

PERANCANGAN PENUKAR PANAS JENIS SHELL-AND-TUBE UNTUK MENDINGINKAN GAS HASIL KELUARAN PADA PT. X

DESIGN OF A SHELL-AND-TUBE TYPE HEAT EXCHANGER FOR COOLING THE OUTPUT GAS AT PT. X

Raka Dimas Saputra¹, Vita Efelina², Cintiya Septa Hasannah^{1*}

¹Program Studi Teknik Kimia, Fakultas Teknik, Universitas Singaperbangsa Karawang

²Program Studi Fisika, Fakultas Teknik, Universitas Singaperbangsa Karawang

¹1910631230037@student.unsika.ac.id, ²vita.efelina@staff.unsika.ac.id, ¹cintiya.septa@ft.unsika.ac.id

INFO ARTIKEL

Diterima: 2 Maret 2026

Direvisi: 9 Juni 2026

Disetujui: 25 Juni 2026

ABSTRAK

Pendinginan gas keluaran distilasi merupakan tahap penting untuk menjaga kestabilan operasi hilir, menurunkan beban termal, dan mencegah penurunan efisiensi proses akibat temperatur gas yang masih tinggi. Penelitian ini bertujuan untuk merancang penukar panas shell-and-tube guna mendinginkan gas keluaran PT. X dari 95 °C menjadi 50 °C menggunakan cooling water pada suhu 30–40 °C. Kontribusi utama penelitian ini adalah penyusunan rancangan awal berbasis data operasi industri dengan evaluasi termal, hidraulik, dan fouling secara terintegrasi. Metode Kern dipilih karena sesuai untuk tahap preliminary design shell-and-tube heat exchanger dengan baffle segmental dan data desain yang terbatas; metode ini lebih sederhana dan praktis dibandingkan Bell–Delaware, meskipun belum mengoreksi secara rinci pengaruh leakage dan bypass pada sisi shell. Validasi rancangan dilakukan melalui pemeriksaan konsistensi neraca energi, kesesuaian koefisien perpindahan panas desain dan bersih, evaluasi fouling factor, serta perbandingan pressure drop terhadap batas desain yang direkomendasikan literatur. Hasil perhitungan menunjukkan kebutuhan beban panas sebesar 362814,594 BTU/jam dengan luas perpindahan panas 276,461 ft². Konfigurasi terpilih adalah shell-and-tube dengan 1 shell pass dan 2 tube pass, susunan tube triangular, 66 tube, panjang tube 16 ft, BWG 8, dan diameter dalam shell 13,25 inch. Nilai fouling factor terhitung 0,00524, lebih rendah dibanding nilai acuan 0,00230, sedangkan pressure drop sisi shell dan tube masing-masing 1,5622 psi dan 0,0036 psi, masih di bawah batas 10 psi. Rancangan ini layak sebagai desain awal, namun perlu diverifikasi lebih lanjut menggunakan Bell–Delaware, perangkat lunak desain, atau validasi operasional.

Kata Kunci:

Penukar panas; shell-and-tube; metode Kern; fouling factor; pressure drop

ABSTRACT

Cooling the outlet gas from a distillation unit is important for maintaining downstream process stability, reducing thermal load, and preventing efficiency losses caused by high gas temperatures. This study aims to design a shell-and-tube heat exchanger for cooling the outlet gas at PT. X from 95 °C to 50 °C using cooling water at 30–40 °C. The main contribution of this work is the development of an industry-based preliminary design supported by integrated thermal, hydraulic, and fouling evaluations. The Kern method was selected because it is suitable for the preliminary design of shell-and-tube heat exchangers with segmental baffles under limited design data; it is simpler and more practical than the Bell–Delaware method, although it does not explicitly account for shell-side leakage and bypass effects. The design reliability was assessed through energy-balance consistency, comparison between clean and design overall heat-transfer coefficients, fouling-factor evaluation, and pressure-drop verification against recommended design limits. The calculated heat duty was 362814,594 BTU/h with a required heat-transfer area of 276,461 ft². The selected configuration consisted of one shell pass and two tube passes, a triangular tube layout, 66 tubes, 16-ft tube length, BWG 8, and a 13.25-inch shell inside diameter. The calculated fouling factor was 0,00524, lower than the reference value of 0.00230. The shell-side and tube-side pressure drops were 1,5622 psi and 0,0036 psi, respectively, both below the 10-psi design limit. Therefore, the proposed exchanger is acceptable as a preliminary design, but further verification using Bell–Delaware, design software, or operational validation is recommended.

Keywords:

Heat exchanger; shell-and-tube; Kern method; fouling factor; pressure drop

*Corresponding author: cintiya.septa@ft.unsika.ac.id

I. PENDAHULUAN

Gas keluaran unit distilasi umumnya masih memiliki temperatur yang relatif tinggi sehingga memerlukan proses pendinginan sebelum dialirkan ke tahapan proses berikutnya. Pada kondisi industri, proses pendinginan tidak hanya ditujukan untuk menurunkan temperatur fluida, tetapi juga untuk menjaga kestabilan operasi, mengendalikan beban termal peralatan hilir, serta memastikan sistem bekerja dalam batas hidraulik yang dapat diterima. Oleh karena itu, perancangan penukar panas harus mempertimbangkan kesesuaian antara kebutuhan perpindahan panas, karakteristik fluida proses, faktor pengotor, serta penurunan tekanan (Bogdan et al., 2024; Ge et al., 2011; Jobson, 2014; Juan et al., 2023).

Pada kasus PT. X, fluida panas yang akan didinginkan merupakan gas keluaran proses distilasi yang mengandung etilen, karbon dioksida, air, dan *monoethylene glycol* (MEG). Gas tersebut memiliki laju alir total sebesar 21.031,879 lb/jam dan perlu didinginkan dari 95 °C menjadi 50 °C. Media pendingin yang digunakan adalah *cooling water* dengan temperatur masuk 30 °C dan temperatur keluar 40 °C. Karakteristik ini menunjukkan bahwa sistem membutuhkan penukar panas yang mampu menangani fluida gas-cair dengan perbedaan temperatur sedang, laju alir relatif besar, serta tetap mempertahankan *pressure drop* pada batas yang aman bagi operasi industri (Amrozi et al., 2023; Rahanwatty et al., 2025; Sujono et al., 2025).

Penukar panas jenis *shell-and-tube* banyak digunakan dalam industri proses karena memiliki konstruksi yang kuat, fleksibel terhadap variasi kondisi operasi, dapat digunakan pada rentang temperatur dan tekanan yang luas, serta relatif mudah dirawat dibandingkan beberapa jenis penukar panas lainnya. Pada perancangan ini, fluida gas ditempatkan pada sisi *shell*, sedangkan *cooling water* dialirkan pada sisi *tube*. Penempatan *cooling water* pada *tube* dipilih karena air berpotensi menimbulkan korosi dan *fouling*, sehingga aliran di dalam *tube* lebih mudah dikendalikan dan dibersihkan ketika terjadi pengotoran (Patel, 2011; Rasyid et al., 2022).

Beberapa penelitian sebelumnya telah membahas pengaruh konfigurasi *shell-and-tube* terhadap performa perpindahan panas, antara lain pengaruh *tube layout*, panjang *tube*, serta *baffle spacing* dan *baffle cut* terhadap *pressure drop* dan koefisien perpindahan panas. Selain itu, perbandingan metode perhitungan sisi *shell* juga menunjukkan bahwa metode yang lebih rinci, seperti Bell-Delaware, mampu memperhitungkan pengaruh *leakage* dan *bypass* dengan lebih baik dibandingkan metode Kern. Namun, dalam praktik *preliminary design*, terutama ketika data operasi industri masih terbatas, metode Kern masih banyak digunakan karena prosedurnya lebih sederhana, sistematis, dan cukup representatif untuk menghasilkan rancangan awal *heat exchanger shell-and-tube* (Adebayo et al., 2025; Alperen et al., 2023; Fetuga et al., 2023; Mohammadi, 2011; Ozden & Tari, 2008).

Penggunaan metode Kern memiliki keterbatasan karena mengasumsikan aliran sisi *shell* bersifat ideal dan tidak secara rinci memperhitungkan kehilangan performa

akibat *leakage* pada *baffle*, *bypass* aliran, maupun maldistribusi fluida. Oleh karena itu, hasil desain berbasis metode Kern tidak cukup hanya disajikan sebagai spesifikasi geometri, tetapi perlu dievaluasi melalui parameter teknik yang relevan, seperti konsistensi neraca energi, nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan, *fouling factor*, bilangan Reynolds, serta *pressure drop* pada sisi *shell* dan *tube* (Chethan et al., 2026; Geete et al., 2018; Schab et al., 2024).

Berdasarkan permasalahan tersebut, penelitian ini bertujuan untuk merancang penukar panas jenis *shell-and-tube* untuk mendinginkan gas keluaran distilasi pada PT. X menggunakan metode Kern. Kontribusi artikel ini adalah menyajikan rancangan awal berbasis data operasi industri dengan evaluasi termal dan hidraulik yang terintegrasi, meliputi penentuan *heat duty*, luas perpindahan panas, konfigurasi *shell* dan *tube*, jumlah *tube*, susunan *tube*, faktor pengotor, serta *pressure drop*. Hasil rancangan diharapkan dapat menjadi dasar teknis untuk evaluasi lebih lanjut menggunakan metode yang lebih detail, perangkat lunak desain penukar panas, atau validasi berdasarkan data operasi aktual.

II. METODE PENELITIAN

Penelitian ini merupakan studi perancangan teknik yang bertujuan menentukan spesifikasi awal penukar panas jenis *shell-and-tube* untuk mendinginkan gas keluaran distilasi pada PT. X. Perancangan dilakukan menggunakan metode Kern dengan pendekatan perhitungan termal dan hidraulik. Tahapan perancangan meliputi penentuan data proses, pemilihan jenis penukar panas, perhitungan beban panas, penentuan beda temperatur rata-rata terkoreksi, estimasi luas perpindahan panas, penentuan geometri *shell* dan *tube*, perhitungan koefisien perpindahan panas, evaluasi *fouling factor*, serta evaluasi *pressure drop*. Dengan tahapan tersebut, hasil desain tidak hanya diperoleh sebagai ukuran alat, tetapi juga dievaluasi berdasarkan kelayakan termal dan hidraulik.

A. Data Proses dan Karakteristik Fluida

Fluida panas yang digunakan dalam penelitian ini adalah gas keluaran distilasi yang dialirkan pada sisi *shell*. Gas tersebut merupakan campuran etilen, karbon dioksida, air, dan *monoethylene glycol* (MEG). Laju alir masing-masing komponen, temperatur masuk dan keluar, serta tekanan operasi ditunjukkan pada Tabel 1. Gas proses didinginkan dari 95 °C menjadi 50 °C pada tekanan 1,24 bar. Fluida dingin yang digunakan adalah *cooling water* yang dialirkan pada sisi *tube* dengan temperatur masuk 30 °C dan temperatur keluar 40 °C.

TABEL 1
Laju alir massa dan kondisi operasi

Parameter		
Laju alir massa, lb/jam		
Etilen (C ₂ H ₄)		4,189
Karbon dioksida (CO ₂)		12999,116
Air (H ₂ O)		8012,701
MEG (C ₂ H ₆ O ₂)		15,873
Kondisi Operasi	<i>Shell</i> ,	<i>Tube</i> , air
	campuran	

Suhu masuk, °C	95	30
Suhu keluar, °C	50	40
Tekanan, bar	1,24	

Data pada Tabel 1 menjadi dasar utama dalam perhitungan neraca energi dan penentuan kebutuhan luas perpindahan panas. Properti fisik fluida yang digunakan dalam perhitungan meliputi kapasitas panas, densitas, viskositas, dan konduktivitas termal. Nilai kapasitas panas campuran gas dihitung berdasarkan kontribusi masing-masing komponen sesuai dengan fraksi massanya. Properti cooling water ditentukan berdasarkan temperatur rata-rata aliran. Untuk menjaga konsistensi perhitungan, properti fluida dievaluasi pada temperatur representatif, yaitu temperatur rata-rata atau temperatur kalorik sesuai tahapan metode Kern. Validasi awal data dilakukan dengan memastikan bahwa panas yang dilepaskan oleh fluida panas sebanding dengan panas yang diterima oleh air pendingin.

B. Dasar Pemilihan Jenis Penukar Panas

Pemilihan jenis penukar panas dilakukan dengan mempertimbangkan karakteristik fluida proses, kebutuhan pemisahan antara fluida panas dan fluida dingin, serta kemudahan pengoperasian dan perawatan. Gas keluaran distilasi pada PT. X tidak dicampurkan langsung dengan cooling water karena dapat menyebabkan kontaminasi fluida proses dan menyulitkan pengendalian operasi. Oleh karena itu, sistem yang digunakan adalah *indirect heat exchanger*, yaitu perpindahan panas berlangsung melalui dinding pemisah tanpa kontak langsung antara kedua fluida.

Gambar 1 menunjukkan perbedaan prinsip antara *heat exchanger direct contact* dan *heat exchanger indirect*. Gambar ini digunakan sebagai dasar konseptual untuk menjelaskan bahwa sistem pendinginan gas keluaran distilasi lebih sesuai menggunakan penukar panas tidak langsung. Pada sistem tidak langsung, cooling water dipisahkan dari gas proses oleh dinding tube sehingga proses pendinginan dapat berlangsung tanpa pencampuran fluida.

Berdasarkan pertimbangan tersebut, penukar panas jenis *shell-and-tube* dipilih karena memiliki konstruksi yang kuat, sesuai untuk aplikasi industri, dapat menangani fluida gas-cair, serta relatif mudah dibersihkan apabila terjadi *fouling*. Pada rancangan ini, gas keluaran distilasi dialirkan pada sisi *shell*, sedangkan cooling water dialirkan pada sisi *tube*. Penempatan cooling water pada sisi tube dipilih karena air berpotensi menimbulkan korosi dan *fouling*, sehingga lebih mudah dikendalikan dan dibersihkan apabila dialirkan di dalam tube (Dampang, 2018).

C. Dasar Pemilihan Metode Kern

Perancangan *shell-and-tube heat exchanger* dilakukan menggunakan metode Kern. Metode ini dipilih karena sesuai untuk tahap *preliminary design*, terutama ketika data operasi utama telah tersedia tetapi informasi detail mengenai *leakage*, *bypass*, distribusi aliran sisi shell, dan konfigurasi mekanik detail belum sepenuhnya tersedia. Metode Kern memberikan prosedur perhitungan yang sistematis untuk menentukan beban panas, luas perpindahan panas, jumlah tube, diameter shell, baffle spacing, koefisien perpindahan panas, *fouling factor*, dan *pressure drop* (Md. Asif All Azad, 2024; Pradhito, 2023).

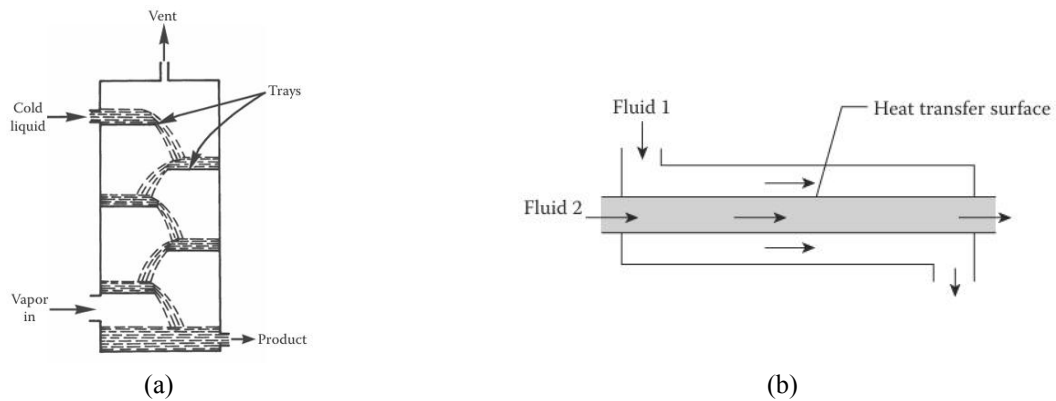
Dibandingkan dengan metode Bell–Delaware, metode Kern lebih sederhana dan praktis digunakan pada tahap awal desain. Namun, metode Kern memiliki keterbatasan karena mengasumsikan bahwa aliran pada sisi shell berlangsung secara ideal. Dalam kondisi aktual, aliran sisi shell dapat mengalami *leakage* pada celah baffle, *bypass* di sekitar tube bundle, serta maldistribusi aliran. Fenomena tersebut dapat menurunkan koefisien perpindahan panas aktual dan mengubah nilai *pressure drop*. Oleh karena itu, hasil perancangan dalam penelitian ini diposisikan sebagai rancangan awal yang masih memerlukan verifikasi lanjutan menggunakan metode Bell–Delaware, simulasi CFD, perangkat lunak desain penukar panas, atau data operasi aktual.

D. Perhitungan Beban Panas dan Luas Perpindahan Panas

Tahap awal perancangan dilakukan dengan memperkirakan luas perpindahan panas berdasarkan hubungan antara beban panas, koefisien perpindahan panas keseluruhan, dan beda temperatur rata-rata. Persamaan 1 digunakan untuk memperoleh estimasi awal luas perpindahan panas. Nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan awal ditentukan berdasarkan rentang rekomendasi dalam literatur untuk sistem gas-air. Nilai ini digunakan sebagai dasar iterasi awal untuk memperkirakan luas perpindahan panas, jumlah tube, diameter shell, serta konfigurasi geometri penukar panas (Aji Abdillah Kharisma, 2021; Sharqawy & Zubair, 2010).

$$Q = U A \Delta t \quad (1)$$

dengan Q: laju perpindahan panas (BTU/jam), U : perkiraan koefisien desain keseluruhan, A : area perpindahan panas (ft²), dan Δt : perbedaan suhu (°F). Beban panas dihitung menggunakan neraca energi antara fluida panas dan fluida dingin sebagaimana ditunjukkan pada Persamaan 2.



Gambar 1. Alat penukar panas: (a) *tray condenser*, (b) *double-pipe heat exchanger* (Kakaç et al., 2020).

$$Q = (\dot{m} c_p)_h \Delta t_h = (\dot{m} c_p)_c \Delta t_c \quad (2)$$

dengan $\dot{m}$: laju alir massa (lb/jam); c_p : kapasitas panas (Btu/lb·°F); dan *increment t* : perbedaan suhu (°F). Persamaan 2 menunjukkan bahwa beban panas dipengaruhi oleh laju alir massa, kapasitas panas, dan perubahan temperatur fluida. Pada penelitian ini, perhitungan beban panas terlebih dahulu dilakukan pada sisi fluida panas karena laju alir massa dan perubahan temperatur gas telah diketahui. Nilai beban panas tersebut kemudian digunakan untuk menentukan kebutuhan laju alir *cooling water* agar temperatur keluaran gas mencapai target proses (Feilner et al., 2015; S. Musonye et al., 2020).

E. Perhitungan Beda Temperatur Rata-Rata Terkoreksi

Suhu yang dibutuhkan untuk mencari nilai Q dan c_p adalah perbedaan suhu yang telah dikoreksi menggunakan Persamaan 3 – 7. Gambar 2 menunjukkan aliran *cocurrent* yang memanfaatkan perbedaan suhu pada bagian *inlet* atau *outlet*. Karena digunakan *mean temperature* dan profil suhu pada Gambar 2 melengkung, pendekatan menggunakan metode logaritmik yang mendekati akurat.

Aliran dalam penukar panas tidak selalu (a) atau (b) saja seperti pada Gambar 2. Melainkan campuran keduanya, terutama pada *multi-pass exchanger*, sehingga dibutuhkan *correction factor – f*.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h1} - t_{c2}) - (T_{h2} - t_{c1})}{\ln(T_{h1} - t_{c2}) / (T_{h2} - t_{c1})} \quad (3)$$

$$R = \frac{(T_{h1} - T_{h2})}{(t_{c2} - t_{c1})} \quad (4)$$

$$P = \frac{(t_{c2} - t_{c1})}{(T_{h1} - t_{c1})} \quad (5)$$

$$F_T = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln(1 - P) / (1 - RP)}{(R - 1) \ln \frac{2 - P(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}} \quad (6)$$

$$\Delta T = \Delta T_{LMTD} \times F_T \quad (7)$$

dengan ΔT_{LMTD} : perbedaan suhu logaritmik rata-rata; T_{h1} , T_{h2} , t_{c1} , dan t_{c2} : suhu fluida panas masuk-keluar dan suhu fluida dingin masuk-keluar; R dan P : *temperature group*; F_T : faktor koreksi untuk ΔT_{LMTD} ; dan ΔT : nilai perbedaan suhu yang akan digunakan sebagai perhitungan.

F. Penentuan Geometri Shell dan Tube

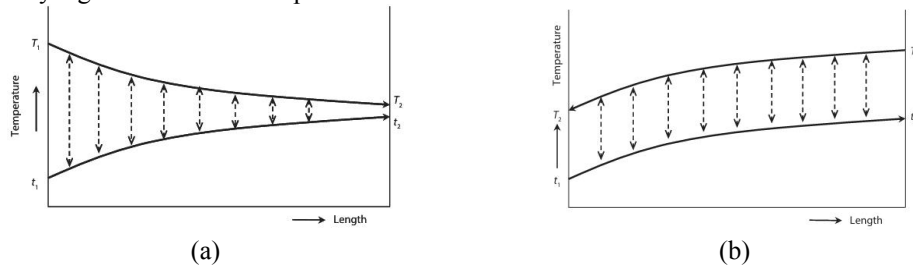
Setelah luas perpindahan panas awal diperoleh, tahap berikutnya adalah menentukan geometri *shell-and-tube heat exchanger*. Parameter geometri yang ditentukan meliputi diameter dalam *shell*, jumlah *tube*, panjang *tube*, diameter dalam dan luar *tube*, BWG, jumlah *pass*, *tube pitch*, *tube layout*, dan *baffle spacing*. Penentuan geometri dilakukan melalui proses iterasi dengan mempertimbangkan kebutuhan luas perpindahan panas, ukuran standar *tube*, kemudahan fabrikasi, toleransi *fouling*, dan batas *pressure drop*.

Cross-flow area pada sisi *shell* dan *tube* dihitung menggunakan Persamaan 8.1 sampai Persamaan 8.2.2. Persamaan 8 digunakan untuk menentukan luas penampang aliran yang tersedia bagi fluida. Pada sisi *shell*, luas aliran dipengaruhi oleh diameter *shell*, *baffle spacing*, *tube pitch*, dan jarak bebas antar *tube*. Pada sisi *tube*, luas aliran dipengaruhi oleh jumlah *tube*, diameter dalam *tube*, dan jumlah lintasan pada *tube*. Perhitungan luas aliran penting karena menentukan kecepatan massa fluida yang kemudian memengaruhi bilangan Reynolds, koefisien perpindahan panas, dan *pressure drop*.

Jenis *tube layout* terdiri dari *triangular* dan *square*. Pemilihan jenis *layout* ini bisa didasarkan dengan kebutuhan luas perpindahan panas ataupun *maintenance*.

Layout jenis *square* lebih mudah untuk dibersihkan, dan layout jenis *triangular* memberikan luas perpindahan panas yang lebih besar. Akan tetapi, layout jenis *triangular* masih dapat dibersihkan dengan memakai water jet. Panjang tube 16 ft digunakan karena termasuk ukuran standar dalam desain *shell-and-tube* dan mampu menyediakan luas perpindahan panas yang memadai tanpa harus

meningkatkan jumlah *tube* secara berlebihan. Konfigurasi 1 *shell pass* dan 2 *tube pass* dipilih untuk meningkatkan kecepatan aliran pada sisi *tube* sehingga perpindahan panas dapat berlangsung lebih efektif, tetapi tetap menjaga *pressure drop* pada batas desain yang dapat diterima.



Gambar 2. Aliran dalam *heat exchanger*: (a) *cocurrent*, (b) *countercurrent* (Flynn et al., 2019).

$$a_s = \frac{ID_s \times C'B}{P_T \times 144} \quad (8.1)$$

C' merupakan $P_T - OD_{tube}$; B berada di rentang 0,2 – 1,0 dikali ID_s , namun optimumnya berada di rentang 0,3 – 0,5 ; P_T merupakan 1,25 kalinya *outside diameter* – OD_{tube} .

$$a_t = \frac{N_t \times a'}{144 \times n} \quad (8.2.1)$$

$$N_t = \frac{A}{a'' L} \quad (8.2.2)$$

Dengan A didapat dari Persamaan 1; Nilai L direkomendasi 6 ft, 8 ft, 12 ft, 16 ft, 20 ft, dan 24 ft.

G. Perhitungan Kecepatan Massa dan Bilangan Reynolds

Kecepatan massa fluida pada sisi *shell* dan *tube* dihitung menggunakan Persamaan 9.1 dan Persamaan 9.2. Kecepatan massa menunjukkan besarnya laju alir massa fluida per satuan luas aliran. Parameter ini menjadi penghubung antara geometri alat dan karakteristik aliran. Semakin besar kecepatan massa, koefisien perpindahan panas umumnya meningkat karena intensitas pencampuran dan turbulensi menjadi lebih tinggi. Namun, peningkatan kecepatan massa juga dapat menyebabkan *pressure drop* yang lebih besar. Oleh karena itu, rancangan *shell-and-tube* harus mempertimbangkan keseimbangan antara peningkatan perpindahan panas dan batas *pressure drop*.

Bilangan Reynolds pada sisi *shell* dan *tube* dihitung menggunakan Persamaan 10.1.1 sampai Persamaan 10.2. Bilangan Reynolds digunakan untuk mengidentifikasi karakter aliran, apakah laminar, transisi, atau turbulen. Pada sisi *shell*, perhitungan Reynolds memerlukan diameter ekuivalen karena fluida mengalir melintasi susunan *tube*, bukan melalui pipa lurus sederhana. Oleh karena itu, diameter ekuivalen dihitung berdasarkan jenis *tube layout* yang digunakan. Nilai Reynolds menjadi

parameter penting karena menentukan korelasi perpindahan panas dan faktor gesekan yang digunakan pada tahap berikutnya (Duarte & Corradini, 2018; Saldana et al., 2024).

1. Shell

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{a_s} \quad (9.1)$$

2. Tube

$$G_t = \frac{\dot{m}_t}{a_t} \quad (9.2)$$

1. Shell

Viskositas – μ pada suhu kalorik – T_c , apabila nilai $\mu < 1$ cp.

$$T_c = T_{rata-rata}$$

$$Re_s = \frac{d_e G_s}{\mu} \quad (10.1.1)$$

Diameter ekuivalen dihitung menggunakan Persamaan 10.1.1 dan 10.1.2. Untuk *square pitch* (*tube layout* membentuk *square*)

$$d_e = \frac{4 \times \left(P_T^2 - \pi \cdot OD_t^2 / 4 \right)}{\pi \cdot OD_t^2} \times \frac{1}{12} \quad (10.1.2)$$

Untuk *triangular pitch* (*tube layout* membentuk *triangular*)

$$d_e = \frac{4 \times \left(\frac{1}{2} P_T \times 0.86 P_T - \frac{1}{2} \pi \frac{OD_t^2}{4} \right)}{\frac{1}{2} \pi OD_t^2} \times \frac{1}{1} \quad (10.1.3)$$

2. Tube

Viskositas μ pada suhu kalorik t_{cal} , apabila nilai $\mu < 1$ cp.
 $t_{cal} = T_{rata-rata}$

$$Re_t = \frac{ID_t G_t}{\mu} \quad (10.2)$$

H. Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas

Koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* dan *tube* dihitung menggunakan Persamaan 11.1.1 sampai 11.3. Persamaan 11 digunakan untuk menentukan kemampuan masing-masing sisi fluida dalam memindahkan panas. Nilai koefisien perpindahan panas dipengaruhi oleh konduktivitas termal fluida, bilangan Reynolds, faktor perpindahan panas, viskositas, dan temperatur dinding *tube*. Koreksi viskositas diperlukan karena viskositas fluida pada temperatur *bulk* dapat berbeda dengan viskositas pada temperatur dinding. Dengan demikian, perhitungan koefisien perpindahan panas tidak hanya bergantung pada laju alir, tetapi juga pada perubahan sifat fisik fluida akibat perbedaan temperatur. Temperatur dinding *tube* dihitung menggunakan Persamaan 11.3.

1. Shell

$$\frac{ho}{\phi_s} = jH \frac{k}{d_e} \left(\frac{c_p h \mu}{k} \right)^{1/3} \quad (11.1.1)$$

Nilai c_p dan k menggunakan T_{cal} . Selanjutnya nilai ho/ϕ_s disubstitusi ke Persamaan 11.3.

$$\phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (11.1.2)$$

Dengan μ menggunakan T_{cal} , sedangkan μ_w menggunakan *tube-wall temperature* (T_w).

$$ho = \left(\frac{ho}{\phi_s} \right) \phi_s \quad (11.1.3)$$

2. Tube

$$\frac{hi}{\phi_t} = jH \frac{k}{ID_t} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{1/3} \quad (11.2.1)$$

Nilai c_p dan k menggunakan t_{cal} .
 Untuk $Re > 2100$.

$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (11.2.2)$$

Untuk $Re < 2100$.

$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,25} \quad (11.2.3)$$

Dengan μ menggunakan t_{cal} , sedangkan μ_w menggunakan *tube-wall temperature* (T_w).

$$\frac{hio}{\phi_t} = \left(\frac{hi}{\phi_t} \right) \times \frac{ID_t}{OD_t} \quad (11.2.4)$$

$$hio = \left(\frac{hio}{\phi_t} \right) \phi_t \quad (11.2.5)$$

Selanjutnya nilai hio/ϕ_t disubstitusi ke Persamaan 11.3.

3. Tube-wall temperature

$$T_w = t_c + \frac{ho/\phi_s}{hio/\phi_t + ho/\phi_s} (T_c - t_c) \quad (11.3)$$

$$U_C = \frac{hio \times ho}{hio + ho} \quad (12)$$

Temperatur dinding *tube* digunakan untuk mengevaluasi koreksi viskositas pada sisi *shell* dan *tube*. Parameter ini penting karena perpindahan panas aktual berlangsung melalui dinding *tube* yang memisahkan gas proses dan *cooling water*. Dengan mengetahui temperatur dinding, nilai koefisien perpindahan panas dapat dihitung secara lebih representatif dibandingkan apabila hanya menggunakan temperatur rata-rata fluida.

Clean overall coefficient dihitung menggunakan Persamaan 12. *Clean overall coefficient* menggambarkan koefisien perpindahan panas keseluruhan ketika permukaan perpindahan panas masih bersih atau belum mengalami pengotoran. Nilai ini digunakan sebagai acuan untuk menilai kemampuan maksimum desain dalam memindahkan panas.

$$U_D = \frac{Q}{A \cdot \Delta T} \quad (13)$$

Dengan Q sudah dicari pada Persamaan 2; A dicari menggunakan Persamaan 8.2.2; ΔT dari Persamaan 7. Nilai A pada Persamaan 13 berbeda dengan nilai A pada Persamaan 1. Nilai A yang dihitung pada Persamaan 8.2.2 menggunakan jumlah *tube* – N_t .

$$Error = \frac{U_C - U_D}{U_D} \quad (14)$$

Batas eror adalah $0 < error \leq 30\%$. Apabila sudah memenuhi, lanjut ke persamaan berikutnya, bila tidak memenuhi maka ganti U_C yang telah dikalkulasi pada Persamaan 12 menjadi U_D dan hitung kembali Persamaan 1. Sebelumnya pada Persamaan 1, kita mengasumsikan nilai U , bila tidak sesuai dengan batas eror maka pakai nilai yang didapat pada Persamaan 12.

Kesesuaian antara nilai koefisien perpindahan panas awal dan hasil perhitungan diperiksa menggunakan Persamaan 14. Persamaan ini digunakan sebagai kriteria iterasi desain. Apabila perbedaan antara nilai asumsi awal dan nilai hasil perhitungan masih berada dalam batas toleransi, konfigurasi desain dapat diterima. Apabila perbedaannya terlalu besar, nilai koefisien perpindahan panas perlu diperbarui dan perhitungan diulang. Tahapan ini menunjukkan bahwa desain dilakukan melalui proses iteratif sampai diperoleh konfigurasi yang konsisten secara termal.

Fouling factor dihitung menggunakan Persamaan 15. *Fouling factor* menunjukkan tahanan tambahan terhadap perpindahan panas akibat kemungkinan terbentuknya deposit atau pengotor pada permukaan perpindahan panas. Nilai *fouling factor* hasil perhitungan dibandingkan dengan nilai acuan dari literatur. Apabila nilai *fouling factor* terhitung lebih besar daripada nilai acuan, rancangan dinilai memiliki toleransi terhadap pengotoran selama operasi. Evaluasi ini penting karena gas keluaran dari distilasi dan *cooling water* berpotensi menyebabkan penurunan performa termal apabila pembentukan pengotor tidak diperhitungkan sejak tahap desain.

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} \quad (15)$$

Dengan R_d yang dikalkulasi harus lebih dari R_d yang dibutuhkan.

Pressure drop pada sisi *shell* dan *tube* dihitung menggunakan Persamaan 16.1.1 sampai 16.2.3. *Pressure drop* digunakan untuk mengevaluasi hambatan aliran yang terjadi sepanjang penukar panas. Pada sisi *shell*, *pressure drop* dipengaruhi oleh jumlah lintasan aliran yang melintasi *baffle*, diameter *shell*, diameter ekuivalen, kecepatan massa,

dan faktor gesekan. Pada sisi *tube*, *pressure drop* dipengaruhi oleh panjang *tube*, jumlah *pass*, kecepatan fluida, serta *return loss*. Evaluasi *pressure drop* penting karena nilai yang terlalu tinggi dapat meningkatkan kebutuhan energi pompa atau blower, sedangkan nilai yang terlalu rendah dapat menunjukkan kecepatan aliran yang belum optimum untuk mendukung perpindahan panas. Dalam penelitian ini, *pressure drop* hasil perhitungan dibandingkan dengan batas desain yang direkomendasikan literatur, yaitu lebih rendah dari 10 psi.

1. Shell

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 I D_s (N + 1)}{7,5 \times 10^{12} d_e \cdot s \cdot \phi_s} \quad (16.1.1)$$

$$N + 1 = 12 \times \frac{L}{B} \quad (16.1.2)$$

2. Tube

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L \cdot n}{7,5 \times 10^{12} I D_t \cdot s \cdot \phi_t} \quad (16.2.1)$$

$$\Delta P_r = \frac{4n V^2 62,5}{s 2g' 144} \quad (16.2.2)$$

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (16.2.3)$$

I. HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil perancangan penukar panas jenis *shell-and-tube* untuk mendinginkan gas keluaran distilasi PT. X disajikan pada Tabel 2. Tabel tersebut memuat parameter utama hasil desain, meliputi kondisi operasi fluida panas dan fluida dingin, beban panas, luas perpindahan panas, konfigurasi *shell* dan *tube*, bilangan Reynolds, koefisien perpindahan panas keseluruhan, *fouling factor*, serta *pressure drop*. Secara umum, hasil perancangan menunjukkan bahwa alat yang dirancang mampu menurunkan temperatur gas proses dari 203 °F menjadi 122 °F dengan menggunakan *cooling water* yang mengalami kenaikan temperatur dari 86 °F menjadi 104 °F.

Tabel 2
Desain spesifikasi penukar panas

Parameter		Shell Side	Tube Side
Suhu masuk	°F	203	86
Suhu keluar	°F	122	104
Laju alir massa, m	lb/jam	21031,879	6225,928
Laju perpindahan panas, Q	BTU/jam	362814,594	362814,594
Area perpindahan panas, A	ft ²	276,461	
Spesifikasi penukar panas			
Jumlah lintasan		1	2
Spesifikasi lainnya,			
Shell			
Diameter dalam	inch	13,25	
Jarak antar <i>baffle</i> , B	inch	7,95	
Tube			

Layout			Triangular
BWG			8
Diameter dalam	inch		0,67
Diameter luar	inch		1
Panjang, L	ft		16
Jumlah tube, N_t			66
Bilangan Reynold		184733,716	2408,735
Koef. transfer panas <i>design</i> , U_D	BTU/ft ² ·jam·°F	22,6593	
Koef. transfer panas <i>clean</i> , U_C	BTU/ft ² ·jam·°F	25,7102	
Faktor kotor yang dibutuhkan, R_d			
Menara distilasi atmosferik: <i>overhead</i> <i>untreating vapors</i>		0,00130	
<i>Cooling water</i>		0,00100	
Faktor kotor kalkulasi, R_d		0,00524	
Penurunan tekanan, ΔP	psi	1,5622	0,0036

Berdasarkan Tabel 2, laju perpindahan panas yang dibutuhkan untuk mendinginkan gas keluaran distilasi adalah 362.814,594 BTU/jam. Nilai ini menunjukkan besarnya beban panas yang harus dilepaskan oleh fluida panas agar temperatur gas turun sesuai target proses. Perhitungan beban panas dilakukan terlebih dahulu pada sisi fluida panas karena data laju alir massa dan perubahan temperatur gas telah diketahui. Selanjutnya, nilai beban panas tersebut digunakan untuk menentukan kebutuhan laju alir *cooling water*. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa *cooling water* yang diperlukan adalah 6.225,928 lb/jam. Kesamaan nilai beban panas pada sisi *shell* dan *tube* menunjukkan bahwa neraca energi antara fluida panas dan fluida dingin telah terpenuhi. Dengan demikian, dari aspek termal dasar, rancangan ini telah memenuhi fungsi utamanya sebagai alat pendingin gas proses (Anusha A et al., 2023).

Luas perpindahan panas yang diperoleh dari hasil perancangan adalah 276,461 ft². Nilai ini merupakan hasil iterasi antara estimasi awal koefisien perpindahan panas keseluruhan dan pemilihan geometri *shell-and-tube*. Pada tahap awal, koefisien perpindahan panas keseluruhan diasumsikan sebesar 24 BTU/(ft²·jam·°F), yang masih berada dalam rentang rekomendasi literatur untuk sistem gas-water (Kern, 1950). Setelah dilakukan perhitungan berdasarkan geometri aktual, diperoleh nilai *design overall heat-transfer coefficient* sebesar 22,6593 BTU/(ft²·jam·°F) dan *clean overall heat-transfer coefficient* sebesar 25,7102 BTU/(ft²·jam·°F). Kedekatan kedua nilai tersebut menunjukkan bahwa estimasi awal desain cukup konsisten dengan hasil perhitungan aktual. Selisih yang relatif kecil antara *clean overall coefficient* dan *design overall coefficient* juga menunjukkan bahwa rancangan memiliki toleransi terhadap pengotoran tanpa menyebabkan penurunan performa termal yang besar pada tahap desain.

Konfigurasi akhir yang diperoleh adalah 1 *shell pass* dan 2 *tube pass* dengan jumlah *tube* sebanyak 66 buah, panjang *tube* 16 ft, BWG 8, dan *tube layout triangular*. Konfigurasi 1 *shell pass* dan 2 *tube pass* dipilih karena dapat meningkatkan kecepatan aliran pada sisi *tube* dibandingkan satu lintasan *tube*, tetapi tetap menjaga *pressure drop* pada batas yang dapat diterima. Jumlah *tube* sebanyak 66 buah mampu menyediakan luas perpindahan panas yang dibutuhkan pada diameter dalam *shell* 13,25 inch. Berdasarkan Abd et al. (2018), panjang *tube* mempengaruhi *overall heat-transfer coefficient* dan

pressure drop baik di *tube* maupun *shell*. Panjang *tube* 16 ft dipilih karena termasuk ukuran standar yang umum digunakan dalam desain *shell-and-tube heat exchanger* dan dapat menyediakan luas perpindahan panas yang memadai tanpa harus meningkatkan jumlah *tube* secara berlebihan. Berdasarkan Krisdiyanto et al. (2021), ketebalan dinding mempengaruhi *pressure drop*. *Birmingham Wire Gauge* (BWG) lebih kecil berarti ketebalan dinding lebih besar dan menghasilkan *pressure drop* lebih besar (Krisdiyanto et al., 2021). Akan tetapi artikel ini tetap memakai BWG 8 karena laju alir *cooling water* kecil menghasilkan *pressure drop* yang kecil sebesar 0,0036 psi. Dengan demikian, pemilihan geometri tidak hanya didasarkan pada hasil perhitungan numerik, tetapi juga mempertimbangkan ukuran standar, kemudahan fabrikasi, dan keseimbangan antara luas perpindahan panas dan hambatan aliran.

Pemilihan susunan *tube triangular* memberikan keuntungan berupa kerapatan *tube* yang lebih tinggi dibandingkan susunan *square* pada diameter *shell* yang sama. Kerapatan *tube* yang lebih tinggi memungkinkan luas perpindahan panas yang lebih besar sehingga desain dapat dibuat lebih kompak. Namun, susunan *triangular* juga dapat meningkatkan hambatan aliran karena fluida melewati celah antartube yang lebih rapat. Oleh karena itu, pemilihan *triangular layout* harus dievaluasi bersama dengan nilai *pressure drop*. Pada rancangan ini, *pressure drop* sisi *shell* sebesar 1,5622 psi masih berada jauh di bawah batas desain 10 psi, sehingga penggunaan *triangular layout* masih dapat diterima. Hasil ini sejalan dengan penelitian sebelumnya yang menunjukkan bahwa *triangular tube layout* dapat meningkatkan performa perpindahan panas, meskipun cenderung disertai peningkatan *pressure drop* (Kallannavar et al., 2020).

Jarak antar *baffle* yang digunakan adalah 7,95 inch atau sekitar 0,6 kali diameter dalam *shell*. Nilai ini masih berada dalam rentang umum 0,2–1,0 kali diameter dalam *shell*, berada dalam rentang optimum 0,3–0,6 (Martic et al., 2020). Secara teknik, *baffle spacing* yang lebih kecil dapat meningkatkan turbulensi aliran sisi *shell* dan memperbesar koefisien perpindahan panas, tetapi konsekuensinya *pressure drop* akan meningkat (Martic et al., 2020). Sebaliknya, *baffle spacing* yang lebih besar dapat menurunkan *pressure drop*, tetapi berpotensi menurunkan intensitas perpindahan panas. Pada rancangan ini, penggunaan *baffle spacing* 0,6 kali diameter dalam *shell* merupakan kompromi desain untuk memperoleh *pressure*

drop yang rendah dan *fouling factor* yang masih berada di atas nilai acuan. Meskipun demikian pengaruh *baffle spacing* perlu dievaluasi lebih lanjut menggunakan metode Bell–Delaware atau perangkat lunak desain penukar panas.

Bilangan Reynolds pada sisi *shell* adalah 184733,716. Nilai ini menunjukkan bahwa aliran gas pada sisi *shell* berada dalam kondisi turbulen. Kondisi turbulen menguntungkan bagi proses perpindahan panas karena dapat meningkatkan pencampuran fluida dan memperbesar koefisien perpindahan panas (Prończuk & Krzanowska, 2021). Hal ini penting karena fluida panas berupa gas umumnya memiliki kemampuan perpindahan panas yang lebih rendah dibandingkan fluida cair. Oleh karena itu, aliran turbulen pada sisi *shell* membantu meningkatkan efektivitas pelepasan panas dari gas proses menuju permukaan luar *tube*.

Sebaliknya, bilangan Reynolds pada sisi *tube* adalah 2408,735. Nilai ini berada dekat dengan daerah transisi dari aliran laminar menuju turbulen. Kondisi ini perlu diperhatikan karena aliran yang belum sepenuhnya turbulen dapat membatasi peningkatan koefisien perpindahan panas pada sisi *cooling water*. Dengan kata lain, sisi *tube* berpotensi menjadi salah satu faktor pembatas dalam peningkatan performa termal alat. Namun, nilai Reynolds yang relatif rendah tersebut juga berkontribusi terhadap *pressure drop tube* yang sangat kecil, yaitu 0,0036 psi. Kondisi ini menunjukkan adanya kompromi desain antara konsumsi energi hidraulik yang rendah dan intensitas perpindahan panas pada sisi *tube* yang belum optimal. Jika peningkatan performa perpindahan panas diperlukan pada tahap optimasi, maka kecepatan *cooling water* dapat ditingkatkan melalui penyesuaian jumlah *pass*, diameter *tube*, atau laju alir *cooling water*, dengan tetap memperhatikan batas *pressure drop* yang diperbolehkan.

Fouling factor hasil perhitungan adalah 0,00524, sedangkan nilai acuan untuk *atmospheric distillation unit (overhead untreated vapors)* adalah 0,00130 dan untuk *cooling water* adalah 0,001 (TEMA, 2019) bila digabung adalah 0,00230. Nilai *fouling factor* yang lebih kecil daripada nilai acuan menunjukkan bahwa rancangan memiliki toleransi terhadap pembentukan pengotor selama operasi. Secara teknik, hal ini berarti luas perpindahan panas yang tersedia masih cukup untuk mengakomodasi penurunan performa akibat *fouling* dalam batas tertentu. Namun, nilai tersebut tidak dapat langsung digunakan untuk menetapkan interval *maintenance* secara pasti tanpa data operasi aktual. Interval pembersihan tetap perlu ditentukan berdasarkan pemantauan temperatur *outlet*, *pressure drop*, dan penurunan performa perpindahan panas selama operasi.

Evaluasi *fouling* menjadi penting karena fluida proses merupakan gas keluaran distilasi yang mengandung air dan *monoethylene glycol*. Keberadaan komponen tersebut dapat memengaruhi potensi kondensasi, pembentukan deposit, atau perubahan sifat fluida ketika temperatur menurun. Selain itu, *cooling water* juga berpotensi menyebabkan *scaling*, korosi, atau pengotoran apabila kualitas air tidak dikendalikan. Oleh karena itu, meskipun nilai *fouling factor* terhitung berada di atas nilai acuan, rancangan tetap memerlukan pengendalian kualitas *cooling water*,

pemantauan *pressure drop* secara berkala, dan evaluasi performa termal selama operasi.

Pressure drop pada sisi *shell* dan *tube* masing-masing adalah 1,5622 psi dan 0,0036 psi. Kedua nilai tersebut berada di bawah batas desain 10 psi yang digunakan sebagai acuan. Namun, interpretasi *pressure drop* tidak cukup hanya menyatakan bahwa nilainya aman. *Pressure drop* yang rendah menunjukkan bahwa hambatan aliran relatif kecil sehingga kebutuhan energi pompa atau blower juga rendah. Pada sisi *tube*, *pressure drop* yang sangat kecil mengindikasikan konsumsi energi pemompaan *cooling water* yang rendah. Akan tetapi, *pressure drop* yang terlalu rendah juga dapat menunjukkan bahwa kecepatan aliran belum cukup tinggi untuk menghasilkan turbulensi penuh, sebagaimana ditunjukkan oleh bilangan Reynolds sisi *tube* yang masih berada di dekat daerah transisi. Dengan demikian, dari sisi hidraulik rancangan ini aman, tetapi dari sisi optimasi perpindahan panas masih terdapat peluang peningkatan performa pada sisi *tube*.

Untuk memperjelas reliabilitas hasil perancangan, dilakukan validasi internal terhadap beberapa parameter utama. Validasi internal ini tidak dimaksudkan sebagai pengganti validasi eksperimental atau simulasi perangkat lunak, tetapi digunakan untuk memastikan bahwa hasil perhitungan konsisten secara termal dan hidraulik. Rancangan *shell-and-tube heat exchanger* yang diperoleh dapat dinilai layak sebagai *preliminary design*. Kelayakan tersebut ditunjukkan oleh konsistensi neraca energi, *fouling factor* yang lebih rendah daripada nilai acuan, *pressure drop* yang berada di bawah batas desain, serta kedekatan antara *clean overall coefficient* dan *design overall coefficient*. Namun, hasil ini belum dapat dianggap sebagai validasi final karena penelitian belum menggunakan metode Bell–Delaware, simulasi *computational fluid dynamics*, perangkat lunak HTRI atau Aspen Exchanger Design and Rating, maupun data operasi aktual. Oleh karena itu, hasil perancangan ini sebaiknya diposisikan sebagai rancangan awal yang perlu dilanjutkan ke tahap detail *engineering*.

II. KESIMPULAN

Penelitian ini menghasilkan rancangan awal penukar panas jenis *shell-and-tube* untuk mendinginkan gas keluaran distilasi PT. X menggunakan metode Kern. Hasil perancangan menunjukkan bahwa kebutuhan pendinginan gas dari 203 °F menjadi 122 °F dapat dipenuhi dengan beban panas sebesar 362814,594 BTU/jam dan luas perpindahan panas 276,461 ft². Konfigurasi desain yang diperoleh adalah 1 *shell pass* dan 2 *tube pass*, susunan *tube triangular*, jumlah tube 66 buah, panjang *tube* 16 ft, BWG 8, serta diameter dalam *shell* 13,25 inch.

Secara teknik, rancangan ini memiliki beberapa kelebihan. Susunan *tube triangular* memungkinkan perpindahan panas yang lebih kompak, sedangkan konfigurasi 1–2 *pass* mampu mempertahankan *pressure drop* pada nilai yang lebih rendah. *Fouling factor* hasil perhitungan sebesar 0,00524 lebih besar daripada nilai acuan 0,00230, sehingga desain memiliki toleransi terhadap pengotoran selama operasi. *Pressure drop* pada sisi *shell* dan *tube* masing-masing sebesar 1,5622 psi dan 0,0036 psi,

sehingga masih berada di bawah batas desain 10 psi. Hasil ini menunjukkan bahwa rancangan ini layak secara termal dan hidraulik sebagai *preliminary design*.

Namun, desain ini masih memiliki keterbatasan. Bilangan Reynolds sisi *tube* sebesar 2408,735 menunjukkan bahwa aliran *cooling water* berada dekat daerah transisi, sehingga perpindahan panas pada sisi *tube* belum sepenuhnya optimal. Selain itu, metode Kern belum memperhitungkan secara rinci pengaruh *leakage* pada *baffle*, *bypass* aliran sisi *shell*, maldistribusi fluida, vibrasi *tube*, dan distribusi temperatur lokal. Dengan demikian, hasil desain ini belum dapat dianggap sebagai desain final untuk tahap implementasi industri, melainkan sebagai dasar awal untuk detail *engineering*.

Kontribusi utama penelitian ini adalah menyajikan pendekatan perancangan *shell-and-tube heat exchanger* berbasis data operasi industri dengan evaluasi terpadu terhadap *heat duty*, luas perpindahan panas, geometri alat, *fouling factor*, bilangan Reynolds, dan pressure drop. Untuk penelitian lanjutan, rancangan ini perlu dibandingkan dengan metode Bell-Delaware atau perangkat lunak desain seperti HTRI dan Aspen Exchanger Design and Rating. Selain itu, analisis sensitivitas terhadap *baffle spacing*, *tube layout*, *jumlah pass*, dan laju alir *cooling water* perlu dilakukan untuk memperoleh konfigurasi yang lebih optimum. Kajian ekonomi, estimasi biaya investasi, biaya operasi, serta evaluasi konsumsi energi pompa atau blower juga perlu ditambahkan agar desain lebih siap digunakan dalam pengambilan keputusan industri.

DAFTAR RUJUKAN

- Abd, A. A., Kareem, M. Q., & Naji, S. Z. (2018). Performance analysis of shell and tube heat exchanger: Parametric study. *Case Studies in Thermal Engineering*, 12, 563–568. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2018.07.009>
- Adebayo, J. K., Dare, A. A., & Petinrin, M. O. (2025). Performance characteristics of shell and tube heat exchanger using sectoral baffle. *Journal of Engineering and Applied Science*, 72(1), 13. <https://doi.org/10.1186/s44147-024-00555-y>
- Aji Abdullah Kharisma. (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>
- Alperen, M. A., Kayabaşı, E., & Kurt, H. (2023). Detailed comparison of the methods used in the heat transfer coefficient and pressure loss calculation of shell side of shell and tube heat exchangers with the experimental results. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 45(2), 5661–5680. <https://doi.org/10.1080/15567036.2019.1672835>
- Amrozi, R. R., Udjiana, S., & Yuliman, Y. (2023). EVALUASI KINERJA HEAT EXCHANGER PADA GAS COOLER UNIT CO₂ LIQUID PLANT. *DISTILAT: Jurnal Teknologi Separasi*, 8(1), 111–117. <https://doi.org/10.33795/distilat.v8i1.299>
- Anusha A, Sathya Narayana Rao, D., & D Saxena, G. (2023). Enhancing the efficiency and speed of heat transfer using shell and tube heat exchanger design. *International Journal of Scientific Methods in Engineering and Management*, 01(02), 01–12. <https://doi.org/10.58599/IJSMEM.2023.1201>
- Bogdan, C., Brad, S., Necula, H., Sirosh, O., Brill, C., Vijulie, M., Lazar, A., & Grafov, A. (2024). Design, Fabrication, and Test of a Prototype of Matrix Heat Exchanger for Cryogenic Distillation of Hydrogen Isotopes. *Fusion Science and Technology*, 80(3–4), 443–454. <https://doi.org/10.1080/15361055.2023.2259238>
- Chethan, G. R., Govinde Gowda, M. S., & Dandotiya, D. (2026). Design and Performance Evaluation of a Shell-and-Tube Exhaust Gas Recirculation Cooler Using Kern Method With Experimental Validation on a Diesel Engine. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 18(6), 061002. <https://doi.org/10.1115/1.4070729>
- Dampang, S. (2018). Evaluasi Alat Penukar Kalor (Cooler) di High Vacuum Unit (HVU) III (studi kasus di kilang XYZ). *Universitas Muhammadiyah Jakarta*, 7, 29–34. <https://doi.org/10.24853/konversi.7.1.6>
- Duarte, J. P., & Corradini, M. L. (2018). Hydraulic and Heated Equivalent Diameters Used in Heat Transfer Correlations. *Nuclear Technology*, 201(1), 99–102. <https://doi.org/10.1080/00295450.2017.1389594>
- Feilner, R., Werner, F., Rehmann, D., Methner, F., & Scheuren, H. (2015). $Q = m \cdot c \cdot \Delta T$ – Grundlage zur Steuerung des Stoffaustauschs von auf Verdunstung basierenden Prozessen. *Chemie Ingenieur Technik*, 87(5), 583–589. <https://doi.org/10.1002/cite.201400129>
- Fetuga, I. A., Olakoyejo, O. T., Abolarin, S. M., Gbegudu, J. K., Onwuegbusi, A., & Adelaja, A. O. (2023). Numerical analysis of thermal performance of waste heat recovery shell and tube heat exchangers on counter-flow with different tube configurations. *Alexandria Engineering Journal*, 64, 859–875. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2022.09.017>
- Flynn, A. M., Akashige, T., & Theodore, L. (2019). *Kern's Process Heat Transfer* (1st ed.). Wiley. <https://doi.org/10.1002/9781119364825>
- Ge, Y. L., Wang, P., Shen, S. Q., & Xu, J. L. (2011). Synthesis Method of Heat Exchanger Network for Distillation Device. *Advanced Materials Research*, 199–200, 1509–1512. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.199-200.1509>
- Geete, A., Patel, V., S. Tanwar, S., Kushwah, S., Lodhi, N. S., & Kushwah, V. (2018). Thermodynamic analysis of designed and fabricated shell- and tube-type heat exchanger by DSTHE software: Kern method. *International Journal of Ambient*

- Energy*, 39(4), 343–351. <https://doi.org/10.1080/01430750.2017.1303637>
- Jobson, M. (2014). Energy Considerations in Distillation. In *Distillation* (pp. 225–270). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-386547-2.00006-5>
- Juan, O.-C., Kevin, P.-A. L., & Donaji, J.-I. (2023). Temperature Control in the Ethanol-Water Distillation Process. *Advances in Modelling and Analysis B*, 66(1–4), 19–25. https://doi.org/10.18280/ama_b.661-403
- Kakaç, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2020). *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design* (4th ed.). CRC Press. <https://doi.org/10.1201/9780429469862>
- Kallannavar, S., Mashyal, S., & Rajangale, M. (2020). Effect of tube layout on the performance of shell and tube heat exchangers. *Materials Today: Proceedings*, 27, 263–267. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2019.10.151>
- Kern, D. Q. (1950). *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill.
- Krisdiyanto, Adi, R. K., Sudarisman, & Hamdan, S. bin. (2021). AN ANALYSIS OF TUBE THICKNESS EFFECT ON SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1(8–109), 25–35. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.225334>
- Martic, I., Maslarevic, A., Milovanovic, N., & Markovic, M. (2020). Effect of baffle cut and baffle spacing on pressure drop in shell and tube heat exchanger with U tubes. *Technium: Romanian Journal of Applied Sciences and Technology*, 2(2), 72–78. <https://doi.org/10.47577/technium.v2i2.355>
- Md. Asif All Azad. (2024). *Detailed Design of a Shell and Tube Heat Exchanger*. <https://doi.org/10.5281/ZENODO.11208082>
- Mohammadi, K. (2011). *Investigation of the effects of baffle orientation, baffle cut and fluid viscosity on shell side pressure drop and heat transfer coefficient in an e-type shell and tube heat exchanger*. Universität Stuttgart. <https://doi.org/10.18419/OPUS-1970>
- Ozden, E., & Tari, I. (2008). CFD Modeling and Analysis of a Shell-and-Tube Heat Exchanger. *Heat Transfer: Volume 2*, 75–76. <https://doi.org/10.1115/HT2008-56452>
- Patel, A. R. (2011). Design and optimization of Shell and Tube Heat Exchanger. *Indian Journal of Applied Research*, 3(8), 264–266. <https://doi.org/10.15373/2249555X/AUG2013/85>
- Pradhito, A. (2023). Perancangan Ulang Heat Exchanger 5 Kilang PPSDM MIGAS Cepu dengan Kapasitas Crude oil 21.082 lb/jam dan Residu 4.578 lb/jam. *Majalah Ilmiah Swara Patra*, 13(2), 45–56. <https://doi.org/10.37525/sp/2023-2/485>
- Prończuk, M., & Krzanowska, A. (2021). Experimental Investigation of the Heat Transfer and Pressure Drop inside Tubes and the Shell of a Minichannel Shell and Tube Type Heat Exchanger. *Energies*, 14(24), 8563. <https://doi.org/10.3390/en14248563>
- Rahanwatty, B., Setiyono, A., & Heriyanto, H. (2025). OPTIMASI KINERJA HEAT EXCHANGER 6-5A PADA UNIT CRUDE DISTILLER V (CDU V) PT X. *Prosiding Seminar Nasional Teknologi Energi Dan Mineral*, 4(1), 1149–1159. <https://doi.org/10.53026/prosidingsntem.v4i1.500>
- Rasyid, R. F., Prajogo, S., & Kurniasetiawati, A. S. (2022). Perancangan Heat Exchanger Tipe Shell and Tube Menggunakan Helical Baffles pada Proses Gasifikasi Batu Bara Kapasitas 30000 Nm³/h. *Prosiding Industrial Research Workshop and National Seminar*, 13(01), 830–836. <https://doi.org/10.35313/irwns.v13i01.4175>
- S. Musonye, F., Ndiritu, H., Kinyua, R., 1 Institute of Energy and Environmental Technology, Jomo Kenyatta University of Agriculture and Technology, Thika Road, Juja, Kenya, & 2 College of Engineering and Technology, Jomo Kenyatta University of Agriculture and Technology, Thika Road, Juja, Kenya. (2020). Modeling and simulation of heat balance and internal heat recovery targets through a combination of stream specific minimum temperature difference and polynomial temperature coefficients of specific heat capacities using pinch analysis. *AIMS Energy*, 8(4), 652–668. <https://doi.org/10.3934/energy.2020.4.652>
- Saldana, M., Gallegos, S., Gálvez, E., Castillo, J., Salinas-Rodríguez, E., Cerecedo-Sáenz, E., Hernández-Ávila, J., Navarra, A., & Toro, N. (2024). The Reynolds Number: A Journey from Its Origin to Modern Applications. *Fluids*, 9(12), 299. <https://doi.org/10.3390/fluids9120299>
- Schab, R., Kutschabsky, A., Unz, S., & Beckmann, M. (2024). Numerical investigation of tubeside maldistribution in shell-and-tube heat exchangers. *Heat and Mass Transfer*, 60(5), 851–859. <https://doi.org/10.1007/s00231-023-03385-5>
- Sharqawy, M. H., & Zubair, S. M. (2010). Heat Exchangers Design Under Variable Overall Heat Transfer Coefficient: Improved Analytical and Numerical Approaches. *Heat Transfer Engineering*, 31(13), 1051–1056. <https://doi.org/10.1080/01457631003640313>
- Sujono, S., Yatimah, N., & Palupi, A. D. A. (2025). OPTIMASI UNJUK KERJA HEAT EXCHANGER 332-H-01B TYPE AES DI PT X. *Prosiding Seminar Nasional Teknologi Energi Dan Mineral*, 4(1), 283–295. <https://doi.org/10.53026/prosidingsntem.v4i1.456>
- TEMA. (2019). *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*. TEMA.

NOTASI

$(N + 1)$	: Jumlah berapa kali fluida melewati <i>bundle</i> diantara <i>baffle</i>	P	: <i>Temperature group</i>
A	: Area perpindahan panas ft^2	P_T	: <i>Tube pitch</i> inch
a_s	: <i>Cross-flow area</i> dalam <i>shell</i> ft^2	Q	: Laju perpindahan panas $\frac{\text{BTU}}{\text{jam}}$
a_t	: <i>Cross-flow area</i> dalam <i>tube</i> ft^2	R	: <i>Temperature group</i>
a'	: <i>Flow area per tube</i> inch^2	Re_s	: Bilangan Reynold untuk <i>shell</i>
a''	: <i>External surface per lin ft</i> ft	Re_t	: Bilangan Reynold untuk <i>tube</i>
B	: Jarak antar <i>baffle</i> inch	R_d	: <i>Dirt factor</i> $\frac{\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$
C'	: <i>Clearance between tubes</i> inch	s	: <i>Specific gravity</i>
c_p	: Kapasitas panas $\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$	$T_{h(1,2)}$	: Suhu pada sisi <i>hot</i> $^\circ\text{F}$ (masuk, keluar)
$c_{p c}$	: Kapasitas panas pada fluida <i>cold</i> $\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$	$t_{c(1,2)}$	: Suhu pada sisi <i>cold</i> $^\circ\text{F}$ (masuk, keluar)
$c_{p h}$	: Kapasitas panas pada fluida <i>hot</i> $\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$	T_{cal}	: Suhu kalorik sisi <i>hot</i> $^\circ\text{F}$
d_e	: Diameter ekuivalen ft	t_{cal}	: Suhu kalorik sisi <i>cold</i> $^\circ\text{F}$
f	: <i>Friction factor</i> $\text{ft}^2/\text{inch}^2$	T_w	: Tube-wall temperature $^\circ\text{F}$
F_T	: faktor koreksi untuk ΔT_{LMTD}	U	: Koefisien transfer panas keseluruhan $\frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot ^\circ\text{F}}$
G_s	: Kecepatan massa untuk <i>shell</i> $\frac{\text{lb}}{\text{ft}^2 \cdot \text{jam}}$	U_C	: Koefisien transfer panas <i>clean</i> keseluruhan $\frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot ^\circ\text{F}}$
G_t	: Kecepatan massa untuk <i>tube</i> $\frac{\text{lb}}{\text{ft}^2 \cdot \text{jam}}$	U_D	: Koefisien transfer panas desain keseluruhan $\frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot ^\circ\text{F}}$
g'	: Percepatan gravitasi ft/s^2	V	: Kecepatan ft/s
hi	: Koefisien transfer panas <i>inside fluid</i> , di dalam <i>tube</i> $\frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot ^\circ\text{F}}$	ϕ_s	: Faktor koreksi pada <i>shell</i>
ho	: Koefisien transfer panas <i>outside fluid</i> , pada sisi <i>shell</i> $\frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot ^\circ\text{F}}$	ϕ_t	: Faktor koreksi pada <i>tube</i>
hi_o	: Nilai hi ketika merujuk pada <i>outside diameter</i> dari <i>tube</i> $\frac{\text{BTU}}{\text{ft}^2 \cdot \text{jam} \cdot ^\circ\text{F}}$	μ	: Viskositas pada T_c dan t_c $\frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{jam}}$
ID_s	: <i>Inside diameter</i> untuk <i>shell</i> inch	μ_w	: Viskositas pada T_w $\frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{jam}}$
ID_t	: <i>Inside diameter</i> untuk <i>tube</i> inch	Δt	: Perbedaan suhu $^\circ\text{F}$
jH	: Faktor untuk transfer panas	ΔT_{LMTD}	: Perbedaan suhu rata-rata logaritmik $^\circ\text{F}$
k	: Konduktivitas termal $\frac{\text{BTU}}{\text{ft} \cdot \text{jam} \cdot ^\circ\text{F}}$	Δt_c	: Perbedaan suhu pada sisi <i>cold</i> $^\circ\text{F}$
L	: Panjang <i>tube</i> ft	Δt_h	: Perbedaan suhu pada sisi <i>hot</i> $^\circ\text{F}$
$\dot{m}$	: Laju alir massa lb/jam	ΔP_s	: <i>Pressure drop</i> pada <i>shell</i> psi
N_t	: Jumlah <i>tube</i>	ΔP_t	: <i>Pressure drop</i> pada <i>tube</i> psi

n	:	Jumlah <i>tube pass</i>		ΔP_r	:	<i>Return loss</i>	psi
OD_t	:	<i>Outside diameter</i> untuk <i>tube</i>	inch	ΔP_T	:	Total <i>pressure drop</i> pada <i>tube</i>	psi
