

PERBANDINGAN PERSAMAAN KOEFISIEN PERPINDAHAN KALOR KESELURUHAN UNTUK PERANCANGAN PENUKAR KALOR

Yuli Setyo Indartono
Mahasiswa Program Sarjana Jurusan Teknik Mesin ITB
Ari Darmawan Pasek
Laboratorium Termodinamika PAU-IR ITB

ABSTRAK

Makalah ini membahas perbandingan bermacam-macam persamaan koefisien perpindahan kalor keseluruhan yang dapat digunakan untuk perancangan penukar kalor jenis cangkang pipa dengan fluida kerja gas hasil pembakaran dan udara. Untuk memudahkan proses perbandingan tersebut dibuat suatu program komputer yang memuat juga sifat-sifat termodinamika gas hasil pembakaran dan udara yang diperlukan. Untuk suatu kondisi operasi tertentu, penukar kalor hasil perancangan kemudian dibandingkan dengan penukar kalor yang ada di industri. Berdasarkan hasil studi yang dibuat diketahui bahwa persamaan koefisien perpindahan kalor keseluruhan yang terbaik adalah persamaan yang diusulkan oleh Babcock & Wilcox.

ABSTRACT

This paper concerns with comparison of various heat transfer equations which can be used in the design of a shell and tube heat exchanger for combustion gas and air. A computer programme which also includes the thermodynamics properties of the gas and air was made for that purpose. Characteristics of the heat exchangers are then compared with the existing industrial heat exchanger. It was found that the overall heat transfer coefficient equation proposed by Babcock & Wilcock gives the best results.

KEYWORDS: HEAT EXCHANGER, OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENT

1. PENDAHULUAN

Dalam perancangan penukar kalor diperlukan perhitungan besarnya koefisien perpindahan panas keseluruhan (U). Untuk keperluan tersebut terdapat beberapa persamaan teoritik dan empirik yang dapat digunakan. Dalam makalah ini akan dibandingkan beberapa persamaan koefisien perpindahan panas keseluruhan yang ditemui pada beberapa literatur untuk perancangan penukar kalor khususnya penukar kalor jenis cangkang pipa dengan fluida kerja gas hasil pembakaran dan udara. Dengan menggunakan persamaan-persamaan tersebut akan dihitung luas permukaan perpindahan panas penukar kalor cangkang - pipa pada suatu kondisi operasi tertentu. Hasil perhitungan kemudian dibandingkan dengan luas permukaan perpindahan kalor penukar kalor yang ada di industri pada kondisi operasi yang sama. Dengan demikian persamaan koefisien perpindahan panas keseluruhan yang terbaik dapat diketahui.

2. METODOLOGI PERANCANGAN

Dalam perancangan penukar kalor biasanya digunakan metoda LMTD atau NTU - efektivitas. Metoda LMTD biasanya digunakan jika semua kondisi fluida pada stasion masuk dan keluar diketahui, sedangkan metoda NTU-efektivitas dapat digunakan meskipun kondisi fluida pada stasion masuk dan keluar tidak semuanya diketahui. Pada makalah ini akan dibahas penggunaan metoda LMTD untuk kondisi yang

biasanya hanya berlaku bagi metoda NTU-efektivitas. Hasil perancangan dibandingkan dengan hasil yang diperoleh dengan menggunakan metoda NTU-efektivitas.

Dengan mengetahui jenis penukar kalor, jenis fluida, dan laju massa fluida, serta beberapa kondisi pada stasion masuk dan keluar dapat dihitung efektivitas dan perbandingan kapasitas panas. Kemudian dengan menggunakan hubungan NTU dan efektivitas dapat ditentukan besarnya NTU. dengan demikian dari definisi NTU dapat dihitung besarnya luas permukaan perpindahan panas.

Untuk metoda LMTD, Stoecker [3] menurunkan persamaan untuk mencari temperatur keluar salah satu fluida dengan eliminasi tiga persamaan penukar kalor tipe aliran berlawanan arah berikut ini :

$$q = W_1(t_{1,i} - t_{1,o}) \quad (1a)$$

$$q = W_2(t_{2,o} - t_{2,i}) \quad (1b)$$

$$q = UA \frac{(t_{1,i} - t_{2,o}) - (t_{1,o} - t_{2,i})}{\ln \left[\frac{(t_{1,i} - t_{2,o})}{(t_{1,o} - t_{2,i})} \right]} \quad (1c)$$

dimana t_1 dan t_2 masing-masing menyatakan temperatur dari fluida yang terlibat sedangkan subskrip i dan o masing-masing menyatakan kondisi masuk dan keluar penukar kalor. Dengan

melakukan eliminasi pada Persamaan (1a) hingga Persamaan (1c), didapatkan :

$$t_{1,o} = t_{1,i} - (t_{1,i} - t_{2,i}) \frac{1 - e^D}{W_1 / W_2 - e^D} \quad (1d)$$

$$D = UA \left(\frac{1}{W_1} - \frac{1}{W_2} \right) \quad (1e)$$

subskrip *i* menyatakan masuk, dan *o* menyatakan keluar. *W* merupakan hasil kali laju massa fluida dengan kapasitas panasnya.

Dengan mengetahui temperatur keluar salah satu fluida, maka temperatur keluar fluida yang lain dapat dicari dari prinsip kesetimbangan energi. Harga koefisien perpindahan kalor konveksi dihitung dengan menggunakan persamaan-persamaan empirik yang akan diterangkan dalam Bagian 3.

Penentuan karakteristik penukar kalor yang ada di Industri dilakukan pada penukar kalor yang ada pada unit pengering coklat Perkebunan Coklat Rajamandala. Penukar kalor ini digunakan untuk memanaskan udara pengering dengan memanfaatkan panas gas hasil pembakaran. Besaran yang diukur adalah kondisi udara dan gas buang masuk dari keluar penukar kalor, laju aliran udara dan gas buang, dimensi pipa, serta dimensi konfigurasinya, serta luas permukaan perpindahan panas.

Kondisi operasi yang diamati tersebut kemudian dimaksukan sebagai parameter perancangan dalam program komputer. Luas permukaan perpindahan kalor yang dihasilkan dibandingkan dengan penukar kalor yang sebenarnya.

3. PERSAMAAN KOEFISIEN PERPINDAHAN KALOR

Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi

Pada penukar kalor jenis cangkang - pipa, modus perpindahan kalor yang berperan adalah konveksi dan radiasi. Tetapi pada beberapa persamaan koefisien perpindahan kalor yang dibahas pada Bagian 3 perpindahan panas radiasi diabaikan.

Pada penukar kalor jenis cangkang dan pipa, sebagian besar pola aliran adalah aliran silang yang melewati berkas pipa. Hal ini dikarenakan adanya *baffle* yang membuat aliran fluida di dalam cangkang memiliki arah menyilang tegak lurus terhadap sumbu pipa. Oleh sebab itu perpindahan kalor konveksi yang terjadi di luar pipa adalah konveksi aliran silang.

Aliran Eksternal

Pada penukar kalor jenis cangkang dan pipa, yang dimaksud dengan aliran eksternal adalah aliran fluida pada sisi cangkang. Untuk aliran melewati berkas pipa, Zhukauskas [1] memberikan korelasi bilangan Nusselt sebagai berikut

$$\bar{Nu}_D = C Re_{D,mak}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (2a)$$

$$Re_{mak} = \frac{\rho \cdot V_{mak} D}{\mu} \quad (2b)$$

V_{mak} adalah kecepatan maksimum fluida yang melewati berkas pipa. *C* dan *m* merupakan konstanta yang harganya tergantung kepada bilangan Reynolds dan susunan berkas pipa [1]. Persamaan (2a) dapat diterapkan dengan beberapa batasan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \text{jumlah baris pipa} &> 20 \\ 1000 &< Re_{D,mak} < 2 \times 10^6 \\ 0,7 &< Pr < 500 \end{aligned}$$

semua parameter pada Persamaan (2a) dievaluasi pada temperatur rata-rata aritmatik, kecuali Pr_s dievaluasi pada temperatur permukaan. Untuk jumlah baris pipa kurang dari 20, maka harga bilangan Nusselt pada Persamaan (2a) harus dikoreksi dengan suatu konstanta [1].

Aliran Internal

Aliran internal terjadi pada fluida yang mengalir di dalam pipa. Perpindahan kalor pada aliran internal dibedakan atas kasus fluks panas konstan dan temperatur permukaan konstan. Untuk kasus fluks panas konstan, Incropera [1] menurunkan korelasi bilangan Nusselt dari persamaan energi untuk daerah berkembang mantap, sebagai berikut :

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4,36 \quad q_s'' = \text{konstan} \quad (3)$$

Sedang untuk kasus temperatur permukaan konstan, Kays [1], memberikan korelasi bagi bilangan Nusselt sebagai berikut :

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 3,66 \quad T_s = \text{konstan} \quad (4)$$

Karena pada daerah masuk harga koefisien perpindahan kalor konveksi relatif lebih besar dibanding harga koefisien konveksi pada daerah berkembang mantap, maka untuk harga

$$\left[\left(Re_D Pr / L / D \right)^{1/3} \left(\mu / \mu_s \right)^{1/4} \right] \geq 2 \quad (5a)$$

dimana

$$Re_D = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (5b)$$

Pr = bilangan Prandtl, L = panjang pipa, D = diameter dalam pipa, V = kecepatan fluida di dalam pipa, dan μ = viskositas dinamik fluida pada temperatur rata-rata fluida, Sieder and Tate [1], merumuskan harga bilangan Nusselt sebagai berikut:

$$\bar{Nu} = 1,86 \left(\frac{Re_D Pr}{L / D} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,34} \quad (6)$$

Pada persamaan tersebut semua parameter dievaluasi pada temperatur rata-rata aritmatik, kecuali μ_s dievaluasi pada temperatur permukaan. Sedangkan untuk aliran turbulen dalam pipa, Kirillov dan Popov [1] memberikan dua korelasi bilangan Nusselt. Untuk $10^4 < Re < 5 \times 10^6$, bilangan Nusselt diformulasikan sebagai berikut :

$$Nu_D = \frac{(f/8) Re_D Pr}{1,07 + 12,7(f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (7)$$

Untuk $2300 < Re < 5 \times 10^6$ Gnielinski [1] memformulasikan bilangan Nusselt sebagai berikut :

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000) Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (8)$$

dengan harga faktor friksi dapat diperoleh dari Diagram Moody atau dari persamaan :

$$f = (0,79 \ln Re_D - 1,64)^{-2} \quad (9)$$

Koefisien Perpindahan Kalor Keseluruhan

Dalam perancangan digunakan lima jenis persamaan koefisien perpindahan kalor keseluruhan. Persamaan pertama diturunkan berdasarkan koefisien perpindahan kalor gabungan dari koefisien perpindahan kalor konveksi, konduksi, dan faktor pengotor pada dinding pipa. Koefisien perpindahan kalor keseluruhan tersebut diformulasikan [1] sebagai berikut :

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + R_{f,i} + \frac{r_1}{k} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_i}{r_o} \left(R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right)} \quad (10a)$$

R_i menyatakan faktor pengotor sisi dalam pipa, R_o menyatakan faktor pengotor pada sisi luar pipa. Harga kedua faktor tersebut tergantung pada jenis fluida yang digunakan [1]. Parameter h menyatakan koefisien perpindahan kalor konveksi, k menyatakan konduktivitas termal pipa, r menyatakan jari-jari pipa. Harga U biasanya juga tergantung pada jenis fluida yang mempertukarkan kalornya [1].

Persamaan di atas tidak melibatkan radiasi. Empat persamaan koefisien perpindahan panas keseluruhan lainnya merupakan persamaan korelasi yang melibatkan perpindahan panas radiasi.

Untuk pemanas udara, Babcock & Wilcox [5] secara umum memberikan besarnya koefisien perpindahan panas radiasi sebesar $1,1356 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Dengan demikian Persamaan (10a) mengalami modifikasi sebagai berikut :

$$U_2 = \frac{1}{\frac{1}{(h_i + 1,1356)} + R_{f,i} + \frac{r_1}{k} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_i}{r_o} \left(R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right)} \quad (10b)$$

Persamaan korelasi ketiga mirip Persamaan (10b), akan tetapi koefisien perpindahan panas radiasi (U_r) merupakan fungsi LMTD dan konduktivitas material.

$$U_3 = \frac{1}{\frac{1}{(h_i + U_r)} + R_{f,i} + \frac{r_1}{k} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_i}{r_o} \left(R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \right)} \quad (10c)$$

Persamaan korelasi keempat diperoleh dari Babcock & Wilcox [5] dengan mengabaikan faktor geometri (perbandingan diameter) dan konduktivitas material.

$$U_4 = \frac{(U_r + U_{cg}) U_{ca}}{(U_r + U_{cg} + U_{ca})} \quad (10d)$$

U_r merupakan koefisien perpindahan panas radiasi yang merupakan fungsi dari LMTD dan temperatur rata-rata material. U_{cg} dan U_{ca} merupakan koefisien perpindahan panas konveksi pada kedua sisi fluida yang mempertukarkan kalornya.

Persamaan korelasi kelima mirip dengan Persamaan (10d), akan tetapi harga U_r digantikan dengan harga yang biasa digunakan untuk pemanas udara.

$$U_5 = \frac{(1,1356 + U_{cg}) U_{ca}}{(1,1356 + U_{cg} + U_{ca})} \quad (10e)$$

Hasil perhitungan luas permukaan perpindahan panas dengan menggunakan persamaan-persamaan koefisien perpindahan kalor keseluruhan tersebut akan dibandingkan dengan luas permukaan perpindahan kalor pada penukar kalor industri yang telah disebutkan sebelumnya.

4. PROSEDUR PERHITUNGAN

Tahap-tahap perhitungan yang dilakukan oleh komputer diuraikan dalam tabel berikut ini :

Tabel 1 Prosedur perhitungan

TAHAP	PROSEDUR
01	masukan yang diperlukan berupa : <ul style="list-style-type: none"> • jenis aliran fluida • dimensi pipa • jenis fluida • susunan berkas pipa • perkiraan awal harga U
02	memilih cara perhitungan <ul style="list-style-type: none"> • cara I: <ul style="list-style-type: none"> Masukan yang diperlukan: temperatur masuk dan keluar fluida pada sisi cangkang, temperatur keluar fluida sisi pipa dan harga $w = (m \times cp)$ kedua fluida. • Cara II: <ul style="list-style-type: none"> Masukan yang diperlukan: temperatur masuk dan keluar fluida sisi cangkang dan pipa
03	menghitung temperatur masuk dan keluar, harga w dan laju perpindahan kalor dengan menggunakan kesetimbangan energi.
04	menghitung LMTD dan NTU

05	menghitung luas permukaan perpindahan kalor
06	menentukan jumlah pipa
07	menghitung sifat termodinamika fluida yang diperlukan
08	menghitung bilangan Reynolds dan Nusselt dengan menggunakan Persamaan (2) hingga Persamaan (10)
09	menghitung koefisien perpindahan panas konveksi
10	menghitung koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) dengan Persamaan (10)
11	melakukan pengecekan harga U. Bila harga U tidak sama dengan harga U perkiraan awal, maka proses kembali ke tahap 04
12	mengecek harga laju massa fluida per luas aliran (G)[5]. Bila harga G tidak sesuai dengan harga yang dianjurkan, maka proses dapat diulang ke tahap 02
13	menghitung penurunan tekanan kedua fluida
16	keluaran simulasi akan berupa hubungan antara efektivitas dan laju perpindahan kalor terhadap perubahan temperatur masuk atau w fluida.

5. PERBANDINGAN HASIL PERANCANGAN

Alat penukar kalor yang diuji adalah jenis cangkang pipa yang terdapat di Perkebunan Coklat Rajamandala. Fluida yang mengalir di dalam pipa adalah hasil pembakaran bahan bakar solar. Sedangkan fluida yang dipanaskan adalah udara yang digunakan untuk memanaskan biji coklat. Besaran yang diukur adalah temperatur masuk dan keluar dan laju aliran massa fluida sisi cangkang (udara), temperatur keluar dan laju aliran massa fluida sisi pipa dan luas permukaan perpindahan kalor. Data hasil pengukuran tersebut ditabelkan pada Tabel 2.

Tabel 2 Data Pengukuran

	$t_{ai}, ^\circ\text{C}$	$t_{ao}, ^\circ\text{C}$
Data 1	45,07	83,77
Data 2	45,1	83,93
Data 3	45,18	84,3
Data 4	45,16	84,93
Data 5	45,31	85,1
$W_a = m_a \times C_{pa} = 3278,6 \text{ W/K}$		
Luas permukaan perpindahan panas = 20,58 m ²		
$W_g = m_b \times C_{pg} = 580,01 \text{ W/K}, t_{go} = 225^\circ\text{C}$		

Data hasil pengujian kemudian dimasukkan sebagai parameter masukan dalam program komputer yang dibuat untuk menghitung luas permukaan perpindahan panas dengan persamaan - persamaan yang telah disebutkan sebelumnya. Luas permukaan perpindahan kalor hasil perancangan ditabelkan dalam Tabel 3.

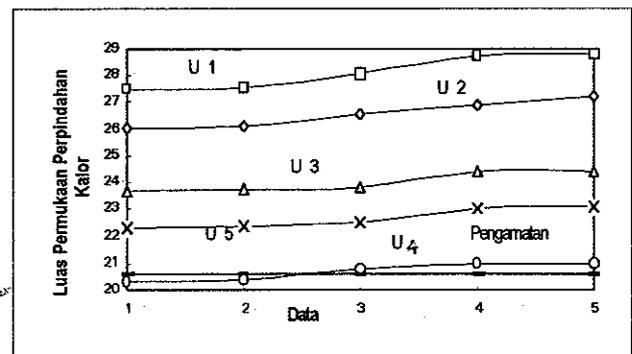
Tabel 3a Luas Permukaan Perpindahan Kalor Perancangan Menggunakan Metoda LMTD (m²)

	U ₁	U ₂	U ₃	U ₄	U ₅
Data 1	27,48	26,03	23,67	20,34	22,3
Data 2	27,55	26,09	23,72	20,39	22,35
Data 3	28,07	26,58	23,84	20,78	22,47
Data 4	28,75	26,88	24,4	21	23,05
Data 5	28,78	27,25	24,41	21,01	23,08

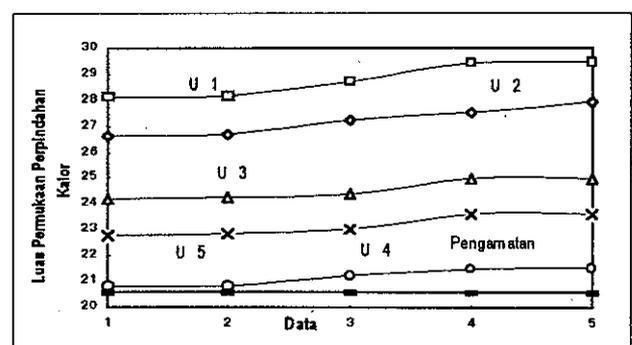
Tabel 3b Luas Permukaan Perpindahan Kalor Perancangan Menggunakan Metoda NTU (m²)

	U ₁	U ₂	U ₃	U ₄	U ₅
Data 1	28,11	26,62	24,20	20,8	22,8
Data 2	28,18	26,68	24,26	20,85	22,86
Data 3	28,72	27,19	24,39	21,26	22,99
Data 4	29,43	27,51	25	21,5	23,6
Data 5	29,46	27,9	24,99	21,51	23,62

Perbandingan luas permukaan perpindahan kalor hasil perhitungan dengan yang sebenarnya ditunjukkan pada Gambar 1 untuk metoda LMTD dan Gambar 2 untuk metoda NTU.



Gambar 1 Luas Permukaan Perpindahan Kalor (m²) dengan menggunakan Metoda LMTD untuk berbagai Persamaan Korelasi U.



Gambar 2 Luas Bidang Perpindahan Kalor (m²) dengan menggunakan Metoda NTU untuk berbagai Persamaan Korelasi U

Garis-garis yang ditandai dengan U₁ sampai U₅ menyatakan luas permukaan perpindahan panas yang masing-masing dihitung dari Persamaan (10a) sampai dengan (10e). Luas permukaan perpindahan kalor pada penukar kalor yang diuji ditunjukkan oleh garis penuh dengan tanda 'pengamatan'.

Dapat terlihat bahwa luas permukaan perpindahan kalor yang dihitung dengan menggunakan Persamaan (10d), yaitu persamaan yang diusulkan oleh Babcock & Wilcox[5], lebih mendekati harga penukar kalor yang diuji. Karena penukar kalor yang diuji mempunyai luas permukaan yang paling kecil, maka dapat dianggap sebagai harga yang terbaik bagi kondisi operasi tersebut di atas. Luas permukaan perpindahan kalor yang dihitung dengan metoda LMTD dan dengan bantuan Persamaan (1) mempunyai harga yang mirip dengan harga-harga yang dihitung dengan menggunakan metoda NTU - efektivitas. Hal ini menunjukkan bahwa Persamaan (1) dapat digunakan dalam perancangan penukar kalor dengan metoda LMTD jika salah satu temperatur fluida tidak diketahui.

6. KESIMPULAN

Dari studi yang dilakukan dapat disimpulkan hal-hal sebagai berikut:

- Dengan bantuan persamaan yang diusulkan oleh Stoecker[3] (Persamaan (1a) sampai (1e)) metoda LMTD masih dapat digunakan meskipun tidak semua kondisi fluida masuk dan keluar penukar kalor diketahui
- Untuk penukar kalor jenis cangkang dan pipa yang diuji, persamaan korelasi koefisien perpindahan kalor keseluruhan yang memberikan hasil cukup baik adalah Persamaan (10d) yang diusulkan oleh Babcock & Wilcox.

Ucapan Terima Kasih

Penulis sangat menghargai dan berterimakasih kepada Laboratorium Energi, P3FT LIPI Bandung atas ijin dan bantuan yang diberikan selama pengujian penukar kalor di Perkebunan Coklat Rajamandala.

Pustaka

1. F.P. Incropera dan D.P. De Witt, *Introduction to Heat Transfer*, Edisi kedua, John Willey & Sons, Singapura, (1990)
2. The Institution of Chemical Engineering, *A User Guide on Process Integration for The Efficient Use of Energy*, England, (1984)
3. W.F. Stoecker, *Design of Thermal System*, Edisi ketiga, McGraw-Hill, Singapura, (1989)
4. D.Q.Kern, *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill, Singapura, (1988)
5. The Babcock & Wilcox, *Steam Its Generation and Use*, Edisi ke tiga puluh sembilan, The Babcock & Wilcox Company, USA, (1978)