

## Analisis Perbandingan Jenis Material pada Penukar Kalor Plat Datar Aliran Silang untuk Proses Pengeringan Kayu

Abeth Novria Sonjaya<sup>1,\*</sup>, Marhaenanto<sup>2</sup>, Mokhamad Eka Faiq Parmono dan La ode M. Firman<sup>3</sup>

<sup>1,2</sup>) Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Universitas Jayabaya

<sup>3</sup>) Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Universitas Pancasila

\*) *Corresponding author*: abethw21@gmail.com

(Received: 18 Oct 2021 • Revised: 21 Nov 2021 • Accepted: 27 Nov 2021)

### Abstract

*The processed wood industry urgently needs a dryer to improve the quality of its production. One of the important components in a dryer is a heat exchanger. To support a durable heat transfer process, a superior material is needed. The aim of the study was to compare the cross-flow flat plate heat exchanger material to be used on wood dryers and analyze heat transfer simulations on cross-flow flat plate heat exchangers using Computational Fluid Dynamic. The results showed that there were variations in the temperature out of dry air and gas on flat plate heat exchangers and copper materials had better heat delivery by achieving dry air and gas exit temperatures in flat plate type heat exchangers of cross flow respectively 43.57 °C and 216.95 °C. The overall heat transfer coefficient value and the heat exchanger effectiveness value of the heat transfer characteristics that occur with cross-flow flat plate type heat exchangers in copper materials are 251.75 W/K and 0.25.*

**Keywords:** *flat plate heat exchanger, heat transfer coefficient overall, effectiveness*

### Abstrak

Industri kayu olahan sangat memerlukan mesin pengering untuk meningkatkan kualitas produksinya. Salah satu komponen penting dalam mesin pengering salah satunya alat penukar kalor. Untuk mendukung proses perpindahan panas yang tahan lama, diperlukan material yang unggul. Tujuan penelitian ini adalah membandingkan material penukar kalor plat datar aliran silang yang akan digunakan pada pengering kayu serta menganalisis simulasi perpindahan panas pada alat penukar kalor pelat datar aliran silang menggunakan Computational Fluid Dynamic. Hasil penelitian menunjukkan bahwa terjadi variasi suhu keluar udara kering dan gas pada *flat plate heat exchanger* dan material tembaga memiliki penghantar panas yang lebih baik dengan mencapai suhu keluar udara kering dan gas pada alat penukar kalor tipe plat datar aliran silang berturut turut 43,57 °C dan 216,95 °C. Nilai *heat transfer coefficient* keseluruhan dan nilai efektifitas penukar kalor dari karakteristik perpindahan panas yang terjadi dengan alat penukar kalor tipe plat datar aliran silang pada material tembaga adalah 251,75 W/K dan 0,25.

**Keywords:** *Flat Plate Heat Exchanger, Overall Heat Transfer Coefficient Value, Effectiveness Value*

## PENDAHULUAN

Perpindahan panas memiliki peran yang signifikan karena kebutuhan energi yang terus meningkat dan hampir setiap aspek industri membutuhkan perpindahan panas. Penukar panas dapat diaplikasikan dalam sektor industri domestik secara luas. Banyak jenis penukar panas yang telah dikembangkan untuk digunakan di pembangkit listrik tenaga uap, pabrik pengolahan kimia, membangun sistem panas, dan pendingin udara, sistem tenaga transportasi, dan unit pendingin [1]. Pengeringan kayu diperlukan untuk menurunkan kadar air kayu sampai mencapai kadar air lingkungan tertentu atau kadar air yang sesuai dengan kondisi udara dimana kayu tersebut ditempatkan [2].

Proses pengeringan kayu pada umumnya menggunakan kipas (*fan*) atau *blower* untuk mengalirkan udara luar masuk ke talang udara (*duct*), dan udara di dalam *duct* akan melewati alat penukar kalor. Selanjutnya, udara panas ini diumpankan ke ruang pengeringan kayu. Jika udara di dalam ruangan sudah jenuh maka udara dibuang ke luar ruang pengering melalui ventilasi berupa jendela yang dapat dibuka tutup secara manual. Seiring berlangsungnya teknologi pengeringan kayu pada industri, saat ini banyak digunakan alat penukar kalor *tube-in-tube counter-cross flow*. Untuk meningkatkan performansi proses pengeringan kayu, maka pada penelitian ini menggunakan alat penukar kalor tipe plat datar aliran silang dengan optimasi jumlah laluan kedua fluida agar diperoleh efisiensi perpindahan panas yang maksimal. Kinerja penukar kalor tipe plat datar, dipengaruhi oleh jarak antar plat dan jumlah laluan kedua fluida pada alat penukar kalor tipe plat datar aliran silang. Semakin rapat jarak antar plat maka efektifitas penukar kalor akan meningkat. Namun dengan makin rapat jarak antar plat, akan terjadi penurunan tekanan yang besar, sehingga ada jarak antar plat tertentu yang digunakan untuk mendapatkan kinerja penukar kalor yang optimum.

Pengaruh konveksi alami telah dipelajari secara eksperimental yang dilakukan oleh Al-Arabi *et al*, pada geometri pelat datar yang berbeda, yang menunjukkan bahwa geometri tersebut tidak berpengaruh terhadap laju perpindahan panas lokal di daerah turbulen jika pelat tersebut berukuran sangat besar [3]. Studi eksperimental serupa pada konveksi alami telah dilakukan oleh Martorell *et al*, untuk pelat tembaga dan baja, yang menyimpulkan bahwa tidak ada ketergantungan yang signifikan dari bilangan Nusselt ( $Nu$ ) sehubungan dengan rasio aspek pelat [4]. Ibrahim, A. A. *et al*, menyelidiki efek termal pelat tipis horizontal terhadap udara sekitarnya dalam hal bahan yang berbeda seperti aluminium, baja tahan karat, dan besi cor [5].

Untuk mendukung proses perpindahan panas yang tahan lama, diperlukan material yang unggul. Jika material yang dipilih kurang sesuai, maka akan berdampak pada laju produksi akibat kegagalan peralatan. Oleh karena itu, harus dipahami detail dari seluruh aspek peralatan, seperti bahan yang paling cocok untuk perakitan, serta perawatan dan pengoperasian perpindahan panas untuk mencegah kegagalan peralatan dan korosi pada *flute plat* [1]. Tujuan penelitian ini adalah membandingkan material penukar kalor plat datar aliran silang yang akan digunakan pada pengering kayu serta menganalisis simulasi perpindahan panas pada alat penukar kalor pelat datar aliran silang menggunakan *Computational Fluid Dynamic* (CFD).

## METODE PENELITIAN

### Tahapan Penelitian

Dalam penelitian ini, ada tiga langkah simulasi menggunakan CFD, yaitu [2]:

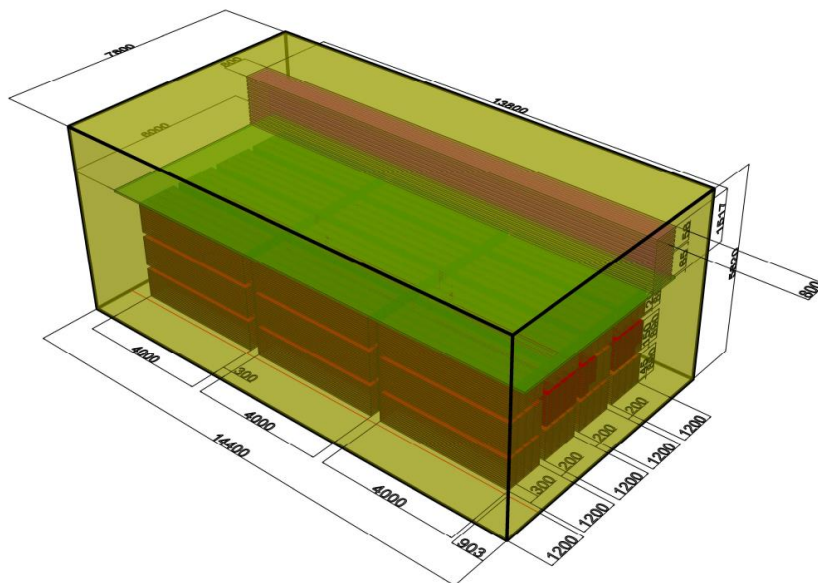
1. Pra-pemrosesan. Langkah pertama adalah membuat model di *Computer Aided Design*, membuat *mesh* yang tepat, dan selanjutnya menerapkan batas-batas dan sifat-sifat fluida.
2. Pemecahan masalah adalah langkah untuk menggunakan Solvers (Program untuk menemukan solusi) dari CFD untuk menghitung kondisi saat pra-pengolahan sedang dilakukan.

3. Proses lanjutan adalah langkah terakhir dalam analisis CFD. Tahap ini adalah pengorganisasian dan interpretasi dari data yang berasal dari simulasi CFD, yang berupa gambar, kurva, animasi, dan sebagainya.

### Model Komputasi

Model komputasi penukar kalor ditunjukkan pada Gambar 1, dan disimulasikan dengan 4 (empat) siklus. Untuk menyederhanakan simulasi numerik, dibuat asumsi sebagai berikut [3]:

1. Fluida memiliki sifat termal yang konstan;
2. Konveksi yang terjadi secara paksa dan densitas fluida dihitung;
3. Pertukaran panas terdistribusi dengan baik, oleh karena itu kehilangan panas ke lingkungan sama sekali diabaikan; Kebocoran aliran fluida diabaikan;
4. Aliran fluida dan proses pertukaran panas merupakan aliran laminar dalam keadaan tunak.



Gambar 1. Alat penukar kalor plat datar aliran silang pada *drying chamber* memuat kayu dengan dimensi sebenarnya secara perspektif

Data desain alat penukar kalor plat datar aliran silang adalah sebagai berikut:

$$\dot{m}_{\text{air}} = 0,8 \text{ kg/s}; T_{\text{air-in}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}; \dot{m}_{\text{gas}} = 0,6 \text{ kg/s [6]}; T_{\text{gas-in}} = 220 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

#### Sisi Udara

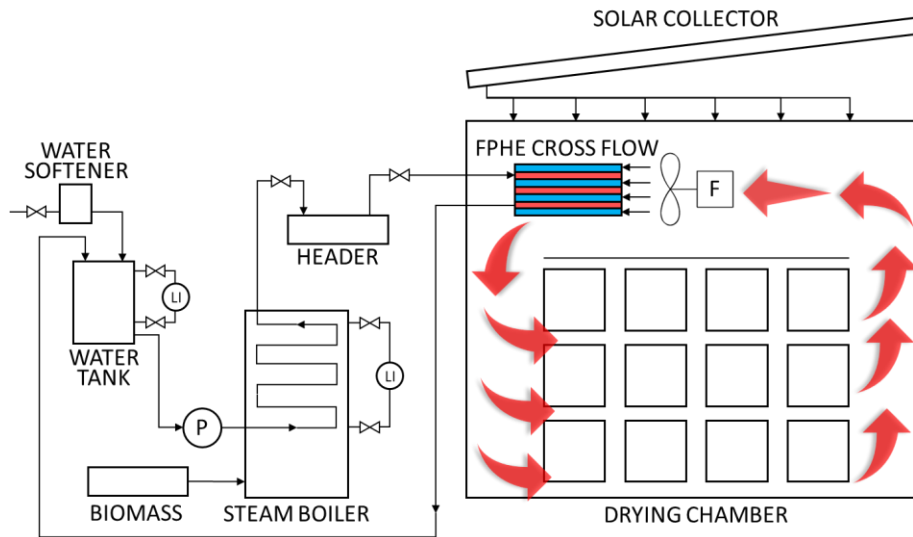
Panjang saluran udara	$L_a$	= 13800	mm
lebar plat yang dilalui fluida udara	$c$	= 65	mm
Keliling-basah di sisi udara $2L_a + 2c =$	$P_{\text{air}}$	= 27730	mm
Luas penampang laluan udara (per laluan) $L_a \times c =$	$A_{\text{air}}$	= 897000	mm <sup>2</sup>
Garis tengah hidrolis saluran/ talang ( <i>duct</i> ) udara	$D_{\text{H-air}}$	= 129,391	mm
Jumlah laluan udara	$n_{\text{air}}$	= 15	laluan

#### Sisi Gas

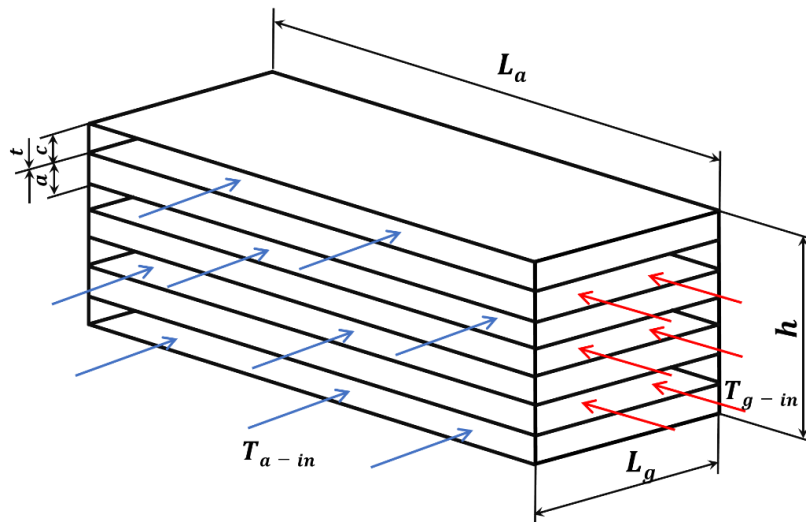
Panjang saluran gas	$L_{\text{gas}}$	= 800	mm
lebar plat yang dilalui fluida gas	$a$	= 21	mm
Keliling-basah di sisi udara $2L_g + 2a =$	$P_{\text{gas}}$	= 1712	mm

Luas penampang laluan udara (per laluan) $L_g \times a =$	$A_{\text{gas}} = 44800 \text{ mm}^2$
Garis tengah hidrolik saluran/ talang (duct) udara	$D_{\text{H-gas}} = 104,673 \text{ mm}$
Jumlah laluan gas	$n_{\text{gas}} = 14 \text{ laluan}$

Skema proses pengeringan kayu dengan sumber panas dari steam boiler dan dimensi alat penukar kalor plat datar aliran silang pada *drying chamber* dapat dilihat dalam Gambar 2 dan Gambar 3.

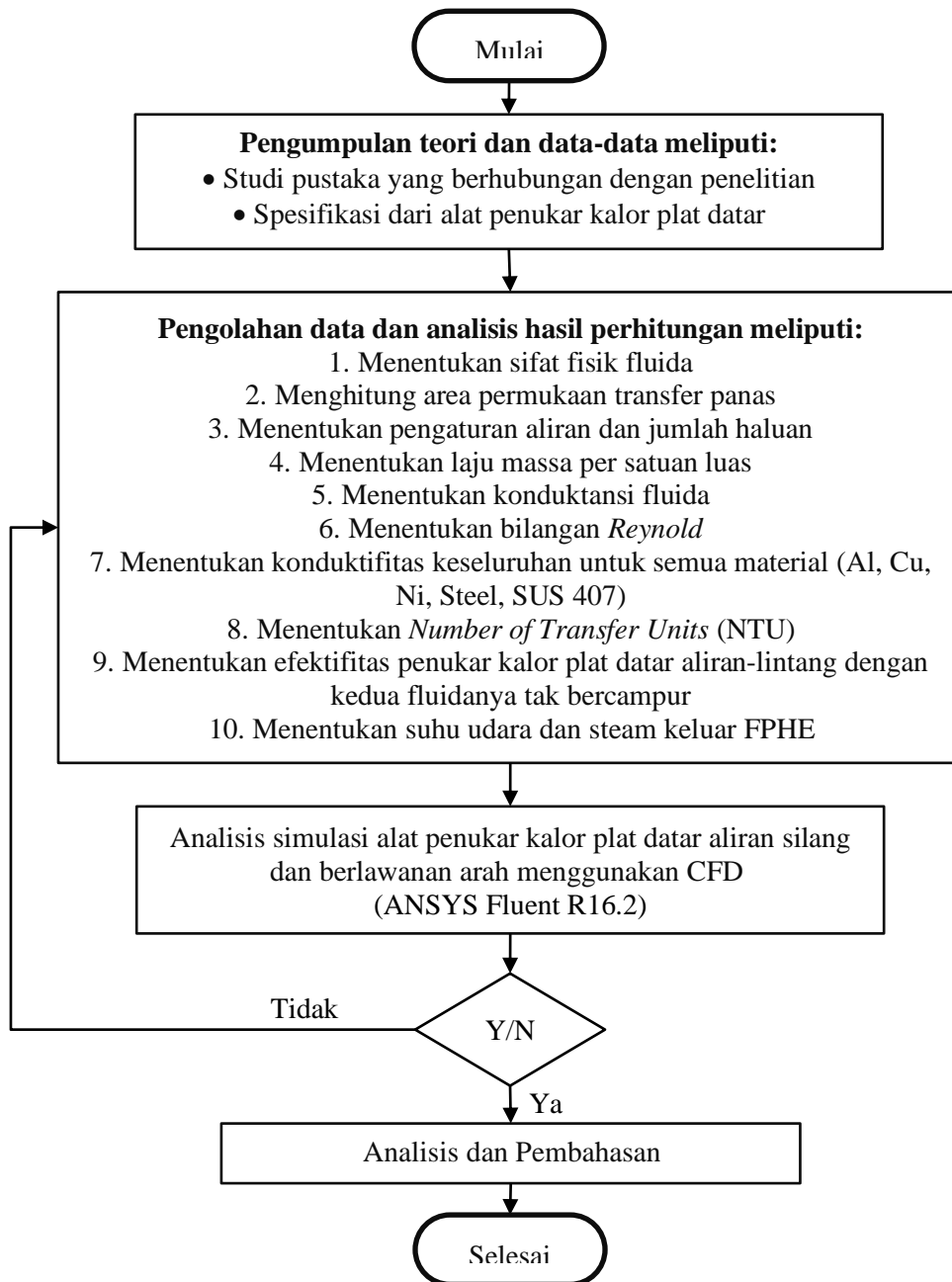


Gambar 2. Skema *flat plate heat exchanger crossflow* untuk pengeringan kayu dengan sumber panas dari *steam boiler* dan *solar collector*



Gambar 3. Skema dimensi pada alat penukar kalor plat datar aliran silang (FPHE) aliran silang

**Tahap Penelitian**



Gambar 4. Diagram alir penelitian

**HASIL DAN PEMBAHASAN**

**Perhitungan Alat Penukar Kalor Plat Datar**

Hasil perhitungan alat penukar kalor plat datar aliran silang dengan kedua fluidanya tidak bercampur, sehingga pengaruh ujung-ujungnya dari kedua fluida tersebut dapat diabaikan, sehingga sistem aliran udara dan aliran gas serupa dengan aliran di saluran/ talang (*duct*) lurus sebagai berikut:

Dari sisi udara diperoleh dimensi sebagai berikut:

Keliling basah yang dilalui udara [7],

$$P_{air} = 2L_{air} + 2c = 27730 \text{ mm} = 27,73 \text{ m}$$

Luas penampang laluan udara (per laluan),

$$A_{\text{air}} = L_{\text{air}} \times c = 897000 \text{ mm}^2 = 0,897 \text{ m}^2$$

Garis tengah hidrolik saluran/ talang (*duct*) udara;

$$D_{\text{H-air}} = \frac{4A_{\text{air}}}{P_{\text{air}}} = 129,391 \text{ mm}$$

Dari sisi gas dapat diperoleh beberapa hasil perhitungan dimensi sebagai berikut:

Keliling basah yang dilalui gas [7],

$$P_{\text{gas}} = 2L_{\text{gas}} + 2a = 1642 \text{ mm} = 1,642 \text{ m}$$

Luas penampang laluan gas (per laluan),

$$A_{\text{gas}} = L_{\text{gas}} \times a = 16800 \text{ mm}^2 = 0,0168 \text{ m}^2$$

Garis tengah hidrolik saluran/ talang (*duct*) gas;

$$D_{\text{H-gas}} = \frac{4A_{\text{gas}}}{P_{\text{gas}}} = 40,926 \text{ mm} = 0,040926 \text{ m}$$

Luas perpindahan panas untuk seluruh laluan (terdapat 14 laluan gas);

$$A_{\text{total}} = 2 \times L_{\text{air}} \times L_{\text{gas}} \times \text{jumlah laluan gas} = 397440000 \text{ mm}^2 = 397,44 \text{ m}^2$$

Harga konduktansi untuk aliran di dalam saluran/ talang (*duct*);

Dari sisi udara;

$$\frac{L_{\text{air}}}{D_{\text{H-air}}} = \frac{13800 \text{ mm}}{129,391 \text{ mm}} = 106,65$$

Dari sisi gas;

$$\frac{L_{\text{gas}}}{D_{\text{H-gas}}} = \frac{800 \text{ mm}}{40,926 \text{ mm}} = 19,55$$

Koefisien perpindahan panas dapat dievaluasi untuk aliran dalam saluran. Permasalahan akan muncul, karena suhu dari kedua fluida bervariasi di sepanjang saluran. Oleh karena itu perlu untuk memperkirakan suhu rata-rata dan memperbaiki perhitungan setelah suhu *outlet* dan dinding ditemukan. Suhu sisi fluida udara rata-rata 70 °C dan suhu sisi fluida gas rata-rata 200 °C. Sedangkan parameter tambahan masing-masing fluida pada suhu tersebut dapat dilihat pada Tabel 1. dengan asumsi bahwa sifat-sifat gas dapat diperkirakan dari udara. Tabel 1. (Thermodynamic Property of Gases) [6] data olahan dengan menggunakan rumus interpolasi untuk mencari parameter berikut ini;

Tabel 1. Udara kering pada tekanan atmosfer

Temperature, T			Density, $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Coefficient of Thermal Expansion, $\beta \times 10^3$ (1/K)	Specific Heat, $c_p$ (J/kg K)	Thermal Conductivity, k (W/m K)	Thermal Diffusivity, $\alpha \times 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	Absolute Viscosity, $\mu \times 10^6$ (N s/m <sup>2</sup> )	Kinematic Viscosity, $\nu \times 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	Prandtl Number, Pr	$\frac{g\beta}{\nu^2} \times 10^{-8}$ (1/K m <sup>3</sup> )
°F	K	°C	$\times 6.243 \times 10^{-2}$ = (lb <sub>m</sub> /ft <sup>3</sup> )	$\times 0.5556$ = (1/R)	$\times 2.388 \times 10^{-4}$ = (Btu/lb <sub>m</sub> °F)	$\times 0.5777$ = (Btu/h ft °F)	$\times 3.874 \times 10^4$ = (ft <sup>2</sup> /h)	$\times 0.6720$ = (lb <sub>m</sub> /ft s)	$\times 3.874 \times 10^4$ = (ft <sup>2</sup> /h)		$\times 1.573 \times 10^{-2}$ = (1/R ft <sup>3</sup> )
32	273	0	1,252	3,66	1011	0,0237	19,2	17,456	13,9	0,71	1,85
68	293	20	1,164	3,41	1012	0,0251	22,0	18,240	15,7	0,71	1,36
<b>86</b>	<b>303</b>	<b>30</b>	<b>1,128</b>	<b>3,30</b>	<b>1013</b>	<b>0,0258</b>	<b>23,4</b>	<b>18,682</b>	<b>16,7</b>	<b>0,71</b>	<b>1,19</b>
104	313	40	1,092	3,19	1014	0,0265	24,8	19,123	17,6	0,71	1,01
140	333	60	1,025	3,00	1017	0,0279	27,6	19,907	19,4	0,71	0,782
<b>158</b>	<b>343</b>	<b>70</b>	<b>0,997</b>	<b>2,92</b>	<b>1018</b>	<b>0,0286</b>	<b>29,1</b>	<b>20,349</b>	<b>20,5</b>	<b>0,71</b>	<b>0,691</b>
176	353	80	0,968	2,83	1019	0,0293	30,6	20,790	21,5	0,71	0,600
212	373	100	0,916	2,68	1022	0,0307	33,6	21,673	23,6	0,71	0,472
<b>392</b>	<b>473</b>	<b>200</b>	<b>0,723</b>	<b>2,11</b>	<b>1035</b>	<b>0,0370</b>	<b>49,7</b>	<b>25,693</b>	<b>35,5</b>	<b>0,71</b>	<b>0,164</b>
<b>428</b>	<b>493</b>	<b>220</b>	<b>0,698</b>	<b>2,04</b>	<b>1037</b>	<b>0,0382</b>	<b>53,5</b>	<b>26,419</b>	<b>38,2</b>	<b>0,71</b>	<b>0,145</b>
572	573	300	0,596	1,75	1047	0,0429	68,9	29,322	49,2	0,71	0,0709
752	673	400	0,508	1,49	1059	0,0485	89,4	32,754	64,6	0,72	0,0350
932	773	500	0,442	1,29	1076	0,0540	113,2	35,794	81,0	0,72	0,0193
1292	973	700	0,372	1,09	1101	0,0641	163,9	40,854	121,0	0,73	0,0125
1500	1089	816	0,332	0,97	1116	0,0699	193,2	43,779	144,1	0,73	0,0086
1832	1273	1000	0,268	0,79	1139	0,0792	240,0	48,445	181,0	0,74	0,00236

sehingga diperoleh data yang diperlukan dengan rumus interpolasi untuk perhitungan selanjutnya sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \mu_{\text{air}(70^\circ\text{C})} &= 2,0349 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2 = 2,0349 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s} \\ P_{r-\text{air}(70^\circ\text{C})} &= 0,71 \\ k_{\text{air}(70^\circ\text{C})} &= 0,0286 \text{ W/kg.K} \\ c_{p-\text{air}(70^\circ\text{C})} &= 1018 \text{ J/kg.K} \\ \mu_{\text{gas}(200^\circ\text{C})} &= 2,5693 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2 = 2,5693 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s} \\ P_{r-\text{gas}(200^\circ\text{C})} &= 0,71 \\ k_{\text{gas}(200^\circ\text{C})} &= 0,0370 \text{ W/kg.K} \\ c_{p-\text{gas}(200^\circ\text{C})} &= 1035 \text{ J/kg.K} \end{aligned}$$

Persamaan-persamaan yang akan digunakan [6] dalam menentukan beberapa variabel antara lain, Bilangan Reynold pada kedua fluida;

$$Re_{\text{-fluida}} = \frac{\left(\frac{\dot{m}}{A}\right)_{\text{fluida}} \times D_{H\text{-fluida}}}{\mu_{\text{fluida pada suhu tertentu}}}$$

Konduktansi satuan rata-rata dari masing-masing fluida; bila nilai  $L/D > 20$  maka faktor koreksi udara dapat menggunakan;

$$\frac{\bar{h}_{cL}}{\bar{h}_c} = 1 + 6 \frac{D}{L}$$

Bila nilai  $L/D < 20$  maka faktor koreksi gas dapat menggunakan;

$$\frac{\bar{h}_{cL}}{\bar{h}_c} = 1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{0,7}$$

Konduktansi satuan rata-rata dari fluida udara  $L_a/D_{H\text{-udara}} = 106,65 > 20$

$$\bar{h}_{air} = \left[ (0,023) \left( \frac{k_{air}}{D_{H-air}} \right) (Re_{air}^{0,8}) (Pr_{air}^{0,33}) \right] \left[ 1 + 6 \left( \frac{D_{H-air}}{L_{air}} \right) \right]$$

Konduktansi satuan rata-rata dari fluida gas  $L_a/D_{H-gas} = 19,55 < 20$

$$\bar{h}_{gas} = \left[ (0,023) \left( \frac{k_{gas}}{D_{H-gas}} \right) (Re_{gas}^{0,8}) (Pr_{gas}^{0,33}) \right] \left[ 1 + \left( \frac{D_{H-gas}}{L_{gas}} \right)^{0,7} \right]$$

Heat transfer coefficient keseluruhannya;

$$UA = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{\left( \frac{1}{\bar{h}_c A} \right)_{hot} + \left( \frac{t}{kA} \right) + \left( \frac{1}{\bar{h}_c A} \right)_{cold}}$$

Tabel 2. Hasil perhitungan

Hasil Perhitungan	Nilai	Satuan
Laju massa per satuan luas (udara)	0,06	kg
Laju massa per satuan luas (gas)	2,55	m <sup>2</sup> · s
Bilangan Reynold (udara)	354,4	
Bilangan Reynold (gas)	4063,5	
Faktor koreksi udara	1,0563	
Faktor koreksi gas	1,1248	
Konduktansi satuan rata-rata dari fluida udara	0,66	W / m <sup>2</sup> · K
Konduktansi satuan rata-rata dari fluida gas	15,73	

### Perhitungan Konduktifitas Termal

Hasil perhitungan tahanan termal dinding logam dengan menggunakan material yang berbeda, maka diperoleh konduktifitas keseluruhannya dari masing-masing material. Untuk material Aluminium, diketahui parameter antara lain;

- penampang area,  $A = 397,44 \text{ m}^2$
- heat transfer coefficient udara,  $h_{air} = h_1 = 0,66 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
- heat transfer coefficient gas,  $h_{gas} = h_1 = 15,73 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
- tebal plat datar Aluminium (Al), Tembaga (Cu), Nickel (Ni), Baja (Cr 18%; Ni 8%), Stainless Steel (SUS347),  $t = 0,762 \text{ mm}$  atau  $0,000762 \text{ m}$  [6],
- suhu gas,  $T_A = T_{gas} = 220 \text{ }^\circ\text{C}$
- suhu udara kering,  $T_B = T_{air} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$

Tabel 3. memperlihatkan konduktivitas termal dari jenis material yang digunakan pada *flat plate heat exchanger* pada suhu 293 K (20 °C atau 68 °F) sebagai berikut:

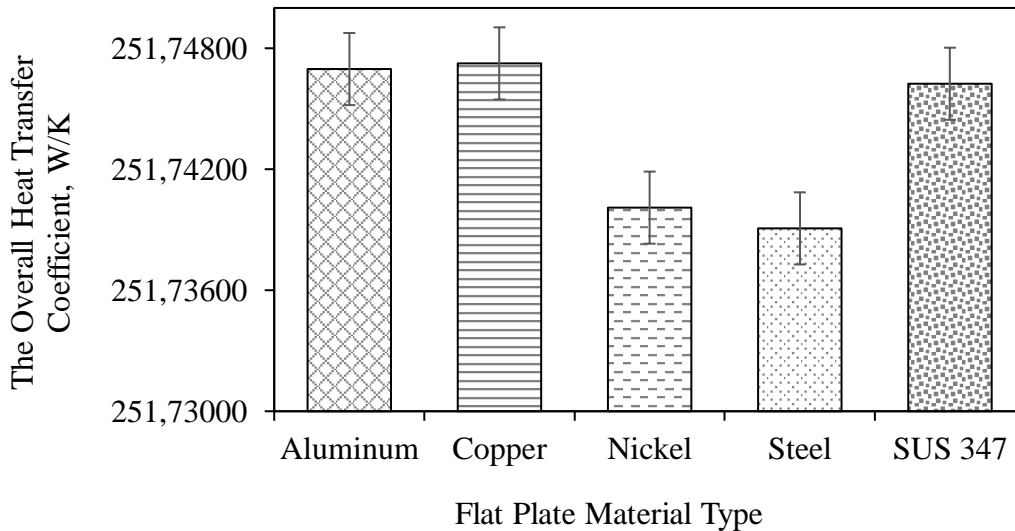
Tabel 3. Konduktivitas termal material dan *heat transfer coefficient* keseluruhan *flat plate heat exchanger*

Material	Konduktivitas Termal (W/m · K)	Heat transfer coefficient keseluruhan (W/K)	Referensi
Aluminium (Al)	204	251,74697	[8][9]
Tembaga (Cu)	386	251,74725	[8][9]



Nickel (Ni)	91,74	251,74010	[9]
Baja (Cr 18%; Ni 8%)	16,27	251,73907	[9]
Stainless Steel (SUS347)	14,3	251,74624	[6]

Hasil analisis simulasi diperoleh nilai *heat transfer coefficient* keseluruhan tertinggi menggunakan material tembaga (Cu), yaitu sebesar 251,74725 W/K.



Gambar 5. Perbandingan *heat transfer coefficient* keseluruhan terhadap jenis material

### Analisis Simulasi *Ansys Fluent* terhadap Suhu

Hasil analisis simulasi terhadap parameter suhu dengan lima jenis material yang berbeda yaitu Aluminium, Cooper, Nickel, Steel, dan Stainless Steel SUS347. Kelima grafik suhu tersebut mewakili stabilitas suhu dari fluida udara kering dan fluida gas. Masing-masing material memiliki jumlah stabilitas iterasi dengan jumlah iterasi tertentu. Iterasi dapat diartikan sebagai suatu proses atau metode yang digunakan secara berulang-ulang (pengulangan) dalam menyelesaikan suatu permasalahan matematik dan dilakukan terus sampai error mengecil, yang mengartikan bahwa nilai variabel solusi sudah mulai menuju satu titik (konvergen). Untuk itu diperlukan *Ansys Fluent* untuk mendapatkan suhu outlet dari fluida gas dan udara kering pada *flat plate heat exchanger*. Berikut hasilnya diperoleh:

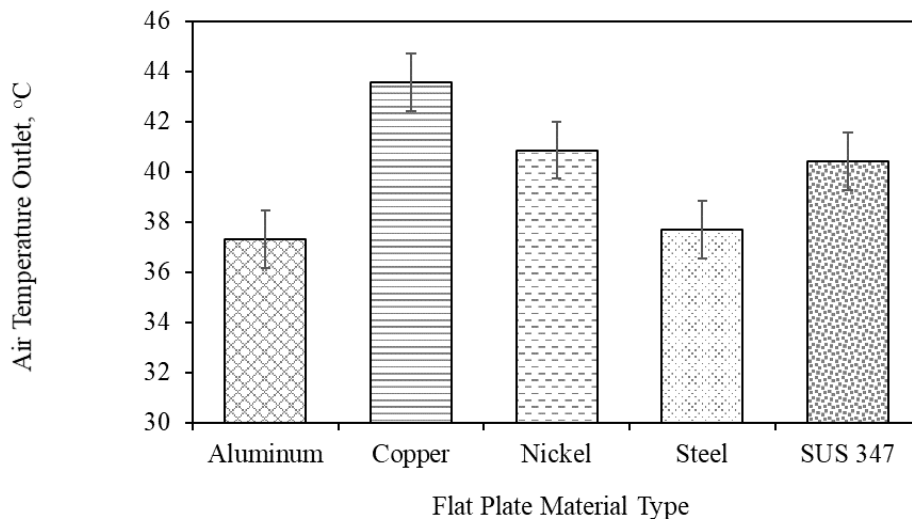
- Pada material aluminium, jumlah iterasi 2281 iterasi, dan suhu akhir dari kedua material yang mampu didapatkan pada kondisi *outlet* sebesar 207,50 °C untuk fluida gas dan 37,32 °C untuk fluida udara kering.
- Pada material copper atau tembaga (Cu), stabilitas iterasi dapat diamati dikisaran jumlah iterasi 1684 iterasi, dan suhu akhir dari kedua material yang mampu didapatkan pada kondisi *outlet* sebesar 216,95 °C untuk fluida gas dan 43,58 °C untuk fluida udara kering.
- Pada material nickel (Ni) stabilitas iterasi dapat diamati dikisaran jumlah iterasi 3016 iterasi, dan suhu akhir dari kedua material yang mampu didapatkan pada kondisi outlet sebesar 213,47 °C untuk fluida gas dan 40,86 °C untuk fluida udara kering.
- Pada material baja stabilitas iterasi pada iterasi ke 2370 iterasi, dan suhu akhir dari kedua material yang mampu didapatkan pada kondisi Outlet udara kering sebesar 37,70 °C dan outlet gas sebesar 208,05 °C.
- Pada material *stainless steel* (sus 347), stabilitas iterasi dapat diamati dikisaran jumlah iterasi 3126 iterasi, dan suhu akhir dari kedua material yang mampu didapatkan pada kondisi outlet sebesar 212,72 °C untuk fluida gas dan 40,42 °C untuk fluida udara kering.

Perhitungan mencapai konvergen ketika semua kesalahan residual (*continuity, x-velocity, y-velocity, z-velocity*, dan energi) kurang dari  $10^{-5}$  pada iterasi di atas 1600. Sehingga dalam Tabel 4 dapat disimpulkan bahwa udara keluar dari *flat plate heat exchanger* dari lima material logam yang digunakan dapat dilihat pada Tabel 4.

Tabel 4. Suhu keluar udara berdasarkan jenis material

No.	Jenis material	Iterasi	Suhu keluar udara kering (°C)	Suhu keluar gas (°C)
1.	Aluminium (Al)	2281	37,32	207,50
2.	Tembaga (Cu)	1684	43,58	216,95
3.	Nickel (Ni)	3016	40,86	213,47
4.	Baja (Cr 18%; Ni 8%)	2370	37,70	208,05
5.	Stainless Steel (SUS347)	3126	40,42	212,72

Tabel 4 memperlihatkan bahwa tembaga memiliki penghantar panas yang lebih baik dengan mencapai suhu keluar udara kering dan gas pada alat penukar kalor tipe plat datar aliran silang berturut turut 43,57 °C dan 216,95 °C.



Gambar 6. Suhu keluar domain outlet pada laluan fluida udara kering terhadap jenis material

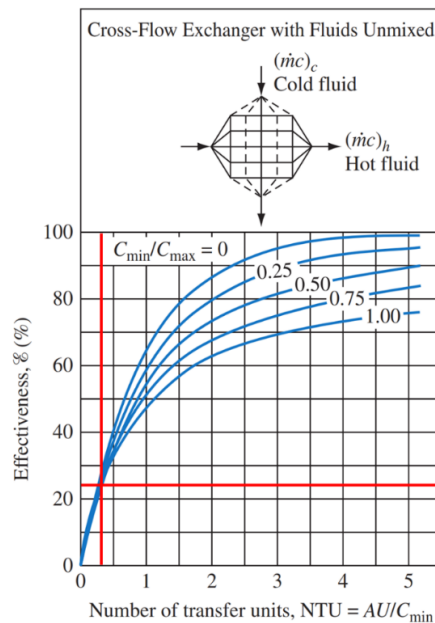
Penggunaan plat tembaga (Cooper) mampu menaikkan suhu udara kering dari suhu 30 °C hingga 43,57 °C. Sehingga tembaga merupakan material dengan penghantar panas terbaik dibandingkan keempat material yang lain. Jumlah satuan perpindahan yang didasarkan pada fluida yang lebih panas, laju konduktifitas panas material tembaga, dapat dihitung sebagai berikut.

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{UA}{\dot{m}_{\text{gas}} \times c_{p-\text{gas}}} = 0,4054 \approx 0,41$$

Perbandingan kapasitas panas per jam,

$$\frac{C_{\text{gas}}}{C_{\text{udara}}} = \frac{\dot{m}_{\text{gas}} \times c_{p-\text{gas}}}{\dot{m}_{\text{udara}} \times c_{p-\text{udara}}} = 0,81$$

Gambar 7 menunjukkan diagram *effectiveness* penukar kalor yang dapat diperoleh setelah melalui proses di atas. Dari pengamatan grafik keefektifan penukar panas, maka nilai efektifitas penukar kalor ( $\epsilon$ ) = 25% atau 0,25.



Gambar 7. Nilai keefektifan penukar panas untuk aliran silang dengan kedua fluidanya tak bercampur [6]

Pemeriksaan pada suhu rata-rata sisi udara dan sisi gas memberikan nilai 43,57 °C dan 216,95 °C pada material tembaga dengan melakukan iterasi kedua fluida kerja dengan nilai properti berdasarkan suhu tersebut menghasilkan nilai yang berbeda bila tanpa menghitung konduktifitas termal material tembaga plat datarnya yaitu suhu rata-rata sisi udara dan sisi gas sebesar 68,63 °C dan 172,5 °C [6][8][10]. Untuk menghargai kegunaan pendekatan berdasarkan konsep efektivitas penukar panas, disarankan bahwa masalah yang sama ini diselesaikan dengan melakukan pengulangan perhitungan. Nilai efektivitas penukar panas sangat rendah (25%) karena daerah perpindahan panas terlalu kecil untuk memanfaatkan energi yang tersedia secara efisien. Keuntungan relatif dalam kinerja perpindahan panas yang dapat dicapai dengan meningkatkan area perpindahan panas terwakili dengan baik pada kurva efektivitas.

## KESIMPULAN

Berdasarkan penilitan yang telah dilakukan maka dapat ditarik kesimpulan bahwa terjadi variasi suhu keluar udara kering dan gas pada flat plate heat exchanger, namun material tembaga memiliki penghantar panas yang lebih baik dengan mencapai suhu keluar udara kering dan gas pada alat penukar kalor tipe plat datar aliran silang berturut turut 43,57 °C dan 216,95 °C. Kemudian nilai *heat transfer coefficient* keseluruhan (UA) dan nilai efektifitas ( $\epsilon$ ) penukar kalor dari karakteristik perpindahan panas yang terjadi dengan alat penukar kalor tipe plat datar aliran silang pada material tembaga adalah 251,74725 W/K dan 0,25.

## UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Fakultas Teknologi Industri Universitas Jayabaya atas dana hibah yang diberikan dengan nomor kontrak 71.001/KONTRAK PENELITIAN/FTI-UJ/XII/2020.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] B. Zohuri, *Compact heat exchangers: Selection, application, design and evaluation*, no. September 2017. 2016.
- [2] B. Agus Ismanto and D. Martono, "Pengawetan Warna Kayu Tusam ( Pinus merkusii ) Dan Pulai ( Alstonia sp .) Dengan Menggunakan Bahan Dasar Disinfektan," *J. Penelit. Has. Hutan*, vol. 30, no. 2, pp. 155–162, 2012.
- [3] M. Al-Arabi and M. K. El-Riedy, "Natural convection heat transfer from isothermal horizontal plates of different shapes," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 19, no. 12, pp. 1399–1404, 1976, doi: 10.1016/0017-9310(76)90069-7.
- [4] I. Martorell, J. Herrero, and F. X. Grau, "Natural convection from narrow horizontal plates at moderate Rayleigh numbers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 46, no. 13, pp. 2389–2402, 2003, doi: 10.1016/S0017-9310(03)00010-3.
- [5] A. A. Ibrahim, P. L. Chong, V. S. Rajasekharan, M. M. Ali, O. S. Zaroog, and A. N. Oumer, "Investigation of the effect of different materials on convective heat transfer," *J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 14, no. 2, pp. 6642–6651, 2020, doi: 10.15282/JMES.14.2.2020.08.0520.
- [6] F. Kreith, *Principles of Heat Transfer, Seventh Edition*, vol. 55, no. 5. Cengage Learning, Inc., 2011.
- [7] I. G. L. La Ode Mohammad Firman, "Alat penukar kalor untuk mesin pengering RDF," *Teknobiz*, vol. 9, no. 3, pp. 14–19, 2019.
- [8] J. P. Holman, *Heat Transfer, Tenth Edition*, 10th ed. The McGraw-Hill Companies, Inc., 2010.
- [9] S. Kakaç, H. Liu, and A. Pramuanjaroenkij, *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*, 3rd ed. Taylor & Francis Group, LLC, 2012.
- [10] L. Ode, M. Firman, A. Sonjaya, B. M. Suyitno, and A. Riyadi, "Cross-Flow Flat-Plate Heat Exchanger Using Computational Fluid Dynamics Simulation on Wood Drying Chamber," *Turkish J. Comput. Math. Educ.*, vol. 12, no. 10, pp. 7105–7115, 2021.