

Analisis Kinerja Alat Penukar Kalor Jenis *Shell and Tube* Pendingin Aliran Air pada PLTA Jatiluhur

Yopi Handoyo^{1)*}, Ahsan²⁾

^{1, 2)}Jurusan Teknik Mesin, Universitas Islam '45' Bekasi
Jl. Cut Mutia no. 83 Bekasi 17113
Email: handoyoyopi@yahoo.com

Abstrak

Tulisan ini menampilkan alat penukar panas *shell and tube* dengan tipe BFU, yaitu dengan membuat analisa performansinya. Hasil dari evaluasi ini akan dibandingkan dengan alat dengan perkiraan performansi penukar panas kedua dengan jenis BFS, disamping itu hasil dari perkiraan akan dibandingkan dengan hasil dari pengujian jenis kedua yang dilakukan di PLTA JATILUHUR. Analisa ini diperlukan untuk dilakukan karena penukar panas dengan tipe BFU selalu mengalami kebocoran khususnya pada bagian *rear head* karena pada bagian *shares* terjadi dengan cepat konglomerasi deposit. Desain secara detail komponen penukar kalor dilakukan berdasarkan standar dari *Tubular Exchanger Manufacturers Association* (TEMA). Penukar kalor yang dipilih adalah jenis BFS dengan dua shell dan dua tube passes. Menurut geometri penukar kalor yang dipilih, aliran fluida dalam sisi *shell* dianalisis dengan perangkat lunak CFD untuk menemukan pola dan sifat dari fluida. Hasil yang diperoleh dengan menggunakan perangkat lunak CFD ditemukan cukup akurat atau mendekati hasil analisis teoritis. Karena itu, adalah penting untuk menganalisis aliran fluida di sepanjang *shell* pada permukaan yang berbeda pada potongan melintang dengan jarak tertentu untuk memperoleh kondisi lengkap dari fluida. Desain yang lebih detail dan analisis dari penukar kalor dibutuhkan untuk memperoleh desain penukar kalor yang dapat difabrikasi dengan performansi yang baik

Kata Kunci: endapat konglomerasi, penukar kalor, *fouling*

Abstract

This paper presented a shell and tube heat exchanger with type BFU, that is by making its performance analysis. Result of this evaluation will be compared to appliance with performance prediction heat exchanger second with type BFS, besides result of the prediction will be compared to result of examination of second type which done by in PLTA JATILUHUR. This analysis require to be done by because heat exchanger with type of BFU often happened leakage especially at rear head because at the shares quickly happened conglomeration of deposit. The detailed design on heat exchanger components was done based on Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA). The heat exchanger type that was chosen is BFS type with two shell and two tube passes. According to the chosen heat exchanger geometry, the fluid flow in shell side was analyzed by CFD software to find flow pattern and properties of this fluid. The result of fluid flow analysis with CFD software is accurate enough or close to the theoretical analysis result. Therefore, it is important to analyze fluid flow along the shell in different surface of cross section with certain spacing to find completed conditions of fluid. More detailed design and analysis of heat exchanger is needed to have a *heat exchanger* design that can be fabricated and have good performance.

Keywords: Conglomeration of deposit, heat exchanger, *fouling*

1. PENDAHULUAN

Pada pokoknya proses perhitungan perancangan sebuah alat penukar kalor yang bertujuan untuk menentukan dimensi alat tersebut sesuai dengan data perancangan yang ditetapkan didasarkan kepada korelasi perpindahan panas yang baku. Kemudian, untuk mengantisipasi terjadinya pembentukan lapisan pengotoran (*deposit*) di permukaan pada saat alat tersebut dioperasikan di dalam suatu instalasi proses maka dalam perhitungan perancangan perlu dilakukannya pemilihan suatu harga faktor pengotoran (*fouling*) yang sesuai dengan fluida kerja yang dipergunakan dan memperhitungkannya dalam tahapan perancangan tersebut. Dalam prosedur perancangan yang konvensional yang biasa dilakukan hingga sekarang ini, harga faktor pengotoran yang dipilih biasanya merupakan suatu harga yang konstan dan statik yang diperoleh dari standar TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*). Padahal harga faktor yang dipilih dari standar hanya merupakan suatu harga yang sifatnya saran saja, karena pada umumnya harga faktor tersebut diperoleh dari eksperimen yang sifatnya kualitatif. Oleh karena itu pemilihannya harus dilakukan secara hati-hati karena informasi tentang kondisi penerapannya sangat terbatas.

2. METODE

2.1 Prinsip dasar perancangan penukar kalor

Alat penukar kalor yang dipergunakan di berbagai instalasi proses produksi pada dasarnya merupakan tempat pertukaran energi dalam bentuk panas atau kalor dari se buah sumber atau fluida ke sumber yang lain. Komponen ini merupakan peralatan yang vital karena tanpa menggunakan komponen ini kebanyakan proses industri tidak dapat dioperasikan.

Dalam proses perancangan penukar kalor *shell and tube* tujuan utamanya adalah menentukan dimensi dan geometri alat tersebut sesuai dengan spesifikasi bahan dan proses yang telah ditentukan. Prosesnya terdiri dari

* Penulis korespondensi, phone: 021-8802015 Fax: 021-8801192
Email: handoyoyopi@yahoo.com

beberapa tahap, di mana yang pertama biasanya adalah pendefinisian aliran fluida kerja yang akan dilewatkan pada bagian *shell and tube*. Pada tahap yang kedua dilakukan pemilihan dimensi dan geometri *shell and tube*nya, seperti diameter *shell* minimum dan maksimum ukuran dan bahan pipa serta susunan dan tata letaknya, sesuai standar yang ada. Tahap selanjutnya adalah menetapkan harga maksimum yang diijinkan bagi bagi kerugian tekanan di sisi *shell* maupun di sisi pipa, serta menetapkan type dan ukuran *baffle*. Setelah itu proses tersebut dilalui maka kita sampai kepada perhitungan perancangan yang akan memprediksi parameter performance seperti luas permukaan perpindahan panas dan kerugian tekanan baik di sisi *shell* maupun di sisi *tube*. Pada akhir perhitungan, apabila diperoleh harga yang tidak sesuai dengan yang telah ditetapkan sebelumnya maka prosesnya harus diulangi dengan cara memodifikasi variabel tertentu.

Bagi sebuah alat penukar panas, kemampuan dalam mempertukarkan energi dalam bentuk panasnya dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$Q = U.A.\Delta T_m \quad (1)$$

di mana Q adalah laju pertukaran energi kalor atau beban termal yang diterapkan didalam penukar kalor, A adalah luas permukaan perpindahan panas total dan ΔT_m adalah beda temperatur rata-rata logaritmik bagi kedua fluida kerja yang mengalir di dalam alat tersebut.

Energi panas yang dilepaskan oleh aliran fluida panas yang masuk kadalam bagian *shell* dapat ditulis dengan menggunakan persamaan di bawah ini:

$$Q = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,in} - T_{h,out}) = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in})$$

sehingga

$$Q_{hot} = \dot{m}_h \times C_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) \quad (2)$$

di mana Q_{hot} adalah laju energi panas yang dilepaskan oleh aliran fluida panas (W), \dot{m}_h adalah laju aliran massa fluida panas (kg/s), $C_{p,h}$ adalah konstanta panas fluida panas pada tekanan konstan (J/kg.K), T_{hi} adalah temperatur aliran fluida panas masuk pada alat penukar kalor (K), T_{ho} adalah temperatur aliran fluida panas keluar pada alat penukar kalor (K). Setelah mendapatkan nilai Q_{hot} maka nilai Q_{cold} atau energi panas yang diterima oleh aliran fluida dingin yang masuk kadalam bagian tube dapat dihitung.

Koefisien perpindahan panas menyeluruh U merupakan kombinasi dari beberapa parameter seperti koefisien perpindahan panas konveksi fluida kerja yang mengalir di dalam dan di luar pipa h , konduktivitas termal bahan K, tahanan termal deposit atau lapisan fouling yang mungkin terbentuk di permukaan di dalam dan di luar pipa R_f

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} \cdot \frac{A_o}{A_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{A_o \cdot \ln(d_o / d_i)}{2 \cdot \pi \cdot K \cdot L \cdot N} + R_{fi} \frac{A_o}{A_i} + R_{fo} \quad (3)$$

Lapisan deposit biasanya akan terbentuk pada permukaan perpindahan panas beberapa lama setelah alat tersebut dioperasikan. Deposit yang terbentuk umumnya mempunyai konduktivitas termal yang cukup tinggi sehingga akan menurunkan efektifitas perpindahan panas di dalam penukar kalor. Dalam keadaan yang ekstrim, deposit yang terbentuk dapat meningkatkan kerugian tekanan.

2.2 Faktor pengotoran

Kebanyakan aliran fluida kerja yang mengalir secara terus menerus di dalam alat penukar kalor (APK), setelah melampaui waktu operasi tertentu akan mengotori permukaan perpindahan panasnya. Deposit yang terbentuk di permukaan kebanyakan akan mempunyai konduktivitas termal yang cukup rendah sehingga akan mengakibatkan menurunkan besarnya koefisien global perpindahan panas di dalam alat penukar kalor, akibatnya laju pertukaran energi panas di dalam APK menjadi lebih rendah.

Fouling dapat terjadi ketika lapisan deposit terbentuk di permukaan APK oleh partikel partikel yang terangkut oleh fluida kerja atau oleh fluida itu sendiri yang membentuk suatu lapisan di permukaan penukar panas. Fenomena ini dapat terjadi dengan dua cara, yaitu oleh karakteristik adhesif permukaan deposit yang terbentuk atau oleh elemen asing yang menempel di permukaan pipa karena adanya gradien temperatur antara permukaan dengan komponen/elementer asing tersebut sehingga komponen tersebut berubah fasa ketika berkontak dengan permukaan dan menghasilkan efek penempelan. Lapisan deposit yang terbentuk ini akan menjadi tahanan termal tambahan bagi aliran energi panas yang terjadi di dalam APK.

Kompleksnya fenomena fouling dan bagaimana lapisan tersebut terbentuk menyebabkan sulitnya fenomena ini untuk diteliti secara analitik. Selain itu terdapat banyak variabel yang mempengaruhi faktor fouling, sehingga fenomena ini lebih mudah diteliti dengan pendekatan eksperimental. Hasil penelitian bertahun-tahun oleh berbagai sumber telah dapat menghasilkan harga faktor fouling yang cukup presisi.

Secara umum fouling merupakan fenomena yang sangat kompleks sehingga sukar sekali dianalisa secara analitik. Mekanisme pembentukannya sangat beragam, dan metoda metoda pendekatannya juga berbeda-beda. Namun demikian, apabila diteliti menurut jenis proses pembentukannya yang dominan, fouling dapat diklasifikasikan menjadi beberapa jenis sebagai berikut :

a. Fouling partikel atau sedimentasi, fouling jenis ini dapat juga berkombinasi dengan fouling yang berasal dari senyawa senyawa kimia.

- b. Biofouling, yaitu terbentuknya lapisan deposit yang berasal dari bakteri dan/atau mikroorganisme lainnya yang terangkut di dalam aliran fluida.
- c. Scaling adalah lapisan crystalline padat yang terbentuk pada permukaan padat di mana temperatur di sekitarnya cukup tinggi. Apabila temperatur batas pelarutan dari sebuah larutan yang mengandung garam (misalnya calcium sulfate, gypsum) dilalui maka lapisan kristal padat akan terbentuk.
- d. Fouling oleh reaksi kimia, dalam hal ini deposit yang terbentuk berasal dari hasil hasil reaksi kimia antara senyawa senyawa yang bukan berasal dari permukaan.
- e. Korosi, hasil dari reaksi kimia antara senyawa senyawa yang terdapat pada fluida kerja dengan yang ada di permukaan.

2.3 Karakteristik termal alat penukar kalor

Dalam hal ini kita akan mengoperasikan alat tersebut dengan tiga kondisi operasi yang berbeda. Pada bagian pertama, harga temperatur pendingin masuk (T_{ci}), harga temperatur panas masuk (T_{hi}), harga laju aliran

massa pada fluida panas (m_h), harga laju aliran massa pada fluida dingin (m_c) yang konstan. Pada bagian yang kedua alat tersebut dioperasikan pada kondisi operasi dengan beban termal yang konstan. Pada bagian yang ketiga alat tersebut dioperasikan pada kondisi operasi dengan beda temperatur rata-rata yang konstan.

Dalam spesifikasinya alat tersebut akan bekerja mendinginkan 10 414 kg/s aliran air bersih yang masuk kedalam alat tersebut pada kondisi temperatur 315 K, dan didinginkan sampai 311 K. Sebagai media pendingin dipergunakan 14 835 kg/s aliran air kotor yang masuk kedalam alat tersebut pada kondisi temperatur 303 K dan keluar pada 305,8 K. Dalam perhitungan perancangannya, apabila kita anggap bahwa koefisien global perpindahan panas didalam alat tersebut adalah 717,3 W/m²K, maka dengan memilih faktor pengotoran 0,00086 m²K/W, maka kita dapat diperoleh luas permukaan perpindahan panas sebesar 8,1 m². Jadi dimensi utama alat tersebut, panjang dan diameter *tube* dan *shell*nya, ditentukan dari data luas permukaan perpindahan panas yang diperoleh dari perhitungan perancangan.

Perhitungan LMTD (*Logarithmic mean temperature difference*)

$$\Delta T_M = \Delta T_{LM} = \frac{[(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})]}{\ln\left(\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}}\right)}$$

Perhitungan NTU (*Number of transfer units*)

$$NTU = \frac{1}{(1 + C^{*2})^{1/2}} \ln \frac{2 - \varepsilon [1 + C^* - (1 + C^{*2})^{1/2}]}{2 - \varepsilon [1 + C^* + (1 + C^{*2})^{1/2}]}$$

Perhitungan luas permukaan perpindahan panas

$$NTU = \frac{U.A}{C_{min}}$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Kondisi operasi temperatur pendingin masuk (T_{ci}), temperatur panas masuk (T_{hi}), laju aliran massa pada fluida panas dan dingin yang konstan

Pada kasus yang pertama ini, alat penukar kalor dipasang dan dioperasikan pada kondisi dimana parameter T_{ci} , T_{hi} , m_h , dan m_c adalah konstan. Pada kondisi tersebut temperatur pendingin keluar (T_{co}), temperatur panas keluar (T_{ho}) akan dioperasikan pada harga desain pointnya. Ringkasnya kita akan mengoperasikan alat tersebut dimana faktor pengotoran dibagi menjadi 12 sehingga diperoleh faktor pengotoran 0,000071666 m²K/W. Alat tersebut pertama dioperasi pada saat star sehingga nilai koefisien perpindahan panas global pada saat kondisi star sama dengan pada saat kondisi bersih yaitu 1915,45 W/m².K. Pada kasus ini nilai efektifitas dan beban aktual pada alat penukar kalor berubah-ubah sesuai dengan kondisi peningkatan faktor pengotoran. Yang menjadi fokus perhatian kita adalah perubahan nilai temperatur pendingin keluar (T_{co}), temperatur panas keluar (T_{ho}), efektifitas dan beban termal sesuai dengan peningkatan faktor pengotoran.

Pada tahap ini periode waktu diambil sebanyak 12 kali, sehingga besarnya deposit yang terjadi dibagi 12. Besarnya deposit yang terjadi pada alat penukar kalor dianggap stabil, sehingga :

$$R_{fi} = 0,43 \text{ m}^2\text{K/KW} = 0,00043 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$R_{fo} = 0,43 \text{ m}^2\text{K/KW} = 0,00043 \text{ m}^2\text{K/W}$$

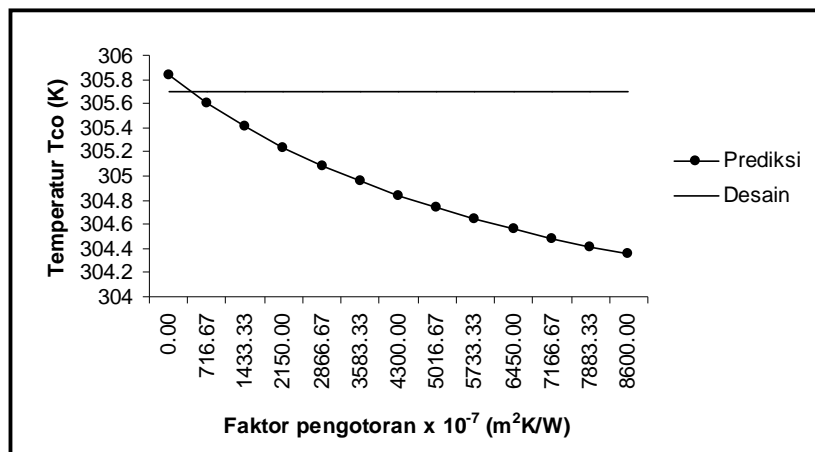
$$\text{Maka } \frac{\sum R_f}{12} = \frac{0,00086 \text{ m}^2\text{K} / \text{W}}{12} = 0,000071666 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Saat $t = 2$ hingga $t = 12$ dapat dilakukan sama seperti pada saat $t = \text{star}$ atau $t = 1$

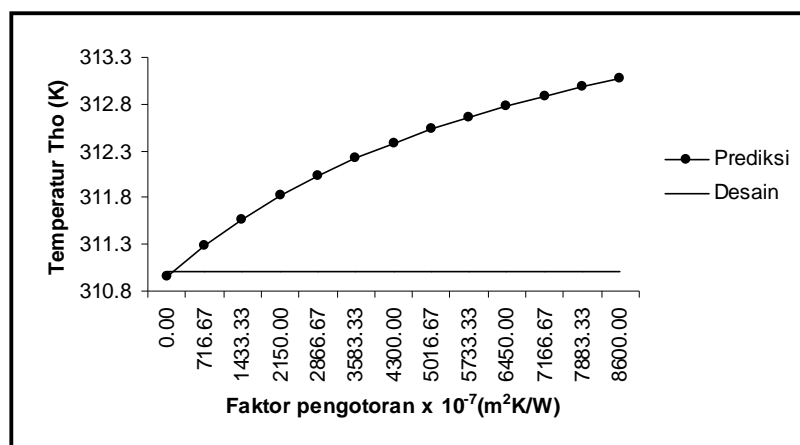
Di bawah ini harga prediksi terhadap waktu tertentu dimana temperatur dingin masuk, temperatur panas masuk, laju aliran dingin dan laju aliran panas dipertahankan konstan dengan waktu t sebanyak 12 kali. Data dapat dilihat pada tabel 1.

Tabel 1. Data prediksi terhadap waktu tertentu dimana T_{ci} , T_{hi} , m_c , m_h adalah konstan

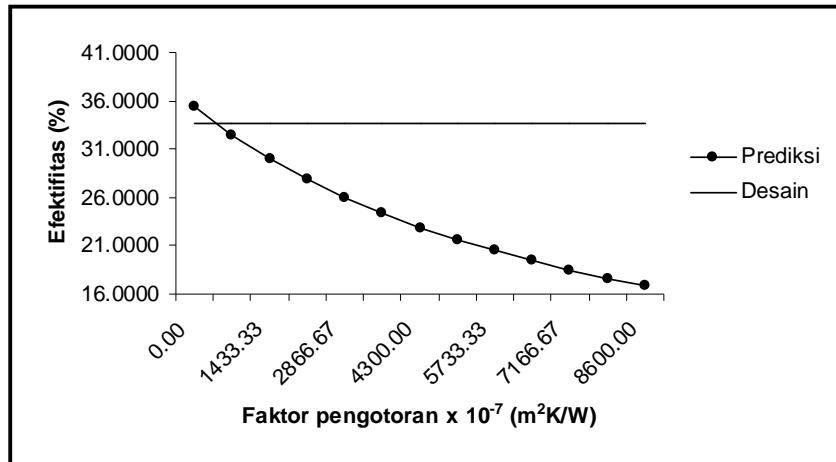
U	t	ΣRf	U t	A	NTU	ϵ	Q_{actual}	T_{ho}	T_{co}
W/m^2K	W/m^2K	m^2K/W	W/m^2K	m^2		%	kJ/s	K	K
1915.45	star	0	1915.45	11.91	0.524038	35.414	176.1801	310.9527	305.84
1915.45	1	7.17E-05	1684.25	11.91	0.460784	32.4894	161.6305	311.287	305.61
1915.45	2	0.000143	1502.85	11.91	0.411156	29.9962	149.2271	311.5719	305.41
1915.45	3	0.000215	1356.72	11.91	0.371179	27.8493	138.5465	311.8173	305.23
1915.45	4	0.000287	1236.5	11.91	0.338286	25.9833	129.2637	312.0305	305.08
1915.45	5	0.000358	1135.84	11.91	0.310749	24.3479	121.1274	312.2174	304.95
1915.45	6	0.00043	1050.34	11.91	0.287358	22.9034	113.9414	312.3825	304.84
1915.45	7	0.000502	976.81	11.91	0.267241	21.6189	107.551	312.5293	304.73
1915.45	8	0.000573	912.91	11.91	0.249757	20.4694	101.8325	312.6607	304.64
1915.45	9	0.000645	856.85	11.91	0.23442	19.435	96.68649	312.7789	304.56
1915.45	10	0.000717	807.27	11.91	0.220858	18.4993	92.03181	312.8858	304.48
1915.45	11	0.000788	763.12	11.91	0.208779	17.6491	87.80188	312.983	304.42
1915.45	12	0.00086	723.55	11.91	0.197953	16.8731	83.9415	313.0717	304.35



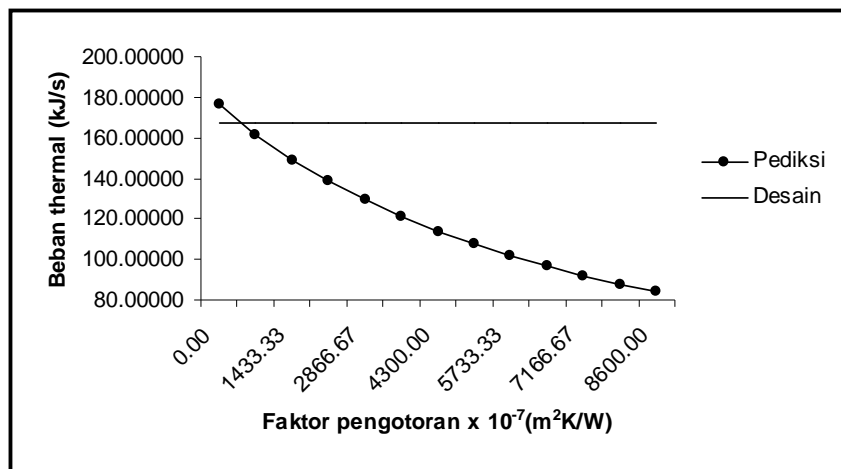
Gambar 1. Karakteristik temperatur fluida dingin sisi keluar alat penukar kalor



Gambar 2. Karakteristik temperatur fluida dingin sisi keluar alat penukar kalor



Gambar 3. Karakteristik efektifitas alat penukar kalor



Gambar 4. Karakteristik beban kerja alat penukar kalor

3.2 Kondisi operasi beban termal konstan

Pada tahap ini, saat yang bersamaan laju aliran massa fluida pendingin yang mengalir kedalam alat penukar kalor juga harus mengalami penyesuaian agar kondisi operasi beban termal yang konstan dapat dipertahankan. Pada kondisi tersebut temperatur aliran fluida kerja dan laju aliran massa akan dioperasikan pada harga desain pointnya, begitu juga pada temperatur aliran fluida pendingin yang masuk kedalam alat tersebut.

Kita akan mulai mengoperasikan alat tersebut pada kondisi dimana beban termalnya adalah 174122 watt, temperatur aliran fluida panas masuk kedalam alat penukar kalor 315 K, yang menjadi fokus perhatian kita adalah karakteristik termal aliran fluida pendinginnya. Pada saat alat penukar kalor tersebut dioperasikan, kondisi permukaan perpindahan panasnya masih dalam keadaan bersih, sehingga koefisien global perpindahan panasnya adalah 1915,45 W/m²K. Selain itu luas permukaan perpindahan panasnya adalah 11,91 m², yaitu dimensi hasil perancangan final alat tersebut. Kemudian dengan mengoperasikan pada beban termal yang konstan maka beda temperatur rata-rata yang terjadi pada kedua aliran fluida pendingin pada bagian keluaran alat tersebut adalah $\Delta T_{m,c} = 8,586028377$ K

Data deposit:

$$R_{di} = 0,43 \text{ m}^2\text{K/kW} = 0,00043 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$R_{do} = 0,43 \text{ m}^2\text{K/kW} = 0,00043 \text{ m}^2\text{K/W}$$

karena periode waktu 12 kali maka besarnya jumlah deposit 12 sehingga

$$\sum_{d=1}^{12} R_d = \frac{0,00086 \text{ m}^2 \text{ K} / \text{W}}{12} = 0,000071666 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$R_{d1} = 0,000071666 \text{ m}^2\text{K/W}$$

R_{di} = Tahanan termal deposit yang terbentuk dipermukaan di dalam pipa (m²K/W)

R_{do} = Tahanan termal deposit yang terbentuk dipermukaan diluar pipa (m²K/W)

Data beban termal:

$$\Delta T_1 = T_{hi} - T_{co}$$

$$\Delta T_1 = 315 \text{ K} - 305,8 \text{ K}$$

$$\Delta T_1 = 9,2 \text{ K}$$

$$\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci}$$

$$\Delta T_2 = 311 \text{ K} - 303 \text{ K}$$

$$\Delta T_2 = 8 \text{ K}$$

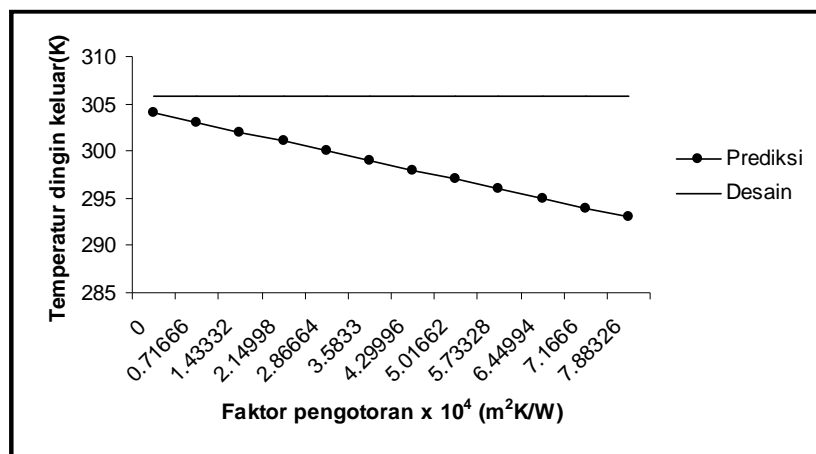
$$\Delta T_{m,c} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$= \frac{9,2K - 8K}{\ln\left(\frac{9,2K}{8K}\right)} = \frac{1,2K}{\ln 1,15} = \frac{1,2K}{0,139761942}$$

$$\Delta T_{m,c} = 8,586028377 K$$

Tabel 2. Data pengujian dengan beban thermal konstan

t	R _d m ² K/W	U _{clean} W/m ² .K	A _d m ²	U _d W/m ² .K	Q _d W	ΔT _m K	T _{ho} K	T _{co} K
1	0	1915.5	11.91	1915.5	174122	7.6	308	304
2	7.17E-05	1915.5	11.91	1684.3	174122	8.7	309	303
3	0.000143	1915.5	11.91	1502.9	174122	9.7	310	302
4	0.000215	1915.5	11.91	1356.7	174122	10.8	311	301
5	0.000287	1915.5	11.91	1236.5	174122	11.8	312	300
6	0.000358	1915.5	11.91	1135.9	174122	12.9	313	299
7	0.00043	1915.5	11.91	1050.4	174122	13.9	314	298
8	0.000502	1915.5	11.91	976.8	174122	15	315	297
9	0.000573	1915.5	11.91	912.9	174122	16	316	296
10	0.000645	1915.5	11.91	856.9	174122	17.1	317	295
11	0.000717	1915.5	11.91	807.3	174122	18.1	318	294
12	0.000788	1915.5	11.91	763.1	174122	19.2	319	293



Gambar 5. Karakteristik temperatur dingin keluar pada alat penukar kalor

Dari segi pembentukan deposit, kondisi operasi yang demikian tentu saja dapat memicu laju pembentukan deposit di permukaan karena kecepatan aliran yang lebih rendah dapat menyebabkan laju *removal* deposit menjadi lebih kecil sehingga akhirnya total laju pertumbuhan deposit di permukaan menjadi lebih tinggi.

Apabila alat tersebut dioperasikan secara terus menerus maka dengan bertambahnya waktu operasi besar kemungkinan deposit yang terbentuk di permukaan akan menjadi semakin besar tebal. Hal ini berarti bahwa tahanan termal deposit yang terbentuk di permukaan akan meningkat pula secara bertahap sesuai dengan bertambahnya waktu operasi.

3.3 Kondisi operasi dengan beda temperatur rata-rata konstan

Pada kondisi ini alat penukar kalor dioperasikan pada dengan beda temperatur rata-rata yang konstan maka yang menjadi fokus perhatian kita adalah karakteristik beban termal yang terjadi pada alat tersebut, serta laju aliran massa fluida proses dan fluida pendinginnya. Disini temperatur aliran fluida panas dan fluida pendinginnya akan dioperasikan konstan pada harga seperti yang telah ditetapkan pada saat perancangannya. Pada kondisi ini alat penukar kalor dioperasikan pada saat star permukaan perpindahan panasnya masih dalam keadaan bersih sehingga koefisien global perpindahan panasnya diperkirakan sebesar 1915,47 W/m².K. Luas permukaan perpindahan panasnya adalah 11,91 m².

Dengan melakukan simulasi numerik yang analog dengan simulasi yang pertama, maka kita akan memperoleh karakteristik beban termal, laju aliran massa fluida proses dan fluida pendinginnya seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 6, Gambar 7 dan gambar 8.

Data deposit:

$$R_{di} = 0,43 \text{ m}^2\text{K/KW} = 0,00043 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$R_{do} = 0,43 \text{ m}^2\text{K/KW} = 0,00043 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$\text{Maka } \sum \frac{R_d}{12} = \frac{0,00086 \text{ m}^2\text{K} / \text{W}}{12} = 0,000071666 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$\text{Maka } \Sigma R_d = 0,00086 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Data beban termal:

$$\Delta T_1 = T_{hi} - T_{co}$$

$$\Delta T_1 = 315 \text{ K} - 305,8 \text{ K}$$

$$\Delta T_1 = 9,2 \text{ K}$$

$$\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci}$$

$$\Delta T_2 = 311 \text{ K} - 303 \text{ K}$$

$$\Delta T_2 = 8 \text{ K}$$

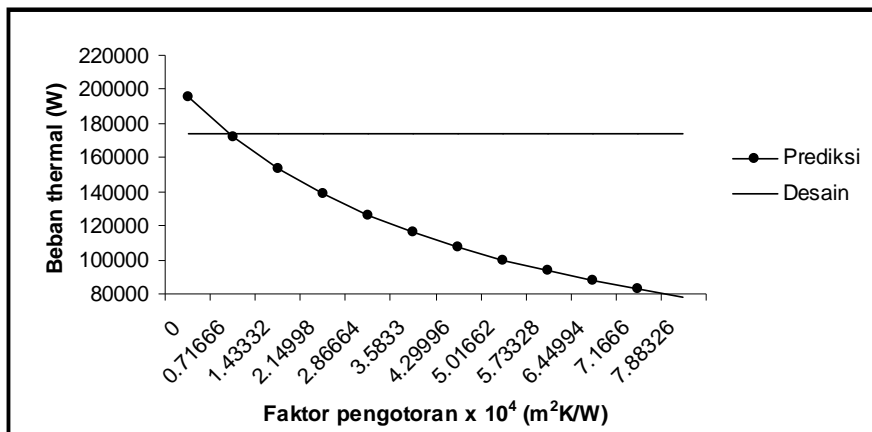
$$\Delta T_{m,c} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$= \frac{9,2 \text{ K} - 8 \text{ K}}{\ln\left(\frac{9,2 \text{ K}}{8 \text{ K}}\right)} = \frac{1,2 \text{ K}}{\ln 1,15} = \frac{1,2 \text{ K}}{0,139761942}$$

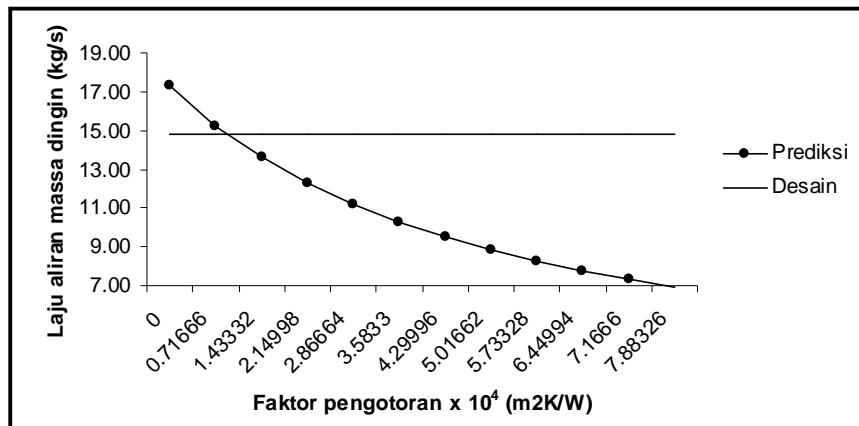
$$\Delta T_{m,c} = 8,586028377 \text{ K}$$

Tabel 3. Data pengujian dengan prediksi beda temperatur konstan

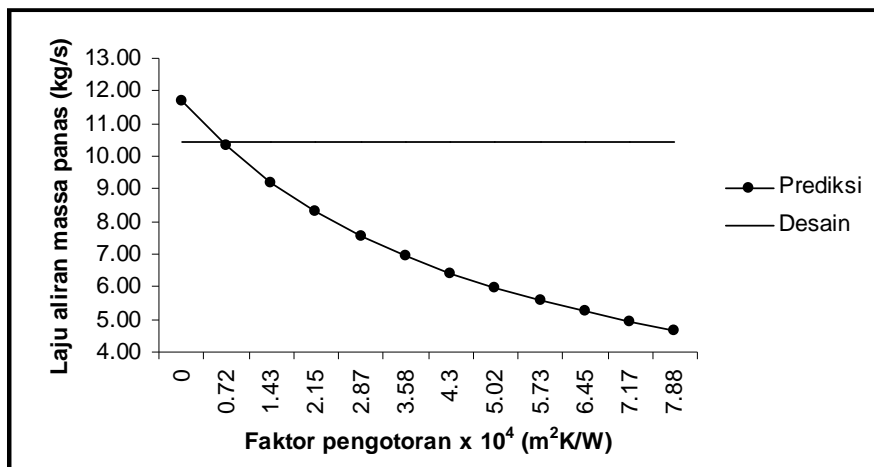
t	R _d m ² K/W	ΔT _{m,c} K	A _d m ²	U _{clean} W/m ² .K	U _d W/m ² .K	Q _d W	m _c kg/s	m _h kg/s
1	0	8.59	11.91	1915.5	1915.47	195863.5	17.35	11.71
2	7.17E-05	8.59	11.91	1915.5	1684.26	172221.9	15.26	10.3
3	0.000143	8.59	11.91	1915.5	1502.86	153672.9	13.62	9.19
4	0.000215	8.59	11.91	1915.5	1356.74	138731	12.29	8.3
5	0.000287	8.59	11.91	1915.5	1236.51	126437.3	11.2	7.56
6	0.000358	8.59	11.91	1915.5	1135.85	116145	10.29	6.95
7	0.00043	8.59	11.91	1915.5	1050.35	107402.3	9.52	6.42
8	0.000502	8.59	11.91	1915.5	976.82	99883.57	8.85	5.97
9	0.000573	8.59	11.91	1915.5	912.91	93348.7	8.27	5.58
10	0.000645	8.59	11.91	1915.5	856.85	87616.4	7.76	5.24
11	0.000717	8.59	11.91	1915.5	807.28	82547.38	7.31	4.94
12	0.000788	8.59	11.91	1915.5	763.13	78032.82	6.91	4.67



Gambar 6. Karakteristik beban termal.



Gambar 7. Karakteristik laju aliran massa fluida pendingin



Gambar 8. Karakteristik laju aliran massa fluida panas

Beban termal tersebut akan berdampak terhadap karakteristik laju aliran massa kedua fluida yang mengalir ke dalam alat penukar kalor. Pada simulasi yang telah dilakukan di atas memperlihatkan bahwa pengendalian laju aliran massa fluida kerja merupakan suatu hal yang sangat dibutuhkan.

Apabila kita dapat mengukur temperatur masuk dan keluar masing-masing fluida kerja (sisi *shell* dan *tube*) serta laju aliran massanya maka tahanan termal deposit yang terbentuk di permukaan dapat diperkirakan besarnya, sehingga perkembangan perubahan harga tahanan termal fungsi waktu dapat diikuti selama pengoperasian alat tersebut.

4. SIMPULAN

Fouling pada peralatan penukar panas akan menyebabkan suatu tambahan biaya bagi sektor industri. Tambahan biaya tersebut adalah dalam bentuk peningkatan biaya pokok pembuatan (fabrikasi), peningkatan biaya *maintenance*, kerugian produksi, dan kerugian energi.

Dalam rangka mengantisipasi terjadinya fouling, luas permukaan perpindahan panas alat penukar kalor harus diperbesar. Selain itu pompa dan fan harus dibuat lebih besar ukurannya untuk mengkompensasi penambahan luas alat penukar kalor dan peningkatan kerugian tekanan hasil dari pengurangan luas penampang aliran fluida. Alat penukar kalor duplikasinya mungkin harus juga dipasang sebagai pengganti untuk menjamin operasi tetap berlangsung selama alat penukar kalor yang pertama mengalami *maintenance*.

Dengan bertambahnya waktu pengoperasian karakteristik alat penukar kalor akan mendekati batasan perancangannya pada saat deposit yang terbentuk dipermukaan telah mencapai ketebalan tertentu sehingga tahanan termalnya telah mencapai harga sebesar harga yang telah dipilih pada saat perancangannya. Oleh karena itu metode perancangan dengan menggunakan faktor pengotoran yang harganya konstan dan dengan cara ini kurang realistis, karena tidak dapat mengantisipasi kenyataan bahwa deposit yang terbentuk dipermukaan akan tumbuh dan berkembang secara bertahap fungsi waktu.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Sadik kakac and Hongtan Liu, *Heat exchanger section, rating, and thermal design*, Second edition, CRC PREEES, 2002.
- [2] Frank kreith and william A.Black, *Basic heat transfer*, Harper 7 row, publishers, New York, 1980.
- [3] Yunus A.Cangel and Michael A.Boles, *Thermodynamic an engineering approach*, Fourth edition, Exclusive rights by The McGraw-Hill Companies, Inc 2002.

- [4] M.M.El-Wakil, ***Power plant technology***, International student edition, Exclusive rights by The McGraw-Hill Companies, Inc 1985.
- [5] Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA), ***Standard of Tubular Exchanger Manufacturers Association***, 8th Ed., New York: TEMA, Inc., 1999.
- [6] J M Coulson, J F Richardson, R K Sinnott, ***Chemical engineering***.