

## Unjuk Kerja Termal dan Kerugian Tekanan Alat Penukar Kalor Jenis *Shell and Tube* pada Variasi Kemiringan *Baffles*

F. Palobo Sappu<sup>\*)</sup>, Samsul Kamal<sup>\*\*)</sup>

\*) Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sam Ratulangi Manado

E-mail : [fpsappu@yahoo.com](mailto:fpsappu@yahoo.com)

\*\*\*) Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Gajah Mada Yogyakarta

### Abstract

*The purpose of this research is to study the influence of baffle positions to the thermal performance and pressure drop of the heat exchange that can be expressed in Nusselt number and friction factor.*

*The research uses equipment as a model of a shell and tube heat exchanger, with 1 shell pass and 2 tube passes type. It was made of copper pipe as tube, aluminium plate as baffles and PVC pipe as shell. The outside of shell surface insulated. Temperature indicators were made from 6 thermocouples. Hot water flows in tube side, while air flows in shell side.*

*The result indicates that the biggest heat transfer coefficient and friction factor appears on the biggest angle of baffle slope. Empirical correlations of thermal performance and pressure drop can be explained on equations as;*

$$Nu = 0,5 Re^{0,58} Pr^{1,83} (\sin \theta)^{0,91} \text{ and}$$

$$f = 4,2 Re^{-0,17} (\sin \theta)^{0,52}$$

*for: 18680 < Re < 53120 ; Pr = 0,71 and 45° ≤ θ ≤ 90°.*

*Key words: baffles, heat transfer coefficient and friction factor*

## 1. PENDAHULUAN

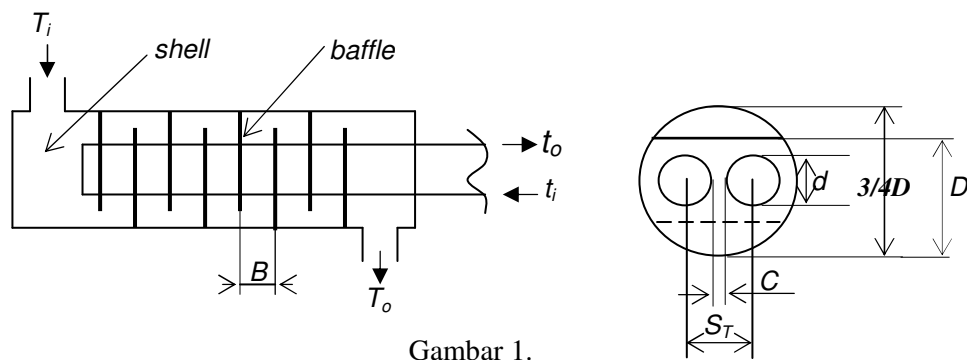
Pada alat penukar kalor, *baffles* (sekat-sekat) yang terpasang bersama-sama dengan beberapa *tube* (bundel *tube*) di dalam *shell* berfungsi antara lain sebagai pengarah aliran fluida dalam *shell*. Umumnya *baffle* dengan type *segmental baffle* terpasang tegak lurus terhadap *tube* dengan maksud agar arah aliran fluida akan melintas menyilang terhadap bundel *tube*. Kondisi demikian meningkatkan derajat turbulensi dan memberi dampak perpindahan kalor konveksi lebih baik di satu sisi, tetapi kurang baik terhadap *pressure drop* (kerugian tekanan) di sisi lain.

Penelitian ini menggunakan alat penukar kalor jenis *shell and tube* dengan type satu lintas *shell* dan dua lintas *tube* untuk mengamati unjuk kerja termal dan kerugian tekanan yang dipengaruhi oleh pemasangan *baffle* dalam berbagai posisi kemiringan. Unjuk kerja termal dapat dinyatakan dalam angka koefisien perpindahan kalor konveksi atau dalam bilangan Nusselt sebagai fungsi dari bilangan Reynolds (You dan Chang, 1997) dan kerugian tekanan yang dinyatakan dalam bentuk faktor gesek.

Bentuk formulasi pada korelasi empiris antara angka koefisien perpindahan kalor konveksi (h) atau bilangan Nusselt (Nu) terhadap parameter-parameter bilangan Reynolds (Re), angka Prandtl (Pr) dan sudut kemiringan *baffle* (θ), serta korelasi empiris antara faktor gesek (f) terhadap parameter-parameter bilangan Reynolds dan sudut kemiringan *baffle*, diperoleh dari hasil olah data dalam penelitian ini.

## 2. LANDASAN TEORI

Alat uji menggunakan model alat penukar kalor jenis *shell and tube*, dengan standard TEMA type-E “satu lintas selonsong dan dua lintas pipa” (*one shell pass and two tube passes*). Pada gambar 1 diperlihatkan skema alat uji.



Gambar 1.

Perpindahan kalor dan kerugian tekanan yang terjadi sangat tergantung pada bentuk geometri dan dimensi bundel *tube* dan *baffle*, serta sifat-sifat fisis fluida dalam *shellside*. Perubahan pemasangan *baffle* dari posisi tegak ke posisi miring dengan sendirinya memberi beberapa implikasi terhadap geometri dan dimensi *baffle*, bentuk zona-zona aliran maupun pola alirannya sendiri yang pada gilirannya akan dapat mempengaruhi unjuk kerja termal alat penukar kalor dan kerugian tekanan.

*Baffle* yang terpasang pada posisi miring membentuk aliran yang melintas menyilang tidak tegak lurus terhadap bundel *tube*, tetapi mengikuti zona yang terbentuk oleh kemiringan *baffle*. Akibatnya aliran tersebut melintas menyudut terhadap *tube*, sehingga penampang lintang *tube* yang terbentuk oleh garis arus aliran berbentuk elips. Dengan kata lain aliran tersebut kini tidak lagi melintas menyilang *tube* yang berpenampang lintang lingkaran secara tegak lurus, tetapi dapat dipandang sebagai aliran yang melintas menyilang *tube* yang berpenampang lintang elips secara tegak lurus.

Suatu aliran yang melintas menyilang *tube* yang berpenampang lintang lingkaran akan menerima hambatan/gejakan hidrolis lebih besar daripada yang diterima penampang lintang elips. Besarnya hambatan atau gaya hambat tersebut diukur dengan suatu parameter yang dikenal sebagai koefisien hambatan (*drag coefficient*). Untuk suatu ukuran *tube* yang sama, koefisien hambatan pada penampang lintang lingkaran adalah lebih besar daripada penampang lintang elips (Streeter, 1981). Di samping itu dari teori lapisan batas pada benda-benda tumpul diperoleh informasi bahwa efek turbulensi akan terjadi lebih dini dan lebih besar pada benda yang lebih tumpul.

### KOEFISIEN PERPINDAHAN KALOR KONVEKSI SHELLSIDE (h)

Analisis koefisien perpindahan kalor konveksi dalam *shellside* dilakukan dengan memperhitungkan besar kalor yang diserap oleh fluida (udara) dalam *shellside*. Jumlah kalor yang diserap diasumsikan sama besar dengan kalor yang dipindahkan secara konveksi melalui dinding *tube*. Analisis ini juga mengasumsikan bahwa tidak terdapat kehilangan kalor melalui dinding *shell* ke udara luar di sekitarnya.

Jumlah kalor yang diserap oleh udara dalam *shellside* ditentukan oleh nilai koefisien perpindahan kalor konveksi yang dipengaruhi perubahan pola aliran akibat posisi *baffle*, yakni masing-masing:

$$q = h A_o F \Delta T_{lm} = m C_p (T_o - T_i) \quad (1)$$

Koefisien perpindahan kalor konveksi yang diperoleh menentukan bilangan Nusselt. Untuk aliran dalam *shellside* bilangan Nusselt dapat dikorelasikan dengan bilangan Re dan Pr sebagai hubungan fungsional:

$$Nu = \frac{h D_e}{k} = c Re^a Pr^b \quad (2)$$

dengan :

$$Re = \frac{V D_e}{\nu} = \frac{m D_e}{\rho A_s \nu} \quad (3)$$

dimana  $A_s$  = luas penampang karakteristik *shell*

$$A_s = \frac{DCB}{S_T} \quad (4)$$

dan  $D_e$  = diameter equivalen *shell*

$$D_e = \frac{4(S_T^2 - \pi d^2/4)}{\pi d} \quad (5)$$

### FAKTOR GESEK (f)

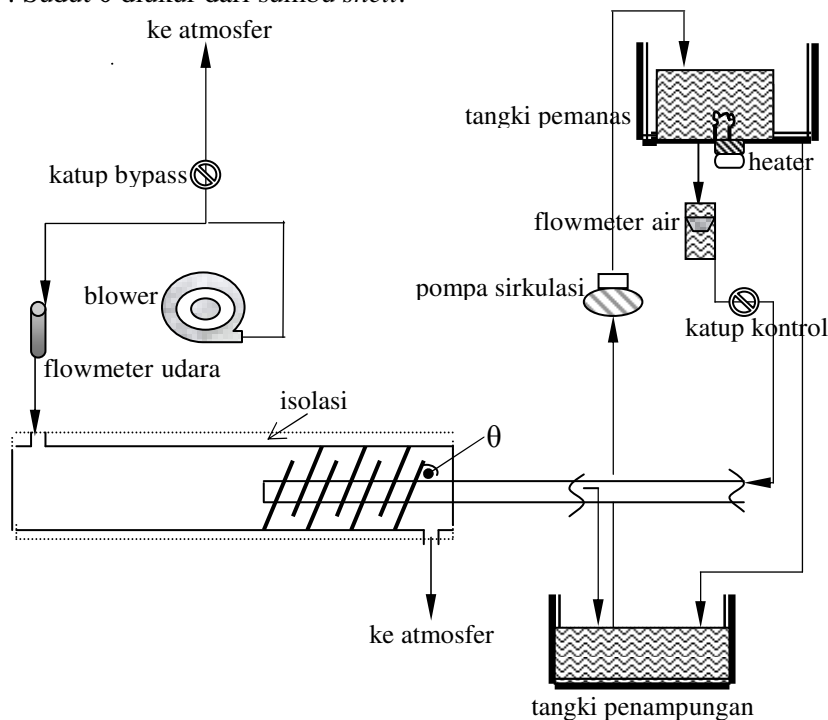
*Pressure drop* (kerugian tekanan)  $\Delta p$  untuk aliran yang terjadi dalam *shellside* sangat dipengaruhi oleh nilai faktor gesek dan laku alir fluida. Kakaq dkk (1988) menyatakan bahwa kerugian tekanan adalah fungsi dari jumlah segmen lintasan pada bundel *tube* yang terletak di antara *baffle* dengan *baffle* ( $N_b+1$ ) dan jarak lintas aliran pada setiap segmen ( $D$ ). Karena kerugian tekanan dalam *shellside* dapat langsung ditentukan dari hasil pengamatan berdasarkan selisih pengukuran tekanan fluida pada sisi masuk dan sisi keluar *shell*, maka faktor gesek :

$$f = \frac{\Delta p}{(N_b + 1) D} \frac{D_e}{G} \frac{2 \rho}{G^2} \quad (6)$$

dimana:  $G = m / A_s$

### 3. METODE PENELITIAN

Sebagai bahan alat uji digunakan *tube* tipe U dari bahan pipa tembaga dengan jarak masing-masing 8 mm, untuk bahan *shell* digunakan pipa paralon PVC diameter 2,5 inchi. Sedang *baffle* menggunakan pelat aluminium tebal 1 mm sebanyak 4 set, masing-masing 10 keping. Variasi kemiringan *baffle* yang diamati dalam penelitian ini ada 4 masing-masing dengan sudut ( $\theta$ ) = 90°, 75°, 60° dan 45°. Sudut  $\theta$  diukur dari sumbu *shell*.



Gambar 2.

Skema peralatan pengujian terpasang seperti gambar 2. Pada titik-titik bundle *tube* yang hendak diukur temperaturnya dipasang termkopel tipe K yang dihubungkan dengan alat ukur skala temperatur (Omega Digital Temperatur). Sebuah manometer air pipa U dihubungkan dengan salang plastik transparan pada venturi udara sisi masuk dan sisi keluar *shell*.

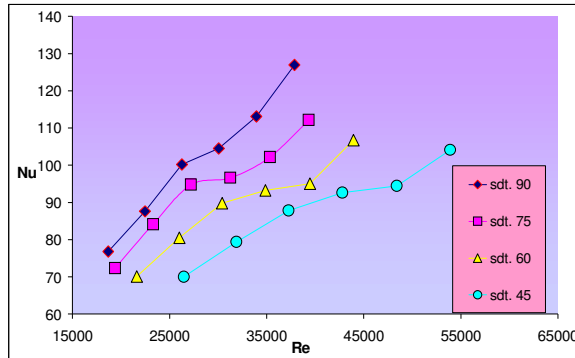
Air panas 80° C dari tangki pemanas dialirkan melalui katup kontrol dan diukur kelajuannya pada *flowmeter*. Udara yang disuplai ke dalam *shell* menggunakan *blower* dan pengaturannya melalui

katup *bypass* yang laju alir udara diukur dengan *anemometer*. Data pengamatan diperoleh pada laju alir air konstan 150 lt/jam untuk setiap variasi sudut kemiringan dengan 6 laju alir udara masing-masing 2,0; 2,4; 2,8; 3,2; 3,6 dan 4,0 m/s.

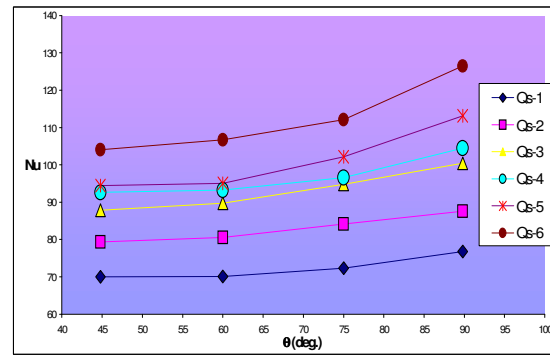
## 4. HASIL DAN PEMBAHASAN

### 4.1. Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi

Hasil olah data yang diperoleh dengan menerapkan beberapa persamaan menggambarkan beberapa hubungan antara lain,



Gambar 3.



Gambar 4.

Pada gambar 3 hubungan Nu dan Re pada variasi sudut kemiringan, terlihat bahwa kenaikan angka koefisien perpindahan kalor  $h$  konveksi yang dinyatakan dalam bilangan Nusselt Nu seiring dengan pertambahan bilangan Reynolds pada setiap variasi sudut kemiringan *baffle*. Ini memberi arti bahwa pertambahan nilai bilangan Re mengakibatkan bertambahnya efek turbulensi aliran dalam *shellside* yang mengakibatkan kenaikan koefisien perpindahan kalor  $h$  atau bilangan Nu.

Nyata pula dalam grafik bahwa perolehan koefisien perpindahan kalor konveksi terbesar diperoleh pada sudut kemiringan *baffle* yang tegak ( $\theta = 90^\circ$ ) dan akan berkurang pada sudut kemiringan *baffle* yang lebih kecil. Perbedaan ini disebabkan karena aliran utama yang terbentuk pada posisi *baffle* yang miring seolah-olah mengalir melintasi *tube* yang berpenampang-lintang berbentuk elips. Semakin miring posisi *baffle*, maka penampang-lintang *tube* yang terbentuk semakin elips (eksentrik semakin besar) atau semakin pipih.

Analisis lapisan batas pada aliran yang melintasi benda-benda tumpul, juga dapat ditunjukkan pengaruh kelengkungan permukaan suatu benda terhadap efek turbulensi. Semakin tumpul bentuk suatu benda semakin melengkung pula profil permukaannya, sehingga mengakibatkan titik-pisah lapisan batas dari suatu aliran yang melintasi permukaan benda tersebut akan beralih ke arah hulu. Peralihan ini mengakibatkan daerah hilir di belakang titik-pisah semakin meluas dimana terbentuk pusaran-pusaran arus ikut (*wake*) yang lebih turbulen. Dengan demikian efek turbulensi yang terjadi pada aliran yang melintas pada penampang-lintang *tube* berbentuk elips yang pipih akan lebih kecil jika dibandingkan dengan bila melintas pada penampang-lintang *tube* yang tumpul.

Gambar 3 juga memperlihatkan kenaikan angka koefisien perpindahan kalor konveksi atau bilangan Nusselt pada setiap kenaikan laju volume alir udara untuk masing-masing sudut kemiringan *baffle*.

Hubungan Nu dan  $\theta$  pada 6 variasi debit udara dalam gambar 4, menggambarkan dengan jelas bahwa posisi *baffle* yang menghasilkan perpindahan kalor terbesar adalah pada sudut  $\theta = 90^\circ$ .

Nilai koefisien perpindahan kalor konveksi ( $h$ ) sangat dipengaruhi oleh besaran-besaran fisis dari variabel-variabel seperti diameter *shell* ( $D$ ), konduktivitas termal fluida ( $k$ ), laju volume alir fluida ( $V$ ), densitas fluida ( $\rho$ ), viskositas fluida ( $\mu$ ) dan kalor jenis ( $C_p$ ). Dengan menggunakan analisa dimensional, variabel-variabel tersebut di atas digabung-gabungkan menjadi tiga kelompok tanpa dimensi yakni Nu, Re dan Pr, yang hubungan fungsionalnya ditulis seperti:

$$Nu = f(Re, Pr).$$

Karena dalam eksperimen ini media yang digunakan adalah gas (udara) dimana pengaruh perubahan angka Prandtl udara sangat kecil oleh akibat perubahan temperaturnya, sehingga ketergantungan bilangan Nusselt terhadap angka Prandtl dapat diabaikan. Dengan demikian angka

Prandtl dapat diambil konstan (Kreith, 1986). Selain itu karena faktor sudut kemiringan *baffle* ( $\theta$ ) juga merupakan variabel, maka korelasi bilangan Nusselt (Nu) terhadap variabel Re, Pr dan  $\theta$  dapat ditentukan dengan persamaan:

$$Nu = m Re^a Pr^b (\sin \theta)^c$$

dimana: m, a, b dan c adalah konstanta.

Dari hasil perhitungan data eksperimen, diperoleh kelompok-kelompok nilai Nu, Re, Pr dan  $\sin \theta$ . Kemudian dengan analisis-data untuk regresi yang tersedia pada pengolah data *Microsoft Excel*, maka regresi linier berganda dari hubungan fungsional persamaan tersebut di atas menghasilkan konstanta-konstanta sebagai berikut:

$$m = 0,5 ; a = 0,58 ; b = 1,83 \text{ dan } c = 0,91$$

sehingga formulasi korelasi tersebut ditulis sebagai:

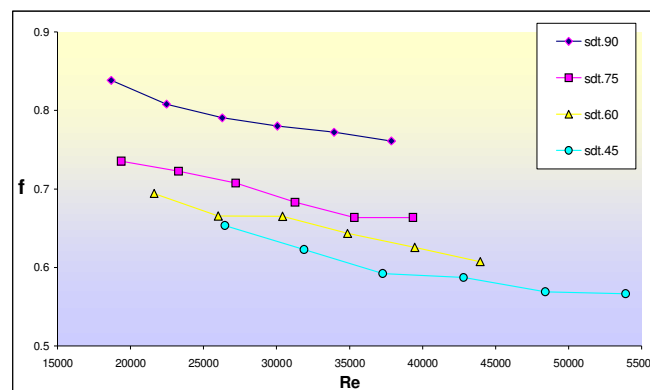
$$Nu = 0,5 Re^{0,58} Pr^{1,83} (\sin \theta)^{0,91}$$

untuk:  $18680 < Re < 53120$ ;  $Pr = 0,71$  dan  $45^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ .

## 4.2. Faktor Gesek

Kerugian tekanan ( $\Delta p$ ) yang diperoleh dalam eksperimen dapat dinyatakan sebagai nilai faktor gesek ( $f$ ) yang dialami oleh aliran fluida dalam *shellside*. Seperti halnya dengan koefisien perpindahan kalor konveksi, faktor gesek terbesar juga terjadi pada posisi sudut kemiringan *baffle* yang tegak untuk setiap laju volume alir yang sama, yang kemudian berturut-turut mengecil ke posisi sudut kemiringan *baffle* yang lebih miring.

Gambar 5 memperlihatkan bahwa semakin kecil sudut kemiringan *baffle*, maka semakin kecil faktor gesek yang terjadi dalam *shellside* untuk setiap laju volume alir yang sama. Hal ini disebabkan oleh perubahan geometris susunan *baffle* dan *tube* dalam *shellside*. Pada pemasangan *baffle* yang semakin miring, maka aliran utama akan mengalir melintasi penampang-lintang *tube* yang semakin pipih. Kondisi penampang lintang *tube* pipih seperti ini sesuai dengan pengamatan Lindsey (Streeter, 1981), yang mengemukakan bahwa nilai koefisien hambat (*drag coefficients*) yang juga diartikan sebagai faktor gesek akan berubah semakin kecil pada aliran yang melintasi penampang lintang *tube* yang semakin pipih. Ini memberi arti bahwa semakin kecil sudut kemiringan *baffle*, semakin kecil pula faktor gesek yang terjadi dalam *shellside*.



Gambar 5.

Hubungan antara faktor gesek dengan bilangan Reynolds dimana semakin besar pertambahan nilai bilangan Reynolds akan diikuti dengan semakin kecil nilai faktor gesek untuk setiap posisi sudut kemiringan *baffle* juga ditunjukkan dalam gambar 5. Kondisi seperti ini merupakan suatu gejala umum yang berlaku pada aliran yang mengalir pada suatu permukaan. Hal ini dapat dijelaskan secara kuantitatif menurut definisi faktor gesek, bahwa faktor gesek adalah nisbah tegangan geser permukaan terhadap tekanan dinamik. Karena besar tekanan dinamik tergantung pada kuadrat kecepatan alir fluida, maka nilai faktor gesek adalah berbanding terbalik dengan kecepatan alir atau berbanding terbalik dengan nilai bilangan Reynolds.

Nilai faktor gesek ( $f$ ) merupakan fungsi dari bilangan Reynolds, dan juga dipengaruhi oleh sudut kemiringan *baffle* ( $\theta$ ), maka korelasi fungsionalnya ditulis sebagai :

$$f = p \text{Re}^q (\sin \theta)^r$$

dimana: p, q dan r adalah konstanta.

Dari hasil perhitungan data eksperimen, diperoleh kelompok-kelompok nilai f, Re, dan sin  $\theta$ . Dengan menggunakan metode yang sama pada penentuan formulasi korelasi, maka regresi linier berganda dari hubungan fungsional persamaan tersebut menghasilkan konstanta-konstanta sebagai berikut:

$$p = 4,2 ; q = -0,17 \text{ dan } r = 0,52$$

sehingga formulasi korelasi menjadi :

$$f = 4,2 \text{Re}^{-0,17} (\sin \theta)^{0,52}$$

untuk:  $18680 < \text{Re} < 53120$  dan  $45^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ .

## 5. KESIMPULAN

Dari hasil pengolahan data dan pembahasan dapat ditarik kesimpulan :

1. Koefisien perpindahan kalor konveksi (h) atau bilangan Nusselt (Nu) yang diartikan sebagai unjuk kerjatermal ternyata lebih besar terjadi pada posisi sudut kemiringan *baffle* terbesar ( $\theta = 90^\circ$ ), dan semakin berkurang pada sudut kemiringan yang lebih kecil.
2. Faktor gesek (f) yang diartikan sebagai kerugian tekanan ( $\Delta p$ ) mencapai nilai terbesar pada posisi sudut kemiringan *baffle* terbesar.
3. Formulasi korelasi empiris untuk unjuk kerja termal dan kerugian tekanan masing-masing adalah:

$$\text{Nu} = 0,5 \text{Re}^{0,58} \text{Pr}^{1,83} (\sin \theta)^{0,91} \text{ dan } f = 4,2 \text{Re}^{-0,17} (\sin \theta)^{0,52}$$

untuk:  $18680 < \text{Re} < 53120$  dan  $45^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ , dengan  $\text{Pr} = 0,71$ .

## 6. DAFTAR PUSTAKA

- Bell, K.J., 1983, "Introduction to Heat Exchanger Design", dalam Heat Exchanger Design Handbook (HEDH), cont.3.1, Hemisphere Publishing Corporation, Washington.
- Habib, M.A., Mobarak, A.M., Sallak, M.A., Hadi, E.A.A., and Affify, R.I., 1994, "Experimental Investigation of Heat Transfer and Flow Over Baffles of Different Heights", *Journal of Heat Transfer*, 116, 363-368.
- Incropera, F.P, dan Dewit, D.P., 1990, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", 3<sup>rd</sup> Edition, John Wiley & Sons, Singapore.
- Janna, W.S., 1986, "Engineering Heat Transfer", PWS Publishers, Boston.
- Kakac, S., and Paykoc, E., 1988, "Basic Relationships for Heat Exchangers", pp. 29-80, Klawer Academic Publishers.
- Kern, D.Q., 1983, "Process Heat Transfer", 2<sup>nd</sup> Edition, McGraw-Hill Book Company Inc., Tokyo.
- Mukherjee, R., 1996, "Don't Let Baffling Baffle You", *Chem. Eng.*, April '96, pp.72-79.
- Mukherjee, R., 1998, "Effectively Design Shell and Tube Heat Exchangers", *Chem. Eng. Progress*, Feb. '98, pp. 21-37.
- Pekdemir, T., Davies, T.W., Haseler, L.E., and Diaper, A.D., 1993, "Flow Distribution on the Shellside of a Cylindrical Shell and Tube Heat Exchanger", *Int. J. Heat and Fluid Flow*, vol.14, no.1, 76-85.
- Plants, C.A., 1992, "Evaluate Heat Exchangers Performance", *Chem. Eng.*, part 1 June '92, pp. 100-110 and part 2 July '92, pp. 105-111.
- Saunders, E.A.D., 1988, "Heat Exchangers Selection, Design and Construction", p. 276-278, Longman Scientific and Technical, England.
- Steinmeyer, D., 1996, "Understand  $\Delta P$  and  $\Delta T$  in Turbulent Flow Heat Exchangers", *Chem. Eng. Progress*, June '96, pp. 49-55.
- Streeter, V.L., and Wylie, E.B., 1981, "Fluid Mechanics", p.223, 7<sup>th</sup> Edition, McGraw-Hill International Book Company Inc., Tokyo.
- Taborek, J., Hewitt, G.F., and Afgan, N., 1983, "Heat Exchangers Theory and Practice", pp. 615-629 dan pp. 266-267, Hemisphere Publishing Corporation, Washington.
- You, H.I., and Chang, C.H., 1997, "Numerical Prediction of Heat Transfer Coefficient for a Pin Fin Channel Flow", *Journal of Heat Transfer*, vol.119 Nov.1997.