



## Desain Alat Penukar Panas Tipe *Shell and Tube* dengan Material *Stainless Steel*

Erlinda Ningsih\*, Fitriana, Dinar Pratiwi, dan Eka Cahya Muliawati

Jurusan Teknik Kimia, Institut Teknologi Adhi Tama Surabaya, Jl. Arif Rahman Hakim No. 100  
Surabaya, Indonesia

### INFORMASI ARTIKEL

**Halaman:**

81 – 89

**Tanggal penyerahan:**

21 Februari 2022

**Tanggal diterima:**

07 Maret 2022

**Tanggal terbit:**

30 Juni 2022

### EMAIL

[erlindaningsih84@itats.ac.id](mailto:erlindaningsih84@itats.ac.id)

\*corresponding author

### ABSTRACT

*Heat exchanger is a series of devices to produce heat transfer from one fluid to another. This study aims to design a shell and tube 1-2 type heat exchanger with co-current flow to obtain the effectiveness value of the designed heat exchanger. The design calculation uses a hot fluid in the form of 80 °C water which is passed on the shell side at a speed of 50 ml/s and a cold fluid in the form of 30 °C water which is passed on the tube side at a speed of 20 ml/s. The heat exchanger is designed with a total length of 800 mm and is equipped with 18 tubes arranged in a triangular manner with an OD of 3/8" and a length of 600 mm. The material used for the tube construction is stainless steel 3/8" and the shell is stainless steel 4" sch 40. Furthermore, calculations are carried out to determine the effectiveness of the designed heat exchanger. The shell and tube type heat exchanger which is designed is feasible and safe to use because it meets the heat exchanger safety standard, namely the fouling factor (Rd) value of 0.016386 hr.ft<sup>2</sup>.°F/BTU > 0.002 hr.ft<sup>2</sup>.°F/BTU, the value PS 0.00105 psi < 10 psi and PT value 0.01086 psi < 10 psi and has an effectiveness of 72.49 %.*

**Keywords:** Design, Heat Exchanger, Shell And Tube, Effectiveness.

### ABSTRAK

Alat penukar panas merupakan serangkaian alat untuk menghasilkan perpindahan panas dari fluida satu ke fluida lainnya. Penelitian ini bertujuan untuk merancang suatu alat penukar panas tipe *shell and tube* 1-2 dengan aliran *co-current* hingga didapatkan nilai efektivitas dari alat penukar panas yang dirancang. Perhitungan rancangan menggunakan fluida panas berupa air 80 °C yang dilewatkan pada sisi *shell* dengan kecepatan 50 ml/s dan fluida dingin berupa air 30 °C yang dilewatkan pada sisi *tube* dengan kecepatan 20 ml/s. Alat penukar panas dirancang dengan panjang total 800 mm dilengkapi dengan 18 buah *tube* yang disusun secara *triangular* dengan OD 3/8" dan panjang 600 mm. Material yang digunakan untuk konstruksi *tube* yaitu *stainless steel* 3/8" dan *shell* yaitu *stainless steel* 4" sch 40. Selanjutnya dilakukan perhitungan untuk mengetahui efektivitas dari alat penukar panas yang dirancang. Alat penukar panas tipe *shell and tube* yang dirancang layak dan aman digunakan karena memenuhi standar keamanan alat penukar panas yaitu nilai *fouling factor* (Rd) 0,016386 hr.ft<sup>2</sup>.°F/BTU > 0,002 hr.ft<sup>2</sup>.°F/BTU, nilai ΔP<sub>s</sub> 0,00105 psi < 10 psi dan nilai ΔP<sub>T</sub> 0,01086 psi < 10 psi dan memiliki efektivitas sebesar 72,49 %.

**Kata kunci:** Desain, Alat Penukar Panas, Shell And Tube, Efektivitas.

### PENDAHULUAN

Banyaknya penggunaan alat penukar panas dalam industri disebabkan karena alat penukar kalor memiliki konstruksi yang sederhana dan kokoh, biaya yang relatif murah, tidak memerlukan tempat yang luas, serta memiliki kemampuan untuk bekerja pada suhu dan tekanan yang tinggi. Salah satu jenis alat penukar panas yang banyak digunakan adalah *shell and tube heat exchanger*. Peneliti [1] melakukan

perancangan dan validasi desain alat penukar panas tipe *shell and tube* menggunakan *Computational Fluid and Dynamics* dengan spesifikasi material *shell* MS Ø6", material *tube* SUS 304 Ø 1/2", pipa *inlet* dan *outlet* MS Ø2", panjang *shell* 600 mm, jumlah *tube* 18 buah, fluida panas dan dingin berupa air dengan temperatur masuk fluida panas 70 °C dan temperatur masuk fluida dingin 30 °C, laju aliran fluida panas 352 kg/hr dan laju aliran fluida dingin 880 kg/hr. Hasilnya menunjukkan efektivitas perpindahan panas ditunjukkan dengan nilai selisih suhu hasil simulasi sisi *shell* 24,32 °F, sedangkan hasil analisa temperatur fluida yang keluar dari sisi *tube* yaitu 95 °F.

Pemilihan material *shell* dan *tube* pada *shell and tube heat exchanger* juga harus diperhatikan untuk mendapatkan efektivitas yang lebih tinggi. *Stainless steel* memiliki kelebihan yaitu tahan korosi yang tinggi, yang memungkinkan untuk penggunaan dalam lingkungan yang ketat api dan tahan panas memungkinkan mengurangi kecenderungan scaling dan mempertahankan kekuatan pada temperatur tinggi. Permukaan *stainless steel* yang tidak memiliki pori dan proses pembersihannya yang mudah, memberikan tampilan lebih modern [2]. Pada penelitian terdahulu juga menyebutkan bahwa material *stainless steel* 304 memiliki laju korosi yang lebih kecil jika dibandingkan *mild steel* (baja karbon rendah) [3].

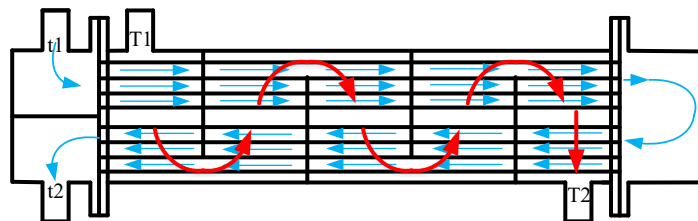
Berdasarkan penelitian terdahulu yang telah dijelaskan di atas, maka dalam penelitian ini akan dilakukan desain alat penukar panas jenis *shell and tube* dengan material *stainless steel*. Desain baru ini diharapkan mampu meningkatkan efektivitas alat penukar panas dari desain sebelumnya.

### Perpindahan Panas

Ketika dua benda dengan suhu yang berbeda dikontakkan, maka panas akan mengalir dari objek suhu tinggi ke objek suhu yang lebih rendah. Mekanisme perpindahan panas yang terjadi dapat berupa konduksi, konveksi atau radiasi [1].

### Penukar Panas *Shell and Tube*

Jenis penukar panas *shell and tube* digunakan pada laju aliran fluida yang relatif besar. Pada penukar panas ini salah satu fluida akan mengalir di dalam *tube-tube* sedangkan fluida yang lainnya dialirkan melalui *shell* melintasi luar pipa. Biasanya di dalam *shell* dipasang sekat-sekat atau *baffles* untuk menjamin fluida mengalir melalui *shell* dan melintasi *tube*, sehingga perpindahan panas yang terjadi akan lebih besar [4]



**Gambar 1.** Alat Penukar Panas *Shell and tube*

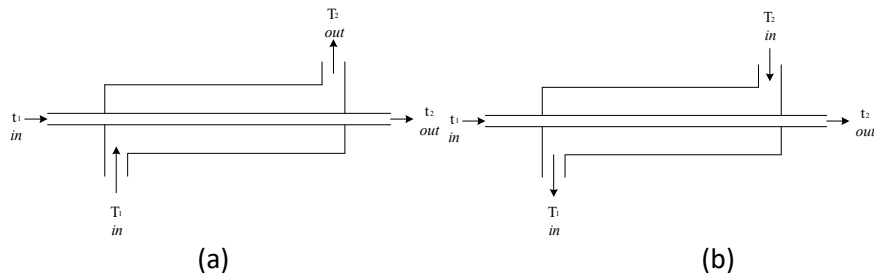
### Jenis Aliran Penukar Panas

#### a. Aliran Sejajar (Parallel Flow)

Penukar panas tipe aliran paralel memiliki arah aliran dua fluida yang bergerak paralel. Kedua cairan masuk dan keluar pada sisi yang sama dari penukar panas. Temperatur fluida yang memberikan energi akan selalu lebih tinggi dari temperatur fluida yang menerimanya mulai dari memasuki heat exchanger hingga keluar. Suhu fluida yang menerima panas tidak akan pernah mencapai suhu fluida yang mengeluarkan panas [5].

#### b. Aliran Berlawanan Arah (*Counter Flow*)

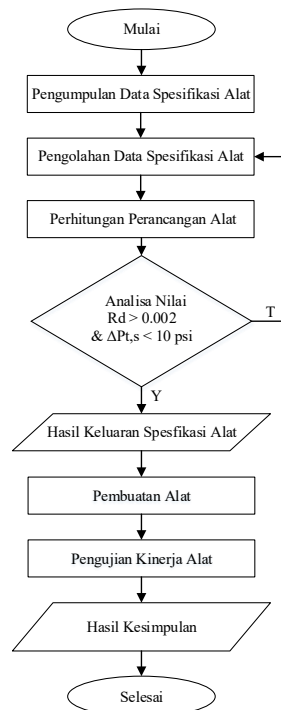
Penukar panas tipe counter flow, memiliki arah aliran yang berlawanan. Perpindahan panas terjadi antara salah satu ujung bagian panas dari dua fluida dan juga bagian terdingin. Temperatur keluar fluida dingin dapat melebihi temperatur keluar fluida panas [5, 7-10].



Gambar 2. a) Aliran Sejajar *Parallel Flow*, b) Aliran Berlawanan Arah *Counter Flow*

## METODE

### Diagram Alir Penelitian.



Gambar 3. Diagram alir Perancangan Alat

### Spesifikasi Alat Penukar Panas

Penelitian ini bertujuan untuk merancang alat penukar panas yang bertujuan untuk memanaskan fluida air dari suhu 30 °C menjadi 50 °C dengan menggunakan jurnal [1] sebagai referensi desain dengan mengubah spesifikasi dan data perhitungan perancangan, diperlihatkan pada Tabel 1 sebagai berikut :

Tabel 1. Perbandingan Spesifikasi dan Data Perhitungan Penelitian Terdahulu dengan Rancangan

Uraian	Penelitian Terdahulu	Rancangan
Tipe	1 – 1 pass	1 – 2 pass
Material <i>Shell</i>	MS Ø6"	SUS 304 Ø4" sch 40
Material <i>Tube</i>	SUS 304 Ø 1/2"	SUS 304 Ø3/8"
Pipa <i>Inlet</i>	MS Ø2"	SUS 304 Ø1/2"
Pipa <i>Inlet</i>	MS Ø2"	SUS 304 Ø1/2"
Pipa <i>Outlet</i>	MS Ø2"	SUS 304 Ø1/2"
Panjang <i>Shell</i>	600 mm	600 mm
Jumlah <i>Tube</i>	18 buah	18 buah

Fluida Panas	Air	Air
Suhu Fluida Panas Masuk	70 °C	80 °C
Laju Alir Fluida Panas Masuk	352 kg/hr	396,8 lb/hr
Fluida Dingin	Air	Air
Suhu Fluida Dingin Masuk	30 °C	30 °C
Laju Alir Fluida Dingin Masuk	880 kg/hr	158,7 lb/hr
Suhu Fluida Dingin Keluar	50 °C	50 °C
<i>Baffle</i>	-	Horizontal 20% cut
Susunan <i>Pitch</i>	<i>Triangular 1"</i>	<i>Triangular 1"</i>

## HASIL DAN PEMBAHASAN

### Perhitungan Analitik

Perhitungan analitik alat penukar panas dilakukan sebelum proses pembuatan alat guna mengetahui keamanan dan kelayakan alat penukar panas. Perhitungan dilakukan dengan beberapa langkah sebagai berikut

#### 1. Perpindahan Panas

Untuk mengetahui perpindahan panas, digunakan persamaan berikut:

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad [6]$$

$$Q_c = Q_h$$

$$m_c \times c_p \times \Delta T_c = m_h \times C_p \times \Delta T_h$$

$$158,7 \times 1 \times (122-86) = 396,8 \times 1 \times \Delta T_h$$

$$\Delta T_h = 14,4$$

$$T_{h1} - T_{h2} = 176 - 14,4$$

$$T_{h2} = 161,6 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Maka perpindahan panas yang terjadi:

$$Q = m \times C_p \times \Delta T$$

$$= 158,733 \times 1 \times (122 - 86)$$

$$= 5714,37504 \text{ BTU/hr}$$

#### 2. LMTD (Log Mean Temperature Difference)

Untuk menghitung suhu rata-rata suatu fluida yang mengalir dalam alat penukar panas dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$a). \text{ LMTD} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{(T_1 - T_1)}{(T_2 - t_2)}}$$

$$= \frac{90 - 39,6}{\ln \frac{90}{39,6}}$$

$$= 61,39 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$b). R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad S = \frac{t_1 - t_2}{T_2 - t_1}$$

$$= \frac{176 - 161,6}{122 - 86} \quad = \frac{122 - 86}{176 - 86}$$

$$= 0,4 \quad = 0,4$$

Dari fig. 18 halaman 828, diperoleh nilai FT = 0,98

$$c). \Delta T = FT \times \text{LMTD}$$

$$= 0,98 \times 61,39$$

$$= 60,1622 \text{ } ^\circ\text{F}$$

#### 3. Temperatur Kalorik

Temperatur kalorik dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

a). Fluida panas	b). Fluida dingin
$T_h = \frac{th_2 + th_1}{2}$	$T_c = \frac{tc_2 + tc_1}{2}$
$= \frac{176 + 161,6}{2}$	$= \frac{122 + 86}{2}$
$= 168,8 \text{ } ^\circ\text{F}$	$= 104 \text{ } ^\circ\text{F}$

## Peletakan Aliran

Fluida panas dilewatkan *shell* dan fluida dingin dilewatkan *tube*.

## 4. Flow Area

Temperatur kalorik dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

a). Fluida panas

$$B = 4,026 \text{ in}$$

$$C = PT - Od \text{ tube}$$

$$= 0,625 \text{ in}$$

$$as = \frac{ID_s \times C \times B}{144 \times PT} \times \frac{1}{n}$$

$$= 0,07 \text{ ft}^2$$

b). Fluida dingin

$$at' = 0,098 \text{ ft}^2$$

$$at = \frac{Nt \times at'}{144 \times n}$$

(Tabel 11)

## 5. Kecepatan Massa

a). Fluida panas

$$Gs = \frac{M}{as}$$

$$= \frac{396,832}{0,07035}$$

$$= 5640,806 \text{ lb/hr.ft}^2$$

b). Fluida dingin

$$Gt = \frac{m}{at}$$

$$= \frac{158,7}{0,006}$$

$$= 2591,53 \text{ lb/hr.ft}^2$$

## 6. Reynold Number

a). Fluida panas

$$Tc = 168,8 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$De = 0,75 \text{ in} = 0,061 \text{ ft} \quad (\text{fig. 28})$$

$$\mu = 0,38 \text{ cp} = 0,919 \text{ lb/hr.ft} \quad (\text{fig. 14})$$

$$Re,s = \frac{De \times Gs}{\mu}$$

$$= 374,3273$$

b). Fluida dingin

$$tc = 104 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$ID = 0,312 \text{ in} = 0,026 \text{ ft}$$

$$\mu = 0,69 \text{ cp} = 1,669 \text{ lb/hr.ft} \quad (\text{fig. 14})$$

$$Re,t = \frac{ID \times Gt}{\mu}$$

$$= 403,6905$$

## 7. Faktor Dimensi Alat Penukar Panas

$$JH = 9,8 \quad (\text{fig. 28})$$

$$JH = 3,5 \quad (\text{fig. 26})$$

## 8. Bilangan Prandtl

a). Fluida panas

$$Tc = 168,8 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$k = 0,33 \quad (\text{tabel 4})$$

$$Pr = k(c\mu/k)^{1/3} = 0,464$$

b). Fluida dingin

$$tc = 104 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$k = 0,33 \quad (\text{tabel 4})$$

$$Pr = k(c\mu/k)^{1/3} = 0,566$$

## 9. Koefisien Perpindahan Panas Terkoreksi

a). Fluida panas

$$\frac{ho}{\phi_s} = JH \times \frac{Pr}{De} = 74,6 \text{ btu/j.ft.}^\circ\text{F}$$

b). Fluida dingin

$$\frac{hi}{\phi_t} = JH \times \frac{Pr}{ID} = 76,25 \text{ btu/j.ft.}^\circ\text{F}$$

$$\frac{hio}{\phi_t} = \frac{hi}{\phi_t} \times \frac{ID}{OD} = 377,6 \text{ btu/j.ft.}^\circ\text{F}$$

10. Perhitungan  $t_w$ 

a). Fluida panas

$$t_w = tc + \frac{ho/\phi_s}{\left(\frac{ho}{\phi_s}\right) + \left(\frac{hio}{\phi_t}\right)} (Tc - tc)$$

$$= -0,9241 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\mu_w = 2,3 \quad (\text{fig 14})$$

b). Fluida dingin

$$t_w = tc + \frac{ho/\phi_t}{\left(\frac{ho}{\phi_s}\right) + \left(\frac{hio}{\phi_t}\right)} (Tc - tc)$$

$$= 28,462 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\mu_w = 1,4 \quad (\text{fig 14})$$

11. Perhitungan  $\phi$ 

a). Fluida panas

$$\phi_s = (\mu/\mu_w)^{0,14} = 0,777$$

b). Fluida dingin

$$\phi_t = (\mu/\mu_w)^{0,14} = 0,906$$

## 12. Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Permukaan Pipa Luar

a). Fluida panas

$$ho = \frac{ho}{\phi_s} \times \phi_s = 57,97$$

b). Fluida dingin

$$hio = \frac{hio}{\phi_t} \times \phi_t = 342$$

### 13. Koefisien *Clean Overall*

$$U_c = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{338 \times 56,9}{338 + 56,9} = 49,5722$$

### 14. Koefisien Design Overall

Koefisien design overall dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$U_d = \frac{Q}{A \times \Delta t}$$

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

Dimana,  $N_t$  : Jumlah *tube*

$a''$  : Luas permukaan luar *tube*

$$A = 0,098 \times 18 \times 1,9685 = 3,472 \text{ ft}^2$$

maka:

$$U_d = \frac{5714,3750}{3,47243 \times 60,16} = 27,353$$

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{U_c \times U_d} = \frac{48,7008 - 27,353}{48,7008 \times 27,353} = 0,016386$$

### 15. Pressure Drop

#### a). Sisi *Shell*

$$Re_s = 406,4125$$

$$f = 0,0038 \quad (\text{fig. 29})$$

$$N = 12 \text{ L/B} = 12 \frac{1,9685}{4,026} = 6$$

$$\begin{aligned} \Delta P_s &= \frac{f \cdot G_s^2 \cdot I D_s \cdot (N+1)}{5,22 \times 10^{10} \cdot D_e \cdot s \cdot \phi_s} \\ &= \frac{0,004 \cdot (4807,34)^2 \cdot 4,026 \cdot (5+1)}{5,22 \times 10^{10} \cdot 0,061 \cdot 1} \end{aligned}$$

$$= 0,00104986 \text{ psi}$$

#### b). Sisi *Tube*

$$Re_t = 397,9234$$

$$f = 0,0012 \quad (\text{fig. 26})$$

$$\begin{aligned} \Delta P_t &= \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot N}{5,22 \times 10^{10} \cdot I D_t \cdot s \cdot \phi_t} \\ &= \frac{0,0012 \cdot (11503,34)^2 \cdot 1,969 \cdot 6}{5,22 \times 10^{10} \cdot 0,026 \cdot 1} \end{aligned}$$

$$= 0,00685861 \text{ psi}$$

## 16. Pressure Drop Total

$$\begin{aligned} Gt &= 25915,5331 \text{ lb/hr.ft}^2 \\ V^2/2g &= 0,001 \text{ (fig. 27)} \\ \Delta P_r &= \frac{4n}{s} \times \frac{v^2}{2g} = \frac{4}{1} \times 0,001 = 0,004 \text{ psi} \end{aligned}$$

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r = 0,00685861 + 0,004 = 0,010859 \text{ psi}$$

## 17. Koefisien Perpindahan Panas Overall

$$\begin{aligned} \frac{1}{U} &= \frac{1}{h_i} + \frac{1}{U_{ho}} \\ \frac{1}{U} &= \frac{1}{342} + \frac{1}{57,97} \\ \frac{1}{U} &= 0,0201726 \end{aligned}$$

$$U = 49,572 \text{ BTU/hr.ft}^2.\text{°F}$$

## 18. Laju Perpindahan Panas Aktual

$$\begin{aligned} Q_{act} &= U \times A \times \Delta t \\ &= 49,572 \times 3,472 \times 60,16 \\ &= 10356,0937 \text{ BTU/hr} \end{aligned}$$

## 19. Kapasitas Perpindahan Panas

$$\begin{aligned} C_h &= M_h \times C_{ph} \quad (\text{Fluida panas}) \\ &= 396,832 \times 1 \\ &= 396,832 \text{ BTU/hr.°F} \\ C_c &= m_c \times C_{pc} \quad (\text{Fluida dingin}) \\ &= 158,733 \times 1 \\ &= 158,773 \text{ BTU/hr.°F} \end{aligned}$$

## 20. Laju Perpindahan Panas Maksimal

$$\begin{aligned} C_{min} &= 158,733 \text{ BTU/hr.°F} \quad (\text{nilai terkecil dari } C_h \text{ dan } C_c) \\ Q_{maks} &= C_{min} \times (T_{h1} - t_{c1}) \\ &= 158,733 \times (176 - 86) \\ &= 14285,9376 \text{ BTU/hr.°F} \end{aligned}$$

## 21. Efektifitas

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{Q_{act}}{Q_{maks}} \times 100\% \\ &= \frac{10356,0937}{14285,9376} \times 100\% \\ &= 72,49 \text{ b} \end{aligned}$$

**Perbandingan Hasil Hitungan Penelitian Terdahulu dengan Rancangan**

Setelah melakukan perhitungan analitik maka didapatkan perbedaan antara hasil perhitungan penelitian terdahulu [1] dengan hasil perhitungan alat yang dirancang, dijelaskan pada Tabel 2. berikut ini :

Tabel 2. Perbandingan Hasil Perhitungan Alat Penukar Panas Jurnal dengan Rancangan.

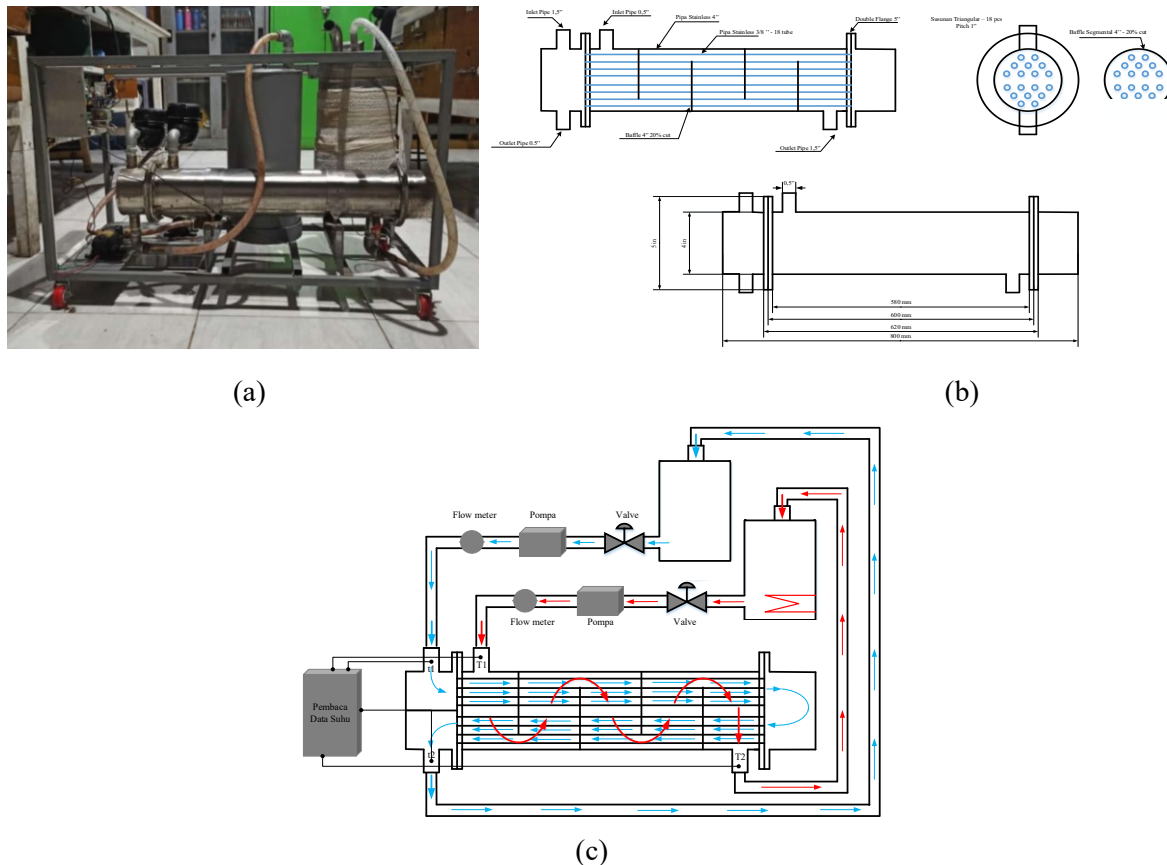
Uraian	Penelitian Terdahulu	Rancangan
<i>Fouling Factor</i> (Rd)	0,011	0,01639
<i>Pressure Drop</i> ( $\Delta P_s$ )	0,00009 psi	0,00105 psi
<i>Pressure Drop</i> ( $\Delta P_T$ )	0,0327 psi	0,01086 psi
Efektivitas ( $\varepsilon$ )	40,66 %	72,49 %

Perbedaan spesifikasi dan material alat menyebabkan adanya perbedaan yang cukup signifikan pada temperatur keluar *tube*. Dengan temperatur masuk *tube* yang sama, temperatur keluar *tube* alat penukar panas pada penelitian terdahulu sebesar 95 °F sedangkan temperatur keluar *tube* alat penukar panas hasil

rancangan sebesar 122 °F. Hal ini mengakibatkan LMTD pada alat penukar panas hasil rancangan lebih besar. Semakin besar LMTD tersebut, semakin banyak panas yang ditransfer sehingga efektivitas yang didapat semakin tinggi.

### Alat Penukar Panas Hasil Rancangan

Setelah melakukan perhitungan analitik untuk mengetahui keamanan dan kelayakan alat penukar panas, selanjutnya pembuatan alat dapat dikerjakan berdasarkan spesifikasi yang telah ditentukan. Berikut alat penukar panas hasil rancangan :



Gambar 4. a) Alat Penukar Panas Hasil Rancangan, b) Spesifikasi Alat, c) Skema Alat Penukar Panas

### KESIMPULAN

1. Berdasarkan perhitungan analitik alat penukar panas yang dirancang layak dan aman digunakan karena memenuhi standar keamanan alat penukar panas yaitu nilai *fouling factor* ( $R_d$ )  $0,016386 \text{ hr.ft}^2.\text{°F}/\text{BTU} > 0,002 \text{ hr.ft}^2.\text{°F}/\text{BTU}$ , nilai  $\Delta P_s$   $0,00105 \text{ psi} < 10 \text{ psi}$  dan nilai  $\Delta P_T$   $0,01086 \text{ psi} < 10 \text{ psi}$ .
2. Perbedaan hasil perhitungan *fouling factor*, *Pressure drop* dan efektifitas antara penelitian terdahulu dengan hasil rancangan disebabkan karena perbedaan spesifikasi dan material yang digunakan. Perbedaan tersebut mengakibatkan fluida dingin keluar *tube* berbeda. Hal ini mengakibatkan LMTD pada alat penukar panas hasil rancangan lebih besar. Semakin besar LMTD tersebut, semakin banyak panas yang ditransfer sehingga efektivitas yang didapat semakin tinggi.

### DAFTAR PUSTAKA

- [1]E. Kiswoyo and A. I. Ramadhan, “Perancangan Dan Validasi Desain Alat Penukar Kalor Tipe *Shell and tube* Menggunakan Computational Fluid Dynamics,” *Din. J. Ilm. Tek. Mesin*, vol. 8, no. 2, pp. 39–46, 2017.
- [2]M. M and R. Septiawan, “Analisa Pengujian Lelah Material Stainless Steel 304 Dengan



- Menggunakan Rotary Bending Fatigue Machine,” *J. Rekayasa Mater. Manufaktur dan Energi*, vol. 1, no. 1, pp. 64–73, 2018, doi: 10.30596/rmme.v1i1.2437.
- [3]Yunaidi, “Perbandingan Laju Korosi Pada Baja Karbon Rendah dan Stainless Steel Seri 201, 304, dan 430 Dalam Media Nira,” *Mek. dan Sist. Termal*, vol. 1, no. 1, pp. 1–6, 2016.
- [4]Haryadi and A. Mahmudi, *Buku Ajar : Perpindahan panas*. 2012.
- [5]I. Putra, “Studi perhitungan heat exchanger type *shell and tube* dehumidifier biogas limbah sawit untuk pembangkit listrik tenaga biogas,” *J. POLIMESIN*, vol. 15, no. 2, p. 42, 2017, doi: 10.30811/jpl.v15i2.373.
- [6]D. Q. Kern, *Process heat transfer*, vol. 250, no. 5. 1950.
- [7] Muliawati, E. C., Santoso, M., Ismail, A. F., Jaafar, J., Salleh, M. T., Nurherdiana, S. D., & Widiastuti, N. (2017). Poly (Eugenol Sulfonate)-Sulfonated polyetherimide new blends membrane promising for direct methanol fuel cell. *Malaysian Journal of Analytical Sciences*, 21(3), 659-668.
- [8] Muliawati, E. C., Ismail, A. F., Jaafar, J., Widiastuti, N., Santoso, M., Taufiq, M., ... & Atmaja, L. (2019). Sulfonated PEI membrane with GPTMS-TiO<sub>2</sub> as a filler for potential direct methanol fuel cell (DMFC) applications. *Malaysian Journal of Fundamental and Applied Sciences*, 15(4), 555-560.
- [9] Muliawati, E. C., Widiastuti, N., Santoso, M., Ismail, A. F., & Jaafar, J. (2017). Poly (Eugenol Sulfonate)-Sulfonated Polyetherimide-Titanium Dioxide (TiO<sub>2</sub>) New Blends Membrane Promising For Direct Methanol Fuel Cell (DMFC). *Proceedings Book*, 36.
- [10] Muliawati, E. C., & Mirzayanti, Y. W. (2021). Membran Polieugenol Tersulfonasi (PET) Sebagai Potensi Sel Bahan Bakar Metanol Langsung. *Journal of Research and Technology*, 7(2), 247-256.