

**MESIN-MESIN FLUIDA
POMPA SENTRIFUGAL MEMOMPAKAN AIR BERSIH
DARI RESERVEOR KE MENARA UNTUK
KEBUTUHAN RUMAH TANGGA
DI KECAMATAN SIPAHUTAR
KAPASITAS : 75 L/det
HEAD : 55 Meter**

SKRIPSI

Oleh :

KRISMEN NAPITUPULU

NIM : 97.813.0051



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

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 20/9/23

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

DAFTAR ISI

	Hal
Kata Pengantar.....	i
Spesifikasi Tugas.....	iii
Kartu Bimbingan Sarjana.....	iv
Daftar Isi.....	v
Daftar Gambar.....	vi
Bab I Pendahuluan.....	1
1.1 Tinjauan Umum.....	1
1.2 Sumber Air.....	2
Bab II Teori Dasar.....	5
2.1 Energi Pada Fluida.....	5
2.2 Energi Luar.....	6
2.3 Konversi Energi Pada Pompa.....	8
2.4 Pompa Sentrifugal.....	9
2.5 Pompa Statis.....	11
2.6 Pemilihan Pompa.....	12
Bab 3 Penentuan Spesifikasi Pompa.....	13
3.1 Penentuan Kapasitas Pompa.....	13
3.2 Ukuran Pipa.....	14
3.3 Pemilihan Motor Penggerak.....	25
3.4 Putaran Pompa.....	26

3.5 Kecepatan Spesifikasi dan Efisiensi	27
3.6 Impeller	30
3.7 Kavitasi.....	32
3.8 Daya Pompa dan Motor Penggerak.....	35
Bab IV Pemilihan Elemen – Elemen Mekanis Pompa	38
4.1 Poros Pompa.....	38
4.2 Impeller	41
Bab V Rumah Pompa.....	57
5.1 Rumah Pompa	57
5.2 Jenis Rumah Pompa	57
5.3 Ukuran Rumah Pompa	58
5.4 Baut Pengikat Rumah Pompa.....	62
Bab VI Gaya Aksial Dan Bantalan	64
6.1 Gaya Aksial	64
6.2 Gaya Akibat Tekanan Aliran Fluida.....	64
6.3 Berat Impeller.....	67
6.4 Berat Poros	70
6.5 Perhitungan Gaya Radial.....	71
6.6 Bantalan.....	72
6.7 Pasak.....	77
Bab VII KESIMPULAN.....	80
LITERATUR	81

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Tinjauan Umum

Didalam industri baik yang besar maupun 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 tapi 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.

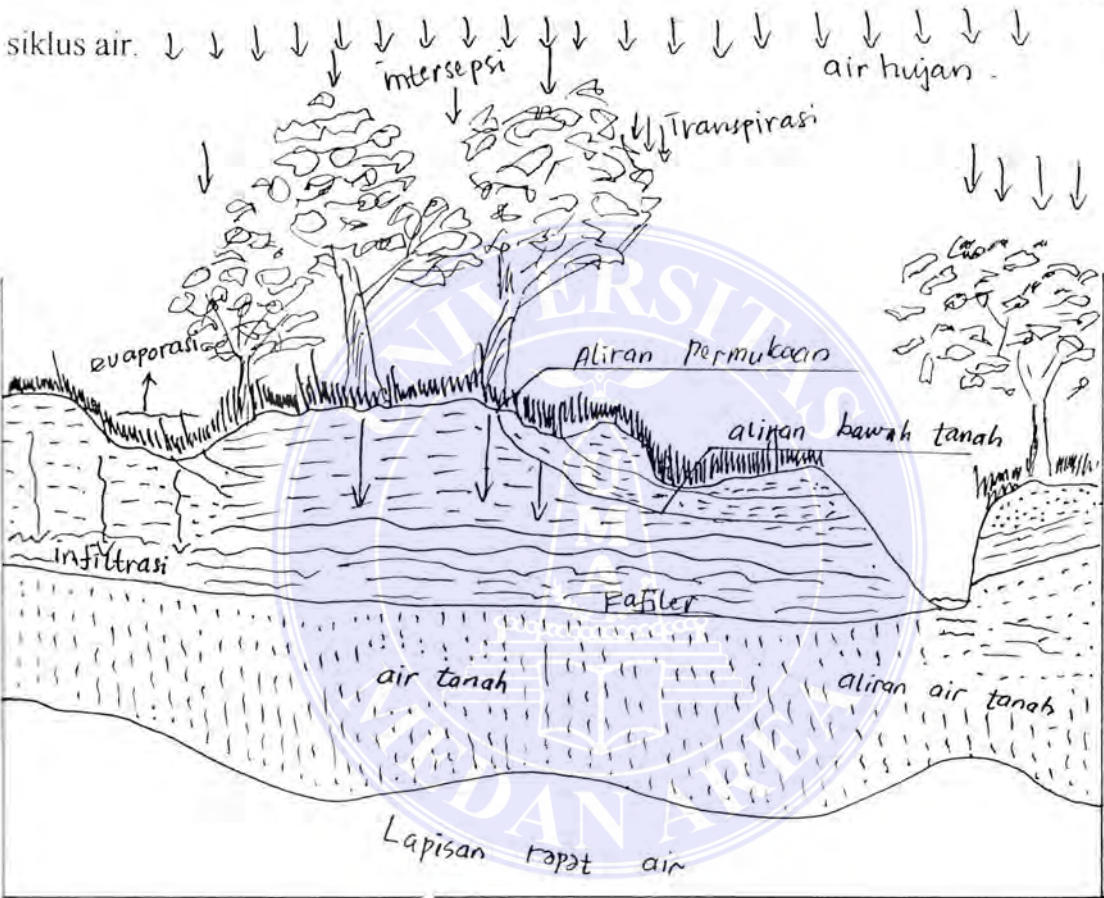
Dizaman modern ini dimana orang memerlukan air didalam berbagai bentuk kebutuhan sehingga diperikan pula syarat tertentu dari air. Untuk itu kadang-kadang diperlukan pengolahan air yang rumit dan mahal.

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, amak terlebih dahulu kita harus mengetahui bagaimana terjadinya siklus air.



Gambar 1.1. Siklus Air

Siklus air dimulai dengan adar ya hujan. Hujan terjadi karena adanya penguapan air, terutama air yang berasal dari permukaan laut. Uap air tersebut naik ke atmosfer dan di atmosfer uap air terkondensasi sehingga menjadi butiran-butiran air lalu jatuh kembali ke permukaan bumi sebagai air hujan. Air hujan yang jatuh didaratkan sebagian tetap mengalir melalui 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 dan 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 bak penyimpanan.

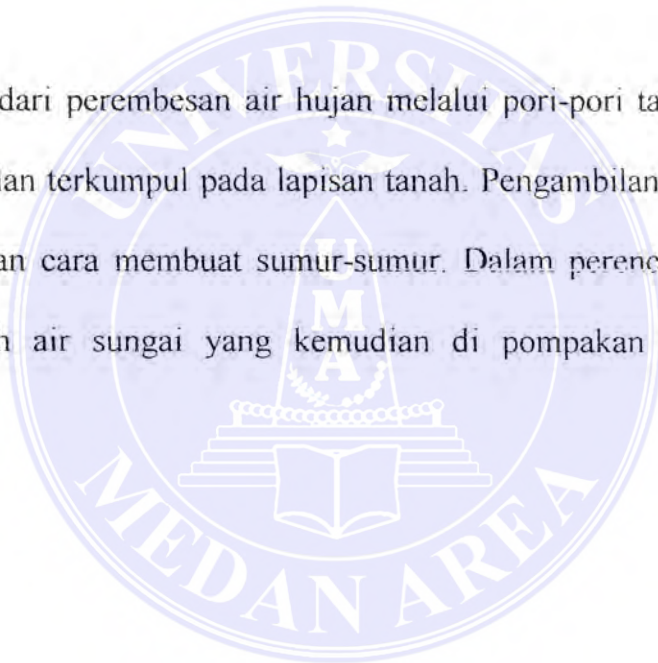
Pemakaian air hujan ini biasanya untuk keperluan rumah tangga dan pertanian.

2. Air permukaan

Air permukaan adalah air yang terdapat di atas 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 di pompakan ke sebuah reservoir.



BAB II

TEORI DASAR

2.1 Energi Pada Fluida

Setiap fluida cair ataupun 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.

Dimana :

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

P = tekanan [kg / m²]

γ = berat jenis [kg / m³]

v = kecepatan fluida [m / dtk]

g = gravitasi bumi [m / dtk²]

Z = beda tinggi letak fluida [m]

Dengan hukum 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 akibatnya 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 terjadinya pada ketiga jenis energi fluida tersebut.

Energi dari luar yang ditambahkan pada fluida dirubah menjadi kecepatan atau tekanan dan energi potensial. Demikian pula pengambilan energi fluida menyebabkan adalah 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 :

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2 \times g} + Z_1 + Em = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2 \times g} + Z_2 + H_{1,1+2}$$

dimana :

γ = berat jenis [kg / m³]

E_m = Energi mekanis [m]

H_{L1+2} = head losses pada sistem [m]

P_1, P_2 = tekanan pada titik 1 dan 2 [kg / m²]

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 sistem 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 angin energi kecepatan fluida dipergunakan untuk menggerakkan kincir.

Sebaliknya jika diberikan energi fluida atau fluida menerima kerja maka sistem tersebut disebut mesin kerja. Contoh mesin kerja adalah pompa dan kompresor. Pada pompa energi mekanik dipergunakan untuk menambah energi kecepatan dan ketinggian pompa atau tekanan yang menyebabkan air dapat mengalir dari tempat yang rendah ketempat yang tinggi. Pada kompresor

energi mekanik pada motor dipergunakan untuk menambah energi tekanan udara pada tangki tabung.

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 bagian-bagian pompa akan menghisap air dari sumber air dan 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.

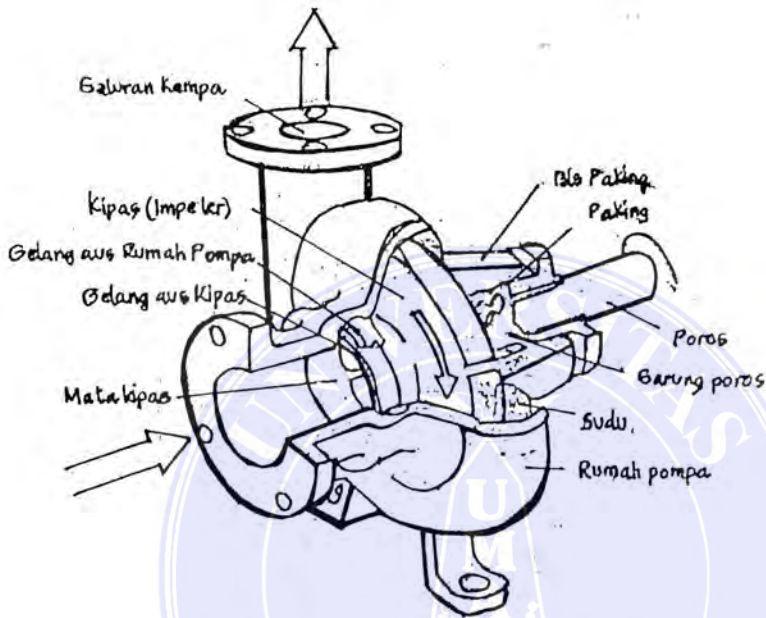
Pompa statis adalah pompa dimana energi mekanis dari motor penggerak akan diubah menjadi tekanan. Tekanan atau head pompa terjadi karena bagian pompa berusaha mendesak cairan atau fluida. Akibatnya desakan ini tekanan dalam rumah pompa bertambah. Desakan ini menyebabkan air akan keluar dari

pompa dan mengalir ke pipa tekan. Besarnya tekanan yang terjadi pada rumah pompa tergantung hambatan yang harus dibatasi pompa pada katup buang. Tekanan pada katup buang disebabkan oleh tahanan pada pipa tekan. Besarnya tekanan kemampuan daya motor penggerak. Jika materia pompa dan pipa cukup kuat dan daya motor motor penggerak cukup besar maka head pompa ini akan mampu mengatasi beban yang besar. Jadi secara teoritis head pompa statis besarnya tidak tergantung pada pompa tetapi pada beban yang ada pada pipa tekan. Contoh pompa statis adalah pompa torak dan pompa rotari.

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 penampungannya mulai dari kecil mengembang menjadi besar. Dengan penampang yang makin besar ini maka kecepatan fluida yang tinggi pada saat keluar impeller akan dikurangi pada



Gambar Bagian-bagian Pompa Sentrifugal.

rumah pompa. Akibat pengurangan kecepatan ini, maka sesuai dengan hukum Bernouilly tekanan akan bertambah. Dengan tekanan yang besar maka fluida dapat mengalir ketempat yang lebih tinggi atau ketempat 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.

Secara umum pompa sentrifugal mempunyai komponen utama yaitu :

1. Poros

Poros berfungsi sebagai 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 yang 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 menodorong 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.

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 dari bawah ini.

1. Pompa Sentrifugal

- Menghasilkan kapasitas yang besar
- Dioperasikan pada kecepatan putar yang tinggi dan dapat dikopel langsung dengan motor penggerak.
- Dapat menghasilkan head yang rendah dan tinggi
- Biaya operasional dan pemeliharaan yang 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.

BAB III

PENENTUAN SPESIFIKASI POMPA

Dalam perencanaan pompa maka pemilihan jenis pompa ditentukan oleh hal-hal sbb:

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

3.1. Penentuan Kapasitas Pompa

Pada tahun 2000 Kecamatan Sipaitar membangun menara dengan volume menara 1200 mm^2 dan pada saat itu ditaksir $2500 \text{ m}^3 / \text{hari}$ untuk masa 25 tahun mendatang.

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:

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

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

$$Q_s = 751 /\text{dtk}$$

3.2. Ukuran Pipa

Untuk pipa yang telah dipakai dapat diketahui dengan cara menentukan kecepatan aliran fluida dalam pipa tersebut. Kecepatan alir pipa isap = (1,0 – 2,0 [m/dtk]) (lit 2 hal 6)

dalam hal ini digunakan persamaan :

$$Q = v \times A$$

Dimana,

$$Q = \text{kapasitas pompa} = 75 [1/\text{dtk}] = 0,075 [\text{m}^3/\text{dtk}]$$

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

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

maka :

$$ds = \frac{\sqrt{4 \times Q}}{\pi \times v} = \frac{\sqrt{4 \times 0,075}}{\pi \times 2} = 0,218 [\text{mm}] = 8,72 [\text{In}]$$

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

Ukuran pipa yang direncanakan adalah :

- Diameter nominal = 10 [In] = 250 [mm]
- Diameter luar = 262 [mm]
- Tebal pipa = 3,35 [mm]

Maka kecepatan aliran air dalam pipa sebenarnya adalah :

$$v = \frac{4 \times Q}{\pi \times (ds)^2} = \frac{4 \times 0,075}{\pi \times (0,254)^2} = 1,39 \text{ [m / dtk]}$$

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 kerugian head pada pipa hisap dan pipa tekan.

A. Head Losses pada pipa hisap (h_f)

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 Gate valve.
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 :

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

dimana :

f = faktor gesekan

L = Panjang pipa hisap = 12 [m]

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

v_s = kecepatan aliran didalam pipa = 1,39 [m/dtk²]

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

koefesien gesekan (f) dari pipa dapat diketahui koefesien kekerasan relatif (e/d) dan bilangan Reynold (Refraksi). Besarnya bilangan Reynold adalah :

$$Re = \frac{v_s \times D_s}{\nu}$$

dimana :

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

$$= 0.081 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^2\text{/dtk]} \quad \dots \text{(lampiran 2)}$$

maka diperoleh bilangan Reynold

$$Re = \frac{1,39 \times 0,254}{0,801 \times 10^{-6}} = 4,54 \times 10^5$$

Jenis pipa yang dipergunakan adalah “Besi Tuang” dengan harga koefisien kekasaran (ϵ) = 0,25 [mm]... (lamp 3), maka kekasaran relatif adalah (ϵ/D) = 0,001 dan bilangan Reynold (Re) = $4,54 \times 10^5$ diperoleh harga koefisien gesek, $f = 0,02$.

Maka diperoleh kerugian head pada pipa hisap

$$h_{sp} = 0,02 \times \frac{12}{0,254} \times \frac{1,39}{2 \times 9,81} = [\text{mH}_2\text{O}]$$

A.2. Kerugian head pada katup (gate valve)

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

dimana :

k = koefisien kerugian head pada foot valve

= 0,50 untuk Dn 250 [mm](lampiran 6)

maka : $h_{st} = 0,50 \times \frac{(1,39)^2}{2 \times 9,81} = 0,049 [\text{mH}_2\text{O}]$

A.3. Kerugian Head pada elbow

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

dimana :

z = jumlah elbow 90 = 1 buah

k = koefisien kerugian head pada elbow

$$= 0,25 \text{ untuk } D_n 10 \text{ [in]}$$

....(Lampiran 4)

$$\text{maka : } h_{s_m} = k \times \frac{(v_s)^2}{2 \times g}$$

dimana :

k = Konstanta kerugian pada saat masuk = 0,5

....(lampiran 4)

$$\text{maka : } h_{s_c} = 0,5 \times \frac{(1,39)^2}{2 \times 9,81} = 0,049 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

maka total kerugian head pada pipa hisap adalah :

$$h_s = h_{s_p} + h_{s_f} + h_{s_c} + h_{s_m}$$

$$\text{maka : } h_s = 0,09 + 0,049 + 0,025 + 0,049 = 0,213 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

B. Head Lossis pada pipa tekan (h_d)

Kerugian 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

B.1. Kerugian head akibat gesekan pada pipa tekan (hd_p)

Kerugian head dapat ditentukan dengan persamaan :

$$hd_p = f \times \frac{L}{D_s} \times \frac{(v_d)^2}{2 \times g} \dots\dots(\text{lit 2 hal 28})$$

dimana :

L = panjang pipa tekan = 2 [m]

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

v_d = kecepatan aliran di dalam pipa

G = Konstanta grafitasi bumi

F = Koefesien gesekan pipa
= 0,02 (dari pergitungan sebelumnya)

maka : $hs_p = 0,02 \times \frac{2}{0,254} \times \frac{(1,39)^2}{2 \times 9,81} = 0,015 \text{ [mH}_2\text{O]}$

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

$$hs_c = k \times \frac{(v_s)^2}{2 \times g}$$

dimana :

k = koefesien kerugian head pada check valve

= 2,5 untuk Dn 10 [in](Lampiran 5)

$$\text{maka : } h_{s_c} = 2,5 \times \frac{(1,39)^2}{2 \times 9,81} = 0,049 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

B.3. Kerugian head pada valve (h_{d_v})

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

dimana :

k = koefesien kerugian head pada check valve

$$= 0,05 \text{ Dn } 10 \text{ [in]}$$

.....(lampiran 5)

$$\text{maka : } h_{s_g} = 0,50 \times \frac{(1,39)^2}{2 \times 9,81} = 0,049 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

B.4. Kerugian head pada elbow (h_{d_e})

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

dimana :

z = jumlah elbow 90 = 5 buah

k = koefesien kerugian head pada check valve

$$= 0,25 \text{ untuk Dn } 10 \text{ [in]}$$

.....(lapimran 4)

$$\text{maka : } h_{s_g} = 5 \times 0,25 \times \frac{(1,39)^2}{2 \times 9,81} = 0,123 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

maka total kerugian head pada pipa tekan adalah :

$$Hd = hd_f + hd_c + hd_g + hd_e = 0,433 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

C. Head Lossis pada Pipa Pengantar (h_p)

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

1. Kerugian head akibat gesekan pada pipa pengantar.
2. kerugian head pada reduser elbow
3. Kerugian head pada kecepatan keluar.
4. Kerugian head pada kecepatan keluar

Ukuran pipa pengantar yang direncanakan (lampiran 1) adalah :

- Diameter nominal = 1500 [mm]
- Diameter luar = 324 [mm]
- Tebal Pipa = 9,5 [mm]
- Diameter dalam = 305 [mm]

C.1. Kerugian head akibat air dalam pipa pengantar adalah :

Kerugian head dapat ditentukan dengan persamaan :

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

dimana :

$$l = \text{panjang pipa tekan} = 1500 \text{ [m]}$$

$$D_s = \text{diameter dalam pipa} = 0,305 \text{ [m]}$$

$$V_s = \text{kecepatan aliran didalam pipa} = 1,03 \text{ [m/dtk]}$$

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

f = koefisien gesekan pipa pengantar

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

$$R_e = \frac{v_s \times D_s}{\nu}$$

dimana :

$$\nu = \text{viskositas kinetik air pada suhu } 30 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

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

maka diperoleh bilangan Reynold

$$R_e = \frac{1,03 \times 0,305}{0,801 \times 10^{-6}} = 3,92 \cdot 10^5$$

Jenis pipa yang diperoleh adalah “Besi Tuang” dengan harga koefisien kekasaran (ϵ)

dengan harga koefisien kekasaran (ϵ) = 0,25 [mm]... (lamp 3), maka

kekasaran relatif adalah (ϵ/D) = 0,25/ 305 = 0,000819. dari diagram Moody

untuk kekasaran relatif $(\epsilon/D) = 0,000819$ dan bilangan Reynold $(Re) = 3,92 \cdot 10^5$ diperoleh harga koefisien gesek, $f = 0,018$.

Maka diperoleh kerugian head pada pipa pengantar

$$\text{Maka : } hp_p = 0,018 \times \frac{1500}{0,305} \times \frac{(103)^2}{2 \times 9,81} = 4,71 [\text{mH}_2\text{O}]$$

C.3. Kerugian head pada elbow (hp_e)

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

dimana :

z = jumlah elbow 90 = 5 buah

k = koefisien kerugian head pada elbow

= 0,23 untuk Dn 12 [in]

....(lampiran 4)

$$\text{maka : } hp_p = 5 \times 0,23 \times \frac{(1,03)^2}{2 \times 9,81} = 0,062 [\text{mH}_2\text{O}]$$

C.4. Kerugian head pada elbow (hp_k)

$$hp_k = \frac{(v_c)^2}{2 \times g} = \frac{(1,03)^2}{1 \times 9,81} = 0,054 [\text{mH}_2\text{O}]$$

maka total kerugian head pada pipa pengantar adalah :

$$hp = hp_p + hp_r + hp_e + hp_k$$

$$hp = 4,71 + 0,0067 + 0,062 + 0,054 = 4,83 [\text{mH}_2\text{O}]$$

Berdasarkan perhitungan kerugian head yang terjadi sepanjang instalasi pompa diatas, maka dapat disimpulkan total kerugian head pada pipa hisap, pipa tekan dan pipa pengantar adalah :

$$H_L = h_s + h_d + h_p$$

$$= 0,26 + 0,433 + 4,83 = 5,52 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

3.2.4 Head Total Pompa

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

$$H_p = H_a + H_l$$

dimana :

$$H_s = \text{beda tinggi permukaan air} = 45 \text{ [m]}$$

$$H_L = \text{total ketinggian head} = 5,52 \text{ [m]}$$

$$\text{Maka : } H_p = 45 + 5,52 = 50,52 \text{ [m]}$$

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 yang direncanakan, diambil 7 [%]. Sehingga diperoleh :

$$H_p = 1,07 \times 50,52 = 54,05 \text{ [mH}_2\text{O]}$$

Maka total pompa yang direncanakan adalah 55 [mm] (dibulatkan).

3.3. Pemilihan Motor Penggerak

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

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

$$n = 120 \times \frac{f}{p} \text{ [rpm]}$$

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 diatas, akibat terjadi slip pada elektro motor. Maka putaran motor listrik adalah sebesar :

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

$$= (1440 - 14700) \text{ [rpm]}$$

=1460 [rpm] (direncanakan)

pada umumnya pompa direncanakan atas dasar putaran motor. putaran motor dipilih agar memenuhi kecepatan spesifik yang konsisten dengan efisiensi pompa yang lebih tinggi dan kondisi penghisapan yang ada. Jika NPSH yang diperlukan adalah lebih kecil dari NPSH yang tersedia pada kapasitas yang sama, maka keamanan terhadap grafitasi sudah terpenuhi. Jika persyaratan ini tidak terpenuhi maka dipilih putaran yang lebih rendah. Sebaliknya jika NPSH yang tersedia jauh lebih besar dari pada yang diperlukan, maka dapat dipilih putaran yang lebih tinggi.

3.5. Kecepatan Spesifik (n_s) Dan Efisiensi (η)

Kecepatan spesifik adalah suatu bilangan yang dapat membedakan bentuk dari impeller. Kegunaan kecepatan spesifik adalah untuk membantu dalam perancangan dan pemilihan type pompa.

Head dan kapasitas pompa sentrifugal bergantung pada impeller. Jika head dihasilkan impeller tidak cukup untuk mengatasi beban impeller maka dilakukan penggabungan impeller. Pompa bertingkat (multy stage) adalah pompa yang mempunyai banyak Impeller yang terpasang secara seri pada satu poros pompa. Head pompa ini kelipatan banyak impeller, misalnya jika impeller menghasilkan H maka dengan 5 tingkat dihasilkan pompa 5 H. untuk

menetapkan kecepatan spesifik head yang dipergunakan adalah head peringkat.

Jika kapasitas terlalu besar yang harus diatasi oleh sebuah impeller maka dapat dibuat dengan masukan ganda (double suction). Kapasitas impeller ini dua kali kapasitas satu impeller. Kapasitas yang dipergunakan dalam penetapan kecepatan spesifik adalah setengah dari kapasitas pompa. Kapasitas pompa yang direncanakan adalah 95 [l/dtk] maka dibuat impeller masukan tunggal, satu tingkat.

Kecepatan spesifik dapat dihitung dengan rumus :

$$n_s = \frac{n \times \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

..... (lit hal 49)

dimana :

n_s = kecepatan spesifik

n = putaran pompa = 1460 [rpm]

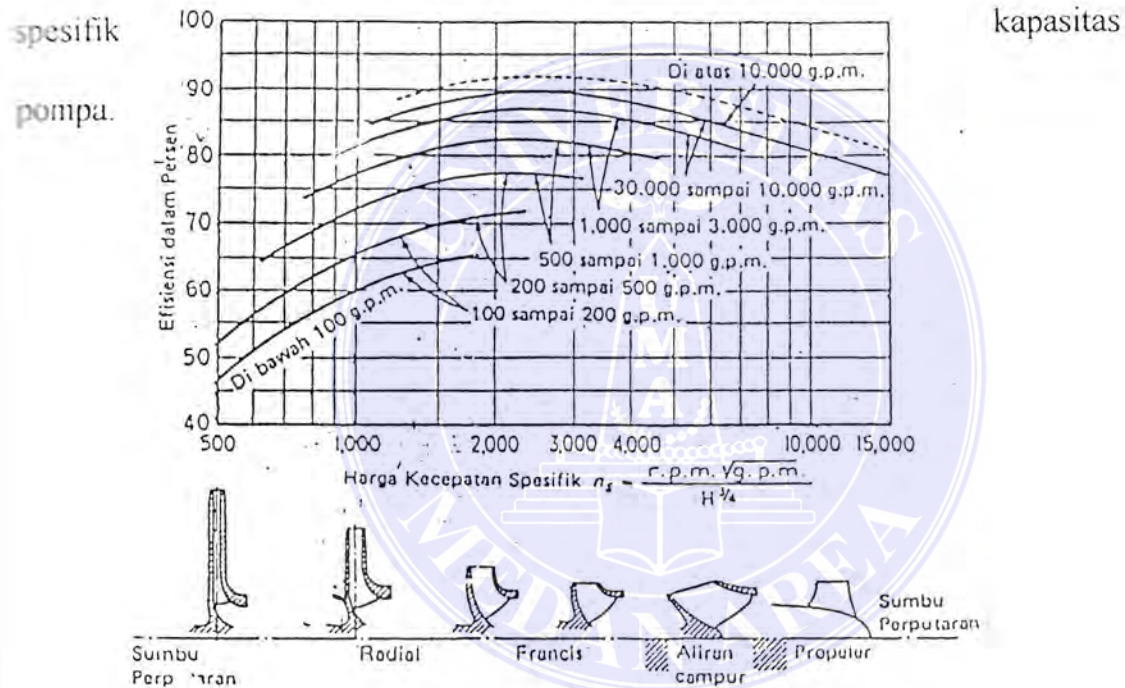
Q = kapasitas pompa = 75 [l/dtk]
 = 975.60/3,785 = 1189 [gpm]

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 efisiensinya pompa, jika pompa bekerja pada kapasitas kerja pompa yang sama. Pada gambar 3.2 menunjukkan hubungan bentuk impeller dan kecepatan



Gambar 3.2 Hubungan bentuk impeller dan efisiensi

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

3.6. Impeller

Impeller adalah bagian penting pompa sentrifugal, dimana terjadi perubahan energi mekanis berupa perputaran 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 gerkan air akan mengikuti bentuk sudu- sudu akan 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)

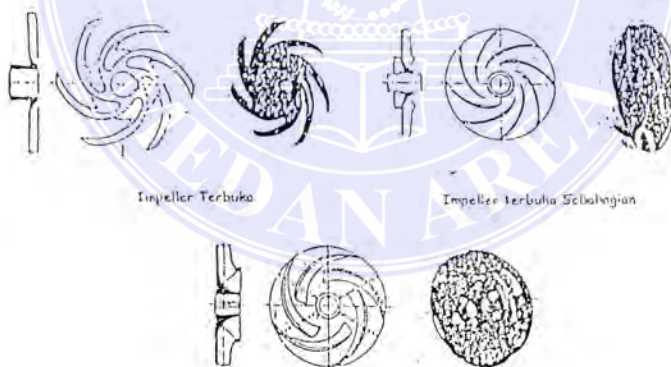
Bentuk impeller terbuka ini tidak ber dinding pada kedua sisinya. Jadin hanya terdiri dari sudut bersenyawa dengan hubungan dan hubungan ini terpasang pada poros pompa. Impeller ini bisa digunakan untuk untuk memompa air kotor yang mengandung pertikel kasar seperti lumpur dan cairan yang korosif.

2. Impeller Terbuka Sebagian (Semi Open Impeller)

Pada impeller ini, setiap setengah terbuka sudu- sudu dipasang dinding sebelah 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 dengan kedua dinding tersebut. Impeller ini biasanya dipergunakan untuk air bersih dan cairan yang tidak korosi.



Gambar.3.2. 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 memilih 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 I hal 155), bahwa $pH = 6 - 8$ material yang sesuai dengan untuk dipakai impeller adalah "Bronze".

3.7. Kavitasi

3.7.1. Proses Timbulnya Kavitasi

Kavitasi adalah pembentukan dan pecahnya gelembung uap di dalam fluida. Terbentuknya gelembung uap ini disebabkan tekanan di dalam 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 pompa. Jika pompa mengalami kavitasi maka akan timbul suara berisik dan getaran, selain itu performansi pompa akan turun secara tiba- tiba sehingga tidak dapat bekerja dengan baik.

Dan jika pompa dijalankan dalam keadaan kavitasi secara terus menerus dalam jangka waktu lama, maka permukaan dinding saluran air yang berkavitasi akan mengalami kerusakan sehingga berlobang-lobang.

3.7.2. Mencegah Timbulnya Kavitasi

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

1. Mengurangi jumlah tikungan (elbow) seminimal mungkin pada sisi hisap dan memperpendek hisapan
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: $NPSH \text{ yang tersedia} > NPSH \text{ yang diperlukan}$.

A. Net Positive Suction Head (NPSH) yang tersedia

Untuk menghitung NPSH yang tersedia digunakan rumus :

$$= \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - H_s - H_{LS} \quad \dots(\text{lit 2 hal 44})$$

dimana :

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

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

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

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

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

$$H_{LS} = \text{head lossis pada pipa hisap} = 0,703 \text{ [m]}$$

Maka NPSH yang tersedia adalah :

$$= \frac{10332}{995,7} - \frac{432,5}{995,7} - 3 - 0,703 = 6,23 \text{ [m]}$$

B. Net Positive Suction Head (NPHS) yang diperlukan

NPHS yang diperlukan adalah :

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

dimana :

$$\sigma = \text{koefesien kavitasi thoma}$$

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

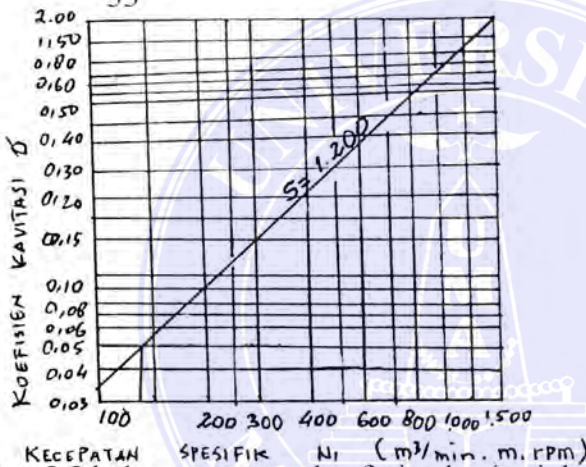
Kecepatan spesifik pompa adalah :

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

dimana :

- N = putaran pompa = 1460 [rpm]
- Q = kapasitas pompa = 4,5 [m³/mnt]

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



Gambar 3.3 hubungan antara koefisien kavitasi dan kecepatan spesifik

Untuk mendapatkan spesifikasi 153,35 [rpm], maka pompa bekerja dengan baik tanpa mengalami kavitasi.

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 :

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

dimana :

γ = berat jenis air [kg/l]
 = 0,9957 [kg/l] pada temperatur 30 [°C](Lampiran 2)

Q = Kapasitas pompa = 74 [l/dtk]

H = head total pompa = 55 [m]

η = efesiensi pompa = 80 [%]

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. Elektro motor atau mesin diesel atau mesin lainnya daapt dipergunakan sebagai alat 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 dipergunakan sistem transmisi seperti gear box transmimi belt.

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

$$P_m = \frac{p \times (1 + \alpha)}{\eta_1}$$

dimana :

P_m = daya nominal penggerak mula [kW]

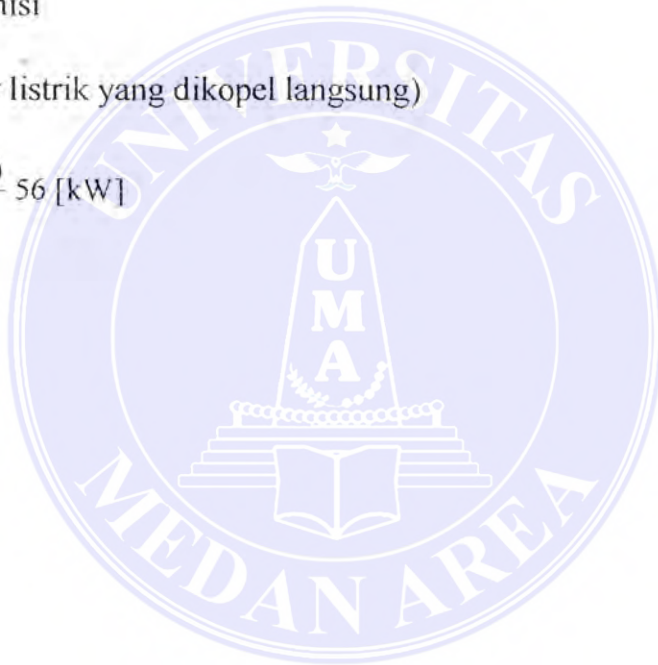
α = faktor cadangan = (0,1 – 0,2) untuk motor induksi

= diambil 0,1

η = efesiensi transmisi

= 1 (untuk nomor listrik yang dikopel langsung)

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

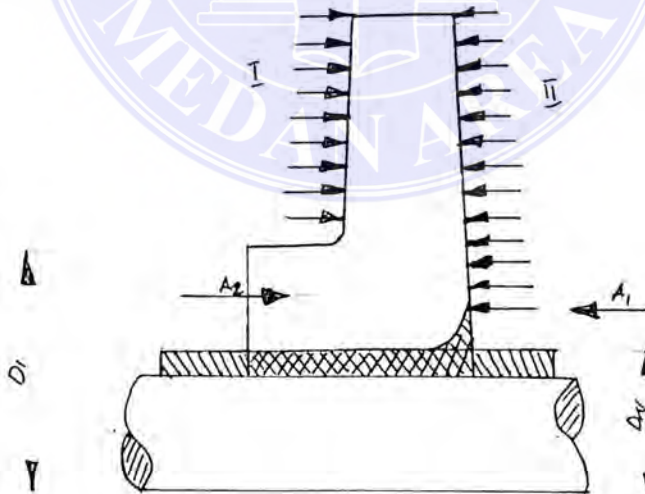


BAB VI

GAYA AKSIAL DAN BANTALAN

6.1. Gaya Aksial

Gaya aksial terjadi karena adanya tekanan yang bekerja dipiringan roda sudu sebelah kiri dan kanan dengan tanda panah seperti 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 gaya 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 axial 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.

Besarnya resultan gaya axial (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 axial T_1 adalah :**

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

T_1 = gaya aksial

P_1 = 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]

$$P_1 - P_0 = \frac{3}{4} \times \frac{(U_2)^2 - (U_1)^2}{2 \times g} \times \gamma \dots\dots (Lit 1 hal 156)$$

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

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

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

$$P_1 - P_0 = \frac{3}{4} \times \frac{(33,08)^2 - (14,05)^2}{2 \times 9,81} \times \gamma = 34137,2 \text{ [kg/m}^2\text{]}$$

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

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

$$T_2 = \frac{\gamma \times Q \times C_0}{g} \dots\dots \text{ (Lit 1 hal 155)}$$

Dimana :

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

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

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

$$C_0 = \text{kecepatan sisi masuk impeller} = 3,1 \text{ [m}^3\text{/dtk]}$$

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

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%)

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

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

$$T_a = 1193,74 - (895,3 - 104,4) = (298,4 - 119,4)$$

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

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 .

$$G_I = \pi/4 \times [D_b]^2 - (D_a)^2 \times L_i \times \gamma \text{ [kg]}$$

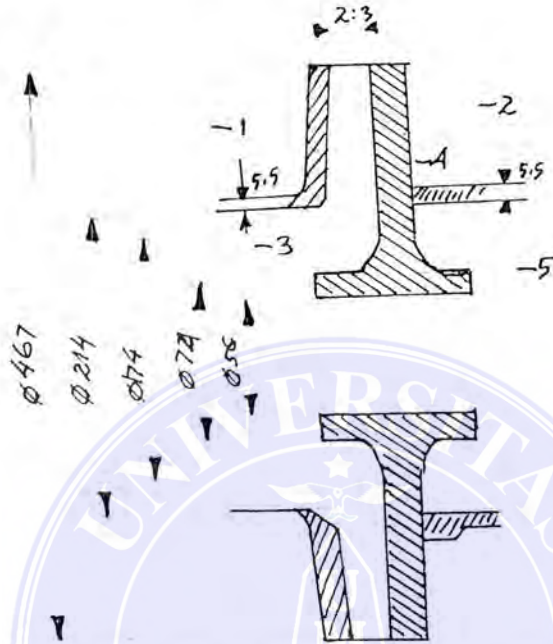
Dimana :

D_b = diameter luar setiap segmen [cm]

D_a = diameter dalam setiap segmen [cm]

L_i = tebal/panjang setiap segmen [cm]

γ = (bahan impeller diambil perunggu)



Gambar 6.2. Pembagian Impeller dalam menghitung berat

Sehingga diperoleh :

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

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

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

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

$$G_5 = \pi/4 \times [(6,3)^2 - (4,8)^2] \times 0,59 \times 8,8 \cdot 10^{-3} = 0,92 \text{ [kg]}$$

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

Sedangkan berat sudu (G_s) dapat dihitung sebagai berikut :

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

Dimana :

G_s = berat semua sudu [kg]

Z = jumlah sudu = 5 buah

L = panjang sudu = 42 [cm]

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

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

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

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

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

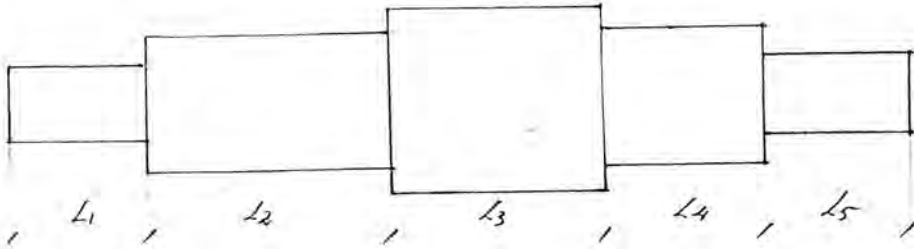
$$\text{maka ; } G_s = 5 \times 42 \times \frac{3,66+1,73}{2} \times \frac{0,59+1,05}{2} \times 8,8 \cdot 10^{-3} = 4,08 \text{ [kg]}$$

sehingga berat impeller seluruhnya adalah :

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

6.4. Berat Poros

Dalam perencanaan ini ukuran poros sebagai berikut :



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 :

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

Dimana :

$$D_p = \text{diameter poros [cm]}$$

$$L_p = \text{panjang poros [cm]}$$

$$\gamma = \text{berat jenis poros (baja tempa nikel Chrom Molibdenum)}$$

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

maka berat bagian tiap poros :

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

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

$$G_{p3} = \pi/4 \times (6)^2 \times 17 \times 7,85 \cdot 10^{-3} = 3,77 \text{ [kg]}$$

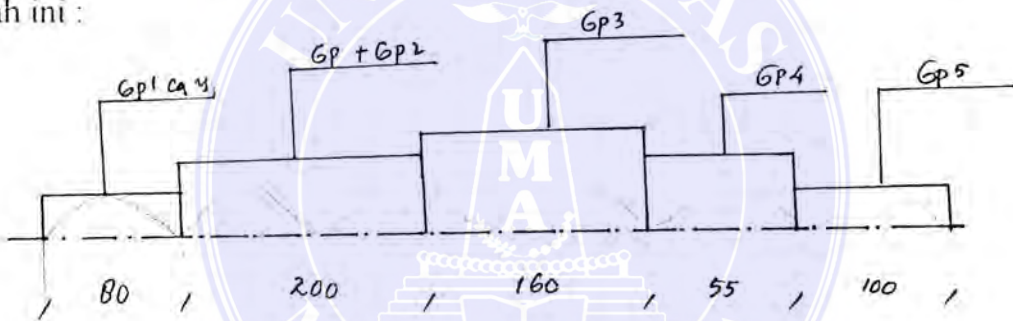
$$G_{p4} = \pi/4 \times (5)^2 \times 5,5 \times 7,85 \cdot 10^{-3} = 0,85 \text{ [kg]}$$

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

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

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, $\Sigma M_A = 0$

$$G_{p1} (40 + 20) + G_{imp} (4 + 200) + G_{p2} (100) - G_{p3} (85) - G_{p4} (170 + 27,5) - G_{p5} (170 + 55 + 50) = R_b (170)$$

Dengan memasukkan harga-harga maka diperoleh :

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

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

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

$$\Sigma F_y = 0$$

$$= GP_1 + GP_{1mp} + GP_2 + GP_3 + GP_4 + GP_5 = R_a + 33,03$$

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

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

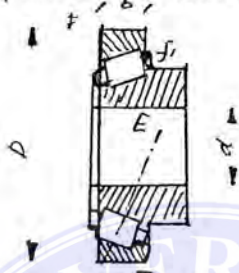
Karena tumpuan A dan B direncanakan memakai bantalan yang sama maka sebagai dasar perhitungan diambil gaya yang terbesar yang terjadi pada tumpuan yaitu : tumpuan B. Jadi gaya radial $(F_r)_B$ yang terjadi adalah sebesar 24,77 [kg].

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 Aksial

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)



Gambar 6.5 bantalan rol kerucut

❖ Pemeriksaan kekuatan bantalan aksial

Pada perhitungan sebelumnya didapat :

- 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 dinamis

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

Untuk :

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

x = faktor pembebanan radial = 0,4

y = faktor pembebanan axial = 1,7

Beban dinamis yang timbul :

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

dimana :

C^1 = beban dinamis yang timbul

fn = faktor umur

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

L_h = lama pemakaian (20000 – 30000) jam

= 20000 jam (diasumsikan)

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

fn = faktor kecepatan

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

n = putaran poros = 1460 [rpm]

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

P = beban equivalen dinamis

$$= 481,23 \text{ [kg]}$$

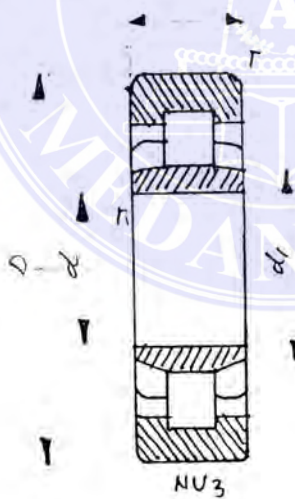
$$\text{maka : } C^* = \left(\frac{3,02}{0,32} \right) \times 481,23 = 4541,6 \text{ [kg]}$$

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 $dp = 50 \text{ [mm]}$, maka dipilih nomor bantalan yaitu No. 310 (Lampiran 14)



Gambar 6.6. bantalan rol silendris

❖ Pemeriksaan kekuatan bantalan radial

Pada perhitungan sebelumnya didapat :

- Beban radial (f_r) = 24,7 [kg]

Beban ekuivalen 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 ekuivalen dinamis

x = faktor pembebanan radial = 1

y = faktor pembebanan axial = 0

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

dimana :

C^2 = 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

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

$n = \text{putaran poros} = 1460 \text{ [rpm]}$

$$f/n = \left(\frac{33,3}{1460} \right)^{3,1416} = 0,32$$

$P = \text{beban equivalen dinamis}$
 $= 24,7 \text{ [kg]}$

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 dan pemilihan jenis bantalan sudah memenuhi syarat.

6.7. Pasak

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

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

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

$$F = \frac{T}{d_p/2} = \frac{41000}{48/2} = 1708,33 \text{ [kgmm]} \quad \dots \text{ (Lit 4 hal 25)}$$

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

- Penampang pasak (b x h) = 15 x 10 [mm]
- Kedalaman alur pasak t_1 = 5 [mm]
- Kedalaman alur pasak pad 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, $S_{fk1} = 6$
 - faktor konsentrasi tegangan $S_{fk2} = 3$ (Lit 4 hal 25)

Maka tegangan geser izin τ_{gi} adalah :

$$\tau_{gi} = \frac{\tau_1}{S_{fk1} - S_{fk2}} = \frac{80}{6 \times 3} = 4,4 [\text{kg/cm}^2]$$

Sedangkan tegangan permukaan izin $P_i = 8$ [kg/cm²] (Lit 4 hal 25)

❖ Pemeriksaan kekuatan pasak terhadap geser

Tegangan geser yang timbul τ_{gj} adalah :

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

Ternyata $\tau_{gi} > \tau_g$ atau $4,4$ [kg/cm²] $>$ $1,898$ [kg/cm²], maka pasak aman terhadap tegangan geser.

❖ Pemeriksaan kekuatan pasak terhadap tekanan permukaan

Tekanan permukaan yang timbul adalah :

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

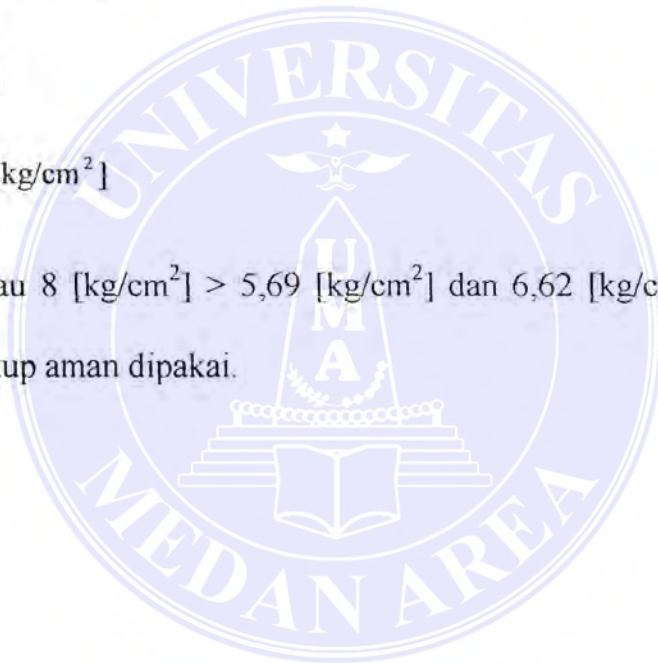
untuk $t_1 = 5$ [mm]

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

untuk $t_2 = 4,3$ [mm]

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

Ternyata $P_1 > P$ 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.



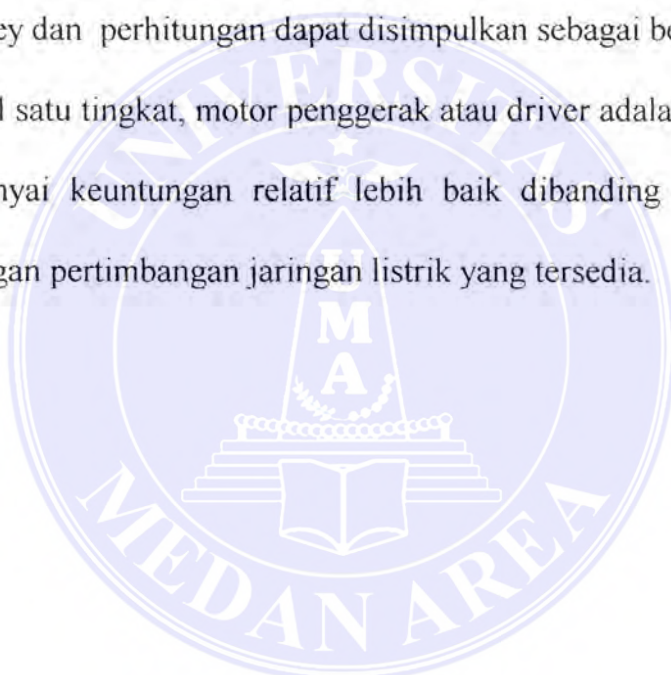
BAB VII

KESIMPULAN

Bertitik tolak dari data yang telah ditentukan dalam tugas rancangan yaitu : Perencanaan Pompa Sentrifugal yang memompakan Air Bersih untuk kebutuhan Rumah Tangga.

Maka hasil survey 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

1. Austin II. Church, (alih bahasa : Ir Zulkifli Iirp), “ Pompa dan Blower Sentrifugal “ penerbit Erlangga, Jakarta, 1993.
2. Sularso, Kiyokatsu Suga , “ Pompa dan Kompresor “, cetakan pertama, P.T. Pradnya Paramita, jakarta 1978.
3. Karasik. J. I. Igor, “ Pump Hand Book “, 2 nd Edition, Mc Graw Hill Book Co New York, 1986.
4. Sularso, Kiyokatsu Suga , “ Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin “ cetakan pertama, Penerbit P.T. Pradnya Paramita, Jakarta 1978.
5. Dietzel, Fritz, “ Turbin Pompa dan Kompresor “ Penerbit Erlangga , Jakarta , 1988
6. Steffanov N. , “ Centrifugal and Axial Flow Pump “ 2 nd edition, John Willey and Sons.
7. Sofyan, Morimura “ Perancangan dan Pemeliharaan Sistem Plambing “ Penerbit P.T. Pradnya Paramita , Jakarta 1984.