

## PEMODELAN ALIRAN SISI-SHELL PADA ALAT PENUKAR PANAS

Sulkmanto Dibyo, Muhadi AW  
Fakultas Pasca Sarjana - Institut Teknologi Bandung

### ABSTRAK

PEMODELAN ALIRAN SISI-SHELL PADA ALAT PENUKAR PANAS. Telah dianalisis sebuah model pola aliran sisi shell pada penukar panas jenis shell-tabung ini menggunakan Metode Analisis Alur (Stream Analysis Method, SAM). Dengan metode ini diperoleh koefisien perpindahan panas yang kecil penyimpangannya terhadap hasil pengukuran. Metode Kern yang selama ini banyak dikenal digunakan sebagai pembanding. Perhitungan fraksi aliran efektif (Metode Analisis Alur) di sisi shell dibantu dengan program komputer secara coba-jajal. Berawal dari analogi Bernoulli dan aliran fluida di dalam sisi shell, telah dapat diturunkan persamaan yang mengandung parameter-parameter yang saling bergantung yaitu: koefisien rugi tekanan (K), penampang aliran (S), bilangan Reynolds (Re) dan laju aliran (W). Metode Analisis Alur memberikan hasil koefisien perpindahan panas dengan penyimpangan terhadap kondisi nyata sekitar 24%, sedangkan metode Kern 42%.

### ABSTRACT

SHELL SIDE FLOW MODELLING FOR A SHELL-TUBE HEAT EXCHANGER. Stream Analysis Method (Metode Analisis Alur) has been applied for analysing of a shell flow pattern modelling for a shell-tube type heat exchanger. The model can provide none satisfactory results compared to the Kern method. Currently used computer program was employed to calculate the effective flow fraction of shell side utilizing the trial and error method. Started with the Bernoulli equation and a model of fluid flow in shell side, a mathematical equation has been derived which consist of several dependent parameters i.e. pressure loss coefficient (K), flow area (S), Reynolds number (Re) and flow rate (W). SAM method showed a good agreement compared with the field data (actual condition). Its average error was only 24% while the Kern method has an average error of 42%.

### PENDAHULUAN

#### Latar belakang

Dalam instalasi nuklir, industri proses maupun pabrik kimia, pemindahan energi panas suatu aliran merupakan hal yang khas dan mutlak harus dilakukan. Untuk itu alat penukar panas memegang peranan yang penting. Dalam suatu penukar panas sebagai pemindah energi panas tersebut dikehendaki suatu perancangan yang hemat energi dan ekonomis (yaitu area permukaan minimum) dengan konstruksi yang pasti. Oleh karena itu dalam perancangannya perlu ketepatan untuk menentukan ukuran maupun spesifikasi alat. Penukar panas shell-tabung (shell-tube) merupakan jenis yang paling banyak digunakan. Jenis ini biasanya dilengkapi dengan sirip (baffle) sehingga diperoleh aliran dengan turbulensi yang tinggi.

Pola aliran di dalam sisi shell bersirip (baffle-shell) pada hakekatnya sangat kompleks yaitu interaksi antara parameter-parameter konstruksi geometri dan kondisi operasi. Aliran utama fluida akan mengalir secara menyilang

melewati berkas tabung dan terjadi pula aliran terobos (bypass) diluar berkas tabung.

Kecepatan aliran di dalam sisi-tabung mudah diketahui dengan membagi laju alir  $W$  dengan luas penampang aliran. Namun tidaklah demikian halnya dengan kecepatan aliran di luar tabung (sisi-shell) karena struktur alur yang dilalui fluida memiliki luas aliran yang berubah-ubah. Berkas tabung bisa ditata dalam berbagai susunan, akan tetapi di dalam praktiknya susunan segitiga (triangular) dan segi-empat (square) paling sering digunakan.

Tinker (1947) menyatakan bahwa aliran di sisi-shell terdiri dari aliran silang utama (main cross flow) yang melalui berkas tabung, aliran terobos dan aliran bocor (leakage) yang melewati celah pada sirip. Masalah adanya celah bocoran ini disebabkan karena konstruksi penukar panas dirancang supaya berkas tabung bisa dilepas untuk tujuan pembersihan dan juga karena adanya ketidaktepatan mekanis dalam pembuatan lubang sirip.

### Tujuan penelitian

Bertolak dari uraian latar belakang permasalahan tersebut maka dibuat penelitian dengan tujuan membandingkan hasil evaluasi menurut Metode Analisis Alur (SAM) dengan hasil metode Kern untuk mendapatkan koefisien perpindahan panas dan kehilangan tekanannya.

### TINJAUAN PUSTAKA

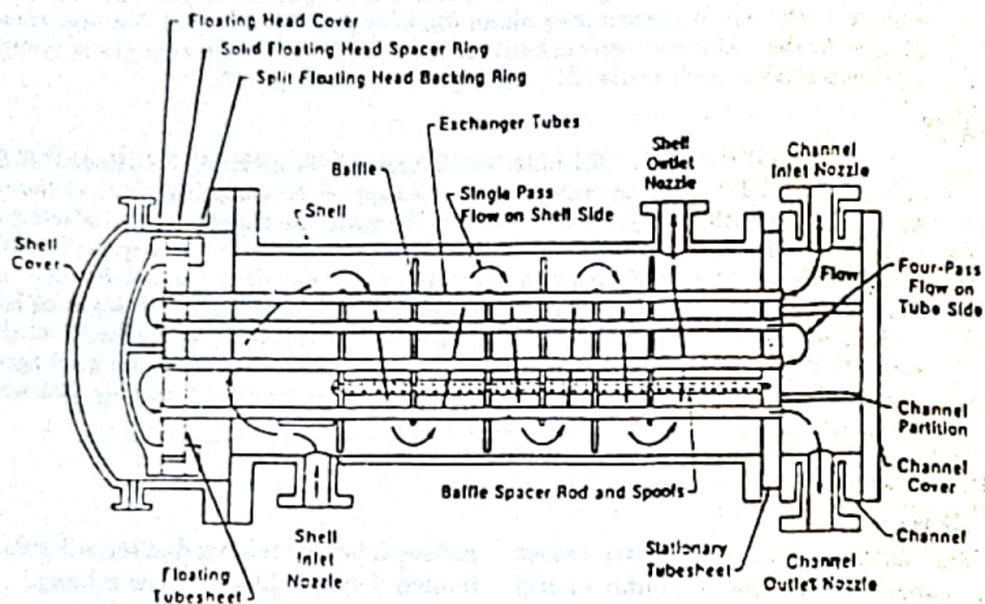
#### Penukar panas shell-tabung

Secara umum suatu penukar panas shell-tabung ditunjukkan pada Gambar 1.

Penukar panas pada gambar ini mempunyai

dan *baffle-tube* (B-T) yaitu antara tabung dengan lubang-tabung pada sirip. Sirip dibuat dari lempeng berbentuk lingkaran (logam) yang dipotong horisontal sebagai bukaan sirip (*baffle-opening*). Diameter sirip sedikit lebih kecil daripada diameter dalam dinding shell. Sirip dibor dengan lubang-lubang yang sedikit lebih besar daripada diameter luar tabung (Gambar 3). Luas area celah (B-S) dan (B-T) dalam fabrikasinya harus diusahakan seminimum mungkin.

Apabila alat dioperasikan dalam kurun waktu tertentu maka akan timbul pergerakan lapisan pada sisi-shell dan pergerakan pada



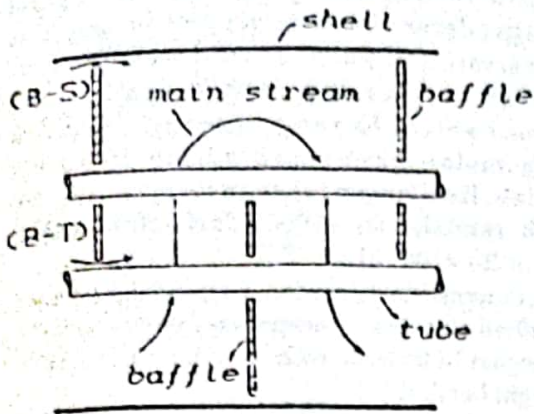
Gambar 1. Penukar panas shell-tabung

shell lewat-tunggal, empat tabung (*tube-pass*) dengan *floating-head* dan jenis konstruksinya adalah berkas tabung dapat pindah (*removable tube-bundle*). Fluida I mengalir melalui sisi-shell sedangkan fluida II melalui sisi-tabung dan fluida II ini setelah melalui tabung pertama arah aliran berbalik menuju tabung kedua. Untuk mengambil berkas tabung dari dalam shell (supaya dapat dibersihkan) maka berkas ini harus ditarik melalui *channel-end* setelah *floating-head cover* dan baut ringnya dilepas.

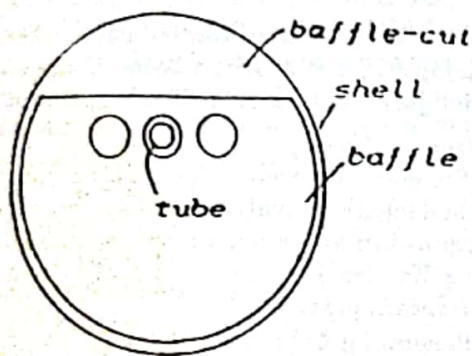
Prinsip aliran melintasi sirip ditampilkan pada Gambar 2 oleh garis yang ditandai sebagai aliran utama (*main stream*). Gambar 2 ini juga menunjukkan bahwa sebagian aliran tersebut bocor melalui area celah *baffle-shell* (B-S) yang terletak antara sirip dengan dinding dalam shell

permukaan luar tabung, sehingga celah bocor secara berangsur-angsur berkurang. Pada saat perangkat mulai dipakai kehilangan tekanan ini akan kecil yang kemudian lambat laun naik sampai angka tertentu. Begitu juga perpindahan panasnya akan menurun karena adanya pergerakan tersebut [6].

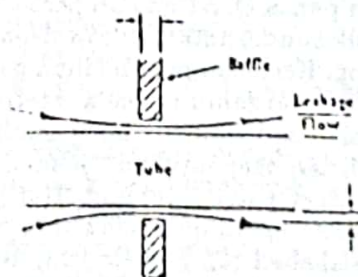
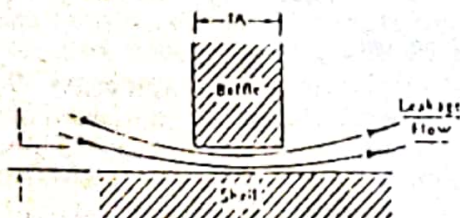
Adanya aliran bocor melalui celah dan aliran terobos tergantung pada jenis sirip, sedang aliran bocor pada sirip dapat dilihat pada Gambar 4. Aliran terobos antara berkas tabung dengan dinding shell bisa terjadi pada penukar panas shell-tabung dengan *segmental-baffle* [13]. Oleh karena aliran terobos memiliki fraksi aliran yang cukup besar maka upaya untuk memper-kecil aliran ini dan dapat menaikkan



Gambar 2. Aliran sisi-shell



Gambar 3. Penampang shell dan sirip



Gambar 4. Aliran bocor pada sirip

efektivitas perpindahan panas, biasanya digunakan *bypass sealing - strips* [16].

Perancangan suatu alat penukar panas dengan metode Bell, memperhitungkan faktor koreksi bocoran yang dimasukkan dalam korelasi koefisien perpindahan panas dan kehilangan tekanan [2]. Perancangan bisa diperbaiki ketelitiannya apabila informasi tambahan mengenai celah yang menimbulkan bocoran ini diketahui, karena celah yang menyebabkan bocoran mempunyai pengaruh yang besar dalam unjuk kerja penukar panas [10].

Withley melakukan perbandingan kehilangan tekanan antara data lapangan dengan metode Bell yang menggunakan pengaruh bocoran dan membandingkan pula terhadap metode Donohue, Kern, dan Buthod. Hasilnya menunjukkan bahwa perancangan dengan metode Bell memberikan kesesuaian terhadap data lapangan dibanding metode lain. Adapun perancangan dengan metode yang tidak meninjau bocoran tidak menimbulkan kesulitan maupun kerumitan namun memberikan permukaan perpindahan panas yang cenderung besar karena terlalu konservatif [7].

#### Aliran pada sisi-shell

Secara kualitatif, aliran pada sisi-shell dapat diketahui, karena aliran ini hanya dipengaruhi oleh proporsi geometri berkas tabung dan siripnya. Percobaan baru-baru ini telah dilakukan oleh Perez-Sparrow dan Benner-Murray (1984), menurut mereka ada 2 kunci parameter utama yakni *baffle-cut* dan *baffle-spacing*. Apabila *baffle-cut* terlalu kecil akan terjadi aliran jet (*jet-flow*) dan membentuk olakan Eddy pada tepi sirip (*baffle-edge*). Pada kasus *baffle-cut* yang besar dan *baffle-spacing* sempit maka aliran menerobos kompartemen di antara

sirip dan memungkinkan terbentuknya aliran Eddy [2].

Mekanisme turbulensi dan pola aliran di sisi-shell ini juga dipelajari oleh Gupta dan kawan-kawan yang membagi zona-zona karakteristik aliran yang berlainan, diantaranya: zona aliran menyilang, zona aliran longitudinal dan zona Eddy (zona mati). Masing-masing zona aliran tersebut mempunyai korelasi koefisien perpindahan panas yang berlainan pula [17].

Sirip di dalam penukar panas dapat dikatakan mempunyai 3 tujuan yaitu sebagai penyangga tabung-tabung sepanjang penukar panas, menaikkan kecepatan fluida di sisi shell dan mengatasi keterbatasan ruangan yang tersedia, di samping juga sebagai pengarah aliran supaya aliran dapat menyilang ke rangkaian berkas tabung [10].

#### Perpindahan panas

Parameter yang berpengaruh dalam perancangan penukar panas yang perlu diperhatikan mencakup:

- Parameter termal (koefisien perpindahan panas, suhu fluida dan faktor *fouling*)
- Parameter hidrolis (laju alir, faktor friksi, kehilangan tekanan)
- Geometri penukar panas (susunan tabung, dimensi tabung, shell dan sirip).
- Sifat termofisis fluida (viskositas, konduktivitas, densitas dan sebagainya) [14].

Koefisien perpindahan panas dan sifat fisis fluida disepanjang penukar panas dapat dikatakan tetap, apabila fluidanya fasa tunggal, tidak kental dan tidak terjadi perubahan fasa [5].

Dasar persamaan perancangan untuk alat penukar panas ialah [9,14,18]:

$$A = Q / (U_o \Delta T_{LMTD} F)$$

Luas permukaan (A) diperlukan untuk memindahkan beban panas Q,  $\Delta T$  adalah perbedaan suhu *bulk* (bulk suhu) antara aliran sisi-shell dan sisi-tabung. Koefisien perpindahan panas keseluruhan  $U_o$  tergantung pada koefisien *fouling* dan nilai individu  $h$ -tabung maupun  $h$ -shell. Ketelitian menentukan  $h$ -shell ini lebih rendah dari pada  $h$ -tabung. Hal ini karena sulitnya mengevaluasi pola aliran yang kompleks di sisi-shell [4]. Metode yang telah dikenal untuk menghitung  $h$  dan  $\Delta P$  pada aliran di sisi-shell umumnya belum begitu teliti (masih ada penyimpangan), kira-kira 60%

dari harga yang dihitung ditoleransikan untuk bocoran dan terobosan [19]. Jadi dalam perhitungan  $h_s$  dan  $\Delta P_s$ , yang diperoleh dipakai sebagai dasar perancangan alat yang sangat konservatif [4]. Palen dan Taborek melaporkan bahwa rata-rata penyimpangan dari studi mereka antara  $h_s$  yang diprediksi dengan  $h_s$  pengamatan eksperimen adalah 16% lebih rendah. Kehilangan tekanan menyimpang 5% lebih rendah ( $Re > 1000$ ) dan 100% (tinggi) untuk  $Re < 100$  [3].

Penentuan koefisien perpindahan panas sisi-shell atas dasar kecepatan aliran yang tidak dipengaruhi bocoran oleh Kern bisa dinyatakan sebagai berikut [5]:

$$h_s = j_H (k/De) Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14}$$

Korelasi Bell (Delaware) [3,10] memasukkan pengaruh bocoran dan terobosan untuk mengevaluasi koefisien perpindahan panas yang dikoreksi sebagai berikut:

$$h_s = h_{ideal} J_c J_l J_b J_s$$

Faktor-faktor J di atas muncul karena koreksi terhadap *baffle cut*, aliran bocor, berkas terobos dan jarak antara sirip (*baffle spacing*).

#### Kehilangan tekanan

Penentuan korelasi kehilangan tekanan sisi-shell sudah banyak dipublikasikan dengan menggunakan alat penukar panas jenis shell-tabung. Korelasi Kern sebagai misal, telah digunakan secara luas.

Penentuan kehilangan tekanan di dalam sisi-shell dapat menggunakan berbagai korelasi-korelasi yang ada. Berikut ini ditunjukkan korelasi yang dinyatakan oleh Kern, Donohue dan Bell [7].

Kern:

$$\Delta P_s = \frac{f_s (G_s)^2 (D_s) (N_b + 1)}{(5,22 \times 10)^{10} (De) (S) (\mu/\mu_w)^{0.14}}$$

Donohoe:

$$\Delta P_s = \Delta P_b + \Delta P_c$$

$$\Delta P_b = \frac{2,9 G_b^2 N_b}{10^{13} (\rho_s/62,4)} \quad (\text{aliran melewati baffle-window})$$

$$\Delta P_c = \frac{1,07 f_s G_c^2}{10^9 \rho_s g_c \mu/\mu_w} (N_b + 1) \quad (\text{aliran silang})$$

Bell:

$$\Delta P_s = [2 (\Delta P_c) (1 + N_w/N_c) + (N_B - 1) \Delta P_c (\Delta P_L/\Delta P_{NL})EXCH] + [N_B(\Delta P_b)(\Delta P_L/\Delta P_{NL})EXCH]$$

$$\Delta P_c = \frac{2f_c (\epsilon \Delta P) (G_c)^2 N_C}{g_c \rho_s \mu / \mu_w^{0,14}} \quad (\text{aliran silang})$$

$$\Delta P_b = (2 + 0,6 N_w) \frac{\rho_s V_z^2}{2 g_c} \quad \text{aliran lewat sirip}$$

$$[1 - (\frac{\Delta P_L}{\Delta P_{NL}})]EXCH = (1 - (\frac{\Delta P_L}{\Delta P_{NL}}))_0 (\frac{S_{bt} + 2S_{bs}}{S_L})$$

(koreksi bocoran)

Korelasi dari Kern dan Donohoe tidak menghitung pengaruh adanya bocoran maupun terobosan.

## PELAKSANAAN PENELITIAN

### Langkah penelitian

Distribusi aliran di sisi-shell dimodelkan menurut Metode Analisis Alur (SAM). Model ini menganggap aliran terbagi atas aliran individu yakni aliran utama melewati berkas tabung, aliran terobos yang lewat antara berkas tabung dengan shell, aliran terobos yang melewati partisi *tube-pass* dan aliran bocor yang melewati celah *affle-shell* (B-S) dan *affle-tube* (B-T).

Perhitungan menghasilkan fraksi aliran yang melewati berkas tabung (cross-flow basis) yang digunakan untuk menghitung koefisien perpindahan panas di sisi-shell (hs).

Pembahasan Metode Analisis Alur (SAM) diuraikan sebagai berikut:

### Analisis alur sisi-shell

Tinker (1947) membagi aliran fluida di dalam sisi shell terdiri dari alur-alur individu sebagai berikut [2, 9, 13]

- Alur A: alur dengan aliran bocoran yang terjadi melalui orifis anular yang terbentuk oleh tabung dan lubang sirip. Tinker menganggap separuh dari aliran bocoran ini bergabung dengan aliran B yang menyilang berkas.
- Alur B: alur dengan aliran menyilang (cross flow) melalui berkas tabung.
- Alur E: alur dengan aliran bocoran antara sirip dan dinding dalam shell, aliran ini merupakan terobos sejati.
- Alur F: alur dengan aliran terobos melalui (tube-pass partition).

- Alur C: alur dengan aliran terobos yang melewati *gap* antara berkas tabung dan dinding shell.

Model ini kemudian dikembangkan kembali oleh Palen-Taborek (1969) sebagai Metode Analisis Alur (SAM) berupa diagram node. Mekanisme fisis distribusi aliran diperlihatkan pada Gambar 5, disederhanakan menjadi diagram jaringan pipa seperti pada Gambar 6. Obyek dari model analisis ini adalah untuk menentukan jumlah relatif aliran individu.

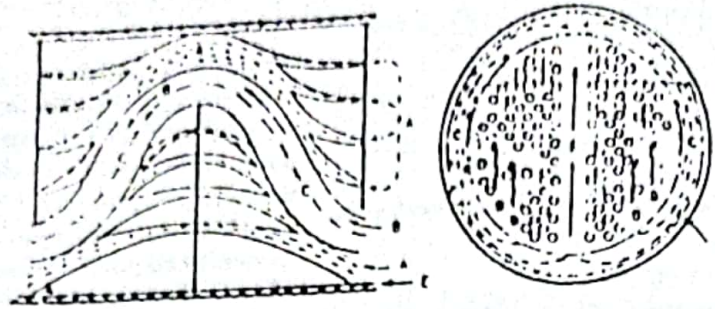
Berdasarkan perpindahan panas ideal, fraksi aliran yang menyilang melalui berkas tabung digunakan untuk menentukan nilai koefisien perpindahan panas (crossflow, basis) di sisi-shell [5]:

$$hs = J \left( \frac{K}{D_o} \right) Resc Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \dots \dots \dots (K)$$

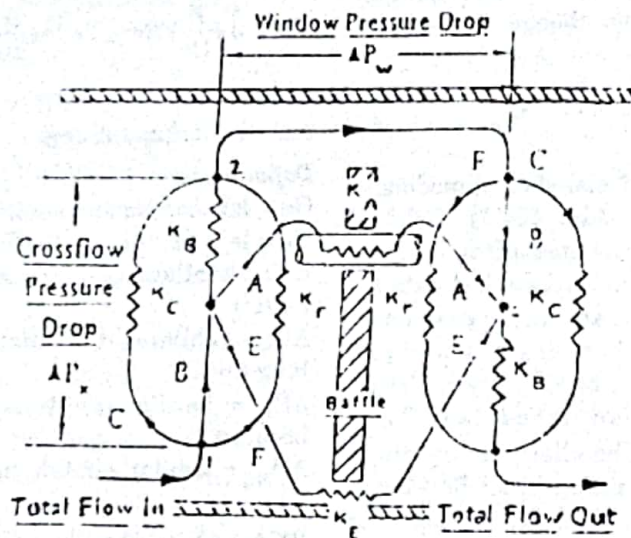
Resc = Res FFB; FFB = fraksi aliran yang melalui berkas tabung.

### Daftar notasi

- Gs = laju massa sisi-shell (lb/j.ft<sup>2</sup>)
- Gc = laju massa sisi-shell pada Sc (lb/j.ft<sup>2</sup>)
- ΔPb = kehilangan tekanan pada *affle-window* (lb/ft<sup>2</sup>)
- ΔPc = kehilangan tekanan pada aliran menyilang (lb/ft<sup>2</sup>)
- ΔPL = kehilangan tekanan terobosan dan bocoran
- ΔP<sub>NL</sub> = kehilangan tekanan tanpa bocoran (lb/ft<sup>2</sup>)
- μw = viskositas pada dinding (lb/ft.jam)
- Nc = jumlah tabung antara ujung sirip dan shell (-)
- Nw = jumlah tabung antara ujung-ujung sirip (-)
- μ = viskositas *bulk* (lb/ft.jam)
- S<sub>L</sub> = S<sub>bt</sub> + S<sub>bs</sub> (ft<sup>2</sup>)
- BC = *affle-cut* (%)
- DS = diameter shell (inc)
- DE<sub>i</sub> = diameter ekivalen j. (inc)
- f = faktor friksi (-)
- h = koefisien perpindahan panas (BTU/jam.ft<sup>2</sup>F)
- j<sub>L</sub> = faktor koreksi bocoran
- j<sub>B</sub> = faktor koreksi terobosan
- j = faktor Colburn (-)
- L = panjang tabung (inc)
- NT = jumlah tabung
- N<sub>ss</sub> = jumlah *sealing-strips* (-)
- N<sub>tcc</sub> = jumlah tabung antara ujung-ujung sirip(-)
- PT = pitch tabung (inc)



Gambar 5. Distribusi aliran



Gambar 6. Diagram Metode Analisis Alur (SAM)

$\Delta P$  = kehilangan tekanan ( $\text{lb}/\text{ft}^2$ )

$\Delta P_{w,x}$  = window and cross pressure drop ( $\text{lb}/\text{ft}^2$ )

Kehilangan tekanan sisi-shell juga memperhitungkan adanya aliran bocor pada sirip ini.

#### Tata kerja penelitian

Tata kerja penelitian digambarkan pada Gambar 7.

### HASIL DAN PEMBAHASAN

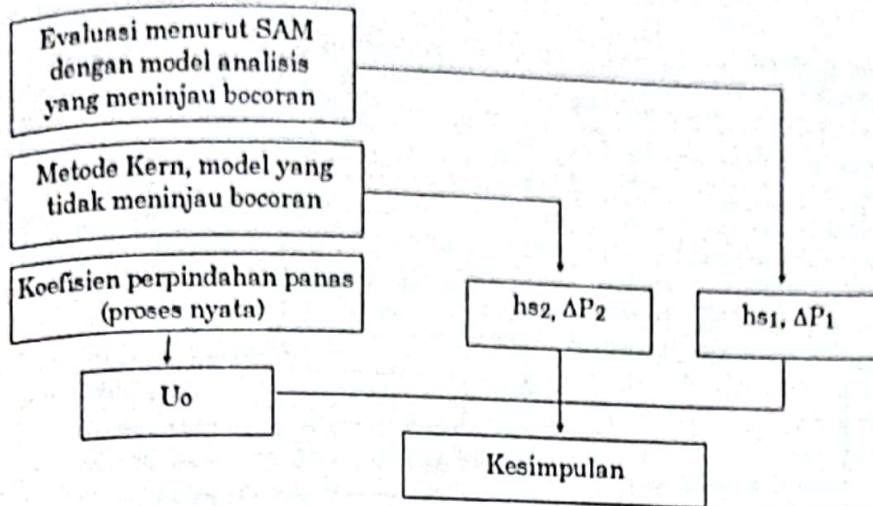
#### Pengolahan data

Data lapangan dengan seksama telah dihimpun dan dipilah-pilah untuk digunakan sebagai obyek pengamatan. Dalam perhitungan koefisien perpindahan panas ( $U_{\text{overall}}$ ) dan kehilangan tekanan ( $\Delta P_s$ ) diperlukan informasi

geometri yang lengkap, lembar spesifikasi setiap penukar panas dan juga kondisi operasi sebagai data dari proses nyata. Kondisi operasi ini meliputi laju aliran, dan suhu pada kedua terminal sisi shell maupun sisi tabung, dari data ini kemudian ditentukan sifat fisis fluida.

Perolehan hasil berupa koefisien  $U_o$  dan nilai  $\Delta P_s$ , selanjutnya dibandingkan antara proses nyata (data lapangan) dengan Metode Analisis Alur yang dikemukakan oleh Palen dan metode Kern. Sebanyak 3 alat penukar panas yang dijadikan obyek penelitian yaitu dari Serpong, Bandung dan pabrik pupuk.

Pengambilan data operasi penukar panas telah dilakukan pada kondisi bersih setelah dilakukan pembersihan. Data penukar panas



Gambar 7. Tata kerja penelitian

yang digunakan dalam perhitungan disajikan pada Tabel 1.

Tabel 1. Daftar penukar panas yang dikaji

Nomer Data	Fluida sisi		Sumber Data	Jenis
	shell	tabung		
1	air	air	*	U-tube
2	air	air	*	Fixed tube sheet
3	Lar. Benfield	air	**	Split- floating head

Keterangan: \* Instalasi nuklir; \*\*Pabrik pupuk

**Sistematika perhitungan**

Struktur dan proses perhitungan dalam penelitian ini ditunjukkan pada Gambar 3, dari proses perhitungan tersebut diperoleh nilai-nilai  $h_s$ ,  $h_t$ ,  $U_o$ , dan  $DP_{shell}$ . Masing-masing alur pada Gambar 3 memakai korelasi sesuai nomor alurnya. Sistematika pengolahan data dapat dilihat pada Gambar 8. Masing-masing alur dapat dijelaskan sebagai berikut:

- Alur A (kehilangan tekanan  $\Delta P$ , sisi-shell):

$$\Delta P_{shell} = (NB+1) \cdot \Delta P_B + NB \cdot \Delta P_W$$

- Alur 1 :  $h_s$  shell [Metode Analisis Alur]

- Alur 2 ( $h_s$  sisi tabung):

$$h_{s, tabung} = 1,86 \left[ \frac{\lambda}{Dt} \right] \left[ Re Pr \frac{Dt}{L} \right]^{0,3} \varphi \text{ (zona laminar)}$$

$$h_{s, tabung} = 0,116 [Re^{2/3} - 125] Pr^{1/3} \left[ 1 + \frac{Dt}{L} \right]^{2/3} \varphi \text{ (zona transisi)}$$

$$h_{s, tabung} = C \left[ \frac{\lambda}{Dt} \right] Re^{0,8} Pr^{0,3} \sigma \text{ (zona turbulen)}$$

- Alur 3 (Uoverall):

$$U_o = \frac{1}{[h_s \cdot ID / OD + h_t] / (h_s \cdot ht \cdot ID / OD)}$$

- Alur 4 ( $h_s$  sisi-shell, Kern):

$$h_{s, shell} = 0,36 \left[ \frac{\lambda}{De} \right] Re^{0,8} Pr^{0,55} \varphi$$

- Alur B (kehilangan tekanan, Kern):

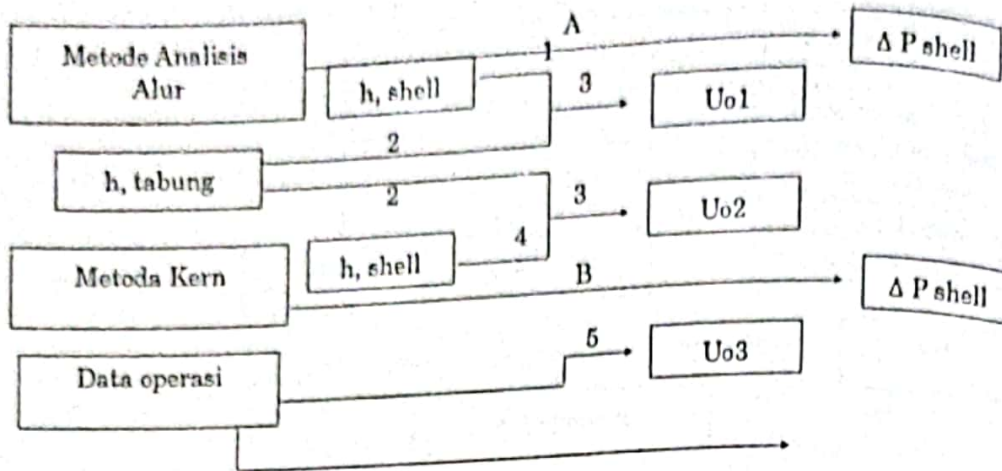
$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_s (NB + 1)}{5,22 \cdot 10^{10} D_s}$$

- Alur 5 (Uoverall):

$$U_o = \frac{Q_{beban}}{A \cdot \Delta T_{MTD} \cdot F}$$

$$Q_s = \sum C_p \Delta T_{abs} [T_{sin} - T_{sout}]$$

Pemodelan dengan Metode Analisis Alur dilaksanakan dengan program komputer, hal ini dilakukan karena perhitungannya berlangsung secara iterasi. Adapun diagram alirnya ditunjukkan pada Gambar 8. Tabel 2 menunjukkan hasil perbandingan nilai  $U_o$  (Metode Analisis



Gambar 8. Sistematika pengolahan data

Tabel 2. Hasil U global dan ΔPs Metode Analisis Alur

No.	Kode	h, tabung	h, shell	Uo	ΔPs
1	E-101	2577,0	693,9	296,0	0,093
2	HE-R	664,0	405,0	234,0	0,083
3	1151-C	1173,0	883,0	449,0	0,480

Tabel 3. Hasil U global dan ΔPs Metode Kern

No.	Kode	h, tabung	h, shell	Uo	ΔPs
1	E-101	2577,0	491,3	394,7	0,179
2	HE-R	664,0	429,0	241,0	0,431
3	1151-C	1173,0	601,0	363,0	1,700

Tabel 4. Hasil perbandingan U global dan ΔPs

No.	Kode	Data Operasi		SAM		Metode Kern	
		Uo	ΔPs	Uo	ΔPs	Uo	ΔPs
1	E-101	322,1		324,3	0,093	303,9	0,175
2	HE-R	101,0		191,2	0,083	196,6	0,431
3	HE-GA	360,0		381,0	0,381	390,0	2,054
4	1151-C	316,0		313,4	0,480	368,0	1,700

Tabel 5. Hasil perhitungan Uoverall Uc dan ΔPs

No.	Kode	Data Operasi		SAM		Metode Kern	
		Uo	ΔPs	Uo	ΔPs	Uo	ΔPs
1	E-101	322,1		324,3	0,093	303,9	0,175
2	HE-R	101,0		191,2	0,083	196,6	0,431
3	HE-GA	360,0		381,0	0,381	390,0	2,054
4	1151-C	316,0		313,4	0,480	368,0	1,700



Alur) lebih kecil penyimpangannya daripada nilai  $U_o$  (Metode Kern). Data nomor 2 memiliki alur F sehingga h-shell Kern tampak lebih besar.

Koefisien perpindahan panas pada sisi-tabung (h, tabung) dan sisi-shell (h, shell) ditabelkan pada Tabel 3, 4 dan 5, h tabung ditentukan dengan menggunakan korelasi yang sama terhadap metode Kern maupun Metode Analisis Alur.

### KESIMPULAN

Dengan menelaah pola distribusi aliran di sisi shell maka dapat dikemukakan beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Metode Analisis Alur dapat memberikan informasi karakteristik aliran sisi shell dan besarnya aliran individu secara kuantitatif, sehingga

secara lebih nyata kehilangan tekanan maupun perpindahan panasnya bisa ditentukan berdasarkan aliran silang yang efektif.

2. Penggunaan data penukar panas pada kondisi bersih dalam penelitian ini dimaksudkan untuk memberikan hasil yang memuaskan.

3. Adanya alur F dan tidak adanya *sealing strips* pada sisi shell mengakibatkan rendahnya fraksi aliran melalui berkas tabung begitu pula sebaliknya, hal ini tidak diantisipasi oleh metode Kern.

4. Penentuan h, shell dengan Metode Analisis Alur lebih mengkonsumsi waktu dibandingkan metode konvensional yang lebih sederhana yang selama ini kita kenal, namun dengan bantuan pemrograman komputer hal ini bisa diatasi.

### DAFTAR PUSTAKA

1. Bell, K.J, Heat Exchanger Design Handbook (HEDH), Bab 3, 4, 5, Hemisphere Publishing Corporation, Washington DC, (1983).
2. Berner-Durst, D.M, Flow around baffles, Transaction of the ASME-Journal of Heat Transfer, V.106, (Nov. 1984) 743-749.
3. Chen, N.H, Shell-side heat transfer coefficient and pressure drop for water, Chemical Engineering, (Dec. 1958) 74-85.
4. Cho, S.M, Uncertainty analysis of exchanger thermal hydraulic design, Transactions of ASME-Journal of Heat Transfer, (1982) 33-41.
5. Devore, A, Try This simplified method for rating baffled exchangers, Petroleum Refiner, (May 1961) 221.
6. Donohoe, D.A, Heat transfer and pressure drop in heat exchangers, Industrial and Engineering Chemistry, Vol. 41 (Nov. 1949) 2449-2500.
7. Gupta, R.K-Katz D.L, Flow patterns for predicting shell-side heat transfer coefficients for baffled shell and tube exchangers, Industrial and Engineering Chemistry, Vol. 49, No 6 (June 1957) 998.
8. Jenkins, J.D, Single Phase Coefficients On the Shell-side of Baffled Heat Exchanger, Chapter 2, Heat Exchanger - Technology, Elsevier Applied Science Publishers LTD (1989).
9. Kern, D.Q, Process Heat Transfer, International Student Edition, Mc. Graw Hill Book Co, New York (1965).
10. Lohrish F.W, What are optimum exchanger condition?, Hydrocarbon Processing & Petroleum Refinery, Vol. 40, No. 5 (May 1963) 177.
11. Palen, J.W, Taborek, J, Solution of shell-side flow pressure drop and heat transfer by Stream Analysis Method, Chemical Engineering Progress Symposium Series (1969) 65, 92.
12. Palen, J.W, Heat Exchanger Source Book, Hemisphere Publishing Corporation, New York (1986) 15 - 48.
13. Perry H.R, Chemical Engineer's Handbook, 6th Edition, Chapter 3 & 10, Mc. Graw Hill Book Co, New York (1984).
14. Rohsenow, B.E, Hartnett, J.P, Handbook of Heat Transfer, Mc. Graw Hill Book Co, Cahapter 18 (1973).

15. Rubin, F.L, Heat Transfer Topics often Overlooked, *Chemical Engineering* (Aug. 1992) 74-85.
16. Whitley, D.L, Calculating heat exchanger shell-side pressure drop, *Chemical Engineering Progress*, Vol. 57, No. 9 (Sept. 1961) 59