

MESIN-MESIN FLUIDA
POMPA SENTRIFUGAL MEMOMPAKAN AIR BERSIH
DARI RESERVOAR KE TANKI MENARA
KAPASITAS : 75 l/dtk
HEAD : 55 meter

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

Oleh:

SAIFUDDIN LUBIS
NIM : 00.813.0069



UNIVERSITAS MEDAN AREA
FAKULTAS TEKNIK JURUSAN TEKNIK MESIN
M E D A N
2 0 0 3

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 22/7/24

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

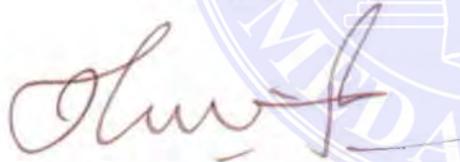
MESIN-MESIN FLUIDA
POMPA SENTRIFUGAL MEMOMPAKAN AIR BERSIH
DARI RESERVOAR KE TANKI MENARA
KAPASITAS : 75 l/dtk
HEAD : 55 meter

Oleh:

SAIFUDDIN LUBIS
NIM : 00.813.0069

Menyetujui :
Komisi Pembimbing

Pembimbing I



(Ir. HUSIN IBRAHIM)

Pembimbing II



(Ir. SURYA KELIAT)

Mengetahui :

Ketua Jurusan



(Ir. DARIANTO, M.Sc)

Dekan



(Drs. DADAN RAMDAN, M.Eng.Sc)

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 22/7/24

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



UNIVERSITAS MEDAN AREA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
Jalan Kolam No.1 Medan Estate Telp. 7366878, 7357771

No. Agenda :

Kepada Yth. Sdr. Ir. Husin Ibrahim/Ir. Surya Keliat
Staf Pengajar Jurusan Mesin
Fakultas Teknik UMA
Di Medan

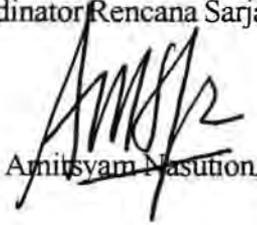
Dengan hormat,

Mahasiswa yang namanya tersebut dibawah ini :

Nama : SAIFUDDIN LUBIS
No. Stambuk : 00.813.0069

telah memenuhi syarat untuk mengambil tugas sarjana
Pompa Sentrifugal Tunggal

Medan,
Koordinator Rencana Sarjana


(Ir. H. Amitsyam Nasution, MT)

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah kehadiran Allah SWT, berkat rahmat dan karuniaNya saya dapat menyelesaikan Tugas Sarjana yang merupakan tugas paling akhir dalam menyelesaikan study pada Fakultas Teknik Jurusan Teknik Mesin Universitas Medan Area.

Dalam tugas sarjana ini saya memilih mata kuliah Mesin-Mesin Fluida yaitu Pompa sentrifugal untuk memompakan air dari reservoir ke tanki menara dengan kapasitas 75 l/detik, head 55 meter. Sebagai sumber pedoman dalam penyelesaian buku ini berdasarkan study literatur serta hasil survey di lapangan. Namun demikian saya menyadari dalam penyusunan buku ini masih terdapat kekurangan-kekurangan dan oleh sebab itu dengan rendah hati saya mengharapkan kritikan dan saran dari pembaca yang bersifat membangun guna terciptanya yang lebih sempurna dimasa mendatang.

Dengan selesainya tugas sarjana ini saya menyampaikan terima kasih banyak kepada :

1. Orang tua (mamak) saya beserta keluarga.
2. Bapak Ir. Husin Ibrahim selaku Dosen Pembimbing I dan Bapak Ir. Surya Keliat selaku Dosen Pembimbing II.
3. Bapak H. Ir. Amirsyam Nasution, MT selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin.

4. Seluruh Staf Pengajar dan Pegawai di lingkungan Fakultas Teknik Jurusan Teknik Mesin UMA.
5. Rekan-rekan mahasiswa serta pihak lain yang telah turut serta membantu saya sehingga selesainya tugas sarjana ini.

Akhir kata saya ucapkan semoga tugas sarjana ini bermanfaat bagi kita semua semoga Allah SWT memberkati kita. Amin



Medan, 2003

Penyusun

SAIFUDDIN LUBIS
NIM : 00.813.0069



UNIVERSITAS MEDAN AREA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
Jalan Kolam No.1 Medan Estate Telp. 7366878, 7357771

Agenda No. :

Diterima Tgl. :

Paraf :

Nama : SAIFUDDIN LUBIS
No. Stambuk : 00.813.0069
Mata Kuliah : Mesin Fluida
Spesifikasi : Rancangan Suatu Pompa Sentrifugal (1 tingkat) Dengan Kapasitas Pompa 75l/dtk, Head 55 m.
Pompa ini digunakan untuk memompakan air minum dari bak penampungan (Reservoir) ke bak (tanki) dengan ketinggian statis 50 m.

Diberikan tanggal :

Selesai tanggal :

Medan,....., Mei 2003

Ketua Jurusan,

Ir. H. Amirsyam Nasution, MT

Dosen Pembimbing,

Ir. Husin Ibrahim

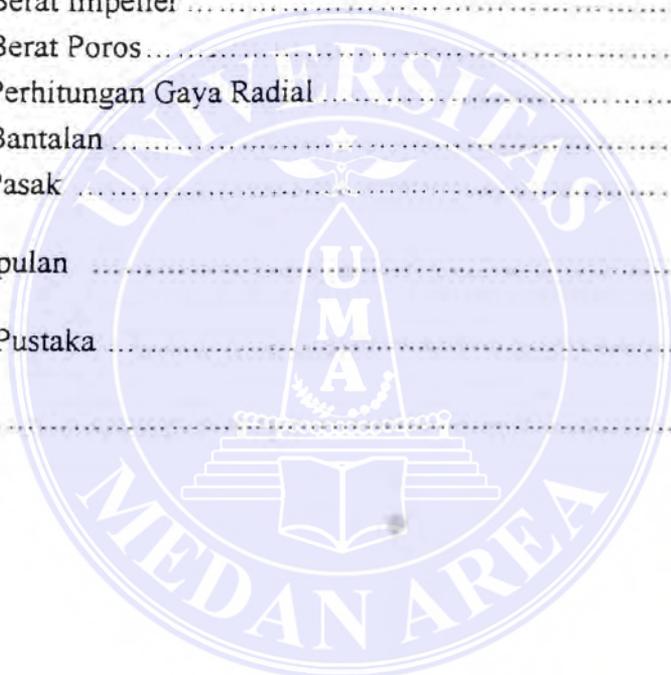
UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

DAFTAR ISI

Kata Pengantar		i
Spesifikasi Tugas		ii
Daftar Isi		iii
BAB I	Pendahuluan	1
	I.1. Tinjauan Umum	1
	I.2. Sumber Air	2
BAB II	Teori Dasar	4
	II.1. Energi Pada Fluida	4
	II.2. Energi Luar	5
	II.3. Konversi Energi Pada Pompa	7
	II.4. Pompa Sentrifugal	8
	II.5. Pompa Statis	10
	II.6. Pemilihan Pompa	10
BAB III	Penentuan Spesifikasi Pompa	12
	III.1. Penentuan Kapasitas Pompa	12
	III.2. Ukuran Pipa	13
	III.3. Pemilihan Motor Penggerak	22
	III.4. Putaran Pompa	22
	III.5. Kecepatan Spesifik dan Efisiensi	24
	III.6. Impeller	26
	III.7. Kavitasi	29
	III.8. Daya Pompa Dan Motor Penggerak	32
BAB IV	Pemilihan Elemen-Elemen Mekanis Pompa	35
	IV.1. Poros Pompa	35
	IV.2. Impeller	38
	IV.3. Perencanaan Sudut	47

BAB V	Rumah Pompa	55
	V.1. Rumah Pompa	55
	V.2. Jenis Rumah Pompa	55
	V.3. Ukuran-Ukuran Rumah Pompa.....	56
	V.4. Baut Pengikat Rumah Pompa	60
BAB VI	Gaya Aksial Dan Bantahan	62
	VI.1. Gaya Aksial	62
	VI.2. Gaya Akibat Tekanan Aliran Fluida	63
	VI.3. Berat Impeller	65
	VI.4. Berat Poros	67
	VI.5. Perhitungan Gaya Radial	68
	VI.6. Bantalan	70
	VI.7. Pasak	75
BAB VII	Kesimpulan	77
	Literatur / Daftar Pustaka	78
	Lampiran	79



BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Tinjauan Umum

Di dalam industri baik yang besar maupun yang kecil peranan unit-unit pompa adalah sangat vital dan dominan sebagai sarana transportasi utama terhadap arus transfer fluida (minyak, air dan fluida lainnya) baik itu menyangkut bahan baku, bahan setengah jadi.

Air merupakan kebutuhan pokok bagi kehidupan makhluk di dunia ini dan sebenarnya air tersedia dalam jumlah yang cukup banyak tetapi karakteristik sifat-sifatnya sangat berbeda maka ada air yang langsung dapat dipakai atau digunakan dan ada pula yang tidak, sehingga air tersebut perlu diproses terlebih dahulu.

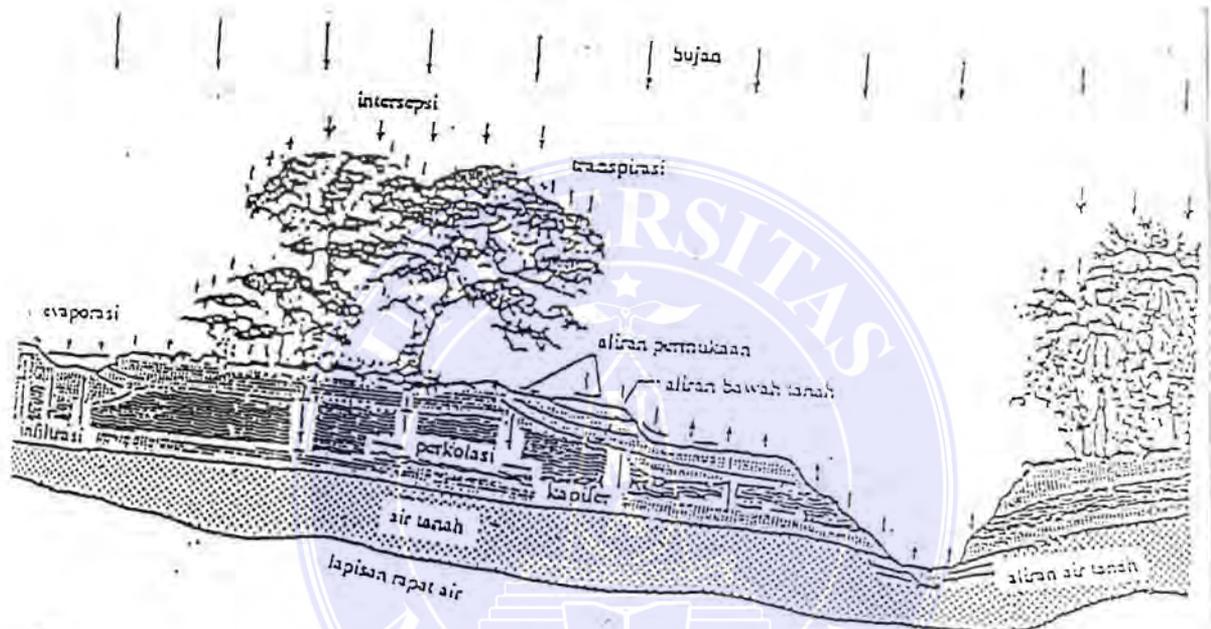
Di zaman modern ini dimana orang memerlukan air di dalam berbagai bentuk kebutuhan sehingga diperlukan pula syarat tertentu dari air. Untuk itu kadang-kadang diperlukan pengolahan air yang rumit dan mahal.

Kebutuhan akan air meliputi antara lain :

- Air Minum
- Air Industri
- Dan lain-lain

1.2. Sumber Air

Untuk mengetahui adanya sumber air dan bagaimana terjadinya sumber air tersebut, maka terlebih dahulu kita harus mengetahui bagaimana terjadinya siklus air.



Gbr. 1.1. Siklus Air

Siklus air dimulai dengan adanya hujan. Hujan terjadi karena adanya penguapan air, terutama air yang berasal dari permukaan laut. Uap air tersebut naik ke atmosfer dan atmosfer uap air terkondensasi sehingga menjadi butiran-butiran air lalu jatuh kembali ke permukaan bumi sebagai air hujan. Air hujan yang jatuh didaratkan sebahagian tetap mengalir di permukaan tanah, sebahagian meresap kedalam tanah (infiltrasi) sebahagian diserap tumbuhan (intersepsi) sebahagian diserap menjadi lembab.

Pada permukaan tanah, air hujan terkumpul pada bagian-bagian tanah yang lengkung seperti danau, rawa-rawa atau mengalir melalui permukaan tanah yang lebih rendah sehingga membentuk saluran-saluran ini berkumpul yang akhirnya membentuk aliran sungai. Air yang meresap kedalam tanah, mengalir melalui pori-pori tanah (perlokasi), sehingga suatu saat air tersebut mencapai lapisan tanah.

Seperti yang telah diuraikan diatas tentang sirkulasi air maka ada tiga kemungkinan sumber air, yaitu :

1. Air Hujan

Air hujan dapat dijadikan sumber air dengan cara mengumpulkannya pada wadah penampungan, lalu mengalirkannya ke balik penyimpanan. Pemakaian air hujan ini biasanya untuk keperluan rumah tangga dan pertanian.

2. Air Permukaan

Air permukaan adalah air yang terdapat diatas permukaan tanah seperti sungai, air danau, kolam dan sebagainya.

3. Air Tanah

Air tanah berasal dari perembesan air hujan melalui pori-pori tanah yang disebut perlokasi dan terkumpul pada lapisan tanah. Pengambilan air tanah ini biasanya dengan cara membuat sumur-sumur. Dalam perencanaan ini sumber air adalah air sungai yang kemudian dipompakan ke sebuah reservoir.

BAB 2

TEORI DASAR



2.1. Energi Pada Fluida

Setiap fluida cair ataupun gas selalu mengandung atau memiliki energi. Energi fluida dapat berubah dari bentuk yang satu ke bentuk yang lain. Air yang mengalir ke dalam pipa misalnya akan menyebabkan terjadinya perubahan bentuk energi.

Hukum yang berhubungan dengan perubahan energi fluida yang mengalir dikenal dengan hukum Bernoulli :

$$\frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2 \times g} + Z = \text{kons tan}$$

dimana :

P	= tekanan	[kg/m ²]
γ	= berat jenis	[kg/m ³]
V	= kecepatan fluida	[m/dtk]
g	= gravitasi bumi	[m/dtk ²]
Z	= beda tinggi letak fluida	[m]

Dengan ukuran bernoulli dapat diketahui bahwa pada aliran fluida terdapat energi tekanan, energi kinetis dan energi potensial selalu tetap jumlahnya. Artinya jika terjadi perubahan kecepatan air menyebabkan tekanan

atau energi potensial akan bertambah. Sebaliknya jika tekanan berkurang maka kecepatan dan ketinggian air akan bertambah.

Dalam aliran fluida ternyata energinya masih dapat ditambah atau dapat dikurangi oleh faktor-faktor luar. Hilangnya energi dapat terjadi akibat terjadinya hambatan disebut kerugian tekanan atau head losses.

2.2. Energi Luar

Energi fluida yang mengalir atau diam dapat diambil atau ditambah penambahan energi berakibat bertambahnya atau berkurangnya salah satu ketiga energi fluida dan dapat pula perubahan terjadi pada ketiga jenis energi fluida tersebut.

Energi dari luar yang ditambahkan pada fluida diubah menjadi kecepatan atau tekanan dan energi potensial. Demikian pula pengambilan energi fluida menyebabkan salah satu atau ketiga energi fluida yaitu tekanan, kecepatan dan potensial akan berkurang.

Hukum Bernoulli telah disempurnakan oleh hukum kekekalan energi, seperti diperlihatkan dalam gambar 2.1, dapat ditulis sebagai berikut :

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2 \times g} + Z_1 = E_m = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2 \times g} + Z_2 + H_L \quad (1)$$

dimana :

γ = berat jenis

[kg/m³]

E_m	= Energi mekanis	[m]
$HL_1 + 2$	= head losses pada sistem	[m]
P_1, P_2	= tekanan pada titik 1 dan 2	[kg/m ²]
V_1, V_2	= kecepatan pada titik 1 dan 2	[m/dtk]
Z	= beda tinggi letak fluida	[m]

Jika diambil energi pada fluida artinya E_m berharga negatif atau fluida memberikan energi pada mesin maka artinya kerja dilakukan oleh fluida terhadap mesin maka artinya kerja dilakukan oleh fluida terhadap mesin maka sistim demikian disebut mesin kerja. Contoh mesin kerja adalah turbin air, turbin uap, kincir air dan kincir angin. Pada turbin air energi potensial dipergunakan untuk menggerakkan turbin sedangkan pada kincir air maupun kincir angin energi kecepatan fluida dipergunakan untuk menggerakkan kincir.

Sebaliknya jika diberikan energi fluida atau fluida menerima kerja maka sistim tersebut disebut mesin kerja. Contoh mesin kerja adalah pompa dan kompresor. Pada pompa energi mekanis dari motor dipergunakan untuk menambah energi kecepatan dan ketinggian pompa atau tekanan yang menyebabkan air dapat mengalir dari tempat yang rendah ke tempat yang lebih tinggi. Pada kompresor energi mekanis dari motor dipergunakan untuk menambah energi tekanan udara pada tangki penampung.

2.3. Konversi Energi Pada Pompa

Energi dari motor penggerak yang berupa energi mekanis E_m yang berbentuk momen puntir menyebabkan berputarnya poros pompa. Berputarnya poros pompa menyebabkan pergerakan bagian-bagian pompa akan menghisap air dari sumber air serta mendorongnya melalui pipa tekan. Berdasarkan proses terjadinya head pada pompa maka pompa dapat dibagi atas 2 golongan yaitu pompa dinamis dan pompa statis.

Pompa dinamis adalah pompa dimana energi mekanis dari motor diubah menjadi energi kinetis (energi dinamis), sehingga kecepatan air bertambah besar. Kecepatan yang besar ini oleh bagian pompa yang lain diubah menjadi tekanan dengan mengikuti akidah hukum Bernoulli. Besar head pompa ditentukan oleh bagian pompa tersebut. Contoh pompa dinamis adalah pompa sentrifugal.

Pompa statis adalah pompa dimana energi mekanis dari motor penggerak akan dirubah menjadi tekanan. Tekanan atau head pompa terjadi karena bagian pompa berusaha mendesak cairan atau fluida. Akibat desakan ini tekanan dalam rumah pompa bertambah. Desakan air menyebabkan air akan keluar dari pompa dan mengalir ke pipa tekan. Besarnya tekanan yang terjadi pada rumah pompa bergantung pada rumah pompa bergantung pada hambatan yang harus dibatasi pompa pada katup buang. Tekanan pada katup buang disebabkan oleh

tahanan pada pompa tekan.

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 22/7/24

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

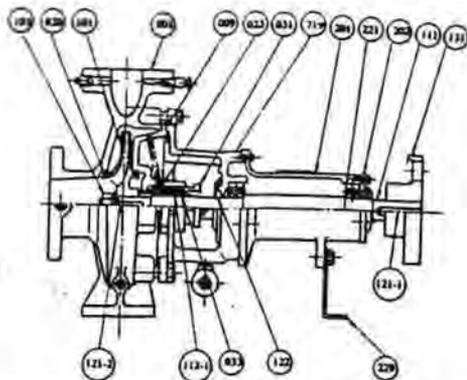
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
Access From (repository.uma.ac.id)22/7/24

2.4. Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal adalah pompa yang memperbesar energi fluida melalui prinsip gaya sentrifugal. Dengan diputarnya impeller atau rotor yang mempunyai sudu-sudu yang melengkung maka akan terjadi gaya sentrifugal pada butir-butir fluida yang terdapat diantara sudu-sudu, aliran fluida diarahkan oleh lengkungan sudu dan fluida akan keluar dengan kecepatan tinggi (gambar 2.2.)

Fluida yang mempunyai kecepatan tinggi ini akan ditampung oleh rumah pompa atau volute yang penampangnya mulai dari kecil mengembang menjadi besar. Dengan penampang yang makin besar ini maka kecepatan fluida yang tinggi pada saat keluar impeller akan dikurangi pada rumah pompa. Akibat pengurangan kecepatan ini, maka sesuai dengan hukum Bernouilly tekanan akan bertambah besar. Dengan tekanan yang besar maka fluida dapat mengalir ke tempat yang lebih tinggi atau ke tempat yang mempunyai tekanan yang lebih besar.

Terjadinya head pompa atau tekanan pompa semata-mata akibat putaran impeller pompa. Gaya sentrifugal yang terjadi akibat putaran impeller menyebabkan terjadinya kecepatan yang besar, yang akan diubah menjadi tekanan, oleh karena itu pompa jenis ini disebut pompa sentrifugal.



No.	Nama bagian	No.	Nama bagian	No.	Nama bagian
011	Rumah	101	Impeler	201	Rumah bantalan
009	Tutup rumah	105	Mur impeler	202	Tutup bantalan
020	Cincin penyekat	111	Poros	221	Bantalan bola
023	Cincin perapat	112-1	Selubung	229	Penopang
031	Penekan paking	121-1	Pasak	719	Penyangga
033	Paking	121-2	Pasak		
		122	Cincin pelempar		
		131	Kopling		

Gb. 4.1 Pompa sentrifugal.

Secara umum pompa sentrifugal mempunyai komponen utama yaitu :

1. Poros

Poros berfungsi mensuplay energi mekanis dari motor penggerak ke impeller.

2. Impeller

Impeller berfungsi untuk merubah energi berupa putaran menjadi kecepatan air. Pada impeller terdapat rangkaian sudu yang melengkung.

3. Sudu

Sudu berputar bersama poros dan dipasang menjadi satu dengan impeller.

4. Rumah Pompa

Fungsi rumah pompa adalah untuk mengarahkan cairan ke pusat impeller, merubah energi kecepatan ke energi tekanan dan juga mengarahkan cairan menuju lobang pengeluaran (saluran tekan).

5. Motor Penggerak

Yang digunakan menggerakkan impeller.

6. Pipa Hisap

Saluran fluida masuk pompa

7. Pipa Tekan

Saluran fluida keluar pompa.

2.5. Pompa Statis (Positive Displacement Pump)

Pompa statis adalah pompa yang menghasilkan head dengan cara menekan cairan. Penekanan terjadi dengan memperkecil volume cairan. Daya dari motor penggerak dipergunakan untuk mendorong cairan keluar dari pompa. Bagian utama pompa ini adalah torak yang bergerak bolak-balik dalam silinder atau rotor yang berputar dalam rumah pompa. Gerakan ini mendesak cairan hingga terjadinya tekanan. Tekanan ini akan mengatasi hambatan berupa head losses pada instalasi pipa. Oleh karena itu head pompa ini besarnya hambatan pada instalasi pompa pada instalasi pompa.

2.6. Pemilihan Jenis Pompa

Untuk menentukan jenis pompa, maka harus diperhitungkan keuntungan maupun kerugian serta sifat-sifat pompa yang akan dipergunakan

pada fluida air adalah pompa sentrifugal dan pompa torak. Perbandingan kedua pompa ini dapat dilihat dibawah ini.

1. Pompa Sentrifugal

- Menghasilkan kapasitas yang besar
- Dioperasikan pada kecepatan putar yang tinggi dan dapat dikopel langsung dengan motor penggerak dengan motor penggerak.
- Dapat menghasilkan head yang rendah dan yang tinggi.
- Biaya operasi dan pemeliharaan relatif rendah.
- Ruang yang digunakan kecil.
- Dapat memompakan fluida yang bersih dan yang kotor.
- Pemasangan instalasi lebih mudah.
- Aliran yang dihasilkan stabil.

2. Pompa Torak

- Menghasilkan efisiensi yang besar, terutama untuk kapasitas yang kecil dan head yang tinggi.
- Dapat dioperasikan pada kecepatan putar yang rendah dan tidak dapat dikopel.

BAB III

PENENTUAN SPESIFIKASI POMPA

Dalam perencanaan pompa maka pemilihan jenis pompa ditentukan oleh hal-hal sebagai berikut :

1. Kapasitas pompa
2. Head pompa
3. Putaran pompa
4. Daya pompa

3.1. Penentuan Kapasitas Pompa

Direncanakan bak bervolume 1200 m^3 dan kapasitas pemompaan diperkirakan $2500 \text{ m}^3/\text{hari}$.

Dengan demikian kapasitas pompa yang dihasilkan :

$$\begin{aligned} Q_s &= 1,3 \times Q \\ &= 1,3 \times 2500 \\ &= 3250 \text{ m}^3/\text{hari} \end{aligned}$$

Sedangkan distribusi air minum selama 12 jam, sehingga didapatkan kapasitas pompa :

$$Q_s = \frac{3250}{12}$$

$$= 270,83 \text{ m}^3/\text{jam}$$

$$Q_s = 75,231 \text{ l/dtk} \approx 75 \text{ l/dtk}$$

3.2. Ukuran Pipa

Untuk pipa yang akan dipakai dapat diketahui dengan menentukan kecepatan aliran fluida dalam pipa tersebut. Kecepatan alir pipa isap = (1,0 – 2,0) [m/dtk]

(Lit 2 hal 63)

dalam hal ini digunakan persamaan :

$$Q = v \times A \quad (\text{Lit. 2 hal. 43})$$

Dimana :

$$Q = \text{kapasitas pompa} = 75 \text{ [l/dtk]} = 0,075 \text{ [m}^3/\text{dtk]}$$

$$A = \text{luas penampang melintang pipa} = \frac{\pi \cdot (D)^2}{4}$$

$$v = \text{kecepatan aliran dalam pipa} = 2,0 \text{ [m/dtk]}$$

Maka :

$$D = \frac{\sqrt{4 \times Q}}{\pi \times v} = \frac{\sqrt{4 \times 0,075}}{\pi \times 2} = 0,218 \text{ [m]} = 8,603 \text{ [in]}$$

Maka ukuran pipa diambil ukuran standard, seperti terlihat pada (lampiran 1)

Ukuran pipa yang direncanakan adalah :

$$\text{* Diameter nominal} = 9,843 \text{ [in]} = 250 \text{ [mm]}$$

$$\text{* Diameter luar} = 10,748 \text{ [in]} = 273 \text{ [mm]}$$

$$* \text{ Diameter dalam} = 10 [\text{in}] = 254 [\text{mm}]$$

Maka kecepatan aliran air dalam pipa sebenarnya adalah :

$$V = \frac{4 \times Q}{\pi \times (D)^2} = \frac{4 \times 0,075}{\pi \times (0,254)^2} = 1,480 [\text{m/dtk}] \quad (\text{Lit. 2 Hal. 43})$$

Kecepatan ini masih dalam batas yang diizinkan, sehingga pemilihan diameter pipa dapat digunakan dengan baik.

3.2.3. Head Losses (H_L)

Head Losses adalah total kerugian head pada pipa hisap dan pipa tekan.

A. Head losses pada pipa hisap (h_s)

Kerugian head pada sisi hisap yang terjadi pada bagian pompa diantaranya adalah :

1. Kerugian head akibat gesekan pada pipa hisap.
2. Kerugian head akibat adanya katup isap dengan saringan.
3. Kerugian head akibat adanya elbow.
4. Kerugian head akibat pada sisi ujung masuk pipa.

A.1. Kerugian head akibat gesekan pada pipa hisap

Kerugian head dapat ditentukan dengan persamaan :

$$h_{ep} = f \times \frac{L}{D_s} \times \frac{(v_s)^2}{2 \times g} \quad \dots (\text{Lit 2 hal 28})$$

dimana :

f = faktor gesekan

L = panjang pipa hisap = 4 [m]

D_s = diameter dalam pipa = 254 [mm]

V_s = kecepatan aliran = 1,480 (m/det)

g = konstanta gravitasi bumi = 9,81 [m/dtk²]

koefisien gesekan (f) dari pipa dapat dicari diketahui koefisien kekerasan relatif (ϵ/d) dan bilangan Reynold (Re). Besarnya bilangan Reynold adalah :

$$Re = \frac{v_s \times D_s}{\nu} \quad (\text{Lit. 2 Hal. 28})$$

Dimana :

ν = viskositas kinematik air pada suhu 30 [°C]

$$= 0,801 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^2/\text{dtk]} \quad (\text{Lampiran 2})$$

maka diperoleh bilangan Reynold

$$Re = \frac{1,480 \times 0,254}{0,801 \times 10^{-6}} = 4,693 \times 10^5$$

Jenis pipa yang dipergunakan adalah “Besi Tuang” dengan harga koefisien kekasaran (ϵ) – 0,25 [mm] ... (lamp 3), maka kekerasan relatif (ϵ/D) = 0,001 dan bilangan Reynold (Re) = $4,693 \times 10^5$ diperoleh harga koefisien gesek.

$$F = 0,020 + \frac{0,0005}{D_s} \quad (\text{Lit. 2 Hal. 29})$$

$$= 0,020 + \frac{0,0005}{0,254}$$

Maka diperoleh kerugian head pada pipa hisap.

$$h_{sp} = 0,022 \times \frac{4}{0,254} \times \frac{1,480}{2 \times 9,81} = 0,026 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

A.2. Kerugian head pada katup isap dengan saringan

$$H_{sv} = k \times \frac{(v_s)^2}{2 \times g} \quad (\text{Lit.2 Hal. 35})$$

dimana :

k = koefisien kerugian head pada foot valve (katup isap dengan saringan)

= 1,78 untuk Dn 250 [mm] ... (Lampiran 6)

$$\text{maka : } h_{sv} = 1,78 \times \frac{(1,480)^2}{2 \times 9,81} = 0,199 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

A.3. Kerugian head pada elbow

$$h_{se} = z \times k \times \frac{(v_s)^2}{2 \times g}$$

Dimana :

z = jumlah elbow $45^\circ = 2$ buah

k = koefisien kerugian head pada elbow

= 0,236 (lampiran 4)

$$\text{maka : } h_{se} = 0,236 \times \frac{(1,480)^2}{2 \times 9,81} = 0,026 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

$$= 0,236 \times 2 = 0,472 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

A.4. Kerugian head pada sisi ujung masuk

$$H_{sm} = k \cdot \frac{(v_s)^2}{2 \cdot g}$$

K = koefisien kerugian head pada sisi ujung masuk pipa (mulut lonceng)
 = 0,06 (Lampiran 4)

$$h_{sm} = 0,06 \times \frac{1,480^2}{2 \times 9,81} = 0,07 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

$$h_s = h_{s_p} + h_{s_v} + h_{s_e} + h_{s_m}$$

$$\text{maka : } h_s = 0,026 + 0,0199 + 0,472 = 0,697 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

B. Head Losses pada pipa tekan (h_d)

Kerugian head head pada pipa tekan yang terjadi pada bagian pompa diantaranya adalah :

1. Kerugian head akibat gesekan pada pipa tekan.
2. Kerugian head akibat adanya check valve.
3. Kerugian head akibat adanya gate valve
4. Kerugian head akibat adanya elbow
5. Kerugian head akibat adanya reducer (pembesaran pipa)

B.1. Kerugian head akibat gesekan pada pipa tekan (h_{dp})

Kerugian head dapat ditentukan dengan persamaan :

$$h_{dp} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{(v_d)^2}{2 \times g} \quad \dots \text{ (Lit 2 hal 28)}$$

Dimana :

$$L = \text{panjang pipa tekan} = 55 \text{ [m]}$$

D = diameter dalam pipa = 0,254 [m]

vd = kecepatan aliran di dalam pipa = 1,48 [m/dtk]

g = konstanta gravitasi bumi = 9,81 [m/dtk²]

f = koefisien gesekan pipa
= 0,021 (dari perhitungan sebelumnya)

$$\text{maka : } h_{sp} = 0,021 \times \frac{55}{0,254} \times \frac{(1,480)^2}{2 \times 9,81} = 0,508 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

B.2. Kerugian head pada check valve (hdc)

$$h_{dc} = k_v \times \frac{(vd)^2}{2 \times g} \quad (\text{Lit. 2 Hal. 38})$$

Dimana :

k = koefisien kerugian head pada check valve
= 1,15 untuk Dn 10 [in] ... (Lampiran 6)

$$\text{maka : } h_{dc} = 1,15 \times \frac{(1,480)^2}{2 \times 9,81} = 0,129 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

B.3. Kerugian head pada gate valve (hdg)

$$h_{dg} = k \times \frac{(vd)^2}{2 \times g} \quad (\text{Lit. 2 Hal. 38})$$

Dimana :

k = koefisien kerugian head pada gate valve
= 0,09 untuk Dn 10 [in] ... (Lampiran 6)

$$\text{maka : } h_{dg} = 0,09 \times \frac{(1,480)^2}{2 \times 9,81} = 0,010 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

B.4. Kerugian head pada elbow (hde)

$$h_{de} = z \times k \times \frac{(vd)^2}{2 \times g}$$

Dimana :

$$z = \text{jumlah elbow } 90^\circ = 2 \text{ buah, } 45^\circ = 4 \\ = 6 \text{ [buah]}$$

$$k = \text{koefisien kerugian head pada elbow } 90^\circ \\ = [0,131 + 1,847 \left(\frac{D}{2R}\right)^{3,5}] \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0,5} \quad (\text{Lit.2 Hal. 34})$$

$$D/R = 1 \text{ untuk } \theta = 90^\circ$$

$$= [0,131 + 1,847 (1/2)^{3,5}] (90/90)^{0,5} = 0,294$$

$$\text{maka : } h_{dc} = 2 \times 0,294 \times \frac{(1,480)^2}{2 \times 9,81} = 0,066 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

$$k = \text{koefisien kerugian head pada belokan pipa } (45^\circ) = 0,236$$

$$h_{de} 45^\circ = 4 \times 0,236 \times \frac{(1,480)^2}{2 \times 9,81} = 0,105 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

$$\text{jadi } h_{de} \text{ total} = 0,294 + 0,105 = 0,399 \text{ (mH}_2\text{O)}$$

B.5. Kerugian head pada tapper (hdt)

$$h_{dt} = k \times \frac{(v1-v2)^2}{2 \times g} \quad (\text{Lit. 2 Hal. 35})$$

$$v_1 = \frac{4.Q}{\pi(D_1)^2}$$

$$\frac{D_2}{D_1} = 1,5$$

(Lampiran 4)

$$D_1 = \frac{0,254}{1,5} = 0,169 \text{ [m]}$$

$$V_1 = \frac{4 \times 0,075}{\pi(0,169)^2} = 3,366 \text{ [m/det]}$$

k = koefisien kerugian head pada reducen (pembesaran di pipa tekan)

$$= 0,7 \text{ untuk } \theta = 30^0$$

(Lampiran 4)

$$h_{dr} = 0,7 \times \frac{(3,366 - 1,480)^2}{2 \times 9,81} = 0,127 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

$$h_d = h_{dp} + h_{dc} + h_{dg} + h_{de} + h_{dr}$$

$$= 0,508 + 0,129 + 0,010 + 0,399 + 0,127$$

$$= 1,172 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

$$H_L = h_s + h_d + h_p$$

$$= 0,697 + 1,172 = 1,869 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

3.2.4. Head Total Pompa

Head total pompa adalah head yang harus disediakan untuk menaikkan air sungai ke reservoir Berdasarkan perhitungan diatas head total pompa yang direncanakan adalah :

$$H_p = H_a + H_L + \frac{(vd)^2}{2 \cdot g}$$

Dimana :

$$H_a = \text{beda tinggi muka air} = 50 \text{ [m]}$$

$$H_L = \text{total kerugian head} = 1,076 \text{ [m]}$$

$$\text{Maka : } H_p = 50 + 1,869 + \frac{(1,480)^2}{2 \times 9,81} = 51,870 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

Untuk mengatasi terjadinya beberapa kemungkinan yang tidak diinginkan dalam pengoperasian pompa, antara lain :

- Kebocoran-kebocoran pada sambungan pipa.
- Perubahan besar koefisien gesek pipa yang tergantung pada umur pipa.
- Pembulatan-pembulatan yang dilakukan pada perhitungan dan lain sebagainya.

Maka head total pompa yang sebenarnya harus ditambah (5 – 10%) dari head total yang direncanakan yaitu, diambil 6 [%]. Sehingga diperoleh :

$$H_p = 1,07 \times 52 = 54,05 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

$$= 51,870 + (51,870 \times 6\%) = 54,982 \text{ [mH}_2\text{O]} \approx 55 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

maka head total pompa yang direncanakan adalah 55 [m]

3.3. Pemilihan Motor Penggerak

Ada beberapa alternatif yang harus dipertimbangkan dalam memilih motor penggerak, sehingga penggunaannya lebih efektif dan efisien. Secara umum motor penggerak yang digunakan adalah motor listrik, motor bakar, dan turbin uapp. Pompa-pompa yang digerakkan oleh motor diesel atau mesin lainnya, putarannya harus disesuaikan dengan putaran motor diesel. Dan sering pompa yang digerakkan mesin lain putarannya tidak sama dengan motornya, karena selalu dikopel selalu dengan sistem transmisi belt atau gear box.

Dalam perencanaan ini dipilih motor listrik sebagai tenaga penggerak dengan pertimbangan sebagai berikut :

- Pengoperasian lebih mudah
- Dapat dikopel langsung dengan pompa
- Harga mesin relatif lebih murah
- Perawatan dan pemeliharaan mudah.
- Tidak menimbulkan polusi

3.4. Putaran Pompa

Pompa selalu mengikuti putaran motor. Pompa yang digerakkan oleh elektro motor akan putarannya selalu dibuat sama dengan putaran nomor,

maka head total pompa yang direncanakan adalah 55 [m]

3.3. Pemilihan Motor Penggerak

Ada beberapa alternatif yang harus dipertimbangkan dalam memilih motor penggerak, sehingga penggunaannya lebih efektif dan efisien. Secara umum motor penggerak yang digunakan adalah motor listrik, motor bakar, dan turbin uapp. Pompa-pompa yang digerakkan oleh motor diesel atau mesin lainnya, putarannya harus disesuaikan dengan putaran motor diesel. Dan sering pompa yang digerakkan mesin lain putarannya tidak sama dengan motornya, karena selalu dikopel selalu dengan sistem transmisi belt atau gear box.

Dalam perencanaan ini dipilih motor listrik sebagai tenaga penggerak dengan pertimbangan sebagai berikut :

- Pengoperasian lebih mudah
- Dapat dikopel langsung dengan pompa
- Harga mesin relatif lebih murah
- Perawatan dan pemeliharaan mudah.
- Tidak menimbulkan polusi

3.4. Putaran Pompa

Pompa selalu mengikuti putaran motor. Pompa yang digerakkan oleh elektro motor akan putarannya selalu dibuat sama dengan putaran nomor,

karena pompa akan dikopel langsung dengan elektro. Dasar dari penetapan putaran elektro motor adalah rumus :

$$n = 120 \times \frac{f}{p} [\text{rpm}] \quad \dots (\text{Lit 3 hal 10-58})$$

dimana :

n = putaran motor (rpm)

f = frekwensi tenaga listrik = 50 [Hz] (untuk Indonesia)

p = jumlah pole/kutub (2,4,6, ...)

= 4 pole (direncanakan)

$$\text{maka : } n = 120 \times \frac{50}{4} = 1500 [\text{rpm}]$$

Motor yang digunakan adalah motor induksi yang mana putarannya menjadi lebih kecil (2 – 4%) dari putaran di atas, akibat terjadi slip pada elektromotor.

$$n = (0,98 - 0,96) \cdot 1500$$

$$= (1470 - 1440) [\text{rpm}]$$

$$= 1460 [\text{rpm}] (\text{direncanakan})$$

Pada umumnya pompa direncanakan atas dasar putaran motor. Putaran motor dipilih agar memenuhi kecepatan spesifik yang konsisten dengan efisiensi pompa yang tinggi dan kondisi penghisapan yang ada. Jika NPSH yang diperlukan adalah lebih kecil dari NPSH yang tersedia pada kapasitas yang sama, maka keamanan terhadap kavitasi sudah terpenuhi. Jika

Kapasitas pompa yang direncanakan adalah 75 [l/dtk] maka dibuat impeller masukan tunggal, satu tingkat.

Kecepatan spesifik dapat dihitung dengan rumus :

$$n_s = \frac{n \times \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad \dots \text{ (Lit hal 49)}$$

dimana :

n_s = kecepatan spesifik

n = putaran pompa = 1460 [rpm]

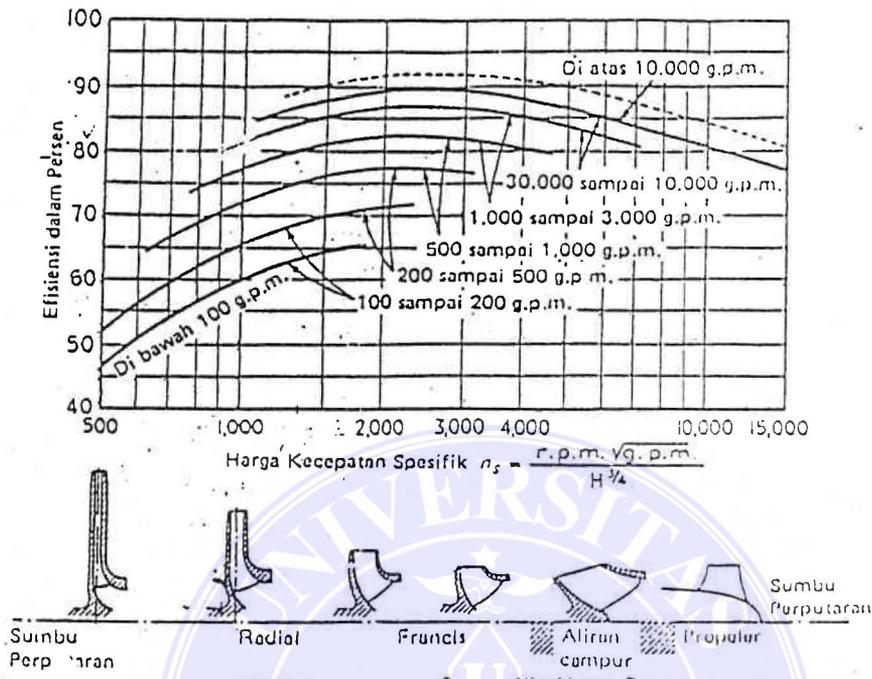
Q = kapasitas pompa = 75 [l/dtk]
= 75.60 / 3,785 = 1189 [gpm]

H = head pompa = 55 [m]
= 55.3,2808 = 180,44 [ft]

Maka diperoleh kecepatan spesifik kecepatan pompa (n_s)

$$n_s = \frac{1460 \times \sqrt{1189}}{180,44^{3/4}} = 1023,24$$

Pada pompa sentrifugal kecepatan spesifik akan semakin baik efisiensi pompa, jika pompa bekerja pada kapasitas kerja pompa yang sama. Pada gambar 3.2 menunjukkan hubungan bentuk impeller dan kecepatan spesifik serta efisiensi pompa sentrifugal pada beberapa besaran kapasitas pompa.



Gambar 3.2. Hubungan bentuk impeller dan efisiensi

Dari gambar diatas efisiensi pompa dapat diperoleh sebesar 80 [%]. Berdasarkan kecepatan spesifik yang diperoleh, maka impeller yang sesuai dipakai adalah jenis radial atau disebut juga pompa sentrifugal horizontal isapan tunggal.

3.6. Impeller

Impeller adalah bagian penting pompa sentrifugal, dimana terjadi perubahan energi mekanis berupa putaran menjadi kecepatan air. Pada impeller terdapat rangkaian sudu melengkung. Impeller dengan sudu-sudunya akan diputar oleh motor penggerak pompa menyebabkan air yang berbeda diantara

sudu-sudu akan berputar dan gerakan air akan mengikuti bentuk sudu-sudu keluar dari impeller dengan kecepatan yang besar. Kecepatan air yang besar akan dirubah menjadi tekanan air atau head pompa. Perubahan kecepatan menjadi head ini terjadi pada rumah pompa dan impeller.

Berdasarkan bentuknya, maka impeller pompa sentrifugal dapat digolongkan pada :

1. Impeller Terbuka (Open Impeller)

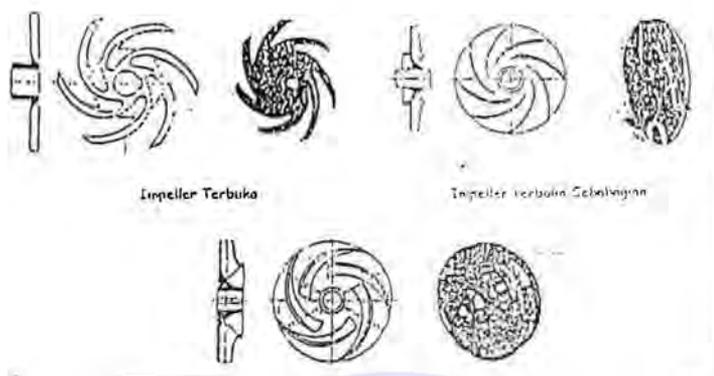
Bentuk impeller terbuka ini tidak ber dinding pada kedua sisinya. Jadi hanya terdiri dari sudut bersenyawa dengan hubungan dan hubungan ini terpasang pada poros pompa. Impeller ini biasa digunakan untuk memompa air kotor yang mengandung partikel kasar seperti lumpur dan cairan yang korosif.

2. Impeller Terbuka Sebahagian (Semi Open Impeller)

Pada impeller ini, setiap setengah terbuka sudu-sudu dipasang dinding disebelah sisi luar aliran dengan tujuan untuk mencegah masuknya kotoran-kotoran dari luar yang dapat mengganggu operasi pompa. Impeller ini biasa dipergunakan untuk memompa air yang kurang bersih.

3. Impeller Tertutup

Bentuk impeller tertutup ini, sudu-sudunya terkurung antara dua buah dinding dan merupakan satu kesatuan dengan kedua dinding tersebut. Impeller ini biasa dipergunakan untuk air bersih dan cairan yang tidak korosi.



Gambar 3.3. bentuk-bentuk impeller

Berdasarkan spesifikasi tugas yang direncanakan yaitu pompa sentrifugal untuk memompakan air bersih. Maka type impeller yang dipilih dalam perencanaan ini adalah “impeller tertutup”, yang mana impeller ini cocok untuk memompa air bersih berdasarkan ketentuan-ketentuan yang telah diuraikan diatas.

Untuk pemilihan bahan impeller, yang paling penting diperhatikan adalah zat cair yang akan dipompakan. Pada perencanaan ini zat cair ini yang dipompakan adalah air yang mempunyai $pH = 6 - 8$. Berdasarkan ... (Lit hal 155), bahwa $pH = 6 - 8$ material yang sesuai untuk dipakai impeller adalah “Bronze”.

3.7. Kavitasi

3.7.1. Proses Timbulnya Kavitasi

Kavitasi adalah pembentukan dan pecahnya gelembung-gelembung uap didalam aliran fluida. Terbentuknya gelembung uap ini disebabkan tekanan didalam aliran fluida turun hingga lebih rendah dari pada tekanan penguapan dari temperatur fluida tersebut. Pada pompa, penurunan tekanan ini umumnya disebabkan :

- Meningkatnya jarak tinggi hisap aliran.
- Menurunnya tekanan di dalam aliran.

Tempat-tempat yang bertekanan rendah maupun yang berkecepatan tinggi di dalam aliran sangat rawan terjadinya pada pompa. Jika pompa mengalami kavitasi maka akan timbul suara berisik dan getaran, selain itu performansi pompa akan turun secara tiba-tiba sehingga pompa tidak dapat bekerja dengan baik. Dan jika pompa dijalankan dalam keadaan kavitasi secara terus-menerus dalam jangka waktu lama, maka permukaan dinding saluran aliran yang berkavitasi akan mengalami kerusakan sehingga berlobang-lobang.

3.7.2. Mencegah Timbulnya Kavitasi

Untuk mencegah terjadinya kavitasi pada instansi pompa maka ada beberapa hal yang perlu diperhatikan :

1. Mengurangi jumlah tikungan (elbow) seminimal mungkin pada sisi hisap dan memperpendek pipa isap.
2. Membuat sudut masuk impeller sekecil mungkin dalam batas-batas tertentu untuk mendapatkan kecepatan relatif masuk kecil.
3. Membuat jumlah sudu semaksimal mungkin untuk mendapatkan pengarah aliran yang baik.
4. Memasang pompa dengan tinggi hisap serendah mungkin agar pompa dapat bekerja dengan baik.

3.7.3. Pemeriksaan Kavitasi

Agar pompa dapat bekerja tanpa mengalami kavitasi, maka harus dipenuhi persyaratan : NPSH yang tersedia > NPSH yang diperlukan.

A. Net Positive Suction Head (NPSH) yang tersedia

Untuk menghitung NPSH yang tersedia digunakan rumus :

$$= \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - H_a - H_{L,S} \quad \dots \text{ (Lit 2 hal 44)}$$

dimana :

$$P_a = \text{tekanan atmosfer} = 1 \text{ [atm]} = 10332 \text{ [kg/m}^2\text{]}$$

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

$$= 0,9957 \text{ [kg/l]}, \text{ pada temp } 30 \text{ [}^{\circ}\text{]} \quad \dots \text{ (Lampiran 2)}$$

$$= 995,7 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$P_v = \text{tekanan uap jenuh}$$

$$= 0,04325 \text{ [kg/cm}^2\text{]} \text{ pada temperatur } 30 \text{ [}^\circ\text{]}$$

$$= 432,5 \text{ [kg/m}^2\text{]}$$

$$H_s = \text{head hisap statis} = 3 \text{ [m]}$$

$$H_{LS} = \text{head lossis pada pipa hisap} = 0,697 \text{ [m]}$$

Maka NPSH yang tersedia adalah :

$$= \frac{10332}{995,7} - \frac{432,5}{995,7} - 3 - 0,697 = 6,245 \text{ [m]}$$

B. Net Positive Suction Head (NPSH) yang diperlukan

NPSH yang diperlukan :

$$= \sigma \times H \quad \dots \text{ (Lit 2 hal 46)}$$

dimana :

σ = koefisien kavitasi thoma

H = head pompa = 55 [m]

Kecepatan spesifik pompa adalah :

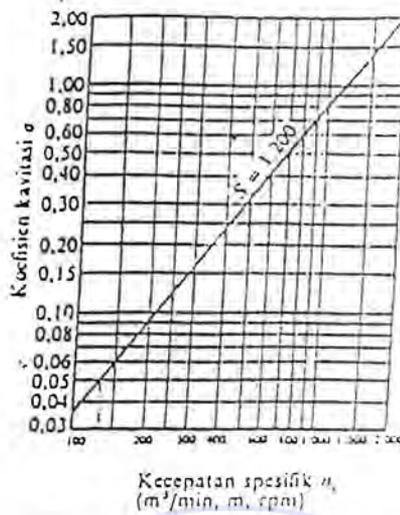
$$n_s = n \times \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad \dots \text{ (Lit 2 hal 65)}$$

dimana :

N = putaran pompa = 1460 [rpm]

Q = kapasitas pompa = 75 [l/dtk] = 4,5 [m³/menit]

$$\text{maka : } n_s = 1460 \times \frac{\sqrt{4,5}}{55^{3/4}} = 153,35 \text{ [rpm]}$$



Gambar 3.4. hubungan antara koefisien kavitasasi dan kecepatan spesifik

Untuk kecepatan spesifik 153,35 [rpm], maka diperoleh kavitasasi thoma

$\sigma = 0,06$, sehingga diperoleh bahwa :

NPSH yang tersedia > NPSH yang diperlukan, maka pompa bekerja dengan baik tanpa mengalami kavitasasi.

3.8. Daya Pompa dan Motor Penggerak

Motor penggerak harus mampu memberikan daya untuk memutar impeller pompa sesuai dengan beban yang ada pada pompa. Daya pompa bergantung pada head serta kapasitas pompa. Daya pompa dapat dihitung dari rumus sebagai berikut :

$$P = \frac{\gamma \times Q \times H}{75 \times \eta} \quad \dots \text{ (Lit 3 hal 37)}$$

dimana :

γ = berat jenis air [kg/l]

$$= 0,9957 \text{ [kg/l] pada temperatur } 30 \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad \dots \text{ (Lampiran 2)}$$

$$Q = \text{kapasitas pompa} = 74 \text{ [l/dtk]}$$

$$H = \text{head total pompa} = 55 \text{ [m]}$$

$$\eta = \text{efisiensi pompa} = 80 \text{ [%]}$$

$$\text{maka : } P = \frac{0,9957 \times 75 \times 55}{75 \times 0,80} = 68,45.0,7456 = 51 \text{ [kW]}$$

Daya pompa diatas adalah daya yang dibutuhkan oleh pompa untuk menggerakkan poros pompa agar memompa air. Daya ini harus diberikan oleh motor penggerak. Elektromotor atau mesin diesel atau mesin lainnya dapat dipergunakan sebagai penggerak pompa. Jika putaran motor penggerak sesuai putaran pompa, maka antar pompa dan motor akan dikopel langsung, tetapi jika putaran pompa tidak sesuai maka antara pompa dapat mempergunakan sistem transmisi seperti gear box atau transmisi belt.

Pada perencanaan ini pompa dikopel langsung dengan motor listrik, daya nominal penggerak mula yang dipakai untuk menggerakkan pompa harus ditetapkan dari rumus :

$$P_m = \frac{p \times (1 + \alpha)}{\eta_t}$$

dimana :

$$P_m = \text{daya nominal penggerak mula [kW]}$$

$$\alpha = \text{faktor cadangan} = (0,1 - 0,2) \text{ untuk motor induksi}$$

= diambil 0,1

η = efisiensi transmisi

= 1 (untuk nomor listrik yang dikopel langsung)

$$\text{maka : } P_m = \frac{x(1+0,1)}{1} = 56 \text{ [kW]}$$



BAB 5

RUMAH POMPA

5.1. Rumah Pompa

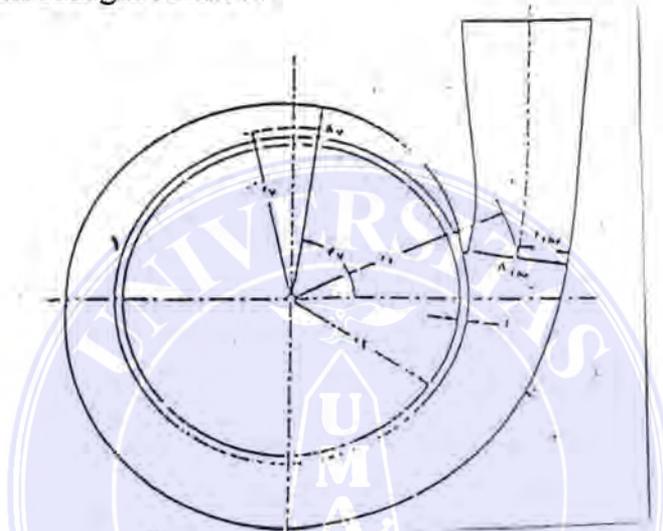
Rumah pompa dirancang sedemikian rupa sehingga kerugian-kerugian yang mungkin terjadi di dalam rumah pompa dapat direduksi sekecil mungkin. Rumah pompa (Pump Casing) berfungsi untuk menggerakkan aliran fluida (mengumpul fluida yang meninggalkan impeller) kemudian merubah energi kinetis (velocity head) menjadi energi tekan (Pressure head) dan mengalirkannya dari impeller ke discharge.

5.2. Jenis Rumah Pompa

Pompa yang direncanakan adalah dari jenis : single stage / single suction. Untuk pompa jenis pada umumnya digunakan rumah pompa jenis volute casing. Casing ini berbentuk spiral atau disebut rumah keong. Bentuk casing ini dibuat sedemikian rupa dimana luas penampang casing perlahan-lahan bertambah besar ke arah sisi rumah. Ini dimaksud untuk merubah energi kinetik menjadi energi tekan atau agar kecepatan fluida di dalam rumah tidak bertambah.

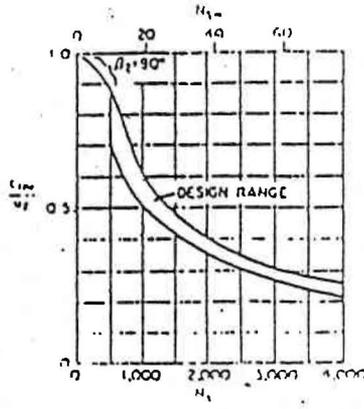
5.3. Ukuran-Ukuran Rumah Pompa

Ukuran dapat menggambarkan rumah pompa, maka volute dibagi atas delapan (8) bagian penampang yang masing-masing terletak pada sudut 45° , 90° , 130° , 189° , 225° , 270° , 315° , 360° , bentuk dasar dari volute casing dapat digambarkan sebagai berikut :



Gambar 5.1. rumah pompa

Untuk menghitung dimensi dari volute maka harus diketahui kecepatan aliran pada leher rumah pompa (throat casing) dalam hal ini dinotasikan dengan C_{thr} . Kecepatan aliran pada leher rumah pemompa (C_{thr}) tergantung dari putaran spesifik pompa, dapat dilihat melalui grafik antara : $(C_{thr}/U_2) - vs$ putaran spesifik (ns).



Gambar 5.2. ns dengan lebar leher rumah pompa

Putaran spesifik telah diperoleh dari perhitungan sebelumnya yaitu $ns =$

1015 (British). Dari grafik diperoleh :

$$\frac{C_{thr}}{U_2} = 0,5$$

dimana :

$$U_2 = \text{kecepatan keliling pada sisi keluar impeller} \\ = 33,08 \text{ [m/dtk]}$$

$$\text{Maka : } C_{thr} = 0,5 \times 33,08 = 16,54 \text{ [m/dtk]}$$

A. Luas Penampang Leher Volute (A_{thr})

$$A_{thr} = \frac{Q}{C_{thr}} \quad \dots \text{ (Lit 34 hal 2-17)}$$

dimana :

$$Q = 0,075 \text{ [m}^3\text{/dtk]}$$

$$C_{thr} = 16,54 \text{ [m/dtk]}$$

$$\text{Maka : } A_{\text{thr}} = \frac{0,075}{16,54} = 4,534 \times 10^{-3} \text{ [m]} = 4,534 \text{ [mm]}$$

B. Jari-jari Leher Volute (r_{thr})

$$A_{\text{thr}} = \pi \times (r_{\text{thr}})^2$$

$$R_{\text{thr}} = \left(\frac{A_{\text{thr}}}{\pi} \right)^{1/2} = \left(\frac{4,534}{\pi} \right)^{1/2} = 1,201 \text{ [mm]}$$

C. Jari-Jari Leher ke Pusat Lingkaran Casing (r_4)

$$R_4 = r_2 \times t_r \times r_{\text{thr}} \quad \dots \text{ (Lit 3 hal 2 – 17)}$$

Dimana :

R_{vi} = jari-jari lintasan antara impeller dengan casing

$$= \left(\frac{A_v}{\pi} \right)^{1/2}$$

D. Jari-Jari Volute (r_v)

$$r_v = r_2 \times t_r \times r_{\text{vir}}$$

dimana :

t_r = clereance antara lidah volute pada throat dengan impeller

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

untuk ; $\varphi = 45^0$, maka :

$$A_v = A_{thr} \times \left(\frac{\Phi_v}{360} \right) = 4534 \times \left(\frac{45}{360} \right) = 566,75 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$\text{Dan : } r_{v,3} = \left(\frac{A_v}{\pi} \right)^{1/2} + 16 + 13,43 = 245,93 \text{ [mm]}$$

E. Tabel Rumah Pompa (S)

$$S = \alpha \times Y \times \left(\frac{P \times D}{2 \times r_1} \right) + Z \quad \dots \text{ (Lit 6 hal 30)}$$

Dimana :

- α = faktor keamanan kontribusi (4 – 5)
 = 5 (dimasukkan, rumah pompa dapat menahan tekanan air dan berat pompa itu sendiri)
- Y = koefisien profil bentuk penampang
 = 1,6 (untuk profil lingkaran)
- D = diameter rumah pompa yang mengalami tekanan terbesar
 = $r_{v 180} + r_{v 360} = 259,37 + 270,49 = 529,86 \text{ [mm]} = 52,98 \text{ [cm]}$
- P = tekanan pada rumah pompa
 = $\gamma \cdot H = \rho \cdot g \cdot H = 995,7 \cdot 9,81 \cdot 55$
 = $537229,9 \text{ [N/m}^2\text{]} = 5,37 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$
- Z = toleransi ketelitian penuangan
 = (2 – 3) [mm] = 0,3 [cm] diasumsikan)

τ_1 = tegangan tarik ijin bahan

= bahan rumah pompa dipilih dari besi cor kelabu JIS G 5501 FC 35

dengan kekuatan tarik $\tau_1 = 3500 \text{ kg/cm}^2$, dengan mengambil faktor

keamanan (v) = 5 maka : ... (Lampiran 10)

$$\tau_1 = \frac{3500}{5} = 700 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

maka dapat diperoleh tebal rumah pompa :

$$S = 5 \times 1,6 \times \left(\frac{5,37 \times 52,98}{2 \times 700} \right) + 0,3 = 1,92 \text{ [cm]} = 19,2$$

5.4. Baut Pengikat Rumah Pompa

Pada konstruksi rumah pompa, baut pengikat akan mengalami tegangan tarik akibat adanya tekanan fluida di dalam rumah pompa. Bahan baut direncanakan dari St 37, dan akan mengalami beban dinamis dua arah, maka diambil suatu faktor keamanan (v) = 10.

Gaya yang terjadi pada baut akibat tekanan :

$$F = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times P$$

Dimana :

n = jumlah baut pengikat = 12 (direncanakan)

A = luas penampang baut

$$= \pi/4 \cdot (db)^2$$

d_b = diameter baut

τ_1 = tegangan tarik izin bahan baut

$$= 3700 / 10 = 370 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

sehingga :

$$P = \frac{F}{n} = \frac{11832}{12} = 986,02 \text{ [kg]}$$

Agar baut aman terhadap gaya yang timbul

$$\text{Maka : } \tau_1 \geq \frac{P}{(\pi/4) \times (d_b)^2}$$

$$(d_b) = \sqrt{\frac{P}{(\pi/4) \times (\tau_1)}} = \sqrt{\frac{986,02}{(\pi/4) \times (370)}} = 1,84 \text{ [cm]}$$

$$d_b = 18,4 \text{ [mm]}$$

sesuai dengan standart yang ada, yaitu JIS B 0205, maka diameter baut M 20

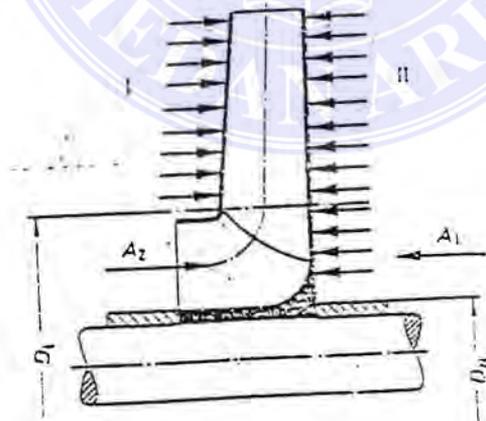
...(Lampiran 12).

BAB 6

GAYA AKSIAL DAN BANTALAN

6.1. Gaya Aksial

Gaya aksial terjadi karena adanya tekanan yang bekerja di piringan roda sudu sebelah kiri dan kanan sesuai dengan tanda panah pada gambar 6.1., dimana pada bagian sebelah kanan pada II mempunyai luas tekanan yang lebih besar, hampir sama dengan bidang lengkungan antara (D_1 dan D_h) akibat tekanan di bidang II lebih besar dari pada bidang I, sehingga tekanan tersebut mengakibatkan dorongan dan timbul geser axial dari A_1 , dalam arah ke mulut sisi hadap, sedangkan dari A_2 terdapat gaya geser axial yang sangat kecil, akibat adanya dari suatu pembelokan aliran fluida.



Gambar 6.1. penampang impeller yang mengalami gaya axial

6.2. Gaya Kibat Tekanan Aliran Fluida

Pada pompa isapan tunggal gaya aksial timbul karena luas bagian depan dari lengkungan mendapat tekanan air masuk yaitu suction pressure dan bagian belakang lengkungan mendapat tekanan air keluar atau discharge pressure.

Besar resultan gaya aksial (T_a) adalah :

$$T_a = T_1 \times T_2$$

Dimana :

T_1 = total gaya-gaya yang terjadi pada sisi muka dan belakang impeller

T_2 = gaya yang diakibatkan oleh perubahan momentum air yang memasuki Impeller (dengan arah yang berlawanan dengan T_1)

• **Besar gaya aksial, T_1 adalah :**

$$T_1 = (P_1 \times P_0) \times \pi/4 \times [(D_0)^2 - (D_h)^2] \quad \dots \text{ (Lit 1 hal 156)}$$

Dimana :

T_1 = gaya aksial

P_t = tekanan di belakang impeller

P_0 = tekanan di muka impeller

D_0 = diameter mata impeller = 0,184 [m]

D_h = diameter hub impeller = 0,063 [m]

$$P_t - P_0 = \frac{3}{4} \times \frac{(U_2)^2 - (U_1)^2}{2 \times g} \times \gamma \quad \dots \text{ (Lit hal 156)}$$

U_2 = kecepatan keliling sisi keluar = 33,08 [m/dtk]

$$U_1 = \text{kecepatan keliling sisi masuk} = 14,05 \text{ [m/dtk]}$$

$$\gamma = \text{berat jenis air} = 995,7 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$P_t - P_0 = \frac{3}{4} \times \frac{(33,08)^2 - (14,05)^2}{2 \times 9,81} \times \gamma = 341,37,2 \text{ [kg/m}^2\text{]}$$

$$\text{Maka : } T_1 = 34137,2 \times \pi/4 [(0,214)^2 - (0,072)^2] = 1088,3 \text{ [kg]}$$

- **Besar gaya yang diakibatkan oleh perubahan momentum air yang memasuki impeller (dengan arah yang berlawanan dengan T_1 , T_2)**

$$T_2 = \frac{\gamma \times Q \times C_o}{g} \dots \text{ (Lit 1 hal 155)}$$

Dimana :

$$Q = \text{kapasitas aliran melalui impeller} = 0,075 \text{ [m}^3\text{/dtk]}$$

$$\gamma = \text{berat jenis air} = 995,7 \text{ [kg/dtk}^2\text{]}$$

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

$$C_o = \text{kecepatan sisi masuk impeller} = 3,1 \text{ [m}^3\text{/dtk]}$$

$$\text{Maka : } T_2 = \frac{995,7 \times 0,075 \times 3,1}{9,81} = 23,6 \text{ [kg]}$$

Maka gaya aksial, T_a adalah :

$$T_a = T_1 - T_2 = 1088,3 - 23,6 = 1064,7 \text{ [kg]}$$

Untuk mengatasi gaya aksial, maka digunakan wearing ring dan balancing hole, gaya aksial yang dapat dikurangi dengan pemakaian wearing ring dan balancing hole adalah (75 – 90%) ... (Lit 6 hal 205)

Jadi besarnya gaya aksial yang harus ditahan oleh bantalan aksial adalah:

$$T_a = 1193,74 - 1193,74 \times (0,75 - 0,90)$$

$$T_a = 1193,74 - (895,3 - 1074,4) = (298,4 - 119,4)$$

$$T_a = 298,4 \text{ [kg]}$$

6.3. Berat Impeller

Untuk menghitung berat impeller secara tepat adalah sulit karena bentuknya yang rumit, sehingga untuk menghitung berat impeller tersebut, dilakukan secara pendekatan yakni dengan jalan membagi impeller atas beberapa bagian yang mudah dihitung beratnya. Dalam hal ini alur pasak dan balancing hole diabaikan.

Berat impeller dapat dihitung dengan rumus :

$$G_1 = \pi/4 \times [(D_b)^2 - (D_a)^2] \times L_i \times \gamma \text{ [kg]} \quad \dots \text{ (Lit 76 hal 246)}$$

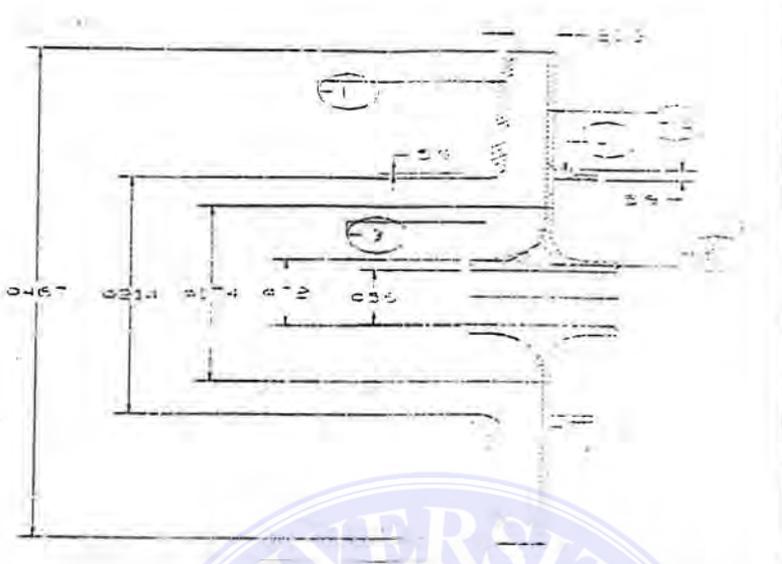
Dimana :

D_b = diameter luar setiap segmen [cm]

D_a = diameter dengan setiap segmen [cm]

L_i = tebal/panjang setiap segmen [cm]

γ = (bahan impeller diambil perunggu) ... (Lampiran 9)



Gambar 6.2. Pembagian impeller dalam menghitung berat

Sehingga diperoleh :

$$G_1 = \pi/4 \times [(43,3)^2 - (18,4)^2] \times 0,59 \times 8,8 \cdot 10^3 = 6,26 \text{ [kg]}$$

$$G_2 = \pi/4 \times [(43,3)^2 - (18,9)^2] \times 0,59 \times 8,8 \cdot 10^3 = 6,22 \text{ [kg]}$$

$$G_3 = \pi/4 \times [(18,4)^2 - (6,3)^2] \times 0,59 \times 8,8 \cdot 10^3 = 1,218 \text{ [kg]}$$

$$G_4 = \pi/4 \times [(18,9)^2 - (18,4)^2] \times 0,59 \times 8,8 \cdot 10^3 = 0,104 \text{ [kg]}$$

$$G_5 = \pi/4 \times [(6,3)^2 - (4,8)^2] \times 8 \times 8,8 \cdot 10^3 = 0,92 \text{ [kg]}$$

$$\text{Jumlah } G_i = 14,722 \text{ [kg]}$$

Sedang berat sudu (G_s) dapat dihitung sebagai berikut :

$$G_s = Z \times L \times \frac{b_1 + b_2}{2} \times \frac{t_1 + t_2}{2} \times y$$

Dimana :

$$G_S = \text{berat semua sudu [kg]}$$

Z = jumlah sudu = 5 buah

b_1 = lebar sudu pada sisi masuk = 3,66 [cm]

b_2 = lebar sudu pada sisi keluar = 1,73 [cm]

t_1 = tebal sudu pada sisi masuk = 0,59 [cm]

t_2 = tebal sudu pada sisi keluar = 1,05 [cm]

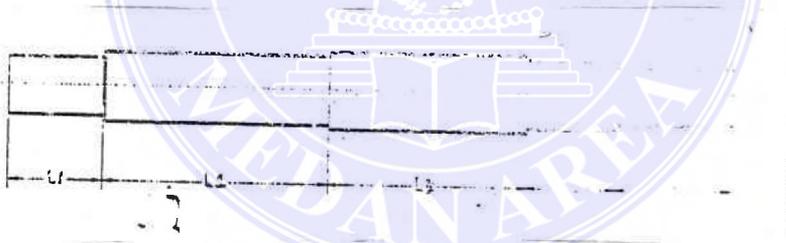
γ = berat jenis = $8,8 \cdot 10^{-3}$ [kg/cm³]

$$\text{maka : } G_s = 5 \times 42 \times \frac{3,66 + 1,73}{2} \times \frac{0,59 + 1,05}{2} \times 8,8 \cdot 10^{-3} = 4,08 \text{ [kg]}$$

sehingga berat impeller seluruhnya adalah :

$$G_t = G_i + G_s = 14,72 + 4,08 = 18,8 \text{ [kg]}$$

6.4. Berat Poros



Gambar 6.3. bentuk poros yang direncanakan

Dimana :

$$d_1 = d_5 = 48 \text{ [mm]}$$

$$L_1 = 80 \text{ [mm]}$$

$$L_4 = 55 \text{ [mm]}$$

$$d_2 = d_4 = 50 \text{ [mm]}$$

$$L_2 = 200 \text{ [mm]}$$

$$L_5 = 100 \text{ [mm]}$$

$$d_3 = d_5 = 60 \text{ [mm]}$$

$$L_3 = 170 \text{ [mm]}$$

Berat poros dihitung dengan rumus :

$$G_p = \pi/4 \times (d_p)^2 \times L_p \times \gamma \quad [\text{kg}] \quad \dots \text{ (Lit 6 hal 239)}$$

Dimana :

d_p = diameter poros [cm]

L_p = panjang poros [cm]

γ = berat jenis poros (baja tempa Nikel Chrom Molibdenum)

$$= 7,85 \cdot 10^{-3} \quad [\text{kg/cm}^3] \quad \dots \text{ (Lampiran 9)}$$

Maka berat jenis bagian tiap poros :

$$G_{p1} = \pi/4 \times (4,8)^2 \times 8 \times 7,85 \cdot 10^{-3} = 1,13 \quad [\text{kg}]$$

$$G_{p2} = \pi/4 \times (5)^2 \times 20 \times 7,85 \cdot 10^{-3} = 3,08 \quad [\text{kg}]$$

$$G_{p3} = \pi/4 \times (6)^2 \times 5,5 \times 7,85 \cdot 10^{-3} = 3,77 \quad [\text{kg}]$$

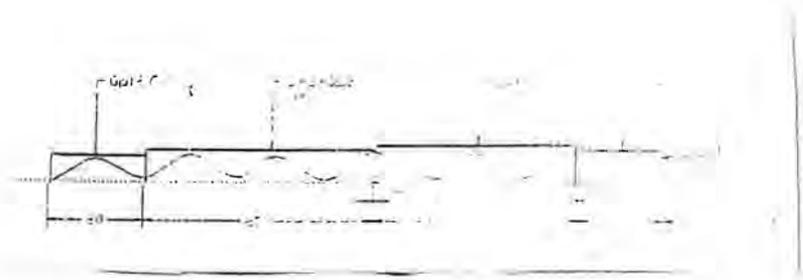
$$G_{p4} = \pi/4 \times (5)^2 \times 5,5 \times 7,85 \cdot 10^{-3} = 0,85 \quad [\text{kg}]$$

$$G_{p5} = \pi/4 \times (4,8)^2 \times 10 \times 7,85 \cdot 10^{-3} = 1,42 \quad [\text{kg}]$$

$$\text{Berat poros total} = 10,25 \quad [\text{kg}]$$

6.5. Perhitungan Gaya Radial

Gaya radial adalah beban vertikal yang diterima bantalan akibat berat poros dan berat impeller. Sistem pembebanan dapat dilihat pada gambar dibawah ini :



Gambar 6.4. sistem pembebanan pada poros

Persamaan kesetimbangan momen terhadap A, $\sum M_A = 0$

$$G_1 (40 + 20) + G_{imp} (40 + 200) + G_{p2} (100) - G_{p3} (85) - G_{p4} (170 - 27,5) - G_{p5} (170 + 55 + 50) = R_b (170)$$

Dengan memasukkan harga-harga maka diperoleh :

$$R_b (170) = (1,13 \times 240) + (18,8 \times 240) + (3,08 \times 100) - (3,77 \times 85) - (0,85 \times 197,5) - (1,42 \times 275)$$

$$R_b \cdot 170 = 4212,4 \text{ (arah ke atas)}$$

$$R_b = 24,77 \text{ [kg]}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$= GP_1 + G_{imp} + GP_2 + GP_3 + GP_4 + GP_5 = R_a + 33,03$$

$$= 1,13 + 18,8 + 3,08 + 3,77 + 0,85 + 1,42 = 24,7$$

$$R_a = 4,28 \text{ [kg] (arah ke bawah)}$$

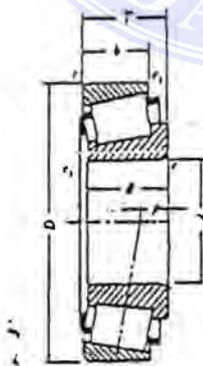
Karena tumpuan A dan B direncanakan memakai bantalan yang sama, maka sebagai dasar perhitungan diambil gaya yang terbesar yang terjadi pada tumpuan, yaitu tumpuan B. Jadi gaya radial $(F_r)_B$ yang terjadi adalah sebesar 24,77 [kg].

6.6. Bantalan

Bantalan digunakan untuk mendukung poros agar berputar dengan baik. Pada pengoperasian pompa dua jenis beban yang harus didukung oleh bantalan yaitu bantalan axial dan bantalan radial. Pada perencanaan ini type bantalan yang digunakan adalah bantalan gelinding dengan jenis bantalan rol kerucut dan rol silendris. Bantalan kerucut akan mengalami beban axial, sedangkan bantalan rol silendris akan mengalami beban radial.

6.6.1. Perhitungan Bantalan Axial

Pada perencanaan ini jenis bantalan yang digunakan adalah bantalan rol kerucut. Pemilihan nomor bantalan disesuaikan dengan diameter poros. Dalam hal ini $d_p = 50$ [mm], maka dipilih nomor bantalan yaitu No. 30310 (Lampiran 13).



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

$$D = 110 \text{ [mm]}$$

$$T = 29,25 \text{ [mm]}$$

$$B = 27 \text{ [mm]}$$

$$b = 23 \text{ [mm]}$$

$$e = 0,35 \text{ [mm]}$$

$$C = 8900 \text{ [kg]}$$

• **Pemeriksaan Kekuatan Bantalan Aksial**

Pada perhitungan sebelumnya di dapat :

- Beban axial (F_a) = 266,3 [kg]
- Beban radial (f_r) = 24,77 [kg]

Beban equivalen dinamis pada bantalan dapat dihitung dari rumus :

$$P = x \times f_r + y \times f_a \quad \dots \text{ (Lit 4 hal 135)}$$

Dimana :

P = beban equivalen

$$\frac{f_a}{f_r} = \frac{266,3}{24,7} = 10,78$$

untuk :

$$\frac{f_a}{f_r} > e : \text{ maka}$$

x = faktor pembebanan radial = 0,4

y = faktor pembebanan aksial = 1,7

Beban dinamis yang timbul :

$$C = \frac{f_h}{f_n} \times P \quad \dots \text{ (Lit 4 hal 136)}$$

Dimana :

C' = beban dinamis yang timbul

f_n = faktor umur

$$= \left(\frac{L_h}{500} \right)^{3/10} \quad \dots \text{ (Lit 4 hal 136)}$$

L_h = lama pemakaian (20000 – 30000) jam
 = 20000 jam (diasumsikan)

$$F_n = \left(\frac{20000}{500} \right)^{3/10} = 3,02$$

f_n = faktor kecepatan

$$= \left(\frac{33,3}{1460} \right)^{3/10}$$

n = putaran poros = 1460 [rpm]

$$f_n = \left(\frac{33,3}{1460} \right)^{3/10} = 0,32$$

P = beban equivalen dinamis
 = 481,23 [kg]

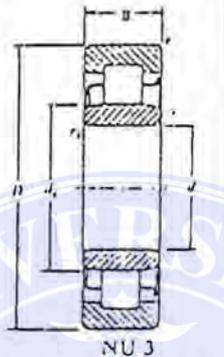
$$\text{maka : } C = \left(\frac{33,3}{0,32} \right) \times 481,23 = 4541,6 \text{ [kg]}$$

Ternyata beban dinamis yang timbul lebih kecil dari pada kapasitas nominal spesifik : $C' = 4541,6 < C = 8900$

Jadi konstruksi aman dan pemilihan jenis bantalan sudah memenuhi syarat.

6.6.2. Perhitungan Bantalan Radial

Pada perencanaan ini jenis bantalan yang digunakan adalah bantalan rol silendris. Pemilihan nomor bantalan disesuaikan dengan diameter poros. Dalam hal ini $d_p = 50$ [mm], maka dipilih nomor bantalan yaitu No. 310 (Lampiran 14).



d	= 50 [mm]
D	= 110 [mm]
B	= 27 [mm]
R	= 3 [mm]
C	= 6750 [mm]

Gambar 6.6. bantalan rol silendris

• Pemeriksaan Kekuatan Bantalan Radial

Pada perhitungan sebelumnya di dapat :

$$\text{- beban radial (fr)} = 24,7 \text{ [kg]}$$

Beban equivalen dinamis pada bantalan dapat dihitung dari rumus :

$$P = x \times fr + y \times fa \quad \dots \text{ (Lit 4 hal 135)}$$

Dimana :

P = beban equivalen dinamis

x = faktor pembebanan radial = 1

y = faktor pembebanan axial = 0

$$\text{maka : } P = 1 \times 24,7 + 0 = 24,7 \text{ [kg]}$$

Beban dinamis yang timbul :

$$C = \left(\frac{fh}{fn} \right) \times P \quad \dots \text{ (Lit 4 hal 136)}$$

Dimana :

C' = beban dinamis yang timbul

fh = faktor umur

$$= \left(\frac{fh}{500} \right)^{3/10} \quad \dots \text{ (Lit 4 hal 136)}$$

Lh = lama pemakaian (20000 – 30000) jam

= 20000 jam (diasumsikan)

$$fh = \left(\frac{20000}{500} \right)^{3/10} = 3,02$$

fn = faktor kecepatan

$$= \left(\frac{33,3}{n} \right)^{3/10}$$

n = putaran poros = 1460 [rpm]

$$fn = \left(\frac{33,3}{1460} \right)^{3/10} = 0,32$$

P = beban equivalen dinamis

= 24,7

$$\text{maka } C' = \left(\frac{33,3}{0,32} \right) \times 24,7 = 233,1 \text{ [kg]}$$

Ternyata beban dinamis yang timbul lebih kecil dari pada kapasitas nominal spesifik : $C' = 233,1 < C = 6750$

Jadi konstruksi aman pemilihan jenis bantalan sudah memenuhi syarat.

6.7. Pasak

Pada rancangan ini pasak yang dipakai adalah pasak benam. Dari perhitungan sebelumnya diketahui :

- Diameter poros, $d_p = 48$ [mm]
- Momen torsi rencana, $T = 41000$ [kg.mm]

Maka gaya tangensial yang bekerja pada permukaan poros (F) adalah :

$$F = \frac{T}{d_p/2} = \frac{4100}{48/2} = 1708,33 \text{ [kg]} \quad \dots \text{ (Lit 4 hal 25)}$$

Dengan diameter poros, $d_p = 48$ [mm], dari (Lampiran 15) diperoleh :

- Penampang pasak ($b \times h$) = 15×10 [mm]
- kedalaman alur pasak, t_1 = 5 [mm]
- kedalaman alur pasak pada hub, t_2 = $945 - 180$ [mm]
= 60 [mm] (direncanakan)

Dalam perencanaan ini bahan pasak diambil sama dengan bahan poros “Baja tempa Chrom Nikel Molibdenum” dengan kekuatan tarik (τ_1) 80 [kg/mm²]
... (Lampiran 11).

Dan - faktor kelelahan puntir, $S_{jkl} = 6$

- Faktor konsentrasi tegangan $S_{jk2} = 3$... (Lit 4 hal 25)

Maka tegangan geser izin T_{gi} adalah :

$$\tau_{gi} = \frac{\tau_1}{S_{fk_1} - S_{fk_2}} = \frac{80}{6 \times 3} = 4,4 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

sedangkan tegangan permukaan izin $P_i = 8 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$... (Lit 4 hal 25)

- **Pemeriksaan kekuatan pasak terhadap geser**

Tegangan geser yang timbul, τ_g adalah :

$$\tau_g = \frac{F}{b \times L} = \frac{1708,33}{15 \times 60} = 1,898 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

Ternyata $\tau_{gi} > \tau_g$ atau $4,4 \text{ [kg/cm}^2\text{]} > 1,898 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$, maka pasak aman terhadap tegangan geser.

- **Pemeriksaan kekuatan pasak terhadap tekanan permukaan**

Tekanan permukaan yang timbul adalah :

$$P = \frac{F}{L \times (t_1 \text{ atau } t_2)} \quad \dots \text{ (Lit 4 hal 27)}$$

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

$$P = \frac{1708,33}{60 \times 5} = 5,69 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

Untuk, $t_2 = 4,3 \text{ [mm]}$

$$P = \frac{1708,33}{60 \times 4,3} = 6,62 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

Ternyata $P_i > P$ atau $8 \text{ [kg/cm}^2\text{]} > 5,69 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$ dan $6,62 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$, dengan demikian pasak cukup aman dipakai.

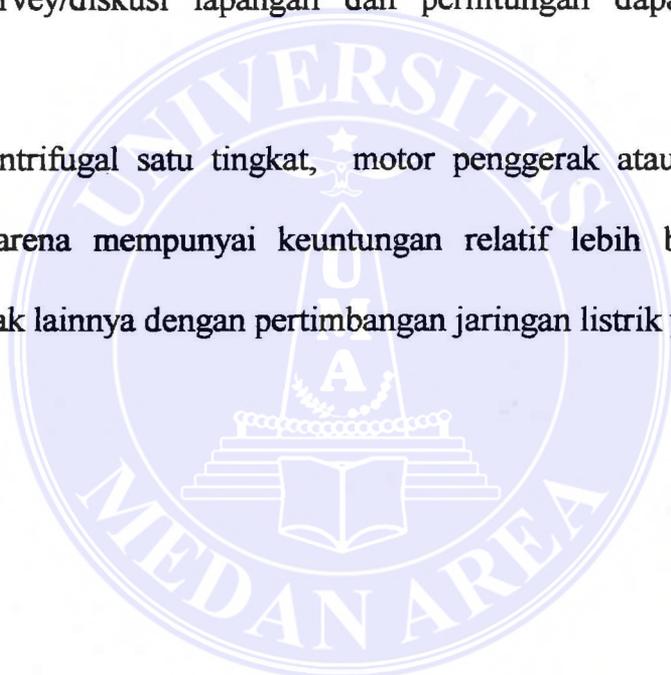
BAB 7

KESIMPULAN

Bertitik tolak dari data yang telah ditentukan dalam tugas rancangan yaitu :
Perencanaan Pompa Sentrifugal yang memompakan air bersih dari reservoir ke tanki menara.

Maka hasil survey/diskusi lapangan dan perhitungan dapat disimpulkan sebagai berikut :

Jenis pompa sentrifugal satu tingkat, motor penggerak atau driver adalah motor listrik karena mempunyai keuntungan relatif lebih baik dibanding dengan penggerak lainnya dengan pertimbangan jaringan listrik yang tersedia.



Literatur / Daftar Pustaka

1. Austin II. Church, (Alih Bahasa ; Ir. Zulkifli Harahap), "Pompa Dan Blower Sentrifugal, Penerbit Erlangga, Jakarta 1993.
2. Sularso, Kiyokatsu Suga, "Pompa Dan Kompresor". Cetakkan Pertama, PT. Pradraya Paramita, Jakarta 1978.
3. Karasik, J.I. Igor. "Pump And Book", 2nd Edition, Mc Graw Hill Book Co New York, 1986.
4. Sulastro, Kiyokatsu Suga, "Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin" Cetakan Pertama, Penerbit PT. Pradnya Paramita, Jakarta 1978.
5. Dietzel, Fritz, "Turbin Pompa Dan Kompresor" Penerbit Erlangga, Jakarta 1988.
6. Steffanov N, "Centrifugal And Axial Flow Pimp" 2nd Edition, John Willey And Sons.
7. Sofyan, Morimura "Perencanaan Dan Pemeliharaan Sistem Plambing" Penerbit PT. Pradnya Paramita Jakarta 1984