

PERANCANGAN *HEAT EXCHANGER* TIPE *SHELL* DAN *TUBE* SECARA METODE MATEMATIS DAN SIMULASI *SOFTWARE*

Aji Abdillah Kharisma^(1*)

⁽¹⁾ Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Universitas Gunadarma
Depok, Jawa Barat, Indonesia

^(*)E-mail Corresponding Author : ajiabdillah@staff.gunadarma.ac.id

Abstrak

Perancangan *heat exchanger* memerlukan perhitungan matematis berdasarkan perpindahan panas yang terjadi sehingga prediksi nilai matematis harus sesuai dengan teori yang sudah ada, rangkaian perhitungan *heat exchanger* cukup rumit mulai menentukan luas area perpindahan panas, jumlah *pass* dan *tube* yang sesuai, diameter *shell*, menghitung koreksi koefisien perpindahan kalor keseluruhan yang harus kurang dari 30%, dan menghitung *over desain* yang kurang dari 30%. Jika nilai koreksi koefisien perpindahan kalor keseluruhan dan nilai *over desain* memenuhi berdasarkan syarat tersebut maka desain layak dilanjutkan. Data untuk melakukan perancangan *heat exchanger* ditentukan melalui laju aliran massa air panas 2 kg/s, Temperatur *inlet* air panas 98.8 °C, Temperatur *outlet* air panas 60 °C, Temperatur *inlet* air dingin, 32.2 °C, Temperatur *outlet* air dingin 68.30 °C. Hasil simulasi yang dilakukan dari perbedaan temperatur air panas berdasarkan nilai perhitungan rancangan dan hasil simulasi memiliki error sebesar 23%.

Kata Kunci: Desain *Heat exchanger*, *Shell* dan *tube*, Perpindahan Panas.

Abstract

The design of the exchanger has a mathematical calculation based on the heat transfer that occurs so that the prediction of the mathematical value must be in accordance with the existing theory, the heat exchanger calculation circuit is quite complicated, starting to determine the area of the heat transfer area, determining the appropriate number of passes and tubes, determining the diameter of the shell, calculating the correction coefficient the overall heat transfer must be less than 30%, and count over design less than 30%, if the correction value of the overall heat transfer coefficient and the over design value is based on these conditions then the design is worth continuing. Data to design the heat exchanger is determined through the mass water flow rate of 2 kg / s, hot water inlet temperature 98.8 0C, hot water outlet temperature 60 0C, cold water inlet temperature, 32.2 0C, cold water outlet temperature 68.30 0C. the simulation results carried out the difference in the temperature of hot water from the design value and the value of the simulation results has an error of 23%.

Keywords: *Heat exchanger design, Shell and tube, Heat Transfer.*

1 PENDAHULUAN

Perpindahan panas khususnya dalam perancangan *heat exchanger* perlu diperhatikan karena banyak digunakan di industri dan terus berkembang. Perancangan *heat exchanger* yang baik perlu dilakukan dengan perhitungan matematis untuk mendapatkan hasil yang baik yang merupakan acuan untuk membuat desain.

Penukar panas adalah perangkat di mana energi ditransfer dari satu cairan lain permukaan penampang. Hal ini berbeda untuk penukar panas tradisional, khususnya penukar panas *shell* dan *tube*. Pertukaran panas tidak lepas dari hukum keseimbangan energi untuk mendapatkan desain yang sesuai dan dapat di hitung secara matematis.

Shell and Tube Heat Exchanger merupakan jenis penukar kalor yang banyak digunakan dipembangkit dan pengolahan minyak. Namun, peningkatan performa penukar kalor perlu dilakukan dengan cermat karena alirannya yang kompleks didalam *shell*.

Perancangan *heat exchanger* mempunyai acuan pada luas daerah perpindahan panas, semakin besar luas daerah perpindahan panas maka semakin besar *heat exchanger* yang dibuat atau didesain.

Beberapa tipe dari konstruksi alat penukar kalor antara lain tipe *shell and tube*, *double pipe*, *cross flow* dan *tipe plate*. Tipe *shell and tube* sangat baik untuk fluida yang bertekanan tinggi.[12]

Jenis dari alat penukar panas yang sering ditemui dalam industri adalah tipe 1-2 *shell and tube heat exchanger*. Merancang alat penukar panas tipe 1-2 *Heat Exchanger* dan membandingkan untuk mengetahui pengaruh jumlah *baffle* terhadap transfer panas. Penelitian ini membandingkan pengaruh transfer panas dengan variasi jumlah *baffle* 2, 3 dan 4 buah.[10]

Perencanaan konstruksi penukar kalor *type shell* dengan jumlah *tube* 248, panjang 2000 mm, dan jumlah 6 *baffle* dengan media pendingin adalah air. Air terlebih dahulu didinginkan oleh unit *chiller*.[9]

Merencanakan *heat exchanger* pada *binary power plant* kapasitas 100 KW, menghitung dan menentukan dimensi tiap komponen dari *heat exchanger*, mengetahui besar *longitudinal stress*, *circumferential stress* dan *thermal stress* yang terjadi pada *heat exchanger*.[8]

Desain *heat exchanger* E-01 dengan tipe *shell and tube heat exchanger*. Jumlah *tube*, panjang *tube*, diameter luar *tube*, tebal *tube*, dan luas area perpindahan panas adalah 204 buah, 0,4064 meter, 0,01905 meter, 18 dan 0,1963 in/ft². [11]

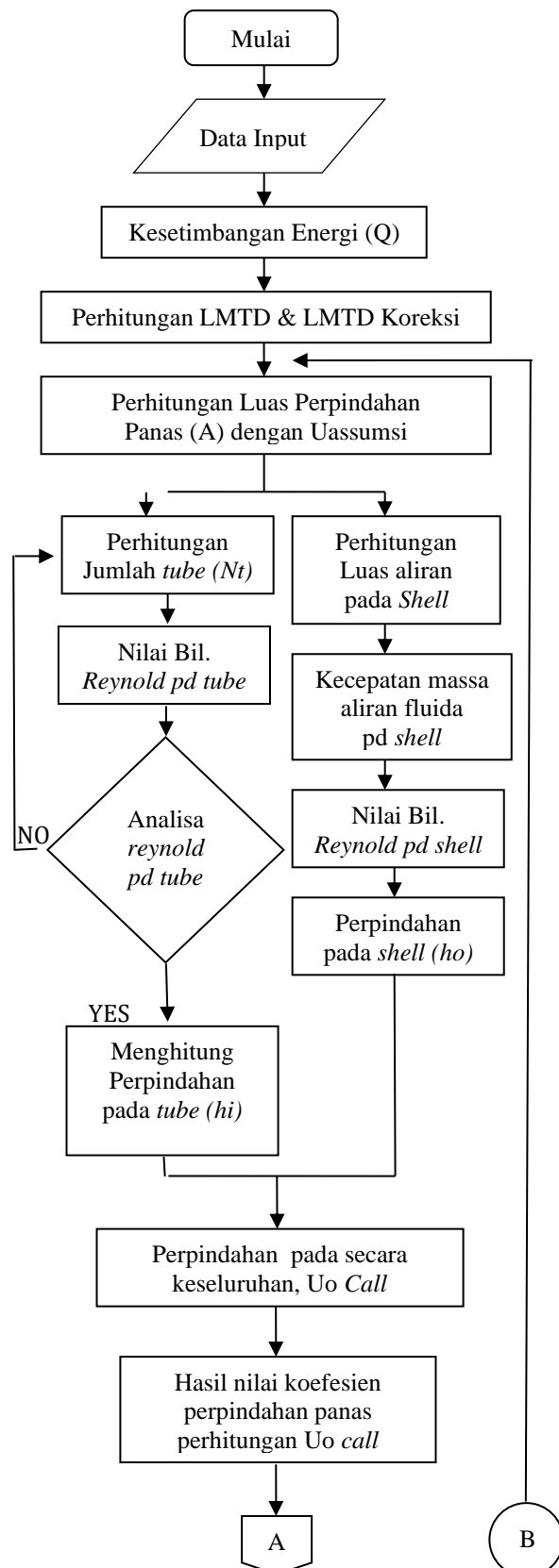
Mengkaji peningkatan performa dalam bentuk koefisien perpindahan panas total dan efektivitas dengan melakukan variasi jenis *baffle* (*single segmental* dan *triple segmental*) dan *baffle spacing* (5 dan 10 cm) menggunakan pendekatan eksperimen dan numerik.[7]

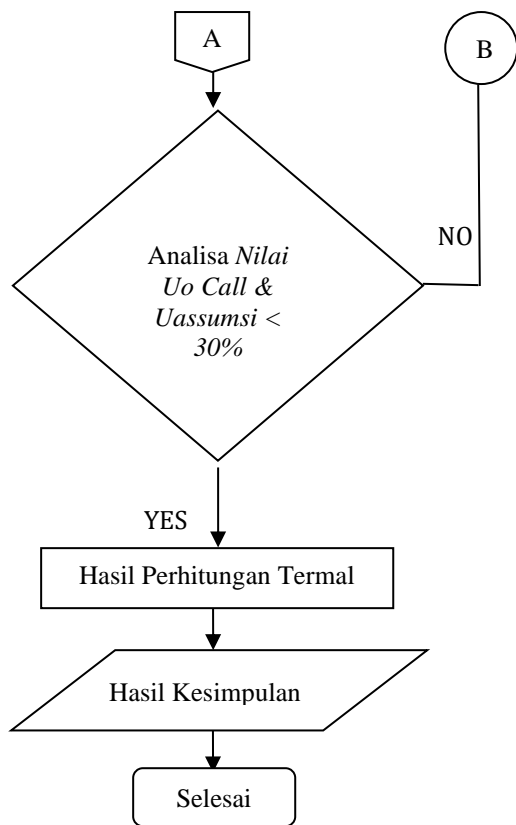
Pada penelitian ini akan dilakukan perancangan desain *heat exchanger* untuk memperoleh hasil kinerja yang optimal. Standar yang digunakan dalam perancangan *heat exchanger* tipe *shell* dan *tube* adalah TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*) dan *American Petroleum Institute* (API). Detail perancangan desain penukar kalor menggunakan tipe *shell E* dan *tube* dengan jenis *cut segmental baffle* dan *baffle spacing* dengan media pendingin fluida air kemudian disuplai dan bersirkulasi ke *shell* dan *tube* sehingga temperatur panas masuk ke dalam unit *heat exchanger*, temperatur panas akan turun dan mendapat temperatur yang dibutuhkan berdasarkan dengan nilai koefisien koreksi perpindahan kalor U_o dan Assumsi, *Over* desain, Penurunan Tekanan pada sisi *tube* dan *shell* serta error perbandingan perhitungan aktual dan simulasi.

2 METODOLOGI

Perancangan desain mengikuti teori yang sudah ada dan menganalisa hasil berdasarkan teori-teori dalam perancangan desain *heat exchanger*. Pada dasarnya penelitian ini hanya untuk membuktikan dari teori yang sudah ada. Berikut proses

perancangan *heat exchanger* dengan menghitung secara matematis untuk mendapatkan sebuah rancangan yang memenuhi standar yang diperlihatkan pada gambar 1 melalui diagram alir penelitian sebagai berikut :





Gambar 1 Diagram Alir penelitian

Proses pemodelan *heat exchanger* yang perlu dilakukan terlebih dahulu adalah menentukan beberapa nilai yang akan menjadi dasar acuan dalam perhitungan dan pemodelan, sehingga dengan penentuan beberapa nilai tersebut akan menghasilkan sebuah dimensi awal *heat exchanger*.

Keseimbangan energi

Air panas

$$Q_h = m_h C_{p_h} \Delta T \quad (1)$$

Air dingin

$$Q_h = m_c c_p (c) \Delta T \quad (2)$$

Nilai selisih temperature rata - rata LMTD (Logarithmic Mean Overall Temperature Difference)

Untuk *counter current flow*

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (3)$$

Untuk *co current flow*

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}} \quad (4)$$

Temperatur efisiensi alat penukar kalor (S)

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (5)$$

Perbandingan hasil perkalian aliran fluida (M_s) dalam *shell* dengan kalor jenis (C_p) terhadap aliran fluida dalam *tube* (M_t) dengan kalor jenis (C_p)

$$R = \frac{M_t \times C_p}{M_s \times C_p} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (6)$$

Nilai dari faktor koreksi (F_t)

$$F_t = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln(1 - S)}{1 - RS} \quad (7)$$

$$(R - 1) \ln \left(\frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right)$$

Temperatur rata - rata sebenarnya, Δt_c

$$\Delta t_c = F_t \cdot LMTD \quad (8)$$

Untuk nilai koefisien perpindahan kalor, terlebih dahulu menggunakan koefisien perpindahan kalor assumpsi:

$$A = \frac{Q}{U_{assumsi} \times \Delta t_c} \quad (9)$$

Jumlah tube, (N_t)

$$N_t = \frac{A}{\pi \cdot d_o \cdot L_t} \quad (10)$$

Perhitungan *reynold* number pada sisi *tube*

$$Re = \frac{4 \cdot m \cdot (N_p / N_t)}{\pi \cdot d_i \cdot \mu} \quad (11)$$

Koefisien perpindahan panas pada *tube*

$$h_i = \frac{J_h \times k_c \times (pr)^{\frac{1}{3}}}{d_i} \cdot \phi_t \cdot s \quad (12)$$

Bilangan *Prandtl*

$$pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (13)$$

Luas aliran pada *shell*

$$a_s = \frac{C \times B \times D_s}{P_t} \quad (14)$$

Kecepatan massa aliran pada *shell*.

$$G_s = \frac{m}{as} \quad (15)$$

De, Diameter ekivalen

$$De = \frac{4\left(\frac{1}{2}.Pt. 0,86 .pt - \frac{1\pi}{24}.do^2\right)}{\frac{1}{2}.\pi.do} \quad (16)$$

Bilangan *reynold* pada *shell*

$$Re = \frac{De . G_s}{\mu_h} \quad (17)$$

Koefisien Perpindahan Kalor di sisi *shell*

$$h_o = \frac{Jh . k . (pr)^{\frac{1}{3}}}{De} . \phi t \quad (18)$$

Koefisien perpindahan kalor keseluruhan

$$\left[U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{A_o}{A_i} x \frac{(do-di)}{2k} + \frac{A_o}{A_i} x \frac{1}{h_i} + \frac{A_o}{A_i} x R_{di} \right]^{-1} \quad (19)$$

Perpindahan kalor assumpsi

$$U_{assumsi} = \frac{U_{ocall} - U_{oassumsi}}{U_{oassumsi}} x 100\% \quad (20)$$

Over Desain

$$Over \text{ Desain} = \frac{A - A_{req}}{A_{req}} x 100\% \quad (21)$$

3 HASIL DAN PEMBAHASAN

Adapun input perhitungan perancangan *heat exchanger* yang digunakan dalam proses perhitungan termal desain sebelum proses permodelan adalah sebagai berikut :

Perhitungan properties air

Air panas :

$$\text{Temperatur rata-rata air panas} = \frac{210+140}{2} = 175^{\circ}F$$

$$\rho \quad 60,57 \text{ lb/ft}^3$$

$$\mu_h \quad 2,317 x 10^4 \text{ lb/ft.s} = 0,962 \text{ lb/ft.h}$$

$$Cp_h \quad 1,000 \text{ BTU/lb/R}$$

$$K_c \quad 0,388 \text{ BTU/hr/ft.R}$$

$$Pr \quad 2,51$$

Air dingin :

$$\text{Temperatur rata-rata air panas} = \frac{155+80}{2} = 117^{\circ}F$$

$$\rho \quad 61,71 \text{ lb/ft}^3$$

$$\mu_h \quad 3,744 x 10^4 \text{ lb/ft.s} = 1,3478 \text{ lb/ft.h}$$

$$Cp_h \quad 0,999 \text{ BTU/lb/R}$$

$$K_c \quad 0,371 \text{ BTU/hr/ft.}^{\circ}F$$

$$Pr \quad 4,05$$

Perhitungan Keseimbangan energi, (Q)

Air panas :

$$Q_h = m_h x C_{p_h} x \Delta T$$

$$Q_h = 7936,641 \frac{\text{lb}}{\text{h}} x 1.000 \frac{\text{BTU}}{\text{lb/R}} x (210 - 140)^{\circ}F$$

$$Q_h = 555564,87 \text{ lb/h}$$

Air dingin :

$$Q_h = m_h C_p (c) x \Delta T$$

$$m_c = \frac{Q_h}{C_p (c) x \Delta T}$$

$$m_c = \frac{555564,87 \text{ lb/h}}{0,999 \frac{\text{BTU}}{\text{lb/R}} x (155 - 80)^{\circ}F}$$

$$m_c = 7414,94 \frac{\text{lb}}{\text{h}} = 0,98 \text{ kg/s}$$

Perhitungan Nilai LMTD & LMTD Koreksi (ΔT)

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right)}$$

$$LMTD = \frac{(210 - 155) - (140 - 80)}{\ln \left(\frac{210 - 155}{140 - 80} \right)}$$

$$LMTD = 57,46^{\circ}F$$

ft = 0,76 diperoleh dari grafik R dan S

Temperature Correction factor

$$\Delta t_c = ft x LMTD$$

$$\Delta t_c = 0,76 x 57,46^{\circ}F = 43,66^{\circ}F$$

$$F_t = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln(1 - S)}{1 - R.S} \\ (R - 1) \ln \left(\frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right)$$

$$\text{Dimana : } S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{155 - 80}{210 - 80} = 0.576$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{210 - 140}{155 - 80} = 0.933$$

Sisi tube

Luas permukaan perpindahan kalor

$$A = \frac{Q}{U_{assumsi} x \Delta t_c}$$

$$A = \frac{555564,87 \text{ BTU/h}}{299 \frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \cdot ^{\circ}F} x 43,66^{\circ}F}$$

$$A = 42,5 \text{ ft}^2$$

Tabel 1 Perolehan Uassumsi

Dimensi	Satuan dalam British	Satuan dalam SI
Diameter Luar (OD)	1 Inch	0.0254 m
Diameter Dalam (ID)	0,834 inchi	0.0211836 m
BWG	14	
Panjang tube	6 ft	
Layout tube	Square	Square
Jumlah pass aliran	2	2

Jumlah tube

$$N_t = \frac{A}{\pi \cdot do \cdot Lt}$$

$$N_t = \frac{42,5 \text{ ft}^2}{3,14 \times \frac{1}{12} \times 6 \text{ ft}}$$

$$N_t = 27 = 32 \text{ Jumlah tube}$$

Perhitungan bilangan Reynlod pada tube

$$Re = \frac{4 \times m \times \left(\frac{N_p}{N_t}\right)}{\pi \cdot di \cdot \mu}$$

$$Re = \frac{4 \times 7414,94 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \times \left(\frac{2}{32}\right)}{3,14 \times \left(\frac{0,843}{12}\right) \text{ ft} \times 1,3478 \frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{h}}}$$

$$Re = 7122,26$$

Cek kecepatan aliran :

$$v = \frac{4 \times m \times \left(\frac{N_p}{N_t}\right)}{\pi \times \rho \times di^2}$$

$$v = \frac{4 \times 7414,94 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \times \left(\frac{2}{32}\right)}{3,14 \times 61,71 \text{ lb/ft}^3 \times \left(\frac{0,843}{12}\right)^2 \text{ ft}}$$

$$v = 1979,57 \frac{\text{ft}}{\text{h}} = 0,549 \frac{\text{ft}}{\text{s}} = 0,167 \text{ m/s}$$

Perhitungan koefisien perpindahan panas

$$Re \text{ tube} = 7122,26, \text{ maka } j_h = 30$$

$$hi = \frac{j_h \times k \times (pr)^{\frac{1}{3}}}{di} \cdot \phi \cdot t \cdot s$$

$$hi = \frac{30 \times \text{BTU/hr/ft} \cdot \text{ft} \cdot \text{°F} \times (4,05)^{\frac{1}{3}}}{di} \times 1$$

$$hi = 252,54 \text{ BTU/hr/ft} \cdot \text{°F}$$

Perhitungan pada Shell

Tabel 2 Dimensi pada shell

Dimensi	Satuan SI
Diameter Luar shell	0,2375 m
Diameter dalam shell (Ds)	0,254 m
Tebal baffle	0,003175 m

Jarak antar baffle (0.14IDshell) (B)	0,1016 m
Jarak antar tube Clearen (Pt - do tube) (C)	0,0315 m
Baffle cut	-

Luas Aliran pada Shell

$$as = \frac{C \cdot B \cdot Ds}{Pt}$$

$$as = \frac{0,25 \text{ ft} \times \frac{1,36}{12} \text{ ft} \times \frac{9,75}{12} \text{ ft}}{\frac{1,25}{12} \text{ ft}}$$

$$as = 0,052 \text{ ft}$$

Kecepatan Massa Aliran

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

$$Gs = \frac{7936,64 \text{ lb/h}}{0,052 \text{ ft}}$$

$$Gs = 152627,69 \text{ lb/h/ft}^2$$

Diameter Ekuivalen pada shell (De)

Bentuk kotak persegi :

$$d_e = \frac{4 \left(\frac{p_i^2 - \pi d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o} = \frac{1,27}{d_o} (p_i^2 - 0,785 d_o^2)$$

Bentuk segitiga :

$$d_e = \frac{4 \left(\frac{p_i}{2} \times 0,87 p_i - \frac{1}{2} \pi \frac{d_o^2}{4} \right)}{\frac{\pi d_o}{2}} = \frac{1,10}{d_o} (p_i^2 - 0,917 d_o^2)$$

$$De = \frac{127}{do} (pt^2 - 0,785 \times do^2)$$

$$De = 0,0824 \text{ ft}$$

Bilangan Reynold pada shell

$$Re = \frac{De \times Gs}{\mu h}$$

$$Re = \frac{0,0824 \times 152627,69 \text{ lb/h/ft}^2}{0,962 \text{ lb/ft} \cdot \text{h}}$$

$$Re = 13073$$

Koefisien Perpindahan Kalor di sisi shell

Re shell = 13073, sehingga nilai jh adalah 49.

$$ho = \frac{j_h \times k \times (pr)^{\frac{1}{3}}}{De} \cdot \phi \cdot t$$

$$ho = \frac{49 \times 0,388 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} / \text{ft} \cdot \text{F} \times (2,15)^{\frac{1}{3}}}{0,0824 \text{ ft}} \times 1$$

$$ho = 364,64 \text{ BTU/hr/ft} \cdot \text{°F}$$

Koefisien Perpindahan Kalor Keseluruhan

Dimana,

$$ho = 364,64 \text{ BTU/hr/ft} \cdot \text{°F}$$

$$h_i = 252,54 \text{ BTU/hr/ft}^2\cdot\text{°F}$$

$$\left[U_o = \frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{A_o}{A_i} \times \frac{(d_o - d_i)}{2k} + \frac{A_o}{A_i} \times \frac{1}{h_i} + \frac{A_o}{A_i} \times R_{di} \right]^{-1}$$

$$U_o = \left[\frac{1}{\frac{364,64 \text{ BTU}}{\text{ft} \cdot \text{hr} \cdot \text{°F}}} + 0,002 + \frac{\pi \times 1^2}{\pi \times 0,843^2} \times \frac{\left(\frac{1}{12} - \frac{0,843}{12} \right)}{2k} + \frac{\pi \times 1^2}{\pi \times 0,843^2} \times \frac{1}{252,54} + \frac{\pi \times 1^2}{\pi \times 0,843^2} \times 0,002 \right]^{-1}$$

$$U_o = 353,91 \text{ BTU/hr/ft}^2\cdot\text{°F}$$

Koreksi koefisien perpindahan kalor keseluruhan
Perhitungan U_o dan perpindahan kalor Assumsi

$$= \frac{U_{o\text{call}} - U_{o\text{assumsi}}}{U_{o\text{assumsi}}} \times 100\%$$

$$= \frac{353,91 \text{ BTU/hr/ft}^2\cdot\text{°F} - 299 \text{ BTU/hr/ft}^2\cdot\text{°F}}{299 \text{ BTU/hr/ft}^2\cdot\text{°F}} \times 100\%$$

$$= 18,36 \%$$

Hasil tersebut membuktikan bahwa Koefisien koreksi perpindahan kalor U_o dan Assumsi memenuhi standar perpindahan panas untuk *heat exchanger* tipe *shell* dan *tube* yaitu $18,36\% < 30\%$.

Over Desain

Areq (Luas yang dibutuhkan dengan jumlah *tube* 28)

$$A_{req} = \pi \times OD_{tube} \times \text{panjang } tube \times \text{jumlah } tube$$

$$A_{req} = 3,14 \times 0,0254 \times 6 \times 27$$

$$= 12,9 \text{ m}^2$$

A (Luas perpindahan kalor pada *heat exchanger* dengan jumlah *tube* 32)

$$A = \pi \times OD_{tube} \times \text{panjang } tube \times \text{jumlah } tube$$

$$A = 3,14 \times 0,0254 \times 6 \times 32$$

$$= 15,3 \text{ m}^2$$

$$\text{Over Desain} = \frac{A - A_{req}}{A_{req}} \times 100\%$$

$$\text{Over Desain} = \frac{12,9 \text{ m}^2 - 15,3 \text{ m}^2}{15,3 \text{ m}^2} \times 100\%$$

$$\text{Over Desain} = 15,68 \% < 30\%$$

Penurunan Tekanan pada Sisi *Tube*

Parameter	Satuan
Re (<i>tube</i>)	7122,26
f	0,00028 ft ² /ft ²
g (percepatan gravitasi)	4,17 x 10 ⁸ ft/hr ²

ρ	61,71 lb/ft ³
Gt	139611,15 lb/ft ² .h
ID <i>tube</i>	0,834 in
Lt (panjang <i>tube</i>)	6 ft
Np (jumlah <i>pass</i>)	2

$$Gt = \frac{mc}{\left(\frac{Nt}{Np} \right) \times \pi d_i^2 / 2}$$

$$= \frac{7414,94 \text{ lb/h}}{\left(\frac{32}{2} \right) \times 3,14 \times (0,834/12)^2 / 2}$$

$$= 139611,15 \text{ lb/ft}^2 \cdot \text{h}$$

$$\Delta p (tube) = \frac{f \times Gt^2 \times Lt \times np}{2 \times g \times \rho \times ID_{tube} \times \phi t}$$

$$\Delta p (tube) = \frac{0,00028 \text{ ft}^2/\text{ft}^2 \times 139611,15 \text{ lb/ft}^2 \cdot \text{h} \times 6 \times 2}{2 \times 4,17 \times 10^8 \text{ ft/hr}^2 \times 61,71 \text{ lb/ft}^3 \times 0,834 \text{ in} \times 1}$$

$$\Delta p (tube) = 2,63 \text{ psi}$$

Δp (kembali)

$$\frac{V^2}{g} = 0,0025 \text{ (grafik)}$$

$$\Delta p(kembali) = \frac{4 \times n}{s} \times \frac{V^2}{g}$$

$$\Delta p(kembali) = \frac{4 \times 2}{0,94} \times 0,025$$

$$\Delta p(kembali) = 0,0204045 \text{ psi}$$

Jadi, total *pressure drop* pada *tube*:

$$\Delta p(total) = \Delta p (tube) + \Delta p(kembali)$$

$$\Delta p(total) = 2,63 \text{ psi} + 0,0204045 \text{ psi}$$

$$\Delta p(total) = 2,650 \text{ psi} < 10 \text{ psi}$$

Penurunan Tekanan pada *Shell*

Parameter	Satuan
Number <i>baffle</i> (Nb)	17
Re (<i>Shell</i>)	13073,30
Friction factor	0,288 ft ² /ft ²
ρ	60,57 lb/ft ³
g (percepatan gravitasi)	4,17 x 10 ⁸ ft/hr ²
Diameter Ekuivalen (De)	0,989 ft
Diameter <i>shell</i>	9,75 in
Gs (<i>Gshell</i>)	152627 lb/ft ² .h

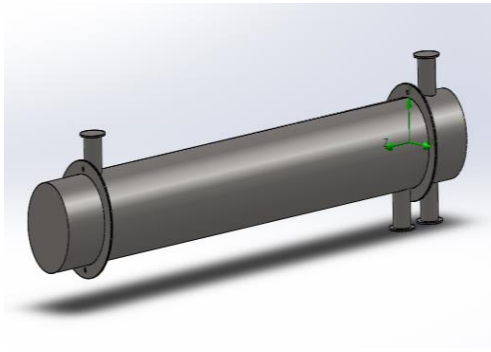
$$\Delta ps = \frac{f \times (Gs)^2 \times IDs \times (Nb + 1)}{2 \times g \times \rho \times de \times \phi t}$$

$$\Delta ps = \frac{0,288 \times (152627)^2 \times \left(\frac{9,75}{12}\right) \times (17 + 1)}{2 \times 4,17 \times 10^8 \times 60,57 \times 0,989 \times 1}$$

$$\Delta ps = 1,96 \text{ psi}$$

Hasil Pemodelan dan Simulasi *Software* pada *Heat exchangertipe shell dan tube*

Pemodelan desain *heat exchanger* tipe *shell dan tube* diperlihatkan pada gambar 2.



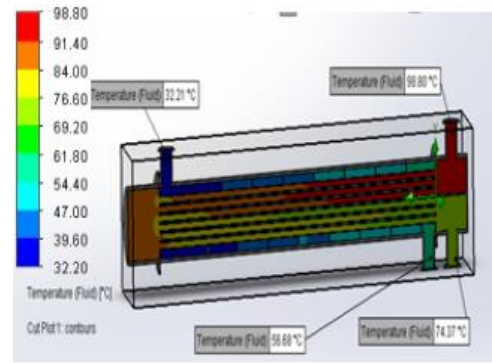
Gambar 2 Desain *heat exchanger shell dan tube*

Input Parameter untuk Proses Simulasi Desain *Heat Exchangertipe shell dan tube*

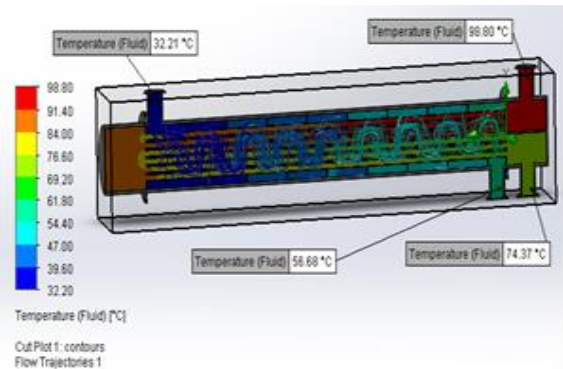
Parameter	Nilai
Laju aliran massa air Panas	7936.641lb/h = 1 kg/s
Laju aliran massa air dingin	0.98 kg/s.
Temperatur inlet air panas	210 °F = 98.8 °C
Temperatur outlet air panas	140 °F = 60 °C
Temperatur inlet air dingin	80 °F = 32.2 °C
Temperatur outlet air dingin	155 °F = 68.3 °C

Input parameter wizard pada simulasi software

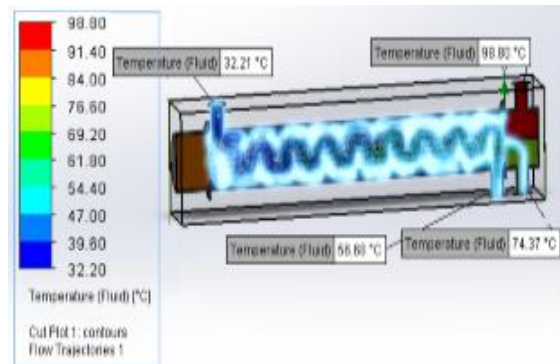
- Satuan : SI
- Analysis Type* : *Internal Heat conduction in solid* ✓
- Fluida* : *Water* (air)
- Jenis Aliran : *Laminar dan Turbulent*
- Material :
 - Tembaga : *tube*
 - *Steel Stainless 321*
- Termodinamik Parameter :
 - *Pressure* : 101325 Pa
 - *Temperatur* : 27 °C



Gambar 3 (a) Hasil simulasi nilai temperatur *inlet* air panas & dingin dan *outlet* air dingin dan panas



Gambar 3 (b) Hasil simulasi *Cut Plot* temperatur *inlet* air panas & dingin dan *outlet* air dingin dan panas.



Gambar 4 Hasil Simulasi *Flow Trajectories* berdasarkan temperatur *inlet* air panas & dingin dan *outlet* air dingin dan panas.

Hasil perbandingan perhitungan aktual dan Simulasi untuk *heat exchangertipe shell dan tube*

$$\text{ERROR} = \frac{\text{Nilai Outlet Air Dingin} - \text{Nilai Outlet Air Panas}}{\text{Nilai Outlet Air Dingin}}$$

$$\text{ERROR} = \frac{56,68^{\circ}\text{C} - 74,37^{\circ}\text{C}}{56,68^{\circ}\text{C}}$$

$$\text{ERROR} = 23\% < 30\%$$

4 KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perancangan desain *heat exchanger* tipe *shell dan tube* serta hasil simulasi

dengan menggunakan *software*, dapat diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Nilai koefisien koreksi perpindahan kalor U_o dan Assumsi memenuhi standar perpindahan panas untuk *heat exchanger* yaitu $18,36\% < 30\%$.
2. Nilai *over* desain dari desain *heat exchanger* tipe *shell* dan *tube* adalah $15,68\% < 30\%$.
3. Penurunan tekanan pada sisi *tube* adalah 2,650 psi dan penurunan tekanan pada *shell* adalah 1,96 psi.
4. Hasil nilai eror perbandingan perhitungan aktual dan simulasi untuk *heat exchanger* tipe *shell* dan *tube* adalah $23\% < 30\%$.

UCAPAN TERIMA KASIH

Terimakasih kepada semua pihak yang telah berkontribusi dalam penelitian ini, khususnya untuk Laboratorium Gambar Teknik atau Lab CAR Universitas Gunadarma, sehingga penelitian dapat terlaksana dengan baik.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Bergan L.Theodore,dkk , Fundamentals of Heat and Mass, Edition 7 Th. United Station of America : John Wiley & Sons, Inc, 2011
- [2] J.P.holman, Heat Transfer Edition 10 th, McGraw-Hill Book Company, 2010.
- [3] Sidik kacak, Hongtan Liu, Heat Exchanger Selections Raiting and Thermal Design Edition 1. University of Miami, 2002.
- [4] Jim Lang, Design Procedure for a *Heat Exchanger on the AspenPlus Software*, 2000.
- [5] Kern Q.Donald, Proses Heat Transfer. McGraw-Hill Book Company, 1965.
- [6] Modul Proses Design of Heat Exchanger, Chemical Engineering, 1992.
- [7] Teguh H.A, Prima D.P, dkk, 2016. Studi eksperimen karakteristik *shell and tube heat exchanger* dengan variasi jenis *baffle* dan jarak antar *baffle*. Surabaya : Politeknik Elektronika Negeri Surabaya.
- [8] A.Yudi E.R, A Su'udidan, Rendy D.P, 2015. Perancangan *Heat Exchanger* pada *Binary Power Plant* Kapasitas 100 KW yang Memanfaatkan Uap Sisa PLTP Ulu Belu.Lampung : Universitas Lampung.
- [9] Iriansyah Putra, 2017. Studi perhitungan *heat exchanger type shell and tube dehumidifier* biogas limbah sawit untuk pembangkit listrik tenaga biogas. Bekasi : PT Wiratama Indotech.
- [10] Chandra Wicaksono, Eky W, dkk, 2017. Perancangan *eco heat exchanger type1-2 shell and tube* dan pengaruh jumlah *baffle* terhadap transfer panas. Universitas Mulawarman : Teknik Kimia.
- [11] Putra Maulana, 2019. Perancangan *heat exchanger* tipe *shell and tube* pada perancangan pabrik propilen glikol kapasitas 50000 ton/tahun. Semarang : Universitas Negeri Semarang.
- [12] Hui, Z, dkk, 2012. *Analysis of Condenser Shell Side Pressure Drop Based on the Mechanical Energy Loss. Chinese Science Buletin*, Volume 57.