

**ANALISA POMPA SENTRIFUGAL KAPASITAS 2,3 m³/menit
UNTUK SIRKULASI AIR PENDINGIN BEARING TURBIN DAN
GENERATOR PADA PLTA SIPANSIHAPORAS**

TUGAS AKHIR

*Diajukan Untuk Memenuhi Persyaratan
Ujian Sarjana*

Oleh:

**ANDRY ARDI LUBIS
NIM: 08.813.0012**



**FAKULTAS TEKNIK
JURUSAN TEKNIK MESIN
UNIVERSITAS MEDAN AREA
2010**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 19/7/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
Access From (repository.uma.ac.id)19/7/24

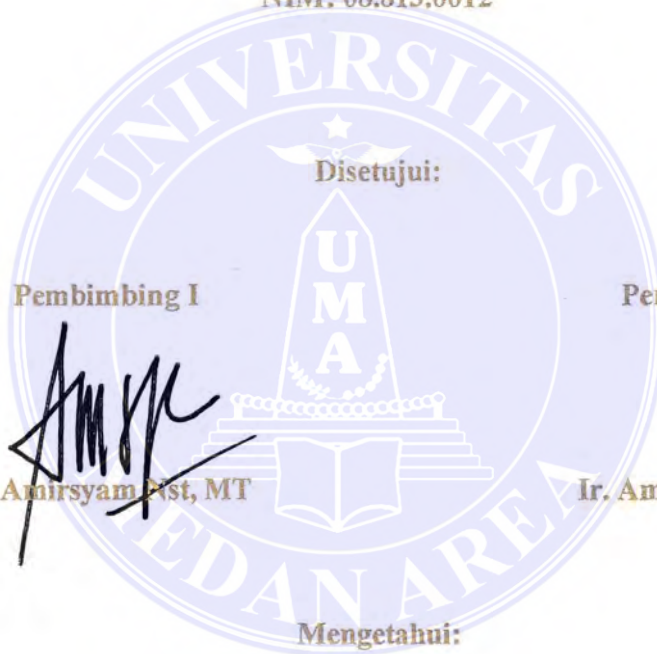
**ANALISA POMPA SENTRIFUGAL KAPASITAS 2,3 m³/menit UNTUK
SIRKULASI AIR PENDINGIN BEARING TURBIN DAN GENERATOR
PADA PLTA SIPANSIHAPORAS**

TUGAS AKHIR



Oleh:

**ANDRY ARDI LUBIS
NIM: 08.813.0012**



Disetujui:

Pembimbing I

Pembimbing II

Ir. Amirsyam Nst, MT

Ir. Amru Siregar, MT

Mengetahui:

Pelaksana Dekan

Ka. Program Studi



Ir. Hj. Haniza, MT



Ir. Amru Siregar, MT

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 19/7/24

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

ABSTRAK

Pompa adalah peralatan mekanis untuk meningkatkan energi tekanan pada cairan yang dipompa dengan mengubah energi mekanis poros penggerak menjadi energi potensial dan energi kinetis fluida. Seiring berkembangnya teknologi, pompa digunakan diberbagai bidang termasuk pemakaiannya dalam bidang industri. Di dalam sistem Pembangkit Listrik Tenaga Air terdapat banyak sekali jenis pompa yang digunakan, salah satunya adalah pompa yang digunakan pada system pendingin (*cooling water system*) untuk mendinginkan bearing-bearing turbin dan generator, dimana didalam bearing-bearing turbin dan generator tersebut terdapat Alat Penukar Kalor yang berupa spiral-spiral. Hal ini bertujuan untuk mendinginkan bearing-bearing turbin dan generator.

Selanjutnya dalam skripsi ini akan direncanakan sebuah pompa yang digunakan untuk memompa air yang telah didinginkan di Heat Exchanger, air tersebut di tampung di Secondary Water Supply Tank yang kemudian dipompakan ke bearing-bearing turbin dan generator, dimana didalam bearing-bearing turbin dan generator tersebut terdapat Alat Penukar Kalor yang berupa spiral-spiral. Jumlah aliran massa air yang di pompakan sebesar 2,3 m³/min pada temperatur 27 - 29 °C.

Pompa yang direncanakan adalah pompa sentrifugal 1 tingkat dengan poros mendatar yang mempunyai kapasitas 2,3 m³/min dengan *head* total 48 m dengan menggunakan penggerak *motor* dengan putaran 1500 rpm dan daya 31 Kw.

ABSTRAC

The pump is a mechanical device to increase pressure on the fluid being pumped energy by changing the driving shaft mechanical energy into potential energy and kinetic energy of fluid. Along with the development of technology, pumps used in various fields, including its use in industry. In a hydro system there are many types of pumps are used, one of which is a pump that is used in the cooling system (water cooling systems) for cooling pads turbines and generators, where the pads contained turbine and generator heat exchanger equipment in the form of spiral- spiral. This is intended to cool the turbine and generator pads.

Furthermore, in this paper will be planned a pump used to pump water that has cooled in a heat exchanger, water is on the Secondary Water Tank capacity is then pumped into the bearing-bearing turbines and generators, where the pads contained turbine and generator Heat exchanger in the form of spiral-spiral. Total mass flow of water in pump from 2.3 min m³ / at a temperature of 27-29 ° C.

pump centrifugal pump is planned at level 1 with a horizontal shaft which has a capacity of 2.3 m³/min with a total head of 48 m by using a drive motor with 1500 rpm spin and power of 31 Kw.

8. Seluruh Staff dan karyawan Universitas Medan Area, terutama bang Dedi dan Kak Tris yang telah banyak membantu dalam penulisan Tugas Akhir ini.
9. Ayahanda dan Ibunda serta keluarga yang sangat penulis cintai yang telah banyak memberikan bantuan moril, materil dan doa serta motivasi sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa dalam penulisan laporan ini masih jauh dari kesempurnaan, hal tersebut dikarenakan keterbatasan kemampuan pengetahuan dan pikiran yang penulis miliki, untuk itu dengan hati yang terbuka penulis mengharapkan kritikan dan saran yang bersifat membangun yang dapat meningkatkan kemampuan penulis dalam pembuatan karya tulis lainnya dimasa yang datang.

Semoga dengan usaha yang sudah penulis lakukan ini dapat memberi manfaat sebagai sumbangan pikiran dalam usaha peningkatan mutu pendidikan.

Medan, Oktober 2010

Penulis

Andry Ardi Lubis

DAFTAR GAMBAR

Gambar	Nama Gambar	Halaman
1.1	Siklus Sistem Air Pendingin PLTA Sipansihaporas Unit 2	4
2.1	Pompa Sentrifugal	7
2.2	<i>Impeller</i> pompa jenis turbin	8
2.3	<i>Impeller</i> pompa aliran radial	9
2.4	Pompa aliran campuran	10
2.5	Pompa jenis aliran aksial	10
2.6	Pompa bertingkat banyak	11
2.7	Pompa rumah volut	11
2.8	Pompa rumah <i>diffuser</i>	12
2.9	Pompa aliran campur jenis rumah volut	12
2.10	Pompa poros tegak	13
2.11	Pompa poros mendatar	13
2.12	Pompa Isapan Ganda	14
2.13	<i>Impeller</i> setengah terbuka	15
2.14	<i>Impeller</i> tertutup <i>Impeller</i> tertutup	15
2.15	Pompa kam dan piston	16
2.16	Pompa roda gigi luar	16
2.17	Pompa Cuping	17
2.18	Pompa Sekrup	17

2.19	Pompa Roda Gigi dalam	18
2.20	Pompa Baling	19
2.21	Pompa Aksi Langsung	20
2.22	Pompa Tenaga	21
2.23	Pompa Motor Berselubung	22
2.24	Pompa Sesumbu	22
2.25	Kurva Head-Kapasitas dari pompa (P) dan sistem (S)	29
2.26	Variasi head statis	29
2.27	Variasi head tahanan	29
2.28	Distribusi Tekanan di Keliling <i>Impeller</i> pada kapasitas di bawah Normal	31
2.29	Kurva-kurva Karakteristik dari Sebuah Pompa Berputaran Spesifik Rendah	32
2.30	Operasi seri dan paralel dari pompa-pompa dengan karakteristik yang sama	33
2.31	Pengaturan Katup	35
4.1	Nilai H'	55
4.2	Efisiensi pompa	56
4.3	Segitiga Kecepatan Masuk	65
4.4	Segitiga Kecepatan Keluar	68
4.5	Penggambaran sudu <i>impeller</i>	72
4.6	Volute casing	82
4.7	Dimensi poros	87

4.8	Berat impeller	89
4.9	Sistem pembebanan pada poros	91
4.10	Bantalan yang digunakan	95
4.11	Pasak yang digunakan	96
5.1	Harga σ	100



DAFTAR TABEL

Tabel	Nama Tabel	Halaman
4.1	Luas Penampang Pipa	41
4.2	Nilai k sisi isap 8 inci	44
4.3	Nilai k sisi tekan 8 inci	46
4.4	Nilai k sisi tekan 6 inci	47
4.5	Nilai k sisi tekan 5 inci	48
4.6	Nilai k sisi tekan 3 inci	50
4.7	Nilai k sisi tekan 1,5 inci	52
4.8	Perbandingan cadangan	57
4.9	Efisiensi transmisi	57
4.10	Ukuran vane dengan tangen arcus	71
4.11	Perhitungan lebar laluan sepanjang sudu	76
4.12	Jari-jari luar volute	80

DAFTAR ISI

	Halaman
ABSTRAK	i
ABSTRAC	ii
KATA PENGANTAR	iii
DAFTAR GAMBAR	v
DAFTAR TABEL	viii
DAFTAR ISI	ix
BAB I PENDAHULUAN	
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Sistem Air Pendingin PLTA Sipansihaporas	2
1.3. Batasan Masalah	4
1.4. Metode Pembuatan Tugas Akhir	4
1.5. Tujuan Penelitian	4
1.6. Manfaat Tugas Akhir	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN LANDASAN TEORI	
2.1. Pengertian dan Fungsi Pompa	6
2.2. Klasifikasi Pompa	6
2.3. Performansi Pompa	22
2.4. Karakteristik Pompa dan Sistem	28
BAB III METODE PENELITIAN	
3.1 Tahap Persiapan	37

3.2 Studi Literatur	37
3.3 Tinjauan Lapangan	37
3.4 Pengajuan proposal	38
3.5 Seminar	38
3.6 Pengumpulan Data	38
3.7 Analisa Perhitungan	38
3.8 Sidang	38
3.9 Penyelesaian Laporan	39
BAB IV PEMBAHASAN	
4.1 Penetapan Spesifikasi Pompa	40
4.2 Ukuran-Ukuran Utama Pompa	58
4.3 Gaya-Gaya Pada Poros	83
4.4 Perhitungan Bantalan	90
4.5 Perhitungan Pasak	95
BAB V KAVITASI DAN PEMELIHARAAN	
5.1 Kavitasi	99
5.2 Pemeliharaan	101
BAB VI KESIMPULAN	
6.1 Spesifikasi Pompa	104
6.2 Spesifikasi Penggerak Pompa	104

DAFTAR PUSTAKA

DAFTAR LAMPIRAN

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

PLTA Sipansihaporas merupakan Pembangkit listrik Tenaga Air yang diharapkan dapat membantu sistem kelistrikan Sumatera bagian Utara. PLTA Sipansihaporas beroperasi pada beban puncak masyarakat yaitu pada saat pagi hari pukul 05.00 s/d 0800 dan sore hari pukul 18.00 s/d 22.00.

Untuk mendorong kinerja PLTA Sipansihaporas diperlukan sistem dan peralatan yang dapat membantu meningkatkan kinerja dan hasil produksi. Salah satu hal yang penting dalam peralatan bantu PLTA Sipansihaporas adalah sistem air pendingin.

Pada PLTA terdapat 2 jenis media sistem pendingin, yaitu sistem pendingin yang menggunakan media pendingin udara dan sistem pendingin dengan menggunakan media pendingin air. Pada PLTA Sipansihaporas media sistem pendingin yang digunakan adalah air. Sistem air pendinginan sangat besar besar fungsinya pada operasi PLTA.

Sistem pendingin akan mendinginkan *bearing-bearing* dan *air cooler* pada turbin-generator. Jika sistem air pendingin ini tidak berjalan dengan semestinya maka hal-hal yang fatal dapat terjadi pada unit PLTA. Contoh Jika terjadi gangguan pada sistem air pendingin akan terjadi *high temperature* pada *bearing* turbin-generator serta *cooling air inlet* dan *outlet*, dan mengakibatkan temperatur *stator winding* akan ikut tinggi yang semua hal itu dapat mengakibatkan unit trip.

1.2 Sistem Air Pendingin PLTA Sipansihaporas

Sistem air pendingin pada PLTA berfungsi sebagai penyedia dan pemasok air pendingin yang diperlukan untuk mendinginkan minyak pelumas pada bearing-bearing dan *air cooler*. Proses perpindahan panas dari minyak pelumasan pada bearing-bearing dan *air cooler* ke air pendingin terjadi melalui pipa-pipa, minyak pelumas pada *bearing-bearing* dan udara panas pada *stator winding* mengalir di luar pipa, sedangkan air pendingin mengalir di dalam pipa. Sebagai air pendingin, PLTA Sipansihaporas menggunakan air tawar. Sistem air pendingin diperlukan secara terus-menerus selama unit beroperasi. Sistem Air pendingin pada PLTA Sipansihaporas terdapat 2 siklus, yaitu:

1. siklus terbuka

Siklus terbuka pada sistem air pendingin PLTA Sipansihaporas merupakan siklus yang mana fluida pendingin tidak kembali masuk ke dalam siklus melainkan langsung di buang keluar siklus. Hal ini terlihat pada aliran *primary cooling water*, sumber air pada aliran *primary cooling water* diambil dari *draft tube*, selanjutnya dipompakan oleh *primary cooling water pump* menuju *strainer*, keluaran dari *strainer* akan dialirkan menuju *heat exchanger*, setelah melalui *heat exchanger*, air akan dibuang menuju *draft tube*. Siklus terbuka tersebut akan terus berlangsung selama unit beroperasi.

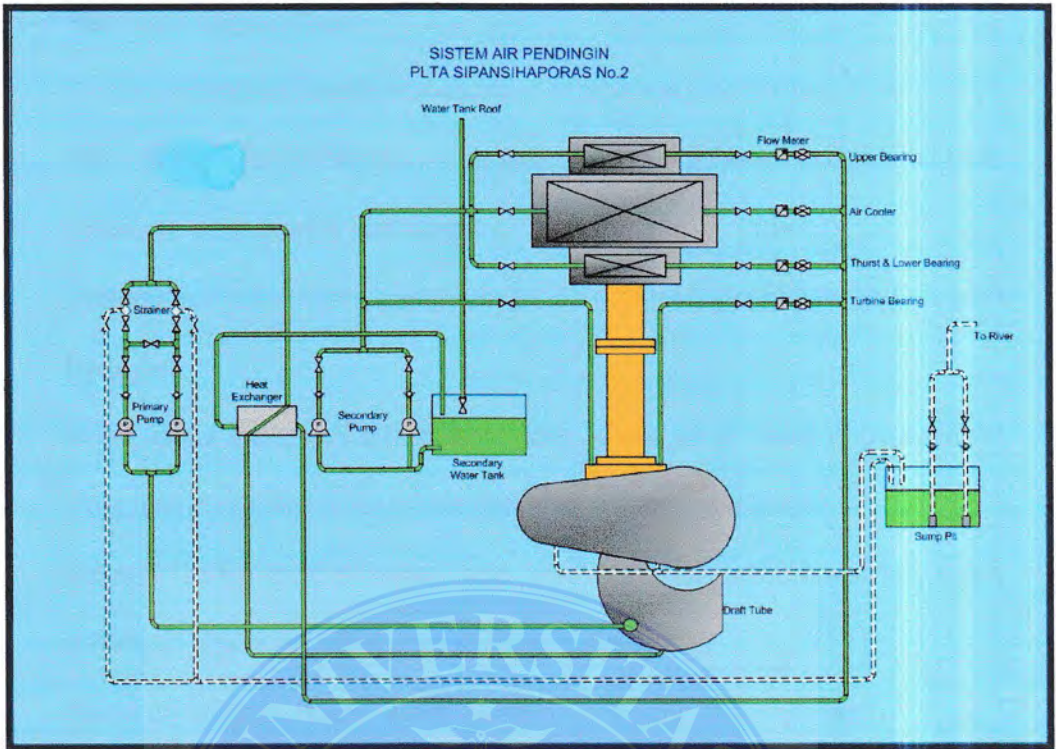
2. Siklus Tertutup

Cooling Water System yang ada di PLTA Sipansihaporas merupakan siklus aliran tertutup (Close Cooling Water System) dimana air yang telah didinginkan di Heat Exchanger di tampung di Secondary Water Supply Tank yang kemudian dipompakan ke bearing turbin dan generator, dimana

didalam bearing turbin dan generator tersebut terdapat Alat Penukar Kalor yang berupa spiral. Jumlah aliran massa air yang di pompakan sebesar 2300 kg/menit pada temperatur 27- 29 °C. Dikatakan siklus tertutup karena fluida yang digunakan pada siklus ini sama dan digunakan secara berulang-ulang.

Sistem air pendingin pada PLTA Sipansihaporas beroperasi secara otomatis yang bekerja pada saat unit mulai *start up*. Adapaun sistem kerjanya yaitu *Secondary pump* mengalirkan air secara sirkulasi untuk mendinginkan *bearing-bearing* turbin-generator, *air cooler*, kemudian air tersebut mengalir ke *Heat Exchanger* untuk didinginkan oleh air dingin yang berasal dari aliran *primary pump* yang diambil melalui *Draft tube*. Setelah itu air aliran *primary pump* dibuang kembali ke *draft tube*. Sedangkan air aliran *secondary pump* mendinginkan lagi *bearing-bearing*, dan *air cooler* pada turbin-generator. Hal ini terjadi secara sirkulasi selama *cooling water system* beroperasi.

Pada PLTA Sipansihaporas terdapat perbedaan pada aliran dan siklus aliran air pendinginnya (*secondary cooling water*), aliran air pendingin yang telah didinginkan pada *heat exchanger* dialirkan menuju *secondary water tank*. Selanjutnya air yang telah terkumpul di *secondary water tank* inilah yang akan dialirkan oleh *secondary water pump* menuju *bearing-bearing*, dan *air cooler* pada tubin-generator untuk mendinginkan minyak pelumas. Fungsi inilah yang menjadikan sistem air pendingin sangat penting pada setiap pengoperasian PLTA Sipansihaporas. Gambar siklus sistem air pendingin pada PLTA Sipansihaporas dapat dilihat pada gambar 1.1 siklus tersebut menunjukkan aliran siklus tertutup dan aliran siklus terbuka sistem air pendingin PLTA Sipansihaporas unit 2.



Gambar 1.1 siklus sistem air pendingin PLTA Sipansihaporas unit 2

1.3 Batasan Masalah

Berbicara tentang pompa, sebenarnya begitu banyak hal yang menarik dan penting untuk dibahas, namun karena keterbatasan ilmu yang dimiliki penulis maka dalam laporan Tugas Akhir ini penulis hanya membahas tentang Analisa data pompa secondary pada sistem air pendingin.

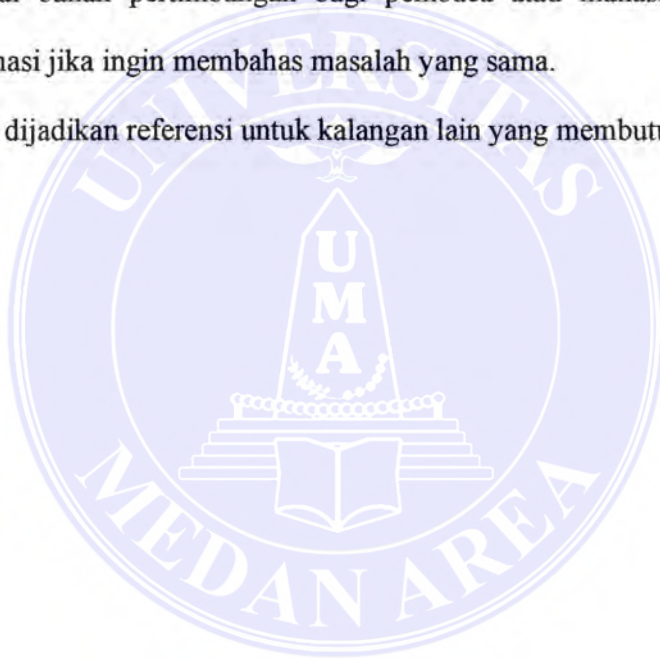
1.4 Tujuan Penelitian

Penelitian ini dimaksudkan untuk menganalisa sebuah pompa yang dapat memindahkan air yang berasal dari Heat Exchanger ke bearing turbin dan generator dengan laju aliran fluida 2,3 m³/min dan daya 26 KW secara terus menerus.

1.5 Manfaat Tugas Akhir

Tugas Akhir ini diharapkan mempunyai beberapa manfaat antara lain:

1. Manfaat bagi penulis sendiri untuk menambah pengalaman dan pengetahuan penulis tentang pompa sentrifugal.
2. Sebagai tambahan ilmu pengetahuan dari sebuah penelitian langsung di lapangan.
3. Untuk dapat mengaplikasikan ilmu yang selama ini di dapat di perkuliahan yang nantinya sebagai modal pengetahuan dalam dunia kerja.
4. Sebagai bahan pertimbangan bagi pembaca atau mahasiswa dan untuk informasi jika ingin membahas masalah yang sama.
5. Dapat dijadikan referensi untuk kalangan lain yang membutuhkan.



BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN LANDASAN TEORI

2.1 Pengertian dan Fungsi Pompa

Pompa adalah suatu mesin fluida yang berfungsi memindahkan fluida dari tempat/tekanan yang rendah ke tempat/tekanan yang tinggi. Fluida yang digunakan adalah fluida yang bersifat tak mampu mampat seperti air, minyak, cairan kimia, dan lain-lain.

Pada prinsipnya, pompa mengubah energi mekanis menjadi energi fluida. Perubahan tersebut dapat terjadi karena pompa memberikan kondisi beda tekanan pada sisi isap dan sisi tekan terhadap tekanan udara luarnya. Pompa mampu menghisap fluida karena tekanan isap lebih rendah dari tekanan udara luarnya. Lalu pompa mampu memancarkan fluida karena tekanan keluarannya lebih tinggi dari tekanan udara luar. Jika tekanan isap berkurang sampai di bawah tekanan uap jenuhnya, maka air akan menguap dan menimbulkan gelembung-gelembung uap. Hal inilah yang disebut kavitasi. Kavitasi ini menimbulkan getaran dan suara yang berisik pada pompa, yang akhirnya mengakibatkan menurunnya performansi pompa. Oleh sebab itu, sebisa mungkin dikurangi belokan pipa agar tekanan pipa isap tidak menurun.

2.2 Klasifikasi Pompa

Klasifikasi pompa secara umum adalah sebagai berikut:

1. Pompa dinamis

Pompa yang bertekanan dinamis dengan cara memberikan energi mekanis kepada fluida yang akan dipindahkan. Pemberian energi ini secara terus-menerus. Yang termasuk ke dalam jenis pompa ini:

- a. Pompa Sentrifugal
- b. Pompa Efek Khusus

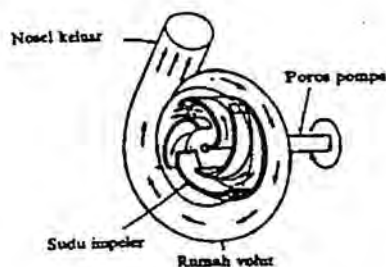
2. Pompa statis

Adalah pompa yang menghasilkan *head* dengan cara menekan fluida. Tekanan dinaikkan untuk menggerakkan fluida dari katup atau langsung ke saluran buang. Pompa ini diberikan energi secara kontinyu (periodik). Dan dibedakan atas dua jenis:

- a. Pompa torak
- b. Pompa rotari

2.2.1 Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal adalah pompa yang memperbesar energi fluida melalui prinsip gaya sentrifugal. Pompa sentrifugal dapat mengubah energi mekanik dalam bentuk kerja poros menjadi energi fluida. Energi inilah yang mengakibatkan pertambahan *head* tekanan, *head* kecepatan dan *head* potensial pada fluida yang mengalir kontinyu. Bentuk dari pompa sentrifugal ini dapat dilihat pada gambar 2.1 berikut ini:



Gbr. 2.1 Pompa Sentrifugal

Aliran fluida masuk ke sudu yang berputar memiliki percepatan, sehingga aliran fluida tercampak keluar dari sudu-sudu dan berubah menjadi energi tekanan di sudu penyearah (di rumah spiral pompa) dihubungkan ke katup hisap dan katup buang. Proses tercampaknya fluida keluar dari sudu-sudu, mengakibatkan bergerakaknya fluida di katup kempa melalui katup hisap dengan arah aliran terus-menerus (tidak terputus-putus).

Klasifikasi pompa sentrifugal:

1. Berdasarkan jenis *impeller*

a. Pompa Turbin

Dikenal juga dengan pompa vorteks, peripheral, dan regeneratif. Cairan pada jenis pompa ini diputar oleh baling-baling *impeller* dengan kecepatan tinggi selama hampir dalam satu putaran di dalam saluran yang berbentuk cincin, tempat *impeller* tadi berputar. Energi ditambahkan ke cairan dalam impuls. Pompa sumur jenis difuser sering disebut pompa turbin.



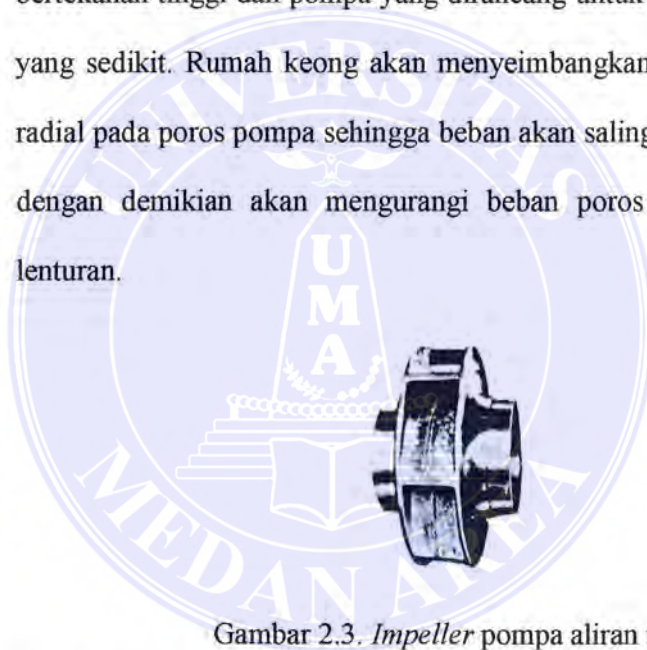
Gambar 2.2 *Impeller* pompa jenis turbin

b. Pompa Aliran Radial

Aliran fluida masuk *impeller* sejajar dengan poros pompa dan keluar sudu dengan arah radial. *Head* yang dihasilkan 50 [m]

kolom air dan putaran spesifik lebih rendah. (pompa ini digunakan jika putaran spesifik yang dihasilkan pompa $500 \div 300$ [rpm] dan *head* yang dicapai diatas 150 [ft]).

Pada jenis ini *impeller* membuang cairan ke dalam rumah spiral yang secara berangsur-angsur berkembang. Ini dibuat sedemikian rupa untuk mengurangi kecepatan cairan dapat diubah menjadi tekanan statis. Rumah keong pompa ganda atau kembar menghasilkan kesimetrisan yang hampir radial pada pompa bertekanan tinggi dan pompa yang dirancang untuk operasi aliran yang sedikit. Rumah keong akan menyeimbangkan beban-beban radial pada poros pompa sehingga beban akan saling meniadakan, dengan demikian akan mengurangi beban poros dan resultan lenturan.



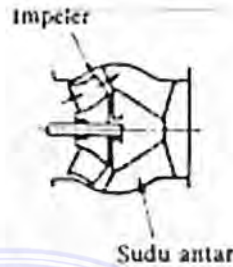
Gambar 2.3. *Impeller* pompa aliran radial

c. *Impeller* tipe francis

Aliran fluida masuk *impeller* sejajar dengan poros pompa dan keluar sudu dengan arah radial. *Head* dan putaran spesifik (1500 \div 4500) nya lebih rendah.

d. Pompa Aliran Campur

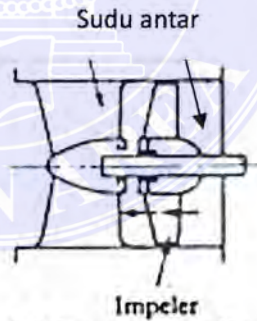
Aliran fluida masuk *impeller* sejajar dengan arah poros dan keluar dari *impeller* dengan arah radial dan aksial. Dibandingkan pompa *impeller* tipe francis, *head* yang dihasilkan lebih rendah dengan putaran spesifik(4500 ÷ 8000 rpm) yang besar.



Gambar 2.4. Pompa aliran campuran

e. Pompa Aliran Aksial

Aliran fluida masuk dan keluar *impeller* sejajar dengan poros pompa. Jika dibandingkan dengan jenis tiga jenis sebelumnya, *head* yang dihasilkan pompa ini paling rendah dengan putaran spesifik yang rendah.



Gambar 2.5 Pompa jenis aliran aksial

2. Berdasarkan jumlah tingkat

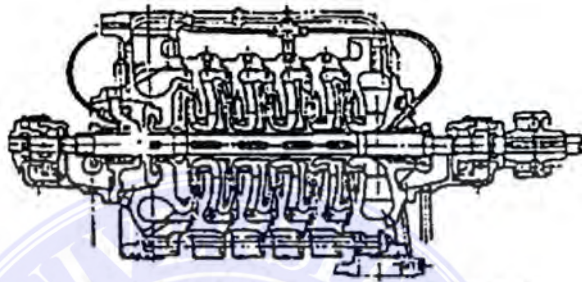
Dapat dibagi lagi menjadi dua bagian sebagai berikut:

a. Pompa satu tingkat

Jenis pompa ini mempunyai satu *impeller* dalam memindahkan fluida sehingga *head* totalnya rendah.

b. Pompa bertingkat banyak

Dikatakan bertingkat banyak karena menggunakan beberapa buah *impeller* yang dipasang secara seri, jadi *head* yang dihasilkannya merupakan penjumlahan dari *head* yang dihasilkan oleh masing-masing *impeller* sehingga cocok untuk pemompaan *head* yang tinggi.



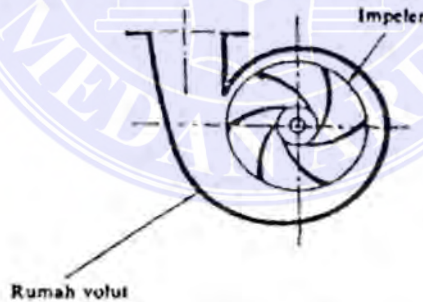
Gambar 2. 6 Pompa bertingkat banyak

3. Berdasarkan bentuk rumah

Dapat dibagi lagi menjadi tiga bagian sebagai berikut:

a. Pompa rumah volut

Aliran fluida dari *impeller* secara langsung dibawa ke rumah volut.

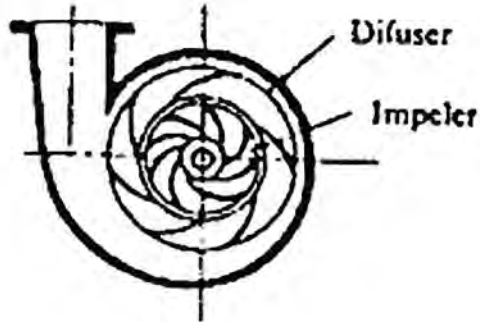


Gambar 2.7 Pompa rumah volut

b. Pompa rumah *diffuser*

Pompa jenis ini dilengkapi dengan sudu penyearah di sekeliling luar *impellernya* yang tujuannya selain memperbaiki efisiensi pompa, juga pengokohan rumah pompa, maka konstruksi ini

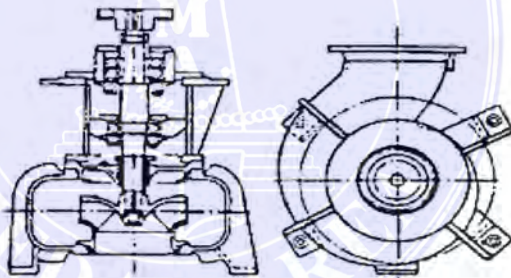
dipergunakan pada pompa besar dengan *head* tinggi dan pompa bertingkat banyak.



Gambar 2.8 Pompa rumah *diffuser*

c. Pompa aliran campuran jenis rumah volut

Pompa ini mempunyai *impeller* jenis aliran campuran dan sebuah rumah volut tanpa sudu-sudu *diffuser*, melainkan dipakai saluran yang lebar untuk mengalirkan fluida.

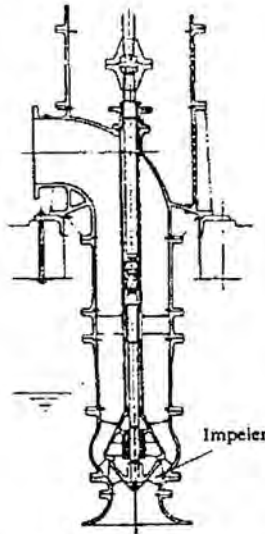


Gambar 2.9 Pompa aliran campur jenis rumah volut

4. Berdasarkan letak poros

a. Poros tegak

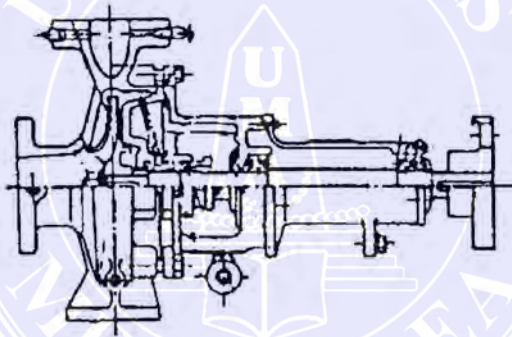
Pompa ini mempunyai poros dengan posisi tegak



Gambar 2.10 Pompa poros tegak

b. Poros mendatar

Pompa ini mempunyai poros dengan posisi mendatar.



Gambar 2.11 Pompa poros mendatar

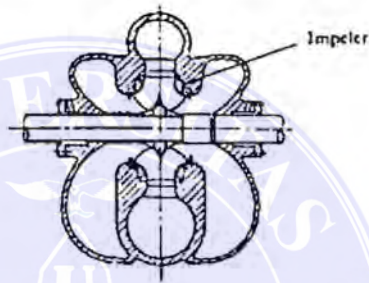
5. Berdasarkan sisi masuk *impeller*

a. Pompa isapan tunggal

Pada pompa jenis, fluida masuk dari satu sisi *impeller* sehingga akan timbul gaya aksial ke sisi hisap. Gaya ini dapat ditahan oleh bantalan aksial untuk pompa berukuran besar, gaya aksial ini cukup besar. Dan untuk mengurangi beban bantalan aksial dapat digunakan beban penyeimbang.

b. Pompa isapan ganda

Pada pompa ini fluida masuk dari kedua sisi *impeller* sehingga gaya aksial yang terjadi akibat tekanan fluida masuk *impeller* akan saling menyeimbang. Pompa hisapan ganda ini banyak dipakai untuk pemompaan kapasitas besar. *Impeller* pompa ini sama dengan dua *impeller* hisapan tunggal yang dipasang secara bertolak belakang ini hampir sama dengan kemampuan pompa hisapan ganda dengan ukuran konstruksi yang hampir sama.



Gambar 2.12 Pompa Isapan Ganda

1. *Impeller* terbuka (open *impeller*)

Impeller ini digunakan apabila kondisi fluida yang dipompakan mengandung banyak kotoran seperti lumpur, kerikil dan sebagainya. *Impeller* ini digunakan agar tidak terjadi penyumbatan diantara haluannya.

2. *Impeller* setengah terbuka (semi open *impeller*):

Impeller ini digunakan bila kondisi fluida yang dipompakan hanya sedikit mengandung kotoran seperti air limbah, dan lain-lain.



Gambar 2.13. *Impeller* setengah terbuka

3. ***Impeller* tertutup (closed *impeller*):**

Impeller ini digunakan apabila fluida yang dipompakan bersih/jernih seperti air minum, minyak bumi yang sudah diolah (bensin, premium, solar), dan lain-lain. Penggunaan *impeller* ini agar diperoleh efisiensi yang lebih tinggi dari jenis a dan jenis b diatas.

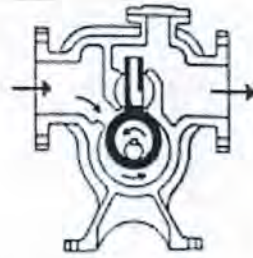


Gambar 2.14. *Impeller* tertutup *Impeller* tertutup

2.2.2 Pompa Rotari

1. Pompa kam dan piston

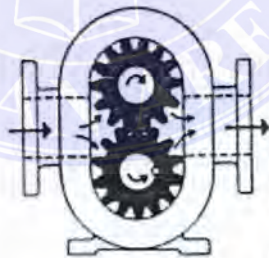
Pompa ini disebut juga pompa plunyer rotari, pompa jenis kam dan piston ini terdiri dari lengan eksentrik dan lengan bercelah pada bagian atasnya seperti pada putaran poros menyebabkan eksentrik menjebak cairan di dalam rumah pompa. Apabila putaran berlanjut, maka cairan akan dipaksakan keluar rumah pompa melalui celah lubang keluar pompa.



Gambar 2.15. Pompa kam dan piston

2. Pompa roda gigi luar

Pompa ini merupakan jenis pompa rotari yang paling sederhana, apabila gerigi roda gigi berpisah pada sisi isap cairan akan mengisi ruangan yang ada diantara gerigi tersebut. Kemudian cairan ini akan dibawa berkeliling dan ditekan keluar apabila geriginya bersatu lagi. Roda gigi itu dapat berupa gigi heliks-tunggal, heliks-ganda atau gigi lurus. Beberapa desain mempunyai lubang fluida yang radial pada roda gigi bebas dari bagian atas dan akar gerigi sampai ke lubang dalam roda gigi. Ini akan memungkinkan cairan melakukan jalan pintas dari satu gigi ke gigi lainnya.

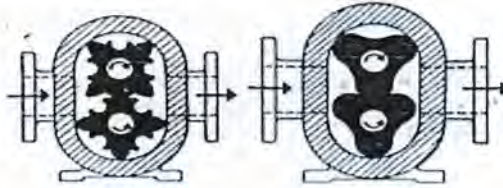


Gambar 2.16. Pompa roda gigi luar

3. Pompa cuping

Pompa cuping ini mirip dengan pompa jenis roda gigi dalam hal aksinya dan mempunyai dua rotor atau lebih dengan dua, tiga, empat cuping atau lebih pada masing-masing motor. Putaran rotor tadi

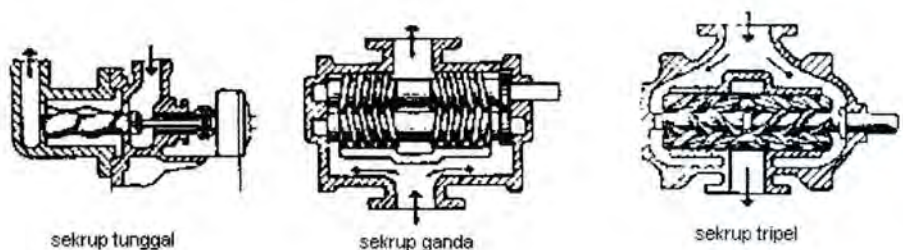
diserempakkan oleh roda gigi luarnya. Oleh karena cairan dialirkan dengan frekuensi yang lebih sedikit tetapi dalam jumlah yang lebih besar dari yang dialirkan oleh pompa roda gigi. Tersedia juga gabungan pompa-pompa roda gigi dan cacing.



Gambar 2.17. Pompa Cacing

4. Pompa sekrup

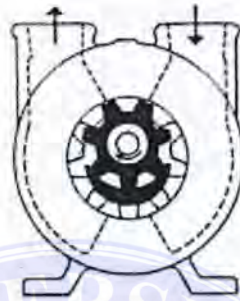
Pompa sekrup ini mempunyai satu, dua, tiga sekrup yang berputar di dalam rumah pompa yang diam. Tersedia sejumlah besar desain untuk berbagai kegunaan. Pompa sekrup tunggal mempunyai rotor spiral yang berputar di dalam sebuah stator atau lapisan heliks dalam. Rotor tersebut terbuat dari logam sedangkan heliks terbuat dari karet keras atau lunak, tergantung cairan yang dipompakan. Pompa dua sekrup atau tiga sekrup masing-masing mempunyai satu, dua sekrup bebas. Aliran melalui ulir-ulir sekrup yang berlawanan sekrup bebas. Aliran melalui ulir-ulir sekrup yang berlawanan dapat dipakai untuk meniadakan dorongan aksial pada pompa.



Gambar 2.18. Pompa Sekrup

5. Pompa Roda Gigi dalam

Jenis ini pada umumnya mempunyai rotor yang mempunyai gerigi dalam yang berpasangan dengan roda gigi luar bebas. Sebab sekat yang berbentuk bulat sabit dapat digunakan untuk mencegah cairan kembali ke posisi isap pompa.



Gambar 2.19. Pompa Roda Gigi dalam

6. Pompa Baling

Pompa baling berayun mempunyai sederetan baling berayun yang akan keluar dari rotor berputar, menjebak cairan dan memaksanya ke luar pipa buang pompa. Pompa baling geser menggunakan baling-baling yang dipertahankan tetap menekan lubang rumah pompa oleh gaya sentrifugal bila rotor berputar. Cairan yang terjebak di antara dua baling bawah berputar dan dipaksa keluar dari sisi buang pompa. Desain lainnya pompa blok kumaran mempunyai rotor bulat yang digerakkan dalam rumah pompa konsentrik. Di dalam rotor tadi, balok kumaran dan piston saling berputar oleh eksentrik yang ditempatkan oleh pena bebas yang menghasilkan sedotan dari sisi buang.

Pompa sambungan universal mempunyai poros tumpul di ujung bebas rotor yang didukung dalam lubang sekitar 30 derajat secara horizontal.

Ujung rotor lainnya tidak bergerak untuk menjalankan poros tadi. Apabila rotor tersebut berputar, maka empat pasang permukaan pelat akan terbuka dan tertutup untuk pompa empat bagian per satu putaran. Sebuah eksentrik di dalam ruangan yang fleksibel akan menghasilkan aksi pemompaan oleh penekanan bagian-bagian yang fleksibel terhadap rumah pompa untuk memaksa cairan keluar dari sisi buang pompa. Pompa tabung fleksibel mempunyai sebuah tabung karet yang ditekan oleh cincin kompresi pada eksentrik yang dapat distel. Corong pompa yang dihubungkan dengan eksentris, akan memutarnya. Pompa desain seperti ini dibuat satu, atau dua tingkat.



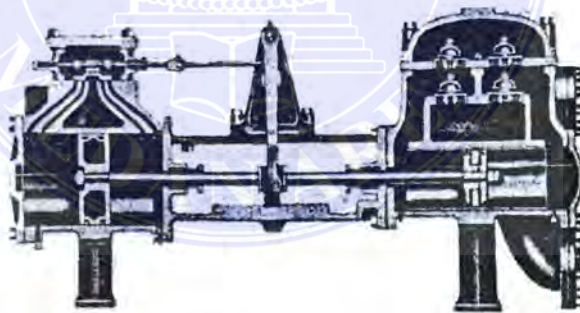
Gambar 2.20. Pompa Baling

2.2.3 Pompa Torak

Pompa torak merupakan unit perpindahan unit perpindahan positif, pompa ini mengeluarkan cairan dalam jumlah yang terbatas selama pergerakan piston atau plunyer sepanjang langkahnya. Akan tetapi, tidak seluruh cairan dapat mencapai pipa buang disebabkan oleh kebocoran atau peralatan pembuang. Dengan mengabaikan hal ini, volume cairan yang dipindahkan selama satu langkah piston atau plunyer akan sama dengan perkalian luas piston dengan panjang langkahnya. Jenis pompa torak yang biasa kita temui di berbagai tempat yakni:

1. Pompa aksi langsung

Pada pompa jenis aksi langsung ini, sebuah batang piston bersama menghubungkan piston untuk uap dengan piston untuk cairan atau plunyer. Pompa aksi langsung dibuat dengan sistem simpleks (masing-masing satu piston uap dan satu piston cairan) dan dupleks yang mendatar atau vertikal telah beroperasi dengan sangat memuaskan pada banyak keperluan seperti pengisian ketel bertekanan rendah hingga menengah, lumpur, pemompaan minyak, dan air. Dengan karakteristik tinggi tekan, kecepatan, dan kapasitas yang mudah distel, pompa-pompa ini mempunyai efisiensi yang bagus dan jarak yang lebar. Pompa plunyer umumnya dipakai untuk tekanan lebih tinggi dibandingkan dengan jenis piston. Sebagaimana dengan pompa torak, unit aksi langsung mempunyai aliran buang yang berdenyut.



Gambar 2.21. Pompa Aksi Langsung

2. Pompa Tenaga

Pompa tenaga ini mempunyai poros engkol yang digerakkan dari sumber penggerak luar, umumnya motor listrik, sabuk mesin atau rantai. Roda-roda gigi sering dipakai antara penggerak dan poros

engkol untuk mengurangi kecepatan keluaran penggerak. Bila digerakkan pada kecepatan konstan, pompa tenaga mengalirkan kapasitas yang hampir konstan dan mempunyai efisiensi yang bagus. Ujung sisi cairan, dapat berupa jenis piston atau plunyer, akan menghasilkan tekanan yang tinggi apabila katup buang ditutup. Untuk alasan ini, merupakan praktek yang biasa untuk melengkapi dengan katup pengaman untuk melindungi pompa dan pemipaan. Pompa tenaga baik digunakan khususnya untuk keperluan tekanan tinggi dan dipakai untuk pengisian air ketel, pemompaan jaringan pipa, pemrosesan petroleum dan penggunaan yang serupa.

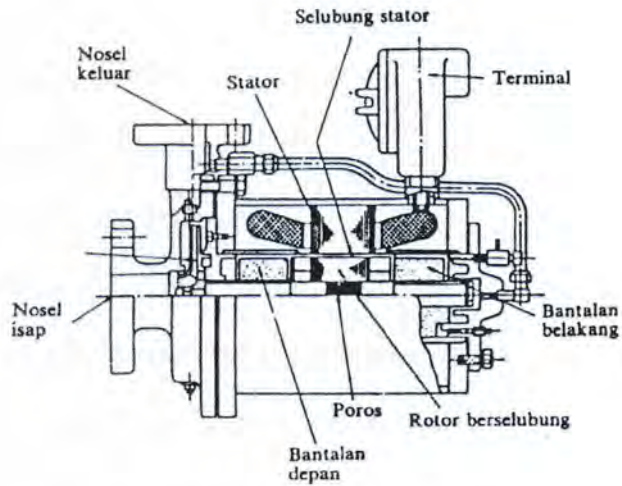


Gambar 2.22. Pompa Tenaga

2.2.4 Pompa Jenis Khusus

1. Pompa Motor Berselubung

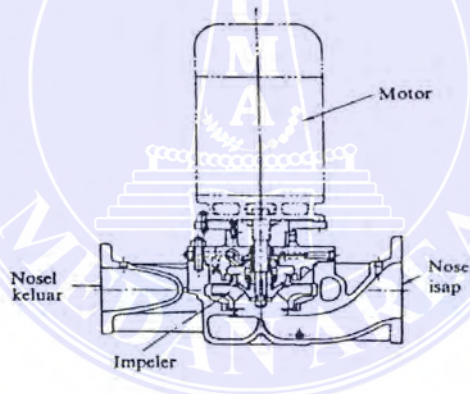
Pompa jenis ini dengan motornya merupakan satu unit. Dengan konstruksi ini maka tidak diperlukan lagi perapat poros.



Gambar 2.23. Pompa Motor Berselubung

2. Pompa Sumbu

Pada jenis pompa ini, nosel isap dan nosel keluar terletak pada satu sumbu dengan pipa penyalur.



Gambar 2.24. Pompa Sumbu

2.3 Performansi Pompa

2.3.1. Kapasitas Pompa

Kapasitas pompa adalah volume fluida per satuan waktu yang dikeluarkan pompa. Dalam rumusan dituliskan:

$$Q = V.A \dots\dots\dots (1)$$

dimana :

$$Q = \text{Kapasitas pompa [m}^3/\text{dtk]}$$

$$V = \text{Kecepatan aliran rata-rata [m/dtk]}$$

$$A = \text{Luas penampang pipa [m}^2\text{]}$$

2.3.2. Head Pompa

Head total pompa, menyatakan kerja netto dalam suatu berat fluida yang lewat dari sisi masuk ke sisi keluar. Dalam rumus dapat dituliskan:

$$H = h_s + h_l + V^2/2g + \Delta p \dots\dots\dots (2)$$

dimana :

$$H = \text{head total pompa [m]}$$

$$h_s = \text{head statis pompa [m]}$$

$$h_l = \text{berbagai kerugian head di pipa, katup, belokan, sambungan [m]}$$

$$V = \text{kecepatan aliran rata-rata [m/dtk]}$$

$$g = \text{percepatan gravitasi [9,82 m/dtk}^2\text{]}$$

$$\Delta p = \text{perbedaan tekanan keluaran dengan tekanan isap [m]}$$

1. Kerugian head akibat gesekan dalam pipa

$$h_f = f \frac{l}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots (3)$$

dimana :

$$h_f = \text{kerugian head akibat belokan [m]}$$

$$f = \text{Koefisien kerugian gesek}$$

$$g = \text{Percepatan gravitasi [9,81 m/dtk}^2\text{]}$$

$$l = \text{Panjang pipa keseluruhan [m]}$$

D = Diameter dalam pipa [m]

V = Kecepatan rata-rata dalam pipa [m/dtk]

Untuk mencari koefisien gesek pada pipa, maka parameter yang diperlukan yaitu:

$$\frac{\text{Nilai kekasaran}}{\text{Diameter pipa}} = \frac{\Sigma}{D} \dots\dots\dots (4)$$

Menurut Jack. B. Evett dan Cheng Liu (1987), nilai kekasaran (*roughness*) untuk pipa diabaikan. Bilangan Reynold, yaitu bilangan yang terdapat pada diagram *moody*, dari diagram *moody* inilah ditentukan koefisien gesek tersebut.

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \dots\dots\dots (5)$$

di mana :

Re = Bilangan Reynold

V = viskositas kinematik zat cair [m²/dtk], diasumsikan suhu air ±30 °C maka menurut Jack. B. Evett dan Cheng Liu (1987), nilai $\nu = 0,8 \text{ [m}^2/\text{dtk]} \times 10^{-6}$

D = Diameter dalam pipa = 19,05 [mm] = 0,01905 [m]

v = kecepatan rata-rata aliran dalam pipa [m/s] = 2,05 [m/dtk]

Jika bilangan Reynold lebih besar dari 4000 maka aliran bersifat turbulen. Dan jika bilangan Reynold lebih kecil dari 2300 maka aliran bersifat laminer. Sedangkan jika bilangan Reynold berada di antara 2300-4000 maka aliran ini terdapat di daerah transisi, dimana aliran dapat bersifat laminer atau turbulen bergantung pada kondisi pipa dan aliran.

a. Aliran Laminar

Dalam hal aliran laminar, koefisien aliran gesek untuk pipa (f) dapat dinyatakan dengan:

$$f = 64/Re \dots\dots\dots (6)$$

b. Aliran Turbulen

Untuk menghitung kerugian gesek dalam pipa pada aliran turbulen terdapat berbagai rumus empiris.

1. Kerugian *head* akibat belokan 90⁰

$$hf = k \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots (7)$$

Dimana:

hf = kerugian *head* akibat belokan [m]

f = Koefisien kerugian gesek

g = Percepatan gravitasi [9,81 m/dtk²]

V = Kecepatan rata-rata dalam pipa [m/dtk]

2. Kerugian *head* akibat katup

$$hf = k \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots (8)$$

Dimana:

hf = kerugian *head* akibat belokan [m]

f = Koefisien kerugian gesek

g = Percepatan gravitasi [9,81 m/dtk²]

V = Kecepatan rata-rata dalam pipa [m/dtk]

3. Kerugian *head* akibat sambungan T

$$h_f = k \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots (9)$$

Dimana:

- h_f = kerugian *head* akibat belokan [m]
- f = Koefisien kerugian gesek
- g = Percepatan gravitasi [9,81 m/dtk²]
- V = Kecepatan rata-rata dalam pipa [m/dtk]

2. Daya Hidrolik (P_h)

Daya hidrolik adalah daya output pompa terukur yang diberikan kepada fluida. Daya ini dirumuskan sebagai berikut:

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \dots\dots\dots (10)$$

dimana:

- P_h = daya hidrolik [Watt]
 - ρ = massa jenis air [kg/m³]
 - g = gravitasi bumi = 9,81 [m/dtk²]
 - Q = Kapasitas aliran [m³/dtk]
 - H = *head* total pompa terukur [m]
- $H_d + H_s$ (*head* tekan + *head* isap)

3. Daya Poros (P_s)

Daya poros adalah daya mekanik keluaran motor penggerak yang diberikan kepada pompa sebagai daya masukan. Daya ini dirumuskan:

$$P_s = T \cdot \omega \dots\dots\dots (11)$$

dimana:

$$P_s = \text{Daya Poros [Watt]}$$

$$T = \text{Torsi [Nm]}$$

$$\omega = \text{Kecepatan Sudut [rad/dtk]}$$

Namun pada laporan ini daya poros dianggap (diasumsikan) sama dengan daya masukan motor dikurangi rugi daya pada motor. Rugi-rugi daya pada motor ini adalah daya yang dipakai motor untuk memutar rotor tanpa adanya beban (daya tanpa beban). Sehingga daya poros ini dituliskan:

$$P_s \approx \text{Daya Masukan Motor} - \text{Daya Tanpa Beban} \dots\dots\dots(12)$$

4. Efisiensi Pompa

Efisiensi pompa adalah perbandingan daya hidrolik terhadap daya poros pompa. Dalam rumus dapat dituliskan :

$$\eta_p = \frac{\rho g Q H}{T \cdot \omega} \times 100\% \dots\dots\dots (13)$$

5. Kecepatan Spesifik

Kecepatan spesifik (Ns) merupakan indeks jenis pompa, yang memakai kapasitas dan tinggi tekan yang diperoleh pada titik efisiensi maksimum. Dalam rumus dapat dituliskan:

$$N_s = N \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots (14)$$

di mana:

$$N = \text{Putaran pompa [rpm]}$$

$$Q = \text{Kapasitas pompa [m}^3\text{/dtk]}$$

$$H = \text{Head total pompa [m]}$$

2.4 Karakteristik Pompa dan Sistem

2.4.1 Kurva *Head* Kapasitas Pompa dan Sistem

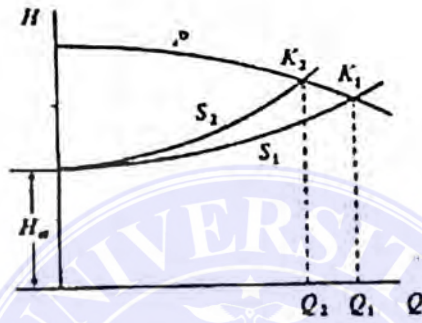
Kurva *head*-kapasitas dari pompa menyatakan kemampuan pompa untuk menentukan *head* H yang besarnya tergantung pada besarnya kapasitas atau laju aliran Q . Dalam operasinya, pompa harus dapat memenuhi *head* yang diperlukan oleh sistem pipa. Karena itu, di samping kurva *head*-kapasitas dari pompa perlu diketahui pula *head* kapasitas dari sistem.

Besarnya *head* sistem, yaitu *head* yang diperlukan untuk mengalirkan zat cair melalui sistem pipa, adalah sama dengan *head* untuk mengatasi kerugian gesek ditambah *head* statis sistem. *Head* statis ini adalah *head* potensial dari beda ketinggian permukaan dan beda tekanan statis pada kedua permukaan zat cair di tadah isap dan di tadah keluar.

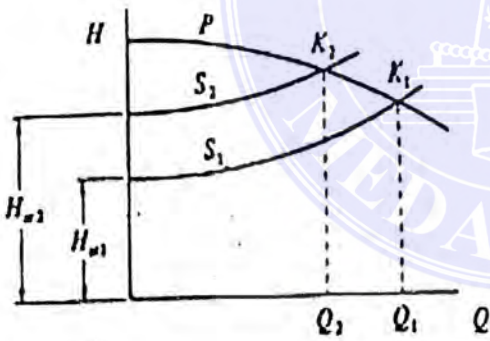
Titik perpotongan antara kurva *head*-kapasitas dari pompa dan dari sistem merupakan titik kerja pompa dan sistem. Pada titik ini *head* yang diperlukan oleh sistem sama dengan *head* yang dapat diberikan oleh pompa pada laju aliran yang sama.

Kurva *head*-kapasitas dari sistem dapat berubah misalnya karena *head* statis atau tahanan sistem pipa berubah. Jika hal demikian terjadi maka titik kerja pompa-sistem juga akan berubah. Gambar 2 memberikan contoh dimana kurva H - Q sistem berubah dari S_1 menjadi S_2 karena *head* statisnya naik dari H_{st1} menjadi H_{st2} . Di sini titik kerja berubah dari K_1 ke

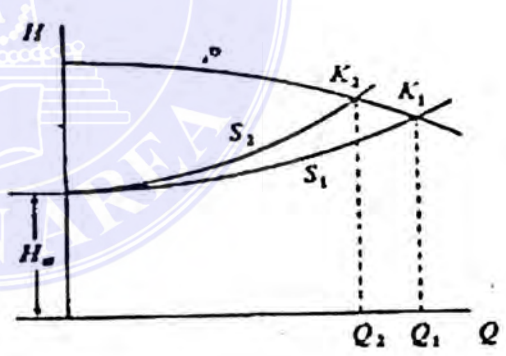
K_2 dan laju aliran berubah dari Q_1 menjadi Q_2 . Gambar 3 memberikan contoh perubahan kurva sistem dari S_1 menjadi S_2 karena kenaikan tahanan sistem pipa. Kenaikan tahanan semacam ini dapat terjadi karena misalnya karena katup pengatur aliran diperkecil pembukaannya. Di sini titik kerja akan berubah dari K_1 ke K_2 dan laju aliran mengecil dari Q_1 menjadi Q_2 .



Gambar 2.25 Kurva Head-Kapasitas dari pompa (P) dan sistem (S)



Gambar 2.26 Variasi head statis



Gambar 2.27 Variasi head tahanan

Bila daerah kerja pompa berubah seperti diberikan dalam contoh di atas maka perlu dijaga beberapa hal berikut ini.

2.4.2 Operasi Dengan Kapasitas Tak Penuh

Bila pompa dioperasikan dengan kapasitas kurang dari harga normalnya, maka beberapa masalah ini dapat timbul. Pada kapasitas aliran sangat kecil (mendekati nol) pompa dapat menjadi panas. Pada kapasitas rendah, gaya radial pada *impeller* akan bertambah besar. Pada pompa dengan N_s besar seperti pompa aliran aksial, akan terjadi kenaikan daya poros. Pada operasi di dekat kurva karakteristik yang menurun pada pompa aksial dapat timbul bunyi dan getaran.

Pada umumnya kerugian yang terjadi dalam pompa adalah dalam bentuk panas yang akan dibawa keluar oleh zat cair. Namun pada operasi dalam keadaan katup keluar tertutup atau terbuka sangat kecil maka kerugian akan meningkat sedangkan panas yang dibawa keluar sangat sedikit. Maka temperatur pompa akan naik dengan cepat. Kenaikan temperatur ini dapat dihitung dengan rumus berikut jika radiasi dari permukaan dinding pompa diabaikan.

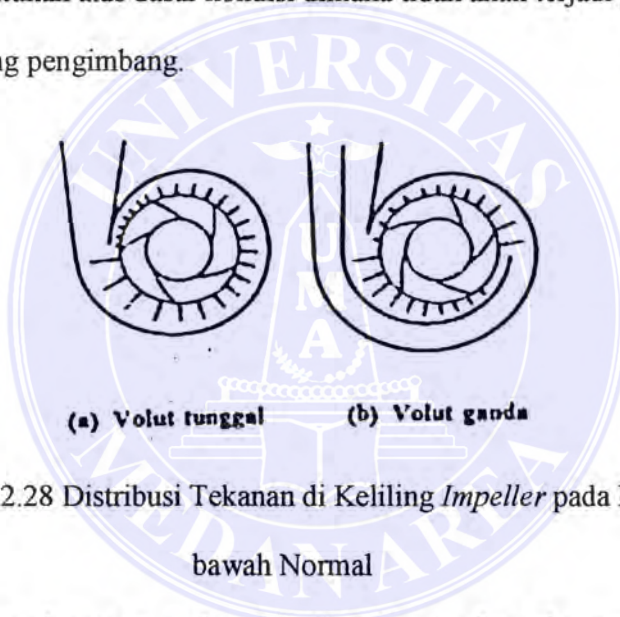
$$\Delta t = \frac{(1-\eta)H}{427\eta} \dots\dots\dots (15)$$

Dimana:

- t = kenaikan temperatur (°C)
- H = *head* total pompa pada titik operasi
- η = efisiensi pompa pada titik operasi

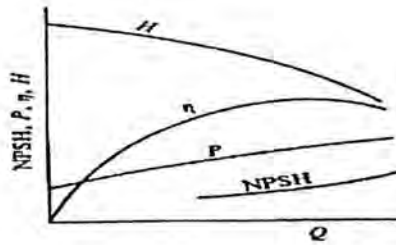
Jika pompa dengan *head* tinggi dioperasikan pada kapasitas dekat keadaan katup tertutup maka temperatur akan naik dan akan menimbulkan kesulitan seperti kavitasi, penguapan zat cair yang bocor ke sisi isap *impeller* melalui cincin perapat, penguapan zat cair dengan temperatur

tinggi di dalam cakram pengimbang atau torak pengimbang. Kesulitan-kesulitan ini khususnya akan sangat mempengaruhi pompa-pompa yang bekerja dengan zat cair panas. Untuk mengatasinya, sebagian zat cair terpaksa harus dibocorkan keluar bila laju aliran menjadi sangat kecil, untuk mencegah naiknya temperatur melebihi batas maksimumnya. Pada umumnya batas kenaikan temperatur yang diizinkan adalah 10°C di atas harga normalnya. Namun dalam hal pompa air pengisi ketel yang bekerja pada temperatur sangat tinggi, batas kenaikan temperatur yang diizinkan harus ditentukan atas dasar kondisi dimana tidak akan terjadi penguapan di dalam ruang pengimbang.



Gambar 2.28 Distribusi Tekanan di Keliling *Impeller* pada kapasitas di bawah Normal

Pada pompa dengan rumah volut, jika dioperasikan dengan kapasitas di bawah normal maka tekanan di dalam volut akan bervariasi di sekeliling *impeller*. Hal ini akan menimbulkan gaya gaya radial yang tak seimbang pada *impeller*. Gaya ini demikian besar hingga setelah sebuah pompa volut bekerja cukup lama dengan kapasitas tak penuh, porosnya dapat patah. Jadi bila mungkin, pemakaian pompa pada kapasitas tak penuh sejauh mungkin dihindari.



Gambar 2.29 Kurva-kurva Karakteristik dari Sebuah Pompa Berputaran Spesifik Rendah

Namun jika dalam pemakaian tertentu operasi pompa dengan beban tak penuh harus dilakukan dalam jangka waktu cukup lama, harus diambil langkah-langkah tertentu. Salah satu tindakan yang dapat ditempuh adalah meminta terlebih dahulu nasehat dari pabrik pembuat pompa yang bersangkutan serta memakai pompa dengan konstruksi khusus. Suatu contoh pompa dengan konstruksi khusus dimana gaya radial di dalam sebuah rumah volut ganda dapat menjadi kurang lebih seimbang walaupun dalam keadaan bekerja pada kapasitas sebagian.

2.4.3 Operasi Pada Kapasitas Melebihi Normal

Beberapa masalah akan timbul selama operasi sebuah pompa apabila kapasitasnya melebihi harga pada titik efisiensi optimumnya. Masalah ini berupa kenaikan daya poros pada pompa sentrifugal berkecepatan spesifik rendah, serta terjadinya kavitasi.

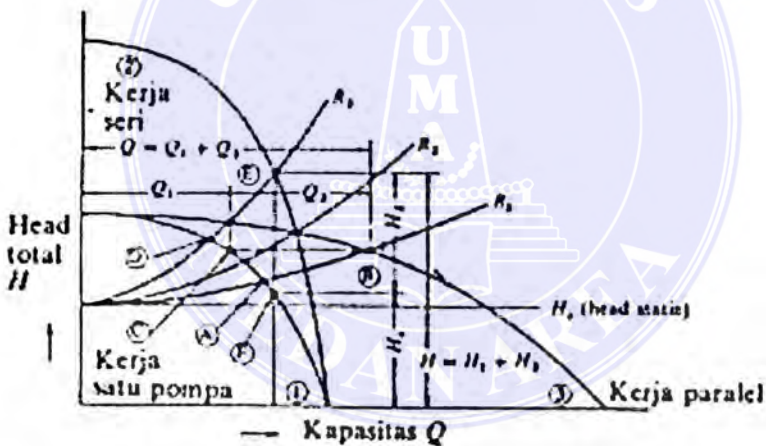
Jika pompa sentrifugal dengan n_s rendah dioperasikan pada kapasitas di atas harga normalnya, maka daya poros akan naik melebihi daya normalnya. Untuk mengatasi hal ini harus dipilih motor penggerak dengan daya yang cukup besar sesuai dengan pola operasi pompa yang berlaku agar motor tidak mengalami pembebanan lebih. Jika cara ini tidak

mungkin dilakukan maka laju aliran dalam pipa harus dibatasi dengan memasang katup pengatur atau cara lain.

Seperti juga telah disinggung, NPSH yang diperlukan akan naik pada laju aliran yang melebihi harga normalnya. Jadi diperlukan NPSH pada laju aliran maksimum yang lebih besar daripada NPSH yang diperlukan. Jika hal ini tidak mungkin, maka laju aliran harus dibatasi dengan katup pengatur aliran agar tidak terjadi kavitasi.

2.4.4 Operasi Seri dan Operasi Paralel

Jika *head* atau kapasitas yang diperlukan tidak dapat dicapai dengan satu pompa saja, maka dapat digunakan dua pompa atau lebih yang disusun secara seri atau paralel.



Gambar 2.30 Operasi seri dan paralel dari pompa-pompa dengan karakteristik yang sama

Gambar di atas menunjukkan kurva *head*-kapasitas dari pompa-pompa yang mempunyai karakteristik yang sama yang dipasang secara seri atau paralel. Dalam gambar ini kurva untuk satu pompa tunggal diberi tanda 1 dan untuk susunan seri yang terdiri dari dua buah pompa diberi tanda 2.

Harga *head* kurva 2 diperoleh dari harga *head* kurva 1 dikalikan dua untuk harga kapasitas Q yang sama. Kurva untuk susunan paralel yang terdiri dari dua buah pompa diberi tanda 3. Harga kapasitas Q kurva 3 ini diperoleh dari harga kapasitas pada kurva satu dikalikan dua untuk *head* yang sama.

Dalam gambar ditunjukkan pula tiga buah kurva *head*-kapasitas yaitu R_1 , R_2 dan R_3 . Kurva R_3 menunjukkan tahanan yang lebih tinggi dibandingkan dengan R_2 dan R_1 .

Jika sistem mempunyai kurva *head* kapasitas R_3 , maka titik kerja pompa 1 akan terletak di D. Jika pompa ini disusun seri sehingga menghasilkan kurva 2 maka titik kerjanya akan berpindah ke E. Disini terlihat bahwa *head* di titik E tidak sama dengan dua kali lipat *head* di D, karena ada perubahan (berupa kenaikan) kapasitas.

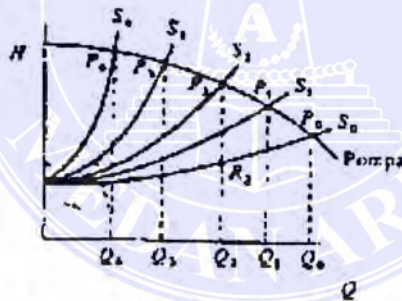
Sekarang jika sistem mempunyai kurva *head*-kapasitas R_1 maka titik kerja pompa 1 akan terletak di A. Jika pompa ini disusun paralel sehingga menghasilkan kurva 3, maka titik kerjanya akan berpindah ke B. Disini terlihat bahwa kapasitas di titik B tidak sama dengan dua kali lipat kapasitas di titik A, karena ada perubahan (kenaikan) *head* sistem.

Jika sistem mempunyai kurva karakteristik seperti R_2 maka laju aliran akan sama untuk susunan seri maupun paralel. Namun jika karakteristik sistem adalah seperti R_1 dan R_3 maka akan diperlukan pompa dalam susunan seri atau paralel. Susunan paralel pada umumnya diperlukan untuk laju aliran besar, dan susunan seri untuk *head* yang tinggi pada titik operasi. Untuk susunan seri, karena pompa kedua mengisap zat

cair bertekanan dari pompa pertama, maka perlu perhatian khusus dalam hal kekuatan konstruksi dan kerapatan terhadap kebocoran dari rumah pompa.

2.4.5 Pengaturan Kapasitas

Laju aliran yang dibutuhkan dalam suatu instalasi pompa tidak selalu tetap. Karena itu kapasitas aliran harus dapat diatur sesuai dengan kebutuhan. Ada berbagai cara untuk mengatur kapasitas ini antara lain dengan mengatur katup, mengatur kecepatan putaran pompa, mengatur sudu pompa, mengatur jumlah pompa dan pengaturan dengan *reservoir*. Namun dalam laporan tugas akhir ini hanya cara pertama yang akan dilakukan, yakni pengaturan katup. Katup pengatur dipasang di pipa keluar pompa. Aliran diatur dengan jalan menghambat aliran dengan merubah-ubah pembukaan katup ini.



Gambar 2.31 Pengaturan Katup

Gambar memperlihatkan kurva *head*-kapasitas dari pompa dan sistem serta titik-titik kerjanya. Jika katup dibuka penuh maka sistem mempunyai kurva karakteristik S_0 . Apabila pembukaan katup semakin diperkecil maka kurva sistem akan berubah dari S_0 menjadi $S_1, S_2, S_3, S_4, \dots$. Titik operasi pompa juga akan berubah dari P_0 menjadi $P_1, P_2, P_3, P_4, \dots$. Dengan

demikian kapasitas akan berkurang dari Q_0 menjadi $Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, \dots$

Pengaturan katup merupakan cara yang paling sederhana karena hanya menggunakan peralatan berupa katup. Namun pada pengaturan ini terjadi kerugian daya yang besar karena tahanan katup. Misalnya jika laju aliran yang dibutuhkan adalah Q_2 maka tahanan katup harus dinaikkan hingga titik kerja pompa berubah dari P_0 menjadi P_2 . Maka disini terjadi kerugian *head* sebesar P_2R_2 . Dari gambar 2.29 dapat dimengerti bahwa jika tahanan katup semakin diperbesar (untuk mendapatkan Q yang semakin kecil) maka kerugian *head* juga akan semakin besar. Inilah kerugian dari sistem pengaturan katup.



BAB III

METODE PENELITIAN

Dalam melaksanakan dan menyelesaikan tugas akhir ini, maka ada beberapa langkah yang akan dilalui yaitu:

3.1 Tahap Persiapan

Merupakan tahap awal dengan mempersiapkan hal-hal seperti peninjauan sepintas tugas akhir, mempersiapkan proposal dan surat keterangan judul skripsi. Pengajuan judul dilakukan untuk mengetahui judul skripsi apa yang akan dibawa pada saat proses seminar dan sidang nantinya sebagai persyaratan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Fakultas Teknik Mesin Universitas Medan Area.

3.2 Studi Literatur

Mempelajari buku-buku perpustakaan, karangan ilmiah, dan artikel yang berhubungan dengan permasalahan Tugas Akhir sehingga nantinya diperoleh teori-teori yang sesuai dengan skripsi. Atau setelah pengajuan judul diberikan baru mencari referensi untuk mendukung bahan bacaan yang ada sebagai acuan untuk membuat tugas akhir.

3.3 Tinjauan Lapangan

Melihat dan mempelajari secara langsung tentang cara metode dan sistem yang ada sekaligus mengadakan wawancara atas hal-hal yang dianggap perlu. Tinjauan lapangan dilakukan untuk mencocokkan hasil yang didapat dari studi literatur dengan yang ada di lapangan.

Dalam hal ini pengajuan proposal dilakukan untuk memenuhi syarat-syarat pengajuan tugas akhir dalam mengumpulkan data yang berhubungan dengan judul proposal (skripsi), menganalisa dan mengevaluasi data yang diperoleh berdasarkan teori-teori yang digunakan.

3.5 Seminar

Setelah pengajuan proposal dilakukan maka dilakukan pengajuan seminar (penulisan daftar laporan) tugas akhir tentang judul yang dibawa.

3.6 Pengumpulan Data

Pengumpulan data dilakukan setelah proses seminar selesai untuk melengkapi data-data yang ada sehingga dalam penyusunan tugas akhir nanti tidak ada keraguan. Adapun metode pengumpulan data yang dilakukan adalah:

1. Melakukan pengamatan langsung
2. Mengadakan wawancara
3. Mengadakan studi arsip perusahaan yang dianggap perlu
4. Mendiskusikan dengan pihak terkait di perusahaan dan pembimbing
5. Setelah sidang dilakukan maka selesai tugas akhir yang dibuat.

3.7 Analisa Perhitungan

Analisa perhitungan dilakukan setelah proses pengambilan data selesai dilakukan sehingga dalam proses analisa perhitungan nantinya sesuai dengan data yang ada dan rumus-rumus yang digunakan.

3.8 Sidang

Setelah proses-proses di atas selesai maka dilakukan sidang tugas akhir guna mempertanggungjawabkan apa-apa saja yang sudah dilakukan dalam

pembuatan tugas akhir dan yang telah dapat asistensi kepada pihak perusahaan atau dosen pembimbing.

3.9 Penyelesaian Laporan

Adapun hasil dari sidang diselesaikan pada laporan akhir. Laporan akhir ini bisa juga berisi revisi-revisi akhir yang dikemukakan ketika sidang. Setelah laporan akhir ini diterima oleh pihak penguji dan dosen pembimbing, maka selesai lah tugas sarjana ini.



BAB IV

PEMBAHASAN

4.1 Penetapan Spesifikasi Pompa

4.1.1 Kapasitas Pompa

Penentuan kapasitas pompa ini didasarkan pada penjumlahan kebutuhan debit air pada setiap alat penukar kalor yang ada pada turbin generator, yakni sebagai berikut:

- Generator Air Cooler: 1700 [liter/menit]
- Heat exchanger pada Generator Upper Guide Bearing Oil: 50 [liter/menit]
- Heat exchanger untuk Generator Thrust and Lower Guide Bearing Oil: 470 [liter/menit]
- Heat exchanger pada Turbin Guide Bearing Oil: 80 [liter/menit]

Jadi, total kapasitas pompa yang diperlukan adalah 2300 [liter/menit] atau sama dengan 0,0383 [m³/dtk]

4.1.2 Kecepatan Aliran

Dari persamaan (2.1), kecepatan aliran (V) bergantung pada kapasitas aliran (Q) dan luas penampang aliran (A). Dengan persamaan kontinuitas maka nilai V ini hanya tergantung pada luas penampang. Karena pada sistem perpipaan ini dipakai diameter pipa yang berbeda-beda, maka kecepatan alirannya pun berbeda-beda.

Ada lima diameter pipa yang digunakan yaitu pipa 8 inci, 6 inci, 5 inci, 3 inci dan 1,5 inci. Adapun nilai diameter dalam (d_{in}) dan luas

penampang aliran masing-masing pipa dapat ditentukan dari tabel schedule pipa yakni sebagai berikut:

Pipa	D in [m]	A [m ²]
Pipa 8 inci	0,2027	0,0323
Pipa 6 inci	0,1541	0,0186
Pipa 5 inci	0,1282	0,0129
Pipa 3 inci	0,0779	0,0048
Pipa 1,5 inci	0,0409	0,0013

Tabel 4.1 Luas Penampang Pipa

Perhitungan kecepatannya sebagai berikut:

- Untuk pipa 8 inci

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

$$V = \frac{0,0383}{0,0323} = 1,19 \text{ [m/dtk]}$$

- Untuk pipa 6 inci

$$V = \frac{0,0383}{0,0186}$$

$$= 2,1 \text{ [m/dtk]}$$

- Untuk pipa 5 inci, 3 inci dan 1,5 inci, tidak lagi digunakan nilai $Q = 0,0383 \text{ [m}^3\text{/dtk]}$ karena pipa-pipa kecil ini adalah pipa-pipa masing-masing untuk Generator Air Cooler 1700 [liter/menit], Heat exchanger Generator Thrust and Lower Guide Bearing Oil 470 [liter/menit], Heat exchanger Generator Upper Guide Bearing Oil 50

[liter/menit] dan Heat exchanger pada Turbin Guide Bearing Oil 80 [liter/menit].

- Untuk pipa 5 inci

$$V = \frac{1700}{\frac{1000 \times 50}{0,0129}} = 2,20 \text{ [m/dtk]}$$

- Untuk pipa 3 inci

$$V = \frac{470}{\frac{1000 \times 50}{0,0048}} = 1,6 \text{ [m/dtk]}$$

- Untuk pipa 1,5 inci

$$V = \frac{50}{\frac{1000 \times 50}{0,0013}} = 0,64 \text{ [m/dtk]}$$

$$V = \frac{80}{\frac{1000 \times 50}{0,0013}} = 1,03 \text{ [m/dtk]}$$

4.1.3 Head Pompa

Head pompa dalam perencanaan ini selain mampu menekan air sampai ke titik alat penukar kalor tertinggi, cukup untuk menanggulangi rugi-rugi tekanan, juga mampu memberikan tekanan yang dibutuhkan pada masing-masing alat penukar kalor. Perhitungan head dapat ditentukan dari gambar isometrik sistem perpipaan air pendingin yang ada pada lampiran.

4.1.4 Head Head Statis

Dari gambar terlihat bahwa pompa akan menekan air pendingin ke empat buah alat penukar kalor yang mempunyai ketinggian yang berbeda. Rangkaiannya pun tersusun paralel. Head pompa harus mencukupi kebutuhan tekanan alat penukar yang paling besar. Dari gambar, memang terlihat bahwa generator air cooler berada pada posisi yang paling tinggi namun ini tidak berarti bahwa generator air cooler memerlukan tekanan yang paling besar. Ini masih tergantung losses pada sistem perpipaan masing.

Karena itu, penghitungan head statis dibedakan tiga untuk masing-masing alat penukar kalor.

- Head statis Generator Air Cooler = 10,29 [m]
- Head statis Heat exchanger untuk Generator Upper Guide Bearing Oil = 6,56 [m]
- Head statis Heat exchanger pada Generator Thrust and Lower Guide Bearing Oil = 6,26 [m]
- Head statis Heat exchanger pada Turbin Guide Bearing Oil = 3.36 [m].

4.1.5 Head Losses

Untuk memudahkan, maka perhitungan head losses dibedakan menjadi 6 bagian yakni sebagai berikut:

- Sisi isap diameter pipa 8 inci
- Sisi tekan diameter pipa 8 inci
- Sisi tekan diameter pipa 6 inci

- Sisi pipa menuju generator air cooler diameter 5 inci
- Sisi pipa menuju heat exchanger Upper diameter 1,5 inci
- Sisi pipa menuju heat exchanger thrust and lower diameter 3 inci
- Sisi pipa menuju heat exchanger turbin guide bearing diameter 1,5 inci

4.1.5.1 Sisi Isap Diameter Pipa 8 inci

- Head Losses Peralatan

Head losses peralatan dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel 4.2 Nilai k sisi isap 8 inci

Peralatan	Jumlah	k satuan	Nilai k
Elbow 90 long radius	1	0,15	0,15
Tee (aliran cabang)	2	0,58	1,16
Katup Bola	1	5,80	5,80
Katup Gerbang	1	0,07	0,07
Reducer	1	0,07	0,07
Total k			7,25

Maka head losses peralatannya:

$$\begin{aligned}
 hl &= \frac{k v^2}{2g} \\
 &= \frac{7,25 \times 1,19^2}{2 \times 981} \\
 &= 0,52 \text{ [m]}
 \end{aligned}$$

- Head Losses Gesekan Pipa

Menentukan bilangan Reynold (Re)

$$Re = \frac{v D}{\nu}$$

Nilai viskositas kinematik diambil pada suhu 20°C = 1,076 x 10⁻⁶. Maka,

$$Re = \frac{1,19 \times 0,2027}{2,076 \times 10^{-6}}$$

$$= 224176$$

Untuk pipa berbahan wrough cast iron diambil nilai kekasaran $\epsilon = 0,00026$

Nilai koefesien kerugian gesek diambil dari persamaan:

$$f = \frac{1,325}{[\ln(\frac{\epsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{(Re)^{0,9}})]^2}$$

$$= \frac{1,325}{[\ln(\frac{0,00026}{3,7 \times 0,2027} + \frac{5,74}{(224176)^{0,9}})]^2}$$

$$= 0,022$$

Maka head losses gesekan pipa

$$hf = \frac{f L V^2}{D \cdot 2g}$$

$$= \frac{0,022 \times 7,0874 \times 1,33^2}{0,2027 \times 2 \times 9,81} = 0,069 \text{ [m]}$$

Head losses total di sisi isap 8 inci = 0,52 + 0,069 = 0,589 [m]

4.1.5.2 Sisi Tekan Diameter Pipa 8 inci

- Head Losses Peralatan

Head losses peralatan dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel 4.3 Nilai k sisi tekan 8 inci

Peralatan	Jumlah	k satuan	Nilai k
Elbow 90 long radius	8	0,15	1,2
Tee (aliran utama)	3	0,1	0,3
Tee (aliran cabang)	1	0,58	0,58

Katup Gerbang	1	0,07	0,07
Reducer	1	0,07	0,07
Total k			19,62

Tabel 4.3 Nilai k sisi tekan 8 inci

Maka head losses peralatannya:

$$\begin{aligned}
 h_l &= \frac{kV^2}{2g} + \text{head losses strainer} \\
 &= \frac{19,62 \times 1,19^2}{2 \times 9,81} + 0,6 \\
 &= 2,02 \text{ [m]}
 \end{aligned}$$

- Head Losses Gesekan Pipa

Karena pipa berbahan sama dan mempunyai diameter yang sama dengan pipa sisi isap, maka nilai koefisien gesek f juga sama. Yang berbeda hanya panjang pipa L.

Maka head losses gesekan pipa

$$\begin{aligned}
 h_f &= \frac{fLV^2}{L \cdot 2g} \\
 &= \frac{0,022 \times 19,3815 \times 1,19^2}{0,2027 \times 2 \times 9,81} \\
 &= 0,152 \text{ [m]}
 \end{aligned}$$

Head losses total di sisi tekan 8 inci = 2,02 + 0,152 = 2,172 [m]

4.1.5.3 Sisi Tekan Diameter Pipa 6 inci

- Head Losses Peralatan

Head losses peralatan dapat dilihat pada tabel berikut:

Peralatan	Jumlah	k satuan	Nilai k
Check Valve	5	0,17	0,85

Tabel 4.4 Nilai k sisi tekan 6 inci

Peralatan	Jumlah	k satuan	Nilai k
Check Valve	5	0,17	0,85
Tee (aliran utama)	2	0,61	1,22
Katup Bola	2	5,7	11,40
Check Valve	1	2	2,00
Reducer	1	0,07	0,07
Total k			15,54

Maka head losses peralatannya:

$$\begin{aligned}
 hl &= \frac{k V^2}{2g} + \text{head losses strainer} \\
 &= \frac{15,54 \times 2,1^2}{2 \times 9,81} + 0,6 \\
 &= 4,093 \text{ [m]}
 \end{aligned}$$

- Head Losses Gesekan Pipa

Menentukan bilangan Reynold (Re)

$$Re = \frac{v D}{\nu}$$

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{2,1 \times 0,1541}{1,076 \times 10^{-6}} \\
 &= 300752
 \end{aligned}$$

Maka aliran bertipe turbulen.

Untuk pipa berbahan wrough cast iron diambil nilai kekasaran $\epsilon = 0,00026$

Sehingga koefisien kerugian gesek,

$$f = \frac{1,325}{\left[\ln\left(\frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{(Re)^{0,9}}\right)\right]^2}$$

$$= \frac{1,325}{\left[\ln\left(\frac{0,00026}{3,7 \times 0,1541} + \frac{5,74}{(300752)^{0,9}}\right)\right]^2}$$

$$= 0,02767$$

Maka head losses gesekan pipa

$$hf = \frac{f L V^2}{1,48 \rho g}$$

$$= \frac{0,02767 \times 5,5379 \times 2,1^2}{0,1541 \times 2 \times 9,81}$$

$$= 0,2639 \text{ [m]}$$

Head losses total di sisi tekan 6 inci = 4,093 + 0,2639 = 4,3569 [m]

4.1.5.4 Sisi Pipa menuju Generator Air Cooler diameter 5 inci

- Head Losses Peralatan

Head losses peralatan dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel 4.5 Nilai k sisi tekan 5 inci

Peralatan	Jumlah	k satuan	Nilai k
Elbow 90 long radius	6	0,19	1,14
Tee (aliran utama)	2	0,14	0,28
Tee (aliran cabang)	1	0,64	0,64
Katup Bola	3	6,00	18,00
Katup Gerbang	1	0,16	0,16
Reducer	1	0,07	0,07
Saluran keluar	1	1,00	1,00
Saluran masuk	1	0,50	0,50
Total k			21,79

Maka head losses peralatannya:

$$\begin{aligned}
 h_l &= \frac{k v^2}{2g} + \text{head losses heat exchanger} \\
 &= \frac{21,79 \times 2,20^2}{2 \times 9,81} + 12,2 \\
 &= 17,575 \text{ [m]}
 \end{aligned}$$

- Head Losses Gesekan Pipa

Menentukan bilangan Reynold (Re)

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{v D}{\nu} \\
 &= \frac{2,20 \times 0,1282}{1,076 \times 10^{-6}} \\
 &= 262118
 \end{aligned}$$

Maka aliran bertipe turbulen.

Untuk pipa berbahan wrought cast iron diambil nilai kekasaran $\epsilon = 0,00026$

Sehingga koefisien kerugian gesek,

$$\begin{aligned}
 f &= \frac{1,325}{\left[\ln\left(\frac{\epsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{(Re)^{0,9}} \right) \right]^2} \\
 &= \frac{1,325}{\left[\ln\left(\frac{0,00026}{3,7 \times 0,1282} + \frac{5,74}{(262118)^{0,9}} \right) \right]^2} \\
 &= 0,024336098
 \end{aligned}$$

Maka head losses gesekan pipa

$$\begin{aligned}
 h_f &= \frac{f L v^2}{D 2g} \\
 &= \frac{0,024336098 \times 10,7595 \times 2,26^2}{0,1282 \times 2 \times 9,81} = 0,5317 \text{ [m]}
 \end{aligned}$$

Head losses total di sisi pipa 5 inci = 17,575 + 0,5317 = 18,1067 [m]

4.1.5.5 Sisi Pipa menuju Heat exchanger Lower dan thrust diameter 3 inci

- Head Losses Peralatan

Head losses peralatan dapat dilihat pada tabel berikut:

Peralatan	Jumlah	k satuan	Nilai k
Elbow 90 long radius	1	0,24	0,24
Tee (aliran utama)	1	0,17	0,17
Tee (aliran cabang)	1	0,72	0,72
Katup Bola	3	7,25	21,75
Saluran keluar	1	1,00	1,00
Saluran masuk	1	0,50	0,50
Total k			24,38

Tabel 4.6 Nilai k sisi tekan 3 inci

Maka head losses peralatannya:

$$\begin{aligned}
 h_l &= \frac{k v^2}{2g} + \text{head losses heat exchanger} \\
 &= \frac{24,38 \times 1,6^2}{2 \times 9,81} + 4,8 \\
 &= 7,981 \text{ [m]}
 \end{aligned}$$

- Head Losses Gesekan Pipa

Menentukan bilangan Reynold (Re)

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{v D}{\nu} \\
 &= \frac{1,6 \times 0,0779}{1,076 \times 10^{-6}} = 115836,43
 \end{aligned}$$

Maka aliran bertipe turbulen.

Untuk pipa berbahan wrough cast iron diambil nilai kekasaran $\epsilon = 0,00026$

Sehingga koefesien kerugian gesek,

$$\begin{aligned}
 f &= \frac{1,325}{\left[\ln\left(\frac{\epsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{(Re)^{0,9}}\right)\right]^2} \\
 &= \frac{1,325}{\left[\ln\left(\frac{0,00026}{3,7 \times 0,0779} + \frac{5,74}{(115836)^{0,9}}\right)\right]^2} \\
 &= 0,02825
 \end{aligned}$$

Maka head losses gesekan pipa

$$\begin{aligned}
 hf &= \frac{fLV^2}{D \cdot 2g} \\
 &= \frac{0,02825 \times 7,482 \times 1,6^2}{0,0779 \times 2 \times 9,81} \\
 &= 0,3540 \text{ [m]}
 \end{aligned}$$

Head losses total di sisi pipa 3 inci = 7,981 + 0,3540 = 8,3350 [m]

4.1.5.6 Sisi Pipa menuju Heat exchanger Upper diameter 1,5 inci

- Head Losses Peralatan

Head losses peralatan dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel 4.7 Nilai k sisi tekan 1,5 inci

Peralatan	Jumlah	k satuan	Nilai k
Elbow 90 long radius	1	0,35	0,35
Tee (aliran utama)	1	0,22	0,22
Tee (aliran cabang)	1	0,90	0,90
Katup Bola	3	10,75	32,25

Saluran masuk	1	0,50	0,50
Total k			35,22

Tabel 4.7 Nilai k sisi tekan 1,5 inci

Maka head losses peralatannya:

$$h_l = \frac{kV^2}{2g} + \text{head losses heat exchanger}$$

$$= \frac{35,22 \times 0,64^2}{2 \times 9,81} + 23,2 = 28,04 \text{ [m]}$$

- Head Losses Gesekan Pipa

Menentukan bilangan Reynold (Re)

$$Re = \frac{vD}{\nu}$$

$$Re = \frac{0,64 \times 0,0409}{1,076 \times 10^{-6}}$$

$$= 24327,18$$

Maka aliran bertipe turbulen. Untuk pipa berbahan wrough cast iron diambil nilai kekasaran $\epsilon = 0,00026$. Sehingga koefesien kerugian gesek,

$$f = \frac{1,325}{[\ln(\frac{\epsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{(Re)^{0,9}})]^2}$$

$$= \frac{1,325}{[\ln(\frac{0,00026}{3,7 \times 0,0409} + \frac{5,74}{(24327)^{0,9}})]^2}$$

$$= 0,03624$$

Maka head losses gesekan pipa

$$hf = \frac{fL \cdot v^2}{D \cdot 2g}$$

$$= \frac{0,03624 \times 4,838 \times 0,64^2}{0,0409 \times 2 \times 9,81}$$

$$= 0,089 \text{ [m]}$$

Head losses total di sisi pipa 1,5 inci = 28,04 + 0,089 = 28,13 [m]

Di atas terlihat bahwa head losses terbesar terdapat pada sisi 1,5 inci yang menuju heat exchanger lower guide bearing. Karena itu nilai head lossesnya diambil sebagai bagian head total pompa.

Karena itu head losses total adalah penjumlahan dari head losses di pipa 8 inci sisi isap, pipa 8 inci sisi tekan, pipa 6 inci dan pipa 1,5 inci.

$$\text{Head losses total} = 0,589 + 2,172 + 4,3569 + 28,13 = 35,2479 \text{ [m]}$$

4.1.6 Head Total Pompa

Untuk menghitung head total pompa, dapat digunakan persamaan:

$$H = h_s + h_l + \frac{1}{2g} (v_d^2 - v_r^2) + \Delta p$$

$\Delta p = 0$ karena ujung sisi isap dan tekan pompa mempunyai tekanan yang sama. Head statis yang digunakan adalah head statis pada lower guide bearing = 6,26 [m]

Maka head total pompa adalah:

$$H = 6,26 + 35,2479 + \frac{1}{2 \cdot 9,81} (1,33^2 - 2,3^2) + 0$$

$$= 41,33 \text{ [m]}$$

Untuk menjaga kerugian-kerugian yang diakibatkan kebocoran-kebocoran dan sebagainya, maka head losses ditambah 15% dari head keseluruhan.

Maka head total pompa adalah:

$$H_{\text{total}} = H + (15\% \cdot H)$$

$$= 41,23 + (15\% \cdot 41,23)$$

$$= 47,5 \text{ [m]}$$

$$= 48 \text{ [m]} \text{ (direncanakan)}$$

4.1.7 Motor Penggerak

Mengingat keuntungan-keuntungannya maka dalam perencanaan ini digunakan motor listrik sebagai motor penggerak. Perhitungan putarannya adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} n &= \frac{60 \cdot I}{P} \\ &= \frac{60 \cdot 50}{2} \\ &= 1500 \text{ [rpm]} \end{aligned}$$

Karena pemindahan daya dari motor ke pompa menggunakan kopel tetap, maka putaran pompa sama dengan putaran elektromotor yakni 1500 rpm.

4.1.8 Kecepatan Putar Spesifik Pompa

Dari perhitungan sebelumnya diperoleh:

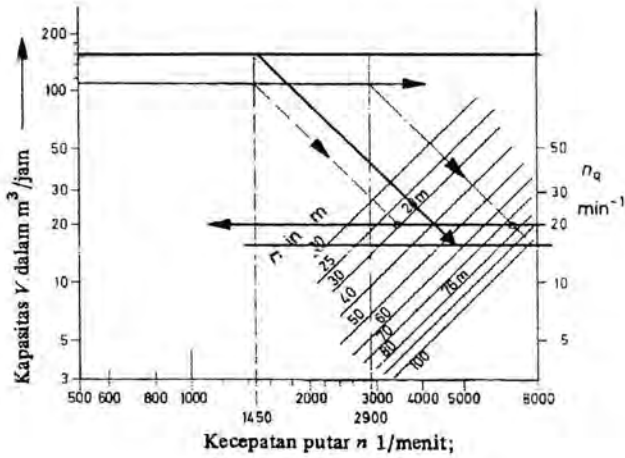
$$n = \text{putaran pompa} = 1500 \text{ [rpm]}$$

$$Q = 0,0383 \text{ [m}^3\text{/dtk]}$$

$$H = 48 \text{ [m]}$$

Dari diagram penentuan kecepatan putar spesifik pada lampiran didapat harga $n_s = 16,5 \text{ [rpm]}$. Untuk harga $n_s = 16,5$ maka impeller pompa yang direncanakan adalah jenis impeller radial. Karena pompa akan digunakan untuk memompa air yang bersih, maka dipakai impeller radial tipe tertutup.

Jumlah tingkat dari pompa sentrifugal yang direncanakan dapat ditentukan dengan menggunakan grafik di bawah ini.



Gambar 4.1 Nilai H'

Dari grafik didapat jumlah tingkat dari pompa sentrifugal:

$$n = 1500 \text{ [rpm]}$$

$$Q = 137,88 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

$$\text{Didapat } H' = 53 \text{ [m]}$$

Maka jumlah tingkat

$$i = H/H'$$

$$= 48/53$$

$$= 0,9$$

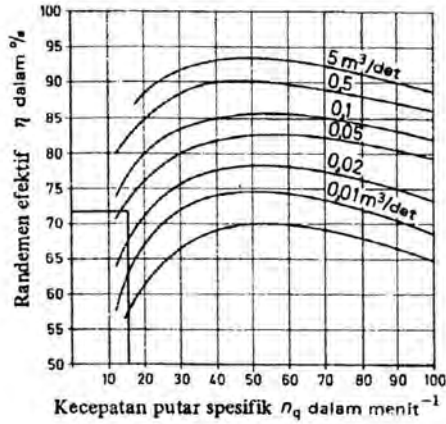
$$= 1 \text{ tingkat}$$

4.1.9 Daya Pompa (Np)

Daya pompa dihitung dengan persamaan (2.8.)

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

Efisiensi pompa (η_p) bisa ditentukan dari grafik di bawah.



Gambar 4.2 Efisiensi pompa

Dari grafik didapat $\eta_p = 0,72$

Sedangkan massa jenis air ρ diambil pada suhu $20^\circ\text{C} = 998,2 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

Maka,

$$N_p = \frac{998,2 \times 9,81 \times 0,0383 \times 48}{0,72}$$

$$= 25003 \text{ [Watt]}$$

$$= 25 \text{ [kW]}$$

4.1.10 Daya Motor Penggerak

Daya motor penggerak pada rancangan ini ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut:

$$N_m = \frac{N_p(1+\alpha)}{\eta_t}$$

dimana:

$$N_m = \text{Daya motor penggerak [kW]}$$

α = Faktor cadangan (lihat tabel)

$$N_p = \text{Daya pompa}$$

η_t = Efisiensi transmisi (lihat tabel)

Tabel 4.8 Perbandingan cadangan

Jenis penggerak mula	A
Motor induksi	0,1 – 0,2
Motor bakar kecil	0,15 – 0,25
Motor bakar besar	0,1 – 0,2

Tabel 4.9 Efisiensi transmisi

Jenis Transmisi		η_t
Sabuk rata		0,9 – 0,93
Sabuk V		0,95
Roda gigi	Roda gigi lurus satu tingkat	0,92 – 0,95
	Roda gigi miring satu tingkat	0,95 – 0,98
	Roda gigi kerucut satu tingkat	0,92 – 0,96
	Roda gigi planiter satu tingkat	0,95 – 0,98
Kopling hidrolis		0,95 – 0,97

$$\begin{aligned}
 Nm &= \frac{25(1+0,2)}{0,97} \\
 &= 30,93kW \\
 &= 31 Kw
 \end{aligned}$$

4.1.11 Spesifikasi Pompa

Dari perhitungan di atas, dapat dibuat spesifikasi pompa yang akan digunakan dalam perencanaan ini yaitu:

- Jenis pompa : Sentrifugal Pump
- Tipe impeller : Impeller jenis radial
- Stage : 1 tingkat
- Diameter suction : 8 inci

Diameter discharge	: 6 inci
Kapasitas pompa	: 0,0383 [m ³ /s]
Head pompa	: 48 [m]
Putaran pompa	: 1500 rpm
Daya pompa	: 25 kW
Motor penggerak	: Elektromotor
Daya motor penggerak	: 31 Kw

4.2 Ukuran-Ukuran Utama Pompa

4.2.1 Sisi Masuk Impeller

Sisi ini memiliki beberapa bagian yang harus diperhitungkan yakni:

- Diameter poros
- Diameter hubung
- Diameter eye impeller
- Diameter inlet vane
- Lebar impeller pada inlet
- Kecepatan tangensial pada inlet
- Sudut vane inlet

4.2.1.1 Diameter Poros (D_s)

Diameter poros dari pompa yang dirancang dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut:

$$d_s = \left[\frac{b \cdot 1}{\bar{v}_u} \cdot K_t \cdot C_L \cdot T \right]^{\frac{1}{2}} \text{ [mm]}$$

Pers (5.1) lit.4.hal 8

dimana:

- d_s = diameter poros [mm]
- K_t = Faktor koreksi baban tumbukan
= 1,0 – 3,0 (diambil 1,5)
- C_b = Faktor koreksi beban lentur
= 1,2 – 2,1 (diambil 1,35)
- $\bar{\tau}_s$ = Tegangan geser izin [kg/mm^2]
- T = Momen Torsi [kg.m]

Untuk menentukan diameter poros, maka terlebih dahulu yang harus dihitung adalah daya rencana (P_d), yaitu dengan menggunakan persamaan:

$$P_d = f_c \cdot N_p \text{ (kW)} \quad \text{Pers (5.2) lit.4.hal 7}$$

dimana:

- f_c = Faktor koreksi
= 1,0 – 1,5 (diambil 1,5)
- N_p = Daya pompa
= 25,0 [kW]

Sehingga:

$$P_d = 1,5 \times 25$$

$$= 37,5 \text{ [kW]}$$

Setelah itu kita cari momen torsi (T) dengan menggunakan persamaan:

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n} \text{ (kg)} \quad \text{Pers (5.3) lit.4.hal 7}$$

dimana:

- n = putaran pompa
= 1500 [rpm]

maka momen torsi (T):

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{43,5}{1500}$$

$$= 28246 \text{ [kg.m]}$$

Dalam perencanaan ini bahan poros direncanakan dari bahan baja tahan karat dengan standart JIS.G.4104, jenis ini SCr 4, dengan kekuatan tarik (σ_t) = 95 kg/mm². Sehingga tegangan geser izin (τ_a) adalah:

$$\bar{\tau}_a = \frac{\sigma_t}{Sf_1 \times Sf_2} \text{ [kg/mm}^2\text{]} \quad \text{Pers (5.4) lit.4. hal 8}$$

dimana:

σ_t = Kekuatan tarik (kg/mm²)

Sf_1 = Faktor keamanan akibat kelelahan

$$= 6 - 10 \text{ (diambil 6)}$$

Sf_2 = Faktor keamanan ditinjau apakah poros diberi alur pasak

$$= 1,3 - 3,0 \text{ (diambil 1,5)}$$

maka:

$$\bar{\tau}_a = \frac{\sigma_t}{Sf_1 \times Sf_2}$$

$$\bar{\tau}_a = \frac{95}{6 \times 1,5}$$

$$\bar{\tau}_a = 10,56 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$$

maka akan diperoleh diameter poros:

$$ds = \left[\frac{5,1}{\bar{\tau}_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot T \right]^{1/3}$$

$$= \left[\frac{5,1}{10,56} \cdot 1,5 \times 1,35 \times 28246 \right]^{1/3}$$

$$= 30,23 \text{ [mm]}$$

Karena adanya pasak, maka diameter poros (D_s) diambil 20% lebih besar dari d_s , sehingga diperoleh:

$$\begin{aligned}
 D_s &= d_s + 0,2 \cdot d_s \\
 &= 30,23 + 0,2 \times 30,23 \\
 &= 36,28 \\
 &= 36 \text{ [mm]}
 \end{aligned}$$

4.2.1.1 Diameter Hubung (D_h)

$$\begin{aligned}
 D_h &= (1,205 \div 1,4) D_s && \text{Pers (5.5) lit.3.hal 260} \\
 &= 1,3 \times 36 \\
 &= 46,89 \\
 &= 47 \text{ [mm]}
 \end{aligned}$$

4.2.1.2 Diameter Eye impeller (D_o)

Diameter eye impeller dapat dicari dengan persamaan berikut:

$$D_o = \left[\frac{Q_o}{\pi \cdot v_o} + D_h^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{Pers (5.6) lit.2.hal 93}$$

dimana:

D_o = Diameter eye impeller (mm)

D_h = Diameter hubung (mm)

Q_o = Kapasitas yang terjadi karena sirkulasi air melalui celah impeller

v_o = Kecepatan masuk eye impeller

Untuk mendapatkan ketelitian dalam perencanaan pompa, maka kapasitas pompa harus lebih besar dari kapasitas yang sebenarnya. Hal ini dimaksudkan karena:

- Adanya kebocoran-kebocoran antara impeller dan casing

- Terjadi sirkulasi aliran dalam pompa

Dengan adanya faktor ini, maka kapasitas air yang mengalir memasuki impeller adalah:

$$Q_o = \frac{Q}{\eta_v} \text{ [m}^3\text{/s]} \quad \text{Pers (5.7) lit.2.hal 34}$$

dimana

Q = Kapasitas pompa

$$= 0,0383 \text{ [m}^3\text{/dtk]}$$

η_v = Efisiensi volumetris

$$= (0,85 \div 0,9)$$

$$= 0,85 \text{ (diambil)}$$

maka

$$\begin{aligned} Q_o &= \frac{Q}{\eta_v} \\ &= \frac{0,0383}{0,85} \\ &= 0,045 \text{ [m}^3\text{/dtk]} \end{aligned}$$

Kemudian ditentukan pula kecepatan masuk eye impeller (V_o). Ini dapat dilihat dari grafik. Dari grafik didapat $V_o = 3 \text{ [m/dtk]}$

Dengan demikian dapat dicari ukuran diameter eye impeller dengan menggunakan persamaan:

$$\begin{aligned} D_o &= \left[\frac{4 \cdot Q_o}{\pi \cdot V_o} + D_h^2 \right]^{\frac{1}{2}} \\ &= \left[\frac{4 \times 0,045}{\pi \cdot 3} + 41^2 \right]^{\frac{1}{2}} \\ &= 0,154 \text{ [m]} \\ &= 154 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

4.2.1.3 Diameter Inlet Vane (D_1)

Diameter inlet vane biasanya sama dengan diameter eye impeller (D_0), untuk memastikan terjadi aliran yang mulus tanpa ada terjadinya turbulensi yang berlebihan. Jadi:

$$D_1 = D_0 = 154 \text{ [mm]}$$

4.2.1.4 Lebar Impeller pada Inlet (b_1)

Besarnya lebar impeller pada sisi masuk dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$b_1 = \frac{Q_0}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{r1} \cdot e_1} \text{ [mm]} \quad \text{Pers (5.8) lit.2.hal 94}$$

dimana:

V_{r1} = Kecepatan radial pada inlet

$$= (1,05 \div 1,1) V_0$$

$$= 1,1 \times 3$$

$$= 3,3$$

e_1 = Contraction factor, karena pengurangan luas saluran air oleh tebal vane

$$= (0,8 \div 0,9), \text{ diambil } 0,85$$

maka:

$$\begin{aligned} b_1 &= \frac{0,045}{3,14 \times 0,154 \times 3,3 \times 0,85} \text{ [m]} \\ &= 0,0332 \text{ [m]} \\ &= 33,2 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

4.2.1.5 Kecepatan Tangensial (Kecepatan Keliling) pada Inlet (U_1)

Kecepatan tangensial pada inlet dapat dicari dengan persamaan berikut ini:

$$\begin{aligned}
 U_1 &= \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \text{ (m/s)} && \text{Pers (5.9) lit.2.hal 34} \\
 &= \frac{3,14 \times 154 \times 1500}{60} \\
 &= 12,09 \text{ [m/dtk]}
 \end{aligned}$$

4.2.1.6 Sudut Vane Inlet (β_1)

$$\begin{aligned}
 \text{tg}\beta_1 &= \frac{v_{r_1}}{U_1} && \text{Pers (5.10) lit.2.hal 94} \\
 &= \frac{3,3}{12,09} \\
 &= 0,273 \\
 \beta_1 &= 15,28 \\
 &= 15^\circ
 \end{aligned}$$

Catatan:

- Dalam prakteknya β_1 sedikit lebih besar dari harga yang didapatkan, ini dilakukan untuk menjaga kontraksi ketika fluida melalui sisi inlet dan prerotation.
- Sudut sisi masuk biasanya berkisar antara $(10^\circ - 25^\circ)$, berarti β_1 memenuhi syarat.

Agar pompa dapat menghasilkan kapasitas yang diinginkan pada efisiensi yang baik, maka sudut β_1 selalu dibesarkan lagi menjadi:

$$\beta_1' = \beta_1 + \delta_1$$

dimana:

$$\begin{aligned}
 \delta_1 &= \text{Sudut incidence} \\
 &= (2^\circ - 6^\circ)
 \end{aligned}$$

Harga yang paling besar adalah untuk perbandingan D_1/D_2 yang paling kecil atau untuk sudu-sudu yang paling pendek, maka nilai yang diambil $\delta_1 = 2^\circ$

Maka:

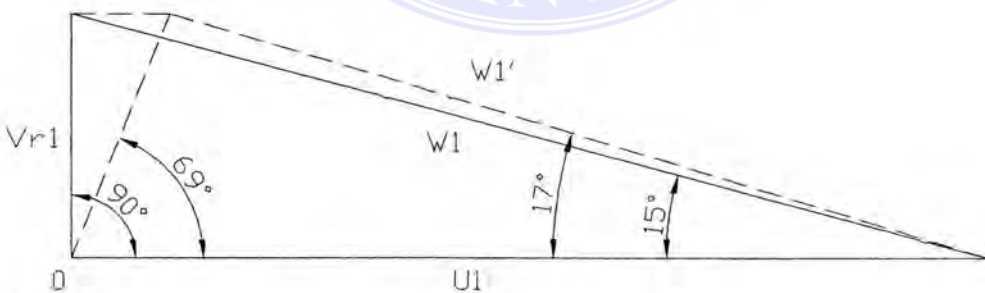
$$\begin{aligned} \beta_1' &= 15^\circ + 2^\circ \\ &= 17^\circ \end{aligned}$$

Jadi:

$$\begin{aligned} W_1 &= \frac{U_1}{\cos \beta_1'} \\ &= \frac{12,09}{\cos 17^\circ} \\ &= 12,64 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_1' &= \frac{V_{r1}}{\sin \beta_1'} \\ &= \frac{3,3}{\sin 17^\circ} \\ &= 11,29 \end{aligned}$$

Setelah itu dapatlah kita gambarkan segitiga kecepatan pada sisi masuk. Di bawah ini dapat kita lihat segitiga kecepatan pada sisi masuk impeller.



Gambar 4.3 Segitiga Kecepatan Masuk

Pada kenyataannya segitiga kecepatan yang terjadi adalah seperti gambar. Sedangkan garis putus-putus adalah yang disebabkan oleh pre-rotation of the fluid dan circulatori flow.

4.2.2 Sisi Keluar Impeller

Sisi ini memiliki beberapa bagian yang harus diperhitungkan yaitu:

- Diameter luar (Outlet) Vane (D_2)
- Lebar outlet Impeller (b_2)
- Kecepatan tangensial (Kecepatan keliling) pada outlet (U_2)
- Sudut keluar Relatif (β_2)
- Komponen Kecepatan Tangensial Teoritis dari Kecepatan Absolut
- Komponen Kecepatan Tangensial akibat adanya Pengaruh Aliran yang Bersirkulasi

4.2.2.1 Diameter Luar (D_2)

$$\begin{aligned}
 D_2 &= (1,8 - 1,4) D_0 \\
 &= 1,6 \times 154 \\
 &= 246 \text{ [mm]}
 \end{aligned}$$

4.2.2.2 Lebar Outlet Impeller (b_2)

$$b_2 = \frac{0,345}{1,1 \cdot D_2 \cdot V_{r2} \cdot e_2} \text{ [mm]} \qquad \text{Pers (5.11) lit.2.hal 98}$$

dimana:

V_{r2} = Kecepatan radial keluar impeller

= (0,85 ÷ 1,0) V_{r1} , ini dimaksudkan untuk mencegah terjadinya perubahan kecepatan tiba-tiba

$$= 0,925 \times 3,3 = 3,05 \text{ [m/dtk]}$$

e_2 = Contraction factor pada outlet (0,9 ÷ 0,95)

$$= 0,925$$

maka

$$b_2 = \frac{Q_0}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{r2} \cdot c_2} = \frac{0,045}{3,14 \times 0,245 \times 3,05 \times 0,925}$$

$$= 0,021 \text{ [m]} = 21 \text{ [m]}$$

4.2.2.3 Kecepatan Tangensial (Kecepatan Keliling) pada Outlet (U₂)

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} \quad \text{Pers (5.12) lit.2.hal 34}$$

$$= \frac{3,14 \times 0,246 \times 1500}{60}$$

$$= 19,34 \text{ [m/dtk]}$$

4.2.2.4 Sudut Keluar Relatif (β₂)

β₂ = (15° – 40°), untuk mendapatkan aliran yang mulus dan kontiniu, sudut β₂ biasanya diambil lebih besar sedikit dari sudut masuk, maka diambil β₂ = 24°

4.2.2.5 Komponen Kecepatan Tangensial Teoritis dari Kecepatan Absolut

$$V_{u2} = U_2 - \frac{V_{r2}}{\text{tg } \beta_2} \text{ (m/s)}$$

$$= 19,34 - \frac{3,05}{\tan 24^\circ}$$

$$= 12,48 \text{ [m/dtk]}$$

4.2.2.6 Komponen Kecepatan Tangensial akibat Aliran yang Bersirkulasi

Aliran yang bersirkulasi akan mengakibatkan berkurangnya kecepatan absolute V₂ yang juga akan mengurangi head teoritis dan komponen kecepatan tangensial V_{u2} (Victual Tangensial Component) yang dinyatakan dengan:

$$\eta_s = \frac{Vu'_2}{Vu_2} (\%)$$

dimana:

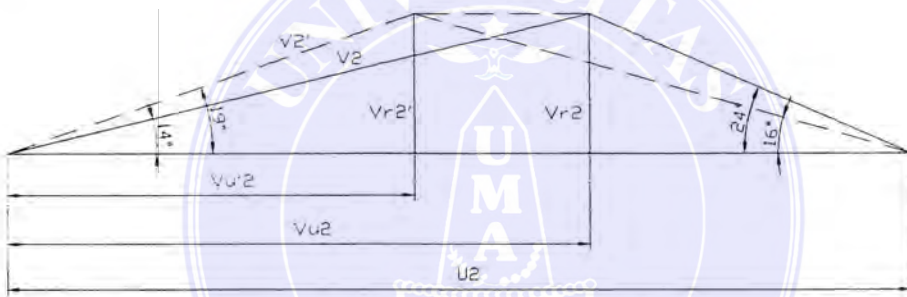
η_s = Circulatori flow coefesient = (0,65 – 0,75)%, diambil 0,7

Vu'_2 = Komponen kecepatan tangensial pengaruh circulatory flow (m/s)

maka:

$$\begin{aligned} Vu'_2 &= \eta_s \cdot Vu_2 \\ &= 0,7 \cdot 12,48 \\ &= 8,74 \text{ [m/dtk]} \end{aligned}$$

Di bawah berikut dapat dilihat gambar segitiga kecepatan untuk keluar:



Gambar 4.4 Segitiga Kecepatan Keluar

Bila pompa dioperasikan, maka fluida akan mengalir dari pipa isap searah dengan sumbu pompa memasuki impeller dengan kecepatan masuk mutlak V_1 . Karena impeller bergerak maka arah V_1 akan berubah menjadi arah relatif yang disebut dengan kecepatan masuk relatif.

Saat meninggalkan impeller fluida mengalami kecepatan relatif W_2 , dengan arah yang sama dengan garis singgung sisi keluar impeller. Dengan kecepatan keliling U_2 membuat resultan V_2 (kecepatan keluar mutlak). Sedangkan W_2 dan V_2 membuat sudut β_2 dan α_2 terhadap U_2 .

4.2.3 Vane Shape (Bentuk Vane)

Terusan vane tidak terlalu panjang, karena ini menambah kerugian gesek dan setiap kali terjadi perubahan luas penampang, sedikit demi sedikit akan dapat menghindari kerugian akibat aliran turbulen. Ada dua cara yang baik untuk membangun bentuk vane, yaitu:

- Tangen arcus
- Polar Coordinate

4.2.3.1 Tangen Arcus

Dengan cara ini impeller dibagi ke dalam beberapa lingkaran konsentris di antara R1 dan R2. Dan besarnya radius dari keliling busur yang diperoleh dari setiap lingkaran konsentris dapat dihitung dari hubungan berikut:

$$\rho = \frac{Rb^2 - Ra^2}{2(Rb \cos \beta b - Ra \cos \beta a)} \text{ [mm]}$$

dimana:

- indeks a = Menyatakan lingkaran terdekat dengan pusat poros pada satu bagian lingkaran tertentu.
- Indeks b = Menyatakan lingkaran terjauh dengan pusat poros pada satu bagian lingkaran tertentu.

Jarak masing-masing lingkaran konsentrasi diambil sama, yaitu:

$$\Delta R = \left[\frac{R_2 - R_1}{i} \right] \text{ [mm]}$$

dimana:

R1 = jari-jari sudu lingkaran yang melalui tepi sudu bagian dalam

i = Jumlah bagian lingkaran yang konsentris

= 4 (diambil)

maka:

$$R_1 = \frac{D_1}{2}$$

$$= \frac{154}{2} = 77 \text{ [mm]}$$

$$R_2 = \frac{D_2}{2}$$

$$= \frac{246}{2} = 123 \text{ [mm]}$$

Jadi:

$$\Delta R = \left[\frac{123 - 77}{4} \right]$$

$$= 11,55$$

Perubahan besar sudut kelengkungan sudu, yaitu:

$$\Delta\beta = \left[\frac{\beta_2 - \beta_1}{i} \right]$$

$$\Delta\beta = \left[\frac{24 - 15}{4} \right]$$

$$= 2,25$$

Ring (lingkaran)	R [mm]	R ² [mm ²]	B [°]	cos β	R cos β	Rb cos β _b - Rb cos β ₁	R _b ² - R ₁ ² [mm ²]	ρ [mm]
1	77,00	5929	15	0,966	74,379	10,192	1912,103	93,803
B	88,55	7841	17	0,955	84,571	9,793	2178,908	111,246
C	100,10	10020	20	0,943	94,364	9,345	2445,713	130,851
D	111,65	12466	22	0,929	103,710	8,850	2712,518	153,251
2	123,00	15178	24	0,914	112,559			

Tabel 4.10 Ukuran vane dengan tangen arcus

4.2.3.2 Polar Coordinate

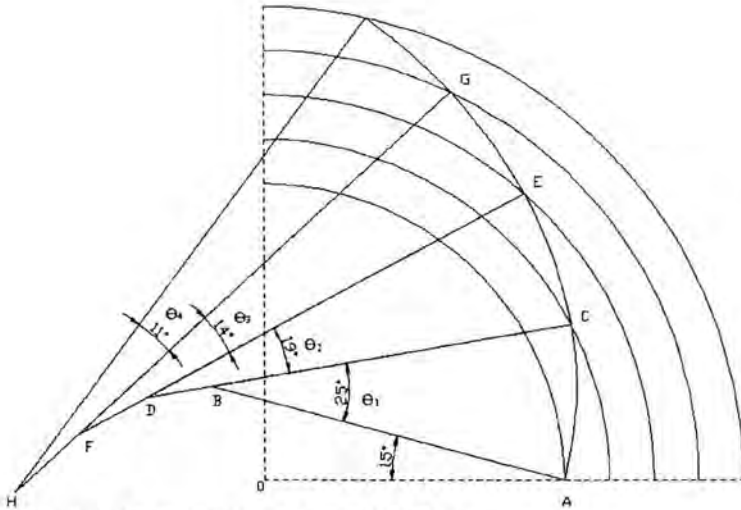
Pada cara ini, setiap titik permukaan sudu adalah direncanakan dengan polar coordinate. Untuk setiap radius R, sudut θ diukur dalam derajat, yaitu mulai dari garis radial (yang diasumsikan) yang mulai perpotongan antara permukaan sudu dengan radius R1 seperti berikut.

$$\theta = \frac{180}{\pi} \int_{R_1}^R \frac{dR}{R \tan \beta}$$

Untuk memudahkan perhitungan pada setiap titik, maka biasanya penyelesaian persoalan dibuat dalam satu tabel. Pada perencanaan ini, bentuk sudu dibangun dengan cara tangen arcus. Dan untuk memudahkan perhitungan maka perhitungan dilakukan dengan menggunakan tabel sebagai berikut:

4.2.3.3 Prosedur Penggambaran Sudu-sudu

- Buat lingkaran-lingkaran yang konsentris 1, b, c, d, dan 2
- Buat garis radial OA dari titik pusat lingkaran konsentris O ke titik A pada lingkaran 1
- Buat garis AB = $\rho_{1-b} = 88,65$ mm membentuk sudut $\beta_1 = 13^\circ$, dengan garis OA di titik A pada lingkaran 1
- Titik B sebagai pusat buat busur lingkaran dengan jari-jari $\beta_{1-b} = 88,65$ mm dari titik C pada lingkaran a
- Berimpit dengan garis CB, buat busur lingkaran dari titik C ke titik E pada lingkaran b
- Untuk busur sudu selanjutnya dapat dibuat sebagaimana prosedur di atas. Kemudian penggambaran sudu dapat dilaksanakan.



Gambar 4.4 Penggambaran sudu impeler

4.2.3.4 Mencari Panjang Sudu

Untuk mencari panjang sudu, mula-mula ditentukan harga θ_1 , θ_2 , θ_3 da θ_4 yang mana dapat dilihat (diukur) pada gambar bentuk sudu yang telah dibuat di atas, dimana dari gambar tersebut diperoleh:

- $\theta_1 = 25^\circ$
- $\theta_2 = 19^\circ$
- $\theta_3 = 14^\circ$
- $\theta_4 = 11^\circ$

panjang sudu dapat dihitung dari persamaan berikut:

$$\text{Panjang sudu} = \frac{\theta}{180} \cdot \pi \cdot \rho$$

maka:

$$\begin{aligned} 1. \text{ Panjang busur AC} &= \frac{0}{180} \times 3,14 \times 93,803 \\ &= 40,91 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 2. \text{ Panjang busur CE} &= \frac{0}{180} \times 3,14 \times 111,246 \\ &= 36,87 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

$$3. \text{ Panjang busur Eg} = \frac{\theta}{180} \times 3,14 \times 130,851$$

$$= 31,96 \text{ [mm]}$$

$$4. \text{ Panjang busur GI} = \frac{\theta}{180} \times 3,14 \times 153,251$$

$$= 29,41 \text{ [mm]}$$

Jadi panjang sudu adalah = 139,14 [mm]

4.2.3.5 Jumlah Sudu (z)

Banyaknya sudu dari suatu impeller pompa ditentukan dengan hubungan berikut:

$$z = 6,5 \left[\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right] \sin \beta_m$$

dimana:

z = jumlah sudu

D1 = diameter dalam sudu

D2 = diameter luar sudu

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

$$= \frac{24 + 15}{2}$$

$$= 19,5^\circ$$

maka:

$$z = 6,5 \left[\frac{246 + 154}{246 - 154} \right] \sin 19,5^\circ$$

$$= 9,3$$

$$= 9$$

Jumlah sudu yang biasanya dipakai antara 5 – 12 buah, berarti jumlah ini yang didapat dari perhitungan masih dalam batas ketentuan.

4.2.3.6 Jarak antara Sudu-sudu

Untuk sis isap (t_1)

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_0}{z}$$

$$= \frac{3,14 \cdot 154}{9}$$

$$= 53,73 \text{ [mm]}$$

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{z}$$

$$= \frac{3,14 \cdot 364}{9}$$

$$= 85,97 \text{ [mm]}$$

4.2.3.7 Lebar Laluan Sepanjang Sudu (b)

Untuk menghitung lebar laluan impeller pada berbagai radius yang bervariasi, maka dapat dihitung sebagai berikut:

a. Faktor kontraksi (e)

$$e = \frac{\pi \cdot D_0 - \frac{z \cdot t}{\sin \beta}}{\pi \cdot D_0} \text{ (mm)}$$

dimana:

$$D_0 = \text{diameter eye impeller}$$

$$= 154 \text{ [mm]}$$

$$Z = \text{jumlah sudu}$$

$$= 9$$

t = tebal sudu normal, ditentukan:

$$t_1 = 5 \text{ mm (untuk inlet)}$$

$$t_2 = 6 \text{ mm (untuk outlet)}$$

b. Harga-harga tebal sudu normal dianggap berubah sepanjang sudu (Δt)

$$\Delta t = \frac{l_n - l_i}{i}$$

$$= \frac{6 - 5}{4}$$

$$= 0,25 \text{ [mm]}$$

c. Perubahan besar sudut kelengkungan ($\Delta\beta$)

$$\Delta\beta = 2,25^\circ \text{ (sudah dihitung sebelumnya)}$$

d. Perubahan kecepatan radial (ΔV_r)

$$\Delta V_r = \frac{V_{r_1} - V_{r_2}}{i}$$

$$= \frac{3,3 - 3,05}{4}$$

$$= 0,0619 \text{ [m/dtk]}$$

Maka, lebar laluan (b) sepanjang sudu:

$$b = \frac{Q_o}{\pi \cdot V_r \cdot e \cdot L_o} \text{ (mm)}$$

dimana:

D_o = Diameter eye impeller (mm)

V_r = Kecepatan radial (mm)

Q_o = Kapasitas aliran (m^3/s)

b = Lebar laluan sepanjang sudu (mm)

Selanjutnya dari rumus di atas, diperoleh tabel perhitungan untuk mendapatkan lebar laluan (b) sebagai berikut:

Rin g	R [mm]	D [mm]	$\pi.D$ [mm]	t	$\sin \beta$	$z.t/\sin$ β	$\pi.D-$ ($z.t/\sin$ $n \beta$)	e	Vr	Qo	b [mm]
i	77,00	154	483,5 6	5,00	0,259	173,9 5	309,6 1	0,64 0	3,30	0,050 4	34,95
b	88,55	177	556,0 9	5,25	0,296	159,4 2	396,6 8	0,82 0	3,24	0,050 4	30,72
c	100,1 0	200	628,6 3	5,50	0,334	148,3 6	480,2 7	0,99 3	3,18	0,050 4	27,54
d	111,6 5	223	701,1 6	5,75	0,370	139,7 2	561,4 4	1,16 1	3,11	0,050 4	25,07
2	123,0 0	246	773,7 0	6,00	0,407	132,8 3	640,8 7	1,32 5	3,05	0,050 4	23,10

Tabel 4.11 Perhitungan lebar laluan sepanjang sudu

4.2.3.8 Pemeriksaan terhadap Kerugian Kebocoran

Kerugian kebocoran terjadi akibat adanya bocoran-bocoran fluida yang tidak memungkinkan melalui delivery valve. Kebocoran-kebocoran ini terjadi karena tidak mungkin memasang seal atau packing sedemikian ketatnya sehingga tidak terjadi kebocoran-kebocoran. Juga terjadi kebocoran fluida yang mengalir kembali ke zona yang bertekanan rendah. Besarnya kerugian tersebut diperbolehkan antara 2 – 10 % dari kapasitas pompa keseluruhan.

Air pada sisi tekan impeller mempunyai tekanan yang lebih besar dari air pada mata impeller. Kerugian kebocoran terjadi karena adanya celah yang

memberi jalan antara impeller yang berotasi dan casing yang diam. Sehingga total laju aliran air melalui impeller adalah penjumlahan besarnya laju kebocoran ditambah dengan laju aliran yang keluar pada sisi tekan impeller. Akibatnya impeller harus membawa air yang lebih banyak dari pada air yang dikeluarkan pompa. Besarnya kapasitas kebocoran harus diketahui, sebab harga tersebut harus ditambahkan pada kapasitas pompa dalam merencanakan dimensi-dimensi impeller.

Untuk memperkecil kapasitas kebocoran tersebut terdapat beberapa variasi tipe wearing ring yang biasa dipakai. Satu dipasang tetap pada impeller dan untuk memperlengkapinya yang satu lagi dipasang pada casing. Besarnya laju kebocoran tergantung pada jenis ring yang dipakai.

Adapun persamaan yang dipakai untuk menghitung besarnya kebocoran pada setiap ring adalah:

$$Q_L = C \cdot A (2 \cdot g \cdot H_{Lr})^{1/2} [m^3/s]$$

dimana:

$$Q_L = \text{Kerugian kebocoran } [m^3/s]$$

$$C = \text{Flow coefficient of discharge } [m]$$

$$A = \text{Leakage area (clearance) } [m]$$

$$g = \text{Percepatan gravitasi} = 9,81 [m/s^2]$$

$$H_{Lr} = \text{Head melalui ring } [m]$$

Leakage area (clearance) adalah:

$$A = \frac{\pi}{2} (D \cdot S) [m]$$

dimana:

$$D = \text{Mean clearance diameter, besarnya diambil lebih besar sedikit dari } D_o$$

dimana

$$D_o = 154 \text{ [mm]}$$

$$= 155 \text{ [mm]}$$

S = Diameter clearance

$$= 0,01 \text{ inch (untuk } D < 6 \text{ inch)}$$

$$= 0,01 + (D - 6) \times 0,01 \text{ (untuk } D < 6 \text{ inch)}$$

Karena $S > 6 \text{ inch}$, maka diambil:

$$S = 0,01 \times 25,4 + ((154 - (6 \times 25,4))0,01$$

$$= 0,28 \text{ [mm]}$$

Jadi:

$$A = \frac{3,14}{2} (155 \times 0,28)$$

$$= 68,138 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$= 68,138 \times 10^{-6} \text{ [m}^2\text{]}$$

Sedangkan head melalui ring (H_{Lr}) adalah:

$$H_{Lr} = \frac{3}{4} \cdot \frac{U_2^2 - U_1^2}{2 \cdot g} \text{ [m]}$$

$$= \frac{3}{4} \cdot \frac{19,24^2 - 12,09^2}{2 \times 9,81} \text{ [m]}$$

$$= 8,715 \text{ [m]}$$

Hubungan antara putaran, $n = 1500 \text{ rpm}$, dengan $S = 0,28 \text{ [mm]}$, maka direncanakan wearing rings dengan harga $C = 0,355$. Jadi,

$$Q_L = C \cdot A (2 \cdot g \cdot H_{Lr})^{1/2} \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$= 0,355 \times 68,138 \times 10^{-6} (2 \times 9,81 \times 8,715)^{1/2}$$

$$= 0,00032 \text{ [m}^3\text{/dtk]}$$

$$= 0,32 \text{ [liter/dtk]}$$

$$\begin{aligned} \text{Untuk persentase kebocoran (\%)} &= \frac{Q_L}{Q} \cdot 100\% \\ &= \frac{0,00032}{0,0428} \cdot 100\% \\ &= 0,75 \% \end{aligned}$$

4.2.4 Rumah Pompa (Pump Casing)

Untuk menentukan ukurannya volute chamber dibagi atas 8 bagian penampang yang masing-masing terletak pada sudut (θ) = 45°, 90°, 135°, 180°, 225°, 270°, 315°, dan 360°.

4.2.4.1 Jari-jari dalam Volute

$$\begin{aligned} R_3 &= (1,02 + 1,05) R_2 \\ &= 1,035 \times 123 \\ &= 128 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

4.2.4.2 Lebar Laluan Masuk Volute

$$\begin{aligned} b_3 &= b_2 + 0,025 R_2 \\ &= 23 + 0,025 \times 123 \\ &= 26,08 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

4.2.4.3 Jari-jari Volute Chamber

$$\rho = \frac{\theta}{\pi} \left| \left[2 \cdot \frac{\theta}{\pi} \cdot R_3 \right]^{1/2} \right| \text{ [cm]}$$

dimana:

$$\begin{aligned} k_u &= U_2 \cdot R_2 \\ &= 1934,24 \cdot 12,32 \\ &= 23829,84 \text{ [cm/dtk]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q &= \text{Kapasitas pompa} \\ &= 0,0482 \text{ [m}^3\text{/dtk]} = 42833 \text{ [cm}^3\text{/dtk]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 X &= \frac{720 \cdot \kappa_{11} \cdot \pi}{Q} \\
 &= \frac{720 \cdot 23829,84 \cdot 3,14}{42833} \\
 &= 1257,77
 \end{aligned}$$

4.2.4.4 Jari-jari Luar Volute

$$R_{vol} = R_3 + 2\rho \text{ [mm]}$$

Maka selanjutnya dibuat tabel perhitungan untuk mencari jari-jari volute chamber dan jari-jari luar volute (R_{vol}) dari rumus-rumus di atas pada tabel berikut

Penampang	θ	θ/X	$(2 \cdot \theta/x \cdot R_3)^{1/2}$	ρ [cm]	$R_{vol}=R_3+2\rho$ [cm]
I	45	0,0358	1,0437	1,0794	17,381
II	90	0,0716	1,4760	1,5475	18,318
III	135	0,1073	1,8077	1,9150	19,053
IV	180	0,1431	2,0873	2,2305	19,683
V	225	0,1789	2,3337	2,5126	20,248
VI	270	0,2147	2,5565	2,7711	20,765
VII	315	0,2504	2,7613	3,0117	21,246
VIII	360	0,2862	2,9520	3,2382	21,699

Tabel 4.12 Jari-jari luar volute

4.2.4.5 Besar Sudut (θ)

$$\begin{aligned}
 \theta &= 8^\circ \div 10^\circ \\
 &= 10^\circ \text{ (diambil)}
 \end{aligned}$$

4.2.4.6 Tebal Dinding Volute Casing

$$t = X \cdot Y \frac{L \cdot P}{200 \cdot \bar{\sigma}_t} + S' \text{ [mm]}$$

dimana:

X = Faktor keamanan

$$= Sf_1 \cdot Sf_2$$

$$= 6 \cdot 1,5$$

$$= 9$$

Y = Coefficient of cross suction shape

$$= 1,6 \text{ (untuk penampang volute chamber lingkaran)}$$

D = Diameter volute chamber terbesar

$$= 2 \cdot R_{vol}$$

$$= 2 \cdot 21,699$$

$$= 433,98 \text{ [mm]}$$

$\bar{\sigma}_t$ = Tegangan tarik izin bahan

Dari bahan S 30 C dengan tegangan tarik $\sigma_t = 48 \text{ kg/mm}^2$

$$\begin{aligned} \text{Maka tegangan geser izin } (\bar{\tau}_g) &= \frac{\sigma_t}{Sf_1 \times Sf_2} \\ &= \frac{48}{9} \\ &= 5,333 \text{ [kg/mm}^2\text{]} \end{aligned}$$

$$\bar{\sigma}_t = \frac{\tau_g}{0,5}$$

$$= \frac{5,33}{0,5}$$

$$= 10,667 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$$

S' = Toleransi ketelitian dalam penuangan

$$= (2 \div 3) \text{ [mm]}$$

$$= 2 \text{ [mm]} \text{ (diambil)}$$

P = Tekanan yang dialami dinding casing

$$= \gamma \cdot H$$

$$= 9792 \cdot 50$$

$$= 489600 \text{ [kg/m}^2\text{]}$$

$$= 0,489 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$$

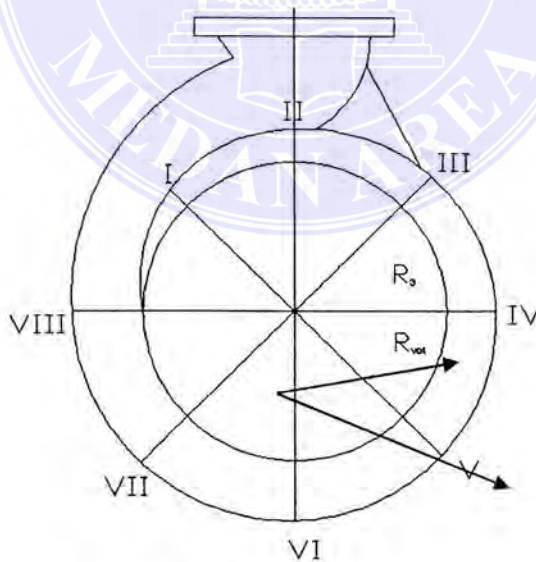
Jadi,

$$t = K \cdot Y \frac{D \cdot P}{200 \cdot \sigma_B} + S'$$

$$= 9,1,6 \frac{432,98 \cdot 0,489}{200 \cdot 20,667} + 2$$

$$= 3,55 \text{ [mm]}$$

Berikut ini dapat dilihat sket casing pompa jenis volute yang akan direncanakan:



Gambar 4.6 Volute casing

4.3 Gaya-Gaya Pada Poros

Adapun gaya-gaya yang terjadi pada poros adalah sebagai berikut:

4.3.1 Gaya Aksial

Pada pompa sentrifugal dengan single suction yang sedang beroperasi akan terjadi gaya aksial akibat adanya perbedaan tekanan antara sisi isap dan sisi tekan, yang menyebabkan tertekannya impeller ke arah sisi isap.

Gaya aksial ini dianggap cukup besar dan dapat berpengaruh terhadap kondisi dari kerja pompa itu sendiri, sehingga kita perlu mengatasi dan menguranginya.

4.3.1.1 Perhitungan Gaya Aksial

Gaya aksial akibat perbedaan tekanan.

$$F_a = (P_t - P_o) \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_h^2) \text{ [kg]}$$

dimana:

$$F_a = \text{Gaya aksial [kg]}$$

$$P_t = \text{Tekanan di belakang impeller [mH2O]}$$

$$P_o = \text{Tekanan di depan impeller [mH2O]}$$

$$D_o = \text{Diameter eye impeller}$$

$$= 154 \text{ [mm]}$$

$$= 0,154 \text{ [m]}$$

$$D_h = \text{Diameter hubung}$$

$$= 47 \text{ [mm]}$$

$$= 0,047 \text{ [m]}$$

$$P_t - P_o = \text{Perbedaan tekanan}$$

$$\begin{aligned}
 &= \rho \cdot H_L \quad \text{dimana } H_L = 8,715 \text{ [m]} \text{ (sudah dihitung sebelumnya)} \\
 &= 998,2 \times 8,715 \\
 &= 8699,313 \text{ [kg/m}^2\text{]}
 \end{aligned}$$

maka:

$$\begin{aligned}
 \bar{F}_a &= (\bar{P}_t - \bar{P}_o) \frac{\pi}{4} (D_c^2 - D_h^2) \text{ [kg]} \\
 &= 8699,313 \cdot \frac{3,14}{4} (0,154^2 - 0,047^2) \\
 &= 146,126 \text{ [kg]}
 \end{aligned}$$

Gaya aksial momentum fluida adalah gaya yang berlawanan arah dengan gaya aksial. Gaya ini dapat dihitung dengan:

$$\begin{aligned}
 F_m &= \frac{W}{g} v_o \text{ [kg]} \\
 &= \frac{\gamma Q}{g} v_o \text{ [kg]}
 \end{aligned}$$

dimana:

W = Berat fluida yang mengalir per satuan waktu [kg/s]

g = Percepatan gravitasi
= 9,81 m/s²

v_o = Kecepatan pada eye impeller

Q = Kapasitas pompa
= 0,0428 [m³/dtk]

γ = Berat jenis fluida
= 9789 [kN/m³]

maka:

$$\begin{aligned}
 F_m &= \frac{\gamma Q}{g} v_o \\
 &= \frac{9789 \times 0,0428}{9,81} \cdot 3 \\
 &= 13,075 \text{ [kg]}
 \end{aligned}$$

Gaya aksial total yang terjadi ke arah suction adalah:

$$\begin{aligned}F_{tot} &= F_a - F_m \\&= 146,126 - 13,075 \\&= 133,05 \text{ [kg]}\end{aligned}$$

4.3.1.2 Mengatasi Gaya Aksial

Jika gaya aksial yang terjadi kecil, maka untuk mengatasinya cukup dengan memasang thrust bearing. Tetapi jika gaya aksial cukup besar maka perlu dipikirkan cara-cara untuk mengatasinya. Berikut ini ada beberapa cara yang biasa dilakukan untuk mengatasi gaya aksial tersebut:

- a. Dengan menggunakan wearing ring dan balancing holes.

Dengan cara ini wearing ring ditempatkan pada shroud (selubung depan impeller dan membuat balancing holes pada impeller, sehingga diharapkan terjadi keseimbangan tekanan antara bagian depan dan bagian belakang impeller. Dengan cara ini gaya aksial dapat dikurangi sebesar 75%- 90%. Jika diambil reduksi gaya aksial sebesar 80%, maka gaya aksial yang bekerja pada impeller adalah:

$$\begin{aligned}F_{a_{net}} &= 0,2 \cdot F_{tot} \\&= 0,2 \cdot 133,05 \\&= 26,61 \text{ [kg]}\end{aligned}$$

Dimana gaya ini akan ditahan oleh wearing ring yang terpasang pada impeller bagian depan dan bantalan-bantalan poros penggerak.

- b. Dengan menggunakan balancing chamber atau biasanya disebut dengan by pass pipe.

- c. Dengan menggunakan pump out vane. Pump out vane ini dipasang di belakang impeller, sehingga air yang berada di belakang impeller dipaksa berputar yang menyebabkan tekanan di belakang impeller menjadi kecil. Cara ini disebut juga dengan radial ribs.

Dari ketiga cara yang disebutkan di atas, maka dalam perencanaan ini dipakai sistem wearing ring dengan balancing holes. Ini dipilih dengan alasan-alasan sebagai berikut:

- a. Dengan balancing chamber, kita harus membuat lagi pemipaan yang menghubungkan bagian sisi suction dengan bagian belakang impeller. Hal ini akan mempersulit konstruksi pompa.
- b. Dengan sistem pump out vane, pembuatan impeller akan jauh lebih sulit, karena harus dibuat sirip-sirip pada bagian belakang impeller.
- c. Kalau memakai wearing ring dan membuat balancing holes hanya menambah sedikit tebal wearing ring dan hanya melobangi impeller saja.

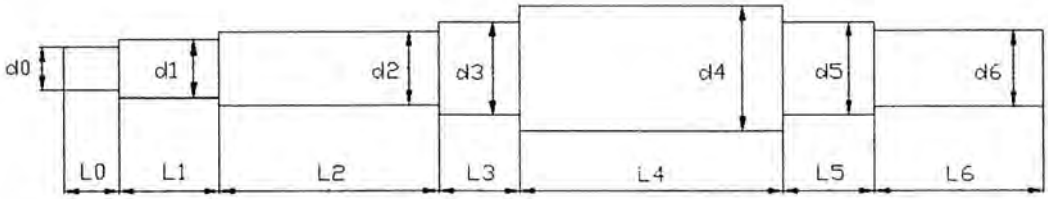
4.3.2 Ukuran dan Berat Poros

Untuk menentukan berat poros, terlebih dahulu kita harus mengetahui bentuk penampang dari poros tersebut. Berikut dapat kita lihat bentuk dan ukuran dari pada poros yang akan direncanakan untuk pompa sentrifugal ini.

Bahan poros adalah:

Baja tahan karat dengan standart JIS G 4104

$$\begin{aligned}\text{Berat jenis } (\rho) &= 8,9 \cdot 10^{-3} \text{ [kg/cm}^3\text{]} \\ &= 8,9 \text{ [gram/cm}^3\text{]}\end{aligned}$$



Gambar 4.7. Dimensi poros

dimana:

$$d_0 = 24 \text{ [mm]}$$

$$L_0 = 30 \text{ [mm]}$$

$$d_1 = 36 \text{ [mm]}$$

$$L_1 = 55 \text{ [mm]}$$

$$d_2 = 42 \text{ [mm]}$$

$$L_2 = 120 \text{ [mm]}$$

$$d_3 = 50 \text{ [mm]}$$

$$L_3 = 44 \text{ [mm]}$$

$$d_4 = 70 \text{ [mm]}$$

$$L_4 = 144 \text{ [mm]}$$

$$d_5 = 50 \text{ [mm]}$$

$$L_5 = 50 \text{ [mm]}$$

$$d_6 = 42 \text{ [mm]}$$

$$L_6 = 92 \text{ [mm]}$$

Berat poros (G_p) adalah:

$$\begin{aligned}
 G_p &= \frac{\pi}{4} \cdot \gamma \cdot \sum d^2 \cdot L \text{ [kg]} \\
 &= \frac{3,14}{4} \cdot 8,9 \cdot [(2,4^2 \cdot 3) + (3,2^2 \cdot 5,5) + (4,1^2 \cdot 12) + (5^2 \cdot 44) + (7^2 \cdot 5,2) \\
 &\quad + (5^2 \cdot 5) + (4 \cdot 2^2 \cdot 9,2)] \\
 &= 9628,85 \text{ [gram]} \\
 &= 9,628 \text{ [kg]}
 \end{aligned}$$

Sedangkan berat masing-masing poros berdasarkan diameternya tersebut:

$$\begin{aligned}
 G_{p0} &= \frac{\pi}{4} (2,4)^2 \cdot 3 \cdot 0,00783 \\
 &= 0,121 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 G_{p1} &= \frac{\pi}{4} (3,2)^2 \cdot 5,5 \cdot 0,00783 \\
 &= 0,393 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$G_{p2} = \frac{\pi}{4} (4,1)^2 \times 12 \times 0,00783$$

$$= 1,409 \text{ kg}$$

$$G_{p3} = \frac{\pi}{4} (5)^2 \times 4,4 \times 0,00783$$

$$= 0,769 \text{ kg}$$

$$G_{p4} = \frac{\pi}{4} (7)^2 \times 4,4 \times 0,00783$$

$$= 4,930 \text{ kg}$$

$$G_{p5} = \frac{\pi}{4} (5)^2 \times 50 \times 0,00783$$

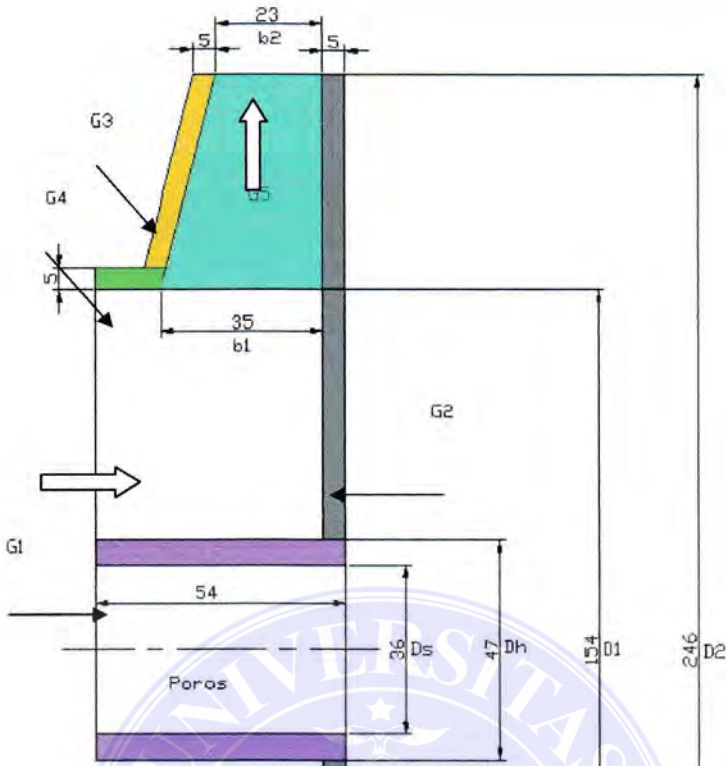
$$= 0,873 \text{ kg}$$

$$G_{p6} = \frac{\pi}{4} (4,2)^2 \times 3,2 \times 0,00783$$

$$= 1,134 \text{ kg}$$

4.3.3 Berat Impeller

Menghitung berat impeller adalah sangat sulit, karena bentuk dari impeller tersebut yang sangat rumit. Untuk ini dilakukan secara pendekatan, yakni dengan jalan membagi-bagi impeller itu atas beberapa bagian yang mudah menghitungnya, seperti terlihat pada gambar berikut ini:



Gambar 4.8 Berat impeller

Bahan impeller direncanakan adalah perunggu dengan standart JIS

H 5113. Berat jenis bahan impeller (γ) adalah $7,83 \text{ kg/m}^3 = 0,00783 \text{ kg/cm}^3$.

Berat impeller adalah:

$$G_{\text{imp}} = \sum_i^n G_{i.n} \text{ [kg]}$$

$$= (G_1 + G_2 + G_3 + \dots + G_n)$$

dimana:

$$G_1 = \frac{\pi}{4} (4,7^2 - 3,6^2) 5,4 \cdot 0,00783$$

$$= 0,303 \text{ [kg]}$$

$$G_2 = \frac{\pi}{4} (24,6^2 - 4,7^2) 0,5 \cdot 0,00783$$

$$= 1,798 \text{ [kg]}$$

$$G_3 = \frac{\pi}{4} (24,6^2 - 15,9^2) 0,5 \cdot 0,00783$$

$$= 1,089 \text{ [kg]}$$

$$G_4 = \frac{\pi}{4} (15,4^2 - 15,4^2) 1,89 \cdot 0,00783$$

$$= 0,182 \text{ [kg]}$$

$$G_5 = Z \cdot L \cdot \gamma \left(\frac{b_1 + b_2}{2} \right) \left(\frac{r_1 + r_2}{2} \right)$$

$$= 9 \cdot 1,39 \cdot 0,00783 \cdot \left(\frac{3,5 + 2,3}{2} \right) \left(\frac{5 - 5}{2} \right)$$

$$= 1,566 \text{ [kg]}$$

Maka berat impeller didapat:

$$G_{imp} = G_1 + G_2 + G_3 + G_4 + G_5$$

$$= 0,303 + 1,798 + 1,089 + 0,182 + 1,566$$

$$= 4,938 \text{ [kg]}$$

4.4 Perhitungan Bantalan

4.4.1 Gaya Radial

Gaya radial dihitung berdasarkan gaya reaksi yang akan terjadi atau yang akan diberikan bantalan terhadap vertikal yang bekerja pada poros. Dari perhitungan sebelumnya telah didapat berat dari impeler dan poros yang akan ditopang oleh bantalan:

$$G_{imp} = 4,938 \text{ [kg]}$$

$$G_{po} = 0,121 \text{ [kg]}$$

$$G_{p1} = 0,393 \text{ [kg]}$$

$$G_{p2} = 1,409 \text{ [kg]}$$

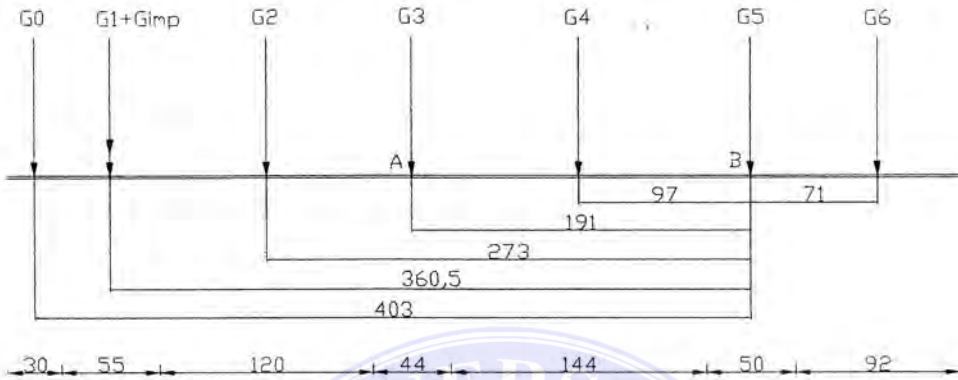
$$G_{p3} = 0,769 \text{ [kg]}$$

$$G_{p4} = 4,930 \text{ [kg]}$$

$$G_{p5} = 0,873 \text{ [kg]}$$

$$G_{p6} = 1,134 \text{ [kg]}$$

Sistem pembebanan pada poros dapat dilihat pada sket berikut :



Gambar 4.9 Sistem pembebanan pada poros

Untuk mendapatkan kesetimbangan maka :

$$\Sigma M_B = 0$$

$$G_{p0}(40,3) + G_{p1}(36,05) + G_{imp}(36,05) + G_{p2}(27,3) + G_{p3}(19,1) - R_A(19,1) +$$

$$G_{p4}(9,7) + G_{p5}(0) - G_{p6}(7,1) = 0$$

$$0,121(40,3) + 0,393(36,05) + 4,938(36,05) + 1,409(27,3) + 0,769(19,1) -$$

$$R_A(19,1) + 4,930(9,7) + 0,873(0) - 1,134(7,1) = 0$$

$$R_A = \frac{200,50}{19,1}$$

$$= 15,18 \text{ [kg]}$$

$$R_B = G_{imp} + G_p - R_A$$

$$= 4,938 + 9,762 - 15,18$$

$$= -0,615 \text{ [kg]}$$

Dalam perencanaan ini kedua bantalan yaitu A dan B akan direncanakan mempunyai ukuran yang sama, maka sebagai dasar perhitungan digunakan gaya reaksi bantalan yang terbesar yaitu :

$$\text{Gaya radial} = F_r = R_A = 15,18 \text{ [kg]}$$

4.4.2 Gaya Aksial

Gaya aksial yang masih ada pada poros setelah ditahan oleh wearing ring dan bantalan telah dihitung pada bab sebelumnya yaitu sebesar:

$$\text{Gaya aksial} (F_a) = 26,61 \text{ [kg]}$$

4.4.3 Beban Equivalent

Beban equivalent dari bantalan dapat dihitung dengan :

$$P_r = X.V. F_r + Y. F_a \text{ [kg]}$$

dimana :

X = Faktor pembebanan radial

= 0,56 untuk bantalan bola alur dalam

Y = Faktor pembebanan aksial = 1,76

V = 1, untuk pembebanan pada cincin dalam yang berputar

maka :

$$\begin{aligned} P_r &= 0,56 \times 1 \times 15,24 + 1,76 \times 26,61 \\ &= 55,368 \text{ [kg]} \end{aligned}$$

Kapasitas Beban Dinamis (C) yang Timbul

Kapasitas beban dinamis (C) yang timbul dapat dihitung dari :

$$F_h = f_n \frac{C}{v_r}$$

$$C = \frac{f_h}{f_n} \cdot P_r$$

dimana :

C = Kapasitas beban dinamis yang timbul [kg]

f_n = Life factor (faktor umum)

f_h = Speed factor (faktor kecepatan)

P_r = Beban equivalent = 31,95 kg

sedangkan :

$$f_n = \left[\frac{33,3}{n} \right]^{1/3}$$

n = putaran poros

$$= 1500 \text{ rpm}$$

$$f_n = \left[\frac{33,3}{1500} \right]^{1/3}$$

$$= 0,28105$$

$$f_h = \left[\frac{L_h}{500} \right]^{1/3}$$

L_h = Lama pemakaian

$$= (20000 \div 30000) \text{ jam, diambil } 30000$$

$$f_h = \left[\frac{30000}{500} \right]^{1/3}$$

$$= 3,92$$

maka :

$$C = \frac{f_h}{f_n} \cdot P_r$$

$$= \frac{3,92 \cdot 55,368}{0,28105}$$

$$= 772,256 \text{ [kg]}$$

4.4.4 Pemilihan Bantalan

Berdasarkan beban yang diterima oleh bantalan, maka dipilih jenis bantalan gelinding radial (bantalan bola), karena bantalan radial juga dapat menahan gaya aksial. Dari diameter poros tempat duduk bantalan yang diameternya 50 [mm], maka dipakai bantalan yang ukurannya sebagai berikut :

$$d = 50 \text{ [mm]}$$

$$D = 80 \text{ [mm]}$$

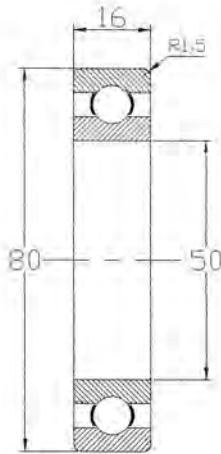
$$B = 16 \text{ [mm]}$$

$$r = 1,5 \text{ [mm]}$$

jenis terbuka = No.6010

$$C = 1710 \text{ [kg]}$$

Harga kapasitas nominal dinamik spesifik $C = 1710 \text{ [kg]}$ ini dapat digunakan karena lebih besar dari nilai C aktual yang dihitung sebelumnya.



Gambar 4.10 Bantalan yang digunakan

Keterangan gambar :

d = diameter dalam bantalan

D = diameter luar bantalan

B = tebal bantalan

r = jari-jari chamber bantalan

4.5 Perhitungan Pasak

Pasak yang digunakan adalah pasak empat persegi panjang. Untuk diameter poros ($d = 36$ mm) maka didapat ukuran-ukuran pasak yaitu sebagai berikut:

$$b = 10 \text{ [mm]}$$

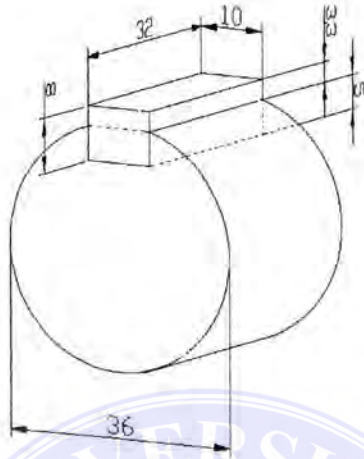
$$h = 8 \text{ [mm]}$$

$$c = 0,4 \text{ [mm]}$$

$$L = 32 \text{ [mm]}$$

$$t_1 = 5 \text{ [mm]}$$

$$t_2 = 3,3 \text{ [mm]}$$



Gambar 4.11 Pasak yang digunakan

Keterangan gambar :

b = tebal pasak

h = tinggi pasak

c = chamfer pasak

L = panjang pasak

t_1 = tinggi pasak dari permukaan poros

t_2 = kedalaman alur pasak pada poros

d = diameter poros

Gaya yang Bekerja pada Pasak

$$P = \frac{M_p}{R} \text{ [kg]}$$

dimana :

M_p = Momen puntir

$$= 71620 \frac{N \cdot k}{n}$$

$$= 71620 \frac{39}{2500}$$

$$= 1862,12 \text{ [kg cm]}$$

R = konstanta

$$= 1,75$$

maka :

$$P = \frac{1862,12}{1,75}$$

$$= 1064,069 \text{ [kg]}$$

4.5.1 Pemeriksaan Tegangan Geser

a. Tegangan geser yang timbul (τ_g)

$$\tau_g = \frac{P}{bL} \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

$$= \frac{1064,069}{1 \times 3,2}$$

$$= 332,52 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

b. Tegangan geser yang diizinkan ($\bar{\tau}_g$)

Bahan pasak diambil: Baja khrom nikel (JIS G 4102) dengan lambang SNC22

dengan tegangan tarik 100 [kg/mm²] dengan faktor keamanan diambil = 8

Jadi tegangan tarik izin (σ_t) :

$$\bar{\sigma}_t = \frac{10000}{8}$$

$$= 1250 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

Tegangan geser izin ($\bar{\tau}_g$)

$$\begin{aligned}\bar{\tau}_g &= 0,8 \cdot \sigma_t \\ &= 0,8 \cdot 1250 \\ &= 1000 \text{ [kg/cm}^2\text{]}\end{aligned}$$

4.5.2 Pemeriksaan Kekuatan terhadap Tegangan Tumbuk

a. Tegangan tumbuk yang timbul (τ_p)

$$\begin{aligned}\tau_g &= \frac{P}{A} \\ &= \frac{P}{L \cdot \tau_t}\end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned}\tau_g &= \frac{1064,069}{3,2 \times 0,5} \\ &= 665,043 \text{ [kg/cm}^2\text{]}\end{aligned}$$

b. Tegangan tumbuk yang diizinkan ($\bar{\tau}_g$)

$$\begin{aligned}\tau_g &= 2 \cdot \sigma_t \\ &= 2 \cdot 1250 \\ &= 2500 \text{ [kg/cm}^2\text{]}\end{aligned}$$

Dari perhitungan di atas :

- Tegangan geser yang timbul lebih kecil dari tegangan geser yang terjadi sehingga pasak aman dari tegangan geser
- Tegangan tumbuk yang terjadi juga lebih kecil dari tegangan tumbuk yang diizinkan sehingga pasak aman dari tegangan tumbuk.

BAB VI

KESIMPULAN

6.1 Spesifikasi Pompa

Dari perhitungan di atas, dapat dibuat spesifikasi pompa yang akan digunakan dalam perencanaan ini yaitu:

- Jenis pompa : Sentrifugal Pump
- Tipe impeller: Impeller jenis radial
- Stage : 1 tingkat
- Diameter suction : 8 inci
- Diameter discharge : 6 inci
- Kapasitas pompa : 0,0383 [m³/s]
- Head pompa : 48 [m]
- Putaran pompa : 1500 rpm
- Daya pompa : 25 kW

6.2 Spesifikasi Penggerak Pompa

- Motor penggerak : Elektromotor
- Daya motor penggerak : 31 Kw
- Putaran/frekuensi : 50Hz

DAFTAR PUSTAKA

- Church, Austin H. 1972. Pompa Sentrifugal dan Blower. Penerbit Erlangga. Jakarta.
- Dietzel, Fritz. 1988, Turbin Pompa dan Kompresor. Penerbit Erlangga, Jakarta
- Evvett, Jack B. Cheng Liu, 1987, Fundamental of Fluid Mechanic, Mc Graw Hill Book Company, New York.
- Sularso, Haruo Tahara. 1985. *Pompa dan Kompresor*, Pemilihan Pemakaian dan Pemeliharaan. PT. Paradya Paramita, Jakarta.
- Sularso. Iyokatsu Suga. 1985. *Dasar Perencanaan dan Penelitian Elemen Mesin*. PT. Pradnya Paramitha, Jakarta.
- White, Frank M. 1988. Mekanika Fluida. Jilid 1. Penerbit Erlangga. Jakarta.

