

POMPA SENTRIFUGAL JENIS SUMUR DALAM

Oleh :

ROY INDRA

01 813 0001



**PROGRAM STUDY TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS MEDAN AREA
2006**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 7/12/23

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

DAFTAR ISI

Bab I Pendahuluan

I.1 Latar Belakang Masalah

I.2 Pembatasan Masalah

I.3 Tujuan Perancangan

I.4 Metode Pengumpulan Data

I.5 Sistem Pembahasan

Bab II. Mesin Mesin Fluida

II.1 Defenisi Mesin Mesin Fluida

II.2 Pompa

II.3 Klasifikasi Pompa

Bab III Perancangan Spesifikasi Pompa

III.1 Perhitungan Kapasitas Pompa

III.2 Kapasitas Pompa

III.3 Head Pompa

III.4 Kavitasi

III.5 Putaran Spesifikasi Pompa

III.6 Daya Pompa

III.7 Data Spesifikasi Hasil Pompa

Bab IV Ukuran Ukuran Utama Pompa

IV.1 Poros

IV.2 Impeler

IV.3 Perencanaan Sudu Sudu

IV.4 Rumah Pompa

BAB I

PENDAHULUAN

Bab I. I Latar Belakang Masalah

Pada abad 20 ini, perkembangan dan kemajuan di dalam negeri cukup pesat, terutama pada bidang perindustrian, baik berupa industri yang sudah ada dan melakukan ekspansi usaha maupun pertumbuhan industri baru. Sejalan dengan itu permintaan atas supply energi listrik juga meningkat dengan pesat.

Namun untuk saat ini persentase peningkatan penyediaan energi listrik dibandingkan dengan permintaan selisihnya cukup jauh. Masih terjadi under supply, yang artinya PLN masih belum dapat memenuhi sebagian permintaan energi listrik yang berdaya besar. Masalahnya dikarenakan penyediaan energi listrik oleh PLN sudah mendekati titik “klimak” lebih diprioritaskan kepada masyarakat awam dan instansi-instansi lainnya yang berdaya kecil.

Hal ini bukan karena pemerintah tidak memperhatikan perusahaan besar. Masalahnya instalasi pembangkit listrik yang sedang dibangun itu membutuhkan waktu yang tidak sebentar, dan juga masalah dana yang tidak kecil. Pemerintah tetap pada komitmennya, yakni meningkatkan Pembangunan Nasional dan mensejahterakan rakyat. Meskipun lambat peningkatan penyediaan energi listrik, adalah lebih baik dari pada tidak sama sekali. Hal tersebut dapat kita lihat dari pada upaya pemerintah membangun instalasi pembangkit listrik baru maupun perluasan dari yang sudah ada, sebagai contohnya adalah PLTGU PAITON, PLTGU GRESIK, PLTGU SURABAYA III dan IV. PLTGU yang terletak di Tanah karo, dan banyak lagi proyek pemerintah yang berhubungan dengan pembangkit energi listrik.

Kepada swasta, pemerintah juga memperbolehkan untuk memiliki dan membangun instalasi pembangkit energi listrik, baik untuk dipakai sendiri maupun dijual ke masyarakat. Tentunya dalam hal ini harus melalui PLN sebagai penyalur kepada masyarakat.

Bab 1.2 Pembatasan Masalah

Oleh dikarenakan keterbatasan penyediaan energi listrik oleh PLN saat ini, sedangkan perkembangan dan pertumbuhan industri yang membutuhkan supply energi listrik terus berlanjut dan semakin bertambah, sehingga pemerintah melakukan kerja sama dengan pihak asing dalam membangun pembangkit energi listrik.

Dari sekian banyak alternative pembangkit listrik yang ditawarkan. Pembangkit Listrik dengan menggunakan tenaga diesel lebih cenderung untuk dipilih dengan pertimbangan keuntungan dan kemudahan dalam pemasangan, pengoperasian dan harga beli serta perawatannya.

Dengan memanfaatkan mesin diesel stasioner sebagai penggerak alternator untuk menempatkan energi listrik mempunyai beberapa keuntungan antara lain :

- Instalasinya relative mudah dan cepat serta bisa dimana saja tanpa dipengaruhi oleh kondisi alam sekitarnya.
- Investasi awal murah
- Daya yang di hasilkan cukup besar.
- Bahan bakar diesel, tergolong mudah pengadaannya dan cukup murah di pasar bebas.
- Mudah pengoperasiannya dan jarang mengalami kerusakan.
- Biaya maintenance cukup murah.

- Daya yang dibutuhkan dapat dipilih sesuai dengan kebutuhan, artinya mesin diesel banyak dijual di pasaran dengan daya dan harga yang bervariasi.

Untuk setiap pembangkit listrik yang berbeda-beda tentunya masing-masing mempunyai keunggulan juga kelemahan sebagaimana juga halnya sisi lain yang menguntungkan dana yang merugikan.

Untuk mesin diesel stationer, salah satu sisi yang merugikan adalah panas dari pembakaran bahan bakar di dalam engine tidak dapat dimanfaatkan seluruhnya untuk dikonversikan menjadi daya yang berguna.

Dan sisi lain yang merupakan kelemahannya adalah sebagian dari pada panas yang dihasilkan dari pembakaran bahan bakar harus dibuang baik melalui head exchanger ataupun melalui gas buang/gas asap

Jika pada mesin terjadi over heating akan menyebabkan menurunnya efisien mekanis, bahkan kalau terlampau lama akan mengakibatkan kerusakan.

Untuk itu penulis merencanakan pompa jenis centrifugal dimana nantinya dipergunakan sebagai pendsirkulasi air pendingin pada heat exchanger untuk mesin desel stationer, yang mana dalam hal ini daya dari mesin diesel stationer tersebut adalah 1450 Hp. Sistem pendingin mempergunakan "cooling Tower"

Bab 1.3 Tujuan Perencanaan

Adapun tujuan perencanaan ini adalah:

1. Untuk memenuhi Kewajiban Tugas Akhir di Fakultas Teknik Jurusan Mesin

UNIVERSITAS MEDAN AREA.

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 7/12/23

3

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)7/12/23

2. Dapat mengaplikasi dan menerapkan ilmu yang diperoleh secara teoritis maupun Praktek selama belajar di perkuliahan.
3. Dapat ikut berpartisipasi dalam pengembangan teknologi melalui perancangan maupun modifikasi.

Bab. 1.4 Metode Pengumpulan data

Metode yang dilakukan untuk mengumpulkan data dalam merancang pompa sentrifugal.

1. Melakukan Pengamatan dan Penelitian (survey) langsung ke PLN CANANG yang terletak di Belawan.
2. Membaca dan mempelajari buku buku Penunjang Sebagai dasar teori dan dasar perhitungan dalam perancangan.
3. Bimbingan dan konsultasi dengan dosen pembimbing
4. Bimbingan dan konsultasi dengan Teknisi bagian pompa

Bab. 1.5. Sistem Pembatasan

1. Bab I Pendahuluan
2. Bab II Dasar Dasar Teori
3. Bab III Perancangan Spesifikasi Pompa
4. Bab IV Ukuran Ukuran Utama Pompa
5. Bab V Gaya Gaya pada Pompa dan Perancangan Bantalan
6. Bab VI Wearing Ring dan Paking
7. Bab VII Kesimpulan

BAB II

LANDASAN TEORI

II.1 Definisi Mesin Mesin Fluida

Mesin mesin fluida adalah salah satu jenis mesin yang berfungsi sebagai pengubah energi mekanis menjadi energi Fluida.

Apakah itu dalam bentuk energi potensial, kinetik atau pun energi tekan. Mesin fluida dapat juga berfungsi sebaliknya.

Pengertian Fluida dapat berupa sesuatu yang dapat mengalir, berupa cairan Gas ataupun uap. Mesin fluida dapat dibagi 2 golongan berdasarkan fungsinya :

1. Mesin fluida yang berfungsi sebagai pengubah energi mekanis menjadi energi – energi fluida atau mesin kerja.

Contoh : Pompa, kompresor, blower dan lainnya

2. Mesin fluida yang berfungsi sebagai pengubah energi fluida menjadi energi mekanis atau mesin tenaga

Contoh : turbin, kincir dan lainnya

Khusus untuk mesin fluida yang direncanakan disini adalah mengenai pompa yang digunakan untuk memompa air pendingin ke Heat exchanger dan ke cooling tower agar temperatur mesin tetap stabil.

II.2 Pompa

Pompa adalah salah satu mesin fluida yang bersifat mesin kerja, dimana pompa

1. Untuk memindahkan fluida dari tempat rendah ke tempat yang lebih tinggi.
2. Untuk memindahkan fluida dari tempat tinggi ke tempat yang lebih rendah dalam jarak pemindahan yang cukup jauh.
3. Memindahkan fluida dari tekanan yang lebih rendah ke tekanan yang lebih tinggi

II.3 Klasifikasi Pompa

Pompa diklasifikasikan dari fungsi yang dapat dilakukannya, baik berdasarkan kepada bahan (material) yang dikonstruksikan maupun fluida yang dapat diperlakukan dan juga bergantung kepada kondisi ruangan.

Pompa terbagi 2 macam yaitu :

1. Pompa tekanan statis
2. Pompa tekanan dinamis

II.3.1 Pompa Tekanan Statis

Pompa tekanan statis adalah pompa yang melakukan tekanan terhadap fluida akibat pengaruh perubahan volume.

Pompa tekanan statis terbagi 2 macam yaitu:

a. Pompa torak

Pompa ini memiliki konstruksi utama berupa torak yang bergerak bolak balik didalam silinder dan dilengkapi dengan katup katup yang sedemikian rupa, sehingga energi fluida yang dihasilkan dapat diperoleh setiap langkah torak.

b. Pompa pusingan

Konstruksi dari pompa ini berupa rotor yang berputar di dalam rumah pompa, sehingga akibat pengecilan volume pada salah satu sisi menyebabkan tekanan statis pada sisi tersebut.

II.3.2 Pompa Tekanan Dinamis

Pompa tekanan dinamis adalah pompa yang energi fluidanya diperoleh secara kontinue atau energi yang terjadi sebagai akibat perubahan momen dari gaya yang bekerja secara kontinue. Pompa ini disebut juga sebagai pompa sentrifugal.

Pompa Sentrifugal

Pompa ini memiliki konstruksi utama berupa impeler yang berputar didalam rumah pompa. Impeler yang bekerja memutar fluida mengakibatkan pada fluida akan terjadi gaya sentrifugal sekaligus menimbulkan energi fluida dan energi ini timbul secara kontinue.

Kelebihan pompa sentrifugal adalah :

1. Harga lebih murah
2. Biaya perawatan dan pemeliharaan ringan
3. Membutuhkan ruang yang kecil
4. Langsung digerakkan oleh elektro motor atau langsung oleh engine dengan sabuk transmisi.
5. Tidak membutuhkan ketel angin karena memberikan air secara kontinue
6. Kemungkinan tinggi isap lebih besar.

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 7/12/23

Klasifikasi Pompa Sentrifugal

A. Berdasarkan arah aliran fluida dari sisi keluar impeller

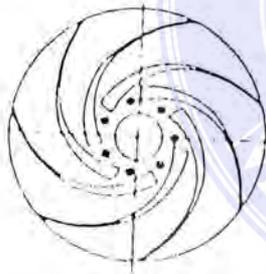
Pompa Sentrifugal dibagi atas :

1. Radial

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

Ciri – ciri pompa radial adalah :

- Kapasitas yang kecil
- Headnya tinggi
- Spesifik speednya rendah



Gbr. II.1



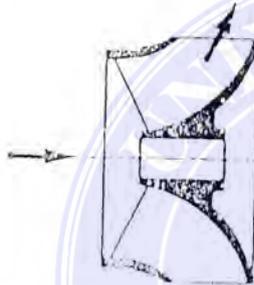
Gbr. II.2

2. Mixed (semi axial)

Pompa yang memakai semi axial impeller aliran masuk fluidanya kearah axial dan keluar sebagian kearah radial dan sebagian lagi kearah axial

Ciri-ciri pompa tersebut adalah :

- kapasitasnya sedang (medium)
- headnya rendah
- spesifik speednya sedang (medium)



Gbr. II.3



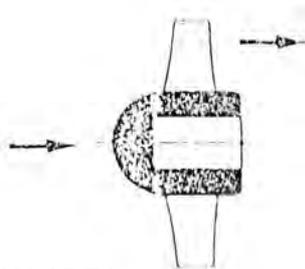
Gbr. II.4

3. Axial

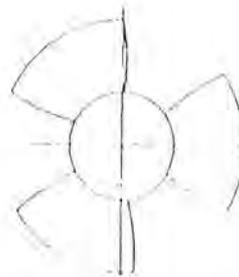
Pompa yang memakai axial impeller aliran masuk dan keluar fluidanya kearah axial.

Ciri-ciri pompa tersebut adalah

- kapasitas besar
- headnya paling rendah dibandingkan dengan semi axial
- specific speednya tinggi



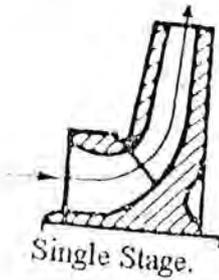
Gbr. II.5



Gbr. II.6

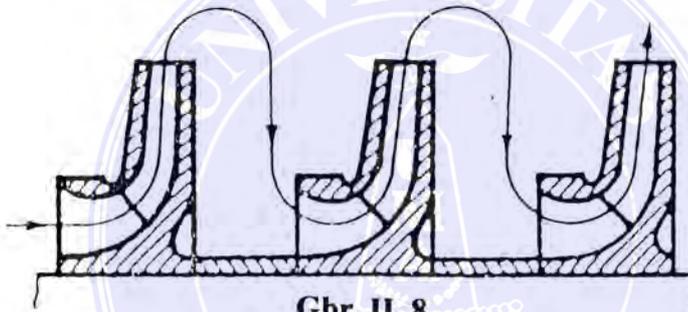
B. Berdasarkan jumlah impellernya

1. Single stage



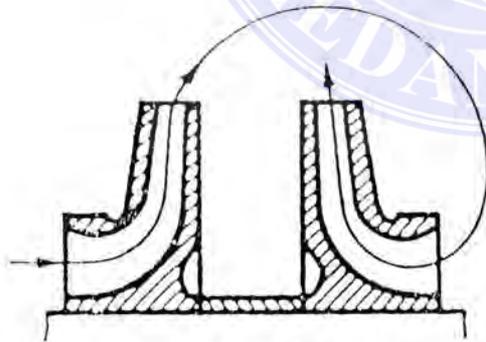
Gbr. II.7

2. Multi stage



Gbr. II. 8

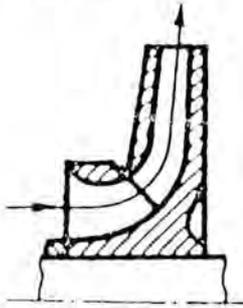
3. Multi stage counter wise



Gbr. II.9

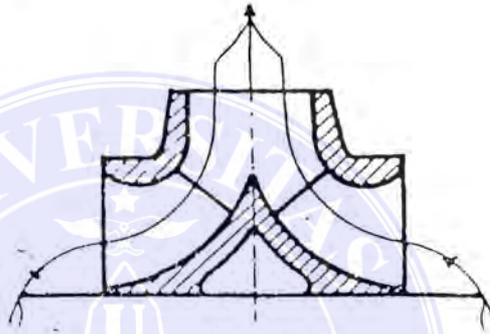
C. Berdasarkan jumlah sisi masuk

1. Single suction



Gbr. II.10

2. Double suction



Gbr. II.11

D. Berdasarkan posisi porosnya

1. Vertical
2. Horizontal.

BAB III

PERANCANGAN SPESIFIKASI POMPA

III.1 Perhitungan Kapasitas Pompa

a. Pemilihan Cooling Tower

Pada cooling tower terpasang sebuah pompa pengisi air yang tersendiri dan digerakkan oleh sebuah electric motor.

Kapasitas pompa pengisian tersebut disesuaikan oleh pihak pabrik pembuat cooling tower, tapi penulis tidak merancang pompa ini.

Pompa pengisi air pada cooling tower di control oleh sebuah automatic water heat level control. Fungsi dari pada heat level controller ini untuk mengatur pompa supaya setiap saat dapat mengisi air ke cooling tower tank secara otomatis, apabila batas air telah menurun sampai batas yang diizinkan (misalnya akibat dari terjadinya penguapan), pompa akan bekerja mengisi tangki air sampai batas maksimum yang diizinkan dan head level controller akan menghentikan operasi pompa pengisian secara otomatis.

Dipasaran bebas dijual beberapa jenis merk dagang cooling tower dengan berbagai variasi ukuran dan kapasitas volume penampung air. Paling banyak terjual dan dipakai oleh industri – industri, umumnya berkapasitas volume antara 0,5 – 8 m³. Penulis memilih memakai cooling tower dengan kapasitas 0,5 m³, dengan flow rate : 275 U.S. GPM (Tower model LBC – 80) dengan pump head 2,0 m H₂ O

b Perencanaan Heat exchanger

Dalam memilih heat exchanger yang sesuai, kita harus meninjau kapasitas aliran air pendingin yang dapat melewati head exchanger. pemilihan heat exchanger di dasarkan kepada data-data yang terdapat pada literatur 17, hal 6, 7 dan dicantumkan sebagai berikut :

Untuk : water heat exchanger

Merek	BOWMAN
Model	PK480-1669-8
Kalor yang dibuang	500 Kw (7200 Kcal/min)
Rated fresh water flow	500 Liter/min
Maximum fresh water flow	800 Liter/min
Maximum hot water flow	960 liter/min
Head loses	32 Kpa (3,266 m H ₂ O)
Maximum working temperature	120° c
Internal fresh water volume	29.0 Liter
Internal Hot water volume	34.4 Liter

Untuk : Engine Oil heat exchanger

Merek	BOWMAN
Model	PK480-1669-8
Kalor yang dibuang	500 Kw (7200 Kcal/min)
Rated fresh water flow	500 Liter/min
Maximum fresh water flow	800 Liter/min

Maximum hot water flow	960 Liter/min
Head loss	32 Kpa (3,266 m H ₂ O)
Maximum working temperature	120 °c
Internal fresh water volume	29.0 Liter
Internal Hot water volume	34,4 Liter

Dari data data heat exchanger diatas ,dapat kita simpulkan bahwa :

Total head loses kedua heat exchanger sebesar : $3,266 + 3,266 = 6,532 \text{ m H}_2\text{O}$

Total kalor yang dibuang : $410 + 410 \text{ kw} = 820 \text{ kw}$,setara dengan $820 \text{ kw} \times 14,4 \text{ kcal/min}$ (memenuhi batas minimum yang dibutuhkan sebesar 8523 kcal/min).

III.2 Kapasitas Pompa

Untuk sebuah mesin diesel stationer yang berkapasitas daya besar, biasanya memilih system cooling tower sebagai sarana pendingin. Hal ini tentunya didasarkan atas beberapa alasan, salah satunya adalah efek pendinginan air lebih cepat dan merata karna bantuan udara yang mengalir.

Sebagian dari kalor yang diserap oleh air pendingin ditarik oleh udara. Disamping itu untuk engine yang bekerja untuk waktu yang lama, system pendingin dengan cooling tower lebih terjamin. Dan jumlah air yang dibutuhkan tidak terlalu banyak.

Biasanya untuk system cooling tower, dibutuhkan suatu pompa yang digerakkan secara tersendiri dengan sebuah elektro motor untuk memompakan air melewati head exchanger dan langsung menuju kecooling tower untuk selanjutnya didinginkan.Disamping itu pada cooling tower juga terpasang sebuah pompa

pengisian/penambahan air tersendiri yang beroperasi secara otomatis, apabila water level dari pipa air pendingin pada tangki cooling tower telah menurun (mis. akibat dari penguapan air), pompa segera bekerja secara mengisi air ke tangki cooling tower sampai batas tertentu dan akan berhenti dengan sendirinya.

Pada cooling tower itu sendiri juga memiliki suatu kipas angin (fan) yang digerakkan oleh sebuah elektro motor yang berfungsi mempercepat dan memperbanyak aliran udara yang bersirkulasi untuk mendinginkan air.

Ada juga jenis cooling tower yang tidak memakai kipas pendingin seperti pendinginan air hanya dengan memanfaatkan udara bebas, umumnya cocok untuk daerah yang bersuhu rendah, misal di daerah pegunungan maupun di daerah yang curah hujannya sangat tinggi dan suhu udara sangat rendah

Untuk sirkulasi air pendingin yang masuk ke dalam dan keluar dari water jacket pada engine blok, dan menuju head exchanger biasanya pada engine tersebut sudah terpasang sebuah pompa yang telah diperhitungkan kapasitasnya dan digerakkan langsung oleh engine melalui "vee - belt" transmission maupun gear transmission. Demikian juga untuk pompa oil. Ada juga untuk pompa sirkulasi air ke water jacket terpasang terpisah, dan digerakkan oleh sebuah elektro motor yang otomatis akan beroperasi begitu engine dihidupkan. Adapun sumber air yang disirkulasikan ke engine water jacket/engine block, berasal dari sebuah reservoir yang telah di perhitungkan kapasitas volumenya, dan pada reservoir tersebut terdapat sebuah water level gauge untuk mengukur ketinggian air apakah sudah cukup atau

Dalam perencanaan ini penulis merencanakan suatu pompa yang mana fungsinya adalah sebagai pensupply dan pensirkulasi air pendingin ke “head exchanger” dan sekaligus memompakannya ke cooling tower. Untuk pensirkulasi ke supply air ke head exchanger, air di peroleh dari cooling tower tank.

Untuk mesin diesel dengan spesifikasi sbb:

Daya : 1450 Hp setara dengan 1082 Kw

Konsumsi bahan bakar per Kwh : 190 gram

Jenis bahan bakar : solar / disel

Heating Value (q) : 9950 kcal /kg (41.600 kJ/kg)

Kalor yang di buang ke head exchanger : 20-30 % dari total kalor yang di hasilkan dari pembakaran bahan bakar (Lit. hal 337,378)

Temperatur air masuk ke head exchanger : 30° c

Temperatur air keluar dari head exchanger : 40° c

Kerapatan air pada temperatur 30° c = 995,7 kg/m³
(Lit. 6 lampiran c)

* Untuk mesin disel stationer merk S.K.L konsumsi bahan bakar berkisar antara 190 – 195 gram/ Kwh

Dari data data diatas dapat di perhitungkan berapa banyak air yang dibutuhkan untuk menarik kalor yang dibuang ke head exchanger.

Konsumsi bahan bakar per Kwh dikalikan dengan daya mesin dan dikalikan lagi dengan heating value dari bahan bakar akan diperoleh berapa banyak kalor yang dihasilkan dalam 1 jam.

Kita pilih konsumsi bahan bakar per Kwh = 190 gram setara dengan 0,19 kg/kwh

$$Q_t = 0,19 \text{ kg/Kwh} \times 1082 \text{ Kw} \times 9950 \text{ Kcal /kg}$$

$$= 2045521 \text{ kcal/jam}$$

Panas yang dibuang ke heat exchanger diperkirakan : 25%, dengan demikian

$$Q_{\text{head exchanger}} = 2045521 \text{ kcal/jam} \times 0,25 = 511380,25 \text{ kcal/jam}$$

Dengan demikian kaor yang dibuang ke heat exchanger baik water heat exchanger maupun oil heat exchanger sebesar 511380,25 kcal/60 menit = 8523 kcal/menit.

Diperhitungkan temperatur dari air yang measuki heat exchanger sebesar 30° c dan meninggalkan heat exchanger menuju ke cooling tower sebesar 40° c

Debit air yang di butuhkan sama dengan kalor yang dibuang ke head exchanger di bagi dengan perbedaan temperatur air masuk dan keluar heat excanger, dibagi kerapatan air pada temperatur masuk heay exchanger ,dan dibagi dengan kalor jenis dari air (1 kcal/kg° c)

$$Q_{\text{air}} = \frac{8523 \text{ kcal / menit}}{(40^{\circ} \text{ c} - 30^{\circ} \text{ c}) \times 1 \text{ kcal / kg}^{\circ} \text{ c} \times 995,7 \text{ kg / m}^3}$$

$$Q_{\text{air}} = 0,8559 \text{ m}^3 / \text{menit}$$

Dari data perhitungan kapasitas pompa air minimum adalah : 0,8559 m³/menit.

Biasanya pada suatu perencanaan pompa diperhitungkan pula kerugian /loses serta kemudahan serta kemudahan memperoleh komponen pengganti di pasar bebas.

Untuk itu penulis memperkirakan loses dari pompa tersebut sebesar 10%, dengan demikian pompa yang direncanakan harus lebih besar kapasitasnya yaitu sebesar :

$$0,8559 + (0,8559 \times 0,1) \text{ m}^3/\text{menit} = 0,94 \text{ m}^3/\text{menit}$$

$$\text{Kapasitas per jam sebesar } 56,4 \text{ m}^3 = 57 \text{ m}^3$$

Dengan demikian kapasitas pompa untuk sirkulasi air pendingin direncanakan sebesar $0,95 \text{ m}^3/\text{menit}$ (250,99 U.S. GPM).

III.3 Head Pompa (tinggi kolom air)

Head dapat didefinisikan sebagai suatu besaran yang secara umum menyatakan bentuk energi fluida per menit per satuan berat fluida tersebut, terhadap suatu garis ukuran

$$\text{HEAD} = \frac{P}{S} (m)$$

Dimana : P = Tekanan fluida (N/m^2)

S = Berat fluida pada temperatur tertentu (N/m^3)

III.3.1 Perhitungan Head Loses Pada Pipa Isap

Untuk setiap jenis bahan pipa Commercial, harga kekasaran relatif untuk setiap permukaannya (ϵ/D) dengan Reynold number (R) pada moody diagram.

Harga (ϵ/D) untuk bahan pipa Commercial sebesar $0,000046/0,07792 = 0,00059$ dan $R = 3,21 \times 10^5$

Dari Literatur 18 Hal.105 pada Moody diagram diperoleh besarnya koefisien gesekan pada permukaan bagian dalam dari pipa discharge ($f_{\text{discharge}} = 0,0175$)

Loses akibat dari gesekan fluida dengan permukaan dalam dinding pipa dapat diperoleh dari perhitungan dibawah ini :

$$H_{f_{\text{discharge}}} = f_{\text{discharge}} \times \frac{L_{\text{discharge}}}{D_i} \times \frac{V_{\text{discharge}}^2}{2 \times g} \text{ (m)}$$

Dimana :

$f_{\text{discharge}}$ = koefisien gesekan fluida dengan permukaan bagian dalam dari pipa discharge (0,0175)

$L_{\text{discharge}}$ = panjang equivalent dari pipa discharge (20,5 m)

D_i = diameter dalam dari pipa discharge (0,07792 m)

$V_{\text{discharge}}$ = kecepatan aliran dalam pipa discharge (3,315 m/s)

g = percepatan gravitasi bumi (9,81 m/s²)

Dengan demikian :
$$h_{f_{\text{discharge}}} = 0,0175 \times \frac{20,5}{0,07792} \times \frac{3,315^2}{2 \times 9,81}$$

$$H_{f_{\text{discharge}}} = 2,578 \text{ m}$$

Pada installasi pipa discharge terpasang enam buah elbow, jenis standard (siku standard) diman menurut Lit6 hal.212 diberikan harga :

$$H_{eb} = K \times \frac{V_{\text{discharge}}^2}{2 \times g} \times n \text{ (m)} \quad \text{(Lit.6 hal 212)}$$

Dimana

K = koefisien kerugian tinggi tekan (0,9) (Lit.6 hal 212)

$V_{\text{discharge}}$ = kecepatan aliran dalam pipa discharge (3,315 m/s²)

UNIVERSITAS MEDAN AREA

g = percepatan gravitasi bumi ($9,81 \text{ m/s}^2$)

n = jumlah elbow standard (6 buah)

$$h_{eb} = 0,9 \times \frac{3,315^2}{2 \times 9,81} \times 6 \text{ m}$$

$$h_{eb} = 3,0 \text{ m}$$

Total Head loses dari pada heat exchanger telah diketahui sebelumnya sebesar $6,532 \text{ m H}_2\text{O}$

Dengan demikian total friction loses pada pipa discharge akibat dari gesekan fluida kerja dengan permukaan dalam pipa, elbow standard dan head exchanger dan cooling tower adalah sebesar : $2,578 \text{ m} + 6,532 \text{ m} + 2,0 \text{ m} = 14,11 \text{ m H}_2\text{O}$

Untuk memperoleh aliran yang seragam dan akibat dari pada kecepatan aliran fluida yang terjadi pada ujung saluran keluar pipa discharge, dibutuhkan suatu head yang dinamakan Velocity discharge head (h_{vd}).

Pada Lit 4 hal 3-6 merumuskan

$$H_{vd} = \frac{V^2 \text{ discharge}}{2 \times g} \text{ (m)}$$

Dimana :

$V_{\text{discharge}}$ = kecepatan aliran fluida discharge ($3,315 \text{ m/s}$)

g = percepatan gravitasi bumi ($9,81 \text{ m/s}^2$)

sehingga diperoleh :

$$h_{vd} = \frac{3,315^2}{2 \times 9,81} \text{ (m)}$$

$$h_{vd} = 0,56 \text{ m}$$

h_{vd} Fluida yang menuju kedalam pompa

Kerugian pada Gate valve dapat diperhitungkan sebagai berikut dengan menggunakan

$$\text{rumus :} \quad h_{gv} = K \times \frac{V^2_{\text{suction}}}{2 \times g} \times n(m)$$

Dimana :

K = koefisien kerugian tinggi tekan (0,9)

V_{suction} = kecepatan aliran dalam pipa isap (3,315 m/s)

g = percepatan gravitasi bumi (9,81 m/s²)

n = jumlah elbow standart (1 buah)

$$h_{eb} = 0,9 \times \frac{3,315^2}{2 \times 9,81} \times 1(m)$$

$$h_{eb} = 0,5 \text{ m}$$

Dengan demikian total friction losses pada pipa isap akibat dari gesekan fluida kerja dengan permukaan pipa, elbow dan gate valve adalah :

$$1,32 \text{ m} + 0,106 \text{ m} + 0,5 \text{ m} = 1,926 \text{ m H}_2\text{O}$$

Beberapa istilah dalam pompa:

1. Friction head (hf)

Yaitu head yang diperlukan untuk mengatasi hambatan aliran di dalam pipa

$$h_f = f \cdot \frac{L V^2}{D \cdot 2g} (m)$$

dimana :

f = faktor gesekan

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 7/12/23

l = panjang pipa discharge (m)

V = Kecepatan aliran (m/s)

g = percepatan gravitasi (9,8 m/s²)

D = diameter bagian dalam pipa (m)

2. Velocity head (hv)

Adalah head yang diperlukan untuk mempercepat aliran fluida untuk memperoleh kecepatan aliran yang uniform

$$h_v = \frac{V^2}{2g} \text{ (m)}$$

Dimana : V^2 = kecepatan aliran isap

g = percepatan gravitasi

3. Atmosphere head (ha)

Adalah tekanan atmosfer yang dikonversikan kedalam bentuk head fluida disaat pompa sedang beroperasi

$$H_a = \frac{p_a}{\rho \cdot g} \text{ (m)}$$

Dimana :

P_a = tekanan atmosfer udara

P_a = 1,01325 x 10⁵ N/m²

g = percepatan gravitasi (9,81 m/s²)

ρ = kerapatan air pada temperatur tertentu (Kg/m³)

4. Pompa tekanan uap

Adalah tekanan uap fluida yang dikonversikan dalam head fluida disaat pompa sedang beroperasi .pompa tekanan uap merupakan tekanan absolut pada saat tertentu cairan akan berubah menjadi uap untuk kondisi

$$h_{vr} = \frac{P_{vr}}{\zeta}$$

dimana :

P_{vr} = tekanan uap fluida pada temperatur tertentu (N/m^2)

ζ = berat fluida pada temperatur tertentu (N/m^3)

5. Presure head (hp)

Adalah tekanan (dapat dalam bentuk vacum) yang diprhitungkan pada suction atau discharge free level an dikonversikan kedalam bentuk head fluida.

6.Total dynamic suction head (Hss)

Adalah head static yang telah diperhitungkan terhadap friction loses pada saluran suction

$$H_{ss} = h_s - h_{fs} - h_{vp} - h_v \text{ (m)}$$

Dimana :

h_s = static suction head (m)

H_{fs} = suction friction head (m)

H_{vp} = vapor presure head (m)

H_v = suction velocity head (m)

7. Total dinamic discharge head (Hsd)

Adalah head pada discharge yang telah diperhitungkan friction headnya per kecepatan fluida keluar nozel.

$$Hsd = hd + hfd + \frac{V^2}{2g} \text{ (m)}$$

Dimana :

hd = static discharge head (m)

Hfd = discharge friction head (m)

V = kecepatan aliran fluida (m)

g = percepatan gravitasi bumi (9.81 m/s^2)

8. Total dynamic head (He)

adalah efektif head, berupa head dari pompa yang telah diperhitungkan terhadap seluruh head yang mempengaruhinya.

Dengan rumus : $He = Hsd - Hss \text{ (m)}$

Dimana :

Hsd = total dinamic discharge head (m)

Hss = total dynamic suction head (m)

III.4 Kavitasasi

Kavitasasi adalah gejala menguapnya zat cair yang sedang mengalir karena tekanannya berkurang sampai di bawah tekanan uap jenuhnya. Gelombang uap air akan mengalir bersama sama dengan aliran sampai pada daerah yang mempunyai tekanan yang lebih tinggi dicapai, dimana gelembung itu akan mengecil lagi secara tiba-tiba dan akan menimbulkan suatu shock yang besar pada dinding yang di dekatnya.

Kavitasi terjadi pada sisi masuk suatu impeler pompa baik pada sudu sudu maupun pada dinding, disamping tempat tempat bertekanan rendah dan berkecepatan tinggi didalam aliran sangat rawan terhadap terjadinya kavitasi.

III.4.1. Akibat yang di Timbulkan Kavitasi Terhadap Pompa

1. Jika pompa dijalankan dalam keadaan kavitasi secara terus menerus maka permukaan dinding saluran akan mengalami keausan (erosi kavitasi), akibat dari tumbukan uap pecah pada dinding.
2. Terjadinya perubahan bentuk energi yaitu energi kecepatan menjadi energi tekan oleh suhu akan menjadi kurang sempurna, sehingga efisiensi menjadi kurang sempurna.
3. Akibat gelembung – gelembung uap dapat memperkecil kapasitas aliran dan sekaligus dapat memperkecil head pompa
4. Akan timbul suara berisik
5. Timbul getaran

III.4.2. Cara Mengatasi Kavitasi

Kavitasi dapat dihindari dengan cara membuat NPSH (Net Positive Suction Head) yang tersedia lebih besar dari NPSH yang dibutuhkan. Berikut hal yang perlu diperhatikan mengenai kavitasi yaitu :

1. Ketinggian letak pompa terhadap permukaan zat yang diisap
2. Mengurangi Head Loses pada sisi isap seminimal mungkin antara lain
 - a. Jumlah belokan dikurangi seminimal mungkin
 - b. Aliran isap sipendekkan
 - c. Diameter masuk diperbesar
 - d. Pemakaian katub pada saluran masuk dihindari
3. Impeler pada bagian dekat sisi masuk diusahakan sehalus mungkin
4. Temperatur air serendah mungkin karena uapnya bertambah, karena naiknya temperatur.
5. Membuat jumlah sudu yang mencukupi memberikan arah air yang baik.

III.5 Putaran spesifik Pompa

$$\text{Putaran spesifik pompa } (n_s) = \frac{n \times (Q)^{1/2}}{H^{0,75}}$$

n = putaran poros pompa (3000 rpm)

H = head effective pompa (27 m H₂O)

Q = kapasitas pompa dalam m³/s (57 m³/jam = 0,0158 m³/s)

Dengan demikian : $n_s = \frac{3000 \times (0,0158)^{1/2}}{(27)^{0,75}} = 31,84 / \text{min}$

Kapasitas pompa (Q) : 57 m³/jam

Putaran specific pompa (n_s) : 31,84 / min

Putaran poros pompa (n) : 3000 rpm

Effisiensi pompa di peroleh (η) : 75 %

Dengan demikian : $P = \frac{0,0158 \times 9,81 \times 27 \times 995,7}{746 \times 0,75} \text{ Hp}$

$$P = 7,44 \text{ Hp} \approx 7,5 \text{ Hp}$$

Pada pasaran bebas dijual electric motor dengan daya : 7,5 Hp, 3phase, 380 V, 50 Hz, 3000 rpm

Dengan demikian motor penggerak di pilih : 7,5 Hp, 380 V, 50 Hz, 3 phase

III.6 Daya pompa

Kapasitas pompa (Q) = 57 m³/jam

Head efektif pompa (H_e) = 27 m H₂O

Literatur [11] Hal.243 memberikan rumusan untuk menghitung daya pompa

yakni :

$$P = \frac{\rho \times g \times H \times Q}{746 \times \eta} \text{ (Hp)}$$

Dimana :

η = efisiensi pompa

Q = kapasitas pompa (57 m³/jam = 0,0158 m³/s

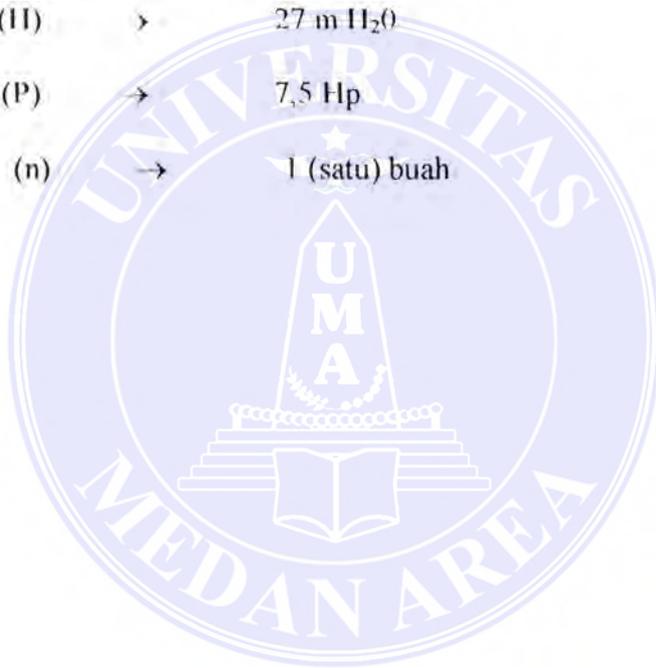
H = head efektif pompa (27 m H₂O)

g = percepatan gravitasi bumi ($9,81 \text{ m/s}^2$)

ρ = kerapatan fluida pada 30^0c ($995,7 \text{ kg/m}^3$)

III.7 Data Spesifikasi hasil perancangan Pompa

Jenis pompa	→	Pompa sentrifugal
Type pompa	→	Single Stage & Single Suction
Kapasitas per jam (Q)	→	57 m^3
Head Effective (H)	→	$27 \text{ m H}_2\text{O}$
Daya Pompa (P)	→	$7,5 \text{ Hp}$
Putaran pompa (n)	→	1 (satu) buah



BAB VII

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 :
 - Memindahkan fluida dari tempat rendah ketempat yang lebih tinggi
 - Atau sebaliknya memindahkan fluida dari tempat yang lebih tinggi dalam jarak pemindahan yang cukup jauh sebagai mengatasi ketahanan cairan.
 - Memindahkan fluida dari tekanan yang lebih rendah ketekanan yang lebih tinggi.
3. Pompa diklasifikasin berdasarkan fungsinya, bagian-bagian pembentuknya, fluida yang dapat diperlakukannya dan tergantung pada kondisi nuangan.
4. Keuntungan penggunaan pompa sentrifugal dibanding pompa torak:
 - Aliran mengalir secara kontiniu
 - Perawatan lebih mudah
 - Dapat beroperasi pada putaran tinggi dan langsung dikopel dengan motor penggerak.
 - Konstruksi ringan dan sederhana
 - Getaran lebih kecil
 - Dapat digunakan pada kapasitas kecil, sedang dan besar dengan head yang kecil dan sedang.
5. Kebutuhan air yang diperlukan di PT. Healthcae Gilovndo Jl. Belawan Kawasan Industri (KIM) keseluruhan (Q_1) = $40 \text{ m}^3/\text{jam}$
6. Ukuran diameter pipa saluran masuk (d_2) = diameter pipa saluran (d_1) = $2,5 \text{ in} = 63,5 \text{ mm}$
7. Kecepatan aliran masuk (V_s) = kecepatan (V_d) = $2,5 \text{ m/det}$

8. Kavitasi adalah gejala menguapnya zat cair yang sedang mengalir karena tekanannya berkurnag sampai dibawah tekanan uap jenuhnya.

9. Efisiensi pompa (η_p) = 66 %

10. Data spesifikasi hasil perancangan

Spesifikasi pompa :

- Jenis pompa : Pompa sentrifugal
- Kapasitas pompa (Q) : 40 m³/jam
- Head pompa (H_p) : 13 m
- Daya pompa (N_p) : 1.5 KW
- Jumlah tingkat : 1947 rpm
- Putaran spesifik (n_s) : 2940 rpm
- Putaran pompa : 2
- Jumlah kutub : Impeler radial tipe tertutup.
- Jenis impeler

Spesifik motor listrik :

- Daya motor listrik : 3 Hp
- Frekuensi motor listrik : 50 Hz
- Jumlah kutub : 2 buah

11. Diameter poros (d_s)

12. Pada ujung poros terhadap alur pasak tempat pemasangan pasak untuk mengikat poros pompa dengan poros motor listrik.

13. Sisi masuk impeler

- a. Diameter hub (D_h) : 20 mm
- b. Diameter mata impeler (D_o) : 73 mm
- c. Lebar impeler pada sisi masuk (b_1) : 20 mm
- d. Kecepatan sisi masuk tangensial (μ_1) : 8,64 m/det
- e. Sudut relatif sisi masuk (β_1) : 18.01^o
- f. Kecepatan relatif masuk impeler (W_1) : 8,9 m /det

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 7/12/23

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)7/12/23

14. Sisi keluar impeler :

- a. Diameter luar impeler : 112 mm
- b. Lebar impeler pada sisi keluar (b_2) : 14 mm
- c. Kecepatan kelilin sisi keluar (u_2) : 17,2 m/det
- d. Tinggi tekan semu (H_{vir}^a) : 21,67 m
- e. Sudut tangensial keluar (β_2) : 23,35°
- f. Kecepatan tangensial teoritis keluar impeler (V_{u2}) : 11,87 m/det
- g. Kecepatan tangensial akibat aliran sirkulasi (V_{u2}) : 3,31 m/det
- h. Sudut aliran impeler teoritis (α_2) : 10,97°
- i. Sudut aliran keluar impeler absolut (α_2) : 15,47°
- j. Kecepatan keluar absolut (V_2) : 8,62 m/det
- k. Kecepatan relatif (W_2) : 5,37 m/det

15. Jumlah sudut impeler (Z)

- 16. Jarak tiap sudu pada sisi masuk impeler (S_1) : 25 mm
- 17. Jarak tiap sudu pada sisi keluar impeler (S_2) : 51 mm
- 18. Ketinggian laluan tegak lurus terhadap aliran (K) : 7,73 mm

19. Metode yang digunakan untuk melukis bentuk sudu, yaitu :

- Metode busur tangan
- Metode koordinat polar

20. rumah pompa yang akan dirancang adalah jenis rumah volute (volume casing)

21. Gaya-gaya yang terjadi pada pompa adalah sebagai berikut :

- Gaya aksial, gaya akibat tekanan aliran fluida
- Gaya radial, gaya akibat berat dari impeler dan berat dari poros pompa.

22. Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran ataupun gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus aman dan berumur panjang.

23. Untuk mencegah kontak langsung antara impeler dengan rumah pompa (casing) digunakan wearing ring (cincin penahan aus).

24. Ditempat mana poros ke dalam rumah pompa, kotak paking ataupun kotak gasket (stuffing bos) haruslah disediakan untuk mencegah kebocoran.
 25. 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.
- Agar aman, poros dirancang beroperasi diluar daerah sekitar (20-30) % di atas ataupun dibawah putaran kritis.



DAFTAR PUSTAKA

1. Austin H Church, Pompa dan Blower Sentrifugal, Cetakan ke tiga, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1993
2. Sularso dan Haruo Tahara, Pompa dan Kompresor, Cetakan ke empat, PT. Praduya paramita, Jakarta 1991
3. Fritz Diesel Turbin, Pompa dan Kompresor, Cetakan ke empat, Penerbit Erlangga, Jakarta 1993
4. Igor. J. Karassik dan William C. Krutzsch, Pump and Hank Book, Second Edition Mc. Graw Hill Book Co, New York, 1976.
5. Sularso dan Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Elemen Mesin, Cetakan ke lima, PenerbitPT. Praditya Paramita, Jakarta 1985.
6. Ir. L. W. P. Bianchi, P. Bustraan, Pompa, Cetakan ke tujuh, Penerbit PT. Praditya Paramita, Jakarta 1983.
7. Victor. L. Streeter, Mekanika Fluida, Cetakan ke delapan , Penerbit Erlangga, Jakarta 1990.
8. Khetagurov, Marine Auxiliary Machinery and System Peace Publisher, Moscow, 1972.
9. S. tomoshenko, Robert E. Krieger, Strength of Material, Third editon, Publishing Co. Hungtington, N, Y. 1743
10. Alexey J. Stepanoff, phd, Centrifugal and axial Flow pump, Second edition, Jhon Wiley and Son Inc. N.Y. 1975