

ANALISIS PENGARUH PENYERAPAN KALOR TERHADAP EFISIENSI COOLING TOWER PADA TUNGKU INDUKSI PENGECORAN LOGAM DI POLMAN ASTRA

Komarudin¹, Rudi Saputra², Satriyo Yudi Baskoro³

Fakultas Teknologi Industri, Institut Sains dan Teknologi Nasional, Jakarta Selatan, Indonesia^{1 2 3}
email¹ : komarudin.mt@gmail.com

Abstract

In the process of inducing metal, coil receives heat from the molten metal (molten). Therefore, it takes a cooling medium flowing in the coil casing and has a good conductivity. So here media of cooling tower water is used, so the water temperature can be maintained at the ambient air wet bulb temperature. With the optimal heat absorption cooling tower efficiency can be maintained. Besides, the material aluminum / molten can be melted well as the process of inducing metal running perfectly and there is no buildup of material on the walls of the furnace. With the application of a double pump with the series circuit to increase the water flow rate and can boost the absorption of the heat from the furnace wall and the pipe to the water coil.

Keywords: Efficiency cooling towers, improving heat absorption.

PENDAHULUAN

Cooling tower merupakan salah satu sistim pendingin yang mendinginkan media pendingin sampai bertemperatur mendekati temperature bola basah udara sekitar. Cooling tower ini bertujuan untuk mendinginkan coil elektroda pada furnace dan juga untuk pendinginan pada suhu ruangan panel listrik trafo dan kontrol unit. Terdapat dua point penting yang mempengaruhi proses peleburan terhadap kinerja cooling tower. Pertama, Tungku peleburan logam (furnace) terdapat coil sebagai penghantar listrik dan sangat membahayakan jika terjadi kebocoran karena retak atau pecah (berpotensi korsleting listrik). Kedua, pada VIP panel terdapat komponen listrik yang rentan terhadap panas akan mempengaruhi kinerja VIP panel menyebabkan alarm mesin.

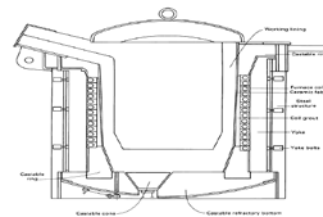
Akibat dari pengaruh diatas maka mesin akan berhenti bekerja dan proses produksi terhenti, disamping itu akan mengakibatkan penumpukan material pada Dinding tungku akibat penurunan suhu material yang telah mencair dan akan retak bila menerima panas secara mendadak ketika menginduksi tungku.

TINJAUAN PUSTAKA

Dasar Proses Peleburan Logam Pada Tanur Induksi

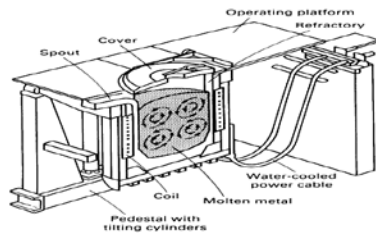
Tungku induksi di polman astra menggunakan tipe tanur induksi coreless (tanpa

inti), penampang tungku induksi terlihat pada gambar 1.



Gambar 1. Penampang tungku induksi coreless
(Sumber : *Metals HandBook VOL 15 - CASTING, 2004*)

Prinsip kerja tungku induksi *coreless* adalah dengan menginduksi logam atau material aluminium dengan aliran arus listrik yang mengalir melalui kumparan *coil* yang mengelilingi dinding tungku induksi tersebut. Hal ini menyebabkan arus pengadukan secara elektromagnetik, ketika arus listrik masuk ke kumparan *coil* tembaga maka akan menghasilkan medan magnet, yang akan menginduksi material atau *molten*. Material akan menjadi panas dan akhirnya mencair. Jadi panas yang terjadi pada tungku induksi diperoleh dari radiasi panas *molten*. Gambar 2 menunjukkan pengadukan empat kuadran. Ini adalah pengadukan ini yang menghasilkan paduan yang sangat baik dan biaya murah dan membantu dalam memproduksi material yang bersifat kimia dan *termalhomogen*.



Gambar 2. Ilustrasi pengadukan dalam tungku
(Sumber: *Metals HandBook VOL 15 - CASTING, 2004*)

Definisi Cooling tower¹

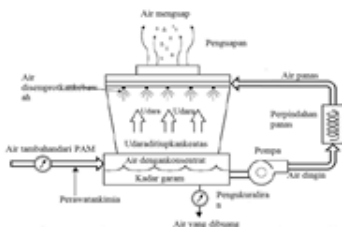
Cooling tower merupakan suatu peralatan yang digunakan untuk menurunkan suhu aliran air dengan cara mengekstraksi panas dari air dan mengemisikannya ke atmosfer. menggunakan penguapan dimana sebagian air diuapkan ke aliran udara yang bergerak dan kemudian dibuang ke atmosfer. Sebagai akibatnya, air yang tersisa didinginkan secara signifikan. Menara pendingin mampu menurunkan suhu air lebih dari peralatan-peralatan yang hanya menggunakan udara untuk membuang panas, seperti radiator dalam mobil, oleh karena itu biayanya lebih efektif dan efisien energinya. Proses tersebut ditunjukkan pada gambar 3.

Pengkajian Terhadap Menara Pendingin

Kinerja menara pendingin dievaluasi untuk mengkaji tingkat *approach* dan *range* saat ini terhadap nilai desain, mengidentifikasi area terjadinya pemborosan energi dan memberikan saran perbaikan. Selama evaluasi kinerja, peralatan pemantauan yang *portable* digunakan untuk mengukur parameter-parameter yang terkait.

Parameter terukur tersebut kemudian digunakan untuk menentukan kinerja menara pendingin dengan beberapa cara. Yaitu:

1. Range ,
Range CT (°C) = [suhu masuk CW (°C) – suhu keluar CW (°C)]
2. Approach,
Approach CT (°C) = [suhu keluar CW (°C) – suhu wet bulb (°C)]



Gambar 3. Diagram skematik sistim
(Sumber: Laboratorium Nasional Pacific Northwest, 2001)

3. Efektivitas.
Efektivitas CT (%) = 100 x (suhu CW –suhu keluar CW) / (suhu masuk CW –suhu WB)
4. Kehilangan penguapan. (Perry):
Kehilangan penguapan (m³/jam) = 0,00085 x 1,8 x laju sirkulasi (m³/jam) x (T1-T2),
T1 - T2 = perbedaan suhu antara air masuk dan keluar
5. Siklus konsentrasi (C.O.C). Merupakan perbandingan padatan terlarut dalam air sirkulasi terhadap padatan terlarut dalam air make up.
6. Kehilangan (Blow down),
Blow down = Kehilangan penguapan/ (C.O.C. – 1)
7. Perbandingan Cairan dan Gas (L/G). L(T1 – T2) = G(h2 – h1)
L/G = (h2 – h1) / (T1 – T2)
Dimana:
L/G = perbandingan aliran massa cair terhadap gas (kg/kg)
T1 = suhu air panas (°C)
T2 = suhu air dingin (°C)
h2 = entalpi uap campuran udara-air pada suhu *wet-bulb* keluar(°C)
h1 = entalpi uap campuran udara-air pada suhu *wet-bulb* masuk (°C)

Perpindahan Panas Pada Cooling tower

Pada setiap perbedaan temperatur didalam suatu benda atau antara benda yang lain selalu mengalami perpindahan panas sampai pada kesetimbangan temperatur tertentu. Perpindahan energi dari bagian suhu tinggi kebagian suhu rendah dapat terjadi secara konduksi, konveksi atau radiasi. Dalam kenyataan perpindahan panas dapat terjadi secara gabungan dari ketiga cara tersebut.

Berdasarkan karakteristik dan prinsip kerja *cooling tower* dalam penelitian studi kasus ini, perpindahan panas terjadi secara konduksi dan konveksi paksa.

Perpindahan Panas Konduksi²

Konduksi adalah perpindahan panas yang disebabkan oleh kontak langsung dari molekul-molekul benda padat dan pada permukaan tipis dari fluida cair atau gas ke molekul yang terdekat menyebabkan getaran yang memberikan energi kinetik molekul dan selanjutnya dirubah menjadi energi panas. Jika pada suatu benda terdapat gradien suhu (temperatur gradient) maka akan terjadi perpindahan energi dari bagian suhu tinggi kebagian suhu rendah. kita katakan bahwa energi berpindah secara konduksi atau hantaran dan bahwa laju perpindahan panas itu berbanding dengan gradient suhu normal

$$q/A \sim dT/dx$$

¹ *Energy Efficiency Guide for Industry in Asia* – www.energyefficiencyasia.org ©UNEP

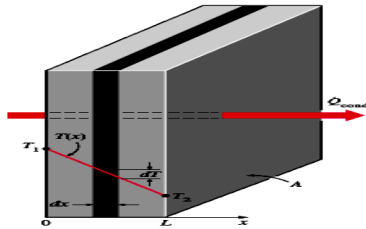
² *Perpindahan Panas Dasar, Komarudin, Ir.MT*

Jika dimasukkan konstanta proporsionalitas,

$$q = -k.A.dT/dx \text{ ; Untuk Plat datar}$$

$$q = -k.A.dT/dr \text{ ; Untuk tabung atau silinder}$$

Untuk plat datar, seperti yang terlihat pada gambar 5.



Gambar 5. Konduksi pada plat

(Sumber: *Perpindahan Panas Dasar, Komarudin, hal 20*)

$$Q_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad Q_{cond} = \int_{x_1}^{x_2} dx = -kA \int_{T_1}^{T_2} dT$$

$$Q_{cond} (x_2 - x_1) = -kA(T_2 - T_1)$$

$T_1 > T_2$ dan $x_2 - x_1 = \Delta x$, maka

$$Q_{cond} = \frac{-kA(T_2 - T_1)}{x_2 - x_1} = \frac{kA(T_1 - T_2)}{\Delta x}$$

$$Q_{cond} = \frac{kA(T_1 - T_2)}{\Delta x} = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{\Delta x}{kA}} = \frac{(T_1 - T_2)}{R}$$

$$R = \frac{\Delta x}{kA} = \text{Tahanan Panas Konduksi}$$

Dimana :

- Q = Laju perpindahan kalor (J)
- k = Koefisien panas konduksi (W / m.K)
- A = Luas permukaan aliran panas (m²)
- T = Waktu (detik)
- ΔT = Perbedaan temperatur (K)
- Δx = Jarak (m)

Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan panas konveksi adalah perpindahan panas yang terjadi pada fluida yang mengalir karena perbedaan massa jenis, yaitu fluida cair, gas ataupun udara. Perpindahan panas konveksi terbagi menjadi 2 (dua) golongan yaitu konveksi natural (alamiah) dan konveksi paksa.

Konveksi Alami

Konveksi alami, fluida bergerak dibawah pengaruh gaya-gaya apung yang muncul dari perubahan-perubahan densitas fluida. Karena dihasilkan oleh variasi densitas, aliran konvektif bebas merupakan aliran kompresibel, walaupun demikian jika perbedaan temperatur semakin kecil maka analisa terhadap kecepatan fluida (u), viskositas kinematik (v) dan temperatur (T) dapat dibuat dimana densitas (p) dianggap konstan.

Laju perpindahan panas konveksi

Secara umum persamaan perpindahan panas konveksi adalah :

$$q = h.A (T_d - T_f) \dots\dots\dots(\text{Watt})$$

dimana:

$(T_d - T_f) = \Delta T =$ beda temperatur antara permukaan padat dan fluida, (C)

$h =$ koefisien perpindahan panas konveksi, Watt/(m² C)

$A =$ luas permukaan perpindahan panas (m²)

Konveksi Paksa

Konveksi Paksa yaitu perpindahan panas suatu fluida yang diakibatkan oleh energi luar, misal menggunakan fan. Jenis aliran dalam konveksi paksa adalah laminar, transisi dan turbulen. Jenis aliran dapat diketahui dengan menentukan Bilangan Reynold. Untuk Bilangan Reynold aliran di dalam saluran aliran silang :

$$Re = \frac{U \cdot x}{\nu} = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{\dot{m}}{\pi D \mu}$$

Dimana :

- u = Kecepatan aliran
- x = Jarak dan tepi depan
- ν = Viskositas kinematis
- \dot{m} = Laju aliran massa
- D = Diameter saluran

Aliran Laminer bila $Re < 2300$

Aliran Transisi bila $2300 < Re < 4000$

Aliran Turbulen bila $Re > 4000$

Angka Prandtl

Angka Prandtl adalah parameter yang menghubungkan ketebalan relative antara lapisan batas hidrodinamis dan lapisan batas thermal.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu / \rho}{k / \rho C_p} = \frac{\mu C_p}{k}$$

Bilangan Nusselt

Bilangan yang menghubungkan antara bilangan Reynold dan Angka Prandtl. Untuk menghitung bilangan nusselt dalam pipa pada aliran turbulen digunakan persamaan Dittus-Boelter.

$$Nu_x = \frac{hx}{k} = 0,0023 Re_x^{4/5} Pr^n$$

Dimana :

$n = 0,4$ untuk pemanas

$n = 0,3$ untuk pendingin

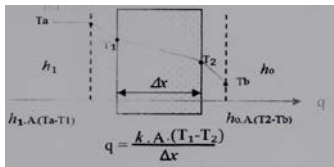
persamaan diatas hanya dapat digunakan, jika :

- $0,6 \leq Pr \leq 160$
- $\frac{L}{D} \geq 10$
- $Re \geq 10,000$

Perpindahan Panas Gabungan³

Koefisien Perpindahan Panas Gabungan pada bidang datar

³ *Perpindahan Panas Gabungan, Komarudin, Ir.MT*



Gambar 6. Perpindahan Panas Gabungan.

(Sumber : Yunus A Cengel, Heat Transfer, A Practical Approach, 2002)

Perpindahan panas gabungan pada bidang datar, seperti pada gambar 6, perhitungan laju perpindahan panasnya adalah:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m$$

dimana :

U = Koefisien perpindahan panas gabungan

A = Luas Bidang aliran panas

ΔT_m = Beda Temperatur rata-rata

Laju perpindahan panas gabungan menjadi :

$$Q = h_1 \cdot A \cdot (T_a - T_1) = k \cdot A \cdot (T_1 - T_2) / \Delta x = h_o \cdot A \cdot (T_2 - T_b)$$

Jika disesuaikan dengan analogi listrik, maka:

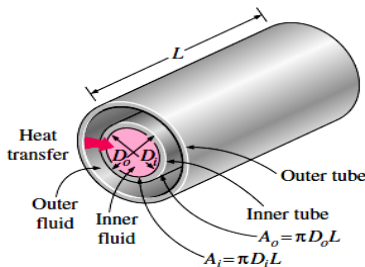
$$q = \frac{A \cdot \Delta T}{R_{kvi} + R_{kd} + R_{kvo}} \quad \begin{matrix} R_{kvi} = 1/h_1 A \\ R_{kd} = \Delta x / k A \\ R_{kvo} = 1/h_o A \end{matrix}$$

Koefisien perpindahan panas gabungan :

$$U = 1/h_1 + \Delta x/k + 1/h_o$$

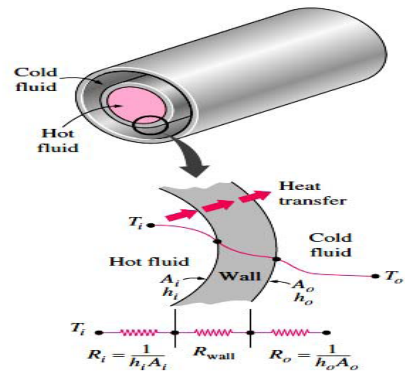
Koefisien Perpindahan Panas Gabungan pada pipa atau silinder⁴

Koefisien perpindahan panas menyeluruh untuk sebuah pipa dapat pula ditemukan seperti cara diatas. Perlu diperhatikan bahwa luas permukaan yang menerima kalor pada pipa/silinder tidaklah sama untuk ke dua fluida, fluida yang satu luas permukaannya didasarkan pada permukaan dalam pipa/silinder dan fluida yang lain didasarkan pada permukaan luar pipa seperti pada gambar 7 dan 8.



Gambar 7. Aliran fluida didalam Pipa/Silinder.

(Sumber : Yunus A Cengel, Heat Transfer, A Practical Approach, 2002)



Gambar 8. Tahanan panas pada laju perpindahan panas gabungan.

(Sumber : Yunus A Cengel, Heat Transfer, A Practical Approach, 2002)

Dimana:

A = Transfer kalor secara konveksi dari fluida dalam pipa ke permukaan bagian dalam pipa

B = Transfer kalor secara konduksi dari permukaan bagian dalam ke permukaan bagian luarpipa

C = Transfer kalor secara konveksi dari permukaan bagian luar pipa ke udara fluida yang berada di sekitar pipa

T0 = Temperatur fluida didalam pipa

Ti = Temperatur permukaan dinding bagian dalam pipa

T2 = Temperatur permukaan dinding bagian luar pipa

T3 = Temperatur fluida di luar pipa

L = Panjang pipa

r0 = Jari jari bagian dalam pipa

ri = Jari jari bagian luar pipa

Dengan asumsi bahwa sumber panas berada didalam pipa/silinder, sehingga:

Aliran panas yang terjadi dari fluida ke permukaan bagian dalam pipa adalah

$$q_A = h_A A_A (T_0 - T_1)$$

Aliran panas dari permukaan bagian dalam ke permukaan bagian luar adalah,

$$q_B = - \frac{T_2 - T_1}{\left(\frac{\Delta x}{2\pi L k_B} \right)}$$

Aliran panas dari permukaan bagian luar ke fluida di sekeliling pipa adalah,

$$q_C = h_C A_C (T_2 - T_3)$$

Jika ketiga persamaan diatas dijumlahkan pada arah temperatur maka akan menjadi :

$$(T_0 - T_3) = \frac{q_A}{h_A A_0} + \frac{q_B}{\left(\frac{\ln r_0/r_1}{2\pi L k_B} \right)} + \frac{q_C}{h_C A_1}$$

Karena $q_A = q_B = q_C = q$, maka:

$$q = \frac{T_0 - T_3}{\frac{1}{A_0 h_A} + \frac{\ln r_0/r_1}{2\pi L k_B} + \frac{1}{A_1 h_C}}$$

⁴ 2 Perpindahan Panas Dasar, Komarudin, hal 145 s/d 147

Dimana A_0 adalah luas permukaan penerima panas bagian dalam pipa/silinder dan A_1 adalah luas permukaan penerima panas permukaan luar pipa/silinder, sehingga koefisien perpindahan panas menyeluruh untuk pipa dapat ditulis :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{A_0 h_A} + \frac{\ln r_0/r_i}{2\pi L k_B} + \frac{1}{A_1 h_C}}$$

Untuk ketebalan dinding pipa/silinder diabaikan, maka :

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_A} + \frac{1}{h_C}$$

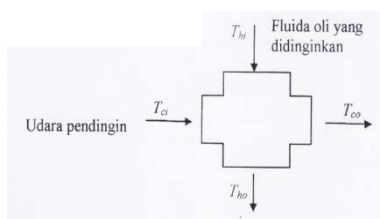
Karena luas permukaan penerima kalor berbeda pada bagian dalam dan luar pipa maka koefisien perpindahan panas menyeluruh dapat didasarkan pada permukaan luar ataupun permukaan dalam dari pipa.

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_A} + \frac{A_o \ln r_0/r_i}{2\pi L k_B} + \frac{A_o}{A_1} \frac{1}{h_C}}$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{A_i}{A_o} \frac{1}{h_A} + \frac{A_i \ln r_0/r_i}{2\pi L k_B} + \frac{1}{h_C}}$$

Aliran Perpindahan Panas

Aliran perpindahan panas cooler pada tungku induksi ini adalah jenis aliran silang (*cross flow*), seperti pada gambar 9.



Gambar 9. Jenis Aliran Silang

(Sumber : Yunus A Cengel, *Heat Transfer, A Practical Approach*, 2002)

Perpindahan panas yang terjadi pada sistem silang konveksi paksa adalah

$$Q = U_0 \cdot A \cdot LMTD$$

Dimana :

U_0 = Koefisien perpindahan panas menyeluruh

A = Luas permukaan perpindahan panas

$LMTD$ = Beda temperature rata-rata logaritmik

$$LMTD = F \times \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}} \right)}$$

Dimana:

F = Faktor koreksi garis antara P dan R

$$\text{Dimana: } P = \frac{T_{co} - T_{hi}}{T_{hi} - T_{ci}} \quad R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}}$$

T_{ci} = Temperatur masuk

T_{co} = Temperatur keluar

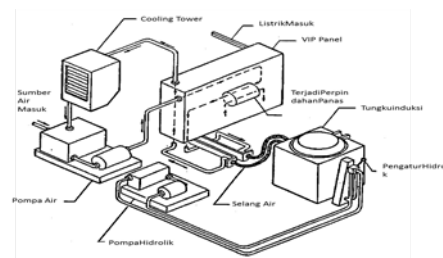
T_{hi} = Temperatur oli masuk

T_{ho} = Temperatur oli keluar

Sistem Kerja *Cooling tower*

Cooling tower berfungsi sebagai pendingin untuk core pada dinding *furnace* dan juga untuk pendingin

coolant (cairan pendingin) untuk mendinginkan VIP Panel, dapat dilihat pada gambar 10.



Gambar 10. Skema sirkulasi air *cooling tower* dan sistem hidrolis.

(Sumber : Manual book VIP Inductoterm, German)

Cooling tower

Cooling tower merupakan salah satu sistem pendingin yang mendinginkan media pendingin sampai bertemperatur mendekati temperatur bola basah udara sekitar. *Output cooling tower* nantinya akan digunakan kembali untuk menyuplai air yang telah didinginkan ke *coil* pada tungku *furnace* dan untuk proses *heat exchanger coolant* (aquades) VIP panel. *Cooling tower* yang digunakan adalah *cooling tower* dengan metode udara paksa dengan menggunakan *exhaust fan*, berikut spesifikasinya pada gambar 11.

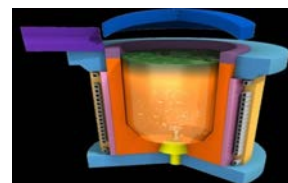


Gambar 11. *Cooling tower* Liang Chi.

(Sumber : Liang Chi .CO.LTD, China)

Tungku Induksi

Disini *coil* pada dinding *furnace* berperan mengalirkan listrik untuk menginduksi logam dan juga karena *coil* ini mempunyai bentuk seperti pipa (*coreless*) tempat mengalirnya air dari *cooling tower* yang berfungsi untuk menjaga temperatur kerja *coil* dan dinding *furnace*, seperti yang terlihat pada gambar 12.



Gambar 12. Ilustrasi lapisan tungku induksi

(Sumber: *Induction Furnace, Capital refractories LTD, UK*).

METODE DAN PENGOLAHAN DATA

Metode penelitian

Tahapan proses yang dilakukan pada penelitian ini seperti tergambar pada gambar 13. diagram alur proses pengerjaan.



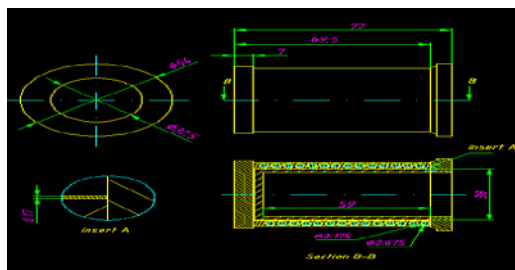
Gambar 13. Diagram Alur Proses Pengerjaan

Hasil Pengambilan Data

Penelitian dilakukan pada saat unit beroperasi melebur material logam aluminium. Setelah melakukan observasi dan melakukan pengukuran pada object penelitian. Maka didapat hasil pengambilan data, yaitu:

Dimensi dinding tungku induksi pada VIP panel

Setelah melakukan pengukuran dan spesifikasi pada katalog furnace, maka didapatkan dimensi dari tungku induksi seperti pada gambar 14.



Gambar 14. Dimensi Tungku Induksi.

Submersible Pump

Cooling tower ini menggunakan pompa merk EBARRA seperti yang terlihat pada gambar 15, dengan spesifikasi sebagai berikut :

50X40 FSHA / flow rate 0.32 m³/min / Head: 55.5 m / Power: 0.75 KW/ 380 V/ 3 Phase/ 50 HZ/ 2 Pole/ 2950 RPM.

Temperatur pada cooling tower

Temperatur udara masuk :
Tdb 35,6 °C/ RH 89% / Twb 33,78 °C/ H 121.730 Kj/Kg/ Sv 0,9218 m³/Kg

Temperatur udara keluar :
Tdb 29.3 °C// RH 61% / Twb 23,2 °C/ H 69.459 Kj/Kg/ Sv 0,8784 m³/Kg

Temperatur air masuk: 28°C

Temperatur air keluar : 25°C

Temperatur pada tungku induksi

Temperatur dinding dalam : 443.8°C

Temperatur dinding luar : 32.1°C

Pengolahan data

Cooling tower Performance

Range

$$\begin{aligned} \text{CT Range (}^\circ\text{C)} &= [\text{CW inlet temp (}^\circ\text{C)} - \text{CW outlet temp (}^\circ\text{C)}] \\ &= 28^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C} = 3^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Approach

$$\begin{aligned} \text{CT Approach (}^\circ\text{C)} &= [\text{CW outlet temp (}^\circ\text{C)} - \text{Wet bulb temp (}^\circ\text{C)}] \\ &= 25^\circ\text{C} - 23,2^\circ\text{C} = 1,8^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Effectiveness (aktual)

$$\begin{aligned} \text{Efektivitas CT (\%)} &= 100\% \times \text{Range} / (\text{Range} + \text{Approach}) \\ &= 100\% \times (3^\circ\text{C}) / (3^\circ\text{C} + 1,8^\circ\text{C}) = 62,5\% \end{aligned}$$

Cooling Capacity

Cooling capacity = Mass flow rate of water x specific heat x Range

$$\begin{aligned} &= 5.33 \text{ kg/hr} \times 1 \text{ cal/gr } ^\circ\text{C} \times 3^\circ\text{C} \\ &= 15 \text{ 990 cal/s} = 15.99 \text{ kcal/s} \end{aligned}$$

Evaporation loss

Evaporation loss = 0,00085 x 1,8 x Circulation rate (m³/hr) x ΔT(°C)

$$\begin{aligned} &= 0,00085 \times 1,8 \times 0,32 \text{ m}^3/\text{hr} \times 3^\circ\text{C} \\ &= 0,0014688 \text{ m}^3/\text{hr} \end{aligned}$$

Cycles of concentration (C.O.C)

Cycles of concentration (C.O.C) = 6cycles

Blow down losses

$$\begin{aligned} \text{Blow down losses} &= \text{Evaporation loss} / (\text{C.O.C} - 1) \\ &= 0,0014688 / (6 \text{ cycles} - 1) \\ &= 0,00029376 \text{ m}^3/\text{hr} \end{aligned}$$

Liquid/Gas (L/G) ratio

$$\begin{aligned} (\text{L/G}) \text{ ratio} &= (\text{Hao} - \text{Hwb}) / \text{Cp} (\text{T1} - \text{T2}) \\ &= \frac{(121.730 - 69.459 \text{ (kj/kg)})}{(4,1784 \times 10^{-3}) \times 3^\circ\text{C}} \\ &= 4169.94 \text{ kj/kg } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Perhitungan penyerapan kalor pada dinding tungku dan coil

Suhu permukaan coil (Ts)

Diketahui :

$$\rho_{\text{air}} = 997,0479 \text{ kg/m}^3 \quad D = 1 \frac{1}{4} \text{ inch} = 0,03175 \text{ m}$$

$$k = 0,58 \text{ W / m}^\circ\text{C}$$

$$V_{\text{air}} = 0,32 \text{ m}^3/\text{min} = 5;$$

$$\Delta T = (28 - 25) = 3$$

$$C_p = 4,1784 \times 10^{-3} \text{ kj / (kg}^\circ\text{C)}$$

Luas area permukaan perpindahan panas coil (A_c & A_s):

$$A_c = \frac{1}{4} \pi D^2 = \frac{1}{4} \pi (0,03175 \text{ m})^2$$

$$= 7,9 \times 10^{-4} \text{ m}^2. (\text{luas diameter pipa})$$

$$A_s = \pi D L = \pi (0,03175 \text{ m})(18,9 \text{ m})$$

$$= 1,885 \text{ m}^2 \dots (\text{luas keliling pipa})$$

Laju aliran massa air (mass flow rate):

$$m = \rho \cdot V$$

$$= 997,0479 \text{ kg/m}^3 \times 0,32 \text{ m}^3 / \text{min}$$

$$= 319,055 \text{ kg/min} = 5,32 \text{ kg/s}$$

Panas yang diberikan ke air sebesar (asumsi panas seragam di seluruh permukaan pipa).

$$Q_{\text{air}} = m C_p (\Delta T)$$

$$= 5,32 \text{ kg/s} \times (4,1813 \times 10^{-3}) \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \times 3^\circ\text{C}$$

$$= 0,0667 \text{ kJ/s} = 0,0667 \text{ kW}$$

Semua energi panas dari cooling tower untuk merubah temperatur air menjadi 28°C yaitu sebesar $0,0667 \text{ kW}$.

T_s adalah suhu permukaan pipa coil, dapat ditentukan dari:

$$q_s = h(T_s - T_m) \rightarrow T_s = T_m + \frac{q_s}{h}$$

Dimana h adalah koefisien perpindahan panas dan T_m adalah suhu rata-rata air.

Fluks panas (q_s) permukaan dalam hal ini konstan, dan dapat ditentukan dari:

$$q_s = Q_{\text{air}} / A_s = 0,0667 \text{ kW} / 0,6 \text{ m}^2 = 0,035 \text{ kW/m}^2$$

Untuk menentukan koefisien perpindahan panas, pertama kita perlu mencari kecepatan rata-rata air:

$$v_m = V_{\text{air}} / A_c = \frac{0,32 \text{ m}^3 / \text{min}}{7,9 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 405,06 \text{ m/min}$$

$$= 6,751 \text{ m/s}$$

v adalah kecepatan kinematik air, yang nilainya didapat dari:

$$v = \mu / \rho = \frac{7,978 \times 10^{-4} \text{ kg/ms}}{997,0479 \text{ kg/m}^3} = 8 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

Dimana μ adalah kecepatan dinamik air (terdapat pada tabel water properties),

maka kita dapat mencari bilangan Reynold:

$$Re = \frac{v_m D}{\nu} = \frac{6,751 \text{ m/s} \times 0,03175 \text{ m}}{8 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}} = 267.876,01$$

$Re > 10.000$. oleh karena itu, aliran turbulen, asumsi berkembang turbulen pada seluruh pipa dan menentukan bilangan Prandtl:

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{8 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}}{0,143 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 5,59$$

Dimana α adalah difusivitas thermal.

Maka kita dapat mencari bilangan Nusseltnya :

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0,023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$= 0,023 \times 267.876,01^{0.8} \times 5,59^{0.4}$$

$$= 1007,02$$

Maka kita dapat mencari koefisien perpindahan panas (h):

$$h = \frac{k}{D} Nu = \frac{0,58 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0,03175 \text{ m}} \times 1007,02$$

$$= 18.396 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C} = 18,4 \text{ kW/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

h konveksi pada pipa coil adalah sebesar $18,4 \text{ kW/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, maka dapat kita hitung temperatur pada dalam permukaan pipa:

$$T_s = T_m + \frac{q_s}{h} = 28^\circ\text{C} + \frac{0,035 \text{ kW/m}^2}{18,39 \text{ kW/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$= 28^\circ\text{C} + (1,9 \times 10^{-3})^\circ\text{C} = 28^\circ\text{C}$$

Perpindahan panas pada dinding tungku induksi

Untuk mencari perpindahan panas yang terjadi pada keseluruhan lapisan dinding tungku induksi maka kita harus mencari koefisien perpindahan panas gabungan (U), dengan diketahui ;

$$\Delta T = (443,8^\circ\text{C} - 32,1^\circ\text{C}) = 411,7^\circ\text{C}$$

Konduktifitas thermal dan dan tebal lapisan dinding:

- Crusable CRL65; $k = 2,1 \text{ W/m}^\circ\text{C}$; $t = 27,5 \text{ mm}$
- Mica Slip Pane; $k = 0,07 \text{ W/m}^\circ\text{C}$; $t = 3,8 \text{ mm}$
- Gypsum board; $k = 0,17 \text{ W/m}^\circ\text{C}$; $t = 31,75 \text{ mm}$
- Tembaga (coil); $k = 400 \text{ W/m}^\circ\text{C}$; $\phi = 31,75 \text{ mm}$

$$\Sigma R = \sum \frac{X}{K} + \frac{1}{h_{\text{konveksi}}}$$

$$= \frac{27,5 \text{ mm}}{2,1 \text{ W/m}^\circ\text{C}} + \frac{3,8 \text{ mm}}{0,07 \text{ W/m}^\circ\text{C}} + \frac{31,75 \text{ mm}}{0,17 \text{ W/m}^\circ\text{C}}$$

$$+ \frac{10 \text{ mm}}{400 \text{ W/m}^\circ\text{C}} + \frac{1}{18.391,2 \text{ W/m}^\circ\text{C}}$$

$$= 0,013 \text{ m}^2\text{C}/\text{W} + 0,054 \text{ m}^2\text{C}/\text{W} + 0,186 \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$$

$$+ 2,5 \times 10^{-5} \text{ m}^2\text{C}/\text{W} + \dots 5,44 \times 10^{-5} \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$$

$$= 0,253 \text{ m}^2\text{C}/\text{W}$$

$$U = \frac{1}{\Sigma R} = \frac{1}{0,253 \text{ m}^2\text{C}/\text{W}} = 3,953 \text{ W} / \text{m}^2\text{C}$$

Luas penampang (A) di asumsikan adalah keliling lingkaran dari tungku induksi diambil dari total tebal lapisan dinding dikalikan dengan tinggi dinding tungku.

$$A = \pi DH$$

$$= \pi 451,1 \text{ mm} \times 625 \text{ mm}$$

$$= 885.283,75 \text{ mm}^2 = 0,885 \text{ m}^2$$

LMTD pada konfigurasi aliran bersilangan (cross flow) :

$$LMTD = F \times \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left(\frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})} \right)} = 89,645 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dimana :

- T_{ci} = Temperatur masuk (28 °C)
- T_{co} = Temperatur keluar (25 °C)
- T_{hi} = Temperatur dinding dalam (443,8 °C)
- T_{ho} = Temperatur dinding luar (32,1 °C)
- F = Faktor koreksi (asumsi 1 = kondensator / pendingin)

Maka kita dapat mencari laju perpindahan panas gabungan dari tungku induksi :

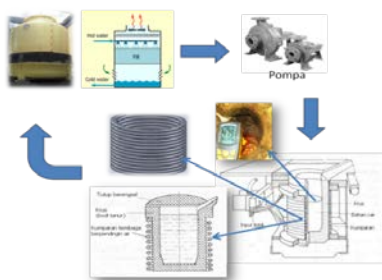
$$Q_{gabungan} = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD}$$

$$= 3,953 \text{ W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 0,885 \text{ m}^2 \times 89,645 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$= 313,715 \text{ W} = 0,313 \text{ Kw}$$

Skema sirkulasi aliran air pada cooling tower

Sirkulasi dari cooling tower ke tungku induksi dapat kita lihat pada gambar 16.



Gambar 16. Skema sirkulasi air cooling tower pada tungku induksi

Perbandingan Liquid/Gas (L/G) test dan design

- Design $G = \frac{\dot{m}_{udara}}{sv} = 4,26 \text{ kg}/\text{s}$; $L = \rho \times V_{air} = 6,48 \text{ kg}/\text{s}$
- $L/G_{Design} = 1,521$
- Test $G = \frac{\dot{m}_{udara}}{sv} = 4,26 \text{ kg}/\text{s}$; $L = \rho \times V_{air} = 5,314 \text{ kg}/\text{s}$
- $L/G_{Test} = 1,247$

Maka efisiensi dari cooling tower,

$$Efisiensi = \frac{(L/G)_{test}}{(L/G)_{design}} \times 100\%$$

$$= \frac{1,247}{1,521} \times 100\%$$

$$= 81,98\%$$

KaV/L karakteristik Cooling tower

Nilai k.a.V/L merupakan salah satu indikator untuk menyatakan karakteristik sebuah cooling tower atau merupakan angka yang menunjukkan besar transfer unit cooling tower tsb. Untuk mendapatkan karakteristik cooling tower harus dilakukan pengujian dengan membuat variasi laju aliran.

Secara perhitungan karakteristik cooling tower dapat diperoleh melalui metoda Tchebyceff dengan integrasi numeric yang telah dikonversi dalam persamaan, sebagai berikut :

$$\frac{KaV}{L} = \frac{T_{cw}}{Thw - T_{cwo}} \frac{dt}{H_{ao} - H_{wb}}$$

$$\frac{KaV}{L} = \frac{Thw - T_{cw}}{4} \times \sum \frac{1}{\Delta H}$$

$$\Delta H = \Delta(H_w - H_a)$$

Maka dapat dihitung ΔH ,

$$\Delta H = 121,730 - 69,459 = 52,271$$

Setelah mendapatkan ΔH maka selanjutnya kita melakukan percobaan untuk mendapatkan nilai $1/(H_{wb} - H_{ao})$, seperti yang tercantum dalam tabel 2.

Tabel 2. Percobaan $1/(H_{wb} - H_{ao})$

Percobaan			
No	Hwb	Hao	$1/(H_{wb} - H_{ao})$
1	91.59	92.12	1.876
2	91.43	92.12	1.445
3	91.17	92.33	0.863
4	90.84	92.66	0.549

Setelah melakukan percobaan, masukkan nilai tersebut dalam persamaan,

$$\frac{KaV}{L} = \frac{35,6 - 29,3}{4} \times (1,876 + 1,445 + 0,863 + 0,549)$$

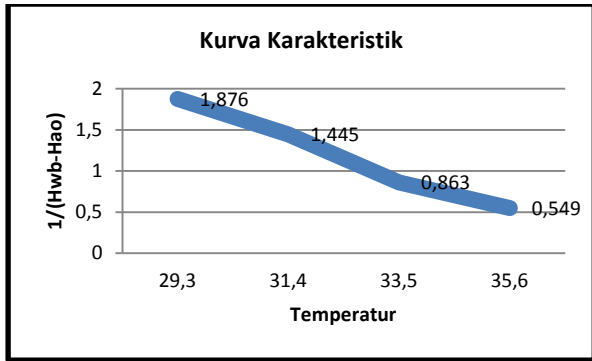
$$\frac{KaV}{L} = 1,575 \times 4,733$$

$$\frac{KaV}{L} = 7,45 \text{ kg}^\circ\text{C}/\text{kJ}$$

Maka dipatkan nilai karakteristik cooling tower sebesar $7,45 \text{ kg}^\circ\text{C}/\text{kJ}$.

Kurva Karakteristik K.a.V/L : L/G

Karakteristik design cooling tower dimuat dalam kurva hubungan K.a.V/L dengan rasio L/G pada berbagai temperatur udara *wet bulb* dan *range*. Kurva ini untuk perancangan *cooling tower* dengan menentukan besar temperatur *Wet bulb* udara, *Range* dan *Approach*, seperti pada gambar 17.



Gambar 17. Grafik Kurva Karakteristik K.a.V/L : L/G

ANALISIS DAN PEMBAHASAN

Hasil Pengolahan Data

Setelah melakukan observasi dilapangan pada *cooling tower* dan pengolahan data, maka didapatkan data seperti yang tercantum dalam tabel 3 Penyerapan kalor gabungan.

Tabel 3. laju perpindahan panas gabungan.

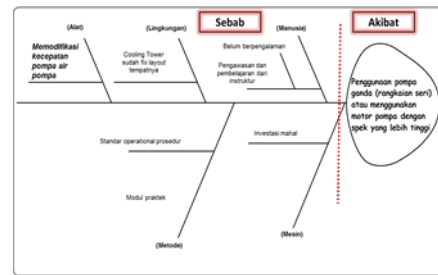
Laju perpindahan panas gabungan		
ΣR	0.2542	(m ² °C)/W
U	3.934	W/m ² °C
LMTD (perbedaan temperature rata-rata logaritmik)		
LMTD	89.64	°C
Q Refractories	156.07	W
	0.1561	kW
Q Total	0.223	kJ/s (kW)

Setelah mendapatkan laju perpindahan panas dari air dan dinding tungku induksi maka diperoleh total penyerapan kalor yang terjadi adalah 0,223 kW.

Analisis Efisiensi Penyerapan Kalor

Analisa sebab akibat

Pada gambar 18 dapat kita lihat analisa sebab akibat menggunakan diagram ikan (*fish bone*). Didapatkan kesimpulan bahwa untuk meningkatkan penyerapan kalor dari dinding *furnace* dan pipa *coil* ke air, maka improvement yang memungkinkan untuk dilakukan adalah dengan memodifikasi kecepatan aliran air pada pompa.



Gambar 18. Diagram *Fish bone* analisa sebab akibat.

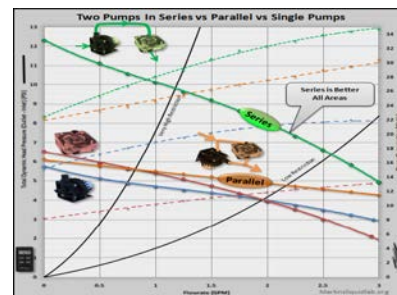
Kecepatan aliran air dapat dimodifikasi adalah dengan :

1. Menggunakan 2 pompa yang dirangkai seri.
2. Mengganti pompa dengan menaikkan spesifikasi pompa 2 kali lipat.

Pembahasan selanjutnya adalah memodifikasi akecepatan aliran air dengan menggunakan 2 pompa dengan rangkaian seri.

Penyerapan Kalor Rangkaian Pompa Seri

Dari data observasi *cooling tower* dapat kita ketahui bahwa laju aliran air yang dipompa motor ke tanur dari *cooling tower* adalah 0.32 m³/min, diperoleh dari data spesifik motor pompa air yang digunakan. Dari sini penulis menganalisa untuk meningkatkan kinerja dari *cooling tower* ini, maka dapat kita rubah kecepatan aliran air keluaran dari *cooling tower*. Jika laju aliran air ini lebih besar dari kapasitas sebelumnya maka dapat menghasilkan laju perpindahan panas yang lebih besar pula. Dengan merangkai 2 pompa air dengan rangkaian seri diharapkan dapat menghasilkan laju aliran air lebih besar. Dapat kita lihat dari gambar 19 berikut ini.



Gambar 19. Perbandingan rangkaian pompa (Sumber: Optimasi Pengujian pompa seri dan paralel, nasirudin @poltek padang)

Setelah melakukan observasi dilapangan pada *cooling tower* didapatkan data seperti yang tercantum dalam tabel 4 spesifikasi temperatur keluar dan masuk *cooling tower* baik udara maupun air:

Tabel 4. Data cooling tower dari psikromatrik chart.

Temp. Inlet air (Psikromatrik chart)					
Tdb	35.60	°C	H	121.73	Kj/Kg
RH	89.00	%	Sv	0.92	m ³ /Kg
Twb	33.78	°C			
Temp. Outlet air (Psikromatrik chart)					
Tdb	29.30	°C	H	69.46	Kj/Kg
RH	61.00	%	Sv	0.8784	m ³ /Kg
Twb	23.20	°C	Air flow	225	m ³ /min
Temp. inlet water (hot)				28.00	°C
Temp. Outlet Water (cold)				25.00	°C
Flow rate				0.62	m ³ /min
Specific heat CP				4.1784	kJ/(kg °C)
μ (viscosity) 0.798 centipoise				0.0008	kg/(m s)
ρ (density)				1,000	kg/m ³
α (thermal diffusivity)				0.000000143	m ² /min
Thermal Conductivity of water (k)				0.58	W/(m.K)
Diameters of pipe (1 1/4 inch)				0.03175	M

Observasi yang dilakukan adalah mengukur temperatur input dan output air *cooling tower* dan juga temperatur udara inlet dan outlet *cooling tower*. setelah didapat temperatur udara kemudian diolah menggunakan psikromatrik chart maka akan didapatkan parameter dan sifat udara atmosfer pada *cooling tower*. Setelah melakukan observasi pada *cooling tower*, maka dilakukan observasi pada tanur induksi. Data yang diperoleh pada saat observasi di tanur induksi seperti yang tercantum dalam tabel 5 suhu tungku induksi dan spesifikasi lapisan dinding tungku.

Tabel 5. Data observasi tungku induksi.

Refractories		
Temp. inside refractories wall	443.80	°C
Temp. outside refractories wall	32.10	°C
ΔT (refractories)	411.70	°C
Crusible CRL65		
k (konduktivitas thermal)	2.1	W/m°C
t tebal penampang	0.0275	M
Mica Slip Pane		
k (konduktivitas thermal)	0.07	W/m°C
t tebal penampang	0.0038	M
Gypsum board		
k (konduktivitas thermal)	0.17	W/m°C
t tebal penampang	0.03175	M
Tembaga (coil)		
k (konduktivitas thermal)	400	W/m°C
Diameters of pipe (1 1/4 inch)	0.03175	M
t tebal penampang	0.01	M
D (Diameter of Refractories)	0.451	M
H (Heigh of Refractories)	0.625	M
A (1/2 π D H)	0.443	m ²

Dari tabel 5 dapat kita lihat, temperatur permukaan dinding bagian dalam dan luar tungku induksi. Serta mencari data ketebalan dan jenis lapisan dinding tungku dari standart katalog pabrikan tungku tersebut. Kemudian dilakukan

pemodelan atau *design* untuk dapat lebih memperjelas ukuran dari tungku induksi. Setelah mendapatkan data jenis lapisan dinding maka kita dapat mengetahui berapa konduktivitas thermal masing masing lapisan dinding untuk menghitung laju perpindahan kalor yang terjadi.

Setelah mendapatkan keseluruhan data hasil observasi maka dapat kita lakukan perhitungan manual sesuai dengan landasan teori yang telah dijabarkan pada bab II, maka didapatkan hasil seperti yang tercantum dalam tabel 6, perhitungan perpindahan kalor dari dinding *coil* ke air *cooling tower*.

Tabel 6. Perhitungan penyerapan kalor air.

Mass flow rate	10.67	kg/s
Range	3.00	°C
Approach	1.80	°C
Effectiveness (actual)	62.5	%
Cooling capacity	32.00	kcal/s
Evaporation loss	0.00294	m ³ /hr
Cycles of concentration (C.O.C)	6	cycles
Blow down losses	0.00059	m ³ /hr
(L/G) ratio	4169.94	kg/kg °C
Q Water	0.13	kJ/s (kW)

Setelah mendapatkan nilai penyerapan kalor di air, maka kita bisa menghitung temperatur di permukaan dalam pipa *coil* dengan terlebih dahulu menentukan jenis lairan yang terjadi pada aliran air dari *cooling tower* ke tungku induksi seperti yang tercantum dalam tabel 7, perhitungan penyerapan kalor air masuk dan keluar *cooling tower*.

Tabel 7. Temperatur dalam pipa coil.

T_s (inner temp. of pipe)		
Ac (1/4 πD^2) (in meters)	0.000791329	m ²
As (πDL) (per meters)	0.099695	m ²
q_s (Heat flux)	1.341178595	kW/m ²
V_m (Water Velocity rate)	808.7659487	m/min
	13.48	m/s
v (Kinematic velocity)	0.000000798	m ² /s
Re (Reynold number)	536305.74	
Re > 10000, aliran turbulence		
Pr (Prandil number)	5.58041958	
Nu (Nusselt number)	1753.575763	
h(konveksi)	32033.82	W/m°C
	32.03382496	kW/m°C
T_s (inner temp. of pipe)	28.04	°C

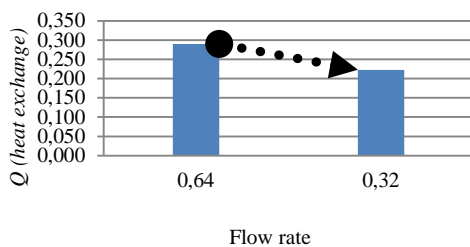
Temperatur dalam pipa *coil* yang diperoleh dari hasil perhitungan diatas dapat digunakan untuk mengetahui nilai penyerapan kalor yang terjadi pada dinding tungku induksi. Kita dapat menghitung secara keseluruhan penyerapan kalor yang terjadi pada dinding tungku induksi seperti yang tercantum dalam tabel 8. Pehitungan kalor gabungan dari air *cooling tower* ke dinding tungku induksi.

Tabel 8. Temperatur dalam pipa coil.

Laju penyerapan kalor gabungan		
ΣR	0.2542	$(m^2 \text{ } ^\circ\text{C})/W$
U	3.934	$W/m^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
LMTD (perbedaan temperature rata-rata logaritmik)		
LMTD	89.64	$^\circ\text{C}$
Q Refractories	156.09	W
	0.1561	kW
Q Total	0.290	kJ/s (kW)

Setelah mendapatkan laju penyerapan kalor dari air dan dinding tungku induksi maka diperoleh total penyerapan kalor yang terjadi adalah 0,29 kW.

Analisa Efisiensi Penyerapan Kalor



Gambar 20. Perbandingan Penyerapan kalor rangkaian pompa seri dan *single*.

Pada gambar 20, dapat dilihat bahwa penyerapan kalor pada rangkaian seri lebih besar dari pada rangkaian paralel. Adapun dengan penyerapan kalor yang optimal maka efisiensi cooling tower dapat terjaga pada 81.98%, dan juga tidak terjadi kerusakan pada coil karena suhu kerja jauh dari suhu lebur tembaga. Disamping itu material aluminium atau molten dapat dilebur dengan baik karena proses penginduksian logam berjalan sempurna.

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisa dan pengolahan data dapat disimpulkan:

1. Nilai efisiensi performance cooling tower adalah 81.98%. Penyebab penurunan efisiensi kerja cooling tower karena periode penggunaannya sudah lama (beroperasi sejak 2008).
2. Dalam menstabilkan suhu kerja tungku induksi dapat dilakukan dengan Memodifikasi rangkaian motor pompa dari single menjadi double dengan rangkaian seri sehingga menambah debit air dari cooling tower ke coil tungku induksi dari awalnya 0.32 m³/min menjadi 0.64 m³/min. Dengan begitu penyerapan kalor dari tungku coil ke air meningkat dari 0,223 kW menjadi 0,29 kW.

3. Dengan peningkatan penyerapan kalor maka kerusakan pada coil dapat dieliminasi karena suhu kerja jauh dari suhu lebur tembaga. Sehingga tidak terjadi kebocoran air tungku induksi yang di akibatkan retaknya coil karena mendapat konduksi kalor yang berlebih dari material yang lebur pada proses induksi.
4. Dengan peningkatan penyerapan kalor, material aluminium atau molten dapat dilebur dengan baik karena proses penginduksian logam berjalan sempurna. Dapat mengurangi material molten yang menggumpal dan menepel menutupi dinding furnace yang dapat menyebabkan kerusakan lapisan dinding furnace.

DAFTAR PUSTAKA

- Nunes, Rafael (2004). *Metals HandBook volume 15- CASTING*. Ebook.
- Yunus A Cengel (2002). *Heat Transfer A Pratical Approach*. University Of Nevada, Reno, Mc. Graw – Hill : Erlangga.
- UNEP (2005). *Pedoman Efisiensi Energy untuk Industri di Asia*. www.energyefficiencyasia.org.
- Komarudin, Ir.MT (2012). *Perpindahan Panas Dasar*. Ebook.
- Nasirudin (2012). *Optimasi Pengujian pompa seri dan paralel*. Poltek Padang. Ebook.
- The McGraw-Hill Companies (2014). *Properties Of Waters*. Ebook.