



ANALISIS SISTEM PENDINGIN *BEARING* TURBIN FRANCIS HORIZONTAL UNIT 1 DENGAN DAYA 6,7 MW DAN PUTARAN 750 RPM DI PLTA PAKKAT PT. ENERGI SAKTI SENTOSA

Adelia Febrina Br. Sembiring^a, Johan Christian Siahaan^b, Sihar Siahaan^a

^aTeknik Konversi Energi, Teknik Mesin, Politeknik Negeri Medan, Jl. Almamater No.1, Padang Bulan, Kec. Medan Baru, Kota medan, Sumatera Utara 20155, Indonesia

^bPT.Energy Sakti Sentosa PLTA Pakkat, Kab Humbang Hasundutan, Sumatera Utara, 22451, Indonesia

E-mail: adeliafebrina@students.polmed.ac.id

INFO ARTIKEL

Riwayat artikel:

Diajukan pada 15 Februari 2022

Direvisi pada 14 Maret 2022

Disetujui pada 24 Maret 2022

Tersedia daring pada 05 April 2022

Kata kunci:

Bearing, heat exchanger, efektivitas, perpindahan panas

Keywords:

Bearing, heat exchanger, effectiveness, heat transfer

ABSTRAK

Bearing merupakan salah satu komponen pada PLTA yang berperan dalam menjaga posisi *turbine shaft* tetap berada dalam satu poros (*center*). Dalam pemeliharaan *bearing* turbin dilakukan sistem pendinginan pada *bearing* turbin yaitu pelumasan terhadap *bearing* dengan menggunakan oli. Pada pendinginan oli pelumas digunakan sistem pendingin jenis *heat exchanger* tipe *shell and tube*. Perhitungan besar perpindahan kalor dan efektivitas sangat diperlukan untuk mengetahui pengaruh temperatur fluida panas dan fluida dingin terhadap efektivitas sistem pendingin *bearing* turbin. Perhitungan terhadap besar perpindahan kalor dan efektivitas sistem pendingin *bearing* turbin pada PLTA Pakkat menggunakan metode perpindahan panas secara konveksi. Hasil dari analisis yang telah dilakukan maka diperoleh perpindahan kalor yang terjadi sebesar 168848,155 W dan efektivitas pada sistem pendingin *bearing* turbin sebesar 75,75%. Hal ini dapat disimpulkan bahwa semakin kecil selisih temperatur fluida panas dan fluida dingin yang masuk ke sistem pendingin maka efektivitas suatu sistem pendingin akan lebih besar begitupun sebaliknya.

ABSTRACT

A Bearing is one of the components in hydropower plant that plays a role in maintaining the position of the turbine shaft remains in one shaft (center). In the maintenance of turbine bearings, a cooling system is carried out on the turbine bearings, namely lubrication of the bearings using oil. Large calor movement and effectiveness in this matter are needed to know how hot and cold temperatures affect the effectiveness of turn-bearing cooling systems. Analysis of the magnitude of calor migration and the effectiveness of turbine cooling systems on the PLTA Pakkat use convection heat-transfer methods. The result of an analysis was that a heat movement of 168848.155 W and the effectiveness of a turbine bearing cooling system of 75.75%. It could conclude that the lower the difference between heat and cold temperatures in cooling systems would be greater than the small effectiveness.

1. PENGANTAR

Perkembangan industri yang bergerak dengan pesat akan menuntut ketersediaan energi yang cukup besar pula. Pembangkit tenaga listrik merupakan salah satu penyedia kebutuhan listrik yang paling banyak di Indonesia dan kebutuhan ini telah menjadi kebutuhan pokok (*primer*). Salah satu pusat pembangkit tenaga yang menghasilkan energi listrik adalah Pembangkit Listrik Tenaga Air (PLTA). PLTA adalah salah satu pembangkit yang memanfaatkan aliran air untuk diubah menjadi energi listrik. Pembangkit listrik ini bekerja dengan cara merubah energi air yang mengalir (dari bendungan atau air terjun) menjadi energi mekanik (dengan bantuan turbin air) dan dari energi mekanik menjadi energi listrik dengan bantuan generator (Wahyu Hidayat, 2019). Energi listrik tersebut dialirkan melalui jaringan-jaringan yang telah dibuat, hingga akhirnya energi listrik tersebut sampai ke konsumen. PT Energi Sakti Sentosa (ESS) adalah anak perusahaan Kencana Energy, yang memiliki dan menjalankan PLTA Pakkat di Kabupaten Humbang Hasundutan, Sumatera Utara. Pembangkit ini mampu membangkitkan daya listrik dalam jumlah besar – 125-gigawatt jam per tahun dengan tingkat utilisasi 79,27 % untuk menjaga dan melestarikan lingkungan alam sekitarnya. PT Energi Sakti Sentosa membangun dan mengoperasikan PLTA Pakkat dengan kapasitas sebesar 3×6 MW (PLTA Pakkat, 2021). Dengan demikian perlu adanya suatu sistem pemeliharaan (*Maintenance*) di PLTA untuk menjaga pengoperasian pembangkit listrik dapat berjalan dengan baik. Sistem Pemeliharaan (*maintenance*) rutin dilakukan terhadap turbin PLTA Pakkat supaya menjaga kehandalan (*perfomance*), daya tahan (*lifetime*), dan fungsi sesuai dengan kebutuhan. Sistem pemeliharaan (*maintenance*) juga sangat penting dilakukan guna menjaga terjadinya kerusakan sehingga tidak dapat digunakan (*function failure*). Salah satu komponen pada PLTA yang rutin dilakukan kegiatan pemeliharaan (*maintenance*) adalah *guide bearing turbine* (Pajar Limbong, 2020). Dalam menjaga posisi *turbine shaft* yang berputar dengan kecepatan mencapai 750 rpm dan digunakan *guide bearing* yang berfungsi untuk menjaga agar *turbine shaft* tetap berada dalam satu poros (*center*). Pada saat pengoperasian, *guide bearing* terkena gaya gesek akibat rotasi *turbine shaft* menyebabkan temperatur mengalami kenaikan. Untuk menjaga agar *guide bearing* tetap dalam temperatur yang normal, *guide bearing* diberikan pelumasan menggunakan oli, dengan kondisi *guide bearing* direndam di dalam oli secara terus menerus dalam proses operasi. Tangki pelumasan bertujuan untuk menurunkan temperatur oli yang meningkat dikarenakan terjadi perpindahan panas pada *guide bearing*, maka dibutuhkan *heat exchanger* yang dialiri air sebagai pendingin minyak. Jenis *heat exchanger* yang digunakan di PLTA Pakkat adalah tipe *Shell and Tube* (Eliezer, 2020).

1.1. Perpindahan Kalor (*Heat Transfer*)

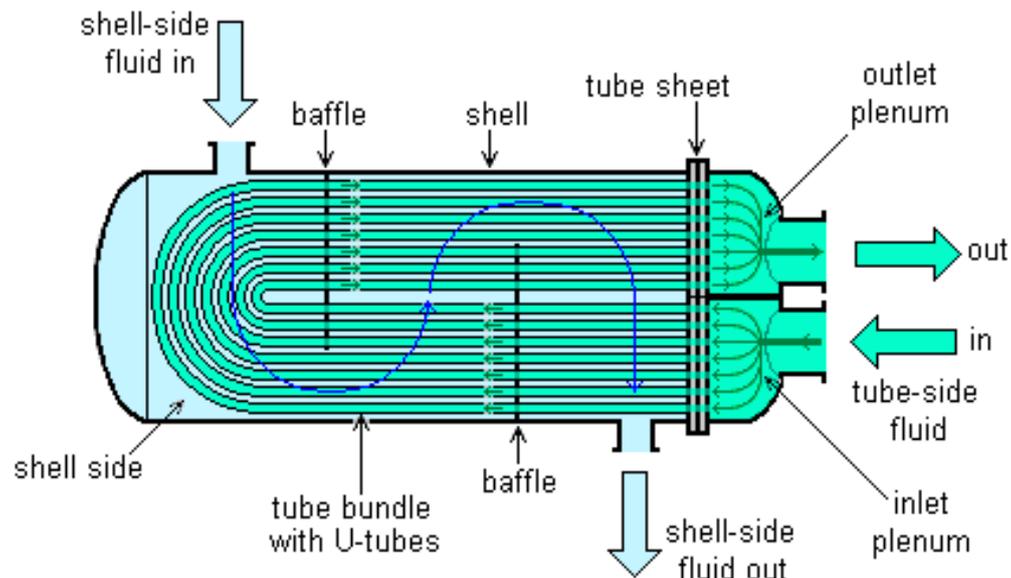
Perpindahan kalor (*heat transfer*) adalah proses berpindahnya energi kalor (*heat*) karena adanya perbedaan temperatur. Dimana, energi kalor akan berpindah dari temperatur media yang lebih tinggi ke temperatur media yang lebih rendah. Proses perpindahan panas akan terus berlangsung sampai ada kesetimbangan temperatur yang terjadi pada kedua media tersebut. Proses terjadinya perpindahan panas dapat terjadi secara konduksi, konveksi, dan radiasi (I Nyoman Widya Putra Yasa, 2015).

1.2. Alat Penukar Kalor (*Heat Exchanger*)

Alat penukar kalor (*heat exchanger*) merupakan sebuah alat yang berfungsi untuk menurunkan dan/atau meningkatkan temperatur sebuah sistem dengan memanfaatkan suatu media pendingin atau pemanas sehingga kalor dapat berpindah dari temperatur tinggi ke temperatur rendah. Tujuan dari alat penukar kalor tersebut adalah untuk mengontrol suatu sistem (temperatur) dengan menambahkan atau menghilangkan energi termal dari suatu fluida ke fluida lainnya. Walaupun ada banyak perbedaan ukuran, tingkat kesempurnaan, dan perbedaan jenis alat penukar kalor, semua alat penukar kalor menggunakan elemen-elemen konduksi *thermal* yang pada umumnya berupa *tube* atau plat untuk memisahkan dua fluida (Bizzy, I., dan Setiadi, R., 2013).

1.3. *Heat Exchanger* tipe *Shell and Tube* pada PLTA Pakkat

Alat penukar kalor tipe ini adalah salah satu alat penukar kalor yang menurut konstruksinya dicirikan adanya sekumpulan *tube* yang dipasangkan di dalam *shell* berbentuk silinder dimana dua jenis fluida yang saling bertukar kalor mengalir secara terpisah, masing-masing melalui sisi *tube* dan sisi *shell* (Sitompul T.M., 2019). Aliran dalam *shell* turbulen bertujuan untuk memperbesar koefisien perpindahan panas konveksi, maka pada *shell* dipasang sekat (*baffle*). Pada PLTA Pakkat, *Heat Exchanger* ini digunakan untuk mendinginkan oli pada *bearing* dengan menggunakan fluida air, terdapat 2 (dua) buah alat penukar kalor tipe *shell and tube* yang menyuplai 4 (empat) buah *bearing* dalam satu unit. Namun perhitungan terhadap data yang diperoleh hanya akan dilakukan pada satu alat penukar kalor saja karna pada dasarnya kedua alat penukar kalor tersebut memiliki tipe dan konstruksi yang sama (Nandy Putra, 2002). Setelah melewati proses pendinginan maka temperatur oli akan turun menjadi 34°C. Pada PLTA Pakkat jumlah laluan alat penukar kalornya adalah laluan 1-2. Alat Penukar Kalor Laluan 1-2 ialah aliran didalam *shell* 1 (satu) lintasan, dan aliran fluida pada sisi *tube* 2 (dua) lintasan (PLTA Pakkat, 2021). Untuk memperoleh laluan 2 (dua) lintasan pada sisi *tube* digunakan *floating head* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 1.



Gambar 1: APK 1-2 dengan counter-parallel flow floating head (Sitompul T.M., 2019)

Fluida dingin masuk pada ujung lain dan mengalir secara *counter flow* dibagian luar *tube* tetapi masih didalam *shell*. *Baffle-baffle* digunakan agar fluida dapat mengalir secara bertahap melewati *tube* dan tidak mengalir secara paralel dengan *tube*. *Shell and tube heat exchanger* terdapat tiga tahap perpindahan panas, yaitu konveksi sisi *shell*, konduksi pada dinding *tube* dan konveksi sisi *tube*. Keuntungan *Shell and Tube Heat Exchanger* sebagai berikut (Nandy Putra, 2020):

1. Konfigurasi yang dibuat akan memberikan luas permukaan yang besar dengan bentuk atau volume yang kecil.
2. Mempunyai *lay-out* mekanik yang baik, bentuknya cukup baik untuk operasi bertekanan.
3. Menggunakan teknik fabrikasi yang sudah stabil (*well-established*)
4. Dapat dibuat dengan berbagai jenis material, dimana dapat dipilih jenis material yang digunakan sesuai dengan temperatur dan tekanan operasi.
5. Mudah membersihkannya
6. Prosedur perancangannya sudah stabil (*well-established*).
7. Konstruksinya sederhana, pemakaian ruangan relatif kecil.
8. Pengoperasiannya tidak berbelit-belit, sangat mudah dimengerti.
9. Konstruksinya dapat dipisah-pisah satu sama lain, tidak merupakan satu kesatuan yang utuh, sehingga pengangkutannya relatif gampang.

2. METODE

2.1 Perhitungan Efektivitas Alat Penukar Kalor

Untuk menghitung efektivitas alat penukar kalor tipe *shell and tube*, dapat ditentukan dengan perhitungan sebagai berikut (Holman, J.P., 1997, Sitompul T.M., 2019):

1. Temperatur rata-rata fluida dingin

Untuk menentukan sifat-sifat fluida dingin (air), dilakukan perhitungan temperatur rata-rata air pada persamaan 1

$$T_c = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2} \quad (1)$$

Keterangan:

T_c = Temperatur rata-rata fluida dingin (air)

T_{ci} = Temperatur air masuk (°C)

T_{co} = Temperatur air keluar (°C)

2. Temperatur rata-rata fluida panas

Untuk menentukan sifat-sifat fluida panas (oli), dilakukan perhitungan temperatur rata-rata oli pada persamaan 2:

$$T_h = \frac{T_{hi} + T_{ho}}{2} \quad (2)$$

Keterangan:

T_h = Temperatur rata-rata fluida panas (oli)

T_{hi} = Temperatur oli masuk (°C)

T_{ho} = Temperatur oli masuk (°C)

3. Beda Temperatur Rata-Rata Logaritma (LMTD)

Faktor perhitungan pada alat penukar kalor adalah masalah perpindahan panasnya. Apabila panas yang dilepaskan besarnya sama dengan Q peraturan waktu, maka panas itu diterima fluida yang dingin sebesar Q tersebut pada persamaan 3:

$$Q = U \times A \times \Delta T_{LMTD} \quad (3)$$

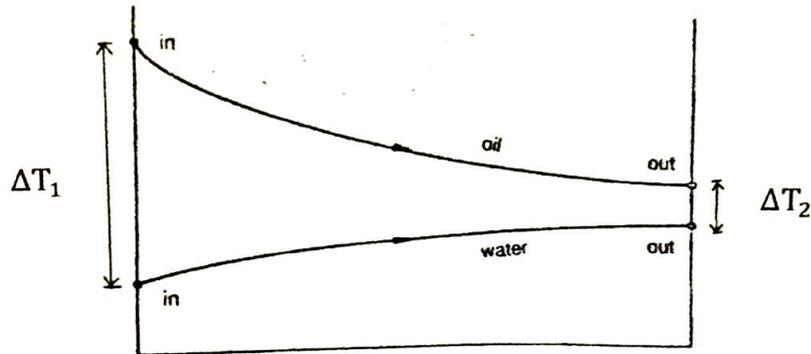
Keterangan:

- Q = Kalor yang dilepaskan/diterima (W)
 U = Koefisien perpindahan panas menyeluruh ($W/m^2\text{°C}$)
 A = Luas perpindahan panas (m^2)
 ΔT_{LMTD} = Selisih temperatur rata-rata (°C)

Sebelum menentukan luas permukaan kalor (A), maka akan lebih dahulu ditentukan nilai dari LMTD. Hal ini berdasarkan selisih temperatur fluida yang masuk dan keluar dari kalor pada persamaan 4:

$$LMTD = \frac{\Delta T_{maks} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{maks}}{\Delta T_{min}}} \quad (4)$$

LMTD untuk aliran searah terdapat pada Gambar 2:

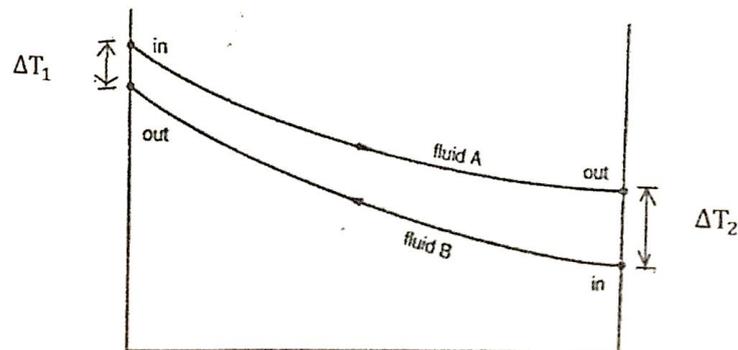


Gambar 2: Profil temperatur aliran searah (Sitompul T.M., 2019)

Profil temperatur aliran searah nilai beda temperatur rata-rata logaritma (LMTD) dapat dihitung dengan persamaan 5:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = \frac{(T_{hi} - T_{ci}) - (T_{ho} - T_{co})}{\ln \left(\frac{T_{hi} - T_{ci}}{T_{ho} - T_{co}} \right)} \quad (5)$$

LMTD untuk aliran berlawanan terdapat pada Gambar 3:



Gambar 3: Profil temperatur aliran berlawanan (Sitompul T.M., 2019)

Profil temperatur aliran berlawanan nilai beda temperatur rata-rata logaritma (LMTD) dapat dilihat pada persamaan 6:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}} \right)} \quad (6)$$

4. Bilangan Reynold

Untuk menentukan bilangan *reynold* pada *shell*, dilakukan perhitungan seperti persamaan 7:

$$Re_s = \frac{Vs \times De}{\nu} \quad (7)$$

Keterangan:

- Re_s = bilangan Reynold pada *shell*
 Vs = kecepatan oli pada *shell* (m/s)
 De = diameter hidrolis (m)
 ν = viskositas kinematik (m^2/s)

Untuk menentukan bilangan *reynold* pada *tube*, dilakukan perhitungan seperti persamaan 8:

$$Re_t = \frac{vt \times di}{\nu} \quad (8)$$

Keterangan:

- Re_t = bilangan Reynold pada *tube*
 Vt = kecepatan air pada *tube* (m/s)

d_i = diameter dalam (m)
 ν = viskositas kinematik (m^2/s)

5. Koefisien Perpindahan Panas

Untuk menentukan koefisien perpindahan panas pada *shell*, dilakukan perhitungan seperti persamaan 9:

$$h_o = \frac{Nu_s \times k_{oli}}{De} \quad (9)$$

Keterangan:

h_o = koefisien perpindahan kalor pada *shell* ($W/m^2\text{°C}$)
 Nu_s = bilangan Nusselt
 k_{oli} = konduktivitas termal pada oli ($W/m\text{°C}$)
 De = diameter hidrolik (m)

Untuk menentukan koefisien perpindahan panas pada *tube*, dilakukan perhitungan seperti persamaan 10:

$$h_i = \frac{Nu_t \times k_{air}}{d_i} \quad (10)$$

Keterangan:

h_i = koefisien perpindahan kalor pada *tube* ($W/m^2\text{°C}$)
 Nu_t = bilangan Nusselt
 k_{air} = konduktivitas termal pada air ($W/m\text{°C}$)
 d_i = diameter dalam (m)

Untuk menentukan koefisien perpindahan panas menyeluruh, dilakukan perhitungan seperti persamaan 11:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_o} + R_{di} + R_{do} \quad (11)$$

Keterangan:

U = koefisien perpindahan panas menyeluruh ($W/m^2\text{°C}$)

6. Faktor Pengotoran (*Fouling Factor*)

Faktor pengotoran ini sangat mempengaruhi perpindahan panas pada *heat exchanger*. Pengotoran ini dapat terjadi karena endapan dari fluida yang mengalir, juga disebabkan oleh korosi pada komponen dari *heat exchanger* akibat pengaruh dari jenis fluida yang dialirkannya. Terjadinya pengotoran tersebut dapat mempengaruhi temperatur fluida mengalir juga koefisien perpindahan panas menyeluruh dari fluida tersebut. Beberapa faktor yang dipengaruhi akibat pengotoran adalah temperatur fluida, temperatur dinding plat, dan kecepatan aliran fluida. Faktor pengotoran harus didapatkan dari percobaan, yaitu dengan menentukan U untuk kondisi bersih dan kondisi kotor pada penukar kalor itu. Faktor pengotoran pada persamaan 12:

$$Rf = \frac{1}{U_{kotor}} - \frac{1}{U_{bersih}} \quad (12)$$

Keterangan:

Rf = Faktor pengotoran (*fouling factor*)
 U_{kotor} = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh direncanakan ($W/m^2\text{°C}$)
 U_{bersih} = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh bersih ($W/m^2\text{°C}$)

7. Perpindahan Kalor

Untuk menentukan laju perpindahan kalor, dilakukan perhitungan seperti persamaan 13:

$$Q_{pp} = U_o \times A_o \times \Delta T_{LMTD} F \quad (13)$$

Keterangan:

Q_{pp} = jumlah kalor yang dipindahkan (W)
 U_o = koefisien perpindahan kalor menyeluruh ($W/m^2\text{°C}$)
 A_o = luas perpindahan panas (m^2)
 ΔT_{LMTD} = perbedaan temperatur (°C)
 F = faktor koreksi

Untuk menentukan perpindahan kalor total, dilakukan perhitungan seperti persamaan 14:

$$Q_{total} = \dot{m}_{air} \times Cp_{air} (Tc_o - Tc_i) \quad (14)$$

Keterangan:

\dot{m}_{air} = laju aliran air (kg/s)
 Cp_{air} = panas spesifik ($J/kg\text{°C}$)
 Tc_i = Temperatur air masuk (°C)
 Tc_o = Temperatur air keluar (°C)

8. Efektivitas

Untuk menentukan efektivitas, dilakukan perhitungan seperti persamaan 15:

$$\varepsilon = \frac{(Th_i - Th_o)}{(Th_i - Tc_i)} \times 100\% \quad (15)$$

Keterangan:

T_{hi} = Temperatur oli masuk (°C)

T_{ho} = Temperatur oli keluar (°C)

T_{ci} = Temperatur air masuk (°C)

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 *Data Heat Exchanger pada PLTA Pakkat*

Berikut adalah data-data yang diperlukan dalam melakukan analisis efektivitas sistem pendingin *bearing* turbin tipe *shell and tube* pada Tabel 1 dan Tabel 2.

Tabel 1: Data spesifikasi dan operasional pada *Shell*

| Fluida yang digunakan | Oli Shell T 68 |
|------------------------------------|----------------|
| Temperatur oli masuk (T_{hi}) | 59 °C |
| Temperatur oli keluar (T_{ho}) | 34 °C |
| Laju aliran oli (m_{oli}) | 200 kg/s |
| Diameter dalam (m) | 1020 m |
| Jumlah laluan (n_{pass}) | 2 |
| Jarak sekat (Lb) | 0,6 m |

Tabel 2: Data spesifikasi dan operasional pada *tube*

| Fluida yang digunakan | Air sungai |
|------------------------------------|------------|
| Temperatur air masuk (T_{ci}) | 26°C |
| Temperatur air keluar (T_{co}) | 36 °C |
| Laju aliran air (m_{air}) | 170 kg/s |
| Diameter dalam (d_i) | 0,0226 m |
| Diameter luar (d_o) | 0,024 m |
| Jumlah <i>tube</i> (Nt) | 250 |
| Panjang <i>tube</i> (L) | 1,5 m |
| <i>Pitch tube</i> (Pt) | 0,036 m |

3.2 *Analisis Data Heat Exchanger Berdasarkan Data Spesifikasi dan Operasional*

Perhitungan dan analisis data *heat exchanger* PLTA Pakkat menggunakan persamaan sebagai berikut (Holman, J.P., 1997, Sitompul T.M., 2019):

1. Temperatur rata-rata fluida dingin

Untuk menentukan sifat-sifat fluida dingin (air), dilakukan perhitungan temperatur rata-rata air dari persamaan 1 :

$$T_c = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2}$$

$$= \frac{26 + 36}{2}$$

$$= 31 \text{ °C}$$

Dengan melakukan interpolasi maka diperoleh:

$$Cp = 4178,1 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$$

$$\mu = 0,7835 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}$$

$$Pr = 5,31$$

$$\rho = 995,61 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0,6166 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

2. Temperatur rata-rata fluida panas (oli)

Untuk menentukan sifat-sifat fluida panas (oli), dilakukan perhitungan temperatur rata-rata oli dari persamaan 2:

$$T_h = \frac{T_{hi} + T_{ho}}{2}$$

$$= \frac{59 + 34}{2}$$

$$= 46,5^{\circ}\text{C}$$

Dengan melakukan interpolasi pada sifat-sifat fluida (*Engine oli*) dimana temperatur rata-rata pada pada oli yaitu $46,5^{\circ}\text{C}$ berada pada dua data sehingga diperoleh:

$$Cp = 1991,3 \text{ J/kg}^{\circ}\text{C}$$

$$\mu = 0,1710 \text{ kg/ms}$$

$$Pr = 2350,35$$

$$\rho = 872,06 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0,1431 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

3. Beda Temperatur Rata-Rata Logaritma (LMTD)

Untuk aliran berlawanan, nilai beda temperatur rata-rata logaritma (LMTD) dapat dilihat dari persamaan 6:

$$\Delta_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(Thi - Tco) - (Tho - Tci)}{\ln\left(\frac{Thi - Tco}{Tho - Tci}\right)}$$

$$= \frac{(59 - 36)^{\circ}\text{C} - (34 - 26)^{\circ}\text{C}}{\ln\left(\frac{(59 - 36)^{\circ}\text{C}}{(34 - 26)^{\circ}\text{C}}\right)}$$

$$= \frac{(23 - 8)^{\circ}\text{C}}{\ln\left(\frac{23^{\circ}\text{C}}{8^{\circ}\text{C}}\right)}$$

$$= 14,204^{\circ}\text{C}$$

4. Bilangan Reynold

Untuk menentukan bilangan reynold pada *shell*, dilakukan perhitungan dari persamaan 7:

$$Re_s = \frac{Vs \times De}{\nu}$$

Untuk menentukan bilangan reynold pada *shell*, terlebih dahulu mencari nilai (ν), De , kecepatan oli pada *shell* (Vs), dan (As) sebagai berikut:

$$\nu = \frac{\mu_{oli}}{\rho_{oli}}$$

$$= \frac{0,1710 \text{ kg/ms}}{872,06 \text{ kg/m}^3}$$

$$= 1,96 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$$

Nilai De ditentukan berdasarkan pola susunan *tube*. pola susunan *tube heat exchanger* tipe *shell and tube* ini adalah triangular, sehingga nilai De dapat ditentukan berdasarkan persamaan 8:

$$De = \frac{4(0,5Pt \times 0,866Pt - 0,5\pi \cdot \frac{do^2}{4})}{0,5\pi do}$$

$$= \frac{4(0,5 \cdot 0,036 \text{ m} \times 0,866 \cdot 0,036 \text{ m} - 0,5 \cdot 3,14 \times \frac{(0,024 \text{ m})^2}{4})}{0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,024 \text{ m}}$$

$$= \frac{4(5,6 \times 10^{-4} - 2,26 \times 10^{-4}) \text{ m}^2}{0,03768} = 0,035 \text{ m}$$

Kecepatan oli pada *shell* dapat diperoleh melalui persamaan 16 sebagai berikut:

$$Vs = \frac{\dot{m}_{oli}}{\rho_{oli} As} \quad (16)$$

Untuk menyelesaikan persamaan 16, terlebih dahulu melakukan perhitungan As pada persamaan 17 sebagai berikut:

$$\text{Diketahui: } C = Pt - do$$

$$= 0,036 \text{ m} - 0,024 \text{ m} = 0,012 \text{ m}$$

$$As = \frac{ds \times C \times Lb}{Pt} \quad (17)$$

$$= \frac{1,020 \text{ m} \cdot 0,012 \text{ m} \cdot 0,6 \text{ m}}{0,036 \text{ m}}$$

$$= 0,204 \text{ m}^2$$

Sehingga didapatkan nilai kecepatan oli pada *shell* melalui persamaan 18 yaitu:

$$\begin{aligned}
 V_s &= \frac{\dot{m}_{oli}}{\rho_{oli} A_s} & (18) \\
 &= \frac{200 \text{ kg/s}}{872,06 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,204 \text{ m}^2} \\
 &= 1,1242 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Maka akan didapatkan nilai bilangan Reynold pada *shell* pada persamaan 19:

$$\begin{aligned}
 Re_s &= \frac{V_s \times D_e}{\nu} & (19) \\
 &= \frac{1,1242 \text{ m/s} \times 0,035}{1,96 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}} \\
 &= 200,75 \text{ (aliran laminar)}
 \end{aligned}$$

Untuk menentukan bilangan reynold pada *tube*, dilakukan perhitungan seperti persamaan 8:

$$Re_t = \frac{V_t \times d_i}{\nu}$$

Untuk menentukan bilangan reynold pada *tube*, terlebih dahulu mencari nilai (ν), kecepatan oli pada *tube* (V_t) persamaan 20 sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \nu &= \frac{\mu_{air}}{\rho_{air}} & (20) \\
 &= \frac{0,7835 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}}{995,61 \text{ kg/m}^3} \\
 &= 7,86 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}
 \end{aligned}$$

Kecepatan air pada *tube* dapat diperoleh melalui persamaan 21 berikut:

$$V_t = \frac{\dot{m}_{air}}{\rho \times A_t} \quad (21)$$

Untuk menyelesaikan persamaan diatas, terlebih dahulu melakukan perhitungan A_t persamaan 22 sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 A_t &= \frac{1}{4} \pi \times d_i^2 \times N_t & (22) \\
 &= \frac{1}{4} \times 3,14 (0,0226)^2 \times 250 \\
 &= 0,1002 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Sehingga didapatkan nilai kecepatan air pada *tube* melalui persamaan 23 berikut:

$$\begin{aligned}
 V_t &= \frac{\dot{m}_{air}}{\rho A_t} & (23) \\
 &= \frac{170 \text{ kg/s}}{995,61 \text{ kg/m}^3 \times 0,1002 \text{ m}^2} \\
 &= 1,7040 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Maka akan didapatkan nilai bilangan Reynold pada *tube* dari persamaan 8 sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 Re_t &= \frac{V_t \times d_i}{\nu} \\
 &= \frac{1,7040 \text{ m/s} \cdot 0,0226 \text{ m}}{7,86 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}} \\
 &= 48995,41 \text{ (aliran turbulen)}
 \end{aligned}$$

5. Koefisien Perpindahan Panas

Untuk menentukan koefisien perpindahan panas pada *shell*, dilakukan perhitungan seperti persamaan 9:

$$h_o = \frac{Nu_s \times k_{oli}}{D_e}$$

Untuk menentukan koefisien perpindahan panas pada *shell*, terlebih dahulu mencari nilai bilangan Nusselt sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 Nu_s &= 0,664 \times Re_s^{0,5} Pr_{oli}^{0,3} \left(\frac{d_s}{L}\right)^{0,5} \\
 &= 0,664 \times 14,1686 \times 10,2645 \times 0,8246 \\
 &= 79,6298
 \end{aligned}$$

Maka akan didapatkan nilai koefisien perpindahan panas pada *shell* sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 h_o &= \frac{Nu_s \times k_{oli}}{D_e} \\
 &= \frac{79,6298 \cdot 0,1431 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0,035 \text{ m}} \\
 &= 325,5721 \text{ W/m}^2\text{C}
 \end{aligned}$$

Untuk menentukan koefisien perpindahan panas pada *tube*, dilakukan perhitungan seperti persamaan 10:

$$h_i = \frac{Nu_t \times k_{air}}{d_i}$$

Untuk menentukan koefisien perpindahan panas pada *tube*, terlebih dahulu mencari nilai bilangan Nusselt dengan menggunakan persamaan 24 (Dittus Boelter) sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Nu_t &= 0,023 \times Re_t^{0,8} Pr_{air}^n \quad (n = 0,4) \\ &= 0,023 \times 5.650,9871 \times 1,95 \\ &= 253,4467 \end{aligned} \tag{24}$$

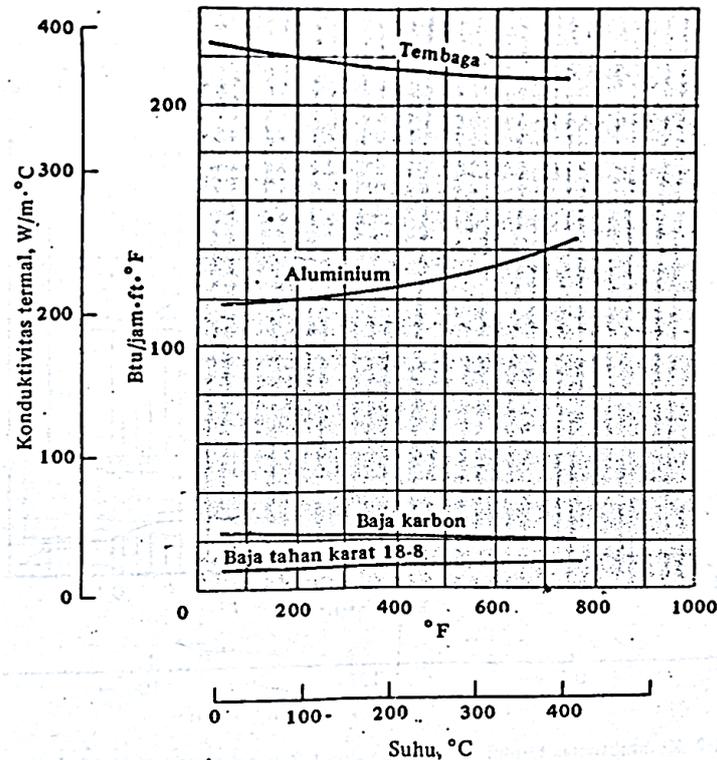
Maka akan didapatkan nilai koefisien perpindahan panas pada *shell* sebagai berikut:

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Nu_t \times k_{air}}{d_i} \\ &= \frac{253,4467 \times 0,6166 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0,0226 \text{ m}} \\ &= 6914,8552 \text{ W/m}^2\text{C} \end{aligned}$$

Perhitungan temperatur pada dinding *tube* dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} T_t &= \frac{1}{2} \left(\frac{T_{ci} + T_{co}}{2} + \frac{T_{hi} + T_{ho}}{2} \right) \\ &= \frac{1}{2} \left(\frac{26^\circ\text{C} + 36^\circ\text{C}}{2} + \frac{59^\circ\text{C} + 34^\circ\text{C}}{2} \right) \\ &= 38,75^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Dengan temperatur dinding 38,75 °C maka berdasarkan Gambar 4 konduktivitas termal zat padat, diperoleh nilai konduktivitas termal baja karbon sebesar 39,78 W/m°C.



Gambar 4: konduktivitas termal beberapa zat padat (J.P Holman, 1997)

$$\begin{aligned} U_o &= \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o}} \\ U_o &= \frac{1}{\frac{r_o}{r_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{r_o \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right)}{k} + \frac{1}{h_o}} \\ &= \frac{1}{\frac{0,012}{0,0113} \cdot \frac{1}{6914,8552 \text{ W/m}^2\text{C}} + \frac{0,012 \cdot \ln \left(\frac{0,012 \text{ m}}{0,0113 \text{ m}} \right)}{39,78 \text{ W/m}^\circ\text{C}} + \frac{1}{325,5721 \text{ W/m}^2\text{C}}} \\ &= 253,3993 \text{ W/m}^2\text{C} \end{aligned}$$

- Menghitung Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh dan Menentukan Faktor Pengotoran

Diperoleh data Daftar Faktor Pengotoran Normal sebagai berikut:

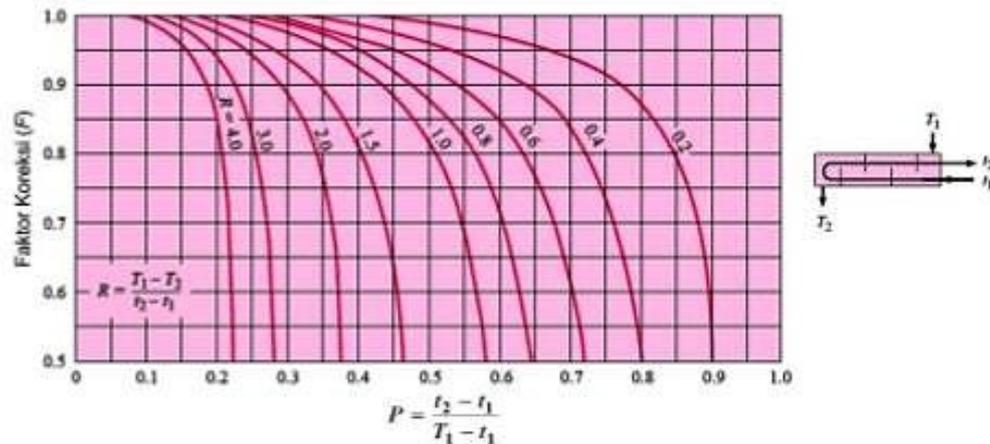
$$R_{di} = 0,00009 \text{ m}^2\text{C}/\text{W} \text{ (air laut dibawah } 125^\circ\text{F)}$$

$$R_{do} = 0,0007 \text{ m}^2\text{C}/\text{W} \text{ (minyak celup)}$$

Untuk menentukan koefisien perpindahan panas menyeluruh, dilakukan perhitungan seperti persamaan 11:

$$\begin{aligned} \frac{1}{U} &= \frac{1}{U_o} + R_{di} + R_{do} \\ &= \frac{1}{253,3993 \text{ W/m}^2\text{C}} + 0,00009 \text{ m}^2\text{C}/\text{W} + 0,0007 \text{ m}^2\text{C}/\text{W} \\ U &= 211,1334 \text{ W/m}^2\text{C} \end{aligned}$$

Untuk menentukan nilai faktor koreksi (F) dapat melalui diagram/grafik pada Gambar 5 grafik faktor koreksi alat penukar kalor untuk satu laluan *shell* dengan dua laluan *tube*, dan empat laluan *tube*, sebagai berikut:



Gambar 5: Grafik faktor koreksi alat penukar kalor untuk satu laluan *shell* dengan dua laluan *tube*, dan empat laluan *tube* (Sitompul T.M., 2019)

$$P = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} = \frac{(36 - 26)^\circ\text{C}}{(59 - 26)^\circ\text{C}} = 0,3030$$

$$R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}} = \frac{(59 - 34)^\circ\text{C}}{(36 - 26)^\circ\text{C}} = 2,5$$

Dari Gambar 5 Grafik faktor koreksi alat penukar kalor untuk satu laluan *shell* dengan dua laluan *tube*, dan empat laluan *tube*, didapatkan nilai sebagai berikut: $F = 0,83$

7. Menghitung Luas Perpindahan Panas dan Jumlah Kalor yang Dipindahkan

Untuk menentukan jumlah kalor yang dipindahkan, terlebih dahulu mencari nilai A_o , sebagai berikut:

$$\begin{aligned} A_o &= 2\pi \times d_o \times L \times Nt \\ &= 2 \times 3,14 \times 0,024 \text{ m} \times 1,5 \text{ m} \times 250 \\ &= 56,52 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Untuk menentukan jumlah kalor yang dipindahkan, dilakukan perhitungan seperti persamaan 3:

$$\begin{aligned} Q_{pp} &= U_o \times A_o \times \Delta T_{LMTD} \times F \\ &= 253,3993 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}} \times 56,52 \text{ m}^2 \times 14,204^\circ\text{C} \times 0,83 \\ &= 168848,155 \text{ W} \end{aligned}$$

Untuk menentukan perpindahan kalor total dapat ditentukan dari energi yang diserap air, maka dilakukan perhitungan seperti persamaan 17:

$$\begin{aligned} Q_{total} &= \dot{m}_{air} \times C_{p_{air}} (T_{co} - T_{ci}) \\ &= 170 \text{ kg/s} \times 4178,1 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \times (36 - 26)^\circ\text{C} \\ &= 7102770 \text{ W} \end{aligned}$$

8. Efektivitas

Kapasitansi panas untuk fluida dingin (air) adalah:

$$\begin{aligned} C_c &= \dot{m}_{air} \times C_{p_{air}} \\ &= 170 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4178,1 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \\ &= 710277 \text{ J/s}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Kapasitansi panas untuk fluida panas (oli) adalah:

$$\begin{aligned} C_h &= \dot{m}_{oli} \times C_{p_{oli}} \\ &= 200 \text{ kg/s} \times 1991,3 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \\ &= 398260 \text{ J/s}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Karena $C_h < C_c$, maka untuk menentukan efektivitas, dilakukan perhitungan seperti persamaan 15:

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{(Th_i - Th_o)}{(Th_i - T_{ci})} \times 100\% \\ &= \frac{(59-34)^{\circ}\text{C}}{(59-26)^{\circ}\text{C}} \times 100\% \\ &= 75,75 \%\end{aligned}$$

Dengan melakukan perhitungan menggunakan data yang tersedia pada Tabel 1 dan menggunakan data pada Tabel 2, maka diperoleh hasil analisis yang dapat dilihat pada Tabel 3, sebagai berikut:

Tabel 3: Hasil analisis efektivitas sistem pendingin *bearing* turbin tipe *shell and tube*

| Hasil Perhitungan analisis efektivitas sistem pendingin <i>bearing</i> turbin tipe <i>shell and tube</i> | |
|--|-------------|
| Temperatur rata-rata pada fluida dingin (T_c) | 31 |
| Temperatur rata-rata fluida panas (T_h) | 46,5 |
| Beda Temperatur Rata-Rata Logaritma (Δ_{LMTD}) | 14,204 |
| Bilangan Reynold pada <i>shell</i> (Re_s) | 200,75 |
| Bilangan Reynold pada <i>tube</i> (Re_t) | 48995,41 |
| Bilangan Nusselt pada <i>shell</i> (Nu_s) | 796,298 |
| Bilangan Nusselt pada <i>tube</i> (Nu_t) | 2,534,467 |
| Koefisien perpindahan panas pada <i>shell</i> (h_o) | 3,255,721 |
| Koefisien perpindahan panas pada <i>tube</i> (h_i) | 69,148,552 |
| Koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) | 2,111,334 |
| Jumlah Perpindahan kalor (Q_{pp}) | 168,848,155 |
| Perpindahan kalor total (Q_{total}) | 7102770 |
| Efektivitas (ε) | 75,75% |

Berdasarkan Tabel 3 Hasil Perhitungan analisis efektivitas sistem pendingin *bearing* turbin tipe *shell and tube* maka diperoleh nilai besar koefisien perpindahan panas pada *shell* sebesar $325,5721 \text{ W/m}^2\text{C}$. Besar koefisien perpindahan panas pada *tube* sebesar $6914,8552 \text{ W/m}^2\text{C}$ dan koefisien perpindahan panas menyeluruh sebesar $211,1334 \text{ W/m}^2\text{C}$. Adapun jumlah kalor yang dipindahkan sebesar $168848,155 \text{ W}$, besar perpindahan kalor total sebesar 7102770 W , dan efektivitas sistem pendingin *bearing* turbin untuk tipe *shell and tube* adalah 75,75%.

3.3 Pembahasan

Dari perhitungan efektivitas sistem pendingin *bearing* turbin tipe *shell and tube* yang telah dilakukan pada PLTA Pakkat PT Energy Sakti Sentosa didapatkan bahwa efektivitas sistem pendingin *bearing* turbin yaitu sebesar 75,75% dibandingkan dengan nilai efektivitas yang diperoleh adalah 83,33% efektivitas alat penukar kalor tipe *shell and tube* unit 3 lebih besar (Monika Tio, 2017). Melihat perbandingan dengan referensi yang ada bahwa besar kecilnya efektivitas suatu sistem pendingin dipengaruhi oleh selisih dari temperatur fluida panas dan fluida dingin, semakin kecil selisih temperatur fluida panas dan fluida dingin yang masuk ke sistem pendingin maka efektivitas sistem pendingin akan semakin besar begitupun sebaliknya. Besarnya perbedaan temperatur pada fluida juga akan mempengaruhi nilai perpindahan kalor yang terjadi (Limbong Pajar, 2020). Perbedaan temperatur pada fluida panas dan fluida dingin sangat berpengaruh terhadap besar perpindahan kalor yang terjadi dan efektivitas sistem pendingin *bearing* turbin (Arifin Jainal, 2020).

4. KESIMPULAN

Analisis sistem pendingin pada *bearing* Turbin Francis Horizontal pada Unit 1 PLTA Pakkat yang telah dilakukan dan diketahui bahwa terjadi perpindahan kalor yang terjadi sebesar $168848,155 \text{ W}$ dan efektivitas pada sistem pendingin *bearing* turbin yaitu sebesar 75,75%. Besar kecilnya efektivitas suatu sistem pendingin dipengaruhi oleh selisih dari temperatur fluida panas dan fluida dingin. Semakin kecil selisih temperatur fluida panas dan fluida dingin yang masuk ke sistem pendingin maka efektivitas sistem pendingin akan semakin besar begitupun sebaliknya. Tingkat kavitas kecil sehingga tidak mengakibatkan efisiensi turbin turun drastis. Hal ini dilihat dari efisiensi turbin yang masih dalam batas normal. Adapun mengurangi kavitas yang besar yang mana nanti bisa berakibat menurunnya efisiensi turbin secara drastis maka diperlukan pola pengoperasian yang sesuai pada batas-batas tertentu secara teoritis, yakni mengoperasikan turbin dengan kondisi mengatur debit air masuk turbin, elevasi tail race (pembukaan pintu *tail race*) yang aman.

UCAPAN TERIMAKASIH

Penulis mengucapkan rasa syukur karena berkat dan rahmat yang maha kuasa penulis dapat menyelesaikan artikel ini, serta terima kasih yang sedalamnya karena dukungan finansial yang diberikan oleh Direktorat Akademik Pendidikan Tinggi Vokasi Direktorat Jenderal Pendidikan Vokasi Kementerian Pendidikan, Kebudayaan, Riset, dan Teknologi melalui Pusat Penelitian Pengabdian Masyarakat, Politeknik Negeri Medan.

DAFTAR PUSTAKA

- Bizzy, I., & Setiadi, R. (2013), Studi Perhitungan Alat Penukar Kalor Tipe *Shell and Tube* dengan Program *Heat Transfer Research Inc* (HTRI). *Jurnal Rekayasa Mesin* 13, 67-77.
- Eliezer. (2020). Bagian yang didinginkan pada turbin. PLTA Pakkat PT Energy Sakti Sentosa. Pakkat.
- Hidayat, W. (2019). Prinsip Kerja dan Komponen-Komponen Pembangkit Listrik Tenaga Air (PLTA), INA-Rxiv Papers. Bandung
- Holman, J. P. (1997). Perpindahan Kalor. Erlangga, Jakarta.
- Jainal A. (2020), Analisa Kinerja Alat Penukar Kalor jenis *Shell and Tube* pada Pendingin Oli *Return Bearing*. *Majalah Ilmiah Teknik Mesin* 20, 12-23
- Limbong, P. (2020). Analisis Sistem Pendingin Bearing Turbin dengan Daya 71,5 MW dan Putaran 333 RPM di PT Indonesia Asahan Alumunium (PERSERO). Politeknik Negeri Medan.
- PLTA Pakkat. (2016). Dokumen PLTA Pakkat. PT Energy Sakti Sentosa.
- Putra, N. (2002). Alat Penukar Kalor. Jakarta. Universitas Indonesia.
- Putra, I.N.W. (2015). Analisa Performansi Kolektor Surya Pelat Bergelombang untuk Pengering Bunga Kamboja dengan Empat Sisi Kolektor. Politeknik Negeri Bali.
- Sitompul T.M. (2019). Alat Penukar Kalor. Jakarta. Erlangga.
- Tio, M. (2017). Analisis Efektivitas Alat Penukar Kalor (*Heat Exchanger*) tipe *Shell and Tube* Unit 3 pada PLTA Pakkat. PT Energi Sakti Sentosa. Politeknik Negeri Medan.