



MESIN FLUIDA

POMPA UNTUK PENGISIAN AIR KETEL

OLEH :

BENNY FRIWANTO

No. Stb. : 95 813 0038
Nirm : 95 110 842 30034



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

UNIVERSITAS MEDAN AREA

2001

© 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



**UNIVERSITAS MEDAN AREA
FAKULTAS TEKNIK JURUSAN MESIN**

TUGAS AKHIR

**MESIN – MESIN FLUIDA
POMPA UNTUK PENGISIAN AIR KETEL**



OLEH :

BENNY FRIWANTO

No. Stb. 95 813 0038

Nirm : 95 110 842 30034

Menyetujui :

Pembimbing

Pembimbing I

(Ir. Amru Siregar, MT)

Pembimbing II

(Ir. Ishak Ubit)

Mengetahui



(Ir. Nasution, MT)



Dekan F.T. UMA

(Ir. M. Yusri, 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

UNIVERSITAS MEDAN AREA
FAKULTAS TEKNIK
JURUSAN MESIN

AGENDA No. : 314/F.T.M./M/2020
Diterima Tgl. : 28-10-2020
Paraf : *[Signature]*

TUGAS RANCANGAN / TUGAS AKHIR

NAMA : Benny Friwanto
NO. STAMBUK : 95.813.0038
MATA KULIAH : Mesin - Mesin Fluida
SPESIFIKASI :

Rencanakan sebuah Pompa yang digunakan untuk pengisian air ketel, dengan kapasitas ketel tiap 12 Ton/jam dan Tekanan 12 Bar.

Bahas :

- Perhitungan kapasitas pompa.
- Daya motor.
- Ukuran bagian-bagian utama pompa.
- Gambar Teknik

Diberikan Tanggal : 11 Oktober 2020

Selesai Tanggal : 11 Januari 2021

Medan, 11 Oktober 2020

Dosen Pembimbing

[Signature]
Ir. Anis Syarif, MT



Jurusan Mesin

Koordinator Rencana Sarjana

[Signature]
(Ir. Anis Syarif, MT)



Benny Friwanto, Medan (Persero) untuk Pengisian Air Ketel

**PEMBANGKITAN DAN PENYALURAN SUMATERA BAGIAN UTARA
SEKTOR BELAWAN**

Jalan : P. Sicanang Belawan - 20416

Telepon : (061) 641192

Faksimile : 641143

Nomor : 07 / 07 / SBLW / 2000
Lampiran : -
Sifat : Blasa
Perihal : Survey / Research

27 Juli 2000

Kepada Yth. :

UNIVERSITAS MEDAN AREA
Jl. Kolam No. 1
di-
Medan

Sesuai surat kami No.083/460/SBLW/2000 tertanggal 7 Maret2000 tentang Survey /
Research, dengan ini kami beritahukan bahwa :

1. **Berlison Haloho**
2. **Charles Mangasi**
3. **Faurizaldi Yasin**
4. **M. Yahya**
5. **Koster Panjaitan**
6. **Benny Friwanto**

Benar telah mengadakan PKL dari tanggal 6 Maret s/d 15 Maret 2000 di PT. PLN
(Persero) KITLUR SUMBAGUT SEKTOR BELAWAN.

Demikian disampaikan untuk dapat diketahui, atas perhatiannya diucapkan terima
kasih.



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

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis ucapkan kehadirat Allah SWT yang mana atas berkah-Nya penulis dapat menyelesaikan tulisan ini dengan baik.

Tulisan ini merupakan tugas akhir pada kurikulum Fakultas Teknik jurusan Mesin Universitas Medan Area yaitu sebagai syarat bagi mahasiswa untuk mendapatkan gelar Sarjana, adapun tugas yang diberikan kepada penulis yaitu : “Perencanaan Mesin – Mesin Fluida dengan spesifikasi pompa yang digunakan untuk pengisian air ke ketel dengan kapasitas 14,4 ton/jam”.

Dalam penyelesaian tugas akhir ini penulis berusaha semaksimal mungkin untuk mendapatkan hasil yang lebih baik meskipun demikian penulis menyadari bahwa tulisan ini masih banyak kekurangan dan masih jauh dari kesempurnaan. Untuk itu penulis dengan tulus menerima saran dan kritik yang sifatnya membangun demi kesempurnaan tulisan ini.

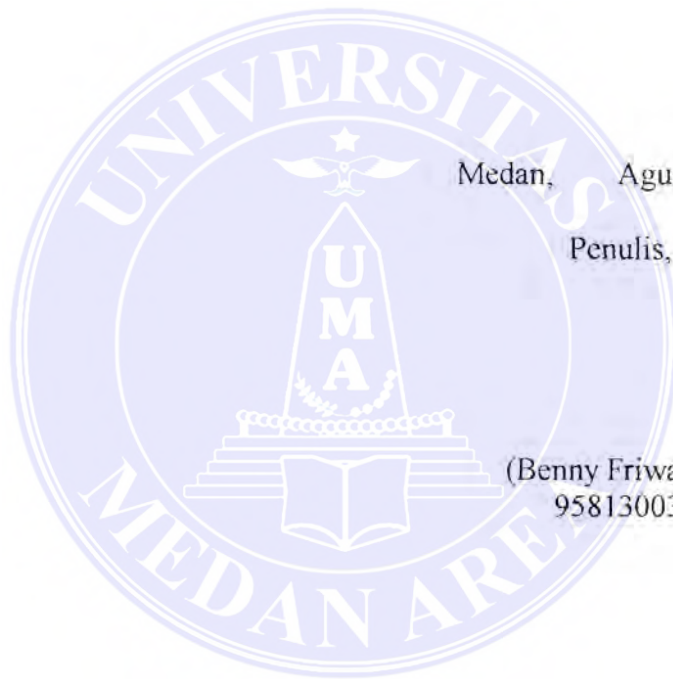
Disamping itu penulis tidak lupa mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya atas bantuan yang penulis peroleh dari berbagai pihak yaitu berupa petunjuk, bimbingan, saran dan kritik yang berharga selama penyusunan tulisan ini.

Ucapan terima kasih penulis ucapkan kepada :

1. Bapak Ir. Amir Syam Nasution, MT selaku ketua jurusan Teknik Mesin
2. Bapak Ir. Amru Siregar, MT selaku Dosen Pembimbing I
3. Bapak Ir. Ishak Ubit, selaku Dosen pembimbing II

4. Bapak – Bapak Direksi, Staff, Teknisi dan karyawan PT. Pasifik Medan Industri di KIM II Medan.
5. Bapak dosen staff pengajar Fakultas Teknik jurusan Mesin.
6. Rekan – rekan mahasiswa.

Akhir kata penulis mengharapkan semoga Allah SWT senantiasa melimpahkan rahmat dan karunia-Nya kepada kita semua, Amiin.



Medan, Agustus 2001

Penulis,

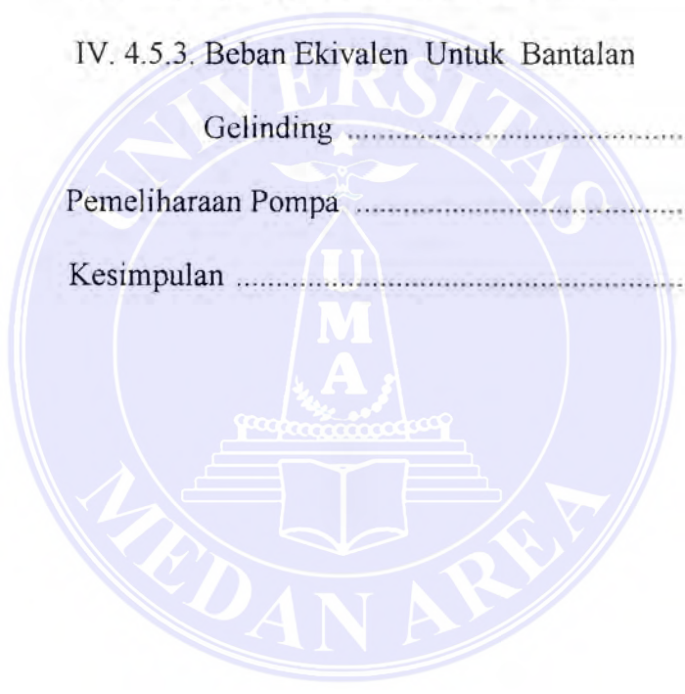
(Benny Friwanto)
958130038

Daftar Isi

	Hal
Kata Pengantar	i
Daftar Isi	ii
Materi :	
Bab I : Pendahuluan	1
1.1. Latar Belakang Masalah.....	1
1.2. Perumusan Masalah	2
1.3. Pembahasan Masalah	3
1.4. Tujuan Perencanaan	4
Bab II : Dasar-Dasar Teori	5
11.1. Penggunaan Pompa	5
11.2. Mesin-Mesin Fluida.....	8
11.3. Klasifikasi Pompa	9
11.4. Pompa Sentrifugal	13
Bab III : Dasar Teori dan Analisa Perhitungan	20
III .1. Kapasitas Pompa	20
III .2. Head Pompa	22
III. 2.1. Head Pompa Pada Pipa Isap.....	22
III . 2.2. Head Pompa Pada Pipa Tekan	26
III . 2.3. Tekanan Pada Drum Ketel Dearator	28

III .2.4. Static Head Pompa	29
III .3. Perhitungan Daya	30
III . 3.1. Daya Pompa	30
III . 3.2. Daya Motor Penggerak	31
III . 4. Perhitungan Kecepatan Spesifik	32
Bab IV : Perhitungan Ukuran-Ukuran Utama Pompa	35
IV.1. Diameter Poros dan Pasak	35
IV. 1.1. Diameter Poros	35
IV. 1.2. Pasak	38
IV.2. Impeller Pompa	42
IV.2.1. Perhitungan Ukuran-Ukuran Impeller Pada Sisi Masuk	43
IV.2.2. Perhitungan Ukuran-Ukuran Impeller Pada Sisi keluar	47
IV.2.3. Perencanaan Sudu	54
IV.3. Difuser	60
IV.3.1. Pada Sisi Masuk Difuser	61
IV.3.2. Pada Sisi Keluar Difuser	62
IV.3.3. Melukis Sudu Difuser	65
IV.4. Perhitungan Gaya-Gaya Yang Terjadi Pada Pompa	67
IV. 4.1. Besar gaya Aksial	68

	IV. 4.2. Cara Mengatasi Gaya Aksial	70
	IV. 4.3. Besar Gaya Radial	72
	IV. 4.4. Putaran Kritis	75
	IV. 4.5. Perhitungan Bantalan	77
	IV. 4.5.1. Klasifikasi Bantalan	77
	IV. 4.5.2. Bantalan Luncur Radial	78
	IV. 4.5.3. Beban Ekuivalen Untuk Bantalan Gelinding	81
Bab V :	Pemeliharaan Pompa	83
Bab VI :	Kesimpulan	88



BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang Masalah

Indonesia merupakan negara berkembang yang sedang menuju era pembangunan demi tercapainya cita – cita dan tujuan bangsa. Hal ini tentu saja membuat negara kita membutuhkan bantuan – bantuan dari negara luar yang berupa bantuan dana secara langsung ataupun investasi – investasi asing.

Salah satu cara untuk mendukung hal tersebut adalah dengan mengundang para investor – investor asing untuk menanamkan modalnya di negara Indonesia ini. Hal ini tentu saja dengan memanfaatkan sumber daya manusia yang ada.

Pada tahun 1998 telah berdiri sebuah perusahaan yaitu PT. Pacific Medan Industri yang merupakan investasi asing yang berwarga negara Yaman, yang berlokasi di KIM II Medan. Perusahaan ini bergerak dibidang pengolahan minyak Crude Palm Oil (CPO) menjadi minyak yang siap dipasarkan.

PT. Pacific Medan Industri harus mempunyai sarana dan prasarana yaitu fasilitas – fasilitas untuk mendukung operasional produksi antara lain: Perkantoran , Pergudangan, Perbengkelan, Boiler, Pompa, Genset,dll.

Untuk fasilitas boiler diperlukan sebuah pompa yang berfungsi mengalirkan fluida air dari sumber air (dearator) ke dalam boiler,dimana hasil produksi boiler yang berupa uap digunakan untuk proses pengolahan minyak CPO menjadi minyak yang siap dipasarkan.

I.2. Perumusan Masalah

Untuk memenuhi kebutuhan air tiap – tiap boiler di dalam pabrik guna menghasilkan uap yang diperlukan guna menghasilkan uap yang diperlukan untuk pengolahan minyak CPO menjadi minyak yang siap dipasarkan, maka diperlukan sebuah pompa untuk mengalirkan air dari sumber air (tangki air) lalu ke dearator kemudian masuk ke dalam boiler yang di rancang , direncanakan berdasarkan jumlah debit air yang diperlukan setiap boiler dan batas waktu pengisiannya, lalu kemudian ditentukan kapasitas maksimum yang diperlukan.

I.3. Pembatasan Masalah.

Pompa yang akan direncanakan di sini akan digunakan untuk mengalirkan air dari dearator ke boiler. Pada perencanaan tersebut hanya dilakukan perhitungan pada bagian – bagian utama pompa yang dipilih dan di hitung , di teliti kerugian – kerugian head sepanjang pipa tekan dan pipa isap serta kerugian – kerugian kecil lainnya seperti elbow, gate valve , cheke valve, katup dan kecepatan dalam pipa . Pompa yang kita gunakan di sini mempunyai posisi vertikal, namun semua perhitungan tidak berbeda dengan pompa yang mempunyai posisi horizontal.

I.4. Tujuan Perencanaan

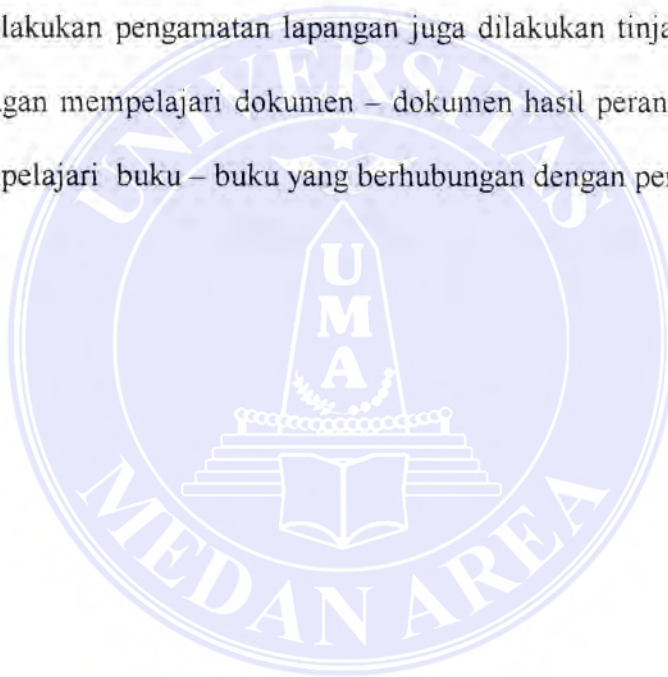
Adapun tujuan perencanaan antara lain sebagai berikut :

Untuk menentukan jenis dan spesifikasi pompa yang digunakan untuk pengisian air ke ketel uap yang dapat menghasilkan 12 ton / jam uap kering dan tekanan 12 bar.

I.5. Metodologi Perencanaan

Dalam perencanaan sebuah pompa untuk menghasilkan tulisan disini didasarkan pada :

- a. Hasil pengamatan secara langsung dilapangan yang dilakukan di PT. Pasific Medan Industri KIM II Medan.
- b. Hasil perencanaan ini dilakukan dengan pengumpulan data – data yang diperlukan sebagai bahan perbandingan perancangan sebuah pompa.
- c. Selain dilakukan pengamatan lapangan juga dilakukan tinjauan kepustakaan yaitu dengan mempelajari dokumen – dokumen hasil perancangan terdahulu dan mempelajari buku – buku yang berhubungan dengan perancangan pompa tersebut





BAB II

DASAR DASAR TEORI

II.1. Penggunaan Pompa

II.1.1. Pompa untuk Air Minum

Pompa – pompa penyedia air minum mempunyai berbagai macam ukuran dari yang besar untuk perkotaan sampai yang kecil untuk gedung dan rumah tangga.

Dalam praktek penyediaan air terdapat empat cara yaitu:

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

II.1.2. Pompa untuk Pengairan

Pompa yang dipakai untuk lahan pertanian umumnya mengenai air tawar. Pada pengairan siram, head total yang diperlukan adalah sangat besar karena nozel penyemprot pada system ini memerlukan tekanan tinggi. Oleh karena itu untuk pengairan siram sering dipakai pompa bertingkat banyak.

II.1.3. Pompa untuk Industri kimia dan Industri Minyak.

Berbagai jenis pompa dipakai dalam system industri kimia dan industri minyak. Di dalam industri ini juga ditangani berbagai jenis zat cair hingga diperlukan berbagai jenis pompa yang menggunakan berbagai jenis bahan konstruksi.

II.1.4. Pompa untuk Industri lainnya

Pompa untuk pemakaian umum dan pemakaian khusus banyak dipakai di beberapa industri, seperti :

1. Pabrik kertas (Pulp).
2. Industri makanan
3. Galangan kapal

II.1.5. Pompa Drainase.

Untuk mengeringkan air hujan dari suatu daerah yang luas seperti lahan pertanian dan kota, head yang diperlukan umumnya rendah sehingga sering dipakai pompa aksial atau aliran campuran.

II.1.6. Pompa untuk Pelayanan Pusat Tenaga.

Berbagai jenis pompa yang dipakai untuk pelayanan pusat tenaga :

1. Pompa air pengisi ketel.

Pompa ini berfungsi memasukan air kedalam ketel yang bertekanan tinggi. Karena itu pompa ini harus bertekanan tinggi dan tahan terhadap temperatur pula.

2. Pompa Kondensat.

Pompa ini dipakai untuk mengalirkan air yang diembunkan di dalam kondensor ke pompa pengisi ketel.

3. Pompa sirkulasi air.

Pompa ini mengalirkan air pengisi ke kondensor, biasanya diperlukan pompa dengan diameter luar yang sangat besar, karena debit yang dialirkan cukup besar. Jika dipergunakan air laut atau air sungai sebagai pendingin, biasanya diperlukan head setinggi 10 m, juga harus diadakan pencegahan korosi.

II.1. 7. Pompa untuk Pelayanan Gedung

Pada gedung-gedung memerlukan pompa untuk penyediaan air minum, pemadam kebakaran, untuk pengkondisian udara dan untuk keperluan yang lain. Pompa ini dipakai untuk 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 pengisi 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.

Sebagaimana yang telah kita ketahui, ketel uap berfungsi sebagai pesawat konversi energi yang mengkonversikan energi kimia dari bahan bakar menjadi energi panas. Energi panas yang diperoleh dari hasil pembakaran bahan bakar akan dihantarkan ke bidang pemanas (Heating Surface) secara pancaran dan hambatan (Radiasi Konduksi). Dari bidang pemanas dihantar lagi kepada air ketel secara konveksi (Convection).

Untuk mendapatkan uap yang stabil sesuai kebutuhan, maka kebutuhan air pengisi ketel harus tersedia secara kontiniu selama ketel masih beroperasi. Untuk mendapatkan kondisi ini, diperlukan alat bantu yaitu” Pompa Pengisi Air Ketel”.

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

II.2. Mesin – Mesin Fluida

Definisi fluida adalah zat – zat yang mampu mengalir dan menyesuaikan diri dengan bentuk wadah tempatnya . dalam aliran fluida ada juga konsep penting sebagai pedoman penerapan energi fluida yaitu prinsip kekekalan massa, prinsip energi kinetik dan prinsip momentum.

Mesin fluida adalah mesin yang dapat merubah energi mekanis dari poros menjadi energi fluida atau sebaliknya yaitu mengubah energi fluida (energi potensial dan kinetik) menjadi energi poros. Berdasarkan perubahan energi fluida, mesin – mesin fluida dapat dibagi dua macam :

a. Mesin kerja

Mesin kerja merupakan mesin yang mengubah energi mekanik menjadi energi fluida dalam bentuk energi tekanan ,kinetik ,potensial. Misalkan: pompa blower kompresor, fan,dll.

b. **Mesin Tenaga.**

Mesin tenaga merupakan mesin yang mengubah energi fluida menjadi energi mekanik. Misalkan :kincir angin ,turbin air dll.

II.3. Klasifikasi Pompa

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

Pompa dapat diklasifikasikan yaitu sebagai berikut :

II.3.1. Klasifikasi pompa ditinjau dari sudut tekanan yang menghasilkan energi fluida, maka pompa dapat diklasifikasikan atas 2 (dua) bagian :

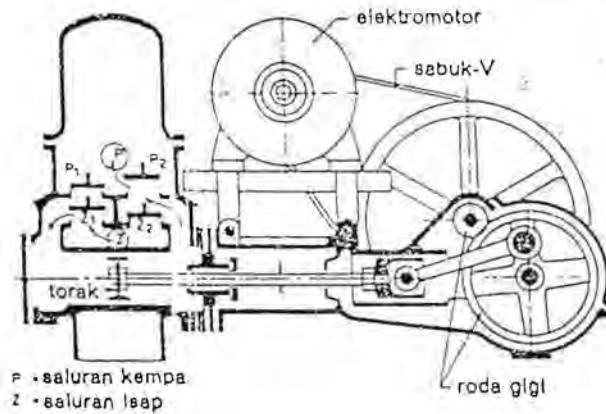
A. **Pompa tekanan statis**

Pompa ini disebut juga pompa “Positive Displacement”. Head statisnya terjadi akibat tekanan yang diberikan kepada cairan . Head baru terjadi bila terjadi perubahan volume pada pompa.yang termasuk dalam pompa jenis ini adalah sebagai berikut :

1. **Pompa Torak Pluyer (Reciprocating Pump)**

Pompa ini mempunyai torak yang bergerak bolak – balik di dalam silinder. Aliran yang terjadi pada pompa ini bergantung pada perpindahan piston dimana cairan yang bertekanan rendah dihisap melalui katup hisap dan masuk ke dalam silinder kemudian ditekan sehingga tekanan statisnya naik dan sanggup mengalirkan cairan keluar dari silinder melalui katup tekan pipa discharge.

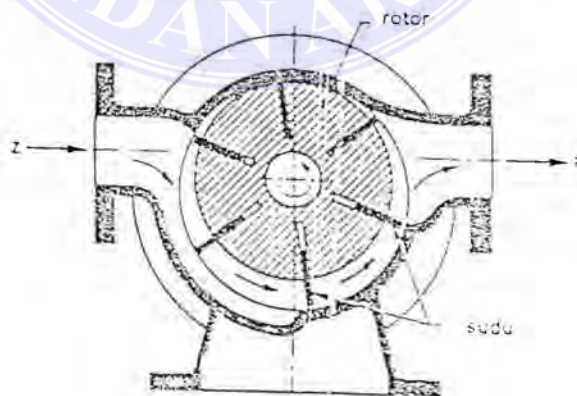
Pompa torak tersebut dapat dilihat pada gambar 2.1 berikut ini.



Gambar 2.1. Pompa torak kerja ganda.

2. Pompa Pusingan

Pompa pusingan adalah pompa positive displacement, yang mana energi ditransmisikan dari yang menyebabkan pompa itu bergerak kepada cairan oleh sebuah elemen dorong yang hanya memiliki sebuah bundaran dan gerak bolak – balik di dalam rumah pompa. Pompa pusingan dapat dilihat pada gambar 2.2.

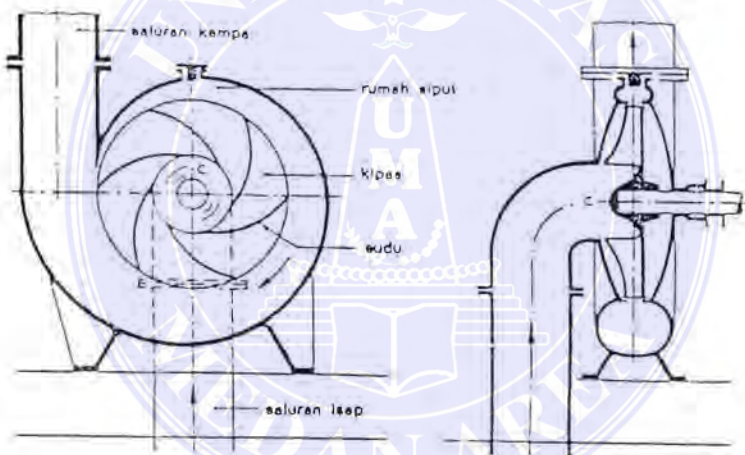


Gambar. 2.2 Pompa pusingan

B. Pompa Tekanan Dinamis

Pompa ini disebut juga rotor dynamic pump atau impeller pump. Pompa ini mempunyai bagian – bagian dan sifat – sifat sebagai berikut :

1. Mempunyai bagian utama berupa poros yang dilengkapi dengan sudu disekitar poros.
 2. Melalui sudu tersebut cairan mengalir secara kontiniu, antara sudu cairan terjadi pertukaran momentum cairan yang mengalir diantara sudu – sudu.
- Yang tergolong dalam pompa ini adalah centrifugal pump dan propeller pump. Pompa tekanan dinamis diperlihatkan pada gambar 2.3 berikut ini.



Gambar. 2.3. Gambar pompa tekanan dinamis

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

a. Pompa radial

Pompa jenis radial ; dimana aliran fluida dalam sudu gerak terletak pada bidang yang tegak lurus pada sumbu poros dan head yang timbul diakibatkan oleh besarnya gaya sentrifugal.

b. Pompa aksial

Pompa jenis aksial; dimana aliran fluida dalam sudu gerak terletak pada bidang yang sejajar sumbu poros dan head yang timbul diakibatkan oleh besarnya gaya angkat dari sudu geraknya.

II.3.2. Klasifikasi pompa menurut bentuk rumah

A. Pompa Volut

Pompa volut adalah sebuah pompa sentrifugal, dimana zat cair dari impeller secara langsung dibawa ke rumah volut.

B. Pompa Difuser

Pompa diffuser adalah sebuah pompa sentrifugal yang dilengkapi dengan sudu diffuser dikelilingi luar impellernya. Karena sudu – sudu diffuser disamping memperbaiki efisiensi pompa juga menambah kokoh rumah. Kontruksi ini sering dipakai pada pompa besar dengan head yang tinggi. Pompa ini juga sering dipakai sebagai pompa bertingkat banyak karena aliran satu tingkat ke tingkat lainnya dapat dilakukan tanpa menggunakan rumah volut.

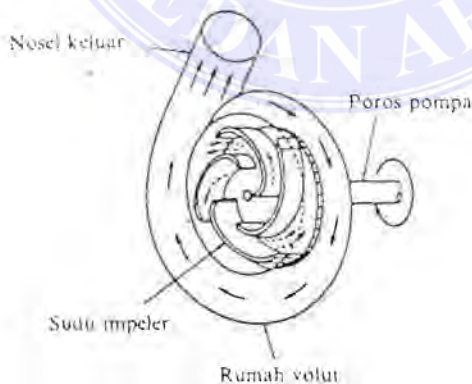
C. Pompa aliran campur jenis volut

Pompa ini mempunyai impeller jenis aliran campur dan sebuah rumah volut. Disini tidak digunakan sudu-sudu diffuser melainkan dipakai saluran yang lebar untuk mengalirkan zat cair. Pompa ini tidak mudah tersumbat sehingga cocok untuk air limbah.

II.4. Pompa Sentrifugal.

II.4.1. Kerja pompa sentrifugal

Pompa sentrifugal mempunyai sebuah impeller (baling – baling)untuk mengangkat zat cair dari tempat yang lebih rendah ke tempat yang lebih tinggi. Daya dari luar diberikan kepada poros pompa untuk memutar impeller di dalam zat cair, maka zat cair yang ada di dalam impeller oleh dorongan sudu – sudu ikut berputar. Karena timbul gaya sentrifugal maka zat cair mengalir dari tengah impeller keluar melalui saluran diantara sudu – sudu. Disini head tekanan zat cair menjadi lebih tinggi. Demikian head kecepatannya bertambah besar karena zat cair mengalami percepatan. Zat cair yang keluar dari impeller ditampung oleh saluran yang berbentuk spiral (volut) dikelilingi impeller dan disalurkan ke luar pompa melalui nozel. Di dalam nozel ini sebagian head kecepatan aliran diubah menjadi head tekanan. Untuk bagan aliran fluida di dalam pompa sentrifugal diperlihatkan pada gambar 2.4 di bawah ini.



Gambar 2.4. Bagan aliran fluida dalam pompa sentrifugal.

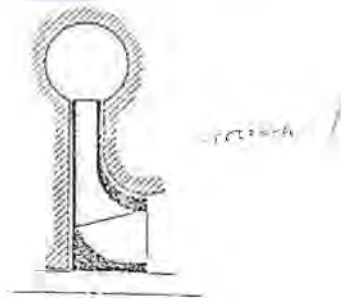
Dari kerja pompa sentrifugal tersebut, maka pompa sentrifugal dapat didefinisikan sebagai berikut yaitu mengubah energi mekanik dalam bentuk kerja poros menjadi energi fluida. Energi fluida inilah yang mengakibatkan penambahan head tekanan, head kecepatan dan head potensial pada zat cair yang mengalir secara kontiniu.

II.4.2. Jenis – jenis impeller pompa sentrifugal.

A. Impeller jenis radial.

Pompa yang mempunyai jenis impeller radial, aliran pada sudu gerakya terletak pada bidang tegak lurus pada bidang poros pompa. Impeller jenis radial adalah impeller yang dipakai untuk tinggi tekan medium dan yang tinggi (kira – kira 150 ft). Impeller ini adalah impeller jenis konvensional dan secara praktis dipakai pada semua mesin – mesin yang bertingkat banyak.

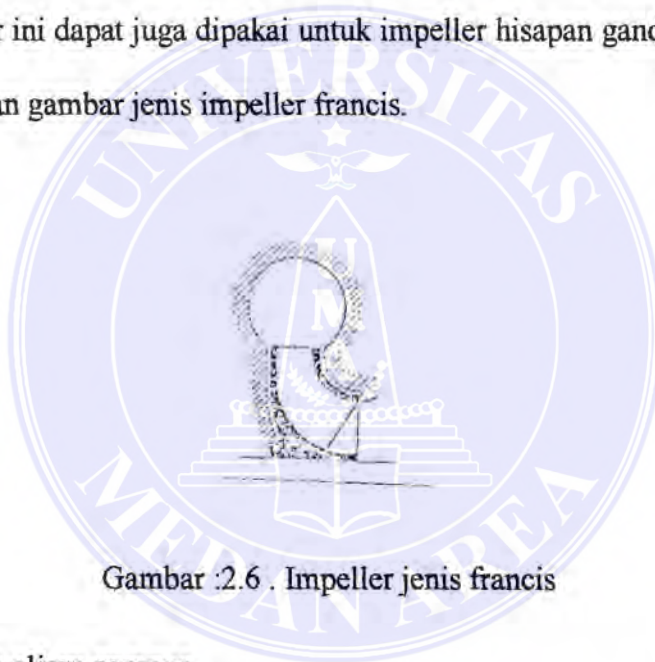
Daerah kecepatan spesifik pada umumnya adalah 500 hingga 3000 rpm. Perbandingan diameter buang (discharge) dengan diameter mata sisi masuk (inlet eye diameter) adalah sekitar 2 (dua). Berikut gambar impeller jenis radial.



Gambar : 2.5 . Impeller jenis radial

B. Impeller jenis francis.

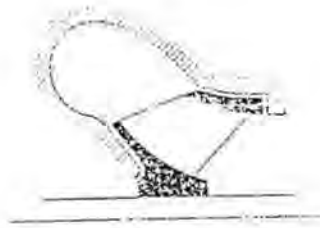
Untuk tinggi tekan yang lebih rendah sering dipakai impeller pembuangan radial, hisapan aksial. Perbandingan diameter buang (discharge) dengan diameter sisi masuk, biasanya lebih kecil dari jenis impeller radial. Kecepatan spesifik adalah 1500 – 4500 rpm. Sudut sudu sisi masuk harus berkurang sesuai dengan jari – jarinya (kecepatan keliling impeller) untuk menjamin masuknya fluida secara mulus, sehingga bentuknya menyerupai turbin francis. Jenis impeller ini dapat juga dipakai untuk impeller hisapan ganda. Di bawah ini ditunjukkan gambar jenis impeller francis.



Gambar :2.6 . Impeller jenis francis

C. Impeller jenis aliran campur.

Tinggi tekan yang dihasilkan pada impeller jenis ini sebagian adalah disebabkan oleh gaya sentrifugal dan sebagian lagi oleh gaya tolakan impeller. Aliran buangnya sebagian radial dan sebagian aksial. Inilah sebabnya impeller ini disebut impeller jenis aliran campur. Berikut ditunjukkan gambar impeller jenis aliran campur.



Gambar 2.7 Impeller jenis mixed flow

Gambar: 2.7 . Impeller jenis aliran campur

D. Impeller jenis propeller

Semua tinggi tekan yang dihasilkan adalah tolakan sudu – sudu Aliran hampir seluruhnya aksial seperti ditunjukkan pada gambar di bawah ini. Impeller ini mempunyai kecepatan spesifik yang tertinggi di atas 8000 rpm dan dipakai untuk tinggi tekan yang rendah (30 - 40)ft, rpm yang rendah (200 - 1800) dan kapasitas besar disebabkan oleh pengarahannya yang sedikit diberikan pada fluida, impeller ini tidak sesuai untuk tinggi hisap yang besar. Dibawah ini diperlihatkan gambar impeller propeller.



Gambar : 2.8 . Impeller jenis propeller

E. Tingkat banyak

Bila tinggi tekan yang harus dihasilkan menjadi terlalu besar untuk impeller satu tingkat, beberapa impeller dipasangkan pada satu poros secara seri seperti yang ditunjukkan pada gambar di bawah ini.

Impeller jenis ini biasanya adalah impeller jenis radial karena jenis radial 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 aliran setiap tingkatnya adalah sama dan tinggi tekan total biasanya terbagi rata untuk masing – masing tingkat. Jadi semua tingkat akan mempunyai kecepatan spesifik yang sama yang dapat dianggap sebagai kecepatan spesifik pompa itu sendiri.

II.5. Pemilihan Jenis Pompa

Alat untuk memasukkan air ke dalam ketel dengan tekanan pada saat ketel sedang bekerja ada beberapa jenis. Alat – alat pengisian itu adalah pompa sentrifugal dan pompa torak.

Dalam hal pemilihan ini sebagai dasar pertimbangan adalah keuntungan dan kerugian dari pompa – pompa tersebut. Untuk lebih mudah dalam pemilihan jenis pompa yang akan dipakai, berikut ini akan diberikan gambaran perbandingan yaitu sebagai berikut :

Pompa centrifugal

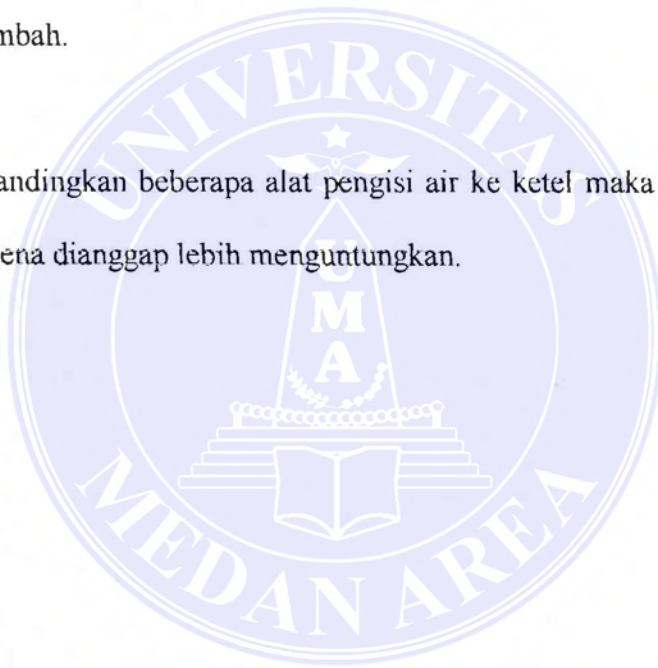
1. Aliran cairan kontinue.
2. Initial cost rendah.
3. Ruang yang digunakan lebih kecil.
4. Biaya pemeliharaan rendah.
5. Instalasi sederhana dan murah.
6. Dapat beroperasi pada putaran tinggi dan langsung dikopel dengan motor penggerak.
7. Getaran kecil.
8. Kontruksi ringan dan sederhana.
9. Dibutuhkan pondasi yang lebih ringan.
10. Dapat digunakan pada kapasitas kecil, besar, dan sedang dengan head kecil dan sedang.
11. Dapat memompakan air limbah.
12. Efisiensi rendah.

Pompa torak

1. Aliran cairan tidak kontinue.
2. Initial cost lebih tinggi.
3. Pada kapasitas yang sama membutuhkan ruang yang lebih besar.
4. Biaya pemeliharaan lebih tinggi.
5. Instalasi sulit dan mahal.

6. Beroperasi pada putaran rendah dan dikopel dengan perantara ban atau roda gigi terhadap roda penggerak.
7. Getaran lebih besar.
8. Kontruksi lebih berat dan sulit.
9. Dibutuhkan pondasi yang berat.
10. Digunakan pada kapasitas kecil dengan head yang tinggi.
11. Hanya untuk air limbah.
12. Efisiensi tinggi.

Setelah membandingkan beberapa alat pengisi air ke ketel maka diambil pompa sentrifugal, karena dianggap lebih menguntungkan.

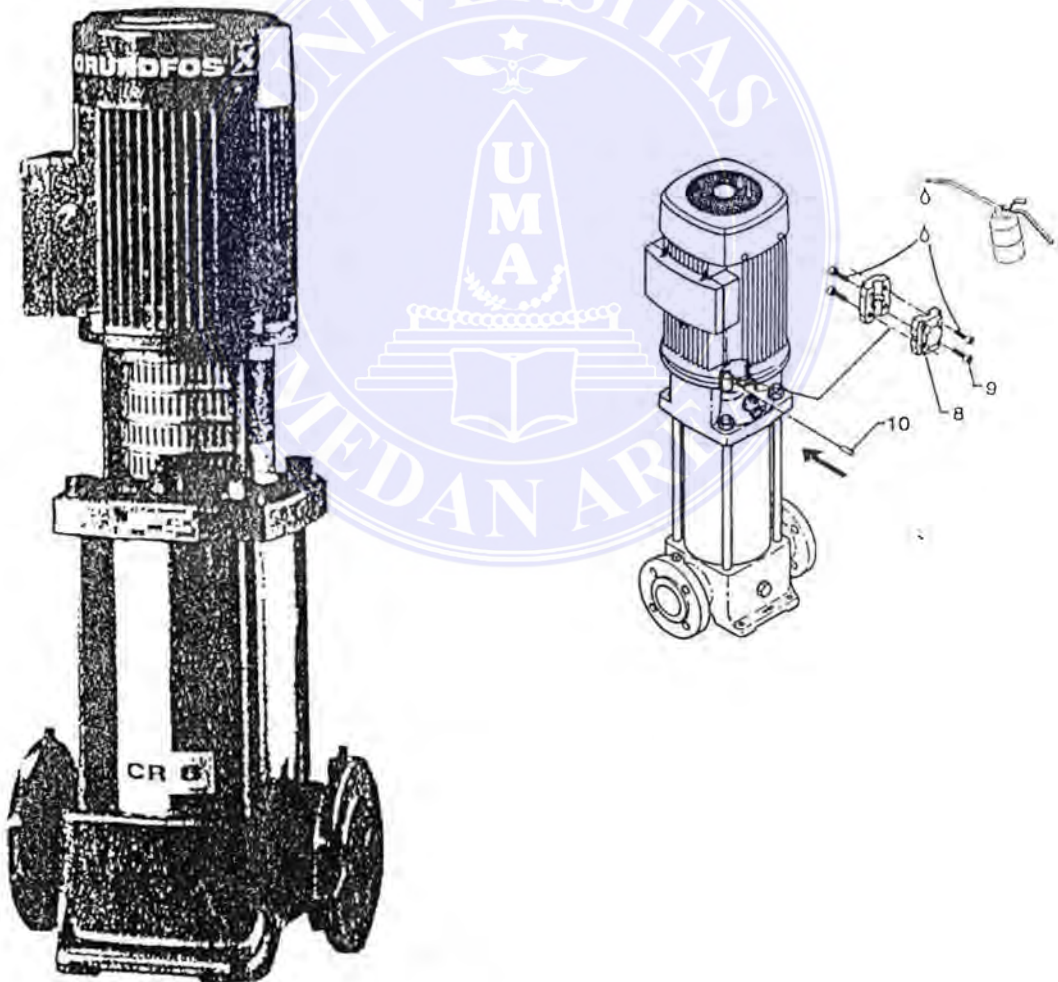


Pompa Vertikal



Pompa Dan Motor Dalam Satu Ruangan

Pemasangan Pompa Vertikal pada umumnya lebih sederhana daripada pemasangan pompa Horizontal. Blok pondasi harus memenuhi persyaratan yang sama seperti pada pompa Horizontal. Selanjutnya pompa harus didirikan Vertikal dengan cermat karena pompa dan motor dipasang sentries (sepusat) oleh suatu pinggiran suai. Maka pengarahannya lurus kopling tidak perlu lagi dilakukan.



BAB III

DASAR TEORI DAN ANALISA PERHITUNGAN

III.1. Kapasitas Pompa

Kapasitas maksimum air pengisi ketel secara teoritis sama dengan kecepatan maksimum penguapan air yang diisi pada ketel. Perhitungan kapasitas pompa dalam perencanaan ini didasarkan atas kapasitas uap yang dihasilkan ketel yaitu : 12 ton / jam dengan tekanan 12 bar. Untuk mendapatkan perhitungan yang tepat perlu diperhitungkan adanya kerugian volumetric pada alat – alat pengaman ketel. Kekurangan air pengisian akan mempengaruhi kapasitas uap hasil produksi. Untuk mengatasi hal tersebut, maka kapasitas pompa air pengisi ketel harus lebih besar (20 – 25) % dari kapasitas ketel. (Lit – 5 hal 476).

$$\begin{aligned}
 \text{Kapasitas pompa, } Q_p &= (20 \% \cdot Q_k) + Q_k \\
 &= (20 \% \cdot 40) + 40 \\
 &= 14,4 \text{ ton / jam} \\
 &= 14.400 \text{ kg / jam.}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Kapasitas air } Q_v &= \frac{Q_p}{e} \\
 &= \frac{14.400 \text{ kg/ jam}}{1000 \text{ m}^3 / \text{jam}} \\
 &= 14,4 \text{ m}^3 / \text{jam} \\
 &= 0,004 \text{ m}^3 / \text{dt.}
 \end{aligned}$$

Diameter pipa hisap dan tekan.

Untuk menghitung diameter pipa hisap dan tekan pada pompa dapat digunakan persamaan berikut ini :

$$Q = V \cdot A$$

Dimana :

$$Q = \text{Kapasitas aliran (m}^3 / dt)$$

$$V = \text{Kecepatan aliran (2 - 3) m/dt}$$

diambil 2 m/dt.

$$A = \text{Luas penampang dalam pipa (m}^2)$$

$$= \frac{\pi}{4} \cdot d^2$$

$$d = \text{diameter dalam pipa (m)}$$

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

$$= \sqrt{\frac{4 \cdot 0,004}{3,14 \cdot 2}}$$

$$= 0,0504 \text{ m}^2$$

$$= 50,4 \text{ mm}$$

$$= 1,984 \text{ inchi} = 2 \text{ inchi diambil (0,0504 m)}$$

Untuk diameter 2 inchi merupakan ukuran yang standart, banyak terdapat dipasaran. Dalam perencanaan ini diameter pipa isap sama dengan pipa tekan.

Dimana :

f = Koefisien gesek pipa

L = Panjang pipa isap = 6 m (direncanakan)

d = diameter dalam pipa = 0,0504 m = 2 inci

v = Kecepatan aliran dalam pipa (2 m / dt)

g = 9,81 m / dt.

Untuk mencari koefisien gesek pipa (f) diperlukan bilangan Reynold (Re)

dan nilai kekasaran relatif.

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

Dimana :

ν = Viskositas kinetik air pada suhu 105⁰ C

$$= 0,28225 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{dt.}$$

Maka :

$$Re = \frac{2 \text{ m/dt} \cdot 0,0504 \text{ m}}{0,28225 \cdot 10^{-6}}$$

$$= 36 \cdot 10^5$$

Aliran yang terjadi perbulan $Re > 3200$.

Bahan pipa dipilih besi tuang dengan kekasaran = 0,25 mm, maka kekasaran relatif

adalah ϵ / d

$$\frac{\epsilon}{d} = \frac{0,25 \text{ mm}}{50,4 \text{ mm}}$$
$$= 0,00496$$

Dipilih harga koefisien gesek (f) = 0,025 .

Harga ini di substitusikan ke persamaan :

$$\begin{aligned}
 H_{fs} &= f \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \text{ (m)} \dots\dots\dots \text{Lit 2 hal 11} \\
 &= 0,025 \cdot \frac{6 \text{ m}}{0,0504 \text{ m}} \cdot \frac{(2)^2 \text{ m}^2 / \text{det}^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m} / \text{det}^2} \\
 &= 0,607 \text{ m.}
 \end{aligned}$$

b. kerugian pada elbow (hel)

$$\text{hel} = k \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Dimana :

k = konstanta belokan = 0,35

$$\begin{aligned}
 \text{hel} &= 0,35 \cdot \frac{(2)^2 \text{ m}^2 / \text{det}^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m} / \text{det}^2} \\
 &= 0,072 \text{ m.}
 \end{aligned}$$

Direncanakan 5 buah elbow = 5 \cdot 0,072 \text{ m} = 0,355 \text{ m}.

c. Kerugian pada gate valve (hgv)

Gate Valve di gunakan untuk mengatur kapasitas keseluruhan dan mengatur kondisi kerja pompa agar sesuai dengan efisiensi optimen pompa .

$$\text{hgv} = k \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Dimana : k = konstanta pada Gate Valve = 0,17.

Jadi :

$$\begin{aligned} h_{gv} &= 0,17 \cdot \frac{(2)^2 \text{ m}^2 / \text{det}^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} \\ &= 0,035 \text{ m.} \end{aligned}$$

d. Kerugian pada saat memasuki pipa isap (*hen*).

$$h_{en} = k \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Dimana :

k = Konstanta entereence = 0,05

$$\begin{aligned} h_{en} &= 0,05 \cdot \frac{(2)^2 \text{ m}^2 / \text{det}^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} \\ &= 0,010 \text{ m.} \end{aligned}$$

e. Kerugian kecepatan (*hv*).

$$\begin{aligned} h_v &= \frac{(2)^2 \text{ m}^2 / \text{det}^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} \\ &= 0,204 \text{ m.} \end{aligned}$$

Jadi kerugian head pada pipa isap adalah :

$$\begin{aligned} H_s &= H_{fs} + h_{el} + h_{gv} + h_{en} + h_v \\ &= 0,607 \text{ m} + 0,355 \text{ m} + 0,035 \text{ m} + 0,010 \text{ m} + 0,204 \text{ m} \\ &= 1,211 \text{ m.} \end{aligned}$$

Jadi :

$$\begin{aligned}
 h_{gv} &= 0,17 \cdot \frac{(2)^2 \text{ m}^2 / \text{det}^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} \\
 &= 0,035 \text{ m.}
 \end{aligned}$$

d. Kerugian pada saat memasuki pipa isap (hen).

$$h_{en} = k \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Dimana :

k = Konstanta entereence = 0,05

$$\begin{aligned}
 h_{en} &= 0,05 \cdot \frac{(2)^2 \text{ m}^2 / \text{det}^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} \\
 &= 0,010 \text{ m.}
 \end{aligned}$$

e. Kerugian kecepatan (hv).

$$\begin{aligned}
 h_v &= \frac{(2)^2 \text{ m}^2 / \text{det}^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} \\
 &= 0,204 \text{ m.}
 \end{aligned}$$

Jadi kerugian head pada pipa isap adalah :

$$\begin{aligned}
 H_s &= H_{fs} + h_{el} + h_{gv} + h_{en} + h_v \\
 &= 0,607 \text{ m} + 0,355 \text{ m} + 0,035 \text{ m} + 0,010 \text{ m} + 0,204 \text{ m} \\
 &= 1,211 \text{ m.}
 \end{aligned}$$

II.2.2. Head losses pada pipa tekan (Hd).

a. Kerugian gesekan sepanjang pipa tekan (hdp)

$$H_{fs} = f \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \text{ (m)} \dots\dots\dots \text{Lit 2 hal 11}$$

Dimana :

f = Koefisien gesek pipa = 0,025

L = Panjang pipa isap = 3 m (direncanakan)

d = diameter dalam pipa = 0,0504 m = 2 inchi

v = Kecepatan aliran dalam pipa (2 m / dt)

g = 9,81 m / dt.

Maka :

$$\begin{aligned} h_{dp} &= 0,025 \cdot \frac{3 \text{ m}}{0,0504 \text{ m}} \cdot \frac{(2)^2 \text{ m}^2 / \text{det}^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m} / \text{det}^2} \\ &= 0,303 \text{ m.} \end{aligned}$$

b. Kerugian pada gate valve (hgv).

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

Dimana :

k = Konstanta = 0,17

$$\begin{aligned} h_{gv} &= 0,17 \cdot \frac{(2)^2 \text{ m}^2 / \text{det}^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m} / \text{det}^2} \\ &= 0,035 \text{ m.} \end{aligned}$$

c. Kerugian pada check valve (hcv).

Fungsi dari check valve adalah untuk menjaga agar tekanan pada awal pemompaan tidak terlalu rendah sehingga daya motor dapat mengatasi pemompaan.

$$hcv = k \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Dimana :

$$k = \text{Konstanta} = 2,0$$

$$\begin{aligned} hcv &= 2,0 \cdot \frac{(2)^2 \text{ m}^2 / \text{det}^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m} / \text{det}^2} \\ &= 0,408 \text{ m.} \end{aligned}$$

d. Kerugian pada elbow (hel).

$$hel = k \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Dimana :

$$k = \text{Konstanta} = 0,35$$

$$\begin{aligned} hel &= 0,35 \cdot \frac{(2)^2 \text{ m}^2 / \text{det}^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m} / \text{det}^2} \\ &= 0,071 \text{ m.} \end{aligned}$$

Pada pipa tekan elbow direncanakan 3 buah, maka kerugian pada elbow sepanjang pipa tekan adalah :

$$hel = 3 \cdot 0,071 = 0,213 \text{ m.}$$

e. Kerugian gesekan pada katup putar pipa tekan (hk).

$$hk = k \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Dimana :

$$k = \text{Konstanta} = 0,083$$

$$hk = 0,083 \cdot \frac{(2)^2 m^2 / det^2}{2 \cdot 9,81 m / det^2} = 0,017 m.$$

Pada pipa tekan direncanakan 2 buah katup putar:

$$hk = 2 \cdot 0,017 m = 0,034 m.$$

f. Kerugian gesek akibat kecepatan (hv).

$$hv = \frac{(2)^2 m^2 / det^2}{2 \cdot 9,81 m / det^2} = 0,204 m.$$

Jadi kerugian head pada pipa tekan seluruhnya :

$$\begin{aligned} Hd &= hdp + hgv + hcv + hel + hk + hv \\ &= 0,303 + 0,035 + 0,408 + 0,213 + 0,017 + 0,204 \\ &= 1,18 m. \end{aligned}$$

III.2.3. Tekanan pada drum ketel dearator.

a. Tekanan pada drum ketel (pdk).

$$\text{Tekanan operasi ketel} = 12 \text{ bar} = 12,23 \text{ kg} / \text{cm}^2.$$

Tekanan 1 kg/cm² dapat menaikkan air setinggi 10 m, maka untuk tekanan 12,23 kg / cm² = 122,23 m.

Tinggi air yang terdapat dalam drum ketel untuk dialirkan ke bidang pemanas direncanakan 1 m, maka tekanan pada drum ketel (P_{dk}) menjadi:

$$P_{dk} = 122,23 \text{ m} + 1 \text{ m} = 123,23 \text{ m}.$$

b. Tekanan permukaan fluida pada dearator (P_d).

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

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

Air yang telah mengalami proses pemurnian (di treatment) yang berada dalam tangki persediaan air ketel, dipompakan ke dalam dearator. Disini air dikabutkan yang mana tujuannya adalah untuk menghilangkan gas – gas yang ada dalam air.

Temperatur operasi pada dearator ini berkisar antara 105 °C dengan tekanan 2,039 kg / cm² kemudian air dipompakan oleh feet water pump langsung ke dalam drum ketel.

III.2.4. Static Head (H_{st}).

Besar head statis seperti yang ditunjukkan pada gambar adalah sebesar 3 m.

Total head sesuai dengan yang direncanakan.

$$\begin{aligned} H_{total} &= (P_{dk} - P_d) + H_s + H_d + H_{st} \\ &= (123,23 - 21,39) + 1,211 + 1,163 + 3 \\ &= 108,214. \end{aligned}$$

Untuk menjaga keamanan instalasi, maka head pompa direncanakan lebih besar dari perhitungan di atas. Biasanya factor pengaman diambil 10 % lebih besar dari yang direncanakan, maka head pompa yang direncanakan menjadi :

$$H_p = (108,214 \cdot 10\%) + 108,214$$
$$= 119,035 \text{ m.}$$

Dalam perencanaan ini diperhitungkan head pompa sebesar : $H_p = 120 \text{ m.}$

III.3. Perhitungan Daya.

III.3.1. Daya pompa (N_p).

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

Dimana :

$$Q = \text{Kapasitas pompa} = 0,004 \text{ m}^3 / \text{det}$$

$$\gamma = \text{Berat jenis air}$$

$$= \rho \cdot g$$

$$\eta_p = \text{Efisiensi pompa} = (53 - 78)\%, \text{ diambil } 78\%.$$

Jadi :

$$N_p = \frac{1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2 \cdot 120 \text{ m} \cdot 0,004 \text{ m}^3 / \text{det}}{0,78}$$
$$= 6036,92 \text{ W}$$
$$= 6,03692 \text{ KW}$$
$$= 8,213 \text{ PS.}$$

III.3.2. Daya motor penggerak (Nm).

Elektro motor merupakan penggerak yang banyak digunakan. Motor penggerak ini dapat digunakan untuk menggerakkan pompa dengan kapasitas kecil, sedang dan besar. Dalam perencanaan ini perpindahan putaran daya dari motor penggerak ke poros pompa dilakukan dengan cara mengkopel langsung kedua poros dengan tujuan untuk mendapatkan harga efisiensi mekanik sebesar mungkin.

$$Nm = e \cdot Np$$

Dimana :

$$Np = \text{Daya pompa} = 6,03692 \text{ KW}$$

$$C = \text{Faktor keamanan daya untuk keadaan start}$$

$$= (1,1 - 1,2)$$

$$= 1,2 \text{ diambil.}$$

Maka :

$$Nm = 1,2 \cdot 6,03692 \text{ Kw}$$

$$= 7,2443 \text{ Kw}$$

$$= 9,856 \text{ Ps.}$$

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

$$\text{Daya} : 10 \text{ Ps} = 7,5 \text{ Kw}$$

$$\text{Putaran} : 2960 \text{ rpm}$$

$$\text{Voltage} : (380 - 420) \text{ Volt}$$

$$\text{Frekwensi} : 50 \text{ Hz.}$$

III.4. Perhitungan kecepatan spesifik.

Kecepatan spesifik / putaran spesifik adalah kecepatan putar suatu pompa yang sebangun dengan pompa yang menghasilkan kapasitas m³/det dan head mH₂O pada efisiensi maksimum.

Dalam menentukan jenis impeller (roda jalan) ini tergantung pada besar kecil putaran spesifik pompa.

$$ns = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \text{ rpm} \dots\dots\dots \text{Lit 2 hal 107}$$

Dimana :

n = Putaran pompa (rpm)

Q = Kapasitas pompa (gpm)

H = Head total pompa (ft).

Untuk pompa bertingkat banyak, head pompa yang dipakai dalam perhitungan ns adalah head per tingkat.

$$Q = 0,004 \text{ m}^3 / \text{det} = 0,24 \text{ m}^3 / \text{menit}.$$

Untuk mendapatkan hasil yang sesuai dari ns, maka satuan tersebut harus dirubah (konversi satuan) menurut lit 2 hal 83.

$$Q = 0,24 \text{ m}^3 / \text{menit} = 63,4 \text{ gpm}$$

n = putaran pompa 2960 rpm karena terjadi slip maka diambil (1-2)% lebih kecil.

$$= 2900 \text{ diambil.}$$

Hi= untuk pompa bertingkat banyak dihitung head per tingkat.

$$\begin{aligned}
 H_i &= \frac{120}{3 \text{ tingkat}} \\
 &= \frac{40 \text{ m}}{0,3048} \\
 &= 131,23 \text{ ft}
 \end{aligned}$$

jadi :

$$\begin{aligned}
 n_{si} &= 2900 \text{ rpm} \cdot \frac{\sqrt{63,4}}{(131,23 \text{ ft})^{3/4}} \\
 &= 2900 \text{ rpm} \cdot \frac{7,96}{38,77} \\
 &= 595,4 \text{ rpm}
 \end{aligned}$$

Berdasarkan putaran spesifik di hasilkan dari perhitungan, maka impeller dapat kita lihat pada table di bawah ini :

No	Putaran	Spesifik	Type Impeller
1	500 rpm	3.000 rpm	Impeeller jenis radial
2	1500 rpm	4.500 rpm	Impeeller jenis francis
3	4500 rpm	8.000 rpm	Impeeller jenis mixed flow
4	8000 >	-	Impeeller jenis propeller

Untuk putaran spesifik $n_s = 595,4 \text{ rpm}$, sesuai dengan table 2, maka type impeller yang diperoleh adalah impeller jenis radial.

Spesifikasi hasil perencanaan dan perhitungan.

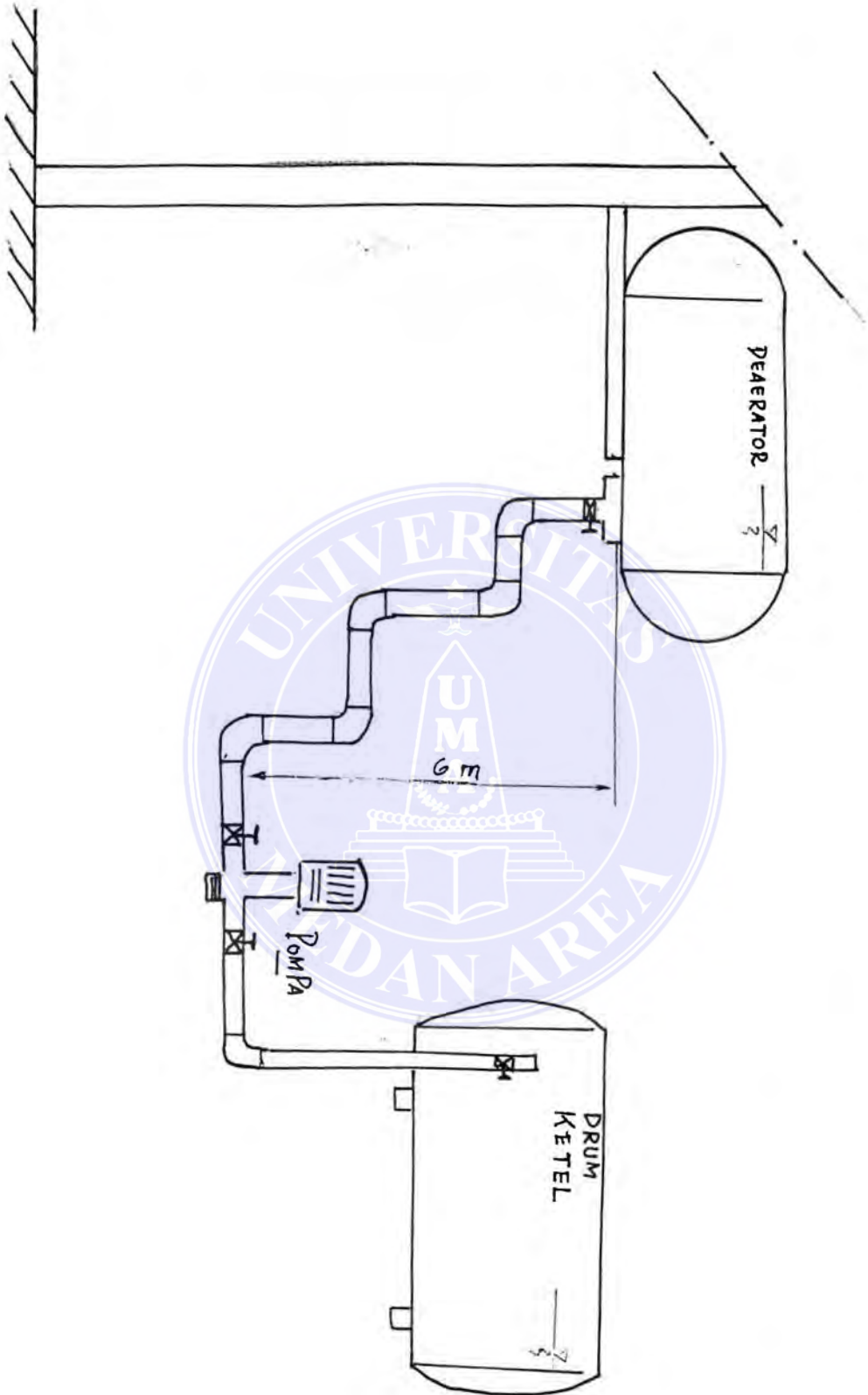
- Jumlah pompa

Dalam perencanaan ini untuk menentukan jumlah pompa yang diperlukan dapat ditinjau dari segi kapasitas pompa. Pada umumnya jika kapasitas pompa besar, efisiensi pompa juga menjadi lebih tinggi, jadi penggunaan daya menjadi lebih ekonomis. Untuk maintenance dari pompa lebih mudah melayani satu pompa juga untuk motor penggerak tidak terlalu banyak.

Sesuai dengan kapasitas pompa $0,004\text{m}^3/\text{det}$, maka dapat ditentukan jumlah pompa cukup diambil 1 (satu) unit yang beroperasi dan satu unit untuk cadangan. Jadi jumlah keseluruhan pompa adalah 2 (dua) unit.

- Spesifikasi hasil perencanaan.

a. Kapasitas	= $0,004\text{ m}^3/\text{det}$
b. Head pompa	= 120 m
c. Jenis pompa	= Sentrifugal
d. Jumlah pompa	= 2 unit
e. Jumlah tingkat	= 3 tingkat
f. Putaran spesifik	= 595,4 rpm
g. Impeller	= Radial
h. Daya pompa	= 6,03692 Kw
i. Daya motor penggerak	= 7,2443 Kw
j. Putaran motor	= 2900 rpm.



UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

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

BAB VI

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan dan perencanaan maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Pompa yang direncanakan digunakan untuk mengalirkan fluida air dari deaerator kedalam Boiler.
2. Data spesifik Pompa
 - Kapasitas Pompa (QV) = 0,004 M³/dt.
 - Head Pompa (HP) = 120 M
 - Putaran Pompa (OP) = 2900 rpm
 - Daya Pompa (NP) = 6036,92 W
3. Data Spesifikasi Motor Pengerak
 - Type Motor = Induksi
 - Daya Motor (NM) = 7,5 KW
 - Frekwensi (F) = 50 HZ
 - Voltase Tegangan (V) = 380-420 V
4. Ukuran –ukuran Utama Pompa
 - a. Poros dan Pasak.
 - Diameter Poros (ds) = 20 mm
 - Ukuran nominal Pajak = > x >

b. Impeller Pompa.

- Diameter hubungan	$(D_h) = 26 \text{ mm}$
- Diameter Mata Impeller	$(D_o) = 60 \text{ mm}$
- Diameter Sisi Masuk	$(D_1) = 60 \text{ mm}$
- Lebar impeller pada sisi masuk	$(b_1) = 13 \text{ mm}$
- Kecepatan keliling pada sisi masuk	$(V_1) = 9,11 \text{ m/dt}$
- Sudut relatif sisi masuk	$(\beta_1) = 12,9^0$
- Kecepatan relatif Masuk Impeller	$(W_1) = 9,36 \text{ m/dt}$
- Diameter Keluar impeller	$(D_2) = 190,1 \text{ mm}$
- Ledar Impeller pada sisi masuk	$(b^2) = 4,2 \text{ mm}$
- Kecepatan keliling pada sisi keluar	$(V^2) = (28,85) \text{ m/dt}$
- Sudut keuar tangensial impeller	$(\beta_2) = 25^0$
- Kecepatan relarif keluar impeller	$(W_2) = 4,20 \text{ m/dt}$
- Kecepata tangensial teoritis keluar impeller	$(V_{u_2}) = 25,04 \text{ m/dt}$
- Kecepata tangensial akibat aliran sirkulasi	$(V_1 U_2) = 17,53 \text{ m/dt}$
- Sudut aliran keluar impeller teoritis	$(\alpha_2) = 4,1^0$
- Sudut aliran keluar impeller absolut	$(\alpha^1_2) = 5,8^0$
- Kecepatan keluar teoritis	$(V_{t_2}) = 24,82 \text{ m/dt}$
- Kecepatan keluar absolut	$(V^1_{t_2}) = 17,6 \text{ m/dt}$
- Sudut tangen sial keluar impeller	$(\beta^1_2) = 5,76^0$
- Kecepatan relatif	$(W^2_1) = 17,7 \text{ m/dt}$

- Jumlah sudu $(Z) = 4$ buah
- Tabel sudu impeller pada sisi masuk $(t_1) = 2,1$ mm
- Tabel sudu impeller pada sisi keluar $(t_2) = 4,4$ mm
- Jarak bagi sudu pada sisi masuk impeller $(s_1) = 47,1$ mm
- Jarak bagi sudu pada sisi keluar impeller $(S_2) = 149,2$ mm

c). Difusar.

- Lebar laluan sisi masuk $(b^3) = 6,2$ mm
- Diameter dalam sisi masuk diffuser $(D_{3i}) = 190,2$ mm
- Diameter luar sisi masuk diffuser $(D_3^0) = 202,5$ mm
- Kecepatan radial sisi masuk $(V_{r3}) = 1,116$ m/dt
- Kecepatan tangen sial masuk diffuser $(V_{u3}) = 23,5$ m/dt
- Sydyt aliran masuk fluida $(\nabla_3) = 2,72^0$
- Kecepatan absolt sisi masuk $(V_3) = 23,53$ m/dt
- Diameter sisi keluar diffuser $(P_4^0) = 60$ mm
- Kecepatan keluar diffuser $(V_{r4}) = 1,34$ m/dt
- Sudut aliran keluar fluida $(\nabla_4) = >,46^0$
- Kecepatan keluar fluida $(V_4) = 10,3$ m/dt
- Jumlah sudu pengaruh $(Zd) = 5$ buah
- Jarak antara sudu diffuser pada sisi masuk $(S_3) = 127,2$ mm
- Jarak antara sudu diffuser pada sisi keluar $(S_4) = 37,7$ mm
- Tabel sudu pengaruh pada sisi masuk $(t_3) = 2,8$ mm

- Tebal sudu pengaruh pada sisi keluar $(t_4) = 2,6 \text{ mm}$

d). Gaya – gaya Pada Pompa.

- Gaya aksial untuk tiga tingkat $(F_{t_3 t}) = 1907,67 \text{ N}$

- Gaya aksial yang timbul setelah dilakukan

Ring peralatan aus $(F^1_a) = 286,15 \text{ N}$

- Gaya radial akibat berat poros $(W_{pt}) = 2,43 \text{ Kg.}$

- Gaya radial akibat berat total impeller $(W_{impt}) = 9,96 \text{ Kg.}$

e). Bantalan.

- Beban bantalan $(W_o) = 13,1 \text{ Kg.}$

- Panjang bantalan $(l) = 12 \text{ mm}$

- Beban Ekuivalen dinamis untuk bantalan radial $(Pr) = 58,28 \text{ Kg}$

- Beban Ekuivalent dinamis untuk bantalan aksial $(Pa) = 58,28 \text{ Kg}$

- Beban Ekuivalent statis untuk bantalan gelinding radial $(Po) = 18,45 \text{ Kg.}$

- Beban Ekuivalent statis untuk bantalan gelinding aksial $(Poa) = 39,54 \text{ Kg.}$

LITERATUR

1. Ir. Sularso, MSME dan Prof. DR, Haruaa Tahara, “ Pompa Kompresor, Pemilihan. Pemakaian dan Pemeliharaan. Penerbit PT. Pradnyaa Paramita Jakarta.
2. Austin H. Church. “ Pompa dan Blower Sentrifugal “> Terjemahan Ir. Zulkifli Harahap. Penerbit Erlanga, 1986. Jakarta.
3. Ir. Sularso. MSME dan Prof. DR. Kiyokatsui Suga.” Asar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin”. Penerbit PT. Pradya Paramita 1983. Jakarta.
4. Prof. Dipl. Ing. Fritz Dietzel, “ turbin pompa dan Kompresor.” Terjemahan Ir. Dakso sriyono. Penerbit Erlanga 1980. Jakarta.
5. Iqor J Karasik. “ Pump Hand Book “, Second Editon. Mc. Grow Hill Book, New York.
6. Ronald V Gilles. ”Mekanika Fluida dan Hidrolika”, Tarje Mahen Ir. Herman Widodo Soemitro. Penerbit Erlangga, 1980. Jakarta.