

Perpindahan Kalor Konveksi Natural Dari Silinder Horizontal Isothermal Set Dalam Saluran Vertikal

Nicolas Titahelu^{1,*}

¹Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura, Ambon 97233

*titahelun@gmail.com

²Jurusan Studi Teknik Mesin Universitas Pattimura

Abstrak Distribusi suhu dalam enclosure masih cukup tinggi yang mengindikasikan proses perpindahan kalor konveksi belum optimal. Hal ini dijumpai pada lemari pendingin pada bagian samping kiri dan kanan yang mana terdapat pipa kondensor. Pengaruh perubahan laju aliran massa fluida panas pada gap rasio tertentu terhadap perpindahan kalor konveksi natural dari silinder horizontal isothermal set dalam saluran vertikal telah diteliti. Model uji dimodifikasi dengan memberikan saluran udara masuk dan keluar agar bilangan Nusselt meningkat. Penelitian eksperimen dilakukan dengan variasi laju aliran massa fluida panas dari 0,0039 hingga 0,0191 (kg/s) dengan gap rasio (S/d) dari 1,26 hingga 1,56 untuk mengamati perpindahan kalor natural. Hasil penelitian menunjukkan bertambah besar laju aliran massa fluida panas optimal pada $m_h = 0,0191$ (kg/s) dan gap rasio (S/d) = 5,06 total perpindahan panas semakin teraklerasi sebesar 56,18% dengan gradient cukup signifikan. Total perpindahan kalor konveksi natural maksimum didominasi oleh udara sebesar 98,8%. Disimpulkan bahwa perpindahan kalor natural dari silinder isothermal set dalam saluran vertikal menggunakan laju aliran massa fluida panas sebesar 0,0191 (kg/s) dengan gap rasio (S/d) = 5,06 untuk aplikasi pendinginan kondensor.

Kata kunci: Konveksi natural, laju aliran massa, gap rasio, silinder horizontal isothermal, saluran vertikal

Abstract The temperature distribution in enclosure is still quite high that indicates the process of convection heat transfer is not optimal. It is found in the refrigerator on the left and right side which is a condenser pipe. The effect of changes in the flow rate of hot fluid mass on a certain gap ratio of natural convection heat transfer from the isothermal horizontal cylinder set in vertical channels has been studied. The test model is modified by providing airways in and out so that Nussell numbers increase. Experimental research was conducted with variations in the rate of mass fluid mass from 0.0039 to 0.0191 (kg / s) with gap ratio (s / d) from 1.26 to 1.56 to observe natural heat transfer. The results showed the increase in the increase in the mass flow of the optimal heat fluid at $MH = 0.0191$ (kg / s) and gap ratio (s / d) = 5.06 total heat transfer is increasingly accelerated by 56.18% with a significant gradient. The maximum total natural convection heat transfer is dominated by air by 98.8%. It was concluded that the natural heat transfers of the isothermal set cylinder in vertical channels using a hot fluid mass flow rate of 0.0191 (kg / s) with gap ratio (s / d) = 5.06 for condenser cooling application.

Keywords: *Natural convection, mass flow rate, gap ratio, isothermal horizontal cylinder, vertical channel*

1. PENDAHULUAN

Perpindahan kalor konveksi natural di dalam saluran vertikal yang diinduksi gaya buoyancy menunjukkan berbagai jenis perilaku dinamis yang kompleks dan memiliki objek berbeda telah menjadi

subjek penelitian yang sangat luas karena banyak aplikasi relevansi konveksi natural dalam kondisi praktis seperti penukar kalor, reaktor nuklir, pemanas udara surya, pendinginan chip elektronik dan kondensor pendingin [1]. Konveksi natural

memiliki keunggulan dibandingkan konveksi paksa diantaranya karena murah, andal dan tanpa kerumitan. Aliran konvektif natural di sekitar silinder horizontal yang dipanaskan ditemukan dalam banyak aplikasi teknologi sehingga telah banyak memotivasi peneliti terkait karakteristik aliran dan perpindahan kalor [2].

Aplikasi konveksi natural banyak dijumpai pada perangkat elektronik yang mana komponen sirkuit semakin kecil dan menghasilkan panas semakin meningkat karena peningkatan kapasitas pemrosesan. Penting untuk menghilangkan panas yang berlebihan dari sistem menyebabkan tekanan termo-mekanik yang dihasilkan dari kenaikan suhu berlebihan dapat menyebabkan kegagalan fungsi dari komponen [3]. Terkait dengan hal ini, studi tentang perpindahan kalor konvektif di saluran vertikal dengan sumber panas yang menonjol dipertimbangkan dengan membahas efek bilangan Reyleigh, bilangan Grashof, parameter saluran, rasio konduktivitas termal dinding ke cairan, perpindahan kalor radiasi antar permukaan, kemiringan saluran, distribusi daya diantara sumber panas dan ukuran sumber panas serta jarak sumber panas pada perpindahan kalor konveksi dan aliran fluida [4–9], konveksi natural fluida Newtonian dan non-Newtonian, aspek rasio saluran vertikal diteliti secara eksperimen maupun numerik [10–14].

Selama beberapa dekade terakhir, banyak studi konveksi natural tentang efek silinder tunggal horisontal dibawah berbagai kondisi termal dalam aliran bebas [15–19] maupun dalam enclosure [2; 20–22]. Konfigurasi yang sangat penting lainnya dalam berbagai peralatan pemanas dan pendinginan adalah perpindahan kalor konveksi natural dari silinder set dalam saluran vertikal telah menjadi fokus penelitian yang menarik diantaranya; studi eksperimen untuk tiga silinder dengan suhu permukaan seragam dalam garis vertikal dan susunan staggered serta jarak pemisah antara silinder [22], studi eksperimen untuk susunan datar vertikal dan miring dari silinder dengan fluks panas seragam pada sepuluh silinder [23], studi eksperimen menggunakan jumlah silinder tiga, lima, sembilan pada kondisi stedi dengan kombinasi jarak dan jumlah silinder [24], analisis perpindahan kalor konveksi natural dari susunan dua silinder horisontal yang terpisah secara vertikal dalam kisaran bilangan Rayleigh 20.000 hingga 200.000 [25], mempertimbangkan perpindahan kalor natural dari susunan vertikal dua, tiga dan lima silinder horisontal pada suhu seragam dalam kisaran bilangan Rayleigh dari 28.000 hingga 280.000 diruang bebas dan antara dua dinding penghubung paralel [26], studi eksperimen konveksi natural dari

array dua silinder horisontal dalam kisaran bilangan Rayleigh dari 20.000 hingga 200.000 [27], studi numerik perpindahan kalor natural pada rezim aliran laminar dan turbulen dari susunan baris staggered silinder isothermal dan memvariasikan jarak silinder dalam arah horisontal [28], studi eksperimen menggunakan Mach-Zehnder interferometer untuk mengamati pengaruh diverter aliran pada perpindahan kalor natural dari sepasang susunan vertikal silinder isothermal [29], studi eksperimen aliran fluida dan perpindahan kalor konveksi natural yang diinduksi sekitar barisan vertikal sepuluh silinder horisontal yang dipanaskan dengan diameter silinder 8,4-20,4 mm pada jarak silinder 3,6-150,6 mm [30], perpindahan kalor konveksi natural dua dimensi dari bundle silinder isothermal dengan jarak yang berdekatan dalam susunan staggered yang direndam dalam cairan garam surya untuk rezim aliran laminar menggunakan analisa numerik [31], Perpindahan kalor konveksi natural kondisi stedi dua dimensi dari bundle silinder isothermal berjarak dekat dalam susunan in-line dengan rezim aliran natural secara numerik [32], Perpindahan kalor dari susunan vertikal dari satu set silinder hingga sepuluh silinder dengan jarak konstan dalam cairan garam surya di sekitar silinder horizontal inline secara vertikal [33], Perpindahan kalor natural laminar dari silinder dipanaskan dan susunan silinder untuk mendapatkan bilangan Nusselt lokal dan rata-rata [34]. Dari kajian penelitian konveksi natural dari silinder horizontal isothermal set dalam saluran vertikal yang dilakukan secara numerik dan eksperimen dimana parameter-parameter yang mempengaruhi perpindahan kalor konveksi natural antara lain; geometris susunan (jumlah silinder, konfigurasi silinder, jarak pemisah silinder), rasio S/L , rasio S/d , lokasi silinder dalam array, sudut kemiringan, bilangan Rayleigh dan bilangan Prandtl.

Meskipun banyak penelitian yang telah dilakukan terkait studi konveksi natural dari silinder tunggal dalam aliran bebas dan enclosure akan sangat berbeda berbeda fenomena aliran dan perpindahan kalor dengan silinder set dalam saluran vertikal yang disebabkan oleh interaksi suhu dan medan aliran di sekitar silinder tetangga akan berdampak pada proses perpindahan kalor konveksi natural. Dari penelitian terkait perpindahan konveksi natural dalam enclosure ternyata distribusi suhu dalam enclosure masih cukup tinggi, hal ini akan dijumpai pada lemari pendingin dibagian samping kiri dan kanan yang mana terdapat pipa kondensor.

Untuk itu, dalam penelitian ini akan dikaji proses perpindahan kalor koveksi natural dari silinder horisontal isothermal set dalam saluran vertikal. Jika memvariasikan laju aliran massa fluida panas pada

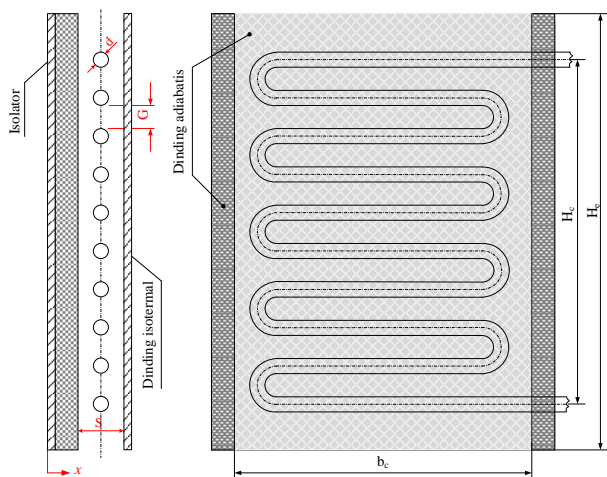
gap rasio (S/d) tertentu, maka indikasi gradient suhu silinder dan udara dalam aliran bebas semakin curam yang mengakibatkan distribusi kecepatan semakin meningkat. Distribusi kecepatan udara ini akan semakin lebih teraklerasi setelah melintasi permukaan gap antara dinding silinder yang berbentuk sirkular dengan dinding konveksi. Hal ini mengakibatkan terganggunya distribusi aliran udara pada downstream silinder akibat terbentuknya vortex pada aliran natural konveksi dengan bilangan Reynold rendah dan akan berpengaruh terhadap koefisien perpindahan kalor konveksi.

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengkaji pengaruh laju aliran massa fluida panas yang berbeda pada silinder horisontal isothermal set dengan berbagai gap ratio yang berbeda terhadap perpindahan kalor konveksi natural.

2. BAHAN DAN METODE

2.1. Peralatan dan Pengaturan Eksperimen

Gambar 1 menunjukkan peralatan yang digunakan untuk percobaan perpindahan kalor konveksi natural dari silinder horisontal isothermal set dalam saluran vertikal. Silinder horisontal terbuat dari material tembaga dengan diameter dan panjang tertentu.



Gambar 1. Skema silinder horisontal isothermal set dalam saluran vertikal.

Tabel 1 mencantumkan karakteristik geometri saluran vertikal yang digunakan dalam penelitian ini. Suhu permukaan silinder, dan permukaan pelat isothermal dimana masing-masing diukur pada tiga lokasi bagian bawah, tengah dan atas. sedangkan fluida panas (shell thermia b) dan fluida dingin (udara) diukur masing-masing pada saluran masuk dan keluar. Pengukuran suhu ini dengan termokopel tipe-K yang dikalibrasi pada suhu air 100 °C.

Pembacaan hasil pengukuran termokopel dengan menggunakan thermometer digital dengan akurasi $\pm 0,1$ °C, setelah sistem mencapai kondisi stedi.

Tabel 1. Karakteristik geometri silinder horisontal set dalam saluran vertikal.

Parameter	Nilai
Tinggi saluran vertikal (H_{sv})	0,635 m
Tinggi tube serpentine (H_{ts})	0,550 m
Diameter silinder (d_s)	0,009525 m
Jarak silinder (b)	0,050 m
Lebar saluran vertikal (b_{sv})	0,435 m
Jumlah silinder (n)	10

2.2. Prosedur Percobaan

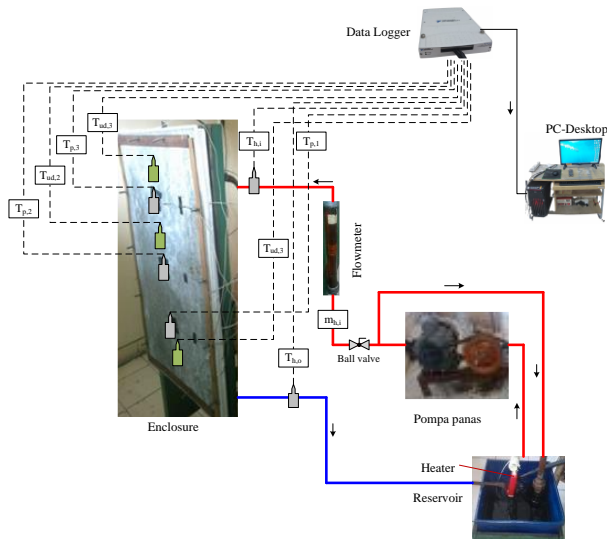
Percobaan dilakukan dengan mengatur gap ratio dan laju aliran massa pada nilai tertentu seperti disajikan dalam Tabel 2. Gambar 2 menunjukkan diagram skema pengaturan eksperimen perpindahan kalor konveksi natural dari silinder horisontal isothermal set set dalam saluran vertikal. Shell thermia b sebagai fluida panas dipompa dari reservoir yang terlebih dahulu dipanaskan heater. Katup ball dipasang pada saluran masuk untuk mengontrol laju aliran massa dijaga konstan dan diukur dengan menggunakan flowmeter yang telah dikalibrasi. Suhu fluida panas di jaga konstan pada 60 °C melalui sensor suhu yang dihubungkan dengan display suhu merk CE 307 dengan akurasi $\pm 0,1$ °C. Penempatan titik pengukuran suhu pelat pada tiga posisi tersebar dalam luasan pelat, sedangkan suhu permukaan tube tersebar pada tube 1, 4, 6 dan 9. Semua data hasil pengukuran direkam dengan data logger yang dihubungkan PC desktop.

Tabel 2. Rentang parameter operasional silinder horisontal set dalam saluran vertikal.

Parameter	Rentang
Lebar gap (S), mm	10, 20, 30, 40
Laju aliran massa oli (\dot{m}_h), kg/s	0,0039; 0,0089; 0,00140; 0,0199; 0,0250
Gap rasio (S/d_s)	1.26. 2.53, 3.79, 5,06

Pengukuran dilakukan hanya setelah suhu mencapai nilai tetap. Eksperimen dilakukan dengan mengubah lima laju aliran massa yang berbeda melalui silinder horisontal isothermal set dalam saluran vertikal pada masing-masing gap rasio. Setelah kondisi stedi tercapai, nilai laju aliran massa

fluida panas, suhu fluida panas pada saluran masuk dan keluar, suhu tube dan suhu pelat dicatat.



Gambar 2. Skema diagram set-up eksperimen silinder horisontal isothermal set dalam saluran vertikal.

2.3. Data Reduksi

2.3.1. Neraca energi saluran vertikal

Berdasarkan gambar 3, maka neraca energi dari volume atur sistem pelat paralel pada kondisi stedi dinyatakan dalam persamaan (1), sebagai berikut

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

Persamaan (1) ditulis dalam neraca kalor [21]:

$$Q_{oli} = Q_{kond} + Q_{konv} + Q_{rad} \quad (2)$$

Dimana Q_{kond} , Q_{konv} , dan Q_{rad} adalah kehilangan kalor melalui permukaan silinder secara konduksi, konveksi dan radiasi. Jika sistem saluran vertikal efek perpindahan kalor konduksi dan radiasi diabaikan, maka

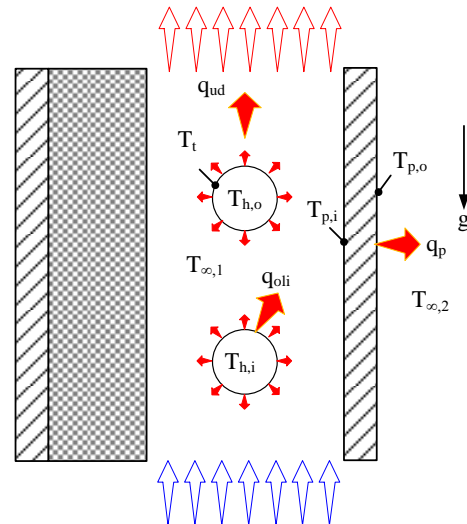
$$Q_{oli} = Q_{konv} \quad (3)$$

Perpindahan kalor konveksi dari sistem saluran vertikal terdiri perpindahan kalor udara dan pelat, maka persamaan (3), ditulis

$$Q_{oli} = Q_{ud} + Q_p \quad (4)$$

Untuk menghitung perpindahan panas udara [35]:

$$Q_{ud} = \dot{m}_{ud} c_{p,ud} (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (5)$$



Gambar 3. Skema neraca energi silinder isothermal set dalam saluran vertikal.

2.3.2. Perpindahan kalor konveksi fluida panas

Untuk menghitung perpindahan panas oli [35]:

$$Q_{oli} = \dot{m}_{oli} c_{p,oli} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (6)$$

2.3.3. Perpindahan kalor konveksi pelat

Untuk menghitung perpindahan panas pelat digunakan persamaan [36]:

$$Q_p = h \cdot A_p (\bar{T}_{p,o} - T_{\infty,2}) \quad (7)$$

Dimana h adalah koefisien perpindahan kalor konveksi (W), A_p adalah luasan perpindahan panas pelat paralel (m^2), $\bar{T}_{p,o}$ adalah suhu pelat rata-rata bagian luar ($^{\circ}C$), $T_{\infty,2}$ adalah suhu lingkungan ($^{\circ}C$).

Transisi dari konveksi pada lapisan batas tergantung dari gaya relavitas tarik menarik dari gaya bouyancy dan kekentalan di dalam fluida. Hal ini biasanya berkorelasi dan disebut bilangan Rayleigh (Ra). Persamaan bilangan Rayleigh dapat dihitung dengan persamaan [37]:

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g\beta(\bar{T}_{p,o} - T_{\infty,2})L^3}{\nu\alpha} \quad (8)$$

dimana Gr = bilangan Grashof, Pr adalah bilangan Prandtl, g adalah percepatan gravitasi (m/s^2), β adalah koefisien ekspansi termal volumetrik (K^{-1}), ν adalah viskositas kinematik fluida (m^2/s), L adalah panjang karakteristik (m) dan α adalah difusitas termal (m^2/s).

Fokus perpindahan kalor konveksi adalah mencari bilangan Nusselt yang merupakan perbandingan konveksi dan konduksi dari fluida. Perhitungan bilangan Nusselt pada pelat vertikal dapat dihitung dengan persamaan [36]:

$$Nu_p = \left[0,825 + \frac{0,387Ra_p^{1/6}}{\left\{ 1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right\}^{8/27}} \right]^2 \quad (9)$$

Bilangan Prandtl (Pr) diperoleh berdasarkan suhu film (T_f).

Koefisien konveksi dari pelat dapat dihitung menggunakan persamaan [38]:

$$h_p = \frac{Nu_p \cdot k}{L_p} \quad (10)$$

Maka diperoleh laju perpindahan panas konveksi untuk pelat datar berdasarkan hukum Newton pendinginan [31], sebagai berikut:

$$Q_p = h_p \cdot A_p (\bar{T}_{p,o} - T_{\infty,2}) \quad (11)$$

2.3.4. Analisa neraca kalor saluran vertikal

Berdasarkan persamaan (4), maka diperoleh perpindahan kalor udara, sebagai berikut:

$$Q_{ud} = Q_{oi} - Q_p$$

2.3.5. Laju aliran massa udara

Berdasarkan persamaan (5), (6) dan (7), maka laju massa udara yang masuk saluran vertikal dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$\dot{m}_{ud} = \frac{Q_{oi} - Q_p}{c_{p,ud} L_p (T_{ud,o} - T_{ud,i})} \quad (12)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

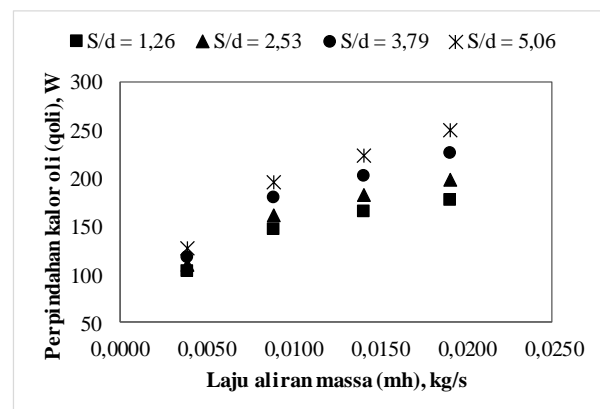
Penelitian eksperimen dilakukan dengan memvariasikan laju aliran massa fluida panas (oli) pada gap rasio tertentu guna mendapatkan perpindahan kalor konveksi natural dari silinder horisontal isothermal set dalam saluran vertikal, disajikan dalam Tabel 3.

Tabel 3. Perhitungan perpindahan kalor natural dari silinder horisontal set dalam saluran vertikal.

Laju massa oli (kg/s)	Gap ratio (S/d)	Perpindahan kalor (W)		
		Q_{oi}	Q_p	Q_{ud}
0,0039	1,26	102,772	11,691	91,081
0,0089		146,072	13,437	132,635
0,0140		158,516	14,404	144,112
0,0190		148,081	14,727	133,355
0,0039	2,53	109,142	7,645	101,497
0,0089		160,760	9,214	151,545
0,0140		182,479	10,398	172,081
0,0190		176,783	10,567	166,216
0,0039	3,79	117,359	4,169	113,190
0,0089		180,423	5,054	175,370
0,0140		202,877	5,947	196,930
0,0190		201,572	6,042	195,529
0,0039	5,06	127,258	1,596	125,661
0,0089		196,122	2,112	194,010
0,0140		224,031	2,709	221,322
0,0190		226,327	2,675	223,652

3.1. Perpindahan kalor konveksi fluida panas (oli)

Gambar 4 memperlihatkan perpindahan panas konveksi fluida panas (oli) dari silinder horisontal isothermal set dalam saluran vertikal dimana semakin besar laju aliran massa fluida panas (oli), maka perpindahan kalor fluida panas (oli) semakin meningkat kondisi ini terjadi pada gap rasio (S/d) tertentu.

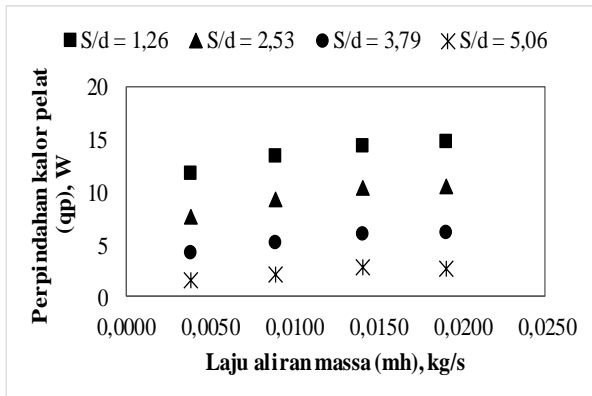


Gambar 4. Perpindahan kalor konveksi fluida panas (oli) pada berbagai laju aliran massa fluida panas (oli) pada gap rasio (S/d) tertentu.

Fenomena ini disebabkan karena semakin meningkat laju aliran massa fluida panas (oli) akan menyebabkan gradien suhu fluida panas (oli) semakin besar. Demikian juga dengan panas spesifik fluida panas (oli) juga semakin meningkat. Perpindahan kalor fluida panas (oli) maksimum terjadi pada gap rasio (S/d) = 5,06 dan minimal terjadi pada gap rasio (S/d) = 1,26. Perpindahan

kalor konveksi fluida panas maksimum terjadi pada laju aliran massa fluida panas (oli) 0,0191 (kg/s) sedangkan minim terjadi pada laju aliran massa fluida panas (oli) 0,0039 (kg/s). Jika memvariasikan gap rasio (S/d) pada laju aliran massa fluida panas (oli) tertentu, maka perpindahan panas konveksi fluida panas (oli) juga mengalami peningkatan.

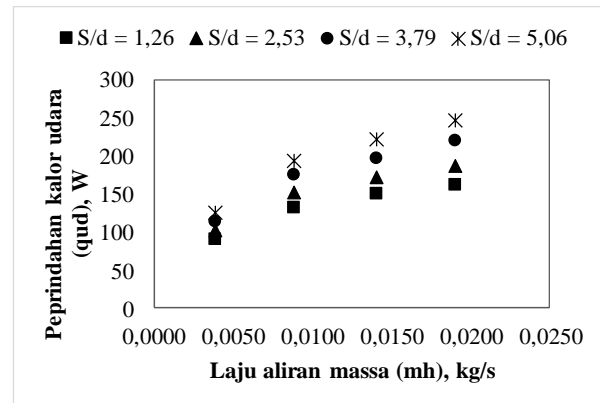
3.2. Perpindahan kalor konveksi pelat



Gambar 5. Perpindahan kalor konveksi pelat pada berbagai laju alir fluida panas (oli) pada gap rasio (S/d) tertentu.

Gambar 5 memperlihatkan perpindahan panas konveksi pelat dari silinder horizontal isothermal set dalam saluran vertikal dimana semakin besar laju aliran massa fluida panas (oli), maka laju perpindahan panas konveksi pelat semakin meningkat kondisi ini terjadi pada gap rasio (S/d) tertentu. Peningkatan perpindahan kalor pelat disebabkan gradient suhu antar pelat dan suhu lingkungan yang cenderung konstan semakin meningkat. Bilangan Rayleigh yang akan meningkat menggambarkan perilaku fluida ketika densitas massa fluida tidak seragam yang disebabkan gradient suhu antara pelat dan lingkungan semakin besar dimana densitas massa yang lebih ringan mengalir akibat gaya bouyancy mengikuti profil geometri saluran vertikal, sedangkan densitas massa yang lebih berat akan turun akibat gaya gravitasi. Peningkatan bilangan Rayleigh menyebabkan bilangan Nusselt akan meningkat pula sehingga koefisien perpindahan kalor konveksi juga meningkat. Perpindahan kalor konveksi pelat maksimum terjadi laju aliran massa fluida panas (oli) 1,26 (kg/s), sebaliknya minimum pada 0,0191 (kg/s). Jika meningkatkan gap rasio (S/d) pada laju aliran massa tertentu maka perpindahan panas konveksi pelat akan semakin menurun.

3.3. Perpindahan kalor udara



Gambar 6. Perpindahan kalor konveksi udara pada berbagai laju alir fluida panas (oli)

Gambar 6 memperlihatkan perpindahan kalor udara dari silinder horizontal isothermal set dalam saluran vertikal, dimana semakin besar laju aliran massa fluida panas (oli) maka perpindahan kalor konveksi udara semakin meningkat kondisi ini terjadi pada rasio gap (S/d) tertentu. Perpindahan kalor konveksi udara maksimum terjadi pada laju aliran massa fluida panas (oli) 0,0191 (kg/s) dan sebaliknya minimum pada 0,0039 (kg/s).

Fenomena ini disebabkan laju aliran massa udara yang mengalir dalam saluran vertikal semakin meningkat. Jika gap rasio (S/d) meningkat pada laju aliran massa tertentu, maka perpindahan kalor konveksi udara semakin meningkat.

4. KESIMPULAN

Hasil analisis perpindahan kalor konveksi natural dari silinder horizontal set dalam saluran vertikal, disimpulkan sebagai berikut:

- Bertambah besar laju aliran fluida panas (oli) pada $mh = 0,0039$ hingga $0,0191$ (kg/s), maka diperoleh:
 - Perpindahan kalor oli semakin meningkat pada gap rasio (S/d) = 5,06 dari 127,258 W menjadi 226,327 W atau meningkat sebesar 56,22%.
 - Perpindahan kalor konveksi udara semakin meningkat pada gap rasio (S/d) = 5,06 dari 125,661 menjadi 223,652 W atau meningkat sebesar 56,18%.
 - Perpindahan kalor konveksi pelat semakin meningkat pada gap rasio (S/d) = 1,26 dari 11,691 menjadi 14,727 W atau meningkat sebesar 79,38%.
- Total perpindahan kalor konveksi dari silinder isothermal set dalam saluran vertikal didominasi oleh udara sebesar 98,8%.
- Direkomendasikan dari hasil penelitian studi

eksperimen perpindahan kalor natural dari silinder isothermal set dalam saluran vertikal menggunakan laju aliran massa fluida panas (oli) sebesar 0,0191 (kg/s) dengan gap rasio $(S/d) = 5,06$ untuk aplikasi pendinginan kondensor.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] S. Rath, M. K. Dash, and S. K. Dash, "Natural Convection From Horizontal Cylinders of Different Shapes in a Rectangular Enclosure," no. March 2018, pp. 1615–1620, 2019, doi: 10.1615/ihmtc-2017.2240.
- [2] K. Kitamura, F. Kami-iwa, and T. Misumi, "Heat transfer and fluid flow of natural convection around large horizontal cylinders," *Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu, B Hen/Transactions Japan Soc. Mech. Eng. Part B*, vol. 42, no. 618, pp. 4093–4106, 1999, doi: 10.1299/kikaib.64.477.
- [3] B. Sarper, M. Saglam, and O. Aydin, "Experimental and numerical investigation of natural convection in a discretely heated vertical channel: Effect of the blockage ratio of the heat sources," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 126, pp. 894–910, 2018, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.089.
- [4] R. Bessaih and M. Kadja, "Turbulent natural convection cooling of electronic components mounted on a vertical channel," vol. 20, pp. 141–154, 2000.
- [5] A. C. Avelar and M. M. Ganzarolli, "Natural convection in an array of vertical channels with two-dimensional heat sources: Uniform and non-uniform plate heating," *Heat Transf. Eng.*, vol. 25, no. 7, pp. 46–56, 2004, doi: 10.1080/01457630490496273.
- [6] T. Icoz and Y. Jaluria, "Numerical simulation of boundary conditions and the onset of instability in natural convection due to protruding thermal sources in an open rectangular channel," *Numer. Heat Transf. Part A Appl.*, vol. 48, no. 9, pp. 831–847, 2005, doi: 10.1080/10407780500226548.
- [7] G. Desrayaud and A. Fichera, "On Natural Convective Heat Transfer in Vertical Channels With a Single Surface Mounted Heat-Flux Module," *Heat Transf.*, vol. 125, no. August 2003, 2016.
- [8] D. Frédéric, T. Fabien, S. Sandrine, and B. Ruddy, "Two-dimension experimental study of the reverse flow in a free convection channel with active walls differentially heated," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 47, pp. 150–157, 2013, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2013.01.010.
- [9] S. Durgam, S. P. Venkateshan, and T. Sundararajan, "Experimental and numerical investigations on optimal distribution of heat source array under natural and forced convection in a horizontal channel," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 115, pp. 125–138, 2017, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2017.01.017.
- [10] G. E. Lau *et al.*, "Modelling of natural convection in vertical and tilted photovoltaic applications," *Energy Build.*, vol. 55, pp. 810–822, 2012, doi: 10.1016/j.enbuild.2012.10.014.
- [11] G. E. Lau, G. H. Yeoh, V. Timchenko, and J. A. Reizes, "Numerical investigation of passive cooling in open vertical channels," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 39, pp. 121–131, 2012, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.01.001.
- [12] O. A. Tkachenko *et al.*, "Numerical and experimental investigation of unsteady natural convection in a non-uniformly heated vertical open-ended channel," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 99, pp. 9–25, 2016, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2015.07.029.
- [13] E. Sanvicente, S. Giroux-Julien, C. Ménézo, and H. Bouia, "Transitional natural convection flow and heat transfer in an open channel," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 63, pp. 87–104, 2013, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2012.07.004.
- [14] M. Corcione, "Correlating equations for free convection heat transfer from horizontal isothermal cylinders set in a vertical array," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, no. 17, pp. 3660–3673, 2005, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.01.010.
- [15] T. Yousefi and M. Ashjaee, "Experimental study of natural convection heat transfer from vertical array of isothermal horizontal elliptic cylinders," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 32, no. 1, pp. 240–248, 2007, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2007.04.001.
- [16] M. Corcione, "Interactive free convection from a pair of vertical tube-arrays at moderate Rayleigh numbers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 50, no. 5–6, pp. 1061–1074, 2007, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.07.034.
- [17] T. Yousefi, M. Paknezhad, M. Ashjaee, and S. Yazdani, "Effects of confining walls on heat transfer from a vertical array of isothermal horizontal elliptic cylinders," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 33, no. 6, pp. 983–990, 2009,

- doi: 10.1016/j.expthermflusci.2009.04.005.
- [18] A. D’Orazio and L. Fontana, “Experimental study of free convection from a pair of vertical arrays of horizontal cylinders at very low Rayleigh numbers,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 53, no. 15–16, pp. 3131–3142, 2010, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.03.014.
- [19] M. S. Chae and B. J. Chung, “Effect of pitch-to-diameter ratio on the natural convection heat transfer of two vertically aligned horizontal cylinders,” *Chem. Eng. Sci.*, vol. 66, no. 21, pp. 5321–5329, 2011, doi: 10.1016/j.ces.2011.07.021.
- [20] J. H. Heo and B. J. Chung, “Natural convection of two staggered cylinders for various prandtl numbers and vertical and horizontal pitches,” *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 50, no. 6, pp. 769–777, 2014, doi: 10.1007/s00231-013-1285-x.
- [21] M. S. Sadeghipour and M. Asheghi, “Free convection heat transfer from arrays of vertically separated horizontal cylinders at low Rayleigh numbers,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 37, no. 1, pp. 103–109, 1994, doi: 10.1016/0017-9310(94)90165-1.
- [22] E. R. G. Eckert and E. E. Soehngen, “Studies on heat transfer in laminar free convection with the Zehnder- Mach Interferometer,” *AF Tech. Reuort*, 1948.
- [23] J. Lieberman, “Interactions in natural convection from an array of heated elements, experimental,” 1969.
- [24] G. F. Marsters, “Arrays of heated horizontal cylinders in natural convection,” *Heat Transf.*, vol. 15, pp. 921–933, 1972.
- [25] E. M. Sparrow and J. E. Niethammer, “Effect of Vertical Separation Distance and Cylinder-to-Cylinder Temperature Imbalance on Natural Convection for a Pair of Horizontal Cylinders,” *Heat Transf.*, vol. 103, pp. 638–644, 1981.
- [26] I. Tokura, H. Saito, K. Kishinami, and K. Muramoto, “An Experimental Study of Free Convection Heat Transfer From a Horizontal Cylinder in a Vertical Array Set in Free Space Between Parallel Walls,” *Heat Transf.*, vol. 105, no. February 1983, pp. 102–107, 2016.
- [27] E. M. Sparrow and D. S. Boessneck, “Effect of Transverse Misalignment on Natural Convection From a Pair of Parallel, Vertically Stacked, Horizontal Cylinders,” *Heat Transf.*, vol. 105, no. May 1983, pp. 241–247, 1983.
- [28] B. Farouk, “Natural convection from horizontal cylinders in interacting flow fields,” *HEAT MASS Transf.*, vol. 26, no. 2, pp. 231–243, 1983.
- [29] H. Rezvantalab, O. Ghazian, T. Yousefi, and M. Ashjaee, “Effect of flow diverters on free convection heat transfer from a pair of vertical arrays of isothermal cylinders,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 35, no. 7, pp. 1398–1408, 2011, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2011.05.008.
- [30] K. Kitamura, A. Mitsuishi, T. Suzuki, and F. Kimura, “Fluid flow and heat transfer of natural convection induced around a vertical row of heated horizontal cylinders,” *HEAT MASS Transf.*, vol. 92, pp. 414–429, 2016, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.08.086.
- [31] Z. Razzaghpahan and N. Sarunac, “Natural convection heat transfer from a bundle of heated circular cylinders with staggered arrangement immersed in molten solar salt,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 156, p. 119900, 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119900.
- [32] Z. Razzaghpahan and N. Sarunac, “Natural convection heat transfer from a bundle of in-line heated circular cylinders immersed in molten solar salt,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 148, no. xxxx, p. 119032, 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119032.
- [33] Y. Lu, Q. Yu, W. Du, and Y. Wu, “Natural convection heat transfer of molten salts around a vertically aligned horizontal cylinder set ☆,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 76, pp. 147–155, 2016, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.04.022.
- [34] Z. Brodnianská and S. Kotšmíd, “Numerical Study of Heated Tube Arrays in the Laminar Free Convection Heat Transfer,” 2020, doi: 10.3390/en13040973.
- [35] S. R. Yan *et al.*, “A critique of effectiveness concept for heat exchangers; theoretical-experimental study,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 159, p. 120160, 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120160.
- [36] Theodore L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, and D. P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 2011.
- [37] 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.