

ANALISIS PERANCANGAN POMPA MOBILE PENANGGULANGAN BANJIR DKI JAKARTA DENGAN DEBIT 550 LITER PER DETIK DAN HEAD 6 METER

Muhammad Septian Hariwibowo¹⁾, Harwan Ahyadi²⁾

^{1,2)}Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri,
Institut Sains dan Teknologi Nasional
Jl. Moh. Kahfi II, Jagakarsa, Jakarta 12640 Indonesia., Telp. : (021)7270090
Email : Harwan.ahyadi@gmail.com

ABSTRAK

Menteri Pekerjaan Umum (PU) Djoko Kirmanto mengatakan, banjir adalah fenomena alam normal sebagai siklus hidrologi. Permasalahannya terletak pada apakah manusia bisa mengendalikan aliran air sungai akibat hujan tersebut. Kalau tidak bisa mengendalikannya maka akan banjir, Jika derasnya air akibat hujan dapat dikendalikan melalui penyiapan waduk-waduk dan resapan air serta kemampuan menjaga hutan, maka banjir dapat dihindari. Jika mampu melakukan upaya tersebut, berarti aliran air akibat hujan tidak masalah. Dinas Sumber Daya Air Provinsi DKI Jakarta, telah menyediakan pompa stasioner. Pemprov DKI Jakarta juga mendatangkan tambahan pompa mobile sebanyak 40 unit. Pompa mobile ini dirancang khusus menggunakan jenis pompa sentrifugal yang digerakkan langsung oleh motor diesel, dengan debit 550 liter/detik dan head 6 meter. Dari hasil penelitian diperoleh panjang saluran hisap 5 m, diameter 8 inch, tinggi hisap 3 m, panjang saluran tekan 60 m, diameter 6 inch, tinggi tekan = 0,5 m dan dari perhitungan-perhitungan diperoleh kerugian head pada saluran hisap 4,108 m, kerugian head pada saluran tekan 117,353 m, dan daya motor sebesar 941,9025 kW.

Kata Kunci : Pompa sentrifugal, Pompa Mobile, Debit, Head.

1. Pendahuluan

1.1 Latar Belakang

Banjir di Jakarta menjadi fenomena tahunan yang terus berulang tanpa pernah tuntas untuk menyelesaikan penyebabnya. Banjir di Jakarta mengakibatkan dampak besar bagi masyarakat, terutama menghambat aktivitas. Tak hanya menghambat aktivitas, banjir juga tentunya berimbas pada sektor perekonomian masyarakat Ibu Kota. Terlebih lagi banyak transportasi umum yang terkendala untuk beroperasi. Dengan adanya 13 aliran air sungai yang melintasi kota Jakarta menjadikan kota ini memiliki dataran banjir yang banyak tersebar di wilayah ini. Oleh sebab itu potensi terjadinya banjir setiap tahun memang sangat tinggi.

Penanggulangan banjir selain terpasang pompa stasioner juga dibantu pompa mobil yang mempunyai spesifikasi pompa

sentrifugal, yang digerakkan dengan motor disel.

Dimana pompa yang sekarang sering terjadi kendala kemampuan memindahkan air.baik dari segi debit dan ketinggian memindahkan air.

Untuk itu penelitian akan mengambil tema “ Analisis perancangan pompa sentrifugal untuk mengatasi banjir di Jakarta dengan debit 550 liter/detik dengan ketinggian 6 meter”

1.2. Tujuan Penelitian

Berdasarkan latar belakang yang telah dibahas, maka tujuan dari penulisan skripsi ini adalah:

- a. Apakah pompa yang terpasang sudah sesuai dengan spesifikasi yang perlukan?
- b. Menghitung ulang dimensi utama yang sesuai dengan kebutuhan

1.3. Batasan Masalah

Agar penelitian ini lebih terarah, maka dibuat batasan permasalahan yang akan dilakukan pada desain ulang ini, batasan tersebut adalah sebagai berikut :

- a. Menghitung dimensi utama pompa
- b. Penelitian pompa adalah pompa mobil.

1.3. Metodologi Penelitian

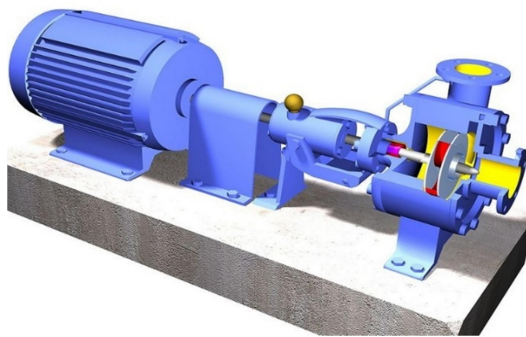
Metodologi penelitian yang dipakai oleh penulis adalah dengan :

- a. Studi Literatur baik dari buku-buku referensi maupun dari internet dengan sumber yang relevan.
- c. Penelitian langsung pada pompa penanggulangan banjir DKI Jakarta.
- d. Pengumpulan data – data yang akan dihitung untuk di rancang.

2. Tinjauan Pustaka

2.1. Teori Dasar Pompa.

Pompa adalah suatu mesin fluida yang berfungsi untuk memindahkan suatu fluida dari suatu tempat ketempat lain, dimana tinggi tekan dari kedua tempat yang berbeda, pompa yang terpilih dalam penelitian adalah pompa sentrifugal, dimana pompa gambar sentrifugal tersaji pada gambar 2.1.

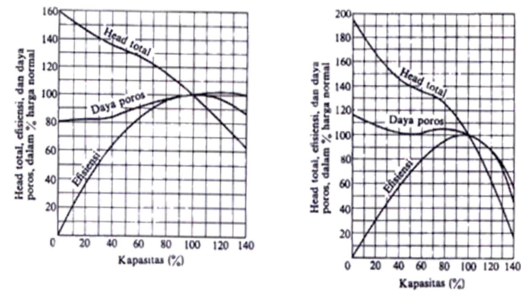


Gambar 2.1. Pompa Sentrifugal

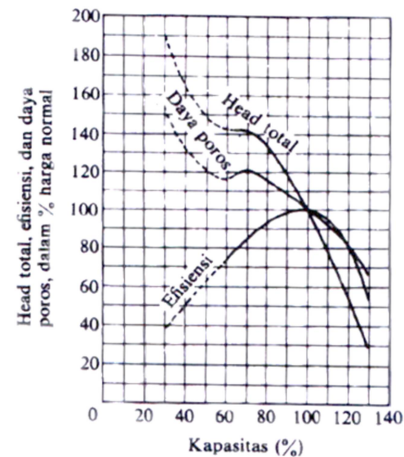
2.2. Karakteristik Pompa Sentrifugal.

Karakteristik sebuah Pompa dapat di gambarkan pada kurva–kurva karakteristik, yang menyatakan besarnya head total Pompa, daya poros, dan besarnya efisiensi pompa terhadap kapasitas, kurva

performansi itu biasanya digambarkan dalam putaran tetap. Karena bentuk pompa tergantung pada n_s maka dapat dimengerti bila karakteristiknya juga tergantung pada n_s . Pada gambar 2.2. diperlihatkan contoh kurva performansi tiga jenis pompa dengan harga n_s yang jauh berbeda – beda.



Gambar 2.2. (a) Kurva karakteristik pompa volut
(b) Kurva karakteristik pompa aliran campuran



Gambar 2.2. (c) Kurva karakteristik pompa aliran aksial

2.3. Tinggi Tekan Zat Cair

Tinggi tekan zat cair yaitu kesanggupan untuk melakukan kerja, dinyatakan dalam meter kolom air yang mengalir, atau dengan kata lain tinggi tekan adalah ketinggian pada mana kolom air itu harus naik untuk memperoleh jumlah energi yang sama dengan yang dikandung satu satuan bobot air pada kondisi yang sama. Tinggi tekan air ada dalam tiga bentuk :

1. Tinggi Tekan Aktual.

Tinggi tekan aktual didasarkan pada ketinggian fluida di atas bidang

referensi (datum plane), atau suatu kolom air setinggi z meter mengandung sejumlah energi disebabkan oleh posisinya dan disebutkan fluida tersebut mempunyai tinggi tekan (head) sebesar z meter kolom air.

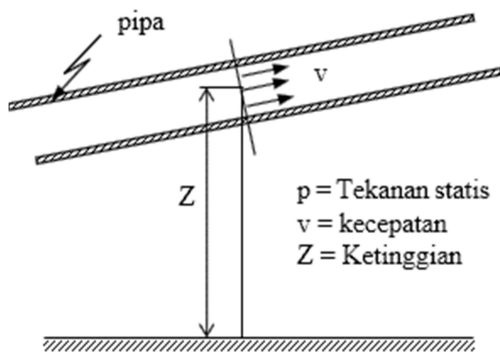
2. Tinggi Tekan Kecepatan.

Tinggi tekan kecepatan adalah suatu ukuran energi kinetik yang dikandung satu satuan bobot fluida yang disebabkan oleh kecepatannya ($v^2 / 2.g$).

3. Tinggi Tekan Tekanan.

Tinggi tekan tekanan adalah energi yang terkandung oleh fluida akibat tekanannya (p/γ). Jadi menurut Theorema Bernoulli, jika suatu fluida cair melalui sebuah penampang saluran seperti gambar 2.3., maka energi total fluida tersebut adalah jumlah ketiga tinggi tekan diatas, diperoleh persamaan (2.1) :

$$H = Z + \frac{v^2}{2.g} + \frac{p}{\gamma} \quad (2.1)$$



Gambar 2.3. Head Zat Cair

2.4. Head Total Pompa

Head total pompa adalah Head yang harus di sediakan untuk mengalirkan sejumlah air seperti yang di rencanakan. Head total pompa dapat di tentukan dari kondisi instalasi yang akan di layani oleh pompa. Head total pompa di rumuskan pada persamaan (2.2).

$$H_{man} = \frac{p_t - p_i}{\gamma} + H_{st} + H_{tot} + \frac{\Delta v^2}{2g} \quad (2.2)$$

dimana :

H_{man} : Head manometris atau head total pompa

H_{st} : Head statis total. Adalah perbedaan tinggi antara muka air sisi keluar dan sisi isap

$$H_{st} = H_i + H_t$$

$H_{f_{tot}}$: Total head kerugian
= $H_{f_t} + H_{f_i}$

H_{f_t} : Head kerugian pada pipa, belokan katup-katup, yang terjadi pada saluran tekan

H_{f_i} : Head kerugian yang terjadi pada pipa, belokan, katup-katup pada saluran isap.

γ : Berat Jenis Fluida

Head kerugian adalah head yang di gunakan untuk mengatasi kerugian-kerugian gesek di dalam pipa yang di sebabkan oleh belokan-belokan, katup-katup dan alat -alat yang lainnya.

2.4.1. Head kerugian pipa lurus.

Head kerugian ini adalah kerugian yang terjadi di dalam pipa, di hitung dengan rumus (2.3) :

$$H = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{v^2}{2.g} \quad (2.3)$$

dimana :

h_f : Head kerugian pada pipa lurus (m)

λ : Koefesien kerugian gesek (Koefesien Darcy)

L : Panjang pipa (m)

D : Diamter dalam pipa (m)

Untuk dapat mengetahui besarnya λ maka harus diketahui dahulu bentuk aliran yang terjadi, apakah aliran tersebut laminar atau turbulen. Sebagai patokan di gunakan bilangan Reynold (*Reynold number*), besarnya di hitung dengan rumus (2.4).

$$R_e = \frac{c \cdot D}{\nu} \quad (2.4)$$

dimana :

R_e : Bilangan Reynold

c : Kecepatan aliran (m/det)

D : Diameter dalam pipa (m)

ν : Viskositas kinematis zat cair (m²/det)

Batas-batas bilangan Reynold adalah sebagai berikut :

$Re < 2300$, aliran laminar

$Re > 4000$, aliran turbulen

$Re = 2300 - 4000$ terdapat daerah transisi.

Untuk aliran laminar besarnya λ dapat dicari menggunakan rumus berikut :

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (2.5)$$

sedangkan untuk aliran turbulen λ di cari menggunakan rumus Darcy yaitu :

$$\lambda = 0,020 + \frac{0,0005}{D} \quad (2.6)$$

2.4.2. Head Kerugian pada belokan atau katup

Head kerugian ini timbul karena adanya alat atau belokan yang di lalui oleh aliran, seperti katup-katup, belokan, saringan dan sebagainya.

Secara umum Head kerugian dinyatakan dengan rumus (2.7) sebagai berikut :

$$H_f = f \cdot \frac{c^2}{2.g} \quad (2.7)$$

dimana :

f : Koefesien kerugian

c : Kecepatan aliran (m/det)

g : gravitasi = 9,81 (m/det²)

Besarnya koefisien kerugian tergantung dari alat-alat yang di gunakan, biasanya setiap alat memiliki koefisien kerugian tersendiri.

Untuk belokan lengkung, harga f dicari menggunakan rumus fuller (2.8).

$$f = \left[0,131 + 1,847 \left(\frac{D}{2R} \right)^{3,5} \right] \left(\frac{\theta}{90} \right)^{0,5} \quad (2.8)$$

dimana :

D : Diameter dalam pipa (m)

R : jari-jari lengkung sumbu belokan (m)

θ : Sudut belokan (⁰)

f : Koefisien kerugian

Dari rumus (2.8) harga f untuk belokan lengkung digambarkan dalam diagram berikut pada gambar 2.6

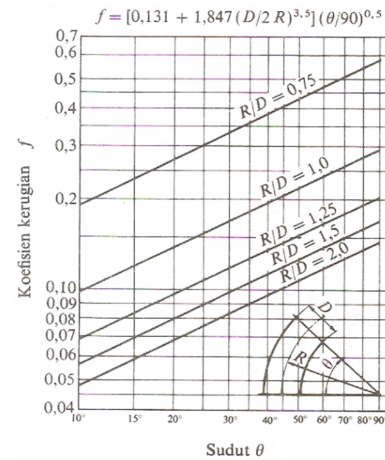
Sedangkan untuk belokan patah, harga f di cari menggunakan rumus Weisbach, rumus (2.9)

$$f = \left[0,946 \cdot \sin^2 \frac{\theta}{2R} + 2,047 \cdot \sin^4 \frac{\theta}{90} \right] \quad (2.9)$$

dimana :

f : koefisien kerugian

θ : sudut belokan

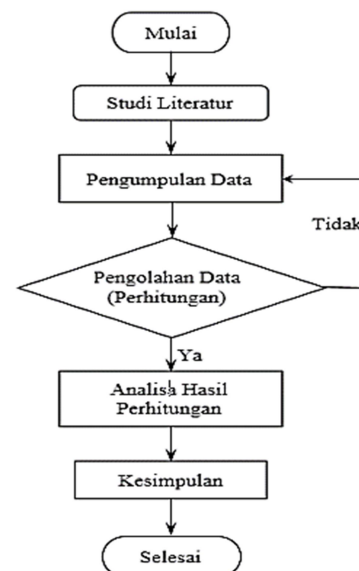


Gambar 2.8. Koefisien kerugian pada belokan

3. Metodologi penelitian

3.1. Metodologi Penelitian.

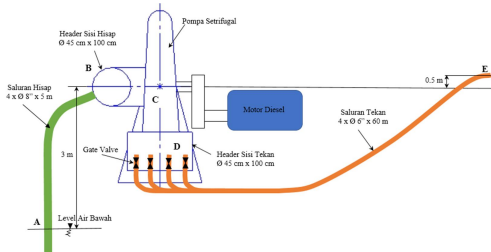
Dalam rangka untuk mempermudah dalam jalannya penelitian maka dibuatkan diagram alir penelitian yang tersaji dalam gambar 3.1



Gambar 3.1. Diagram Alir Penelitian

3.2. Spesifikasi Data Perancangan.

Data-data dalam perancangan ini diperoleh dari studi lapangan, dan adapun data-data tersebut adalah sebagai berikut :



Gambar 3.2. Skema Instalasi Pompa Pengendali Banjir

3.3. Pengolahan Data (Perhitungan-perhitungan)

A. Kecepatan Fluida Di Dalam Pipa Isap (C_s)

$$C_s = \frac{Q}{A_s}$$

Pipa isap yang dipakai dari bahan “black synthetic rubber”, 8 inchi dengan diameter luar = 8,70 inchi dan diameter dalam = 203 mm.

$$C_s = 4,251 \text{ m/s}$$

Batasan untuk kecepatan aliran pada pipa isap diameter 0,203 m adalah 1,22 – 5,5 m/s.

B. Kecepatan Fluida Masuk Dalam Pompa (C_p)

Pipa yang dipakai dari bahan SCH 40 HITAM SPINDO, 18 inchi dengan diameter luar = 462 mm dan diameter dalam = 450 mm

$$C_s = 3,46 \text{ m/s}$$

C. Kecepatan Fluida Pada Pipa Tekan (C_d)

Pipa tekan yang dipakai dari bahan “gray PVC with helical blue stripe – abrasion and ozone resistant” 6 inchi dengan diameter dalam = 152,0 mm.

$$C_s = 7,581 \text{ m/s}$$

Batasan untuk kecepatan aliran pada pipa tekan dengan diameter 0,152 m adalah 3,6 - 12 m/s

3.4. Menentukan Ketinggian Manometris
Ketinggian manometris dapat dihitung dengan persamaan

$$H_{man} = \Delta H_p + H_{st} + H_{ft} + \frac{\Delta C^2}{2g}$$

3.4.1. Kerugian Pada Pipa Isap (h_s)

1. Kerugian pada pipa lurus (h_{s1})

Kerugian pada pipa lurus dapat dihitung dengan persamaan.

$$h_{s1} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{C_s^2}{2 \cdot g}$$

$$h_{s1} = 0,509 \text{ m}$$

2. Kerugian pada belokan (h_{s2})

$$h_{s2} = f_b \cdot \frac{C_s^2}{2 \cdot g}$$

Dimana :

f_b = koefisien gesek belokan, belokan yang digunakan 30^0 ($R/D = 2$) sebanyak 3, lihat persamaan 2.8. dan gambar 2.8

$$f_b = 3 \cdot 0,085 = 0,255$$

$$h_{s2} = 0,235 \text{ m}$$

3. Kerugian pada header (h_{s3})

$$h_{s3} = f_b \cdot \frac{C_s^2}{2 \cdot g}$$

Dimana :

f_b = koefisien gesek pada header, untuk $(d_{18''}/4 \cdot d_{8''})^2 = 0,307$

$$f_b = 4 \cdot 0,307 = 1,228$$

$$h_{s3} = 1,228 \cdot \frac{4,251^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$h_{s3} = 1,131 \text{ m}$$

kerugian pada pipa isap (h_s) adalah :

$$h_s = (h_{s1} + h_{s2}) \cdot 4 + h_{s3}$$

$$h_s = 4,108 \text{ m}$$

3.4.2. Kerugian Pada Pipa Tekan

Kerugian-kerugian yang terjadi pada saluran tekan adalah :

- pipa lurus $\varnothing 6'' = 0,152 \text{ m}$

- panjang pipa = 60 m

- gate valve = 1

- belokan = 3×30^0

- Viskositas kinematis 28^0C

$$= 0,8416 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{7,581 \cdot 0,152}{0,8414 \cdot 10^{-6}} = 1369253,08$$

alirannya turbulen, berdasarkan rumus koefisien gesekan (λ) dihitung $\lambda = 0,0233$

1. Kerugian pada pipa lurus.

$$h_{d1} = 0,0233 \cdot \frac{60}{0,203} \cdot \frac{7,581^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$h_{d1} = 26,931 \text{ m}$$

2. Kerugian belokan

$$h_{d2} = 0,255 \cdot \frac{7,581^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$h_{d2} = 0,747 \text{ m}$$

3. Kerugian pada gate valve

$$f_b = 8 \cdot \lambda = 8 \cdot 0,0233 = 0,1864$$

$$h_{d3} = 0,1864 \cdot \frac{7,581^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$h_{d3} = 0,546 \text{ m}$$

4. Kerugian pada header tekan (h_{d4})

$$h_{d4} = f_b \cdot \frac{c_s^2}{2 \cdot g}$$

Dimana :

f_b = koefisien gesek pada header, untuk $(4 \cdot d_6 / d_{18})^2 = 1,825$
 $f_b = 4 \cdot 1,825 = 7,302$

$$h_{d4} = 7,302 \cdot \frac{3,460^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$h_{d4} = 4,455 \text{ m}$$

Kerugian pada saluran tekan adalah :

$$h_d = (h_{d1} + h_{d2} + h_{d3}) \cdot 4 + h_{d4}$$

$$h_d = (26,931 + 0,747 + 0,546) \cdot 4 + 4,455 = 117,353 \text{ m}$$

Jadi ketinggian manometris (H_{man}) adalah :
 dimana :

$$- \Delta h_p = 0$$

$$- H_{st} = h_i + h_t = 3 + 0,5 = 3,5 \text{ m}$$

$$- H_{ft} = h_s + h_d = 4,108 + 117,353 = 121,461 \text{ m}$$

$$- \frac{c_{d6}^2}{2 \cdot g} = 4 \cdot \frac{7,581^2}{2 \cdot 9,81} = 11,718 \text{ m}$$

$$H_{man} = 0 + 3,5 + 121,461 + 11,718$$

$$H_{man} = 136,679 \text{ m}$$

Ini belum termasuk untuk kerugian head yang ada sambungan pada pipa tekan dan saluran antara pompa dan

header maka Head manometris di rencanakan 140 m.

3.5. Menentukan Jenis Pompa

Untuk menentukan jenis pompa, terlebih dahulu kita harus mengetahui putaran spesifiknya. Untuk mengetahui putaran spesifik ini kita dapat menggunakan persamaan 2.10.

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H_{man}^{3/4}}$$

Diketahui :

- n = 1500 rpm
- Q = 0,55 m³/det
- H_{man} = 140 m

$$n_q = 27,332$$

dan

$$n_s = 3,6 \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H_{man}^{3/4}} \text{ atau}$$

$$n_s = 99,763$$

Untuk putaran spesifik sebesar (n_s) = 99,763 menurut gambar 3.3. dapat kita ketahui jenis impeller yang sesuai untuk putaran ini, adalah Jenis *Moderate-speed impeller*.

3.6. Daya Motor Penggerak Pompa (N)

$$N = \frac{Q \cdot H_{man} \cdot \gamma}{\eta_{op}}$$

Diketahui :

- Q = 0,55 m³/s
- H_{man} = 140 m
- $\gamma = 9769 \text{ N/m}^3$

Putaran spesifik $n_s = 116,01$ dan Q = 0,55 m³/det, diperoleh $\eta_{op} = 80 \%$

Maka daya yang digunakan untuk menggerakkan pompa (N) adalah :

$$N = \frac{0,55 \cdot H_{man} \cdot 9769}{0,8}$$

$$N = \frac{0,55 \cdot 140 \cdot 9769}{0,8}$$

$$N = 941902,5 \text{ Watt}$$

$$N = 941,9025 \text{ kW}$$

3.7. Perhitungan Poros Pompa

1. Momen puntir yang terjadi (T)

$$T = \frac{N \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

Diketahui :

- N = 941902,5 W
- n = 1500 rpm
- T = 5999,519 Nm

2. Bahan Poros.

Bahan poros yang digunakan adalah batang baja karbon S45C-D, JIS G 3123, berdasarkan Ref 9, hal 330 mempunyai sifat-sifat mekanis sebagai berikut :

- Kekuatan tarik $\sigma_B = 60 - 76 \text{ kgf/mm}^2$,
atau $\sigma_B = 588,6 - 745,56 \text{ N/mm}^2$
- faktor keamanan ($sf_1 = 6$ dan $sf_2 = 2$)

Maka tegangan tarik yang diizinkan

$$\bar{\sigma}_B = \frac{\sigma_B}{sf_1 \cdot sf_2}$$

$$\bar{\sigma}_B = 62,13 \text{ N/mm}^2$$

3. Diameter Poros (d_p)

Diameter poros dapat dihitung dengan persamaan

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{5,1 \cdot K_t \cdot C_b \cdot T}{\bar{\sigma}_B}}$$

dimana :

K_t : Faktor koreksi untuk tumbukan dipilih = 1,5

C_b : Faktor koreksi untuk lenturan dipilih = 1,2

$$d_p = 44,588 \text{ mm}$$

Untuk menanggulangi kosentrasi tegangan karena poros bertingkat dan adanya alur pasak, dalam perancangan ini direncanakan diameter poros terkecil $d_p = 50 \text{ mm}$.

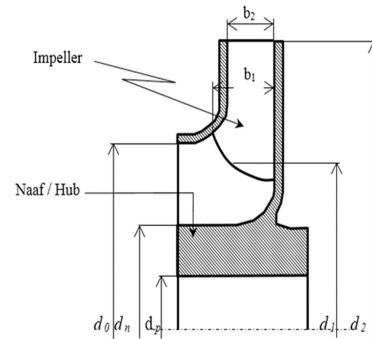
4. Diameter Naaf (d_n)

Dengan menggunakan persamaan diameter naaf dapat dihitung.

$$d_n = (1,8 - 2,0) \times d_p$$

$$= 2,0 \times 50 = 100 \text{ mm}$$

3.8. Dimensi Utama Impeller



Gambar 3.4. Dimensi Impeller

Keterangan :

- d_p = diameter poros
- d_2 = diameter ujung sudu sisi keluar
- d_0 = diameter mulut hisap
- d_1 = diameter ujung sudu sisi masuk
- d_n = diameter naaf
- b_1 = lebar impeller pada sisi masuk
- b_2 = lebar impeller pada sisi keluar

1. Diameter Hisap Impeller (d_0)

Diameter hisap impeller dihitung dengan menggunakan persamaan.

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q'}{\pi C_0} + d_n^2}$$

Dalam mendisain sudu, biasanya diasumsikan air memasuki sudu secara radial, sehingga sudut masuk absolute $\alpha_1 = 90^\circ$. Kecepatan air masuk melalui mata impeller C_0 haruslah diperhatikan. Jika kecepatan C_0 melampaui batas kemungkinan akan terjadinya kavitasi, kecepatan masuk impeller dibatasi antara 1,5 – 5 m/s, direncanakan $C_0 = 3 \text{ m/s}$, dan kapasitas teoritis pompa Q'

$$Q' = (1,02 \text{ s/d } 1,05) Q$$

$$Q' = 1,04 \cdot 0,55 = 0,572 \text{ m}^3/\text{s}$$

Maka diameter hisap impeller :

$$d_0 = 0,45 \text{ m}$$

Diameter sisi isap mata impeller (d_1) sedikit lebih kecil dari diameter sisi masuk, pada perencanaan ini diperkirakan sisi masuk dari mata impeller adalah :

$$d_1 = 0,89 \cdot d_0$$

$$d_1 = 0,40 \text{ m}$$

2. Lebar Impeller pada Sisi Masuk (b_1).

Lebar impeller pada sisi masuk di cari dengan persamaan.

$$b_1 = \frac{Q'}{d_1 \cdot \pi \cdot C_{r1} \cdot \varepsilon_1}$$

dimana :

$$- C_{r1} = (1,1 - 1,3) \cdot C_0 = 4,56 \text{ m/s}$$

$$- \varepsilon_1 = 0,8$$

$$b_1 = 125 \text{ mm}$$

3. Kecepatan Keliling Sisi Masuk (U_1).

$$U_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n}{60}$$

$$U_1 = 31,4 \text{ m/s}$$

4. Sudut Masuk Sudu (β_1)

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{r1}}{U_1}$$

$$\beta_1 = 11^\circ$$

Sudut sisi masuk ini biasanya dibatasi antara $10^\circ - 25^\circ$

5. Kecepatan Relatif fluida masuk (w_1)

$$w_1 = \frac{C_{r1}}{\sin \beta_1}$$

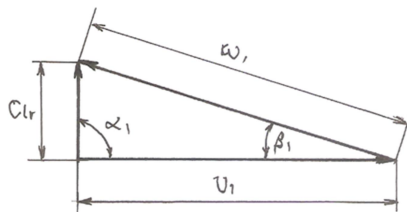
dimana :

$$- C_{r1} = 4,56 \text{ m/s}$$

$$- \beta_1 = 11^\circ$$

$$w_1 = 23,89 \text{ m/s}$$

6. Segitiga Kecepatan pada Sisi Masuk



Gambar 3.5. Segitiga Kecepatan Sisi Masuk

7. Diameter Luar Impeller (d_2).

untuk $n_s = 80 \text{ s/d } 150$

$$d_2 = 2 \cdot d_1$$

$$d_2 = 0,80 \text{ m}$$

8. Lebar Impeller pada Sisi Luar (b_2).

Untuk bagian sisi luar dari impeller besarnya dapat dicari menggunakan persamaan

$$b_2 = \frac{Q'}{d_2 \cdot \pi \cdot C_{r2} \cdot \varepsilon_2}$$

dimana :

$$- C_{r2} = 0,85 \cdot 4,56 = 3,876 \text{ m/s}$$

$$- \varepsilon_2 = 0,9$$

$$b_2 = 0,65 \text{ m}$$

9. Kecepatan Keliling pada Sisi Luar (U_2)

$$U_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n}{60}$$

$$U_2 = 62,8 \text{ m/s}$$

10. Kecepatan Relatif Sisi Keluar (w_2).

$$w_2 = \frac{C_{r2}}{\sin \beta_2}$$

dimana :

$$\beta_2 = (15^\circ \div 30^\circ) \text{ direncanakan } = 24^\circ$$

$$w_2 = 9,53 \text{ m/s}$$

11. Sudut Aliran Sisi Keluar (α_2).

$$\tan \alpha_2 = \frac{C_2}{U_2 - (w_2 \cdot \cos \beta_2)}$$

$$\tan \alpha_2 = 0,073 \quad \alpha_2 = 4^\circ 10'$$

12. Kecepatan Absolut Sisi Keluar (C_2).

$$C_2 = \frac{C_{r2}}{\sin \alpha_2}$$

$$C_2 = 53,24 \text{ m/s}$$

13. Kecepatan Tangensial Keluar (C_{u2}).

$$C_{u2} = C_2 \cdot \cos \alpha_2$$

$$C_{u2} = 3,876 \text{ m/s}$$

14. Kecepatan Tangensial Absolut (C_{u2}').

$$C_{u2}' = \eta' \cdot C_{u2}$$

dimana :

$$\eta' = 0,9$$

$$C_{u2}' = 3,488 \text{ m/s}$$

15. Sudut Aliran Absolut sisi Keluar (α_2').

$$\tan \alpha_2' = \frac{C_{r2}}{C_{u2}'}$$

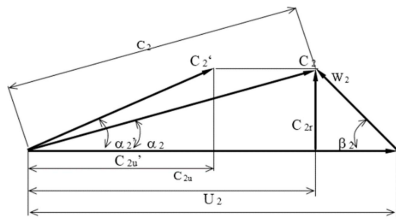
$$\alpha_2' = 48,01^\circ$$

16. Segitiga Kecepatan pada Sisi Keluar.

$$- U_2 = 62,80 \text{ m/s} \quad - C_{u2} = 3,876 \text{ m/s}$$

$$- C_{u2}' = 3,488 \text{ m/s} \quad - \alpha_2 = 4,10^\circ$$

$$- \beta_2 = 24^\circ \quad - C_2 = 53,24 \text{ m/s}$$



Gambar 3.6. Segitiga Kecepatan Sisi Keluar

17. Jumlah Daun Impeller.
Jumlah daun Impeller dicari dengan persamaan

$$Z = 6.5 \cdot \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} \cdot \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

$$Z = 6.5$$

$$Z = 8 \text{ buah daun impeller}$$

18. Tebal Daun Impeller

Dengan persamaan 2.30. tebal daun impeller dapat di cari

$$t = \frac{\pi \cdot d \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \sin \beta}{Z}$$

a. Tebal Daun Impeller Sisi Masuk
dimana :

$$\varepsilon_1 = (0,8 \div 0,9) \text{ dipilih } 0,8$$

$$t_1 = 6,00 \text{ mm}$$

b. Tebal Daun Impeller Sisi Keluar
dimana :

$$\varepsilon_2 = (0,8 \div 0,9) \text{ dipilih } 0,9$$

$$t_2 = 13 \text{ mm}$$

19. Melukiskan Bentuk Daun Impeller

Untuk melukis bentuk sudu impeller ada dua metode yaitu :

1. Metode arcus tangen
2. Metode koordinat polar

Metode yang akan digunakan adalah metode arcus tangen, dalam metode ini impeller dibagi menjadi lingkaran-lingkaran kosentris. Jari-jari busur (ρ) yang menggambarkan bentuk sudu antara sembarang jari-jari (r_1 dan r_2) diberikan oleh rumus sebagai berikut:

$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2(R_b \cos \beta_b - R_a \cos \beta_a)}$$

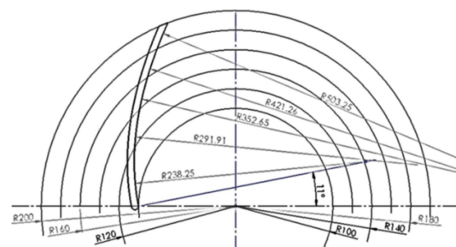
dimana :

- ρ : jari-jari busur impeller
- β_a : sudut lingkaran bagian dalam
- β_b : sudut lingkaran bagian luar
- R_a : jari-jari lingkaran bagian dalam

R_b : jari-jari lingkaran bagian luar
dimana, hasil perhitungan dapat dilihat pada tabel 3.1.

Tabel 3.1. Jari-jari Kelengkungan Impeller.

Ring	R	β	$R_b \cos \beta_b - R_a \cos \beta_a$	$R_b^2 - R_a^2$	ρ
1	200	11	36,936	17600	238,25
A	240	13,6	35,628	20800	291,91
B	280	16,2	34,028	24000	352,65
C	320	18,8	32,284	27200	421,26
D	360	21,4	30,204	30400	503,25
2	400	24			



Gambar 3.7. Lengkungan Impeller

3.9. Rumah Pompa (Volute)

Rumah pompa mempunyai bentuk spiral yang bertujuan untuk merubah kecepatan air (*velocity head*) yang meninggalkan impeller menjadi tekanan seefisien mungkin, untuk besaryan dapat dicari dengan persamaan 2.33. sampai dengan persamaan 2.37.

Penampang dari rumah pompa (*volute*), dipilih berbentuk trapesium yang ujungnya dibulatkan. Untuk perencanaan rumah pompa dimulai dari garis dasar yang disebut lidah (*tongue*) dengan radius r_1 sebesar $(1,05 \sim 1,10) \times r_2$. Jari-jari r_1 , dimana lidah dibuat (5-10) persen lebih besar dari jari-jari luar impeller untuk menghindari terjadinya turbulensi dan kebisingan serta memberikan kesempatan bagi kecepatan air yang meninggalkan impeller menyamakan diri (kecepatannya) sebelum air menyentuh lidah.

Maka :

$$r_3 = 1,05 \times r_2 = 1,05 \times 400 = 420 \text{ mm}$$

1. Lebar Rumah Pompa Pada Sisi Luar Impeller

$$b_3 = b_2 + (0,025 \cdot r_2) = 75 \text{ mm}$$

2. Jari-jari Lingkaran Penampang Rumah Pompa (ρ_v)

$$\rho_v = \varphi/x + (2 \cdot \varphi/x \cdot r_3)^{0,5}$$

dimana :

$$\varphi = 45^0 \text{ (sebagai interval pertama)}$$

$$r_3 = 420 \text{ mm}$$

$$x = (720 / Q) \cdot K_u \cdot \pi$$

$$Q = 0,55 \text{ m}^3/\text{det}$$

$$K_u = C_{u2} \cdot r_2$$

$$C_{u2} = 3,876 \text{ m/det}$$

$$r_2 = 0,40 \text{ m}$$

$$K_u = 3,876 \cdot 0,400 = 1,55$$

$$x = (720 / 0,55) \cdot 1,55 \cdot \pi = 6371,345$$

$$\rho_v = 45/6371,345 + (2 \cdot 45/6371,345 \cdot 0,42)^{0,5}$$

$$\rho_v = 0,08409 \text{ m} = 84,1 \text{ mm}$$

3. Jari-jari Bagian Luar Rumah (r_{max})

$$r_{max} = r_3 + 2 \cdot \rho_v$$

Untuk masing-masing sudut titik tengah penampang melintang dari rumah pompa adalah :

$$r_a = r_3 + \rho_v$$

Harga-harga diatas dapat dilihat pada tabel 3.2.

Tabel 3.2. Jari-jari Bagian Dalam Rumah Pompa

φ	r_3	ρ_v	r_a (mm)	r_{max} (mm)
0^0	420	0	420,0	420,0
45^0	420	84,1	504,1	588,2
90^0	420	123,1	543,1	666,1
135^0	420	154,6	574,6	729,2
180^0	420	182,3	602,3	784,6
225^0	420	207,5	627,5	835,1
270^0	420	231,0	651,0	882,1
315^0	420	253,2	673,2	926,5
360^0	420	274,4	694,4	968,7

Dari harga-harga diatas (tabel 3.2.) dapat digambarkan penampang rumah pompa seperti pada gambar 3.8.

5. Sudut Lidah Rumah Pompa (φ_t)

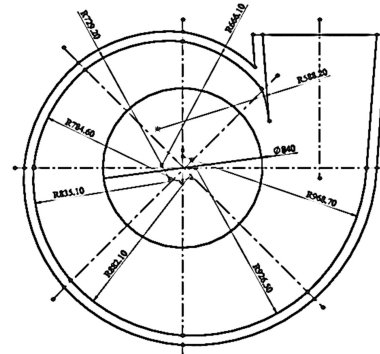
$$\varphi_t = \frac{132 \log_3 r_2}{tg \alpha_2}$$

dimana :

$$r_3 = 420 \text{ mm} \quad r_2 = 400 \text{ mm}$$

$$\alpha_2 = 4,175^0$$

$$\varphi_t = 38,31^0$$



Gambar 3.7. Perencanaan Rumah Pompa (Disaint Volute)

4. Analisa

Dari hasil perancangan dilanjutkan dalam analisa dan diperoleh sebagai berikut:

4.1. Hasil Perhitungan

Dari data dan perhitungan diperoleh sebagai berikut;

- Kapasita pompa $Q = 0,550 \text{ m}^3/\text{det}$
- Temperatur air $T_f = 28^0\text{C}$
- Berat jenis air $\gamma = 9769 \text{ N/m}^3$
- Ketinggian statis $H_{st} = 3,5 \text{ m}$
- Kerugian head pada saluran isap $H_{ti} = 4,108 \text{ m}$
- Kerugian head pada saluran tekan $H_{tt} = 117,353 \text{ m}$
- Head manometris pompa $H_{man} = 140 \text{ m}$
- Daya motor penggerak pompa $N_m = 941,9025 \text{ kW}$
- kecepatan spesifik $n_s = 99,763$
- Jenis pompa : Pompa Sentrifugal hisap tunggal (Single Section), 1 (satu) tingkat (Single stage) dan termasuk Moderate-speed Impeler

Untuk mempermudah analisa data aktual dan hasil perhitungan dibuat dalam satu tabel seperti terlihat pada tabel 4.1.

Tabel 4.1. Data Spesifikasi dan hasil perhitungan

No.	Uraian	Notasi	Spesifikasi	Perhitungan	Satuan
1	Kapasitas pompa	Q	550	550	l/det
2	Temperatur air	T	28	28	°C
3	Berat jenis air	γ	9769	9769	N/m ³
4	Grafitasi	G	9,8	9,81	m/det ²
5	Putaran Poros pompa	n	1500	1500	rpm
6	Head manometris	H _{man}		140	m
7	Daya motor	N _p		941,9025	kW
8	Effisiensi total	η_{tot}	80	78	%

4.2. Analisa Head

Head statis pompa mobile dari spesifikasi adalah 6 m, sedangkan head statis aktual/pengukuran 3,5 m dan head manometris hasil perhitungan 140 m, ini dikarenakan adanya factor kerugian-kerugian pada saluran isap sebesar 4,108 m, dan pada saluran tekan sebesar 117,353 m ini sudah termasuk kerugian tekanan pada header, total kerugian pada saluran (instalasi) sebesar 140 m.

4.3. Analisa Daya

Daya Motor Diesel spesifikasi pompa aktual adalah 1104 kw, sedangkan Daya Pompa hasil perhitungan 941,9025 kW, ini dikarenakan adanya kerugian-kerugian pada saluran roda gigi dan saluran tekan, kopling dan bantalan.

4.4. Analisa Effisiensi Total Pompa

Effisiensi total pompa aktual 80 % (kondisi sudah terpakai relatif lama), sedang dari hasil untuk perhitungan effisiensi total pompa 78 %, ini direncanakan karenakan adanya kerugian gesek aliran pada pompa, adanya gesekan mekanis di bantalan, dan kerugian pada kopling.

5. SIMPULAN

1. Dari hasil perancangan diperoleh sbb:
 Kapasitas Pompa (Q) : 550 l/det
 Head Total (H_{man}) : 140 m
 Daya Motor Penggerak (N) : 941,9025 kW
 Putaran (n) : 1500 rpm

Effisiensi η_{tot} : 78 %

2. Jenis Pompa : Sentrifugal

3. Kondisi Operasi

Fluida Kerja : Air tawar
 Berat Jenis Fluida : 9769 N/m³
 Temperatur Fluida : 28° C
 Viskositas Kinematis: 0,8416.10⁻⁶ m²/s

4. Impeller.

Jenis : Radial Hisapan Tunggal
 Diameter Poros (d_s) : 50 mm
 Diameter Hub (D_n) : 100 mm
 Diameter Impeller sisi Masuk (D₀) : 400 mm
 Diameter Impeller sisi Keluar (D₂) : 800 mm
 Lebar sudu Sisi Masuk (b₁) : 125 mm
 Lebar Sudu sisi keluar (b₂) : 65 mm
 Sudut Sudu sisi Masuk (β_1) : 20°
 Sudut Sudu sisi Keluar (β_2) : 4,1 °
 Jumlah Sudu : 8

5. Rumah Pompa.

Jenis : Volute
 Jari – jari bagian dalam (r₃) : 420 mm
 Sudut Lidah Volute : 38,32°
 Sudut divergen nosel : 18,2 °

6. Motor Penggerak.

Jenis : Motor Diesel
 Putaran (n) : 1450 rpm
 Daya (N) : 1104 kW

7. Effisiensi pompa diperoleh 80 %

DAFTAR PUSTAKA

1. Chuch, Austin H, *Pompa dan Blower Sentrifugal*, Erlangga, Jakarta 2020.
2. Dietzel, Fritz, *Turbin dan Kompresor*, Erlangga, Jakarta, 2020.
3. Gustav Niemann, *Machine Elements*, Springer, Berlin Heidelberg New York 2017.

4. Jac Stolk, Ir. Ckros, Elemen Mesin, *Elemen Konstruksi, Bangunan Mesin, Edisi 21*, Erlangga 2013.
5. Karassik, Igor J., Krutzsch, William C, Frazer, Warren H., *Pum Hand Book*, Mc Graw Hill Book Company, USA, 2016.
6. M. Khetagurov., *Marine Auxiliary and Machinery System*, Peace Publishers, Moscow. 2018, (Translated From Russian by Nicholas Wiinstein).
7. R. S. Khurmy, dan JK. Guptha, *A Text Book of Machine Design*, Eurasia, Publishing House Ltd., New Delhi 2022.
8. SKF General Catalogue, Great Britian 2020.
9. Sularso, Sugakiyokatsu, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Fradya Paramitha, Jakarta 2017.
10. Sularso, Tahara Haruo, *Pompa dan Kompresor Pemilihan, Pemakaian Dan Pemeliharaan*, PT. Fradya, Jakarta 2021.
11. Victor L. Steeter, E. Benjamin Wylie, Arko Prijono, *Mekanika Fluida*, Edisi Delapan Jilid I. 2018