

STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH PENGGUNAAN BAFFLE PADA SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER UNTUK PENINGKATAN KINERJA TERMAL MESIN ROTARY DRYER

Rouf Muhammad^{1*}, Tabah Priangkoso², Muhamad Safi'i¹

¹ Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik dan Ilmu Komputer, Universitas Sains Al-Qur'an
Jl. KH. Hasyim Asy'ari Km. 03 Kalibebber, Kec. Mojotengah, Kab. Wonosobo-Jawa Tengah 56351

² Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Wahid Hasyim
Jl. Menoreh Tengah X/22, Sampangan, Semarang 50236

*Email: rouf@unsiq.ac.id

Abstrak

Shell and tube heat exchanger (STHX) adalah alat untuk proses perpindahan energi panas dengan menggunakan fluida (cair atau gas) dari suatu daerah ke daerah lain karena adanya perbedaan temperature. Saat ini STHX menjadi salah satu alat yang diandalkan untuk mendinginkan Mesin Rotary Dryer. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis pengaruh jumlah baffle dan laju aliran masa fluida terhadap kinerja termal STHX. Studi Eksperimental dilakukan untuk mengetahui karakteristik pengaruh tersebut, variasi jumlah baffle 2, 4, dan 6 pcs serta laju aliran massa fluida sebesar, 0,021 kg/s, 0,024 kg/s, 0,025 kg/s, dan 0,028 kg/s di usulkan dalam penelitian ini. Hasil penelitian menunjukkan bahwa kinerja termal STHX dapat ditingkatkan dengan STHX dengan jumlah baffle 6 pcs. Terbukti hasil uji eksperimental didapatkan nilai perbedaan temperature diperoleh perbedaan temperatur tersebut diperoleh 128,3°C, laju perpindahan panas 3388,2 W, koefisien perpindahan panas sebesar 350,7,8 W/m²K, dan nilai efisiensi sebesar 61%. Hasil tersebut merupakan desain paling optimal yang dapat digunakan untuk alat pendingin pada Mesin Rotary Dryer.

Kata kunci: Baffle, Efisiensi, Dryer, Mesin, Rotary, STHX.

PENDAHULUAN

Shell and tube heat exchanger (STHX) adalah alat untuk proses perpindahan energi panas dengan menggunakan fluida (cair atau gas) dari suatu daerah ke daerah lain karena adanya perbedaan temperature (B. Septian et. al, 2021). STHX banyak diaplikasikan di dunia industri, seperti Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) dan lain sebagainya (S, Andalucia 2022). Biasanya, STHX menggunakan bahan pelat sebagai pembatas antara dua fluida yang sering disebut dengan *baffle*, sehingga mencegah kontak langsung antara keduanya (Dewi, 2022). *Baffle* merupakan sekat yang berfungsi untuk mengatur aliran yang melewati sisi *shell* dan meningkatkan turbulensi menjadi lebih tinggi (R. F. Rasyid et. al, 2022)

Berbagai penelitian sudah banyak dilakukan untuk karakterisasi pengaruh penggunaan *baffle* pada STHX guna untuk meningkatkan kinerja termal (E. A. Handoyo, 2021). Penggunaan susunan *single* dan *double baffle* pada STHX di karakterisasi guna untuk meningkatkan perpindahan panas dengan pendekatan eksperimen, hasilnya STHX dengan

single baffle diperoleh nilai koefisien perpindahan panas tertinggi dengan nilai 25,7 W/m².K, sedangkan *double baffle* diperoleh nilai koefisien perpindahan panas tertinggi dengan nilai 741,54 W/m².K, (G. Asilla, 2019 & M. Safi'I, 2020). Bentuk *baffle cut* dengan susunan *triple baffle* pada STHX diteliti guna untuk mencari nilai efektivitasnya dengan metode eksperimen, hasilnya efektivitas STHX dapat ditingkatkan hingga 40%. Ada kemungkinan bahwa *baffle cut* dengan susunan *triple baffle* dapat memperluas kontak fluida, sehingga kinerja STHX menjadi optimal (M. R. Fahmi, 2022).

Studi eksperimen dan simulasi dilakukan untuk mengetahui pengaruh *helical* dan *disk and doughnut baffle* terhadap performa STHX, diketahui *helical baffle* memiliki nilai performa tertinggi dengan persentase 34,89% dan menurunkan *pressure drop* hingga 40% (I. M. Arsana 2018). Variasi jarak antar *baffle* sebesar 650 mm, 800 mm, dan 1000 mm diteliti dengan metode optimasi menggunakan *software Heat Transfer Research INC (HTRI)*, hasil terbaik studi optimasi menunjukkan bahwa jarak 800 mm mempunyai nilai koefisien perpindahan

panas terbaik sebesar 1221,8 kcal/m².hr.°C, hasil tersebut memungkinkan untuk dapat diterapkan pada aplikasi praktis (N. Arif, 2021).

Studi eksperimen jumlah *tube* dan *baffle* diteliti untuk mencari nilai efektivitas STHX dengan memvariasikan jumlah *tube* 30, 32 dan 34 buah dan variasi jumlah *baffle* yaitu 6, 8 dan 10, hasilnya Koefisien perpindahan panas dan efektivitas tertinggi diperoleh dengan jumlah *tube* 34 dan jumlah *baffle* 6 dengan nilai perbedaan temperature hingga 4°C. Ada kemungkinan penambahan luas disipasi panas berupa jumlah *tube* 34 memainkan peran penting dalam penurunan temperature (D. Irawan, 2020). Studi eksperimen dan simulasi dilakukan untuk karakterisasi pengaruh sudut *double segmental baffle* pada STHX guna untuk mengetahui karakteristik perpindahan panasnya, sudut divariasikan sebesar 0°, 10°, dan 20°, hasil terbaik pada penelitian ini didapatkan bahwa STHX dengan sudut *double segmental baffle* sebesar 0° dengan nilai 1607 W/m².K (M. Safi'i, 2020).

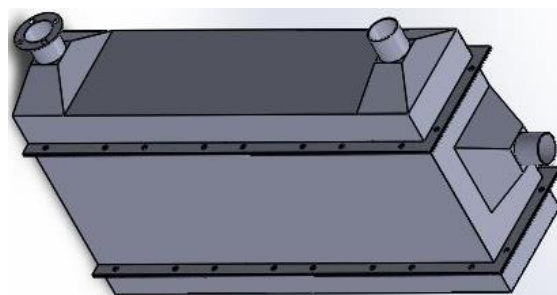
Penelitian terkait STHX tidak hanya seputar eksperimen dan simulasi, namun optimasi juga dilakukan dengan pendekatan *Particle Swarm Optimization* (PSO) dengan memasukkan algoritma penting seperti *genetic algorithm* dan lain sebagainya (R. Veriyawan, 2014). Penelitian dengan pendekatan *Particle Swarm Optimization* (PSO) dilakukan guna untuk optimasi nilai koefisien perpindahan panas pada STHX dengan memasukkan istilah U sebagai nilai koefisien perpindahan panas dan A adalah luas permukaan STHX, hasil tertinggi nilai koefisien perpindahan panas pada STHX dari metode tersebut adalah sebesar 618 W/m².K (T. R. Biyanto, 2014). Optimasi dengan pemrograman Phyton diteliti terhadap efek ketebalan *baffle* sebesar 5 mm dan 10 mm pada STHX, hasilnya nilai perpindahan panas dapat ditingkatkan dengan variasi tebal *baffle* 10 mm hingga 95% (H. Rantau et. al, 2023).

Penelitian sebelumnya hanya difokuskan pada variasi bentuk, jumlah, susunan, tebal, dan sudut *baffle* pada STHX, selain itu tidak ada studi eksperimen tentang pengaruh penggunaan *single baffle* yang disusun secara inline pada STHX terhadap jumlah *baffle* dan laju aliran massa fluida untuk menganalisis kinerja STHX. Maka akan dilakukan penelitian pada STHX dengan variasi pengaruh penggunaan *single baffle* yang disusun secara inline pada STHX terhadap jumlah *baffle* 2, 4,

dan 6 buah *baffle* dan laju aliran massa fluida sebesar 0,021 kg/s, 0,024 kg/s, 0,025 kg/s, dan 0,028 kg/s pada Mesin *Rotary Dryer*.

METODE PENELITIAN

Desain *heat exchanger* yang kami usulkan pada riset ini adalah *heat exchanger* tipe *shell and tube* (STHX) yang digunakan untuk mendinginkan komponen pada Mesin *Rotary Dryer* seperti yang dijelaskan oleh Gambar 1.



Gambar 1. Gambar 3D shell and tube heat exchanger.

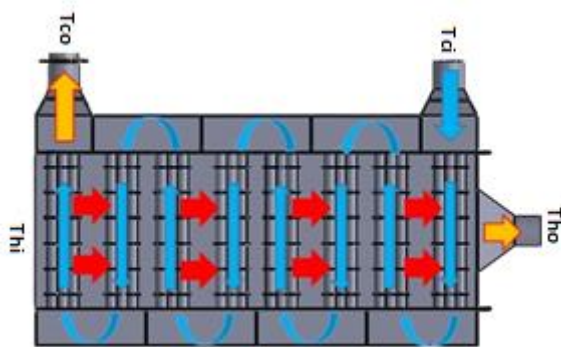
STHX yang kami usulkan mempunyai dimensi yang dijelaskan oleh Tabel.

Tabel 1. Spesifikasi ukuran pada STHX.

Istilah	Simbol	Besaran
Luas penampang saluran masuk fluida dingin	A_i	0,002 m ²
Diameter luar <i>tube</i>	D_{ot}	0,02 m
Diameter dalam <i>tube</i>	D_{it}	0,017 m
Panjang <i>tube</i>	L	0,3 m
Jumlah <i>tube</i> setiap pass	n	8 pcs
Jumlah saluran pass	n_p	8 pass
Diameter luar <i>baffle</i>	d_{ot}	0,003 m
Diameter dalam <i>baffle</i>	d_{it}	0,002 m
Tebal <i>baffle</i>	t	0,0025 m

Model Fisik

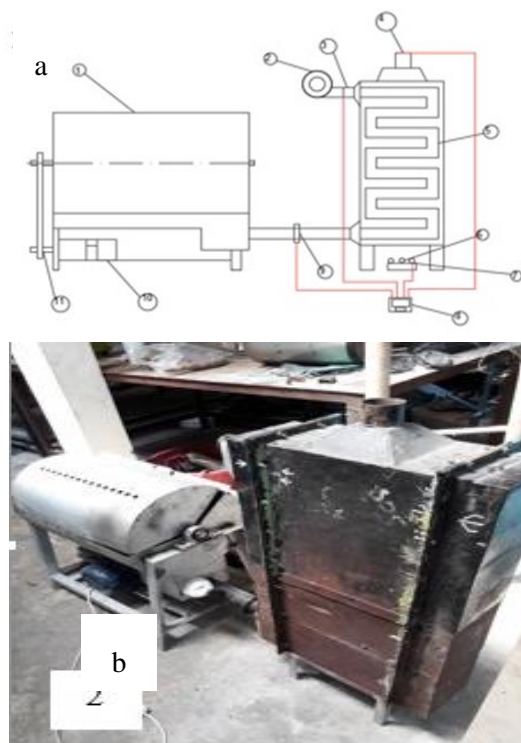
Gambar 2 merupakan tampak samping STHX beserta ukuran dan pengambilan data pada zona (T_{ci}), (T_{co}), (T_{ho}), dan (T_{hi}) serta denah karakteristik aliran fluida yang berkembang pada STHX. Pembuatan geometri STHX dilakukan dengan proses dan prosedur mulai dari pemotongan plat, *bending* plat, *assembly*, dan pengelasan yang dilakukan di Laboratorium Proses Produksi Universitas Muhammadiyah Surakarta. Desain STHX ini akan diteliti pada pengaruh susunan *baffle inline*, jumlah *baffle*, dan laju aliran fluida guna untuk meningkatkan kinerja termal.



Gambar 2. Tampak samping STHX.

Eksperimen pada STHX yang diaplikasikan pada Mesin Rotary Drier diteliti dan di karakterisasi terhadap variasi terhadap jumlah *baffle* 2, 4, dan 6 buah *baffle* dan laju aliran massa fluida sebesar 0,021 kg/s, 0,024 kg/s, 0,025 kg/s, dan 0,028 kg/s. Detail ukuran STHX dijelaskan pada Tabel 1.

Set Up Eksperimen



Gambar 3. (a) Skema Instalasi Penelitian dan (b) STHX yang dipasang pada Mesin Rotary Drier

Sifat udara bebas yang berperan sebagai pendingin pada studi eksperimen ini mempunyai properti material densitas $\rho = 0,924 \text{ kg/m}^3$,

spesifik kapasitas panas $C_p = 1009,885 \text{ J/kg.K}$, viskositas $\mu = 2,18 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$, konduktivitas termal $k = 0,0315 \text{ W/m.K}$, dan berat molekul 28,966 kg/kmol. Temperatur lingkungan diasumsikan sebesar 15°C . Paduan *baja* digunakan untuk modul STHX, dan konduktivitas termal diasumsikan $k = 45 \text{ (W/m.K)}$.

Skema pengujian dijelaskan oleh Gambar 3 (a) dan diaplikasikan ke Mesin *Rotary Dryer* yang dijelaskan oleh Gambar 3 (b). Eksperimen STHX dilakukan dengan mengecek dan memastikan semua instalasi dan instrumen terpasang dengan baik dan benar, serta alat ukur yang normal. Kemudian, nyalakan semua alat seperti pompa, mesin kompresor untuk penyuplai udara dingin, dan buka semua katup pada instalasi pipa untuk kemudian Mesin *Rotary Dryer* mulai dihidupkan, sehingga STHX mendapatkan suhu permulaan sebesar 120°C dan laju aliran massa fluida sebesar 0,021 kg/s, selama 2 jam. Pengujian awal dilakukan kurun waktu 30 menit dan catat temperature, laju aliran, dan tekanan aliran fluida di deteksi oleh *DAQ system* yang dapat di integrasikan dengan komputer. Kemudian, lakukan langkah pengujian seperti langkah diatas dengan variasi laju aliran yang berbeda yakni 0,024 kg/s, 0,025 kg/s, dan 0,028 kg/s dan ambil data pengujian. 4 termokopel tipe K (kisaran temperatur: $0-1100^\circ\text{C}$, dengan kesalahan pengukuran: $\pm 1^\circ\text{C}$) disusun dalam STHX untuk keperluan pengambilan data temperature pada zona (T_{ci}), (T_{co}), (T_{ho}), dan (T_{hi}).

Untuk mengevaluasi proses perpindahan panas dalam *heat exchanger* berdasarkan koefisien perpindahan panas total (U), terdapat dua metode yang umum digunakan, yaitu metode LMTD dan metode NTU. Proses perpindahan panas terjadi ketika dua objek dengan perbedaan suhu bertemu, di mana panas dipindahkan dari objek dengan suhu tinggi ke objek dengan suhu rendah secara alami. Perpindahan panas dapat terjadi melalui tiga mekanisme utama: konduksi, konveksi, dan radiasi (Ratnawati dan Salim 2018).

Reduksi Data Eksperimen

Untuk menghitung *mass flow rate* fluida dingin dengan teori kesetimbangan kalor, dimana bunyi kesetimbangan kalor yaitu kalor diterima oleh fluida akan sama dengan besarnya kalor diterima oleh suatu fluida lainnya dengan syarat ada perbedaan temperatur. Pada

persamaan 1 adalah persamaan kesetimbangan kalor (Y. Cengel, 2013).

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{lepas} &= \dot{Q}_{terima} \\ \dot{m}_h \cdot C_{p_h} \cdot \Delta T_h &= \dot{m}_c \cdot C_{p_c} \cdot \Delta T_c\end{aligned}\quad (1)$$

Menghitung nilai koefisien laju kalor total (Y. Cengel, 2013):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{\ln(R_o/R_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_c}} \quad (2)$$

Menghitung nilai angka Reynolds (Y. Cengel, 2013):

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (3)$$

Menghitung nilai angka Nusselt (Y. Cengel, 2013):

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (4)$$

Dengan persamaan 5 dapat menentukan nilai koefisien perpindahan panas (J. P. Holman, 2010):

$$h = \frac{Nu K}{D} \quad (5)$$

Dengan metode *Effectiveness-NTU*. Untuk metode *effectiveness-NTU* ada hubungan antara efektivitas dengan NTU dimana persamaan 6 untuk menghitung efektivitas (J. P. Holman, 2010):

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{actual}}{\dot{Q}_{max}} \quad (6)$$

Dimana nilai laju kalor aktual bisa dihitung (J. P. Holman, 2010):

$$\dot{Q}_{actual} = \dot{m} \times C_p \times (T_{in} - T_{out}) \quad (7)$$

Dan untuk nilai laju perpindahan kalor maksimal dengan persamaan 8 (J. P. Holman, 2010):

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} (T_{h, in} - T_{c, in}) \quad (8)$$

Apabila hasil C_c lebih besar dibandingkan dengan C_h , maka persamaan 9 (J. P. Holman, 2010):

$$C_{min} = C_h = \dot{m}_h \times C_{p_h} \quad (9)$$

Apabila hasil C_c lebih besar dibandingkan dengan C_h , maka persamaan 10 (J. P. Holman, 2010):

$$C_{min} = C_c = \dot{m}_c \times C_{p_c} \quad (10)$$

Menentukan hasil rasio C . Untuk persamaan 11 digunakan menentukan rasio C (J. P. Holman, 2010):

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (11)$$

Untuk menentukan nilai NTU dengan cara analisis menggunakan persamaan 12 (J. P. Holman, 2010):

$$NTU = \frac{1}{C} \ln \{1 + C \ln (1 - \varepsilon)\} \quad (12)$$

Untuk menentukan luas permukaan selimut pipa atau tube tanpa menggunakan sirip atau *fin* bisa menggunakan persamaan 13 (F. P. Incropera, 2005):

$$A_{unbaffle} = \pi D L \quad (13)$$

Dalam kasus ini menggunakan sirip yang berbentuk lingkaran atau cincin. Dalam menentukan luas permukaan *circular fin* dapat persamaan 14 (F. P. Incropera, 2005):

$$A_{baffle} = 2\pi (r_2^2 - r_1^2) + 2\pi r_2 t \quad (14)$$

Efisiensi *heat exchanger* dapat dihitung dengan persamaan 15 (F. P. Incropera, 2005):

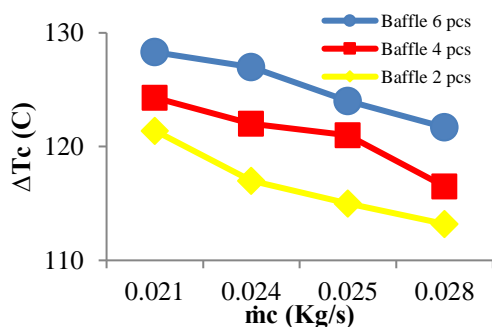
$$\eta = \frac{Q_c}{Q_h} \times 100\% \quad (15)$$

HASIL DAN PEMBAHASAN

Studi eksperimen pada STHX telah dilakukan dengan mempertimbangkan variasi jumlah *baffle* 2, 4, dan 6 buah *baffle* dan laju aliran massa fluida sebesar 0,021 kg/s, 0,024 kg/s, 0,025 kg/s, dan 0,028 kg/s pada Mesin

Rotary Dryer dimana dalam *shell* ada 8 *pass* setiap *pass* ada depalan *tube*, selain itu setiap satu *tube* ada penambahan *baffle* dengan jumlah 2, 4 dan 6, *baffle* ditempelkan pada setiap *tube* yang berbentuk *circular* untuk mengambil data yang diperlukan untuk melakukan perhitungan mencari efisiensi *heat exchanger*.

Jumlah *baffle* pada penelitian ini dikarakterisasi terhadap efek kinerja termal pada STHX, jumlah *baffle* di variasikan antara 2, 4, dan 6 pcs. Efek jumlah *baffle* pada STHX diharapkan dapat peningkatan laju perpindahan panas serta menyebabkan penurunan tekanan di sisi *shell* dari penukar STHX yang signifikan sehingga dapat meningkatkan nilai efektivitas kerja STHX. Perbedaan menonjol pada perubahan temperature dalam kaji eksperimen ini. Gambar 4 menunjukkan hubungan antara perbedaan temperature STHX (ΔT_c) terhadap laju aliran massa fluida (\dot{m}_c). Penggunaan jumlah *baffle* memainkan peran penting terhadap penurunan temperature, penurunan perbedaan temperatur sekitar 2% mengakibatkan efektifnya laju perpindahan panas pada STHX.

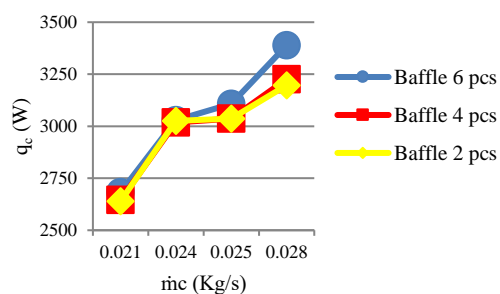


Gambar 4. Hubungan perbedaan temperature STHX (ΔT_c) terhadap laju aliran massa fluida (\dot{m}_c).

Efek penggunaan *baffle* dengan jumlah yang besar memungkinkan dapat membentuk karakteristik aliran fluida, dimana karakteristik aliran fluida menyebabkan lapisan batas termal secara berulang dan periodik, sehingga memungkinkan penurunan temperature yang signifikan. Selain itu dengan ditambahkan jumlah *baffle* pada STHX memungkinkan adanya penambahan luas disipasi panas pada STHX yang mempengaruhi *pressure drop* pada STHX. Penggunaan jumlah *baffle* 6 pcs memberikan data kinerja perbedaan temperature terbaik, nilai berkisar antara 128,3°C pada laju aliran massa fluida sebesar 0,021 kg/s dan

121,7°C pada laju aliran massa fluida sebesar 0,028 kg/s, sedangkan penggunaan jumlah *baffle* 2 pcs memberikan kinerja terburuk. Nilai berkisar antara 130,3°C pada laju aliran massa fluida sebesar 0,021 kg/s dan 123,7°C pada laju aliran massa fluida sebesar 0,028 kg/s. Gambar 5 menunjukkan hubungan laju perpindahan panas terhadap laju aliran massa fluida.

Laju aliran fluida memainkan peran penting terhadap laju perpindahan panas pada STHX. Ditambahnya jumlah *baffle* dan laju aliran massa fluida terbukti dapat meningkatkan laju perpindahan panas yang signifikan. Hasilnya, laju perpindahan panas meningkat sekitar 10%. Nilai laju perpindahan panas terendah terjadi pada *baffle* dengan jumlah 2 pcs dengan nilai laju perpindahan panas sebesar 3196,7 W. Sedangkan nilai tertinggi terjadi pada aplikasi jumlah *baffle* 6 pcs dengan nilai laju perpindahan panas sebesar 3388,3 W dengan variasi laju aliran massa fluida sama besar yakni 0,021 kg/s. Hasil tersebut menunjukkan bahwa jumlah *baffle* 6 pcs memungkinkan dapat di aplikasikan secara praktis pada STHX untuk dapat diterapkan pada Mesin *Rotary Dryer*.

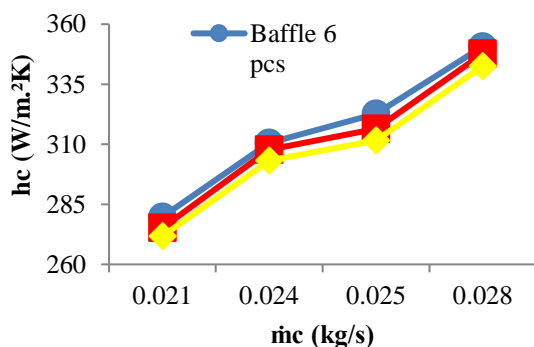


Gambar 5. Hubungan laju perpindahan panas (q_c) terhadap laju aliran massa fluida (\dot{m}_c).

Pengaruh Laju Aliran Massa Fluida

Besaran variasi laju aliran massa fluida dikarakterisasi pada penelitian STHX ini, variasi laju aliran massa fluida sebesar 0,021 kg/s, 0,024 kg/s, 0,025 kg/s, dan 0,028 kg/s dipilih dan diharapkan mampu memberikan dampak terhadap laju perpindahan panas dan koefisien perpindahan panas pada STHX. Perhitungan nilai koefisien perpindahan panas dihitung berdasarkan besaran laju perpindahan panas. Gambar 6. Hubungan koefisien perpindahan panas (h_c) terhadap laju aliran massa fluida (\dot{m}_c). Besaran laju aliran massa

fluida sebesar 0,028 kg/s lebih cepat dan efektif dalam mempengaruhi laju perpindahan panas pada STHX. Fluida cenderung memasuki ruang dan celah *baffle* pada STHX dengan laju dan tekanan yang tinggi. Ada kemungkinan bahwa variasi laju aliran massa fluida yang tinggi akan menyebabkan timbulnya pusaran *grid* turbulensi secara periodik di sekitar *baffle*, sehingga pendinginan pada *tube* menjadi baik. Pada sisi *shell* juga terdapat adanya *swir flow* aliran akibat meningkatnya variasi laju aliran massa udara. Secara umum laju aliran massa sebesar 0,028 kg/s memberikan data kinerja termal yang baik dengan peningkatan nilai koefisien perpindahan panas sekitar 60%. Nilai berkisar antara 279,8 W/m.²K hingga 350,47 W/m.²K.

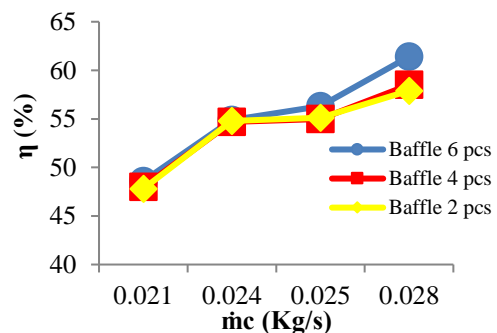


Gambar 6. Hubungan koefisien perpindahan panas (h_c) terhadap laju aliran massa fluida (\dot{m}_c).

Besaran variasi aliran massa fluida mengakibatkan intensitas fluida dengan temperature rendah bebas dan leluasa memasuki area STHX, namun anehnya fenomena tersebut memungkinkan adanya peningkatan *pressure drop* dan faktor friksi di sekitar STHX. Ada kemungkinan bahwa variasi laju aliran massa yang lebih rendah mengakibatkan perpindahan panas yang disalurkan tidak sepenuhnya berkembang ketika jarak jumlah *baffle* 2 pcs, akibatnya lapisan batas termal dan hidrolik lebih tebal sehingga mengakibatkan perpindahan panas yang buruk. Terbukti pada uji eksperimen pada STHX dengan variasi laju aliran massa fluida sebesar 0,021 tidak memberikan peningkatan koefisien perpindahan panas yang signifikan walaupun pada STHX dengan jumlah *baffle* 6 pcs. Nilai tersebut

berkisar antara 271 W/m.²K hingga 303 W/m.²K. Hasil tersebut mengindikasikan bahwa STHX dengan jumlah *baffle* 6 pcs yang dikarakterisasi terhadap laju aliran massa fluida sebesar 0,028 kg/s dapat diterapkan pada Mesin *Rotary Dryer*.

Karakteristik aliran fluida dan perpindahan panas pada STHX diamati pada penelitian ini. Karakteristik tersebut sangat beragam, namun secara keseluruhan dengan adanya variasi jumlah *baffle* menunjukkan adanya lapisan batas termal dan hidrolik yang berkembang secara periodik di sekitar *baffle*. Hal tersebut mengakibatkan peningkatan *grid* turbulensi secara periodik yang menyebabkan lapisan batas termal dan hidrolik. Selain itu adanya *wake* dan *vortex* di sekitar *baffle* mengakibatkan peningkatan laju perpindahan panas yang signifikan. Selain itu besaran variasi laju aliran massa fluida juga berdampak timbulnya *swir flow* dan fluida dengan temperature rendah bebas mengalir di sekitar STHX. Akibatnya nilai efisiensi pada STHX dapat ditingkatkan dengan baik. Gambar 7 menunjukkan nilai hubungan antara efisiensi STHX (η) terhadap laju aliran massa fluida (\dot{m}_c).



Gambar 7. Hubungan efisiensi STHX (η) terhadap laju aliran massa fluida (\dot{m}_c).

Nilai efisiensi STHX dapat ditingkatkan dengan menambah jumlah *baffle* dan meningkatkan besaran nilai laju aliran massa fluida. Nilai efisiensi terbesar umumnya ditemukan pada uji eksperimen STHX dengan jumlah *baffle* 6 pcs dan pada variasi laju aliran massa sebesar 0,028 kg/s/. Nilai efisiensi tertinggi adalah 48,6 % pada variasi laju aliran massa fluida 0,021 kg/s dan 61% pada variasi laju aliran massa fluida 0,028 kg/s. Hasil tersebut menunjukkan bahwa STHX dengan jumlah

baffle 6 pcs merupakan desain paling optimal yang dapat digunakan untuk alat pendingin pada Mesin *Rotary Dryer*.

PENUTUP

Kesimpulan

Secara umum STHX dengan jumlah *baffle* 6 pcs mempunyai nilai perbedaan temperatur, laju perpindahan panas, koefisien perpindahan panas, dan efisiensi terbesar daripada STHX dengan jumlah *baffle* 2 dan 4. Nilai perbedaan temperature diperoleh perbedaan temperatur tersebut diperoleh 128,3°C, laju perpindahan panas 3388,2 W, koefisien perpindahan panas sebesar 350,7,8 W/m.²K, dan nilai efisiensi sebesar 61%. Hasil tersebut merupakan desain paling optimal yang dapat digunakan untuk alat pendingin pada Mesin *Rotary Dryer*.

DAFTAR PUSTAKA

- Bary Septian, Amiral Aziz, Paul David Rey, 2021. "Desain dan Rancang Bangun Alat Penukar Kalor (*Heat Exchanger*) Jenis *Shell and Tube*". Jurnal Baut dan Manufaktur Vol. 03, No 1, PP. 53-60, ISSN: 2686-5351.
- B. Irwin, dan S. Rahmat, 2013. "Studi Perhitungan Alat Penukar Kalor Tipe *Shell and Tube* Dengan Program *Heat Transfer Research Inc* (HTRI)", Jurnal Rekayasa Mesin Universitas Sriwijaya, Vol. 13, No. 1, PP. 67-77.
- E. A. Handoyo, 2001. "Pengaruh Penggunaan *Baffle* pada *Shell-and-Tube Heat Exchanger*". JURNAL TEKNIK MESIN Vol. 3, No. 1, 19-23. <http://puslit.petra.ac.id/journals/mechanical>
- F. P. Incropera, 2005. "*Fundamental of Heat and Mass Transfer*". 6th edn.
- G. Asilla, 2019. "Pengaruh *Baffle Single Segment* pada Performa Alat Penukar Kalor Tipe *Shell and Tube* dengan Sirip Tipe *Longitudinal*". Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Trisakti, Jakarta,
- H. Rantau, F. R. Rifai, dan R.R. Saputro, 2023. "Optimalisasi Kinerja Perpindahan Panas Alat Plate Heat Exchanger Pada Proses Pemurnian Glycerin Water". Jurnal Pengelolaan Perkebunan, Politeknik LPP. Vol. 1, No. 2, PP. 19-25
- H. Syah, 2013. "Kajian Kinerja Penukar Panas Tipe *Shell and Tube* Satu Haluan dengan Pengontrolan Suhu *Outlet*". Jurnal Rekayasa Kimia & Lingkungan, Vol. 9, No. 4, PP. 158-165. doi: 10.23955/rkl.v9i4.1228.
- I. Arsana, 2022. "Pengaruh *Baffle Cut* Terhadap Efektivitas Penukar Panas *Shell and Tube* Jenis *Triple - Segmental Baffle*". JTM. Vol. 10, No. 1, PP. 141-146.
- I, Dewi I, B. R. Ginting, H. Ibrahim, 2022. "Analisis Alat Penukar Kalor Tipe *Shell and Tube* Pada Pendingin Tertutup Untuk Air Demin (Close Cooling water Heat Exchanger) Di S.T 1.0 PLTGU UPDK Belawan". Konferensi Nasional Sosial dan Engineering Politeknik Negeri Medan, pp. 1225-1236.
- J.P Holman, 2010. "*Heat Transfer*", Mc. Graw-Hill India, 10th edition.
- S. Andalucia, 2022. "Analisis Perpindahan Panas *Heat Exchanger* tipe *Shell and Tube* pada Gas Turbine Generator di PLTGU Gunung Megang Muara Enim". Jurnal Petro. No.4, No. 1, PP. 181-190. <https://e-journal.trisakti.ac.id/index.php/petro>
- R. F. Rasyid, S. Prajogo, dan A. Syafitri, 2022. "Perancangan *Heat Exchanger* Tipe *Shell and Tube* Menggunakan *Helical Baffles* pada Proses Gasifikasi Batu Bara Kapasitas 30000 Nm³/h. Prosiding The 13th Industrial Research Workshop and National Seminar. PP. 830-836.
- M. R. Fahmi, 2022. "Pengaruh *Baffle Cut* Terhadap Efektivitas Penukar Panas *Shell and Tube* Jenis *Triple - Segmental Baffle*". JTM. Vol. 10, No. 1, PP. 141-146.
- M. Safi'i, T. Priangkoso, dan Darmanto, 2020. "Studi Eksperimental dan Simulasi Pengaruh Sudut *Double Segmental Baffle* dan Laju Aliran Massa Fluida pada *Heat Exchanger type Shell and Tube* Terhadap Perpindahan Panas". Jurnal Momentum, Vol. 16, No. 1, April 2020, Hal. 47-55. e-ISSN 2406-9329.
- M. W. Akbar, 2015. "Desain Kondensor Jenis *Shell and Tube Heat Exchanger* Untuk Sistem *Organic Rankine Cycle*", Jurnal Teknik Mesin Undip, Vol. 3, No. 3, PP. 295-304.
- N. Arif, Z. A. Nasrul, dan Azhari, 2021. "Analisa Pengaruh Jarak Antara *Baffle* Terhadap Getaran, pada *Heat Exchanger Tipe Shell*

- and Tube Dengan Menggunakan Software HEAT TRANSFER RESEARCH INC (HTRI). Chemical Engineering Journal Storage Vol. 1, No. 1, PP. 73-83.
- Prajapati, 2024. "Thermodynamic evaluation of shell and tube heat exchanger through advanced exergy analysis", *Energy*, 292 (January), Vol. 1, No. 2, PP.-, 130421. doi: 10.1016/j.energy.2024.130421.
- Prajapati and V. K. Patel, 2020. "Thermo-economic optimization of a nanofluid based organic Rankine cycle: A multi-objective study and analysis", *Thermal Science and Engineering Progress*, Vol 1. No. 17, PP.-, doi: 10.1016/j.tsep.2019.100381.
- R. Ratnawati, and A. Salim, 2018. "Desain Ulang Alat Penukar Kalor Tipe *Shell and Tube* Dengan Material *Tube Carbon Steel* Dan *Stainless Steel 304*". *Turbo: Jurnal Program Studi Teknik Mesin*, Vol. 7, No. 1, PP. 74–80. doi: 10.24127/trb.v7i1.712.
- R. Veriyawan, T. R. Biyanto, 2014. "Optimasi Desain *Heat Exchanger* dengan Menggunakan Metode *Particle Swarm Optimization*". *JURNAL TEKNIK POMITS* Vol. 3, No. 2, PP.1-10.
- S. Siagian, 2016. "Analisa Efektivitas Alat Penukar Kalor Jenis *Shell and Tube*". Vol. 1, No. 12, PP. 211–216.
- T. R. Biyanto dan A. Dinastari, 2018. Optimasi Tekno-Ekonomi pada Desain *Heat Exchanger* Dengan Pengaruh *Fouling Resistance* dengan Metode *STOCHASTIC ALGORITHM*". Departemen Teknik Fisika, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- Y. Cengel, 2013. "Heat Transfer: A Practical Approach", *Journal of Chemical Information and Modeling*. 53(9), PP. 1689–1699. doi: 10.1017/CBO9781107415324.004.
- Y. M. V. Lebo, Gusnawati and J. U. Jasron, 2015. "Analisa Unjuk Kerja Alat Penukar Kalor Tipe *Shell and Tube* Untuk Pendinginan Minyak Pelumas Pada Sistem Penggerak *Induced Draft Fan*", *Jurnal Teknik Mesin*, Vol. 2. No. 2), PP. 59–64.