55 \text{ kg}$$

$$G5 = \pi / 4 (29^2 - 11,6^2) \cdot 0,24 \cdot 0,0089 = 1,51 \text{ kg}$$

sehingga berat impeller = 13,66 kg

Berat sudu impeller dapat dihitung dengan persamaan :

$$G6 = Z \cdot t \cdot Y \cdot \frac{(D_2 - D_1)}{2} \cdot \frac{(b_1 - b_2)}{2}$$

dimana :

Z = jumlah sudu = 5 buah

D = diameter keluar impeller = 290 mm

D = diameter dalam impeller = 116 mm

$$b = \text{lebar impeller pada sisi masuk} = 57 \text{ mm}$$

$$b = \text{lebar impeller pada sisi keluar} = 10 \text{ mm}$$

$$t = \text{tebal sudu impeller}$$

$$= \frac{1 + 9,1}{2}$$

$$= 5,05 \text{ mm}$$

maka :

$$= 5 \cdot 0,5 \cdot 0,0089 \cdot \frac{(29 - 11,6)^2}{2} \cdot \frac{(5,7 - 1)^2}{2}$$

$$= 0,45 \text{ kg}$$

sehingga berat impeller dan sudu :

$$W_{\text{imp}} = 13,66 + 0,45$$

$$= 14,1 \text{ kg}$$

Untuk jumlah impeller sebanyak enam buah , maka berat impeller seluruhnya :

$$W_{\text{imp}} = 6 \cdot 14,1$$

$$= 84,6 \text{ kg}$$

BAB XI

KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan dan perencanaan maka dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Jenis Pompa : Sentrifugal Pump
2. Type Impeller : Low Speed Impeller
3. Diameter Suction : 150 mm
4. Diameter Discharge : 100 mm
5. Kapasitas Pompa : 0,042 m³ / detik
6. Head Pompa : 1135 m
7. Putaran Pompa : 3000 rpm
8. Putaran Spesifik Pompa : 11,48 rpm
9. Daya Pompa : 624 kW hipotesis
10. Jumlah Tingkat Pompa : 6 tingkat , multi stage
11. Motor Penggerak : Elektro Motor
12. Daya Elektro Motor : 686 kW
13. Ukuran Utama Pompa

- Diameter Poros : 60 mm
 - Diameter Hub : 84 mm
 - Diameter Mata Impeller : 116 mm
 - Diameter Dalam Impeller : 116 mm
 - Diameter Luar Impeller : 290 mm
 - Lebar Impeller Sisi Masuk : 57 mm
 - Lebar Impeller Sisi Keluar : 10 mm
14. Jumlah Sudu Impeller : 5 sudu



DAFTAR PUSTAKA

1. Sularso dan Harua Tahara “ Pompa dan Kompresor, Pemakaian dan Pemeliharaan “, PT . Pradnya Paramita, Jakarta 1991.
2. Sularso dan Kiyokatsu Suga, “ Dasar Perencanaan dan pemilihan Elemen Mesin “, PT . Pradnya Paramita, Jakarta 1983.
3. Fritz Diesel, “ Turbin, Pompa dan Kompresor “, penerbit Erlangga, Jakarta 1993.
4. Austin H . Church, “ Pompa dan Blower Centrifugal “, Alih bahasa Oleh : Zulkifli Harahap, penerbit Erlangga, Jakarta 1990.
5. Victor . L . Streeter, “ Mekanika Fluida”, penerbit Erlangga, Jakarta 1990.

6. **Khegaturov, “ Marine Auxiliary Machinery and System “,**
Translate From The Russian by Nicholas Wtinsten, Peace
Publisher Moscow, 1972

7. **Stefanoff, “ Centrifugal and Arfial Flow Pump “, end edition,**
Jhon Willey dan Sons Inc, New York, 1975

