

Perancangan *Shell and Tube Heat Exchanger* Dengan Fluida Kerja Biogas *Palm Oil Mill Effluent* (POME)

Devita Dinda Fitriani^a, Dicky Seprianto^a, Soegeng Witjahjo^a, Ahmad Imam Rifa'i^{a,*}

^aProgram Studi Teknik Mesin Produksi dan Perawatan, Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Negeri Sriwijaya
Jl. Sriwijaya Negara, Bukit Besar – Palembang 30139

*E-mail: imamrf@polsri.ac.id

Abstract

Penukar kalor tipe *shell and tube* digunakan pada industri pada proses pendinginan maupun pada proses pemanasan. Penukar kalor tipe *shell and tube* memiliki keunggulan diantaranya: perawatan yang mudah, desain konstruksi yang sederhana, serta memiliki kemampuan kerja yang baik karena mampu beroperasi pada suhu dan tekanan tinggi, fluida yang korosif. Dalam upaya menemukan ukuran diameter tube terbaik pada sebuah desain penukar kalor tipe *shell and tube* yang akan digunakan sebagai pendingin. Pada penelitian ini penukar kalor dirancang dengan menggunakan fluida kerja air dan *Biogas Palm Oil Mill Effluent* (POME) serta diameter luar pipa 0,75 inch, 1,0 inch, dan 1,25 inch. Penelitian dilakukan untuk mengetahui nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) dengan menggunakan perhitungan numerik menggunakan Kern Methode dan simulasi pada software HTRI. Hasil penelitian menunjukkan bahwa perancangan penukar kalor *shell and tube* terbaik adalah penukar kalor dengan diameter luar pipa 0,75 inch yang memiliki nilai *over design* sebesar 6.49%. Sebuah model kemudian akan dikatakan valid apabila nilai *over design* pada parameter koefisien perpindahan panas bersihnya tidak melebihi 25% dari nilai koefisien perpindahan panas *required design*.

Kata kunci: *shell and tube*; penukar kalor; biogas pome; htri

Abstrak

Shell and tube heat exchangers are used in industry in the cooling process as well as in the heating process. Shell and tube heat exchangers have advantages including easy maintenance, simple construction design, and good workability because they are able to operate at high temperatures and pressures, corrosive fluids. In an effort to find the best tube diameter size for a shell and tube heat exchanger design to be used as a coolant, in this study the heat exchanger was designed using working fluid water and Biogas Palm Oil Mill Effluent (POME) and a pipe outer diameter of 0.75 inches, 1.0 inches, and 1.25 inches. The research was conducted to determine the value of the net heat transfer coefficient (U_c) by using numerical calculations using the Kern Method and simulation on the HTRI software. The results showed that the best shell and tube heat exchanger design was a heat exchanger with an outer diameter of 0.75 inch pipe which had an over design value of 6.49%. A model will then be said to be valid if the overdesign value on the net heat transfer coefficient parameter does not exceed 25% of the required design heat transfer coefficient value.

Kata kunci: shell and tube; heat exchanger; pome biogas; htri

1. Pendahuluan

Alat penukar kalor memiliki peran yang sangat penting dalam proses industri khususnya untuk melakukan perpindahan energi termal antara dua atau lebih fluida dengan temperatur yang berbeda. Tipe yang paling umum yang digunakan pada industri adalah tipe *shell and tube*. Tipe ini memiliki konstruksi dengan ciri adanya serangkaian pipa yang terpasang pada sebuah cangkang silindris. Sebelum memasuki proses fabrikasi perlu dilakukan analisis perancangan yang matang sehingga diperoleh alat yang memiliki fungsi operasi dan kinerja yang maksimal sesuai dengan tujuan penggunaan alat [1]. Karakteristik perpindahan kalor pada alat penukar kalor pipa ganda telah dilaporkan pada penelitian sebelumnya secara eksperimental dan juga studi numerik dari perpindahan kalor pada material logam [2–4]. Peningkatan nilai konduktivitas termal pada fluida kerja dapat meningkatkan kemampuan dalam memindahkan kalor secara signifikan [5]. Dalkılıç et al 2021 melakukan penelitian perpindahan kalor pada alat penukar kalor pipa ganda dengan menggunakan air laut dan oli mesin sebagai fluida kerja masing-masing pada sisi pipa dalam dan *annulus*. Aprilian et al 2022 melakukan perancangan *shell and tube* dengan fluida kerja fluida nano Fe_3O_4 dan defenileter. Perancangan dilakukan dengan menggunakan perhitungan matematis. Hasil penelitian menunjukkan bahwa perancangan *heat exchanger* memiliki nilai efektivitas 93% [6]. (Purnamasari et al., 2021) Purnamasari et al., 2021

merancang sebuah alat penukar kalor untuk aplikasi produksi *nanofibril cellulose*. Fluida kerja yang digunakan pada sisi *shell* dan *tube* adalah air. Suhu masuk sisi *shell* dan *tube* masing-masing adalah 30°C dan 75°C. Penukar kalor dirancang menggunakan 113 pipa dengan pengaturan pipa *one-pass*. Hasil penelitian menunjukkan bahwa nilai koefisien perpindahan panas pada sisi tube adalah 135,34 W/m².K. Sedangkan nilai koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* adalah 0,5934 W/m².K [7]. Perancangan *heat exchanger* menggunakan fluida kerja Biogas *Palm Oil Mill Effluent* (POME) dan air yang digunakan sebagai media pendingin dilaporkan oleh Putra 2017 [8]. *Palm Oil Mill Effluent* (POME) gas sendiri merupakan limbah hasil pengolahan tandan buah kelapa sawit yang memiliki suhu tinggi. Abdillah 2020 melakukan komparasi perancangan *heat exchanger* menggunakan metode matematis dan simulasi. Hasil perancangan dan perhitungan matematis yang telah dilakukan memiliki nilai perbedaan sebesar 23%. Selanjutnya nilai koefisien perpindahan panas asumsi dan *over* desain dari perancangan *heat exchanger* dilaporkan memiliki nilai <30%. Nilai yang telah di rancang dapat memenuhi standar perancangan alat penukar kalor [9]. Damanik et al., 2022 melakukan analisis dan perancangan penukar kalor untuk memproduksi *Methyl Ethyl Ketone* (MEK). Analisis dilakukan pada material pipa *plate steel* SA. 283 *Grade C* dengan ukuran tube 1,25 inch dan jumlah pipa 302 buah. Hasil penelitian dilaporkan bahwa pada laju aliran fluida 11.000 kg/hr menghasilkan penurunan tekanan sebesar 2.6555 x 10⁻⁴ psia [10]. Apriandi et al 2023 melakukan penelitian tentang perpindahan panas dari *chiller* yang dilengkapi dengan tube yang memiliki diameter dalam 0,0028 m dan ketebalan 0,001 m dan terbuat dari material tembaga dengan nilai konduktivitas termal 386 W/m.°C). Selanjutnya material pada sisi *shell* menggunakan baja karbon. Fluida panas menggunakan *refrigerant* R-134-A sedangkan fluida pendingin menggunakan air. Hasil penelitian menunjukkan bahwa penukar kalor dengan jumlah pipa 152 buah memiliki nilai efektivitas 90% [11]. Abd dan Naji 2017 melaporkan bahwa peningkatan panjang *tube* yang digunakan untuk nilai 1,5, 1,83, 2, 2,44, 3, dan 3,66 m koefisien perpindahan panas keseluruhan *heat exchanger* meningkat seiring dengan peningkatan Panjang *tube* yang digunakan. Bilangan *Nusselt* meningkat seiring dengan peningkatan bilangan *Reynolds* [12]. Irawan dan Anggara 2020 telah melakukan penelitian mengenai pengaruh penggunaan jumlah *tube* dan *baffle* pada efektivitas kinerja dan koefisien perpindahan panas menyeluruh masing-masing model yang dibuat. Adapun penelitiannya membandingkan penggunaan 30, 32, dan 34 buah tube serta 6, 8, dan 10 buah *baffle*. Hasil penelitian menunjukkan bahwa berdasarkan fluida kerja yang digunakan jumlah *tube* dan *baffle* terbaik adalah sebanyak 34 dan 6 buah [13]. Peningkatan area perpindahan kalor juga dapat dengan menambahkan sisipan pada sisi pipa dalam [14]. Subeno dan Gaos 2020 melakukan optimasi sebuah *heat exchanger tipe shell and tube* guna memenuhi kebutuhan pendingin *chilli sauce* menggunakan *chilled water*. Menggunakan batasan *over design* sebesar 25%, diperoleh konstruksi *heat exchanger* dengan *tube* sepanjang 2,6m, diameter 0,5 inch menghasilkan nilai koefisien perpindahan panas bersih sebesar 44.93W/m².K [15].

Kebaharuan dari penelitian ini adalah perancangan *heat exchanger* yang dilakukan akan membandingkan nilai koefisien perpindahan panas menggunakan pipa dengan diameter luar pipa 0,75 inch, 1,0 inch, dan 1,25 inch. *Heat exchanger* digunakan untuk mendinginkan Biogas *Palm Oil Mill Effluent* (POME) dengan menggunakan fluida pendingin air. Selanjutnya, perancangan dilakukan dengan menggunakan perhitungan metode Kern dan dilanjutkan menggunakan *software* HTRI Xchanger Suit 9.1 sebagai alat validasi hasil hitung.

2. Material dan metode penelitian

Shell and tube heat exchanger dirancang dengan menggunakan air sebagai fluida pendingin yang mengalir pada sisi *tube*. Sedangkan *biogas Palm Oil Mill Effluent* (POME) yang mengalir pada sisi *shell*. Sifat thermo fisik fluida kerja yang digunakan dalam penelitian ini dapat dilihat pada Tabel 1.

Tabel 1. Karakteristik fluida kerja

Parameter	Fluida Dingin	Fluida Panas
Suhu masuk, T_{in} (°F)	44,6	95
Suhu Keluar, T_{out} (°F)	53,6	53,6
Laju alir fluida, (lb/h)	3377,832	1483,715
Densitas, ρ (lb/ft ³)	62,419	54,687
Panas Jenis, C_p (btu/lb.F)	1	0,494914
Konduktivitas Termal, k (btu/h. ft.F)	0,3331	0,0156
Viskositas, μ (lb/ft.h)	3,459	0,03169
Bilangan <i>Prandtl</i> , Pr	9,45	1
<i>Pressure in</i> (psi)	29,92	29,92

Dimensi material tube yang diteliti adalah material *stainless steel* 304 (18 Cr, 8 Ni) dengan diameter luar masing-masing adalah, $\frac{3}{4}$ inch, 1 inch dan $1\frac{1}{4}$ inch sepanjang 2 m atau 6,562 inch. Karakteristik geometri pipa yang digunakan dapat dilihat pada Tabel 2.

Tabel 2. Karakteristik Geometri

	DO1	DO2	DO3
Material Tube	Stainless Steel 304 (18 Cr, 8 Ni)		
Konduktivitas Termal, k (Btu/hr.ft.F)			
Diameter Luar Tube, d_o (inch)	3/4	1	1 1/4
Diameter Dalam Tube, d_i (inch)	0,652	0,902	1,15
Jumlah Tube (Nt)	82	66	51
Diameter Dalam Shell, d_s (inch)	12	13,25	15,25
Panjang, L (ft)	6,562	6,562	6,562
Layout	60	60	60
Pitch, pt (inch)	1	1,25	1,5625
Jarak Baffle, B (inch)	3	3,3125	3,8125
Tebal Baffle, (inch)	0,187	0,187	0,25
Laluan Tube, n_{Pass} (pass)	2	2	2
Laluan Shell, N' (inch)	1	1	1
Baffle Cut, (%)	25	25	25

Parameter dalam perancangan *shell and tube heat exchanger* memenuhi beberapa *constraint* dalam standar TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association Inc.*, 2019). Setelah diperoleh nilai dan data yang dibutuhkan, dilanjutkan permodelan menggunakan software HTRI Xchanger Suite versi 9.1. Hasil permodelan ini digunakan sebagai validasi perhitungan manual. Parameter dan metode perencanaan *shell and tube heat exchanger* dapat dilihat pada Tabel 3.

Tabel 3. Parameter dan Metode Perencanaan

Bagian	Parameter	Persamaan	Eq
Parameter dasar	Kesetimbangan energi (Q)	$Q_{in} = Q_{out}$ $m_c \times Cp_c \times \Delta T_c = m_h \times Cp_h \times \Delta T_h$ dimana Q adalah perpindahan energi (btu/hr), m adalah laju aliran fluida (lb/h), Cp adalah panas jenis (btu/lb.F), ΔT adalah perbedaan suhu inlet dan outlet ($^{\circ}F$)	(1)
	Logarithmic mean temperature differenced (LMTD)	$LMTD = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln \frac{(T_{h,in} - T_{c,out})}{(T_{h,out} - T_{c,in})}}$ dimana, $T_{h,in}$ adalah suhu masuk fluida panas, ($^{\circ}F$), $T_{h,out}$ adalah suhu keluar fluida panas, ($^{\circ}F$), $T_{c,in}$ adalah suhu masuk fluida dingin, ($^{\circ}F$), $T_{c,out}$ adalah suhu keluar fluida dingin, ($^{\circ}F$)	(2)
	Faktor koreksi (P, R)	$P = \frac{(T_{c,out} - T_{c,in})}{(T_{h,in} - T_{c,in})}; R = \frac{(T_{h,in} - T_{h,out})}{(T_{c,out} - T_{c,in})}$ $F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \left[\frac{1-P}{1-PR} \right]}{(R-1) \ln \frac{2-P(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-P(R+1+\sqrt{R^2+1})}}$ $\Delta T_m = F \times \Delta T_{LMTD}$	(3)
	Luas area perpindahan panas (A)	$q = UA_o \Delta T_m$ $A = \frac{q}{U \times \Delta T_m}$ dimana U adalah koefisien perpindahan panas keseluruhan (btu/h.ft ² .F)	(4)
Layout dan Ukuran Tube	Jumlah Tube (N_t)	$N_t = \frac{A}{\pi \times d_o \times L}$	(5)

		dimana N adalah jumlah tube, A adalah luas area perpindahan panas, (ft^2), d_o adalah diameter luar pipa, (ft) L adalah panjang pipa. (ft)	
	Luas permukaan dari total heat exchanger tube (a_t)	$a_t = N_t \frac{a't}{n_{Pass}}$	(6)
		dimana a_t adalah $a't$ adalah area alir dalam tube, (ft^2), n_{Pass} adalah jumlah pass	
	Laju aliran massa fluida pada tube (G_t)	$G_t = \frac{m_h}{a_t}$	(7)
		dimana m_h adalah laju aliran massa fluida panas, ($lb/h.ft^2$), a_t adalah Luas permukaan dari total heat exchanger tube (ft^2)	
	Bilangan Reynolds	$Re_i = \frac{G_t \times d_i}{\mu}$	(8)
		dimana G_t adalah Laju aliran massa di dalam tube ($lb/h.ft^2$), d_i adalah diameter dalam tube ($inch$), μ adalah viskositas dinamis ($lb/ft.h$)	
	Koefisien perpindahan panas tube (h_i)	$h_i = Jh \times \frac{k}{d_{i,tube}} \times Pr^{\frac{1}{3}} \times \phi t$	(9)
		dimana h_i adalah koefisien perpindahan panas konveksi ($btu/h.ft^2.F$), k adalah konduktivitas termal fluida ($btu/h.ft.F$), d_i adalah diameter dalam tube (ft)	
	Koefisien perpindahan panas koreksi tube (h_{io})	$h_i = \frac{h_i}{\phi t} \times \frac{d_{i,tube}}{d_{o,tube}}$	(10)
		dimana d_o adalah diameter dalam tube ($inch$)	
Shell	Area aliran pada shell (A_s)	$A_s = \frac{d_s \times C \times B}{P_t}$	(12)
		dimana d_s adalah diameter shell (ft), C adalah clearance (ft), B adalah shell bundle (ft), P_t adalah pitch tube	
	Laju aliran massa sisi shell (G_s)	$G_s = \frac{m_c}{A_s}$	(13)
		dimana m_c adalah laju aliran massa fluida dingin, (lb/h), A_s adalah area alir shell (ft^2)	
	Diameter Equivalent (d_e)	$d_e = \frac{4(\frac{P_t}{2} \times 0,87 P_t - \frac{1}{2} \pi \frac{d_{o,t}}{4})}{\frac{1}{2} \pi d_{o,t}}$	(14)
	Bilangan Reynolds	$Re_s = \frac{d_{is} \times G_s}{\mu}$	(15)
	Koefisien perpindahan panas shell	$h_o = Jh \frac{k}{d_e} \times Pr^{\frac{1}{3}} \times \phi s$	(16)
		dimana h_o adalah koefisien perpindahan panas konveksi ($btu/h.ft^2.F$), k adalah konduktivitas termal fluida ($btu/h.ft.F$), d_e adalah diameter equivalent (ft)	
Shell and Tube	Koefisien perpindahan panas required design (U_{req})	$U_{req} = \frac{Nt_{hitung} \times U_{Assumption}}{Nt_{standar}}$	(17)
	Koefisien perpindahan panas keseluruhan bersih (U_c)	$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_s} + R_s + R_t \times \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{h_t} \times \frac{r_o}{r_i} + \frac{r_o \times \ln \times \left(\frac{r_o}{r_i} \right)}{k_{stainless\ steel}}$	(18)
	Over design (%)	$\% Difference = \frac{U_o - U_{Assumption}}{U_{Assumption}} \times 100\%$	(19)

3. Hasil Dan Pembahasan

3.1 Kestimbangan Energi (Q)

Kestimbangan energi (Q) diperoleh berdasarkan nilai laju aliran massa pada sisi *shell* dan *tube*, panas jenis fluida kerja serta perbedaan suhu pada sisi masuk dan keluar *shell and tube heat exchanger*. Hasil perhitungan kestimbangan energi dalam perancangan model *shell and tube heat exchanger* dihitung menggunakan persamaan (1) sampai (3) yang disajikan pada Tabel 4.

Tabel 4. Hasil Perhitungan Parameter Dasar

Bagian	Parameter	Hasil diperoleh
Parameter Dasar	Kestimbangan Energi (Q)	$Q = 30.400,488 \text{ lb/hr}$
	<i>Logarithmic mean temperature differenced (LMTD)</i>	LMTD = 21,23 °F
	Faktor koreksi (P, R)	P = 4,6; R = 0,17 F = 0,83 $\Delta T_m = 17,63 \text{ °F}$

Pada proses kerja fluida yang terlibat diketahui nilai koefisien perpindahan panas yang terjadi adalah pada rentang 10-50 $\text{btu/ft}^2\cdot\text{hr}\cdot\text{F}$. Oleh karena itu, dipilih nilai U_{asumsi} sebesar $18\text{btu/ft}^2\cdot\text{hr}\cdot\text{F}$. Sehingga Luas area perpindahan panas (A_{asumsi}) adalah $95,84 \text{ ft}^2$.

3.2 Jumlah Tube

Pada penentuan jumlah tube diperoleh dengan menggunakan persamaan (5), selanjutnya hasil yang diperoleh di standarisasi pada *standar tube layout* buku TEMA. Jumlah *tube* hitung dan *tube* standar dapat dilihat pada Tabel 5.

Tabel 5. Jumlah Tube Hitung dan Tube Standar

<i>Outside Diameter (OD_{tube})</i> ''	¾	1	1,25
<i>Estimated Tube Count</i>	74	56	45
<i>Standart Tube Count</i>	82	66	51

Pada perancangan *heat exchanger tipe shell and tube* dengan menggunakan panjang *tube* yang sama, diketahui bahwa semakin kecil diameter *tube* yang digunakan maka jumlah tube yang dibutuhkan akan semakin banyak, Hal ini diketahui dari perancangan *heat exchanger* dengan diameter tube 0,75 inch membutuhkan 74 buah *tube*; 1 inch membutuhkan 56 buah tube; dan 1,25 inch membutuhkan 45 buah *tube*. Selanjutnya, perhitungan dilanjutkan dengan hasil masing-masing pada diameter *tube* yang berbeda. Hasil perhitungan parameter pada area *shell* dan *tube* dapat dilihat pada Tabel 6.

Tabel 6. Hasil Perhitungan Parameter pada Area *Shell* dan *Tube*

Bagian	Parameter	Hasil Diperoleh		
		D01	D02	D03
<i>Layout dan Ukuran Tube</i>	Luas permukaan dari total <i>heat exchanger tube</i> , $a_t (\text{ft}^2)$	0,095	0,146	0,1841
	Laju aliran massa fluida pada tube, $G_t (\text{lb/h}, \text{ft}^2)$	35519,8	23066,7	18341,2
	Bilangan <i>Reynolds</i> , Re_t	558,15	501,25	508,79
	Koefisien perpindahan panas tube, $h_i (\text{btu/h}, \text{ft}^2, \text{F})$	42,77	36,54	27,92
	Koefisien perpindahan panas koreksi tube, $h_{io} (\text{btu/h}, \text{ft}^2, \text{F})$	37,18	32,95	25,69
<i>Shell</i>	Area aliran pada shell, $A_s (\text{ft}^2)$	0,063	0,061	0,074
	Laju aliran massa sisi <i>shell</i> , $G_s (\text{lb/h}, \text{ft}^2)$	23739,4	24339,4	20080,1

Diameter Equivalent, d_e (ft)	0,0591	0,0592	0,0667
Bilangan Reynolds, Re_s	44321,3	45501,4	42274,6
Koefisien perpindahan panas shell, h_o (btu/h, ft ² , F)	34,54	34,75	29,92

3.3 Perbandingan Nilai Koefisien Perpindahan Panas

Hasil perhitungan *shell and tube heat exchanger* dan hasil permodelan *software* HTRI *Xchange* 9.1 Koefisien perpindahan panas bersih (U_c) dan koefisien perpindahan panas *required* (U_{req}) yang didapat melalui hasil perhitungan manual dan *software* HTRI dapat dilihat pada Tabel 7.

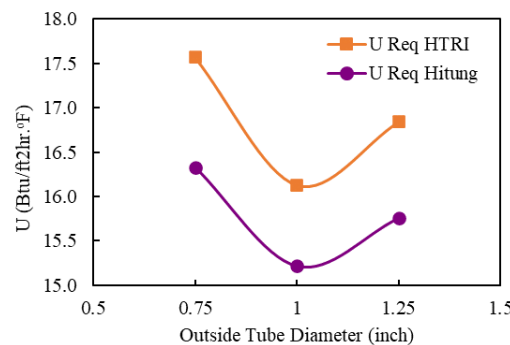
Tabel 7. Hasil Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas, U (btu/ft²,hr,F)

Variasi OD Tube	Parameter	Data Hitung	Data HTRI	Deviasi
0,75 Inch	U_{clean}	17,69	18,70	0,50
	$U_{required}$	16,13	17,57	0,72
1 Inch	U_{clean}	16,05	18,68	1,31
	$U_{required}$	19,08	20,46	0,69
1,25 Inch	U_{clean}	13,28	14,61	0,67
	$U_{required}$	15,56	16,84	0,64

Perbedaan hasil perhitungan manual dengan HTRI ditunjukkan dengan besar nilai deviasi yang ditampilkan, hal ini terjadi diakibatkan perhitungan yang lebih kompleks pada sifat termodinamika fluida dalam *software* HTRI, Selain itu perbedaan tingkat ketelitian dalam pembacaan grafik dan pembulatan dapat menjadi penyebab terjadinya beda hasil yang terjadi, Akan tetapi nilai ini masih dapat diterima karena nilainya yang cukup kecil.

3.4 Overall Heat Transfer Coefficient (U)

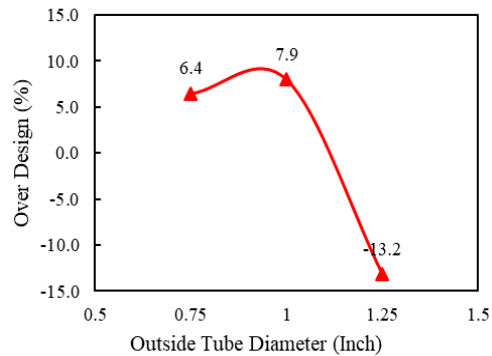
Pada perancangan *heat exchanger* penting untuk mengetahui besar nilai koefisien perpindahan panas yang dibutuhkan (U_{req}) bagi sebuah model untuk dapat memenuhi nilai perpindahan panas (Q) yang akan dilakukan, Adapun nilai koefisien perpindahan panas *required* (U_{req}) yang diperoleh berdasarkan perancangan pada model dengan *outside* tube diameter sebesar 0,75 inch, 1,0 inch, dan 1,25 inch ditampilkan pada Gambar 1.



Gambar 1. Koefisien Perpindahan Panas *Required* Desain Hitung dan HTRI

Hasil penelitian diperoleh nilai U_{req} pada rentang 15-19 btu/ft²h°F, dalam hal ini, U_{req} dihitung dengan mempertimbangkan besar koefisien perpindahan panas yang terjadi hanya pada tube, Oleh karena itu, besar nilai yang dihasilkan bergantung dengan nilai bilangan Reynolds yang dimiliki masing-masing model, Model dengan Bilangan Reynolds yang lebih tinggi akan menghasilkan besar nilai koefisien perpindahan panas *required design* (U_{req}) yang lebih tinggi. Hasil penelitian menunjukkan bahwa bilangan Reynolds perancangan *shell and tube heat exchanger* dengan diameter tube 0,75 inch, 1,0 inch dan 1,25 inch masing masing adalah 558,15, 508,79 dan 501,25. Semakin tinggi bilangan Reynolds, nilai koefisien perpindahan panas *required design* semakin meningkat. Nilai koefisien perpindahan panas *required design* untuk bilangan Reynolds 558,15, 508,79 dan 501,25 masing-masing adalah 17,57, 508,79, 501,25 btu/ft².hr.F. Sebuah model *heat exchanger* dikatakan valid bahwa apabila nilai koefisien perpindahan panas

required design (U_{req}) mampu dipenuhi oleh nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan bersih dengan nilai *over design* positif tidak lebih dari 25%.



Gambar 2. *Over Design*

Gambar 2 menunjukkan nilai *over design* tube diameter sebesar 0,75 inch dan 1 inch yang memiliki nilai *over design* positif, Hal ini karena hanya dua model inilah yang nilai koefisien perpindahan panas bersih (U_{clean}) mampu memenuhi nilai kebutuhan koefisien perpindahan panas *required* (U_{req}) dengan masing-masing persentase sebesar 6,48% dan 7,94%. Selanjutnya meninjau dari hal tersebut dapat diambil keputusan model terbaik adalah model dengan diameter tube 0,75 inch, yang memiliki nilai *over design* positif paling kecil yaitu sebesar 6,49%.

4. Kesimpulan

Perancangan alat penukar kalor tipe *shell and tube* berdasarkan kenaikan *outside* diameter tube telah diteliti dengan menggunakan metode kern dan *data sheet* software HTRI. Berdasarkan hasil penelitian yang telah dilakukan, maka dapat disimpulkan bahwa perancangan penukar kalor *shell and tube* dengan diameter luar pipa 0,75 inch yang memiliki nilai *over design* sebesar 6,49%, sehingga nilai *over design* pada parameter koefisien perpindahan panas bersihnya tidak melebihi 25% dari nilai koefisien perpindahan panas *required design*.

Ucapan Terima Kasih

Terima kasih peneliti ucapkan kepada PT. Wiratama Indotech sebagai pihak pemberi *data sheet* atas penelitian ini.

Daftar Pustaka

- [1] Iskandar N, Aritonang R. Analisis Pengaruh Modifikasi Penukar Panas Terhadap Efisiensi Pendinginan Oli Gearbox Separator pada Pabrik Semen. *Rotasi* 2021;23(3):56–63.
- [2] Kristiawan B, Rifa'i AI, Enoki K, Wijayanta AT, Miyazaki T. Enhancing the thermal performance of TiO₂/water nanofluids flowing in a helical microfin tube. *Powder Technol.* 2020 Oct 1;376:254–62.
- [3] Pebralia J, Amri I, Rifa'i AI. Measuring convective heat transfer in a room equipped with an air conditioner. *Phys Educ.* 2022 Sep 1;57(5).
- [4] Rifa'i AI, Anwar Z, Hidayati B, Dzaky MI, Okviyanto T,. Komparasi Studi Numerik Dan Analitik Konduktivitas Termal Dua Dimensi Pada Kondisi Steady-State. *Rotasi.* 2023;25(3):16–22.
- [5] Imam A, Enoki K, Kristiawan B, Wijayanta AT, Engineering M, Jambi P, et al. Analysis on Significance of Nanofluids as the Working Fluid for Double Tube Heat Exchanger Applications. (5):2–3.
- [6] Aprilia MP, Nandiyanto ABD, Kurniawan T, Fiandini M, Ragadhita R. Rancangan Heat Exchanger Jenis Shell And Tube Untuk Produksi Nanopartikel Fe₃O₄ Skala Industri. *Fraction J Teor dan Terap Mat.* 2022;2(2):46–52.
- [7] Nur Purnamasari H, Kurniawan T, Bayu Dani Nandiyanto A. Design of Shell and Tube Type Heat Exchanger for Nanofibril Cellulose Production Process. *Int J Res Appl Technol.* 2021;1(2):318–29.
- [8] Putra I. Studi perhitungan heat exchanger type shell and tube dehumidifier biogas limbah sawit untuk pembangkit listrik tenaga biogas. *J POLIMESIN.* 2017;15(2):42.
- [9] Aji Abdillah. Perancangan Heat Exchanger Tipe Shell dan Tube Secara Metode Matematis dan Simulasi Software. 2020;20(2):27–34.

- [10] Damanik VGI, Nandiyanto ABD, Kurniawan T. Design Heat Exchanger Type Shell-Tube Mathematically With 2-Butanol Hot Fluid and Cold Fluid Steam for the Production of MEK. *J Ilm Widyaiswara*. 2022;2(1):1–11.
- [11] Apriandi MS N, Herlambang YD, Alfauzi AS, Lee SC. Shell and Tube Heat Exchanger Design: Utilization of Wasted Energy in Air Conditioning Systems. *Eksergi*. 2023;19(2):39.
- [12] Abd AA, Naji SZ. Analysis study of shell and tube heat exchanger for clough company with reselect different parameters to improve the design. *Case Stud Therm Eng*. 2017;10(September):455–67.
- [13] Irawan D, Wibowo M, Anggara Z. Pengaruh Jumlah Tube dan Baffles Terhadap Efektivitas Shell and Tube Heat Exchanger. *Semin Nas Penelit dan Pengabd Kpd Masy Univ Muhammadiyah Metro Indones*. 2020;2:254–64.
- [14] Wijayanta AT, Pranowo, Mirmanto, Kristiawan B, Aziz M. Internal flow in an enhanced tube having square-cut twisted tape insert. *Energies*. 2019;12(2):1–12.
- [15] Subeno A, Gaos YS. Optimasi Desain Alat Penukar Kalor Tipe Shell and Tube Pada Proses Produksi Chili Sauce. *Teknobiz J Ilm Progr*. 2020;10(1):13–8.