

STUDI PERBANDINGAN EFEKTIVITAS BERBAGAI MODEL TUBE PENUKAR KALOR SEBAGAI SISTEM PEMULIHAN LIMBAH PANAS

Nicolas Titahelu^{1*}, Jandri Louhenapessy², Samy Junus Litolily³, Arson⁴

¹Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura, Ambon 97233

E-mail: titahelun@gmail.com

²Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura, Ambon 97233

E-mail: jandrileonora@yahoo.com

³Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura, Ambon 97233

E-mail: sj.litolily@fatek.unpatti.ac.id

⁴Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura, Ambon 97233

E-mail: arson020899@gmail.com

Abstrak. Fokus utama penelitian ini adalah memodifikasi tube pipa lurus menggunakan berbagai model (serpentin, paralel dan helikal) tube penukar kalor sebagai sistem pemulihan limbah panas yang berasal dari generator listrik 5 kVa, Penelitian ini bertujuan untuk mendapatkan kecepatan udara sisi shell yang efektif, dimana efektivitas berbagai model (serpentin, paralel dan helikal) tube penukar kalor yang maksimal. Kecepatan udara sisi shell bervariasi dari 0.5 hingga 2.5 m/s pada panjang shell penukar kalor konstan. Pencatatan data berupa suhu, kecepatan udara sisi shell, dan laju aliran massa fluida panas (gas bekas) setelah tercapai kondisi tunak. Metode penelitian ini menggunakan kajian simulasi berdasarkan data eksperimen. Hasil penelitian menunjukkan bahwa efektivitas menurun dengan peningkatan kecepatan udara sisi shell, dimana efektivitas maksimum pada kecepatan udara minimum untuk ketiga model (serpentin, paralel dan helikal) tube penukar kalor masing-masing sebesar 50.2%, 57.1% dan 84.7%. Dapat disimpulkan bahwa model tube helikal paling efektif dimana efektivitas penukar kalor maksimum pada kecepatan udara sisi shell 0.5 m/s dan dapat digunakan selanjutnya dalam aplikasi.

Kata Kunci: Efektivitas penukar kalor, tube serpentin, tube paralel, tube helikal, pemulihan limbah panas.

Abstract. The main focus of this research is to modify straight pipe tubes using various models (serpentine, parallel and helical) heat exchanger tubes as a waste heat recovery system originating from a 5 kVa power generator. maximum tube heat exchanger models (serpentine, parallel and helical). The shell side air velocity varies from 0.5 to 2.5 m/s at a constant heat exchanger shell length. Recording of data in the form of temperature, shell side air velocity, and mass flow rate of hot fluid (used gas) after steady state is reached. This research method uses a simulation study based on experimental data. The results showed that the effectiveness decreased with increasing shell side air velocity, where the maximum effectiveness at minimum air velocity for the three models (serpentine, parallel and helical) tube heat exchanger were 50.2%, 57.1%, and 84.7% respectively. It can be concluded that the helical tube model is the most effective where the heat exchanger effectiveness is maximum at shell side air velocity of 0.5 m/s and can be used further in the application.

Keywords: Effectiveness of heat exchanger, serpentine tube, parallel tube, helical tube, waste heat recovery.

1. PENDAHULUAN

Selama beberapa dekade terakhir, pertumbuhan penduduk dan pembangunan industri yang sangat pesat menyebabkan ketergantungan manusia terhadap energi semakin meningkat, mengakibatkan krisis energi di seluruh dunia [1]. Energi yang dikonsumsi didominasi oleh bahan bakar fosil, sebesar 66,4%, dengan persentasi konsumsi minyak bumi 40,8%, gas alam 15,5%, dan batu bara 10,1% [2]. Tingginya penggunaan bahan bakar fosil memicu masalah lingkungan seperti peningkatan emisi gas rumah kaca [3], pemanasan global, perubahan iklim, hujan asam dan kerusakan ozon di stratosfer [4]–[8]. Ada dua pendekatan utama untuk mengatasi masalah lingkungan [1]. Pendekatan pertama yakni mengembangkan dan meningkatkan penggunaan sumber energi terbarukan seperti energi biomassa [9]–[11], energi matahari [11]–[13], energi arus laut [14], energi angin [15], dan energi panas bumi [16]–[19]. Pendekatan kedua yakni meningkatkan sistem konversi energi sehingga sistem tersebut efisien menggunakan energi yang dapat diterima dari suatu sumber [20]–[26]. Fakta menunjukkan bahwa lebih dari 50% energi yang digunakan terbuang sia-sia sebagai limbah panas dapat dimanfaatkan sebagai sumber energi [1], [27]–[28]. Umumnya, aplikasi sistem pemulihan limbah panas banyak menggunakan penukar kalor [28], diantaranya; penukar kalor pelat [23], [30], penukar kalor berputar [25], [31]–[32], penukar kalor helikal [32]–[36], penukar kalor *shell and tube* [37]–[40], dan penukar kalor pipa ganda [41]–[43].

Untuk meningkatkan efektivitas penukar kalor sangat dipengaruhi oleh parameter geometri diantaranya *pitch* sirip, *pitch tube longitudinal*, *pitch tube transversal* [44], tebal sirip, diameter *tube*, panjang *tube* [45], jumlah baris, jumlah kolom [46], dan konfigurasi *tube in-line* dan *staggered* [47]–[49]. Parameter aliran diantaranya bilangan Reynold, kecepatan fluida [50], sedangkan parameter fluida adalah bilangan Prandtl [51]. Secara umum, ada empat kategori limbah panas berdasarkan prespektif suhu, antara lain aliran cairan; 50 – 300 °C, gas buang; 150 – 800 °C, uap; 10 – 250 °C, gas dan uap proses; 80 – 500 °C [52]. Selain itu limbah panas memiliki potensi faktor pemanfaatan yang tinggi [53]–[56].

Berbagai kajian untuk meningkatkan kinerja penukar kalor dengan berbagai model *tube* sebagai sistem pemulihan limbah panas, diantaranya kajian CFD penukar kalor *tube-in-tube* guna memulihkan limbah panas yang berasal dari ICE untuk pengeringan makanan [41], kajian eksperimental penukar kalor *tube* lurus guna memulihkan limbah panas yang berasal dari genset listrik untuk

pengeringan berbagai produk [57], kajian eksperimental penukar kalor *tube* lurus gravitasi [58], kajian eksperimental dan teoritis karakteristik limbah panas dan pemulihan air menggunakan penukar kalor *tube* lurus [59], kajian teknologi dan dasar-dasar pemulihan limbah panas dari bahan *granule* menggunakan penukar kalor *tube bank* [60], kajian numerik *charge* dan *discharge* energi panas laten menggunakan penukar kalor *tube* serpentin [61], kajian kemajuan dan prospek manajemen termal dan limbah panas menggunakan penukar kalor *tube* serpentin [62], kajian kondisi operasi optimal penukar kalor serpentin sebagai sistem pemulihan limbah panas industri [63], kajian eksperimental dan teoritis pemulihan limbah panas dari sistem refrigerant menggunakan penukar kalor *tube* helikal [64], kajian eksperimental pemulihan limbah panas menggunakan penukar kalor *tube* helikal [65], kajian perpindahan panas nano fluida *graphene* berbasis air deionisasi dalam penukar kalor *tube* helikal sebagai sistem pemulihan limbah panas [66], kajian fenomena perpindahan panas berbasis air deionisasi pada penukar kalor *tube* helikal sebagai sistem pemulihan limbah panas dari *stack* gas pembakaran [67], dan kajian karakteristik termal penukar kalor helikal koil dengan air *graphen*-deionisasi pada pemanfaatan limbah panas *stack* gas pembakaran [68].

Meskipun banyak penelitian tentang berbagai model *tube* penukar kalor sebagai sistem pemulihan limbah panas yang berkorelasi dengan koefisien konveksi dan efektivitas, namun belum banyak informasi terkait perbandingan efektivitas model *tube* (serpentin, paralel dan helikal) penukar kalor sebagai sistem pemulihan limbah panas, dimana fluida panas sisi *tube* (gas buang) generator listrik 5 kVa dan fluida dingin (udara) sisi *shell*. Inovasi baru yang dilakukan dalam penelitian ini adalah introduksi model *tube* serpentin, paralel dan helikal penukar kalor, karena koefisien konveksi pada *tube* serpentin, paralel dan helikal lebih besar dari pada *tube* lurus akibat adanya gerakan aliran sekunder yang disebabkan oleh pengaruh kelengkungan dan gaya sentrifugal [69]–[76].

Untuk itu, fokus utama penelitian ini adalah introduksi model *tube* (serpentin, paralel dan helikal) penukar kalor sebagai sistem pemulihan limbah panas dengan memvariasikan kecepatan udara fluida dingin sisi *shell* 0,5 hingga 2,5 m/s. Kajian penelitian ini dilakukan secara teoritis berdasarkan data eksperimen dan simulasi. Penelitian ini diawali dengan mengkaji koefisien konveksi sisi *tube* untuk tiap model dan koefisien konveksi sisi *shell* yang akan bermuara pada perhitungan koefisien konveksi menyeluruh dan efektivitas.

1. BAHAN DAN METODE

2.1. Alat Penelitian

Penelitian ini menggunakan metode simulasi dengan CFD (*Computer Fluid Dynamic*) berdasarkan data eksperimen. Untuk desain model tube penukar kalor menggunakan *SolidWorks 2022*, sedangkan simulasi menggunakan *Ansys Fluent 2021 R2* yang dijalankan pada Dekstop Windosws 10 Pro 64bit dengan spesifikasi prosesor Intel® Core™ i3-1005G1@1.20GHz 1.19GHz dan 12.0 GB RAM.

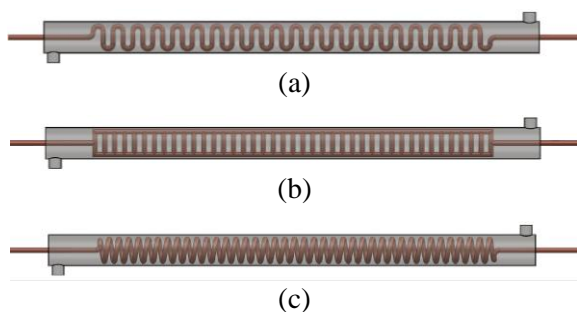
2.2. Model

Tabel 1. Rentang parameter operasional

Diameter shell, d _{sh} (m)	Diameter tube, d _t (m)	Model tube	Kecepatan udara, V (m/s)
0,127	0,009525	Serpentine (Sr)	0.5
			1.0
			1.5
			2.0
			2.5
0,127	0,009525	Pararel (Pa)	0.5
			1.0
			1.5
			2.0
			2.5
0,127	0,009525	Helical coil (Hc)	0.5
			1.0
			1.5
			2.0
			2.5

Bagian uji (penukar kalor) dirancang dan dibuat untuk melakukan beberapa percobaan guna menyelidiki parameter efektivitas dalam kisaran parameter operasional yang disajikan pada Tabel 1.

Penelitian ini telah didesain penukar kalor shell dan berbagai model tube sebagai sistem pemulihan limbah panas dengan mempertimbangkan hasil simulasi. Gambar 1 menyajikan model geometri tube.



Gambar 1. Model geometri tube (a) serpentin, (b) paralel dan (c) helikal.

2.3. Material

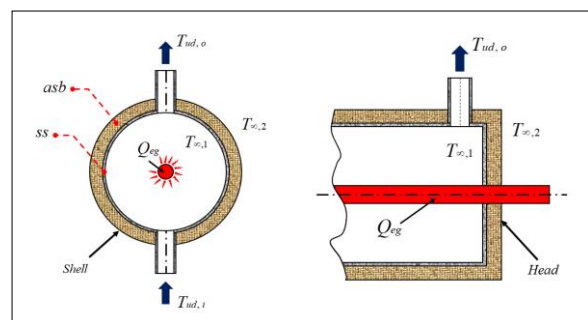
Sistem yang dianalisis dalam penelitian ini menggunakan material, untuk shell adalah *stainless steel 304* dan tube adalah *copper* dengan data propertis seperti yang diuraikan dalam Tabel 2.

Tabel 2. Material properties penukar kalor

Material	Properties	Nilai
Copper	Specific heat	390.0 J/(kg*K)
	Conductivity type	Isotropic
	Thermal conductivity	390.0000 W/(m*K)
	Electrical Conductivity	Dielectric
	Density	8900.00 kg/m^3
	Specific heat	502.416 J/(kg*K)
Stainless Steel	Conductivity type	Isotropic
	Thermal conductivity	16.2 W/(m*K)
	Electrical Conductivity	Dialectic
	Density	0.008 kg/m^3

2.4. Data Reduksi

Kondisi operasi keadaan tunak, efektivitas penukar kalor digambarkan oleh keseimbangan energi dari fluida panas (gas buang) genset listrik yang mengalir melalui berbagai model tube (serpentin, paralel dan helikal) ke fluida dingin (udara) sisi shell, yang disajikan pada Gambar 2.



Gambar 2. Skema neraca energi penukar kalor

2.4.1. Neraca energi penukar kalor

Berdasarkan Gambar 2, maka neraca energi dari penukar kalor pada kondisi tunak dinyatakan dalam persamaan (1), yang diperoleh dari [77]:

$$E_i - E_o = \frac{dE}{dt} \Rightarrow E_i - E_o = 0 \Rightarrow E_i = E_o \quad (1)$$

Persamaan (1) ditulis dalam neraca panas dalam persamaan (2), yang diperoleh dari [78]:

$$Q_{eg} = Q_x + Q_c + Q_r \quad (2)$$

Jika Q_x dan Q_r pada penukar kalor diabaikan, maka persamaan (2), $Q_{eg} = Q_c$, dimana $Q_c = Q_{ud} + Q_p$ dapat ditulis sebagai:

$$Q_{eg} = Q_{ud} + Q_p \quad (3)$$

Dimana $Q_{ud} + Q_p$ merupakan mekanisme perpindahan panas konveksi dari fluida panas (gas bekas) sisi *tube* ke fluida dingin (udara) sisi *shell*.

Perpindahan panas konveksi fluida panas (gas bekas) dapat dihitung dengan persamaan (4), yang diperoleh dari [79]:

$$Q_{eg} = \dot{m}_{eg} \cdot c_{p,eg} \cdot (T_{eg,i} - T_{eg,o}) \quad (4)$$

Laju aliran massa fluida panas (gas bekas) dihitung menggunakan persamaan (5), yang diperoleh dari [80]:

$$\dot{m}_{eg} = \rho_{eg} \cdot V_{eg} \cdot A_t \quad (5)$$

dimana $c_{p,eg}$ adalah panas spesifik gas bekas (J/kg.K), $T_{eg,i}$ dan $T_{eg,o}$ adalah suhu gas bekas yang memasuki dan meninggalkan penukar kalor (K), ρ_{eg} adalah densitas gas bekas (kg/m³), V_{eg} adalah kecepatan gas bekas (m/s), A_t adalah luas penampang tube (m²).

2.4.2. Perhitungan Sisi Tube

Pada sisi *tube* diawali dengan menghitung nilai Bilangan Reynold (Re), yang merupakan perbandingan laju aliran massa (\dot{m}_h) terhadap viskositas dinamik (μ_h) dan diameter hidrolis (D_h), dinyatakan dalam persamaan (6) yang diperoleh dari [81].

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi \cdot \mu \cdot D_h} \quad (6)$$

Dimana D_h adalah diameter hidrolis (m) [75], μ adalah viskositas dinamik (kg/m.s).

Bilangan Nusselt (Nu_h) pada sisi *tube* dari ketiga model dihitung dengan persamaan (7, 8 dan 9) diperoleh dari:

- Untuk model *Serpentine tube* [82]:

$$Nu_h = 0.023(Re)^{0.8}(Pr)^{0.4} \quad (7)$$

- Untuk model *Parallel tube* [83]:

$$Nu_h = 0.024(Re)^{0.786}(Pr)^{0.45} \left[1 + \frac{2.424554}{\left(\frac{L}{di_t}\right)} \right] \quad (8)$$

- Untuk model *Helical coil* [84]:

$$Nu_h = 0.0456(Re_h)^{0.8}(Pr_h)^{1/3} \left(\frac{d_t, h}{d_c}\right)^{0.16} \quad (9)$$

Koefisien perpindahan panas konveksi pada sisi tube dapat dihitung dengan persamaan (10) yang diperoleh dari [85].

$$h_i = \frac{Nu_h \cdot k_h}{L} \quad (10)$$

dimana, L adalah panjang karakteristik (m).

2.4.3. Perhitungan Sisi Shell

Pada sisi shell diawali dengan menghitung bilangan Reynold (Re), dinyatakan dalam persamaan (11) yang diperoleh dari [81].

$$Re = \frac{4\dot{m}_c}{\pi \cdot \mu_c \cdot D_{h,c}} \quad (11)$$

dimana, \dot{m}_c (kg/m³) adalah laju aliran massa, μ_c viskositas dinamik (kg/m.s) dan $D_{h,c}$ adalah diameter hidrolis (m).

Bilangan Nusselt (Nu_c) pada sisi shell dapat dihitung dengan persamaan (12) yang diperoleh dari [86]:

$$Nu_{sh} = 19.64(Re_{sh})^{0.513} Pr_c^{0.129} \gamma^{0.938} \quad (12)$$

dimana, Pr_c adalah bilangan Prandtl pada sisi *shell*, γ adalah dimensi pitch ($P/\pi d_c$).

Koefisien perpindahan panas konveksi pada sisi *shell* dapat dihitung dengan persamaan (13) yang diperoleh dari [87]:

$$h_o = \frac{Nu_c \cdot k_c}{L} \quad (13)$$

dimana, k_c adalah konduktivitas termal fluida dingin (W/m.K).

2.4.4. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh (U)

Kemampuan penukar kalor dalam melakukan proses transfer panas dari fluida panas (CO₂) terhadap fluida dingin (udara) digambarkan dengan koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) sisi *tube* dari ketiga model (*Serpentine*, *Parallel* dan *Helical coil*) dan sisi shell dapat dinyatakan dalam persamaan (14) yang diperoleh dari [88]:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i A_{i,i}} + \frac{\ln(do/di)}{2\pi k_t L} + \frac{1}{h_o A_{i,o}} \quad (14)$$

dimana, $A_{i,i}$ dan $A_{i,o}$ adalah luas permukaan bagian dalam dan luar *tube* (m), k_t konduktivitas termal tube (W/m.K).

2.4.5. Perbedaan suhu rata-rata logaritmik (ΔT_{LM})

Untuk perbedaan suhu rata-rata logaritmik (ΔT_{LM}) ditentukan berdasarkan jenis aliran, dimana untuk aliran berlawanan dapat dihitung dengan persamaan (15) yang diperoleh dari [81].

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{h,o} - T_{c,i}) - (T_{h,i} - T_{c,o})}{\ln(T_{h,o} - T_{c,i} / T_{h,i} - T_{c,o})} \tag{15}$$

2.4.6. Efektivitas penukar kalor

Efektivitas penukar kalor merupakan sebuah perbandingan antara rasio perpindahan panas aktual (Q_{act}) terhadap laju perpindahan panas maximum (Q_{max}) dan dapat dinyatakan dalam persamaan (16) yang diperoleh dari [89]:

$$\varepsilon = Q_{act} / Q_{max} \tag{16}$$

Untuk menghitung laju perpindahan panas aktual dapat dinyatakan dalam persamaan (17) yang diperoleh dari [90]:

$$Q_{act} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \tag{17}$$

Untuk menghitung laju perpindahan panas maximum dapat dinyatakan dalam persamaan (18) yang diperoleh dari [91]:

$$Q_{max} = C_{min} (T_{h,i} - T_{h,o}) \tag{18}$$

dimana:

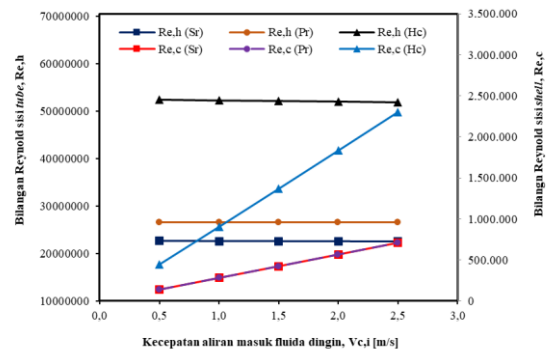
$$C_{min} = \text{Min}[\dot{m}_{eg} \times Cp_{eg} \text{ atau } \dot{m}_{ud} \times Cp_{ud}] \tag{19}$$

2. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Bilangan Reynold Penukar Kalor

Berdasarkan hasil analisis simulasi dengan lima variasi kecepatan aliran masuk fluida dingin ($V_{c,i}$) untuk ketiga model *tube* (*Serpentine* (Sr), *Helical Coil* (Hc) dan *Parallel* (Pr)), dimana seperti yang diilustrasikan pada gambar 2, memperlihatkan bahwa meningkatnya kecepatan aliran masuk fluida dingin dari ketiga model *tube* akan berpengaruh pada penurunan bilangan Reynold pada sisi fluida panas ($Re_{,h}$). Hal ini disebabkan oleh gradient suhu permukaan *tube* dan suhu fluida dingin pada sisi *shell* seperti yang diilustrasikan pada gambar 3 dan 4 menyatakan bahwa gradient suhu dari permukaan tube (T_s) dan fluida dingin ($T_s - T_o$) berbanding lurus dengan ($Re_{,h}$). Nilai maksimum ($Re_{,h}$) terdapat pada kecepatan aliran masuk fluida dingin 0.5 m/s dari ketiga model *tube* (Sr, Pr dan Hc) sebesar 22633537, 27901824 dan 52373763 sedangkan nilai minimum

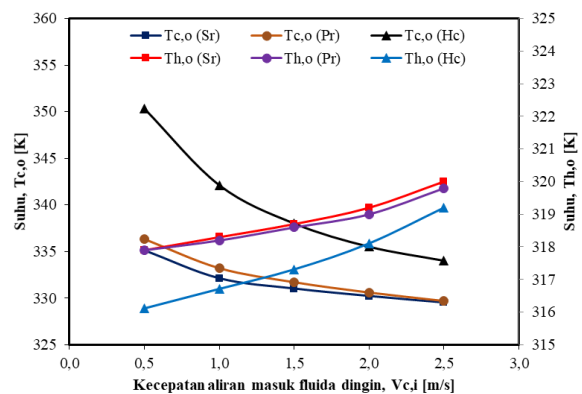
pada kecepatan aliran masuk fluida dingin 2.5 m/s sebesar 22488624, 27769350 dan 51906767 masing-masing.



Gambar 2. Perilaku kurva bilangan Reynold terhadap kecepatan aliran masuk fluida dingin

Sedangkan bilangan Reynold sisi fluida dingin ($Re_{,c}$) berbanding terbalik dengan gradient suhu (T_s) dan ($T_s - T_o$). Nilai maximum ($Re_{,c}$) terdapat pada kecepatan aliran masuk fluida dingin 2.5 m/s dari ketiga model tube (Sr, Pr dan Hc) sebesar 708488, 708506 dan 2298608 sedangkan nilai minimum pada kecepatan aliran masuk fluida dingin 0.5 m/s sebesar 140491, 140296 dan 446209 masing-masing.

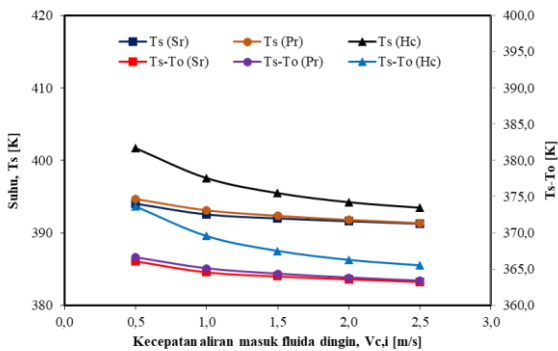
Gambar 3 mengilustrasikan perilaku kurva suhu fluida panas ($T_{h,o}$) dan fluida dingin ($T_{c,o}$), dimana $T_{h,o}$ cenderung meningkat seiring meningkatnya kecepatan aliran masuk fluida dingin seperti sebaliknya $T_{c,o}$ cenderung menurun. Suhu maksimum $T_{h,o}$ untuk ketiga model *tube* (Sr, Pr dan Hc) terdapat pada kecepatan aliran masuk fluida dingin 2.5 m/s sebesar 320, 319.8, 319.2 K sedangkan suhu minimum pada kecepatan aliran masuk fluida dingin 0.5 m/s sebesar 317.9, 317.9, 316.1 K masing-masing.



Gambar 3. Perilaku kurva suhu fluida panas dan fluida dingin terhadap kecepatan aliran masuk fluida dingin.

Sedangkan suhu maksimum $T_{c,o}$ didapat pada kecepatan aliran fluida masuk 0.5 m/s untuk ketiga model *tube* (Sr, Pr dan Hc) sebesar 335, 336.3 dan 350 K sedangkan suhu minimum pada kecepatan aliran masuk fluida dingin 2.5 m/s sebesar 329.5, 329.7, 334 K masing-masing.

Gambar 4 mengilustrasikan perilaku kurva suhu permukaan ketiga model *tube* (T_s) dan suhu lingkungan (fluida dingin sisi *shell*) (T_s-T_o), dimana kedua parameter tersebut berbanding lurus seiring meningkatnya kecepatan aliran masuk fluida dingin. Suhu maksimum T_s dari ketiga model (Sr, Pr dan Hc) terdapat pada kecepatan aliran masuk fluida dingin 0.5 m/s sebesar 394.1, 394.7 dan 401.7 K sedangkan suhu minimum terdapat pada kecepatan aliran masuk fluida dingin 2.5 m/s sebesar 391.3, 391.4 dan 393.5 K masing-masing.



Gambar 4. Perilaku kurva gradien suhu permukaan dari ketiga model *tube* dan suhu sekeliling terhadap kecepatan aliran masuk fluida dingin.

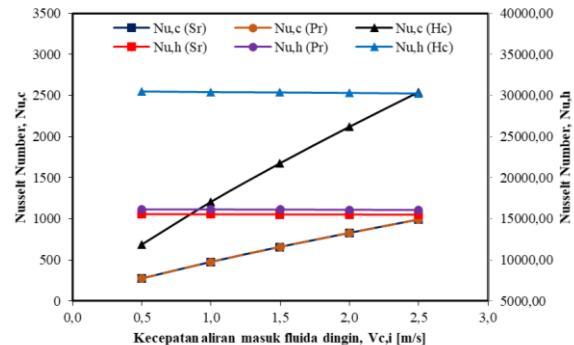
Sedangkan suhu maksimum (T_s-T_o) terdapat pada kecepatan aliran masuk fluida dingin 0.5 m/s dari ketiga model *tube* (Sr, Pr dan Hc) sebesar 366.1, 366.7 dan 373.7 K sedangkan suhu minimum pada kecepatan aliran masuk fluida dingin 2.5 m/s sebesar masing-masing 363.3, 363.4 dan 365.5 K.

3.2. Bilangan Nusselt Penukar Kalor (Nu)

Perilaku kurva bilangan Nusselt fluida panas ($Nu_{,h}$) untuk ketiga model *tube* (Sr, Pr dan Hc) mengalami penurunan seiring meningkatnya kecepatan aliran masuk fluida dingin. Sebaliknya bilangan Nusselt fluida dingin ($Nu_{,c}$) mengalami peningkatan seiring meningkatnya kecepatan aliran masuk fluida dingin. Nilai $Nu_{,h}$ maksimum diperoleh pada kecepatan aliran masuk fluida dingin 0.5 m/s dari ketiga model *tube* sebesar 15574.40, 15574.40 dan 30472.34 sedangkan nilai minimum pada kecepatan aliran masuk fluida dingin 2.5 m/s sebesar 15494.39, 16085.20 dan 30254.17 masing-masing.

Sedangkan nilai maksimum ($Nu_{,c}$) diperoleh dari kecepatan aliran masuk fluida dingin 2.5 m/s dari

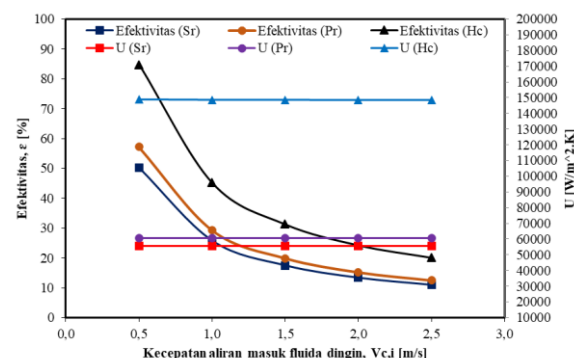
ketiga model *tube* (Sr, Pr dan Hc) sebesar 991.69, 991.70 dan 2542.28 sedangkan nilai minimum pada kecepatan aliran masuk fluida dingin sebesar 271.74, 271.43 dan 684.67 masing-masing.



Gambar 5. Perilaku kurva bilangan Nusselt sisi fluida panas dan fluida dingin terhadap kecepatan aliran masuk fluida dingin.

3.3. Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan dan Efektivitas

Berdasarkan ilustrasi perilaku kurva koefisien perpindahan panas keseluruhan dan efektivitas penukar kalor seperti pada gambar 6 menunjukkan bahwa kedua parameter tersebut berbanding lurus, dimana terjadi penurunan seiring meningkatnya kecepatan aliran masuk fluida dingin. Nilai maksimum koefisien perpindahan panas keseluruhan dan efektivitas terdapat pada kecepatan aliran masuk fluida dingin 0.5 m/s dari ketiga model *tube* (Sr, Pr dan Hc) sebesar 55690, 60683, 148875 $W/m^2.K$ dan 50.2, 57.1, 84.7% sedangkan nilai minimum pada kecepatan aliran masuk fluida dingin 2.5 m/s sebesar 55571, 60622, 148570 $W/m^2.K$ dan 10.9, 12.5, 20.1% masing-masing.



Gambar 6. Perilaku kurva koefisien perpindahan panas keseluruhan dan efektivitas terhadap kecepatan aliran masuk fluida dingin.

3. KESIMPULAN

Kajian penelitian simulasi yang telah dilakukan berdasarkan data eksperimen berbagai model *tube*

(serpentin, parallel dan helikal) penukar kalor, pada berbagai kecepatan udara sisi shell, disimpulkan sebagai berikut:

1. Semakin meningkat kecepatan udara sisi *shell*, maka semakin minimal efektivitas penukar kalor untuk ketiga model *tube*.
2. Efektivitas maksimal penukar kalor pada kecepatan udara 0,5 m/s untuk ketiga model *tube*.
3. Model *tube* helikal yang paling efektif sebesar 84.7%, sedangkan model *paralel* dan *serpentine tube* masing-masing sebesar 57.1% dan 50.2%.

DAFTAR NOTES

V_c	: Velocity of cold fluid (m/s)
V_h	: Velocity of hot fluid (m/s)
T_c	: Temperature of cold fluid (K)
T_h	: Temperature of hot fluid (K)
μ	: viscosity Dynamic (kg/m.s)
ρ	: Density (kg/m ³)
k	: Conductivity of terminal (W/m.K)
D_h	: hydraulic diameter (m)
A	: heat transfer area (m ²)
L	: Characteristic length (m)
Re	: Reynold Number
Pr	: Prandtl Number
Nu	: Nusselt Number
h_i	: Inlet convection coefficient (W/m ² .K)
h_o	: Outlet convection coefficient (W/m ² .K)
U	: overall heat transfer coefficient (W/m ² .K)
ΔT_{lm}	: Logarithmic mean temperature difference
Q_{aktual}	: Actual heat transfer rate
Q_{max}	: Maximum heat transfer rate
ε	: Heat exchanger effectiveness (%)

DAFTAR PUSTAKA

- [1] A. Mahmoudi, M. Fazli, and M. R. Morad, “A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 143, no. July, pp. 660–675, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.07.136.
- [2] T. E. Bimanatya and T. Widodo, “Fossil fuels consumption, carbon emissions, and economic growth in Indonesia,” *Int. J. Energy Econ. Policy*, vol. 8, no. 4, pp. 90–97, 2018.
- [3] E. Abokyi, P. Appiah-Konadu, F. Abokyi, and E. F. Oteng-Abayie, “Industrial growth and emissions of CO₂ in Ghana: The role of financial development and fossil fuel consumption,” *Energy Reports*, vol. 5, pp. 1339–1353, 2019, doi: 10.1016/j.egyr.2019.09.002.
- [4] Y. W. Huang, M. Q. Chen, and L. Jia, “Assessment on thermal behavior of municipal sewage sludge thin-layer during hot air forced convective drying,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 96, pp. 209–216, Mar. 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.11.090.
- [5] R. Moreira, F. Chenlo, J. Sineiro, S. Arufe, and S. Sexto, “Water Sorption Isotherms and Air Drying Kinetics of *Fucus vesiculosus* Brown Seaweed,” *J. Food Process. Preserv.*, vol. 41, no. 4, Aug. 2017, doi: 10.1111/jfpp.12997.
- [6] M. Stramarkou, S. Papadaki, K. Kyriakopoulou, and M. Krokida, “Effect of drying and extraction conditions on the recovery of bioactive compounds from *Chlorella vulgaris*,” *J. Appl. Phycol.*, vol. 29, no. 6, pp. 2947–2960, 2017, doi: 10.1007/s10811-017-1181-8.
- [7] E. Uribe *et al.*, “Effect of drying methods on bioactive compounds, nutritional, antioxidant, and antidiabetic potential of brown alga *Durvillaea antarctica*,” *Dry. Technol.*, vol. 38, no. 14, pp. 1915–1928, Oct. 2020, doi: 10.1080/07373937.2019.1679830.
- [8] M. H. Masud, A. A. Ananno, A. M. E. Arefin, R. Ahamed, P. Das, and M. U. H. Joardder, “Perspective of biomass energy conversion in Bangladesh,” *Clean Technologies and Environmental Policy*, vol. 21, no. 4. Springer Verlag, pp. 719–731, May 15, 2019. doi: 10.1007/s10098-019-01668-2.
- [9] I. B. Alit, I. G. B. Susana, and I. M. Mara, “Utilization of rice husk biomass in the conventional corn dryer based on the heat exchanger pipes diameter,” *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 22, Dec. 2020, doi: 10.1016/j.csite.2020.100764.
- [10] M. C. Ndukwu, M. Simo-Tagne, F. I. Abam, O. S. Onwuka, S. Prince, and L. Bennamoun, “Exergetic sustainability and economic analysis of hybrid solar-biomass dryer integrated with copper tubing as heat exchanger,” *Heliyon*, vol. 6, no. 2, Feb. 2020, doi: 10.1016/j.heliyon.2020.e03401.
- [11] H. Hassan and S. Abo-Elfadl, “Experimental study on the performance of double pass and two inlet ports solar air heater (SAH) at different configurations of the absorber plate,” *Renew. Energy*, vol. 116, pp. 728–740, Feb. 2018, doi: 10.1016/j.renene.2017.09.047.

- [12] N. Titahelu, C. S. E. Tupamahu, and S. J. E. Sarwuna, "Evaluasi Kinerja Pelat Kolektor Datar Dengan Berbagai Model Tube Kolektor Sebagai Pemanas Air Surya Aktif," *ALE Proceeding*, vol. 5, pp. 53–58, 2022, doi: 10.30598/ale.5.2022.53-58.
- [13] N. S. F. Syatauw, A. Simanjuntak, and N. Titahelu, "Analisis kinerja panel surya akibat pendinginan aktif," *Isometri*, vol. 2, no. 1, 2023.
- [14] W. M. Rumaherang, "Pengaruh rasio diameter terhadap parameter-parameter energi turbin arus laut horizontal," *Din. Tek. Mesin*, vol. 10, no. 1, p. 1, 2020, doi: 10.29303/dtm.v10i1.306.
- [15] W. M. Rumaherang, B. Laconawa, N. Titahelu, and J. Louhenapessy, "Kajian Perbandingan Performance Energi Turbin Angin Model Ducted Dengan Un-Ducted," *J. Tek. Mesin, Elektro, Inform. Kelaut. dan Sains*, vol. 2, no. 1, pp. 56–64, 2022, doi: 10.30598/metiks.2022.2.1.56-64.
- [16] P. Wan, L. Gong, and Z. Bai, "Thermodynamic analysis of a geothermal-solar flash-binary hybrid power generation system," in *Energy Procedia*, Elsevier Ltd, 2019, pp. 3–8. doi: 10.1016/j.egypro.2019.01.023.
- [17] M. Sandali, A. Boubekri, D. Mennouche, and N. Gherraf, "Improvement of a direct solar dryer performance using a geothermal water heat exchanger as supplementary energetic supply. An experimental investigation and simulation study," *Renew. Energy*, vol. 135, pp. 186–196, May 2019, doi: 10.1016/j.renene.2018.11.086.
- [18] Y. Yao, J. H. Xu, and D. Q. Sun, "Untangling global levelised cost of electricity based on multi-factor learning curve for renewable energy: Wind, solar, geothermal, hydropower and bioenergy," *J. Clean. Prod.*, vol. 285, Feb. 2021, doi: 10.1016/j.jclepro.2020.124827.
- [19] R. Loni, G. Najafi, E. Bellos, F. Rajaei, Z. Said, and M. Mazlan, "A review of industrial waste heat recovery system for power generation with Organic Rankine Cycle: Recent challenges and future outlook," *J. Clean. Prod.*, vol. 287, p. 125070, 2021, doi: 10.1016/j.jclepro.2020.125070.
- [20] G. V. Ochoa, J. P. Rojas, and J. D. Forero, "Advance Exergo-economic analysis of a waste heat recovery system using ORC for a bottoming natural gas engine," *Energies*, vol. 13, no. 1, 2020, doi: 10.3390/en13010267.
- [21] C. Wang, Q. Li, C. Wang, Y. Zhang, and W. Zhuge, "Thermodynamic analysis of a hydrogen fuel cell waste heat recovery system based on a zeotropic organic Rankine cycle," *Energy*, vol. 232, p. 121038, 2021, doi: 10.1016/j.energy.2021.121038.
- [22] O. Arsenyeva, J. J. Klemeš, P. Kapustenko, O. Fedorenko, S. Kusakov, and D. Kobylnik, "Plate heat exchanger design for the utilisation of waste heat from exhaust gases of drying process," *Energy*, vol. 233, Oct. 2021, doi: 10.1016/j.energy.2021.121186.
- [23] O. Chibuike, D. N. Olisaemeka Chukwudozie, D. N. Nnaemeka Reginald, D. O. Chukwunenye Anthony, D. I. Onyechege Johnson, and P. E. Enyioma Anyanwu, "ENERGY CONSUMPTION OF YAM SLICE DRYING IN AN EXHAUST GAS WASTE HEAT RECOVERY HOT AIR TRAY DRYER," *Sci. Res. J.*, vol. 9, no. 8, pp. 1–7, Aug. 2021, doi: 10.31364/scirj/v9.i08.2021.p0821872.
- [24] A. Akbari, S. Kouravand, and G. Chegini, "Experimental analysis of a rotary heat exchanger for waste heat recovery from the exhaust gas of dryer," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 138, pp. 668–674, Jun. 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.04.103.
- [25] M. Aktaş, L. Taşeri, S. Şevik, M. Gülcü, G. Uysal Seçkin, and E. C. Dolgun, "Heat pump drying of grape pomace: Performance and product quality analysis," *Dry. Technol.*, vol. 37, no. 14, pp. 1766–1779, 2019, doi: 10.1080/07373937.2018.1536983.
- [26] A. E. Arefin, M. H. Masud, M. U. H. Joardder, and M. Mourshed, "Waste heat recovery systems for internal combustion engines: A review," *Int. Conf. Mech. Eng. Appl. Sci.*, no. February, pp. 3–5, 2017.
- [27] M. Masud *et al.*, "Feasibility of utilizing waste heat in drying of plant-based food materials Renewable Energy View project Intermittent Microwave convective drying View project Feasibility of utilizing waste heat in drying of plant-based food materials," *Int. Conf. Mech. Ind. Mater. Eng.*, vol. 2017, 2017, [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/325>

- 321933
- [28] J. D. Abraham, A. S. Dhoble, and C. K. Mangrulkar, “Numerical analysis for thermo-hydraulic performance of staggered cross flow tube bank with longitudinal tapered fins,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 118, Nov. 2020, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104905.
- [29] M. S. Khan and A. Singhai, “THERMAL ANALYSIS OF CORRUGATED PLATE HEAT EXCHANGER BY USING ANSYS SOFTWARE THROUGH FEA METHOD,” pp. 2200–2210, 2019.
- [30] F. J. Gómez-de la Cruz, J. M. Palomar-Carnicero, Q. Hernández-Escobedo, and F. Cruz-Peragón, “Determination of the drying rate and effective diffusivity coefficients during convective drying of two-phase olive mill waste at rotary dryers drying conditions for their application,” *Renew. Energy*, vol. 153, pp. 900–910, Jun. 2020, doi: 10.1016/j.renene.2020.02.062.
- [31] H. Jouhara, N. Khordehgah, S. Almahmoud, B. Delpech, A. Chauhan, and S. A. Tassou, “Waste heat recovery technologies and applications,” *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 6. Elsevier Ltd, pp. 268–289, Jun. 01, 2018. doi: 10.1016/j.tsep.2018.04.017.
- [32] C. Wang, Z. Cui, H. Yu, K. Chen, and J. Wang, “Intelligent optimization design of shell and helically coiled tube heat exchanger based on genetic algorithm,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 159, Oct. 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120140.
- [33] N. Titahelu, J. Latuny, C. S. E. Tupamahu, and S. J. E. Sarwuna, “Pitch ratio effect on the effectiveness of condenser for essential oil distillation,” *J. Energy, Mech. Mater. Manuf. Eng.*, vol. 6, no. 2, pp. 145–154, 2021.
- [34] G. Kumar, Gagandeep, A. Kumar, N. A. Ansari, and M. Zunaid, “Comparative numerical study of flow characteristics in shell & helical coil heat exchangers with hybrid models,” in *Materials Today: Proceedings*, Elsevier Ltd, 2021, pp. 10831–10836. doi: 10.1016/j.matpr.2021.01.775.
- [35] A. D. Tuncer, A. Sözen, A. Khanlari, E. Y. Gürbüz, and H. İ. Variyenli, “Analysis of thermal performance of an improved shell and helically coiled heat exchanger,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 184, Feb. 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116272.
- [36] N. Titahelu, D. S. Pelupessy, and A. F. Rumagutawan, “Meningkatkan efektivitas kondensor vertikal pipa helikal koil untuk destilasi minyak atsiri sereh,” *J. Rekayasa Mesin*, vol. 14, no. 1, pp. 235–249, 2023, doi: 10.21776/jrm.v14i1.1219.
- [37] B. Delpech, B. Axcell, and H. Jouhara, “Experimental investigation of a radiative heat pipe for waste heat recovery in a ceramics kiln,” *Energy*, vol. 170, pp. 636–651, Mar. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2018.12.133.
- [38] M. Parsazadeh and X. Duan, “Numerical study on the effects of fins and nanoparticles in a shell and tube phase change thermal energy storage unit,” *Appl. Energy*, vol. 216, no. October, pp. 142–156, 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.02.052.
- [39] T. W. Lim and Y. S. Choi, “Thermal design and performance evaluation of a shell-and-tube heat exchanger using LNG cold energy in LNG fuelled ship,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 171, May 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115120.
- [40] R. Said, N. Titahelu, and R. Ufie, “Analisis laju aliran massa fluida dingin terhadap efektivitas penukar kalor shell and tube destilasi minyak atsiri cengkeh (*Syzygium aromaticum*),” in *Archipelago Engineering (ALE)*, 2021, pp. 140–145.
- [41] M. H. Masud, T. Islam, M. U. H. Joardder, A. A. Ananno, and P. Dabnichki, “CFD analysis of a tube-in-tube heat exchanger to recover waste heat for food drying,” *International Journal of Energy and Water Resources*, vol. 3, no. 3, pp. 169–186, 2019. doi: 10.1007/s42108-019-00032-w.
- [42] M. M. Ellaban, M. A. Abdelrahman, M. R. Salem, M. A. Moawed, and K. M. Elshazly, “Study of Convective Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics inside Shell and Semi-Circular Tubes Heat Exchanger,” *J. Homepage.WWW.Feng.bu.edu*, vol. 1, no. 39, pp. 39–45, 2019, [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/333203810>
- [43] I. E. L. Ghandouri, A. El Maakoul, M. Meziane, N. Choab, Y. Nairn, and S. Saadeddine, “Numerical study of shell and tube heat exchangers with different baffle

- cuts,” in *Proceedings of 2018 6th International Renewable and Sustainable Energy Conference, IRSEC 2018*, Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., Jul. 2018. doi: 10.1109/IRSEC.2018.8702876.
- [44] X. L. Tian, H. Jin, K. W. Song, L. C. Wang, S. Liu, and L. B. Wang, “Effects of fin pitch and tube diameter on the air-side performance of tube bank fin heat exchanger with the fins punched plane and curved rectangular vortex generators,” *Exp. Heat Transf.*, vol. 31, no. 4, pp. 297–316, Jul. 2018, doi: 10.1080/08916152.2017.1410503.
- [45] T. A. Tahseen, M. Ishak, and M. M. Rahman, “An overview on thermal and fluid flow characteristics in a plain plate finned and unfinned tube banks heat exchanger,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 43. Elsevier Ltd, pp. 363–380, 2015. doi: 10.1016/j.rser.2014.10.070.
- [46] J. Xu, J. Li, Y. Ding, Q. Fu, M. Cheng, and Q. Liao, “Numerical simulation of the flow and heat-transfer characteristics of an aligned external three-dimensional rectangular-finned tube bank,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 145, pp. 110–122, Dec. 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.09.022.
- [47] M. J. Ashraf, H. M. Ali, H. Usman, and A. Arshad, “Experimental passive electronics cooling: Parametric investigation of pin-fin geometries and efficient phase change materials,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 115, pp. 251–263, Dec. 2017, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.07.114.
- [48] L. Chai and S. A. Tassou, “A review of airside heat transfer augmentation with vortex generators on heat transfer surface,” *Energies*, vol. 11, no. 10. MDPI AG, Oct. 01, 2018. doi: 10.3390/en11102737.
- [49] S. Bhattacharyya, A. C. Benim, M. Pathak, S. Chamoli, and A. Gupta, “Thermohydraulic characteristics of inline and staggered angular cut baffle inserts in the turbulent flow regime,” *J. Therm. Anal. Calorim.*, vol. 140, no. 3, pp. 1519–1536, May 2020, doi: 10.1007/s10973-019-09094-8.
- [50] A. M. González, M. Vaz, and P. S. B. Zdanski, “A hybrid numerical-experimental analysis of heat transfer by forced convection in plate-finned heat exchangers,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 148, pp. 363–370, Feb. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.11.068.
- [51] C. K. Mangrulkar, A. S. Dhoble, J. D. Abraham, and S. Chamoli, “Experimental and numerical investigations for effect of longitudinal splitter plate configuration for thermal-hydraulic performance of staggered tube bank,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 161, Nov. 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120280.
- [52] N. Galanis, E. Cayer, P. Roy, E. S. Denis, and M. Désilets, “Electricity generation from low temperature sources,” *J. Appl. Fluid Mech.*, vol. 2, no. 2, pp. 55–67, 2009, doi: 10.36884/jafm.2.02.11870.
- [53] L. Miró, J. Gasia, and L. F. Cabeza, “Thermal energy storage (TES) for industrial waste heat (IWH) recovery: A review,” *Appl. Energy*, vol. 179, pp. 284–301, 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.06.147.
- [54] M. Wahlroos, M. Pärssinen, J. Manner, and S. Syri, “Utilizing data center waste heat in district heating – Impacts on energy efficiency and prospects for low-temperature district heating networks,” *Energy*, vol. 140, pp. 1228–1238, 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.08.078.
- [55] M. Papapetrou, G. Kosmadakis, A. Cipollina, U. La Commare, and G. Micale, “Industrial waste heat: Estimation of the technically available resource in the EU per industrial sector, temperature level and country,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 138, pp. 207–216, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.04.043.
- [56] Z. Su *et al.*, “Opportunities and strategies for multigrade waste heat utilization in various industries: A recent review,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 229, no. January, p. 113769, 2021, doi: 10.1016/j.enconman.2020.113769.
- [57] M. H. Masud, A. A. Ananno, N. Ahmed, P. Dabnichki, and K. N. Salehin, “Experimental investigation of a novel waste heat based food drying system,” *J. Food Eng.*, vol. 281, Sep. 2020, doi: 10.1016/j.jfoodeng.2020.110002.
- [58] E. Tian, Y. L. He, and W. Q. Tao, “Research on a new type waste heat recovery gravity heat pipe exchanger,” *Appl. Energy*, vol. 188, pp. 586–594, 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.12.029.
- [59] Y. Qin, H. Fu, J. Wang, M. Liu, and J. Yan, “Waste heat and water recovery characteristics of heat exchangers for dryer exhaust,” *Dry. Technol.*, vol. 36, no. 6, pp.

- 709–722, Apr. 2018, doi: 10.1080/07373937.2017.1351451.
- [60] Z. Cheng, Z. Tan, Z. Guo, J. Yang, and Q. Wang, “Technologies and fundamentals of waste heat recovery from high-temperature solid granular materials,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 179. Elsevier Ltd, Oct. 01, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115703.
- [61] H. Gürbüz and D. Ateş, “A numerical Study on Processes of Charge and Discharge of Latent Heat Energy Storage System Using RT27 Paraffin Wax for Exhaust Waste Heat Recovery in a SI Engine,” *Int. J. Automot. Sci. Technol.*, vol. 4, pp. 314–327, 2020, doi: 10.30939/ijastech..800856.
- [62] A. Baroutaji *et al.*, “Advancements and prospects of thermal management and waste heat recovery of PEMFC,” *Int. J. Thermofluids*, vol. 9, p. 100064, 2021, doi: 10.1016/j.ijft.2021.100064.
- [63] H. Ma *et al.*, “Assessment of the optimum operation conditions on a heat pipe heat exchanger for waste heat recovery in steel industry,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 79, no. March, pp. 50–60, 2017, doi: 10.1016/j.rser.2017.04.122.
- [64] B. K. Roomi, “Experimental and theoretical study of waste heat recovery from a refrigeration system using a finned helical coil heat exchanger,” no. February, 2020, doi: 10.1002/htj.21788.
- [65] A. A. Ayare and S. D. Anjarlekar, “Experimental Study on Helical Coil Heat Exchanger,” vol. 7, no. 5, pp. 56–59, 2017.
- [66] R. Kong, A. Asanakham, T. Deethayat, and T. Kiatsiriroat, “Heat transfer characteristics of deionized water-based graphene nanofluids in helical coiled heat exchanger for waste heat recovery of combustion stack gas,” 2018.
- [67] R. Kong, T. Deethayat, A. Asanakham, and T. Kiatsiriroat, “Heat transfer phenomena on waste heat recovery of combustion stack gas with deionized water in helical coiled heat exchanger,” *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 12, pp. 213–222, Sep. 2018, doi: 10.1016/j.csite.2018.04.010.
- [68] R. Kong, T. Deethayat, and A. Asanakham, “Thermal Characteristics of Helical Coiled Heat Exchanger with Graphene-Deionized Water on Waste Heat Recovery of Combustion Stack Gas,” vol. 18, pp. 50–67, 2019.
- [69] P. Coronel and K. P. Sandeep, “Heat transfer coefficient in helical heat exchangers under turbulent flow conditions,” *Int. J. Food Eng.*, vol. 4, no. 1, 2008, doi: 10.2202/1556-3758.1209.
- [70] N. D. Shirgire¹ and P. Vishwanath Kumar, “Review on Comparative Study between Helical Coil and Straight Tube Heat Exchanger,” *IOSR J. Mech. Civ. Eng. (IOSR-JMCE)*, vol. 8, no. 2, pp. 55–59, 2013, [Online]. Available: www.iosrjournals.org
- [71] D. G. Prabhanjan, G. S. V Ragbavan, T. J. Kennic, J. P. Hartnett, and W. J. Minkowycz, “COMPARISON OF HEAT TRANSFER RATES BETWEEN A STRAIGHT TUBE HEAT EXCHANGER AND A HELICALLY COILED HEAT EXCHANGER.”
- [72] S. R. Gurav, “Parametric Comparison of Heat Transfer in Helical and Straight Tube-In-Tube Heat Exchanger,” 2013. [Online]. Available: www.ijsr.net
- [73] R. N. Xu, F. Luo, and P. X. Jiang, “Experimental research on the turbulent convection heat transfer of supercritical pressure CO₂ in a serpentine vertical mini tube,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 91, pp. 552–561, 2015, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.08.001.
- [74] H. Mirgolbabaie, “Numerical investigation of vertical helically coiled tube heat exchangers thermal performance,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 136, pp. 252–259, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.02.061.
- [75] X. Cui, J. Guo, X. Huai, H. Zhang, K. Cheng, and J. Zhou, “Numerical investigations on serpentine channel for supercritical CO₂ recuperator,” *Energy*, vol. 172, pp. 517–530, Apr. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.01.148.
- [76] S. A. Nada, R. Khater, and M. A. Mahmoud, “Thermal characteristics enhancement of helical cooling-dehumidifying coils using strips fins,” *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 16, May 2020, doi: 10.1016/j.tsep.2020.100482.
- [77] N. Titahelu, “Perpindahan kalor konveksi natural dari silinder horisontal isothermal set dalam saluran vertikal,” *J. Tek. Mesin, Elektro, Inform. Kelaut. dan Sains*, vol. 1, no. 1, pp. 30–38, 2021, doi:

- 10.30598/metiks.2021.1.1.30-38.
- [78] M. S. SADEGHIPOUR and M. ASHEGHI, “Free convection heat transfer from arrays of vertically separated horizontal cylinders at low Rayleigh numbers,” *Internatonal J. Heat Mass Transf.*, vol. 37, pp. 103–109, 1994.
- [79] S. R. Yan *et al.*, “A critique of effectiveness concept for heat exchangers; theoretical-experimental study,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 159, Oct. 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120160.
- [80] S. A. Nada, H. F. Elattar, A. Fouda, and H. A. Refaey, “Numerical investigation of heat transfer in annulus laminar flow of multi tubes-in-tube helical coil,” *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 54, no. 3, pp. 715–726, Mar. 2018, doi: 10.1007/s00231-017-2163-8.
- [81] D. Mondal, M. O. Ikram, M. F. Rabbi, and M. N. A. Moral, “Experimental Investigation and Comparison of Bend Tube Parallel & Counter Flow and Cross Flow Water to Air Heat Exchanger,” *Int. J. Sci. Eng. Res.*, vol. 5, no. 7, pp. 686–695, 2014.
- [82] S. Rostami, A. S. A. Hamid, K. Sopian, H. Jarimi, A. Bassim, and A. Ibrahim, “Heat Transfer Analysis of the Flat Plate Solar Thermal Collectors with Elliptical and Circular Serpentine Tubes,” *Appl. Sci.*, vol. 12, no. 9, 2022, doi: 10.3390/app12094519.
- [83] Ł. Amanowicz and J. Wojtkowiak, “Approximated flow characteristics of multi-pipe earth-to-air heat exchangers for thermal analysis under variable airflow conditions,” *Renew. Energy*, vol. 158, pp. 585–597, 2020, doi: 10.1016/j.renene.2020.05.125.
- [84] N. H. Abu-Hamdeh, R. A. R. Bantan, and I. Tlili, “Analysis of the thermal and hydraulic performance of the sector-by-sector helically coiled tube heat exchangers as a new type of heat exchangers,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 150, Apr. 2020, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2019.106229.
- [85] A. Banasode, S. Valmiki, and V. S. Desai, “Design and Analysis of Bagasse Dryer to Recover Energy of Water Tube Boiler in a Sugar Factory,” *Int. J. Innov. Technol. Res.*, vol. 5, no. 4, pp. 6645–6652, 2017.
- [86] A. Alimoradi and F. Veysi, “Prediction of heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers using numerical method and experimental validation,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 107, pp. 196–208, Sep. 2016, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2016.04.010.
- [87] J. Fernández-Seara, C. Piñeiro-Pontevedra, and J. A. Dopazo, “On the performance of a vertical helical coil heat exchanger. Numerical model and experimental validation,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 62, no. 2, pp. 680–689, 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.09.054.
- [88] M. Attalla and H. M. Maghrabie, “Investigation of effectiveness and pumping power of plate heat exchanger with rough surface,” *Chem. Eng. Sci.*, vol. 211, Jan. 2020, doi: 10.1016/j.ces.2019.115277.
- [89] M. S. Mahdi, H. B. Mahood, A. A. Khadom, A. N. Campbell, M. Hasan, and A. O. Sharif, “Experimental investigation of the thermal performance of a helical coil latent heat thermal energy storage for solar energy applications,” *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 10, pp. 287–298, May 2019, doi: 10.1016/j.tsep.2019.02.010.
- [90] A. S. Rao, S. Sujeesh, A. Sanyal, P. K. Tewari, and L. M. Gantayet, “Effect of agitation speed and fluid velocity on heat transfer performance in agitated Bunsen reactor of iodine-sulphur thermo-chemical cycle,” *Int. J. Nucl. Hydrog. Prod. Appl.*, vol. 3, no. 1, p. 65, 2016, doi: 10.1504/ijnhpa.2016.078425.
- [91] R. Ramesh, S. N. Murugesan, C. Narendran, and R. Saravanan, “Experimental investigations on shell and helical coil solution heat exchanger in NH₃-H₂O vapour absorption refrigeration system (VAR),” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 87, pp. 6–13, Oct. 2017, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.06.010.