

EVALUASI TERMAL PENDINGIN PRIMER DAN SEKUNDER RSG-GAS

Sukmanto Dibyo, Herry A., Sudiyono

Pusat Reaktor Serba Guna - BATAN

ABSTRAK

EVALUASI TERMAL PENDINGIN PRIMER DAN SEKUNDER RSG-GAS.

Makalah ini menguraikan hitungan suhu pendingin primer dan sekunder RSG-GAS pada berbagai laju alir pendingin dan daya reaktor RSG-GAS. Sebuah model matematis telah dibuat untuk mengevaluasi data operasi reaktor. Data masukan yang digunakan dalam perhitungan yakni suhu pendingin sekunder dari menara pendingin dan laju alir pendingin primer dan sekunder. Dengan demikian dapat dihitung suhu-suhu pada inlet, outlet pendingin primer dan outlet sekunder. Evaluasi ini ditentukan dengan cara membuat model matematis kinerja penukar panas (*heat loss* diabaikan), kemudian membandingkan hasil perhitungan dengan data operasi reaktor. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa pada daya reaktor 30MW, laju alir primer 3150 m³/jam, laju alir sekunder 3600 m³/jam dan suhu pendingin sekunder dari menara pendingin 37,8°C diperoleh suhu pendingin primer masuk teras 42°C, yang tepat mencapai batas *set-point*.

ABSTRACT

THERMAL EVALUATION FOR PRIMARY AND SECONDARY COOLING SYSTEM OF THE RSG-GAS.

This paper describes the calculation of temperatures of primary and secondary cooling systems of the RSG-GAS reactor at various flow rates and reactor power. A mathematical model was created to evaluate the operational data of reactor. The temperature of inlet secondary are used as input data, as a result the temperatures of primary and secondary coolant are obtained. The mathematical model is based on the calculation of heat exchanger performance where heat losses are neglected. The result shows that at the reactor power of 30 MW, the primary flow rate of 3150 m³/hr, secondary at about 3600 m³/hr and temperature of the secondary coolant from the cooling tower are 37.8°C, the inlet primary temperature to the reactor core is 42°C which has just reached the set point limit.

PENDAHULUAN

Dalam rangka penguasaan dan pengembangan sistem di RSG-GAS, pengkajian tentang sistem-sistem yang ada di dalam instalasi RSG-GAS perlu dilakukan. Evaluasi terhadap sistem perlu dilakukan untuk mengetahui kinerja yang ada di dalamnya. Intervensi terhadap sistem bisa dilakukan setelah hasil evaluasi diperoleh sehingga kondisi yang diinginkan dapat dicapai. Dengan kata lain bahwa kondisi yang akan terjadi dapat diprediksi sebelumnya apabila sistem tersebut dioperasikan.

Proses pendinginan termasuk salah satu unsur/bagian dari sistem yang ada di dalam reaktor. Setelah 9 tahun beroperasi, evaluasi terhadap sistem pendinginan reaktor merupakan hal yang bermanfaat dan penting untuk mengetahui suhu pendingin masuk ke teras reaktor (T_{pout}) pada berbagai variasi kondisi operasi. Ditinjau dari aspek keselamatan termohidrolika teras, maka suhu T_{pout} merupakan salah satu besaran yang sangat vital. Suhu ini tidak boleh lebih dari batasan suhu yang telah ditentukan. SAR-RSG GAS menganjurkan T_{pout} tidak lebih dari 42°C . Suhu T_{pout} yang tinggi dapat mengakibatkan pendidihan di dalam teras reaktor. Pendidihan ini akan menghasilkan gelembung-gelembung fasa uap, akibatnya perpindahan panas dari kelongsong bahan bakar ke pendingin tidak baik dan menimbulkan kerusakan kelongsong bahan bakar.

Sistem-sistem yang paling berperan terhadap tinggi rendahnya suhu T_{pout} ini diantaranya adalah pompa-pompa primer/sekunder untuk sirkulasi air pendingin, menara pendingin dan alat penukar panas.

Bertolak dari uraian yang dikemukakan di atas maka tulisan ini mempunyai tujuan yakni:

- Merumuskan dan mengembangkan model matematis yang bermanfaat sebagai piranti untuk evaluasi dan simulasi kondisi operasi pendinginan reaktor pada umumnya dan RSG-GAS khususnya.
- Memperoleh gambaran tentang kelakuan/kondisi suhu pendingin yang terjadi pada berbagai daya reaktor dan harga laju alir pendingin primer maupun sekunder.

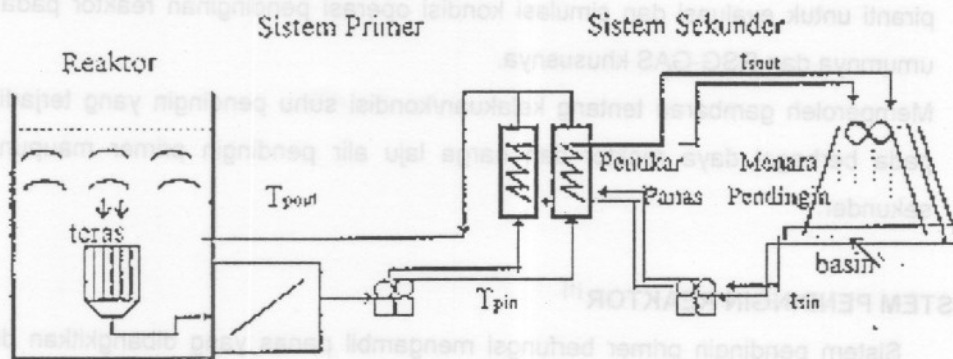
SISTEM PENDINGIN REAKTOR^[1]

Sistem pendingin primer berfungsi mengambil panas yang dibangkitkan di teras reaktor dengan menggunakan pompa-pompa sirkulasi. Alat penukar panas JE01 BC01/2 terletak pada sisi *discharge* pompa primer dan berperan dalam memindahkan panas dari sistem pendingin primer ke pendingin sekunder. Bagian sisi *shell* penukar panas ini dilalui oleh aliran pendingin primer yang kemudian aliran ini kembali menuju reaktor. Jenis alat penukar panas pada sistem pendinginan reaktor adalah *shell-tube 2 pass shell 2 pass tube* posisi tegak. Dua buah alat yang dioperasikan, dirangkai secara paralel masing-masing memiliki data ukuran/geometri dan kapasitas yang sama, beban nominal 15 MW setiap alat. Alat penukar panas ini memiliki penyekat *longitudinal* pada bagian garis tengah *shell*, dengan aliran berlawanan arah dan sisi *tube* dilalui oleh pendingin sekunder.

Berikut ini ditunjukkan beberapa data spesifikasi tentang penukar panas [1].

- Nama Alat : Penukar panas *shell-tube*
- Fluida yangt disirkulasi : air panas (pendingin primer)
demineralized water pada sisi-*shell*
: air dingin (pendingin sekunder)
treated water pada sisi-*tube*
- Fasa fluida : cair (sisi *shell*), cair (sisi *tube*)
- Kode Identifikasi : JE-01 BC01/BC02/BC03
- Diameter *Shell* : 1300 mm
- Diameter *Tube* : 22 mm ID, 23mm OD
- Jumlah *Tube per pass* : 816 buah
- Panjang *Tube* : 7410 mm
- *Lube Lay out* : segi-empat
- Area pemindah panas : 780 m² per alat

Sistem pendingin sekunder dilengkapi dengan pompa sirkulasi aliran dan menara pendingin *induced draft flow*. Panas yang berasal dari teras reaktor setelah melalui 2 buah alat penukar panas, dilepaskan ke lingkungan oleh 6 buah menara pendingin yang dipasang diluar gedung reaktor. Gambar 1. menunjukkan rangkaian diagram alir sistem pendingin primer dan sekunder reaktor.



Gambar 1. Diagram Alir Sistem Pendingin Reaktor RSG GAS

TEORI

Pada kondisi tunak, energi termal yang dipindahkan dari pendingin primer sama dengan energi termal yang diterima pendingin sekunder (hukum kekekalan energi). dengan mengabaikan adanya *heat loss* di sepanjang lintasan aliran yang dilaluinya. Laju energi termal yang dipindahkan ini adalah sebesar Q_p . Selanjutnya dengan persamaan (1), maka t_{sout} bisa dihitung sebagaimana dalam penurunan persamaan yang dituliskan berikut ini [3,4].

Laju Energi Termal masuk-Laju Energi Termal keluar-*heat loss* = Laju Akumulasi

Kondisi tunak dan *heat loss* = 0, maka laju energi termal masuk = Laju energi termal keluar

$$Q_p = Q_s = M_s \cdot C_s \cdot (t_{sout} - t_{sin}) \dots\dots\dots(1)$$

atau,

$$t_{sout} = \frac{Q_s}{M_s \cdot C_s} + t_{sin} \dots\dots\dots(2)$$

Q_s , M_s dan C_s adalah besaran-besaran yang diketahui dan dipakai sebagai data masukan. Adapun peristiwa perpindahan panas yang terjadi pada penukar panas JE01-BC01/02 diturunkan dari persamaan pendinginan *Newton* di bawah ini,

$$Q_s = U_o \cdot A \cdot (LMTD) \dots\dots\dots(3)$$

Dimana A adalah parameter konstan luas permukaan perpindahan panas yang dapat diketahui dari data spesifikasi alat, kemudian apabila koefisien Nilai U_o diasumsikan diketahui maka $LMTD$ dapat dihitung (nilai U_o dihitung kembali pada persamaan 7). $LMTD$ merupakan beda suhu logaritmik rerata antara pendingin primer dan sekunder di dalam penukar panas yang diekspresikan di dalam bentuk persamaan (4) berikut,

$$LMTD = \frac{(T_{pin} - t_{sout}) - (T_{pout} - t_{sin})}{\ln \frac{(T_{pin} - t_{sout})}{(T_{pout} - t_{sin})}} \dots\dots\dots(4)$$

Penurunan persamaan untuk memperoleh $LMTD$ pada persamaan (4) secara rinci diuraikan pada halaman lampiran [5].

Perbedaan suhu masuk (T_{pin}) dan keluar (T_{pout}) pada aliran primer dapat ditentukan dengan persamaan,

$$Q_p = M_p \cdot C_p \cdot (T_{pin} - T_{pout}) \dots\dots\dots(5)$$

atau,

$$(T_{pin} - T_{pout}) = \frac{Q_p}{M_p \cdot C_p} \dots\dots\dots(6)$$

Apabila persamaan (3), (4) dan (6) diselesaikan maka suhu T_{pin} , T_{pout} dan t_{sout} dapat dihitung.

Dengan diketahuinya suhu-suhu pendingin tersebut di atas, selanjutnya nilai U_o dapat ditentukan dengan memakai persamaan empiris. Persamaan yang

dipakai untuk menghitung U_o ini diturunkan dari persamaan pendekatan terhadap koefisien individu perpindahan panas sisi *shell* dan *tube* pada alat penukar panas berikut ini ^[5]

$$U_o = \frac{1}{(1/h_s) + (1/h_p) + r_w * (A_o/A_{av}) + R_d} \quad (7)$$

dimana.

$$h_p = C (k/De) Re^{0.55} Pr^{(1/3)} \quad (8)$$

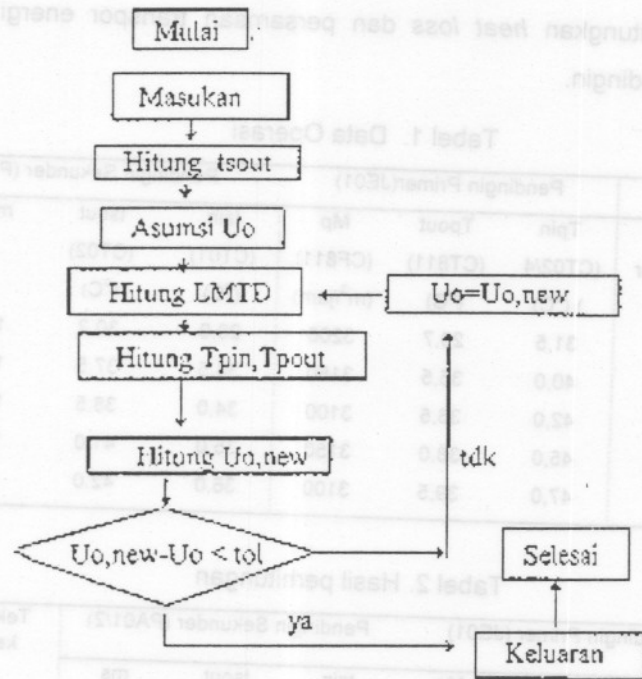
$$h_s = c (k/d) Re^{0.8} Pr^{(1/3)} \quad (9)$$

Persamaan (8) merupakan persamaan *Kern* yang digunakan untuk mencari koefisien perpindahan panas sisi *shell*, adapun persamaan (9) dikenal dengan persamaan *Dittus-Boelter* untuk menghitung koefisien perpindahan panas sisi *tube*. Persamaan-persamaan ini berlaku untuk rentangan bilangan *Reynolds* yang cukup luas ($Re < 1000.000$)^[2]. Besaran *Re*, *Pr* dan sifat air yang lainnya merupakan fungsi suhu *bulk* pendingin. Persamaan (7) ini dapat digunakan untuk menghitung kembali persamaan (3). Notasi yang digunakan di dalam persamaan ditunjukkan pada Halaman Daftar Notasi.

Metoda Perhitungan :

Metoda Perhitungan yang digunakan di sini melibatkan persamaan hukum kekekalan energi, persamaan perpindahan panas *Newton* dan persamaan empiris (8) dan (9). Apabila di dalam menghitung kinerja penukar panas JE01-BC01/02, suhu masuk pendingin sekunder (*tsin*) diketahui maka suhu-suhu aliran yang ditunjukkan pada Gambar 1 dapat dihitung dengan langkah urutan persamaan matematis yang telah diuraikan di atas. Secara skematik alur diagram proses perhitungan diilustrasikan pada Gambar 2^[3,4].

Proses perhitungan dikerjakan secara *Trial Error* sampai diperoleh hasil yang konvergen, sehingga perbedaan nilai U_o lebih kecil dari toleransi (*tol*). Perhitungan dapat diselesaikan dengan memakai bantuan pemrograman komputer (halaman Lampiran).



Gambar 2. Alur diagram perhitungan

Hasil perhitungan di atas selanjutnya dibandingkan dengan data-data pengukuran (operasi) yang diambil pada berbagai kondisi. Apabila hasil perbandingan sudah cukup bersesuaian setelah jastifikasi, maka persamaan matematis yang diperoleh dapat dilakukan untuk mengevaluasi terhadap berbagai besaran kondisi operasi pendinginan reaktor secara kuantitatif.

Data operasi yang digunakan terukur pada siang hari, di mana suhu pendingin sekunder (tsin) ini maksimum. Gambar 3 (halaman Lampiran) menggambarkan pola perubahan suhu pendingin sekunder sebagai fungsi waktu dalam kurun 24 jam [6]. Terlihat bahwa suhu tsin selama 24 jam tidak mencapai lebih dari 36°C, ini untuk daya reaktor 25 MWt.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Tabel 1 menyajikan data pengukuran (data operasi) dan Tabel 2 adalah perolehan hasil dari model persamaan matematis yang merupakan piranti untuk kegiatan evaluasi. Perbedaan angka antara Tabel 1 dan Tabel 2 dapat/mungkin disebabkan oleh beberapa faktor diantaranya: akurasi pengambilan data operasi yang kurang tepat (*error* pengukuran), dan penggunaan asumsi dalam proses perhitungan yang dapat berdampak penyimpangan angka (perhitungan *heat loss* tidak dilibatkan) Di masa mendatang, model matematik ini akan dikembangkan

dengan memperhitungkan *heat loss* dan persamaan transpor energi di setiap segmen aliran pendingin.

Tabel 1. Data Operasi

Tgl	Daya Reaktor (MW)	Pendingin Primer(JE01)			Pendingin Sekunder (PA01/2)		
		Tpin (CT02/4) (°C)	Tpout (CT811) (°C)	Mp (CF811) (m ³ /jam)	tsin (CT01) (°C)	tsout (CT02) (°C)	ms (CF01/2) (m ³ /jam)
12/02/93	5	31,5	29,7	3200	28,0	30,2	1900 +2000
14/04/96	15	40,0	35,5	3150	33,5	37,5	1350 +1800
09/04/96	18	42,0	36,5	3100	34,0	38,5	1850 +1850
13/02/96	22	45,0	38,0	3150	35,0	41,0	1900 +1900
25/03/96	25	47,0	39,5	3100	36,0	42,0	1800+1850

Tabel 2. Hasil perhitungan

Daya Reaktor (MW)	Pendingin Primer (JE01)			Pendingin Sekunder (PA01/2)			Tek Uap Jenuh keluar Teras (bar)
	Tpin (CT02/4) (°C)	Tpout (CT811) (°C)	Mo (CF811) (m ³ /jam)	tsin (CT01) (°C)	tsout (CT02) (°C)	ms (CF01/2) (m ³ /jam)	
5,0	30,4	29,1	3200	28,0	29,2	3850	0,0441
15,0	40,2	35,7	3150	33,5	37,1	3650	0,0755
18,0	42,1	36,7	3100	34,0	38,4	3700	0,0838
22,0	44,8	38,2	3150	35,0	40,3	3800	0,0958
25,0	47,0	39,2	3100	36,0	42,0	3650	0,1075

masukan

Data masukan yang dipakai dalam evaluasi termal ini mencakup laju alir pendingin primer/sekunder, parameter dimensi geometri penukar panas dan suhu pendingin sekunder dari menara pendingin. Di dalam evaluasi di sini dilakukan perhitungan untuk memprediksi berbagai peubah kondisi pendinginan hingga pada daya reaktor 30 MWt sebagaimana disajikan pada Tabel 3. Tabel 4 menunjukkan hasil evaluasi apabila reaktor dioperasikan pada daya nominal 30 MWt, laju alir pendingin primer Mp (JECF811) 3150 m³/jam dan sekunder ms (PA01/2/CF01/2) 3600 m³/jam dan suhu tsin bergerak dari 30°C sampai 40°C. Selanjutnya Gambar 4 mengilustrasikan bahwa pada suhu tsin 37,8°C, maka suhu Tpout akan mencapai 42°C (batas *set point* RPS). Pada daya reaktor 25 MW, suhu tsin saat ini mencapai 36°C (lihat Tabel 1). Tabel 5 menggambarkan bahwa apabila laju alir pendingin sekunder dirubah menjadi 3900 m³/jam maka suhu pendingin primer masuk teras akan turun menjadi 41,7 °C. Perlu ditambahkan (catatan) bahwa hasil perhitungan ini juga menyajikan besarnya tekanan uap jenuh sebagai bahan acuan untuk evaluasi tekanan vakum pada sisi hisap pompa primer.

Tabel 3. Prediksi Suhu Pada $T_{sin}=36^{\circ}\text{C}$, $M_p=3150\text{ m}^3/\text{jam}$, $m_s=3600\text{ m}^3/\text{jam}$

Daya Reaktor (MW)	Pend. Primer (JE01)		Pend. Sekunder (PA01/2)	Tek. Uap Jenuh Keluar Teras (bar)
	T _{pin} (CT02/1) ($^{\circ}\text{C}$)	T _{pout} (CT611) ($^{\circ}\text{C}$)	t _{sout} (CT02) ($^{\circ}\text{C}$)	
26	47,3	39,0	42,2	0,1092
27	47,7	39,9	42,5	0,1116
28	48,1	40,1	42,7	0,1140
29	48,6	40,2	42,9	0,1165
30	49,0	40,4	43,2	0,1190

Catatan: Kolom terakhir adalah Tekanan Uap Jenuh Pendingin Primer Keluar Teras (bar)

Tabel 4. Prediksi Suhu Pada Daya 30 MW, $M_p=3150\text{ m}^3/\text{jam}$, $m_s=3600\text{ m}^3/\text{jam}$

Pend Primer (JE01)		Pend. Sekunder (PA01/2)		Tek. Uap Jenuh Keluar Teras (bar)
T _{pin} (CT02/4) ($^{\circ}\text{C}$)	T _{pout} (CT811) ($^{\circ}\text{C}$)	t _{sin} (CT01) ($^{\circ}\text{C}$)	t _{sout} (CT02) ($^{\circ}\text{C}$)	
43,2	34,6	30,0	37,2	0,0885
45,1	36,5	32,0	39,2	0,0978
47,0	38,4	34,0	41,0	0,1079
49,0	40,4	36,0	43,2	0,1190
50,6	42,0	37,8	44,9	0,1305
50,9	42,3	38,0	45,2	0,1310
52,9	44,2	40,0	47,2	0,1411

Tidak memenuhi

Tabel 5. Prediksi Suhu Pada Daya 30 MW, $M_p=3150\text{ m}^3/\text{jam}$, $m_s=3900\text{ m}^3/\text{jam}$

Pend Primer (JE01)		Pend. Sekunder (PA01/2)		Tek. Uap Jenuh Keluar Teras (bar)
T _{pin} (CT02/4) ($^{\circ}\text{C}$)	T _{pout} (CT811) ($^{\circ}\text{C}$)	t _{sin} (CT01) ($^{\circ}\text{C}$)	t _{sout} (CT02) ($^{\circ}\text{C}$)	
42,8	34,2	30,0	36,6	0,0864
44,8	36,1	32,0	38,6	0,0960
46,7	38,1	34,0	40,6	0,1060
48,6	40,0	36,0	42,6	0,1169
49,6	41,7	37,8	44,4	0,1288
50,4	41,9	38,0	44,6	0,1302
52,5	43,9	40,0	46,6	0,1417

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil evaluasi dan pembahasan yang di lakukan di atas dapatlah diuraikan beberapa pokok kesimpulan yaitu :

- Telah diperoleh rangkaian model persamaan matematik (sebagai piranti) yang dapat digunakan untuk mensimulasikan kondisi sistem pendinginan.
- Dengan simulasi, dapat dilakukan evaluasi untuk memberikan gambaran/ informasi tentang berbagai kondisi sistem pendinginan reaktor .
- Pada daya reaktor 30MW, kondisi laju alir primer Mp (JECF811) 3150 m³/jam, laju alir sekunder ms (PA01/2/CF01/2) 3600 m³/jam dan suhu pendingin sekunder tsin (PA01/2 CT01) 37,8 °C, maka suhu pendingin primer masuk ke teras akan 42°C (batas *set point* RPS). Dengan menaikkan laju alir sistem pendingin sekunder sebesar 3900 m³/jam, dapat menurunkan suhu pendingin primer masuk teras menjadi 41,7°C.

DAFTAR PUSTAKA

1. PRSG-BATAN, *Safety Analisis Report*, Rev-7, Bab 5, 1990.
2. KERN D.Q, *Process Heat Transfer*, Mc.Graw Hill Co, International Student Edition, Bab 7, 1950.
3. PALEN J.W, *Diktat Kuliah*, TK771, Institut Teknologi Bandung. 1991.
4. PALEN J.W, *Heat Exchanger SourceBook*. Chapt.4-7, Hemisphere Publishing Corporation, 1986.
5. FAIR J.R - Rase H.F, "Overall Heat Transfer Coefficients". *Petroleum Refiner*, Vol.33, No.7, halaman.122, Juli 1954.
6. PRSG, *Buku Induk operasi*, 1995/1996.

DAFTAR NOTASI

- A : Luas permukaan perpindahan panas (m²)
- C : Konstanta empiris (-)
- Cp : Panas spesifik air primer (Kkal/kg.°C)
- cs : Panas spesifik air sekunder (Kkal/kg.°C)
- De : Diameter ekivalent (cm)
- hs : Koefisien film di sisi *tube* (kcal/j.m²)
- hp : Koefisien film di sisi *shell* (kcal/j.m²)
- k : Konduktifitas termal (kcal/j.m².°C/m)
- LMTD : Beda suhu rerata logaritmik (°C)
- L : Panjang
- Q : Laju Energi termal (kcal/jam)
- ms : Laju alir air sekunder (m³/jam)
- Mp : Laju alir air primer (m³/jam)
- Nu : Bilangan *Nusselt* (-) : h.d/k

- Re : Bilangan *Reynolds* (-)
- Rd : Kesistansi kekotoran (jam)(m²)(°C)/Kkal
- rw : Koefisien resistan dinding tube (jam)(m²)(°C)/Kkal
- Pr : Bilangan *Prandtl* (-)
- Tp : Suhu air primer (°C)
- ts : Suhu air sekunder (°C)
- Uo : *U overall* (kcal/j.m²)
- μ : Viskositas (kg/cm.det)
- Subskrip :
 - in : masuk
 - out : keluar
 - s : sekunder
 - p : primer

DISKUSI

Pertanyaan: (Koes Indra K)

Bagaimana keadaannya bila flow primer dinaikkan sedangkan flow sekunder tetap, apakah batas RPSnya terlampaui?

Jawaban: (Sukmanto D)

Pada makalah ini flow primer tidak divariasi dalam perhitungan dengan pertimbangan bahwa, naiknya flow primer dapat berakibat terlampauinya set-point oleh tekanan negatif delay chamber, yang jelas naiknya flow primer akan menurunkan suhu primer, secara kuantitatif beseran-besaran suhu ini mudah dihitung.

Pertanyaan: (Noor Agus Salim)

Bagaimana untuk menghindari kerak pada sistem sekunder?

Komentar : Penggunaan "Magnetic" dapat menghindari adanya bahan oksidasi, menghindari kerak

Jawaban: (Sukmanto D.)

Oleh Tim Sistem Bantu bidang Operasi RSG, air pendingin sekunder ditambahkan Nalco

Pertanyaan: (Arismunandar)

Bagaimana cara pengukuran laju alir primer Mp 3200 s/d 3100 yang berfluktuasi dari RKU.

Jawaban: (Sukmanto D.)

Pembacaan: laju alir dan suhu dilakukan pada panel-panel yang ada di RKU. Harga pengukuran laju alir diambil berdasarkan harga rata-rata fluktuasi. Pengukuran yang lebih akurat bisa diperoleh dengan cara mengukur arus sinyal secara lebih hati-hati.

LAMPIRAN

- Beda Suhu Rerata Logaritmik

Pada umumnya suhu fluida di dalam penukar panas tidak merupakan garis lurus apabila di plot terhadap panjang lintasan fluida (L) sebagai mana ditunjukkan pada Gambar 5. Pada setiap titik T-t antara dua aliran dapat diperoleh beda suhu rerata logaritmik dengan menurunkan hubungan antara T-t terhadap L dan dengan melakukan identifikasi beda suhu di sepanjang lintasan fluida.

Untuk menurunkan persamaan beda suhu antara dua fluida dengan arah *counter flow* (aliran berlawanan), sebelumnya perlu dibuat beberapa asumsi sebagai berikut :

- Koefisien perpindahan panas *overall* (U_o) konstan sepanjang lintasan.
- Laju massa aliran fluida konstan dan tunak
- Panas spesifik konstan
- Tidak ada perubahan fasa di dalam sistem
- Kehilangan panas ke sekelilingnya diabaikan.

Dengan menggunakan bentuk persamaan diferensial maka,

$$dQ = U_o (T-t) A'' dL \dots\dots\dots (a)$$

$$A'' dL = dA$$

persamaan diferensial neraca panas adalah,

$$dQ = M_p C_p dT = m_s c_s dt \dots\dots\dots (b)$$

Pada tiap titik sepanjang lintasan aliran dari kiri kekanan, dengan mengambil neraca panas dari $L=0$ ke $L=X$ maka,

$$M_p C_p (T-T_2) = m_s c_s (t-t_1) \dots\dots\dots (c)$$

$$\text{atau, } T = T_2 + (m_s c_s / M_p C_p) (t-t_1)$$

Dari persamaan (a), (b) dan substitusi T diperoleh,

$$dQ = m_s c_s dt = U_o [T_2 + (m_s c_s / M_p C_p)(t-t_1) - t] A'' dL \dots\dots\dots (d)$$

Penyelesaian persamaan (d) menghasilkan:

$$\frac{U_o A'' dL}{ms \cdot cs} = \frac{dt}{T_2 - (ms \cdot cs)t / (Mp \cdot Cp) + \{(ms \cdot cs)(Mp \cdot Cp) - 1\}t} \quad (e)$$

Integrasikan suku kanan dalam bentuk rumus "persamaan integral" sbb.

$$\frac{dt}{a_1 + b_1 \cdot t} = \frac{1}{b_1} \log [a_1 + b_1 \cdot t] \quad (f)$$

Integrasi dL antara 0 dan L dan dt antara t₁ dan t₂.

$$\frac{U_o A}{ms \cdot cs} = \frac{1}{(ms \cdot cs) / (Mp \cdot Cp) - 1} \ln \frac{T_2 - (ms \cdot cs)t_1 / (Mp \cdot Cp) + \{(ms \cdot cs)(Mp \cdot Cp) - 1\}t_1}{T_2 - (ms \cdot cs)t_2 / (Mp \cdot Cp) + \{(ms \cdot cs)(Mp \cdot Cp) - 1\}t_2} \quad (g)$$

dengan menyederhanakan persamaan (g) ini dan substitusi ms cs / Mp Cp dari persamaan (c) diperoleh,

$$\begin{aligned} \frac{U_o A}{ms \cdot cs} &= \frac{1}{(T_1 - T_2) / (t_2 - t_1) - 1} \ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \\ &= \frac{t_2 - t_1}{(T_1 - t_2) / (T_2 - t_1)} \ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \quad (h) \end{aligned}$$

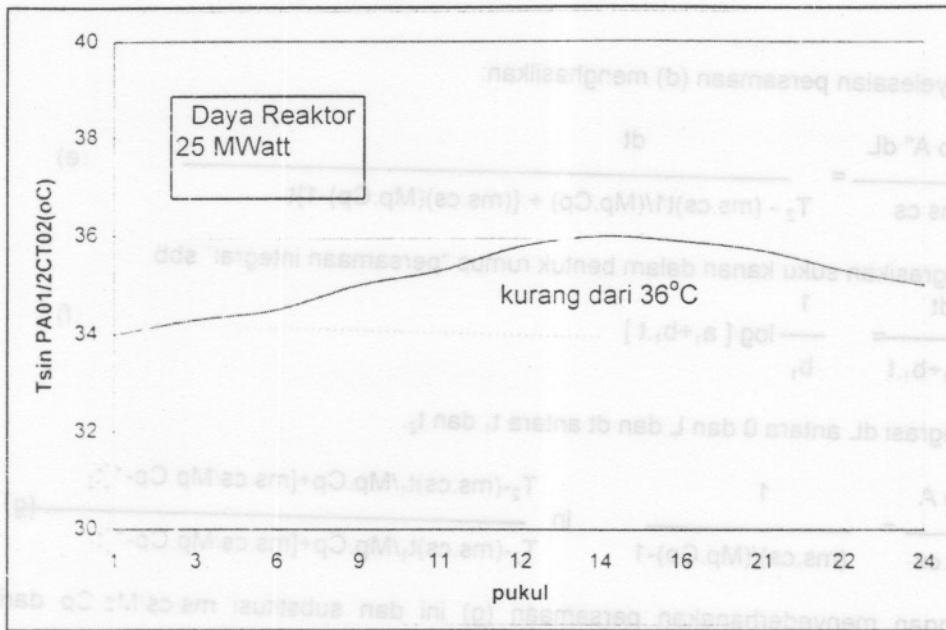
oleh karena ms.cs = Q / (t₂ - t₁) maka persamaan diatas menjadi:

$$Q = U_o A \frac{[(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)]}{\ln (T_1 - t_2) / (T_2 - t_1)}$$

$$Q = U_o A \text{ LMTD}$$

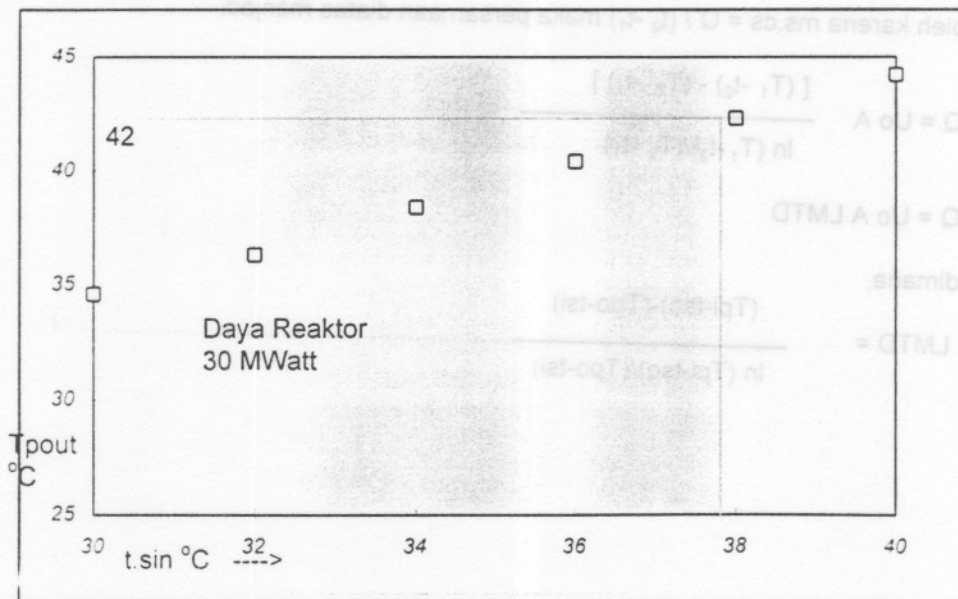
dimana,

$$\text{LMTD} = \frac{(T_{pi} - t_{so}) - (T_{po} - t_{si})}{\ln (T_{pi} - t_{so}) / (T_{po} - t_{si})}$$

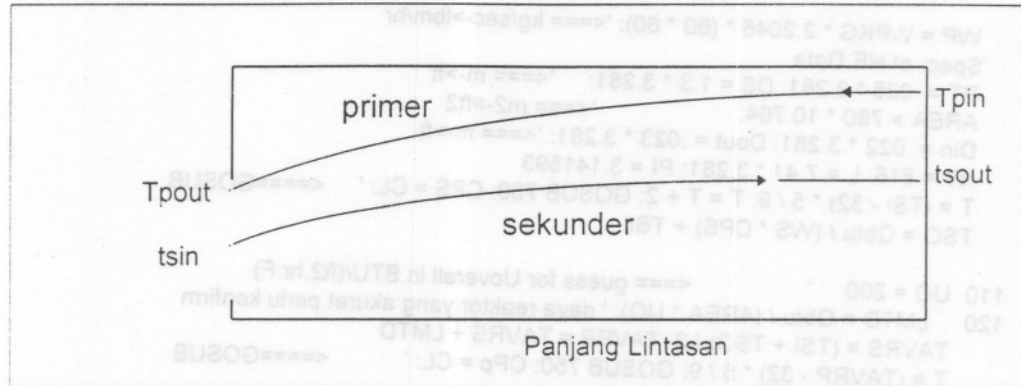


catatan : Suhu udara lingkungan siang hari : 32°C

Gambar 3. Pola Perubahan Tsin (PA01/2CT01) Dalam kurun 24 Jam (Data Operasi)



Gambar 4. Grafik T.pout Vs. T.sin



Gambar 5. Grafik LMTD

LISTING PROGRAM KOMPUTER :

```

' =====
' = Assessment of Primary and Secondary Cooling System Behaviours =
' = RSG-GAS Reactor Technology Division =
' = PSCS/Version.1 Adiabatic and incompressible fluid are assumed =
' = and Temp.of Secondary (inlet) is inputed ....C =
' = This Program are used to predict the Temperature of primary =
' = cooling system at various flow rate and Reactor Power =
' =====
' Unit of Input Data : (SI unit)
' T:Celsius, W:kgm/sec, Q:MWatt, Length:m
CLS
' INPUT DATA VARIABLES
' READ TSic, CFs, CFp, QMW, TOL, rd
' DATA 28, 3750, 3150, 5.5, .000005, 0.000001
PRINT " Calc. Result of Primary & Secondary Cooling Systems RSG-GAS"
PRINT " Note: TPO(JE-CT03/CT05) is inlet temp. to the reactor core ."
PRINT "
=====
PRINT " POWER Tpout Tpin FLOWp Tsout Tsin FLOWs Pvapor Uoveral"
PRINT " JECT02/4 CT03/5 CF PACT01 CT02 CF01/2 at TPI (cal/hr"
PRINT " (MW) (C) (C) (m3/hr) (C) (C) (m3/hr) (bar) cm2.K"
PRINT "
=====
PRINT
tol = .000005: rd = .0000001#
40 DIM QMW(100), tsic(100), CFs(100), CFp(100)
READ QMW, tsic, CFs, CFp
DATA .....
DATA ....
DATA
'Conversion Units:
WPKG = CFp * 1000 / (60 * 60)
WSKG = CFs * 1000 / (60 * 60): '<===m3/h->kg/s
TSI = (tsic * 9 / 5 + 32): '<=== C->F
59 Qbtu = QMW * 3416000!: '<=== kW->BTU/hr
WS = WSKG * 2.2046 * (60 * 60): '<=== kg/sec->lbm/hr
    
```



```

WP = WPKG * 2.2046 * (60 * 60): '<=== kg/sec->lbm/hr
'Spec of HE Data
PT = 025 * 3.281: DS = 1.3 * 3.281: '<=== m->ft
AREA = 780 * 10.764: '<=== m2->ft2
Din = 022 * 3.281: Dout = .023 * 3.281: '<=== m->ft
NT = 816: L = 7.41 * 3.281: PI = 3.141593
T = (TSI - 32) * 5 / 9: T = T + 2: GOSUB 750: CPS = CL: ' <====GOSUB
TSO = Qbtu / (WS * CPS) + TSI

110 UO = 200: ' <=== guess for Uoverall in BTU/(ft2.hr.F)
120 LMTD = Qbtu / (AREA * UO): ' daya reaktor yang akurat perlu konfirm
TAVRS = (TSI + TSO) / 2: TAVRP = TAVRS + LMTD
T = (TAVRP - 32) * 5 / 9: GOSUB 750: CPp = CL: ' <====GOSUB
DTP = Qbtu / (WP * CPp)
EX = EXP((DTP + TSI - TSO) / (LMTD * .99))
TPI = (TSO - EX * DTP - EX * TSI) / (1 - EX)
TPO = TPI - DTP * 1.05: ' dtp nya kurang gede atau tpi kekecilan

'SECONDARY SIDE CALCULATIONS :
T = (TAVRS - 32) * 5 / 9: GOSUB 750: ' <====GOSUB
CPS = CL: MUS = ML: KDS = KLIQ: ROS = RL: PRS = CPS * MUS * 2.42 / KDS
'Reynolds Number OF SECONDARY SIDE ( No.of TUBEpass = 2 )
VS = (WS / ROS) / ((NT / 2 * PI * (Din) ^ 2) / 4)
res = Din * VS * ROS / (MUS * 2.42)
'Heat transfer Coeff. of Tubeside (sieder-tate eq.):
NUS = KDS / Din
hs1 = 1.86 * NUS * (res * PRS * Din / L) ^ (1 / 3)
hs2 = 1.2 * .023 * NUS * res ^ (.8) * PRS ^ (1 / 3)
'Hausen Eq.->Transition Region (Perry p.10-16) :
D23 = 2 / 3
hs3 = 118 * NUS * (res ^ D23 - 125) * PRS ^ (1 / 3) * (1 + (Din / L) ^ D23)
IF res > 10000 THEN hs = hs2: GOTO 440: 'TURBULEN
IF res < 2100 THEN hs = hs1: GOTO 440: 'LAMINAR
IF res < 10000 AND res > 2100 THEN hs = hs3: 'TRANSITION
GOSUB 2000: 'Calc. LMTD : degree C->F

440 ' PRIMARY SIDE CALCULATIONS :
TAVP = (TPI + TPO) / 2: T = (TAVP - 32) * 5 / 9: GOSUB 750: '<====GOSUB
CPp = CL: MUP = ML: KDP = KLIQ: ROp = RL: PRp = CPp * MUP * 2.42 / KDP
FLOWA = (PI * DS ^ 2 / 4) / 2 - ((PI * Dout ^ 2) / 4) * (NT / 2)
VP = WP / (FLOWA * ROp)
DEP = (4 * (PT ^ 2 - PI * Dout ^ 2 / 4)) / (PI * Dout): '<--Square
rep = (DEP * VP * ROp) / (MUP * 2.42)
NUP = KDP / DEP
hp = 1.1 * NUP * .36 * rep ^ .55 * PRp ^ (1 / 3): '<--Kern Eqn.

AO = (PI * Dout * L) * NT
AI = (PI * Din * L) * NT
UONEW = 1 / ((hs * AI / AO + hp) / (hp * hs * AI / AO) + rd)
'Comparison between UONEW and UO :
BNDNG = ABS(2 * (UONEW - UO) / (UONEW + UO))
IF BNDNG < tol THEN 630
UO = UONEW: GOTO 120

630 ' UOV1 = 1 / ((HP * AI / AO + HS) / (HS * HP * AI / AO) + rd)
RW = AAV / (2 * RW + AAV) * (AI + AO) / 2
' UOV1Z = 1 / (1 / HS1 + 1 / (HT * AI / AO) + RW * (AO / AAV) + ROV)
' UOV3C = UOV3 / (1 - UOV3 * ROV)
tpoc = (TPO - 32) * 5 / 9: tpic = (TPI - 32) * 5 / 9
TSOC = (TSO - 32) * 5 / 9: TSIC = (TSI - 32) * 5 / 9
    
```

```

T = tpic: GOSUB 750: ' (to get P.vapor at TPI) <=== GOSUB
PBAR = p / 14.32: LMTDC = LMTD * 5 / 9:
UOCAL = UONEW * 1.3571E-04 * 60 * 60: ' btu/(ft2.hr.F)->cal/(cm2.s.K)

PRINT USING " ###.## ##.## ##.## ##### ##.## ##.## ##### #.##### #####": QMW: tpic;
tpoc; CFp; tsic; TSOC; CFs; PBAR; UOCAL
' IF tsic > 39 THEN 741: 'IF QMW > 29 THEN 741
' IF QMW = 18 THEN BEEP: GOTO 740
GOTO 40
740 'INPUT " press <ENTER> to continue your calculations"; ENT: GOTO 59
741 PRINT : PRINT "
=====okey"
BEEP: END

750 'SUBPROGRAM WATER (T,CL,KL,RL,ML)
' WATER PROPERTIES AT SAT.JW PALEN HTRI-1987 modified ..suk.juli.93'
' INPUT Pressure ...Anthony Eqn.
T = (T * 1.8 + 32) + 460
A = !!?: B = -6998.6: C = -?: p = EXP(B / (T + C) + A)
' T=(B / (LOG(P)-A))-C ' PRINT "T="; T-460;"F ="; T/1.8-273;"C"
PC = 3208: TC = 1165.2: PR = p / PC: ' T in Rankin
ZS = .9815 - 1.0641 * PR + 1.4688 * PR ^ 2 - 1.0828 * PR ^ 3
' RHOVapor=RV
MW = 18.02: RV = MW * p / ZS / 10.73 / T
' RHOliquid=RL
A = 57: B = .03337: C = -.00004: D = -838.2
RL = A + B * T + C * T ^ 2 + D / (TC + 62 - T)
'VAPor CONDuct=KV
A = .00119: B = .000012: C = 1E-08: D = 0
KV = A + B * T + C * T ^ 2 + D * T ^ 3
'LIQuid CONDuct=KL
A = .143: B = 0: C = .75: D = 1.05: TR = T / TC: TR1 = 1 - TR
IF TR1 < 0 THEN GOTO 1000
TRR = TR1 ^ (2 / 3): P3 = 20 / 3
KLIQ = A + A * P3 * (1 - D * TR1 ^ C) * TRR
' VAPor VIScosity=MV
A = -.003056: B = .0000226: C = 0: D = 0
MV = A + B * T + C * T ^ 1.5 / (1 + D * T)
' LIQuid VIScosity=ML
A = -2.9868: B = -389!: C = 1037700!: D = 0
ML = EXP(A + B / T + C / T ^ 2 + D / T ^ 3)
' VAPor HeaT CAP=CV
A = .138281: B = 6.38377E-04: C = -9.6815E-08: D = 0
CV = A + B * T + C * T ^ 2 + D * T ^ 3
' LIQuid HeaT CAP=CL
A = 1.207: B = -.00087: C = 5.65E-07: D = .0528
CL = A + B * T + C * T ^ 2 + D / (1 - TR)
' LATENT HeaT=LM
A = 94.2612: B = .3771: C = 0: D = 0
LM = A * (TC - T) ^ B
' SURFace TENSion=SG
A = 129.7: B = 1.02: C = 80.5: D = -130.8
SG = A * (1 - TR) ^ B + C * (1 - TR) ^ 2 + D * (1 - TR) ^ 3
TB = T - 460
' L.DEN, LB/FT3; L.visc.cp=ML; L.THER.COND., BTU/HR, FT, F; CP=BTU/LB.F: CL
' LATENT H, BTU/LB; surf.tens.dyne/cm, CRIT TEMP, F; TC-460; crit.pres, psia
RETURN
1000 END

```

```
2000 'SUBPROGRAM FMTD (THI,THO,TCI,TCO)
' FMTD.BAS modified from FMTD.QBA version...suk0294
' PRINT "FMTD.QBA:F FACT, 1 SHELLPASS, 2-N TUBEPPASSES"
'F degree
THI = THI * 9 / 5 + 32: THO = THO * 9 / 5 + 32
TCI = TCI * 9 / 5 + 32: TCO = TCO * 9 / 5 + 32
' INPUT "HOT TEMPS TH1,TH2 "; TH1, TH2
' INPUT "COLD TEMPS TC1,TC2 "; TC1, TC2
DT1 = THI - TCO DT2 = THO - TCI
IF DT1 = DT2 THEN 3145
' LMTD = DT1: PRINT "DT1=DT2": ELSE
LMTD = (DT1 - DT2) / LOG(DT1 / DT2): GOTO 3170
3145 LMTD = DT1
' END
3170 ' TRUE MTD (MCADAMS)
DTH = THI - THO: DTC = TCO - TCI
PSY1 = (DTH ^ 2 + DTC ^ 2) ^ .5
PSY2 = THI + THO - TCI - TCO
MTD = PSY1 / LOG((PSY2 + PSY1) / (PSY2 - PSY1))
FT = MTD / LMTD
' IMAGE DDD D
RETURN

5000 'SUBPROGRAM NEWTON-RAPHS
'To Calculate cp(T) 'Sukmanto DIBYO =====
CLS : READ TOLD, EPS
DATA 1, 0.001
5010 T = TOLD
GOSUB 5100
FTOLD = FT
T = TOLD - EPS
GOSUB 5100
FTMIN = FT
FAKSEN = (FTOLD - FTMIN) / EPS
TNEW = TOLD - (FTOLD / FAKSEN)
IF ABS(TNEW - TOLD) < tol THEN GOTO 5025
TOLD = TNEW
T = T + 1
GOTO 5010
5025 T = TNEW
GOSUB 5100
PRINT " HASIL AKAR="; T
RETURN
5100 FT(T) = A + BT ^ 2 + CT ^ 3 : RETURN
```