

Influence of Position and Space of Serpentine Tube in Enclosure to Natural Convection Heat Transfer Coefisien

I Gusti Ketut Sukadana¹⁾, I Wayan Nata Septiadi¹⁾

¹ Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Udayana Bali-Indonesia

Email: igksukadana@unud.ac.id, pengumpian_09@yahoo.com

Abstract

The serpentine tube type that placed in enclosure uses natural convected heat transfer concept. Serpentine tube as heat resources will be transferred a heat to the air, the air transfers to the enclosure walls. One wall is exposed to ambient air, the other wall is insulating. This research to analysis the influence of position and space between tube experimentally to natural convection heat transfer coefficient, five designs serpentine tube spaces 30 mm, 40 mm, 50 mm, 60 mm, 65 mm, and five position is measured from isothermal wall 10 mm, 20 mm, 25 mm, 30 mm, 40 mm. They all are tested in five mass flow rate variables 20 PPH, 40 PPH, 60 PPH, 80 PPH, 100PPH. The inlet fluid temperature is kept constant at 70 °C. The results, is empirical correlation of natural convection heat transfer coefficient a function of Raleygh Number, Position, and space between tube is:

$$Nu = 0.26 \left[\left(\frac{Pt}{D} \right)^{0,175} \left(\frac{Xt}{H} \right)^{0,023} (Ra)^{0,34} \right]$$

Keywords: Heat transfer coefficient, enclosure, serpentine tube, natural convection.

Pendahuluan

Perpindahan panas *natural convection* terjadi antara permukaan dengan fluida yang bergerak pada permukaannya. Pergerakan fluida disebabkan oleh gaya apung akibat perbedaan kerapatan fluida yang ditimbulkan oleh variasi temperatur aliran fluida. Aliran konveksi alamiah berupa aliran viscous laminar atau turbulen. Umumnya perpindahan panas konveksi alamiah terjadi pada kecepatan aliran fluida rendah. Perpindahan panas konveksi alamiah aliran laminar lebih banyak terjadi dalam kenyataan dibanding aliran laminar konveksi paksa. Angka *Nuselt* adalah parameter tak berdimensi yang merupakan perbandingan antara laju perpindahan panas konveksi dan laju perpindahan panas konduksi. Angka *Nuselt* semakin besar dengan sudut datang udara terhadap pembuluh semakin besar [3].

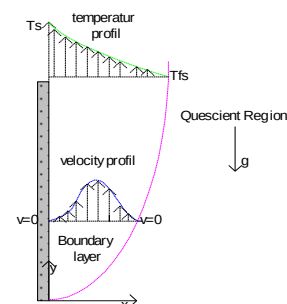
Efisiensi perpindahan panas konveksi alamiah pada enclosure juga dipengaruhi oleh sudut kemiringan dari enclosure. Semakin besar sudut kemiringan semakin kecil koefisien perpindahan panas. Sudut penempatan enclosure secara langsung berpengaruh terhadap koefisien perpindahan panas [2]. Faktor lain juga yang berpengaruh

terhadap performan perpindahan panas dalam enclosure adalah *aspek rasio* ($A = H/L$), dengan harga L minimum, $L = H/Gr^{0,25}$ [1].

Studi eksperimental ini akan mencari harga koefisien perpindahan panas dalam bentuk persamaan empiris, $Nu = f((Ra, X_t)/(H, P_t/D))$, sebagai pengaruh variasi posisi dan jarak antara pembuluh.

Perpindahan panas konveksi bebas.

Gaya apung yang menyebabkan aliran konveksi bebas adalah gaya badan. Konveksi alamiah umum terjadi dan paling sederhana terjadi pada permukaan vertikal yang terkena fluida lebih dingin atau lebih panas [1]. Lapisan batas hidrodinamik dan lapisan batas thermal digambarkan berimpit untuk memudahkan analisa.



Gambar 1. Lapisan batas pada bidang vertikal dipanaskan.

Persamaan pengendali untuk analisis plat panas posisi vertikal didinginkan di udara.

Persamaan Kontinuitas:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

Persamaan momentum arah sumbu y:

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) - \rho g \quad (2)$$

Persamaan syarat batas:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = g \beta (T - T_{\infty}) + \nu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \quad (3)$$

Persamaan energi:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (4)$$

Similarity consideration:

$$\left(\frac{\mu C_p}{k} \right) \left(\frac{g \beta (T_s - T_{\infty}) L^3}{\nu^2} \right) = P_r \cdot G_{rL} \quad (5)$$

Bilangan *Prandtl* merupakan perbandingan antara viscositas suatu aliran dan difusifitas thermalnya:

$$P_r = \frac{C_p \mu}{k} \quad (6)$$

Bilangan *Reyleigh* merupakan hasil perkalian antara bilangan *Grashoff* dan *Prandtl*, dinyatakan sebagai berikut:

$$R_{aL} = \frac{g \cdot \beta (T_s - T_{\infty}) L^3}{\alpha \nu} \quad (7)$$

Bilangan tanpa dimensi yang lain adalah bilangan *Nusselt* dengan formulasi sebagai berikut:

$$N_{uL} = \frac{hL}{k} \quad (8)$$

Kriteria bilangan *Nuselt* yaitu: $Nu = 1$ berarti laju perpindahan panas konveksi sama dengan laju perpindahan panas konduksi. $Nu > 1$ berarti laju perpindahan panas konveksi lebih dominan. $Nu < 1$ berarti laju perpindahan panas konduksi dominan [3].

Perpindahan panas konveksi bebas pada enclosure

Penerapan konveksi bebas pada penukar panas jenis pembuluh yang ditempatkan secara tertutup didalam suatu ruangan. Untuk membuang panas dari pembuluh (*coil*) ke udara didalam enclosure dan dilanjutkan ke dinding-dinding enclosure. Untuk menjaga

agar tidak terjadi interaksi lapisan batas dinding yang berdekatan maka aspek rasio enclosure yang digunakan adalah $H/L = 12$ [1]. Untuk fluida *prandtl* 0.5 sampai 2 mempunyai korelasi *Nuselt* sebagai berikut:

Untuk $R_a = 2 \cdot 10^3$ s/d $2 \cdot 10^5$

$$N_u = 0.197 R_a^{0.25} \left(\frac{L}{X_t} \right)^{\frac{1}{9}} \quad (10)$$

Untuk $R_a = 2 \cdot 10^5$ s/d 10^7

$$N_u = 0.073 R_a^{\frac{1}{3}} \left(\frac{L}{X_t} \right)^{\frac{1}{9}} \quad (11)$$

Sehingga persamaan distribusi temperatur permukaan pembuluh adalah:

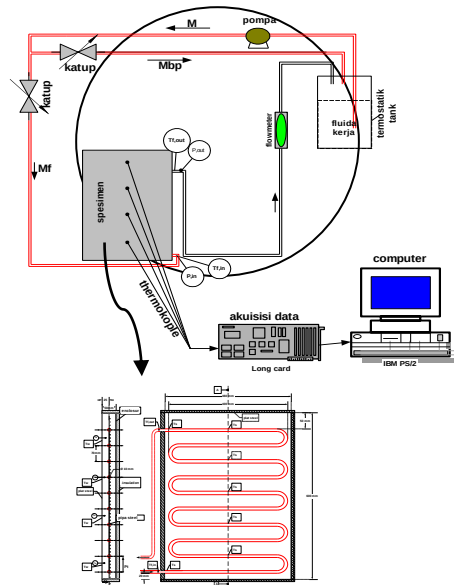
$$T_s = T_{\infty} + \frac{0.632 \dot{q} L}{K P_r^{1/3} R_e^{1/2}} \left[3 \left(1 - \left(\frac{z}{L_t} \right)^{3/4} \right)^{1/3} - \frac{4}{7} \left(\frac{z}{L_t} \right)^{7/4} \right] \Bigg|_{z=0}^{z=L_t} \quad (12)$$

Besarnya koefisien konveksi ke arah dinding enclosure berdasarkan pada luas dinding enclosure yaitu:

$$h_2 = \frac{\dot{q}}{w H (T_{\infty} - T_w)} = \frac{\dot{m}_f C_p (T_{fin} - T_{fout})}{w H (T_{\infty} - T_w)} \quad (13)$$

Metode Penelitian

Untuk mengukur temperatur pada sejumlah titik digunakan thermokopel type K yang dihubungkan dengan data akuisisi yang telah dikalibrasi, selanjutnya dihubungkan ke unit komputer untuk membaca temperatur. Pengukuran semuanya dilakukan pada posisi garis tengah enclosure dan deretan pembuluh. Besarnya perubahan temperatur fluida kerja pada pembuluh diukur dengan menempatkan thermocoupelel didalam fluida pada sisi masuk ($T_{f,in}$) dan sisi keluar ($T_{f,out}$). Karakteristik kedua fluida adalah: Minyak pemindah panas yang dipergunakan dalam penelitian ini jenis Thermia B-22 produksi Pertamina. Thermia B-22 series adalah minyak lumas pemindah panas kualitas tinggi dengan ketahanan oksidasi sangat baik, dan bekerja pada temperatur bulk sampai 320 °C.



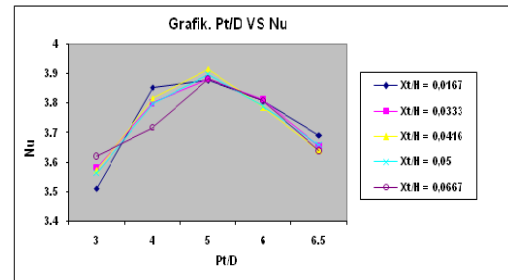
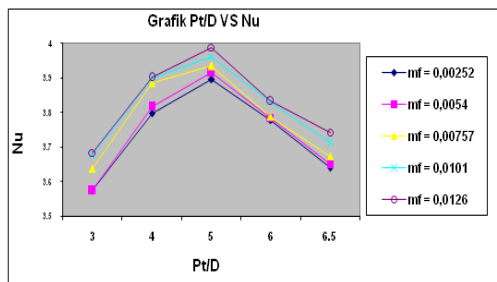
Gambar 2. Sekematis pengujian.

Dengan teorema *Pi Buckingham* didapat persamaan, khusus perpindahan konveksi alamiah bilangan Reynold diabaikan.

$$Nu_u = f(R_{ayleigh}, \frac{X_t}{L}, \frac{P_t}{D}) \quad (14)$$

Analisa Pengaruh jarak pembuluh terhadap bilangan *Nuselt*.

Dari gambar 3 diperlihatkan bahwa untuk semua posisi, Harga *Nuselt* maksimum terjadi pada $Pt/D = 5$ dengan posisi perletakan $X_t/H = 0,05$. Untuk type $Pt/D > 5$, terjadi penurunan harga *Nu* dengan bertambahnya jarak antar pembuluh. Harga *Nu* optimal tercapai pada harga aspek rasio mendekati harga optimal yaitu $L'/X_t = Gr^{0,25}$, hal tersebut sangat berpengaruh terhadap tahanan panas semakin kecil [1].

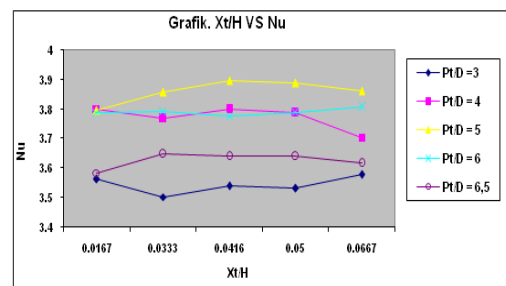


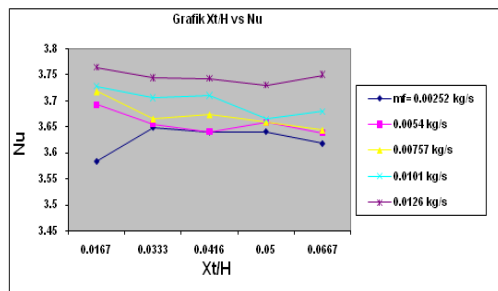
Gambar 3. Grafik pengaruh jarak antar pembuluh terhadap *Nu* pada $mf = 0,0054 \text{ kg/s}$ dan pada $X_t/H = 0,0416$.

Semakin besar jarak antar pembuluh harga *Nu* mengalami peningkatan, panas yang ditransfer ke udara menyebabkan terjadinya efek aliran depan atau aliran belakang masing-masing silinder yang mengurangi daerah uniform temperatur diantara kedua lapisan batas panas.

Untuk $Pt/D < 5$, semakin besar jarak antar pembuluh harga bilangan *Nuselt* memiliki kecenderungan meningkat. Dengan kemampuan mentransfer panas semakin besar menyebabkan temperatur rata-rata permukaan pembuluh semakin besar, gradien temperatur antara pembuluh dan dinding semakin besar sehingga bilangan *Raleygh* juga bertambah besar. Dengan bertambah besarnya jarak antar pembuluh $Pt/D > 5$ efek aliran belakang dan depan masing-masing silinder berkurang, daerah uniform temperatur yang terjadi semakin besar, sehingga tahanan thermal semakin besar dan koefisien konveksi menurun.

Pengaruh posisi terhadap bilangan *Nuselt*





Gambar 4. Grafik hubungan posisi dengan Nu pada $mf = 0,0054$ kg/s dan pada $Pt/D = 6,5$.

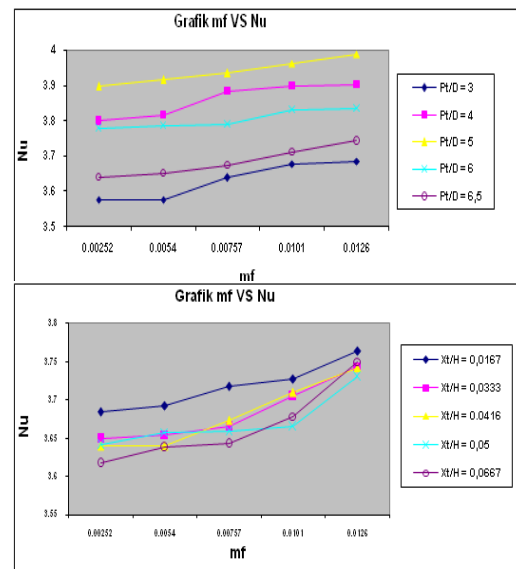
Gambar 4. menunjukkan hubungan antara posisi deretan pembuluh terhadap bilangan $Nuselt$ pada kondisi laju aliran massa 0,00252 kg/s. Bahwa posisi perletakan pembuluh pengaruhnya kecil terhadap peningkatan bilangan $Nuselt$. Jarak perletakan pembuluh harus mendekati syarat $L/X_t = Gr^{0,25}$. Sehingga baik pembuluh maupun dinding sama-sama membentuk lapisan batas thermal dengan koefisien perpindahan panas besar. Secara optimal apabila lapisan batas thermal pembuluh dan dinding saling bertemu, sehingga tidak terjadi daerah uniform temperatur diantara kedua lapisan batas thermal [1].

Gambar 4. menunjukkan pengaruh posisi deretan pembuluh terhadap Nu , pada kondisi jarak antar pembuluh $Pt/D = 6,5$, pada kondisi laju aliran masa yang sama. Posisi perletakan deretan pembuluh berpengaruh signifikan terhadap penurunan bilangan $Nuselt$. Pada posisi perletakan $X_t/H = 0,0167$ untuk semua laju aliran masa mempunyai harga $Nuselt$ paling besar, karena daerah uniform temperatur antara lapisan batas thermal dinding dan pembuluh tidak terbentuk, bilangan $Raleygh$ yang terjadi besar. Perubahan posisi perletakan deretan pembuluh didalam enclosure yang diperlakukan pada laju aliran masa tertentu memiliki penurunan harga bilangan Nu .

Pengaruh laju aliran massa terhadap bilangan $Nuselt$.

Gambar 5. menunjukkan pengaruh laju aliran fluida terhadap bilangan $Nuselt$, pada posisi deretan pembuluh tetap $X_t/H = 0,0416$. Peningkatan laju aliran masa pada dasarnya memeperbesar induksi energi panas yang

masuk, sehingga menyebabkan harga bilangan $Raleygh$ membesar dan $Nuselt$ juga meningkat [2]. Untuk $Pt/D = 5$ semua variabel laju aliran masa mempunyai harga bilangan $Nuselt$ paling besar dibandingkan type yang lain. Karena panas yang di induksikan oleh masing-masing laju aliran masa membangkitkan tahanan thermal yang paling kecil. Dari kelima posisi perletakan memperlihatkan bahwa semakin besar laju aliran masa fluida harga Nu menunjukkan peningkatan. Karena semakin besar laju aliran masa semakin besar induksi panas yang diberikan ke sistem. Sehingga rata rata temperatur permukaan pembuluh semakin meningkat, dan beda temperatur antara pembuluh dan dinding semakin besar.



Gambar 5. Grafik laju aliran masa dengan Nu pada $X_t/H = 0,0416$ dan pada $Pt/D = 6$

Korelasi empiris koefisien perpindahan panas konveksi alamiah

Studi eksperimental ini bertujuan mencari hubungan empiris dari variabel posisi, jarak antar pembuluh dan laju aliran massa fluida panas terhadap bilangan $Nuselt$. Dengan menggunakan methoda regresi diperoleh persamaan korelasi empiris bilangan $Nuselt$ sebagai fungsi dari bilangan Reyleigh, variabel posisi dan variabel jarak antar pembuluh alat penukar panas menjadi.

$$Nu = 0,26 \left[\left(\frac{Pt}{D} \right)^{0,175} \left(\frac{X_t}{H} \right)^{0,023} (Ra)^{0,34} \right] \quad (15)$$

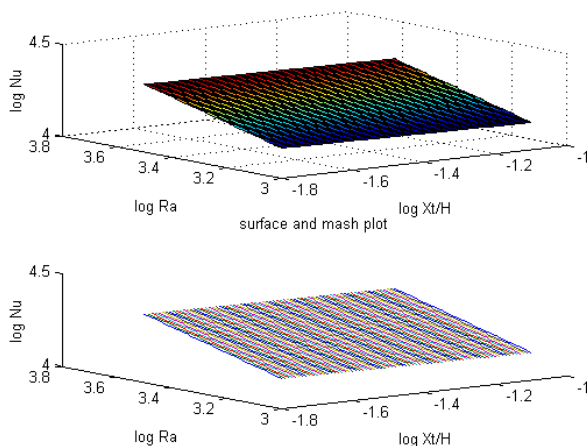
Dari model persamaan korelasi tersebut didapatkan koefisien determinasi sebesar 95,6 yang berarti bahwa keragaman data yang dapat diterangkan oleh model adalah sebesar 95,6 berarti model yang diteliti sudah cukup baik.

Respon posisi perletakan pembuluh dan Raleygh terhadap Nu.

Peningkatan posisi perletakan deretan pembuluh mempengaruhi peningkatan harga Nu sebesar -0.02 setiap satu satuan X_t/H . Dan peningkatan Raleygh meningkatkan Nu sebesar 0.406 untuk satu satuan Ra . Koefisien replikasi antara X_t/H dan Ra sebesar 2.9097 terhadap peningkatan harga Nu. Dengan koefisien determinasi sebesar $89,9$ persen.

$$\log Nu = 2.9097 - 0.02 \log \left(\frac{X_t}{H} \right) + 0.406 \log(Ra) \quad (16)$$

Jadi semua plot respon surface diatas menunjukkan perubahan yang mendekati pola linieritas menggunakan sekala logaritmis dengan tingkat kepercayaan yang cukup tinggi. Sehingga model sudah memenuhi semua asumsi-asumsi yang dipergunakan.



Korelasi Empiris Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Alamiah

Studi eksperimental ini bertujuan mencari hubungan empiris dari variabel posisi, jarak antar pembuluh dan laju aliran massa fluida panas terhadap bilangan Nuselt. Dengan menggunakan methoda regresi akan diperoleh model yang menggambarkan hubungan variabel posisi, jarak antar pembuluh dan Bilangan Reyleigh terhadap Bilangan Nuselt sebagai berikut:

$$\log Y = -0,585 + 0,175 \log X_1 + 0,023 \log X_2 + 0,34 \log X_3 \quad (17)$$

Sehingga persamaan korelasi empiris Bilangan Nuselt sebagai fungsi dari Bilangan Reyleigh, variabel posisi tanpa dimensi dan variabel jarak antar pembuluh tanpa dimensi alat penukar panas menjadi.

$$Nu = 0,26 \left[\left(\frac{Pt}{D} \right)^{0,175} \left(\frac{X_t}{H} \right)^{0,023} (Ra)^{0,34} \right] \quad (18)$$

Dari model persamaan korelasi tersebut didapatkan koefisien determinasi sebesar 95,6 yang berarti bahwa keragaman data yang dapat diterangkan oleh model adalah sebesar 95,6 berarti model yang diteliti sudah cukup baik.

Simpulan

Semakin bertambah besar Pt/D harga Nu semakin menurun. Semakin besar posisi perletakan pembuluh menurunkan harga bilangan Nuselt. Semakin besar laju aliran masa harga Bilangan Nuselt semakin besar. Variabel yang paling dominan berpengaruh adalah *Bilangan Raleygh* dengan koefisien $0,34$, jarak antar pembuluh dominan kedua dengan koefisien pengaruh $0,175$.

Referensi

- [1] Bejan, A., 1993, "Heat Transfer", John Wiley and Sons, Inc, New York.
- [2] Bird Bryan, R., 2000, "Transport Phenomena", John Wiley and Sons, Inc, New York.
- [3] Chang, S. W., Su, L. M., Yang, T. L. Hwang, C. C. 1999, "An Experimental Study Of Heat Exchanger in Reciprocating Square Duct Fitted With Rib Skewed to the Flow", Journal of Heat Transfer, vol 121, p 232-236.
- [4] Cengel, Yunus, A., 1998, "Heat Transfer a Practical Approach", Mc. Graw-Hill, New York.
- [5] Davidson, J. H., Wei Liu, 2002, "Natural Convection of A Horisontal Tube Heat Exchanger Immersed in A Tilted Enclosure", Journal of Solar Energi Engineering, vol 111, p 1-35.
- [6] Incropera, Frank, P., 1996, "Fundamental of Heat and Mass Transfer", John Wiley and Sons, New York.

- [7] Kreith, F., 1986, Alih bahasa oleh Arko Priyono,” Perpindahan Panas”, Airlangga, Indonesia.
- [8] Keys, W. M., 1993, “Convective Heat and Mas Transfer”, Mc. Graw-Hill, Inc, New York.
- [9] Naylor, David, O.,1999, “Introduction to Convective Heat Transfer Analysis”, Mc. Graw-Hill, New York.
- [10] Tanda, G. Tagliafico, L.,1997, “Free Convection Heat Transfer From Wire and Tube Heat exchanger”, Journal of Heat Transfer, vol 119, p370-372.
- [11] Velusamy, K., Sundararajan, T. 2001, “Interaction Effect Between Surface Radiation and Turbulent Natural Convection In Square and Rectangular Enclosures”. Journal of Heat Transfer Vol 123, p 1062-1070.
- [12] Young, T.J., Vafai, K.1999,”Experimental Numerical Investigation of Forced Convective Characteristic of Array of Channel Mounted Obstacles”, Journal of Heat Transfer, vol 121, p 34-42.