

BAB II DASAR TEORI

2.1. Pengertian Pompa

Pompa adalah suatu alat/pesawat yang digunakan untuk memindahkan fluida cair (*liquid*) dari suatu tempat yang rendah ke tempat lain yang lebih tinggi melalui suatu sistem perpipaan, atau dari suatu tempat yang bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan tinggi, atau dari satu tempat ke tempat lain yang jauh serta untuk mengatasi tahanan hidrolisnya.

Prinsip operasinya pompa adalah memberikan perbedaan tekanan antara bagian *suction* (hisap) dan bagian *discharge* (tekan) dengan mentransfer energi mekanis dari suatu sumber energi luar (motor listrik, motor bensin/diesel ataupun turbin dan lain-lain) untuk dipindahkan ke fluida kerja yang dilayani. Dengan demikian pompa menaikkan energi cairan yang dilayani sehingga cairan tersebut dapat mengalir dari suatu tempat yang bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan tinggi.

2.2. Klasifikasi pompa

Secara umum pompa diklasifikasikan sebagai berikut:

- a. Berdasarkan cara pemindahan fluida dari sisi *suction* ke sisi *discharge*, pompa diklasifikasikan menjadi 2 macam yaitu :

1. *Positive Displacement Pump (Displacement Pump)*

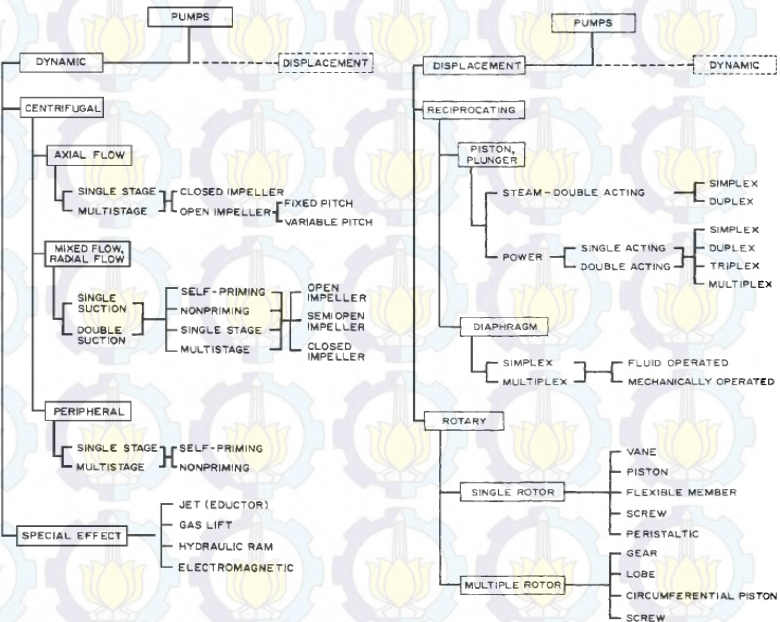
Positive Displacement Pump adalah pompa yang memberikan energi secara periodik ke fluida dengan cara memberikan gaya ke fluida pada volume tertentu. Sehingga menghasilkan kenaikan tekanan untuk mengalirkan fluida.

2. *Non Positive Displacement Pump (Dynamic Pump)*

Pompa yang memberikan energi secara terus menerus ke fluida untuk menaikkan kecepatan fluida di

sisi *discharge*, kemudian kecepatan fluida direduksi untuk menaikkan tekanan.

Dari gambar 2.1 dapat dilihat klasifikasi pompa displacement dan pompa dynamic secara lengkap.

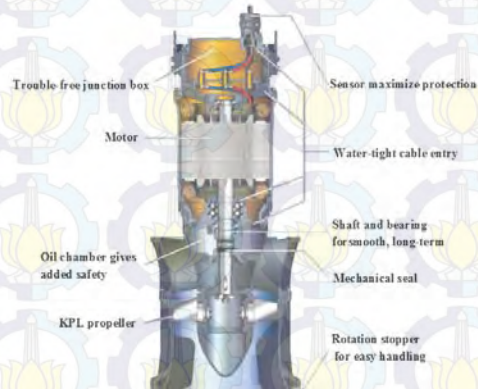


Gambar 2.1. Klasifikasi pompa

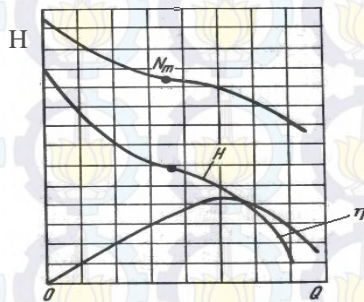
2.3. Pompa aksial

Hal yang *spesifik* terjadi pada pompa *propeller* atau pompa aliran aksial adalah arah aliran cairan melalui pompa betul – betul aksial. Pompa- pompa jenis ini relatif berukuran kecil dibandingkan kapasitasnya yang besar. Kapasitasnya antara 0,1 – 30 m³/ detik dan headnya relatif rendah, sekitar 1 – 5 m. Dalam operasinya, *impeller* pompa selalu terbenam dalam cairan yang

dipompa. Porosnya bisa horizontal, vertikal maupun miring. Pompa ini bisa mempunyai satu *impeller* atau mempunyai beberapa *impeller* yang digandeng atau dijejer seperti halnya *impeller – impeller* pada *multistage centrifugal pump*. Pompa *propeller* dengan banyak *impeller* ini bisa mencapai *head* sampai dengan 20 m. Gambar 2.2 adalah bentuk dari pompa *axial submersible*



Gambar 2.2. Pompa axial submersible



Gambar 2.3. Grafik karakteristik propeller pump⁽⁵⁾

Dari kurva karakteristik pompa *propeller* pada buku *marine auxiliary machinery and system* pada grafik 2.3. dapat disimpulkan : Kurva karakteristik daya penggerak N_m dan head H mempunyai titik-titik infleksi K_1 dan k . Kebutuhan daya penggerak sekitar 20% sampai 40% lebih tinggi dan head 50% sampai 100% lebih tinggi bila katup *discharge* ditutup dibandingkan dengan daya penggerak dan head pada efisiensi maksimum.

Dari kurva karakteristik terlihat bila dilakukan pengaturan kapasitas dengan sistem *trotting* pada katup *discharge* maka efisiensi akan turun secara drastis. Oleh karena itu, untuk pompa-pompa *propeller* yang besar, pengaturan kapasitas dilakukan dengan cara pengaturan *pitch* dari sudu-sudu. Artinya sudut sudu terhadap bidang horizontal diatur (sudu dikuncupkan atau dikembangkan).

Kelemahan pompa aliran aksial adalah *head* yang dihasilkan rendah namun mempunyai keunggulan antara lain:

1. Efisiensinya tinggi
2. Putaran tinggi sehingga dapat langsung dikopel dengan motor penggerak.
3. Ukuran pompa keseluruhan kecil dibanding kapasitasnya
4. Pompa mampu memompa cairan yang kotor
5. Mudah *desain, maintenance* dan operasinya.

2.4. Dasar perhitungan pompa

Penanganan masalah banjir disini digunakan pompa aliran aksial karena pompa ini memiliki kapasitas yang besar namun *head*nya rendah. Berikut ini adalah dasar perhitungan yang menerangkan kemampuannya pompa untuk mengalirkan fluida.

2.4.1. Kapasitas pompa (Q)

Kapasitas pompa banjir dapat di rencanakan dengan memperhitungkan curah hujan dan koefisien limpas untuk perhitungan tersebut digunakan rumus berikut ini:

$$Q = C i A \dots\dots\dots (2.1)$$

Dimana :

Q = Curah hujan dari BMG (m³/s)

C = Koefisien limpas

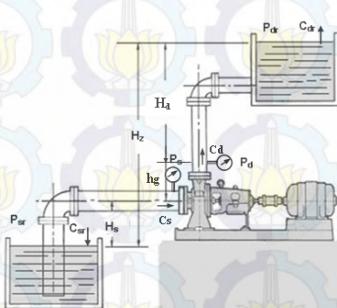
i = Intensitas curah hujan (m/s)

A = Luas kawasan yang dikeringkan (m²)

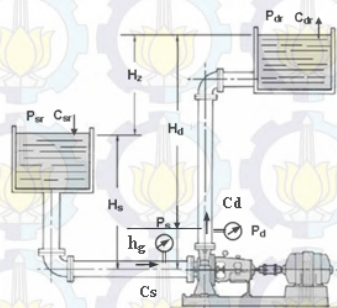
Tabel 2.1. Koefisien limpas⁽⁹⁾

Daerah	Koefisien limpas
Perdagangan	0,9 – 0,7
Perumahan	0,3 – 0,5
Industri	0,4 – 0,6
Taman dan jalur hijau	0,1 – 0,2

2.4.2. Head Efektif (Total) Instalasi Pompa (H_{eff})



Gambar 2.4.
Instalasi Suction lift



Gambar 2.5.
Instalasi Suction Head

Apabila ditinjau dari instalasi pompa maka *head efektif* / total adalah :

$$H_{\text{eff}} = H_{\text{static}} + H_{\text{dyn}}$$

Head Statis pompa :

$$H_{st} = \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + H_Z \dots\dots\dots(2.2)$$

Head dinamis pompa :

$$H_{\text{dyn}} = \frac{C_{dr}^2 - C_{sr}^2}{2.g} + \Sigma\Delta H_{LT} \dots\dots\dots(2.3)$$

Selanjutnya :

$$H_{\text{eff}} = \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + H_Z + \frac{C_{dr}^2 - C_{sr}^2}{2.g} + \Sigma\Delta H_{IT} \dots\dots\dots(2.4)$$

dimana :

H_Z = *Head geometris* total instalasi pompa. (m)

P_{dr} = Tekanan pada *discharge reservoir*. (N/m²)

P_{sr} = Tekanan pada *suction reservoir*. (N/m²)

C_{sr} = Kecepatan *fluida* pada *suction reservoir*. (m/s)

C_{dr} = Kecepatan *fluida* pada *discharge reservoir*. (m/s)

γ = $\rho.g$ = berat jenis cairan. (N/m³)

$\Sigma\Delta H_{IT}$ = Seluruh kerugian energi pada pipa isap. (m)

2.4.3. Daya air (water horse power)

Daya air (*water horse power*) adalah energi yang secara *efektif* diterima oleh air dari pompa persatuan waktu. Dinyatakan dengan persamaan :

$$P_w = \gamma \times Q \times H \dots\dots\dots(2.5)$$

Dimana :

P_w = Daya air (kW)

γ = Berat jenis cairan (N/m³)

Q = Kapasitas air (m³/s)
H = Head total pompa (m)

2.4.4. Daya pompa (Brake horse power)

Daya pompa (BHP) adalah gaya untuk menggerakkan pompa yang diberikan oleh motor, yang dinyatakan dengan persamaan berikut :

$$BHP = \frac{Q \times \gamma \times H}{\eta_{OP}} \dots \dots \dots (2.6)$$

Dimana : γ = Berat jenis cairan (N/m³)
Q = Kapasitas air (m³/s)
H = Head total pompa (m)
 η_{OP} = Efisiensi pompa (0,75 – 0,9)

Tabel 2.2. Efisiensi *overall* pompa (η_{op})⁽⁵⁾

$A = \sqrt[3]{\frac{Q_{SL} \cdot n}{1000}}$	5	10	15	20	30	40	80
η_{OP}	0,65	0,75	0,785	0,82	0,86	0,88	0,9

2.4.5. Efisiensi pompa (η_p)

Efisiensi pomapa adalah nilai yang menyatakan perbandingan antara daya yang diterima oleh air (P_w) dengan daya yang ada pada poros pompa (BHP).

2.4.6. Kecepatan *spesifik* (n_s)

Kecepatan *spesifik* adalah suatu harga yang mengkaitkan secara terpadu antara kapasitas, head dan juga daya yang dikonsumsi pompa. Kecepatan *spesifik* dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut :

$$n_s = 3,65n \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} = 3,65n \frac{\sqrt{BHP}}{\sqrt{\gamma xH^{\frac{5}{4}}}} \dots\dots\dots(2.7)$$

Dimana : n = putaran pompa (rpm)
 Q = Kapasitas pompa (m³/s)
 H = Head total pompa (m)

Harga dari kecepatan *spesifik* diatas dapat digunakan untuk menentukan jumlah sudu yang akan digunakan dalam *impeller* pompa. Gambar 2.6 menjelaskan hubungan tipe impeller dengan kecepatan spesifik.

Centrifugal pumps			Mixed-flow impeller	Axial-flow impeller
Low-speed impeller	Moderate-speed impeller	High-speed impeller		
$n_{rs} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_1} = 2.5$	$n_{rs} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 2$	$n_{rs} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_1} = 1.8-1.4$	$n_{rs} = 300-600$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 1.2-1.1$	$n_{rs} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_1} \approx 0.8$

Gambar 2.6. Tipe Impeller Berdasarkan Kecepatan Spesifik

2.4.7. Tinggi hisap

Tinggi hisap maksimum pada pompa aksial dapat di tentukan dengan menggunakan persamaan :

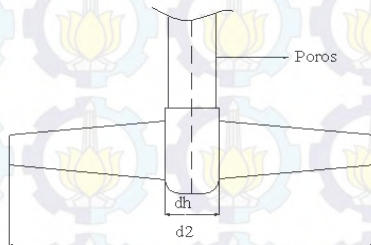
$$z_s = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - \sigma H - h_{ls} \dots\dots\dots(2.8)$$

Dimana : P_a = Tekanan atmosfir (N/m²)
 P_v = Tekan Uap Jenuh (N/m²)

- γ = Berat jenis cairan (N/m^3)
- h_{ls} = Kerugian head di sisi hisap pompa (m)
- σ = Faktor kavitasi = $\left(\frac{n_{sl}}{560}\right)^{\frac{4}{3}}$

2.4.8. Dimensi Impeller

Dimensi impeller memiliki bentuk sudu berupa *airfoil*, yang dijelaskan pada gambar 2.7



Gambar 2.7. Sketsa profil impeller.

Dimensi propeller dirancang sesuai dengan kebutuhan dari penggunaan, yang dapat dilakukan dengan mengikuti langkah-langkah berikut.

2.4.8.1. Diameter Impleller

$$Q = 3600 \times \eta_v \times C_a \times \frac{\pi}{4} (d_i^2 - d_h^2) \dots \dots \dots (2.9)$$

$$d_i = (4,5 \div 5,5) \times \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \dots \dots \dots (2.10)$$

$$\frac{d_h}{d_i} = 0,3 \div 0,6 \dots \dots \dots (2.11)$$

Dimana : Q = Kapasitas pompa ($m^3/detik$)

η_v = Efisiensi *Volumetrik* (0,9 – 0,95)

C_a = Kecepatan aksial (m/s)

K_c = Faktor kecepatan aksial

D_i = *Diameter outside impeller* (m)

D_{hub} = *Diameter hub impeller* (m)

2.4.8.2. Jumlah sudu – sudu

Jumlah sudu untuk pompa aliran aksial tergantung pada kecepatan *spesifik* pompa. Penentuan jumlah sudu dapat dilihat pada tabel 2.3 di bawah ini :

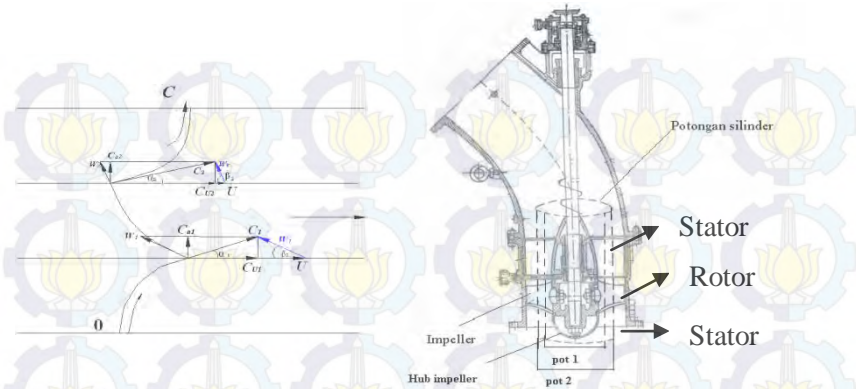
Tabel 2.3 Hubungan jumlah sudu dengan kecepatan spesifik.

n_s	85 - 125	125- 170	170- 205	205- 270	>300
Z	8	7	6	4	3-2

2.4.8.3. Sudut relative (β) pada sudu

Dalam menentukan sudut *relative* (β_1) dan sudut *relative* (β_2) dapat ditentukan langkah – langkah berikut ini :

Mengkaji dari penampang sudu yang dipotong oleh *silinder* pada gambar 2.8. berikut:



Gambar 2.8. Pompa aliran aksial dan diagram kecepatan

Dengan jari – jari sembarang akan ditentukan besarnya *head* yang dihasilkan oleh *impeller* dengan persamaan *euler* yaitu :

$$H_{\infty} = \frac{u^2_2 - u^2_1}{2g} + \frac{\omega^2_1 - \omega^2_2}{2g} + \frac{c^2_2 - c^2_1}{2g} \dots\dots\dots(2.12)$$

Dengan asumsi *fluida* dalam saluran *impeller* mengalir secara *paralel* terhadap sumbu dimana kecepatan keliling pada masukan dan keluaran dari sudu / *vane* adalah sama ($U_1 = U_2$), sehingga dapat ditulis :

$$H_{\infty} = \frac{\omega^2_1 - \omega^2_2}{2g} + \frac{c^2_2 - c^2_1}{2g} \dots\dots\dots(2.13)$$

Secara teori *head* yang dihasilkan oleh pompa dapat dinyatakan dengan rumus :

$$H_{\infty} = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g} = \frac{u}{g} (c_{2u} - c_{1u}) \dots\dots\dots(2.14)$$

Kemudian kita dapat menemukan hubungan antara sudut *relative* β_1^o dan β_2^o dari kecepatan *fluida* pada sudu *impeller*. Dengan memperhatikan kecepatan dan semua *transformasi* yang diperlukan, dapat ditulis :

$$c_{2u} = u_2 - c_{2a} \cot(180^\circ - \beta_2)$$

$$c_{1u} = u_1 - c_{1a} \cot(180^\circ - \beta_1)$$

$$c_{2u} - c_{1u} = [u_2 - c_{2a} \cot(180^\circ - \beta_2) - u_1 + c_{1a} \cot(180^\circ - \beta_1)]$$

Untuk pompa aliran aksial diasumsikan : $c_{1a} = c_{2a} = c_a$

Selanjutnya.

$$c_{2u} - c_{1u} = c_a [\cot(180^\circ - \beta_1) - \cot(180^\circ - \beta_2)] = c_a (\cot \beta_2 - \cot \beta_1)$$

Kombinasi persamaan diatas menjadi :

$$H_{\infty} = \frac{u}{g} c_a (\cot \beta_2 - \cot \beta_1) \dots \dots \dots (2.15)$$

Karena nilai H_{∞} selalu lebih besar dari nol ($H_{\infty} > 0$)

Maka dapat ditulis :

$$\cot \beta_2 > \cot \beta_1$$

$$\beta_2 < \beta_1$$

Berdasarkan gambar 2.9, untuk menentukan besarnya sudut relative masuk (β_1) diasumsikan besarnya $\alpha_1 = 90^\circ$ sehingga sudut β_1 dapat dicari dengan persamaan berikut :

$$\tan \beta_1 = \frac{c_{a1}}{u_1} \dots \dots \dots (2.16)$$



Gambar 2.9. Segitiga Kecepatan Masuk Sudu

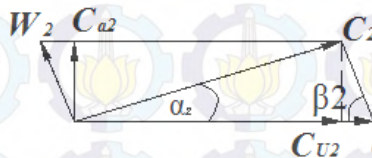
Dimana untuk pompa aliran aksial $c_{a1} = c_{a2}$, dan untuk nilai $\alpha_1 = 90^\circ$ maka nilai $c_{u1} = 0$. maka persamaan 2.13 menjadi sebagai berikut:

$$H_{\infty} = \frac{U \cdot c_{u2}}{g} \dots\dots\dots(2.17)$$

Besarnya nilai head teoritis juga dapat dicari dengan persamaan berikut :

$$H_{\infty} = \frac{H}{\eta_h} \dots\dots\dots(2.18)$$

Dimana : η_h adalah efisiensi hidrolis yang besarnya 0.75 – 0.92.



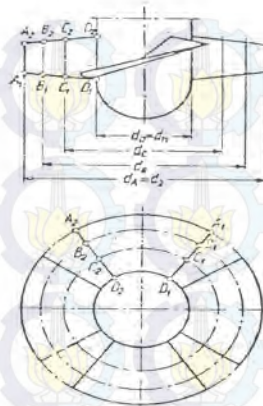
Gambar 2.10. Segitiga Kecepatan Keluar Sudu.

Untuk menentukan besarnya sudut relatif keluar sudu dapat didapatkan dengan persamaan berikut :

$$\tan \beta_2 = \frac{c_{a2}}{u_2 - c_{u2}} \dots\dots\dots(2.19)$$

2.4.8.4. Profil Sudu Impeller

Dalam menentukan profil sudu impeller dilakukan potongan pada sudu menjadi beberapa bagian seperti terlihat pada gambar 2.11.



Gambar 2.11. Pembagian potongan sudu impeller

Setiap potongan sudu memiliki jarak yang sama dimana *diameter* tiap potongan (d_i) dicari dengan persamaan berikut:

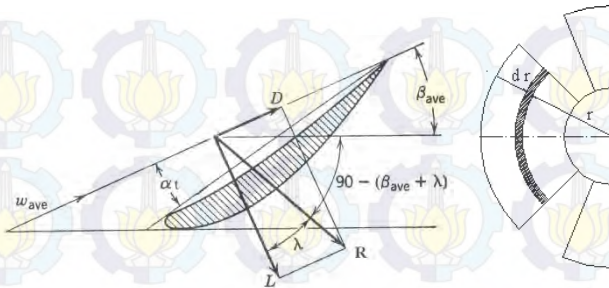
$$d_i = d_{hub} + (d_2 - d_{hub}) \frac{(i - 1)}{(x - 1)} \dots\dots\dots(2.20)$$

dimana: i : Potongan ke - i
 x : Jumlah potongan.

Setelah didapatkan *diameter* tiap potongan dicari kecepatan keliling tiap potongan (u_i), dimana potongan semakin keluar kecepatan kelinginya semakin besar.

$$u_i = \frac{\pi \times d_i \times n}{60} \dots\dots\dots(2.21)$$

Sudu *impeller* berbentuk *airfoil*, untuk itu dicari *koefisien lift* (C_L) dan *koefisien drag* (C_D) untuk tiap potongan dicari dengan perumusan berikut.



Gambar 2.12. Profil 2D sudu impeller yang terletak pada midspan

Dari gambar 2.12. diambil elemen kecil dari sudu dengan jari – jari r dan lebar dr . Kapasitas yang mengalir pada elemen kecil yaitu:

$$dQ = 2\pi.r.dr.c_a \dots\dots\dots(2.22)$$

Dengan jarak antar sudu (t) adalah: $t = \frac{2\pi.r}{z}$, dimana z = jumlah sudu. Sehingga persamaan diatas menjadi:

$$dQ = z.t.dr.c_a \dots\dots\dots(2.23)$$

Sedangkan daya yang dihasilkan adalah:

$$dP = \gamma.dQ.H_{th} = \gamma.z.t.dr.c_a.H_{th} \dots\dots\dots(2.24)$$

Gaya yang bekerja pada jumlah sudu z adalah : $z.R.dr$, maka resultan gaya R yang menggerakkan *impeller* adalah:

$$z.R.dr.\cos[90^\circ - (\beta_{ave} + \lambda)] = z.R.dr.\sin(\beta_{ave} + \lambda) \dots (2.25)$$

Besarnya daya adalah:

$$dP = z.R.dr.\sin(\beta_{ave} + \lambda).u \dots\dots\dots (2.26)$$

Dari persamaan diatas disubstitusi dengan persamaan sehingga menjadi:

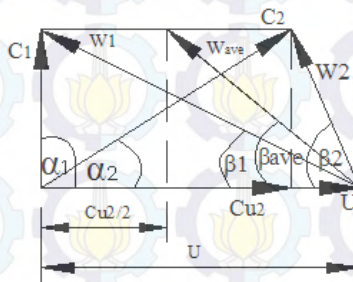
$$\gamma.z.t.dr.c_a.H_{th} = z.R.dr.\sin(\beta_{ave} + \lambda).u \dots\dots\dots (2.27)$$

$$H_{th} = \frac{R \cdot \sin(\beta_{ave} + \lambda) \cdot u}{\gamma \cdot t \cdot c_a} \dots\dots\dots(2.28)$$

Dengan $R = \frac{L}{\cos \lambda}$ dan $L = C_L \cdot \gamma \cdot l \cdot \frac{w_{ave}^2}{2g}$, sehingga persamaan

menjadi: $H_{th} = C_L \frac{l}{t} \frac{u}{c_a} \frac{w_{ave}^2}{2g} \frac{\sin(\beta_{ave} + \lambda)}{\cos \lambda}$, atau.....(2.29)

$$C_L \frac{l}{t} = 2g \cdot H_{th} \frac{c_a \cdot \cos \lambda}{u \cdot w_{ave}^2 \cdot \sin(\beta_{ave} + \lambda)} \dots\dots\dots(2.30)$$



Gambar 2.13. Segitiga kecepatan sisi masuk dan keluar sudu

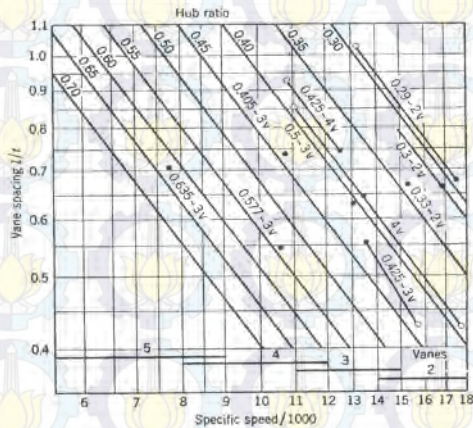
Dari gambar 2.12 dapat dicari nilai w_{ave}^2 dan β_{ave} dengan persamaan berikut :

$$w_{ave}^2 = c_a^2 + \left(u - \frac{c_{u2}}{2} \right)^2 \dots\dots\dots(2.31)$$

$$\tan \beta_{ave} = \frac{c_a}{u - \frac{c_{u2}}{2}} \dots\dots\dots(2.32)$$

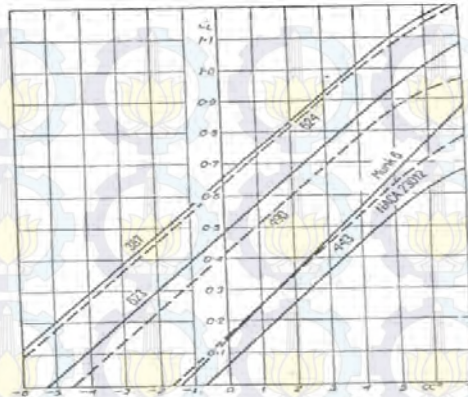
Sedangkan nilai dari $\frac{l}{t}$ diperoleh dari grafik 2.14 berikut ini.

Nilai $\frac{l}{t}$ ditentukan berdasarkan nilai dari kecepatan spesifik dan jumlah sudu yang digunakan. Kemudian nilai dari koefien lift (C_L) didapatkan dari persamaan diatas. Profil *airfoil* yang digunakan untuk *impeller* pompa aliran aksial pada umumnya adalah *Nos Gottingen 387, 490, 623, 624, NACA 23012, Munk 6, dan profil simetri 443.*

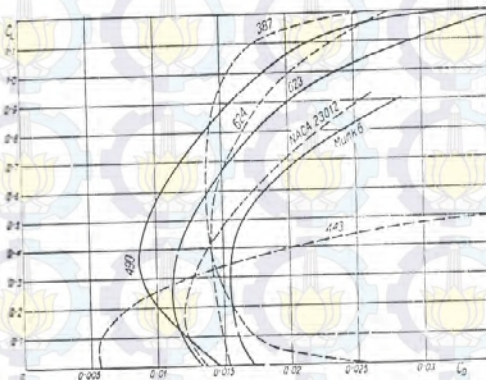


Gambar 2.14. Grafik Vane Spacing

Setelah didapatkan koefisien lift (C_L), kemudian menentukan profil sudu yang dipakai dan mencari nilai koefisien drag (C_D) dengan grafik $C_L = f(\alpha)$ dan $C_L = f(C_D)$.



Gambar 2.15. Grafik $C_L = f(\alpha)$



Gambar 2.16. Grafik $C_L = f(C_D)$

Setelah menentukan jenis *profil* sudu yang dipakai kemudian menghitung sudut serang (α) dengan persamaan berikut:

- *Profil Nos. Goettingen 387 dan 490*

$$C_L = 4,4 \frac{y_{\max}}{l} + 0,092 \cdot \alpha \quad \dots\dots\dots(2.33)$$

- *Profil Nos. Goettingen 623 dan 624*

$$C_L = 4,0 \frac{y_{\max}}{l} + 0,092.\alpha \dots\dots\dots(2.34)$$

- *Profil NACA 23012*

$$C_L = 1,08 \frac{y_{\max}}{l} + 0,106.\alpha \dots\dots\dots(2.35)$$

- *Profil Munk 6*

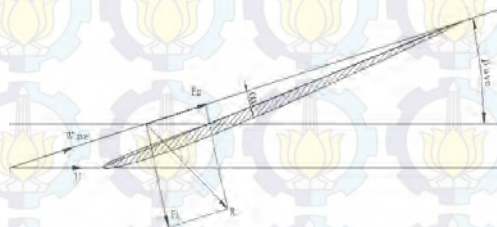
$$C_L = 1,3 \frac{y_{\max}}{l} + 0,106.\alpha \dots\dots\dots(2.36)$$

- *Symmetrical profil No. 443*

$$C_L = 0,095.\alpha \dots\dots\dots(2.37)$$

Nilai y_{\max} diperoleh dari tabel (terlampir) berdasarkan *profil* sudu yang digunakan. Setelah didapatkan *dimensi* dari sudu yang akan digunakan, kemudian dihitung kekuatan sudunya apakah aman digunakan atau tidak.

Untuk menghitung kekuatan dari sudu diperlukan perhitungan terhadap gaya yang bekerja pada sudu yaitu *gaya lift* (F_L) dan *gaya drag* (F_D) seperti terlihat pada gambar 2.17.



Gambar 2.17. Gaya-gaya yang bekerja pada penampang sudu

Dari gambar tersebut terlihat gaya total yang bekerja pada sudu yaitu R yang merupakan resultan dari gaya lift yang arahnya

tegak lurus aliran dan gaya drag yang arah gayanya sejajar aliran fluida. Untuk menghitung gaya lift dan drag digunakan persamaan berikut,

$$F_L = \frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot C_L \cdot w^2, \dots\dots\dots(2.38)$$

dan

$$F_D = \frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot C_D \cdot w^2. \dots\dots\dots(2.39)$$

Selain gaya lift dan drag terdapat gaya lain yang bekerja pada sudu, yaitu gaya akibat berat sudu (w_{sudu}) dan gaya sentrifugal (F_s) yang dihitung dengan persamaan:

$$w_{sudu} = m_{sudu} \times g, \dots\dots\dots(2.40)$$

$$F_s = m_{sudu} \times \omega^2 \times Rt, \dots\dots\dots(2.41)$$

- dimana:
- W_{sudu} = Berat sudu (N)
 - m_{sudu} = Massa sudu (kg)
 - g = Percepatan gravitasi (m/s^2)
 - ω = Kecepatan sudut (rad/s)
 - Rt = Jari – jari sudu rata - rata (m).

Langkah selanjutnya adalah mengecek kekuatan sudu berdasarkan *Maximum Shear Theory of Failure* sebagai berikut :

$$\tau_{maks} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} \dots\dots\dots(2.42)$$

Supaya sudu aman, maka harus memenuhi persyaratan berikut ini :

$$\tau_{maks} \leq \tau_{ijin}$$

$$\tau_{maks} \leq \frac{Syp}{2N}$$

- dimana :
- τ_{maks} = Tegangan geser maksimum yang terjadi pada sudu
 - σ_x = Tegangan tarik total yang bekerja pada sudu

- τ = Tegangan geser yang terjadi pada sudu
 S_{yp} = *Yield strength* dari bahan / material sudu
 N = *Safety factor* (Angka keamanan).

2.4.9. *Kavitasi*

Kavitasi adalah gejala menguapnya zat cair yang sedang mengalir, karena tekanannya berkurang sampai dibawah tekanan uap jenuhnya. Misalnya, air pada tekanan 1 atmosfer akan mendidih dan menjadi uap jenuh pada temperatur 100° C. Tetapi jika tekanan di rendahkan maka air akan mendidih pada temperatur yang lebih rendah. Jika tekanan cukup rendah maka pada temperatur kamar pun air dapat mendidih. Apabila zat cair mendidih, maka akan timbul gelembung-gelembung uap zat cair. Hal ini dapat terjadi pada zat cair yang sedang mengalir di dalam pompa maupun di dalam pipa. Tempat-tempat yang bertekanan rendah atau berkecepatan tinggi di dalam aliran, sangat rawan terhadap terjadinya kavitasi. Pada pompa misalnya, bagian yang mudah mengalami *kavitasi* adalah pada sisi isapnya. *Kavitasi* akan timbul bila tekanan isap terlalu rendah.

Jika pompa mengalami *kavitasi*, maka akan timbul suara berisik dan getaran selain itu *performansi* pompa akan menurun secara tiba-tiba, sehingga pompa tidak dapat bekerja dengan baik. Jika pompa dijalankan dalam keadaan *kavitasi* secara terus-menerus dalam jangka lama, maka permukaan dinding saluran disekitar aliran yang *berkavitasi* akan mengalami kerusakan. Permukaan dinding akan termakan sehingga menjadi berlubang-lubang atau bopeng. Peristiwa ini disebut erosi *kavitasi*, sebagai akibat dari tumbukan gelembung-gelembung uap yang pecah pada dinding secara terus-menerus. Pada pompa karena kavitasi ini sangat merugikan, yaitu mengakibatkan turunnya *performansi*, timbulnya suara dan getaran, serta rusaknya pompa, maka gejala ini harus dicegah dengan segala macam.

2.5. Kerugian *Head* aliran didalam pipa

2.5.1. *Head loss mayor*

Merupakan kerugian yang terjadi akibat gesekan yang terjadi sepanjang saluran lurus, dirumuskan :

$$h_{fj} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\bar{V}^2}{2g} \dots\dots\dots(2.43)$$

Dimana :

f = factor gesekan

L = Panjang pipa lurus pada instalasi

D = Diameter pipa lurus (m)

Faktor gesekan (f) merupakan fungsi dari bilangan *Reynolds* (Re) dan kekasaran permukaan *relative* (e/D). Untuk aliran *turbulen*, harga f didapatkan dari *Moody diagram*, sedangkan untuk aliran *laminar* harga f didapat dari persamaan :

$$f = \frac{64}{Re}$$

$$\text{Bilangan Reynolds (Re)} = \frac{\rho \times \bar{V} \times D}{\mu}$$

Dimana :

ρ = massa jenis air (kg/cm^3)

μ = *viscositas absolute* air (N.s/m^2)

2.5.2. *Head loss minor*

Kerugian *minor* adalah kerugian yang terjadi karena aliran memasuki pipa sambungan, perubahan penampang dan belokan-belokan pada sistem perpindahan panas yang dirumuskan dengan persamaan sebagai berikut :

$$h_l = f \cdot \frac{L_e}{D} \cdot \frac{\bar{V}^2}{2g} \text{ atau } h_l = K \cdot \frac{\bar{V}^2}{2g} \dots\dots\dots(2.44)$$

dimana : $\frac{L_e}{D} = \text{panjang ekivalen}$
 $k = \text{Koefisien entrance}$

2.6. Perancangan bagian bagian pompa yang lain

2.6.1. Diameter poros

Dalam konstruksi mesin *poros* adalah salah satu elemen penting yang akan menghubungkan antara sudu dan motor. Dalam menentukan besarnya *diameter poros* diperlukan *analisis* tegangan-tegangan yang bekerja pada poros tersebut. Penentuan *diameter* poros di dasarkan pada hasil perhitungan gaya-gaya yang terjadi pada poros, meliputi gaya *tangensial*, gaya *radial*, gaya geser serta momen yang terjadi pada poros tersebut. Tegangan geser maximum yang dialami oleh poros adalah sebagai berikut :

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_s^2} \leq \frac{S_y}{N} \dots\dots\dots(2.45)$$

Dimana, $\sigma_x = \frac{32M}{\pi D^3}$, $\sigma_y = \frac{4F}{\pi D^2}$, dan $\tau = \frac{16T}{\pi D^3}$

Dan poros ini akan aman bila

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_s^2} \leq \frac{S_y}{N} \dots\dots\dots(2.46)$$

Dimana :

$S_y = \text{Yield Strength dari material (N/m}^2\text{)}$

$N = \text{Faktor keamanan}$

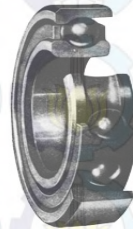
$D = \text{Diameter poros (m)}$

$M = \text{Momen bending yang bekerja pada poros (N.m)}$

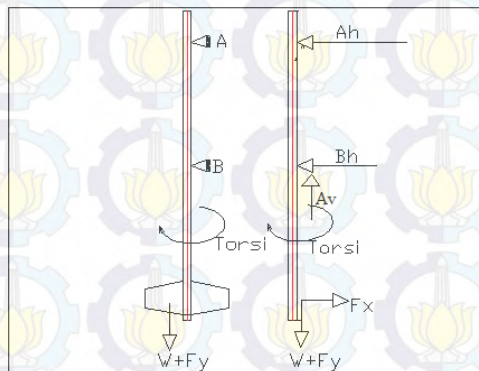
$T = \text{Torsi yang bekerja (N.m)}$

2.6.2. Bantalan (*Bearing*)

Bearing yang digunakan dalam perancangan ini adalah *deep groove ball bearing*, *tapered roller bearing* dan *cylindrical roller bearing*. *Deep groove ball bearing* digunakan untuk menahan beban radial arah vertikal. *Tapered roller bearing* digunakan untuk menahan gabungan beban aksial dan beban radial. Dan *cylindrical roller bearing* digunakan untuk menahan beban radial arah horizontal. Gambar 2.18. merupakan bearing tipe *deep groove ball bearing*, *tapered roller bearing* dan *cylindrical roller bearing*.



Gambar 2.18. *Deep groove ball bearing*



Gambar 2.19. *Free Body Diagram Bantalan.*

Perhitungan bantalan :

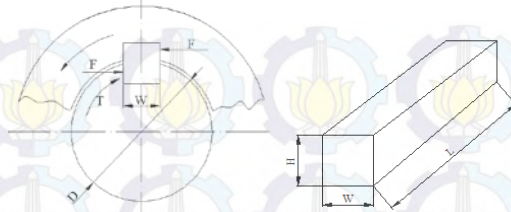
$$\text{Umur bantalan } (L_{10}) = \left(\frac{C}{P} \right)^b \times \frac{10^6}{n \times 60} \dots\dots\dots(2.47)$$

$$\text{Equivalent load : } P = X.V.Fr + Y.Fa \dots\dots\dots(2.48)$$

- Dimana
- L_{10} = Umur bantalan (Jam)
 - P = Beban equivalent (lb)
 - C = Beban dinamis (lb)
 - X = Faktor beban radial
 - Y = Faktor beban aksial
 - Fr = Beban radial (lb)
 - Fa = Beban aksial (lb)
 - V = Faktor putaran bantalan :
 - 1 untuk ring dalam berputar
 - 1,2 untuk ring luar berputar
 - n = Putaran poros (rpm)
 - b = Konstanta berdasarkan tipe bantalan :
 - 3 untuk ball bearing
 - 10/3 untuk roller bearing

2.6.3. Pasak

Pasak merupakan bagian dari elemen mesin yang disamping digunakan untuk menyambung juga untuk menjaga hubungan relatif antara poros penggerak dengan komponen yang digerakkan. Bila poros berputar dengan torsi sebesar T ini akan menghasilkan gaya F yang bekerja pada diameter luar dari poros dan gaya F inilah yang akan bekerja pada pasak. Untuk lebih jelasnya, gambar 2.20. menjelaskan gaya – gaya yang bekerja pada pasak.



Gambar 2.20. Gaya -gaya yang bekerja pada pasak

$$F = \frac{T}{D/2} = \frac{2 \cdot T}{D}, \dots\dots\dots(2.48)$$

dimana :

D = Diameter poros (m)

T = Torsi (N.m)

F = Gaya yang bekerja pada pasak (N).

Adanya gaya F pada pasak akan menimbulkan tegangan geser dan tegangan kompresi.

2.6.3.1. Tinjauan pasak terhadap tegangan geser

$$S_s = \frac{F}{A} \dots\dots\dots(2.49)$$

dimana : A = Luas bidang gesek pada pasak.

A = w . L (lebar pasak x panjang pasak).

$$F = \frac{T}{D/2} = \frac{2 \cdot T}{D} \dots\dots\dots(2.50)$$

Persamaan di atas bila disubstitusikan kedalam persamaandi bawah , maka :

$$S_s \cdot A = F \dots\dots\dots(2.51)$$

$$S_s \cdot A = \frac{2 \cdot T}{D} \dots\dots\dots(2.52)$$

$$S_s = \frac{2 \cdot T}{A \cdot D} \dots\dots\dots(2.53)$$

$$S_s = \frac{2 \cdot T}{w \cdot L \cdot D} \dots\dots\dots(2.54)$$

Syarat pasak aman terhadap tegangan geser adalah :

$$S_s \leq \frac{S_{syp}}{N}, \dots\dots\dots(2.55)$$

dimana : $S_{syp} = 0,58 Syp$ (untuk baja)
 $N =$ Safety factor (angka keamanan)

Sehingga persamaan (2.44) menjadi :

$$\frac{2T}{w.L.D} \leq \frac{0,58.Syp}{N}, \dots\dots\dots(2.56)$$

$$L \geq \frac{2.T.N}{0,58.Syp.w.D}, \dots\dots\dots(2.57)$$

2.6.3.2. Tinjauan pasak terhadap tegangan kompresi

$$S_c = \frac{F}{A} \dots\dots\dots(2.58)$$

dimana : $A = L \cdot \frac{H}{2} = L \cdot \frac{W}{2}$, untuk pasak berpenampang bujur sangkar ($W = H$), maka

$$F = \frac{T}{D/2} = \frac{2.T}{D} \dots\dots\dots(2.59)$$

Sehingga:

$$S_c = \frac{2.T}{D \cdot \frac{w}{2} \cdot L} = \frac{4.T}{L \cdot w \cdot D} \dots\dots\dots(2.60)$$

Syarat pasak aman terhadap tegangan kompresi :

$$S_c \leq \frac{S_{yp}}{N} \dots\dots\dots(2.61)$$

$$\frac{4.T}{L \cdot w \cdot D} \leq \frac{S_{yp}}{N} \dots\dots\dots(2.62)$$

$$L \geq \frac{4.T \cdot N}{D \cdot w \cdot S_{yp}} \dots\dots\dots(2.63)$$