



Perancangan Alat Penukar Kalor Untuk Pemanas Air dengan Memanfaatkan Kondensat Panas Bumi Dieng PT.XYZ

Daffa Dwi Saputra¹, Candra Damis Widiawaty^{2*}, dan Fitri Wijayanti²

¹Program Studi Teknologi Rekayasa Konversi Energi, Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Negeri Jakarta, Jl. Prof. G. A. Siwabessy, Kampus UI, Depok, 16425

²Program Studi Teknik Mesin, Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Negeri Jakarta, Jl. Prof. Dr. G.A Siwabessy, Kampus UI Depok, 16425

*Corresponding author *E-mail address*: candra.damis.widiawati@mesin.pnj.ac.id

Abstrak

Berdasarkan data dari Badan Geologi Kementerian ESDM menunjukkan potensi pembangkit Indonesia sebesar 29 GW dan memiliki kurang lebih 40% cadangan energi panas bumi dunia. Dengan potensi panas bumi di Indonesia ini, dapat mengambil keuntungan dari sumber energi panas bumi ini untuk pemanfaatan langsung (*direct use*). Metode pendekatan penelitian yang digunakan adalah metode pendekatan kuantitatif. Penelitian ini melibatkan analisis dengan perhitungan karena menggunakan data numerik untuk merancang alat penukar kalor dengan metode LMTD. Dengan metode perhitungan LMTD, maka pemanas air dengan tipe *aerofin tube heat exchanger* yang dibutuhkan untuk memanaskan air dari temperatur 22°C sampai dengan 50 °C memerlukan dimensi $1,1 \times 0,406 \times 0,2$ [m] dengan luas perpindahan panas total 1,62 [m²] dan membutuhkan panjang pipa fluida dingin 5,11 [m].

Kata Kunci: Panas Bumi, Kondensat, Alat Penukar Kalor, Metode LMTD

Abstract

Based on data from the Geological Agency of the Ministry of Energy and Mineral Resources, Indonesia has 29 GW of geothermal potential and has approximately 40% of the world's geothermal energy reserves. With this geothermal potential in Indonesia, it can take advantage of this geothermal energy source for direct use. The research approach method used is a quantitative approach method. This research involves analysis by calculation because it uses numerical data to design a heat exchanger with the LMTD method. With the calculation of the LMTD method, the water heater with aerofin tube heat exchanger type needed to heat water from 22°C to 50°C requires dimensions of $1,1 \times 0,406 \times 0,2$ [m] with a total heat transfer area of 1,62 [m²] and requires a cold fluid pipe length of 5,11 [m].

Keywords: Geothermal, Condensate, Heat Exchanger, LMTD Method

1. PENDAHULUAN

Berdasarkan data dari Badan Geologi Kementerian ESDM menunjukkan potensi pembangkit Indonesia sebesar 29 GW dan memiliki kurang lebih 40% cadangan energi panas bumi dunia. Akan tetapi, meskipun mempunyai potensi panas bumi yang besar, namun untuk pemanfaatannya kurang dari 5% [1]. Dengan potensi panas bumi di Indonesia ini, dapat mengambil keuntungan dari sumber energi panas bumi ini untuk pemanfaatan langsung (*direct use*) dan pemanfaatan tidak langsung (*indirect use*). Berdasarkan Undang-undang No 21 tahun 2014 tentang panas bumi definisi pemanfaatan langsung adalah kegiatan pengusahaan pemanfaatan panas bumi secara langsung tanpa melakukan proses perubahan dari energi panas atau fluida menjadi jenis energi lain untuk keperluan nonlistrik.

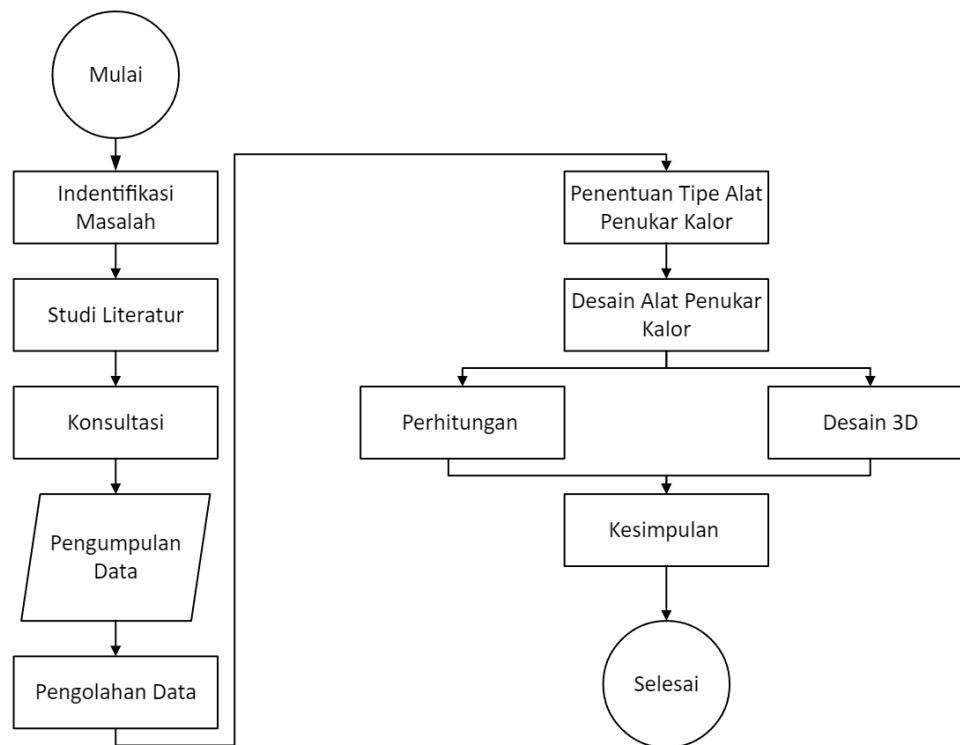
WKP (Wiayah Kerja Panas Bumi) Dieng, yang merupakan daerah dataran tinggi dengan ketinggian antara 1.942 mdpl – 2.121 mdpl memiliki potensi lapangan panas bumi sebesar 280 MW [2]. Pada PLTP Dieng PT.XZY kondensat pada *condensate drain pots* hanya terbuang sia-sia atau limbah dan tidak dimanfaatkan, sedangkan kondensat ini memiliki temperatur kurang lebih sekitar 118°C. Dengan ini PT.XYZ dalam upaya menaikkan efisiensi pemanfaatan limbah kondensat, agar tidak adanya sumber panas yang terbuang secara sia-sia. Maka pada penelitian ini akan membahas perhitungan untuk pemanfaatan langsung energi panas bumi terbuang untuk pemanas air dengan sumber panas yang berasal dari kondensat panas pada sepanjang jalur *steamlines* WKP Dieng. Kondensat ini yang akan dimanfaatkan panasnya untuk penggunaan pemanas air adalah tiga buah *condensate drain pot* yang terletak di area sekitar Pad 28 WKP Dieng. Dengan tiga buah *condensate drain pots* di area sekitar Pad 28 ini dirasa cukup untuk memanaskan air.

Penelitian ini melibatkan analisis dengan perhitungan karena menggunakan data numerik untuk merancang alat penukar kalor dengan metode LMTD. Dengan tujuan yang ingin dicapai adalah untuk mengoptimalkan pemanfaatan limbah kondensat terbuang panas bumi secara berkelanjutan untuk pemanas air. Diharapkan pada penelitian ini mampu untuk menaikkan efisiensi pemanfaatan limbah kondensat.

2. METODE PENELITIAN

Metode pendekatan penelitian yang digunakan adalah metode pendekatan kuantitatif. Metode penelitian dilakukan dengan tahapan proses yang dapat dilihat pada Gambar 1, pertama kali adalah melakukan indentifikasi masalah yang akan dibahas. Setelah melakukan indentifikasi masalah maka dilakukan studi literatur dan konsultasi kepada narasumber yang ahli pada bidangnya guna mendapatkan gambaran awal mengenai informasi permasalahan tersebut dan mendapatkan solusi.

Pada saat pengumpulan data, terdapat data primer dan skunder yang akan digunakan. Variabel data primer yang diambil adalah data *flow rate* dan *pressure* pada *condensate drain pots*. Sedangkan variabel data sekunder didapat melalui narasumber pada PT.XYZ, jurnal, buku, laporan penelitian, internet dan lain sebagainya. Selanjutnya adalah melakukan pengolahan data agar dapat dilakukannya perhitungan untuk menghasilkan tipe alat penukar kalor yang akan digunakan sebagai pondasi awal rancangan. Setelah itu adalah melakukan desain alat penukar kalor dengan perhitungan dan desain 3D. Perhitungan yang digunakan saat melakukan desain alat penukar kalor adalah perhitungan LMTD dengan persamaan pada sub bab alat penukar kalor. Sedangkan untuk desain 3D alat penukar kalor menggunakan perangkat lunak Ansys Fluent. Langkah selanjutnya adalah membuat kesimpulan dari hasil desain dan perhitungan alat penukar kalor yang telah dibuat.



Gambar 1. Diagram Metode Penelitian

2.1 Condensat Drain Pots

Uap dari sumur panas bumi berada pada kondisi jenuh. Ketika mengalir di dalam pipa, uap akan kehilangan sebagian panas akibat perbedaan temperatur dari udara sekitar. Artinya sebagian uap akan mengembun di sepanjang pipa dan akumulasi air di dalam pipa harus dibuang [3]. Maka dari itu diperlukannya CDP (*Condensate Drain Pot*), sedangkan *condensate drain pots* adalah sistem yang digunakan untuk mengeluarkan, menangkap dan mengumpulkan kondensat dari dalam pipa yang terkondensasi selama perjalanan uap di dalam pipa.

Alat ini sangat penting karena dapat mencegah terjadinya kelebihan air serta mencegah terjadinya hambatan karena adanya partikel padatan yang terbawa selama perjalanan uap melalui jalur uap. Karena hal tersebut dapat mempengaruhi tingkat kekeringan *minimum steam quality of 97%* [4].

Pada penelitian ini terdapat data primer yang digunakan dalam proses perancangan alat penukar kalor untuk pemanas air. Data primer tersebut merupakan *flow rate* kondensat dari *condensat drain pots* dan *pressure* yang terdapat pada WKP (Wilayah Kerja Panas Bumi) Dieng. Berdasarkan data primer tersebut didapatkan hasil *flow rate* kondensat 2,4 liter/menit untuk masing-masing nilai dari *condensate drain pots*. Dan 9,4 barg untuk nilai dari *pressure*.

2.2 Alat Penukar Kalor

Sub bab ini berisikan persamaan yang akan digunakan pada proses desain alat penukar kalor dengan memperhitungkan aspek perpindahan panas dan aliran. Tipe alat penukar kalor yang digunakan dalam penelitian ini adalah *aerofin tube heat exchanger*. Metode yang digunakan dalam proses mendesain alat penukar kalor adalah metode perhitungan LMTD (*Log Mean Temperature Difference*). Sedangkan jenis sumber data yang digunakan adalah data primer dan sekunder. Persamaan yang digunakan dalam proses perancangan alat penukar kalor didapatkan melalui buku *fundamentals of heat and mass transfer 6th edition, 2006* [5].

Metode perhitungan LMTD atau metode penggunaan perbedaan temperatur rata-rata merupakan metode dalam melakukan desain atau memprediksi kinerja dari alat penukar kalor. Ini sangat penting untuk menentukan laju perpindahan panas total dengan temperatur fluida masuk dan keluar, koefisien perpindahan panas keseluruhan dan total luas perpindahan panas total [6]. Hubungan tersebut dapat diperoleh dengan menerapkan kesetimbangan energi keseluruhan pada fluida panas dan fluida dingin, seperti persamaan dibawah ini.

$$q_{hot} = q_{cold} \quad (2.1)$$

$$q_h = \dot{m}_h C_p (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.2)$$

$$q_c = \dot{m}_c C_p (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2.3)$$

Dimana,

q = Laju perpindahan panas (W)

\dot{m} = Laju massa (kg/s)

C_p = Kalor jenis (J/kg.K)

T_h = Temperatur panas (°C)

T_c = Temperatur dingin (°C)

Untuk keterangan pada notasi diatas h atau "hot" merujuk pada panas dalam hal ini adalah kondensat, sedangkan c atau "cold" merupakan dingin. Selain itu i atau "in" dan o atau "out" menunjukkan kondisi aliran masuk dan keluar fluida. Sedangkan \dot{m} didapatkan dari persamaan (2.4) di bawah ini.

$$\dot{m} = Q \cdot \rho \quad (2.4)$$

Dimana,

Q = Debit (m³/s)

ρ = Massa jenis (kg/m³)

Laju perpindahan panas dapat digunakan untuk mengetahui nilai koefisien perpindahan panas pada sisi dalam dan luar pipa, dengan persamaan dibawah ini.

$$A = \frac{q}{U \Delta T_{LMTD}} \quad (2.5)$$

$$\Delta T_{LMTD} = F \Delta T_{LMTD,CF} \quad (2.6)$$

Dimana,

U = Koefisien perpindahan panas keseluruhan (W/m²K)

A = Luasan perpindahan panas(m²)

F = Faktor koreksi

$\Delta T_{LMTD,CF}$ = Temperatur rata-rata, *counter flow* (°C)

Temperatur rata-rata *counter flow* atau $\Delta T_{lm,CF}$ dapat dilihat dengan persamaan di bawah ini.

$$\Delta T_{LMTD,CF} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left[\frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})} \right]} \quad (2.7)$$

F merupakan faktor koreksi penukar panas aliran *counter flow* dengan hasil yang dipresentasikan secara grafik pada diagram faktor koreksi aliran *counter flow*. Faktor koreksi F dan dapat diperoleh dengan menentukan persamaan (2.8) dan (2.9) di bawah ini.

$$R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} \quad (2.8)$$

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (2.9)$$

Koefisien perpindahan panas keseluruhan yang dapat dilihat pada dan persamaan di bawah ini.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h}} \quad (2.10)$$

Nilai dari h_c diperoleh berdasarkan persamaan di bawah ini.

$$h_c = Nu_c \frac{K_c}{D_c} \quad (2.11)$$

Berbeda dengan h_c , koefisien pindah panas konveksi pada fluida panas (h_h) diperoleh berdasarkan tabel pada Tabel 1 di bawah ini. Untuk nilai h_h yang digunakan adalah 200 [W/m².K]

Tabel 1. Nilai Representatif Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan Konveksi Paksa (sumber: *fundamentals of heat and mass transfer 6th edition, 2006*)

Process	h (W/m ² .K)
Forced Convection Liquid	100 – 20000

Koefisien konveksi rata-rata dapat di korelasikan dengan persamaan di bawah ini.

$$Nu_c = 0,023Re_c^{\frac{4}{5}}Pr^{0,4} \quad (2.12)$$

Dimana,

Re_c = Reynold number fluida dingin

Pr = Prandtl number fluida dingin

Untuk mendesain alat penukar kalor aliran dalam tabung, maka perlu menggunakan bilangan Reynold, dimana bilangan Reynold digunakan pada perpindahan panas dalam pipa yang diharuskan aliran turbulen (>4000), agar perpindahan panas dapat terjadi. Persamaan bilangan Reynold yang akan digunakan adalah sebagai berikut.

$$Re_c = \frac{4\dot{m}_c}{\pi D_{i,c} \mu_c} \quad (2.13)$$

Dimana,

μ_c = Viskositas fluida dingin (W/mK)

Untuk menentukan jumlah, jarak dan ketebalan dari *fin* penelitian ini mengikuti desain tabung *aerofin* dari *komachine manufacturing* yang memiliki standar desain sebagai berikut:

Tabel 2. Standar Desain *Aerofin* (sumber: *komachine manufacturing, 2024*)

TUBE SIZE			FIN SIZE				FIN TUBE OUT DIA (mm)
A (mm)	B (Inch)	OUT DIA (mm)	HIGH (mm)	PITCH (F/Inch)	PITCH (mm)	THICK FIN (mm)	
20	3/4	27,2	16	4	6,4	0,4 ~ 0,5	59,2

Dengan menentukan diameter pipa 3/4 inch untuk penelitian ini, maka dapat menentukan spesifikasi *fin* yang akan digunakan pada Tabel 2 di atas. Maka persamaan yang akan digunakan adalah sebagai berikut.

$$A = A_c + A_f \quad (2.14)$$

$$A_c = N_p \pi D_{i,c} L \quad (2.15)$$

$$A_f = N_p \left(\frac{1}{4} \pi (D_{o,f}^2 - D_{o,c}^2) N_f \right) \quad (2.16)$$

Dimana,

A_c = Luas pipa dingin (m²)

A_f = Luas *aerofin* (m²)

N_p = Jumlah pipa panjang

N_f = Jumlah *fin*

$D_{o,f}$ = Diameter luar *fin* (m)

Berikut ini persamaan untuk mencari debit.

$$Q = \frac{V}{t} \quad (2.17)$$

Dimana,

D = Debit (m³/s)

V = Volume (m³)

t = Waktu (s)

Beberapa perhitungan untuk mendesain alat penukar panas yang akan digunakan pada penelitian ini, didapatkan berdasarkan ketetapan pada *steam table*. Seperti tabel sifat termal di bawah ini untuk mengetahui

nilai dari masing-masing data yang dibutuhkan hanya memerlukan nilai dari tekanan dan temperatur yang sudah diketahui sebelumnya dari pengamatan langsung dilapangan dan studi literatur.

Tabel 3. Sifat Termal Kondensat dan Air (sumber: *Steam Table*)

Data Sifat Termal Kondensat						
P (bar)	T (°C)	ρ (kg/m ³)	Cp (J/kg.K)	$\mu \cdot 10^{-5}$ (N.s/m ²)	k (W/mK)	Pr -
9,4	118	945	4241	2,3	0,68	1,46
Data Sifat Termal Air						
P (bar)	T (°C)	ρ (kg/m ³)	Cp (J/kg.K)	$\mu \cdot 10^{-5}$ (N.s/m ²)	k (W/mK)	Pr -
3	22	997	4186	9,5	0,6	6,621

Berdasarkan 2020Ansys, Inc. Konduktivitas Termal Material jenis material yang digunakan untuk pipa alat penukar kalor adalah tembaga dengan konduktivitas termal 403 [W/m.K]. Dengan material tersebut diharapkan perpindahan panas dapat terjadi dengan cepat.

Ukuran pipa yang digunakan untuk fluida dingin 3/4" NPS Sch-XS, dengan spesifikasi diameter dalam 18,88 mm, diameter luar 27,6 mm dan ketebalan 3,91 mm [7]

Sedangkan berdasarkan ASME B16.9 untuk jenis elbow 180° dengan ukuran pipa yang serupa maka didapatkan panjang elbow 76 mm. [8]

3. PEMBAHASAN

Tipe alat penukar kalor yang digunakan adalah *aerofin tube heat exchanger* dan untuk jenis aliran yang digunakan adalah *counter flow*. Sumber panas yang digunakan berdasarkan 3 buah *condensate drain pots* yang memiliki kondensat panas. Kondensat panas ini bersifat tidak kontiniu, dalam artian kondensat panas ini sangat bergantung kepada sumber uap dari pembangkitan listrik tenaga panas bumi dan temperatur lingkungan sekitar. Sedangkan desain luas permukaan dari alat penukar kalor dibuat seminim mungkin untuk mengurangi dimensi dari alat penukar kalor dan *cost* dalam *maintenance*. Berikut ini adalah spesifikasi pompa air yang digunakan dalam proses mendesain pemanas air sampai temperatur 50°C.

Tabel 4. Spesifikasi Pompa Air

Keterangan	Nilai	Satuan
Tekanan	3	bar
Laju Aliran Massa	0,16	kg/s

Setelah menentukan spesifikasi pompa air yang digunakan untuk merancang alat pemanas air, maka dapat menentukan parameter desain yang akan digunakan. Parameter desain dapat dilihat pada Tabel 5 di bawah ini.

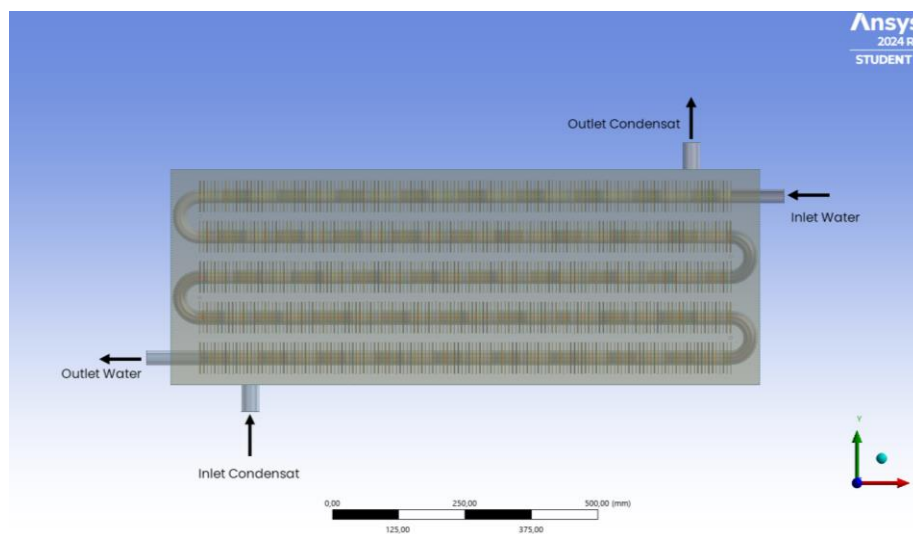
Tabel 5. Parameter Desain Alat Pemanas Air

Parameter Desain		
Parameter	Satuan	Hasil
Temperatur		
Temp. <i>Inlet</i> Kondensat ($T_{h,i}$)	°C	118
Temp. <i>Inlet</i> Air ($T_{c,i}$)	°C	22
Temp. <i>Outlet</i> Air ($T_{c,o}$)	°C	50
Aliran		
Laju Massa Kondensat (\dot{m}_h)	kg/s	0,11
Laju Massa Air (\dot{m}_c)	kg/s	0,16
Alat Penukar Kalor		
Koefisien Perpindahan Panas Konvektif Kondensat (h_h)	W/m ² K	200
Dimensi		
Diameter Luar Pipa Kondensat ($D_{o,h}$)	m	0,0603
Diameter Dalam Pipa Kondensat ($D_{i,h}$)	m	0,0492
Diameter Luar Pipa Air ($D_{o,c}$)	m	0,0267
Diameter Dalam Pipa Air ($D_{i,h}$)	m	0,0188
Diameter Luar Fin ($D_{o,f}$)	m	0,00592

Hasil perhitungan alat penukar kalor ini dengan metode LMTD dapat dilihat pada Tabel 6 dan hasil desain 3D dapat dilihat pada Gambar 2.

Tabel 6. Hasil Perhitungan Alat Pemanas Air

Hasil Perhitungan		
Parameter	Satuan	Hasil
Hasil Temperatur		
Temp. Outlet Kondensat ($T_{h,o}$)	$^{\circ}C$	78,3
Log Mean Temperature Difference (ΔT_{LMTD})	$^{\circ}C$	59,50
Hasil Kerja Alat Penukar Kalor		
Laju Perpindahan Panas Alat Penukar Kalor (q_{apk})	W	18753,28
Laju Perpindahan Panas Kondensat (q_h)	W	18753,28
Laju Perpindahan Panas Air (q_c)	W	18753,28
Koefisien Perpindahan Panas Konvektif Air (h_c)	W/m^2K	2735,25
Koefisien Pindah Panas Keseluruhan (U)	W/m^2K	186,37
Hasil Dimensi Alat Penukar Kalor		
Luas Perpindahan Panas Total (A)	m^2	1,62
Panjang Keseluruhan Pipa Air	m	5,11
Tinggi Alat Penukar Kalor	m	0,406
Lebar Alat Penukar Kalor	m	0,2
Panjang Alat Penukar Kalor	m	1,1
Tinggi Pipa Air	m	0,3632



Gambar 2. Hasil Rancangan Alat Pemanas Air

4. KESIMPULAN

Dengan metode perhitungan LMTD, maka pemanas air dengan tipe *aerofin tube heat exchanger* yang dibutuhkan untuk memanaskan air dari temperatur $22^{\circ}C$ sampai dengan $50^{\circ}C$ memerlukan dimensi $1,1 \times 0,406 \times 0,2$ [m] dengan luas perpindahan panas total $1,62$ [m^2] dan membutuhkan panjang pipa fluida dingin $5,11$ [m]. Selain itu juga membutuhkan spesifikasi pompa air dengan laju aliran massa $0,16$ [kg/s]. Dengan ini mendapatkan nilai laju perpindahan panas alat penukar kalor sebesar $18753,28$ [W].

REFERENSI

- [1] N. A. Pambudi, “Geothermal power generation in Indonesia, a country within the ring of fire: Current status, future development and policy,” Jan. 01, 2018, *Elsevier Ltd.* doi: 10.1016/j.rser.2017.06.096.
- [2] R. A. Subekti and U. Harmoko, “Overview dan Analisis Potensi Pemanfaatan Langsung (Direct Use) Panas Bumi pada Wilayah Kerja Panas Bumi Dieng Jawa Tengah,” *Jurnal Energi Baru dan Terbarukan*, vol. 1, no. 3, pp. 133–141, Oct. 2020, doi: 10.14710/jebt.2020.10047.
- [3] P. Dewi, S. Berutu, A. Rahardianto, and H. Abdurrachim, “STUDY OF THE UTILIZATION OF FLUID FROM A CONDENSATE POT FOR ESSENTIAL OIL EXTRACTION,” 2012.
- [4] J. D. Kumana and K. & Associates, “Essentials of Steam Turbine Design and Analysis,” 2018. [Online]. Available: www.aiche.org/cep
- [5] D. P. D. T. L. B. A. S. L. Frank P. Incropera, “Fundamentals of Heat and Mass Transfer 6th Edition,” pp. 1–997, 2006.
- [6] G. G. R. G. A. M. Faiz Irza Ramadhan, “Analisis Jarak Antar Plat terhadap Suhu Keluar Asap Pirolisis pada Plate Heat Exchanger dengan Metode CFD,” Jun. 2023.
- [7] ASME B36.10M, “A N A M E R I C A N N A T I O N A L S T A N D A R D Welded and Seamless Wrought Steel Pipe,” 2015. [Online]. Available: www.TubingChina.com
- [8] ASME B16.9, “ASME B16.9,” 2003.