

Perhitungan Pipa Kondenser pada PLTU dengan kapasitas 10 MW pada PT XYZ

Nursiwan^{1*}, Ade Ruhama¹, Ahmad Ilzam Anshori Hasibuan¹, Muhammad Hafizh Shidiq¹, Reza Ubaidillah¹

¹Program Studi Magister Teknik Mesin, Universitas Pancasila, Jakarta

*Email Corresponding Author : nursiwanalif@yahoo.com

ABSTRAK

Jenis penukar kalor sangatlah beragam dan masing masing dirancang untuk memenuhi kebutuhan yang spesifik. Namun demikian jenis shell & tube sejauh ini merupakan jenis yang paling banyak dipergunakan berkat konstruksinya relative sederhana dan memiliki keandalan karena dapat dioperasikan dengan beberapa jenis fluida kerja. Efek pendinginan yang dihasilkan dalam sistem perpindahan panas tergantung dari efektivitas kinerja kondensor. Sementara, kinerja kondensor semakin lama akan menurun seiring dengan terjadinya fouling factor. Pada penelitian ini dilakukan analisa perhitungan jumlah tube dan diameter tube pada kondensor sebagai Alat Penukar Kalor (APK). Dari hasil analisa perhitungan adalah jumlah tube 663 buah, diameter tube 40 mm, panjang tube 2,5 m.

Kata kunci: Kondensor, optimal, shell and tube

ABSTRACT

Heat Exchanger tools may vary from one another, Each of them is designed for specific uses. However, among all of these variants, shell and tube ar the most common in usage, in construction, and it has advantage that it can be used with different (several) kind of working fluid. The cooling effect that is produced by the heat transfer system depends on the performance effectivity of condenser. Meanwhile condencer performance will gradually decrease as the occurrence of fouling factor. In this research, there will be an optimal analysis of shell and tube thermal system as a Heat Exchanger. The optimum result is and the total amount of tube is 663 tubes, with the diameter is 40 mm, length is 2,5 m.

Keywords: condenser, optimal, shell and tube

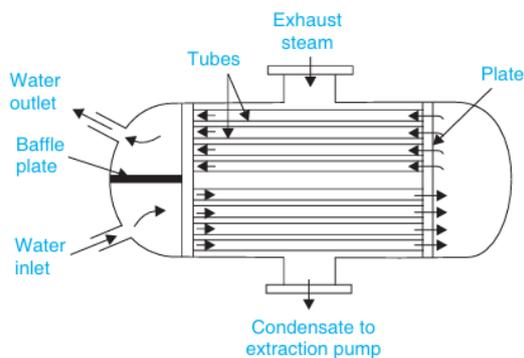
PENDAHULUAN

Kondensor digunakan di pembangkit listrik tenaga uap untuk mengakhiri siklus termal dan memindahkan panas kondensasi ke lingkungan. Kondensor biasanya merupakan penukar panas *shell and tube* dimana uap yang datang dari bagian turbin tekanan rendah (LP) mengembun. Untuk mengkondensasikan uap, air yang digunakan untuk pendingin dapat diambil dari tempat penampu air besar atau aliran air, seperti sungai, laut atau danau (siklus pendinginan terbuka) atau dari cekungan yang terletak di bawah menara pendingin (siklus pendinginan tertutup). Parameter (suhu dan laju aliran massa) air pendingin pada saluran masuk kondensor mempengaruhi tekanan uap yang terkondensasi, yang berdampak pada daya yang dihasilkan di bagian LP turbin. Semakin tinggi suhu air pendingin pada saluran masuk kondensor, semakin tinggi pula tekanannya uap yang terkondensasi. Ketika laju aliran massa air pendingin meningkat, tekanan uap masuk kondensor menurun, sedangkan hambatan aliran dan daya pompa untuk mengalirkan air pendingin meningkat. Oleh karena itu, memilih parameter

operasi dan geometri kondensor yang sesuai (diameter tabung, luas perpindahan panas, panjang kondensor, dan jumlah tabung) untuk unit daya tertentu adalah masalah yang melibatkan banyak kriteria. Kondensor terletak di bawah bagian turbin LP; oleh karena itu panjang kondensor ditentukan oleh panjang bagian LP. Ketika unit tenaga uap mengalami perubahan, kondensor mungkin perlu ditingkatkan; selama peningkatan seperti itu dimungkinkan untuk menginstal tube dengan diameter terkoreksi yang memberikan kinerja kondensor lebih baik. Memilih tube kondensor diameter yang terlalu besar (*over dimensional*) meningkatkan luas perpindahan panas dan biaya pembuatan kondensor. Selanjutnya, jika laju aliran massa air pendingin yang konstan dan diameter tabung terlalu besar, maka air mengalir melalui tabung dengan kecepatan lebih rendah dan kondisi perpindahan panas tidak maksimal, misalnya, koefisien perpindahan panas di sisi air lebih rendah. Sebaliknya jika diameternya terlalu kecil, air mengalir lebih cepat melalui tabung, yang meningkatkan performa perpindahan panas, tetapi juga menghasilkan perpindahan panas yang lebih besar, *head loss* dan daya pompa lebih besar (lebih

banyak daya listrik yang digunakan oleh pompa air pendingin). [1]

Kondensor adalah perangkat yang rumit, dan hasil yang diperoleh dengan pendekatan sederhana yang disajikan harus digunakan dengan hati-hati seperti Gambar 1. Misalnya, kita berasumsi bahwa koefisien perpindahan panas keseluruhan U adalah konstan pada sepanjang kondensor dan koefisien perpindahan panas konveksi dapat diprediksi menggunakan korelasi konveksi. Namun diingat bahwa ketidakpastian dalam nilai prediksi U bahkan bisa melebihi 30%. Oleh karena itu, wajar jika kita cenderung mendesain kondensor diatas desain awal untuk menghindari sesuatu hal yang tidak diinginkan.



Gambar 1 Surface Condenser [2]

Peningkatan perpindahan panas pada kondensor biasanya disertai dengan peningkatan *pressure drop*, dan dengan demikian daya pemompaan lebih tinggi. Oleh karena itu, kelebihan apa pun dari peningkatan performa perpindahan panas harus dibandingkan dengan biayanya penurunan tekanan yang menyertainya. Juga, beberapa pemilihan harus diperhatikan bagian fluida mana yang harus melewati sisi *tube* dan fluida mana yang harus melewati *shell*. Biasanya fluida yang mempunyai viskositas lebih cocok melalui sisi *shell* (mempunyai lebih besar area lintasan dan dengan demikian menurunkan *pressure drop*) dan fluida dengan tekanan yang lebih tinggi melalui sisi *tube*. [3]

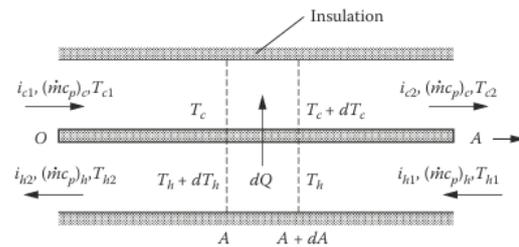
Dalam mendesain/analisis *heat exchanger* umumnya terdiri dari salah satu dari dua tantangan di bawah ini:

1. Memilih *heat exchanger* yang akan mencapai perubahan suhu tertentu dalam aliran fluida dengan laju aliran massa yang telah diketahui.

2. Memprediksi suhu keluaran aliran fluida panas dan dingin pada *heat exchanger* tertentu.

Untuk mengatasi hal tersebut metode yang dapat digunakan salah satunya adalah metode LMTD. Asumsi yang diperlukan saat menganalisa sebuah *heat exchanger*:

1. *Steady state*.
2. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
3. Panas spesifik dalam *range temperature* tertentu dapat dianggap sebagai konstanta.
4. *Heat exchanger* dalam kondisi terisolasi sempurna.



Gambar 2 Dua pipa yang bersentuhan [4]

Jika berdasarkan Gambar 2 di atas dengan menerapkan hukum kesetimbangan energi keseluruhan untuk fluida panas dan dingin maka didapatkan,

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (t_{h,i} - t_{h,o}) [5]$$

dan

$$q = \dot{m}_c c_{p,c} (t_{c,o} - t_{c,i}) [5]$$

Dimana:

q = laju perpindahan panas (Watt)

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

c_p = panas spesifik (J/kg.K)

t_h = temperature fluida panas (°C)

t_c = temperature fluida dingin (°C)

Hubungan laju perpindahan panas total dengan perbedaan suhu ΔT antara fluida panas dan dingin dimana,

$$\Delta T \equiv T_h - T_c$$

Metode perbedaan suhu rata-rata log (LMTD) adalah metode yang mudah digunakan ketika temperatur pada saluran masuk dan saluran keluar fluida panas dan dingin diketahui atau dapat ditentukan suatu keimbangan energi [6]. Karena

ΔT bervariasi dengan posisi pada *heat exchanger* maka perlu laju perpindahan panas dalam bentuk suatu rumusan.

$$Q = UA\Delta T_m \quad [5]$$

dimana:

- Q = laju perpindahan panas (Watt)
- U = Koefisien perpindahan panas keseluruhan (W/m².K)
- A = luas permukaan pipa (m²)
- ΔT_m = LMTD (*log mean temperature difference*) (K)

Perbedaan suhu antara fluida panas dan fluida dingin bervariasi di sepanjang *heat exchanger* dan dengan demikian, untuk analisis perpindahan panas, kita memerlukan perbedaan suhu rata-rata, ΔT_m . Jika suatu *heat exchanger* double-pipe beraliran paralel, kemudian kita terapkan keseimbangan energi ke elemen diferensial ketebalan dalam fluida panas dan dingin seperti Gambar 3 maka akan kita peroleh:

$$dq = \dot{m}_h c_{p,h} dT_h \equiv -C_h dT_h$$

dan

$$dq = \dot{m}_c c_{p,c} dT_c \equiv C_c dT_c$$

dimana C_h dan C_c adalah laju kapasitas panas fluida panas dan dingin.

Dan

$$\begin{aligned} dq &= U\Delta T dA \\ d(\Delta T) &= dT_h - dT_c \\ \int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} &= -U \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \int_1^2 dA \\ \ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) &= -UA \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \end{aligned}$$

Dengan mensubstitusikan C_h dan C_c kita peroleh

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -UA \left(\frac{T_{h,o}}{q} + \frac{T_{h,i}}{q} \right)$$

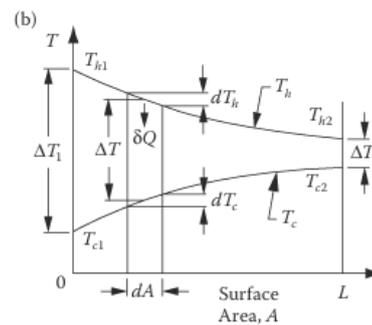
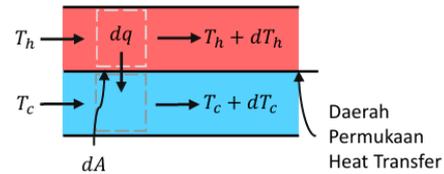
Untuk *heat exchanger* aliran paralel, $\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i}$ dan $\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o}$ sehingga kita peroleh:

$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)}$$

Log Mean Temperature Difference

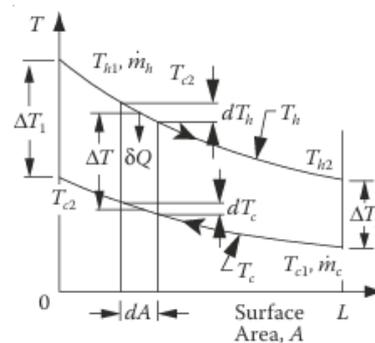
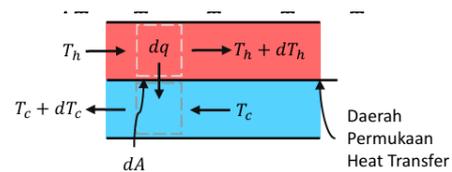
$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)}$$

Dimana $\left[\begin{aligned} \Delta T_1 &\equiv T_{h,1} - T_{c,1} \equiv T_{h,i} - T_{c,i} \\ \Delta T_2 &\equiv T_{h,2} - T_{c,2} \equiv T_{h,o} - T_{c,o} \end{aligned} \right]$



Gambar 3 Gambar aliran paralel dan distribusi temperaturnya [4]

Analisis yang dilakukan untuk aliran paralel juga berlaku untuk susunan aliran berlawanan arah (*counter-flow*) seperti Gambar 4. Namun, suhu titik akhir dalam kasus *exchanger* aliran berlawanan arah harus didefinisikan sebagai:



Gambar 4 Gambar aliran *counter-flow* dan grafik distribusi temperatur [4]

Hubungan LMTD yang dikembangkan di slide sebelumnya terbatas pada *heat exchanger* aliran paralel (*parallel flow*) dan aliran berlawanan arah (*counter-flow*) saja. Ekspresi serupa untuk aliran silang (*cross-flow*) dan *heat exchanger shell-and-tube multipass* juga bisa dikembangkan akan tetapi terlalu rumit karena kondisi alirannya yang kompleks. Dalam kasus seperti itu, perbedaan suhu ekuivalen dapat dikaitkan dengan hubungan *log mean temperature difference* untuk kasus aliran berlawanan arah dengan bantuan *correction factor*, F :

$$\Delta T_{lm} = F \Delta T_{lm, CF}$$

$\Delta T_{lm, CF}$ merupakan LMTD untuk kasus *heat exchanger* aliran berlawanan arah dengan suhu masuk dan keluar yang sama. *Correction factor*, F , bergantung pada geometri *heat exchanger* dan suhu masuk dan keluar aliran fluida panas dan dingin. Secara umum $F \leq 1$, dan nilai batas dari 1 sesuai dengan *heat exchanger* aliran berlawanan arah. F adalah ukuran deviasi ΔT_{lm} dari nilai yang sesuai untuk kasus aliran berlawanan arah.

Oleh karena itu metode LMTD sangat cocok untuk menentukan ukuran penukar panas untuk mewujudkan suhu keluar yang ditentukan saat massa laju aliran dan suhu masuk dan keluar fluida panas dan dingin didapat.

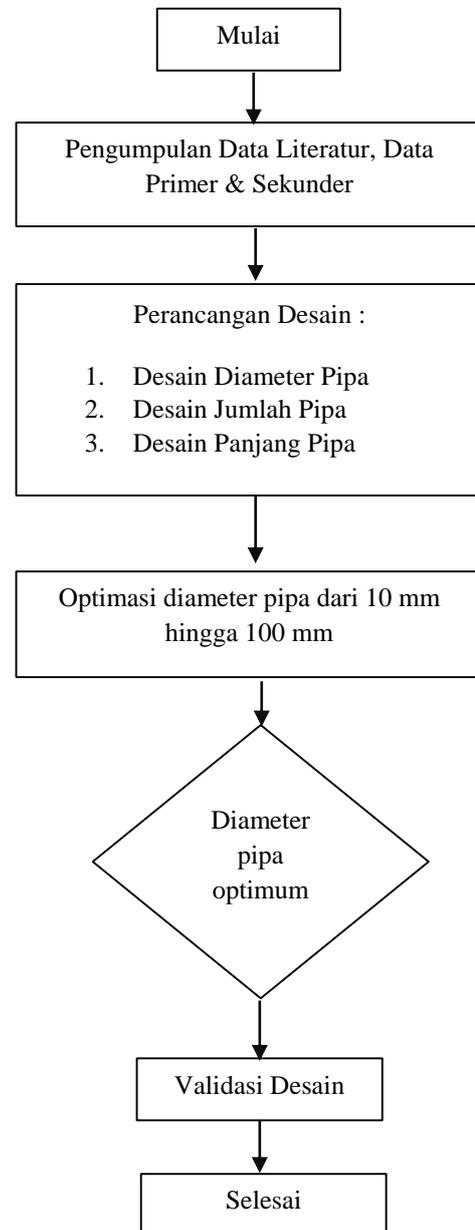
Dengan metode LMTD, berikutnya adalah memilih kondensor yang akan memenuhi persyaratan perpindahan panas yang ditentukan. Prosedur yang harus diikuti oleh proses seleksi adalah:

1. Pilih jenis penukar panas yang sesuai untuk aplikasi.
2. Tentukan suhu masuk atau keluar yang tidak diketahui serta laju perpindahan panasnya dengan menggunakan keseimbangan energi.
3. Hitung ΔT_m dan faktor koreksinya F , jika diperlukan.
4. Mendapatkan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan U .
5. Hitung luas permukaan perpindahan panas A .

Setelah didapatkan luas area perpindahan yang dibutuhkan, kita bisa memilih kondensor yang memiliki luas sama dengan perhitungan metode LMTD atau lebih besar nilainya dari A [3]

METODE PENELITIAN

Metode penelitian yang dilakukan didalam penelitian ini digambarkan pada diagram alir penelitian yang ditunjukkan oleh diagram alir dibawah ini.



Gambar 5 Flowchart Penelitian

Penelitian ini dilakukan pada pembangkit listrik tenaga uap dengan kapasitas 10 MW pada PT. XYZ dimana turbin yang digunakan adalah turbin model TST-1030 HB dimana tekanan masuk turbin sebesar 37 barA dengan temperatur 510 °C dan tekanan keluar turbin sebesar 1,09 barA, kemudian dari pembangkit yang akan dilakukan desain pada sistem kondensor berupa

jumlah pipa yang dibutuhkan, panjang pipa dan diameter pipa.

Langkah pertama yang dilakukan didalam penelitian ini yaitu mengumpulkan studi literatur, data primer, dan data sekunder. Langkah berikutnya yaitu mencari kondisi steam pada tekanan inlet dan outlet dalam bentuk entalpi melalui table properties steam, sehingga data yang dihasilkan dari proses ini adalah data entalpi setiap proses dan data *dryness factor*. Kemudian dari data diatas akan didapatkan nilai *theoretical steam rate* (TSR) dan *Specific Steam Consumption* (SSC) untuk melihat berapa banyak *steam* yang dibutuhkan untuk menghasilkan daya 1 kWh [7].

Kemudian langkah berikutnya adalah mencari *flow rate steam* yang melewati turbin dan mencari nilai *entalpi steam* yang meninggalkan *condenser*, asumsi yang dilakukan adalah kondisi steam dianggap saturasi ketika keluar dari *condenser*. Melalui persamaan kesetimbangan energi pada *condenser* yaitu panas yang keluar dari *condenser* sama dengan panas yang diterima *cooling tower* maka akan di dapat nilai temperatur pada saat fluida keluar dari *cooling tower*, sehingga dari data tersebut akan didapatkan nilai LMTD dan laju perpindahan panas serta *flow rate* air yang melalui pipa. Dengan mensubstitusikan hasil persamaan dari laju perpindahan panas dan *flow rate* air yang melewati pipa akan didapatkan nilai diameter pipa, jumlah pipa dan panjang pipa yang dibutuhkan.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Setelah melakukan pengamatan studi literatur dilanjutkan dengan mengumpulkan data-data dari hasil observasi di lapangan didapatkan data-data sebagai berikut:

- Beban : 10 MW
- Pressure steam inlet turbine : 37 barA
- Temp. steam inlet turbine : 510 °C
- Pressure steam outlet turbine : 1,09 barA
- Flow air pendingin : 1500 m³/h
- Temperatur air pendingin : 25 °C
- Panjang maksimum pipa : 2,5 m
- Kecepatan air (rekomendasi) : 0,5 m/s
- Ukuran pipa/tabung yang tersedia dari diameter 10 mm hingga 100 mm dengan kelipatan 10 mm.

Beberapa data yang diasumsikan untuk memudahkan perhitungan diantaranya adalah:

- Overall heat transfer coefficient: 3000 W/m²K
- Efisiensi isentropic turbine : 70%

Yang perlu dicari terlebih dahulu adalah properties dari uap dan air hasil kondensasi dengan menggunakan *steam table* [8]:

- Kondisi steam pada pressure 37 barA (36 barG) dengan menggunakan persamaan interpolasi didapat:

$$h_{@36 \text{ bar}, 510^\circ\text{C}} = 3470,53 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{@36 \text{ bar}, 510^\circ\text{C}} = 7,1763 \text{ kJ/kg.K}$$

Kondisi steam pada pressure 1,09 barA (0,09 barG) dengan menggunakan persamaan interpolasi didapat:

$$\text{Temp steam} = 43,66^\circ\text{C}$$

$$h_f @0,09 \text{ bar} = 182,86 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{fg} @0,09 \text{ bar} = 2397,95 \text{ kJ/kg}$$

$$h_g @0,09 \text{ bar} = 2580,85 \text{ kJ/kg}$$

$$s_f @0,09 \text{ bar} = 0,6210 \text{ kJ/kg.K}$$

$$s_g @0,09 \text{ bar} = 8,1895 \text{ kJ/kg.K}$$

$$s_3 = s_2 = 6,9940 \text{ kJ/kg.K}$$

mencari nilai dryness factor

$$x = \frac{s_i - s_{f3}}{s_{g3} - s_{f3}}$$

$$x = \frac{6,9940 - 0,6210}{8,1895 - 0,6210}$$

$$= 0,84$$

Sehingga nilai entalpi *steam* pada kondisi keluar turbin adalah

$$h_3 = h_{f3} + x \cdot h_{fg3}$$

$$= 182,86 + 0,84 \cdot 2397,95$$

$$= 2197,14 \text{ kJ/kg}$$

- Setelah mendapatkan properties steam pada kedua kondisi perlu dicari *theoretical steam rate* menggunakan rumus:

$$TSR = \frac{3600}{h_i - h_e}$$

$$= \frac{3600}{3335,68 - 2197,14}$$

$$= 2,82 \text{ kg/kWh}$$

Karena ekspansi di dalam turbin dilaksanakan secara adiabatik tak reversibel maka nilai *Specific Steam Consumption*nya adalah sebagai berikut:

$$ASR = \frac{TSR}{\eta}$$

$$= \frac{2,82}{0,7}$$

$$= 4,03 \text{ kg/kWh}$$

- Mencari *flow rate* uap yang melewati turbin:
Steam flow rate = power x SSC

$$= 10000 \times 4,03$$

$$= 40300 \text{ kg/h}$$

4. Asumsikan hasil kondensasi uap yang meninggalkan condenser dalam kondisi saturasi.

$$h_2 = h_f = 182,86 \text{ kJ/kg}$$

5. Kestimbangan energi pada condenser menghasilkan:

panas yang dilepaskan uap = panas yang diterima *cooling tower*

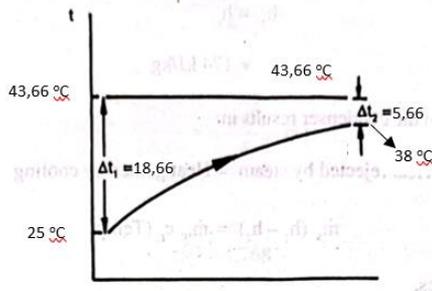
$$\dot{m}_s \cdot (h_1 - h_2) = \dot{m}_w \cdot c_L \cdot (\text{Temp. rise})$$

substitusikan
 $40300 \times (2197,14 - 182,86) = 1500 \times 1000 \times 4,19 \times (t_2 - 25)$

$$8117,5 \times 10^4 = 6285 \times 10^3 \cdot (t_2 - 25)$$

$$t_2 = 38 \text{ }^\circ\text{C}$$

6. Dari Gambar 6 distribusi temperatur dibawah perlu dicari LMTD



Gambar 6 Distribusi temperature

$$\text{LMTD} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

$$= \frac{18,66 - 5,66}{\ln \frac{18,66}{5,66}}$$

$$= 10,9 \text{ K}$$

7. Laju perpindahan panas dirumuskan sebagai berikut:

$$Q = U \cdot A \cdot \text{LMTD}$$

Substitusikan nilai-nilai yang sudah didapatkan di atas

$$2397,95 \times 10^4 \times \frac{1000}{3600} = 3000 \times n \pi d L \times 10,9$$

disederhanakan menjadi

$$n d L = 64,84 \text{ m}^2 \tag{1}$$

8. Total *flow rate* air yang melalui pipa sebagai berikut

$$\dot{V} = n \frac{\pi d^2}{4} x C$$

substitusikan

$$\frac{1500}{3600} = n \frac{\pi d^2}{4} x 0,5$$

disederhanakan

$$n d^2 = 1,061 \tag{2}$$

9. Dengan mensubstitusikan variasi nilai diameter yang tersedia pada persamaan (1) dan (2) kita dapatkan

Tabel 1 Hasil Perhitungan jumlah dan panjang diameter pipa Condenser

d (mm)	n	L (m)
10	10610	0,61
20	2653	1,22
30	1179	1,83
40	663	2,44
50	424	3,06
60	295	3,67
70	217	4,28
80	166	4,89
90	131	5,50
100	106	6,11

Dari Tabel 1 dapat dilihat bahwa diameter yang sesuai pada kriteria di lapangan yaitu dengan panjang pipa sebesar 2,5 m adalah diameter 40 mm dengan jumlah pipa sebanyak 663 buah

KESIMPULAN

Berdasarkan analisis data dan pembahasan, dapat diambil kesimpulan mengenai perancangan Pipa Kondenser pada PLTU dengan kapasitas 10 MW pada PT. XYZ sebagai berikut:

- Dari data awal spesifikasi alat penukar panas kalor condenser tipe shell and tube setelah dilakukan perhitungan maka didapat panjang pipa sebesar 2,5 m, diameter pipa 40 mm, dan jumlah pipa sebanyak 663 buah
- Pengaruh rata-rata masing-masing faktor terhadap jumlah pipa
 - Ukuran pipa diameter 40 mm, memberikan pengaruh yang lebih baik dengan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan U sebesar 3000 W/m²K
 - Sedangkan pada panjang pipa 2,5 m memberikan pengaruh yang lebih baik dari pada kedua panjang pipa lainnya

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Rafał Laskowski *, Adam Smyk, Artur Rusowicz and Andrzej Grzebielec. Determining the Optimum Inner Diameter of Condenser Tubes Based on Thermodynamic Objective Functions and an Economic Analysis. *Entropy* 2016; 18(2): doi:10.3390/e18120444
- [2] Rajput, R. K. (2016). *A Textbook of Power Plant Engineering*. Patiala: Laxmi Publications (P) Ltd
- [3] Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2014). *Heat and mass transfer: Fundamentals and Applications (5th ed.)*. New York: McGraw-Hill Education
- [4] Kakaç, S. Liu, H. Pramuanjaroenkij, A. (2020). *Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design Fourth Edition*. Florida: Taylor & Francis Group
- [5] Nag, P. K. (2010). *Basic and Applied Thermodynamics 2nd Edition*. New Delhi: McGraw-Hill Education
- [6] Inkaran K. Tandy D J. (1994). *Basic Thermodynamics*. Prentice Hall Southeast Asia Pte Ltd
- [7] Frosthoffer W E. (2005). *Principles of Rotating Equipment*. Elsevier Science & Technology Books
- [8] Moran, M, J. Shapiro, H, N. Boettner, D, D. Bailey, M, B. (2014). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics 8th edition*. New Jersey: Wiley