

OPTIMALISASI RANCANG BANGUN POMPA AXIAL BERBAHAN PIPA DENGAN KAPASITAS 2000 L/MENIT UNTUK DIGUNAKAN PADA IRIGASI PERTANIAN

Oleh :

Rejiman Haro Munthe¹⁾

Dwi Sentosa Natio Ginting²⁾

T. Hasballah³⁾

Saut P Pardede⁴⁾

Universitas Darma Agung, Medan

Email :

rejiman.munthe1402@gmail.com¹⁾

dwisentosa001@gmail.com²⁾

ABSTRAK

Pompa merupakan salah satu alat yang sangat penting dalam memenuhi berbagai kebutuhan hidup khususnya dalam kegiatan pertanian. Pemilihan jenis pompa yang salah dapat mengakibatkan biaya operasional yang tinggi sehingga diperlukan pengetahuan dan keterampilan tentang pompa dan penggunaannya. Konteks penelitiannya adalah perlunya jenis pompa yang sesuai dengan kondisi lapangan, khususnya di daerah pertanian. Pada penelitian ini dilakukan perhitungan dimensi pompa dan dilakukan proses pabrikasi komponen berdasarkan perhitungan tersebut. Tahap penelitian terakhir adalah proses perakitan dan pengujian. Hasil pengujian menunjukkan dimensi pompa dengan diameter impeller 19 mm dan diameter pipa 5 inci. Pompa bekerja pada kecepatan 2940 rpm dan kapasitas 120 m³/jam dengan kerugian head pompa sebesar 0,4 m.

Kata kunci : pompa air aksial, rancang bangun, irigasi.

ABSTRACT

Pumps are a very important tool in meeting various life needs, especially in agricultural activities. Choosing the wrong type of pump can result in high operational costs, so knowledge and skills about pumps and their use are required. The research context is the need for a type of pump that is appropriate to field conditions, especially in agricultural areas. In this research, pump dimensions were calculated and a component manufacturing process was carried out based on these calculations. The final research stage was the assembly and testing process. The test results showed pump dimensions with an impeller diameter of 19 mm and a pipe diameter of 5 inches. The pump works at a speed of 2940 rpm and a capacity of 120 m³/hour with a pump head loss of 0.4 m

Key words: axial water pump, design, irrigation

PENDAHULUAN

1. Latar Belakang

Air merupakan cairan penting bagi manusia, hewan, dan tumbuhan. Selain itu, air juga merupakan sumber energi yang dapat dimanfaatkan untuk menghasilkan energi mekanik. Data menunjukkan masih banyak daerah pedesaan yang kesulitan mendapatkan air, baik untuk kebutuhan rumah tangga maupun untuk kegiatan pertanian. Untuk mengatasi permasalahan tersebut, masyarakat

pedesaan sudah lama mengetahui tentang penggunaan pompa air, listrik, dan solar, namun kenyataannya masih banyak masyarakat pedesaan yang belum memilikinya.

Pengelolaan air yang kurang optimal merupakan salah satu penyebab terjadinya kelangkaan air pada suatu wilayah tertentu, khususnya penyediaan air domestik, terutama pada wilayah yang dekat atau di bawah sumber air, sehingga tidak menimbulkan permasalahan yang besar dalam pengelolaan

air. Air, menurut hukum.Fisika memberi tahu kita bahwa air mengalir secara alami dari tempat yang lebih tinggi ke tempat yang lebih rendah. Pompa tabung aksial memiliki struktur yang terdiri dari tabung berbentuk tabung yang dilengkapi dengan baling-baling pada dinding bagian dalam. Saat pompa menyala, bilah memberikan gaya pada cairan yang mengalir, meningkatkan tekanan dan memaksa cairan keluar dari pipa.Inovasi yang menarik dalam pengembangan teknologi pompa aksial adalah penggunaan material pipa sebagai material utamanya.Artikel ini membahas tentang perancangan dan konstruksi pompa aksial tubular, termasuk prinsip pengoperasian, desain komponen, dan keunggulannya

2. Rumusan Masalah

Untuk mengatasi permasalahan di atas, desain pompa aksial harus dioptimalkan Untuk memastikan cakupan rancang bangun tidak meluas, maka permasalahannya perlu dibatasi pada beberapa hal, yaitu:

1. Bagaimana merancang dan menentukan daya motor yang digunakan;
2. Melakukan perencanaan terhadap rangka mesin.

3. Tujuan

Tujuan keseluruhan pembahasan yang menjadi isi tugas akhir ini adalah: kemampuan merancang pompa aksial berbahan pipa untuk aplikasi irigasi pertanian. Tujuan khusus dari perencanaan ini adalah:

1. Dapat merancang dan menentukan daya mesin yang digunakan;
2. Dapat melakukan perencanaan terhadap rangka mesin.

TINJAUAN PUSTAKA

1. Landasan Teori

Pompa adalah suatu alat mekanis yang digerakkan oleh sumber energi yang digunakan untuk memindahkan suatu zat cair (fluida) dari suatu tempat ke tempat lain, dan fluida tersebut hanya mengalir jika terdapat perbedaan tekanan. Peningkatan tekanan fluida digunakan untuk mengatasi hambatan aliran. Hambatan aliran dapat terbentuk karena perbedaan tekanan, perbedaan ketinggian, atau hambatan gesekan. Pada dasarnya, pompa mengubah impeler mekanis menjadi impeler fluida. Impeler tempat masuknya zat cair berfungsi untuk meningkatkan tekanan dan

mengatasi hambatan pada saluran yang dilaluinya, juga dapat digunakan dalam proses yang memerlukan tekanan hidrolisk tinggi.

2. Klasifikasi pompa

Pompa secara umum dibedakan menjadi dua jenis, yaitu pompa bertekanan statis (Positive Displacement Pump) dan pompa bertekanan dinamis (Rotodynamic Pump).dibawah ini adalah klasifikasi jenis pompa berdasarkan dua jenis pompa sebelumnya:

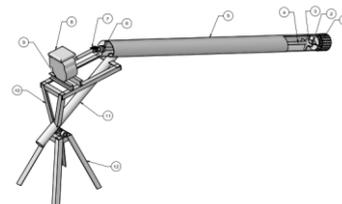
1. Pompa perpindahan positif disebut juga pompa aksi impeler, impeler mekanis putaran poros pompa diubah menjadi impeler tekanan untuk memompa fluida, pompa jenis ini menghasilkan head yang tinggi namun kapasitas yang dihasilkan rendah.
2. Pompa Sentrifugal (Pompa Dinamis / Centrifugal Pump) adalah pompa yang mempunyai elemen utama berupa motor dengan sudu-sudu impeler yang berputar dengan kecepatan tinggi, fluida yang masuk dipercepat oleh impeler sehingga meningkatkan kecepatan dan tekanan fluida serta melempar impeler. keluar.

METODE PEMBUATAN

1. Lokasi Dan Waktu

1. Lokasi pembuatan mesin serta kegiatan uji coba dilaksanakan di Jl.Setia Ujung No.82 Delitua Medan
2. Waktu pelaksanaan pembuatan mesin dilakukan dari tanggal pengesahan usulan oleh pengelolah Program Studi Teknik Mesin sampai selesai dan dilakukan uji coba diperkirakan selama tiga bulan

2. Konstruksi Mesin



Gambar 1. Konstruksi Mesin

Keterangan Gambar

1. Pipa Saring

2. Baling-Baling Hidup
3. Rumah Bantalan
4. Poros
5. Pipa Inlet
6. Bantalan
7. Kopling
8. Motor Bakar
9. Baut & Mur
10. Rangka Motor Bakar
11. Pipa Outlet
12. Rangka Penyangga

Cara Kerja Mesin

Prinsip kerja pompa air ini adalah mengangkat air dari sumbernya dan mengarahkannya ke lokasi yang diinginkan dengan menggunakan sistem penahan atau pengisapan sehingga air mengalir melalui bagian depan pompa dengan posisi baling-baling/impeller menghadap ke depan.

4. Pelaksanaan

Pembahasannya meliputi beberapa tahapan, mulai dari perancangan hingga perhitungan kekuatan dan dimensi elemen mesin. Oleh karena itu, perancangan mesin dilakukan secara bertahap, yang didalamnya dilakukan perhitungan dan penentuan daya motor penggerak yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa aksial sehingga dapat memompa air kesawah. Melakukan perhitungan dan merencanakan elemen-elemen mesin meliputi : Poros, bantalan, motor bakar, impeller, rangka mesin dan gambar teknik.

PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

1. Rancangan Jaringan Perpipaan

Merancang sistem irigasi pipa pada lahan datar berbeda dengan merancang sistem irigasi pipa pada lahan miring (bertekanan). Perhitungan debit aliran yang diharapkan diperlukan untuk memastikan bahwa aliran ke sawah sesuai dengan jumlah air irigasi yang dibutuhkan disawah. Ketika air irigasi menjadi jenuh, laju aliran yang diharapkan disesuaikan dengan jumlah air yang dibutuhkan tanaman, yaitu dengan nilai evapotranspirasi tanaman. Untuk meningkatkan efisiensi irigasi, jumlah kebutuhan air harian yang dihasilkan dari rembesan, perkolasi dan rembesan dihitung sebagai kehilangan air pada sawah. Dalam menetapkan rancangan dengan mengidentifikasi konsep-konsep yang dilakukan dalam penelitian ini, hal ini

dilakukan melalui pengamatan langsung terhadap permasalahan yang terkait dengan penelitian ini. Identifikasi didasarkan pada register yang ada. Setelah hasil identifikasi sudah tersedia, langkah selanjutnya adalah mendeskripsikan unsur-unsur yang berkaitan dengan konsep alat yang dibuat, memperhatikan fungsi dan penerapannya pada saat merancang konsep alat. Hasilnya dapat menunjukkan aliran air pada pompa yang menghasilkan Q (aliran air), H (head pompa) dan Δp

2. Rancangan Pompa



Gambar2. Mesin Pompa

3. Perhitungan Pompa

a. Kapasitas Pompa

Kapasitas yang digunakan pada rancang bangun pompa axial adalah sebesar 2000 L/menit maka jika dihitung ke jam adalah :

$$\begin{aligned} Q &= 2000 \text{ L/menit} \\ &= 2000 \text{ L} \cdot 60 \text{ menit} \\ &= 120.000 \text{ L/jam} \\ &= 120 \text{ m}^3/\text{jam} \end{aligned}$$

Untuk mengimbangi kerugian berkurangnya kavitasi air yang disebabkan adanya kebocoran serta kerugian-kerugian lain, maka kavitasi pompa perlu ditambah sebesar 10% sehingga kavitasi pompa yang dibutuhkan adalah:

$$\begin{aligned} Q_p &= (1+0,1) \cdot 120000 \text{ L/jam} \\ &= 132000 \text{ L/jam} \\ &= 132 \text{ m}^3/\text{jam} \\ &= 0,03 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 3 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

b. Diameter Pipa

$$Q = A \times v$$

Dimana :

$$Q = \text{Kapasitas (m}^3/\text{s)} = 3 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 = \text{Luas penampang pipa (m}^2\text{)}$$

$$d = \text{diameter pipa (m)}$$

$$v = \text{kecepatan aliran (m/s)} = 1,5 - 3 \text{ m/s}$$

Sehingga :

$$d_0 = \sqrt{\frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot v}}$$

$$= \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}}$$

$$= \sqrt{\frac{4 \cdot 0,03}{\pi \cdot 2,5}}$$

$$d_0 = 4,84 \text{ inchi}$$

$$= 5 \text{ inchi (diambil)}$$

Diameter pipa hisap dibuat = 5 inchi

Pipa hisap

Diameter Luar (D_0) = 5,563 inchi

Diameter Dalam (D_1) = 5,047 inchi

Tebal (t) = 0,516 inchi

Piping schedule = 40

Maka dalam rancangan ini diameter pipa hisap

(D_0) = 5 inchi. Sehingga aliran sebenarnya

dalam pipa hisap adalah:

$$V_0 = v_d = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} (D_1)^2}$$

$$= \frac{0,03}{\frac{\pi}{4} (0,128)^2}$$

$$= 2,32 \text{ m/s}$$

Pipa buang

Diameter Luar (D_0) = 4,484 inchi

Diameter Luar (D_1) = 4,315 inchi

Tebal (t) = 0,169 inchi

Dalam rancangan ini diameter pipa buang

(D_d) = 4 inchi. Sehingga aliran sebenarnya

dalam pipa buang adalah:

$$V_0 = v_d = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} (D_d)^2}$$

$$= \frac{0,03}{\frac{\pi}{4} (0,109)^2}$$

$$= 3,2 \text{ m/s}$$

4. Perhitungan Head Pompa

Kerugian (Head) pada pompa dapat dihitung dengan menjumlahkan Head statis (head suction + head discharge) dengan head dinamis yaitu head yang terjadi dalam aliran fluida (mayor losses dan minor losses)

a. Head pipa hisap

Mayor losses (h_{fs})

$$h_{fs} = f_8 \frac{L_s}{D_s} \cdot \frac{V_s^2}{2 \cdot g}$$

Dimana :

f_8 = Koefisien gesekan (Diagram moody)

L_s = Panjang pipa hisap
= 2,45 m

D_s = Diameter pipa hisap
= 5,047 inchi = 0,128 m

V_s = Kecepatan aliran pipa hisap

$$= 2,32 \text{ m/s}^2$$

g = gravitasi

$$= 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$Re = \frac{V_s D_s}{\nu}$$

Dimana:

ν = viskositas kinematik air

$$= 0,897 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{sehingga: } Re = \frac{2,32 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,128 \text{ m}}{0,897 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}$$

$$= 7,75 = 7,75 \cdot 10^5$$

Untuk bahan pipa besi tuang tidak dilpisi, diagram moody diperoleh :

$$\epsilon = 0,24 \text{ mm}$$

Maka kekasaran relatif

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0,00024}{0,128}$$

$$= 0,0018$$

$$= 1,8 \cdot 10^{-3}$$

Dari diagram moody untuk $Re = 7,75 \cdot 10^5$; $\frac{\epsilon}{D} = 1,8 \cdot 10^{-3}$ diperoleh koefisien gesekan (f_s) = 0,035, maka mayor losses pipa hisap :

$$h_{fs} = f_s \frac{L_s}{D_s} v_s^2$$

$$= 0,035 \cdot \frac{2,45}{0,128} \cdot \frac{(2,32)^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$= 0,18 \text{ m}$$

Head Pompa Pada Pipa Buang

Mayor losses pada pipa buang (h_{fd})

Panjang pipa buang : $L_d = 1 \text{ m}$

Diameter pipa buang: $D_d = 4,315 =$

0,11 m

Kecepatan aliran pada pipa buang v_d

= 3,2 m/s

$$Re = \frac{v_d D_d}{\nu}$$

Dimana:

ν = Viskositas kinematik air (pada

suhu 25°C)

$$= 0,897 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{3,2 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,11 \text{ m}}{0,897 \cdot 10^{-6}}$$

$$= 3,9 \cdot 10^5$$

Pada bahan pipa besi tuang nilai diagram moody adalah :

$$\epsilon = 0,24 \text{ mm}$$

Maka kekasaran relative adalah:

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0,00024}{0,11}$$

$$= 2,1 \cdot 10^{-3}$$

Dari diagram moody untuk $Re = 3,9 \cdot 10^5$; $2,1 \cdot 10^{-3}$ maka diperoleh koefisien gesekan (f_d) = 0,036, sehingga mayor losses pada pipa buang dapat diperoleh

$$h_{fd} = \frac{L_d \cdot v_d^2}{D_d \cdot 2 \cdot g}$$

$$= 0,036 \cdot \frac{1}{0,11} \cdot \frac{(3,2)^2}{2,981}$$

$$= 0,17 \text{ m}$$

Maka head total pompa adalah:

$$HP_{total} = H_{fs} + H_{fd}$$

$$= 0,18 + 0,17$$

$$= 0,35 \text{ m}$$

Mungkin kekurangan ketelitian perhitungan bisa terjadi dan adanya losses belum diperhitungkan sehingga dilakukan penambahan head 10% dari head total pompa, sehingga:

$$Head_{total} = (1+0,1) \cdot 0,35 \text{ m}$$

$$= 0,385$$

$$= 0,4 \text{ m}$$

Maka hasil pompa yang dirancang adalah :

Kapasitas pompa = $0,03 \text{ m}^3/\text{s}$

Head pompa = $0,4 \text{ m}$

Pemilihan motor penggerak

Dalam perancangan ini motor penggerak pompa adalah motor bakar dengan data sebagai berikut:

Merk : Robin
 Daya : 5,5 HP
 Putaran : 3000 rpm

putaran motor bakar dipilih adalah 3000 rpm, karena putaran pompa lebih kecil (1-2)% dari putaran motor bakar yang disebut factor slip.

$$n_p = (1 - s)n$$

Dimana :

n_p = putaran pompa (rpm)

S = Factor slip = 2%

Maka :

$$n_p = (1 - 0,02) \times 3000$$

$$= 2940 \text{ rpm}$$

Pemilihan impeller

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Dimana : H = $0,4 \text{ m}$

Q = $0,03 \text{ m}^3/\text{s}$

N = 2940 rpm

Maka :

$$n_s = \frac{2940 \cdot \sqrt{0,03 \text{ m}^3/\text{s}}}{1,3^{3/4}}$$

$$= 418,2 \text{ rpm}$$

Dari hasil perhitungan diatas maka diperoleh 418,2 rpm, sehingga jenis impeller radial dengan batasan berada diantara 500-3000, jadi yang dipilih adalah $N_s = 1000 \text{ rpm}$

$$Z = \left[\frac{N_s}{n_s} \right]^{4/3}$$

$$= \left[\frac{1000}{418,2} \right]^{4/3}$$

$$= 3,1 \approx 3$$

Dipilih impeller = 3 tingkat

$$\text{Head bertingkat} = \frac{0,4}{3} = 0,133 \text{ m} =$$

$0,43 \text{ ft}$

Putaran spesifik tingkat :

$$N_{si} = \frac{2940 \sqrt{0,03}}{0,43^{3/4}}$$

$$= 958,9 \text{ rpm}$$

Daya Pompa

Dalam menghitung daya pompa digunakan rumus:

$$N_p = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{1000 n_p}$$

Dimana :

N_p = Daya pompa (KW)

γ = Massa jenis = 9778 kg/m^3

Q = kapasitas pompa ($3 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$)

H = Head pompa ($0,4$)

H_p = Efisiensi Pompa (85% - 90%) =

85% digunakan

Maka :

$$N_p = \frac{9778 \cdot 0,03 \cdot 0,4}{1000 \cdot 0,85}$$

$$= 0,14 \text{ KW}$$

$$N_p = 0,14 \cdot 1,341 \text{ HP}$$

$$= 0,19 \text{ HP}$$

Daya motor bakar

N_c = Daya motor bakar

N_p = Daya pompa (0,14 KW = HP)

α = Factor cadangan (0,1 - 0,2)

$\approx 0,2$

Maka :

$$N_c = 0,14 \cdot (1 + 0,2)$$

$$= 0,168 \text{ KW}$$

$$= 0,23 \text{ HP} \approx 5,5 \text{ HP}$$

Net Positive Suction Head (NPSH)

NPSH digunakan sebagai ukuran keamanan pompa terhadap kavitasi, ada dua jenis NPSH, yaitu NPSH yang tersedia pada

sistem instalasi dan NPSH yang diperlukan pompa

NPSH yang Tersedia (NPSHA)

NPSH yang tersedia adalah kerugian cairan pada sisi hisap pompa (setara dengan tekanan absolut pada sisi hisap pompa) dikurangi tekanan uap jenuh cairan pada lokasi tersebut. Pada rancangan ini, pompa mengambil cairan dari area terbuka, sehingga jumlah NPSH yang tersedia dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$NPSHA = H_p - H_{ss} - H_{vp} - H_{fs}$$

Dimana :

H_p = tekanan absolut permukaan yang dihisap

H_{ss} = Head static suction = 0,18 m

H_{vp} = vapour pressure head

H_{fs} = friction losses suction head = 0,17

Maka :

$$H_p = \frac{Pa}{\gamma} = \frac{1.033.10^4}{227,1} = 14,5 \text{ m}$$

Jadi :

$$H_{vp} = \frac{pv}{\rho}$$

Dimana :

Pv = vapour pressure = $0,03354 \cdot 10^4$

ρ = 997,1 kg/m

$$H_{vp} = \frac{0,03354 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^3}{997,1 \text{ kg/m}} = 3,36 \text{ m}$$

Jadi :

$$NPSHA = 14,5 - 0,18 - 3,36 - 0,17 = 10,79 \text{ m}$$

NPSH yang diperlukan NPSHR

Besar yang dibutuhkan berbeda pada setiap NPSH yang diperoleh berubah menurut kapasitas dan putarannya NPSH yang diperlukan (NPSHR) dapat dihitung dengan persamaan:

$$NPSHR = \sigma \cdot H^{2/3}$$

Dimana :

H = head pompa

σ = koefisien kavitasi

$$= \left[\frac{n_s}{s} \right]^{4/3}$$

n_s = putaran spesifik

S = kecepatan spesifik hisap

$$= 6500 - 9000 = (8500$$

digunakan)

Maka :

$$\sigma = \left[\frac{418,2}{8500} \right]^{4/3}$$

$$\text{Sehingga } NPSHR = 0,018 \cdot 0,4 = 0,0072 \text{ m}$$

Agar tidak terjadi kavitasi maka:

$$NPSH > NPSHR$$

$$(10,79 > 0,0072)$$

Dari pernyataan diatas, pemilihan putaran 2940 telah memenuhi persyaratan sehingga kavitasi dapat dihindari.

4.10. Spesifikasi Pompa

Kapasitas (Q) = 132 m³/jam

Head (H) = 0,4 m

Putaran = 2940 rpm

Jenis pompa = Pompa

Axial

Putaran spesifikasi (n_s) = 418,2 rpm

Daya pompa = 0,19 HP

Penggerak pompa = motor bakar

Daya motor bakar = 5,5 HP

Perhitungan Poros

Fungsi utama poros pada pompa adalah untuk mentransmisikan daya dan putaran selama beroperasi, serta mendukung impeller atau bagian-bagian lain yang berputar.

Dalam perancangan ini bahan poros yang digunakan adalah baja karbon konstruksi St 37, dengan kekuatan tarik (τ_b) = 37 kg/mm². Tegangan geser izin poros diperoleh dengan menggunakan rumus :

$$\tau_g = \frac{\tau_b}{sf_1 sf_2}$$

Dimana :

τ_g = tegangan geser (kg/mm²)

τ_b = kekuatan tarik bahan 37 kg/mm²

sf_1 = factor keamanan akibat pengaruh massa dan baja paduan

sf_2 = factor keamanan untuk poros yang diberi aluru pasak

Nilai faktor keamanan untuk bahan poros dapat menggunakan aturan sebagai berikut menurut (Sularso, 1978): a. Sf_1 = 6,0 untuk bahan S-C dengan pengaruh masa dan baja paduan. b. Sf_2 = 1,3 – 3,0 (diambil 1,5)

Maka :

$$\tau_g = \frac{\tau b}{Sf1 Sf2}$$

$$\tau_g = \frac{37}{6 \times 1,5} \text{ kg/mm}^2$$

$$= 4,11 \text{ kg/mm}^2$$

Maka momen torsi, M_t terjadi pada poros dapat dihitung dari persamaan berikut :

$$M_t = 9,55 \times 10^3 \times \frac{P_s}{n_p}$$

Dimana :

P = daya yang ditransmisikan poros 0,19 Hp (0,14 kW)

n_p = putaran poros = 2940 rpm

Faktor koreksi daya yang diberikan poros dapat dilihat pada tabel 5.2 berikut :

Tabel 1. Faktor Koreksi Daya

Daya yang ditransmisikan	Faktor Koreksi
Daya rata-rata yang ditransmisikan	1,2 – 2,0
Daya maksimum	1,0 – 1,5

Besarnya diameter poros yang mengalami momen puntir dapat dihitung dengan persamaan:

$$d_p = \left[\frac{5,1}{\tau_a} K_c \cdot C_b \cdot T \right]^{1/3}$$

dimana :

d_p = diameter poros (mm)

τ_a = tegangan geser yang diizinkan (kg/mm^2)
= 4,11 kg/mm^2

K_t = faktor koreksi akibat kejut dan tumbukan yang terjadi

= (1,0 – 1,5) untuk sedikit kejut = 1,5 (direncanakan)

C_b = faktor koreksi akibat beban lentur yang akan terjadi

= 1,2 – 2,3 (direncanakan)

M_t = momen puntir yang terjadi = 5,4 N.M

Sehingga harga diameter poros (d_{ws}) dapat dihitung

$$d_p = \left[\frac{5,1}{4,11} 2,1 \times 1,2 \times 5,4 \right]^{1/3}$$

$$= 11,5 \text{ mm} \approx 12 \text{ mm}$$

Untuk momen puntir, $M_p = 5,4$ Nm, dan diameter poros, $d_p = 12$ mm, maka dalam menguji keamanan poros, tegangan geser yang terjadi dapat dihitung dengan persamaan :

$$\tau_g = \frac{M1}{\pi d_p^3 / 16}$$

dimana : τ_g = tegangan geser akibat momen puntir (N/mm^2)

M_p = momen puntir yang ditransmisikan (Nm)

d_p = diameter poros (mm)

$$\tau_g = \frac{16 \times 5,4 \times 1000}{\pi \times 12^3}$$

$$= 2,94 \text{ N/mm}^2$$

Dari perhitungan diatas, maka dapat dikatakan penggunaan poros dengan diameter 12 mm aman dalam pengoperasiannya, karena tegangan geser yang diizinkan $\tau_g < \tau_a$ ($\tau_a = 4,11 \text{ kg/mm}^2$)

Bantalan

Pompa rancangan ini direncanakan menggunakan 4 buah bantalan untuk gaya radial. Besary gaya radial $f_r = 67,11$ (67 kg).

Jenis bantalan yang digunakan, bantalan bola baris tunggal dengan diameter disesuaikan terhadap ukuran poros 25 mm, maka bantalan dipasang diselesaikan dari standarisasi bantalan yang ada. Pilihan bantalan dengan nomor 6205. Dimana bantalan ini memiliki diameter dalam 24,8 mm.

Beban ekivalen dinamis bantalan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$P_a = (X_r \cdot V_r \cdot F_r) + (Y_a \cdot F_a)$$

Dimana:

F_a = beban aksial bantalan = 72,5 kg

F_r = beban radial bantalan diambil yang lebih besar = 6,7 kg

X_r = faktor pembebanan radial = 0,56

V_1 = faktor Rotasi = 1

Sehingga:

$$P_a = (0,56 \times 1 \times 6,7) + (1 \times 72,5) = 76,25 \text{ kg}$$

Untuk mengetahui seberapa lama (umur) bantalan ini dapat digunakan menahan beban ekivalen dinamis 6,858 kg terlebih dahulu dicari faktor kecepatan (f_n). Hubungan beban ekivalen dinamis dengan beban nominal dinamis dapat dihitung dengan persamaan:

$$F_h = F_n \left(\frac{L}{P_a} \right)$$

$$= F_h \frac{P_a}{F_n}$$

Dimana :

C = beban nominal dinamis

P_a = beban ekivalen dinamis

F_n = faktor kecepatan

F_h = faktor lama pemakaian

Besarnya faktor lama pemakaian (F_h) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan yaitu :

$$F_h = \left(\frac{L_h}{500}\right)^{1/3}$$

Dimana :

L_h = umur nominal bantalan
= (20.000 – 30.000) jam = 30.000 jam (direncanakan)

Sehingga:

$$F_h = \left(\frac{30.000}{500}\right)^{1/3} = 3,91$$

Besarnya faktor kecepatan F_n dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$F_n = \left(\frac{33,3}{n}\right)^{1/3}$$

Dimana :

n = putaran poros pompa (aman terhadap kavitasi)

Maka :

Dengan demikian beban dinamis adalah :

$$C = 3,91 \cdot \frac{95,151}{0,29} = 1282,897$$

Perhitungan Dimensi Impeller

Impeller berfungsi untuk memberikan energy kecepatan fluida sehingga energy yang dikandung menjadi lebih besar. Energy ini didalam pompa dirubah menjadi tekanan pembawa naik atau head pompa

Diameter hub. Dapat dihitung dengan menggunakan persamaan dibawah ini :

$$D_h = (1,2 - 1,4) = 32(1,205 \text{ s/d } 1,4)$$

1. Diameter mata impeller (D_0)

Diameter mata impeller ditentukan menggunakan persamaan yaitu :

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 Q_1}{\pi V_0}} = D_h^2$$

Dimana :

D_0 = diameter mata impeller (m)

Q = Kapasitas pompa

V_0 = kecepatan fluida masuk kemata impeller (m/s)

D_h = diameter hub (m)

Dengan memperhatikan kapasitas fluida pada saat masuk ke mata impeller, kapasitas ini dibuat sekitar 3% sampai 5% lebih besar pada harga kapasitas pompa sebenarnya karena kerugian arus balik, maka debit ini perlu ditaksir yaitu

$$Q' = 0,03 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$= 3.10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$$

Kecepatan fluida masuk (C_0) besarnya harus tertentu dan tidak boleh melebihi harga

yang sudah ditentukan, karena bila batas tersebut dilampirkan akan timbul bahaya terbentuknya gelembung-gelembung uap dan kavitasi.

Berdasarkan gambar 5.3 didapat harga c_0 sebesar 2,1 m/s dan hasil ini sama dengan taksiran awal untuk kecepatan fluida pada diameter pipa isap sehingga:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{3.10^{-2}}{1.8} + (42.10^{-3})^2} =$$

$$0,0187 \text{ m}$$

$$D_0 = 18,7 \text{ mm} \approx 19 \text{ mm}$$

2. Diameter Impeller pada sisi masuk (D_1)

Besarnya diameter sisi masuk dapat impeller dapat dianggap sama dengan diameter hub. Untuk jenis impeller low speed, jadi $D_1 = 19 \text{ mm}$

3. Diameter impeller pada sisi keluar (D_2)

Diameter sisi keluar impeller menurut (12) adalah:

$$D_2 = \frac{60 \phi \sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{\pi n}$$

Dimana :

ϕ = koefisien tinggi tekanan (0,7 – 1,3)

= 1,3 (direncanakan)

Maka :

$$D_2 = \frac{60 \cdot 1,3 \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 0,14}}{\pi \cdot 2940} = 0,0139 \text{ m} = 13,99 \text{ mm}$$

4. Lebar impeller pada sisi masuk (b_1)

Harga b_1 dapat dihitung dengan persamaan :

$$b_1 = \frac{Q_1}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{r1} \cdot \epsilon}$$

Dimana :

V_{r1} = Kecepatan radial pada sisi masuk (1,05 – 1,10) V_0

$V_{r1} = (1,05-1,10) \cdot 2,1 \text{ m/s} = 2,025 - 2,31 \text{ m/s}$

= diambil nilai maksimumnya yaitu 2,2025 m/s

ϵ = faktor koreksi pada sisi impeller akibat pengurangan laluan fluida oleh tebal sisi sudut impeller (0,8 – 0,9)

= diambil nilai maksimum = 0,8

Maka:

$$b_1 = \frac{3.10^{-3}}{\pi \cdot 19.10^{-3} \cdot 2,20} = 0,3941 \text{ m} = 394, \text{ mm}$$

5. Lebar impeller pada sisi keluar

$$b_2 = \frac{Q_1}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{r1} \cdot \epsilon}$$

Dimana :

V_{r2} = Kecepatan aliran pada sisi keluar (0,85-1,0)

V_{r1} = (0,85 -1,0) 2,2 -1,87 -2,2 m/s
= 1,87 (direncanakan)

ε = faktor kontradiksi(0,8 -0,9)
= 0,8 (direncanakan)

Maka :

$$b_2 = \frac{3.10^3}{\pi \times 19.10^{-3} \times 1,87 \times 0,8}$$

= 0,0336 m = 3,36 mm

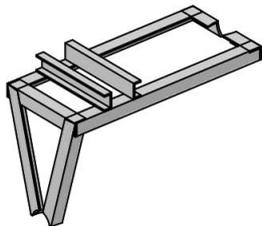
Perancangan Rangka

1. Rangka Mesin

Perancangan rangka mesin dirancang dengan bahan besi siku dan UNP dengan ukuran sebagai berikut :

Panjang Besi : 60 x 60 cm
27 x 27 cm
8 x 8 cm

Dudukan Mesin : 29 x 29 cm



Gambar 3.Rangka Mesin

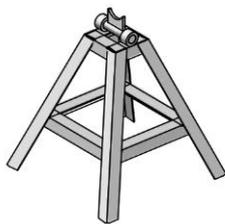
2. Rangka Penyangga

Perancangan rangka penyangg dirancang dengan bahan besi siku dengan ukuran sebagai berikut :

Panjang besi ukuran 41 cm = 4 buah

ukuran 27 cm = 4 buah

ukuran 10 cm = 4 buah



Gambar 4. Rangka Penyangga

Perancangan Pipa Saring

Perancangan pipa saring dirancang dengan bahan pipa besi dengan ukuran diameter 14 cm dan tinggi 15 cm.



Gambar 5. Pipa Saringan

Uji Coba Mesin

Uji coba mesin dilakukan terhadap mesin pompa axial sebanyak 2 kali pengulangan. Kegiatan dilakukan pada uji coba mesin poma axial diareal sungai dengan kedalaman 50 cm dari permukaan tanah. Langkah pengujian dilakukan sebagai berikut :

1. Survei sungai
2. Menyiapkan mesin
3. Melakukan uji coba
4. Mencatat hasil uji coba

Hasil uji coba yang diperoleh sebagai berikut :

Percobaan	Rpm	Waktu	Debit
I	2940	45 detik	1689 liter
II	2940	1 menit	1985 liter

PEMBUATAN MESIN

1. Pembuatan rangka Mesin

2. Pengukuran bahan dalam pembuatan mesin pompa ini dilakukan agar ukuran bahan sesuai gambar perancangan, pengukuran ini menggunakan meteran dan kapur. Bahan besi siku, pipa besi dan besi UNP dengan ukuran:

a. Untuk rangka mesin pengukuran dilakukan sebagai berikut

Panjang Besi: 60 x 60 cm

27 x 27 cm

8 x 8 cm

Dudukan Mesin : 29 x 29 cm

b. Rangka Penyangga dengan ukuran:

Panjang besi ukuran 41 cm sebanyak 4 buah

ukuran 27 cm sebanyak 4 buah

ukuran 10 cm sebanyak 4 buah

c. Untuk Pipa saringan dengan ukuran diameter 5,1 inchi dan tinggi 15 cm.

d. Untuk pengukuran pipa buang diameter 4 inchi dengan panjang 100 cm

e. Ukuran Pipa hisap diameter 5 inchi dengan panjang 245 cm



Gambar 6 Proses Pengukuran

3. Pemotongan Bahan

Bahan dipotong sesuai dengan ukuran pada gambar perancangan menggunakan mesin gerinda tangan dengan mata potong



Gambar 7. Proses Pemotongan bahan

4. Pengelasan

Setelah pemotongan bahan, selanjutnya dilakukan pengelasan pada bahan yang telah selesai dipotong sesuai ukuran untuk menyambung baja profil dengan baja profil lainnya. Pengelasan ini menggunakan las listrik Lakoni 900 Watt dengan 100 amper menggunakan elektroda NK-68 ukuran 2,6 mm.



Gambar 8 Proses pengelasan rangka

5. Pengecatan



Gambar 9 Proses pengecatan rangka

6. Proses Pembuatan Impeller

1. Pengukuran dan pemotongan bahan impeller



Gambar 10. Proses Pengukuran Impeller

2. Pengelasan

Plat besi yang sudah selesai dipotong kemudian dibuat membentuk seperti kipas kapal dan dilakukan pengelasan.

3. Finishing

Proses finishing dilakukan dengan mengamplas dengan gerinda

Proses Perakitan

Proses perakitan dilakukan dengan beberapa tahap yaitu:

1. Penyatuan rangka penyangga ke pipa
2. Penyatuan rangka mesin ke pipa
3. Rumah bantalan
4. Pemasangan bantalan pada rumah bantalan
5. Pemasangan poros
6. Pemasangan Impeller
7. Pemasangan pipa Saringan
8. Pemasangan kopleng ke pompa
9. Pemasangan mesin dan penyatuan kopleng mesin



Gambar 11 Mesin yang dirancang

KESIMPULAN DAN SARAN

1. Kesimpulan

Dari hasil perhitungan dan analisa yang dilakukan didapat kesimpulan sebagai berikut :

1. Setelah dilakukan perhitungan kemudian pembuatan dan uji coba didapat kapasitas pompa 1985 liter / menit dengan mendekati dengan 2000 liter/menit.
2. Pada perhitungan selanjutnya yaitu :
Kapasitas (Q) = 132 m³/jam
Head (H) = 0,4 m
Putaran = 2940 rpm
Jenis pompa = Pompa

Axial

Putaran spesifikasi (n_s) = 418,2 rpm
Daya pompa = 0,19 HP
Penggerak pompa = motor bakar
Daya motor bakar = 5,5 HP

2. Saran

1. Dengan adanya rancang bangun pompa axial ini maka diharapkan dapat berguna bagi masyarakat pertanian khususnya persawahan.
2. Adapun saran yang dapat penulis dapat sampaikan sehubungan dengan perancangan dan pembuatan mesin pompa

axial ini agar pengembangan selanjutnya sebaiknya menggunakan bearing stainless untuk dapat memperpanjang umur pompa.

DAFTAR PUSTAKA

- Sularso, Tahara H, 2000, *Pompa dan Kompresor*, PT Pradnya Paramita Jakarta
- Dietzel F, Sriyono D, 2000, *Turbin, Pompa Dan Kompresor*, Erlangga Jakarta
- Church A. H, 2001, *Pompa dan Blower Sentrifugal*, Erlangga Jakarta
- Djokosetyaardjo. M. J, 2002, *Ketel Uap*, PT Pradnya Paramita
- Raswari, 2003, *Teknologi dan Perencanaan Sistem Perpipaan*, Universitas Indonesia
- Sumarlin, 2004, *Dasar – Dasar Mekanika Fluida*, Universitas Negeri Malang
- Hickr, Edward, 2006, *Teknologi Pemakian Pompa*, Erlangga Jakarta
- Diyon S. L, 2006 *Mekanika Fluida, Termodinamika*, Universitas Indonesia
- Pudjanarsa A, Nursuhud D, 2006, *Mesin Konversi Energi*, Penerbit Andi Yogyakarta
- Suyoto, 2008, *Teknik Mesin Industri*, Departemen Pendidikan Nasional