

## PEMANFAATAN *SOFTWARE* HEAT TRANSFER RESEARCH INC. (HTRI) DALAM PERANCANGAN *DOUBLE-PIPE* HEAT EXCHANGER

Ronald Akbar

Program Studi Teknik Mesin, Institut Teknologi Indonesia  
ronaldakbar@iti.ac.id

*Submitted January 13, 2023; Revised June 12, 2023; Accepted August 3, 2023*

### Abstrak

Perancangan *double-pipe heat exchanger* telah dilakukan. Tujuan penelitian ini adalah membandingkan nilai *overall heat transfer coefficient* dari perancangan *double pipe heat exchanger* dengan hasil output software HTRI. Nilai *overall heat transfer coefficient* pada proses hitung manual didapatkan sebesar 221,53 W/m<sup>2</sup>K. Proses perancangan dengan *software* HTRI dilakukan dengan cara menginput data-data dari kasus perancangan ke dalam *software*. Dari hasil *running* didapatkan hasil *overall heat transfer coefficient* sebesar 213,58 W/m<sup>2</sup>K. Kedua hasil *heat transfer coefficient* ini jika dibandingkan menghasilkan deviasi sebesar 3,67%. Hasil deviasi ini dinilai sangat baik dikarenakan jauh dibawah nilai deviasi yang ditargetkan pada penelitian ini, yaitu  $\leq 30\%$ . Dapat dikatakan bahwa *software* HTRI sangat membantu sebagai alat validasi dan pelengkap pada proses perancangan *heat exchanger*.

**Kata Kunci :** *Double-pipe heat exchanger*, perancangan, *overall heat transfer coefficient*, HTRI

### Abstract

*The design of a double-pipe heat exchanger has been carried out. This study aimed to compare the overall heat transfer coefficient from the double pipe heat exchanger design with the HTRI software output results. The overall heat transfer coefficient value in the manual calculation process is 221.53 W/m<sup>2</sup>K. The design process with HTRI software was carried out by inputting data from design cases into the software. From the running results, the overall heat transfer coefficient is 213.58 W/m<sup>2</sup>K. The results compared to produce a deviation of 3.67%. The results of this deviation are considered very good because it is far below the deviation value targeted in this study, which is  $\leq 30\%$ . The HTRI software is beneficial as a validation tool and a complement to the heat exchanger design process.*

**Key Words :** *Double-pipe heat exchanger; design; overall heat transfer coefficient; HTRI*

## 1. PENDAHULUAN

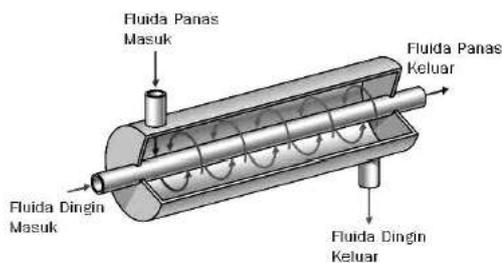
*Heat exchanger* merupakan perangkat yang berfungsi mengubah temperatur dan bahkan fase dari fluida. Proses perubahan temperatur terjadi dengan memanfaatkan proses perpindahan kalor dari fluida dengan temperatur tinggi menuju fluida dengan temperatur rendah [1]. Tentunya dalam konsep termodinamika proses perpindahan kalor dari fluida dengan temperatur tinggi menuju fluida dengan temperatur rendah terjadi secara alamiah [2].

Dalam implementasinya *heat exchanger* banyak digunakan, mulai dari aspek kehidupan sehari-hari sampai dengan

kegiatan industri. Sebagai contoh dalam kegiatan sehari-hari adalah dalam proses memasak dan merebus terjadi fenomena perpindahan kalor yang merupakan konsep dasar *heat exchanger*. Kemudian pada industri kendaraan, teknologi pendinginan kendaraan bermotor menggunakan radiator sebagai komponen pendingin di mana sebenarnya radiator merupakan salah satu jenis *heat exchanger*. Sampai pada kaitannya dengan komponen Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU), beberapa komponen seperti *boiler* dan kondenser juga memanfaatkan konsep perpindahan kalor yang bahkan sampai terjadi perubahan fase pada fluida kerjanya. Perpindahan kalor pada *boiler* terjadi tidak

secara alamiah dikarenakan fluida kerja dipanaskan dengan memanfaatkan batu bara, sehingga perpindahan kalor terjadi dari fluida dengan temperatur rendah menuju fluida dengan temperatur tinggi. Fluida akan berubah fase dari *liquid* menjadi *vapor*. Fluida dengan fase *vapor* memiliki kecepatan laju aliran massa yang tinggi [3].

Referensi [1] menyatakan bahwa *Heat exchanger* berdasarkan konstruksinya yang banyak digunakan di industri adalah jenis *shell and tube* dan *plate heat exchanger*. *Shell and tube heat exchanger* merupakan *heat exchanger* dengan dua atau lebih pipa utama (*tube*) dan ditutup dengan selongsong (*shell*). Bagian *tube* difungsikan untuk fluida kerja utama yang ingin diubah temperaturnya. Sedangkan bagian *shell* berisi fluida yang akan menyerap atau melepaskan kalor kepada fluida kerja utama. *Double-pipe heat exchanger* yang akan dirancang pada penelitian ini juga merupakan *shell and tube heat exchanger* dengan bagian *tube* yang hanya berjumlah satu buah. Gambar 1 adalah ilustrasi dari *shell and tube heat exchanger*.



Sumber : [4]

**Gambar 1. Shell and Tube Heat Exchanger**

Sementara *plate heat exchanger* merupakan jenis *heat exchanger* yang terdiri dari pelat-pelat tipis yang membentuk saluran di mana fluida kerja mengalir [4]. Gambar 2 di bawah ini merupakan ilustrasi dari *plate heat exchanger*.



Sumber : [5]

**Gambar 2. Plate Heat Exchanger**

*Heat Transfer Research Inc.* (HTRI) merupakan sebuah *software* yang dikembangkan oleh *Tubular Exchanger Manufacturers Association* (TEMA) dengan fungsi sebagai penunjang dalam perancangan *shell and tube heat exchanger*. Tiga fungsi utama *software* HTRI ini diantaranya adalah :

1. Merancang *shell and tube heat exchanger* sesuai dengan klasifikasi standar TEMA.
2. Berfungsi sebagai penunjang perancangan *shell and tube heat exchanger* dan menjadi aspek validasi untuk perhitungan manual.
3. Berguna untuk optimasi sistem sehingga *heat exchanger* dapat digunakan secara tepat dalam sistem proses.

Pada penelitian ini digunakan *software* HTRI dengan versi *Xchanger Suite 7.3.2*. Ilustrasi *user interface* dari *software* HTRI diperlihatkan pada Gambar 3 di bawah ini.

Munculnya proses intensifikasi dalam upaya meningkatkan kualitas dan kuantitas barang produksi menimbulkan kesadaran pihak produsen untuk menerapkan proses tersebut, tidak terkecuali dalam bidang alat penukar kalor atau *heat exchanger*. Pada awalnya perancangan *heat exchanger* dilakukan secara manual mulai dari perhitungan sampai dengan gambar rancangannya. Namun proses perancangan yang dilakukan secara manual ini pastinya akan menimbulkan ketidakakuratan yang disebabkan oleh berbagai faktor terutama

yang dinilai paling berpengaruh adalah faktor fisik dan psikis dari perancangnya.



Gambar 3. User Interface HTRI

Seiring dengan berjalannya waktu berbagai *software* penunjang mulai bermunculan yang bertujuan membantu proses perancangan sebuah *heat exchanger*. Selain itu aplikasi-aplikasi ini juga berfungsi sebagai media validasi, apakah nilai-nilai perancangan yang telah dihitung sudah dinilai sesuai dengan hasil perhitungan simulasi ataupun bisa juga berlaku kebalikannya, apakah hasil simulasi yang dilakukan pada *software* sudah dinilai sesuai dengan hasil perancangan manual. Oleh karena itu, dalam penelitian ini akan dilakukan perancangan sebuah *double-pipe heat exchanger*. Perancangan dilakukan dengan dua metode yaitu dihitung dengan hitung manual dan menggunakan *software* HTRI. Hasil perancangan manual berupa nilai *overall heat transfer coefficient* akan dibandingkan dengan hasil output desain HTRI dan akan diketahui seberapa besar deviasinya.

## 2. METODE PENELITIAN

Gambar 4 merupakan diagram alir pada penelitian ini. Proses perancangan dengan hitung manual dilakukan terpisah pada bagian *tube* dan *shell*. Variabel-variabel utama yang akan dicari pada kedua bagian tersebut diantaranya adalah Reynolds Number, Nusselt Number, dan *heat transfer coefficient*. Kemudian dihitung

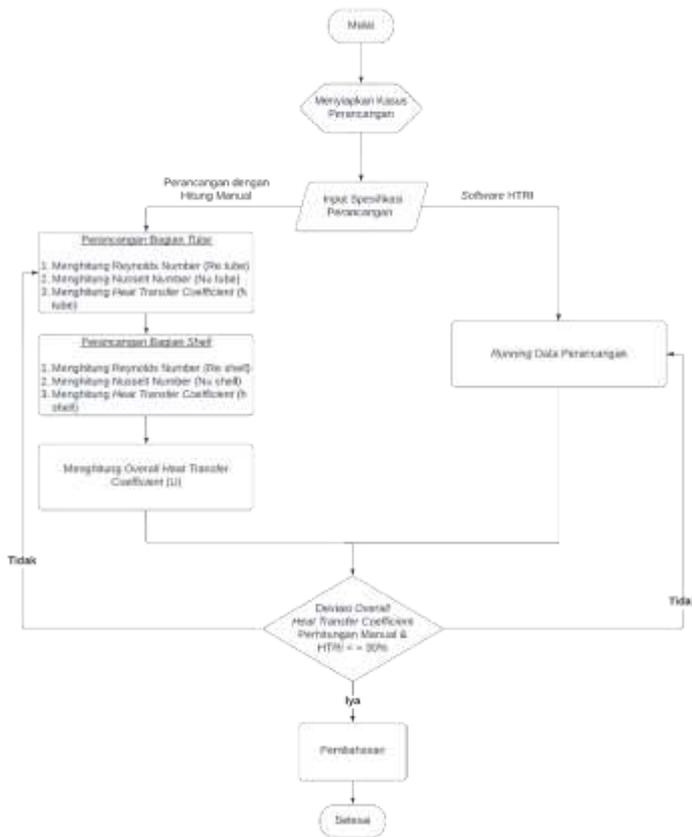
nilai *overall heat transfer coefficient* yang merupakan gabungan *heat transfer coefficient* pada bagian *tube* dan *shell*.

Penggunaan *software* HTRI secara sederhana dilakukan dengan menginput data-data yang diperlukan. Kemudian dilakukan *running* dari input data tersebut. Setelah proses *running* akan diperoleh nilai *overall heat transfer coefficient*, di mana nilai ini akan dibandingkan dengan *overall heat transfer coefficient* hasil perancangan hitung manual. Apabila kedua nilai *overall heat transfer coefficient*  $\leq 30\%$ , maka hasil output *software* HTRI dapat dikatakan valid dengan perancangan dengan hitung manual. Kemudian dapat dilakukan pembahasan pada langkah selanjutnya.

Kasus perancangan yang digunakan pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

Sebuah *double-pipe heat exchanger* akan dirancang dengan spesifikasi sebagai berikut :

1. Bagian *Tube*
  - Diameter Dalam : 40 mm
  - Diameter Luar : 45 mm
  - Fluida Kerja : Propana
  - Temperatur Masuk : 60 °C
  - Temperatur Keluar (Target) : 40 °C
  - Laju Aliran Massa Fluida : 4,354 kg/s
2. Bagian *Shell*
  - Diameter Dalam : 55 mm
  - Diameter Luar : 155 mm
  - Fluida Kerja : Air
  - Temperatur Masuk : 25 °C
  - Laju Aliran Massa Fluida : 9,67 kg/s
3. Material : *Plain Carbon Steel* (Konduktivitas Termal : 55 W/mK)
4. Panjang *Heat Exchanger* : 2 m



Gambar 4. Diagram Alir Penelitian

### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

#### Perancangan dengan Hitung Manual

Temperatur masuk dan keluar rata-rata propana adalah :

$$T_{Rata-Rata\ Propana} = \frac{T_{hi} + T_{ho}}{2} \quad (1)$$

$$= \frac{333 + 313}{2}$$

$$= 323\ K$$

Pada persamaan tersebut, Temperatur masuk propana  $T_{hi}$  dan temperatur keluar propana  $T_{ho}$  dalam satuan K. Kemudian dilanjutkan dengan menghitung laju perpindahan kalor propana dengan menggunakan persamaan di bawah ini [6]

$$q = \dot{m}_{propana} \cdot c_{p\ propana} \cdot (T_{hi} - T_{ho}) \quad (2)$$

Pada persamaan tersebut, laju perpindahan kalor  $q$  dalam satuan kW, laju aliran massa propana  $\dot{m}_{propana}$  dalam satuan kg/s, kapasitas kalor propana  $c_{p\ propana}$  dalam

satuan kJ/kgK, kemudian Temperatur masuk propana  $T_{hi}$  dan temperatur keluar propana  $T_{ho}$  dalam satuan K. Dengan bantuan aplikasi Refprop diperoleh nilai  $c_{p\ propana}$  pada temperatur 333 K sebesar 1,7752 kJ/kgK. [7]. Sehingga hasil dari perhitungan adalah :

$$q = 4,353 \cdot 1,7742 \cdot (333 - 313)$$

$$= 154,58\ kW$$

Pada kasus perancangan tidak diketahui temperatur keluar air yang mengalir pada bagian *shell*. Nilai temperatur ini didapat dengan persamaan (2) dengan melakukan beberapa kali perhitungan (metode iterasi). Perbedaannya pada persamaan (2) adalah penggunaan temperaturnya yang merupakan temperatur keluar air  $T_{co}$  dan temperatur masuk air  $T_{ci}$ . Di bawah ini akan diperlihatkan proses perhitungannya untuk dua kali iterasi, seterusnya akan ditampilkan hasil temperatur keluar air.

$$q = \dot{m}_{air} \cdot c_{p\ air} \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

$$T_{co} = \frac{q}{\dot{m}_{air} \cdot c_{p\ air}} + T_{ci}$$

#### a. Percobaan Pertama

Diketahui kapasitas kalor air  $c_{p\ air}$  pada 298 K = 4,1817 kJ/kgK [7]. Maka :

$$T_{co} = \frac{154,58}{9,67 \cdot 4,1817} + 298 = 301,82\ K$$

#### b. Percobaan Kedua

Hasil temperatur keluar air pada percobaan pertama dipakai untuk menghitung dan dijadikan temperatur masuk rata-rata air, seperti yang diperlihatkan pada persamaan (3) di bawah ini.

$$T_{Rata-Rata\ Air} = \frac{T_{ci} + T_{co\ percobaan\ 1}}{2} \quad (3)$$

$$= \frac{298 + 301,82}{2} = 299,91\ K$$

Dimana Temperatur masuk air  $T_{ci}$  dan temperatur keluar air pada percobaan pertama  $T_{co\ percobaan\ 1}$  dalam satuan K. Diketahui kapasitas kalor air  $c_{p\ air}$  pada 299,91 K = 4,1809 kJ/kgK [7]. Sehingga :

$$T_{co} = \frac{154,58}{9,67 \cdot 4,1809} + 299,91$$

$$= 303,73 \text{ K}$$

Kemudian hasil  $T_{co}$  pada iterasi berikutnya dapat dilihat pada Tabel 1 yang kemudian ditentukan Temperatur keluar air  $T_{co}$  sebesar 310,43 K. Langkah berikutnya adalah menghitung temperatur masuk dan keluar rata-rata air dengan persamaan (4) di bawah ini.

$$T_{Rata-Rata \text{ Air}} = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2} \quad (4)$$

$$= \frac{298 + 310,43}{2} = 304,21 \text{ K}$$

Dari berbagai perhitungan yang telah dilakukan sebelumnya, maka dapat diperoleh *properties* propana dan air yang ditunjukkan pada Tabel 2 dan Tabel 3 [7].

**Tabel 1. Hasil Iterasi  $T_{co}$  Air**

Percobaan Ke-	q (kW)	$T_{ci}$ (K)	$c_p$ air (kJ/kgK)	$T_{co}$ (K)
1	154,58	298	4,1817	301,82
2		299,91	4,1809	303,73
3		301,82	4,1804	305,65
4		303,4	4,18	307,56
5		305,65	4,1797	309,47
6		307,56	4,1795	311,38
7		309,47	4,1795	313,30
8		311,38	4,1795	315,21
9		313,30	4,1797	317,12
10		315,21	4,1799	319,03
<b>Rata-Rata <math>T_{co}</math> (K)</b>				<b>310,43</b>

Langkah terakhir sebelum menghitung *overall heat transfer coefficient* pada bagian *tube* dan *shell* adalah

mengasumsikan nilainya untuk dijadikan pembanding dengan hasil perhitungan.

**Tabel 2. *Properties* Propana**

Propana	Masuk	Rata-Rata	Keluar	Satuan
Temperatur (T)	333	323	313	K
Kalor Spesifik ( $c_p$ )	1,7752	1,7745	1,7294	kJ/kgK
Konduktivitas Termal (k)	0,0784	0,082	0,086	W/mK
Massa Jenis ( $\rho$ )	428,31	449,16	467,73	Kg/m <sup>3</sup>
Viskositas ( $\mu$ )	0,065	0,074	0,082	mPa.s

**Tabel 3. *Properties* Air**

Air	Masuk	Rata-Rata	Keluar	Satuan
Temperatur (T)	298	304,21	310,43	K
Kalor Spesifik ( $c_p$ )	4,1817	4,1799	4,1795	kJ/kgK
Konduktivitas Termal (k)	0,6062	0,61593	0,62481	W/mK
Massa Jenis ( $\rho$ )	997,04	995,28	993,19	Kg/m <sup>3</sup>
Viskositas ( $\mu$ )	0,893	0,779	0,687	mPa.s

**Tabel 4. Beberapa Nilai Asumsi *Overall Heat Transfer Coefficient* pada *Heat Exchanger***

Fluida Panas	Fluida Dingin	<i>Overall Heat Transfer Coefficient</i> (W/m <sup>2</sup> K)
Air	Air	800-1500
Pelarut Organik	Pelarut Organik	100-300
<i>Light Oil</i>	<i>Light Oil</i>	100-400
<i>Heavy Oil</i>	<i>Heavy Oil</i>	50-300
Gas	Gas	10-50

Menurut referensi [8], beberapa nilai *overall heat transfer coefficient* pada *heat exchanger* diperlihatkan pada Tabel 4.

### A. Tube Heat Transfer Coefficient

Luas permukaan *tube* dihitung dengan persamaan (5) di bawah ini

$$A_{tube} = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_{tube\ i}^2 \quad (5)$$

$$= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 0,04^2 = 0,00125\ m^2$$

Di mana luas permukaan *tube*  $A_{tube}$  dalam satuan  $m^2$  dan diameter bagian dalam *tube*  $d_{tube\ i}$  dalam satuan m. Laju volume aliran propana dihitung dengan menggunakan persamaan (6).

$$v = \frac{\dot{m}_{propana}}{\rho_{rata-rata\ propana}} \quad (6)$$

$$= \frac{4,354}{449,16} = 0,0096\ m^3/s$$

Pada persamaan (6), laju volume aliran  $v$  dalam satuan  $m^3/s$ , laju aliran massa propana  $\dot{m}_{propana}$  dalam satuan  $kg/s$ , dan massa jenis rata-rata propana  $\rho_{rata-rata\ propana}$  dalam satuan  $kg/m^3$ .

Hasil laju volume aliran propana digunakan kembali untuk mendapatkan kecepatan aliran propana dengan cara membagi laju volume alirannya dengan luas permukaan *tube*, yang dihitung dengan menggunakan persamaan (7) di bawah ini.

$$v_{propana} = \frac{v}{A_{tube}} \quad (7)$$

$$= \frac{0,0096}{0,00125} = 7,68\ m/s$$

Setelah semua nilai dari persamaan (5) sampai (7) didapat, maka perhitungan inti untuk mendapatkan nilai *heat transfer coefficient* pada bagian *tube* dapat dilakukan, dimulai dari menghitung Reynolds Number dengan menggunakan persamaan (8) di bawah ini [9].

$$Re_{tube} = \frac{\rho_{rata-rata\ propana} \cdot v_{propana} \cdot d_{tube\ i}}{\mu_{rata-rata\ propana}} \quad (8)$$

$$= \frac{449,16 \cdot 7,68 \cdot 0,04}{0,074 \times 10^{-3}} = 1864620,97$$

Di mana pada persamaan tersebut Reynolds Number pada bagian *tube*  $Re_{tube}$  tidak berdimensi, sementara massa jenis propana  $\rho_{rata-rata\ propana}$  dalam satuan  $kg/m^3$  dan viskositas propana  $\mu_{rata-rata\ propana}$  dalam satuan  $mPa.s$ .

Langkah berikutnya adalah menghitung Prandtl Number dengan menggunakan persamaan (9) [10]. Di mana pada persamaan tersebut, kalor spesifik propana  $c_{p\ rata-rata\ propana}$  dalam satuan  $kJ/kgK$  dan konduktivitas termal propana  $k_{rata-rata\ propana}$  dalam satuan  $W/mK$ .

$$Pr_{tube} = \frac{\mu_{rata-rata\ propana} \cdot c_{p\ rata-rata\ propana}}{k_{rata-rata\ propana}} \quad (9)$$

$$= \frac{0,074 \times 10^{-3} \cdot 1,7745 \times 10^3}{0,082} = 1,6$$

Kemudian nilai dari Nusselt Number dihitung dengan persamaan empirik yang dikemukakan oleh Dittus dan Boelter pada tahun 1930 [11].

$$Nu_{tube} = 0,023 Re_{tube}^{0,8} Pr_{tube}^{0,3} \quad (10)$$

$$= 0,023 \cdot 1864620,97^{0,8} \cdot 1,6^{0,3}$$

$$= 2750,65$$

Sehingga nilai *heat transfer coefficient* pada bagian *tube* dapat dihitung dengan persamaan (11) [12].

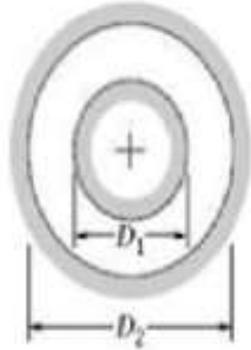
$$h_{tube} = \frac{Nu_{tube} \cdot k_{rata-rata\ propana}}{d_{tube\ i}} \quad (11)$$

$$= \frac{2750,65 \cdot 0,082}{0,04} = 5638,83\ W/m^2K$$

### B. Shell Heat Transfer Coefficient

Langkah perhitungan *heat transfer coefficient* pada bagian *shell* sebenarnya sama saja dengan langkah perhitungan di bagian *tube*. Namun ada satu perbedaan pada bagian diameternya yang menggunakan diameter hidrolis. Referensi [13] menyatakan bahwa diameter hidrolis mewakili panjang karakteristik yang

didefinisikan sebagai ukuran penampang dari bentuk yang ditentukan. Pada *double-pipe heat exchanger*, diameter hidrolis diilustrasikan pada Gambar 5 di bawah ini.



Sumber : [13]

**Gambar 5. Ilustrasi Diameter Hidrolis pada Double-Pipe Heat Exchanger**

Diameter hidrolis pada penelitian ini dihitung dengan cara membagi 4 kali luas permukaan *heat exchanger* dengan kelilingnya, lebih lanjut diperlihatkan pada persamaan (12) di bawah ini

$$d_h = \frac{4A}{P} = \frac{4 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{shell i}^2 - d_{tube i}^2)}{\pi (d_{shell i} + d_{tube i})} \quad (12)$$

$$= \frac{4 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,055^2 - 0,04^2)}{\pi (0,055 + 0,04)} = 0,015 \text{ m}$$

Di mana pada persamaan tersebut, diameter hidrolis  $d_h$ , diameter bagian dalam *tube*  $d_{tube i}$ , dan diameter bagian dalam *shell*  $d_{shell i}$  dalam satuan m. Untuk langkah perhitungan selanjutnya sama dengan proses pada bagian *tube*, menggunakan persamaan (5) sampai (11) dengan variabelnya saja yang disesuaikan.

$$A_{shell} = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_h^2$$

$$= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 0,015^2 = 0,00017 \text{ m}^2$$

$$v = \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{rata-rata air}}$$

$$= \frac{9,67}{995,28} = 0,0097 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_{air} = \frac{v}{A_{shell}}$$

$$= \frac{0,0097}{0,00017} = 57,05 \text{ m/s}$$

$$Re_{shell} = \frac{\rho_{rata-rata air} \cdot v_{air} \cdot d_h}{\mu_{rata-rata air}}$$

$$= \frac{995,28 \cdot 57,05 \cdot 0,015}{0,779 \times 10^{-3}} = 1093338,71$$

$$Pr_{shell} = \frac{\mu_{rata-rata air} \cdot c_{p \text{ rata-rata air}}}{k_{rata-rata air}}$$

$$= \frac{0,779 \times 10^{-3} \cdot 4,1799 \times 10^3}{0,61593} = 5,28$$

$$Nu_{shell} = 0,023 Re_{shell}^{0,8} Pr_{shell}^{0,3}$$

$$= 0,023 \cdot 1093338,71^{0,8} \cdot 5,28^{0,3}$$

$$= 2567,56$$

$$h_{shell} = \frac{Nu_{shell} \cdot k_{rata-rata air}}{d_{shell i}}$$

$$= \frac{2567,56 \cdot 0,61593}{0,015} = 105429,14 \text{ W/m}^2\text{K}$$

### C. Overall Heat Transfer Coefficient

Nilai dari *overall heat transfer coefficient* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (13) [14].

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{shell}} + \frac{d_{shell o} \cdot \ln\left(\frac{d_{shell o}}{d_{tube i}}\right)}{k_{material}} + \frac{d_{shell o}}{d_{tube i}} \cdot \frac{1}{h_{tube}} \quad (13)$$

Pada persamaan tersebut, *Overall heat transfer coefficient*  $U$  dinyatakan dalam satuan  $\text{W/m}^2\text{K}$ . *Heat transfer coefficient* pada bagian *tube*  $h_{tube}$  dan pada bagian *shell*  $h_{shell}$  dinyatakan dalam satuan  $\text{W/m}^2\text{K}$ , konduktivitas termal aliran fluida  $k$  dalam satuan  $\text{W/mK}$ , diameter bagian luar *shell*  $d_{shell o}$  dan diameter bagian dalam *tube*  $d_{tube i}$  keduanya dinyatakan dalam satuan m. Maka :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{105429,14} + \frac{0,155 \cdot \ln\left(\frac{0,155}{0,04}\right)}{55} + \frac{0,155}{0,04} \cdot \frac{1}{5638,83} = 0,0026$$

$$U = 221,53 \text{ W/m}^2\text{K}$$

jika persamaan (14) digunakan untuk membandingkan hasil *overall heat transfer coefficient* dari hasil perhitungan dengan

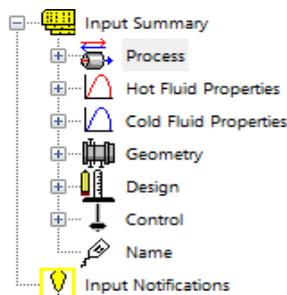
hasil asumsi berdasarkan Tabel 4, maka deviasi yang diperoleh sebesar :

$$\begin{aligned} \% \text{ Deviasi} &= \left| \frac{U_{\text{perhitungan}} - U_{\text{asumsi}}}{U_{\text{asumsi}}} \right| \times 100\% \quad (14) \\ &= \left| \frac{221,53 - 300}{300} \right| \times 100\% = 26,15\% \end{aligned}$$

Dari hasil tersebut menandakan bahwa *overall heat transfer coefficient* dari hasil hitung manual dan dari asumsi berdasarkan yang dikemukakan oleh referensi [8], memiliki deviasi sebesar 26,15%. Selanjutnya adalah membandingkan antara *overall heat transfer coefficient* dari hasil hitung manual dengan hasil output HTRI.

### Perancangan dengan Software HTRI

Perancangan *double-pipe heat exchanger* dengan HTRI dilakukan dengan cara memberi input yang sesuai dengan kasus perancangan. Berikut merupakan input-input yang diberikan pada software HTRI.



Gambar 6. Menu Input Data HTRI

Gambar 7. Input pada Menu Process

(a)

(b)

Gambar 8. Input pada Menu Hot Fluid Properties (a), dan Cold Fluid Properties (b)

Gambar 9. Input yang Diberikan pada Menu Geometry

Setelah seluruh data diinput ke software, langkah berikutnya adalah melakukan proses *running*, sehingga akan menghasilkan *report* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 10.

Dari hasil perancangan tersebut dapat diketahui bahwa *overall heat transfer coefficient* yang diperoleh adalah sebesar 213,38 W/m<sup>2</sup>K. Dari nilai tersebut jika dibandingkan dengan *overall heat transfer coefficient*, dengan menggunakan persamaan (15) maka diperoleh deviasi sebesar :

$$\% \text{ Deviasi} = \left| \frac{U_{HTRI} - U_{Perhitungan}}{U_{Perhitungan}} \right| \times 100\%$$

$$= \left| \frac{213,38 - 221,53}{221,53} \right| \times 100\% = 3,67\%$$

PERFORMANCE OF ONE UNIT	
Shell Side	Tube Side
Fluid Name: Water	Fluid Name: Propane
Fluid Quantity Total: 34812 kg/hr	Fluid Quantity Total: 15674 kg/hr
Vapor (In/Out): 34812 / 34812	Vapor (In/Out): 15674 / 15674
Liquid: 34812	Liquid: 15674
Steam: 34812	Steam: 15674
Water: 34812	Water: 15674
Noncondensables: 34812	Noncondensables: 15674
Temperature (In/Out): 24.85 / 37.28	Temperature (In/Out): 59.85 / 39.85
Specific Gravity: 0.9878	Specific Gravity: 0.4205
Viscosity: 0.9838 mN-s/m²	Viscosity: 0.0803 mN-s/m²
Molecular Weight, Vapor: 18.015	Molecular Weight, Vapor: 44.095
Molecular Weight, Noncondensables: 18.015	Molecular Weight, Noncondensables: 44.095
Specific Heat: 4.1801 kJ/kg-C	Specific Heat: 1.6711 kJ/kg-C
Thermal Conductivity: 0.6078 W/m-C	Thermal Conductivity: 0.1221 W/m-C
Latent Heat: 2257 kJ/kg	Latent Heat: 305.2 kJ/kg
Inlet Pressure: 751.32 kPa	Inlet Pressure: 861.33 kPa
Velocity: 6.83e-2 m/s	Velocity: 0.80 m/s
Pressure Drop, Allow/Calc: 375.68 / 7.942 kPa	Pressure Drop, Allow/Calc: 300.80 / 4.785 kPa
Fouling Resistance (mit): 0.000000 m²-K/W	Fouling Resistance (mit): 0.000000 m²-K/W
Heat Exchanged: 154980 W	Heat Exchanged: 154980 W
Transfer Rate, Service: 207.99 W/m²-K	Transfer Rate, Service: 213.38 W/m²-K
MTD (Corrected): 17.5 C	Actual: 213.38 W/m²-K

Gambar 10. Report Perancangan HTRI

Berdasarkan diagram alir perancangan pada Gambar 4, proses perancangan terbagi menjadi dua metode yaitu perancangan dengan hitung manual dan perancangan dengan *software* HTRI. Perancangan dengan hitung manual pada intinya adalah menghitung nilai *heat transfer coefficient* pada bagian *tube* dan *shell*. Untuk mendapatkan nilai *heat transfer coefficient* ini perlu dicari beberapa variabel, diantaranya adalah

Reynolds Number, Prandtl Number, dan Nusselt Number dimana Nusselt Number ini menggunakan persamaan yang dikemukakan oleh Dittus dan Boelter pada tahun 1930 [11]. Setelah nilai *heat transfer coefficient* pada bagian *tube* dan *shell* didapatkan, kemudian bisa diperoleh nilai *overall heat transfer coefficient* yang singkatnya adalah gabungan nilai *heat transfer coefficient* pada kedua bagian *heat exchanger*. Sebelumnya pada perancangan ini diasumsi terlebih dahulu nilai *overall heat transfer coefficient* berdasarkan Tabel 4. Hasilnya ditentukan nilai asumsi *overall heat transfer coefficient* sebesar 300 W/m²K. Kemudian berdasarkan hasil perhitungan didapat hasil *overall heat transfer coefficient* sebesar 221,53 W/m²K, dimana memiliki deviasi sebesar 26,15% dibandingkan dengan nilai *overall heat transfer coefficient* asumsi. Hasil deviasi ini dinilai baik, walaupun baru dibandingkan dengan informasi dari referensi. Kemudian hasil ini dibandingkan dengan output nilai *overall heat transfer coefficient* dari *software* HTRI, dimana perbandingan kedua nilai tersebut merupakan tujuan utama dari penelitian ini.

Perancangan dengan *software* HTRI dilakukan dengan cukup mudah, yaitu dengan menginput spesifikasi dari kasus perancangan pada *software* tersebut. Hasil *running* HTRI memberikan nilai *overall heat transfer coefficient* sebesar 213,58 W/m²K, yang mana jika dibandingkan dengan hasil dari hitung manual, deviasi yang diperoleh sebesar 3,67%. Hasil deviasi ini dinilai sangat baik dikarenakan sudah jauh dibawah nilai yang ditargetkan pada penelitian ini, yaitu  $\leq 30\%$ .

#### 4. SIMPULAN

Dari penelitian ini dapat disimpulkan bahwa *overall heat transfer coefficient* yang dihasilkan dari perancangan hitung manual sebesar 221,53 W/m²K. Kemudian

*overall heat transfer coefficient* yang dihasilkan dari *software* HTRI yaitu sebesar 213,58 W/m<sup>2</sup>K. Kedua nilai ini jika dibandingkan memiliki deviasi sebesar 3,67%. Dari hasil-hasil penelitian ini juga dapat dikatakan bahwa HTRI sebagai *software* penunjang sangat membantu sebagai alat validasi dan pelengkap pada proses perancangan *heat exchanger*.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Septian, Bary, P.D Rey, dan A. Aziz. "Desain dan Rancang Bangun Alat Penukar Kalor (Heat Exchanger) Jenis Shell dan Tube." *Baut dan Manufaktur*, vol. 3, no. 01, 2021, pp. 52-60.
- [2] M.J. Moran, H.N Shapiro, D.D Boettner, and M.B Bailey. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons, 2010.
- [3] S.M. Ghiaasiaan. *Two-Phase Flow, Boiling, and Condensation: In Conventional and Miniature Systems*. Cambridge University Press, 2017.
- [4] N. Putra. *Alat Penukar Kalor*. Departemen Teknik Mesin Universitas Indonesia, 2012.
- [5] O. Arsenyeva, J. Tran, M. Piper, and E. Kenig. "An Approach for Pillow Plate Heat Exchangers Design for Single Phase Application" *Applied Thermal Engineering*, vol. 147, 2019, pp. 579-591.
- [6] Bakar, R.Y Halim, dan E. Nurfiman. "Analisis Jenis Cairan Pendingin Terhadap Laju Perpindahan Kalor Pada Sistem Pendingin Radiator." *Jurnal Ilmiah Sains, Teknologi dan Rekayasa*, vol. 2, no. 1, 2022.
- [7] Lemmon, W. Eric. "Nist Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-Refprop, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology." *Standard Reference Data Program, Gaithersburg*, 2018.
- [8] G. Towler and R. Sinnott. *Chemical Engineering Design: Principles, Practice and Economics of Plant and Process Design*. Butterworth-Heinemann, 2021.
- [9] S.I. Benton and M.R. Visbal . "The Onset of Dynamic Stall at a High, Transitional Reynolds Number." *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 861, 2019, pp. 860-885.
- [10] K.T. Lau, S. Ahmad, C.K. Cheng, S.A. Kahn, C.M. Eze, and J. Zhao "Review on Supercritical Fluids Heat Transfer Correlations, Part I: Variants of Fundamental Dimensionless Variables." *Heat Transfer Engineering*, 2023, pp. 1-17.
- [11] X. Wang, M. Yang, Z. Li, Z. Wang, and Y. Zhang. "Correlation for Turbulent Convection Heat Transfer in Elliptical Tubes by Numerical Simulations." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 41, no. 4-5, 1998, pp. 809-810.
- [12] Y.A Cengel, and A.J. Ghajar. *Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications, Fifth Edition*. 5 edition, McGraw-Hill Education, 2015.
- [13] A. Syuhada, R. Sary, dan Z. Zakirullah. "Pengaruh Diameter Hidrolik Terhadap Perpindahan Panas Kolektor Surya Belokan Tajam." *Jurnal Teknik Mesin Unsyiah*, vol. 7, no. 2, 2019, pp. 38-42.
- [14] S. Siahaan. "Pengaruh Baffle Cut terhadap Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh dan Penurunan Tekanan Sebagai Unjuk Kerja Alat Penukar Kalor Shell and Tube Susunan Segitiga." *Jurnal Ilmiah Core IT: Community Research Information Technology*, vol. 10, no. 2, 2022.