

## ANALISIS PERBANDINGAN HEAT EXCHANGER TIPE PLATE-FRAME DAN SHELL AND TUBE PADA INTERCOOLER

**Muthia Sari Atikayanti; Sagita Firza Nur; Budi Santoso; Arifia Ekayuliana**

*Program Studi Teknik Konversi Energi, Teknik Mesin, Politeknik Negeri Jakarta.*

*Jl. Prof Dr. G.A Siwabessy, Kampus Baru UI, Depok, 021-7270044.*

*<sup>1</sup>samuthiaa@gmail.com, <sup>1</sup>Sagitafirzanr@gmail.com*

### **Abstrak**

*Alat Penukar Panas merupakan salah satu komponen penting di PLTP, karena berfungsi untuk memindahkan energi panas antara dua atau lebih fluida yang memiliki perbedaan temperatur. Studi ini bertujuan untuk menganalisis perbandingan kinerja heat exchanger tipe plate-frame dan shell and tube pada intercooler di PLTP Kamojang Unit 2, dimana air pendingin utama digunakan untuk mendinginkan air pendingin kedua. Heat exchanger yang digunakan di PLTP Kamojang Unit 2 adalah alat penukar panas tipe pelat. Namun, beberapa masalah ditemukan pada heat exchangertipe pelat ini, yaitu mudahnya terjadi kebocoran pada perapat yang diakibatkan dari gasket yang mudah mengalami perubahan bentuk. Selain itu, apabila terjadi kerusakan pada pelat, pelat tersebut harus diganti dan tidak bisa diperbaiki, sedangkan material yang digunakan pada alat penukar panas ini adalah titanium yang memiliki harga relatif mahal. Dengan beberapa masalah tersebut, efektivitas alat penukar panas tipe pelat sebesar 30,7%. Pada dunia industri, umumnya menggunakan alat penukar panas tipe shell and tube karena konstruksinya relatif sederhana, selain itu apabila terjadi kebocoran pada tube hal ini masih bisa ditangani dengan cara penyumbatan atau penambalan. Maka dari itu, penelitian ini akan membahas perancangan berupa perhitungan dimensi alat penukar panas tipe shell and tube satu pass shell dan dua tube aliran berlawanan dengan metode analisis perhitungan LMTD (Log Mean Temperature Difference). Hasil perancangan alat penukar panas tipe shell and tube ini memiliki efektivitas sebesar 45,65% yang berarti alat penukar panas tipe shell and tube memiliki kualitas yang lebih baik dibandingkan dengan tipe plate-frame.*

*Kata kunci: desain, efektivitas, alat penukar panas, intercooler.*

### **Abstract**

*Heat exchanger is one of important component in geothermal power plant, because it serves to move the heat energy between two or more fluids which have a temperature differences. This research aims to analyze the comparison of plate-frame with shell and tube heat exchanger performance in intercooler at Kamojang Geothermal Power Plant Unit 2, where the primary cooling water is used to cool the secondary cooling water. The type of Heat exchanger used in Kamojang Geothermal Power Plant Unit 2 is plate heat exchanger. However, some problems are found in this plate heat exchanger type, which is the seals that easily to leak due to the shape of gaskets that easily deformed. Moreover, if there is a problem on the plate, the plate must be replaced and can not be repaired, while the material used in this heat exchanger is titanium which has a relatively high price. With some of these problems, the effectiveness of plate heat exchanger is 30,7%. In the industrial world, the use of shell and tube type heat exchanger is generally used because the construction is relatively simple, moreover if there is a leak in the tube it can be handled by plugging. Therefore, this research will discuss the design of the calculation of shell and tube one pass shell and two tube counterflow type heat exchanger by calculation analysis of LMTD (Log Mean Temperature Difference) method. The effectiveness of design of shell and tube heat exchangers is 45.65% which means that shell and tube heat exchanger has better performance than the plate-frame type.*

*Keyword: design, effectiveness, heat exchanger, intercooler*

## **I. PENDAHULUAN**

Indonesia kaya akan energi panas bumi atau energi *geothermal* yaitu sebuah sumber energi yang relatif ramah lingkungan karena berasal dari panas dalam bumi. Air yang dipompa ke dalam bumi oleh manusia atau sebab-sebab alami (hujan) berkumpul di permukaan bumi dalam bentuk uap, yang bisa digunakan untuk menggerakkan turbin yang diteruskan untuk menggerakkan generator, sehingga dapat memproduksi listrik[1]. Pemanfaatan energi panas bumi sebagai pembangkit listrik di Indonesia diawali

dengan berdirinya PLTP Kamojang pada tahun 1982, yang kini berkapasitas 1 x 35 MW untuk unit 1 dan 2 x 55 MW untuk unit 2 dan 3[1].

Salah satu komponen penting pada PLTP Kamojang yaitu alat penukar panas atau yang biasa disebut dengan *heat exchanger*. *Heat exchanger* merupakan alat penukar panas yang berfungsi untuk memindahkan energi panas antara dua atau lebih fluida dan terjadi pada temperatur yang berbeda, dimana fluida tersebut ada yang bertindak sebagai fluida panas (*hot fluid*) dan yang lain bertindak sebagai fluida dingin (*cold fluid*)[2]. Biasanya *heat exchanger* digunakan pada sistem pendinginan, salah satunya yaitu pada sistem pendinginan *intercooler*.

*Intercooler* pada Unit 2 PLTP Kamojang menggunakan jenis *plate heat exchanger*, dimana fluida panas dan fluida dingin dialirkan secara tidak langsung (*indirect contact*). Dalam *plate heat exchanger*, pelat disusun dengan susunan tertentu, sehingga terdapat dua jalur yakni *hot side* dan *cold side*. *Hot side* dialiri fluida yang relatif lebih tinggi suhunya, sedangkan *cold side* sebaliknya. Zat cair yang digunakan sebagai pendingin bisa dari jenis yang sama maupun berbeda. Pertukaran panas terjadi dari cairan yang lebih panas ke cairan yang lebih dingin melalui pelat-pelat yang memisahkan kedua jalur. Pada *intercooler* fluida yang digunakan sama, yaitu berupa air, dimana air pendingin *primary* dialirkan untuk mendinginkan air pendingin *secondary*.

Berdasarkan survei lapangan, permasalahan yang sering terjadi pada *plate heat exchanger* pada Unit 2 PLTP Kamojang yaitu dari segi pemeliharaan, dimana sering terjadinya kebocoran pada pelat yang dikarenakan gasket pada *seal* sudah mulai rusak akibat dari *life time* dan kinerja dari *intercooler* pun sudah mulai berkurang yang dikarenakan jumlah pelat sudah banyak yang dikurangi akibat dari kerusakan tersebut. Selain itu, proses pemasangan pelat-pelat *heat exchanger* harus memperhatikan besarnya torsi yang nantinya akan mempengaruhi bentuk dari pelat itu sendiri, hal ini juga menjadi salah satu penyebab terjadinya kebocoran pada pelat yang mengakibatkan efektivitas *intercooler* menurun.

Berdasarkan latar belakang di atas, maka tujuan penelitian ini adalah untuk melakukan perancangan berupa perhitungan dimensi *heat exchanger* tipe *shell and tube* satu *pass shell* dan satu *pass tube* aliran berlawanan. Dimana, *shell and tube* merupakan *heat exchanger* yang sering digunakan di dunia industri khususnya pembangkit listrik. *Shell and tube* juga memiliki banyak keunggulan, diantaranya pemilihan bahan atau material yang dapat divariasikan, perawatan yang relatif lebih mudah seperti mudah dibersihkan dan dibongkar pasang, *thermal stress* dapat ditekan, konstruksi sederhana dan kokoh, tidak membutuhkan tempat yang luas dan biaya yang digunakan relatif lebih murah dibandingkan dengan *heat exchanger* jenis lain[3]. Dengan hasil perancangan tersebut, maka akan diketahui perbandingan tipe *heat exchanger* yang memiliki kinerja dan keunggulan yang lebih baik pada PLTP Kamojang.

## II. METODE PENELITIAN

Metode penelitian yang dilakukan dalam penelitian ini dibagi menjadi lima tahapan yaitu studi literatur, pengumpulan data, pengolahan data, analisis dan kesimpulan. Tahapan-tahapan tersebut dijelaskan lebih rinci sebagai berikut:

### A. Studi literatur

Studi literatur merupakan tahapan untuk mencari literatur-literatur atau tinjauan pustaka seperti, membaca, mempelajari dan memahami pembahasan mengenai penelitian melalui media yang bersumber dari buku-buku, jurnal, serta dokumen perusahaan. Tujuan dari tahap ini adalah membantu proses penulisan Tugas Akhir terutama dalam proses pengolahan data seperti, perhitungan efektivitas perpindahan panas dan perancangan alat penukar kalor atau *heat exchanger*.

### B. Pengumpulan data *Intercooler*

Pengumpulan data *Intercooler* dilakukan dengan cara pengambilan data yang diambil langsung dari *Central Control Room (CCR)* di PLTP Kamojang, yaitu mengambil sampel data operasional pada tanggal 9 Maret 2018 pukul 00.00 WIB. Data yang dikumpulkan yaitu berupa data komisioning dan juga data parameter aktual harian *intercooler* berupa, temperatur air pendingin masuk dan keluar, temperatur air panas masuk dan keluar, serta volume air pendingin dan air panas pada *intercooler*.

### C. Pengolahan data

Pada tahap ini dilakukan pengolahan data menggunakan *Microsoft Excell* dengan cara menghitung efektivitas perpindahan panas pada *intercooler* jenis *plate-frame*. Selanjutnya dilakukan

perhitungan perancangan desain *heat exchanger* tipe *shell and tube* dengan mengacu pada data-data parameter *intercooler* tipe *plate-frame* di PLTP Kamojang.

#### D. Analisis

Analisis ini bertujuan untuk mengetahui perbandingan *heat exchanger* yang memiliki keunggulan lebih baik antara *heat exchanger* tipe *plate-frame* dengan tipe *shell and tube* untuk *intercooler* pada Unit 2 di PLTP Kamojang.

#### E. Kesimpulan

Hasil analisis yang telah dilakukan dapat diambil suatu kesimpulan untuk menjawab tujuan dari hasil penelitian.

### III. HASIL DAN PEMBAHASAN

#### A. Data Hasil Perhitungan

##### 1) Hasil Perhitungan Efektivitas Perpindahan Panas *Plate-Frame Heat Exchanger* pada *Intercooler*

Tabel 3.1 Data Penunjang untuk Perhitungan Efektivitas *Intercooler*

Jam	Suhu Primary [°C]		Suhu Secondary [°C]		$\dot{m}_c$ [kg/s]	$\dot{m}_h$ [kg/s]	A [m <sup>2</sup> ]	$c_p$ [kJ/kg °C]	Cmin [kW/ °C]
	T <sub>1, in</sub>	T <sub>2, out</sub>	t <sub>1, in</sub>	t <sub>2, out</sub>					
00:00	32,5	33,5	39	37	2,32	2,33	88	4,179	9,7

Tabel 3.2 Data hasil Perhitungan Laju Perpindahan Panas dan Efektivitas *Intercooler*

Jam	Suhu Primary [°C]		Suhu Secondary [°C]		Qact [kW]	Qmaks [kW]	$\epsilon$
	T <sub>1in</sub>	T <sub>2out</sub>	t <sub>1in</sub>	t <sub>2out</sub>			
00:00	32,5	33,5	39	37	19,4	63,1	0,307

##### 2) Hasil Perhitungan Perancangan dan Efektivitas Perpindahan Panas *Heat Exchanger* Tipe *Shell and Tube* pada *Intercooler*

Tabel 3.3 Hasil Perhitungan Perancangan *Heat Exchanger* Tipe *Shell and Tube* pada *Intercooler*

No.	Parameter	Nilai	Satuan
1.	Luas perpindahan panas	5,33	m <sup>2</sup>
2.	Perubahan suhu logaritmik ( $\Delta T_{lm}$ )	5,1	°C
3.	Konduktivitas termal SUS 304	16,3	W/(m <sup>2</sup> .°C)
4.	Koefisien perpindahan panas keseluruhan (Ud)	1703,46	W/(m <sup>2</sup> .°C)
5.	Pressure drop pada sisi <i>tube</i>	0,00281	Bar
6.	Pressure drop pada sisi	0,1714	Bar

<i>shell</i>			
<b>Dimensi Alat Penukar Panas</b>			
1.	Panjang	1,83	M
2.	Shell diameter	0,405	M
3.	Bundle diameter	0,205	M
4.	Tube outside diameter	0,01905	M
5.	Tube inside diameter	0,01483	M
6.	Flow area per tube	0,00017	m <sup>2</sup>

## B) Pengolahan Data

### 1) Perhitungan Efektivitas Perpindahan Panas *Plate-Frame Heat Exchanger* pada *Intercooler*

- a. Laju Perpindahan Panas

$$\begin{aligned}\dot{Q}_h &= \dot{Q}_c \\ \dot{Q}_h &= \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot (T_{h,o} - T_{h,i}) \\ &= 2,32 \cdot 4179 \cdot (39 - 37) \\ &= 19406,78723 \text{ Watt} \\ &= 19,40678723 \text{ kW}\end{aligned}$$

- b. Beda Temperatur Rata-rata Logaritma (LMTD)

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

dimana,

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &= (T_{h1} - T_{c1}) \\ &= (39 - 33,5) \\ &= 5,5 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta T_2 &= (T_{h2} - T_{c1}) \\ &= (37 - 32,5) \\ &= 4,5 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

sehingga,

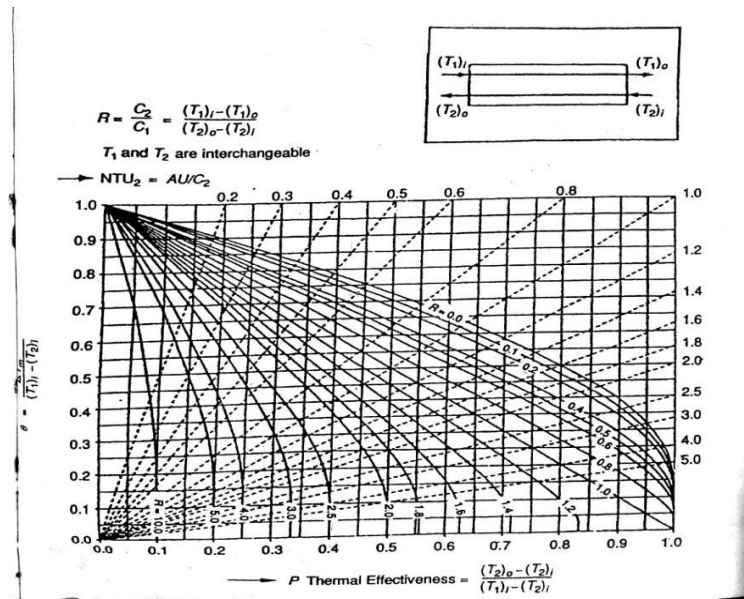
$$\begin{aligned}\Delta T_{lm} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \\ &= \frac{5,5 - 4,5}{\ln\left(\frac{5,5}{4,5}\right)} \\ &= 4,98 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Faktor koreksi untuk *plate-frame heat exchanger* aliran berlawanan:

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} = \frac{(32,5 - 33,5)}{(37 - 39)} = 0,5$$

$$P = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} = \frac{(37 - 39)}{(32,5 - 39)} = 0,31$$

Jadi, F = 0,72



Gambar 3.1 grafik nilai faktor koreksi LMTD *Plate-frame* aliran berlawanan[3]

c. Koefisien Konveksi

$$\text{Pr} = \frac{\eta \cdot C_p}{k} = \frac{0,000653 \cdot 4179}{0,31} = 8,80286129$$

$$\text{Re} = \frac{u \cdot \rho \cdot D_e}{\eta} = \frac{0,0777 \cdot 992,63 \cdot 0,09}{0,000653} = 10630,21318$$

$$\text{Nu} = 0,664 \cdot \text{Re}^{0,5} \cdot \text{Pr}^{0,33}$$

$$= 0,664 \cdot (10630,21318)^{0,5} \cdot (8,80286129)^{0,33}$$

$$= 140,3346577$$

$$\alpha_i = \text{Nu} \cdot \frac{\lambda}{D_e}$$

$$= 140,3346577 \cdot \frac{0,31}{0,09} = 483,37 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

d. Laju Kapasitas Panas (C)

a) Untuk perhitungan fluida dingin:

$$C_c = \dot{m}_c \cdot c_{p,c}$$

$$= 2,33 \cdot 4178$$

$$= 9723,500936 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

b) Untuk perhitungan fluida panas di sisi shell:

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} (19)$$

$$= 2,32 \cdot 4179$$

$$= 9703,393614 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

Dari laju kapasitas panas yang didapat,  $C_c > C_h$  maka  $C_{maks} = C_c$  dan  $C_{min} = C_h$ .

e. Laju Perpindahan Panas Maksimum ( $Q_{maks}$ )

$$Q_{maks} = C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})$$

$$= 9703,393614 (39 - 32,5)$$

$$= 63072,05849 \text{ Watt}$$

$$= 63,1 \text{ kW}$$

f. Efektivitas *Heat Exchanger Tipe Plate-Frame* pada *Intercooler*

$$\varepsilon = \frac{Q_{act}}{Q_{maks}} \times 100\%$$

$$= \frac{19406,78723}{63072,05849} \times 100\%$$

$$= 30,7 \%$$

g. Number Transfer Unit

$$\text{NTU} = \frac{U \cdot A}{C_{min}}$$

$$= \frac{254,87 \cdot 88}{9703,393614}$$

$$= 2,3$$

2) Perhitungan Perancangan *Heat Exchanger Tipe Shell and Tube* pada *Intercooler*

1. Spesifikasi Awal

- a. Properti fluida yang bekerja pada Heat Exchanger

Tabel 3.4 Properti fluida yang bekerja pada Heat Exchanger

Fluid	Cold side	Hot Side
Mass flow	2,325 kg/s	2,321 kg/s
Temp. Int	33°C	42,2 °C
Temp. Out	37°C	38°C
Temp. Rata	35°C	40°C
Design Temp.	100°C	100°C
Density	994,08 (kg/m <sup>3</sup> )	992,25 (kg/m <sup>3</sup> )
Specific Heat	4178 (J/kg.C)	4179 (J/kg.C)
Viskositas Dinamik	0,72x10 <sup>-3</sup> (Ns/m <sup>2</sup> )	0,653x10 <sup>-3</sup> (Ns/m <sup>2</sup> )
Bilangan Prandtl	4.8285	8,8029
Konduktivitas Thermal	0,623 (W/m.K)	0,31 (W/m.K)

- b. Penempatan fluida

Air yang ingin didinginkan memiliki laju aliran massa lebih rendah sehingga di *hot water* diletakkan didalam *tube* dan *cold water* diletakkan di *shell*.

- c. Jenis *Shell* dan *Head*

Spesifikasi *Heat Exchanger* yang dirancang dan dianalisa untuk menurunkan suhu *air secondary* dengan Standar TEMA yang dipilih adalah A E P, *One Pass Shell Two Pass Tube* dan klasifikasi *type R* (penggunaan *heat exchanger* pada dunia industri berat).

- d. *Tubing*

Berdasarkan tabel BWG, digunakan spesifikasi *tube* berupa OD  $\frac{3}{4}$  in, BWG 14, *wall thickness* 0,083 in, ID 0,584 in, *flow area per tube* 0,268 in<sup>2</sup> dengan panjang 6 ft.

2. Perhitungan Perancangan *Heat exchanger Shell and Tube*

- a. Laju Perpindahan Panas

$$\begin{aligned} \dot{Q}_h &= \dot{Q}_c \\ \dot{Q}_c &= \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) \\ &= 2,321 \text{ kg/s} \cdot 4179 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \cdot (42,2 - 38)^\circ\text{C} \\ &= 40737,728 \text{ watt} \\ &= 40,738 \text{ kw} \end{aligned}$$

- b. Beda Temperatur Rata-rata Logaritma (LMTD)

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

dimana,

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= (T_{h1} - T_{c2}) & \Delta T_2 &= (T_{h2} - T_{c1}) \\ &= (42,2 - 37) & &= (38 - 33) \\ &= 5,2^\circ\text{C} & &= 5^\circ\text{C} \end{aligned}$$

sehingga,

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{5,2 - 5}{\ln\left(\frac{5,2}{5}\right)}$$

$$\Delta T_{lm} = 5,1^\circ\text{C}$$

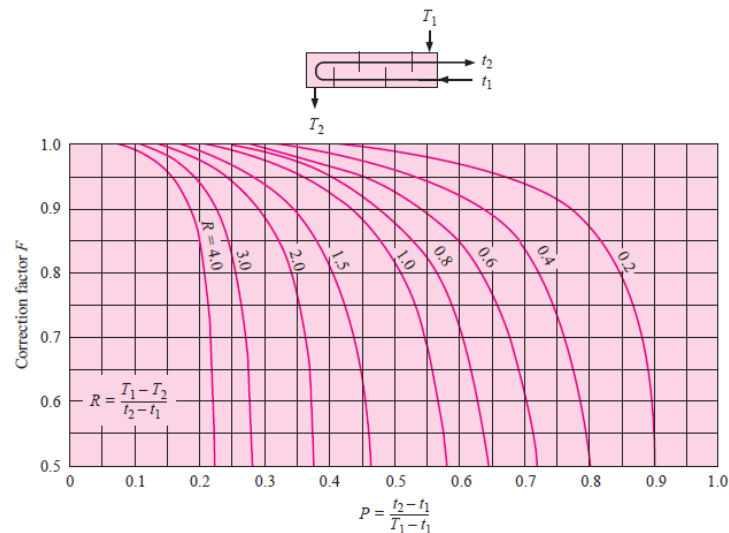
Faktor koreksi untuk satu pass shell dan dua pass tube

$$R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}} = \frac{42,2 - 38}{37 - 33} = \frac{4,2}{4} = 1,05$$

$$P = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} = \frac{37 - 33}{42,2 - 33} = \frac{4}{9,2} = 0,43$$

Jadi  $F_t = 0,88$

Figure 10-8 | Correction-factor plot for exchanger with one shell pass and two, four, or any multiple of tube passes.



Gambar 3.2 grafik nilai faktor koreksi LMTD Shell and Tube aliran berlawanan[4]

c. Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh Desain (Ud)

Koefisien perpindahan kalor menyeluruh desain dapat diketahui dengan menggunakan persamaan:

$$U_d = \frac{Q}{A \cdot F \cdot LMTD}$$

Asumsi Nilai  $U_d$  dari tabel 8 Kern *Water – Water* adalah  $300 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F} = 1703,46 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ .

$$A = \frac{Q}{U_d \cdot F \cdot LMTD}$$

$$= \frac{40737,73 \text{ w}}{1703,46 \text{ W/m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C} \cdot 0,88 \cdot 5,1 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$= 5,33 \text{ m}^2$$

d. Perhitungan Sisi Tube

a) Menentukan jumlah tube

Spesifikasi tube yang digunakan

OD :  $3/4 \text{ inch} = 0,01905 \text{ m}$

ID :  $0,584 \text{ inch} = 0,01483 \text{ m}$

BWG : 14, thickness =  $0,002108 \text{ m}$

Flow area/tube ( $a't$ ):  $0,268 \text{ inch}^2 = 0,000173 \text{ m}^2$

Panjang tube (L) :  $6 \text{ ft} = 1,8288 \text{ m}$

$$\text{Jumlah tube (Nt)} = \frac{A}{L \cdot \pi \cdot d_o \cdot t}$$

$$N_t = \frac{5,33 \text{ m}^2}{1,8288 \text{ m} \cdot 3,14 \cdot 0,01905 \text{ m}} = 48,68 \approx 49$$

b) Luas Permukaan Perpindahan Kalor Total (at)

$$at = N_t \frac{a't}{2}$$

$$= 49 \cdot \frac{0,00017 \text{ m}^2}{2}$$



$$= 0,004165 \text{ m}^2$$

- c) Kecepatan Aliran Massa Air di tube (Gt)

$$Gt = \frac{\dot{m}h}{at} = \frac{2,321 \text{ kg/s}}{0,004165 \text{ m}^2} = 557,26 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

- d) Bilangan Reynold (Re.t)

$$Re,c = \frac{\text{dit. } Gt}{\mu} = \frac{0,01483 \text{ m} \cdot 557,26 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}}{0,653 \cdot 10^{-3} \text{ kg/ms}} = 12655,57$$

Jadi, jenis aliran yang terjadi di dalam tube adalah aliran turbulen karena  $Re,c > 2300$ .

- e) Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi (hi)

Koefisien perpindahan kalor konveksi (hi) dapat dicari dari persamaan Nusselt (Nu) sebagai berikut :

$$Nu = \frac{\text{dit. } h}{k} = 0,023 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} = 0,023 \cdot (12655,57)^{0,6} \cdot (8,8029)^{0,33} = 13,64$$

sehingga,

$$hi = \frac{Nu \cdot k}{di,t} = \frac{13,64 \cdot 0,31 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}}{0,01483 \text{ m}} = 285,13 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$$

- e. Perhitungan sisi *Shell*

- a) Menghitung Diameter Shell

Spesifikasi parameter yang digunakan dalam perhitungan diameter *shell*:

Susunan *tube* = *Triangular*

*Triangular pitch*  $Pt = 1,25 \cdot do = 1,25 \cdot 0,019 = 0,023 \text{ m}$

$C^ = 0,25 \cdot do = 0,25 \cdot 0,019 = 0,00475 \text{ m}$

Persamaan untuk menghitung diameter *shell*

$Ds = Db + Cl$

dimana,  $Db$  = diameter bundel,

$$Db = do \left( \frac{Nt}{k1} \right)^{\frac{1}{n1}} = 0,019 \left( \frac{49}{0,249} \right)^{\frac{1}{2,207}} = 0,019 \cdot (196,787)^{0,45} = 0,205 \text{ m}$$

$Ds = 317 + Cl$

Nilai  $Cl$  untuk *pull through floating head* = 88 mm

Maka,  $Ds = 317 + 88 = 405 \text{ mm} = 0,405 \text{ m}$

*Baffle spacing* ( $B$ ) = 0,45  $di,s$   
= 0,45  $\cdot 0,405 \text{ m} = 0,18225 \text{ m}$

- b) Luas Permukaan Perpindahan Kalor Total (as)

$$as = \frac{di,s \cdot C^ \cdot B}{Pt} = \frac{0,405 \text{ m} \cdot 0,00475 \text{ m} \cdot 0,18225 \text{ m}}{0,023} = 0,015 \text{ m}^2$$

- c) Kecepatan Aliran Massa Air di *shell* (Gs)

$$G_s = \frac{\dot{m} \cdot c}{a_s} = \frac{2,325 \text{ kg/s}}{0,015 \text{ m}^2} = 155 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

d) Bilangan Reynold (Re,s)

$$Re,s = \frac{d_e \cdot G_s}{\mu}, \text{ dimana } d_e = \text{diameter hidrolis}$$

$$De = \frac{4 \left( \frac{1}{2} \cdot Pt \cdot 0,86Pt - \frac{1}{2} \frac{\pi d_{20,t}^2}{4} \right)}{\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot d_{20,t}}$$

$$De = \frac{4 \left( \frac{1}{2} \cdot Pt \cdot 0,86Pt - \frac{1}{2} \frac{\pi d_{20,t}^2}{4} \right)}{\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot d_{20,t}} = 0,01136 \text{ m}$$

$$\text{Maka, } Re,s = \frac{0,01136 \text{ m} \cdot 155 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}}{0,72 \cdot 10^{-3} \text{ kg/ms}} = 2445,56$$

Jadi, jenis aliran yang terjadi di dalam *shell* adalah aliran *turbulen* karena  $Re,s > 2300$ .

f. Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi ( $h_o$ )

Koefisien perpindahan kalor konveksi ( $h_o$ ) dapat dicari dari persamaan Nusselt (Nu) sebagai berikut :

$$Nu = \frac{h \cdot d_e}{k}$$

$$Nu = 0,027 Re,s^{0,8} Pr,s^{0,4}$$

$$Nu = (0,027) (2445,56)^{0,8} (4,8285)^{0,4} = 26,04$$

sehingga,

$$h_o = \frac{Nu \cdot k}{d_e} = \frac{26,04 \cdot 0,623 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0,01136 \text{ m}} = 1428,07 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

g. Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh Bersih ( $U_c$ )

Nilai  $k$  adalah *Thermal conductivity* SUS 304 Tube = 16,3 W/m °C

$$U_c = \frac{1}{\frac{\ln r_o}{2\pi Lk} + \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i}}$$

$$U_c = \frac{1}{\frac{\ln \frac{0,009525}{0,007415}}{2\pi \cdot 1,8288 \cdot 16,3} + \frac{1}{1428,07} + \frac{1}{285,18}}$$

$$= 180,36 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

h. Penurunan tekanan ( $\Delta P$ )

a) Sisi *Tube*

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{2 \cdot g \cdot d_i \cdot t \cdot \rho \cdot \phi}$$

$$\text{Nilai } f_{\text{tube}} = (1,58 \cdot \ln(Re,t) - 3,28)^{-2}$$

$$f_{\text{tube}} = (1,58 \cdot \ln(12655,57) - 3,28)^{-2} = 0,00738$$

$$\text{maka, } \Delta P_t = \frac{0,00738 \cdot (557,26 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s})^2 \cdot 1,8288 \text{ m} \cdot 2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,01483 \text{ m} \cdot 992,63 \text{ kg/m}^3 \cdot 1} = 28,7 \text{ kg/m}^2$$

b) Sisi *Shell*

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G_s^2 \left\{ \left( \frac{L}{b} - 1 \right) + 1 \right\} \cdot D_s}{2 \cdot \rho \cdot D_e \cdot \phi^{0,14}}$$

$$\text{Nilai } f_{\text{shell}} = \exp\{0,576 - 0,19 \ln(Re)\}$$

$$f_{\text{shell}} = \exp\{0,576 - 0,19 \ln(2445,56)\} = 0,404$$

maka,

$$\Delta P_s = \frac{0,404 \cdot 155^2 \left\{ \left( \frac{1,8288}{0,182} - 1 \right) + 1 \right\} \cdot 0,405}{2 \cdot 994,08 \cdot 0,01136 \cdot 1^{0,14}} = 1748,9 \text{ kg/m}^2$$

- i. Laju Kapasitas Kalor (C)
- a) Untuk perhitungan fluida panas di *tube*:
- $$C_h = m_h \cdot C_{p,h}$$
- $$= 2,321 \text{ kg/s} \cdot 4179 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$$
- $$= 9699,46 \text{ W/}^\circ\text{C}$$
- b) Untuk perhitungan fluida dingin di *shell*:
- $$C_c = m_c \cdot C_{p,c}$$
- $$= 2,325 \text{ kg/s} \cdot 4178 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$$
- $$= 9713,85 \text{ W/}^\circ\text{C}$$
- Dari laju kapasitas kalor yang didapat,  $C_c > C_h$  maka  $C_{maks} = C_c$  dan  $C_{min} = C_h$ . Laju Perpindahan Kalor Maksimum ( $Q_{maks}$ )
- $$Q_{maks} = C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})$$
- $$= 9699,46 \text{ W/}^\circ\text{C} \cdot (42,2 - 33)^\circ\text{C}$$
- $$= 89230,8 \text{ Watt} = 89,23 \text{ kW}$$
- j. Efektivitas *Heat Exchanger Tipe Shell and Tube* pada *Intercooler*
- $$\epsilon = \frac{Q_{act}}{Q_{maks}} \times 100\%$$
- $$\epsilon = \frac{40737,7278}{89230,8} \times 100\%$$
- $$= 45,65 \%$$
- k. *Number of Transfer Unit* (NTU)
- $$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}}$$
- $$NTU = \frac{1703,46 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot 5,33 \text{ m}^2}{9699,46 \text{ W/}^\circ\text{C}}$$
- $$= 0,936$$

#### IV. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan yang telah dilakukan, maka dapat disimpulkan bahwa hasil perancangan *heat exchanger* tipe *shell and tube* satu *pass shell* dan dua *tube* aliran berlawanan dengan spesifikasi panjang 1,83m, *shell diameter* 0,405m, *bundle diameter* 0,205m, *tube outside diameter* 0,01905m, *tube inside diameter* 0,01483, *flow area per tube* 0,00017m memiliki efektivitas yang lebih besar yaitu 45,65% dibandingkan dengan *heat exchanger* tipe plat yang memiliki efektivitas 30,7%. *Heat exchanger* yang dirancang ini sudah memenuhi standar *pressure drop* yang diperlukan dan standar-standar spesifikasi perancangan *heat exchanger shell and tube*. Maka dapat disimpulkan desain *heat exchanger* kami layak dipakai.

#### UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan Terima kasih kepada Bapak Budi Santoso dan Ibu Arifia Ekayuliana selaku dosen pembimbing serta seluruh dosen Teknik Konversi Energi lainnya dan juga seluruh rekan 6E yang ikut serta membantu dalam penyelesaian makalah ini.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] <https://www.indonesia-investments.com/id/bisnis/komoditas/energi-panas-bumi/item268?> (akses 18 Mei 2018 : 10.00)
- [2] Kern, D. Q, *Process Heat Transfer*, Mc Graw-Hi. Book Company, New York, 1965
- [3] Hewitt, G. F; Shires, G.L; Bott, T. R., *Process Heat Transfer*, Begell House Inc, New York, 1994.
- [4] Holman, J. P, *Heat Transfer Tenth Edition*, McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, New York, 2010.