EVALUASI KINERJA DAN EFISIENSI POMPA SENTRIFUGAL PADA SISTEM PENGOLAHAN MINYAK MENTAH : STUDI KASUS PT. X

Surya Ramadhan Bhakti Saputra [1], Mochamad Febrian Adhi Patria [2]

[1] Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Universitas Islam Indonesia

Jl. Kaliurang km 14.5, Sleman, Yogyakarta 55584

[2] Pusat Pengembangan Sumber Daya Manusia Minyak dan Gas Bumi

Jl. Sorogo No.1 Cepu, Jawa Tengah 58315

mochamad.patria@esdm.go.id [2]

Abstrak

Pompa sentrifugal P100/5 berfungsi memindahkan minyak mentah dari tangki *feed* ke sistem pengolahan minyak mentah di Kilang PT. X. Evaluasi kinerja dan efisiensi pompa perlu dilakukan untuk memastikan kelancaran dan efektivitas pengolahan minyak bumi. Penelitian ini bertujuan untuk mengevaluasi efisiensi kinerja pompa sentrifugal P100/5 berdasarkan kondisi operasi aktual. Metode penelitian menggunakan pendekatan kuantitatif dengan menghitung parameter kinerja pompa yang meliputi debit, head, dan daya. Hasil perhitungan menunjukan bahwa pompa sentrifugal P.100/5 (Ebara Corporation, 2007) dengan kapasitas 25 m³/h dan daya motor 15 kW memiliki efisiensi kinerja sebesar 40,94%. Nilai tersebut masih berada dalam kategori layak, namun belum optimal. Faktor utama yang memengaruhi rendahnya efisiensi adalah kondisi oversize, di mana kapasitas pompa lebih besar dibandingkan dengan kebutuhan aktual sistem. Kondisi ini menyebabkan pengaturan aliran dilakukan dengan metode *throttling*, yang meningkatkan *head loss* dan menurunkan efisiensi pompa. Upaya peningkatan kinerja dan efisiensi pompa dapat dilakukan melalui penyesuaian spesifikasi pompa agar mendekati kondisi *Best Efficiency Point* (BEP), pelaksanaan pemeliharaan rutin, pencegahan kavitasi, serta optimasi sistem operasi. Salah satu solusi yang paling efektif adalah penggunaan *Variable Frequency Drive* (VFD) untuk mengatur kecepatan putar pompa agar sesuai dengan kebutuhan aktual, sehingga efisiensi energi dapat ditingkatkan dan kerugian sistem dapat diminimalkan.

Kata kunci : pompa sentrifugal, evaluasi kinerja, efisiensi, minyak mentah.

Abstract

Centrifugal pump P100/5 is used to transfer crude oil from the feed tank to the oil processing system at of Refinery PT.X. Evaluating performance and efficiency is essential to ensure the reliability and effectiveness of the processing operation. This study aims to evaluate the performance efficiency of centrifugal pump P.100/5 under actual operating conditions. The research employs a quantitative approach by calculating key performance parameters, including flow rate, head, and pump power. The results indicate that centrifugal pump P.100/5 (Ebara Corporation, 2007), with a design capacity of 25 m³/h and a motor power of 15 kW, has an efficiency performance of 40.94%. This value is still considered acceptable; however, it is not optimal. The primary factor affecting the low efficiency is the oversizing condition, where the pump capacity exceeds the actual system demand. As a result, flow regulation is carried out using a throttling method, which increases head loss and reduces pump efficiency. Several improvement strategies can be applied, including adjusting pump specifications to operate closer to the Best Efficiency Point (BEP), implementing routine maintenance, preventing cavitation, and optimizing system operation. Among these alternatives, the use of a Variable Frequency Drive (VFD) is identified as the most effective solution, as it allows the pump rotational speed to be adjusted according to actual demand, thereby improving energy efficiency and minimizing system losses.

Key words : *centrifugal pump, evaluation of performance, efficiency, crude oil.*

PENDAHULUAN

Pompa merupakan salah satu komponen penting di Kilang PT.X yang berfungsi memindahkan fluida dari satu tempat ke tempat lainnya melalui instalasi sistem perpipaan yang ditandai dengan terjadinya perubahan tekanan pada fluida di sisi isap (*suction)* dan sisi tekan (*discharge)*[1]. Pompa P.100/5 merupakan pompa sentrifugal yang digunakan untuk memindahkan minyak mentah (*crude oil)* dari tangki *feed* ke komponen lainnya dalam sistem pengolahan minyak mentah. Kinerja dan efisiensi pompa sentrifugal sangat memengaruhi kelancaran operasional kilang. Menurut penelitian dari *American Hydraulics Institute, pompa mengonsumsi* 20% dari total energi[2]. Oleh karena itu, perhitungan kinerja dan efisiensi pompa menjadi sangat krusial dalam upaya melakukan optimalisasi.

Secara umum, kinerja dan efisiensi pompa dapat dipengaruhi oleh beberapa parameter seperti jenis fluida, kapasitas, head pompa, daya poros, dan daya hidrolis [3]. Penurunan kinerja dan efisiensi pompa dapat disebabkan oleh beberapa hal seperti kavitasi, keausan impeller, kerusakan bearing, misalignment, *loose, fault, imbalance, water hammer*, aliran tidak normal dan ketidaksesuaian spesifikasi pompa dengan kondisi operasi aktual [4]. Pompa yang telah mengalami penurunan kinerja umumnya memiliki nilai efisiensi 50-60 % atau lebih rendah. Pergantian pompa harus dilakukan jika pompa memiliki efisiensi 10-25%[5]. Penelitian ini bertujuan untuk mengevaluasi kinerja dan efisiensi pompa sentrifugal crude oil P.100/5 di kilang minyak PT. X. Analisis ini meliputi pengukuran parameter operasional, perhitungan efisiensi, dan rekomendasi terkait kelayakan penggunaan pompa.

METODE PENELITIAN

Metode penelitian menggunakan pendekatan kuantitatif di mana efisiensi pompa dihitung berdasarkan parameter hasil observasi, pengukuran, dan perhitungan . Adapun langkah awal dari penelitian ini adalah menentukan topik, studi literatur, mengambil data di lapangan, mengolah dan menganalisis data, menentukan kesimpulan, dan memberikan rekomendasi hasil penelitian. Lokasi penelitian difokuskan pada unit pompa sentrifugal dan sistem perpipaan yang digunakan pada crude oil di unit kilang PT. X.

Berikut ini terdapat beberapa persamaan yang digunakan dalam menghitung efisiensi pompa sentrifugal.

1. Kecepatan aliran fluida (V)

$$v = \frac{Q}{A} \quad \text{.....(1)}$$

Keterangan:
v = kecepatan (m/s)
Q = Debit($\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$)
A = luas penampang pipa (m)

2. Head

Head dapat didefinisikan sebagai energi per unit berat fluida, dengan satuan ukur meter atau kaki fluida. Dalam konteks pompa, head dihitung dengan menentukan selisih tekanan keseluruhan antara saluran masuk (isap) dan saluran keluar (tekan) fluida, asalkan pengukuran dilakukan pada ketinggian yang identic.[6]

a) Persamaan head total pompa adalah:

$$Htotal = Hs + Hp + Hv + Hl \quad \text{.....(2)}$$

Keterangan:
Hs = Head Ketinggian
Hp = Head Tekanan
Hv = Head Kecepatan
Hl = Head Loses Mayor + Minor

b) Persamaan head ketinggian pompa adalah:

$$Hs = Zd - Zs \quad \text{.....(3)}$$

Keterangan:
Zd = ketinggian permukaan crude oil di tangki (m)
Zs = ketinggian titik masuk heat exchanger (m)

c) Persamaan head tekanan adalah:

$$Hp = \frac{Pd - Ps}{\rho . g} \quad \text{.....(4)}$$

Keterangan:
Pd: Tekanan pada titik discharge (Pa)
Ps: Tekanan pada titik suction (Pa)
ρ: Densitas fluida (kg/m^3)
g: Percepatan gravitasi (9.81 m/s^2)

d) Persaman head kecepatan adalah:

$$hv = \frac{Vdavg^2 - Vsavg^2}{2g} \quad \text{.....(5)}$$

Keterangan :
$Vdavg^2$ = Rata −
Rata kecepatan pada sisi discharge (m/s)^2
$Vsavg^2$ = Rata −
Rata kecepatan pada sisi suction (m/s)^2
g = Percepatan gravitasi (9.81 m/s^2)

e) Persamaan head losses mayor adalah:

$$hf = f . \frac{L.V^2}{D.2g} \quad \text{.....(6)}$$

Keterangan:
hf = Kerugian mayor dalam pipa (m)
f = Koefisien gesek
g = Percepatan gravitasi (9.81 m/s²)
L = Panjang pipa (m)
V = Kecepatan fluida (m/s)
D = Diameter daam pipa (m)

f) Persamaan head losses minor adalah:

$$hm = Kl.\frac{V^2}{2g} \quad \text{.....(7)}$$

Keterangan :
hm = Kerugian minor dalam pipa (m)
Kl = Koefisien kerugian
g = Percepatan gravitasi (9,81 m/s²)
V = Kecepatan fluida (m/s)

g) Kekasaran Relatif:

$$\frac{kekasaran\ absolut\ pipa(\epsilon)}{diameter\ dalam\ pipa(D)} \quad \text{.....(8)}$$

h) Persamaan Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3{,}7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}}\right) \quad \text{.....(9)}$$

Keterangan:
$Re = Reynold\ Number$
f = friction factor

3. Daya dan Effisiensi

Pompa sentrifugal menggunakan dua jenis daya saat bekerja: daya yang menggerakkan fluida (daya hidrolik) dan daya yang masuk melalui poros. Daya hidrolik adalah energi yang dibutuhkan untuk memindahkan fluida, dan besarnya dapat dihitung dengan rumus tertentu.

a) Daya Pompa

Daya pada Pompa merupakan daya yang diperlukan untuk menggerakan pompa. Daya yang terdapat pada pompa, antara lain:

$$Pw = \frac{\rho.g.Q.H}{1000} \quad \text{.....(10)}$$

Keterangan:
g = Percepatan gravitasi (9,81 m/s²)
ρ = Massa Jenis Cairan, kg/m3
Q = Kapasitas yang Dipompakan, m3/s
H = Head total pompa (m)
Pw = Daya Hidrolik Pompa (kW)

b) Daya Motor

Persamaan daya motor adalah:

$$Nd = V.I.Cos\theta \quad \text{.....(11)}$$

Keterangan :
V = Voltase atau tegangan listrik (Volt)
I = Kuat arus listrik (Ampere)
$Cos\ \theta$ = 0,8

c) Efisiensi Pompa

Efisiensi pompa adalah suatu pernyataan terkait unjuk kerja atau performa dari pompa dengan satuan persen (%) yang merupakan perbandingan energi yang berasal dari air (daya air) terhadap energi yang berasal dari motor pompa atau penggerak pompa (daya motor).

Persamaan efisiensi pompa adalah:

$$\eta op = \frac{Pw}{Nd}\ 100\% \quad \text{.....(12)}$$

Keterangan:
ηop = Efisiensi Pompa (%)
Pw = Daya Cairan (kw)
Nd = Daya Penggerak (kw)

HASIL DAN PEMBAHASAN

Data Spesifikasi Sistem Pemompaan

Setelah dilakukan observasi terhadap pompa P100/5 di kilang PT.X, diperoleh data tentang spesifikasi pabrikan dari pompa yang digunakan serta kondisi operasional di lapangan sebagai berikut:

- *Merk* : Ebara Pump
- *Serial Nomor* : R073130601
- *Model* : 50X40IFWM
- *Bearing Nomor* : 6308
- *Capacity* : 25 m^3/h
- *Head* : 87 m
- *Speed* : 2930 min^{-1}
- *Date* : 2007.10
- *Manufacture* : Ebara Corporation

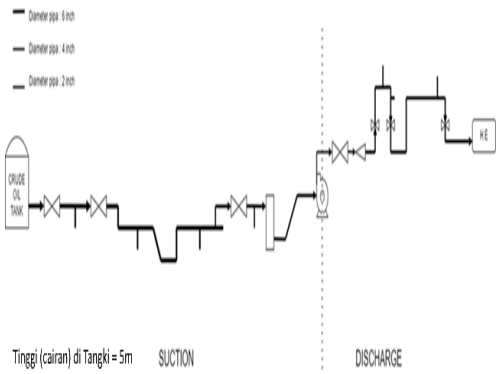
Spesifikasi motor penggerak

- *Merk* : Toshiba 3 Phase Induction Motor For Explosive Gas Atmosphere
- *Manufacture* : Toshiba Japan
- *Type* : TIKK
- *Serial* : 70180898
- *Locked Rotor Current* : 1,66 A
- *Rated Output* : 15 kw 2 poles
- *Rated Voltage* : 380 v
- *Rated Freq* : 50 hz
- *Rated Current* : 29,0 A
- *Rated Speed* : 2930 min^{-1}

Data operasi fluida

- Jenis Fluida : Crude Oil
- Pressure Diacharge : 7 Kg/cm^2
- Massa Jenis Fluida : 824 kg/m^3
- Viskositas Kinematik (v) : 2,376×10^{-6} m^2/s
- *Capacity* : 11,8 m^3/h

Data Sistem Perpipaan



Gambar 1.Skema Sistem Perpipaan Pompa P.100

Tabel 1 Data Perpipaan Pada *Suction Line*

Data Pipa Suction			
Deskripsi		**Nilai**	**Satuan**
Panjang Pipa 6 inch		91	*m*
Panjang Pipa 4 inch		3	*m*
Pressure suction		1	*atm*
Fitting Pipa 4 inch	Flange	0	*pcs*
	Elbow 90	1	*pcs*
	Elbow 45	2	*pcs*
	Gate Valve	1	*pcs*
	Strainer	0	*pcs*
	Reducer	1	*pcs*
	Tee (Fluida Belok)	1	*pcs*
	Tee (Fluida Lurus)	1	*pcs*
Fitting Pipa 6 inch	Flange	6	*pcs*
	Elbow 90	4	*pcs*
	Elbow 45	2	*pcs*
	Gate Valve	3	*pcs*
	Strainer	2	*pcs*
	Reducer	0	*pcs*
	Tee (Fluida Belok)	1	*pcs*
	Tee (Fluida Lurus)	4	*pcs*
Beda Elevasi (Zs)		5	*m*

Tabel 2 Data Perpipaan Pada *Discharge Line*

Data Pipa Discharge			
Deskripsi		**Nilai**	**Satuan**
Panjang Pipa 2 inch atau 0,0508 m		1,5	*m*
Panjang Pipa 4 inch atau 0,1016 m		16,7	*m*
Pressure Discharge		7	*Kg/cm²*
Fitting Pipa 2 inch	Flange	1	*pcs*
	Elbow 90	1	*pcs*
	Globe Valve	0	*pcs*
	Gate Valve	1	*pcs*
	Reducer	1	*pcs*
	Expansion Joint	0	*pcs*
	Tee (Fluida Belok)	0	*pcs*
	Tee (Fluida Lurus)	0	*pcs*
Fitting Pipa 4 inch	Flange	6	*pcs*
	Elbow 90	10	*pcs*
	Globe Valve	2	*pcs*
	Gate Valve	2	*pcs*
	Reducer	2	*pcs*
	Expansion Joint	1	*pcs*
	Tee (Fluida Belok)	1	*pcs*
	Tee (Fluida Lurus)	2	*pcs*
Beda Elevasi (Zd)		0,8	*m*

Analisa Perhitungan

A. Kecepatan Aliran

1) Kecepatan Aliran pada Pipa 6 in Suction (vsa)

$$vsa = \frac{Q}{A} \quad \text{.....(13)}$$

$$vsa = \frac{0{,}003278\ m^3/s}{\pi \times (0{,}0762m)^2}$$

$$vsa = \mathbf{0{,}1797\ m/s}$$

2) Kecepatan Aliran pada Pipa 4 in Suction (vsb)

$$vsb = \frac{Q}{A} \quad \text{.....(14)}$$

$$vsb = \frac{0{,}003278\ m^3/s}{\pi \times (0{,}0508m)^2}$$

$$vsb = \mathbf{0{,}4044\ m/s}.$$

3) Kecepatan Aliran pada Pipa 2 in Discharge (Vda)

$$vda = \frac{Q}{A} \quad \text{.....(15)}$$

$$vda = \frac{0{,}003278\ m^3/s}{\pi \times (0{,}0254)^2}$$

$$vda = \mathbf{1{,}617\ m/s}$$

4) Kecepatan Aliran pada Pipa 4 in Discharge (vdb)

$$vdb = \frac{Q}{A} \quad \text{.....(16)}$$

$$vdb = \frac{0{,}003278\ m^3/s}{\pi \times (0{,}0508)^2}$$

$$vdb = \mathbf{0{,}4044\ m/s}$$

B. Head Kerugian

1) Head Loss Mayor Suction Pipe 6 Inch

$$Re = v\frac{D}{\nu} \quad \text{.....(17)}$$

$$Re = \frac{0{,}1797 m/s\ x\ 0{,}1524 m}{2{,}376\ x\ 10^{-6}}$$

$$Re = 11.520$$

Karena $Re =$ **11.520**> 4.000, aliran bersifat **turbulen**

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0{,}00026}{0{,}1524\ m} = 0{,}00170 \quad \text{.....(18)}$$

Setelah mendapatkan nilai dari Relative roughnes sebesar 0,00170 maka selanjutnya

menggunakan Persamaan Colebrook-White untuk mengetahui nilai friction factors

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}}\right) \text{.....(19)}$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{0,00170}{3,7} + \frac{2,51}{11.520\sqrt{f}}\right)$$

f ≈ 0,7194

Setelah mendapatkan nilai friction factor maka selanjutnya masukkan ke dalam persamaan kerugian mayor.

$$hf = f.\frac{L.V^2}{D.2g} \text{.....(20)}$$

$$hf = 0,7194\frac{91\ m.(0,1797 m/s)^2}{0,1524\ m.2g}$$

$$hf = 0,707\ m$$

Maka hasil Kerugian mayor dalam pipa Suction Line diameter 6 inch adalah **0,707 meter.**

2) Head Loss Mayor Suction Pipe 4 Inch

$$Re = v\frac{D}{\nu} \text{.....(21)}$$

$$Re = \frac{0,4044\ m/s \cdot 0,1016 m}{2,376\ x\ 10^{-6}}$$

$$Re = 17.294$$

Karena R*e= 17.294* >4.000, aliran bersifat **turbulen**

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0,00026}{0,1016\ m} = 0,002559 \text{ .....(22)}$$

Setelah mendapatkan nilai dari Relative roughnes sebesar 0,002559 maka selanjutnya menggunakan Persamaan Colebrook-White untuk mengetahui nilai friction factors

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}}\right) \text{.....(23)}$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{0,002559}{3,7} + \frac{2,51}{17.294\sqrt{f}}\right)$$

f ≈ 0,5187

Setelah mendapatkan nilai friction factor maka selanjutnya masukkan ke dalam persamaan kerugian mayor

$$hf = f.\frac{L.V^2}{D.2g} \text{.....(24)}$$

$$hf = 0,5187.\frac{3\ m.(0,4044\ m/s)^2}{0,1016\ m.2g}$$

$$hf = 0,128\ m$$

Maka hasil Kerugian mayor dalam pipa *Suction Line* diameter 4 inch adalah 0,128 meter.

3) Head Loss Mayor Discharge pipe 2inch

$$Re = v\frac{D}{\nu} \text{.....(25)}$$

$$Re = \frac{1,617\ m/s \cdot 0,0508}{2,376\ x\ 10^{-6}}$$

$$Re = 34.572$$

Karena *Re= 34.572* >4.000, aliran bersifat **turbulen**

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0,00026}{0,0508\ m} = 0,005118 \text{ .....(26)}$$

Setelah mendapatkan nilai dari Relative roughnes sebesar 0,005118 maka selanjutnya menggunakan Persamaan Colebrook-White untuk mengetahui nilai friction factors

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}}\right) \text{.....(27)}$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{0,005118}{3,7} + \frac{2,51}{34,572\sqrt{f}}\right)$$

f ≈ 0,0331.

Setelah mendapatkan nilai friction factor maka selanjutnya masukkan ke dalam persamaan kerugian mayor

$$hf = f.\frac{L.V^2}{D.2g} \text{.....(28)}$$

$$hf = 0,0331.\frac{1,5\ m.(1.617\ m/s)^2}{0,0508\ \text{m}.2g}$$

$$hf = 0,1303$$

Maka hasil Kerugian mayor dalam pipa Discharge Line diameter 2 inch adalah 0,1303 meter.

4) Head Loss Mayor Discharge Pipe 4 inch

$$Re = v\frac{D}{\nu} \text{.....(29)}$$

$$Re = \frac{0,4044\ m/s.0,1016 m}{2,376\ x\ 10^{-6}}$$

$$Re = 17,293$$

Karena R*e= 17.293* >4.000, aliran bersifat **turbulen**

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0,00026}{0,1016\ m} = 0,002559 \text{.....(30)}$$

Setelah mendapatkan nilai dari Relative roughnes sebesar 0,002559 maka selanjutnya menggunakan Persamaan Colebrook-White untuk mengetahui nilai friction factors

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3,7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}}\right) \text{.....(31)}$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{0,002559}{3,7} + \frac{2,51}{17.293\sqrt{f}}\right)$$

f ≈ 0,0314

Setelah mendapatkan nilai friction factor maka selanjutnya masukkan ke dalam persamaan kerugian mayor

$$hf = f.\frac{L.V^2}{D.2g} \quad \text{.....(32)}$$

$$hf = 0{,}0314.\frac{16{,}7\ m.(0{,}4044\ m/s)^2}{0{,}1016\ \text{m}.\ 2g}$$

$$hf = 0{,}0430\ m$$

Maka hasil Kerugian mayor dalam pipa Discharge Line diameter 4 inch adalah 0,0430 meter.

5) Head Losses Minor Pada Suction Pipe 6 inch

Tabel 3 Total Kerugian Pada (Suction Pipe) 6 inch

Komponen	Jumlah	Faktor Kerugian Hambatan	Total
Flange	6	0,05	0,3
Elbow 90	4	0,45	1,8
Elbow 45	2	0,24	0,48
Gate Valve	3	0,12	0,36
Strainer	2	2	4
Reducer	-	-	0
Tee (Lurus)	1	0,3	0,3
Tee (Belok)	4	0,9	3,6
Total *Kl*			**10,84**

$$hm = Kl.\frac{V^2}{2g} \quad \text{.....(33)}$$

$$hm = 10{,}84.\frac{(0{,}1797\ m/s)^2}{2g}$$

$$hm = 0{,}01784\ m$$

6) Head Losses Minor Pada Suction Pipe 4 Inch

Tabel 3 Total Kerugian Pada (Suction Pipe) 6 inch

Komponen	Jumlah	Faktor Kerugian Hambatan	Total
Flange	-	0,05	0
Elbow 90	1	0,51	0,51
Elbow 45	2	0,27	0,54
Gate Valve	1	0,14	0,14
Strainer	-	-	0
Reducer	1	0,31	0,31
Tee (Lurus)	1	0,34	0,34
Tee (Belok)	1	1,02	1,02
Total *Kl*			**2,86**

$$hm = Kl\frac{V^2}{2g} \quad \text{.....(34)}$$

$$hm = 2{,}86\frac{(\mathbf{0{,}4044}\ m/s)^2}{2g}$$

$$hm = 0{,}0238\ m$$

7) Head Losses Minor Pada Discharge Pipe 2 Inch

Tabel 1 Tabel Total Kerugian Pada (*Discharge Pipe*) 2 inch

Komponen	Jumlah	Faktor Kerugian Hambatan	Total
Flange	1	0,05	0,05
Elbow 90	1	0,57	0,57
Globe Valve	-	6,5	0
Gate Valve	1	0,15	0,15
Reducer	1	0,31	0,31
Expansion Joint	-	-	0
Tee (Belok)	-	1,14	0
Tee (Lurus)	-	0,38	0
Total *Kl*			1,08

$$hm = Kl\frac{V^2}{2g} \quad \text{.....(35)}$$

$$hm = 1{,}08\frac{(1{,}617\ m/s)^2}{2g}$$

$$hm = 0{,}144\ m$$

8) Pada Discharge Pipe 4 inch

Tabel 2 Tabel Total Kerugian Pada (Discharge Pipe) 4 inch

Komponen	Jumlah	Faktor Kerugian Hambatan	Total
Flange	6	0,05	0,3
Elbow 90	10	0,51	5,1
Globe Valve	2	5,8	11,6
Gate Valve	2	0,14	0,28
Reducer	2	0,31	0,62
Tee (Belok)	1	1,02	1,02
Tee (Lurus)	2	0,34	0,68
Total Kl			19,6

$$hm = Kl\frac{V^2}{2g} \quad \text{.....(36)}$$

$$hm = 19{,}6\frac{(0{,}4044\ m/s)^2}{2g}$$

$$hm = 0{,}163\ m$$

C. Head Total

1. Head loss pada pipa

$$hl = hf + hm \quad \text{.....(37)}$$

$$hf\ Suction\ Pipe = 0{,}707\ \text{m} + 0{,}128\ \text{m} = 0{,}835\ m$$

$$hf\ Discharge\ pipe = 0{,}1303\ \text{m} + 0{,}0430\ \text{m} = 0{,}1733\ m$$

$$hm\ Suctionn\ Pipe = 0{,}01784\ m + 0{,}0238\ m = 0{,}04164\ m$$

$hm\ Discharge\ Pipe = 0{,}144\ m + 0{,}163\ m$
$= 0{,}307\ m$

$hl = 0{,}835\ m + 0{,}1733\ m + 0{,}04164\ m$
$+ 0{,}307\ m$

$hl = 1{,}357 meter$

2. Head loss ketinggian
$Hs = Zd - Zs$ .....(38)

$Hs = 0{,}8m - 5\ m = -4{,}2\ m$

3. Head loss tekanan
$Hp = \frac{Pd-Ps}{\rho g}$.....(39)

$Hp = \frac{7kg/cm^2 - 1{,}03323kg/cm^2}{\frac{824\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot g}$

$Hp = 73{,}16\ meter$

4. Head total pompa
$Htotal = Hs + Hp + Hl + Hv$ .....(40)

$Htotal = (-4{,}2m) + 73{,}16\ m + 1{,}357\ m$
$+ Hv$

$Rata\ Rata\ Hv$

$Vdavg = \frac{Vda}{Vdb}$.....(41)

$Vdavg = \frac{3{,}15m/s + 0{,}788\ m/s}{2}$
$= 1{,}969m/s$

$Vsavg = \frac{Vsa}{Vsb}$ .....(42)

$Vsavg = \frac{0{,}351m/s + 0{,}788\ m/s}{2}$
$= 0{,}5695m/s$

$\boldsymbol{Head\ Total} = (-4{,}2\ m) + 73{,}16\ m$
$+ +1{,}357\ m$
$+ \frac{\left(\frac{1{,}969m}{s}\right)^2 - \left(\frac{0{,}5695m}{s}\right)^2}{2\left(\frac{9{,}81m}{s2}\right)}$
$= 70{,}5\ m$

Jadi, nilai Head total adalah **70,5 meter.**

D. Daya dan Efisiensi
1. Daya Output Pompa
$Pw = \frac{\rho.g.Q.H}{1000}$.....(43)

Pw
$= \frac{\left(\frac{824kg}{m^3}\right)\left(\frac{9{,}81m}{s^2}\right)(11{,}8\ m^3/h)\left(\frac{1h}{3600s}\right)(70{,}5m)}{1000}$

$WHP = 1{,}867\ kW$

Daya yang dihasilkan oleh pompa adalah *1,867* W = 1867 Watt.

2. Daya Poros Motor
$Nd = V \times I \times cos\ \theta$.....(44)

$Nd = 380 \times 15 \times 0{,}8$

$Nd = 4560\ Watt$

Daya yang dimiliki oleh motor adalah 4560 Watt.

3. Effisiensi
$\eta op = \frac{pw}{Nd} 100\%$.....(45)

$\eta op = \frac{1867\ w}{4560\ \text{w}}\ 100\%$

$\eta op = 40{,}94\%$

Berdasarkan hasil pengujian dan perhitungan yang telah dilakukan, diperoleh bahwa efisiensi pompa sentrifugal tipe P.100/5 sebesar **40,94 %.**

PEMBAHASAN

Berdasarkan hasil evaluasi perhitungan pompa sentrifugal P.100/5 (Ebara Corporation, 2007) dengan kapasitas 25 m³/h dan daya motor 15 kW memiliki efisiensi operasional sebesar 40,94%. Pompa tersebut masih dikategorikan layak beroperasi karena nilai efisiensi berada di atas batas minimum, yakni 10–25%. Namun demikian, nilai efisiensi tersebut tergolong rendah jika dibandingkan dengan efisiensi optimal pompa sentrifugal pada kondisi desainnya.

Penurunan efisiensi pompa tersebut dipengaruhi oleh beberapa faktor, baik dari aspek operasional maupun desain sistem pemompaan itu sendiri. Salah satu faktor operasional adalah kurangnya pasokan *crude oil* yang diolah dari PT. Y sehingga kilang hanya mengolah 1/3 dari kapasitas terpasang. Kondisi ini menyebabkan pompa bekerja pada kondisi *oversize*, yaitu kapasitas pompa lebih besar dari kebutuhan aktual sistem. Dengan demikian, pompa akan bekerja dengan valve tertutup sebagian (*throttle)*. Pengaruh bukaan valve terhadap nilai efisiensi pompa telah diteliti oleh *Putro et al*. (2020) yang menunjukkan peningkatan head loss pada 1/3 bukaan valve dibandingkan dengan 2/3 bukaan atau *full* bukaan valve sehingga menyebabkan efisiensi pompa menurun [7]. Selain itu, kondisi operasi yang dapat memengaruhi efisiensi pompa antara lain keausan ring dan *impeller clearance*, jaringan *bypass*, internal pompa yang terkorosi, pelumasan berlebih, *misalignment*,

imbalance, bengkok pada shaft, kavitasi, getaran harmonik, dan ekspansi termal pada komponen dalam aplikasi suhu tinggi [8]. Dampak dari rendahnya efisiensi pompa menyebabkan biaya operasional naik, kerusakan pada komponen menjadi lebih cepat, dan frekuensi perawatan dan *downtime* meningkat.

Upaya untuk meningkatkan efisiensi pompa dapat dilakukan dengan berbagai pendekatan, seperti penyesuaian spesifikasi pompa dengan kebutuhan aktual pasokan dengan menurunkan spesifikasi pompa yang ada mendekati *Best Efficiency Point (BEP)*, optimalisasi aliran *crude oil*, pemeliharaan rutin, penggantian motor listrik yang memiliki daya sesuai dan efisiensi tinggi, dan pengurangan fenomena kavitasi [9][10]. Selain itu, memodifikasi parameter desain pompa seperti jumlah bilah, geometri bilah, bentuk dan ukuran casing, kecepatan putar impeller dan laju alir pompa dapat memengaruhi efisiensi pompa [11]. Penelitian *Deshmukh et al*. (2020) berhasil meningkatkan efisiensi pompa sebesar 2–9% dengan pemberian lapisan coating pada casing pompa untuk mengurangi losses [12]. Penelitian oleh Sarifudin & Irfa (2021) dapat meningkatkan efisiensi pompa dengan memperkecil jarak celah bilah pada impeller [13]. Alternatif lain dapat dilakukan dengan mengurangi tinggi isap (*suction head*), serta penggunaan konfigurasi pompa paralel untuk meningkatkan fleksibilitas operasi [14][15].

Meskipun demikian, tidak semua alternatif tersebut dapat diterapkan pada kondisi eksisting di kilang PT. X. Modifikasi desain internal pompa seperti perubahan geometri impeller, coating casing dan modifikasi jumlah bilah memerlukan biaya tinggi dan berisiko terhadap keandalan operasi. Pergantian pompa dengan kapasitas lebih kecil (*downsizing)* membutuhkan investasi awal yang besar dan kurang fleksibel jika suatu saat terjadi lonjakan pasokan minyak mentah di masa yang akan datang.

Berdasarkan hasil analisis teknis, operasional dan ekonomi, solusi paling efektif adalah memodifikasi sistem operasi melalui pemasangan *Variabel Frequency Drive* (VFD). Penggunaan VFD memungkinkan untuk mengatur kecepatan putaran pompa agar sesuai dengan kebutuhan aktual dan dapat meningkatkan efisiensi energi [16]. Secara prinsip, penurunan kecepatan putar akan menurunkan debit dan head sesuai dengan hukum afinitas pompa, sehingga titik operasi dapat didekatkan ke kondisi BEP dan losses akibat *head loss* pada valve dapat diatasi. Penggunaan konsumsi energi juga dapat direduksi hingga 67% dengan menggunakan VFD [17].

KESIMPULAN

Pompa sentrifugal P.100/5 memiliki efisiensi operasional sebesar 40,94% dan masih dikategorikan layak beroperasi. Akan tetapi, kinerjanya belum optimal karena kebutuhan aktual sistem lebih rendah dibandingkan dengan kapasitas desain pompa, sehingga pompa beroperasi dalam kondisi *oversize*. Kondisi ini menyebabkan pengaturan debit dilakukan melalui metode *throttling*, yang berdampak pada peningkatan *head loss* dan penurunan efisiensi.

Penggunaan *Variable Frequency Drive* (VFD) merupakan solusi paling efektif untuk meningkatkan efisiensi sistem, karena memungkinkan penyesuaian kecepatan putar pompa terhadap kebutuhan aktual. Dengan demikian, titik operasi pompa dapat didekatkan ke kondisi *Best Efficiency Point* (BEP**)**, sehingga efisiensi meningkat dan kerugian energi dapat diminimalkan.

DAFTAR PUSTAKA

[1] D. Kaya, F. Çanka Kılıç, and H. H. Öztürk, “Energy efficiency in pumps,” in *Energy Management and Energy Efficiency in Industry: Practical Examples*, Springer, 2021, pp. 329–374.

[2] E. P. Putro, E. Widodo, A. Fahruddin, and I. Iswanto, “Analisis Head Pompa Sentrifugal Pada Rangkaian Seri Dan Paralel,” *Media Mesin: Majalah Teknik Mesin*, vol. 21, no. 2, pp. 46–56, 2020, doi: 10.23917/mesin.v21i2.10671.

[3] E. P. Putro, E. Widodo, A. Fahruddin, and I. Iswanto, “Analisis Head Pompa Sentrifugal Pada Rangkaian Seri Dan Paralel,” *Media Mesin: Majalah Teknik Mesin*, vol. 21, no. 2, pp. 46–56, 2020.

[4] E. Soesanto, A. Raihan, and S. Angga, “Pengaruh Kebijakan Pemerintah terhadap Keberlanjutan Industri Migas di Era Transisi Energi,” pp. 15–24, 2025, doi: 10.61132/konstruksi.v3i1.680.

[5] Ipieca, “Energy efficiency compendium,” *The International Association of Oil & Gas Producers (IOGP)*, London , 2022.

[6] L. Chen, L. Wei, Y. Wang, J. Wang, and W. Li, “Monitoring and Predictive Maintenance of Centrifugal Pumps Based on Smart Sensors,”

Sensors, vol. 22, no. 6, Mar. 2022, doi: 10.3390/s22062106.

[7] M. A. Rasyid *et al.*, "Analisis Pengaruh Tinggi Hisap Pompa Sentrifugal Terhadap Kapasitas Dan Efisiensi Pompa," *JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING MANUFACTURES MATERIALS AND ENERGY*, vol. 7, no. 2, Jun. 2023, doi: 10.31289/jmemme.v7i2.6189.

[8] M. Sadek, R. El-Maghraby, and M. Fathy, "Evaluation of variable speed drives to improve energy efficiency and reduce gas emissions: Case study," *Chemical Industry and Chemical Engineering Quarterly*, vol. 29, no. 2, pp. 111–118, 2023, doi: 10.2298/CICEQ220318018S.

[9] M. Sarifuddin and M. A. Irfaâ, "Pengaruh Jarak Celah Bilah Penganggu Terhadap Kinerja Pompa Sentrifugal 3 Sudu," *Reaktom: Rekayasa Keteknikan dan Optimasi*, vol. 6, no. 1, pp. 1–7, 2021.

[10] N. Paramita and A. Ayende, "EVALUASI KINERJA POMPA SENTRIFUGAL FEED CRUDE OIL P. 100/04 DI KILANG PPSDM MIGAS CEPU," in *Prosiding Seminar Nasional Teknologi Energi dan Mineral*, 2024, pp. 604–612.

[11] P. A. Deshmukh, K. D. Deshmukh, and N. A. Mandhare, "Performance enhancement of centrifugal pump by minimizing casing losses using coating," *SN Appl. Sci.*, vol. 2, pp. 1–10, 2020.

[12] R. Subagyo and B. R. Hendratno, "Analisa Performance Pompa Sentrifugal Di Unit 2 PT. Pupuk Kalimantan Timur," *Elemen: Jurnal Teknik Mesin*, vol. 8, no. 1, pp. 30–38, 2021.

[13] S. Lubis, I. Siregar, and A. M. Siregar, "Karakteristik Unjuk Kerja 2 Pompa Sentrifugal Dengan Susunan Seri Sebagai Turbin Pat," *Jurnal Rekayasa Material, Manufaktur dan Energi*, vol. 3, no. 2, pp. 85–92, Sep. 2020, doi: 10.30596/rmme.v3i2.5270.

[14] S. Suryadi and M. Habibi, "Analisa Pengaruh Putaran Pompa Centrifugal (Seri dan Paralel) Terhadap Aliran Fluida dan Efisiensi Pompa," *Malikussaleh Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 6, no. 3, pp. 34–39, 2022.

[15] S. U. Handayani, "Karakteristik Pompa Sentrifugal Aliran Campur Dengan Variable Frequency Drive," *ROTASI*, vol. 15, no. 3, pp. 30–34, 2013.

[16] S. Winarto, "Optimalisasi Energi pada Pompa Kali Solo I," *Swara Patra: Majalah Ilmiah PPSDM Migas*, vol. 9, no. 1, pp. 58–72, 2019.

[17] Shivani Kaustubh Chitale, Pranjal Nitin Jadhav, Snehal Suresh Dhoble, and Dr. Mr. Satyajeet Deshmukh, "Parameters Affecting Efficiency of Centrifugal Pump - A Review," *Int. J. Sci. Res. Sci. Technol.*, pp. 49–58, Nov. 2021, doi: 10.32628/IJSRST218573.