

# Evaluasi Unjuk Kerja *Low Pressure Heater* PLTU PT.X

Hernawan Novianto, Sujono, Alfath Rizky Prasetyo

Teknik Mesin Kilang, PEM Akamigas, Jl Gajah Mada No.38, Cepu, Blora, 58315

## INFORMASI NASKAH

Diterima : 26 September 2022  
Direvisi : 23 November 2022  
Disetujui : 29 November 2022  
Terbit : 30 November 2022

Email korespondensi:

[hernawan\\_novianto@esdm.go.id](mailto:hernawan_novianto@esdm.go.id)

Laman daring:

<https://doi.org/10.37525/mz/2022-2/379>

## ABSTRAK

Pemanfaatan energi secara efisien merupakan prioritas utama dalam industri migas, tujuannya untuk menekan biaya operasional, salah satu upaya tersebut dapat dilakukan dengan cara memanfaatkan panas hasil proses untuk memanaskan umpan sebelum dipanaskan di furnace, salah satunya menggunakan alat penukar panas (*Heat Exchanger*). Efektifitas dari *heat exchanger* dapat mengindikasikan kinerja dari proses pertukaran panas di *heat exchanger*, baik secara konveksi maupun konduksi. Seiring berjalannya waktu, efektifitas *heat exchanger* akan mengalami penurunan oleh *fouling* yang terbentuk dan hal-hal lain yang dapat mengurangi efektifitas dari *heat exchanger* tersebut. Melalui evaluasi kinerja dapat diindikasikan unjuk kerja dari alat penukar panas tersebut yang dapat digunakan untuk rencana perawatan maupun perbaikan kedepannya. Efektifitas termal dihitung menggunakan metode *dirt factor* dan *pressure drop*, dan diperoleh *fouling factor* operasi hasil perhitungan sebesar 0,002 Btu.ft<sup>2</sup>.°F /hr, kondisi ini masih dibawah batas maksimal desain yang diizinkan yaitu 0,005 Btu.ft<sup>2</sup>.°F/hr, sedangkan *pressure drop* hasil perhitungan sebesar 2,72 psi. kondisi ini masih dibawah batas maksimal dari desain yang diizinkan yaitu 10 psi, sehingga *heat exchanger* ini masih layak digunakan. Perhitungan terhadap efektifitas *heat exchanger* menghasilkan efektifitas sebesar 34,075%.

**Kata kunci:** desain, efektifitas *heat exchanger*, *fouling factor*, operasi, *pressure drop*

## ABSTRACT

*Efficient use of energy is a top priority in the oil and gas industry, the aim is to reduce operational costs, one of these efforts can be done by utilizing the heat from the process to heat the feed before it is heated in the furnace, as is the case with heat exchangers. The effectiveness of the heat exchanger indicates the performance of the heat exchange process in the heat exchanger, both by convection and conduction. Over time, the effectiveness of the heat exchanger will decrease due to fouling formed and other things that can reduce the effectiveness of the heat exchanger. Through the performance evaluation, the performance of the heat exchanger can be indicated which can be used for future maintenance and repair plans. Thermal effectiveness was calculated using the dirt factor and pressure drop methods, and the calculated operating fouling factor was 0.002 Btu.ft<sup>2</sup>.°F /hr, this condition exceeded the maximum allowable design limit of 0.005 Btu.ft<sup>2</sup>.°F/hr, while the calculated pressure drop is 2,72 psi. This condition is still below the maximum allowable design limit of 10 psi, so this heat exchanger is still feasible to use. Calculation of the effectiveness of the heat exchanger results in an effectiveness of 34,075%.*

**Keywords:** design, fouling factor, heat exchanger effectiveness, operation, pressure drop,

## PENDAHULUAN

Pemanfaatan energi secara efisien merupakan prioritas utama dalam industri migas, tujuannya untuk menekan biaya operasional, salah satu upaya tersebut dapat dilakukan dengan cara memanfaatkan panas dari hasil proses untuk memanaskan umpan yang akan dipanaskan di furnace, seperti halnya yang dijumpai pada alat penukar panas (*Heat Exchanger*). Dengan adanya pemanasan awal, beban yang diberikan kepada *Furnace* akan berkurang sehingga bahan bakar yang dibutuhkan untuk pemanasan umpan pada *Furnace* akan semakin berkurang, hal ini berdampak pada penghematan biaya operasional.

Efektifitas dari *Heat Exchanger* mengindikasikan kinerja dari proses pertukaran panas yang terjadi, baik secara konveksi maupun konduksi untuk mendapatkan kondisi produk yang diinginkan. Seiring berjalannya waktu, proses pertukaran panas yang terjadi secara terus menerus ini dapat mengakibatkan terbentuknya fouling dan hal-hal lain yang dapat mengurangi efektifitas dari *Heat Exchanger* tersebut. Dengan evaluasi kinerja pada *Heat Exchanger* dapat diindikasikan apakah alat penukar panas tersebut masih layak atau tidak untuk digunakan.

*LP Heater* di PLTU X merupakan *Heat Exchanger Low Pressure* yang digunakan untuk

memanaskan air dengan memanfaatkan panas dari steam. Peralatan ini sudah lama beroperasi sehingga perlu dievaluasi berapa kinerjanya saat ini.

Atas dasar tersebut maka dilakukanlah penelitian ini untuk mengevaluasi unjuk kerja *Low Pressure Heater* tersebut.

## METODE PENELITIAN

Metode yang digunakan untuk menyelidiki kinerja dari *LP Heater* di PLTU X adalah metode *Dirt factor/fouling factor* dan *Pressure Drop* dimana perhitungan dimulai dari perhitungan beban panas (*heat duty*) sampai didapat nilai *Pressure Drop* dan *Dirt Factor*-nya. Hasilnya dibandingkan dengan batas maksimal desain yang diizinkan, untuk *Dirt Factor/Fouling Factor* batas maksimalnya 0,005 Btu.ft<sup>2</sup>.°F/hr, dan batas maksimal desain yang diizinkan untuk *Pressure Drop* adalah 10 Psi.

## HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

Berdasarkan studi lapangan diperoleh data obyek penelitian, yaitu data spesifikasi *LP Heater* yang bersumber dari data desain spesifik di PLTU PT. X. Data spesifikasi ini terdiri dari data spesifikasi pada bagian shell dan pada bagian tube *LP Heater* yang ada di PLTU PT. X.

Tabel 1. Data Spesifikasi LP Heater Shell Side

No	Keterangan	Notasi	Satuan	LP Heater
1	Diameter Luar	Ods	Inch	24
2	Diameter Dalam	Ids	Inch	23,21
3	Jumlah Baffle	Nb	Buah	4
4	Jarak Antar Baffle	B	Inch	12
5	Jumlah Passes	ns	-	1
6	Jenis Fluida		Steam	

Tabel 2. Data Spesifikasi LP Heater Tube Side

No	Keterangan	Notasi	Satuan	LP Heater
1	Diameter Luar	Odt	Inch	1
2	Panjang Tube	L	Feet	11
3	Jumlah Tube	Nt	Buah	338
4	BWG	-	-	16
5	Jarak Pitch	Pt	Inch	1,25
6	Jumlah Passes	nt	-	4
7	Jenis Fluida		Water	

**A. Perhitungan Beban Panas**

• Bagian Shell

Berdasarkan table *specific heat of steam*, untuk Temperatur rata-rata pada sisi shell (Tav= 249,5 °F) diperoleh nilai Cp = 0,45 BTU/lb °F.

Sehingga jumlah panas yang dilepas pada bagian shell dapat dihitung dari persamaan berikut (Kern, 1950) :

$$\begin{aligned}
 Q_s &= W_s \times C_p \times \Delta T \\
 &= 466093,219 \text{ lb/hr} \times 0,45 \text{ BTU/lb.}^\circ\text{F} \times 39 \text{ }^\circ\text{F} \\
 &= 8.179.935,99 \text{ BTU/hr}
 \end{aligned}$$

• Bagian Tube

Berdasarkan table *specific heat of water*, untuk Temperatur rata-rata pada sisi tube (tav=173 °F) diperoleh nilai Cp = 1 BTU/lb °F.

Sehingga jumlah panas yang diterima pada bagian tube dapat dihitung dari persamaan berikut (Kern, 1950) :

$$\begin{aligned}
 Q_t &= W_t \times C_p \times \Delta T \\
 &= 158.256 \text{ lb/hr} \times 1 \text{ BTU/lb.}^\circ\text{F} \times 56 \text{ }^\circ\text{F} \\
 &= 8.862.336 \text{ BTU/hr}
 \end{aligned}$$

**B. Perhitungan LMTD**

Tabel 4. Data Suhu Operasi LP Heater

	Shell Side		Tube Side
T1	269 °F	t1	145 °F
T2	230 °F	t2	201 °F
ΔT	39 °F	ΔT	56 °F

Untuk mengetahui temperatur rata-rata dari zat yang mengalir dalam *Heat Exchanger* dapat dihitung dengan rumus (Kern,1950) :

$$LMTD = \frac{\Delta th - \Delta tc}{\ln \frac{\Delta th}{\Delta tc}}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta th &= T1 - t2 \\
 &= 68 \text{ }^\circ\text{F}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta tc &= T2 - t1 \\
 &= 85 \text{ }^\circ\text{F}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 LMTD &= \frac{68 \text{ }^\circ\text{F} - 85 \text{ }^\circ\text{F}}{\ln \frac{68 \text{ }^\circ\text{F}}{85 \text{ }^\circ\text{F}}} \\
 &= 77,27 \text{ }^\circ\text{F}
 \end{aligned}$$

Untuk masing-masing *Heat Exchanger* mempunyai koreksi LMTD (Ft) yang dapat dicari melalui grafik *LMTD correction factors (Standard of TEMA)* tergantung jumlah *pass shell* dan *tube*. Ft dicari berdasarkan harga R dan S (Kern, 1950)

$$\begin{aligned}
 R &= \frac{T1 - T2}{t2 - t1} \\
 &= \frac{269 \text{ }^\circ\text{F} - 239 \text{ }^\circ\text{F}}{201 \text{ }^\circ\text{F} - 145 \text{ }^\circ\text{F}} \\
 &= 0,696 \text{ }^\circ\text{F}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 S &= \frac{t2 - t1}{T1 - t1} \\
 &= \frac{201 \text{ }^\circ\text{F} - 145 \text{ }^\circ\text{F}}{269 \text{ }^\circ\text{F} - 145 \text{ }^\circ\text{F}} \\
 &= 0,452 \text{ }^\circ\text{F}
 \end{aligned}$$

Berdasarkan grafik *correction factor* (Kern,1950), untuk harga R dan S tersebut didapat nilai Ft = 0,99 Sehingga :

$$\Delta T = Ft \times LMTD$$

$$= 0,99 \times 77,27 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$= 76,5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

### C. Perhitungan Luas Penampang

Untuk mengetahui luas penampang aliran, dapat diperoleh melalui perhitungan berikut (Kern, 1950) :

- Bagian Shell

$$A_s = \frac{ID \times C' \times B}{144 \times Pt}$$

$$= \frac{23,21 \times 0,25 \times 12}{144 \times 1,25}$$

$$= 0,39 \text{ ft}^2$$

- Bagian Tube

Berdasarkan table *heat exchanger and condenser tube data*, untuk diameter luar sebesar 1 Inch dengan BWG 16 didapatkan *flow area per tube* ( $a't$ ) sebesar 0,594", sehingga luas penampang aliran di bagian *tube* dapat diketahui sebagai berikut (Kern, 1950):

$$A_t = \frac{N_t \times a't}{144 \times n}$$

$$= \frac{338 \times 0,594''}{144 \times 4}$$

$$= 0,35 \text{ ft}^2$$

### D. Perhitungan Kecepatan Aliran Massa

Kecepatan aliran massa (G) dapat diperoleh dengan membagi *Mass flow* (W) dengan luas penampang aliran (A) sebagai berikut:

- Bagian Shell

$$G_s = W_s / A_s$$

$$= 466093,219 \text{ lb/hr} / 0,39 \text{ ft}^2$$

$$= 1.195.110,82 \text{ lb/hr.ft}^2$$

- Bagian Tube

$$G_t = W_t / A_t$$

$$= 158.256 \text{ lb/hr} / 0,35 \text{ ft}^2$$

$$= 452.160 \text{ lb/hr.ft}^2$$

### E. Perhitungan Bilangan Reynold

- Bagian Shell

Dari grafik *shell side heat transfer curve* (kern,1950), untuk *OD Tube* = 1 Inch dan *Pitch* = 1,25 Inch didapatkan nilai  $De$  = 0,99 Inch.

$$De = 0,99 \text{ Inch} \times \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ Inch}} = 0,0825 \text{ ft}$$

Dari grafik *viscosities of gases* untuk *water* ( $X=8,0$ ;  $Y=16,0$ ) (kern,1950) untuk  $T_{av} = 249,5 \text{ } ^\circ\text{F}$  didapatkan nilai  $\mu_s = 0,013 \text{ cp}$ .

$$\mu_s = 0,013 \times 2,42 \frac{\text{lb}}{\text{ft}} \cdot \text{hr} = 0,0315 \frac{\text{lb}}{\text{ft}} \cdot \text{hr}$$

Sehingga besarnya *Reynold Number* pada bagian *shell* dapat diperoleh dari perhitungan berikut (Kern, 1950):

$$Res = \frac{De \times G_s}{\mu_s}$$

$$= \frac{0,0825 \times 1.195.110,82}{0,0315}$$

$$= 3.130.052,15$$

- Bagian Tube

Dari table *Heat exchanger and condenser tube data* untuk *OD Tube* = 1 Inch dan BWG = 16 didapatkan nilai  $ID_t$  = 0,87 Inch

$$D = 0,87 \text{ Inch} \times \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ Inch}} = 0,0725 \text{ ft}$$

Hubungan antara  $t_{av} = 173 \text{ } ^\circ\text{F}$  dan  $^{\circ}\text{API} = 10$  pada grafik *viscosities of liquids* untuk *water* ( $X=10,2$ ;  $Y=13,0$ ) (kern,1950) didapatkan nilai  $\mu_t = 0,36 \text{ cp}$

$$\mu_t = 0,36 \times 2,42 \frac{lb}{ft} \cdot hr = 0,8712 \frac{lb}{ft} \cdot hr$$

Sehingga besarnya *Reynold Number* pada bagian *tube* dapat diperoleh dari perhitungan berikut (Kern, 1950):

$$\begin{aligned} \text{Ret} &= \frac{D \times G_t}{\mu_t} \\ &= \frac{0,0725 \text{ ft} \times 452,160 \text{ lb/hr.ft}^2}{0,8712 \frac{lb}{ft} \cdot hr} \\ &= 37.628,1 \end{aligned}$$

#### F. Perhitungan Faktor Perpindahan Panas

Nilai dari faktor perpindahan panas dapat diperoleh dari grafik *shell-side heat-transfer curve* berdasarkan nilai *Reynold Number* -nya (Kern, 1950)

- Bagian *Shell*

Untuk nilai  $Res = 3.130.052,15$  didapatkan nilai faktor perpindahan panas pada sisi *shell* ( $JH_s$ ) = 800

- Bagian *Tube*

Untuk nilai  $Ret = 37.628,1$  dan  $L/D = 212,9$  didapatkan nilai faktor perpindahan panas pada sisi *tube* ( $JH_t$ ) = 110.

#### G. Perhitungan Bilangan Prandtl

- Bagian *Shell*

Hubungan antara  $Tav = 249,5$  °F dan °API = 10 pada grafik *thermal conductivities of hydrocarbon liquids* (Kern,1950), didapatkan  $k_s$  (Konduktivitas Termal *Steam*) = 0,063 Btu/hr. ft<sup>2</sup>.°F/ft.

Sehingga nilai dari *Prandtl number* bagian *shell* dapat dihitung melalui persamaan berikut (Kern, 1950):

$$\begin{aligned} \text{Pr}_s &= \left( \frac{C_p \times \mu_s}{k} \right) \\ &= \left( \frac{0,45 \times 0,315}{0,063} \right) \\ &= 2,25 \end{aligned}$$

- Bagian *Tube*

Hubungan antara  $tav = 173$  °F dan °API = 10 pada grafik *thermal conductivities of hydrocarbon liquids* (kern,1950), didapatkan  $k_c$  (Konduktivitas Termal *Water*) = 0,0645 BTU/hr . ft<sup>2</sup>.°F/ft

Sehingga nilai dari *Prandtl number*- nya bagian *tube* dapat dihitung melalui persamaan berikut (Kern, 1950):

$$\begin{aligned} \text{Pr}_t &= \left( \frac{C_p \times \mu_t}{k} \right) \\ &= \left( \frac{1 \times 0,8712}{0,0645} \right) \\ &= 13,5 \end{aligned}$$

#### H. Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas

Koefisien perpindahan panas di luar *tube* (di dalam *shell*) ( $\frac{h_o}{\varphi_s}$ ), dan koefisien perpindahan panas di dalam *tube* ( $\frac{h_i}{\varphi_t}$ ) dapat dihitung melalui persamaan dibawah ini (Kern, 1950):

- Bagian *Shell*

$$\begin{aligned} \frac{h_o}{\varphi_s} &= JH_s \times \frac{k}{D_e} \times (\text{Pr}_s)^{\frac{1}{3}} \\ &= 800 \times \frac{0,063}{0,0825} \times (2,25)^{\frac{1}{3}} \\ &= 800 \frac{BTU}{hr} \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

- Bagian *Tube*

$$\begin{aligned} \frac{h_i}{\varphi_t} &= JH_t \times \frac{k}{D} \times (\text{Pr}_t)^{\frac{1}{3}} \\ &= 18 \times \frac{0,0645}{0,0725} \times (13,5)^{\frac{1}{3}} \\ &= 232,83 \frac{BTU}{hr} \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

Sedangkan koefisien perpindahan panas di dalam, luar *tube* diperoleh sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \frac{h_{io}}{\varphi_t} &= \frac{h_i}{\varphi_t} \times \frac{ID}{OD} \\ &= 232,83 \times 0,87 \end{aligned}$$

$$= 202,56 \frac{BTU}{hr} ft^2 \text{ } ^\circ F$$

### I. Perhitungan Temperatur Dinding Tube

Temperatur dinding *tube* dapat diketahui melalui perhitungan berikut (Kern, 1950):

$$t_w = t_{av} + \frac{\frac{h_o}{\phi_s}}{\frac{h_{io}}{\phi_t} + \frac{h_o}{\phi_s}} \times (T_{av} - t_{av})$$

$$= 173 + \frac{202,56 + 800}{800} \times (249,5 - 173)$$

$$= 234,044 \text{ } ^\circ F$$

### J. Perhitungan Ratio Viskositas Fluida Bagian Luar dan Dalam Tube

- Bagian Shell

Hubungan antara temperatur  $t_w = 234,044 \text{ } ^\circ F$  dan  $^{\circ}API = 10$  di grafik *viscosities of gases* (Kern,1950), didapatkan nilai  $\mu_w = 0,013$  Centipoise.

$$\mu_w = 0,013 \text{ Cp} \times 2,42 \frac{lb}{hr} ft$$

$$= 0,0315 \frac{lb}{hr} ft$$

Ratio viskositas fluida bagian luar *tube* dapat diperoleh sebagai berikut:

$$\phi_s = (\mu_w)^{0,14}$$

$$= 1$$

- Bagian Tube

Hubungan antara temperatur  $t_w = 234,044 \text{ } ^\circ F$  dan  $^{\circ}API = 10$  di grafik *viscosities of liquids* (Kern,1950), didapatkan nilai  $\mu_w = 0,21$  Centipoise

$$\mu_w = 0,21 \times 2,42 \frac{lb}{hr} ft = 0,51 \frac{lb}{hr} ft$$

Ratio viskositas fluida bagian dalam *tube*, dapat diperoleh sebagai berikut:

$$\phi_t = (\mu_w)^{0,14}$$

$$= 0,95$$

### K. Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Terkoreksi

Atas dasar ratio viskositas fluida, kita dapat menentukan koefisien perpindahan panas terkoreksi, sebagai berikut:

- Bagian Shell

$$h_o = \frac{h_o}{\phi_s} \times \phi_s$$

$$= 800 \frac{BTU}{hr} ft^2 \text{ } ^\circ F$$

- Bagian Tube

$$h_{io} = \frac{h_{io}}{\phi_t} \times \phi_t$$

$$= 192,43 \frac{BTU}{hr} ft^2 \text{ } ^\circ F$$

### L. Perhitungan Koefisien Clean Overall

$$U_c = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o}$$

$$= \frac{192,43 \times 800}{192,43 + 800}$$

$$= 155,12 \frac{BTU}{hr} ft^2 \text{ } ^\circ F$$

### M. Perhitungan Koefisien Design Overall

Dari tabel *heat exchanger and condenser tube data*, untuk  $OD_t = 1$  Inch didapatkan nilai  $a'' = 0,2277 \text{ ft}^2$ , Jumlah Tube (Nt) = 388 Buah, Panjang Tube (L) = 11 ft. sehingga dapat diketahui Luas permukaan *tube side* (A) sebagai berikut:

$$A = Nt \times L \times a''$$

$$= 971,824 \text{ ft}^2$$

Nilai Koefisien *Design Overall* ( $U_d$ ) dimana *design overall* merupakan hantaran perpindahan panas dalam keadaan kotor, dapat dihitung dari persamaan berikut (Kern, 1950):

$$U_d = \frac{Q_t}{A \times LMTD}$$

$$\begin{aligned} & \frac{8.862.336 \text{ BTU/hr}}{=} \\ & = 971,824 \frac{\text{ft}^2}{\text{hr}} \times 77,27 \text{ }^\circ\text{F} \\ & = 118,02 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \text{ ft}^2 \text{ }^\circ\text{F} \end{aligned}$$

**N. Perhitungan Fouling Dirt/Dirt Factor**

Apabila suatu alat penukar panas atau *heat exchanger* telah lama digunakan maka lama-kelamaan akan timbul kerak atau endapan, baik di dalam maupun di luar tube. Hal tersebut yang disebut “*Dirt Factor*” sebagai tahanan *transfer* panas, yang besarnya dapat diketahui sebagai berikut (Kern, 1950):

$$\begin{aligned} \text{Rd} &= \frac{U_c - U_d}{U_c \times U_d} \\ &= \frac{155,12 - 118,02}{155,12 \times 118,02} \\ &= 0,002 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \text{ ft}^2 \text{ }^\circ\text{F} \quad 18307,26 \end{aligned}$$

**O. Perhitungan Pressure Drop**

Pada aliran pasti terdapat hambatan- hambatan yang menyebabkan kerugian penurunan tekanan, yang besarnya dapat dihitung sebagai berikut :

- Bagian *Shell*

Dari grafik *shell-side friction factor* dengan nilai  $\text{Res} = 3.130.052,15$  didapat nilai faktor gesekan  $(f) = 0,0008 \frac{\text{ft}^2}{\text{Inch}^2}$

Hubungan antara  $\text{Tav} = 249,5 \text{ }^\circ\text{F}$  dengan  $^\circ\text{API} = 10$  pada grafik *specific gravity of hydrocarbons* didapatkan nilai  $\text{Ss} = 0,95$

Sehingga besarnya penurunan tekanan pada bagian *shell* dapat diketahui sebagai berikut (Kern, 1950):

$$\begin{aligned} \Delta P_s &= \frac{f \times G_s^2 \times \text{ID}_s \times (\text{Nb}+1)}{5,22 \times 10^{10} \times \text{De} \times \text{Ss} \times \phi_s} \\ &= \frac{0,0008 \times 1.195.110,82^2 \times 1,93 \times (4+1)}{5,22 \times 10^{10} \times 0,0825 \times 0,95 \times 0,99} \\ &= 2,72 \text{ Psi} \end{aligned}$$

- Bagian *Tube*

Dari grafik *tube-side friction factor* dengan nilai  $\text{Ret} = 37.628,1$  didapat nilai faktor gesekan

$$(f) = 0,0002 \frac{\text{ft}^2}{\text{Inch}^2}$$

Hubungan antara  $\text{tav} = 173$  dengan  $^\circ\text{API} = 10$  pada grafik *specific gravity of hydrocarbons* didapatkan nilai  $\text{St} = 0,97$

Sehingga besarnya penurunan tekanan pada bagian *tube* dapat diketahui sebagai berikut (Kern, 1950):

$$\begin{aligned} \Delta P_t &= \frac{f \times G_t^2 \times L \times n}{5,22 \times 10^{10} \times D \times \text{St} \times \phi_t} \\ &= \frac{0,0002 \times 452.160^2 \times 11 \times 4}{5,22 \times 10^{10} \times 0,0725 \times 0,97 \times 1,075} \\ &= 0,456 \text{ Psi} \end{aligned}$$

- *Pressure Drop Return*

Fluida akan mengalami belokan pada saat *pass*-nya, sehingga akan terdapat kerugian hambatan penurunan tekanan yang dinyatakan dengan  $\text{Pr}$  (*return loss*). Maka  $\Delta\text{Pr}$  dirumuskan sebagai berikut (Kern, 1950):

$$\Delta\text{Pr} = \frac{4n}{\text{St}} \times \frac{(V)^2}{2g}$$

Berdasarkan grafik *tube-side return pressure loss*, untuk  $\text{Gt} = 452.160 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \text{ ft}^2$ , didapatkan nilai  $\frac{(V)^2}{2g} = 0,028 \text{ Psi}$ , sehingga :

$$\begin{aligned} \Delta\text{Pr} &= ((4 \times 4)/0,97) \times 0,028 \\ &= 0,462 \text{ Psi} \end{aligned}$$

Sehingga *Total Pressure Drop* yang terjadi di dalam *tube* adalah :

$$\begin{aligned} \Delta\text{PT} &= \Delta\text{Pt} + \Delta\text{Pr} \\ &= 0,92 \text{ Psi} \end{aligned}$$

**P. Perhitungan Efektifitas Heat Exchanger**

Efektifitas termal dari *Low Pressure Heater* ini dapat diperoleh berdasarkan persamaan dibawah ini (Kern,1950):

$$\epsilon = \frac{Q_{riil}}{Q_{max}}$$

$$\begin{aligned} Q_{max} &= W_s \times C_s \times (T_1 - t_1) \\ &= 466093,219 \times 0,45 \times (269 - 145)^\circ\text{F} \\ &= 26.008.001,62 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \\ \varepsilon &= \frac{Q_{riil}}{Q_{max}} \\ &= \frac{8.862.336}{26.008.001,62} \\ &= 34,075 \% \end{aligned}$$

## KESIMPULAN

Setelah dilakukan perhitungan dan evaluasi kinerja pada *Low Pressure Heater* dapat disimpulkan bahwa *fouling factor* operasi sebesar 0,002 Btu.ft<sup>2</sup>.°F/hr masih dibawah batas maksimal desain yang diizinkan (0,005 Btu.ft<sup>2</sup>.°F/hr), dan *pressure drop* sebesar 2,72 psi masih dibawah batas maksimal dari desain yang diizinkan (10 psi), sehingga *heat exchanger* ini masih layak digunakan, Efektifitas termal dari *Low Pressure Heater* di PLTU X sebesar 34,075 %.

## DAFTAR PUSTAKA

- Geankoplis, C. J. (1983). *Transport Processes and Unit Operation*. Allyn and Bacon
- Kern, Donald Q. (1950). *Process Heat Transfer*. McGraw-Hills International Editions, Chemical Engineering Series.
- Kreith, Frank. (1997). *Prinsip-prinsip Perpindahan Panas*. Edisi Ketiga. Erlangga. Jakarta
- Reynolds, William C., & Perkins, Henry C. (1983). *Engineering Thermodynamics*. McGraw Hill. New York.
- Sitompul, Tunggul M. (1993). *Alat Penukar Kalor (Heat Exchanger)*. PT Raja Grafindo Persada. Jakarta
- Tubular Exchanger Manufacturers Association. (2007). *Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association*. TEMA Inc. New York.