

## EFEK KOEFISIEN PERPINDAHAN PANAS KESELURUHAN TERHADAP EFEKTIVITAS SISTEM PENDINGIN BANTALAN GENERATOR

Sri Wuryanti dan Mega Ary Sylvia  
Jurusan Teknik Konversi Energi-Polteknik Negeri Bandung  
Email: [sriwuryanti.lamda@gmail.com](mailto:sriwuryanti.lamda@gmail.com)

### Abstrak

Pada penelitian ini digunakan sistem pendingin jenis heat exchanger (HE) yang berfungsi untuk menurunkan temperatur minyak pelumas, yang digunakan untuk mendinginkan bagian bantalan turbin dan governor. Minyak pelumas yang mengalir melalui selongsong didinginkan oleh air yang mengalir melalui pipa, selanjutnya minyak pelumas tersebut digunakan untuk mendinginkan bearing (bantalan) dan governor. Untuk mendapatkan sistem pendinginan yang optimal, maka perlu dilakukan analisa unjuk kerja dari sistem heat exchanger tersebut yang dalam hal ini adalah nilai efektivitasnya, sehingga dapat diketahui kondisi kelayakan dari sistem heat exchanger tersebut. Salah satu faktor yang mempengaruhi harga efektivitas adalah koefisien perpindahan panas keseluruhan (U). Dari hasil penelitian diperoleh bahwa koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) tertinggi heat exchanger adalah  $11,318 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  dan terendah  $10,939 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ , sehingga efektivitas ( $\epsilon$ ) tertinggi adalah 0,475 dan terendah 0,452. Bila dibandingkan dengan nilai efektivitas standar yaitu 0,5, maka sistem pendinginan tersebut masih mendekati nilai standar sehingga masih layak untuk digunakan.

Kata kunci: heat exchanger, sistem pendingin, minyak pelumas, bantalan turbin.

### PENDAHULUAN

Pada sistem pendinginan bantalan generator dengan menggunakan heat exchanger (HE) yang sudah digunakan dalam waktu cukup lama akan mengalami penurunan kinerja yang dalam hal ini adalah penurunan efektivitas sehingga akan berdampak terhadap kemampuan generator tersebut. Salah satu penyebab terjadinya penurunan efektivitas pada sistem pendinginan adalah adanya pengotor yang berasal dari fluida atau cairan yang dapat menghambat terjadinya perpindahan panas, ataupun mungkin sudah terjadi kerusakan pada alat HE tersebut. Oleh karena itu pada periode waktu tertentu peralatan sistem pendingin tersebut harus selalu dicek dan dibersihkan agar sistem pendinginan dari generator tersebut cukup optimal sehingga generator akan mampu menghasilkan daya yang optimal walaupun dibebani cukup besar.

Oleh sebab itu perlu dilakukan analisa kinerja atau efektivitas dari peralatan HE tersebut, apakah terjadinya penurunan efektivitas masih layak atau apakah perlu dilakukan perbaikan bahkan mungkin perlu dilakukan penggantian

alat. Hal ini dilakukan karena bantalan (bearing) dan governor akan mempengaruhi kinerja generator. Salah satu faktor yang mempengaruhi harga efektivitas adalah koefisien perpindahan panas keseluruhan (U).

### PERPINDAHAN PANAS

Alat penukar panas yang digunakan berjenis shell and tube (selongsong dan pipa), dengan dua lintas selongsong dan lebih dari empat lintas pipa. Minyak pelumas dialirkan pada bagian selongsong (pipa luar), sedangkan air pada bagian pipa sebelah dalam. Untuk menghitung harga koefisien perpindahan panas (h) pada bagian pipa luar diberi subscript "o" dan pada bagian dalam "i". Jadi koefisien perpindahan panas untuk air yang melalui pipa dalam adalah  $h_i$  dan untuk minyak pelumas  $h_o$ . Sebelum menghitung  $h_i$  dan  $h_o$  terlebih dahulu menghitung bilangan Reynolds untuk menentukan apakah aliran termasuk laminar, transisi atau turbulen. Persamaan untuk menghitung bilangan Reynolds untuk fluida air adalah sebagai berikut:

$$N_{Re} = \frac{\rho x v x d_i}{\mu} \quad (1)$$

dimana,

- $N_{Re}$  = bilangan Reynolds, tanpa dimensi
- $\rho$  = densitas,  $kg/m^3$
- $v$  = kecepatan, m/s
- $Q$  =  $Q/A = Q/(\frac{1}{4} \pi d_i^2)$ , dengan  $Q$  adalah laju alir volume air
- $\mu$  = viskositas,  $kg/m.s$
- $d_i$  = diameter-pipa, 0,01587 m (dari data teknis)

$\rho, \mu$  diperoleh dari tabel sifat-sifat termodinamik air pada  $T_{film} = T_{rata-rata}$

Persamaan untuk menghitung bilangan Reynolds untuk fluida pelumas adalah sebagai berikut:

$$N_{Re} = \frac{\rho v d_o}{\mu} \quad (2)$$

dimana,

- $N_{Re}$  = bilangan Reynolds, tanpa dimensi
- $\rho$  = densitas,  $kg/m^3$
- $v$  = kecepatan, m/s
- $Q$  =  $Q/A = Q/(\frac{1}{4} \pi d_o^2)$ , dengan  $Q$  adalah laju alir volume minyak pelumas
- $\mu$  = viskositas,  $kg/m.s$
- $d_o$  = diameter pipa, 0,75 m (dari data teknis)

$\rho, \mu$  diperoleh dari tabel sifat-sifat termodinamik minyak pelumas pada  $T_{film} = T_{rata-rata}$

Persamaan koefisien perpindahan panas untuk air melalui pipa bagian dalam dengan aliran turbulen adalah sebagai berikut:

$$N_{Nu} = 0,023 N_{Re}^{0,8} N_{Pr}^{0,4} \quad (3)$$

dimana,

- $N_{Nu}$  = bilangan Nusselt, tanpa dimensi =  $(hxd)/k$
- $N_{Pr}$  = bilangan Prandtl, tanpa dimensi =  $(C_p \times \mu)/k$
- $C_p$  = kapasitas panas,  $kJ/kg \text{ } ^\circ C$

$C_p$  didapat dari tabel pada  $T_{film} = T_{rata-rata}$ . Setelah diperoleh harga  $N_{Nu}$  dapat dihitung  $h_i$  karena  $N_{Nu} = \frac{h_i x d_i}{k}$ ,  $k$  konduktivitas panas air pada  $T_{film} = T_{rata-rata}$

Persamaan koefisien perpindahan panas untuk minyak pelumas melalui selongsong dengan aliran laminar adalah sebagai berikut:

$$N_{Nu} = 3,66 + \frac{0,0668 \left(\frac{d_o}{L}\right) N_{Re} N_{Pr}}{1 + 0,04 \left[\left(\frac{d_o}{L}\right) N_{Re} N_{Pr}\right]^{2/3}} \quad (4)$$

dimana,

- $L$  = panjang selongsong = 2,9215 m (dari data teknis)

Setelah diperoleh harga  $N_{Nu}$  dapat dihitung  $h_o$  karena  $N_{Nu} = \frac{h_o x d_o}{k}$

Dari  $h_i$  dan  $h_o$ , selanjutnya dihitung koefisien perpindahan panas keseluruhan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o \ln \frac{r_o}{r_i}}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o}}$$

(5)  
dimana,

- $U_o$  = koefisien perpindahan panas keseluruhan,  $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
- $A_o$  = luas perpindahan panas pipa dalam, m =  $\pi \times d_o \times L$
- $A_i$  = luas perpindahan panas pipa luar, m =  $\pi \times d_i \times L$  dengan  $L = 1,614$  m (dari data teknis)
- $r_o$  =  $\frac{1}{2} d_o$
- $r_i$  =  $\frac{1}{2} d_i$
- $k$  = konduktivitas panas Cu-Ni = 40  $W/m \text{ } ^\circ C$

Untuk menentukan unjuk kerja atau efektivitas HE, dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\epsilon = 2 \left\{ 1 + C + \frac{(1 + C^2)^{1/2} \exp[-N(1 + C^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-N(1 + C^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$$

(6)  
dimana,

- $C = \frac{C_{min}}{C_{maks}}$ , dengan  $C_{min} = m \times C_p$  dan  $C_{maks} = m \times C_p$
- $N = \frac{U \times A}{C_{min}}$

$C_{min}$  bisa fluida air atau minyak pelumas dengan cara menghitung  $C_c = m_c \times C_{p\text{air}}$  (untuk air) dan  $C_h = m_h \times C_{p\text{minyak}}$  (untuk minyak) kemudian dibandingkan mana yang lebih kecil. Begitu juga untuk  $C_{maks}$ .

Perhitungan untuk  $m_c$  dan  $m_h$  menggunakan persamaan:

$$m_c = [(Q_{air} \times 10^{-3})/60] \times \rho_{air}$$

$$m_h = [(Q_{minyak} \times 10^{-3})/60] \times \rho_{minyak}$$

## METODOLOGI

Pada pelaksanaan penelitian dilakukan tahap-tahap sebagai berikut:

- Menentukan temperatur air yang masuk dan yang keluar HE;
- Menentukan temperatur minyak pelumas yang masuk dan keluar HE;
- Menentukan laju alir volume air dan minyak pelumas;
- Menentukan sifat-sifat termodinamik air dan pelumas pada temperatur rata-rata;
- Melakukan tahap perhitungan dengan menggunakan persamaan (1) sampai (6);
- Menganalisa hasil perhitungan.

dan 6. Dari data-data sifat termodinamik akan dilakukan perhitungan menggunakan persamaan-persamaan (1) sampai (6) yang hasil perhitungannya ditunjukkan pada Tabel 7, Tabel 8 dan Tabel 9. Sedangkan untuk menghitung kecepatan digunakan persamaan berikut:

a. untuk air:

$$Q / \left( \frac{1}{4} \times \pi \times d_i^2 \times 300 \right) =$$

$$\frac{1900 \times 10^{-3} m^3}{60 s \times \frac{1}{4} \times 3,14 \times 0,01587^2 m^2 \times 300} = 0,534 \text{ m/s}$$

b. untuk minyak pelumas:

$$Q / \left( \frac{1}{4} \times \pi \times d_o^2 \right) = \frac{3200 \times 10^{-3} m^3}{60 s \times \frac{1}{4} \times 3,14 \times 0,75^2 m^2} = 0,121 \text{ m/s}$$

### HASIL DAN PEMBAHASAN

Proses percobaan dilakukan sebanyak 3 kali dan data pengamatan diambil pada kondisi *steady* setiap dua jam.

Data-data pengamatan ditunjukkan pada Tabel 1, 2 dan 3. Data-data sifat termodinamik air dan minyak pelumas berdasarkan kondisi pada ketiga percobaan ditunjukkan pada Tabel 4, 5

Tabel 1 Data pengamatan pertama

No. Waktu	Temperatur air		T <sub>rata-rata</sub> (°C)	Q <sub>air</sub> (L/mnt)	Temperatur pelumas		T <sub>rata-rata</sub> (°C)	Q <sub>minyak pelumas</sub> (L/mnt)
	T <sub>in</sub> (°C)	T <sub>out</sub> (°C)			T <sub>in</sub> (°C)	T <sub>out</sub> (°C)		
1 8:00	24,9	27,8	26,35	1900	35,3	31,3	33,30	3200
2 10:00	24,6	25,5	25,05	1900	35,0	31,1	33,05	3200
3 12:00	24,9	28,0	26,45	1900	35,4	31,5	33,45	3200
4 14:00	25,2	28,3	26,75	1900	35,4	31,7	33,55	3200
5 16:00	25,5	28,7	27,10	1900	36,0	32,2	34,10	3200

Tabel 2 Data pengamatan kedua

No. Waktu	Temperatur air		T <sub>rata-rata</sub> (°C)	Q <sub>air</sub> (L/mnt)	Temperatur pelumas		T <sub>rata-rata</sub> (°C)	Q <sub>minyak pelumas</sub> (L/mnt)
	T <sub>in</sub> (°C)	T <sub>out</sub> (°C)			T <sub>in</sub> (°C)	T <sub>out</sub> (°C)		
1 8:00	25,6	28,3	26,95	1900	36,7	32,4	34,55	3200
2 10:00	25,0	28,7	26,85	1900	36,5	32,0	34,25	3200
3 12:00	25,1	28,0	26,55	1900	37,0	32,3	34,65	3200
4 14:00	24,9	28,4	26,65	1900	37,0	32,0	34,50	3200
5 16:00	25,2	28,9	27,05	1900	36,1	32,1	34,10	3200

Tabel 3 Data pengamatan ketiga

No. Waktu	Temperatur air		T <sub>rata-rata</sub> (°C)	Q <sub>air</sub> (L/mnt)	Temperatur pelumas		T <sub>rata-rata</sub> (°C)	Q <sub>minyak pelumas</sub> (L/mnt)
	T <sub>in</sub> (°C)	T <sub>out</sub> (°C)			T <sub>in</sub> (°C)	T <sub>out</sub> (°C)		
1 8:00	25,4	28,4	26,90	1900	35,4	31,1	33,25	3200
2 10:00	25,5	28,9	27,20	1900	35,1	31,0	33,05	3200
3 12:00	25,3	28,5	26,90	1900	34,8	31,5	33,15	3200
4 14:00	24,9	28,3	26,60	1900	34,3	31,7	33,00	3200
5 16:00	24,6	28,0	26,30	1900	34,4	32,1	33,25	3200

Tabel 4 Sifat-sifat termodinamik air dan minyak pelumas pada  $T_{rata-rata}$  pengamatan pertama

No.	Air					Minyak Pelumas				
	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (kJ/kg°C)	$\mu \times 10^{-4}$ (kg/m.s)	k (W/m°C)	Pr	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (kJ/kg°C)	$\mu$ (kg/m.s)	k (W/m°C)	Pr
1	995,89	4,179	8,669	0,613	5,904	880,13	1,936	0,5299	0,144	5486,7
2	996,27	4,179	8,949	0,611	6,121	880,28	1,935	0,5477	0,144	5336,1
3	995,86	4,179	8,647	0,613	5,887	880,04	1,936	0,5195	0,144	5298,4
4	995,79	4,179	8,586	0,614	5,839	879,98	1,937	0,5127	0,144	5298,4
5	995,73	4,179	8,526	0,615	5,793	879,64	1,939	0,4770	0,144	5091,4

Tabel 5 Sifat-sifat termodinamik air dan minyak pelumas pada  $T_{rata-rata}$  pengamatan kedua

No.	Air					Minyak Pelumas				
	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (kJ/kg°C)	$\mu \times 10^{-4}$ (kg/m.s)	k (W/m°C)	Pr	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (kJ/kg°C)	$\mu$ (kg/m.s)	k (W/m°C)	Pr
1	995,75	4,179	8,552	0,614	5,813	879,37	1,941	0,4498	0,144	4921,9
2	995,77	4,179	8,569	0,614	5,826	879,55	1,939	0,4941	0,144	5034,9
3	995,83	4,179	8,626	0,618	5,871	879,31	1,942	0,4723	0,144	4884,3
4	995,81	4,179	8,604	0,614	5,853	879,39	1,941	0,4821	0,144	4940,8
5	995,74	4,179	8,535	0,615	5,800	879,64	1,939	0,4770	0,144	5091,4

Tabel 6 Sifat-sifat termodinamik air dan minyak pelumas pada  $T_{rata-rata}$  pengamatan ketiga

No.	Air					Minyak Pelumas				
	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (kJ/kg°C)	$\mu \times 10^{-4}$ (kg/m.s)	k (W/m°C)	Pr	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (kJ/kg°C)	$\mu$ (kg/m.s)	k (W/m°C)	Pr
1	995,76	4,179	8,561	0,615	5,819	880,16	1,936	0,5334	0,144	5486,7
2	995,71	4,179	8,509	0,615	5,780	880,28	1,935	0,5477	0,144	5336,1
3	995,76	4,179	8,561	0,614	5,819	880,22	1,935	0,5405	0,144	5298,4
4	995,82	4,179	8,615	0,614	5,862	880,31	1,935	0,5514	0,144	5298,4
5	995,91	4,179	8,679	0,613	5,912	880,16	1,937	0,5334	0,144	5091,4

Tabel 7 Hasil perhitungan pengamatan pertama

No	$N_{Rei}$	$h_i$ (W/m <sup>2</sup> °C)	$N_{Reo}$	$h_o$ (W/m <sup>2</sup> °C)	$U_o$ (W/m <sup>2</sup> °C)	$m_c$ (kg/s)	$C_c$ (kW)	$m_h$ (kg/s)	$C_h$ (kW)	C	N	$\epsilon$
1	9733,6	2803,3	150,46	19,66	11,257	31,54	131,8	46,65	90,3	0,685	0,858	0,474
2	9432,0	2764,4	145,59	19,27	11,125	31,55	131,8	46,66	90,3	0,685	0,848	0,471
3	9757,6	2820,3	133,93	18,71	10,939	31,55	131,8	46,64	90,3	0,685	0,837	0,467
4	9826,4	2936,2	155,48	19,63	11,257	31,53	131,8	46,64	90,3	0,685	0,857	0,473
5	9894,9	2828,2	167,05	19,84	11,318	31,53	131,7	46,62	90,4	0,686	0,861	0,474

Tabel 8 Hasil perhitungan pengamatan kedua

No	$N_{Rei}$	$h_i$ (W/m <sup>2</sup> °C)	$N_{Reo}$	$h_o$ (W/m <sup>2</sup> °C)	$U_o$ (W/m <sup>2</sup> °C)	$m_c$ (kg/s)	$C_c$ (kW)	$m_h$ (kg/s)	$C_h$ (kW)	C	N	$\epsilon$
1	9865,4	2820,8	177,09	19,99	11,366	31,53	131,8	46,61	90,47	0,686	0,864	0,475
2	9845,9	2818,8	161,25	19,68	11,179	31,53	131,7	46,62	90,43	0,686	0,849	0,464
3	9781,8	2931,7	168,65	19,63	11,257	31,53	131,8	46,60	90,48	0,687	0,856	0,473
4	9806,0	2814,9	165,23	19,56	11,225	31,53	131,8	46,61	90,46	0,686	0,854	0,472
5	9885,1	2815,8	167,05	19,84	11,317	31,53	131,8	46,62	90,41	0,686	0,865	0,475

Tabel 9 Hasil perhitungan pengamatan ketiga

No	$N_{Rei}$	$h_i$ ( $W/m^2C$ )	$N_{Reo}$	$h_o$ ( $W/m^2C$ )	$U_o$ ( $W/m^2C$ )	$m_c$ (kg/s)	$C_c$ (kW)	$m_h$ (kg/s)	$C_h$ (kW)	C	N	$\epsilon$
1	9855,6	2819,7	148,47	19,57	11,229	31,53	131,8	46,65	90,29	0,685	0,856	0,454
2	9914,6	2830,1	145,53	19,27	11,131	31,53	131,8	46,65	90,27	0,685	0,848	0,452
3	9855,6	2939,1	147,52	19,31	11,152	31,53	131,8	46,65	90,28	0,685	0,849	0,471
4	9793,9	2813,9	144,62	19,18	11,099	31,53	131,8	46,66	90,26	0,685	0,846	0,470
5	9721,7	2802,5	149,47	19,14	11,085	31,54	131,8	46,65	90,29	0,685	0,845	0,470

Dari tabel hasil perhitungan (Tabel 7,8 dan 9) terlihat bahwa harga koefisien perpindahan panas keseluruhan yang semakin besar akan memberikan efek nilai efektivitas sistem pendingin *heat exchanger* (HE) yang makin besar pula, demikian pula sebaliknya. Hal ini terlihat pada data dengan  $U_o$  tertinggi (11,366  $W/m^2C$ ) memberikan nilai efektivitas tertinggi (0,475), sedangkan pada  $U_o$  terendah (10,939  $W/m^2C$ ) memberikan nilai efektivitas yang rendah (0,467). Akan tetapi koefisien perpindahan panas ini hanyalah merupakan salah satu faktor yang mempengaruhi nilai efektivitas, karena masih ada faktor-faktor lain yaitu harga perbedaan temperatur masuk dan keluar yang akan mempengaruhi harga kapasitas panas, juga dapat mempengaruhi harga  $C_c$  dan  $C_h$ . Dari harga  $C_c$  dan  $C_h$  akan mempengaruhi harga C, hal ini terlihat pada persamaan efektivitas yang dipengaruhi oleh harga N dan C. Sehingga hubungan data  $U_o$  dan efektivitas pada tabel-tabel di atas kadang terjadi penyimpangan.

Bila dibandingkan dengan nilai efektivitas standar yaitu 0,5, maka nilai efektivitas *heat exchanger* pada penelitian ini (berkisar antara 0,452 sampai 0,476) masih mendekati angka standar; dengan demikian alat *heat exchanger* tersebut masih layak untuk digunakan.

**KESIMPULAN**

Harga koefisien perpindahan panas keseluruhan yang semakin besar akan memberikan efek nilai efektivitas sistem pendingin *heat exchanger* (HE) yang makin besar pula, demikian pula sebaliknya.

Bila dibandingkan dengan nilai efektivitas standar yaitu 0,5, maka nilai efektivitas system pendingin *heat exchanger* pada penelitian ini

masih mendekati standar, sehingga alat tersebut masih layak untuk digunakan.

**DAFTAR PUSTAKA**

[http://www.cooper.org/applications/cuni/app\\_des.html](http://www.cooper.org/applications/cuni/app_des.html): Konduktivitas Thermal Bahan Coil (Cu-Ni), 2008  
<http://www.enerfin-inc.com.>: Oil Cooler, 2008  
[http://www.nsrp.org/documents/flux\\_cored\\_electrode.pdf](http://www.nsrp.org/documents/flux_cored_electrode.pdf).: Physical and Mechanical Properties of Wrought Cu-Ni, 2008  
<http://www.taftan.com/thermodynamics>: Heat Exchanger Shell and Tube, 2008  
 Rolle, Kurt C., "Heat and Mass Transfer", New Jersey: Prentice-Hall. Inc., 2000  
 \_\_\_\_\_, "Trust Lubricants Handbook", Jakarta: PT Indoteras Nusantara, 2002