

PERHITUNGAN KINERJA ALAT PENUKAR PANAS TIPE TABUNG DAN KALANDRIA SISTEM PRIMER INSTALASI TERMOHIDROLIKA PWR

Aliq

Pusat Penelitian Teknologi Keselamatan Reaktor - Badan Tenaga Atom Nasional

ABSTRAK

PERHITUNGAN KINERJA ALAT PENUKAR PANAS TIPE TABUNG DAN KALANDRIA SISTEM PRIMER INSTALASI TERMOHIDROLIKA PWR. Perhitungan telah dilakukan untuk simulasi karakteristik operasi alat penukar panas berpendingin air tipe tabung dan kalandria (shell and tube). Tujuan perhitungan ini adalah untuk mengetahui daya dan suhu keluaran alat penukar panas ini sebagai fungsi debit dan suhu masukan sistem primer. Dua metode digunakan di dalam perhitungan yaitu metode LMTD (logarithmic mean temperature difference) dan metode NTU (number of transfer unit). Perhitungan dilakukan secara iterasi dengan mengasumsikan suhu keluaran alat penukar panas. Program dibuat dalam bahasa BASIC versi 4.0 dengan menggunakan komputer HP-3000. Perhitungan ini memberikan hasil yang cukup teliti dimana daya nominal hasil perhitungannya (689 KW) hanya berbeda 2 % dari spesifikasi pembuat (700 KW).

ABSTRACT

STUDY OF THE PERFORMANCE OF SHELL AND TUBE TYPE HEAT EXCHANGER FOR PRIMARY THERMOHYDRAULIC OF PWR. The calculation was conducted to simulate the operational characteristics of a shell and tube type, watercooled heat exchanger. The objective was to estimate the variation of outlet temperatures and heat transferred when the inlet temperature and the flowrate on primary side of heat exchanger vary. Power of the heat exchanger was calculated using two methods, namely, logarithmic mean temperature difference (LMTD) and number of transfer unit (NTU) methods. The calculation was done by iteration and assuming the outlet temperatures. A computer program was made in BASIC version 4.0 and was runned using personal computer HP-3000. The program provided accurate results where in the nominal power calculated by this program deviated by 2% only from its technical specification.

PENDAHULUAN

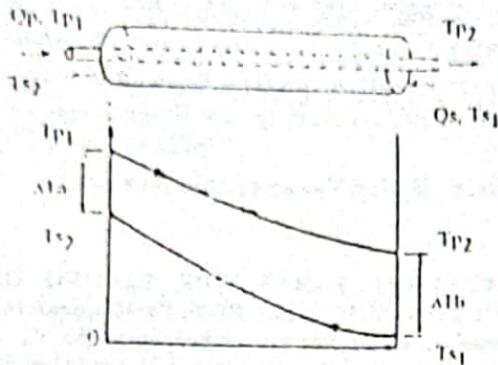
Alat penukar panas berpendingin air yang dikaji merupakan bagian dari sistem primer instalasi termohidrolika PATRICIA 007. Instalasi ini terdapat di Centre d'Etudes Nucleaires de Grenoble (CENG/CEA-Perancis) yang khususnya dimanfaatkan untuk studi eksperimental mengenai fluks panas kritis pada PWR. Sebelum instalasi ini dioperasikan, dilakukan pemodelan (modelisasi) untuk mengetahui karakteristik operasi instalasi tersebut. Pemodelan dilakukan secara bertahap, komponen demi komponen terutama pada sistem primer. Di dalam sistem primer ini terdapat dua alat penukar panas yang disusun seri, satu berpendingin air dan yang lain berpendingin udara. Makalah ini menjelaskan pemodelan pada alat penukar panas berpendingin air untuk mengetahui variasi daya dan suhu keluarannya serta batas-batas kondisi yang aman apabila debit dan suhu masukan sistem primer berubah.

TEORI

Pemodelan dilakukan dengan mengasumsikan alat penukar panas ini memiliki tipe yang sama dengan alat penukar panas tipe aliran berlawanan (counter flow) dan berdasarkan konsep suhu rata-rata. Distribusi suhu pendingin primer dan sekunder pada alat penukar panas tipe ini dapat digambarkan sebagai fungsi panjang alat penukar panas atau luas perpindahan panas (A) seperti yang dapat dilukiskan pada Gambar 1.

Pada umumnya, daya yang dipindahkan oleh alat penukar panas dapat dihitung berdasarkan kesetimbangan panas pada sisi primer atau sekunder, yaitu dengan mengetahui kapasitas panas dan perubahan suhu pendingin sepanjang alat penukar panas tersebut. Selain dengan teori kesetimbangan panas, daya yang dipindahkan alat penukar panas dapat pula dihitung dengan menggunakan dua metode yaitu metode LMTD (logarithmic mean temperature

difference) dan metode NTU (number of transfer unit) yang akan dijelaskan kemudian.



Gambar 1. Distribusi suhu pendingin sepanjang penukar panas.

Kesetimbangan panas

Pada kondisi mantap (steady state), panas yang diberikan oleh pendingin primer sebanding dengan panas yang dipindahkan oleh pendingin sekunder. Dengan kesetimbangan panas, daya yang diserap oleh alat penukar panas dapat diketahui apabila perubahan suhu pendingin diketahui atau sebaliknya, suhu keluaran dihitung dengan mengetahui daya yang dipindahkan. Panas yang diberikan oleh pendingin primer (W_p) dapat dinyatakan dalam persamaan berikut ini :

$$W_p = Q_p C_p (T_{p1} - T_{p2}) \quad (1)$$

Dengan cara yang sama, panas yang dipindahkan oleh pendingin sekunder (W_s) dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$W_s = Q_s C_s (T_{s2} - T_{s1}) \quad (2)$$

$Q_p; Q_s$ = Debit pendingin primer/sekunder

$C_p; C_s$ = Panas jenis pendingin primer/sekunder

$T_{p2}; T_{s2}$ = Suhu keluaran pendingin primer/sekunder

$T_{p1}; T_{s1}$ = Suhu masukan pendingin primer/sekunder

Perhitungan dengan Metode LMTD

Metode ini dapat diterapkan apabila suhu masukan dan keluaran dan debit pada kedua sisi telah ditentukan. Apabila geometri, debit dan kapasitas pemindahan panas yang diinginkan telah ditentukan, metode ini dapat digunakan untuk merancang luas perpindahan panas atau dimensi alat penukar panas yang dibutuhkan. Metode ini dapat dirumuskan dalam persamaan berikut:

$$W = U A F_t \Delta T_m \quad (3)$$

W = daya alat penukar panas

U = koefisien perpindahan panas global

A = luas perpindahan panas

F_t = faktor koreksi terhadap ΔT_m , dipengaruhi oleh geometri, kondisi masukan dan kondisi keluaran.

ΔT_m = perbedaan suhu rata-rata logaritmik (LMTD).

Persamaan di atas tidak akan digunakan untuk menghitung daya maupun suhu keluaran alat penukar panas, tetapi beberapa parameter seperti koefisien perpindahan panas global (U) dan perbedaan suhu rata-rata logaritmik (LMTD) akan diperlukan di dalam perhitungan ini.

Selain LMTD, faktor koreksi kalorik (F_c) juga diperlukan terutama untuk menghitung suhu pendingin rata-rata yang mewakili sisi primer dan sekunder dan suhu rata-rata pendingin pada dinding pipa. Sifat fisika air seperti berat jenis, panas jenis dan viskositas akan dihitung berdasarkan suhu pendingin rata-rata tersebut. Faktor koreksi kalorik umumnya diberikan dalam bentuk grafik sebagai fungsi perbandingan koefisien perpindahan panas antara sisi primer dengan sekunder dan perbandingan perubahan suhu antara kedua sisi tersebut (Ref. 4). Dalam perhitungan ini, faktor koreksi kalorik akan didekati dengan persamaan berikut:

$$F_c = \frac{\Delta T_m - \Delta T_a}{\Delta T_a - \Delta T_b} \quad (4)$$

ΔT_a = perbedaan suhu pada sisi masukan untuk alat penukar panas tipe aliran berlawanan ($T_{p1} - T_{s2}$)

ΔT_b = perbedaan suhu pada sisi keluaran ($T_{p2} - T_{s1}$) (lihat Gambar 1).

Sedangkan harga LMTD dapat dihitung dengan menggunakan persamaan di bawah ini

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\log (\Delta T_a / \Delta T_b)} \quad (5)$$

Dengan menggunakan faktor koreksi kalorik, suhu pendingin rata-rata pada kedua sisi dan suhu rata-rata pendingin pada dinding pipa dapat diinterpolasi dengan persamaan-persamaan berikut :

1. Suhu primer rata-rata:

$$T_p = T_{p2} + F_c (T_{p1} - T_{p2}) \quad (6)$$

2. Suhu sekunder rata-rata :

$$T_s = T_{s1} + F_c (T_{s2} - T_{s1}) \quad (7)$$

3. Suhu rata-rata pendingin pada dinding pipa

$$T_d = T_p - \frac{h_i}{h_i + h_o} (T_p - T_s) \quad (8)$$

Perhitungan dengan Metode NTU

Metode ini lebih disukai apabila suhu keluaran alat penukar panas tidak diketahui seperti dalam kasus ini. Dengan metode ini, daya alat penukar panas dihitung dengan menggunakan konsep efektivitas. Efektivitas alat penukar panas didefinisikan sebagai perbandingan antara daya riil yang dapat dipindahkan dengan daya maksimum yang secara teoritis dapat dipindahkan dan dapat dilukiskan dengan persamaan berikut :

$$\epsilon = \frac{W}{W_{\max}} \quad (9)$$

W_{\max} adalah daya maksimum yang secara teoritis dapat dipindahkan. Daya maksimum dapat diperoleh apabila salah satu fluida pendingin mengalami perubahan suhu maksimum. Perubahan suhu maksimum ini berarti sama besar dengan perbedaan suhu masukan sisi panas (primer) dengan sisi dingin (sekunder). Fluida pendingin yang mengalami perubahan suhu maksimum adalah fluida yang mempunyai kapasitas panas minimum. Berdasarkan pendekatan ini, daya alat penukar panas dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$W = \epsilon (QC)_{\min} (T_{p1} - T_{s1}) \quad (10)$$

ϵ = faktor efektivitas
 $(QC)_{\min}$ = kapasitas panas minimum
 T_{p1} = suhu masukan primer
 T_{s1} = suhu masukan sekunder

Pada persamaan di atas, suhu masukan baik sisi primer maupun sekunder dan kapasitas panas minimum diketahui. Satu-satunya parameter yang belum diketahui adalah faktor efektivitas. Faktor efektivitas ini tergantung pada tipe dan geometri alat penukar panas, kapasitas panas pendingin dan koefisien perpindahan panas global. Sedangkan koefisien perpindahan panas global dihitung berdasarkan koefisien perpindahan panas sisi primer dan sekunder. Parameter-parameter ini akan dijelaskan satu demi satu dalam alinea berikut ini.

Faktor efektivitas

Untuk penukar panas tipe tabung dan kalandria dengan pendingin primer melintasi kalandria dua kali dan pendingin sekunder melintasi kalandria satu kali, faktor efektivitas dihitung dengan persamaan di bawah ini :

$$\epsilon = \frac{2}{(1 + R) + \frac{1 + \exp(-t)}{1 - \exp(-t)} \sqrt{1 + R^2}} \quad (11)$$

R adalah perbandingan antara kapasitas panas maksimum dengan kapasitas panas minimum dan t suatu besaran yang merupakan fungsi dari R dan NTU (number of transfer unit) dan dapat dilihat pada persamaan di bawah ini:

$$t = NTU \sqrt{1 + R^2} \quad (12)$$

Sedangkan NTU dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$N = \frac{U \times A}{(QC)_{\min}} \quad (13)$$

U = koefisien perpindahan panas global
 A = luas perpindahan panas

Koefisien perpindahan panas global

Koefisien perpindahan panas global dapat dihitung dengan memilih permukaan pipa bagian dalam atau bagian luar sebagai acuan. Apabila permukaan dalam yang dipakai sebagai acuan, koefisien perpindahan panas global dapat dinyatakan dalam persamaan di bawah ini :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + R_i + \frac{D_i}{2k} \log \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o} \frac{D_i}{D_o} + R_o \quad (14)$$

h_i = koefisien perpindahan panas sisi primer
 R_i = tahanan panas kerak di sisi primer
 R_o = tahanan panas kerak di sisi sekunder
 D_i = diameter permukaan pipa dalam
 D_o = diameter permukaan pipa luar
 h_o = koefisien perpindahan panas sisi sekunder

k = konduktivitas panas pipa

Dalam persamaan di atas, diameter dalam (D_i), diameter luar (D_o), tahanan panas kerak pada sisi dalam (R_i) dan sisi luar pipa (R_o), dan konduktivitas panas pipa diketahui. Sebaliknya, koefisien perpindahan panas sisi primer (h_i) dan sisi sekunder (h_o) belum diketahui dan harus dievaluasi. Harga koefisien perpindahan panas ini dipengaruhi oleh kondisi aliran.

Koefisien perpindahan panas sisi primer

Secara umum, koefisien perpindahan panas baik sisi primer maupun sekunder dihitung dari persamaan berikut :

$$h = \frac{kNu}{Dh} \quad (15)$$

k adalah konduktivitas panas pendingin, Nu bilangan Nusselt yang dipengaruhi oleh kondisi aliran (laminer atau turbulen), dan D_h diameter hidrolis. Diameter hidrolis secara umum dihitung dari persamaan di bawah ini :

$$D_h = \frac{4 \times A}{p} \quad (16)$$

A = luas penampang aliran

p = parameter basah (keliling penampang aliran yang dibasahi pendingin).

Pada sisi primer, air pendingin mengalir di dalam pipa dan kondisi aliran dapat bervariasi dari laminer sampai turbulen. Untuk aliran laminer, yaitu bilangan Reynolds lebih kecil dari 2100, dan untuk harga $RePrDi/L$ lebih besar dari 10, koefisien perpindahan panas sisi primer dihitung dengan persamaan berikut :

$$Nu = 1,86[RePrDi/L]^{1/3}(t)^{0,14} \quad (17)$$

Re = bilangan Reynolds (GD_i/μ)

Pr = bilangan Prandtl (C_p/k)

G = kecepatan massa pendingin (kg/m^2det)

L = panjang pipa

D_i = diameter dalam pipa

μ = viskositas pendingin pada suhu rata-rata

μ_t = viskositas pendingin pada suhu dinding pipa

k = konduktivitas panas pendingin

Koefisien perpindahan panas untuk daerah transisi dapat didekati dengan menghitung bilangan Nusselt secara interpolasi berdasarkan bilangan Nusselt untuk aliran laminer dan turbulen sebagai fungsi bilangan Reynolds. Sedangkan untuk aliran turbulen ($Re > 10000$) dan untuk harga $L/D_i > 60$, koefisien perpindahan panas sisi primer dihitung dengan persamaan di bawah ini :

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{1/3}(\mu/\mu_t)^{0,14} \quad (18)$$

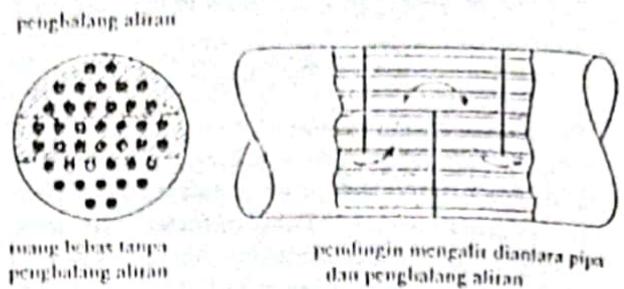
Koefisien perpindahan panas sisi sekunder

Pendingin sekunder pada suhu $15^\circ C$ dan debit $8,3 kg/detik$ mengalir diantara pipa-pipa U dan 6 penghalang aliran (baffle) seperti yang dilukiskan pada Gambar 2.

Pada kondisi turbulen, koefisien perpindahan panas pada sisi kalandria ini dapat dihitung dari persamaan di bawah ini :

$$Nu = 0,36 Re^{0,55} Pr^{1/3}(\mu/\mu_t)^{0,14} \quad (19)$$

Untuk dapat menghitung koefisien perpindahan panas dengan persamaan di atas, diameter hidrolis dan luas penampang aliran untuk sisi sekunder ini memerlukan perhatian tersendiri karena diameter keduanya dipengaruhi



Gambar 2. Aliran pendingin sekunder dalam kalandria

oleh geometri kalandria. Untuk alat penukar panas dengan struktur kalandria segitiga seperti dilukiskan dalam Gambar 3, diameter hidrolis sisi sekunder dapat dihitung dengan persamaan berikut :

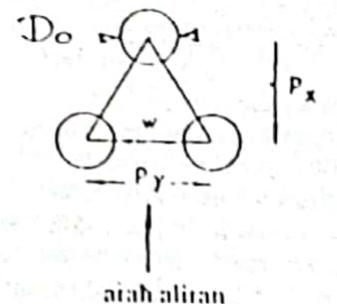
$$D_h = \left[\frac{4}{\pi} \left(\frac{P_a}{D_o} \right)^2 - 1 \right] D_o \quad (20)$$

P_a = jarak antara dua pusat pipa ($P_a = P_y$)

D_o = diameter luar pipa

Sedangkan luas penampang aliran sisi sekunder dihitung dari persamaan berikut :

$$A_c = \frac{D_c E B}{P_y} \quad (21)$$



Gambar 3. Struktur kalandria segitiga

D_c = diameter kalandria

E = jarak antara dua pipa

B = jarak antara dua penghalang aliran (baffle).

P_y = jarak antara dua pusat pipa tegak lurus aliran.

TATA KERJA DAN METODE PERHITUNGAN

Tata kerja alat penukar panas

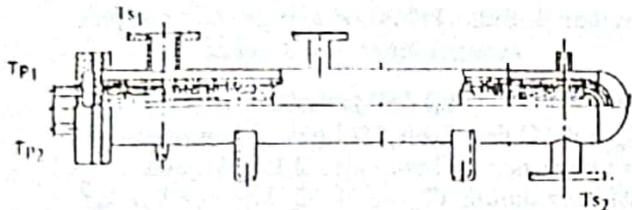
Alat penukar panas yang dikaji termasuk tipe tabung dan kalandria (shell and tube) dimana pendingin primer mengalir di dalam 60 pipa

berbentuk U dengan diameter 12 mm, dan pendingin sekunder mengalir di dalam kalandria, diantara pipa-pipa U tersebut dan beberapa penghalang aliran (baffle) seperti terlihat pada Gambar 4.

Dimensi alat penukar panas secara rinci adalah sebagai berikut:

A. Sisi primer:

- Di = diameter dalam pipa (12 mm)
- Do = diameter luar pipa (16 mm)
- L = panjang pipa (2 m)



Gambar 4. Alat penukar panas tipe tabung dan kalandria.

- N = jumlah pipa (60 buah)
- d = ketebalan pipa (2 mm)

B. Sisi sekunder

- E = Jarak antara dua penghalang aliran (33 cm)
- Dc = diameter dalam kalandria (210 mm)
- Py = jarak antara dua pusat pipa tegak lurus aliran (19,8 mm)
- w = jarak antara dua pipa (3,8 mm)
- Ac = luas penampang aliran (0,01 m²)
- Nc = jumlah penghalang aliran (6)
- Dc = diameter hidrolis (10,47 mm)

Alat penukar panas ini didesain untuk memindahkan panas 700 kW pada kondisi nominal berikut ini :

- Debit masukan primer = 5 kg/detik
- Suhu masukan primer = 113 °C
- Debit sekunder = 8,3 kg/detik
- Suhu masukan sekunder = 15 °C.

Pada saat instalasi ini dioperasikan, suhu masukan sisi primer alat penukar panas bervariasi dari 80 °C sampai 370 °C tergantung kondisi keluaran dari komponen yang lain yaitu alat penukar panas berpendingin udara sedangkan suhu dan debit sekunder dibuat tetap. Karena kondisi tersebut, pengaturan daya tidak dapat dilakukan dengan mengatur suhu masukan me-

lainkan dengan mengatur debit primer. Debit primer bervariasi dari 0,5 kg/detik minimum sampai debit 5kg/detik maksimum.

Metode Perhitungan

Perhitungan dilakukan secara iterasi sampai tercapai titik konvergen baik terhadap daya (W) atau suhu keluaran (T_{p2} , T_{s2}). Daya alat penukar panas dihitung dengan metode NTU sedangkan suhu keluaran dihitung dari rumus kesetimbangan panas. Sebaliknya, metode LMTD tidak langsung digunakan dalam perhitungan, tetapi harga LMTD dan koefisien perpindahan global harus dievaluasi untuk menghitung suhu pendingin rata-rata dan faktor efektivitas. Faktor efektivitas diperlukan untuk menghitung daya berdasarkan metode NTU. Sifat fisika air seperti berat jenis, panas jenis, viskositas dan konduktivitas panas dihitung pada suhu pendingin rata-rata tersebut.

Untuk keperluan perhitungan, program komputer dibuat dalam bahasa BASIC versi 4.0 dan dijalankan dengan menggunakan komputer HP-3000. Sifat fisika air yang digunakan di dalam perhitungan ini diambil dari Code PATFLICA, sebuah program komputer untuk perhitungan termohidrolika PWR yang banyak digunakan di CEA. Dalam program tersebut, jumlah iterasi dibatasi maksimum 40 kali. Apabila lebih dari 40 iterasi, perhitungan dianggap tidak konvergen. Secara prinsip, dalam satu iterasi dilakukan beberapa langkah perhitungan sebagai berikut :

1. Menentukan suhu masukan (T_{p1} , T_{s1}), debit (Q) dan tekanan (P).
2. Memberikan harga awal suhu keluaran (T_{p2} , T_{s2}) dengan persamaan berikut ini :

$$T_{p2} = T_{p1} - 5$$

untuk sisi primer dan,

$$T_{s2} = T_{s1} + 3$$

untuk sisi sekunder.

3. Menghitung suhu pendingin rata-rata (T_p , T_s dan T_d) dengan menggunakan persamaan (6), (7), dan (8).
4. Menghitung sifat fisika air (berat jenis, panas jenis dan viskositas).
5. Menghitung koefisien perpindahan panas (U) dan faktor efisiensi (ϵ).
6. Menghitung daya keluaran untuk iterasi ke-I (W (I)) dengan persamaan (10).
7. Membandingkan hasil perhitungan pada langkah 6 dengan hasil iterasi sebelumnya, misalnya :

$$W(I)-W(I-1) < \text{watt ?}$$

8. Apabila belum konvergen, suhu keluaran dihitung kembali dari rumus kesetimbangan panas :

$$T_{p2} = T_{p1} - \frac{W(I)}{Q_p C_p}$$

untuk sisi primer, dan

$$T_{s2} = T_{s1} + \frac{W(I)}{Q_s C_s}$$

untuk sisi sekunder.

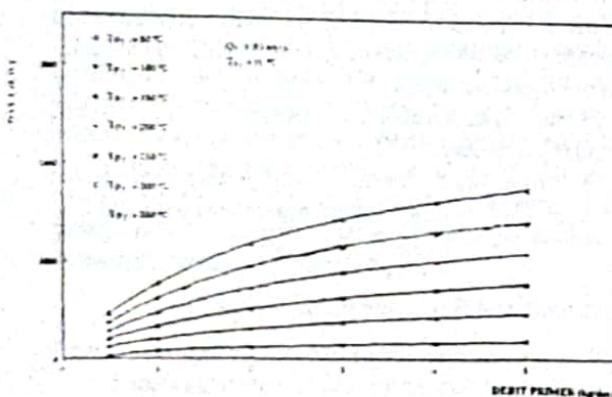
9. Kembali ke langkah (3) apabila belum konvergen.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil perhitungan diberikan Gambar 5 dan 6. Pada Gambar 5, daya alat penukar panas (kW) dinyatakan sebagai fungsi debit primer untuk berbagai suhu masukan primer dari 50 °C sampai 350 °C.

Sedangkan Gambar 6 melukiskan suhu keluaran sisi primer alat penukar panas sebagai fungsi debit sisi primer untuk berbagai macam suhu masukan sisi primer dari 50 °C sampai 350 °C.

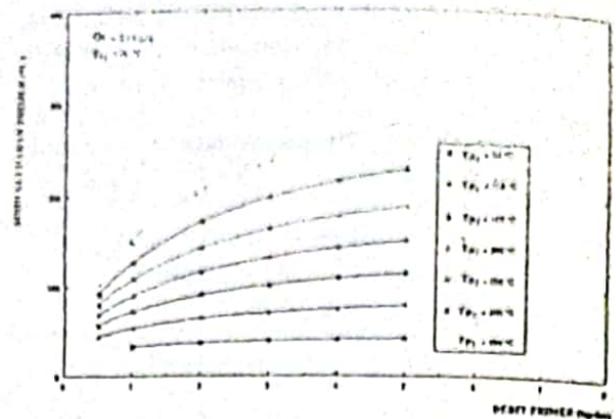
Pada kedua kasus ini, debit sekunder dibuat



Gambar 5. Daya alat penukar panas sebagai fungsi debit primer.

tetap 8,3 kg/detik dan suhu masukan sekunder dipertahankan tetap 15 °C.

Pemodelan ini memberikan hasil yang cukup teliti dimana daya nominal hasil perhitungan (689 kW) hanya berbeda -2 % dari spesifikasi pembuat (700 kW). Hasil perhitungan juga menunjukkan bahwa daya yang dapat dipindahkan oleh alat penukar panas ini ber-



Gambar 6. Suhu keluaran alat penukar panas sebagai fungsi debit primer.

ubah besar dari 2,1 kW pada kondisi minimum ($T_{p1}=50$ °C dan debit 0,5 kg/detik) sampai tiga kali daya nominalnya yaitu 2,1 MW pada kondisi maksimum ($T_{p1}=350$ °C dan debit 5 kg/detik). Untuk suhu masukan dari 50 °C sampai 100 °C, daya yang dapat dipindahkan hanya 180 kW sampai 469 kW dan masih di bawah daya nominal. Tetapi berawal dari suhu masukan 150 °C, daya nominal 700 kW dapat dicapai pada kondisi seperti Tabel 1.

Pada sisi sekunder, untuk menghindari peningkatan lapisan kerak akibat berkurangnya efektivitas pencegahan korosi pada sisi sekunder, suhu keluaran sekunder dibatasi tidak boleh melebihi 60 °C. Menurut perhitungan ini, batasan ini akan tercapai pada beberapa kondisi seperti Tabel 1. Kondisi sisi primer untuk mencapai daya nominal

T_{p1} (°C)	Q_p (kg/detik)	Daya (kW)
150	3,20	700
200	1,70	700
250	1,14	700
300	0,89	700
350	0,69	700

disi, misalnya pada suhu masukan primer 300 °C dengan debit 4 kg/detik dan pada suhu primer 350 °C dengan debit 3 kg/detik.

KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan secara keseluruhan dapat disimpulkan bahwa daya maupun suhu keluaran alat penukar panas ini cukup sensitif

terhadap perubahan debit sisi primer sehingga pengaturan debit primer harus dilakukan dengan sangat teliti agar alat penukar panas ini mampu memindahkan panas sesuai dengan yang diharapkan. Program perhitungan ini dapat pula diterapkan di BATAN untuk alat penukar panas dengan tipe yang sama, seperti yang

terdapat di General Loop PPTKR. Modifikasi model-model perhitungan maupun korelasi-korelasi koefisien perpindahan panas akan diperlukan apabila program ini digunakan untuk menghitung unjuk kerja alat penukar panas dengan tipe yang berbeda.

DAFTAR PUSTAKA

1. Aliq, Modelisation d'Une Boucles d'Essais A Eau Pressurisee Fonctionnant En Ecoulement Diphasique, Rapport de Stage (Technical Report), Service d'Etudes Thermohydraulique (SETh), CENG/CEA, Grenoble (1991).
2. CEA Document, Les echangeurs:classification, description et elements de dimensionnement, SETH, CENG/CEA, Grenoble (1983).
3. Robert, H. Perry, Perry's Chemical Engineers Handbook, McGraw-Hill International Editions, Sixth Editions (1987).
4. Donald. Q. Kern, Process Heat Transfer, McGraw-Hill International Editions (1965).
5. Chasseriaux, J-M., Conversion thermique du rayonnement solaire, BORDAS, Paris (1984).
6. Reynolds, W. C. and Perkins, M. C., Engineering Thermodynamic, McGraw-Hill Book Company (1970).
7. Raymond, P., FLICA-3-M (Version 3.2) Equation et Modeles, Rapport DEMT/87-264-SERMA/LETR/87/925, CENG, CEA (1987).
8. Chaix, J. C., Methodes et modeles utilises dans le calcul de thermohydraulique de coeurs, Document Technicatome, CENG, CEA (1987).

DISKUSI

Efrison Umar:

- Pengaruh *baffle* terhadap perhitungan U dari korelasi sekunder.
- Pengaruh kondisi pemasukan ke dalam pipa terhadap hasil perhitungan.

Aliq:

- *Baffle* mempengaruhi tampang lintang aliran sisi sekunder berarti mempengaruhi diameter hidraulik mempengaruhi kecepatan massa, selanjutnya mempengaruhi bilangan Reynolds yang akhirnya mempengaruhi koefisien perpindahan panas.
- Kondisi masukan (suhu) mempengaruhi hasil perhitungan. Suhu masukan primer naik, artinya energi yang dalam fluida lebih tinggi berarti panas yang akan dipindahkan juga semakin besar.

Widji Edioloeigito:

- Apakah kriteria pemilihan alat penukar kalor ?
- Apa ada pengaruh arah aliran fluida ?

Aliq:

- Tentukan dulu kondisi yang diinginkan misalnya; daya, suhu fluida dan debit yang mengalir di penukar panas. Kemudian geometri dipilih tentu saja setelah memperkirakan dulu karakteristik penukar yang sesuai dari bermacam-macam tipe penukar panas. Berdasarkan geometri dan kondisi yang diharapkan, dimensi penukar panas dapat dihitung.
- Arah aliran mempengaruhi efisiensi pengambilan panas. Efisiensi dihitung dari geometri dan kondisi fluidanya (suhu masukan, suhu keluaran juga debitnya).

Masri Zulfikar:

Dalam pengaturan debit, untuk HE apakah debit untuk sekunder tidak diperhatikan? Karena dalam perpindahan panas dalam HE untuk sekunder sangat memegang peranan.

Aliq:

- Dalam perhitungan ini, efek perubahan debit sekunder tidak disimulasikan karena pada operasinya debit sekunder dijaga konstan. Jadi variasi kondisi keluaran disimulasikan hanya dari perubahan debit primer, tetapi program perhitungan ini bisa juga digunakan untuk simulasi perubahan debit sekunder.
- Simulasi perubahan debit sekunder pernah dilakukan pada penukar panas Untai Uji Termohidrolika Reaktor (PPTKR). Efeknya tidak sehebat perubahan debit primer.