

ANALISIS HASIL PERANCANGAN DAN PENGUJIAN OIL COOLER PLTU TYPE SHELL AND TUBE

Saut Siagian

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik UPN "Veteran" Jakarta
Jl. R.S. Fatmawati, Pondok Labu, Jakarta Selatan – 12450
Telp./HP. 021-7656971 Ext. 195

Abstract

Oil Cooler is a kind of tool used to change the heat of Shell and Tube type and to cool the oil fluid resulting from Turbin shaft lubrication at Bukit Asam Power Plant (PLTU). The analysis is based on the performance prediction resulting from preliminary design with specification design which will be compared to the performance analysis resulting from a test so that the better result will be obtained. The result of the performance prediction analysis of oil cooler explains that the value of overall heat coefficient is $U = 403,82 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ with the effectiveness of $\epsilon = 0,695$ and the total number of tube $N = 384$ pipe unit, and the result obtained reached the value of 9,66 % if compared to the preliminary design analysis of the oil cooler. Then the existing prediction result is compared to the other result established by company, and it happens that there is an increasing change about 21,10 %. The changing result of prediction is significantly influenced by fouling factor.

Key words : shell and tube, heat exchanger, fouling factor, affectivity.

PENDAHULUAN

Oil Cooler PLTU adalah sebuah alat penukar kalor (*Heat Exchanger*) yang berfungsi untuk mendinginkan minyak (*oil*) hasil pelumasan dari poros Turbin pada pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU). Mengapa analisis perancangan dan pengujian Oil Cooler terutama jenis *Shell And Tube* sangat penting untuk diteliti secara seksama. Dimana alat penukar kalor ini merupakan suatu komponen yang perlu digunakan diberbagai Industri baik Industri energy maupun Industri proses. Diketahui bahwa konsumsi energi bagi instalasi Industri diberbagai Negara termasuk Indonesia, semakin hari semakin meningkat . Pada hal di era Globalisasi dimana terjadi persaingan antara industri semakin ketat, upaya peningkatan efektivitas dan efisiensi energi menjadi semakin penting. Upaya penghematan energi bagi Industri – industri dapat dilakukan dengan cara me-

melihara serta meningkatkan performance peralatan alat penukar kalor didalam alat tersebut. Oleh karena itu upaya perbaikan performance atau efektivitas perpindahan panas bagi alat penukar kalor akan memberikan kontribusi yang signifikan pada penghematan energi secara keseluruhan di Industri. Upaya perbaikan performance alat penukar kalor (*Heat Exchanger*) untuk meningkatkan efektivitas dan efisiensi energi dapat dilakukan dengan 3 (tiga) tahapan yaitu tahap pertama adalah perancangan alat penukar kalor, dimana pada tahap ini menguapayakan perbaikan kualitas perancangan untuk menentukan performance alat penukar kalor pada saat dioperasikan. Tahap yang kedua adalah tahap manufaktur untuk menentukan pembuatan komponen alat penukar kalor, serta tahap yang ketiga adalah tahapan pengoperasian, dimana pada tahap ini untuk menentukan kualitas pengoperasian.

Masalah utama yang sering terjadi pada alat

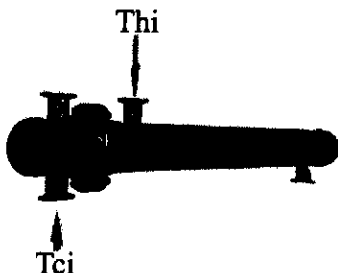
penukar kalor (*Heat Exchanger*) yang digunakan diberbagai instalasi industri adalah bahwa alat penukar kalor tersebut dirancang dengan prosedur perhitungan yang mengantisipasi terjadinya fenomena pengotoran pada permukaan (*fouling*) oleh aliran fluida pada saat alat tersebut dioperasikan. Namun demikian harga factor pengotoran (*Fouling*) yang dipergunakan harganya konstan. Sedangkan penggunaan factor pengotoran yang konstan tersebut dalam perhitungan perancangan akan memberikan hasil dimensi alat penukar kalor menjadi lebih besar. Hal ini disatu sisi mengakibatkan biaya pembuatan alat menjadi lebih besar, sedangkan disisi lain pada saat alat tersebut dioperasikan, karakteristik temperatur dan laju massa aliran menjadi berbeda dibandingkan dengan harga yang ditetapkan pada saat perancangan.

Pada tahap yang ketiga yaitu pada tahap pengoperasian akan dilakukan analisis hasil pengujian awal *oil cooler* untuk mempelajari karakteristik temperatur dan laju aliran fluida kerja. kemudian akan dibandingkan dengan prediksi performance yang akan dilakukan pada tahap selanjutnya.

Tujuan yang hendak dicapai dalam penelitian ini adalah mempelajari permasalahan dalam perancangan awal dengan melakukan suatu evaluasi dari perhitungan ulang, sehingga dapat memberikan berbagai solusi yang optimal. Demikian juga untuk mempelajari pengaruh factor pengotoran (*fouling*) terhadap kinerja alat penukar kalor serta mempelajari apakah metode prediksi performance *oil cooler* cukup baik dibandingkan dengan hasil pengujian performance pada alat yang sama.

Alat Penukar Kalor Jenis Shell and Tube

Shell and tube adalah salah satu jenis alat penukar kalor yang menurut konstruksinyadicirikan oleh sekumpulan *tube* (*Tube Bundles*) yang dipasang didalam *shell* yang berbentuk silinder dengan dua jenis fluida, dimana fluida yang satu akan mengalir didalam pipa-pipa kecil (*Tube*) dan fluida yang lain mengalir melalui selongsong (*Shell*). Perpindahan panas dapat terjadi diantara kedua fluida, dimana panas akan mengalir dari fluida yang bersuhu tinggi ke fluida yang bersuhu rendah.



Gambar 1. Alat Perpindahan Kalor Jenis Shell and Tube

Keterangan gambar, dimana T_i adalah suhu fluida pendingin masuk kedalam pipa, T_o adalah suhu fluida dingin keluar pipa, T_{si} adalah suhu fluida panas masuk kedalam selongsong (*shell*) dan T_{so} adalah suhu fluida panas yang keluar *shell*.

Dalam prosedur perancangan alat penukar kalor jenis *shell and Tube* menggunakan standard TEMA (*Tubular Exchanger Manufacture Assosiation*) dengan tujuan untuk menentukan tipe *head*, *shell*, dimensi dan proses yang telah ditentukan

Prosedur Analisis Perhitungan.

Prosedur analisis perhitungan yang dilakukan untuk mengevaluasi hasil rancangan, maka dilakukan estimasi dimensi utama permukaan perpindahan panas dengan menggunakan persamaan dasar berikut:

$$Q = UA \Delta T_m$$

dimana Q adalah laju perpindahan energi kalor atau beban termal yang diterapkan dalam penukar kalor, A adalah luas permukaan perpindahan panas total, dan ΔT_m adalah beda temperatur rata-rata logaritmik untuk kedua fluida kerja yang mengalir didalam alat tersebut serta U adalah koefisien perpindahan panas menyeluruh. Untuk menentukan besarnya laju perpindahan panas, maka pertama dinitung dulu harga beda suhu rata-rata logaritmik untuk kedua fluida kerja dengan menggunakan persamaan

Untuk menentukan besarnya laju perpindahan panas, maka pertama dinitung dulu harga beda suhu rata-rata logaritmik untuk kedua fluida kerja dengan menggunakan persamaan:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln (\Delta T_a / \Delta T_b)}$$

dimana ΔT_a adalah beda suhu kedua fluida kerja pada sisi masuk dari salah satu ujung alat penukar kalor dan ΔT_b adalah beda suhu kedua fluida kerja pada sisi keluar dari salah satu ujung alat penukar kalor. Untuk menentukan harga ΔT_a dan ΔT_b , maka pertama harus ditentukan arah aliran pada *tube* dan *shell* apakah aliran searah (*parallel flow*) atau aliran berlawanan (*counter flow*). Demikian juga perhitungan untuk menentukan besar harga koefisien perpindahan panas menyeluruh U dimana harga ini merupakan kombinasi dari beberapa parameter seperti koefisien perpindahan panas konveksi fluida kerja yang mengalir didalam dan diluar tube h , konduktivitas termal bahan k , tahanan termal deposit atau lapisan *fouling* yang mungkin terbentuk diper-

mukaan dalam dan luar pipa, serta dimensi alat penukar kalor. Sehingga dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\frac{1}{U \cdot A_o} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{1}{h_o \cdot A_o} + \frac{d_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2\pi \cdot k \cdot l} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{R_{fo}}{A_o}$$

Jika alat tersebut telah dioperasikan dengan periode yang cukup lama, maka akan terbentuk lapisan deposit (factor pengotoran) pada permukaan perpindahan panas dimana deposit yang terbentuk umumnya mempunyai tahanan termal yang cukup tinggi, sehingga akan menurunkan efektivitas perpindahan panas didalam alat penukar kalor. Untuk memprediksi permasalahan tersebut, maka tahapan proses perancangan untuk menentukan harga tahanan termal atau factor pengotoran yang tepat harus dipilih dari harga-harga yang diperoleh dari standard TEMA atau dari eksperimen. Pemilihan harga factor pengotoran (*fouling factor*) tentu saja akan berdampak pada penambahan besar permukaan perpindahan panas alat penukar kalor. Dalam proses perpindahan panas antara dua fluida kerja, maka laju aliran massa untuk fluida kerja tersebut dapat diestimasi dengan konsep kekekalan energi dengan menggunakan persamaan:

$$Q_{req} = m_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_m - T_{c_o}) = m_h \cdot C_{p_h} \cdot (T_{h_o} - T_c)$$

dimana Q_{req} adalah beban panas yang sebenarnya, m_c dan m_h adalah laju aliran massa fluida dingin dan fluida panas dan C_{p_c} dan C_{p_h} adalah spesifik panas fluida dingin dan fluida panas. Sedangkan besar koefisien perpindahan panas konveksi dapat dicari dengan persamaan:

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{d_i}$$

dimana harga Nu adalah merupakan bilangan Nusselt tanpa dimensi, k adalah koefisien perpindahan panas konduksi, serta d adalah diameter pipa. Harga bilangan Nusselt dapat diestimasi dengan rumus empiris yaitu:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

Re adalah bilangan Reynold tanpa dimensi sedangkan Pr adalah bilangan Prandl. Bilangan Reynold dapat ditentukan berdasarkan persamaan berikut:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d_i}{\mu}$$

dimana ρ adalah massa jenis fluida dan μ adalah harga viskositas, kedua harga tersebut dip-

eroleh dari tabel berdasarkan harga suhu rata-rata fluida masuk dan keluar.

Faktor Pengotoran (*Fouling Factor*)

Secara umum faktor pengotoran (*fouling factor*) merupakan fenomena yang sangat kompleks, sehingga sukar dianalisa secara analitik. Menurut jenis proses pembentukannya yang dominan, *fouling* dapat diklasifikasikan menjadi (1) *Fouling partikel*, dimana deposit terbentuk dari partikel partikel yang tersuspensi pada aliran fluida, (2) *Fouling Biologi*, dimana lapisan deposit berasal dari bakteri atau mikro organisme lainnya, (3) *Scaling* yang merupakan lapisan crystalline padat yang terbentuk pada permukaan akibat dilalui fluida yang mengandung unsur garam (misalnya kalsium, sulfat, gypsum), (4) *Fouling* oleh reaksi kimia, dimana deposit yang terbentuk berasal dari hasil reaksi kimia, dan (5) Korosi yang merupakan hasil reaksi kimia antara senyawa-senyawa yang terdapat pada fluida kerja. Nilai faktor pengotoran yang disarankan untuk berbagai fluida diberikan dalam tabel 1.

Tabel 1 Harga Faktor Pengotoran.

Fluida	R_f ($m^2 \cdot ^\circ C / W$)
*Water	
River Water	0,000352
Sea Water	0,00088
Cooling Water	0,00176
Town Water	0,00176
Steam Condensated	0,00088
*OIL	
Full Oil No.2	0,000352
Full Oil No.6	0,000801
Transformer Oil	0,00176
Engine Lube Oil	0,00176
Quench Oil	0,000705

Sumber:

Kondisi Operasi Alat Penukar Kalor

Secara kronologis pengoperasian alat penukar kalor ditandai oleh 2 tahapan yang berbeda yaitu tahap apabila kondisi permukaan alat masih dalam keadaan bersih, maka dapat dievaluasi dengan menggunakan persamaan:

$$Q_c = U_c A_c \Delta T_m$$

Notasi c adalah menyatakan dalam kondisi *clean* (bersih)

Demikian juga jika permukaan alat sudah mulai terkotori (*fouling*), maka harga laju perpindahan panas pada kondisi terkotori dapat ditentukan dengan persamaan:

$$Q_f = U_f A_f \Delta T_m$$

Notasi f adalah menyatakan dalam kondisi *fouling* (kotor)

Besar koefisien perpindahan panas akibat *fouling* ditentukan dengan persamaan;

$$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{U_c} = \sum R_f$$

dimana $\sum R_f$ adalah tahanan termal deposit yang terbentuk dipermukaan.

Prediksi Performance Alat Penukar Kalor

Untuk memprediksi performance alat penukar kalor dapat diestimasi dengan 3 kondisi operasi yaitu yang pertama dioperasikan pada kondisi harga suhu masuk fluida panas dan dingin serta laju aliran massa fluida panas dimana parameter-parameter tersebut merupakan harga design dianggap konstan. kemudian yang kedua adalah alat dioperasikan pada kondisi beban termal konstan dan dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan dibawah ini yaitu:

$$\Delta T_m = \Delta T_{m_c} (1 + U_c \sum R_f)$$

Serta yang ketiga adalah jika alat dioperasikan pada kondisi operasi dengan beda temperature rata-rata konstan, maka kondisi ini dapat diselesaikan dengan persamaan:

$$Q_f = Q_c \cdot \frac{1}{1 + U_c \sum R_f}$$

Besar laju perpindahan panas pada kondisi bersih dapat ditentukan berdasarkan beda temperature rata-rata rancangan, demikian juga untuk menentukan besar harga koefisien perpindahan panas dalam kondisi bersih.

Efektivitas Alat Penukar Kalor

Efektivitas suatu alat penukar kalor didefenisikan sebagai perbandingan antara perpindahan panas yang diharapkan (nyata) dengan perpindahan panas yang maksimum yang mungkin terjadi dalam alat penukar kalor atau dapat ditulis dengan persamaan;

$$\varepsilon = Q_{ac} / Q_{Max}$$

Besar jumlah panas maksimum diperoleh dari hasil perkalian kapasitas panas minimum dengan beda temperature sisi masuk kedua fluida kerja atau dapat ditulis dengan persamaan;

$$Q_{max} = C_{minimum} \cdot \Delta T_m$$

Evaluasi Perancangan Oil Cooler

Untuk mengevaluasi alat penukar kalor (*Oil Cooler*) pada penulisan makalah ini diambil alat *Oil Cooler* yang digunakan di PLTU Bukit Asam dengan spesifikasi sebagaiberikut:

Tabel.2 Spesifikasi alat Oil Cooler

Parameter	Nilai	Parameter	Nilai
Tube		Shell	
Diameter dalam d_i (mm)	16	Diameter Dalam d_i (mm)	390
Diameter luar d_o (mm)	13,6	Diameter luar d_o (mm)	406
Panjang (m)	3,556	Suhu masuk ($^{\circ}C$)	62
Jumlah Tube (buah)	255	Suhu Keluar ($^{\circ}C$)	50
Suhu Masuk ($^{\circ}C$)	40		
Suhu Keluar ($^{\circ}C$)	44		
Beban Pendingin (kw)	377,080		

Sumber: PT. Kalorindo

PEMBAHASAN

Evaluasi Hasil Rancang Awal Alat Penukar Kalor

Evaluasi hasil rancang awal alat penukar kalor yang menjadi objek penelitian ini dengan spesifikasi tersebut diatas. Dari data-data tersebut diatas dapat dihitung besarnya laju aliran massa fluida kerja, kemudian dari hasil perhitungan yang diperoleh merupakan data rancangan awal yang ditetapkan (*Design point*) yaitu besarnya laju aliran massa untuk fluida dingin yang diperoleh sebesar $m_c = 22,58$ kg/s, sedangkan untuk fluida panas sebesar $m_h = 15,78$ kg/s.

Analisis Rancang Ulang Alat Penukar Kalor

Tujuan dari analisis rancang ulang ini adalah untuk mengetahui dan mengevaluasi performance hasil rancang awal dengan mencari besarnya harga koefisien perpindahan kalor dan besarnya harga efektivitas dengan metode trial and error. Dari hasil perhitungan yang dilakukan didapat bahwa harga $U = 403$ W/m² °C dengan jumlah Tube sebanyak $N = 383$ buah serta efektivitas $\varepsilon = 0,695$.

Evaluasi Rancang Akhir Alat Penukar Kalor.

Rancang akhir alat penukar kalor yang telah dikembangkan sebuah Perusahaan dibidang *Heat Exchanger* dengan spesifikasi alat sebagai berikut; diameter luar tube adalah 13 mm dan panjang tube adalah 3,556 meter serta jumlah tube sebanyak 412 batang. Dari data tersebut dapat ditentukan luas bidang permukaan sebesar $A = 59,80$ m², dan besar beda suhu rata-rata logaritmik adalah $\Delta T_m = 13,6$ °C, serta beban pendingin alat sebesar 377080 Watt dan jumlah tube sebanyak 412 buah. Sehingga dari

data tersebut diperoleh $U = 464 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ besarnya efektivitas alat sebesar $\epsilon = 0,6871$.

Tabel. 3

Perbandingan Kinerja Alat Penukar Kalor dari Hasil Analisa Performance

Hasil Rancang awal	Hasil Rancang ulang	Hasil Rancang akhir
$U = 364 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$	$U = 403,82 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$	$U = 464 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$
$N = 255 \text{ batang}$	$N = 384 \text{ batang}$	$N = 412 \text{ batang}$
$\epsilon = 0,55$	$\epsilon = 0,695$	$\epsilon = 0,6971$

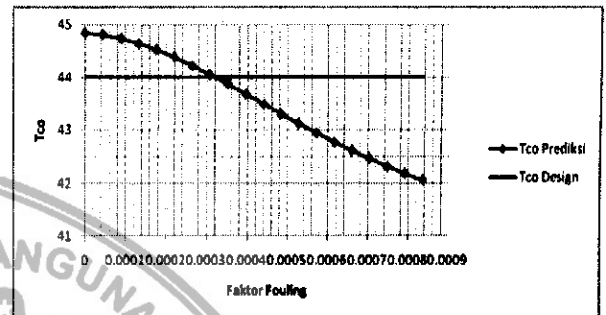
konstan, maka hasilnya terlihat pada tabel dibawah ini;

Tabel 4. Hasil Perhitungan Prediksi Performance

Waktu	$R_f \text{ (m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W)}$	$m_c \text{ (kg/s)}$	$T_{co} \text{ (}^\circ\text{C)}$	$T_{ho} \text{ (}^\circ\text{C)}$
0	0	22,58	44,0	47,51
T1	0,000044	22,12	44,084	47,61
T2	0,000088	21,69	44,17	47,8
T3	0,000132	21,27	44,25	48,08
T4	0,000176	20,87	44,33	48,44
T5	0,00022	20,48	44,41	48,86
T6	0,000264	20,11	44,23	49,34
T7	0,000308	19,75	44,12	49,86
T8	0,000352	19,40	43,87	50,51
T9	0,000396	19,07	43,5	51,54

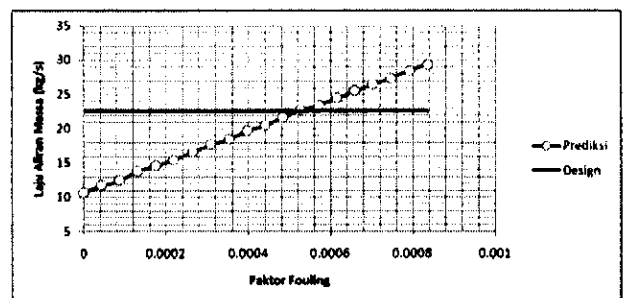
Prediksi Performance Alat Penukar Kalor

Untuk memprediksi performance alat penukar kalor, dapat dianalisis dari hasil ransangan akhir yaitu alat penukar kalor yang telah dikembangkan oleh sebuah perusahaan Perancangan Alat Penukar Kalor dengan spesifikasi dengan diameter luar tube 13 mm, diameter dalam tube sebesar 10,3 mm, panjang tube adalah 3,556 m, jumlah tube sebanyak 412 batang dan koefisien perpindahan panas menyeluruh adalah $U = 464 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$. Setelah diperoleh dimensi utama seperti tersebut diatas, maka pada bagian ini akan dicoba membuat prediksi tentang gambaran karakteristik termal alat tersebut. Seperti yang ditetapkan saat perancangannya alat tersebut akan dipasang dan dioperasikan pada suatu instalasi proses produksi dengan kondisi beban termal konstan. Disini akan dipilih kondisi dimana temperatur aliran fluida panas dan laju aliran massanya dioperasikan pada harga *design point*nya, begitu juga dengan temperatur aliran air pendingin masuk kedalam alat tersebut. Oleh karena itu akan menjadi fokus perhatian adalah karakteristik termal aliran fluida pendinginnya. Pada saat dioperasikan lapisan deposit akan terbentuk di permukaan secara bertahap mengikuti lamanya waktu operasi. Namun demikian pada saat mulai dioperasikan, kondisi permukaan perpindahan panasnya masih dalam keadaan bersih sehingga beda temperature rata-rata antara kedua fluida kerjanya adalah $13,6 \text{ }^\circ\text{C}$ yaitu sama dengan harga yang ditetapkan saat perancangannya. Hal ini berarti bahwa laju massa aliran air pendingin yang mengalir ke dalam alat tersebut juga sebesar harga *design point*nya. Setelah mencapai periode waktu tertentu, maka tahanan termal deposit yang terbentuk dipermukaan telah mencapai harga $0,000044 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$. Pada kondisi tersebut dapat diperkirakan bahwa beda temperatur rata-rata yang terjadi pada alat tersebut adalah $13,88 \text{ }^\circ\text{C}$ dari hasil perhitungan. Hal ini berarti bahwa temperatur aliran fluida pendingin pada bagian luar alat tersebut adalah $44,08 \text{ }^\circ\text{C}$. Dengan melakukan perhitungan sampai kondisi pengaruh *factor fouling* yang tidak



Gambar 2. Karakteristik Temperatur Air Pendingin Keluar Alat Penukar Kalor.

Jika kita perhatikan karakteristik temperature fluida pendingin terlihat bahwa pada saat alat mulai dioperasikan terlihat temperature keluar pendingin cukup besar dari harga *design point*nya, Selanjutnya apabila alat tersebut dioperasikan dengan waktu yang lama maka akan terjadi pembentukan lapisan deposit. Dengan berjalannya waktu maka alat tersebut akan terjadi penurunan temperature. Setelah mencapai periode tertentu dimana lapisan deposit mempunyai tahanan termal sebesar harga *design point*nya. sehingga temperature fluida dingin akan mencapai harga rancangan, Kondisi ini tentu saja dapat menyebabkan temperature rata-rata aliran fluida dingin akan lebih kecil, sehingga temperature gradient akan menjadi lebih kecil, hal ini dapat mempengaruhi laju aliran massa fluida dingin (gambar 3)



Gambar 3. Karakteristik Laju Aliran Massa Fluida Dingin Terhadap Factor Fouling

Analisis Hasil Pengujian Alat Rancangan Awal Oil Cooler

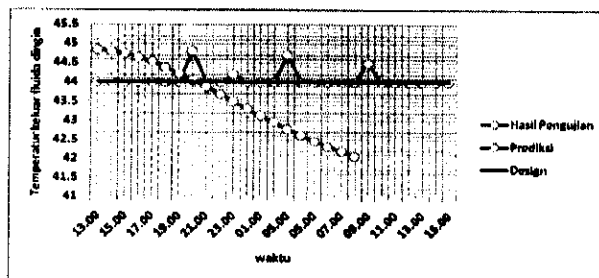
Untuk memperoleh gambaran tentang karakteristik termal sebuah alat penukar kalor hasil rancangan awal dengan menggunakan hasil pengujian yang telah dilakukan dengan pencatatan data mulai pukul 13.00 WIB selama satu hari sehingga diperoleh data hasil pengujian seperti tabel dibawah ini.

Tabel.5. Data hasil pengujian Oil Cooler

No.	Waktu	Daya Terminal Generator MW	Suhu Air (°C)		Suhu Oli (°C)	
			Masuk	Keluar	Masuk	Keluar
1	13.00	20.3	38	44	62	49
2	14.00	25.5	38	44	62	49
3	15.00	26.5	38	44	62	49
4	16.00	25.8	38	44	62	49
5	17.00	24.9	38	44	62	48
6	18.00	33.7	38	44	62	48
7	19.00	44	38	44	62	49
8	20.00	48	38.5	44.8	62	49
9	21.00	55.1	38	44	62	49
10	22.00	55	38	44	62	49
11	23.00	53.1	38	44.2	62	47
12	24.00	53.5	38	44	62	47
13	01.00	53.7	38	44	62	45
14	02.00	51.1	38	44	62	45
15	03.00	48.5	38.5	44.7	62	45
16	16.00	25.8	38	44	62	49
17	04.00	50.3	38.5	44	62	45
18	05.00	49.8	38	44	62	45
19	06.00	54.9	38	44	62	46
20	07.00	55.1	38.2	44	62	46
21	08.00	54.8	38.2	44	62	47
22	09.00	60.6	38	44.5	62	47
23	10.00	59.2	38	44	62	47
24	11.00	57.5	38.8	44	62	46.6
25	12.00	57.9	38	44	62	47.7
26	13.00	62.3	38	44	62	47.7
27	14.00	58.3	38	44	62	47.7
28	15.00	60.4	38	44	62	47.7

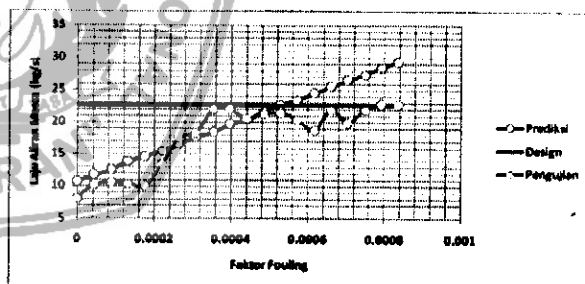
Sumber: PT. Kalorindo

Dari tabel 5 memberikan suatu gambaran tentang karakteristik termal alat penukar kalor, yang akan dibandingkan dengan hasil prediksi performance hasil perhitungan.



Gambar 4. Karakteristik Temperatur Keluar Fluida Dingin Hasil Prediksi vs Hasil Pengujian

Gambar 4 Karakteristik temperatur keluar fluida dingin. hasil prediksi vs hasil pengujian. Jika pada gambar hasil perhitungan prediksi performance, terlihat bahwa pada saat *start-up*, temperature keluar fluida dingin mengalami kenaikan melebihi temperature *design pointnya*. Sedangkan dari data hasil pengujian menunjukkan tidak mengalami kenaikan yang cukup besar. Hal ini dapat diasumsikan kemungkinan pada saat dilakukan pencatatan data alat sudah kondisi beroperasi sehingga lapisan deposit yang berada pada beberapa titik mengalami pengikisan oleh kecepatan aliran. Kemudian laju aliran massa dari hasil prediksi pada saat start cenderung menurun sama dengan prediksi hasil pengujian.. Hal ini dapat dilihat pada gambar karakteristik laju aliran massa hasil prediksi dan hasil pengujian alat penukar kalor pada gambar 5 dibawah ini.



Gambar 5. Karakteristik Laju Aliran Massa Hasil Pengujian. vs Hasil Prediksi.

SIMPULAN

Hasil evaluasi kinerja alat penukar kalor (*Oil Cooler*) menunjukkan bahwa harga koefisien perpindahan panas menyeluruh dari hasil perancangan ulang terdapat tube yang digunakan menunjukkan bahwa, hasil optimal perancangan ulang hanya mengalami perubahan sebesar 9,66 % jika dibandingkan hasil rancangan terakhir mengalami perubahan sebesar 21,38%. Sedangkan harga efektivitas alat hasil rancang ulang tidak terlalu jauh bedanya dengan alat hasil rancangan terakhir. Tetapi kalau dilihat dari segi ekonomisnya hasil rancang terakhir-

ir tidak ekonomis dengan penggunaan bahan tube yang cukup besar.

Ditinjau dari karakteristik termal alat penukar kalor hasil rancangan terakhir hasil prediksi performance pada kondisi operasi beban termal sangat cukup baik, karena mengalami kenaikan temperature fluida dingin secara signifikan sehingga dapat menurunkan temperature keluar fluida panas (*Oil*) dibawah temperature rancangannya (*design Point*)

Jika dibandingkan hasil prediksi performance dengan hasil pengujian alat menunjukkan bahwa terjadi perubahan secara signifikan. Hal ini kemungkinan disebabkan beberapa hal antara lain pertama adalah kurangnya waktu untuk mendapatkan hasil penelitian yang sempurna

Dampak pemilihan harga factor pengotoran (*Fouling Factor*) fungsi waktu pada perancangan sebuah alat penukar kalor terhadap karakteristik termalnya pada saat alat dioperasikan harus benar-benar dipelajari. Dengan menerapkan factor pengotoran yang berubah dengan waktu pada saat perancangannya maka dapat diperoleh kondisi operasi dimana karakteristik termal aliran fluida pendinginnya sesuai dengan daya *design pointnya*.

Miscdedle System, American Journal of Applied Sciences.

-----, 2008, Kalorindo PT Heat Exchanger heat Transfer Technology Jurnal ISSN Vol.I No.1, Juni 2008

DAFTAR PUSTAKA

David B, 2003, *Design of Shell And Tube Heat Exchanger When Fouling Depends on local Temperatur and Velocity*, Applied Thermal Engineering.

Epstein, N, 1998, *Fouling in Heat Exchanger*, Heat Transfer Engineering, Vol 6, New York

Richard C Byrne, 2000, *Standard of the Turbular Exvhanger Manufacture Association Standard of the Turbular Exchanger Manufacture Association, Inc.* New York.

Soekardi C, 2001, *Prediksi karakteristik termal sebuah penukar kalor dampak pemilihan factor fouling yang konstan*, Poros. Vol.4.No.2.p.141. April 2001.

Soekardi C., 2002, *Implikasi Perancangan Sebuah Penukar kalor dengan factor pengotoran dan Fungsi Waktu terhadap kinerjanya pada kondisi operasi beban termal konstan*, Poros. Vol.5. No. 1.p 129 - 137, April 2002.

Thrumarimurugan M., 2006, *Performance Analysis of Shell and Tube Heat Exchanger using*

