

Analisis variasi jarak pembuluh terhadap unjuk kerja kondensor

AAIAS Komala Dewi⁽¹⁾ & IGK Sukadana⁽²⁾

^{(1),(2)}Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Udayana
Kampus Bukit Jimbaran 80362

Abstrak

Kondensor tipe pembuluh merupakan salah satu penukar kalor yang sangat luas digunakan untuk melepas panas dengan cara konveksi alamiah. Kemampuan penukar kalor untuk membuang panas dinyatakan sebagai efisiensi penukar kalor. Penelitian ini menganalisis pengaruh jarak antar pembuluh dan laju alir massa dalam pembuluh terhadap efisiensi kondensor tipe pembuluh. Variasi dalam penelitian meliputi laju alir massa, masing-masing 0.015 kg/s, 0.018 kg/s, dan 0.021 kg/s; dan jarak antar pembuluh, masing-masing 0.015 kg/s, 0.018 kg/s, dan 0.021 kg/s. Hasil penelitian menunjukkan efisiensi terbaik dicapai pada laju alir massa 0.02 kg/s dan spasi antar pembuluh sebesar 5 cm.

Kata kunci: Efisiensi, penukar kalor tipe pembuluh, konveksi alamiah

Abstract

The serpentine tube heat exchanger is one of most widely used heat exchanger to release heat by natural convection. The ability of the tube heat exchanger to release the heat is represented by its efficiency. The present research analyzed the effect of space between tubes and the mass flow rate to the tube heat exchanger efficiency. Three serpentine tube spaces (4 cm, 5 cm, and 6 cm, respectively), and three mass flow rates (0.015 kg/s, 0.018 kg/s, and 0.021 kg/s, respectively) were varied experimentally. The result showed that the highest efficiency was reached with mass flow rate 0.021 kg/s and space between tubes 5 cm.

Keywords: Efficiency, heat exchanger, natural convection

1. Pendahuluan

Alat penukar panas merupakan suatu peralatan yang digunakan untuk mempertukarkan energi dalam bentuk panas antara aliran fluida yang berbeda temperatur yang dapat terjadi melalui kontak langsung maupun tidak langsung. Salah satu aplikasi dari prinsip pertukaran panas adalah pada penukar panas jenis pembuluh tanpa sirip, dimana pada prinsipnya semakin besar jarak pembuluh maka tahanan termalnya berkurang sehingga efisiensi panas dapat meningkat [1].

Penukar panas ini telah digunakan secara luas untuk membuang panas dari fluida panas yang mengalir melalui pembuluh baik sebagai kondensor pada alat sistem refrigerasi udara yang kecil (lemari es) untuk mengondensasi fluida yang mengalir pada pembuluh atau diaplikasikan hanya sebagai pendingin (*cooler*) fluida yang mengalir dalam pembuluh tanpa terjadi perubahan phase [2]. Namun demikian kajian mengenai unjuk kerja dari penukar panas ini dalam membuang panas belum banyak dilakukan. Salah satu karakteristik unjuk kerja dari penukar panas adalah efisiensi penukar panas.

Untuk mendapatkan efisiensi dari penukar panas dilakukan dengan cara memvariasikan jarak pembuluh. Dalam usaha meningkatkan luas permukaan perpindahan panas dengan variasi jarak pembuluh diusahakan agar koefisien perpindahan panas konveksi bebas tidak sampai terganggu [3]. Beranjak dari pemikiran di atas, bahwa jarak pembuluh juga penting dalam upaya meningkatkan

efisiensi penukar panas jenis pembuluh maka studi ini dilaksanakan.

Salah satu faktor yang mempengaruhi besarnya laju perpindahan panas yang terjadi adalah luasan permukaan perpindahan panasnya. Untuk perpindahan panas secara konveksi bebas dari permukaan penukar panas jenis pembuluh kelingkungan luar, usaha yang dapat dilakukan adalah dengan memvariasikan jarak pembuluh. Maka dalam penelitian ini akan diteliti bagaimana pengaruh jarak pembuluh terhadap unjuk kerja kondensor kulkas.

Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis pengaruh jarak pembuluh terhadap unjuk kerja kondensor kulkas.

2. Dasar Teori

Alat penukar panas (*heat exchanger*) merupakan alat produksi yang berfungsi untuk melaksanakan perpindahan energi panas dari suatu aliran fluida ke aliran fluida lain. Jenis dari alat penukar panas ini adalah jenis pembuluh (*tube heat exchanger*). Alat penukar panas ini terdiri dari pembuluh horisontal. Beberapa tahun yang lalu, *Eckert* dan *Soehngen* mengemukakan suatu studi terbatas tentang silinder yang dipanaskan dan berhubungan dengan konveksi alamiah. Tiga silinder yang telah diatur dalam suatu susunan vertikal, menunjukkan bahwa silinder yang bagian atas temperaturnya meningkat. Ketika ketiga silinder telah diatur dalam susunan zig-zag, mereka menemukan bahwa bilangan Nusselt untuk silinder

atas lebih tinggi dibanding silinder yang bawah, sedang bilangan Nusselt untuk susunan vertikal silinder atas kurang dari silinder bawahnya. Eksperimen tersebut menggunakan silinder yang terbuat dari tembaga dan bersifat padat, dengan ratio panjang dan diameter sekitar 13 dan bilangan Grashof tergantung pada diameter silinder sekitar 34300 untuk susunan vertikal dan 14650 untuk susunan zig-zag.

G. F. Master [4] menyatakan tentang sifat perpindahan panas pada susunan vertikal dengan silinder yang dipanaskan melalui konveksi alami pada kondisi steady. Hasil menunjukkan bahwa dengan memvariasikan kombinasi jarak dan jumlah silinder dapat dipresentasikan. Untuk tiap-tiap kombinasi ini diuji dengan tingkat perpindahan panas perluasan permukaan yang bervariasi, hasilnya bilangan Grashof pada silinder berkisar dari 750 hingga 2000. Hasil juga menunjukkan terjadinya gradien temperatur pada permukaan silinder, yang dinormalisir berkenaan dengan perbedaan temperatur silinder yang paling bawah. Seperti pada kasus studi *Lieberman* dan *Gebhart*, temperatur permukaan meningkat pada susunan silinder yang jaraknya yang dekat, tapi menurun pada susunan silinder yang jaraknya lebar. Kejadian ini menjelaskan tentang kecepatan dan medan temperatur pada sumber aliran garis. Kesepakatan antara hasil presentasi dari G.F.Marster dan referensi dari *Lieberman* dan *Gebhart* akan menunjukkan suatu kepuasan ketika jarak silinder yang benar akan menghasilkan bilangan Grashof yang besar.

M. Sadeghipour dan M. Ashegi [1] menyatakan perpindahan panas konveksi bebas pada kondisi steady dari silinder isothermal pada susunan vertikal dua sampai delapan, pada Rayleigh number yang rendah, telah dipelajari, dan dieksperimenkan. Efek dari Rayleigh number dan jarak pemisah silinder ke silinder pada tingkah laku perpindahan panas sudah dan sedang diselidiki. Bagaimanapun, untuk silinder lain mempunyai kecenderungan menurun atau meningkatkan perpindahan panas dimana tergantung dari lokasi susunan dan geometri. Hasil menunjukkan bahwa jarak pemisah yang optimum adalah untuk perpindahan panas konveksi menyeluruh yang terbaik dari setiap susunan. Studi eksperimen tersebut bertujuan untuk mempresentasikan korelasi perpindahan panas konveksi bebas dari permukaan luar penukar panas ke udara sekeliling.

Pada umumnya alat penukar panas jenis pembuluh digunakan bila koefisien perpindahan panas konveksi yang berhubungan dengan salah satu fluida adalah jauh lebih kecil bila dibandingkan dengan fluida yang kedua. Dalam aplikasinya posisi pemasangan dari alat penukar panas ini adalah vertikal, seperti terlihat pada Gambar 1. Minyak panas mengalir dari bak termostatik dan bersirkulasi secara tunak di dalam pembuluh penukar panas,

maka dapat dihitung panas yang dilepaskan oleh minyak panas sebagai berikut :

$$q_{max} = \dot{m} \cdot Cp_{,f} (T_{f,in} - T_{f,out}) \dots\dots\dots(1)$$

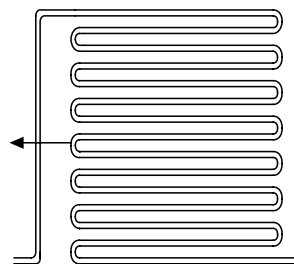
dimana :

$$\dot{m} = \text{laju aliran minyak} \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

$$Cp_{,f} = \text{panas spesifik fluida} \left[\frac{J}{Kg.K} \right]$$

$$T_{f,in} = \text{temperatur fluida masuk} [K]$$

$$T_{f,out} = \text{temperatur fluida keluar} [K]$$



Gambar 1. Penukar panas jenis pembuluh

Di dalam pembuluh terjadi sirkulasi fluida panas sehingga terjadi perpindahan panas antara fluida dan lingkungan luar. Panas dipindahkan dari dinding pembuluh ke lingkungan secara konveksi bebas, yang dinyatakan sebagai berikut:

$$q_{tot} = \bar{h} A_{tot} (\bar{T}_s - T_{\infty}) \dots\dots\dots(2)$$

dimana :

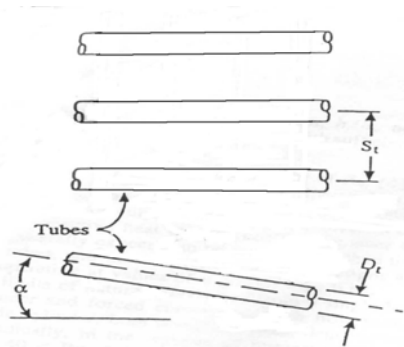
$$\bar{h} = \text{koefisien konveksi} \left[\frac{W}{m^2.K} \right]$$

$$A_{tot} = \text{luas permukaan} [m^2]$$

$$T_{\infty} = \text{temperatur udara luar} [K]$$

$$\bar{T}_s = \text{temperatur permukaan sisi luar} [K]$$

Dari persamaan (2.) jelas bahwa untuk meningkatkan laju perpindahan panas maka dapat dilakukan dengan memperbesar koefisien konveksi (h), Koefisien perpindahan panas konveksi tergantung dari beberapa parameter yaitu : Geometri system, Kecepatan aliran, Tipe aliran (*turbulen* atau *laminar*), Propertis aliran fluida,. Perbedaan temperatur dan Menambah luas permukaan perpindahan panas (A). Penambahan luas permukaan dapat dilakukan dengan memvariasikan jarak pembuluh untuk mengimbangi koefisien perpindahan panas konveksi yang kecil [5].



Gambar 2. Permukaan pembuluh

Efisiensi Penukar Panas [η_o]

Karakteristik dari penukar panas jenis pembuluh adalah memperbesar luas permukaan perpindahan panas dengan cara memperbesar jarak pembuluh untuk meningkatkan laju perpindahan panas karena salah satu fluida mempunyai koefisien perpindahan panas yang kecil. Untuk melihat kemampuan dari penukar panas maka yang dianalisa adalah pengaruh diameter pembuluh terhadap performansi penukar panas. Efisiensi penukar panas jenis pembuluh adalah efisiensi permukaan dari pembuluh yang dirumuskan sebagai berikut :

$$\eta_o = \frac{q_{tot}}{q_{max}} \dots\dots\dots(3)$$

Laju perpindahan panas total pada permukaan penukar panas adalah :

$$q_{tot} = \bar{h}_t \cdot A_t \cdot (\bar{T}_t - T_\infty) \dots\dots\dots(4)$$

dimana :

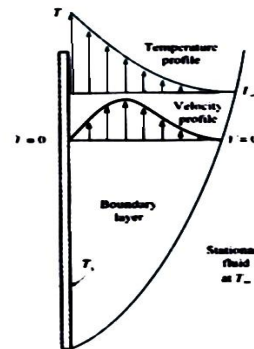
- q_{tot} = Laju perpindahan panas
- q_{max} = Laju perpindahan panas maksimal
- A_t = Luas permukaan pembuluh.
- \bar{h}_t = Koefisien konveksi rata-rata.
- \bar{T}_t = Temperatur permukaan pembuluh
- T_∞ = Temperatur udara luar

Perpindahan Panas Konveksi Bebas

Perpindahan panas konveksi adalah proses perpindahan panas yang diakibatkan adanya perbedaan temperatur antara permukaan suatu material dengan fluida yang bergerak. Perpindahan panas yang terjadi bisa dari permukaan material ke fluida yang bergerak atau sebaliknya. Perpindahan panas secara konveksi ada 2 jenis, yaitu Konveksi Paksa (*Forced Convection*). Konveksi Alamiah (*Natural Convection*) atau Konveksi Bebas (*Free Convection*). Konveksi Paksa (*Forced Convection*) yaitu proses perpindahan panas yang terjadi dimana pergerakan fluida diakibatkan oleh gaya luar seperti : blower, kipas angin, kompresor, dan lain-lain. Sedangkan Konveksi Alamiah adalah proses perpindahan panas dimana pergerakan fluida terjadi

akibat gaya apung (*bouyancy force*). Gaya apung disebabkan oleh perubahan densitas. Gaya apung yang menyebabkan arus konveksi bebas disebut gaya badan (*body force*).

Konveksi alamiah yang paling umum dan paling sederhana adalah konveksi yang terdapat bila suatu permukaan bidang vertikal yang terkena fluida yang lebih dingin atau lebih panas. Gambar 3. menunjukkan lapisan batas yang terjadi pada permukaan bidang vertikal yang dipanaskan.



Gambar 3. Lapisan batas yang terjadi pada permukaan bidang vertikal yang dipanaskan

Dalam konveksi alamiah, kecepatan pada permukaan yang dipanaskan adalah nol (kondisi batas tanpa gelincir), lalu bertambah dengan cepat dalam lapisan batas yang tipis yang bersinggungan dengan permukaan itu dan menjadi nol lagi pada tempat yang jauh dari permukaan itu. Bilangan Grashof merupakan perbandingan antara gaya apung dengan gaya viscous dalam aliran fluida konveksi bebas, yang mempunyai peranan yang sama seperti halnya bilangan Reynolds (Re) pada aliran konveksi paksa.

$$Gr = \frac{g\beta(\bar{T}_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} \dots\dots\dots(5)$$

dimana : g = gaya gravitasi $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

β = Koefisien volume ekspansi $\left[\frac{1}{K}\right]$

L = Panjang karakteristik $[m]$

ν = Viscositas fluida $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

Batas aliran laminar dan turbulen pada konveksi bebas dinyatakan dengan bilangan Rayleigh (Rayleigh Number) [6]. Kondisi kritis aliran terjadi pada $Ra \approx 10^9$. Bilangan Rayleigh (Ra) merupakan hasil perkalian antara Bilangan Grashof dan Prandtl yang dinyatakan sebagai berikut

$$Ra = Gr.Pr = \frac{g\beta(\bar{T}_s - T_\infty)L^3}{\nu^2} Pr \dots\dots\dots(6)$$

Sedangkan Bilangan Prandtl adalah perbandingan antara viskositas kinematik dengan difusivitas panas. Bilangan ini dinyatakan dengan persamaan berikut :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{C_p \mu}{k} \dots\dots\dots(7)$$

dimana : μ = Viscositas fluida $\left[\frac{Ns}{m^2} \right]$

k = konduktivitas panas fluida $\left[\frac{W}{m.K} \right]$

Suatu substansi tipis seperti cairan logam memiliki perubahan viscositas yang jelek namun memiliki karakteristik perpindahan panas yang bagus (memiliki Pr yang rendah). Suatu zat cair seperti bahan bakar minyak memiliki perubahan momentum yang baik dalam kombinasinya namun memiliki karakteritik perpindahan panas yang jelek (memiliki Pr yang besar). Bilangan tanpa dimensi lain yang sering digunakan dalam analisis perpindahan panas konveksi bebas adalah Bilangan Nusselt yaitu :

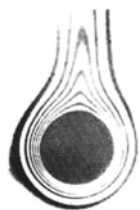
$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h}L'}{k} = C(Gr.Pr)^n = C.Ra^n \dots\dots(8)$$

dimana : C = konstanta koefisien.

n = konstanta eksponen.

Nu = Nusselt Number.

Dari korelasi tersebut diatas bahwa apabila Bilangan Nusselt untuk suatu kondisi aliran diketahui maka koefisien perpindahan panas konveksi aliran tersebut dapat ditentukan. Penentuan Bilangan Nusselt merupakan langkah penting dalam analisa perpindahan panas konveksi. Pada kenyataannya berbagai persamaan empiris yang tersedia sebagai hasil dari riset dan eksperimen merupakan persamaan untuk menentukan Bilangan Nusselt ini dan bukan untuk menentukan secara langsung koefisien perpindahan panas pada proses perpindahan panas tersebut. Kecepatan konveksi bebas umumnya jauh lebih kecil dari pada kecepatan aliran konveksi paksa maka laju perpindahan panasnya juga lebih kecil [3]. Dalam suatu perencanaan atau unjuk kerja suatu sistem biasanya konveksi bebas lebih sering dipakai dari pada konveksi paksa dimana tujuannya adalah meminimalisir biaya operasi. Sebagai contoh penerapan konveksi bebas adalah pada penukar panas jenis pembuluh. Lapisan batas termal yang terjadi terbentuk dari bagian bawah pembuluh yang kemudian berkembang terus sampai atas. Fenomena ini dapat dilihat pada Gambar 4 berikut ini :



Gambar 4. Fenomena terjadinya lapisan batas

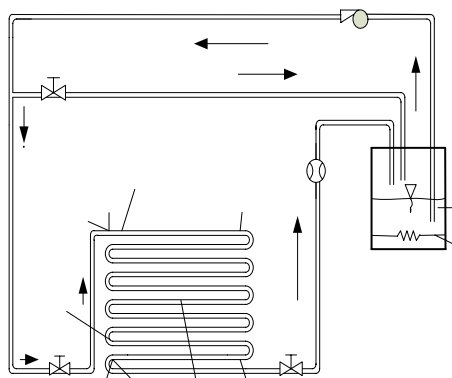
Sehingga koefisien perpindahan panas konveksi dapat diketahui dari persamaan Chu and Churchill yaitu , untuk silinder horizontal:

$$Nu = \left[0.6 + \frac{0.387Ra^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + (0.559/Pr)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \dots(9)$$

Dari persamaan tersebut didapat harga bilangan Nusselt sehingga koefisien konveksi rata-rata didapat dan laju perpindahan panas dapat dicari.

3. Pelaksanaan Penelitian

Untuk mendapatkan data-data yang diperlukan maka dalam eksperimen diperlukan bahan dan peralatan. Adapun peralatan dan bahan yang diperlukan untuk melakukan eksperimen adalah sebagai berikut :



Gambar 5. Skema peralatan penelitian

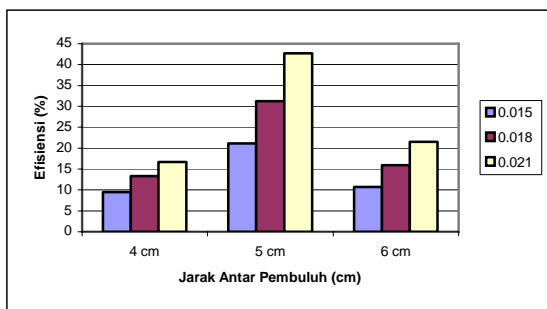
4. Data dan Analisa Hasil Penelitian

a. Analisis pengaruh jarak pembuluh terhadap efisiensi penukar panas

Untuk dapat mengetahui pengaruh jarak antar pembuluh terhadap efisiensi penukar panas dapat dilihat dari perubahan bilangan Nusselt. Dengan melakukan analisa pada perubahan terhadap bilangan Rayleigh sebagai fungsi dari beda temperatur permukaan pembuluh dan temperature kamar $(T_t - T_\infty)$. Dimana bilangan Nusselt merupakan fungsi dari koefisien perpindahan panas. Hasil ditunjukkan pada Gambar 6. Menampilkan pengaruh jarak antar pembuluh terhadap efisiensi penukar panas.

Dari Gambar 6 dapat dianalisa bahwa pada laju aliran yang sama untuk tipe jarak pembuluh 4 cm dan 5 cm, semakin besar jarak antar pembuluh menghasilkan harga bilangan Nusselt yang semakin besar. Hal ini disebabkan karena daerah uniform yang terbentuk antara silinder satu dengan lainnya kecil dan tahanan thermal kecil, sehingga rata-rata temperatur permukaan pembuluh semakin besar dan berpengaruh terhadap semakin besarnya harga bilangan Rayleigh dan beda temperatur permukaan

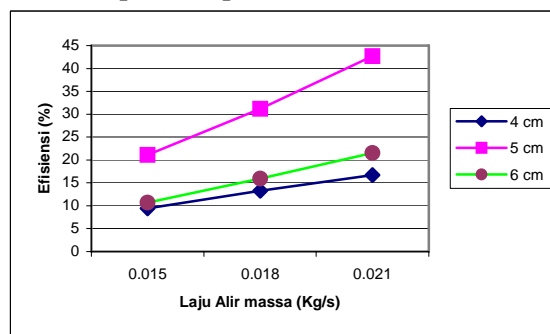
pembuluh dan kamar semakin besar. Efek aliran depan dan aliran belakang masing-masing silinder kecil pada tipe jarak pembuluh 5 cm sehingga masing-masing silinder dapat dianggap tunggal. Dari grafik diatas dapat dilihat , bahwa untuk semua variasi jarak dari tiga spesimen yang diuji, efisiensi maksimum terjadi pada jarak pembuluh 5 cm dengan kedudukan vertikal. Pada jarak pembuluh 4 cm efisiensi lebih kecil karena bilangan Nusselt yang dihasilkan juga kecil dan beda temperatur permukaan pembuluh dan kamar kecil.



Gambar 6. Grafik pengaruh jarak pembuluh terhadap efisiensi penukar panas

Hal ini disebabkan efek aliran depan dan aliran belakang silinder besar sehingga berpengaruh terhadap tahanan thermal yang semakin besar. Kemampuan mentransfer panas pun (efisiensi penukar panas) menjadi kecil. Sedang untuk tipe jarak pembuluh 6 cm, terjadi penurunan bilangan Nusselt dengan bertambahnya jarak pembuluh. Karena efek aliran atas dan aliran balik tidak berpengaruh sama sekali terhadap silinder yang lain, daerah uniform temperatur antara silinder satu dengan lainnya semakin besar, sehingga tahanan thermalnya semakin besar. Dengan kata lain kemampuan mentransfer panas (efisiensi penukar panas) menjadi kecil. Harga Nusselt optimal akan tercapai pada harga aspek rasio mendekati harga optimal yaitu $\frac{L'}{Xt} = Gr^{0.25}$ (L' adalah panjang karakteristik, $Xt = \delta_0$), hal tersebut sangat berpengaruh terhadap tahanan panas semakin kecil. Masing-masing lapisan batas memenuhi harga $\delta = \frac{L'}{Gr^{0.25}}$ yang satu sama lain tidak saling berinteraksi (Cangel, 1998). Dengan meningkatnya bilangan Nusselt maka akan meningkatkan koefisien perpindahan panas ($\bar{h} = \frac{Nuk}{L}$) dan beda temperatur permukaan pembuluh dengan temperature kamar ($\bar{T}_i - T_\infty$) menjadi besar karena tahanan thermal yang mengecil. Dimana koefisien perpindahan panas dan beda temperatur permukaan pembuluh yang besar menyebabkan laju perpindahan panas dari penukar panas (q_{tot}) meningkat sehingga efisiensi penukar panas pun meningkat ($\eta_0 = \frac{q_{tot}}{q_{max}}$).

b. Analisis pengaruh laju alir massa terhadap efisiensi penukar panas



Gambar 7. Grafik hubungan pengaruh laju alir massa terhadap efisiensi penukar panas

Gambar 7 menunjukkan pengaruh laju alir massa terhadap efisiensi penukar panas. Peningkatan laju aliran massa pada dasarnya akan memperbesar induksi energi panas yang masuk , sehingga menyebabkan nilai bilangan Rayleigh membesar dan Nusselt juga meningkat [3]. Untuk jarak pembuluh 5 cm semua variable laju alir massa mempunyai efisiensi penukar panas yang besar dibanding jarak pembuluh 4 cm dan 6 cm. Karena panas yang diinduksikan oleh masing-masing laju aliran massa membangkitkan tahanan thermal yang paling kecil. Efisiensi penukar panas terbesar untuk semua tipe jarak pembuluh yang diuji terjadi pada laju alir massa 0.021 Kg/s. Karena panas yang ditransfer oleh pembuluh menjadi sangat besar yang menyebabkan temperature rata-rata permukaan pembuluh membesar sehingga bilangan Rayleigh pun membesar. Dengan kata lain kemampuan mentransfer panas atau efisiensi penukar panas menjadi sangat besar. Jadi dapat disimpulkan bahwa tipe jarak pembuluh 5 cm mempunyai efisiensi penukar panas yang paling baik. Untuk tipe jarak pembuluh 6 cm mempunyai efisiensi penukar panas lebih kecil dari jarak pembuluh 5 cm, karena bilangan Nusseltnya lebih kecil serta tahanan thermalnya lebih besar. Sehingga akan mempengaruhi koefisien perpindahan panas secara konveksi dan beda temperature panas yang juga mengecil. Dengan begitu efisiensi penukar panas menjadi kecil. Sedang tipe jarak pembuluh 4 cm mempunyai efisiensi penukar panas yang paling kecil, karena bilangan Nusseltnya paling kecil dan tahanan thermalnya paling besar diantara tiga spesimen yang diuji . Hal ini disebabkan efek aliran depan dan aliran belakang masing-masing silinder sangat besar, sehingga berpengaruh terhadap tahanan thermal yang semakin besar. Kemampuan mentransfer panas (efisiensi penukar panas) menjadi paling kecil. Dari grafik juga dapat dilihat untuk tiap-tiap variasi jarak pembuluh efisiensi penukar panas paling besar terjadi pada laju alir massa 0.021 Kg/s. Hal ini terjadi karena bilangan Rayleigh yang besar juga disebabkan oleh kecepatan karakteristik yang besar. Dari ketiga specimen yang diuji memperlihatkan bahwa semakin besar laju aliran

massa fluida maka efisiensi penukar panas dan bilangan Nusselt semakin meningkat. Karena semakin besarnya laju aliran massa maka semakin besar pula induksi panas yang diberikan ke sistem. Sehingga rata-rata temperatur permukaan pembuluh meningkat, dan beda temperatur antara pembuluh dan kamar semakin besar. Kemampuan mentransfer panas pun meningkat.

4. Kesimpulan

Berdasarkan hasil penelitian dan analisa yang dilakukan, dapat diambil beberapa buah kesimpulan penting yang menyangkut efisiensi penukar panas; yaitu, efisiensi penukar panas maksimum untuk tipe jarak pembuluh 4 cm dicapai pada kondisi operasi laju aliran masa 0.021 Kg/s. Untuk tipe jarak pembuluh 5 cm efisiensi penukar panas maksimum terjadi pada laju aliran massa fluida 0.021 Kg/s. Tipe jarak pembuluh 6 cm mencapai efisiensi penukar panas maksimum pada laju aliran massa 0.021 Kg/s. Jadi untuk semua tipe jarak pembuluh yang dipergunakan secara rata-rata mencapai efisiensi penukar panas maksimum pada laju aliran massa 0.021 Kg/s.

Secara rata-rata semakin besar jarak antar pembuluh harga efisiensi penukar panas (η) semakin besar, dan harga maksimum dicapai oleh tipe jarak pembuluh 5 cm. Dan semakin bertambah besar jarak pembuluh harga efisiensi penukar panas (η) semakin menurun. Selain itu, semakin besar laju aliran massa yang diberikan harga efisiensi penukar panas semakin besar juga.

5. Saran

Perlu dilakukan pengkajian secara berkelanjutan dalam usaha untuk mengembangkan ke arah yang lebih optimal. Dan untuk lebih menyempurnakan hasil diharapkan bagi peneliti selanjutnya untuk melakukan simulasi numerik model dengan bantuan software untuk mengetahui fenomena aliran fluida dan contour isothermal, sehingga dapat dengan mudah menganalisa dan membandingkan dengan hasil eksperimental. Dan pada eksperimental mungkin range variabel penelitian dibuat lebih bervariasi lagi. Selain itu untuk penelitian mendatang alat-alat pengukuran untuk mengukur laju alir massa diharapkan mempunyai tingkat akurasi yang lebih tinggi seperti flowmeter.

Daftar Pustaka

- [1] Sadeghipour, M.S., Asheghi, M., 1993, *Free Convection Heat Transfer from Arrays of Vertically Separated Horizontal Cylinders at Low Rayleigh Numbers*, Iran.
- [2] Tanda, G., and Tagliafico, L., 1993, *Free Convection Heat Transfer From Wire and Tube Heat Exchangers*, Journal of Heat Transfer, vol. 199, pp 370-372.

- [3] Incropera, F.P., 1996, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 4th Edition, John Wiley & Sons, New York.
- [4] Marsters, G.F., 1971, *Arrays of Heated Horizontal Cylinders in Natural Convection*, Canada.
- [5] Bejan, A., 1993, *Heat Transfer*, John Wiley & Sons, Inc, New York.
- [6] Cengel, Y.A., 1998, *Heat Transfer a Practical Approach*, McGraw-Hill, New York.
- [7] Janna, W.S., 1993, *Design of Fluid Thermal systems*, PWS Publishing Company, New York.