

EVALUASI KONDISI KERJA H.E. SETELAH BEROPERASI LIMA TAHUN PADA REAKTOR TRIGA MARK II P.P.T.N. BANDUNG.

Masri Zulfikar Y., B. Soekodijat, Dudung A.R, Heddy K.S.
Pusat Penelitian Teknik Nuklir - Badan Tenaga Atom Nasional

ABSTRAK

EVALUASI KONDISI KERJA H.E. SETELAH BEROPERASI LIMA TAHUN PADA REAKTOR TRIGA MARK II P.P.T.N. BANDUNG. Tujuan penelitian adalah untuk meningkatkan daya reaktor menjadi 1 Mw. Oleh karena itu perlu di evaluasi dari beberapa faktor yang menyangkut dan menunjang dalam mengoperasikan reaktor. Salah satu adalah mengenai Heat Exchanger (H.E) bekas Rusia yang terpasang sekarang yang telah di gunakan untuk operasi reaktor lebih kurang 5 tahun. Metode yang dipergunakan untuk menghitung kemampuan H.E adalah dengan beda suhu rata-rata logaritmis (log mean temperature difference) ΔT_{LMTD} . Sehingga kita dapat mengetahui penurunan daya penukar panas (H.E). Penurunan daya ini disebabkan karena adanya pengerasan pada tube H.E sehingga terjadi penyempitan atau pengecilan diameter dalam dari tube H.E tersebut. Ini mengakibatkan daya reaktor akan turun sesuai dengan penurunan daya serap panas dari H.E.

ABSTRACT

EVALUATION OF HEAT EXCHANGER PERFORMANCE AFTER FIVE YEARS OPERATION AT TRIGAMARK II PPTN BANDUNG. The reason of this research is to upgrade the reactor power to 1 MW. Therefore, it is necessary to evaluate from some factors which involve and support in operating the reactor. One of them is Heat Exchanger ex USSR which has been operate during last 5 years. The method used to calculate the HE capability is Logarithmic Mean Temperature Difference ΔT_{LMTD} so the decreasing of the HE power is known. This decreasing is caused by encrustation in HE tubes which cause diminution of the tube inner diameter. It results the power reactor will be decreased proportional to the decreasing of the heat absorbtion of HE.

PENDAHULUAN

Di dalam suatu reaktor, baik itu reaktor daya maupun reaktor riset terjadi reaksi pembelahan berantai dari bahan fisi. Salah satu akibat dari pembelahan tersebut yaitu timbulnya panas di dalam reaktor. Dengan demikian untuk menghindari panas yang berlebihan di dalam reaktor dibutuhkan suatu sistem pendingin yang berfungsi untuk memindahkan panas dari reaktor ke lingkungan. Air pendingin di dalam reaktor ini dipompakan oleh sistem primer ke sistem penukar kalor (HE). Dalam HE ini panas tersebut diserap (dipindahkan) ke pendingin sistem sekunder, dan panas ini dibuang ke lingkungan oleh menara pendingin (cooling tower). Laju perpindahan kalornya merupakan gabungan dari proses konduksi dan konveksi yang dinyatakan dengan koefisien perpindahan kalor.

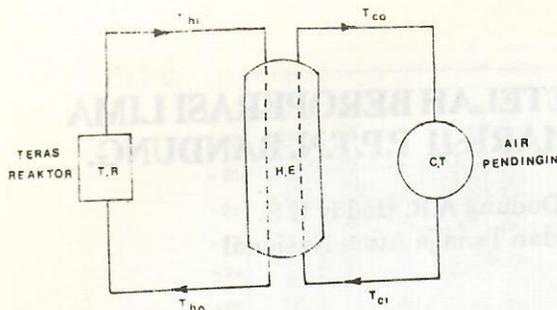
Penggunaan H.E ex Serpong pada reaktor TRIGA MARK II diharapkan dapat menurunkan temperatur air pendingin reaktor sehingga dapat stabil pada batas ambang temperatur yang diizinkan. Pada kenyataannya H.E. tersebut tidak dapat memenuhi seperti yang diha-

rapkan sehingga mengakibatkan reaktor tidak dapat mencapai daya maksimum untuk jangka waktu yang lama, pada hal sebenarnya H.E ini dirancang untuk memindahkan panas sebesar 2 MWt. Dalam penelitian ini dicoba untuk meneliti perpindahan panas pada H.E dengan mengetahui beda temperatur sesudah dan sebelum dibersihkan kita dapat mengetahui efektivitas H.E untuk unjuk kerja selama lima tahun di reaktor TRIGA MARK II Bandung. Dengan mengetahui hal tersebut diatas maka dapat diketahui apakah H.E tersebut bisa atau tidak digunakan untuk memindahkan kalor dari reaktor sebesar 1 MWt sehingga bisa diharapkan reaktor dapat beroperasi seperti yang direncanakan.

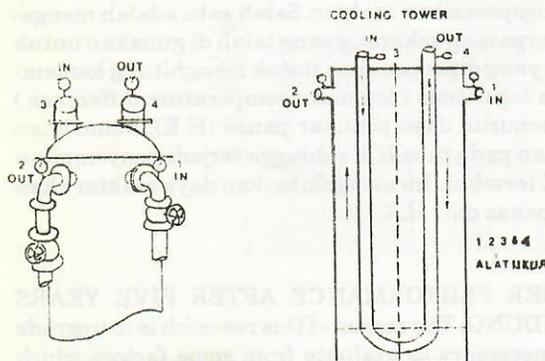
Sistim H.E yang dipergunakan

Untuk Reaktor Triga Mark II di Bandung, sistem H.E yang di gunakan adalah seperti pada Gambar 1 (lihat halaman berikut).

Jika ditelusuri bentuk geometri *heat exchanger* ex Serpong adalah seperti pada Gambar 2, sedangkan spesifikasinya dapat dilihat dalam Tabel 1.



Gambar 1. Sistem H.E.



Gambar 2. Bentuk sederhana heat exchanger ex Serpong.

Tabel 1. Spesifikasi H.E ex Serpong.

No.	Besaran	Tube	Shell
1	Panjang	477 cm	477 cm
2	Panjang x tebal (4 x 477)	1908 cm	-
3	Diameter dalam	2,2 cm	-
4	Diameter luar	2,5 cm	-
5	Diameter lingkaran	-	81,2 cm
6	Tebal	0,15 cm	-
7	Suhu air masuk	30,5 cm	45 °C
8	Debit air	700 gpm	350 gpm
9	Suhu air keluar	36 °C	34 °C

Air suling (aquades) dengan temperatur tinggi masuk ke *shell*, kemudian didalam *shell* mengeluarkan kalor sehingga keluar dengan temperatur rendah, sedangkan pada *tube-tube* mengalir air yang berlawanan arah dengan aliran aquades didalam *shell* (counter flow). Temperatur air masukan ke tiap *tube-tube* rendah dan setelah menyerap kalor keluar dengan temperatur tinggi.

Teori Heat Exchanger.

Laju alir perpindahan kalor Q , pada H.E. double pipe sebagai hasil gabungan antara air yang dingin dan panas maka didapat :

$$Q = U A F \Delta T_{l mtd} \quad (1)$$

U = koefisien perpindahan panas
 F = faktor koreksi untuk H.E
 A = luas penampang perpindahan panas

$$(A = 2 \pi r l) \quad (2)$$

$\Delta T_{l mtd}$ = beda suhu rata-rata logaritmis

Perhitungan untuk Q tanpa pergerakan

Koefisien perpindahan kalor total U diperoleh dari persamaan :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_o/r_i)}{2 \pi k_m l} + \frac{A_i}{A_o h_o}} \quad (3)$$

Untuk koefisien perpindahan kalor dalam pipa h untuk aliran turbulen (primer) di peroleh dari persamaan sebagai berikut:

$$\frac{h_i D}{k} = 0,027 (N_{Ro})^{0,8} P_r^{1/3} \left(\frac{\mu_o}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (4)$$

$$h_i = \frac{k}{D_L}$$

Sedangkan untuk transisi (secunder) adalah sebagai berikut:

$$\frac{h_o D_o}{k} = 0,36 (N_{Ro})^{0,55} P_r^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (5)$$

$$\frac{D_o}{k} = h_o$$

dimana

$$D_o = \text{diameter equivalent} = 4 \frac{A_c}{P} \quad (6)$$

dimana

A_c = luas penampang dari *shell*

P = keliling yang di basahi aliran

$$A = \left(\frac{1}{4} \times \frac{\pi D_o^2}{4}\right) - \left(\frac{\pi D_o^2}{4} \times 136\right) \quad (7)$$

dimana

D_L = Diameter lingkaran *shell*

D_o = Diameter pipa bagian luar

$$P = \left[\frac{1}{4} \pi D_L + (\pi D_o \cdot 136)\right] \quad (8)$$

Untuk perhitungan ini kita mempergunakan suhu rata-rata logaritmis maka dalam hal ini kita dapat tuliskan untuk $\Delta T_{l mtd}$ adalah :

$$\Delta T_{lmtD} = \frac{(T_{hi} - T_{co})(T_{ho} - T_{ci})}{\text{Ln} \frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})}} \quad (9)$$

Perhitungan untuk Q dengan pengerakan

Untuk H.E. yang telah beroperasi cukup lama, maka H.E. tersebut tentu telah terjadi pengerakan, maka perlu dihitung U dengan pengerakan. Sehingga akan diperoleh total koefisien perpindahan kalor U_d adalah :

$$R_d = \frac{1}{U_d} - \frac{1}{U_c} \quad (10)$$

dimana

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o}$$

$$h_{io} = h_i - \frac{A_i}{A_o}$$

$$R_d = \frac{1}{U_o} - \frac{1}{U_c} \quad (11)$$

$$R_d = \frac{1}{\frac{A_i}{h_i}} + \frac{1}{U_{dd}} + \frac{1}{U_{do}} \quad (12)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} \times \frac{r_i \ln r_o / r_i}{k_m} + \frac{\Gamma}{r_o h_o} \quad (13)$$

Koefisien perpindahan panas total dengan deposit atau pengerakan dapat dihitung, maka energi panas total dengan pengerakan sebagai berikut:

$$q = U A F \Delta T_{lmtD} \quad (14)$$

Dengan diketahui energi panas total tanpa dan dengan deposit atau pengerakan, maka kita dapat menganalisis kondisi kerja H.E. tersebut.

Perhitungan

Dari hasil penelitian yang dilakukan untuk daya max 700 kW maka di buat Tabel 2.

Berdasarkan dari Tabel 2 dan persamaan (1) sampai dengan (14) dan besaran fisis yang di peroleh dari Tabel 3 , maka dapat di hitung untuk besaran - besaran yang lainnya Reynold , Prandtl, Nusselt serta koefisien perpindahan panas yang hasilnya dapat dilihat pada Tabel 4. hasil perhitungan.

Kemudian dengan memasukkan data dari ref 1 dengan faktor deposit yaitu :

$$h_{dd} = 2000 \text{ Btu /hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} = 1,136 \text{ watt/cm } ^\circ\text{C}$$

$$h_{do} = 1000 \text{ Btu /hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} = 5,678 \text{ watt/cm } ^\circ\text{C}$$

memasukan ke dalam persamaan (14)

$$U = 0,108 \text{ watt/cm } ^\circ\text{C}$$

Tabel 2. Spesifikasi H.E sekarang (dengan deposit)

No.	Besaran	Tube	Shell
1	Panjang	477 cm	477 cm
2	Panjang x tebal (4 x 477)	1908 cm	-
3	Diameter dalam	1,6 cm	-
4	Diameter luar	2,5 cm	-
5	Diameter lingkaran	-	81,2 cm
6	Tebal	0,15 cm	-
7	Suhu air masuk	40,5 cm	50 °C
8	Debit air	700 gpm	350 gpm
9	Suhu air keluar	35,9 °C	39,5 °C

Tabel 3. Besaran fisis air.

besaran fisis	$T_c = 38,2 \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_h = 44,75 \text{ } ^\circ\text{C}$
K_{air} , watt/cm $^\circ\text{C}$	$6,31 \cdot 10^{-3}$	$6,39 \cdot 10^{-3}$
μ_b , gram/cm det	0,00678	0,00609
ρ , gram/cm ³	0,99246	0,9894
C_p , watt det/gr $^\circ\text{C}$	4,174	4,174

Tabel 4. Hasil perhitungan.

	Tube	Shell
N_{Re}	38391,432 tur- bulen	12850,12 trans
N_{Pr}	4,54	4,02
N_U	209,45	102,89
h , watt/cm $^\circ\text{C}$	0,528	0,288

Dengan memasukkan harga U ke dalam pers (15) maka diperoleh bahwa laju perpindahan panas total adalah sebagai berikut :

$$q_{total} = 0,9 \text{ Mw}$$

Jika di dibandingkan dengan perhitungan awal maka terlihat disini terjadi penurunan daya serap kalor oleh H.E. sebesar 25 %.

KESIMPULAN

Dari hasil pengukuran yang dilakukan menunjukkan bahwasuhu air pendingin, untuk daya 700 kW bila dioperasikan lebih dari 3 jam, suhu akan naik melebihi ambang batas yang di izinkan. Ini disebabkan karena adanya pengerakan pada bagian dalam pipa. Penurunan ini bisa juga disebabkan :

- Terjadinya pengerakan pada H.E.

- Menurunnya kemampuan pompa primer
- Menurunnya kemampuan pompa *cooling tower*
- Kemungkinan juga karena pipa-pipa yang terpasang sekarang sudah cukup lama se-

hingga debit air mengecil ini mengakibatkan pendingan kurang berfungsi
- Juga terhadap kualitas air yang di gunakan sebagai pendingin.

DAFTAR PUSTAKA

1. J.P.Holman, " Heat Trasfer " 5th ed. McGraw Hill (1981)
2. Anonim, Spesifikasi heat transfer exchanger ex Serpong (1962)
3. Djauhari Umar, Laporan usulan *maintenance reactor* di P.P.T.N BATAN, Bandung (1983)
4. Heddy K.S. Evaluasi unjuk kerja H.E. ex Serpong untuk di gunakan pada reaktor TRIGA MARK II, Bandung (1982)

NOTASI

- A = Luas penampang perpindahan panas total.
A_i = Luas penampang perpindahan panas pada *tube*.
A_o = Luas penampang perpindahan panas pada *shell*.
D_i = Diameter *tube* bagian dalam.
D_o = Diameter *tube* bagian luar.
D_L = Diameter lingkaran *shell* = 81,2 cm.
h_i = Koefisien perpindahan panas di *tube*.
h_o = Koefisien perpindahan panas di *shell*.
k = Konduktivitas panas untuk fluida.
k_m = Konduktivitas panas untuk metal.
L = Panjang total pipa.
N_{Re} = Bilangan Reynold
N_u = Bilangan Nusselt.
Pr = Bilangan Prandtl.
r_i = Jari-jari pipa bagian dalam.
r_o = Jari-jari pipa bagian luar.
T_{hi}-T_{ho} = Suhu masuk - keluar bagian panas.
T_{ci}-T_{co} = Suhu masuk - keluar bagian dingin.