

PERANCANGAN *COOLING TOWER* UNTUK ALAT PENUKAR KALOR *SHELL AND TUBE* KAPASITAS SKALA LABORATORIUM

Sulis Yulianto,ST,MT¹,Aan Urbiantoro²

Lecture¹,College student²,Departement of machine, Faculty of Engineering, University Muhammadiyah Jakarta, Jalan Cempaka Putih Tengah 27 Jakarta Pusat 10510, Tlp 021-4244016,4256024, email : Sulis.Yulianto@yahoo.com

ABSTRAK

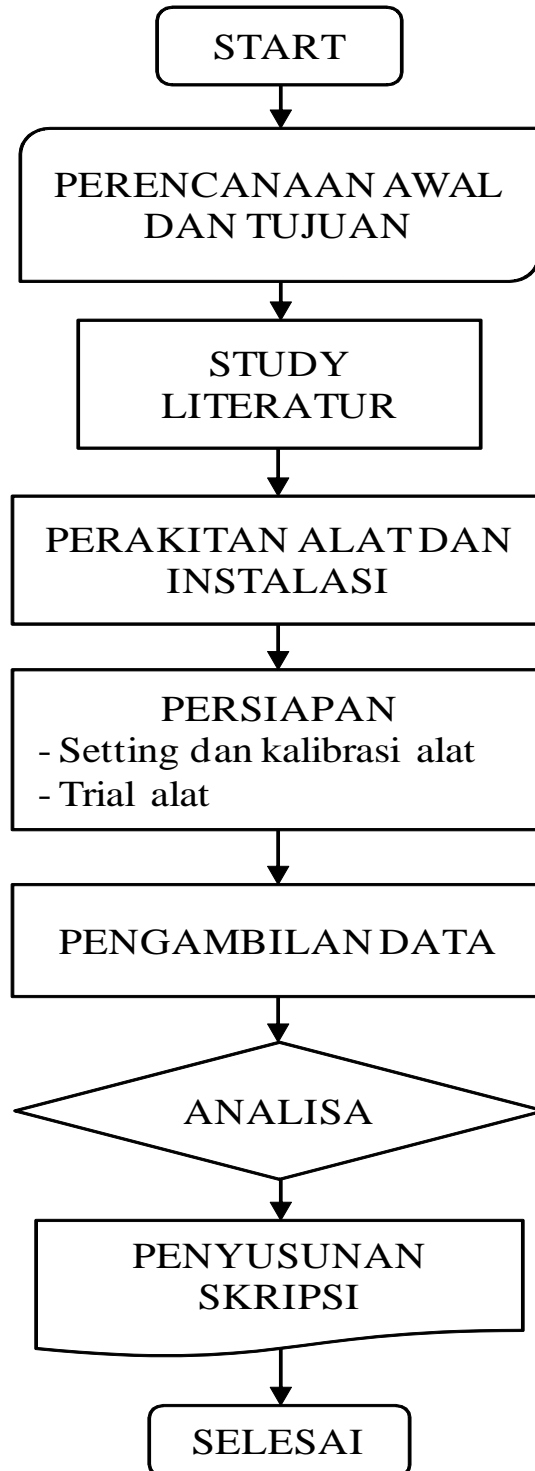
Secara umum cooling tower dapat dikategorikan sebagai pendingin evaporatif yang digunakan untuk mendinginkan air atau media kerja lainnya sampai bertemperatur mendekati temperatur bola basah udara sekitar. Cooling tower mampu menurunkan suhu air lebih dari peralatan-peralatan yang hanya menggunakan udara untuk membuang panas, seperti radiator dalam mobil, oleh karena itu biayanya lebih efektif dan efisien energinya.oleh karena itu perancangan Cooling Tower yang akan digunakan untuk Alat Penukar Kalor Shell and Tube dengan kapasitas Skala Laboratorium. Cooling tower tersebut harus mampu menyediakan kembali sejumlah air yang relatif sejuk (dingin) yang akan digunakan kembali dalam sistem Alat Penukar Kalor dan digunakan sebagai pendingin lubrican oil. Dengan suplai air sejuk (dingin) yang tepat dan kontinyu maka Alat Penukar Kalor tersebut dapat bekerja sesuai dengan spesifikasi dan kondisi yang diharapkan, selain itu biaya yang dikeluarkan akan menjadi lebih efektif dan energi yang dikeluarkan lebih efisien.

Kata Kunci : Cooling Tower, Skala Laboratorium

1.PENDAHULUAN

Alat yang dibutuhkan adalah “cooling tower/ menara pendingin”. Menurut literature El. Wakil, *cooling tower* didefinisikan sebagai alat penukar kalor yang fluida kerjanya adalah air dan udara yang berfungsi mendinginkan air dengan kontak langsung dengan udara yang mengakibatkan sebagian kecil air menguap. Dalam kebanyakan *cooling tower* yang bekerja pada sistem pendinginan udara menggunakan pompa *sentrifugal* untuk menggerakkan air vertikal ke atas melintasi menara. Semua *cooling tower* yang bekerja akan melepaskan kalor melalui *kondensor*, refrijeran akan melepas kalornya kepada *cooling tower* sehingga air menjadi panas. Selanjutnya air panas ini akan dipompakan ke *cooling tower*. Cooling tower/ menara pendingin secara garis besar berfungsi untuk menyerap kalor dari air tersebut dan menyediakan sejumlah air yang relatif sejuk (dingin) untuk dipergunakan kembali di suatu instalasi pendingin atau dengan kata lain menara pendingin berfungsi untuk menurunkan suhu aliran air dengan cara mengekstraksi panas dari air dan mengemisikannya ke atmosfer.

2. DIAGRAM ALIR



3. METODE PENELITIAN

Penelitian ini dilaksanakan di Laboratorium Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Jakarta. Penelitian ini dilaksanakan dengan menggunakan instalasi menara pendingin hasil perancangan dan akan digunakan sebagai peralatan praktikum bagi mahasiswa Universitas Muhammadiyah Jakarta, khususnya mahasiswa Teknik Mesin.

4. DATA HASIL PENELITIAN

4.1. Hasil Penelitian

Penelitian untuk menguji kinerja *Induced Draft Cooling Tower* ini dilakukan dengan memvariasikan suhu heater pada penampungan oli dari temperatur 40°C sampai dengan 60°C serta memvariasikan waktu pengambilan data dalam kurun waktu setiap 30 menit sampai dengan 1 jam, sehingga akan diketahui range maksimum menara pendingin bekerja dengan optimal. Untuk debit air maksimum menggunakan spesifikasi pompa dengan $Q = 18$ (ℓ/menit).

Penelitian dilaksanakan dalam kondisi lingkungan :

$$\begin{aligned} RH_{in} &= 48,5 \% - 75 \% \\ T_{db\ in} &= 31,1\ ^\circ\text{C} - 33,5\ ^\circ\text{C} \\ T_{wb\ in} &= 25,0\ ^\circ\text{C} - 28,0\ ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Hasil pengujian menara pendingin untuk temperatur oli 60°C ditunjukkan pada tabel

Tabel 4.1 Data hasil pengujian menara pendingin

Setting Heater Oli 40 ° C										
No.	Waktu (menit)	Q (ℓ/menit)	T _{wb} (° C)	T _{wo} (° C)	T _{wi} (° C)	T _{i-oil}	T _{o-oil}	P _w	P _{oil}	RH _{ao} (%)
1	60	10	32.3	27	31	39.5	33	0	0	84.1
2	120	10	32.3	27	33	39.5	32	0.15	0.7	84.7
3	180	10	32.3	27.5	33	39	33	0.15	0.7	85
Setting Heater Oli 50 ° C										
4	240	15	33	28.5	33.5	48.5	44	0.15	0.7	86
5	300	15	33	28.5	33	49	44	0.15	0.7	86
6	360	15	33	29	33.5	49	45	0.16	0.75	85.8
7	420	15	33	29	33.5	48	43.5	0.15	0.7	86.2
Setting Heater Oli 60 ° C										
8	480	18	31.8	28.5	33	59.5	54	0.16	0.7	86.9
9	540	18	31.8	28.5	34	59	54	0.15	0.7	87.8
10	600	18	31.8	29	34	59	55	0.15	0.7	87.7

Berdasarkan hasil pengujian, *range* terbaik dari menara pendingin terjadi pada kondisi $T_{wi} = 33^\circ\text{C}$ dan $T_{wo} = 27^\circ\text{C}$.

4.2. Pembahasan hasil penelitian

Berdasarkan data yang diperoleh maka dapat dihitung besar perpindahan kalor yang dibuang air ke udara, dengan menggunakan persamaan (3.1). Perhitungan pindahan kalor dari air ke udara dapat dilihat sebagai berikut.

$$q = W(h_2 - h_1)$$

Keterangan :

$$W = \frac{\dot{Q}}{\dot{v}} = \frac{\text{Debit Udara} (m^3 / \text{min})}{\text{volume udara spesifik} (m^3 / \text{kg})}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \text{Debit udara} \quad (m^3/\text{min}) \\ \dot{v} &= \text{Volume spesifik udara} (m^3/\text{kg}) \\ h_1 &= \text{Entalpi udara masuk} (kJ/Kg) \\ h_2 &= \text{Entalpi udara keluar} (kJ/Kg) \end{aligned}$$

a. Menguji kinerja menara pendingin

Untuk menguji kinerja menara pendingin maka data hasil penelitian diolah dengan menggunakan bantuan *software Psychometric Chart* untuk mendapatkan harga entalpi dari kondisi udara masuk dan keluar menara pendingin. Untuk mendapatkan harga entalpi (h) dari tiap temperatur pada perhitungan laju penyerapan kalor oleh udara di bawah ini, selengkapnya ditampilkan pada ref. [lampiran 1]. Perhitungan laju penyerapan atau pembuangan kalor oleh udara untuk berbagai kondisi udara sekitar menara pendingin serta perbedaan hari, dapat dilihat sebagai berikut :

a. $Q = 10$ (l/menit)

$$T_1 = 32,3^\circ\text{C} ; RH_1 = 66,4\% ; h_1 = 84,79 \text{ kJ/kg}$$

$$T_1 = 29,4^\circ\text{C} ; RH_1 = 84\% ; h_1 = 85,67 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} q_b &= 60 \frac{\text{min}}{h} \times \frac{64.845578696 (m^3 / \text{min})}{0.8830 (m^3 / \text{kg})} (85.67 - 84.79) \text{ kJ / kg} \\ &= 3847,019 \text{ kJ/h} = 1,0686 \text{ kJ/s} = 1,0686 \text{ kW} \end{aligned}$$

b. $Q = 15$ (l/menit)

$$T_1 = 33^\circ\text{C} ; RH_1 = 58,1\% ; h_1 = 80,67 \text{ kJ/kg}$$

$$T_1 = 28,3^\circ\text{C} ; RH_1 = 86\% ; h_1 = 82,23 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} q_b &= 60 \frac{\text{min}}{h} \times \frac{64.845578696 (m^3 / \text{min})}{0.8830 (m^3 / \text{kg})} (82.23 - 80.67) \text{ kJ / kg} \\ &= 6819,715 \text{ kJ/h} = 1,8943 \text{ kJ/s} = 1,8943 \text{ kW} \end{aligned}$$

c. $Q = 18$ (l/menit)

$$T_1 = 31.8^\circ\text{C} ; RH_1 = 65\% ; h_1 = 81.66 \text{ kJ/kg}$$

$$T_1 = 29.2^\circ\text{C} ; RH_1 = 87.8\% ; h_1 = 87.40 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} q_b &= 60 \frac{\text{min}}{h} \times \frac{64.845578696 (m^3 / \text{min})}{0.8830 (m^3 / \text{kg})} (87.40 - 81.66) \text{ kJ / kg} \\ &= 25093,05 \text{ kJ/h} = 6,9702 \text{ kJ/s} = 6,9702 \text{ kW} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan di atas, besarnya laju penyerapan kalor oleh udara yang terjadi pada menara pendingin adalah sebagai berikut :

Tabel 4.2 Hasil Analisa Data ($T_{wi} = 33^{\circ}\text{C}$ dan $T_{wo} = 27^{\circ}\text{C}$)

No.	Q (l/menit)	q (kW)	RH _{aout} (%)	RH _{lingkungan} (%)
1	10	1.0686	84.1	66.4
2	10	1.1732	84.7	66.4
3	10	1.249	85	66.4
4	15	1.5251	86	58.1
5	15	1.8943	86	58.1
6	15	1.9347	85.8	58.1
7	15	2.9835	86.2	58.1
8	18	4.8959	86.9	65
9	18	6.9702	87.8	65
10	18	6.9945	87.7	65

b. Kapasitas pendinginan

Kapasitas penyerapan kalor (q) maximum dari menara pendingin yang dibangun berdasarkan prinsip *Thermodynamika*, dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.5) berikut ini:

$$q = \dot{m} \times C_p \times \Delta T \text{ (kJ/s)}$$

$$q = \dot{m}_w \times C_{pw} \times (T_{wi} - T_{wo}) \text{ kJ/s}$$

$$T_{wi} = 33^{\circ}\text{C} = 306 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$T_{wo} = 27^{\circ}\text{C} = 300 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$\bar{T}_w = 30^{\circ}\text{C}; C_{pw} = 4.1784 \text{ kJ/Kg.}^{\circ}\text{K}$$

$$\dot{m} = 0,0531 \text{ kg/s}$$

Maka nilai kapasitas pendinginan maksimum adalah :

$$q = (0,0531 \text{ kg/s} \times 4,1784 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{K} \times 6^{\circ}\text{K})$$

$$q = 1,33 \text{ kJ/s} = 1,33 \text{ kW}$$

c. Menghitung *approach* dan efisiensi menara pendingin

Approach yang dicapai dalam penelitian menara pendingin dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.2) sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \text{Approach (}^{\circ}\text{C)} &= (T_{out} - T_{wb}) \\ &= 27^{\circ}\text{C} - 25,95^{\circ}\text{C} \\ &= 1,05^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Sehingga *approach* cooling tower penelitian adalah $1,05^{\circ}\text{C}$ Sedangkan efisiensi atau kapasitas pendinginan menara pendingin dapat dihitung dengan persamaan (2.3) sebagai berikut :

$$\eta = 100\% \times \frac{(T_{in} - T_{out})}{(T_{in} - T_{wb})}$$

$$\eta = 100\% \times \frac{(33^{\circ}\text{C} - 27^{\circ}\text{C})}{(33^{\circ}\text{C} - 25.95^{\circ}\text{C})}$$

$$\eta_{ctr} = 85,10 \%$$

d. Kehilangan penguapan (*drift loses*)

Kehilangan penguapan adalah jumlah air yang diuapkan untuk tugas pendinginan. Secara teoritis, jumlah penguapan mencapai 1.8m^3 untuk setiap 10.000.000 kkal kalor yang dibuang. Kehilangan penguapan (*drift loses*) dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\text{Kehilangan Penguapan (m}^3/\text{h)} = 0.0085 \times 1,8 \times \text{laju sirkulasi air (m}^3/\text{h)} \times (T_1 - T_2) \dots \dots \dots (4.1)$$

$$\text{Kehilangan penguapan} = 0,0085 \times 1,8 \times 0,0588 \text{ (m}^3/\text{h)} \times 6^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Kehilangan penguapan} = 5,4 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{h} = 1,994 \text{ m}^3/\text{s}$$

Maka kehilangan penguapan yang terjadi pada $T_{w\text{in}} = 33^{\circ}\text{C}$ dan $T_{w\text{out}} = 27^{\circ}\text{C}$, adalah sebesar $1,944 \text{ m}^3/\text{s}$.

e. Perbandingan Cair –Gas (L/G)

Melalui prinsip termodinamika diketahui bahwa panas yang dibuang dari air harus sama dengan panas yang diserap oleh udara sekitarnya. Berdasarkan prinsip tersebut maka besarnya perbandingan jumlah cair terhadap gas (L/G) dalam menara pendingin yang dibangun dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$L (T_1 - T_2) = G (h_1 - h_2) \dots \dots \dots (4.2)$$

L/G = Perbandingan aliran massa cair – gas (kJ/kg°C)

$$T_1 = \text{Temperatur air masuk menara pendingin (}^{\circ}\text{C)} = 33(^{\circ}\text{C)}$$

$$T_2 = \text{Temperatur air keluar menara pendingin (}^{\circ}\text{C)} = 27(^{\circ}\text{C)}$$

$$h_1 = \text{Entalpi air masuk menara pendingin (kJ/kg)}$$

$$h_2 = \text{Entalpi air keluar menara pendingin (kJ/kg)}$$

$$h_1 = 81,66 \text{ (kJ/kg)}$$

$$h_2 = 87,40 \text{ (kJ/kg)}$$

$$L/G = (87,40 - 81,66) \text{ kJ/kg} / (33 - 27)^{\circ}\text{C}$$

$$= 0,95 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C}$$

f. Pindahan panas pada filler

Untuk mengetahui pindahan panas pada lapis filler maka dapat kita gunakan rumus pindahan panas dengan kontak-langsung. Namun terlebih dahulu dihitung kalor yang dibuang air ke udara dari prinsip termodinamika, dengan menggunakan persamaan (2.5) maka diperoleh nilai kalor (q) sebagai berikut :

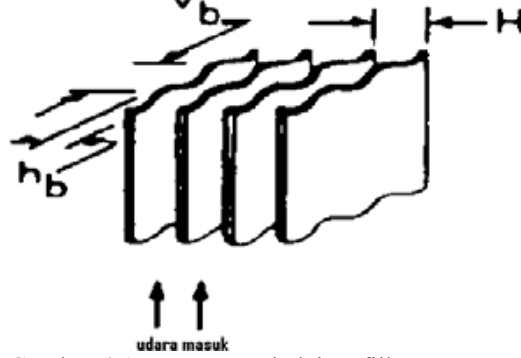
$$q = (0,0531 \text{ kg} / \text{s} \times 4,1784 \text{ kJ} / \text{kg}^{\circ}\text{K} \times 6^{\circ}\text{K}) \text{ (kJ} / \text{s)}$$

$$q = 1,33 \text{ kJ} / \text{s} = 1,33 \text{ kW}$$

Untuk menghitung pindahan panas secara kontak langsung dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$q = U \times a \times \Delta T \times V \dots\dots\dots(4.3)$$

- Spesifikasi filler
- H = lebar = 1 cm
 - Hb = tinggi = 0.5 cm
 - Vb = panjang = 1.5 cm
 - Tebal (t) = 0.5 cm



Gambar 4.1 Penampang belahan filler menara pendingin

Besarnya koefisien pindahan panas menyeluruh (U) untuk kasus kontak langsung (direct-contact) pada menara pendingin, seperti yang diambil dari *Engineering School San Sebastian Technological Campus*, maka diperoleh nilai koefisien pindahan panas menyeluruh (U) seperti pada tabel 4.3 di bawah ini :

Tabel 4.3 Harga koefisien pindahan panas menyeluruh

Fluid combination (hot – cold)	U (W/m ² .K)
Water - Water	1,000 – 2,500
Water - Oil	110 - 350
Ammonia - Water	1,000 – 2,500
Gases - Water	10 - 250
Steam condensing- Water (in tubes)	1,000 – 6,000
Steam condensing - Gases	25 - 250
Ammonia condensing – Water (in tubes)	800 – 1,400
Alcohol condensing – Water (in tubes)	250 - 700
Finned-tube heat exchanger (Water in tubes, Air in cross flow)	25 – 50

Sumber : (*Engineering School San Sebastian Technological Campus*)

Berdasarkan tabel di atas, untuk koefisien pindahan panas menyeluruh (U), *gases – water* besarnya antara 10 – 250 (W/m².K), dengan kondisi (q), ΔT dan V konstan, maka untuk koefisien pindahan panas (U) yang bervariasi antara 10 – 250 (W/m².K), dapat dihitung dengan persamaan (4.3), sebagai berikut :

$$q = U \times a \times \Delta T \times V$$

$$a = \frac{q}{U \times \Delta T \times V}$$

$$U_1 = 10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$q = 1330 \text{ W}$$

$$V = 0,1732 \text{ m}^3$$

$$\Delta T = 0,65^\circ \text{K}$$

$$a = \frac{1330 \text{ W}}{10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \times 0,65^\circ \text{K} \times 0,1732 \text{ m}^3}$$

$$a = 1181,382 \text{ m}^2/\text{m}^3$$

Tabel 4.4 Variasi nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh (U)

U (W/m ² .K)	q (W)	ΔT (K)	V (m ³)	a (m ² /m ³)
10	1330	0.65	0.1732	1181.382128
20	1330	0.65	0.1732	590.6910641
30	1330	0.65	0.1732	393.7940428
40	1330	0.65	0.1732	295.3455321
50	1330	0.65	0.1732	236.2764257
60	1330	0.65	0.1732	196.8970214
70	1330	0.65	0.1732	168.7688755
80	1330	0.65	0.1732	147.672766
90	1330	0.65	0.1732	131.2646809
100	1330	0.65	0.1732	118.1382128
110	1330	0.65	0.1732	107.3983753
120	1330	0.65	0.1732	98.44851069
130	1330	0.65	0.1732	90.87554833
140	1330	0.65	0.1732	84.38443773
150	1330	0.65	0.1732	78.75880855
160	1330	0.65	0.1732	73.83638302
170	1330	0.65	0.1732	69.49306637
180	1330	0.65	0.1732	65.63234046
190	1330	0.65	0.1732	62.17800675
200	1330	0.65	0.1732	59.06910641
210	1330	0.65	0.1732	56.25629182
220	1330	0.65	0.1732	53.69918765
230	1330	0.65	0.1732	51.36444036
240	1330	0.65	0.1732	49.22425534
250	1330	0.65	0.1732	47.25528513

Menurut *Ramarao and Shivaraman*, untuk Menara Pendingin, maka besarnya nilai desain dari berbagai jenis bahan pengisi dapat dilihat dalam tabel 4.4 berikut ini :

Tabel 4.5 Nilai desain dari berbagai jenis bahan pengisi

	Splash Fill	Film Fill	Low Clog Film Fill
Rasio L/G yang memungkinkan	1,1 – 1,5	1,5 – 2,0	1,4 – 1,8
Luas Perpindahan Panas yang Efektif	30 – 45 m ² /m ³	150 m ² /m ³	85 - 100 m ² /m ³
Kebutuhan Tinggi Bahan Pengisi	5 – 10 m	1,2 – 1,5 m	1,5 – 1,8 m
Kebutuhan <i>Head</i> Pompa	9 – 12 m	5 – 8 m	6 – 9 m
Kebutuhan Jumlah Udara	Tinggi	Sangat Rendah	Rendah

Sumber : Ramarao and Shivaraman, *Bureau Efficiency Energy : India , 2004*

Untuk bahan pengisi jenis *film fill* luas bidang kontak pindahan panas yang efektif adalah 150 m²/m³. Bila disesuaikan luas bidang kontak pindahan panas ini terhadap tabel (4.4) Berbagai variasi nilai koefisien pindahan panas menyeluruh (U), maka harga koefisien pindahan panas menyeluruh (U), yang sesuai terletak antara 70 W /m².K – 80 W /m². Dengan menginterpolasi maka harga koefisien pindahan panas menyeluruh (U), didapat sebagai berikut :

Maka, harga perpindahan panas menyeluruh (U₁₅₀) didapatkan :

$$\frac{(U_{150} - 70)W / m^2 .K}{(80 - 70)W / m^2 .K} = \frac{(150 - 168.77)m^2 / m^3}{(147.67 - 168.77)m^2 / m^3}$$

$$U_{150} = [(0,87588) \times 10W / m^2 .K] + 70W / m^2 .K$$

$$U_{150} = 75,7588W / m^2 .K$$

Sehingga diperoleh harga koefisien pindahan panas menyeluruh (U) untuk luas bidang kontak pindahan panas (*a*) sebesar 150 m²/m³, adalah, 75,7588 W /m².K.

5.1. KESIMPULAN

- Menara pendingin dengan *range* yang tinggi berarti bahwa menara pendingin telah mampu menurunkan suhu air secara efektif, dan memiliki kinerja yang bagus. Dalam penelitian ini *range* selisih maksimum yang dapat dicapai dari menara pendingin adalah sebesar 6°C.
- *Approach* yang dicapai pada penelitian dengan beban *oil cooler* adalah 1,05 °C. Semakin rendah nilai *approach* semakin baik kinerja menara pendingin.
 - Efisiensi yang diperoleh pada menara pendingin rancangan adalah : $\eta_{ctr} = 85,10 \%$.
 - Dari hasil penelitian dan perhitungan di atas, menara pendingin dapat dikatakan memiliki efisiensi yang baik dengan nilai > 85%.
- Kapasitas pendinginan menara pendingin rancangan yang diperoleh sebagai hasil kali dari kecepatan aliran masa air, panas spesifik dan perbedaan suhu yaitu : $q_{ctr} = 1,33 \text{ kJ/s}$.
- Kehilangan penguapan yang terjadi selama proses pendinginan air didalam menara

pendingin adalah sebesar $1,944 \text{ m}^3/\text{s}$. Dari nilai di atas dapat diketahui bahwa penguapan yang terjadi pada menara pendingin cukup besar, dengan *range* suhu yang lebih besar.

- Perbandingan antara laju aliran massa air dan udara pada menara pendingin rancangan dengan $T_w \text{ in} = 33 \text{ }^\circ\text{C}$ dan $T_w \text{ out} = 27 \text{ }^\circ\text{C}$ adalah sebesar $0,95 \text{ kJ/kg}$, dari nilai ini dapat kita lihat bahwa jumlah perbandingan cair-gas yang lebih besar terjadi pada *range* menara pendingin yang lebih tinggi hal ini karena jumlah zat cair lebih banyak dibandingkan jumlah kandungan gas, karena dengan tingginya *range* air maka laju penguapan akan semakin besar pula yang mengakibatkan kandungan gas semakin sedikit di dalam menara pendingin.
- Pertambahan debit air (Q) mengakibatkan pertambahan laju penyerapan kalor (q) oleh udara pada menara pendingin (Gambar 4.1).
- Pertambahan debit air (Q) mengakibatkan pertambahan kelembaban (RH) menara pendingin, hal ini karena jumlah volume uap yang mengalir pada menara pendingin bertambah seiring dengan pertambahan laju debit air (Gambar 4.2).
- Luas bidang kontak langsung (*direct-contact*) antara air dengan udara (a) pada menara pendingin adalah $150 \text{ m}^2/\text{m}^3$, sedangkan harga untuk koefisien pindahan panas menyeluruh (U) adalah sebesar $78,7588 \text{ W}/\text{m}^2.\text{K}$.
- Dengan kemiripan spesifikasi dan pertimbangan harga serta ketersediaan di pasaran Indonesia, maka jenis menara pendingin yang digunakan dalam sistem adalah menara pendingin Liang Chi LBC-5.
- Parameter-parameter menara pendingin juga sangat dipengaruhi oleh kondisi ruang penempatan serta udara luar.

5.2.SARAN

- Dalam penelitian selanjutnya hendak variasi terhadap parameter-parameter lainnya lebih banyak dilakukan, seperti kecepatan daya hisap *blower*, laju aliran massa air, serta susunan dan jenis bahan pengisi. lebih banyak dilakukan, untuk mendapatkan data yang lebih bervariasi.
- Untuk melakukan penelitian selanjutnya hendaknya pengkondisian suhu dan kelembaban lingkungan tempat dilaksanakannya penelitian diusahakan pada kondisi yang konstan, agar didapat data yang lebih teliti.
- Untuk penelitian selanjutnya hendaknya alat-alat yang digunakan dapat disimpan di laboratorium, sehingga memudahkan bagi tim peneliti bila ingin melakukan percobaan.
- Dikarenakan alat tersebut akan digunakan sebagai alat praktikum bagi mahasiswa, khususnya mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Universitas Muhammadiyah Jakarta, maka faktor keamanan serta keselamatan juga harus dijadikan perhatian.
- Perlu dilakukan penelitian selanjutnya terhadap peralatan yang sudah ada untuk mendapatkan spesifikasi dan hasil yang lebih efektif dan efisien.

DAFTAR REFERENSI

1. ASHRAE Inc., (2008). *ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment*. SI Edition. Atlanta.
2. Bell, Dr. K. J. And DR. A. C. Mueller, (2001). “*Wolverine Engineering Databook II*,” Wolverine Tube, Inc. Research and Development Team”.
3. Çengel, Yunus A., (2004). *Thermodynamics – An Engineering Approach*. Fourth Edition. Mc-Graw Hill, New York.
4. Engineering School San Sebastian Technological Campus of University of Navaras. A.Y., University of Navaras : Mexico, 2006.
5. EPRI JOURNAL, Technolgy Inovation Program, Volume 1014487, United State of America, Summer : 2007
6. Fibreglass Cooling Tower Counterflow Induced Draft, LIANG CHI Industry Co.Ltd Marketing Brosur, Pa Li Hsiang Taipe Hsien-Taiwan.
7. Hensley, John C., (2006). *Cooling Tower Fundamentals*. Second Edition. SPX, Cooling Technologies Inc., Kansas.
8. Holman, J. P., (1992). *Heat Transfer*. Seventh Edition. Mc-Graw Hill, New York.
9. Kakaç, Sadik and Hongtan Liu, (2002). “*Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design Second Edition*,” CRC Press, Boca Raton, Florida 33431”.
10. McDowall, R., (2006). *Fundamentals of HVAC Systems*. First Edition. Elsevier, Oxford.
11. M.M.El-Walkil, (1992). *Instalasi Pembangkit Daya*, Jilid 1, Cetakan I. Penerbit Erlangga : Jakarta.
12. Ramarao R.A Towers and Equipment Ltd. and Shivaraman Tower Tech Ltd, *Selection and Design of Cooling Towers , Design Values of Different Type of Fill*, Bureu Efficiency Energy : India , 2004.