

## Perancangan *Plate Heat Exchanger* Untuk Pendingin Oli Penggerak MSV dan *Control Valve* Turbin PLTU

Adistia Prajani<sup>1</sup>, Sri Wuryanti<sup>2</sup>, Ratu Fenny Muldiani<sup>3</sup>

<sup>1,2,3</sup>Jurusan Teknik Konversi Energi, Politeknik Negeri Bandung, Bandung 40012

<sup>1</sup>E-mail : adistia.prajani.tptl20@polban.ac.id

<sup>2</sup>E-mail : sri.wuryanti@polban.ac.id

<sup>3</sup>E-mail : ratu.fenny@polban.ac.id

### ABSTRAK

Pengoperasian katup pada turbin uap terutama *main stop valve* dan *control valve*, dibutuhkan oli sebagai fluida kerja yang mengalir untuk menggerakkan katup yang kemudian dialirkan ke *control oil* radiator untuk didinginkan. Penelitian ini membahas pada kondisi *control oil* radiator dalam mendinginkan oli yang kurang maksimal sehingga dibantu *blower*. Temperatur oli keluaran radiator sekarang sebesar 59°C sedangkan temperatur yang dianjurkan berdasarkan standar desain adalah 45°C. Salah satu cara untuk mengatasi masalah tersebut, dilakukan pemasangan *Heat Exchanger* tipe *Plate* untuk menggantikan *control oil* radiator, namun sebelumnya perlu merancang *plate heat exchanger* dengan menggunakan beberapa persamaan yang di validasi menggunakan *software* HTRI, kemudian dilakukan analisis hasil perbedaan antara perancangan manual dengan *software* HTRI. Hasil perancangan manual *plate heat exchanger* menghasilkan efektivitas sebesar 0,86. Syarat faktor kekotoran  $\geq 0.00029 \text{ m}^2 \cdot \text{C}/\text{W}$  dan hasil perancangan adalah 0,00029167, serta syarat total *pressure drop*  $\leq 68950 \text{ Pa}$  dan hasil perancangan sebesar 66224,47 Pa.

### Kata Kunci

Kontrol radiator oli, penukar panas pelat.

### ABSTRACT

*The operation of valves in a steam turbine, particularly the main stop valve and control valve, requires oil as the working fluid to actuate the valves. This oil then flows to the control oil radiator for cooling. This research discusses the condition of the control oil radiator's performance in cooling the oil is suboptimal. The current oil outlet temperature from the radiator is 59°C, whereas the recommended design standard temperature is 45°C. The solution are install a Plate Heat Exchanger to replace the control oil radiator but the Plate Heat Exchanger needs to be designed using various equations validated by HTRI software, with analyses the difference calculation by design manual and HTRI software. The manual design of the Plate Heat Exchanger yields an effectiveness of 0.86. The fouling factor requirement is  $\geq 0.00029 \text{ m}^2 \cdot \text{C}/\text{W}$ , and the design result is 0.00029167, with a total pressure drop requirement of  $\leq 68950 \text{ Pa}$  and a design result of 66224.47 Pa.*

### Keywords

Control oil radiator, plate heat exchanger.

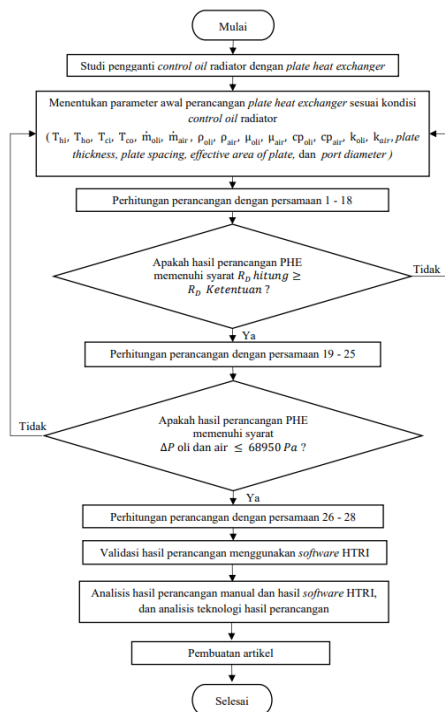
### 1. PENDAHULUAN

Penelitian ini membahas kondisi pada *control oil radiator* di sistem hidrolis sebagai pendinginan oli penggerak MSV dan *control valve* yang mengalami gangguan kinerja dalam mendinginkan oli akibat korosi dan umur pakai yang lama sehingga diganti oleh *plate heat exchanger*. *Control oil* radiator akan berfungsi

sebagai pendingin jika temperatur oli  $\geq 55 \text{ }^\circ\text{C}$  dan pada *control oil tank* terdapat *heater* yang akan berfungsi sebagai pemanas jika temperatur oli  $\leq 33 \text{ }^\circ\text{C}$ . Temperatur oli keluaran radiator sekarang sebesar 59°C sedangkan temperatur standar desain adalah 45°C. *Plate heat exchanger* bisa digunakan untuk mendinginkan oli penggerak yang berfungsi untuk memindahkan panas dari satu fluida ke fluida lainnya melalui permukaan pelat yang luas. Faktor kekotoran pada *plate heat*

exchanger lebih kecil jika dibandingkan *shell and tube heat exchanger* (2). Kelebihan lain pada *plate heat exchanger* adalah biaya produksi rendah, perawatan mudah, higienis, koefisien perpindahan panas tinggi dan kebutuhan utilitas lebih sedikit dibanding jenis HE lain (11). Jenis fluida pendinginan saat menggunakan *control oil radiator* dengan *plate heat exchanger* berbeda, karena fluida pendinginan pada *control oil radiator* adalah udara. Dan fluida pendinginan yang digunakan pada *plate heat exchanger* adalah air. Air yang digunakan merupakan pemasok kebutuhan air pendingin pada proses *closed circulating water system* PLTU yang bertujuan untuk meningkatkan efisiensi peralatan agar tidak cepat rusak.

## 2. METODE



Gambar 1. Diagram alir proses perancangan

### 2.1 Syarat Perancangan *Plate Heat Exchanger*

#### 2.1.1 $R_d$ Hitung Lebih Besar dari $R_d$ Ketentuan

Nilai  $R_d$  untuk *cooling water* adalah 0,00012 ( $m^2 \cdot ^\circ C/W$ ), ditambah untuk *lubricating oil* sebesar 0,00017 ( $m^2 \cdot ^\circ C/W$ ). Maka syarat perancangan *plate heat exchanger* nilai  $R_d$  Hitung  $\geq 0.00029 m^2 \cdot ^\circ C/W$  (15).

#### 2.1.2 *Pressure Drop*

Syarat *pressure drop* untuk fluida cair adalah  $\leq 10$  Psi atau  $\leq 68950 Pa$  (7).

### 2.2 Tahap Perancangan *Plate Heat Exchanger*

#### 2.2.1 Menghitung neraca energi

Langkah pertama dalam perancangan adalah menghitung neraca energi (5).

$$Q_{oli} = \dot{m}_{oli} \times C_{P_{oli}} \times (T_{hi} - T_{ho}) \quad (1)$$

$$T_{co} = \frac{\dot{m}_{oli} \times C_{P_{oli}} \times (T_{hi} - T_{ho})}{\dot{m}_{air} \times C_{P_{air}}} + T_{ci} \quad (2)$$

Dimana  $Q_{oli}$  adalah laju perpindahan panas pada oli (W),  $\dot{m}_{oli}$  &  $\dot{m}_{air}$  adalah laju alir massa pada air dan oli (kg/s),  $C_{P_{oli}}$  &  $C_{P_{air}}$  adalah panas spesifik pada oli dan air (J/kg.K),  $T_{hi}$  adalah temperatur oli masuk (K),  $T_{ho}$  adalah temperatur oli keluar (K),  $T_{ci}$  adalah temperatur air masuk (K) dan  $T_{co}$  adalah temperatur air keluar (K).

#### 2.2.2 Menghitung beda temperatur rata-rata logaritmik

Persamaan dari perhitungan perbedaan temperatur logaritmik rata-rata (5).

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left( \frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}} \right)} \quad (3)$$

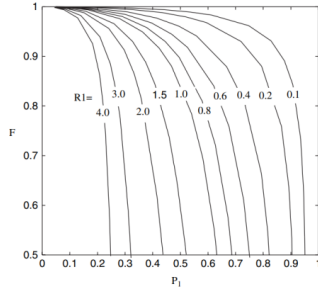
#### 2.2.3 Mencari faktor koreksi temperatur rata-rata logaritmik

Nilai faktor koreksi (Ft) adalah perbedaan suhu rata-rata dengan perbedaan suhu rata-rata logaritmik. Nilai faktor koreksi pada PHE dicari berdasarkan nilai *dimensionless temperatur effectiveness* (P) dan (R) (17).

$$P = \frac{(T_{co} - T_{ci})}{T_{hi} - T_{ci}} \quad (4)$$

$$R = \frac{(T_{hi} - T_{ho})}{(T_{co} - T_{ci})} \quad (5)$$

Dimana P adalah *dimensionless temperature effectiveness* dan R adalah rasio dari minimum dan maksimum tingkat kapasitas panas dari dua fluida



Gambar 2. Correction Factor

### 2.2.4 Menghitung nilai perbedaan koreksi temperatur rata-rata

Nilai *correction mean temperatur difference* dapat dicari menggunakan persamaan berikut. Dimana Ft adalah faktor koreksi (15).

$$\Delta T_M = F_t \times \Delta T_{LM} \quad (6)$$

### 2.2.5 Menentukan nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh

Referensi (15) menunjukkan nilai dari koefisien perpindahan panas keseluruhan yang dicari menggunakan tabel nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan.

### 2.2.6 Menghitung luas perpindahan panas

Menghitung nilai luas perpindahan panas (5).

$$A = \frac{Q}{U \times \Delta T_M} \quad (7)$$

Dimana Q adalah laju perpindahan panas (W), A adalah area luas perpindahan panas ( $m^2$ ), U adalah koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $W/m^2.K$ ) dan  $\Delta T_M$  adalah perhitungan nilai perbedaan koreksi temperatur rata-rata (K).

### 2.2.7 Menentukan nilai dimensi gasketed plate heat exchanger

Dimensi *plate heat exchanger* penentuannya berdasarkan standar desain spesifikasi *gasketed plate heat exchanger* berupa ketebalan pelat, jarak pelat, area efektif pelat, lebar pelat, Panjang pelat, diameter port dan *area enlargement factor* (15).

### 2.2.8 Menghitung Jumlah Pelat

Persamaan perhitungan jumlah pelat dapat dituliskan seperti di bawah ini. Dimana Aef adalah area efektif pelat ( $m^2$ ) (15).

$$N_{pelat} = \frac{A}{A_{ef}} \quad (8)$$

### 2.2.9 Menghitung jumlah channel tiap pass

Persamaan perhitungan jumlah *channel* tiap pass dapat dituliskan seperti di bawah ini. Dimana N adalah banyaknya jumlah aliran *pass* (15).

$$N_{ctp} = \frac{(N_{pelat}-1)}{2N} \quad (9)$$

### 2.2.10 Menghitung area cross sectional

Persamaan perhitungan Area *channel-cross sectional* dapat dituliskan seperti di bawah ini. Dimana Ach adalah area cross sectional ( $m^2$ ), d adalah jarak antar pelat (m) dan W adalah lebar pelat (m) (15).

$$A_{Ch} = d \times W \quad (10)$$

### 2.2.11 Menghitung diameter ekuivalen

Persamaan perhitungan diameter ekuivalen dapat dituliskan seperti di bawah ini. Dimana de adalah diameter ekuivalen (m), d adalah jarak antar pelat (m),  $\phi_a$  adalah area enlargement faktor (1,1-1,25) (2).

$$d_e = \frac{2d}{\phi_a} \quad (11)$$

### 2.2.12 Menghitung plate film coefficient panas dan dingin

#### 1. Menghitung kecepatan channel

Persamaan perhitungan kecepatan *channel* dapat dituliskan seperti di bawah ini. Dimana up adalah kecepatan channel fluida oli dan air (m/s),  $\rho$  adalah massa jenis oli dan air ( $kg/m^3$ ) (2)

$$up = \frac{\dot{m}}{\rho \times A_{Ch} \times N_{ctp}} \quad (12)$$

#### 2. Menghitung bilangan Reynold

Persamaan perhitungan bilangan Reynold dapat dituliskan seperti di bawah ini. Dimana  $\mu$  adalah viskositas baik untuk oli atau air ( $kg/m.s$ ) (2).

$$Re = \frac{\rho \times up \times d_e}{\mu} \quad (13)$$

#### 3. Menghitung bilangan Prandtl

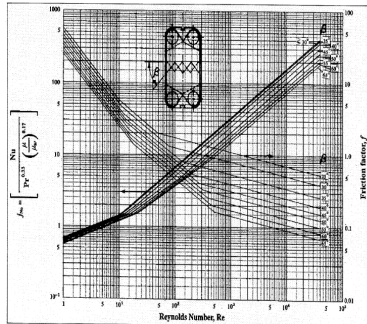
Dimana cp adalah anas spesifik fluida baik oli atau air ( $J/kg.K$ )

$$Pr = \frac{cp}{\mu} \quad (14)$$

#### 4. Colburn Factor

Hasil percobaan biasa dinyatakan dengan korelasi bertipe  $J_{Nu} = f(Re)$ , dimana parameter

korelasinya bergantung pada geometri pelat. Faktor penting korelasi adalah *corrugation angle*. Gambar 3 Menunjukkan grafik dari Re terhadap korugasi pelat pada parameter sudut tertentu.



Gambar 3. Plate heat exchanger *f*- and *j*- factors

### 5. Menghitung *plate film coefficient*

Persamaan perhitungan *Plate film coefficient* oli dapat dituliskan seperti di bawah ini. Dimana  $h_p$  adalah koefisien *plate film* oli dan air ( $W/m^2 \cdot K$ ),  $J_{Nu}$  adalah nilai *Colburn factor*, dan  $K$  adalah nilai konduktivitas termal baik dari oli maupun air ( $W/m \cdot K$ ).

$$h_p = J_{Nu} \times \left(\frac{k}{d_e}\right) \times Pr^{\frac{1}{3}} \quad (15)$$

### 2.2.13 Menghitung koefisien perpindahan panas kotor keseluruhan

Perhitungan mencari nilai koefisien perpindahan panas kotor keseluruhan ( $U_d$ ), diperlukan data mengenai nilai *fouling factor* oli, air, dan material pelat yang didapatkan dari buku “*Chemical Engineering Design*” (Towler & Sinnott, 2008). Perhitungan koefisien perpindahan panas kotor keseluruhan dapat dituliskan dalam persamaan berikut Dimana  $u_d$  adalah koefisien perpindahan panas kotor keseluruhan ( $W/m^2 \cdot K$ )  $h_p$  adalah *plate film coefficient* fluida oli dan air ( $W/m^2 \cdot K$ ),  $f_{air}$  dan  $f_{oli}$  adalah *fouling factor* air dan oli ( $W/m^2 \cdot K$ ),  $t$  adalah tebal pelat dan  $kw$  adalah material pelat ( $W/m \cdot K$ ) (5).

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{h_{p_{air}}} + \frac{1}{h_{p_{oli}}} + \frac{t}{kw} + \frac{1}{f_{air}} + \frac{1}{f_{oli}} \quad (16)$$

### 2.2.14 Menghitung koefisien perpindahan bersih keseluruhan

Perhitungan koefisien perpindahan panas bersih keseluruhan dapat dituliskan dalam persamaan berikut. Dimana  $u_c$  adalah koefisien perpindahan panas bersih keseluruhan ( $W/m^2 \cdot K$ ) (5).

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_{p_{air}}} + \frac{1}{h_{p_{oli}}} + \frac{t}{kw} \quad (17)$$

### 2.2.15 Menghitung faktor kekotoran (Rd)

Persamaan untuk menghitung faktor kekotoran (7).

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{U_c \times U_d} \quad (18)$$

### 2.2.16 Menghitung *pressure drop* pada fluida panas dan dingin.

Persamaan perhitungan *Pressure drop* dapat dituliskan seperti di bawah ini (2).

1. Mencari nilai *friction factor* fluida oli dan air

*Friction factor* merupakan suatu istilah yang menggambarkan faktor gesekan fluida yang melalui pelat. Nilai *friction factor* dicari menggunakan grafik yang tertera pada Gambar 3 baik untuk fluida oli dan air dan nilai nya bergantung pada geometri sudut korugasi pelat serta bilangan Reynold.

2. Menghitung *pressure drop* pelat pada fluida oli dan air

Dimana  $\Delta P_p$  adalah *pressure drop* pelat pada oli dan air ( $N/m^2$ ),  $L_e$  adalah Panjang efektif (m) dan  $f$  adalah *friction factor*.

$$\Delta P_p = \frac{4 \times f \times L_e \times N \times \rho \times u_p^2}{2 \times d_e} \quad (19)$$

3. Menghitung *area of port* fluida oli dan air Dimana  $A_p$  adalah area of port ( $m^2$ ) dan  $d_p$  adalah diameter port (m).

$$A_p = \pi \times \frac{d_p^2}{4} \quad (20)$$

4. Menghitung laju massa pada port fluida oli dan air

Dimana  $G_p$  adalah laju massa pada port kedua fluida tersebut ( $kg/s \cdot m^2$ ).

$$G_p = \frac{4 \times \dot{m}}{\pi \times d_p^2} \quad (21)$$

5. Menghitung kecepatan yang melewati port fluida panas dan dingin

Dimana  $u_{p_{pt}}$  adalah kecepatan yang melewati port pada fluida oli dan air (m/s) dan  $A_p$  adalah area port ( $m^2$ ).

$$u_{p_{pt}} = \frac{\dot{m}}{\rho \times A_p} \quad (22)$$

6. Menghitung *pressure drop* port pada fluida oli dan air

Dimana  $\Delta P_{pt}$  adalah *pressure drop* port pada fluida air dan oli ( $N/m^2$ )

$$\Delta P_{pt} = \frac{1,5 \times N \times G_p^2}{2 \times \rho} \quad (23)$$

7. Menghitung total *pressure drop* pelat dan port pada fluida oli dan air

$$\Delta P = \Delta P_p + \Delta P_{pt} \quad (24)$$

### 2.2.17 Menghitung total *pressure drop* keseluruhan fluida panas dan dingin.

Perhitungan ini digunakan untuk mengetahui total *pressure drop* dari fluida panas (oli) dan fluida pendinginnya (air).

$$\Delta P = \Delta P_{oli} + \Delta P_{air} \quad (25)$$

### 2.2.18 Menghitung efektivitas *plate heat exchanger*

Perhitungan efektivitas dari *plate heat exchanger* dicari terlebih dahulu nilai rasio dari minimum dan maksimum tingkat kapasitas panas dari dua fluida (17). Perhitungan untuk mengetahui  $C_{min}$  dan  $C_{max}$  adalah melakukan perkalian ( $\dot{m}_{cp}$ ) pada dua fluida sehingga yang hasilnya kecil maka itu  $C_{min}$ .

$$R = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (26)$$

$$NTU = \frac{U \times A}{(\dot{m}_{cp})_{min}} \quad (27)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-(1-R)NTU]}{1 - R \cdot \exp[-(1-R)NTU]} \quad (28)$$

## 3. HASIL DAN ANALISIS

### 3.1 Analisis Perbandingan Hasil Perancangan Manual dan HTRI

Hasil dari perhitungan perancangan manual selanjutnya dilakukan validasi menggunakan HTRI untuk membuktikan bahwa perancangan yang telah dibuat dapat dijalankan dengan teknologi dari *software* dan memperoleh hasil yang tidak jauh berbeda dengan simulasi yaitu menghasilkan nilai *overdesign* 5,46%.

Tabel 1. Hasil perbandingan perancangan manual dan HTRI

No	Parameter	Teori	Simulasi	Satuan	% Perbedaan
1	Laju Perpindahan Panas (Q)	0,007	0,007	Watt	0%
2	Koefisien perpindahan panas bersih keseluruhan (Uc)	621,21	582,47	(W/m <sup>2</sup> . K)	6,7%
3	Koefisien perpindahan panas kotor keseluruhan (Ud)	525,92	498,30	(W/m <sup>2</sup> . K)	5,5%
4	<i>Pressure drop</i> oli ( $\Delta P$ oli)	41916,57	34000	(N/m <sup>2</sup> )	23,3%
5	<i>Pressure drop</i> air ( $\Delta P$ air)	24307,91	23557	(N/m <sup>2</sup> )	3,2%
6	<i>Plate film coefficient</i> oli (hp oli)	682,27	636,36	(W/m <sup>2</sup> . K)	7,2%
7	<i>Plate film coefficient</i> air (hp air)	10287,27	10149	(W/m <sup>2</sup> . K)	1,4%
8	Kecepatan channel fluida oli (up oli)	0,15	0,15	m/s	0%
9	Kecepatan channel fluida air (up air)	0,2	0,2	m/s	0%

Perbandingan persentase antara hasil perancangan perhitungan manual dengan menggunakan HTRI yang dianjurkan adalah kurang dari 10%. Persentase perbedaan pada fluida oli lebih besar jika dibandingkan dengan presentasi perbedaan pada fluida air. Beberapa perbedaan ini terjadi karena nilai yang digunakan untuk sifat fluida pada air lebih rinci, yaitu dalam proses perhitungannya menggunakan data properti fluida yang diketahui langsung di HTRI. Penyebab perbedaan juga dikarenakan faktor dari perbedaan dalam pembulatan perhitungan, interpolasi, dan juga pembacaan grafik. Hasil perhitungan pada HTRI memang membuktikan bahwa nilai bilangan Reynold HTRI lebih kecil daripada hasil perhitungan manual sehingga mempengaruhi ke beberapa perhitungan lain. Nilai perbedaan 8 parameter masih di bawah 10 % dan dapat dikatakan hasil perbandingannya tidak jauh berbeda serta tervalidasi, namun perbedaan simulasi dan teori *pressure drop* oli lebih besar teori karena di HTRI menampilkan nilai maksimal untuk *pressure* oli operasi yaitu 34000 N/m<sup>2</sup>.

### 3.2 Analisis Teknologi Hasil Perancangan

Perancangan *plate heat exchanger* dilakukan untuk mendinginkan oli penggerak *main stop valve* dan *control valve* turbin, agar keluaran oli setelah didinginkan sesuai standar desain sebesar 45°C dan dari hasil perancangannya menghasilkan efektivitas sebesar 0,86. Efektivitas *control oil radiator* (berdasarkan data awal operasi) sebelum mengalami penurunan kinerja adalah 0,50 serta memiliki perbandingan yang cukup jauh dari hasil perancangan *plate heat exchanger*.

Komponen *plate heat exchanger* yang dirancang terutama komponen utama berupa pelat dan gasket menggunakan bahan yang bagus dan sesuai rekomendasi beberapa industri. Pelat yang digunakan menggunakan material *stainless steel* 316 (Standar AISI 316) yang dinilai lebih baik terhadap bahan kimia dan klorida serta lebih tahan korosi. Pendistribusian temperatur dan penyerapan panas dalam pelat lebih bagus pada

material *Stainless Steel* 316 dan Aluminium *bronze* dibandingkan dengan Titanium, namun Aluminium *bronze* dinilai terlalu mahal sehingga kebanyakan industri menggunakan pelat dari material *Stainless Steel* 316 (6).

Pelat yang digunakan juga merupakan tipe pelat *chevron corrugations* yang pada umumnya memang direkomendasikan di industri, dan dari hasil perancangan sudut korugasi pelat yang menghasilkan efektivitas perpindahan panas tertinggi adalah sudut pelat 30°. Pelat tipe chevron lebih baik dibandingkan pelat yang tidak memiliki sudut korugasi karena penggunaan sudut dalam pelat chevron memungkinkan koefisien perpindahan panas yang lebih baik walaupun menyebabkan peningkatan *pressure drop* (12). Selanjutnya adalah komponen gasket yang dipilih pada perancangan ini merupakan material *Nitrile rubber* yang memiliki maksimum operasi temperatur sebesar 140°. *Nitrile rubber* ini direkomendasikan dan penggunaan material tersebut untuk gasket dinilai baik karena mampu bekerja dalam jangka waktu yang panjang.

#### 4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perancangan *plate heat exchanger* yang sudah dilakukan maka dapat disimpulkan sebagai berikut.

1. Perancangan *plate heat exchanger* yang dilakukan untuk mendinginkan oli penggerak *main stop valve* dan *control valve* agar sesuai standar yang berlaku di perusahaan sebesar 45 °C menghasilkan efektivitas sebesar 0,86.
2. Hasil validasi antara perhitungan perancangan manual dengan simulasi *software* HTRI menghasilkan nilai *overdesign* sebesar 5,46 %.

#### DAFTAR PUSTAKA

[1] Arsenyava, O., Tovazhnyanskyy, L., Kapustenko, P., Klemes, J. J., & Varbanov, P. S. (2023). Review of Single Phase Applications in Process Industries. *Energies*, 1-28

[2] Cao, E. (2010). *Heat Transfer In Process Engineering*. Sydney: The McGraw-Hill Companies, Inc.

[3] Egeten, H., Sappu, F., & Maluegha, B. (2014). Efektivitas Penukar Kalor Tipe Pelat P4173TK Di

PLTP Lahendong Unit 2. *Jurnal Online Poros Teknik Mesin Volume 3 Nomor 1*, 66 - 76.

[4] Holman, J. (2010). *Heat Transfer Tenth Edition*. New York: The McGraw-Hill Companies, Inc.

[5] Incropera, Witt, D., Bergman, & Lavine. (2007). *Fundamentals of Heat Mass and Transfer*. USA: John Wiley & Sons, Inc.

[6] Jamshak, S., Anand, M., Akshay, S., Arun, S., Prajeev, J., & P, P. (2018). Design and Analysis of a Plate Heat Exchanger in the View of Performance Improvement and Cost Reduction. *International Journal of Engineering & Technology*, 440 - 446.

[7] Kern, D. (1983). *Process Heat Transfer*. New York: Mc.Graw-Hill Book .

[8] Maulana, F., & Lesmana, I. G. (2021). Analisis Peningkatan Efektivitas Alat Penukar Kalor Tipe Plat Setelah Pembersihan Pada Sistem Oli Pendingin Turbin. *SEMNASTERA*, 216 - 223.

[9] Maulani, S. (2017). *Rancangan Plate Heat Exchanger sebagai Pendingin Oli Pelumas Kapasitas 734 kW*.

[10] Pike, A. H. (2012). Experimental Determination of Colburn and Friction Factors in Small Plate Heat Exchangers with High Surface Enlargement Factors. *Western Michigan University*.

[11] Sholikhah, A. M., & Moentamaria, D. (2022). Perancangan Plate Heat Exchanger Sebagai High Temperature Short Time Pasteurizer Susu. *Distilat Jurnal Teknologi Separasi*, 604-613.

[12] Skocilas, J., & Palaziuk, I. (2015). CFD Simulation of the Heat Transfer Process in a Chevron Plate Heat Exchanger Using the Sst Turbulance Model. *Acta Polytechnica*, 267-274

[13] Thulukkanam, K. (2013). *Heat Exchanger Design Handbook Second Edition*. Francis: CRC Press.

[14] Tovazhnyanski, L., Kapustenko, P., & Tsilbunik, V. (1980). Heat Transfer and Hydraulic Resistance in Channels of Plate Heat Exchangers. *Energetika, Vol.9, pp.*, 123 - 125.

[15] Towler, G., & Sinnott, R. (2008). *Chemical Engineering Design*. California: Elsevier Inc

[16] Walikrom, R., Muin, A., & Hermanto. (2018). Studi Kinerja Plate Heat Exchanger Pada Sistem Pendingin PLTGU. *Turbulen : Jurnal Teknik Mesin*, 40

[17] Wang, L., Sunden, B., & Manglik, R. (2007). *Plate Heat Exchanger, Design, Application & Performance*. USA, Canada and Mexico: WIT Press.

[18] Yuniarti, R., Achmad, F., Listyadevi, Y. L., Angraini, L., Tazkia, M. A., Suhartono, & Suharto. (2022). Pengaruh Temperatur dan Arah Aliran Terhadap Efektivitas Penukar Panas NTU (ε -Ntu) Pada Alat Penukar Panas Tipe Plat And Frame. *Jurnal Integrasi Proses*, 32 – 39.