

ANALISIS KINERJA ALAT PENUKAR KALOR TIPE *SHELL AND TUBE* ARAH ALIRAN *CROSS FLOW* UNTUK PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA *ORGANIC RANKINE CYCLE* KAPASITAS 500 KW

Acep Jamaludin¹, Yogi Sirodz Gaos², Aisyah Iadha Nuraini³
^{1,2,3}Fakultas Teknik dan Sains, Universitas Ibn Khaldun Bogor
e-mail: acepjamaludin93@gmail.com

ABSTRAK

Sumber energi panas bumi di Indonesia dapat dimanfaatkan untuk pembangkit listrik. Oleh karena itu dibuatlah siklus *Organic Rankine Cycle* (ORC) pada alat penukar kalor tipe *shell and tube* dengan aliran *crossflow*. Pada proses penukaran kalor akan dipelajari koefisien perpindahan panas menyeluruh, beda suhu rata-rata, dan NTU-Efektifitas dengan menggunakan metode LMTD (*Logarithmic Mean Temperature Difference*) dan NTU (*Number of heat Transfer Unit*). Dari hasil analisis, perpindahan panas yang dihasilkan sebesar 335,22 kJ/s pada ΔT_h 2 °C, LMTD 9,64 °C, koefisien perpindahan panas 50,25 kW/m² °C, dan NTU-efektivitas 2,8 dan 0,83. Dapat disimpulkan semakin besar perbedaan suhu masuk dan keluar maka semakin besar juga perpindahan panas. LMTD dipengaruhi besar kecilnya faktor koreksi dan suhu masuk atau keluar pada *shell and tube*, oleh karena itu semakin besar LMTD yang dihasilkan. Untuk NTU-efektivitas, semakin kecil perbedaan antara q_{aktual} dan q_{maks} , semakin besar nilai efektivitas yang dihasilkan. Hal ini berbeda dengan NTU yang mana semakin besar perbedaan antara efektivitas dan kapasitas (C) atau $mc.C_{pc} / mh.C_{ph}$ maka semakin besar juga nilai NTU yang dihasilkan.

Kata kunci : alat penukar kalor; LMTD, NTU; organic rankine cycle

ABSTRACT

Geothermal energy sources in Indonesia can be used for electricity generation. Therefore, the Organic Rankine Cycle (ORC) was made in the shell and tube type heat exchanger in the direction of crossflow. In the heat exchange process, the overall heat transfer coefficient, average temperature difference, and NTU-Effectiveness will be studied using the LMTD (Logarithmic Mean Temperature Difference) and NTU methods. Based on the results of calculations and analysis, the heat transfer has amounted to 335.22 kJ / s at ΔT_h 2 °C, LMTD 9.64 °C, the heat transfer coefficient is 50.25 kW / m² °C, and NTU-effectiveness are 2.8 and 0.83. As the results, it can be concluded that the greater difference in temperature in and out will impact the greater the heat transfer. LMTD is influenced by the size of the correction factor and temperature in or out of the shell and tube, therefore the greater the LMTD produced. For NTU-effectiveness, the smaller the difference between q_{actual} and q_{max} , the greater the effectiveness value produced. This is different from NTU where the greater the difference between effectiveness and capacity (C) or $mc.C_{pc} / mh.C_{ph}$, the greater of the NTU value generated.

Keywords : Heat exchanger; LMTD; NTU; organic rankine cycle

1. PENDAHULUAN

Kebutuhan akan energi listrik dari tahun ke tahun semakin meningkat. Salah satu sumber energi yang potensial yaitu energi panas bumi. Sumber energi panas bumi di Indonesia dapat dimanfaatkan untuk pembangkit listrik tenaga uap (PLTU). PLTU sering menggunakan alat penukar kalor tipe *shell and tube* dengan sistem *Organic Rankine Cycle* (ORC). Tipe pipa dan kelongsong (*shell and tube*) merupakan alat penukar kalor tipe kontak tidak langsung dan

paling sering digunakan untuk dunia industri (Arnaw, R. F., & Dwiyanoro, B. A., 2014)

Saat ini banyak penelitian yang menganalisis optimasi dari sistem ORC khususnya analisis kinerja alat penukar kalor tipe *shell and tube*.

Penelitian yang dilakukan oleh Syah (2013) terkait dengan kinerja penukar panas tipe *shell and tube* yang melakukan pengontrolan pada suhu outlet menggunakan parameter adalah konsumsi kerosen, suhu keluaran, koefisien perpindahan panas keseluruhan, laju perpindahan panas, NTU, dan efektivitas. Kemudian penelitian yang dilakukan oleh

Akbar et al (2015) terkait tentang desain kondensor alat penukar kalor jenis *shell and tube* untuk sistem ORC yang bertujuan menentukan jenis fluida yang terbaik. Penelitian lainnya yaitu oleh Setiadanu (2017) terkait tentang analisis kerja dari alat penukar kalor tipe *shell and tube* dari sistem ORC untuk memprediksi pengaruh penurunan karakteristik sumber panas terhadap kemampuan alat penukar kalor. Parameter yang digunakan yaitu tekanan, temperatur, dan laju alir (Setiadanu, 2017). Yohanes, et al (2015) yang melakukan lebih terperinci terkait kinerja alat penukar kalor pada sistem penggerak *induced draft fan*. Parameter yang digunakan yaitu laju perpindahan kalor, beda suhu rata-rata sebenarnya ($\Delta TLMTD$), koefisien perpindahan kalor menyeluruh, faktor pengotoran dan metode NTU efektivitas dari alat penukar kalor (Yohanes, et al, 2015).

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan tentang alat penukar kalor tipe *shell and tube*, belum ada yang melakukan penelitian alat penukar kalor tipe *shell and tube* dengan aliran silang. Penggunaan metode perhitungan LMTD dan NTU menjadi pilihan dalam menganalisis kinerja penukaran kalor. LMTD adalah metode terkenal dan sederhana yang mampu mengevaluasi kinerja termal penukar panas yang cukup akurat (Cui, et al, 2014).

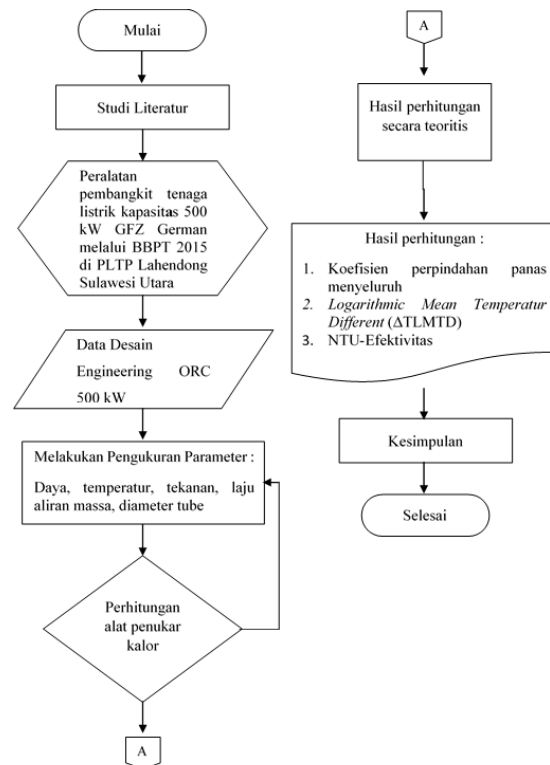
Tujuan penelitian ini yaitu menganalisis kinerja pada alat penukar kalor dengan aliran silang sehingga bisa diketahui nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh, nilai perbedaan suhu rata-rata dengan metode LMTD, dan nilai NTU-efektivitas pada alat penukar kalor tipe *shell and tube*.

2. METODE PENELITIAN

Penelitian ini mengkaji kinerja alat penukar kalor dengan menggunakan parameter koefisien perpindahan panas menyeluruh, beda suhu rata-rata, NTU-Efektivitas dengan menggunakan metode LMTD dan NTU. Setelah memperoleh persamaan-persamaan untuk analisis alat penukar kalor, khususnya koefisien perpindahan panas menyeluruh, LMTD, dan NTU-efektivitas. Kemudian melakukan perhitungan menggunakan rumus yang sudah ditentukan.

Tahapan-tahapan yang dilakukan dalam penelitian dapat dilihat pada Gambar 1. Peralatan yang digunakan yaitu pembangkit tenaga listrik kapasitas 500 kW GFZ German melalui BBPT di PLTP Lahendong Sulawesi Utara.

Selanjutnya akan didapatkan data desain *engineering ORC 500kw* dan dilakukan pengukuran parameter (daya, temperature, tekanan, laju aliran massa, dan diameter *tube*).



Gambar 1. Diagram alir penelitian

2.1 Pengolahan Data

Tahap awal yang dilakukan adalah mengumpulkan data-data yang telah didapat dan dirata-rata. Data tersebut diantaranya:

Tabel 1. Data Penelitian

	Brine Water	Hot Water	Tube
Th _{in}	153	Tc _{in} 124	Di 0,019
Th _{out}	138	Tc _{out} 143	Do 0,022
mh	38,85	Cph 4,17	L 6,098
Cph	4,31		

2.1.1 Perpindahan Kalor

Besarnya perpindahan kalor dari fluida panas ke fluida dingin dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$q_h = q_c = q \tag{1}$$

$$q_h = \dot{m}_h \cdot c_{ph} \cdot \Delta T_h \tag{2}$$

Untuk mengetahui besarnya laju aliran massa fluida dingin sebagai berikut :

$$q_h = \dot{m}_c \cdot c_{pc} \cdot \Delta T_c$$

$$\dot{m}_c = \frac{q_h}{c_{pc} \cdot \Delta T_c} \quad (3)$$

2.1.2 Faktor Koreksi

Faktor koreksi dapat dicari dengan persamaan 4 dan 5.

$$R = \frac{T_{h_{in}} - T_{h_{out}}}{T_{c_{out}} - T_{c_{in}}} \quad (4)$$

$$P = \frac{T_{c_{out}} - T_{c_{in}}}{T_{h_{in}} - T_{c_{in}}} \quad (5)$$

2.1.3 Beda Temperatur Rata-Rata Algoritma

Untuk menghitung nilai LMTD cross flow dapat ditentukan dengan persamaan 7.

$$\Delta LMTD_{crf} = F \cdot \Delta LMTD_{ctf} \quad (6)$$

$$\Delta LMTD_{crf} = F \cdot \frac{(T_{h_{in}} - T_{c_{out}})(T_{h_{out}} - T_{c_{in}})}{\ln \frac{T_{h_{in}} - T_{c_{out}}}{T_{h_{out}} - T_{c_{in}}}} \quad (7)$$

2.1.4 Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh (U)

Untuk koefisien perpindahan panas menyeluruh dapat diketahui dengan menghitung luas permukaan perpindahan kalor terlebih dahulu.

$$h_i = \frac{q}{A_i \cdot \Delta T_{m_{crf}}} \quad (8)$$

$$h_o = \frac{q}{A_o \cdot \Delta T_{m_{crf}}} \quad (9)$$

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}\right)} \quad (10)$$

2.1.5 NTU-Efektivitas

Efektivitas suatu alat penukar kalor didapat dengan membandingkan antara laju perpindahan kalor aktual dengan laju perpindahan kalor maksimum yang mungkin terjadi. Sebelum menentukan besar efektivitas terlebih dahulu mencari perpindahan kalor maksimum. Efektivitas dapat ditentukan dengan persamaan 11, 12, 13, 14 dan 15.

jika $\dot{m}_c < \dot{m}_h$ maka

$$q_{maks} = \dot{m}_c \cdot C_{pc} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (11)$$

jika $\dot{m}_c > \dot{m}_h$, maka

$$q_{maks} = \dot{m}_h (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (12)$$

$$C = \frac{C_{min}}{C_{maks}} \quad (13)$$

$$\epsilon = \frac{q}{q_{maks}} \quad (14)$$

$$NTU = \frac{U A}{C_{min}} \quad (15)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

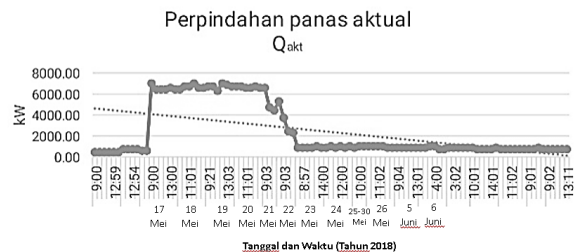
Hasil perhitungan perpindahan menggunakan persamaan yang telah ditentukan dapat dilihat pada tabel 2.

Tabel 2. Hasil perhitungan setiap parameter

Jenis Parameter	Nilai
Perpindahan kalor	2511,61 kJ/s
Laju aliran massa fluida	31,7 kg/s
Faktor Kpreksi (R)	0,74
$\Delta LMTD_{crf}$	8,80 °C
U	366,3kW/m ² °C
NTU	2,8

3.1 Analisis Perpindahan Panas Aktual

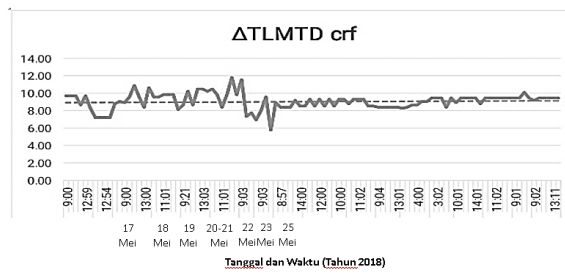
Hasil perhitungan dari data pertama menghasilkan nilai perpindahan panas aktual sebesar 335,66 kW. Sementara itu, perhitungan dari hasil yang dilakukan berdasarkan data rata-rata, perpindahan panas aktual yang terjadi sekitar 2511,61 kW. Hasil perhitungan menyeluruh dapat dilihat pada gambar 2 berikut:



Gambar 2. Perpindahan panas aktual

3.2 Analisis LMTD

Beda temperatur rata-rata (LMTD) pada kinerja alat penukar kalor sangat penting. Gambar grafik LMTD dapat dilihat pada gambar 3.

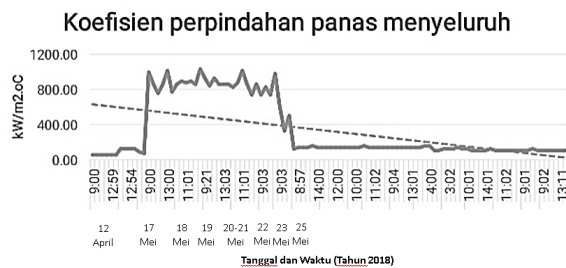


Gambar 3. Grafik LMTD

Berdasarkan grafik pada gambar 3, perbedaan temperatur rata-rata logaritma (LMTD) terbesar terjadi pada tanggal 20-Mei-2018 sebesar 10,75 °C, dimana faktor koreksi bernilai 1 (satu). Dengan demikian, semakin besar faktor koreksi atau mendekati satu maka semakin besar juga LMTD yang dihasilkan.

3.3 Perpindahan Panas Menyeluruh

Untuk mengetahui koefisien perpindahan panas menyeluruh dapat dilihat pada gambar 4.



Gambar 4. Grafik koefisien panas menyeluruh

Dari grafik pada gambar 4 dapat diketahui koefisien perpindahan panas terkecil terjadi pada tanggal 12-april-2018 pukul 10:58 sebesar 44,21 kW/m².°C, dimana kondisi kinerja alat penukar kalor mendekati ideal karena semakin kecil koefisien perpindahan panas menyeluruh semakin bagus kinerja alat penukar kalor. Karena diameter *tube* sudah diketahui, maka besar kecilnya koefisien perpindahan panas menyeluruh dipengaruhi oleh perpindahan panas aktual.

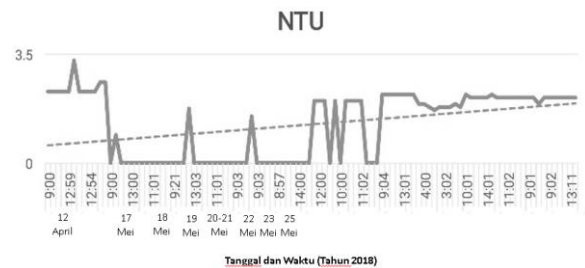
3.4 Analisis NTU-Efektivitas

Dari hasil perhitungan data pertama, efektivitas *shell and tube* terhitung sebesar 0,83 sehingga untuk mengetahui efektivitas pada *shell and tube* yang mendekati satu dapat dilihat pada grafik di gambar 5.



Gambar 5. Grafik Efektivitas

Untuk nilai NTU dari hasil perhitungan data rata-rata sebesar 2,8 seperti pada grafik di gambar 6.



Gambar 6. Grafik nilai NTU

4. KESIMPULAN DAN SARAN

Berdasarkan hasil analisis dan perhitungan data pertama, dihasilkan beberapa kesimpulan:

1. Koefisien perpindahan panas menyeluruh terkecil sebesar 44,21 kW/m².°C dibandingkan perhitungan data rata-rata sebesar 366,3 kW/m².°C, dimana pada kondisi ini kinerja alat penukar kalor mendekati ideal karena semakin kecil koefisien perpindahan panas menyeluruh maka semakin bagus kinerja alat penukar kalor. Pada kondisi ini, perbedaan temperatur rata-rata sebesar 8,80 °C dan sama besar dengan perhitungan data pertama, dimana faktor koreksi yang sama 0,74. Semakin besar faktor koreksi atau mendekati satu maka semakin besar juga beda temperatur rata-rata logaritma (LMTD) yang dihasilkan.
2. Berdasarkan perhitungan data rata-rata NTU dan efektivitas sebesar 2,8 dan 0,64 maka semakin kecil perbedaan antara q_{aktual} dan q_{maks} , semakin besar nilai efektivitas yang dihasilkan. Berbeda dengan NTU, semakin besar perbedaan antara efektivitas dan kapasitas (C) atau $m.C_{p}/m.h.C_{p}$ maka semakin besar juga nilai NTU yang dihasilkan menurut grafik NTU.

Berdasarkan penelitian ini, kinerja alat penukar kalor tipe *shell and tube* kemungkinan bisa mendapatkan perpindahan panas yang maksimum dengan cara memperkecil koefisien perpindahan panas dengan cara mengganti tipe aliran dari *cross*

flow menjadi *counter flow*. Hal ini bisa dijadikan bahan penelitian selanjutnya.

REFERENSI

- Akbar, M. W., & TK, B. F. (2015). Desain Kondensor Jenis Shell and Tube Heat Exchanger Untuk Sistem Organic Rankine Cycle. *JURNAL TEKNIK MESIN*, 3(3), 295-304.
- Arnaw, R. F., & Dwiyantoro, B. A. (2014). Studi Numerik Pengaruh Baffle Inclination Pada Alat Penukar Kalor Tipe Shell And Tube Terhadap Aliran Fluida Dan Perpindahan Panas. *Jurnal Teknik ITS*, 3(2), B192-B197.
- Cui, X., Chua, K. J., Islam, M. R., & Yang, W. M. (2014). Fundamental formulation of a modified LMTD method to study indirect evaporative heat exchangers. *Energy conversion and management*, 88, 372-381.
- Setiadanu, G. T. (2017). P - ISSN 1978 - 2365 E - ISSN 2528 - 1917 Pengaruh penurunan karakteristik sumber panas terhadap kinerja heat exchanger di pltp biner dieng the effect of decreased heat source properties on heat, 15(2), 69-80.
- Syah, H. (2013). Kajian Kinerja Penukar Panas Tipe Shell and Tube Satu Haluan dengan Pengontrolan Suhu Outlet. *Jurnal Rekayasa Kimia & Lingkungan*, 9(4), 158-165.
- Yohanes M. V. Lebo, Gusnawati, J. U. J. (2015). Analisa Unjuk Kerja Alat Penukar Kalor Tipe Shell And Tube Untuk Pendinginan Minyak Pelumas Pada Sistem Penggerak Induced Draft Fan, 2(2), 59-64.