

Perancangan Pompa Sentrifugal Untuk Unloading Sulfuric Acid di PT. Petrokimia Gresik

Thomas Wisnu Prasajo, Joko Sarsetiyanto, dan Budi Luwar Sanyoto
Departemen Teknik Mesin Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)
e-mail: joko_sarsetiyanto@its.ac.id

Abstrak—Sulfuric Acid sebagai sumber utama dalam pembuatan pupuk di PT. Petrokimis Gresik. Sehingga untuk menambah pasokan Sulfuric Acid PT. Petrokimia membeli Sulfuric Acid dari vendor lain. Pada proses pembelian ini untuk proses unloading Sulfuric Acid di salurkan melalui pompa sentrifugal dengan pipa jenis stainless steel. Pompa Sentrifugal adalah salah satu komponen utama dalam proses unloading Sulfuric Acid tersebut. Tujuan dari penelitian ini adalah merancang pompa unloading Sulfuric Acid yang efisien dan sesuai dengan kebutuhan unloading Sulfuric Acid. Selain itu, dalam proyek ini bertujuan untuk memilih pompa sentrifugal yang sesuai dengan kebutuhan dan merancang impeller dan volute yang sesuai dengan standar API 610. Tahapan dalam proyek ini adalah: 1) Perhitungan analisis kecepatan fluida, Head efektif instalasi yang dilakukan secara manual. 2) Pemilihan pompa dilakukan dengan cara memplot hasil dari perhitungan Head efektif dan juga kapasitas. 3) Perancangan impeller dengan point by point method dimana dilakukan perhitungan terhadap variable. 4) Perancangan volute pompa. 5) Perhitungan umur bearing. Hasil pada perhitungan berdasarkan nilai Head efektif instalasi sebesar 40,8 m dan kapasitas 36,3 m³/jam maka pompa yang dipilih adalah pompa Grundfos Pump NBG 65-40-200/188 dengan kapasitas 36,44 m³/jam; Head 41,5 m; Putaran 2915 rpm; NPSH 1,5 m. Rancangan impeller yang sesuai yakni, impeller dengan tipe moderate specific speed impeller, dimater inlet sudu 90 mm, diameter outlet sudu 188 mm, sudut kelengkungan sudu inlet 17°, sudut kelengkungan sudu outlet 24°, dan jumlah sudu 8

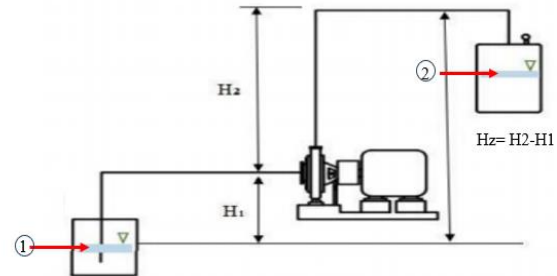
Kata Kunci— Head, Perancangan, Pompa, PT. Petrokimia Gresik, Sulfuric Acid.

I. PENDAHULUAN

PUPUK adalah salah satu faktor produksi utama selain tenaga kerja, lahan, dan modal, karena berperan penting dalam kesuburan tanah dengan menggantikan unsur hara yang terhisap oleh tanaman [1]. Di Indonesia, kebutuhan pupuk mencapai 13,5 juta ton per tahun, namun saat ini baru terpenuhi sekitar 3,5 juta ton, dengan sebagian besar digunakan untuk pupuk bersubsidi. Oleh karena itu, peningkatan produksi pupuk menjadi krusial untuk memenuhi kebutuhan nasional.

PT Petrokimia Gresik, sebagai anak perusahaan dari PT Pupuk Indonesia Holding Company (Persero), merupakan salah satu produsen utama pupuk di Indonesia, dengan kapasitas produksi sekitar 6,5 juta ton per tahun [2]. Perusahaan ini memproduksi berbagai jenis pupuk dan bahan kimia, termasuk pupuk nitrogen, fosfat, dan majemuk, serta bahan-bahan kimia lainnya seperti CO₂ cair, amonia, dan asam sulfat.

Dalam proses produksinya, PT Petrokimia Gresik memerlukan asam sulfat dalam jumlah besar, yang digunakan sebagai bahan baku untuk produksi asam fosfat, pupuk amonium sulfat, dan pupuk NPK [3]. Untuk memenuhi kebutuhan asam sulfat, perusahaan dapat memproduksinya sendiri atau membelinya dari vendor lain. Salah satu



Gambar 1. Head instalasi pompa.

peralatan kunci dalam produksi ini adalah pompa sentrifugal, yang digunakan untuk memindahkan fluida asam sulfat [4].

Namun, dalam proses pemindahan asam sulfat, seringkali terjadi ketidaksesuaian antara head pompa yang diinginkan dan yang dihasilkan, menunjukkan adanya kekurangan dalam pemilihan dan perancangan pompa [5-6]. Head pompa merupakan parameter penting yang menentukan kemampuan pompa dalam mengatasi tekanan dan gravitasi. Oleh karena itu, evaluasi terhadap perhitungan performa perancangan pompa dan analisis sistem perpipaan yang ada sangat diperlukan untuk memastikan distribusi fluida sesuai dengan kapasitas dan tekanan yang dibutuhkan [7].

Sistem pompa akan beroperasi pada efisiensi optimal jika komponen-komponennya direncanakan dengan baik dan sesuai standar [8]. Proses pemilihan pompa melibatkan perhitungan kapasitas aliran, head yang diperlukan, Net Positive Suction Head Available (NPSHA), putaran spesifik pompa, dan daya pompa [9-10]. Setelah itu, desain komponen seperti impeller, volute, poros, dan bearing juga harus disesuaikan dengan kebutuhan operasional pompa [11-12].

II. TINJAUAN PUSTAKA

A. Pompa Sentrifugal

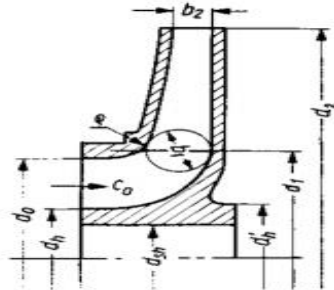
Pompa centrifugal adalah suatu mesin kinetik yang mengubah energi mekanik menjadi energi fluida menggunakan gaya sentrifugal [9]. Prinsip kerjanya adalah dengan adanya putaran impeller, fluida yang berada dalam impeller digerakkan dari inlet suction yang bertekanan vacuum ke discharge dengan tekanan atmosfer (atm). Gerakan ini menyebabkan tekanan yang ada dalam inlet terus menuju casing pompa selama fluida mengalir di dalam impeller. Partikel dipercepat dengan menaikkan tenaga kinetisnya

B. Head Efektif Instalasi Pompa

Head efektif instalasi pompa merupakan besarnya Head yang harus diatasi oleh pompa dari seluruh komponen yang ada, diantaranya adalah dikarenakan ada perbedaan tekanan perbedaan kecepatan, perbedaan kerugian (kerugian mekanis, volumetris, dinamis, dan kerugian listrik). Head instalasi pompa ditunjukkan oleh Gambar 1.

Centrifugal pumps			Mixed-flow impeller	Axial-flow impeller
Low-speed impeller	Moderate-speed impeller	High-speed impeller		
$n_{sp} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2.5$	$n_{sp} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_{sp} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8-1.4$	$n_{sp} = 300-600$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2-1.1$	$n_{sp} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0.8$

Gambar 2. Tipe *impeller* berdasarkan kecepatan spesifik.



Gambar 3. *Impeller blade of curvature*.

$$H_{eff} = \left(\frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma} \right) + (H_2 - H_1) + \frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2 \times g} + H_{LT}$$

C. *Head Loss Mayor*

Kerugian aliran fluida yang disebabkan oleh gesekan yang terjadi antara fluida dengan dinding pipa atau perubahan kecepatan yang dialami oleh aliran fluida (kerugian kecil). Kerugian *Head* akibat gesekan dapat dihitung dengan menggunakan salah satu dari rumus dari persamaan *Darcy-Weisbac*

$$H_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2 \times g}$$

Dimana:

- f = Nilai Faktor Gesekan
- L = Panjang Pipa (m)
- D = Diameter Pipa (m)
- V = Kecepatan Aliran (m/s)

D. *Head Loss Minor*

Head Loss Minor adalah kerugian yang penyebabnya dikarenakan kelengkungan pada pipa seperti belokan, siku, katup dan bisa disebut juga aksesoris pada instalasi pipa.

$$H_{LM} = K_L \times \frac{V^2}{2 \times g}$$

Dimana:

- K_L = Konstanta Kerugian *Minor*

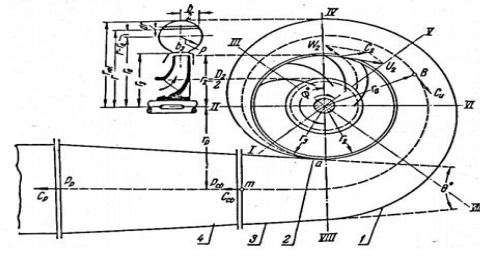
E. *NPSHA*

$NPSH_A$ adalah ukuran pada setiap ketinggian tekanan yang tersedia pada sisi *suction* pompa, yang harus melebihi ketinggian minimum yang diperlukan untuk dapat mencegah terbentuknya uap atau kavitasi di dalam pompa

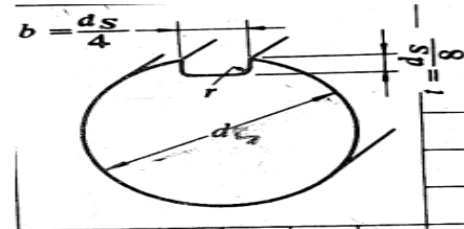
$$NPSH_A = \frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} - h_s - \sum H_{LS}$$

Dimana:

- $NPSH_A$ = Yang tersedia pada instalasi (m kolom minyak)
- p_a = Tekanan absolut diatas permukaan cairan
- p_v = Tekanan uap cairan
- H_s = *Head* hisap statis (m kolom minyak)



Gambar 4. Skematik *spiral casing* pada outlet.



Gambar 5. Ukuran pasak.

$\sum H_{ls}$ = *Head loss* pada pipa hisap (m kolom minyak)

F. *Daya Fluida (WHP)*

Daya fluida adalah energi yang diterima oleh fluida dari pompa dengan menghasilkan perubahan energi tekanan dan nantinya akan dapat dihitung menggunakan persamaan

$$WHP = \gamma \times Q \times H$$

G. *Daya Poros (BHP)*

Daya poros adalah daya yang diperlukan untuk menggerakkan sebuah pompa. Hal ini dapat dihitung menggunakan persamaan

$$BHP = \frac{WHP}{\eta_p}$$

H. *Daya Motor*

Daya nominal dari penggerak yang dipakai untuk menggerakkan pompa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan

$$P_M = \frac{BHP \times (1 + \alpha)}{\eta_T}$$

Dimana:

- α = Faktor Cadangan
- η_T = Efisiensi Transmisi

I. *Putaran Specific*

Tipe *impeller* berdasarkan kecepatan spesifik dapat dilihat pada Gambar 2. Untuk mempermudah mengetahui bentuk sudu *impeller* pompa sentrifugal, dapat dengan cara menghitung nilai putaran spesifik dengan persamaan sebagai berikut [13]:

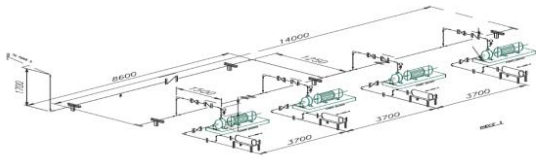
$$n_s = \sqrt{\frac{\gamma}{75}} \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}$$

Dimana:

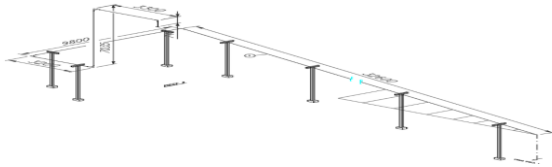
- Q = Kapasitas (m³/s)
- H = *Head* (m)
- γ = Berat Jenis Cairan (N/m³)

J. *Impeller*

Bentuk dari *impeller blade of curvature* ditunjukkan oleh Gambar 3.



Gambar 6. Instalasi pompa unloading sulfuric acid piece 1.



Gambar 7. Instalasi pompa unloading sulfuric acid piece 2.

Tabel 1.
Spesifikasi Fluida

Parameter	Keterangan
Fluida Kerja	Sulfuric Acid 98%
Temperatur Kerja	35°C
Specific Gravity	1,84
Density	1.840 kg/m ³
Kapasitas	39.60 m ³ /h

K. Diameter Shaft

Untuk menghitung diameter shaft menggunakan rumus

$$\sqrt{\left(\frac{16 \times Mb}{\pi \times d^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \times Mt}{\pi \times d^3}\right)^2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{sf}$$

Dimana [14]:

Mb = Momen Bending

Mt = Momen Torsi

D = Diameter Shaft

σ_{yp} = Yield Strength

Sf = Safety Factor

L. Diameter Eye of Impeller

Selanjutnya, menghitung luas eye impeller free area, hub area, dan total area eye impeller dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$A_o = \frac{Q_t}{C_o}$$

$$A_h = \frac{\pi \cdot D_h^2}{4}$$

$$A'_o = A_o + A_h$$

Dimana kapasitas teoritis pompa dapat dihitung dengan persamaan:

$$Q_t = \frac{Q}{\eta_v}$$

Dari luasan yang telah didapat, dapat dihitung diameter eye Impeller menggunakan persamaan

$$D_o = \sqrt{\frac{4 \cdot A'_o}{\pi}}$$

M. Diameter Inlet Impeller

Selanjutnya, adalah menghitung kecepatan keliling sisi inlet dengan persamaan berikut:

$$U_1 = K_{u1} \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$$

Tabel 2.
Fitting Suction

Nama Fitting	Spesifikasi	K	Jumlah
GLOBE VALVE	4in	6	1
FLANGE			
REGULER ELBOW 90	4in	0,3	3

Tabel 3.
Fitting Discharge

Nama Fitting	Spesifikasi	K	Jumlah
GLOBE VALVE	4in	6	1
FLANGE			
CHECK VALVE	4in	2	1
FLANGE			
REGULER ELBOW 90	4in	0,3	3

Tabel 4.
Fitting Discharge

Nama Fitting	Spesifikasi	K	Jumlah
CHECH VALVE	8in	2	2
FLANGE TEE BRANCH	8in	0,7	2
FLOW			
ELBOW 90	8in	0,28	8

Dimana besarnya koefisien kecepatan keliling sisi inlet yang dihitung dengan persamaan berikut.

$$K_{u1} = 0,0244 \cdot n_s^{\frac{2}{3}}$$

Setelah didapatkan besarnya kecepatan keliling sisi inlet, diameter inlet sudu dapat dihitung, dengan persamaan berikut

$$D_1 = \frac{U_1 \cdot 60}{\pi \cdot n}$$

N. Sudut Relatif Sisi Inlet

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{m1}}{u_1}$$

O. Perhitungan Lebar Inlet

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi \cdot D_1}$$

P. Perhitungan Diameter Outlet

$$D_2 = \frac{U_2 \cdot 60}{\pi \cdot n}$$

Q. Lebar Outlet Impeller

$$b_2 = \frac{A_2}{\pi \cdot D_2}$$

R. Melukis Sudu Impeller

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

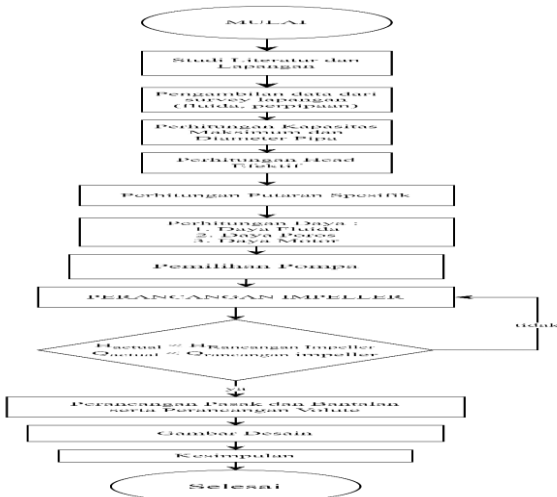
S. Perancangan Volute

Bentuk skematik spiral casing pada outlet ditunjukkan oleh Gambar 4.

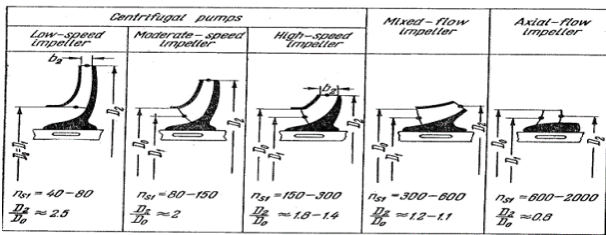
$$\rho = \frac{\phi}{x} \sqrt{2 \cdot \frac{\phi}{x} \cdot r_3}$$

Dimana:

$$\phi = 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ, 180^\circ, 225^\circ, 270^\circ, 315^\circ$$



Gambar 8. Flowchart alur pengerjaan.



Gambar 9. Tipe impeller pompa hasil perhitungan.

T. Perancangan Pasak

Untuk merancang pasak dibutuhkan lebar panjang dan tinggi pasak. Ukuran pasak ditunjukkan oleh Gambar 5.

$$\text{Lebar pasak } b = \frac{D_{shaft}}{4}$$

$$\text{Tinggi pasak } t_1 = \frac{D_{shaft}}{4}$$

panjang pasak minimum terhadap tegangan geser sebagai berikut [14]

$$L \geq \frac{4T \times N}{D \times b \times Sy}$$

panjang pasak minimum terhadap tegangan kompresi sebagai berikut [14]

$$L \geq \frac{4T \times N}{D \times t \times Sy}$$

U. Pemilihan Bearing

Menghitung umur bearing menggunakan rumus dibawah ini

$$L_{10} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

Dimana;

L_{10} = Umur bantalan (jam)

n = putaran (rpm)

C = Basing load rating

P = Equivalent load (N)

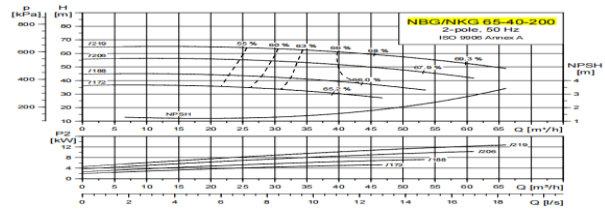
III. METODOLOGI

A. Instalasi Pompa

Gambar instalasi pompa ditunjukkan oleh Gambar 6 dan Gambar 7.

Tabel 5. Hasil Perhitungan Daya

Jenis Daya	Nilai	Satuan
Water Horse Power (WHP)	7,5	KW
Brake Horse Power (BHP)	11,9	KW
Daya Motor	13,18	KW



Gambar 10. Grafik karakteristik pompa hasil perhitungan.

Tabel 6. Hasil Dimensi Utama Impeller

Parameter	Notasi	Nilai
Diameter Eye of Impeller	D_0	0,667 m
Diameter Inlet Impeller	D_1	0,90 m
Diameter Outlet Impeller	D_2	0,187 m
Sudut Sudu Inlet	β_1	17°
Sudut Sudu Outlet	β_2	24°
Lebar Haluan Inlet	B_1	0,0136 m
Lebar Haluan Outlet	B_2	0,06 m
Jumlah Sudu	Z	8

B. Data Fluida

Spesifikasi fluida dimuat dalam Tabel 1.

C. Data Sistem Perpipaan

Data sistem perpipaan dimuat oleh Tabel 2, Tabel 3, dan Tabel 4.

D. Persiapan Awal

Persiapan awal yang dilakukan adalah sebagai berikut:

1. Penentuan tema saat awal Proyek Akhir mengenai “pompa sentrifugal”.
2. Pengajuan tema serta permohonan mengenai persetujuan kepada dosen pembimbing Proyek Akhir.
3. Memenuhi Prosedur pengambilan data yang telah ditetapkan Perusahaan.

E. Pengambilan Data

Pengambilan data yang dilakukan berdasarkan data-data yang diperlukan dalam Analisa perencanaan instalasi. Kegiatan pengambilan data tersebut meliputi:

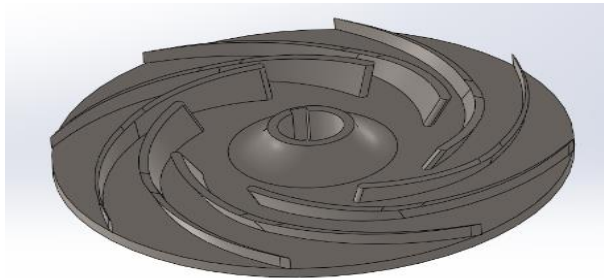
1. Studi Literatur: mempelajari buku-buku dan hasil penelitian sebelumnya yang menjadi referensi dalam perencanaan instalasi pompa, baik yang berada di perusahaan maupun literatur dari mata kuliah yang memiliki hubungan dengan tujuan pengambilan proyek akhir ini.
2. Studi Lapangan: kegiatan studi lapangan ini dilakukan untuk mengetahui kondisi lapangan.

F. Perhitungan Performa Pompa

Dalam menyelesaikan pengerjaan laporan tugas akhir ini, dilakukan perhitungan-perhitungan diantaranya perhitungan Diameter (Dinside), kecepatan aliran (V) pada masing-masing instalasi pipa, Head instalasi pompa (Headloss mayor (Hl) dan Headloss minor (Hlm)), Net Positive Suction Head Available (NPSHA), daya fluida (WHP), putaran spesifik pompa (ns), daya poros (Pshaft), daya motor (Pmotor).

Tabel 7.
Hasil Perhitungan Pelukisan Sudu Impeller

No	Ra	Rb	$\beta\alpha$	βb	p
1	45,4	53,4	17,20731	18,3	53,90
2	53,4	61,4	18,3	19,4	63,64
3	61,4	69,4	19,4	20,5	73,78
4	69,4	77,4	20,5	21,6	84,37
5	77,4	85,4	21,6	22,7	95,483
6	85,4	93,5	22,7	24	109,25



Gambar 11. Impeller hasil rancangan.

Perhitungan pada penelitian ini menggunakan metode Analitis.

G. Pemilihan Pompa

Dalam pemilihan pompa ini dilakukan dengan cara memplot hasil dari perhitungan kapasitas dan Head efektif instalasi yang telah dilakukan ke dalam kurva performa pompa yang sudah tertera pada data sheet atau katalog pompa.

H. Perancangan Pompa

Pada perancangan pompa ini dilakukan perancangan impeller, pasak dan bantalan serta melakukan perancangan volute.

I. Diagram Alir Pengerjaan Penelitian

Alur penelitian ditunjukkan oleh Gambar 8.

IV. ANALISA DAN PEMBAHASAN

Pada pembahasan berikut ini akan dijelaskan terkait perhitungan secara analitis dalam perencanaan instalasi pompa sentrifugal Unloading Sulfuric Acid di PT. Petrokimia Gresik.

A. Kecepatan Pipa

Hasil dari kecepatan pipa pada bagian suction yaitu sebesar 1,284 m/s. Untuk hasil kecepatan pipa pada bagian discharge yaitu 1,284 m/s untuk discharge 4in dan 1,159 m/s untuk discharge 8in. Yang mana hasil tersebut sudah masuk kedalam recommended velocity untuk fluida asam sulfat.

B. Hasil Head Effektif Instalasi

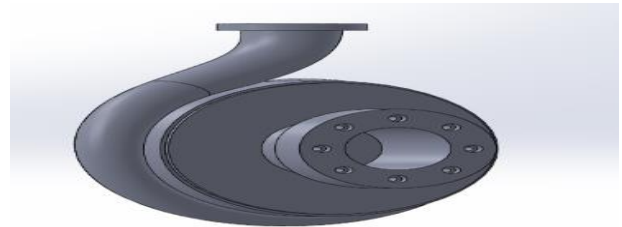
Dalam perhitungan Head efektif instalasi adalah hasil dari penjumlahan Head Statis dan Head Dinamis. Hasil dari Head Statis adalah 32,44 m dan Head Dinamis adalah 3,38 m. sehingga untuk hasil dari Head efektif instalasi yaitu 36,36 m. Dengan safety factor sebesar 1,1% maka nilai dari Head efektif instalasi menjadi 39,6 m.

C. Hasil NPSH_a

Perhitungan NPSH_a dipergunakan untuk mengetahui nantinya apakah pompa yang dipilih mengalami kavitasi atau tidak. Nilai NPSH_a yang diperoleh adalah 4,48 m.

Tabel 8.
Perhitungan Jari Jari Kelengkungan Volute

θ°	ρ	r _{vol}	r _a
0	0	0,1	0,1
45	0,0051	0,1089	0,1038
90	0,0073	0,1133	0,1060
135	0,0090	0,1167	0,1077
180	0,0105	0,1196	0,1092
225	0,0118	0,1222	0,1105
270	0,0129	0,1246	0,1116
315	0,0141	0,1268	0,1128
360	0,0151	0,1289	0,1138



Gambar 12. Volute pompa.

D. Koreksi Performansi

Koreksi performansi dibutuhkan dalam penelitian ini dikarenakan fluida yang digunakan penulis adalah asam sulfat. Sedangkan nanti dalam pemilihan pompa fluida yang digunakan adalah air, oleh karena itu kita memerlukan koreksi performansi dari fluida asam sulfat menjadi fluida air. Untuk hasil koreksi performansi sebagai berikut :

Kapasitas = 0,605 m³/min

Head = 40,8 m

E. Putaran Spesifik

Nilai putaran spesifik yang didapatkan penulis yaitu 88,93 rpm. Sehingga masuk ke jenis pompa sentrifugal dengan impeller tipe moderate-speed seperti Gambar 9.

F. Daya

Pada penelitian ini penulis menghitung beberapa daya yaitu, WHP, BHP, dan daya motor. Hasil penghitungan daya dimuat oleh Tabel 5.

G. Rekomendasi Pemilihan Pompa

Grafik karakteristik pompa hasil perhitungan ditunjukkan oleh Gambar 10 dengan rincian:

Kapasitas aktual : 36,45 m³/h

Head : 41,81 m

Putaran : 2950 rpm

NPSH : 1,5 m

H. Hasil Perancangan Impeller

Hasil dimensi utama impeller dapat dilihat dalam Tabel 6.

I. Pelukisan Sudu Impeller

Hasil Perhitungan Nilai ρ dimuat dalam Tabel 7.

J. Hasil Penggambaran Model Impeller dengan Solidwork Impeller

hasil rancangan ditunjukkan oleh Gambar 11.

K. Hasil Perancangan Volute

Perhitungan jari-jari kelengkungan volute ada dalam Tabel 8.

L. Hasil Penggambaran Model Volute dengan Solidwork

Volume pompa ditunjukkan oleh Gambar 12.

Tabel 9.
Tegangan pada Poros

Parameter	Nilai	Satuan
Tegangan Bending	11,3	MPa
Tegangan Geser	14,19	MPa
Maximum Equivalent Stress	27,05	MPa
Tegangan Izin Material	105	MPa

Tabel 10.
Hasil Perhitungan Pasak

Parameter	Notasi	Nilai
Lebar Pasak	B	6 mm
Tinggi Pasak	T	3 mm
Panjang Pasak	L	22 mm

M. Perencanaan Poros

1) Perencanaan Minimal Diameter Poros

$$d \geq \sqrt[6]{\frac{16^2 \times Mb^2}{\pi^2 \times d^6} + \frac{16^2 \times Mt^2}{\pi^2 \times d^6} \leq \left(\frac{\sigma_{yp}}{sf}\right)^2}$$

$$d \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 \times (15,4 Nm)^2 + 16^2 \times (38,5 Nm)^2)}{((3,14)^2 \times \left(\frac{212.000.000 N/m^2}{2}\right)^2)}$$

$$d \geq 0,0127 m$$

$$d \geq 13 mm$$

2) Tegangan yang terjadi pada poros

Tabel 9 memuat data tegangan yang terjadi pada poros. Sesuai dengan perhitungan, maka nilai tegangan maksimal yang terjadi lebih kecil dari tegangan ijin material ($\sigma_{eq} < \sigma_{ijin}$) sehingga poros aman digunakan.

N. Perancangan Pasak

Tabel 10 menunjukkan hasil perhitungan pasak.

O. Perancangan Bearing

Setelah melakukan perhitungan bearing maka didapatkan umur bearing selama 5,7 Tahun dengan menggunakan bearing SKF seri 6405.

V. KESIMPULAN DAN SARAN

Pada bab berikut ini merupakan kesimpulan dan saran dari hasil perhitungan dan perancangan pompa *unloading sulfuric acid* di PT. PETROKIMIA GRESIK.

A. Kesimpulan

Kesimpulan penelitian ini, yaitu: (1) Fluida asam sulfat memiliki karakteristik seperti, Densitas (ρ) sebesar 1840 kg/m³, specific gravity (SG) sebesar 1,84, dan nilai berat jenis 18050,4 kg/m²s². (2) Berdasarkan nilai Head efektif instalasi sebesar 40,8 m dan kapasitas 36,3 m³/jam untuk fluida air maka pompa yang dipilih adalah Grundfos pump NBG/NKG 60-40-200/188 dengan kapasitas actual 36,45 m³/jam; Head 41,81 m; putaran 2915 rpm; dan inlet/outlet diameter. (3) Rancangan Impeller yang sesuai dengan standar API 610, yakni Impeller dengan tipe moderate – specific

speed impeller, dengan diameter inlet sebesar 0,090 m, diameter outlet 0,187 m, sudut kelengkungan inlet 17°, sudut kelengkungan outlet 24° dan dengan jumlah sudu sebanyak 8 buah. (4) Rancangan pasak yang sesuai dengan rancangan impeller tersebut adalah dengan Panjang 18mm, Lebar 6mm, dan tinggi 3 mm. (5) Rancangan bantalan yang direkomendasikan adalah bearing SKF 6405 dengan umur bantalan 5,6 tahun.

B. Saran

Dari hasil Analisa dan pembahasan yang didapatkan beberapa saran mengenai perancangan impeller dan volute, yakni: (1) Perlu adanya penelitian lebih lanjut mengenai hasil rancangan yang telah dibuat penulis, agar dapat sesuai dengan kondisi actual. (2) Perlu adanya simulasi dengan menggunakan software Ansys untuk dapat mengetahui tekanan maupun kecepatan pada fluida secara simulasi.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] I. K. Kartanegara, S. Windarti, T. Wijayanti, and D. M. Najib, "Analisis kecenderungan kebutuhan pupuk urea dan Sp 36 di kabupaten Kutai Kartanegara," *J. EPP*, vol. 8, no. 1, pp. 24–29, 2011.
- [2] W. Romadhon, "Penerapan Lean Six Sigma pada Proses Produksi Pupuk Phonska (Studi Kasus PT. Petrokimia Gresik)," Departemen Teknik Industri, Universitas Muhammadiyah Gresik, Gresik, 2014.
- [3] M. Mahfud and Z. Sabara, *Buku Industri Kimia Indonesia*. Yogyakarta: Deepublish, ISBN: 978-602-453-620-6, 2018.
- [4] F. H. R. Azmi, "Perancangan Ulang Instalasi Pompa Sentrifugal Sebagai Sistem Pendingin Pembangkit Listrik Tenaga Mesin Gas (PLTMG) di PT. Lamong Energi Indonesia," Departemen Teknik Mesin Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya, 2023.
- [5] W. I. Al Ghozie, "Perencanaan Ulang Instalasi Pompa Hemihydrate Recycle P-2302B Pada Bagian Reaction Unit Produksi Phosphoric Acid, Pabrik III PT. Petrokimia Gresik," Departemen Teknik Mesin Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya, 2017.
- [6] D. Wahyudi, "Perbandingan head dan kapasitas pompa sentrifugal tunggal dan seri," *J. Energi*, vol. 9, no. 1, pp. 1–7, 2017.
- [7] S. Winarto, "Penghematan energi pada pompa," *Swara Patra*, vol. 3, no. 3, 2013.
- [8] R. Safii, M. Kabib, and R. Wibowo, "Desain dan manufaktur pompa sentrifugal dengan sistem seri untuk mencapai head 50 meter," *J. Crankshaft*, vol. 5, no. 1, pp. 55–64, Jul. 2022, doi: 10.24176/crankshaft.v5i1.7554.
- [9] Sularso and H. Tahara, *Pompa & Kompresor : Pemilihan, Pemakaian dan Pemeliharaan*. Jakarta: Pradnya Paramita, ISBN: 979408090x, 2000.
- [10] F. N. Ramadhan, "Perencanaan Pompa Slurry Pada Transferring Sludge Pond di PT. PLN Nusantara Power PLTU Tanjung Awar-Awar," Departemen Teknik Mesin Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya, 2023.
- [11] M. K. Umbasan, "Perancangan Pompa Sentrifugal Multistage Kapasitas 10.000 BWPd Pada Sistem Water Injection SPU - B PT. Pertamina EP Asset3 Field Jatibarang," Departemen Teknik Perkapalan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya, 2021.
- [12] S. M. B. Aji, "Perancangan Pompa Sentrifugal dengan Fluida Kerja Crude Oil pada Central Processing Platform 2 PT. Pertamina Hulu Energi West Madura Offshore," Departemen Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya, 2016.
- [13] M. Khetagurov, *Marine Auxiliary Machinery and Systems*. Moscow: Peace Publishers, 1966.
- [14] R. Mott, E. Vavrek, and J. Wang, *Machine Elements in Mechanical Design (What's New in Trades & Technology)*, 6th ed. USA: Pearson, ISBN: 978-0134441184, 2018.