

Analisis Komparatif Perancangan Shell and Tube Aftercooler 400 HP: Pendekatan Manual vs. Simulasi HTRI

Iriansyah Putra¹⁾, Andri Adi Seftandi²⁾, Muhammad Ihsan³⁾, Ferri Festika⁴⁾

PT Wiratama Indotech, Jl. Komodo Blok D No. 60 Komplek AL, Jati Bening, Pondok Gede, Bekasi 17412, Indonesia^{1)}*

Jurusan Pendidikan Teknik Mesin, Fakultas Pendidikan Teknologi dan Kejuruan, Universitas Pendidikan Indonesia, Jl. Dr. Setiabudi No. 207, Isola, Kec. Sukasari, Kota Bandung, Jawa Barat 40154, Indonesia^{2),3)}

Laboran Rekayasa Termal, Universitas Syiah Kuala, Jl. Tgk. Syech Abdul Rauf No. 7, Kopelma Darussalam, Kec. Syiah Kuala, Banda Aceh, Aceh, Indonesia 23111⁴⁾
Email: putra@wiratamaindotech.co.id^{1)}, ferri.festika@gmail.com⁴⁾*

ABSTRAK

Penukar kalor tipe *shell and tube* (STHE) merupakan komponen kritis dalam sistem kompresi industri, sering berfungsi sebagai *aftercooler* untuk mendinginkan udara terkompresi. Penelitian ini bertujuan merancang STHE aftercooler berkapasitas 400 HP melalui pendekatan hibrida: perhitungan manual berbasis metode *Kern* dan simulasi menggunakan perangkat lunak Heat Transfer Research Inc. (HTRI). Parameter yang dibandingkan meliputi laju perpindahan panas, *Log Mean Temperature Difference* (LMTD), luas permukaan, koefisien perpindahan panas menyeluruh (*U*), serta *pressure drop* sisi *shell* dan *tube*. Hasil menunjukkan konsistensi tinggi pada parameter termal ($Q = 144,55 \text{ kW}$ vs. $143,55 \text{ kW}$; $\text{LMTD} = 17,71 \text{ }^{\circ}\text{C}$ vs. $17,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $A = 11,44 \text{ m}^2$ vs. $11,437 \text{ m}^2$), namun terdapat disparitas ekstrem pada *pressure drop* sisi *shell*: 3,82 psi (manual) vs. 98,31 psi (HTRI). Perbedaan ini menyoroti keterbatasan asumsi sederhana dalam perhitungan manual dalam memodelkan kompleksitas aliran nyata seperti efek *baffle*, *leakage paths*, dan distribusi aliran *non-uniform*-yang secara akurat ditangkap oleh HTRI. Studi ini menegaskan bahwa integrasi perhitungan manual sebagai rancangan awal dan verifikasi dengan HTRI sebagai alat optimasi merupakan pendekatan terbaik untuk menghasilkan desain *heat exchanger* yang efisien secara termal maupun operasional.

Kata kunci: Penukar Kalor *Shell and Tube*, *Aftercooler*, Perhitungan Manual, HTRI, *Pressure Drop*, Optimasi Desain.

ABSTRACT

*Shell-and-tube heat exchangers (STHEs) are critical components in industrial compression systems, often serving as aftercoolers for compressed air. This study aims to design a 400 HP STHE aftercooler using a hybrid approach: manual calculation based on Kern's method and simulation using Heat Transfer Research Inc. (HTRI) software. Compared parameters include heat transfer rate, Log Mean Temperature Difference (LMTD), surface area, overall heat transfer coefficient (*U*), and shell-side and tube-side pressure drop. Results show high consistency in thermal parameters ($Q = 144.55 \text{ kW}$ vs. 143.55 kW ; $\text{LMTD} = 17.71 \text{ }^{\circ}\text{C}$ vs. $17.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $A = 11.44 \text{ m}^2$ vs. 11.437 m^2), yet reveal an extreme disparity in shell-side pressure drop: 3.82 psi (manual) vs. 98.31 psi (HTRI). This discrepancy highlights the limitations of simplified assumptions in manual calculations in modeling real-flow complexities such as baffle effects, leakage paths, and non-uniform flow distribution—accurately captured by HTRI. This study affirms that integrating manual calculation as the preliminary design and HTRI verification as the optimization tool is the best practice for producing heat exchanger designs that are both thermally and operationally efficient.*

Keywords: *Shell and Tube Heat Exchanger, Aftercooler, Manual Calculation, HTRI, Pressure Drop, Design Optimization.*

Nomenklatur

Simbol	Keterangan	Satuan
Q	Laju perpindahan panas	kW
U	Koefisien perpindahan panas menyeluruh	kW/m ² ·K
U_{asumsi}	Nilai U yang diasumsikan dalam perancangan awal	kW/m ² ·K
U_{aktual}	Nilai U hasil perhitungan/simulasi	kW/m ² ·K
LMTD	<i>Log Mean Temperature Difference</i>	°C
A	Luas permukaan perpindahan panas	m ²
h_i	Koefisien konveksi sisi dalam <i>tube</i>	kW/m ² ·K
h_o	Koefisien konveksi sisi <i>shell</i>	kW/m ² ·K
m	Laju alir massa	kg/s
c_p	Kapasitas panas spesifik	kJ/kg·K
Re	Bilangan <i>Reynolds</i>	—
jH	Faktor <i>Colburn</i> untuk perpindahan panas	—
ΔP	<i>Pressure drop</i>	psi
NB	Jumlah <i>baffle</i>	—
OD	Diameter luar <i>tube</i>	m
ID	Diameter dalam <i>tube</i>	m
L	Panjang <i>tube</i>	m
N_t	Jumlah <i>tube</i>	—
f	Faktor gesekan (<i>friction factor</i>)	—
ρ	Kerapatan fluida	kg/m ³
V	Laju alir volumetrik	m ³ /s
U_{bersih}	Koefisien perpindahan panas menyeluruh tanpa pertimbangan <i>fouling</i>	kW/m ² ·K

1. Pendahuluan

Penukar panas (*heat exchanger*) merupakan perangkat rekayasa termal yang vital dalam berbagai sektor industri, termasuk pembangkit listrik, petrokimia, dan manufaktur [1]. Di antara berbagai jenis, desain *shell and tube* paling dominan karena kemampuannya menangani tekanan dan suhu tinggi [2]. Komponen ini juga umum digunakan sebagai *aftercooler* untuk mendinginkan udara keluaran kompresor, mengurangi kelembaban, dan meningkatkan efisiensi sistem [3].

Perancangan *shell and tube heat exchanger* (STHE) secara manual telah lama diandalkan dengan menggunakan metode seperti Kern [4] atau Delaware [5]. Namun, pendekatan ini sering mengabaikan fenomena aliran kompleks seperti distribusi aliran sekitar *baffle*,

leakage streams, dan efek geometri detail [6]. Di sisi lain, perangkat lunak seperti HTRI yang menggunakan korelasi empiris mutakhir dan basis data properti fluida ekstensif mampu memberikan prediksi yang lebih realistis, terutama untuk *pressure drop* [7].

Meskipun metode perancangan *shell and tube heat exchanger* (STHE) secara manual dan simulasi telah banyak dilaporkan dalam literatur seperti studi komparatif oleh Bizzy & Setiadi [8] dan Sahajpala & Shah [9] sebagian besar fokus pada aplikasi umum atau kapasitas menengah. Studi yang secara khusus menganalisis *aftercooler* untuk kompresor berdaya tinggi (400 HP) masih sangat terbatas, apalagi dengan pendekatan komparatif mendalam terhadap disparitas ekstrem pada *pressure drop* sisi *shell*.

Kebaruan penelitian ini terletak pada tiga aspek utama: (1) Aplikasi spesifik pada *aftercooler* 400 HP suatu skala daya yang jarang dibahas secara komparatif dalam literatur teknik termal; (2) Identifikasi dan kuantifikasi disparitas ekstrem *pressure drop* sisi *shell* (3,82 psi vs. 98,31 psi) antara pendekatan manual dan HTRI, yang mengungkap risiko desain suboptimal jika hanya mengandalkan metode klasik; (3) Rekomendasi praktis berbasis temuan tersebut untuk optimasi geometri *heat exchanger* (seperti modifikasi *baffle spacing* dan tipe *baffle*) yang hanya dapat dievaluasi secara akurat melalui simulasi HTRI.

Dengan demikian, penelitian ini tidak hanya membandingkan dua metode perancangan, tetapi juga memberikan panduan prosedural yang aplikatif bagi insinyur proses dalam mencapai desain STHE yang efisien secara termal dan operasional.

2. Metodologi

Penelitian ini merancang STHE *aftercooler* untuk mendinginkan udara terkompresi dari 60 °C menjadi 42 °C, menggunakan air pendingin (30–35 °C) sebagai fluida sekunder (Tabel 1). Dua pendekatan digunakan:

1. **Perhitungan Manual:** Mengikuti metode Kern [4], mencakup keseimbangan energi, LMTD, perhitungan U , jumlah *tube*, dan *pressure drop* sisi *shell* dan *tube*.
2. **Simulasi HTRI:** Memasukkan parameter yang sama ke dalam HTRI Xchanger Suite (v7.x) dengan geometri dan material yang konsisten, lalu membandingkan hasilnya.

Tabel 1. Data input parameter perancangan

Parameter	Tube (Air)	Shell (Udara)
T_{in} / T_{out} (°C)	30 / 35	60 / 42
P (Bar)	8,3	10
$\dot{m}$ (kg/s)	6,92	7,87
Panjang Tube (m)	1,82	
OD/ID Tube (m)	0,00952 / 0,00818	
Tube pitch (m)	0,0119	
Jumlah Pass	1	

Nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh awal ($U_{asumsi} = 0,713 \text{ kW/m}^2\cdot\text{K}$) dipilih berdasarkan kisaran tipikal untuk sistem udara dan air (250–750 $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$) sebagaimana dilaporkan dalam Perry's Chemical Engineers' Handbook (Green & Southard, 2018, Tabel 11-4). Sementara itu, batas maksimum *pressure drop* 2 psi untuk sisi gas mengacu pada panduan desain industri untuk *aftercooler* kompresor (GPSA, 2016).

3. Hasil dan Pembahasan

3.1. Perhitungan Manual

Perancangan *shell and tube heat exchanger* (STHE) secara manual dalam penelitian ini mengacu pada metode klasik Kern [4], yang merupakan pendekatan analitis berbasis korelasi empiris untuk sistem aliran dua fluida. Seluruh perhitungan menggunakan sistem satuan konsisten: laju perpindahan panas (Q) dalam kW, kapasitas panas spesifik (c_p) dalam kJ/kg·K, massa flow rate ($\dot{m}$) dalam kg/s, dan koefisien perpindahan panas (h , U) dalam $\text{kW/m}^2\cdot\text{K}$.

3.1.1. Keseimbangan Energi

Fluida panas (udara terkompresi pada sisi *shell*) didinginkan dari $T_{in,s} = 60^\circ\text{C}$ menjadi $T_{out,s} = 42^\circ\text{C}$. Laju alir massa udara dihitung berdasarkan laju alir volumetrik ($\dot{V}_s = 0,729 \text{ m}^3/\text{s}$) dan kerapatan udara terkompresi ($\rho_s = 10,8 \text{ kg/m}^3$) pada tekanan 10 bar dan suhu rata-rata $\approx 51^\circ\text{C}$:

$$\dot{m}_s = \dot{V}_s \cdot \rho_s = 0,729 \times 10,8 = \mathbf{7,87 \text{ kg/s}}$$

dengan $c_{p,s} = 1,02 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$, laju perpindahan panas diperoleh sebagai:

$$Q = \dot{m}_s \cdot c_{p,s} \cdot (T_{in,s} - T_{out,s}) = 7,87 \times 1,02 \times (60 - 42) = \mathbf{144,55 \text{ kW}}$$

Untuk fluida dingin (air pada sisi *tube*), dengan $c_{p,t} = 4,18 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ dan kenaikan suhu dari 30°C ke 35°C, laju alir massa air dihitung sebagai:

$$\dot{m}_t = Q / [c_{p,t} \cdot (T_{out,t} - T_{in,t})] = 144,55 / [4,18 \times (35 - 30)] = \mathbf{6,92 \text{ kg/s}}$$

3.1.2. Log Mean Temperature Difference (LMTD)

Diasumsikan aliran *counter-current*, LMTD dihitung sebagai:

$$\text{LMTD} = [(60 - 35) - (42 - 30)] / \ln[(60 - 35) / (42 - 30)] = 17,71^\circ\text{C}$$

3.1.3. Luas Permukaan Perpindahan Panas

Koefisien perpindahan panas menyeluruh awal (U_{asumsi}) diasumsikan sebesar **0,713 kW/m²·K**, berdasarkan kisaran tipikal sistem udara–air (250–750 W/m²·K = 0,250–0,750 kW/m²·K) menurut *Perry's Chemical Engineers' Handbook* [Green & Southard, 2018]. Luas permukaan awal dihitung sebagai:

$$A = Q / (U_{\text{asumsi}} \cdot \text{LMTD}) = 144,55 / (0,713 \times 17,71) = \mathbf{11,41 \text{ m}^2}$$

3.1.4. Jumlah Tube

Dengan diameter luar tube $OD = 0,00952$ m dan panjang tube $L = 1,82$ m, jumlah tube dihitung sebagai:

$$N_t = A / (\pi \cdot OD \cdot L) = 11,41 / (\pi \times 0,00952 \times 1,82) \approx \mathbf{210 \text{ buah}}$$

3.1.5. Koefisien Konveksi dan Bilangan Reynolds

Koefisien konveksi dihitung menggunakan korelasi faktor *Colburn* (j_H) dan bilangan *Reynolds* (Re). yaitu suatu parameter tak berdimensi yang mengaitkan perpindahan panas dan gesekan aliran turbulen [4]. Bilangan *Reynolds* (Re) digunakan untuk menentukan *regime* aliran.

- Sisi *tube* (air): $Re_t = 6.787$ (aliran turbulen), $j_H = 29 \rightarrow h_i = \mathbf{3,583 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}}$
- Sisi *shell* (udara): $Re_s = 662.536$ (aliran turbulen), $j_H = 585 \rightarrow h_o = \mathbf{1,119 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}}$

dengan catatan nilai h_o yang relatif tinggi disebabkan oleh kerapatan udara terkompresi pada 10 bar, yang meningkatkan kapasitas konvektif

dibandingkan udara atmosferik. Namun, metode *Kern* tidak mempertimbangkan efek *cross-flow*, *bypass*, atau *leakage*—sehingga nilai ini bersifat idealisasi.

Faktor j_H digunakan untuk menghitung koefisien perpindahan panas konvektif, sedangkan faktor gesekan (f) digunakan dalam perhitungan *pressure drop* berdasarkan korelasi *Kern*.

3.1.6. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh (U)

Dengan mengabaikan hambatan dinding dan *fouling* (untuk desain awal), nilai koefisien menyeluruh aktual dihitung sebagai:

$$U_{\text{aktual}} = (1 / h_i + 1 / h_o)^{-1} = \mathbf{0,819 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}}$$

nilai ini disebut juga sebagai U_{bersih} , karena belum mencakup degradasi kinerja akibat *fouling*.

3.1.7. Overdesign

Persentase *overdesign* dihitung untuk memastikan konservatisme desain:

$$\begin{aligned} \% \text{ Overdesign} &= [(U_{\text{aktual}} - U_{\text{asumsi}}) / U_{\text{asumsi}}] \\ &\times 100\% = [(0,819 - 0,713) / 0,713] \times 100\% \\ &= \mathbf{14,93\%} \end{aligned}$$

nilai ini berada dalam kisaran ideal (10–20%), menunjukkan bahwa desain secara termal memadai.

3.1.8. Pressure Drop

- Sisi *shell*: Dengan faktor gesekan $f = 0,0009$, jumlah baffle $N_B = 10$, dan geometri sesuai metode *Kern*: $\Delta P_s = \mathbf{3,82 \text{ psi}}$
- Sisi *tube*: Dengan $f = 0,00028$: $\Delta P_t = \mathbf{0,256 \text{ psi}}$

Meskipun $\Delta P_s = 3,82$ psi tampak moderat, nilai ini melebihi batas industri untuk *aftercooler* gas (maksimum 2 psi menurut GPSA, 2016). Lebih penting lagi, nilai ini sangat meremehkan resistensi aliran nyata, karena metode *Kern* mengabaikan efek *baffle leakage*, *window bypass*, dan distribusi aliran *non-uniform*.

Tabel 2. Pebandingan hasil perhitungan manual dengan HTRI

Parameter	Manual	HTRI
Q (kW)	144,55	143,55
LMTD (°C)	17,71	17,4
A (m ²)	11,44	11,437
Panjang Tube (m)	1,82	1,82
Jumlah Tube	210	210
Diameter Shell (mm)	219	213
U _{asumsi} (kW/m ² ·K)	0,713	0,752
U _{aktual} (kW/m ² ·K)	0,819	0,879
Overdesign (%)	14,93	16,94
ΔP_{shell} (psi)	3,82	98,31
ΔP_{tube} (psi)	0,256	0,251

4. Pembahasan

Parameter termal dan dimensi utama menunjukkan keselarasan tinggi, memvalidasi asumsi dasar perancangan. Namun, perbedaan drastis pada ΔP_{shell} (3,82 vs. 98,31 psi) menggarisbawahi keterbatasan perhitungan manual dalam memodelkan kompleksitas aliran nyata [9, 10].

Nilai ΔP_{shell} dari HTRI (98,31 psi) menunjukkan desain awal tidak layak operasional karena akan meningkatkan konsumsi energi kompresor secara signifikan. Oleh karena itu optimasi diperlukan:

- Memperbesar *baffle spacing*
- Mengganti ke *double segmental baffles* atau *no-tubes-in-window*
- Memperbesar diameter *shell*

HTRI memungkinkan literasi cepat untuk skenario optimasi tersebut [15].

5. Kesimpulan

Studi ini berhasil merancang *aftercooler* STHE 400 HP melalui pendekatan manual dan HTRI. Hasil menunjukkan keselarasan tinggi pada parameter termal dan dimensi utama, namun mengungkap disparitas signifikan pada *pressure drop* sisi *shell* (3,82 psi vs. 98,31 psi). Temuan ini menegaskan bahwa perhitungan manual, meskipun berguna untuk rancangan awal, rentan mengabaikan kompleksitas aliran nyata. Sebaliknya, HTRI memberikan prediksi yang lebih akurat dan realistis. Oleh karena itu,

pendekatan hibrida manual untuk desain awal dan HTRI untuk verifikasi dan optimasi direkomendasikan sebagai praktik terbaik dalam perancangan penukar panas industri.

Daftar Pustaka

- Afandiyanoto, A., Hazwi, M., Pintoro, A., & Sembiring, P. G. (2018). Analisa penukar kalor aftercooler type shell and tube. *Jurnal Dinamika*, 6(1), 1–10.
- Azwinur, A., & Zulkifli, Z. (2019). Kaji eksperimental pengaruh baffle pada alat penukar panas. *SINTEK Jurnal*, 13(1), 8–14.
<https://doi.org/10.24853/sintek.13.1.8-14>
- Bizzy, I., & Setiadi, R. (2016). Studi perhitungan alat penukar kalor tipe shell and tube dengan program HTRI. *Jurnal Rekayasa Mesin Universitas Sriwijaya*, 13(1), 67–76.
- Handibag, R., Potdar, U., & Jadhav, A. (2020). Thermal design of tube and shell heat exchanger and verification by HTRI software. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, 9(12), 525–530.
- Hakim, M. A. (2023). *Perancangan model miniatur gas compressor aftercooler*. Neliti.
<https://doi.org/10.13140/RG.2.2.30291.45601>
- HTRI. (2022). *HTRI Xchanger Suite technical overview*. Heat Transfer Research, Inc.
- Husen, A., Setiadi, B., & Septiawan, I. (2022). Analisis tegangan pada part shell dan tube heat exchanger. *Presisi*, 24(1), 45–52.
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer* (7th ed.). Wiley.
- Kern, D. Q. (1950). *Process heat transfer* (1st ed.). McGraw-Hill.
- Kharisma, A. A. (2021). Perancangan heat exchanger tipe shell dan tube secara metoda matematis dan simulasi software. *Jurnal Rekayasa Mesin*, 20(2),

27–34.

<https://doi.org/10.36706/jrm.v20i2.66>

Nandiyanto, A. B. D., Ragadhita, R., & Kurniawan, T. (2022). Shell and tube heat exchanger design for titanium dioxide particle production process. *Journal of Engineering Science and Technology*, 17(5), 3224–3234.

Putra, I. (2017). Studi perhitungan heat exchanger type shell and tube dehumidifier biogas limbah sawit. *Jurnal POLIMESIN*, 15(2), 42–48.

<https://doi.org/10.30811/jpl.v15i2.373>

Sahajpala, S., & Shah, P. D. (2013). Thermal design of ammonia desuperheater-condenser and comparative study with HTRI. *Procedia Engineering*, 51, 375–379. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2013.01.052>

Serth, R. W., & Lestina, T. G. (2014). *Process heat transfer: Principles, applications and rules of thumb* (2nd ed.). Academic Press. <https://doi.org/10.1016/C2011-0-07242-3>

Singh, P., Desai, B., & Bora, L. (2015). Optimization of air cooled heat exchanger design using HTRI. *International Journal of Research in Science & Innovation (IJRSI)*, 3(2), 217–221.