

PERENCANAAN POMPA CENTRIFUGAL UNTUK PENGISIAN AIR PADA KETEL UAP

KAPASITAS : 40 TON UAP/JAM
TEKANAN : 12 BAR



Oleh :

DENNY BARIMBING
NIM : 00 813 0051



FAKULTAS TEKNIK JURUSAN MESIN
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN
2002

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 3/1/24

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

PERENCANAAN POMPA CENTRIFUGAL UNTUK PENGISIAN AIR PADA KETEL UAP

KAPASITAS : 40 TON UAP/JAM
TEKANAN : 12 BAR

SKRIPSI

Oleh :

DENNY BARIMBING

NIM : 00 813 0051

Skripsi sebagai salah satu syarat untuk
Menyelesaikan studi pada Fakultas Teknik
Universitas Medan Area

**FAKULTAS TEKNIK JURUSAN MESIN
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN
2002**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 3/1/24

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 (repository.uma.ac.id)3/1/24

**FAKULTAS TEKNIK JURUSAN MESIN
UNIVERSITAS MEDAN AREA**

TUGAS SARJANA

**PERENCANAAN
POMPA CENTRIFUGAL UNTUK PENGISIAN AIR
PADA KETEL UAP**

**KAPASITAS : 40 TON UAP/JAM
TEKANAN : 12 BAR**

Oleh :

DENNY BARIMBING

NIM : 00 813 0051

Menyetujui :
Komisi Pembimbing

Pembimbing I,



(Ir. A. HALIM NASUTION, MSC)

Pembimbing II,



(Ir. SYAFRIAN LUBIS)

Mengetahui :

Ketua Jurusan,



(Ir. H. MIRSAYAH NST, MT)

Dean,



(Ir. H. SUSRI NASUTION, SH)

Tanggal Lulus :

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 3/1/24

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 (repository.uma.ac.id)3/1/24

UNIVERSITAS MEDAN AREA
FAKULTAS TEKNIK
JURUSAN TEKNIK MESIN

AGENDA No.: /FJTM/TA/2002

Diterima Tgl :

Paraf :

TUGAS RANCANGAN / TUGAS AKHIR

NAMA : DENNY BARIMBING
No. STAMBUK : 00 813 0051
MATA KULIAH : TUGAS AKHIR
SPESIFIKASI : Rencanakan sebuah pompa untuk pengisian air ketel uap yang dapat menghasilkan uap 40 ton/jam dan dengan tekanan 12 Bar.

1. Pemilihan jenis pompa
2. Perhitungan bagian pompa
3. Daya motor dan jenis motor
4. Gambar teknik motor

Diberikan tanggal :

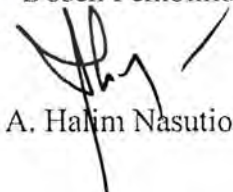
Selesai tanggal :

Medan, Mei 2002

Dosen Pembimbing

Ketua Jurusan

(Ir. H. Amirsyam Nst., MT)


(Ir. A. Halim Nasution, Msc)

Koordinator Rencana Sarjana


(Ir. H. Amirsyam Nst., MT)

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 3/1/24

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 (repository.uma.ac.id)3/1/24

KATA PENGANTAR

Puji Syukur penulis panjatkan kehadirat Allah Yang Maha Kuasa atas segala berkat dan anugerah yang diberikanNya, sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.

Tugas akhir ini merupakan syarat untuk menyelesaikan pendidikan Program Sarjana (S1), pada Jurusan Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Medan Area. Adapun tugas yang diberikan kepada penulis yaitu **Perencanaan Pompa Centrifugal Yang Dapat Digunakan Untuk Pengisian Air Ketel Uap 40 Ton/Jam dan Tekanan 12 bar di PT. RAPP P. Kerinci – RIAU.**

Dalam menyelesaikan tugas akhir ini penulis berusaha semaksimal mungkin untuk mendapatkan hasil yang lebih baik. Meskipun demikian, penulis menyadari bahwa tugas akhir ini masih jauh dari sempurna dan masih ada kekurangan-kekurangan yang perlu diperbaiki.

Untuk itu, penulis dengan tulus menerima saran maupun kritik yang sifatnya membangun bagi kesempurnaan tugas akhir ini.

Pada kesempatan ini, penulis ingin mengucapkan terima kasih yang sangat mendalam kepada orang tua saya serta seluruh keluarga yang selama ini selalu mendorong dan membantu saya baik secara moril dan materil, juga ucapan terima kasih penulis kepada:

1. Bapak Ir. H. Yusri Nasution, SH, Selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Medan Area.

2. Bapak Ir. H. Amirsyam Nasution, MT, Selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Universitas Medan Area.
3. Bapak Ir. A. Halim Nasution, Msc, Selaku Pembimbing utama dalam penulisan ini.
4. Bapak IR. Syafrian Lubis, Sebagai Dosen Pembimbing II.
5. Bapak/Ibu Staf pengajar dan seluruh pegawai di Fakultas Teknik Mesin, Universitas Medan Area.
6. Rekan-rekan mahasiswa dan teman-teman yang telah berpartisipasi dalam penyelesaian tugas akhir ini.

Semoga tugas akhir ini bermanfaat bagi duni pendidikan, penelitian dan pelatihan, serta apa yang kita cita-citakan mendapat anugrah dari Allah Yang Maha Kuasa.

Medan, Mei 2002

Penulis,



Denny Barimbing
NIM: 00 813 0051

DAFTAR ISI

	Halaman
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR GAMBAR	v
DAFTAR TABEL	vi
DAFTAR ISTILAH	vii
LAMBANG – LAMBANG YUNANI.....	ix
BAB I : PENDAHULUAN	1
I.1. Klasifikasi Pompa	4
I.2. Pemilihan Jenis Pompa	9
I.3. Pompa Centrifugal	10
BAB II : KAPASITAS DAN JUMLAH POMPA	13
II.1. Kapasitas Pompa	13
II.2. Jumlah Pompa	15
II.3. Head Pompa	16
II.3.1. Head losses pada pipa isap.....	16
II.3.2. Head losses pada pipa tekan.....	20
II.3.3. Tekanan pada drum ketel deaerator	23
II.3.4. Static head	24
II.4. Perhitungan Daya	25
II.5. Daya motor penggerak.....	26
BAB III : DASAR PERENCANAAN POMPA	29
III.1. Putaran spesifik	29
III.2. Spesifikasi hasil perencanaan dari perhitungan	31
III.3. Diameter poros	32
III.4. Ukuran – ukuran impeller.....	35
III.5. Perhitungan sudu – sudu	44

III.6. Melukis bentuk sudu	45
BAB IV : PERHITUNGAN DIFUSER	51
IV.1. Ukuran – ukuran difuser	51
IV.2. Jumlah sudu difuser	56
BAB V : GAYA AKSIAL PADA POMPA	63
V.1. Besar gaya aksial	63
V.2. Cara mengatasi gaya aksial	65
V.3. Putaran kritis	66
V.3.1. Berat poros	67
V.3.2. Berat impeller	68
V.3.3. Defleksi pada poros	70
BAB VI : BANTALAN DAN PASAK	74
VI.1. Klasifikasi bantalan	74
VI.2. Pemilihan bantalan	75
VI.3. Perhitungan bantalan	75
VI.3.1. Bantalan luncur radial	76
VI.3.2. Bantalan aksial	77
VI.4. Pasak	79
BAB VII : SISTEM PENGAMAN POMPA	84
VII.1. Kavitasi dan sorging	84
VII.2. Pemeriksaan Instalasi terhadap kavitasi	86
BAB VIII : PEMELIHARAAN POMPA	89
VIII.1. Pemeriksaan pendahuluan	89
VIII.2. Pelumasan	89
VIII.3. Bahan Pelumasan	90
BAB IX : KESIMPULAN	92
LITERATUR	100
LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

	Halaman
Gambar III.1. Poligon Kecepatan pada sisi masuk impeller.....	40
Gambar III.2. Poligon Kecepatan paada sisi keluar impeller.....	44
Gambar III.3. Lukisan sudu.....	49
Gambar IV.1. Lukisan sudu difuser	62
Gambar V.1. Poros	67
Gambar V.2. Beban terbagi rata sepanjang poros.....	71
Gambar V.3. Beban terpusat.....	72



DAFTAR TABEL

	Halaman
Tabel III.1. Hasil kecepatan pada sisi keluar (outlet)	42
Tabel III.2. Hasil perhitungan sudu impeller	47
Tabel III.3. Hasil dari penampang.....	48
Tabel IV.1. Hasil perhitungan sudu difuser	61
Tabel V.1. Hasil perhitungan berat impeller	69



DAFTAR ISTILAH

Simbol	Nama	Satuan
A	Luas penampang	mm ²
B	Luas bantalan	mm
b	Lebar laluan	mm
b	Lebar pasak	mm
c	Beban dinamis	kg
C ₀	Beban statis	kg
D	Diameter	mm
D ₀	Diameter sisi laluan	mm
D ₁	Diameter sisi masuk impeller	mm
D ₂	Diameter keluar impeller	mm
D _h	Diameter hubungan	mm
D _s	Diameter poros	mm
E	Moduls Elastisitas	kg/mm ²
F _a	Gaya aksial	kg
F _r	Gaya radial	kg
F _c	Faktor korelasi	
F _h	Faktor utama	
F	Koefisien gesekan	
G	Gaya – gaya pada poros	kg
g	Percepatan grafitasi	m/s
H	Head	m
h	Tebal pasak	mm
h _f	Head loses akibat gesekan dalam pipa	m
h _l	Head loses	m
h _v	Kerugian head pada katup	m

I	Momen mesin	mm^4
L	Panjang	mm
LH	Umur nominal	mm
N	Daya penggerak	KW
Nd	Daya rencana	KW
nc	Putaran kritis	rpm
n	Putaran motor	rpm
p	Beban ekuivalen	kg
p	Tekanan	kg/mm^2
Q	Kapasitas	m^3
R	Realisasi pada tumpuan	kg
r	Jari – jari lingkaran	mm
Sf	Faktor keamanan	
T	Momen puntir	Kg/mm
S	Tebal sumbu	mm
td	Tebal rumah pompa	mm
U	Kecepatan keliling	m/s
V	Kecepatan absolut aliran	m/s
v	Viskositas kinematik air	m^2/s
W	Berat air masuk sudu	kg
X	Faktor keamanan sudu	kg
x	Faktor beban radial	kg
Z	Jumlah sudu	

Lambang – lambang Yunani

Simbol	Nama	Satuan
α (Alpha)	Sudut faktor korelasi	(. .)
β (Beta)	Sudut aliran	(. .)
β_1	Sudut tangensial masuk	(. .)
β_2	Sudut tangensial keluar	(. .)
θ (Theta)	Variasi sudut	(. .)
π (phi)	Besaran tak berdimensi	(. .)
γ (Gamma)	Berat jenis	(kg/m ³)
Σ (Sigma))	Kekuatan tarik	(kg/m ²)
	Koefisien aliran sirkulasi	
ν (mm)	Kekentalan kinematik	(m ² /dt)
τ (Tao)	Tegangan torsi	(kg/m ²)
ω (Omega)	Kecepatan	(rad/s)
ρ (Rho)	Jari – jari sudu	(mm)
	Massa jenis	(kg/mm ³)

BAB I

PENDAHULUAN

Dalam kehidupan modern seperti sekarang ini, pompa mempunyai penggunaan yang sangat luas di hampir segala bidang kegiatan seperti : Pertanian, Industri Rumah Tangga dan sebagainya. Berikut ini akan diberikan contoh-contoh pelayanan pompa bagi aktifitas manusia.

a. **Air Minum**, pompa penyalur air minum mempunyai berbagai macam ukuran dari ukuran yang besar untuk perkotaan sampai yang paling kecil untuk gudang dan rumah tangga.

Dalam praktek penyediaan air terdapat empat macam cara yaitu :

1. Penyediaan air dari tangki atas
2. Penyediaan Langsung
3. Penyediaan air dengan tangki tekan
4. Penyediaan air dengan pompa penguat

b. **Pengairan**, pompa yang dipakai untuk pengairan lahan pertanian umumnya menangani air tawar. Pada pengairan siram, head total yang diperlukan adalah sangat besar karena nosel penyemprot pada sistem ini memerlukan tekanan tinggi. Oleh karena itu untuk pengairan siram sering dipakai pompa bertingkat banyak.

- c. **Industri Kimia dan Industri Minyak**, berbagai jenis pompa dipakai dalam sistem industri kimia dan industri minyak, didalam industri ini juga ditangani berbagai jenis zat cair hingga diperlukan berbagai jenis pompa yang menggunakan berbagai bahan konstruksi.
- d. **Industri Lain**, pompa untuk pemakaian umum dan pemakaian khusus dipakai dibeberapa industri seperti : (1). Indusri Makanan, (2). Galangan Kapal, (3). Pabrik Kertas (PULP).
- e. **Pompa Drainase (Pengeringan)**, untuk mengeringkan air hujan dari suatu daerah yang luas seperti lahan pertanian dan perkantoran, head yang diperlukan umumnya rendah hingga sering dipakai pompa aksial atau aliran campuran.
- f. **Pelayanan Pusat Tenaga**, berbagai jenis yang dipakai untuk pusat pelayanan tenaga adalah :
1. **Pompa air pengisi ketel**, pompa ini berfungsi memasukkan air kedalam ketel yang bertekanan tinggi oleh karena itu pompa ini harus bertekanan tinggi dan tahan terhadap temperatur pula.
 2. **Pompa Sirkulasi Air**, pompa ini mengalirkan air pengisi kedalam kondensor biasanya diperlukan pompa dengan diameter luas yang besar, karena debit yang dialirkan besar. Jika diperlukan air laut atau air sungai sebagai pendingin

biasanya diperlukan head setinggi 10 m, juga harus disediakan pencegah korosi.

3. **Pompa Kondensat,** pompa ini dipakai untuk mengalirkan air yang dibutuhkan kedalam kondensor kepompa pengisi ketel.

4. **Pelayanan Gedung,** pada gedung-gedung memerlukan pompa untuk penyediaan air minum, pemadam kebakaran, untuk pengkondisian udara dan untuk keperluan yang lain, pompa ini dipakai dengan berbagai cara untuk penyediaan air seperti misalnya dengan penyediaan tangki atas, tangki tekan dan pompa penguat.

Yang akan dibahas pada tulisan ini adalah jenis pompa untuk pengisian air ke ketel. Pompa yang dimaksud adalah sebuah alat mekanis yang berfungsi untuk memindahkan suatu cairan (fluida) dari tempat yang rendah ke tempat yang lebih tinggi, atau pemindahan cairan dari tekanan statisnya rendah ke daerah yang statisnya lebih tinggi.

Sebagaimana telah kita ketahui, ketel uap berfungsi sebagai pesawat konversi energi yang, mengkonversikan energi kimia dari bahan bakar menjadi energi panas, energi panas yang dipindahkan dari hasil pembakaran bahan akan dihantarkan kedalam bidand pemanas (Heating Survace) secara pancaran dan hambatan (radiasi

dan konduksi) dari bidang pemanas dihantar lagi kepada air ketel uap secara konveksi (convection).

Untuk mendapatkan uap yang stabil sesuai dengan kebutuhan air pengisi ketel harus tersedia secara kontinue selama ketel masih dalam keadaan beroperasi, untuk mendapatkan kondisi ini diperlukan alat bantu yaitu : Pompa pengisi air ketel.

Terjadinya gerakan pemindahan zat cair oleh pompa disebabkan timbulnya perbedaan tekanan antara sisi masuk dengan sisi keluar cairan pada pompa ketika pompa sedang bekerja ketika pompa menerima daya, dimana daya ini diteruskan kepada cairan dengan perantara impeller atau torak.

I. 1. Klasifikasi Pompa

Dalam perencanaan sebuah pompa harus diperhatikan untuk apa pompa tersebut dipergunakan, berapa kapasitas pompa yang dibutuhkan, head pompa, cairan yang akan dipompakan, umur pompa serta dimana pompa tersebut akan dipasang.

Pompa dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

A. Klasifikasi pompa ditinjau dari sudut tekanan yang menghasilkan energi fluida, maka pompa dapat diklasifikasikan atas 2 (dua) bagian yaitu :

1. **Pompa Tekan Statis**, pompa ini disebut juga “positive displacement”, head statisnya terjadi akibat tekanan yang diberikan kepada cairan, head

baru terjadi bila terjadi perubahan volume pada pompa yang termasuk dalam pompa ini adalah :

a. **Pompa Torak Puyer (Reciprocating Pump)**, pompa ini mempunyai torak yang bergerak bolak-balik kedalam selinder, aliran yang terjadi pada pompa ini tergantung pada pemindahan piston dimana cairan yang bertekanan rendah dihisap melalui katub hisap dan masuk kedalam selinder kemudian ditekan sehingga tekanan statisnya naik dan sanggup mengalirkan cairan keluar dari selinder melalui katub tekanan pipa discharge.

b. **Pompa Pusingan**, pompa ini adalah pompa positive displacement, yang mana energi ditransmisikan dari yang menyebabkan pompa itu bergerak kepada cairan oleh sebuah elemen yang hanya dimiliki sebuah bundaran dan gerak bolak-balik didalam rumah pompa.

2. **Pompa Tekanan Dinamis**, pompa ini disebut juga motor dynamic pump atau hupeller pump, pompa ini mempunyai bagian dan sifat-sifat sebagai berikut :

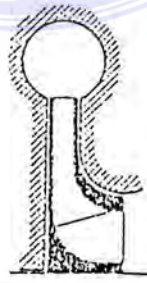
- Mempunyai bagian utama berupa poros yang dilengkapi dengan sudut sekitar poros.

- Melalui sudut tersebut cairan akan mengalir secara kontinu antara sudut cairan terjadi pertukaran momentum cairan yang mengalir antara sudut-sudut.

Yang tergolong pompa ini adalah cuntrifuyel pump dan propeller pump.

B. Ditinjau dari arah aliran yang melalui sudut gerak suatu pompa tekanan dinamis dapat dibedakan antara lain :

- a. Impeller Jenis Radial**, pompa ini mempunyai jenis impeller radial, aliran pada suatu gerak pada bidang tegak lurus pada bidang poros pompa impeller yang dipakai untuk tinggi tekan medium dan yang tinggi (kira-kira diatas 150 ft). Impeller ini adalah humpeller jenis konvensional dan secara praktis dipakai pada semua mesin-mesin yang bertingkat banyak, daerah kecepatan spesifiknya pada umumnya adalah dari 500 hingga 3000 rpm, perbandingan diameter buang (discharge) dengan diameter mata sisi masuk (inlet eye diameter) adalah sekitar 2 (dua).



Impeller Jenis Radial

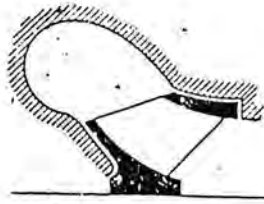
b. Impeller Jenis Francis

Untuk tinggi tekan yang lebih rendah sering dipakai impeller pembuangan radial hisapan aksial, perbandingan diameter buang (discharge) dengan diameter sisi masuk, biasanya lebih kecil dari jenis impeller radial kecepatan spesifiknya adalah dari 1500-4500 rpm. Sudut-sudut sisi masuk harus berkurang sesuai dengan jari-jarinya (atau kecepatan keliling impeller) untuk menjamin masuknya fluida secara mulus, sehingga bentuknya menyerupai turbin Francis, jenis impeller ini dapat juga dipakai untuk impeller hisapan ganda.



c. Impeller Jenis Aliran Campur

Tinggi tekan yang dihasilkan pada impeller jenis ini sebagian adalah disebabkan oleh gaya centrifugal dan sebahagian lagi oleh gaya tekanan impeller, aliran buangnya sebahagian radial dan sebahagian aksial inilah sebabnya impeller ini disebut impeller jenis aliran campuran.



Impeller Jenis Aliran Campur

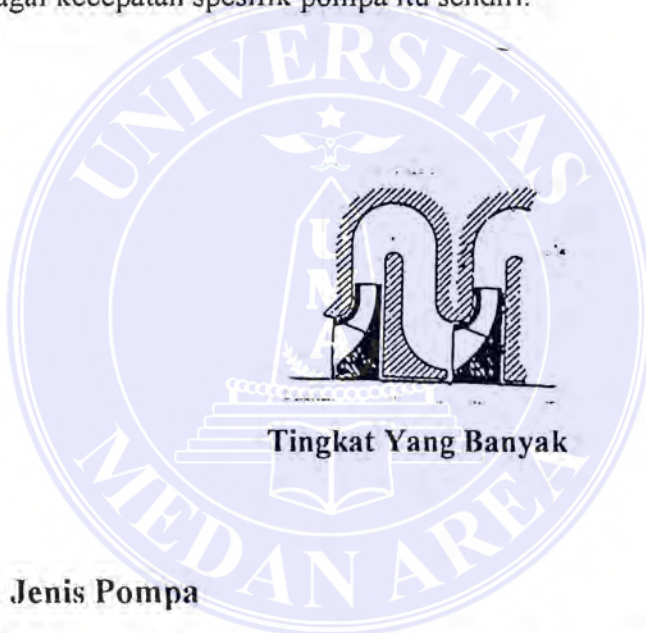
- d. **Impeller Jenis Propeller**, semua tinggi tekanan yang dihasilkan adalah akibat tekanan sudut-sudut, aliran hampir seluruhnya aksial seperti ditunjukkan pada gambar dibawah ini, impeller ini mempunyai kecepatan spesifik yang tertinggi diatas 800 rpm dan dipakai untuk tinggi tekan yang rendah (3 – 40 ft) rpm yang rendah (200 – 1800) dan kapasitas besar, disebabkan pengarahannya yang sedikit diberikan pada fluida-fluida impeller ini tidak sesuai untuk tinggi hisap yang besar.



Impeller Jenis Propeller

- e. **Tingkat Yang Banyak**, bila tinggi tekanan yang harus dihasilkan menjadi terlalu besar untuk impeller dipasangkan pada suatu poros secara seri seperti yang ditunjukkan pada gambar dibawah ini. Impeller

jenis ini biasanya adalah impeller jenis radial karena jenis radial ini dapat menghasilkan tinggi tekan yang lebih besar dari impeller jenis lainnya, kecepatan spesifik pompa bertingkat banyak diambil sebagai kecepatan spesifik untuk masing-masing tingkatnya, kecepatan dan alirannya dari setiap tingkatan adalah sama dan tinggi tekan total biasanya terbagi rata untuk masing-masing tingkat. Jadi semua tingkat akan mempunyai kecepatan spesifik yang sama dan dapat dianggap sebagai kecepatan spesifik pompa itu sendiri.



I. 2. Pemilihan Jenis Pompa

Alat untuk memasukkan air kedalam ketel dengan tekanan pada saat ketel sedang bekerja ada beberapa jenis. Alat-alat pengisian itu adalah pompa centrifugal dan pompa torak.

Dalam hal pemilihan ini sebagai dasar pertimbangan adalah keuntungan dan kerugian dari pompa-pompa tersebut.

1.3. Pompa Centrifugal

Pompa centrifugal mempunyai impeller (baling – baling) yang berfungsi untuk mengangkat zat cair dari tempat yang lebih rendah ketempat yang lebih tinggi, daya yang diberikan kepada poros pompa untuk memutar impeller didalam zat cair, maka zat cair yang ada didalam impeller oleh dorongan sudut – sudut ikut berputar. Oleh karena itu timbul gaya centrifugal maka zat cair mengalir dari dalam impeller keluar melalui saluran diantara sudut – sudut. Dengan demikian tekanan zat cair menjadi lebih tinggi dan demikian pula head kecepatan bertambah besar karena zat cair mengalami percepatan, zat cair yang keluar dari impeller ditampung oleh saluran yang berbentuk spiral (volut) dikelilingi impeller dan disalurkan keluar pompa melalui nosel ini sebagian head kecepatan aliran diubah menjadi head tekanan. Sebagaimana kita ketahui pompa centrifugal mengubah energi mekanik menjadi energi fluida, energi fluida inilah yang mengakibatkan pertambahan head tekanan, head kecepatan dan head potensial pada zat cair yang mengalir secara kontinue.

Pengertian Pompa Centrifugal.

Pompa Centrifugal adalah pompa dimana pada saat poros berputar berarti memberikan gaya centrifugal kepada impeller yang dipasang pada poros. Selanjutnya gaya ini diteruskan kepada cairan yang menyebabkan cairan kerja tersebut masuk sejajar dengan tengah impeller. Cairan tersebut keluar dengan

gerakan tangensial terhadap sumbu poros saluran dari rumah pompa tadi mempunyai bentuk penampang yang sederhana seperti diffuser, sehingga cairan keluar dari sudut-sudut impeller akan diperlambat tetapi tekanan naik karena sebagian head pompa dihasilkan oleh gaya centrifugal, oleh karena itu pompa ini disebut juga pompa centrifugal.

Keuntungan dan Kerugian Pompa Centrifugal

Keuntungan dan kerugian pompa centrifugal dibandingkan dengan pompa torak adalah sebagai berikut :

Pompa Centrifugal	Pompa Torak
a. Aliran mengalir secara kontinue	a. Aliran mengalir tidak kontinue
b. Biaya Pemeliharaan rendah	b. Biaya pemeliharaan lebih tinggi
c. Ruang yang digunakan lebih kecil	c. Ruang yang dibutuhkan lebih besar pada kapasitas yang sama
d. Getarannya kecil	d. Getaran yang ditimbulkan lebih besar
e. Instalasi sederhana dan murah	e. Instalasi sulit didapat dan harganya lebih mahal
f. Pondasi lebih ringan	f. Dibutuhkan Pondasi yang berat
g. Dapat memompakan air limbah	g. Hanya untuk air yang bersih
h. Kontribusi ringan dan	h. Konstruksi lebih berat dan sulit

sederhana	i. Efisiensi lebih tinggi
i. Efisiensi rendah	j. Beroperasi pada putaran yang rendah, dikopel dengan pemabahan sabuk atau roda gigi terhadap roda penggerak.
j. Dapat beroperasi pada putaran tinggi dan langsung dikopel dengan motor penggerak.	k. Digunakan pada kapasitas kecil, dan dengan head yang tinggi
k. Dapat digunakan pada kapasitas yang lebih kecil, sedangkan besar head yang kecil dan sedang.	l. Inisial Cost lebih tinggi;
l. Inisial Cost rendah.	

Setelah membandingkan beberapa alat-alat pengisi air kedalam ketel maka dapat diambil Pompa Centrifugal, karena pompa ini dianggap lebih efisien dan lebih menguntungkan.

BAB II

KAPASITAS DAN JUMLAH POMPA

II.1. Kapasitas Pompa

Kapasitas maksimum air pengisi ketel secara teoritis sama dengan kecepatan maksimum penguapan air didalam ketel. Perhitungan kapasitas pompa dalam perencanaan ini didasarkan atas kapasitas uap yang dihasilkan ketel tersebut yaitu 40 ton /jam uap dan tekanan 12 bar.

Kekurangan air pengisian akan mempengaruhi kapasitas uap yang dihasilkan untuk mengatasi hal tersebut, maka kapasitas pompa air pengisi ketel harus lebih besar 20 – 25% (Ir. Sularso lit.5 hal. 476) dari kapasitas ketel dalam hal ini diambil 20%.

$$\begin{aligned} \text{Kapasitas Pompa, } Q_p &= (20\% \cdot Q_K) + Q_K \\ &= (20\% \cdot 40) + 40 \\ &= 48 \text{ ton/jam} \\ &= 48.000 \text{ kg/jam.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Kapasitas Volume Air} &= \frac{Q_p \cdot \text{kg / jam}}{\rho \cdot \text{kg / m}^3} \\
 &= \frac{48.000 \text{ kg /jam}}{1000 \text{ kg / m}^3} \\
 &= 48 \text{ m}^3 / \text{jam} \\
 &= 0,013 \text{ m}^3 / \text{det}
 \end{aligned}$$

Diameter pipa isap dan pipa tekan.

Dari persamaan kontinuitas, $Q = V \cdot A$

$Q =$ Kapasitas

$V =$ Kecepatan Aliran

$$= 2 \div 3 \text{ m / det}$$

$$= 3 \text{ m / det (diambil)}$$

$A =$ luas Penampang dalam pipa

$$= \pi / 4 \cdot d^2 \text{ (m}^2 \text{)}$$

$d =$ Diameter dalam pipa

$$= \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}$$

$$= \sqrt{\frac{4 \cdot 0,013}{3,14 \cdot 3}}$$

$$= 0,0743 \text{ m}$$

$$= 74,3 \text{ mm}$$

$$= 2,924 \text{ mc}$$

Diambil 3 inc = 0,0762 m. Merupakan standart pipa yang ada di pasaran, maka ukuran pipa diatas dapat dipakai. Dalam perencanaan ini diameter pipa isap dan tekan adalah sama (d isap = d tekan = 3 inc = 0,0762 m).

Pemeriksaan terhadap kecepatan aliran :

$$V = \frac{4 Q}{\pi d^2} \text{ (m/det)}$$
$$= \frac{4 \cdot 0,013}{3,14 \cdot (0,0762)^2}$$
$$= 2,85 \text{ m/det}$$

Ternyata masih dalam batas kecepatan yang sangat baik.

II.2. Jumlah Pompa

Dalam perencanaan ini untuk menentukan jumlah pompa yang diperlukan dapat ditinjau dari segi kapasitas pompa. Pada umumnya jika pompa besar, efisiensi pompa juga menjadi lebih besar. Sesuai dengan kapasitas pompa 0,013 m³/det, maka dapat ditentukan jumlah pompa cukup diambil 1 (satu) buah

Untuk operasi terpasang dan satu buah untuk cadangan, jadi jumlah keseluruhannya pompa adalah 2 (dua) buah.

II.3. HEAD POMPA

Yang dimaksud dengan head pompa adalah ; energi ketel mekanik yang dikandung oleh persatuan massa 1 kg zat cair, karena ketel yang diisi bertekanan tinggi, maka pompa yang direncanakanpun harus bertekanan tinggi dan tahan terhadap temperatur tinggi pula. Sebelum ketel air sampai ke ketel, terjadi kerugian – kerugian yang disebabkan oleh (1). Head losses pada pipa isap (H_s), (2) Head losses pada pipa tekan, (3). Tekanan pada drum ketel, (4). Static head.

II.3.1. Head Losses Pada Pipa Isap (H_s)

a. Kerugian Gesekan Pada Pipa

$$H_{fs} = f \cdot \frac{l_s}{d_s} \cdot \frac{V_s^2}{2g} \quad \text{lit. 8 hal. 102}$$

dimana :

f = Koefisien gesek dari pipa

l_s = Panjang pipa isap = 7 m (direncanakan)

d_s = Diameter dalam pipa = 0,0762 m

V_s = Kecepatan aliran dalam pipa = 3 m/det

g = Gravitasi = 9,81m/det²

Untuk memperoleh harga koefisien gesek (f) dipakai persamaan Reynold Number (Re).

$$Re = \frac{Vs \cdot ds}{\nu} \quad \text{Lit. 2 hal. 9}$$

Dimana : $\nu =$ Vicositas kinematik air pada suhu $105^{\circ}C$
 $= 0,28225 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{det}$

Maka $Re = \frac{3 \cdot 0,0762}{0,28225 \cdot 10^{-6}}$
 $= 809920,28$

Aliran yang akan terjadi adalah Turbulen dimana $Re > 2000$. Bahan pipa yang dipilih besi tuang dengan harga kekasaran $= 0,24 \text{ mm}$

Maka : $\frac{E}{d} = \frac{0,24 \text{ mm}}{76,2 \text{ mm}} = 0,003$ dengan $Re = 809920,28$

Dipilih harga koefisien gesek (f) = 0,025 harga ini dapat disubstitusikan kepersamaan :

$$\begin{aligned} H_{fs} &= f \cdot \frac{l_s}{ds} \cdot \frac{V_s^2}{2g} \\ &= 0,025 \frac{7}{0,0762} \cdot \frac{(3)^2}{2 \cdot 9,81} \\ &= 1,053 \text{ m} \end{aligned}$$

b. Kerugian Pada Belokan (hb)

$$h_b = k \cdot \frac{V_s^2}{2g} \quad \text{Lit. 9 hal 16}$$

Dimana : k = konstanta belokan

$$= 0,35 \quad \text{Lit. 7 hal. 937}$$

$$h_b = 0,35 \cdot \frac{(3)^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$= 0,16 \text{ m}$$

c. Kerugian Pada Gate Valve (hgv)

$$h_{gv} = k \cdot \frac{V_s^2}{2g}$$

Dimana : k = konstanta pada gate valve = 0,17

$$\begin{aligned} &= 0,17 \frac{(3)^2}{2 \cdot 9,81} && \text{Lit. 7 hal. 938} \\ &= 0,078 \text{ m} \end{aligned}$$

d. Kerugian Pada Saat Memasuki Pipa Isap (hen)

$$\text{Hen} = K \frac{V_s^2}{2g}$$

Dimana : k = konstanta entrence

$$\begin{aligned} &= 0,05 && \text{Lit. 7 hal. 973} \\ &= 0,05 \frac{(3)^2}{2 \cdot 9,81} \\ &= 0,023 \text{ m} \end{aligned}$$

e. Kerugian Kecepatan (hv)

$$\begin{aligned} \text{Hv} &= \frac{V_s^2}{2g} \\ &= \frac{(3)^2}{2 \cdot 9,81} \\ &= 0,458 \text{ m} \end{aligned}$$

Total kerugian pada pipa isap adalah :

$$\begin{aligned} H_s &= h_{fs} + h_b + h_{gv} + h_{en} + h_v \\ &= 1,053 + 0,16 + 0,078 + 0,023 + 0,458 \\ &= 1,772 \text{ m} \end{aligned}$$

II.3.2 Head losses Pada Pipa Tekan (Hd)

Pipa tekan yang digunakan memiliki diameter dan dari bahan yang sama dengan pipa isap.

a. Head Losses Sepanjang Pipa Tekan (hdp)

$$h_{dp} = f \frac{l_d}{d_d} \cdot \frac{v_d^2}{2g}$$

dimana :

f = faktor gesekan = 0,025

l_d = panjang pipa tekan = 22 m (direncanakan)

d_d = diameter pipa tekan = 0,0762

v_d = kecepatan aliran dalam pipa tekan = 3 m/det

$$\begin{aligned} \text{maka } h_{dp} &= 0,025 \cdot \frac{22}{0,0762} \cdot \frac{(3)^2}{2 \cdot 9,81} \\ &= 3,31 \text{ m} \end{aligned}$$

b. Head Losses Pada Gate Valve (hgv)

$$\begin{aligned} H_{gv} &= k \frac{V_d^2}{2g} \\ &= 0,17 \\ &= 0,17 \frac{(3)^2}{2 \cdot 9,81} \\ &= 0,078 \text{ m} \end{aligned}$$

c. Head Losses Pada Check Valve (hcv)

$$\begin{aligned} h_{cv} &: k \cdot \frac{V_d^2}{2g} \\ k &= 0,2 \quad \text{Lit. 7 hal. 938} \\ &= 2 \cdot \frac{(3)^2}{2 \cdot 9,81} \\ &= 0,917 \text{ m} \end{aligned}$$

d. Head Losses Pada Elbow (hle)

$$\begin{aligned} h_{le} &= k \cdot \frac{V_d^2}{2g} \quad \text{Lit. 7 hal. 938} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}k &= 0,35 \\ &= 0,35 \frac{(3)^2}{2 \cdot 9,81} \\ &= 0,16 \text{ m}\end{aligned}$$

Pada bagian tekan terdapat 3 elbow, maka Head Losses akibat elbow sepanjang pipa tekan adalah : $3 \times 0,16 = 0,48$

e. Head Losses Akibat Kecepatan (h_v)

$$\begin{aligned}h_v &= \frac{Vd^2}{2g} \\ &= \frac{(3)^2}{2 \cdot 9,81} \\ &= 0,458 \text{ m}\end{aligned}$$

Jadi total head losses pada pipa tekan seluruhnya adalah

$$\begin{aligned}H_d &= h_{dp} + h_{gv} + h_{ev} + h_{le} + h_v \\ &= 3,31 + 0,078 + 0,917 + 0,48 + 0,458 \\ &= 5,423 \text{ m}\end{aligned}$$

II.3.3 Tekanan Pada Drum Ketel (pdk) deaerator

a. Tekanan Pada Drum Ketel (pdk)

Tekanan Operasi ketel = 12 Bar = 12,23 kg/cm² tekanan 1 kg/cm dapat menaikkan air setinggi 10 m, maka untuk tekanan 12,23 kg/cm² = 122,3 m. Tinggi air yang terdapat dalam drum ketel untuk dialirkan ke bidang pemanas direncanakan 0,5 m, maka tekanan pada drum ketel (pdk) menjadi :

$$Pdk = 122,3 + 0,5 = 122,8 \text{ m}$$

b. Tekanan Permukaan Fluida Pada Deaerator (pd)

Tekanan kerja deaerator 2 bar = 2,039 kg/cm² dapat menaikkan air setinggi 20,39 m. dianggap tinggi permukaan air dalam deaerator pada perencanaan ini adalah 1 m, maka

$$Pd = 20,39 + 1 = 21,39 \text{ m}$$

Air yang telah mengalami proses pemurnian (ditreatment) yang berada dalam tangki persediaan air ketel, dipompakan kedalam deaerator, disini air dikabutkan yang mana tujuannya adalah untuk menghilangkan gas – gas yang ada dalam air.

Temperatur operasi pada deaerator ini berkisar antara 104°C – 105°C dengan tekanan $2,039\text{ kg/cm}^2$ kemudian air dipompakan oleh feet water langsung kedalam drum ketel.

II.3.4. Static Head (hst)

Besar head static seperti yang ditunjukkan pada gambar adalah sebesar 5 m. total head sesuai dengan yang direncanakan.

$$\begin{aligned} H_{\text{tot}} &= (P_{\text{dk}} - P_{\text{d}}) + H_{\text{s}} + H_{\text{d}} + H_{\text{st}} \\ &= (122,8 - 21,39) + 1,772 + 5,243 + 5 \\ &= 113,425 \text{ m} \end{aligned}$$

untuk menjaga keamanan instalasi, maka head pompa direncanakan lebih besar dari perhitungan diatas. Biasanya faktor pengaman diambil 10% lebih besar dari yang direncanakan maka head pompa yang direncanakan menjadi :

$$\begin{aligned} H_{\text{p}} &= 113,425 + (10\% \cdot 113,425) \\ &= 124,7674 \text{ m.} \end{aligned}$$

Dalam perencanaan ini diperhitungkan head pompa sebesar :

$$H_p = 125 \text{ m}$$

II.4. Perhitungan Daya

Daya Pompa (N_p)

$$N_p = \frac{\gamma H_p \cdot Q}{\eta_p}$$

dimana :

Q = Kapasitas pompa

γ = Berat jenis air = $\rho \cdot g$

ρ = Efisiensi pompa

dalam hal ini efisiensi pompa dapat diketahui dari chart yang merupakan hasil percobaan dari lit. 2hal. 59. diperoleh efisiensi = pompa = $(53 \div 78) \%$, maka daya pompa menjadi :

$$N_p = \frac{\rho \cdot g \cdot H_p \cdot Q}{\eta_p}$$

$$= \frac{1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2 \cdot 125\text{m} \cdot 0,013\text{m}^3/\text{det}}{0,78}$$

$$\begin{aligned} & 20437,5 \text{ w} \\ & = 20,4375 \text{ Kw} \\ & = 27,385 \text{ DK} \end{aligned}$$

II.5. Daya Motor Penggerak.

Elektro motor merupakan jenis penggerak yang banyak digunakan motor penggerak ini dapat digunakan untuk menggerakkan pompa dengan kapasitas kecil sampai dengan kapasitas yang besar.

Dalam perencanaan ini perpindahan putaran daya dari motor penggerak ke poros pompa dilakukan dengan cara mengkepel langsung kedua poros dengan tujuan untuk mendapatkan harga yang efisiensi mekanik sebesar mungkin.

$$\text{Daya Motor, } N_m = e \cdot N_p$$

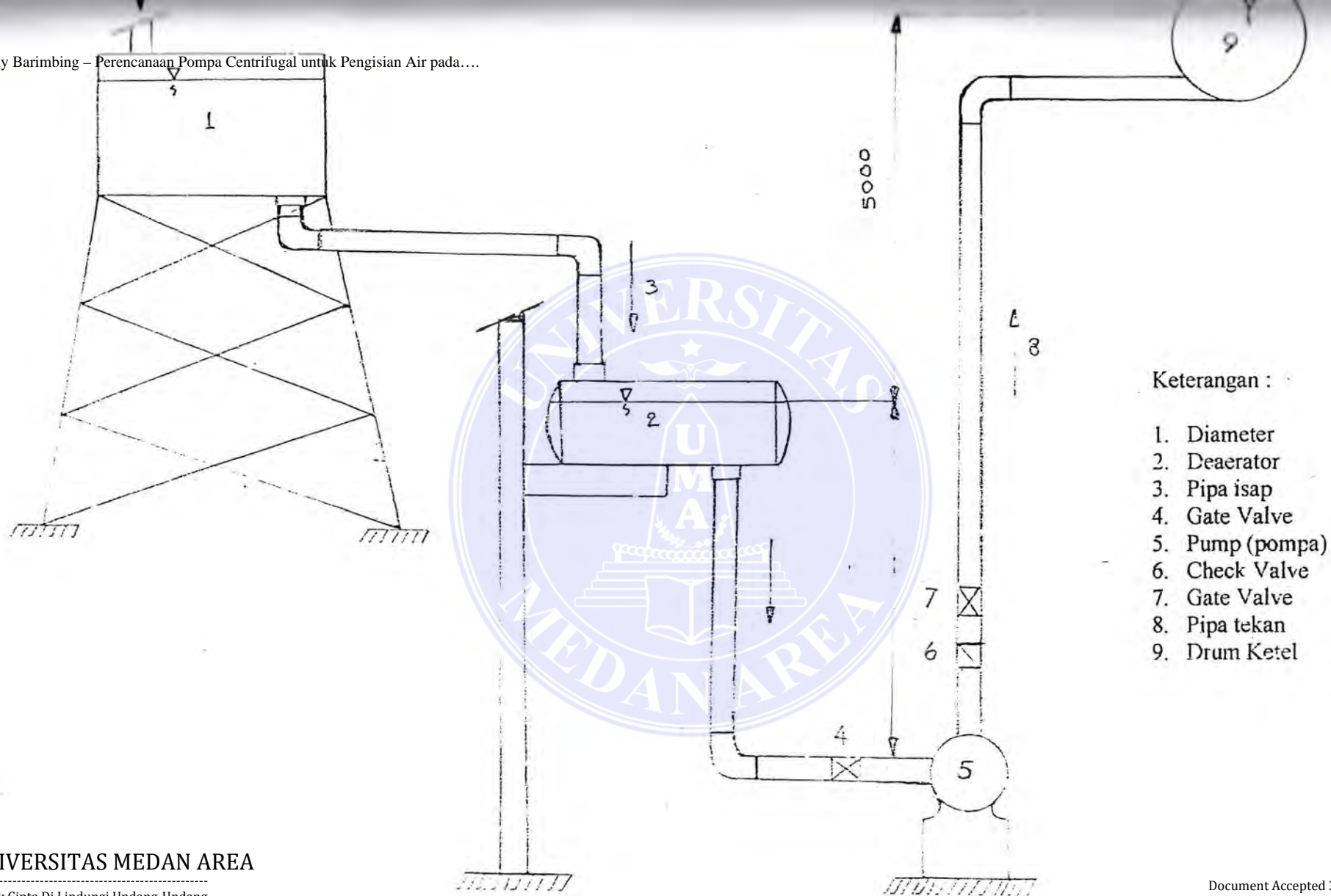
Dimana N_p = Daya pompa

$$\begin{aligned} e &= \text{Faktor keamanan daya untuk keadaan start} \\ &= (1,1 \text{--} 1,2) \\ &= 1,1 \text{ (diambil)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Maka } Nm &= 1,1 \cdot 27,385 \text{ DK} \\ &= 30,1235 \text{ DK} \\ &= 22,482 \text{ KW} \end{aligned}$$

Elektro motor dipilih sesuai dengan yang ada dipasaran yaitu : Elektro Motor dengan spesifikasi sebagai berikut :

Daya : 40 DK
Putaran : 1500 rpm
Voltage : 380 ÷ 420 Volt
Frekwensi : 50 Hz



Keterangan :

- 1. Diameter
- 2. Deaerator
- 3. Pipa isap
- 4. Gate Valve
- 5. Pump (pompa)
- 6. Check Valve
- 7. Gate Valve
- 8. Pipa tekan
- 9. Drum Ketel

BAB III

DASAR PERENCANAAN POMPA

III.1. Putaran Spesifik (ns)

Putaran spesifik adalah kecepatan putar suatu pompa yang sebangun dengan pompa yang menghasilkan kapasitas 1 m³/det dengan head 1m H₂O. Harga (ns) dapat dipakai sebagai parameter untuk menyatakan jenis pompa jika (ns) suatu pompa sudah ditentukan, maka bentuk impeller pompa sudah tertentu pula :

$$ns = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Dimana :

N = Putaran impeller pompa (rpm)

Q = Kapasitas Pompa (m³/det)

H = Head pompa (m)

$$Ns = 3,65 \frac{1500 \sqrt{0,013}}{(125)^{3/4}}$$

$$= 16,698 \text{ rpm}$$

Berdasarkan kecepatan spesifik, tipe impeller diklasifikasikan sebagai berikut :

- a. Low- speed pumps $ns= 40 \div 80$ rpm
- b. Moderate- Speed Pumps $ns=80 \div 150$ rpm
- c. High- Speed pumps $ns=150 \div 300$ rpm
- d. Mixed-Flow Pumps $ns=300 \div 600$ rpm
- e. Axial – flow pumps $ns=600 \div 2000$ rpm

Dari hasil perhitungan diperoleh hasil putaran spesifik Pompa adalah : 16,698 rpm, ternyata harga ini berada dibawah range dari harga (ns) tersebut diatas. Oleh karena (ns) tertalu kecil, akan mengakibatkan effisiensi pompa yang sangat rendah , untuk itu pompa dibuat bertingkat , dalam perencanaan ini type impeller dipilih low - speed Pumps dengan putaran tiap tingkat (nsi) = 60 rpm.

Maka Jumlah tingkat impeller (i) adalah ;

$$i = \left(\frac{nsi}{ns} \right)^{4/3} \quad \text{lit 6 hal 207}$$

$$= \left(\frac{60}{16.698} \right)^{4/3}$$

$$= 5,503 \text{ tingkat}$$

$$= 6 \text{ Tingkat (direncanakan.)}$$

$$\text{maka (nsi) yang sebenarnya : } 6 = \left\{ \frac{\text{nsi}}{16.698} \right\}^{4/3}$$

$$6 \cdot 16,698^{4/3} = \text{nsi}^{4/3}$$

$$^{4/3} \log(\text{nsi}) = \log.256,077$$

$$\log(\text{nsi}) = 1,806$$

$$\text{nsi} = 64 \text{ rpm}$$

III.2. Spesifikasi hasil perencanaan dari perhitungan :

- Kapasitas pompa : 0,013 m³/det
- Head pompa : 125 m
- Jenis pompa : centrifugal
- Putaran spesifik pompa : 16,698 rpm
- Daya pompa : 27,385 DK = 20,44 KW
- Jumlah tingkat pompa : 6 tingkat
- Type impeller : low – speed pumps
- Putaran pompa : 1500 rpm
- Daya Elektro motor : 40 DK = 29,85 KW

III. 3. Diameter poros (ds)

a. Poros

Dalam perencanaan ini poros diperhitungkan harus mampu menahan beban akibat puntiran dalam memindahkan daya dan putaran, puntiran (torsi) dapat dihitung dengan rumus :

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{pd}{N} \quad \text{lit 3 hal 7}$$

Dimana :

T = momen puntir (kg.mm)

n = putaran poros (rpm)

pd = Daya rencana (kw)

= fc . P (kw)

P = N = Daya yang ditransmisikan = 29,85 KW

Fc = faktor koreksi = (1,2 : 2,0)

Pd = 1,2 . 29,85 KW

= 35,82 KW

maka torsi (T) = $9,74 \times 10^5 \cdot 35,82$
 $\frac{\quad}{1500}$ (kg/mm)

= 23259,12 kg /mm

= 232591,2 kg /cm

Bahan poros dipilih baja yang difinis dingin (S 40 C) dengan kekuatan tarik $T_b = 55 \text{ kg/mm}^2$. Dalam perencanaan ini , poros perlu diperhatikan akan faktor keamanannya yang dinyatakan dengan S f 1 adalah 6 (diambil). Karena poros akan diberi alur pasak atau dibuat bertangga, maka perlu diambil faktor keamanan yang dinyatakan dengan Sf2 dimana harganya ($1,3 \div 3$). Dalam hal ini diambil harga Sf2 = 2. tegangan geser yang diizinkan (τ_a).

$$\tau_a = \frac{T_b}{Sf1 \cdot Sf2}$$

$$= \frac{55}{6.2} = 4,58 \text{ kg/mm}^2 = 458,3 \text{ kg/cm}^2$$

Diameter poros dapat diperhitungkan dengan rumus sebagai berikut :

$$ds = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot Kt \cdot cb \cdot T \right]^{1/3} \quad \text{lit 3 hal 8}$$

Dimana : Kt = Faktor koreksi karena terjadi tumbukan.

$$= (1,5 \div 3) \text{ diambil } Kt = 1,5$$

cb = ($1,2 \div 2,3$) karena poros mengalami beban lentur ,
dipilih harga cb = 1,5

Maka diameter poros (ds) :

$$ds = \frac{5,1}{4,58} \cdot 1,5 \cdot 1,5 \cdot 23259,12^{1/3}$$

$$= 38,76 \text{ mm}$$

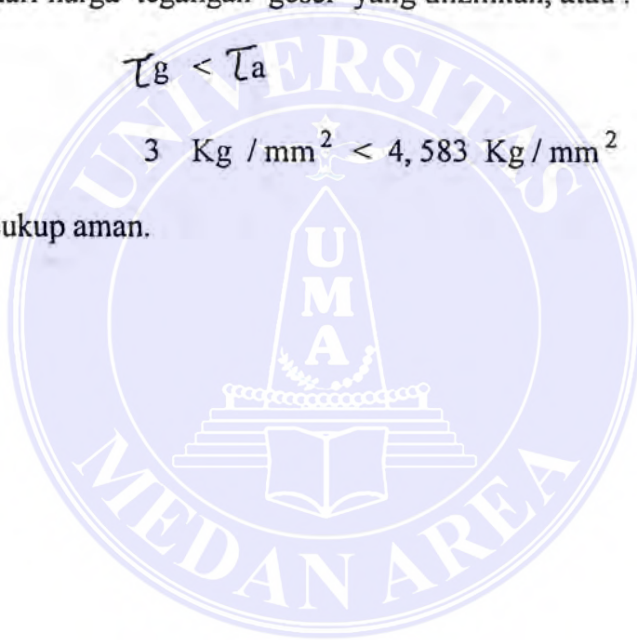
Dipilih diameter yang standart yaitu , $d_s = 40$ mm tegangan geser yang terjadi pada poros (τ_g) :

$$\begin{aligned}\tau_g &= \frac{5,1 \cdot T}{(d_s)^3} \\ &= \frac{5,1 \cdot 23259,12}{(34)^3} = 3 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

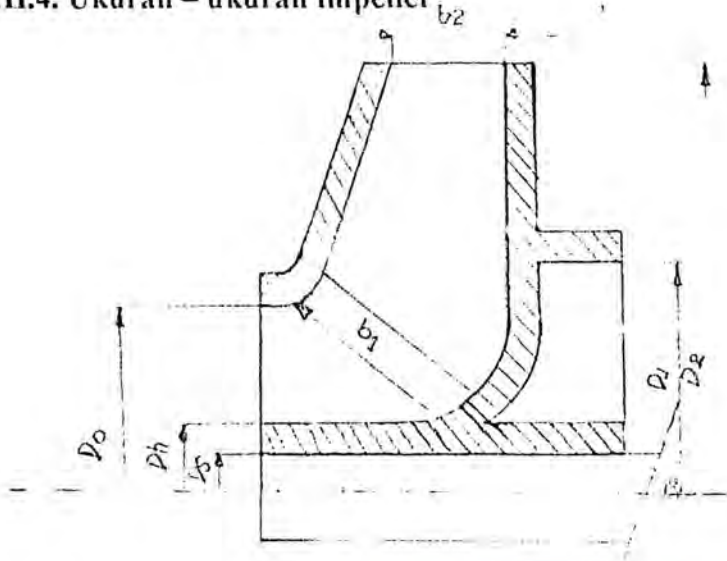
Dari perhitungan yang diperoleh harga tegangan geser yang terjadi pada poros lebih kecil dari harga tegangan geser yang diizinkan, atau :

$$\begin{aligned}\tau_g &< \tau_a \\ 3 \text{ Kg / mm}^2 &< 4,583 \text{ Kg / mm}^2\end{aligned}$$

Maka poros akan cukup aman.



III.4. Ukuran – ukuran impeller



Keterangan gambar :

- D_h = Diameter hub
- D_o = Diameter mata impeller
- D_1 = Diameter sisi masuk
- D_2 = Diameter luar impeller
- D_s = Diameter poros
- b_1 = Lebar impeller pada sisi masuk
- b_2 = lebar impeller pada sisi keluar.

a. Diameter hub (Dh).

Lit. 4 hal 260

$$\begin{aligned} Dh &= Ds \cdot (1,2 \div 1,4) \\ &= 40 \cdot 1,3 \\ &= 52 \text{ mm} \end{aligned}$$

b. Diameter mata impeller (D o)

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

lit. 6 hal 258

Dimana :

$$\begin{aligned} U_1 &= \text{Kecepatan keliling} \\ &= K U^1 \sqrt{2 \cdot g \cdot H_1} \text{ (m/det)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} K U^1 &= 0,0244 \cdot 64^{2/3} \\ &= 0,39 \end{aligned}$$

H i = Head pompa pertingkat

$$= \frac{H}{6} = \frac{125}{6} = 20,833 \text{ m}$$

maka :

$$\begin{aligned} U_1 &= 0,39 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 20,833} \\ &= 7,9 \text{ m / det} \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} D_o &= \frac{7,9}{3,14.1500} = 0,10059 \text{ m} \\ &= 100,6 \text{ mm} \\ &= 101 \text{ (direncanakan)}. \end{aligned}$$

c. Lebar impeller pada sisi masuk (b 1)

$$b_1 = \frac{Q^1}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{r1} \cdot E_1} \quad \text{lit 2 hal 94}$$

Dimana :

Q^1 = Kapasitas impeller dengan memperhitungkan kebocoran (2 ÷ 10) % dari kapasitas pompa (lit 2 hal 93).

$$\begin{aligned} Q^1 &= Q + (10 \% \cdot Q) \\ &= 0,013 + (10 \% \cdot 0,013) \\ &= 0,143 \text{ m}^3 / \text{det} \end{aligned}$$

D_1 = Dimana sisi masuk direncanakan = D_0 , agar mendapatkan aliran yang mulus tanpa terjadi turbulensi yang berlebihan .

$$D_1 = 101 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} D_1 &= \text{faktor kontraksi pada sisi masuk} \\ &= (0,8 \div 0,9) \quad \text{lit 2 hal 94} \\ &= 0,8 \text{ (Diambil)} \end{aligned}$$

$$V_{r1} = \text{Kecepatan radial pada inlet.}$$

$$= V_o + (5 \div 10) \% \cdot V_o \quad \text{lit 2 hal 94}$$

V_o = Kecepatan masuk melalui mata impeller

$$= 1,8 \text{ m / det (diambil) } \quad \text{lit 4 hal 261}$$

$$= 1,8 \text{ m / det.}$$

Sehingga V_{r1} = $1,8 + (10\% \cdot 1,8)$

$$= 1,98 \text{ m/det.}$$

Maka :

$$b_1 = \frac{0,0143}{3,14 \cdot 0,101 \cdot 1,98 \cdot 0,8}$$

$$= 0,02845 \text{ m} = 28,45 \text{ mm}$$

d. Diameter Luar Impeller (D_2)

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

dimana : U_2 = kecepatan keliling pada sisi keluar

$$= K_{U2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad \text{lit. 6 hal. 258}$$

$$K_{U2} = 1 + 0,1 \left[\frac{\text{nsi}}{100} - 1 \right] \quad \text{lit. 6 hal. 258}$$

= faktor kecepatan keliling pada sisi keluar

$$= 1 + 0,1 \left[\frac{64}{100} - 1 \right] = 0,964$$

maka ; $U_2 = 0,94 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 20833$
 $= 19,49 \text{ m/det}$

maka :

$$D_2 = \frac{60 \cdot 19,49}{3,14 \cdot 1500} = 0,248149 \text{ m} = 248,15 \text{ mm}$$

$$= 2,49 \text{ mm (diambil)}$$

e. Lebar Impeller pada sisi keluar (b₂)

$$b_2 = \frac{Q^1}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{r2} \cdot \epsilon_2} \quad \text{lit. 2 hal 109}$$

dimana, V_{r2} = Kecepatan radial pada sisi keluar. Harga ini diambil lebih kecil dari V_{r1} tujuannya untuk menjaga terjadinya perubahan tiba – tiba dari bentuk impeller.

$$\begin{aligned} V_{r2} &= (0,85 \text{ (1,0) } \cdot V_{r1} \\ &= 0,9 \text{ (direncanakan)} \\ &= 0,9 \cdot 1,98 = 1,782 \text{ m/det} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \epsilon_2 &= \text{Faktor kontraksi pada sisi keluar} \\ &= (0,9 \div 0,95) \\ &= 0,9 \text{ (diambil).} \end{aligned}$$

Maka ;

$$\begin{aligned} b_2 &= \frac{0,0143}{3,14 \cdot 0,2481 \cdot 1,782 \cdot 0,9} \\ &= 0,0114395 \text{ m} = 11,44 \text{ mm} \end{aligned}$$

f. Kecepatan sisi masuk (inlet)

Dari hasil perhitungan diatas telah diperoleh :

- Kecepatan keliling $U_1 = 7,885 \text{ m/det}$
- Kecepatan radial $V_{r1} = 1,98 \text{ m/det}$.

1. Sudut Tangensial inlet (β_1)

$$\tan \beta_1 = \frac{V_{r1}}{U_1}$$

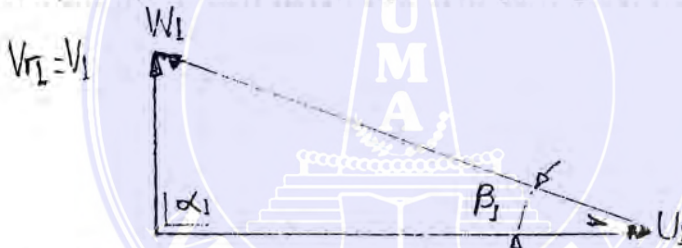
$$\beta_1 = \arctan \frac{1,98}{7,885}$$

$$= 14''$$

2. Kecepatan relatif masuk impeller (W_1)

$$W_1 = \frac{V_{r1}}{\sin \beta_1} = \frac{1,98}{\sin 14''}$$

Segi kecepatan pada saat masuk impeller dapat digambar sebagai berikut :



Gambar III. 1. Poligon kecepatan pada sisi masuk impeller

g. Kecepatan pada sisi keluar (outlet)

Dari hasil perhitungan diperoleh :

- Kecepatan tangensial outlet (U_2) = 19,49 m/det.
- Kecepatan radial outlet (V_{r2}) = 1,782 m/det

1. Sudut tangensial outlet (β_2)

Sudut β_2 biasanya dibuat antara 15^0 dan 40^0 . Sudut ini biasanya dibuat sedikit lebih besar dari sudut sisi masuk. Untuk ini sudut sudu sisi keluar diambil yang pertama sebesar 15^0 dan selanjutnya 20^0 , 31^0 , 39^0 . kemudian harga – harga ini harus diperiksa lagi apakah harga – harga hasil perkiraan tersebut bisa memenuhi $H = 20,833$ m.

Dimana :

$$H_{th} = \frac{U_2 \cdot V_{u2}}{g} \cdot K \quad \text{lit. 2 hal 96}$$

K = Koefisien sudu

$$= (0,6 \div 0,7)$$

$$= 0,7 \text{ (diambil).}$$

V_{u2} = Komponen tangensial teoritis dari kecepatan absolut outlet.

$$\begin{aligned} V_{u2} &= U_2 - \frac{V_{r2}}{\tan \beta_2} \quad \text{lit. 10 hal 110} \\ &= 19,49 - \frac{1,782}{\tan 15^0} \\ &= 12,84 \text{ m/det.} \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} H_{th} &= 0,7 \frac{19,49 \cdot 12,84}{9,81} \\ &= 17,86 \text{ m.} \end{aligned}$$

Untuk selanjutnya hasilnya ditulis pada tabel dibawah ini :

Tabel III. Hasil Kecepatan pada sisi keluar (outlet)

$\beta_2(^{\circ})$	$U_2(\text{m/det})$	$V_{u_2}(\text{m/det})$	$H_{th}(\text{m})$
15	19,49	12,84	17,86
23	19,49	15,29	21,27
31	19,49	16,52	22,98
39	19,49	17,29	24

Dari tabel diatas dapat dilihat bahwa harga β_2 yang sesuai adalah 23° .

2. Sudut Aliran Fluida keluar out (α_2)

$$\begin{aligned} \tan \alpha_2 &= \text{arc.tan} \frac{V_{r_2}}{V_{u_2}} \\ &= \text{arc.tan} \frac{1,782}{12,84} = 7,9^{\circ} \end{aligned}$$

3. Kecepatan Absolut outlet (V_2)

$$V_2 = \frac{V_{r_2}}{\sin \alpha_2} = \frac{1,782}{\sin 7,9} = 12,96 \text{ m/det}$$

4. Kecepatan relatif outlet (W_2)

$$W_2 = \frac{V_{r_2}}{\sin 23^{\circ}} = \frac{1,782}{\sin 23^{\circ}} = 4,56 \text{ m/det.}$$

Hasil perhitungan diatas merupakan perhitungan tanpa memperhatikan terjadinya sirkulasi aliran dari fluida kerja akibat gerak putar dari impeller dalam bentuk sudu yang demikian. Akibatnya mempengaruhi semua komponen dari besaran kecepatan.

h. Perhitungan Kecepatan Akibat Circulatory Flow

1. Komponen kecepatan tangensial out let ($V_{u_2}^1$)

$$V_{u_2}^1 = f \cdot V_{u_2}$$

Dimana : f = koefisien circulatory flow

$$= (0,65 \div 0,75)$$

lit. 2 hal 96

$$= 0,75 \text{ (diambil)}$$

$$V_{u_2} = 0,75 \cdot 15,29$$

$$= 11,47 \text{ m/det.}$$

2. Kecepatan absolut out let (V_2^1)

$$\begin{aligned} V_2^1 &= \sqrt{(V_{u_2}^1)^2 + (V_{r_2})^2} \\ &= \sqrt{(11,47)^2 + (1,782)^2} \\ &= 11,6 \text{ m/det.} \end{aligned}$$

3. Sudut aliran fluida out let (α_2^1)

$$\tan \alpha_2^1 = \frac{V_{r_2}}{V_{u_2}^1} = \frac{1,782}{11,47}$$

$$\alpha_2^1 = 8,83^0$$

$$Z = 6,5 \frac{101 + 249}{249 - 101} \cdot \sin 18,5^{\circ}$$
$$= 4,88 \text{ buah}$$

dalam perencanaan ini diambil jumlah sudu sebanyak 5 buah.

6. Jarak sudu

- Pada sisi masuk (t_1) :

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{Z}$$
$$= \frac{3,14 \cdot 101}{4,88} = 65 \text{ mm}$$

- Pada sisi keluar (t_2)

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{Z}$$
$$= \frac{3,14 \cdot 249}{4,88} = 160,3 \text{ mm}$$

III.6. Melukis Bentuk Sudu

Ada dua cara untuk melukis sudu :

1. Tangen arc. methode
2. Polar coordinate methode

Dalam perencanaan ini dipilih tangen arc. methode Prinsip ini adalah bentuk sudu dianggap terjadi beberapa busur lingkaran yang bersinggungan,

dengan hubungan antara jari – jari R dan sudut kelengkungan dari sudu. Pada metode ini impeller dibagi menjadi beberapa lingkaran yang konsentris antara jari – jari R_1 dan R_2 . Setiap jari – jari perobahan merupakan garis lurus dan merupakan fungsi dari jari – jari busur yang terjadi. Jari – jari busur berada pada setiap lingkaran yang diberikan oleh persamaan :

$$\rho = \frac{Rb^2 - Ra^2}{2 (Rb \cos \beta b - Ra \cos \beta a)} \quad \text{lit. 2 hal 198}$$

dimana :

$$R_2 = \frac{D_2}{2} = \frac{249}{2} = 124,5 \text{ mm}$$

$$R_1 = \frac{D_1}{2} = \frac{249}{2} = 50,5 \text{ mm}$$

$$\beta_1 = 14^\circ \text{ dan } \beta_2 = 23^\circ$$

bila x = jumlah bagian yang dibentuk lingkaran yang konsentris diambil 4 bagian.

Maka :

$$\Delta R = \frac{R_2 - R_1}{4} = \frac{124,5 - 50,5}{4} = 18,5$$

$$\Delta \beta = \frac{\beta_2 - \beta_1}{i} = \frac{23 - 14}{4} = 2,25^\circ$$

Dengan rumus diatas pada setiap perobahan jari – jari dan sudut kelengkungan sudu dapat dihitung jari – jari busur dan hasilnya dapat ditabelkan sebagai berikut :

Tabel III.2. Hasil Perhitungan Sudu Impeller

Ring	R (mm) ²	R ² (mm) ²	Cos	R cos (mm)	Rb ² - Ra ² (mm) ²	P (mm)
l	50,5	2550,25	0,9703	49	2210,75	64,1
c	69	4761	0,96	66,24	2895,25	86,5
b	87,5	7656,25	0,948	82,98	3579,75	110,9
a	106	11236	0,935	99,12	4264,25	137
2	124,5	15500,25	0,9205	114,6		

1. Lebar laluan (b)

Untuk menghitung lebar laluan (b) pada tiap penampang yang bervariasi, maka faktor kontraksi harus ditentukan terlebih dahulu. Harga faktor kontraksi pada setiap perubahan diameter dapat dihitung dengan persamaan :

$$\epsilon = \frac{Zt}{\pi \cdot D \cdot \sin \beta}$$

Dimana :

- ε = Faktor kontraksi
- D = Diameter impeller
- Z = Jumlah sudu
- β = Sudut tangensial
- t = Tebal sudu = 3 mm

harga masing – masing besaran telah dapat dihitung dengan rumus diatas, maka pada masing – masing perubahan diameter dari sudu harga faktor kontraksi dapat ditentukan.

Aliran didalam impeller adalah tetap dan kontinue pada setiap penampang, maka lebar laluan :

$$b = \frac{Q_1}{\epsilon \cdot \pi \cdot D \cdot V_r}$$

dimana :

Q_1 = Kapasitas pompa dengan memperhitungkan kebocoran.

V_r = Kecepatan radial fluida.

ϵ = Faktor kontraksi pada setiap perubahan penampang

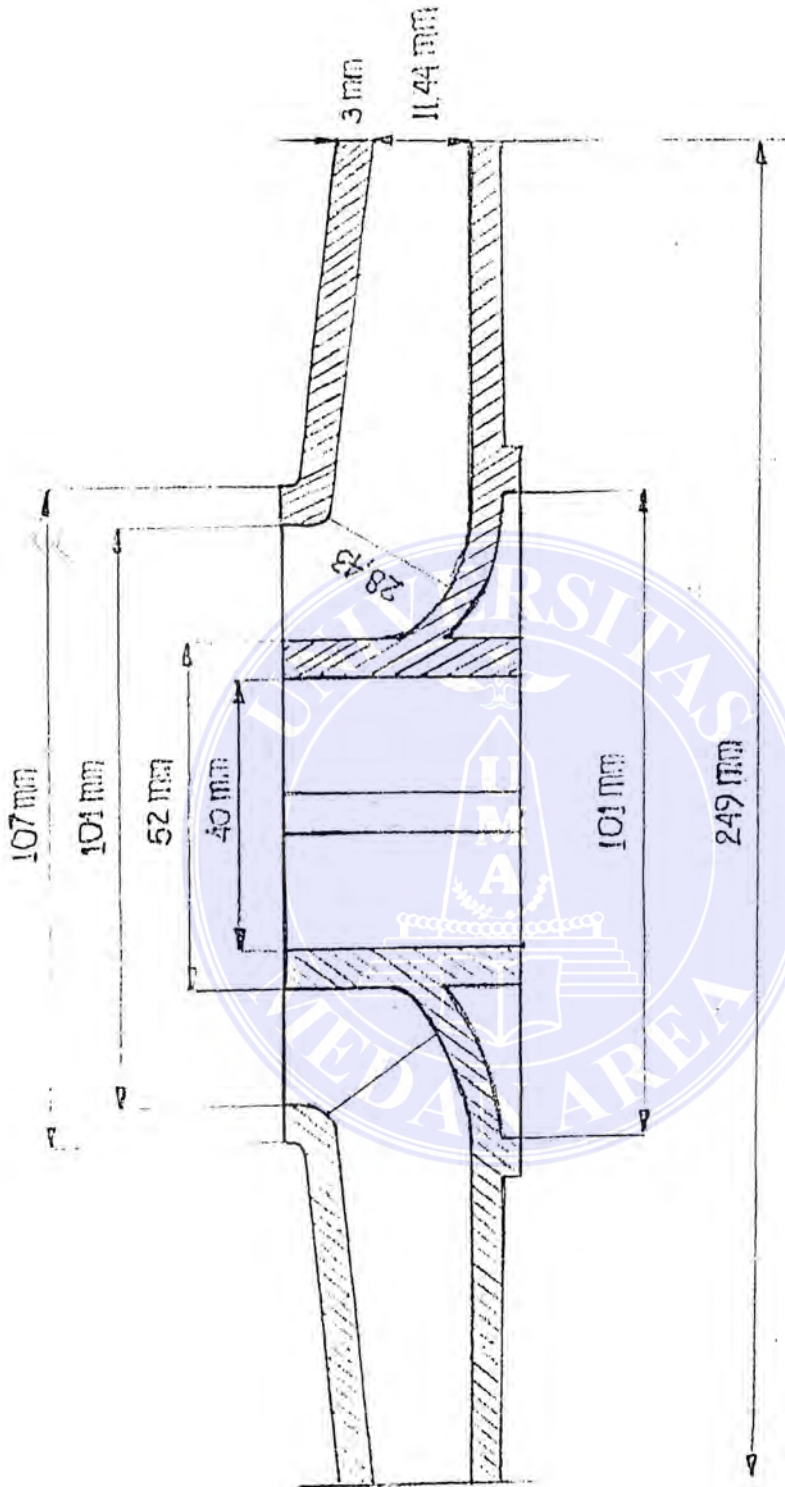
D = Diameter impeller yang bervariasi dari diameter dalam dan diameter luar.

Dengan menghitung pada setiap penampang hasilnya dapat ditabelkan sebagai berikut :

Tabel III.3. Hasil dari penampang

Ring	R (mm)	D	$\pi \cdot D$	t (mm)	$\frac{Zt}{\sin \beta}$	$\pi D - Zt$ sin	ϵ	V_r	b (mm)
1	50,5	101	317,3	3	62	255,3	0,81	1,8	28,3
c	69	138	433,5	3	53,6	379,97	0,88	1,93	19,5
b	87,5	175	549,8	3	47,3	502,5	0,91	1,38	15,1
a	106	212	666	3	42,3	623,7	0,94	1,83	12,5
2	124,5	249	782,3	3	38,4	743,9	0,95	1,78	10,8

Dari kedua tabel diatas maka dapat dilukiskan bentuk sudu dalam dua penampang.



BAB IX

KESIMPULAN

1. Mesin fluida adalah mesin yang dapat merubah energi mekanik dari poros menjadi energi fluida atau dapat juga berfungsi sebaliknya.
2. Pompa adalah salah satu mesin fluida yang bersifat mesin kerja, dimana pompa berfungsi untuk :
 - a. Memindahkan fluida dari tempat rendah dari tempat yang lebih tinggi dalam jarak.
 - b. Atau sebaliknya memindahkan fluida dari tempat yang lebih tinggi dalam jarak pemindahan yang cukup jauh sebagai mengatasi ketahanan cairan.
 - c. Memindahkan fluida dari tekanan yang lebih rendah ke tekanan yang lebih tinggi.
3. Pompa diklasifikasikan berdasarkan fungsinya, bagian – bagian pembentuknya, fluida yang dapat diperlakukannya dan tergantung pada kondisi ruangan.
4. Keuntungan penggunaan pompa centrifugal dibandingkan pompa torak :
 - a. Perawatannya lebih mudah
 - b. Getaran lebih kecil
 - c. Aliran mengalir secara kontiniu
 - d. Kontruksi ringan dan sederhana

- e. Dapat beroperasi pada putaran tinggi dan langsung dikopel dengan motor penggerak.
 - f. Dapat digunakan pada kapasitas kecil, sedang, dan besar dengan head yang kecil dan sedang.
5. Kavitasi adalah : gejala menguapnya zat cair yang sedang mengalir karena tekanannya berkurang sampai dibawah tekanan uap jenuhnya.
 6. Metode yang digunakan untuk melukis bentuk sudu adalah :
 - a. Metode busur tangen
 - b. Metode koordinat polar
 7. Gaya - gaya yang terjadi pada pompa adalah :
 - a. Gaya aksial, gaya akibat tekanan aliran fluida.
 - b. Gaya radial, gaya akibat berat dari impeller dan berat dari poros pompa.
 8. Apabila kecepatan putar suatu poros secara perlahan - lahan dinaikkan, pada suatu kecepatan tertentu poros akan bergetar kuat. Putaran yang mengakibatkan poros tersebut bergetar dengan kuat disebut sebagai putaran kritis.
 9. Ditempat mana poros masuk ke dalam rumah pompa, kotak paking ataupun kotak gasket (stuffing box) haruslah disediakan untuk mencegah kebocoran.
 10. Untuk mencegah kontak langsung antara impeller dengan rumah pompa (casing) digunakan wearing ring (cincin penahan aus).
 11. Pada ujung poros terdapat alur pasak tempat pemasangan pasak untuk mengikat poros pompa dengan poros motor listrik.

12. **Bantalan adalah** : elemen mesin yang menumpu poros terbebani, sehingga putaran ataupun gerakan bolak – baliknya dapat berlangsung secara halus anam dan berumur panjang.

13. **Sfesifikasi pompa** :

- Kapasitas pompa (Q_p) : 0,013 m³/det
- Head pompa (H_p) : 125 m
- Jenis pompa : Centrifugal
- Jumlah tingkat pompa : 6 tingkat
- Putaran spesifik pompa (n_s) : 16,698 rpm
- Daya pompa (N_p) : 27,385 DK = 20,44 KW
- Type impeller : Low – Speed pumps
- Putaran tiap tingkat (n_{si}) : 60 rpm

14. **Spesifikasi motor penggerak** :

- Type motor : Elektro motor
- Putaran : 1500 rpm
- Frekwensi (f) : 50 HZ
- Voltage (V) : 380 ÷ 420 Volt
- Daya (N) : 40 DK
- Daya Elektromotor : 40 DK = 29,85 KW

15. **Jumlah pompa** :

- Pompa yang beroperasi : 1 buah
- Pompa cadangan : 1 buah

16. Ukuran pompa :

- Diameter pipa isap : 2,924 inc
- Diameter pipa tekan : 2,924 inc
- Panjang pipa isap (LS) : 7 m
- Diameter dalam pipa (ds) : 0,0762 m
- Kecepatan aliran pipa (VS) : 3 m/det
- Grafitasi (g) : 9,81 m/det²
- Panjang pipa tekan (Ld) : 22m
- Bahan pipa : besi tuang
- Total kerugian pipa isap (H_s) : 1,772 m
- Faktor gesekan (f) : 0,025
- Total kerugian pipa tekan (H_d) : 5,423 m
- Pemeriksaan kecepatan aliran (V) : 2,85 m/det.

17. Tekanan pada drum ketel

- Tekanan operasi ketel : 12 bar = 12,23 kg/cm²
- Untuk tekanan : 12,23 kg/cm² = 122,3 m
- Besar Head Status (H_{st}) : 5 m
- Tinggi air yang dialirkan ke pemanas : 0,5 m
- Tekanan : 1 kg/cm
- Air naik setinggi : 10 meter
- Tekanan drum ketel (P_{dk}) : 122,8 m
- Tekanan kerja deaerator : 2 bar = 2,039 kg/cm²

- Tinggi permukaan deaerator : 1m
- Temperatur deaerator : $104^{\circ}\text{C} - 105^{\circ}\text{C}$

18. Ukuran utama pompa :

- Diameter poros (d_s) : 40 mm
- Diameter mata impeller (D_o) : 101 mm
- Diameter hubungan (D_h) : 52 mm
- Diameter sisi masuk impeller (D_1) : 101 mm
- Diameter sisi keluar impeller (D_2) : 249 mm
- Lebar impeller pada masuk (b_j) : 28,45 mm
- Lebar impeller sisi keluar (b_2) : 11,44 mm
- Kecepatan keliling pondasi pada sisi masuk (U_1) : 7,885 m/det
- Kecepatan radial pada sisi masuk (V_{r1}) : 1,98 m/det.
- Sudut tangensial masuk inlet (β_1) : 14°
- Kecepatan relatif masuk (W_1) : 8,13 m/det
- Kecepatan tangensial sisi keluar (V_{r2}) : 1,782 m/det
- Sudut tangensial keluar (β_2) : $15^{\circ} - 40^{\circ}$
- Kecepatan absolut (V_2) : 12,96 m/det
- Kecepatan relatif keluar : 4,56 m/det
- Sudut aliran fluida keluar (α_2) : $7,9^{\circ}$

19. Perhitungan sudu – sudu :

- Jumlah sudu (Z) : 5 buah
- Jarak sudu sisi masuk (t_1) : 65 mm

- Jarak sisi keluar (t_2) : 160,3 mm
- Tebal sudu (t) : 3 mm

20. Difuser :

- Diameter sisi masuk (D_3) : 254 mm
- Lebar sisi masuk (b_3) : 14,55 mm
- Sudut aliran masuk fluida (α_3) : $14,5^0$
- Kecepatan absolut masuk (V_r) : 11,37 m/det
- Kecepatan radial masuk (V_{u_3}) : 11 m/det
- Diameter sisi keluar (D_4) : 406,4 mm
- Lebar laluan sisi keluar (b_4) : 17,16 mm
- Sudut aliran keluar (α_4) : $12,4^0$
- Kecepatan absolut keluar (V_4) : 1,5 m/det
- Pemeriksaan kecepatan : 3,4 m/det
- Perhitungan head pada difuser (H_{dr}) : 3,95 m
- Jumlah sudu difuser (Z_d) : 6 buah
- Jarak sudu sisi masuk (t_3) : 133 mm
- Tebal sudu difuser (S) : 9,7 mm
- Head keluar difuser teoritis ($H_{id.th}$) : $17,76 \div 20,72$ m
- Pemeriksaan head keluar difuser (H_{id}) : 22,45 ,
- Jarak sudu pada sisi keluar (t_4) : 212,8 mm

21. Putaran kritis :

- Berat poros (Gp) : 10,72 kg/
- Berat jenis bahan poros (BD) : 0,0000078 kg/mm³
- Berat impeller (Gi) : 2,635 kg
- Berat sudu (GS) : 0,19 kg
- Berat 6 impeller : 15,8 kg
- Panjang poros (L) : 1080 mm
- Beban terbagi rata (q) : $9,93 \cdot 10^{-3}$ kg/mm
- Defleksi akibat beban terpusat (Y_2) : 0,013 mm
- Defleksi akibat beban terbagi rata (Y_1) : 0,033 mm
- Defleksi total pada poros (Y_0) : 4404,98 rpm

22. Bantalan :

- Panjang bantalan (L) : 48 mm
- Diameter tumpu bantalan (d) : 32 mm
- Tekan bidang yang timbul (p) : 0,017 kg/mm²
- Nomor bantalan : 6207
- Bahan bantalan : Perunggu
- Kapasitas Nominal dinamis spesifik (C) : 1724,2 kg
- Faktor radial untuk cincin dalam berputar (X_r) : 0,56
- Faktor aksial untuk cincin dalam putar (Y_a) : 1,76
- Kekerasan (HB) : 50 ÷ 100
- Temperatur maksimum : 200⁰C

- Perhitungan bantalan gaya aksial (F_a) : 62,145 kg
- Perhitungan bantalan gaya radial (F_r) : 26,52 kg



LITERATUR

1. M. Khetagurov, "Marine Auxilary Machinery and Systems", Translate from the Russian by Nicholas Weinstein, Peace Publishers Moscow, 1972.
2. Austin H Church, "Pompa dan Blower Sentrifugal". Erlangga, 1986 ; Jakarta.
3. Ir. Sularso, MSME dna Prof. DR. Harua Tahara, "Pompa dan Kompresor, Pemilihan, Pemakaian dan Pemeliharaan", PT. Pradnya Pramita, Jakarta.
4. Gustar A Gaffert, "Steam Power Stations" Four Edition Mc. Graw Hill Book Company, Inc, Tokyo.
5. Igor J Karassik, Pump hand Book", Second Edition, Mc . Graw Hill Book, New York.
6. A.J. Stefanoff PhD, "Flow Pump Design and Aplication", Second Printing 1962.
7. Ir. Sularso, MSME dan Prof. DR. Kiyokatsu Suga, "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin", PT. Pradnya Pramita 1983, Jakarta.
8. Prof. Dipl. Ing. Fritz Dietzel, "Turbin, Pompa dan Kompresor", Alih Bahasa oleh : Ir. Dakso Sriyono, Penerbit Erlangga 1988, Jakarta.
9. Ronald V Gilles , "Mekanika Fluida dan Hidrolika", Alih Bahasa oleh : Ir. Herman Widodo Soemitro, Penerbit Erlangga, 1984, Jakarta.
10. Diesel, Fritz, Dakso Sriyono, Turbin, Pompa dan Kompresor, Erlangga 1990, Jakarta.
11. L.W.P Bianchi, P. Bustraan, "Pompa", Pradnya Pramita, Jakarta 1983.