

ANALISIS PERPINDAHAN PANAS TERHADAP PERUBAHAN MATERIAL *TUBE* DARI TEMBAGA MENJADI *STAINLESS STEEL* PADA *HEAT EXCHANGER* KAPASITAS 174,2 kW UNTUK SISTEM PENDINGIN GENERATOR DI PLTA JATILUHUR

¹Pedro Da Silva, ²Kusnadi.

¹Jurusan Teknik Mesin, FTI, Institut Teknologi Budi Utomo Jakarta,
cuznadi@gmail.com

²Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Budi Utomo Jakarta, kampus.pedro74@gmail.com

Abstract: *The author analyzes heat transfer due to changes in tube material from copper to stainless steel in the heat exchanger of the generator cooling system in order to find out how to measure the success rate of performance of a heat exchanger based on the heat transfer that occurs. The results of this study are to compare the heat exchanger of the generator cooling system before and after replacing the tube material where there is a decrease in performance of 12% on the stainless steel tube material compared to the copper tube material, this is seen from the actual overall heat transfer coefficient (U), the value U in the heat exchanger with copper tube material is 1752.97 W/m².°C while in the heat exchanger with stainless steel tube material it is 1564.43 W/m².°C. To restore the performance of the heat exchanger to its original state, the heat exchanger with stainless steel tube material needs to be added to the number of tubes as many as 16 pieces while still using the same shell diameter size of 300 mm.*

Keywords: Heat exchanger, copper, stainless steel, heat transfer, cooling system

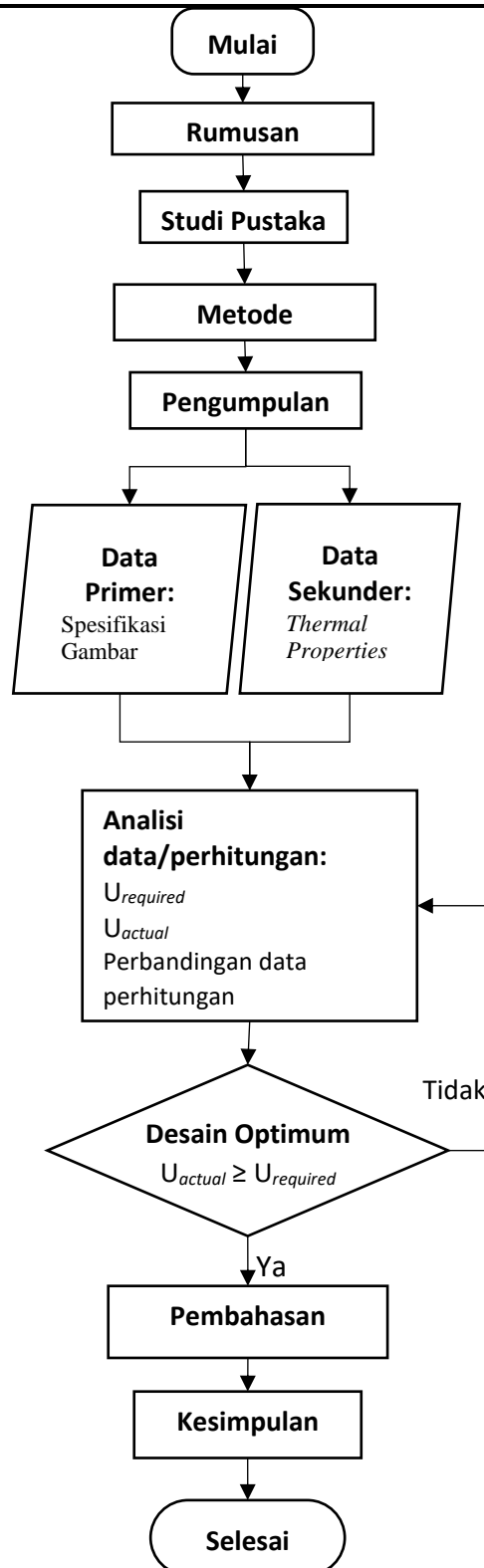
Pendahuluan

PLTA Jatiluhur memutuskan untuk melakukan perubahan material *tube* pada *heat exchanger* untuk sistem pendingin generator dari tembaga menjadi *stainless steel* dikarenakan kualitas air dari bendungan Jatiluhur semakin memburuk seiring dengan berjalannya waktu sehingga menyebabkan *tube* dengan material tembaga mudah terkikis atau korosi dan menyebabkan kebocoran, dengan harapan bahwa material *stainless steel* lebih tahan terhadap korosi dibandingkan dengan tembaga. Tentu saja hal tersebut akan sangat berpengaruh terhadap performa suatu *heat exchanger* karena jenis material *tube* sangat penting terhadap perpindahan panas yang terjadi, perpindahan panas salah satunya dipengaruhi oleh sifat material yaitu konduktifitas termal dimana nilai konduktifitas termal ini berbeda-beda pada setiap material.

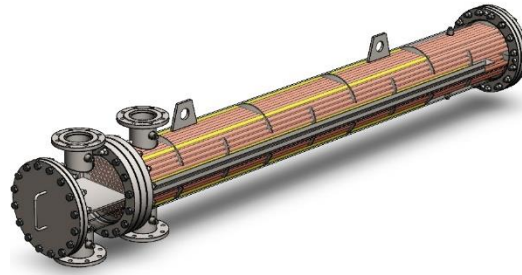
Untuk menganalisis perpindahan panas dari suatu *heat exchanger* dapat dihitung dengan cara manual menggunakan teori perpindahan panas, oleh karena itu diharapkan mampu memberikan analisis perpindahan panas terhadap perubahan material *tube* dari tembaga menjadi *stainless steel* pada *heat exchanger* untuk sistem pendingin generator di PLTA Jatiluhur dan membandingkan perubahan performa *heat exchanger* setelah perubahan material *tube* tersebut.

Bahan Dan Metode

Dalam analisis ini, secara keseluruhan diterapkan metodologi yang digambarkan dalam kerangka pemikiran sebagaimana dapat terlihat pada diagram alir berikut:



Berdasarkan standar TEMA *heat exchanger* sistem pendingin generator yang ada di PLTA Jatiluhur menggunakan konfigurasi AFM dengan komponen-komponen utamanya yaitu *tube*, *shell*, dan *baffle*.



Gambar 1. *Heat exchanger* tipe *shell and tube* tipe AFM

Dalam menganalisis perpindahan panas dari suatu *heat exchanger* perlu dilakukan perhitungan terhadap beberapa parameter berikut:

1. Laju perpindahan panas
2. Perbedaan temperatur rata-rata
3. Kecepatan fluida
4. Bilangan *Reynold*, *Prandtl*, dan *Nusselt*
5. Penurunan tekanan kerja
6. Koefisien perpindahan panas
7. Koefisien perpindahan panas keseluruhan

Untuk menentukan nilai parameter tersebut maka persamaan yang digunakan adalah sebagai berikut:

Laju perpindahan panas

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

$$Q = m C_p \Delta T \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$Q_{hot} = Q_{cold} \quad \dots\dots\dots (3)$$

Luas area perpindahan panas pada *heat exchanger* tipe *shell and tube* Laju perpindahan panas

$$A = \pi d_o L N_t \quad \dots\dots\dots (4)$$

Koefisien perpindahan kalor konveksi pada masing-masing proses perpindahan panas baik di sisi *tube* maupun di sisi *shell*

$$h_i = \frac{k}{d_i} Nu \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$h_o = \frac{k}{d_e} Nu \quad \dots\dots\dots (6)$$

Koefisien perpindahan panas *required* atau kebutuhan ($U_{required}$)

$$U = \frac{Q}{A \cdot \Delta T_m} \quad \dots\dots\dots (7)$$

Koefisien perpindahan panas *required* atau kebutuhan (U_{actual})

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 k_w} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_{id}} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i} \quad \dots\dots\dots (8)$$

Performa dari *heat exchanger* tipe *shell and tube* dapat dikatakan berhasil jika nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan aktual lebih besar dari nilai kebutuhannya

$$U_{actual} \geq U_{required} \quad \dots\dots (9)$$

Perbandingan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan aktual dan kebutuhan disebut dengan over design atau safety factor

$$Over\ Design = \frac{U_{actual}}{U_{required}} \quad (10)$$

Perbedaan Temperatur Rata-rata (LMTD) untuk aliran sejajar

$$\begin{aligned} \Delta T_{lm} &= \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln [(T_1 - t_1)/(T_2 - t_2)]} \quad (11) \end{aligned}$$

Perbedaan Temperatur Rata-rata (LMTD) untuk aliran berlawanan arah

$$\begin{aligned} \Delta T_{lm} &= \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln [(T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)]} \quad (12) \end{aligned}$$

Perbedaan temperatur rata-rata sebenarnya

$$\Delta T_m = F_t \Delta T_{lm} \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$F_t = \frac{\sqrt{(R^2 + 1)} \ln \left[\frac{1 - S}{1 - RS} \right]}{(R - 1) \ln \left[\frac{2 - S[R + 1 - \sqrt{(R^2 + 1)}]}{2 - S[R + 1 + \sqrt{(R^2 + 1)}]} \right]} \quad (14)$$

$$R = \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$S = \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} \quad \dots\dots\dots (16)$$

Bilangan *reynolds*

$$Re = \frac{\rho u d_e}{\mu} \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$u = \frac{m}{\rho A} \quad \dots\dots\dots (18)$$

Jika nilai bilangan *reynolds* dibawah 2000 maka aliran fluida yang terjadi adalah laminar, dan sebaliknya jika bilangan *reynolds* diatas 2000 maka aliran fluida yang terjadi adalah turbulen.

Kecepatan fluida di sisi *tube*

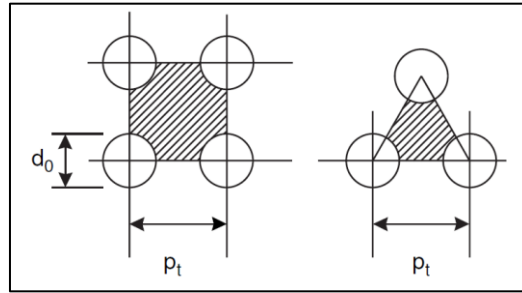
$$u_t = \frac{m}{\rho A_t} \quad \dots\dots\dots (19)$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} d_i^2 \cdot N_p \quad \dots\dots\dots (20)$$

Kecepatan fluida di sisi *shell*

$$u_s = \frac{G_s}{\rho} \quad \dots\dots\dots (21)$$

$$G_s = \frac{W_s}{A_s} \quad \dots\dots\dots (22)$$



Gambar 2. Diameter ekuivalen dan luas penampang sisi *shell*

$$A_s = \frac{(p_t - d_o) D_s l_B}{p_t} \quad \dots \quad (23)$$

Diameter ekuivalen di sisi *shell* jika pola *tube* yang digunakan adalah pola segitiga

$$d_e = \frac{1,27}{d_o} (p_t^2 - 0,785 d_o^2) \quad (24)$$

Diameter ekuivalen di sisi *shell* jika pola *tube* yang digunakan adalah pola segitiga

$$d_e = \frac{1,1}{d_o} (p_t^2 - 0,917 d_o^2) \quad (25)$$

Bilangan *prandtl*

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k_f} \quad \dots \quad (26)$$

Bilangan *nusselt* untuk aliran laminar

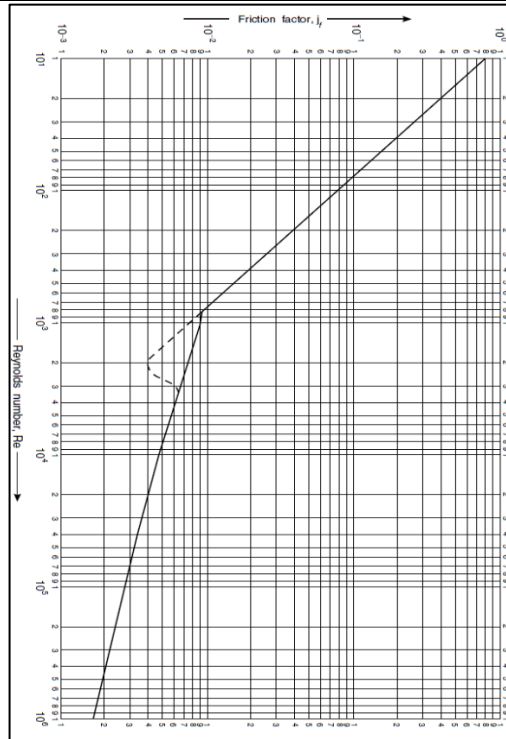
$$Nu = 1,86 (Re Pr)^{0,33} \left(\frac{d_e}{L}\right)^{0,33} \quad (27)$$

Bilangan *nusselt* untuk aliran turbulen

$$Nu = C Re^{0,8} Pr^{0,33} \quad (28)$$

Penurunan tekanan sisi *tube*

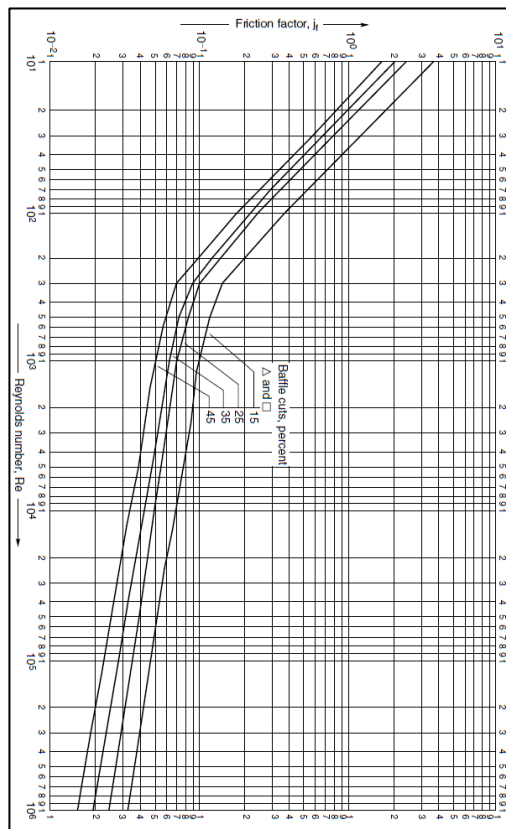
$$\Delta P_t = N_p \left[8j_f \left(\frac{L}{d_e}\right) + 2,5 \right] \frac{\rho u_t^2}{2} \quad (29)$$



Gambar 3. Friction factor sisi tube

Penurunan tekanan sisi shell

$$\Delta P_s = 8j_f \left(\frac{D_s}{d_e} \right) \left(\frac{L}{L_B} \right) \frac{\rho u_s^2}{2} \quad (30)$$



Gambar 4. Friction factor sisi shell

Data spesifikasi yang diperoleh untuk keperluan analisis *heat exchanger* sistem pendingin generator PLTA Jatiluhur.

Tabel 1. Spesifikasi *heat exchanger* sistem pendingin generator

Parameter	Sisi Tube	Sisi Shell
Kapasitas kalor	174,2 kW	
Fluida kerja	Air (<i>Water</i>)	Air (<i>Water</i>)
Laju aliran masa	10,414 kg/s	14,835 kg/s
Temperatur Masuk (T_1 t_1)	42° C	30° C
Temperatur Keluar (T_2 t_2)	38° C	32,8° C
Tekanan Kerja	15 bar	15 bar
Penurunan Tekanan	0,16 bar	0,09 bar
Material <i>tube</i> eksisting	Tembaga (<i>Pure Copper</i>)	
Material <i>tube</i> pengganti	<i>Stainless steel</i> (AISI 304)	
Diameter luar <i>tube</i> (d_o)	17 mm = 0,017 m	
Diameter dalam <i>tube</i> (d_i)	15 mm = 0,015 m	
Jumlah <i>tube</i> eksisting (N_t)	96	
Panjang <i>tube</i> (L)	2503 mm = 2,503 m	
Diameter <i>shell</i> (D_s)	300 mm = 0,3 m	
Jumlah <i>baffle</i>	8 x 2	
Jumlah lintasan (<i>passes</i>)	2	2
<i>Tube pitch</i> (p_t) / pola <i>tube</i>	22 mm = 0,022 m / <i>triangular</i>	

Tabel 2. Thermal properties fluida kerja dan material *tube*

Parameter	Deskripsi
Kerapatan fluida air (density, ρ)	995 kg/m ³
Panas spesifik air (<i>specific heat</i> , C_p)	4180 J/kg.°C
Viskositas absolut fluida dinamis air (μ)	0,000653 kg/m.s @ 40 °C 0,000798 kg/m.s @ 30 °C
Konduktifitas termal fluida air (k_f)	0,631 W/m.°C @ 40 °C 0,615 W/m.°C @ 30 °C
Konduktifitas termal material tembaga (k_w)	401 W/m.°C
Konduktifitas termal material <i>stainless steel</i> AISI 304 (k_w)	14,9 W/m.°C
Faktor pengotoran fluida air sungai (h_{od} / h_{id})	23256 W/m ² .°C

Hasil Dan Pembahasan

Setelah dilakukan perhitungan menggunakan persamaan yang ada maka didapatkanlah nilai dari parameter-parameter yang dibutuhkan sebagai berikut:

Tabel 3. Hasil perhitungan

Parameter	Sisi Tube	Sisi Shell
Laju perpindahan panas (Q)	174,2 kW	
Perbedaan temperatur rata-rata (ΔT_m)	8,25 °C	
Kecepatan fluida kerja (u_t u_s)	1,23 m/s	0,78 m/s
Bilangan <i>reynolds</i> (Re)	28113	13771
Bilangan <i>Prandtl</i> (Pr)	4,326	5,424
Bilangan <i>Nusselt</i> (Nu)	135,13	82,27
Penurunan tekanan (ΔP_t ΔP_s)	0,11 bar	0,34 bar
Koefisien perpindahan panas (h_i h_o)	5684,5 W /m ² . °C	3614 W /m ² . °C
Koefisien perpindahan panas keseluruhan yang dibutuhkan ($U_{required}$)	1645,76 W/m ² . °C	
Koefisien perpindahan panas keseluruhan aktual (U_{actual}) tube : tembaga	1752,97 W/m ² . °C	
Koefisien perpindahan panas keseluruhan aktual (U_{actual}) tube : <i>stainless steel</i>	1564,43 W/m ² . °C	
Faktor keamanan (<i>Over design</i>) tube : tembaga	1,07 = 107%	
Faktor keamanan (<i>Over design</i>) tube : <i>stainless steel</i>	0,95 = 95%	

Dari hasil perhitungan diatas bahwa *heat exchanger* sistem pendingin generator di PLTU Jatiluhur akan mengalami penurunan performa jika material *tube* nya diganti dari tembaga menjadi *stainless steel*, terlihat dari nilai U_{actual} lebih kecil dibandingkan dengan nilai $U_{required}$, untuk itu sesuai dengan alur yang sudah ditentukan jika nilai $U_{actual} < U_{required}$ maka perlu dilakukan perhitungan ulang sampai tercapai $U_{actual} \geq U_{required}$.

Dilihat dari persamaan 7 bahwa nilai $U_{required}$ dipengaruhi oleh tiga parameter yaitu laju perpindahan panas, perbedaan rata-rata temperatur dan luas area perpindahan panas. Kemudian jika dilihat dari persamaan 8 bahwa nilai U_{actual} ditentukan oleh empat parameter yaitu koefisien perpindahan panas di kedua sisi, diameter *tube*, konduktivitas termal material *tube*, dan faktor pengotoran dari jenis fluida yang bekerja.

Untuk mencapai $U_{actual} \geq U_{required}$ yang perlu dilakukan adalah menambah nilai dari U_{actual} dan atau mengurangi nilai $U_{required}$. Parameter penentu dari kedua persamaan nilai U diatas saling berhubungan satu sama lain kecuali dua parameter yaitu luas area untuk $U_{required}$ dan konduktivitas material *tube* untuk U_{actual} , sehingga untuk menambah nilai dari U_{actual} yaitu dengan cara meningkatkan nilai dari konduktivitas termal material *tube* dan hal ini tidak mungkin dilakukan karena material *tube* sudah ditentukan dari awal yaitu diubah menjadi *stainless steel*.

Salah satu yang paling mungkin dilakukan untuk mencapai $U_{actual} \geq U_{required}$ adalah dengan menambah nilai $U_{required}$ dengan cara menambah luas area perpindahan panas (A). Terdapat tiga cara untuk menambah luas area perpindahan panas pada *heat exchanger* tipe *shell and tube* yaitu:

1. Menambah jumlah *tube*.
2. Menambah panjang *tube*.
3. Menambah panjang dan jumlah *tube*.

Menambah panjang *tube* artinya mengubah konstruksi dari *heat exchanger* keseluruhan, hal ini sebisa mungkin untuk dihindari sehingga hal yang paling mungkin dilakukan adalah menambah jumlah *tube*.

Penambahan jumlah *tube* akan mengakibatkan beberapa permasalahan yang harus diperhatikan yaitu:

1. Kapasitas diameter *shell* terbatas, sehingga harus dilakukan perhitungan kapasitas maksimum jumlah *tube* terhadap diameter *shell* dengan catatan bahwa jarak antar *tube* tidak berubah.
2. Bertambahnya jumlah *tube* akan mempengaruhi terhadap beberapa parameter pada fluida di sisi *tube* yaitu kecepatan fluida, bilangan *reynolds*, bilangan *nusselt*, dan koefisien perpindahan panas, sehingga parameter-parameter tersebut harus dilakukan perhitungan ulang.

Jumlah *tube* maksimal dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$N_t = K_1 \left(\frac{D_b}{d_o} \right)^{n_1}$$

$$N_t = 0,249 \left(\frac{0,3 \text{ m}}{0,017 \text{ m}} \right)^{2,207}$$

$$N_t = 0,249 \cdot 564 = 140$$

Dari hasil perhitungan di atas bahwa jumlah *tube* maksimum sesuai dengan kapasitas diameter *shell* adalah sebanyak 140 *tube*.

Setelah jumlah *tube* maksimum diketahui, selanjutnya adalah melakukan beberapa percobaan perhitungan ulang berdasarkan jumlah *tube* yang diasumsikan, jumlah *tube* tersebut harus lebih dari jumlah *tube* eksisting, jumlah *tube* yang diasumsikan untuk melakukan percobaan perhitungan ulang adalah 100, 104, 108, dan 112. Untuk mempermudah perhitungan maka digunakan aplikasi *spread sheet* pada Microsoft excel dengan hasil yang disajikan pada tabel berikut

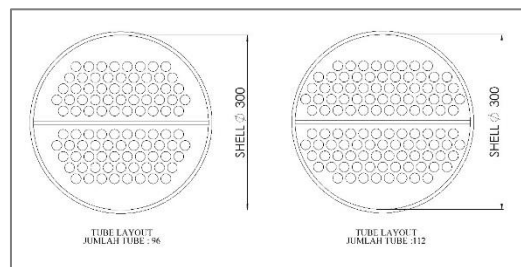
Tabel 4. Beberapa percobaan perhitungan berdasarkan jumlah *tube* dengan material *stainless steel*

Parameter	Jumlah Tube	
	100 buah	104 buah
Luas area perpindahan panas (A)	13,37 m ²	13,90 m ²
Kecepatan fluida kerja di sisi <i>tube</i> (u_t)	1,18 m/s	1,14 m/s
Bilangan <i>reynolds</i> di sisi <i>tube</i> (Re)	27074,05	26032,74
Bilangan <i>Nusselt</i> di sisi <i>tube</i> (Nu)	131,12	127,07
Koefisien perpindahan panas sisi <i>tube</i> (h_i)	5515,79 W /m ² .°C	5345,42 W /m ² .°C
Koefisien perpindahan panas keseluruhan yang dibutuhkan ($U_{required}$)	1579,55 W/m ² .°C	1518,80 W/m ² .°C
Koefisien perpindahan panas keseluruhan aktual (U_{actual})	1542,65 W/m ² .°C	1527,22 W/m ² .°C
Faktor keamanan (<i>Over design</i>)	0,98 98%	1,01 101%

Parameter	Jumlah Tube	
	108 buah	112 buah
Luas area perpindahan panas (A)	14,44 m ²	14,97 m ²
Kecepatan fluida kerja di sisi tube (u_t)	1,10 m/s	1,06 m/s
Bilangan <i>reynolds</i> di sisi tube (Re)	25068,57	24173,26
Bilangan <i>Nusselt</i> di sisi tube (Nu)	123,29	119,76
Koefisien perpindahan panas sisi tube (h_i)	5186,44 W /m ² .°C	5037,72 W /m ² .°C
Koefisien perpindahan panas keseluruhan yang dibutuhkan ($U_{required}$)	1462,55 W /m ² .°C	1410,32 W /m ² .°C
Koefisien perpindahan panas keseluruhan aktual (U_{actual})	1512,21 W /m ² .°C	1497,60 W /m ² .°C
Faktor keamanan (<i>Over design</i>)	1,03 = 103%	1,06 = 106%

Dari hasil percobaan perhitungan di atas bahwa untuk mencapai $U_{actual} \geq U_{required}$ dan faktor keamanan yang sama dengan eksisting yaitu jumlah tube yang diperlukan adalah 112 tube, jumlah ini 14 buah lebih banyak dibandingkan dengan jumlah tube eksisting yaitu 96 buah.

Perbandingan antara jumlah tube eksisting dan setelah dilakukan penggantian material tube dari tembaga menjadi *stainless steel* dapat dilihat pada gambar berikut



Gambar 5. Gambar perbandingan tube layout

Kesimpulan

Hasil analisis yang dilakukan terhadap perubahan material tube dari tembaga menjadi *stainless steel* pada *heat exchanger* sistem pendingin generator di PLTA Jatiluhur berdasarkan perhitungan dengan menggunakan teori perpindahan panas dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Jika nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan aktual lebih besar atau sama dengan dari nilai kebutuhannya ($U_{actual} \geq U_{required}$) maka *heat exchanger* tersebut dikatakan berhasil atau optimum namun jika sebaliknya maka perlu dilakukan analisis dan perhitungan ulang.
2. Performa *heat exchanger* untuk sistem pendingin di PLTA Jatiluhur mengalami penurunan sebesar 12% akibat perubahan material tube dari tembaga menjadi *stainless steel* yaitu faktor keamanan untuk tube tembaga sebesar 107% sedangkan tube *stainless steel* sebesar 95% dengan selisih nilai U sebesar 188,54 W/m².°C.
3. Solusi untuk mengatasi penurunan performa *heat exchanger* untuk sistem pendingin di PLTA Jatiluhur akibat perubahan material tube dari tembaga menjadi *stainless steel* adalah dengan menambah jumlah tube pada *heat exchanger* dengan tube *stainless steel* menjadi 112 tube, jumlah ini 14 buah lebih banyak dibandingkan dengan jumlah tube eksisting yaitu 96 buah, sehingga dengan penambahan jumlah tube ini koefisien perpindahan panas keseluruhan aktual akan lebih besar dari kebutuhannya yaitu:

$$U_{actual} \geq U_{required} =$$

$$1497,60 \geq 1410,32 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{°C)} \text{ dengan faktor keamanan (over design) sebesar 1,06 atau 106\%}$$

Daftar Pustaka

1. Bergman, Theodore L, Frank P Incropera, David P DeWitt, and Adrienne S Lavine. 2011. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons.
2. Boles, M, and Y Cengel. 2014. "An Engineering Approach." *New York: McGraw-Hill Education*.
3. Byrne, R, C. 2007. *Standards Of The Tubular Exchanger Manufacturers Association*. 9th ed. New York: TEMA, Inc.
4. Cappenberg, Audri Deacy. 2017. "Analisa Kinerja Alat Penukar Kalor Jenis Pipa Ganda." *Jurnal Kajian Teknik Mesin* 1(2): 69.
5. Firman, La Ode M, Yogi Sirodz Gaos, and Pedro Da Silva. 2016. "Optimasi Kondensor Untuk Pembangkit Listrik Tenaga Orc." *Jurnal Ilmiah TEKNOBIZ Vol. 6 No.1* 6(1): 8–12.
6. Gaos, Yogi. 2018. "Optimasi Desain Alat Penukar Kalor Gas Buang Untuk Pemanas Air Degreaser." *Teknobiz: Jurnal Ilmiah Program Studi Magister Teknik Mesin* 8(3): 94–100.
7. Kurniawan, Arif. "STUDI NUMERIK 2-D PENGARUH PRANDTL NUMBER DAN SUB-CRITICAL REYNOLDS NUMBER TERHADAP KARAKTERISTIK ALIRAN DAN PERPINDAHAN PANAS PADA SINGLE CIRCULAR CYLINDER." *KATA PENGANTAR*: 81.
8. Rott, Nikolaus. 1990. "Note on the History of the Reynolds Number." *Annual review of fluid mechanics* 22(1): 1–12.
9. Shah, Ramesh K, and Dusan P Sekulic. 2003. *Fundamentals of Heat exchanger Design*. John Wiley & Sons.
10. Sinnott, Ray. 2014. *6 Chemical Engineering Design*. Elsevier.
11. White, Frank M, and Joseph Majdalani. 2006. *3 Viscous Fluid Flow*. McGraw-Hill New York. (Bergman et al. 2011; Boles and Cengel 2014; Byrne, R 2007; Cappenberg 2017; Firman, Gaos, and Silva 2016; Gaos 2018; Kurniawan n.d.; Rott 1990; Shah and Sekulic 2003; Sinnott 2014; White and Majdalani 2006)