

# Perhitungan Efisiensi Pompa Residu P 100/21 di Kilang PPSDM Migas

Putra Ariyanta<sup>1</sup>, Fanny Leestiana<sup>1</sup>, Rahmat Widodo<sup>1</sup>

<sup>1</sup>PPSDM Migas, Cepu

## INFORMASI NASKAH

Diterima: 17 Maret 2022

Direvisi: 30 Maret 2022

Diterima: 31 Maret 2022

Terbit: 14 April 2022

Email korespondensi:

[putra.ariyanta@esdm.go.id](mailto:putra.ariyanta@esdm.go.id)

Laman daring:

<https://doi.org/10.37525/sp/2022-1/323>

## ABSTRAK

Sebagai fasilitas pengolahan minyak bumi, kilang PPSDM Migas Cepu dilengkapi dengan pompa yang berfungsi untuk membantu mengalirkan bahan baku maupun hasil proses produksi. Dari sekian banyak jenis pompa, salah satu yang digunakan di kilang PPSDM Migas Cepu adalah pompa sentrifugal yang diberi kode pompa P.100/21. Pompa ini berfungsi untuk mengalirkan residu dari kilang pengolahan ke loading penjualan. Seiring berjalannya waktu pemakaian, maka efisiensi dan efektivitas pompa akan menurun. Untuk memastikan bahwa pompa yang tersedia masih layak digunakan dan dapat beroperasi sesuai peruntukannya, maka pompa tersebut harus dievaluasi tingkat efisiensinya pada kondisi aktual saat digunakan. Nilai perbandingan untuk hasil evaluasi tersebut adalah nilai efisiensi pada desain pompa, dimana merupakan nilai ideal yang dimiliki oleh pompa dengan spesifikasi yang sudah ditentukan pabrikan. Dengan menggunakan persamaan yang ada, maka dilakukan pengolahan data lapangan tentang pompa P.100/21. Perhitungan pada kondisi aktual menghasilkan data diantaranya adalah *head total* (H) pompa sebesar 21,37 m; daya hidrolis ( $P_w$ ) 2094,8 Watt; daya poros ( $P_m$ ) 28421,05 Watt; sehingga efisiensi pompa P.100/21 aktual adalah 34,11%. Jika dibandingkan dengan hasil hitungan secara desain dimana efisiensi pompa bernilai 62,22% maka dapat dikatakan bahwa pompa P.100/21 belum beroperasi secara optimal dan efisien. Oleh karena itu pengoperasian pompa masih perlu dievaluasi lagi dan perlu diubah titik pengoperasian pompa sehingga penggunaan pompa dapat lebih efisien.

**Kata kunci:** pompa sentrifugal, efisiensi, *head total*, daya.

## PENDAHULUAN

PPSDM Migas (Pusat Pengembangan Sumber Daya Manusia Minyak dan Gas Bumi) Cepu merupakan badan di bawah Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral (KESDM) yang memiliki tugas untuk menyelenggarakan proses pendidikan dan pelatihan sumber daya manusia di bidang minyak dan gas bumi. Sebagai penunjang tugas diklat, PPSDM Migas Cepu memiliki fasilitas pengolahan minyak bumi berupa kilang yang beroperasi dengan metode distilasi atmosferik, yaitu pemanfaatan tekanan atmosfer bumi dan titik didih masing – masing fraksi produk hasil minyak bumi.

Proses pengolahan minyak bumi berkaitan erat dengan fluida, karena bahan mentah dan produk hasil pengolahan minyak bumi adalah fluida dalam bentuk cair. Hal ini menyebabkan dibutuhkan pompa sebagai alat untuk memindahkan zat cair dari satu tempat ke tempat lainnya. Salah satu pompa yang terdapat di kilang PPSDM Migas adalah pompa P100/21.

Pompa P100/21 adalah pompa yang difungsikan untuk memindahkan residu. Jenis dari pompa ini adalah pompa sentrifugal. Pompa sentrifugal merupakan salah satu jenis pompa dinamik, dimana sudu pada pompa memberikan energi kinetik pada fluida. Kemudian energi kinetik tersebut diubah menjadi tekanan dengan perubahan ukuran penampang pada saluran *discharge* pompa.

Salah satu parameter prestasi yang menunjukkan baik buruknya unjuk kerja dari suatu pompa adalah efisiensi pompa. Hal ini dikarenakan dengan mengetahui efisiensi pompa, kita dapat mengetahui efisien tidaknya pompa dalam menggunakan energi penggerak menjadi peningkatan *head* pada fluida. Energi penggerak pada pompa dapat dalam bentuk bahan bakar jika penggerak dari pompa adalah motor bakar atau energi listrik jika penggerak dari pompa adalah motor listrik. Sistem penggerak pada pompa P100/21 adalah

motor listrik, sehingga diperlukan untuk menghitung konsumsi energi listrik motor untuk mengetahui efisiensi pompa.

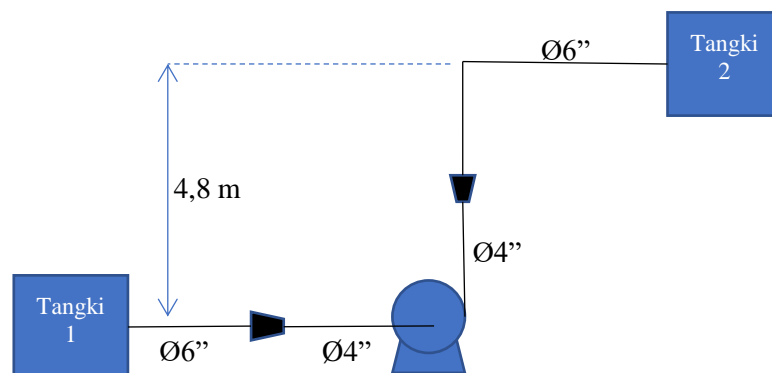
Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui nilai efisiensi pompa P100/21. Hal ini diperlukan untuk mengetahui bagaimana performa pompa tersebut dibandingkan dengan desain awal pompa, sehingga dapat digunakan sebagai pertimbangan untuk tindak lanjutnya.

## METODE PENELITIAN

Metode yang digunakan terdiri dari beberapa tahapan, pertama adalah observasi lapangan. Metode ini dilakukan dengan cara memperhatikan, mengamati, dan menganalisa obyek penelitian di lapangan secara langsung. Kemudian metode selanjutnya adalah wawancara yang dilakukan kepada narasumber yang sehari – hari memiliki tugas yang berhubungan dengan obyek penelitian. Metode terakhir yaitu studi Pustaka, proses pengumpulan teori – teori pendukung hasil yang diperoleh pada tahap observasi lapangan dan wawancara. Studi pustaka ini dapat dilakukan dari berbagai sumber literatur seperti buku, journal, laporan, dan lain sebagainya.

Kegiatan observasi obyek penelitian dan pengambilan data dalam penelitian ini dilakukan di unit kilang PPSDM Migas Cepu, khususnya tangki residu dan loading penjualan.

## HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN



Gambar 1. Sketsa Sistem Perpipaan Pompa P 100/21

### A. Karakteristik pompa sentrifugal

Karakteristik pompa sentrifugal atau yang sering disebut dengan *head discharge characteristic* merupakan karakteristik hasil pengaturan *discharge valve* sehingga mendapatkan titik operasi terbaik yang dicirikan dengan nilai efisiensi yang tinggi. Komponen dari karakteristik ini terdiri dari Head (H), daya (P), efisiensi ( $\eta$ ), kapasitas (Q), variable putaran (n), torsi (T). Secara teoritis, diketahui bahwa nilai head (H) dipengaruhi besarnya putaran, serta sebanding dengan besar kapasitasnya. Nilai *head total* pompa dapat diketahui dengan meninjau persamaan Bernouli sebagai berikut (Munson dkk., 2009):

$$H_s + \frac{1}{2}\rho v^2 + \rho g z = c$$

Dimana :

$H_s$  = tekanan statis

$\rho$  = massa jenis

$v$  = kecepatan fluida

$g$  = gravitasi

$z$  = elevasi

Dengan meninjau pada pipa antara tangki 1 dan *suction*, berdasarkan persamaan bernouli maka didapatkan persamaan berikut:

$$\frac{H_{s1}}{\rho g} = \frac{H_{suction}}{\rho g} + h_f + \frac{1}{2}(v_{suction}^2 - v_1^2)$$

Kemudian ditinjau pipa antara sisi discharge, sehingga didapatkan persamaan sebagai berikut ini:



$$\frac{H_{discharge}}{\rho g} = \frac{H_{s2}}{\rho g} + h_f + h_z + \frac{1}{2}(v_2^2 - v_{discharge}^2)$$

Sedangkan persamaan untuk *head* total pompa adalah sebagai berikut (Sularso & Tahara, 2000):

$$H_{pump} = H_{discharge} - H_{suction}$$

Dengan mengasumsikan bahwa nilai tekanan statis pada kedua tangki adalah sama dan komponen kecepatan saling menghilangkan karena nilainya sama, maka didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$H_{pump} = h_f + h_z$$

Dimana :

$h_f$  = head loss

$h_z$  = perbedaan elevasi

Sedangkan head kerugian gesek (head loss) merupakan head yang diperlukan untuk mengatasi kerugian yang terdiri akibat dari adanya gesekan aliran fluida di dalam pipa, di belokan pada pipa, katup, serta cabang pada pipa.

Untuk head loss pada pipa lurus (major losses), perumusannya yaitu (Munson dkk., 2009):

$$h_{fy} = \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

Dimana :

$h_{fy}$  = mayor losses (m)

$\lambda$  = koefisien kerugian gesekan

$L$  = total panjang pipa (m)

$v$  = kecepatan rata-rata cairan dalam pipa (m/dt)

$g$  = percepatan gravitasi (9,81 m/dt<sup>2</sup>)

$D$  = diameter dalam pipa (m)

Nilai koefisien kerugian gesek ( $\lambda$ ) dapat diperoleh dari hubungan antara Reynold number ( $\varepsilon$ ) dengan kekasaran relatif ( $D$ ). Reynold number sendiri dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut (Munson dkk., 2009):

$$\varepsilon = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu}$$

Dimana :

$\varepsilon$  = Reynold number

$\rho$  = massa jenis cairan (lbm/m<sup>3</sup>)

$v$  = kecepatan rata-rata aliran (m/dt)

$\mu$  = viskositas absolute cairan (lb/m.dt)

Sedangkan Nilai koefisien kerugian gesek ( $\lambda$ ) pada aliran yang diasumsikan laminar dengan  $\varepsilon < 2000$ , maka nilainya adalah (Munson dkk., 2009):

$$\lambda = \frac{64}{\varepsilon}$$

Untuk head loss pada belokan, katup, serta percabangan dalam pipa disebut juga dengan minor losses yang dapat dihitung menggunakan persamaan (Munson dkk., 2009):

$$h_{fm} = n_f \cdot K \frac{v^2}{2g}$$

Dimana :

$h_{fm}$  = minor losses (m)

$n_f$  = jumlah *fitting* atau *valve* untuk diameter yang sama.

$K$  = koefisien friksi

$v$  = kecepatan rata-rata aliran (m/s)

$g$  = percepatan gravitasi (9,81 m/dt<sup>2</sup>)

Total head losses dapat dihitung dengan menjumlahkan major dengan minor losses pada system (Munson dkk., 2009):

$$h_f = h_{fy} + h_{fm}$$

### B. Daya dan efisiensi pompa

Saat beroperasi, daya yang bekerja pada pompa sentrifugal ada dua jenis, yaitu daya hidrolik dan daya poros. Daya hidrolik merupakan daya yang diperlukan mengalirkan sejumlah fluida. Besarnya daya hidrolik dapat dihitung dengan persamaan (Sularso & Tahara, 2000):

$$P_w = H \times Q \times \gamma$$

Dimana:

$P_w$  = daya hidrolik (HP) (*Hydraulic Horse Power*)

H = *Head* total pompa (m)

Q = kapasitas pompa (m<sup>3</sup>/dt)

$\gamma$  = berat spesifik cairan =  $\rho \cdot g$

75 = konversi dari 75 kg m/dt = 1 HP (sistem internasional)

Daya poros merupakan daya sesungguhnya yang bekerja pada fluida, besarnya dapat dihitung dengan cara (Sularso & Tahara, 2000):

$$P_p = \frac{P_w}{\eta_p}$$

Dimana :

$P_m$  = Shaft Horse Power (HP)

$P_w$  = Daya Hidrolik (HP)

$\eta_p$  = Efisiensi pompa

Daya motor (driver) adalah daya yang diperoleh dari perbandingan daya poros  $P_m$  dengan efisiensi mekanis atau efisiensi transmisi, yang dirumuskan dengan (Sularso & Tahara, 2000):

$$P_m = \frac{P_p \times (1+\alpha)}{\eta_{trans}}$$

Dimana :

$P_m$  = Drive Horse Power (HP)

$P_p$  = Shaft Horse Power (HP)

$\eta_{trans}$  = Efisiensi transmisi tenaga

$\alpha$  = faktor cadangan (untuk induksi  $\alpha = 0,1-0,2$ )

Setelah penghitungan daya diketahui, maka efisiensi pompa dapat dihitung dengan persamaan (Sularso & Tahara, 2000):

$$\eta \text{ pompa} = \frac{P_w}{P_p} \times 100\%$$

### C. Evaluasi operasional pompa P100/21 pada kilang residu

Setelah dilakukan observasi terhadap pompa P100/21 di kilang residu PPSDM Migas Cepu, diperoleh data tentang spesifikasi pabrikan dari pompa yang digunakan serta kondisi operasional di lapangan sebagai berikut:

Tabel 1. Spesifikasi Pompa P100/21

Merk	Allweiler AG Pump
S/N	11039629
Model	CNH-B 50-315/11 G-W20
Dimensi	3" x 2"
No	P.100/21
Total Head	120m
Kapasitas	50m <sup>3</sup> /hour
Speed	2900 rpm
No. of Stages	1
Year built	2011
Year used	2011



Tabel 2. Spesifikasi Motor Penggerak

Merk	WEG
Driver type	horizontal
Tegangan	380 volt
Power	60.34 HP
Kuat arus	80.3 A
Phase	3

Sedangkan data kondisi lapangan pada kilang residu di PPSDM MIGAS Cepu dapat dirangkum sebagai berikut:

Tabel 3. Data Perpipaan

Sisi hisap		Sisi tekan		Koefisien (k)
Gate valve 6"	3	Gate valve 6"	3	0,15
Gate valve 4"	1	Gate valve 4"	2	0,15
Sudden contraction	1	-	-	0,15
Tee	2	-	-	1
Strainer 10"	2	-	-	0,6
Elbow 90° 6"	7	Elbow 90° 6"	14	0,3
Elbow 90° 4"	1	Elbow 90° 4"	4	0,3
Elbow 45° 6"	2	Elbow 45° 6"	2	0,2
Elbow 45° 4"	3	Elbow 45° 4"	2	0,2
		Sudden Enlargement	1	0,12
		Tee	3	0,2

Saat pompa P.100/21 beroperasi, kondisi fluida yang melalui pompa tersebut adalah sebagai berikut:

Tabel 4. Data fluida

Debit Aktual	40 m <sup>3</sup> /jam
Tegangan	300 V
Kuat arus	75 A
Jenis Fluida	Residu
Temperatur	60°C
SG	0,9084
Viskositas kinematis	: 41,6 mm <sup>2</sup> / detik = 4,16 x 10 <sup>-5</sup> m <sup>2</sup> / detik

#### D. Analisa perhitungan

Dari data yang diperoleh dari observasi di lapangan, maka dapat dilakukan perhitungan untuk mengevaluasi efisiensi pompa P.100/21 yang digunakan di kilang residu PPSDM Migas Cepu.

Perhitungan head total pompa

$$H_{pump} = h_f + h_z$$

Untuk keluaran menuju ke Tangki penampungan

A.  $h_z = 4,8$  m (Perbedaan ketinggian antara *suction* dan *discharge* terdapat pada Gambar 1)

Head kerugian pada pipa hisap

## A. Kerugian gesek dalam pipa hisap

## 1. Untuk pipa 4"

- $Inside\ diameter = 4,026\ inch = 0,1023\ m$
- $L = 8,1\ m$
- $A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \times (0,1023)^2}{4} = 0,00822\ m^2$
- $Q = 40\ m^3 / jam = 40 / 3600\ m/s = 0,011\ m^3 / s$
- $v = \frac{Q}{A} = \frac{40/3600}{0,00822} = 1,352\ m/s$
- $Re = \frac{vd}{\mu} = \frac{1,352 \times 0,1023}{0,0000416} = 3324,75 \gg$  aliran turbulen
- Berdasarkan bahan pipa baja karbon steel dan nilai Re, dari diagram didapat nilai  $\frac{\epsilon}{D} = 0,00045$ , sehingga nilai  $\lambda = 0,042$
- $h_{fy} = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} = 0,042 \times \frac{8,1}{0,1023} \times \frac{1,352^2}{2(9,81)} = 0,31\ m$

## 2. Untuk pipa 6"

- $Inside\ diameter = 6,065\ inch = 0,154\ m$
- $L = 125,57\ m$
- $A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14}{4} (0,154)^2 = 0,0186\ m^2$
- $Q = 40\ m^3 / jam = 40 / 3600\ m/s = 0,011\ m^3 / s$
- $v = \frac{Q}{A} = \frac{40/3600}{0,0186} = 0,597\ m/s$
- $Re = \frac{vd}{\mu} = \frac{0,597 \times 0,154}{0,0000416} = 2210,14 \gg$  aliran turbulen
- Berdasarkan bahan pipa baja karbon steel dan nilai Re, dari diagram didapat nilai  $\frac{\epsilon}{D} = 0,0003$ , sehingga nilai  $\lambda = 0,032$
- $h_{fy} = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} = 0,032 \times \frac{125,57}{0,154} \times \frac{0,597^2}{2(9,81)} = 0,473\ m$

Jadi total Mayor Losses adalah  $0,31\ m + 0,473\ m = 0,783\ m$

## B. Kerugian komponen – komponen

## 1) 3 buah gate valve diameter 6"

$$h_{fm} = k \frac{V^2}{2g}, \text{ dimana } k = 0,15$$

$$\gg h_{fm} = k \frac{V^2}{2g} n = 0,15 \times \frac{0,597^2}{2(9,81)} \times 3 = 0,0081\ m$$

## 2) 1 buah gate valve diameter 4"

$$h_{fm} = k \frac{V^2}{2g}, \text{ dimana } k = 0,15$$

$$\gg h_{fm} = k \frac{V^2}{2g} n = 0,15 \times \frac{1,352^2}{2(9,81)} \times 1 = 0,0139\ m$$

## 3) 1 buah sudden contraction

$$h_{fm} = k \frac{V^2}{2g}, \text{ dimana } k = 0,15$$

$$\gg h_{fm} = k \frac{V^2}{2g} n = 0,15 \times \frac{1,352^2}{2(9,81)} \times 1 = 0,0139\ m$$

## 4) 2 buah standart tee

$$h_{fm} = k \frac{V^2}{2g}, \text{ dimana } k = 1$$

$$\gg h_{fm} = k \frac{V^2}{2g} n = 1 \times \frac{0,597^2}{2(9,81)} \times 2 = 0,0363\ m$$

## 5) 2 buah strainer diameter 10"

$$h_{fm} = k \frac{V^2}{2g}, \text{ dimana } k = 0,6$$

$$\gg h_{fm} = k \frac{V^2}{2g} n = 0,6 \times \frac{1,352^2}{2(9,81)} \times 1 = 0,056\ m$$

## 6) 7 buah elbow 90° diameter 6"

$$h_{fm} = k \frac{V^2}{2g}, \text{ dimana } k = 0,3$$



- »  $h_{fm} = k \frac{v^2}{2g} n = 0,3 \times \frac{1,352^2}{2(9,81)} \times 7 = 0,0375\text{m}$
- 7) 1 buah elbow 90° diameter 4”  
 $h_{fm} = k \frac{v^2}{2g}$ , dimana  $k = 0,3$   
»  $h_{fm} = k \frac{v^2}{2g} n = 0,3 \times \frac{1,352^2}{2(9,81)} \times 1 = 0,0273\text{m}$
- 8) 2 buah elbow 45° diameter 6”  
 $h_{fm} = k \frac{v^2}{2g}$ , dimana  $k = 0,2$   
»  $h_{fm} = k \frac{v^2}{2g} n = 0,2 \times \frac{1,352^2}{2(9,81)} \times 2 = 0,0062\text{m}$
- 9) 3 buah elbow 45° diameter 4”  
 $h_{fm} = k \frac{v^2}{2g}$ , dimana  $k = 0,2$   
»  $h_{fm} = k \frac{v^2}{2g} n = 0,2 \times \frac{1,352^2}{2(9,81)} \times 3 = 0,0324\text{m}$

Jadi Total Minor Losses

$$= 0,0081 \text{ m} + 0,0139 \text{ m} + 0,0139 \text{ m} + 0,0363 \text{ m} + 0,056 \text{ m} + 0,0375 \text{ m} + 0,0273 \text{ m} + 0,0062 \text{ m} + 0,0324\text{m}$$
$$= 0,2316 \text{ m}$$

C. Maka, Total Head kerugian suction ( $h_{fs}$ )

$$h_{fs} = \text{Total mayor losses} + \text{Total minor losses}$$

$$h_{fs} = 0,783 \text{ m} + 0,2316 \text{ m} = 1,0146 \text{ m}$$

Head kerugian pada pipa tekan

A. Kerugian gesek dalam pipa tekan

1. Untuk pipa 4”

- Inside diameter = 4,026 inch = 0,1023m
- $L = 8,6\text{m}$
- $A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \times (0,1023)^2}{4} = 0,00822 \text{ m}^2$
- $Q = 40 \text{ m}^3/\text{jam} = 40/3600 \text{ m}^3/\text{s} = 0,011 \text{ m}^3/\text{s}$
- $v = \frac{Q}{A} = \frac{40/3600}{0,00822} = 1,352 \text{ m/s}$
- $Re = \frac{vd}{\mu} = \frac{1,352 \times 0,1023}{0,0000416} = 3324,75 \gg \text{aliran turbulen}$
- Berdasarkan bahan pipa baja karbon steel dan nilai Re, dari diagram didapat nilai  $\frac{\epsilon}{D} = 0,00045$ , sehingga nilai  $\lambda = 0,042$
- $h_{fy} = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} = 0,042 \times \frac{8,6}{0,1023} \times \frac{1,352^2}{2(9,81)} = 0,328\text{m}$

2. Untuk pipa 6”

- Inside diameter = 6,065 inch = 0,154m
- $L = 226,7\text{m}$
- $A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \times (0,154)^2}{4} = 0,0186 \text{ m}^2$
- $Q = 40 \text{ m}^3/\text{jam} = 40/3600 \text{ m}^3/\text{s} = 0,011 \text{ m}^3/\text{s}$
- $v = \frac{Q}{A} = \frac{40/3600}{0,0186} = 0,597 \text{ m/s}$
- $Re = \frac{vd}{\mu} = \frac{0,597 \times 0,154}{0,0000416} = 2210,14 \gg \text{aliran turbulen}$
- Berdasarkan bahan pipa baja karbon steel dan nilai Re, dari diagram didapat nilai  $\frac{\epsilon}{D} = 0,0003$ , sehingga nilai  $\lambda = 0,032$

$$\bullet \quad h_{fy} = \lambda \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g} = 0,032 \times \frac{226,7}{0,154} \times \frac{0,597^2}{2(9,81)} = 0,855 \text{ m}$$

Jadi total Mayor Losses adalah  $0,328 \text{ m} + 0,855 \text{ m} = 1,183 \text{ m}$

#### B. Kerugian komponen – komponen

1) 2 buah gate valve diameter 4"

$$h_{fm} = k \frac{V^2}{2g}, \text{ dimana } k = 0,15$$

$$\gg h_{fm} = k \frac{V^2}{2g} n = 0,15 \frac{1,352^2}{2(9,81)} \times 2 = 0,0279 \text{ m}$$

2) 3 buah gate valve diameter 6"

$$h_{fm} = k \frac{V^2}{2g}, \text{ dimana } k = 0,15$$

$$\gg h_{fm} = k \frac{V^2}{2g} n = 0,15 \frac{0,597^2}{2(9,81)} \times 3 = 0,0075 \text{ m}$$

3) 1 buah sudden enlargement 2" x 4"

Untuk pipa 2" = 2,067" = 0,0525 m

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \times (0,0525)^2}{4} = 0,216 \text{ m}^2$$

$$Q = 40 \text{ m}^3/\text{jam} = 40/3600 \text{ m}^3/\text{s} = 0,011 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{40/3600}{0,216} = 0,051 \text{ m/s}$$

$$h_{fm} = k \frac{V^2}{2g}, \text{ dimana } k = 0,12 \text{ m}$$

$$\gg h_{fm} = k \frac{V^2}{2g} n = 0,12 \frac{0,051^2}{2(9,81)} \times 1 = 0,000016 \text{ m}$$

4) 14 buah elbow 90° diameter 6"

$$h_{fm} = k \frac{V^2}{2g}, \text{ dimana } k = 0,3$$

$$\gg h_{fm} = k \frac{V^2}{2g} n = 0,3 \frac{0,597^2}{2(9,81)} \times 14 = 0,0761 \text{ m}$$

5) 3 buah elbow 90° diameter 4"

$$h_{fm} = k \frac{V^2}{2g}, \text{ dimana } k = 0,3$$

$$\gg h_{fm} = k \frac{V^2}{2g} n = 0,3 \frac{1,352^2}{2(9,81)} \times 4 = 0,0834 \text{ m}$$

6) 2 buah elbow 45° diameter 6"

$$h_{fm} = k \frac{V^2}{2g}, \text{ dimana } k = 0,2$$

$$\gg h_{fm} = k \frac{V^2}{2g} n = 0,2 \frac{0,597^2}{2(9,81)} \times 2 = 0,0072 \text{ m}$$

7) 2 buah elbow 45° diameter 4"

$$h_{fm} = k \frac{V^2}{2g}, \text{ dimana } k = 0,2$$

$$\gg h_{fm} = k \frac{V^2}{2g} n = 0,2 \frac{1,352^2}{2(9,81)} \times 2 = 0,0372 \text{ m}$$

8) 3 buah standart tee

$$h_{fm} = k \frac{V^2}{2g}, \text{ dimana } k = 0,2$$

$$\gg h_{fm} = k \frac{V^2}{2g} n = 0,2 \frac{1,352^2}{2(9,81)} \times 3 = 0,0557 \text{ m}$$

Jadi Total Minor Losses

$$= 0,0279 \text{ m} + 0,0075 \text{ m} + 0,000016 \text{ m} + 0,0761 \text{ m} + 0,0834 \text{ m} + 0,0072 \text{ m} + 0,0372 \text{ m} + 0,0557 \text{ m}$$

$$= 0,295016 \text{ m}$$

#### C. Total Head kerugian discharge ( $h_{fd}$ )

$$h_{fd} = \text{Total mayor losses} + \text{Total minor losses}$$

$$h_{fd} = 1,183 \text{ m} + 0,295016 \text{ m} = 1,478 \text{ m}$$

#### D. Total kerugian gesek Head ( $h_f$ )

$$= h_{fs} + h_{fd}$$

$$= 1,0146 \text{ m} + 1,478 \text{ m}$$

$$= 2,4926 \text{ m}$$





Total head pompa

$$H_{pump} = h_f + h_z$$

$$H_{pump} = 2,4926 \text{ m} + 4,8 \text{ m}$$

$$H_{pump} = 7,2926 \text{ m}$$

Evaluasi kinerja pompa

A. Perhitungan efisiensi pada design

Debit Aliran (Q)

$$Q = 50 \text{ m}^3/\text{jam} = 0,014 \text{ m}^3/\text{s}$$

Head Total Pompa (H)

$$H = 120 \text{ m}$$

Daya Listrik (P)

$$P_m = V \times I$$

$$= 380 \text{ volt} \times 80,3 \text{ A}$$

$$= 30514 \text{ watt} = 30,514 \text{ kWatt}$$

Daya Hidrolis ( $P_w$ )

$$P_w = H \times Q \times \gamma$$

Dimana :  $\rho = 0,912 \text{ kg/dm}^3 = 912 \text{ kg/m}^3$

$$P_w = 120 \times 0,014 \times 9,81 \times 912$$

$$P_w = 15,03 \text{ kWatt}$$

Daya Poros ( $P_m$ )

$$P_m = \frac{P_p \cdot (1 + \alpha)}{\eta_t} \text{ dimana } \alpha = 0,2 \text{ dan } \eta_t = 0,95$$

$$P_p = \frac{P_m \cdot \eta_t}{(1 + \alpha)}$$

$$= \frac{30,514 \times 0,95}{(1 + 0,2)}$$

$$= 24,156 \text{ kWatt} = 24156 \text{ Watt}$$

Efisiensi Pompa ( $\eta_{pompa}$ )

$$\eta = \frac{P_w}{P_p} \times 100\%$$

$$= \frac{15,03}{24,156} \times 100\%$$

$$= 62,22 \%$$

Efisiensi pompa P.100/21 aktual

Debit Aliran (Q)

$$Q = 40 \text{ m}^3/\text{jam} = 0,011 \text{ m}^3/\text{s}$$

Head Total Pompa (H)

$$H_{pump} = 7,2926 \text{ m}$$

Daya Listrik (P)

$$P_m = V \times I$$

$$= 300 \text{ volt} \times 75 \text{ A}$$

$$= 22,5 \text{ kWatt} = 22500 \text{ Watt}$$

Daya Hidrolis ( $P_w$ )

$$P_w = H \times Q \times \gamma$$

Dimana : SG = 0,9084, sehingga  $\rho = 0,9084 \times 1000 \text{ kg/dm}^3 = 908,4 \text{ kg/m}^3$

$$P_w = 908,4 \times 9,81 \times 0,011 \times 7,2926$$

$$= 7148,60 \text{ Watt}$$

Daya Poros ( $P_m$ )

$$P_m = \frac{P_p \cdot (1 + \alpha)}{\eta_t} \text{ dimana } \alpha = 0,2 \text{ dan } \eta_t = 0,95$$

$$\begin{aligned}
 P_p &= \frac{P_m \cdot \eta_t}{(1+\alpha)} \\
 &= \frac{22500 \times 0,95}{(1+0,2)} \\
 &= 20955,88 \text{ Watt} \\
 \text{Efisiensi Pompa } (\eta_{\text{pompa}}) \\
 \eta &= \frac{P_w}{P_m} \times 100\% \\
 &= \frac{7148,60}{20955,88} \times 100\% \\
 &= 34,11 \%
 \end{aligned}$$

Data – data perhitungan tersebut dapat terlihat lebih jelas dalam table berikut:

Tabel 5. Perbandingan Desain dengan Hasil Perhitungan Pompa

Parameter	Nilai desain	Nilai aktual
Q (debit)	50 m <sup>3</sup> /jam	40 m <sup>3</sup> /jam
H (Head pompa)	120 m	7,2926 m
P <sub>w</sub>	15030 Watt	7148,60 Watt
P <sub>p</sub>	20955,88 Watt	20955,88 Watt
η pompa	62,22 %	34,11 %

## KESIMPULAN

Hasil dari perhitungan menunjukkan bahwa nilai efisiensi pompa P 100/21 ketika dioperasikan saat ini adalah 34,11 %. Nilai ini tentu saja sangat jauh jika dibandingkan dengan efisiensi desain pompa yaitu 62,22 %. Berdasarkan data hasil tersebut masih perlu dievaluasi lagi kondisi operasi pompa dan perlu diubah titik pengoperasian pompa sehingga penggunaan pompa dapat lebih efisien.

## DAFTAR PUSTAKA

- Ardian, M. (2013). *Evaluasi Pompa Sentrifugal Residu*. Laporan Kerja Praktek Lapangan.
- Hermadi, G. (2013). Optimasi Pompa PCP dengan Menggunakan Analisa Sistem Nodal. *Swara Patra : Majalah Ilmiah PPSDM Migas*, 3 (4).  
<http://ejurnal.ppsdmmigas.esdm.go.id/sp/index.php/swarapatra/article/view/100>
- Munson, B. R., Young, D. F., Okiishi, T. H., Huebsch, W. W. (2009). *Fundamentals of Fluid Mechanics* (6th ed). John Wiley & Sons, Inc
- Sihombing, C. (2020). Analisa Efisiensi Termal Turbin, Kondensor dan Menara Pendingin pada Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi. *Swara Patra : Majalah Ilmiah PPSDM Migas*, 10(1), 5–12.  
<https://doi.org/10.37525/sp/2020-1/220>
- Sularso., Tahara, H. (2000). *Pompa dan Kompresor*, PT Pradnya Paramita.
- Winarto, S. (2013). Pengamatan Energi Pada Pompa. *Swara Patra : Majalah Ilmiah PPSDM Migas*, 3 (3).  
<http://ejurnal.ppsdmmigas.esdm.go.id/sp/index.php/swarapatra/article/view/94>
- Winarto, S. (2016). Optimasi Energi Pompa. *Swara Patra : Majalah Ilmiah PPSDM Migas*, 6 (2).  
<http://ejurnal.ppsdmmigas.esdm.go.id/sp/index.php/swarapatra/article/view/175>