

Perpindahan Kalor pada Penukar Kalor Selongsong dan Pipa Memakai Sekat Miring Tidak Sejajar

(Heat Transfer on Shell-and-Tube Heat Exchanger Using an Un-parallel Tilted-Baffle)

MUHAMMAD NADJIB

ABSTRACT

Generally speaking, baffle installation of a shell-and-tube heat exchanger is in straight-standing with respect to shell axis. A common problem of this arrangement is that there will be found a stagnant fluid condition in the death-zone. The impact is the heat transfer coefficient could not reach an optimum value. Based on baffle configuration, the death-zone effect can be minimized by installing an un-parallel tilted baffle. The purpose of this research is to investigate the effect of using non-parallel tilted baffle on heat transfer coefficient. The heat exchanger model was made with single pass fluids. Hot water is going through inside the tube bundles and cold water pass is in the shell. The baffle was installed in various angle of 0° , 15° , 30° , and 45° with respect to shell axis. The cold water flow rates were varied from 75 l/hr, 100 l/hr, 125 l/hr, 150 l/hr, 175 l/hr, to 200 l/hr. The hot water flow rate was fixed at 150 l/hr. Temperature of the hot and cold water at inlet and outlet was recorded by means of K type thermocouple and data logger. The data was then analyzed to obtain the convection heat transfer coefficient. The data were also used to determine the empirical correlation of Nusselt number and Reynolds number. The results indicate that baffle in angle 0° produce the highest convection heat transfer coefficient. Installing the baffle at tilted position is not significant in convection heat transfer coefficient. The empirical correlation of Nusselt number and Reynolds number is influenced by angle function of the baffle.

Keywords: heat exchanger, shell and tube, baffle, heat transfer coefficient, Nusselt number

PENDAHULUAN

Salah satu jenis alat penukar kalor (*heat exchanger*) yang banyak digunakan di industri adalah tipe selongsong dan pipa (*shell and tube*). Konstruksi alat ini terdiri dari satu selongsong dan lebih dari satu pipa yang disusun dengan teratur dan kompak serta dilengkapi dengan beberapa sekat (*baffle*). Biasanya sekat terpasang tegak lurus sumbu selongsong. Susunan pipa dan sekat (biasa disebut *tube bundle*) berada di dalam selongsong. Fungsi sekat adalah untuk menopang susunan pipa agar tidak terjadi defleksi pipa akibat berat dan getaran yang terjadi karena pengaruh aliran di dalam dan di luar pipa. Selain itu, Kern (1983) menyatakan pemasangan sekat mengarahkan aliran di dalam selongsong melintang terhadap *tube bundle* dan

mengakibatkan aliran menjadi turbulen. Dengan demikian koefisien perpindahan kalor meningkat jika dibandingkan aliran tanpa sekat yang mengalir aksial sepanjang sumbu alat penukar kalor. Kern (1983) menambahkan bahwa semakin banyak jumlah sekat maka derajat turbulensi dan kerugian tekanan semakin meningkat. Hasil penelitian Rubin (1992) menunjukkan bahwa pada setiap variasi pengurangan jarak sekat (*baffle spacing*) peningkatan kerugian tekanan justru lebih besar dari pada penambahan laju perpindahan kalor.

Selain itu, Mukherjee (1996) menyatakan bahwa kalkulasi perancangan untuk parameter sekat adalah paling rumit. Kemudian Mukherjee (1998) kembali mengemukakan pemotongan sekat yang ideal adalah antara 20% - 35% terhadap diameter selongsong. Jika pemotongan sekat di luar harga tersebut maka unjuk kerja

termal akan menurun. Hal senada diketahui dari penelitian Habib et al. (1994) yang menunjukkan semakin bertambah ketinggian sekat, semakin bertambah pula kerugian tekanan dan laju perpindahan kalor, tetapi kenaikan kerugian tekanan relatif lebih besar dibanding kenaikan laju perpindahan kalor.

Aliran fluida di dalam alat penukar kalor secara umum terjadi pada dua lintasan yang terpisah satu sama lain yaitu sisi selongsong (*shell side*) dan sisi pipa (*tube side*). Area lintasan fluida dalam selongsong yang terbentuk dari pemasangan sekat pada prinsipnya terbagi menjadi tiga zona karakteristik aliran (Gupta, 1957). Tiap-tiap zona mempunyai korelasi koefisien perpindahan kalor yang berlainan. Ketiga zona tersebut adalah zona aliran menyilang, zona aliran longitudinal dan zona mati. Zona aliran menyilang adalah daerah di antara dua sekat dimana fluida melintas menyilang *tube bundle*. Zona aliran longitudinal adalah daerah aliran fluida di jendela sekat, sedang zona mati adalah daerah sudut di dalam sisi selongsong dengan aliran fluida cenderung tidak bergerak. Dari sisi zona aliran, pada prinsipnya zona mati harus diminimalkan karena terjadi stagnasi aliran sehingga dapat menurunkan unjuk kerja termal. Agar pengaruh zona mati minimal maka posisi pemasangan sekat dapat dibuat miring karena gerakan fluida dapat bebas dan tidak tertahan oleh sekat yang tegak lurus sumbu alat penukar kalor.

Pernah dilakukan penelitian aliran arus fluida yang melintas *tube bundle* dalam posisi menyudut (Taborek, 1983). Variasi sudut pengamatan diambil dari posisi arus datang yang tegak lurus (90°) sampai kemiringan 30° . Hasil pengamatannya menunjukkan bahwa proses perpindahan kalor paling efektif terjadi pada arus aliran yang datang tegak lurus

terhadap *tube bundle*. Begitu juga penelitian yang pernah dilakukan Sappu (2000), dibuat

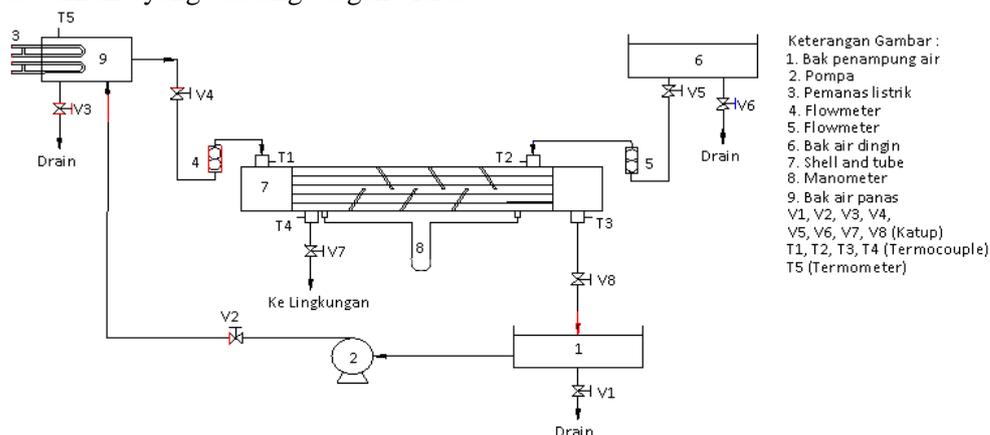
alat penukar kalor dengan variasi kemiringan 90° , 75° , 60° dan 45° terhadap sumbu alat dan kemiringan sekat adalah sejajar. Fluida pemanas adalah air dan fluida yang dipanaskan adalah udara. Disimpulkan bahwa koefisien perpindahan kalor konveksi dan kerugian tekanan terbesar terjadi pada posisi kemiringan sekat terbesar yaitu 90° (sekat tegak) dan semakin berkurang dengan berkurangnya sudut kemiringan sekat.

Pada penelitian ini, alat penukar kalor jenis selongsong dan pipa dipasang sekat miring tidak sejajar. Arah kemiringan sekat adalah terhadap garis tegak lurus sumbu selongsong. Ketidakejajaran pemasangan sekat ini diharapkan dapat mengurangi pengaruh dari zona mati. Tujuan penelitian ini adalah untuk mengetahui sejauh mana pengaruh pemasangan sekat miring tidak sejajar terhadap koefisien perpindahan kalor konveksi. Penelitian ini juga akan mencari korelasi antara bilangan Nusselt dan bilangan Reynolds.

METODE PENELITIAN

Alat Penelitian

Skema alat yang digunakan pada penelitian ini adalah seperti pada Gambar 1. Selongsong alat penukar kalor terbuat dari pipa besi galvanis dengan diameter luar 16,8 cm dan panjang 170 cm. Bahan pipa adalah besi galvanis dengan diameter luar pipa 1,9 cm dan panjang 100 cm. Model alat penukar kalor memakai 4 buah pipa dan aliran airnya satu laluan (*single pass*).



GAMBAR 1. Skema penelitian

Pipa-pipa dirangkum dengan sekat. Jumlah rangkuman pipa-sekat sebanyak 4 unit dengan kemiringan sekat (θ) masing-masing adalah 0° , 15° , 30° dan 45° dan jumlahnya 6 buah tiap unit. Alat dilengkapi dengan bak penampung, bak air dingin dan bak air panas. Sumber air panas dari pemanas listrik daya 800 W dan dilengkapi termostat untuk mengatur temperatur air. Untuk mensirkulasikan air panas dipakai pompa daya 100 W sedang sirkulasi air dingin secara gravitasi. Air panas mengalir di dalam pipa sedangkan air dingin melewati selongsong. Aliran air yang masuk alat diatur dengan dua buah rotameter. Pada sisi *inlet* dan *outlet* alat dipasang termokopel tipe K dan pembacaannya menggunakan 4 *channel data logger*.

Pelaksanaan Penelitian

Pelaksanaan penelitian diawali dengan pembukaan katup V7 dan V5 sehingga air dari bak air dingin mengalir melalui alat penukar kalor. Jika level air pada bak air panas telah melebihi tinggi pemanas listrik maka pemanas listrik dihidupkan. Setelah air panas mencapai 80°C , pelan-pelan katup V2, V8 dan V4 dibuka sehingga air panas masuk ke bak penampung. Temperatur air panas ini dapat dipertahankan dengan mengatur tombol pengaturan termostat. Laju aliran fluida pendingin dapat diatur dengan rotameter air sesuai kebutuhan penelitian.

Setelah besaran-besaran dari penunjukan alat ukur menjadi stabil (temperatur, laju aliran air pendingin, dan beda tekanan) dan tidak terdapat kebocoran pada instalasi, maka pencatatan besaran-besaran tersebut dilakukan dan hasilnya diambil sebagai data pengamatan penelitian. Setiap kali pengamatan dilakukan, laju aliran air panas dibuat konstan (150 lt/jam). Variabel yang dipakai pada penelitian ini adalah laju aliran air pendingin yaitu dibuat variasi 75 lt/jam, 100 lt/jam, 125 lt/jam, 150 lt/jam, 175 lt/jam, dan 200 lt/jam. Variasi laju aliran air ini dilakukan untuk setiap unit alat penukar kalor dimana masing-masing unit berbeda sudut kemiringannya.

Analisis Data

Data hasil pengamatan dilakukan analisis yaitu menghitung koefisien perpindahan kalor konveksi menyeluruh untuk setiap variasi sudut kemiringan (θ) dan laju aliran air pendingin, mencari koefisien

perpindahan kalor konveksi untuk setiap variasi sudut kemiringan dan laju aliran air pendingin, mencari korelasi antara bilangan Nusselt (Nu) dan bilangan Reynolds (Re), dan membandingkan kecenderungan hubungan tersebut dengan hasil yang diperoleh peneliti sebelumnya.

Kalor konveksi yang diserap air pendingin pada alat penukar kalor dinyatakan oleh Incropera *et al.*, (2007) seperti Persamaan (1). Kalor ini dapat didefinisikan berdasar konsep beda temperatur rata-rata logaritmik seperti Persamaan (2).

$$Q_{konveksi} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_o - T_i) \quad (1)$$

$$Q_{konveksi} = U_o \cdot A_o \cdot F \cdot \Delta T_m \quad (2)$$

Bila Persamaan (1) dan Persamaan (2) disamakan, akan menghasilkan koefisien perpindahan kalor konveksi menyeluruh sisi luar pipa (U_o).

$$U_o = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_o - T_i)}{A_o \cdot F \cdot \Delta T_m} \quad (3)$$

Koefisien perpindahan kalor konveksi selongsong (h_o) dapat diperoleh dari Persamaan (4).

$$h_o = \frac{1}{\frac{1}{U_o} - \left(\frac{A_o}{A_i} \cdot \frac{1}{h_i} \right) - \left(\frac{A_o \ln(r_o/r_i)}{2\pi k L} \right)} \quad (4)$$

Sedangkan koefisien perpindahan kalor konveksi di dalam pipa (h_i) dicari dengan Persamaan (5). Incropera *et al.* (2007) memberikan persamaan Dittus-Boelter untuk mencari bilangan Nusselt (Persamaan (6)).

$$h_i = Nu_i \cdot \frac{k}{d_i} \quad (5)$$

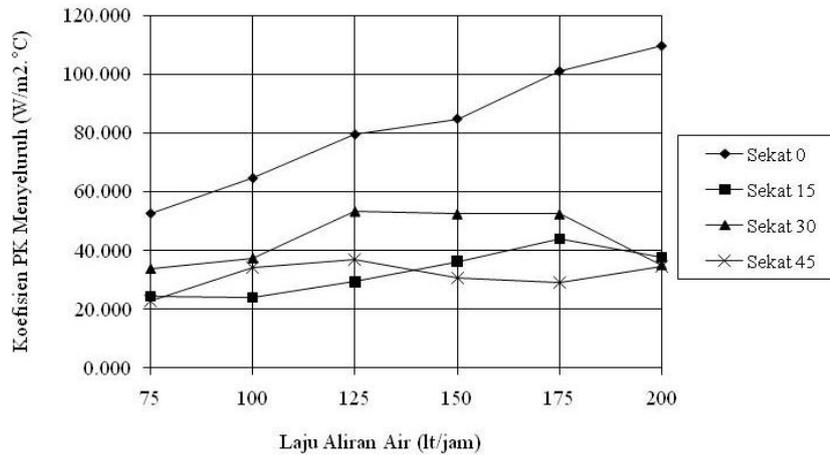
$$Nu_i = 0,023 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^{0,3} \quad (6)$$

$$Re_D = \frac{\rho \cdot D \cdot v}{\mu} \quad (7)$$

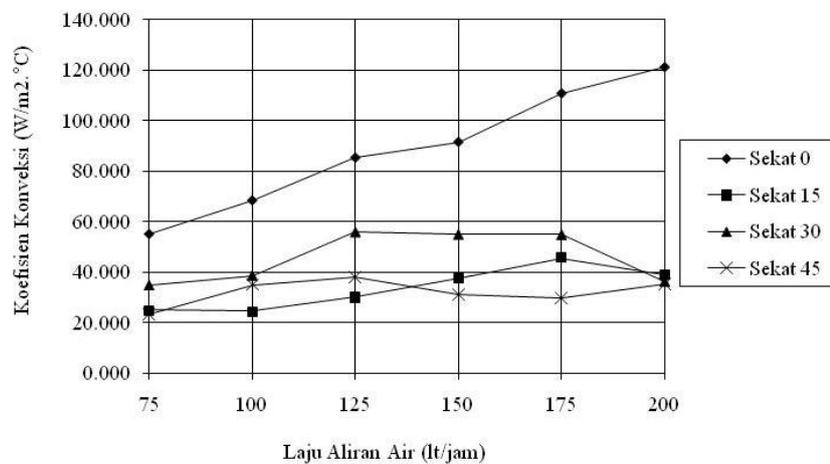
Untuk sekat tegak, bilangan Nusselt untuk aliran di dalam selongsong dapat dikorelasikan dengan bilangan Reynolds (Re) dan bilangan Prandtl (Pr) (Holman, 1988):

$$Nu = h \cdot \frac{D}{k} = m \cdot Re^a \cdot Pr^b \quad (8)$$

Harga m , a , dan b dapat diketahui dari hasil penelitian.



(a)



(b)

GAMBAR 1. Pengaruh laju aliran air pendingin dan variasi sudut sekat terhadap:

(a). koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U_o)(b). koefisien perpindahan kalor konveksi (h_o)

HASIL DAN PEMBAHASAN

Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi Sisi Luar Pipa

Hubungan koefisien perpindahan kalor menyeluruh dan koefisien perpindahan kalor konveksi sisi luar pipa terhadap laju aliran air untuk beberapa variasi sudut kemiringan sekat disajikan pada Gambar 1. Pada gambar tersebut terlihat grafik koefisien perpindahan kalor menyeluruh mempunyai pola yang sama dengan grafik koefisien perpindahan kalor konveksi sisi luar pipa, hanya saja nilainya sedikit lebih besar pada grafik koefisien perpindahan kalor konveksi.

Secara umum grafik pada Gambar 1 (a) memperlihatkan kecenderungan bahwa nilai koefisien perpindahan kalor konveksi

menyeluruh semakin besar seiring dengan laju aliran air pendingin. Menurut Persamaan (1), kalor yang diserap air pendingin (Q) semakin besar bila laju aliran massa (m) meningkat. Peningkatan laju aliran massa ini diakibatkan semakin besarnya laju aliran air pendingin yang melewati selongsong. Di sisi lain berdasar Persamaan (2), kalor yang diserap air pendingin dipengaruhi oleh koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U_o). Semakin besar koefisien perpindahan kalor menyeluruh maka jumlah kalor yang diserap air pendingin semakin besar pula. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh berkaitan dengan perpindahan kalor konveksi sisi luar pipa (h_o) sesuai Persamaan (4). Dari Persamaan (4) diketahui bahwa bila harga koefisien perpindahan kalor menyeluruh besar maka harga koefisien perpindahan kalor konveksi dari dinding luar pipa ke fluida pendingin juga besar (Gambar 1 (b)). Selain hal

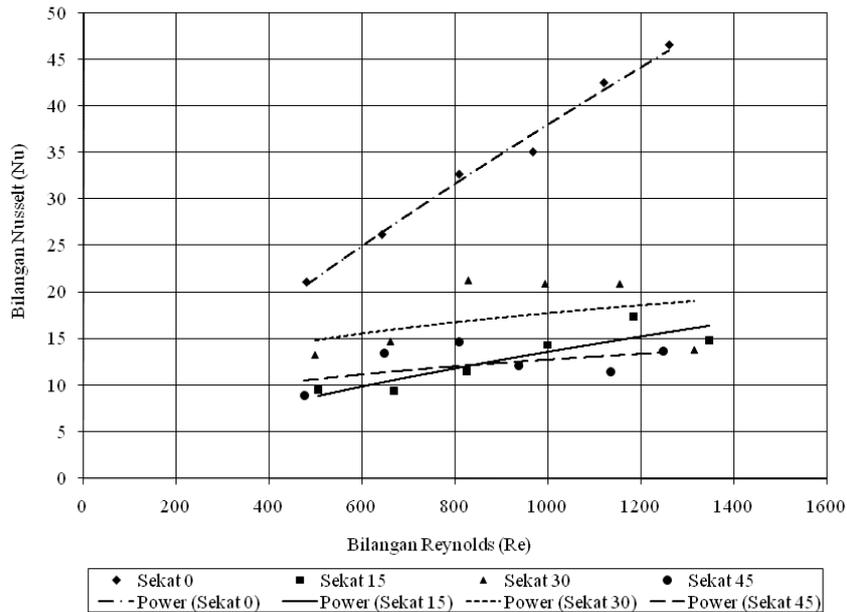
tersebut, fenomena meningkatnya nilai koefisien perpindahan kalor konveksi karena naiknya laju aliran air pendingin dapat diterangkan berdasar definisi perpindahan kalor konveksi. Sebagaimana diketahui bahwa cara perpindahan kalor konveksi terdiri dari dua mekanisme. Pertama, pengangkutan energi terjadi secara mikroskopis yaitu adanya gerakan random molekul (difusi). Kalor terlebih dahulu mengalir dengan cara konduksi dari permukaan pipa ke partikel fluida di dekat dinding pipa. Energi yang berpindah ini meningkatkan energi dalam fluida. Kemudian perpindahan kalor dilanjutkan dengan mekanisme kedua yaitu pengangkutan energi dalam skala makroskopis yang disebabkan gerakan fluida (adveksi) di dalam daerah lapis batas. Berdasar mekanisme kedua inilah maka semakin besar gerakan fluida maka nilai koefisien perpindahan kalor konveksi meningkat. Namun demikian menurut Gambar 1, untuk sekat 15° , 30° , dan 45° peningkatan nilai koefisien perpindahan kalor konveksi tidak terjadi sepanjang kenaikan laju aliran air pendingin. Untuk sekat 15° nilai koefisien perpindahan kalor konveksinya mulai menurun setelah laju aliran 175 lt/jam. Untuk sekat 30° nilai koefisien perpindahan kalor konveksi mulai menurun setelah laju aliran 125 lt/jam. Sedangkan untuk sekat 45° , nilai koefisien perpindahan kalor konveksinya mulai menurun setelah laju aliran 125 lt/jam. Fenomena ini dimungkinkan terjadi oleh adanya kebocoran air di antara sekat dan dinding selongsong. Semakin besar kemiringan sekat semakin rentan terhadap kebocoran air. Faktor pabrikasi dapat menjadi sumber terjadinya kebocoran karena sulit dihindari adanya celah antara sekat dan dinding selongsong. Kebocoran air pada daerah pertemuan sekat dan *tube bundles* dianggap tidak ada karena antara sekat dan *tube bundles* dilas penuh. Adanya sejumlah air yang bocor mengakibatkan tidak semua air pendingin melewati susunan pipa yang bertemperatur lebih tinggi. Dengan demikian temperatur air pendingin keluar akan menurun. Penurunan temperatur ini mengakibatkan kalor yang diterima air pendingin berkurang. Sesuai dengan persamaan (2) maka hal ini mengakibatkan nilai koefisien perpindahan kalor menyeluruh semakin rendah dan dampaknya adalah harga koefisien perpindahan kalor konveksinya berkurang. Kenyataan

kebocoran ini memang tidak dapat dihindari (Saunders, 1988). Penyebabnya adalah adanya aliran *bypass* yang terjadi di dalam selongsong. Adanya celah yang mengakibatkan kebocoran aliran secara signifikan mempengaruhi unjuk kerja termal baik laju perpindahan kalor maupun kerugian tekanan (Diby, 1995).

Di antara keempat kemiringan sekat ternyata sekat dengan sudut 0° mempunyai nilai koefisien perpindahan kalor konveksi tertinggi. Aliran air pendingin pada sekat 0° menimpa susunan pipa dengan arah tegak lurus (melintang). Untuk fluida yang mengalir tegak lurus susunan pipa, pada pipa baris pertama berlaku sebagaimana aliran melintang silinder tunggal dimana mula-mula aliran fluida berbentuk *streamline*, kemudian setelah melewati *separation point* terjadi olakan (di sisi belakang pipa). Olakan ini kemudian melewati pipa pada baris berikutnya sebagai *upstream* dan akhirnya olakan menjadi lebih besar pada sisi *downstream*. Pengaruh olakan aliran ini mengakibatkan tingkat sapuan permukaan pipa oleh fluida menjadi lebih besar dan berdampak pada transfer kalor yang besar. Semakin banyak baris pipa yang digunakan maka semakin besar pula laju perpindahan kalor konveksi yang terjadi. Selain hal itu, pabrikasi sekat 0° relatif lebih mudah dan lebih presisi dari pada sekat miring sehingga faktor kebocoran air dapat diminimalkan. Artinya adalah jumlah air pendingin yang menyentuh susunan pipa lebih banyak sehingga kalor yang diterima air lebih besar. Hasil penelitian ini sesuai dengan penelitian Sappu (2000) bahwa koefisien perpindahan kalor konveksi terbesar terjadi pada posisi kemiringan sekat terbesar yaitu 90° (sekat tegak) dan semakin berkurang dengan berkurangnya sudut kemiringan sekat.

Hubungan Bilangan Nusselt dan Bilangan Reynolds Sisi Selongsong

Pada Gambar 2 ditampilkan grafik kecenderungan hubungan antara bilangan Nusselt dan bilangan Reynolds selama pengujian. Bilangan Nusselt berbanding lurus dengan bilangan Reynolds sebagaimana Persamaan (8). Semakin besar bilangan Reynolds maka semakin besar pula bilangan Nusselt. Dengan kata lain, semakin besar laju aliran massa air maka harga bilangan Nusselt semakin tinggi.



GAMBAR 2. Hubungan bilangan Reynolds (Re) dan bilangan Nusselt (Nu) untuk berbagai variasi sudut sekat dan laju aliran air pendingin

Fenomena ini sesuai dengan pernyataan Incropera et al. (2007) bahwa untuk aliran melintang silinder, semakin besar bilangan Reynolds akan meningkatkan bilangan Nusselt karena lapis batas yang timbul semakin tipis.

Sebagaimana tertera pada Gambar 2, grafik hubungan bilangan Reynolds dan bilangan Nusselt untuk sekat 0° berada pada posisi lebih tinggi dibanding sekat lainnya. Kondisi ini erat hubungannya dengan posisi pemasangan sekat dimana ada fungsi sudut dalam persamaan bilangan Nusselt (Persamaan (8)). Oleh karena itu seperti halnya Sappu (2000), Persamaan (8) harus dikoreksi terhadap sudut kemiringan sekat.

Korelasi Bilangan Nusselt dan Bilangan Reynolds Sisi Selongsong

Korelasi empiris unjuk kerja termal merupakan suatu formula yang menunjukkan pengaruh berbagai variabel yang dapat menentukan besar kecilnya perpindahan kalor yang terjadi pada alat penukar kalor. Persamaan korelasi ini dibangun berdasarkan data penelitian dan perhitungan. Berdasarkan hasil pada Gambar 2, perlu pengembangan dari Persamaan (8) yakni dengan memasukkan faktor kemiringan sekat. Persamaan yang dimaksud adalah:

$$Nu = m.Re^a.Pr^b.\cos\theta^c \quad (9)$$

dengan m , a , b , dan c adalah konstanta dan θ adalah sudut kemiringan sekat.

Dalam statistik, bentuk Persamaan (9) dinamakan "power equation". Persamaan ini digunakan untuk menentukan korelasi antara satu variabel dependen dengan dua atau lebih variabel independen lainnya yang non-linier. Teknik untuk mendapatkan korelasi antara variabel dependen dengan variabel independen ialah dengan menggunakan analisis regresi linier. Teknik ini dapat memprediksi dengan baik hubungan antar variabel. Oleh karena itu, persamaan di atas harus diubah menjadi persamaan regresi linier berganda dengan mentransformasikan ke dalam bentuk logaritma, yaitu:

$$Nu = m.Re^a.Pr^b.\cos\theta^c$$

$$\log Nu = \log m + a \log Re + b \log Pr + c \log (\cos \theta)$$

Untuk mendapatkan korelasi, maka parameter-parameter tersebut harus diubah dalam bentuk dasar logaritma seperti pada Tabel 1. Setelah diubah dalam bentuk logaritma, selanjutnya dengan menggunakan menu *regression* pada perangkat lunak *excell*, plot nilai Nusselt ke sumbu y , sedangkan nilai Reynolds, nilai Prandtl dan $\cos\theta$ diplot ke sumbu x . Berdasar plotting diperoleh hasil sebagai berikut:

$$\log m = -6,21, \text{ maka } m = 6,14 \times 10^{-7}$$

$$a = 0,38$$

$$b = 8,90$$

$$c = 2,58$$

$$\log Nu = \log m + a \log Re + b \log Pr + c \log (\cos \theta)$$

$$\log Nu = \log -6,21 + 0,38 \log Re + 8,90 \log Pr + 2,58 \log (\cos \theta)$$

Jadi persamaan korelasi empiris Nu adalah:

$$Nu = 6,14 \times 10^{-7} \cdot Re^{0,38} \cdot Pr^{8,90} \cdot (\cos \theta)^{2,58}$$

Persamaan ini berlaku untuk:

- Bilangan Reynolds: $474 < Re < 1347$
- Bilangan Prandtl: $5,10 < Pr < 5,60$
- Sudut kemiringan sekat: $\theta = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$

Memperhatikan korelasi empirik di atas, terlihat bahwa pengaruh bilangan Prandtl lebih besar dibanding bilangan Reynolds. Arti fisis bilangan Prandtl adalah perbandingan dari dua sifat angkutan molekular yaitu momentum aliran yang mempengaruhi distribusi kecepatan dan difusivitas termal yang mempengaruhi profil temperatur. Sedangkan bilangan Reynolds adalah perbandingan gaya inersia terhadap gaya viskos (Bejan, 1993). Rezim

aliran air pendingin adalah laminar sehingga nilai bilangan Reynoldsnya rendah. Di sisi lain nilai bilangan Prandtl cukup besar. Mengingat hal tersebut, dalam penelitian ini yang berperan lebih dominan dalam transfer kalor adalah bilangan Prandtl.

Korelasi Nu dan Re untuk kemiringan sekat (θ) telah dinyatakan oleh Sappu (2000), yaitu :

$$Nu = 0,26 \cdot Re^{0,58} \cdot (\sin \theta)^{0,91}$$

Bentuk korelasi penelitian terdahulu berbeda dengan hasil korelasi penelitian ini yang disebabkan oleh:

1. Penelitian sebelumnya memakai udara sebagai fluida pendingin (Sappu, 2000) sehingga harga bilangan Prandtl rendah ($\approx 0,7$) (Koestoer, 2002) sedangkan dalam penelitian ini memakai air yang harus memperhitungkan bilangan Prandtl.
2. Sekat pada penelitian sebelumnya adalah tersusun sejajar dengan sudut θ dibentuk dari sekat terhadap sumbu alat penukar kalor ($\theta = 90^\circ$ berarti sekat tegak lurus).

TABEL 1. Nilai bilangan Nu, Re, Pr, dan $\cos \theta$ dalam bentuk logaritma

Sudut sekat (derajat)	Aliran air (lt/jam)	log Nu	log Re	log Pr	log cos θ
0	200	1.67	3.10	0.74	0.00
15		1.17	3.13	0.71	-0.02
30		1.14	3.12	0.72	-0.06
45		1.14	3.10	0.75	-0.15
0	175	1.63	3.05	0.73	0.00
15		1.24	3.07	0.71	-0.02
30		1.32	3.06	0.72	-0.06
45		1.06	3.04	0.75	-0.15
0	150	1.55	2.98	0.73	0.00
15		1.16	3.00	0.72	-0.02
30		1.32	3.00	0.72	-0.06
45		1.08	2.97	0.75	-0.15
0	125	1.51	2.91	0.73	0.00
15		1.06	2.92	0.72	-0.02
30		1.33	2.92	0.72	-0.06
45		1.17	2.91	0.73	-0.15
0	100	1.42	2.81	0.73	0.00
15		0.97	2.82	0.71	-0.02
30		1.17	2.82	0.72	-0.06
45		1.13	2.81	0.73	-0.15
0	75	1.32	2.68	0.73	0.00
15		0.98	2.70	0.71	-0.02
30		1.12	2.70	0.72	-0.06
45		0.95	2.68	0.74	-0.15

Pada penelitian ini digunakan sekat miring tidak sejajar dengan sudut θ dibentuk dari sekat terhadap garis tegak lurus sumbu alat penukar kalor ($\theta = 0^\circ$ berarti sekat tegak lurus).

3. Pengaruh kemiringan sekat pada penelitian sebelumnya terlihat dari fungsi sinus ($\sin \theta$), sedangkan pada penelitian ini memakai fungsi cosinus ($\cos \theta$). Hal ini disebabkan karena pengambilan acuan sudut kemiringan sekat yang berbeda. Pada penelitian ini sudut kemiringan sekat diambil dengan acuan tegak lurus sumbu selongsong, sedangkan pada penelitian sebelumnya sudut kemiringan diambil dengan acuan sumbu selongsong.

KESIMPULAN

1. Nilai koefisien perpindahan kalor konveksi turun seiring dengan kenaikan sudut pemasangan sekat. Pemasangan sekat 0° (sekat tegak) lebih baik dari pada sekat miring.
2. Zona mati pada sekat miring di satu pihak tereliminir tetapi berdampak munculnya zona mati baru yang menghambat transfer kalor.
3. Untuk alat penukar kalor jenis *shell and tube* yang dipasang sekat miring, faktor sudut ($\cos \theta$) harus ditambahkan pada hubungan antara bilangan Nusselt dengan bilangan Reynolds dan bilangan Prandtl.

UCAPAN TERIMA KASIH

Ucapan terima kasih disampaikan kepada Direktorat Jenderal Pendidikan Tinggi lewat TPSDP sehingga penelitian ini dapat dilaksanakan.

DAFTAR PUSTAKA

- Bejan, A. (1993). *Heat Transfer*. New York: John Wiley & Sons.
- Dibyso, S. (1995). *Studi Baffle Leakage pada Penukar Panas Shell – Tube*. Jakarta: Pusat Reaktor Serba Guna - BATAN.
- Gupta. (1957). Flow Patterns for Predicting Shellside Heat Exchanger Coefficient for Baffled Shell-Tube Exchanger. *J.*

Industrial and Engineering Chemical, vol. 49, no. 6, Juni 1957, pp. 998-1012.

- Habib, M.A., Mobarak, A.M., Sallak, M.A., Hadi, E.A.A. & Affiry, R.I. (1994). Experimental Investigation of Heat Transfer and Flow Over Baffles of Different Heights. *J. of Heat Transfer*, vol. 166, pp. 363-368.

Holman, J.P. & Jasti, E. (1988). *Perpindahan Kalor*. Jakarta : Erlangga.

Incropera, F.P., Dewitt, D.P., Bergman, T.L. & Lavine, A.S. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Sixth Edition. New Jersey: John Wiley & Sons.

Kern, D.Q. (1983). *Process Heat Transfer*. 2nd Edition. Tokyo: McGraw-Hill Book Company Inc.

Koestoer, R.A. (2002). *Perpindahan Kalor*. Jakarta: Salemba Teknika.

Mukherjee, R. (1996). Don't Let Baffling Baffle You. *J. Chemical Eng.* April 1996, pp.72-79.

Mukherjee, R. (1998). Effectively Design Shell and Tube Heat Exchangers. *J. Chemical Eng.*, Feb. 1998, pp. 21-37.

Rubin, F.L. (1992). Heat Transfer Topics Often Overlooked. *J. Chemical Eng.* Aug. 1992. pp. 74-85.

Sappu, F.P. (2000). *Investigasi Pengaruh Sudut Kemiringan Baffle Terhadap Unjuk Kerja Termal dan Kerugian Tekanan pada Alat Penukar Kalor Jenis Shell and Tube*. Yogyakarta: PPS UGM.

Saunders, E.A.D. (1988). *Heat Exchanger Selection, Design and Construction*. England: Longman Scientific and Technical.

Taborek, J. (1983). *Heat Exchanger Theory and Practice*. Washington: Hemisphere Publishing Corporation.

PENULIS:

Muhammad Nadjib✉

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Yogyakarta, Jalan Lingkar Selatan, Tamantirto, Kasihan, Bantul 55183.

✉Email: nadjibar@yahoo.com