

Analisa Proses Perpindahan Kalor dan Massa Pada *Counter-flow Cooling Tower*

oleh

Deden Muhammad F S¹

¹ Staf Pengajar Fakultas Teknik Fisika Universitas Widyatama Bandung

Abstrak - Sebuah sistem HVAC terutama dengan kapasitas yang besar biasanya akan menggunakan suatu sistem kondenser berpedingin air untuk membuang kalor. Sistem seperti ini akan membutuhkan suatu pendingin air yang efisien sehingga kalor dapat dibuang ke lingkungan. Sebuah *cooling tower* dirancang sedemikian rupa sehingga dapat mendinginkan air yang disirkulasikan melewati kondenser dari suatu unit *chiller*. Makalah ini merepresentasikan proses perpindahan kalor dan massa yang terjadi dalam sebuah *cooling tower* dengan aliran berlawanan (*counter-flow cooling tower*)

KATA KUNCI: Perpindahan kalor, perpindahan massa, *cooling tower*, *Number of Transferunit*, konveksi paksa, rasio humiditas.

Pendahuluan

Sebagian besar sistem tata udara dan proses-proses industri menghasilkan kalor yang harus dipindahkan dan dibuang ke lingkungan. Air sering digunakan sebagai media untuk inemindahkan kalor yang dilepaskan oleh refrigeran di dalam kondenser, maupun penukar kalor sejenis dalam berbagai proses industri. Berbagai proses memanfaatkan air yang berasal dari suatu sumber air berupa sungai, danau, maupun laut yang dilewatkan melalui penukar kalor yang kemudian dialirkan kembali ke sumber air semula. Dalam hal ini air pendingin itu hanya mengalir sekali-lintas di dalam kondenser termaksud secara sirkulasi sistem terbuka. Hal ini akan menimbulkan masalah yaitu air mengalami kenaikan suhu ketika dikembalikan ke sumber sehingga akan mengganggu ekologi disekitar sumber air tersebut. Selain itu jika penukar kalor berada jauh dari sumber air, maka akan dibutuhkan biaya tambahan untuk mensirkulasikan air.

Masalah-masalah tersebut di atas dapat diatasi dengan cara mendaur ulang air pendingin kondenser menggunakan sistem *cooling tower* sebagai sistem pendingin air.

Dengan demikian terdapat sejumlah air yang bersirkulasi terus-menerus antara kondenser dengan *cooling tower*nya. Penambahan air pada *cooling tower* hanya sekitar 5% dari sistem dengan sirkulasi terbuka (1988 ASHRAE Handbook Equipment), serta ekologi air lingkungan tidak akan terganggu

karena air hanya disirkulasikan dalam sistem tertutup.

Perpindahan kalor dan massa merupakan dua hal penting yang sangat besar peranannya dalam

berbagai proses terutama untuk proses-proses yang terjadi di industri. Untuk memahami lebih dalam

perpindahan kalor dan massa selain dengan kajian teoritis dari rujukan dan kepustakaan yang telah ada, juga diperlukan suatu perangkat peraga yang dapat memperagakan proses yang terjadi.

Cooling tower merupakan suatu sistem yang mengkombinasikan perpindahan kalor dan perpindahan massa secara serempak. *Cooling tower* banyak digunakan dalam proses-proses industri ataupun sebagai perlengkapan di laboratorium, oleh karena itu *cooling tower* sangat tepat digunakan untuk memperagakan kedua proses yang terjadi.

Performansi dari sebuah *cooling tower* secara garis besar dapat ditunjukkan oleh turunnya suhu air yang melewati *cooling tower*. Namun selain aspek tersebut diatas masih ada besaran-besaran lain yang dapat menunjukkan performansi dari sebuah *cooling tower* diantaranya yaitu *Number of Transfer Unit* (NTU). NTU menyatakan jumlah kalor yang bisa dipindahkan oleh *cooling tower* dari air ke udara.

Proses perpindahan kalor dan massa dalam sebuah *cooling tower* merupakan proses yang kompleks dan perhitungannya harus menggunakan pemecahan secara numerik.

2. Prinsip Kerja *Cooling Tower*

Seperti telah dibahas sebelumnya bahwa di dalam *cooling tower* terjadi proses serentak perpindahan kalor dan perpindahan massa. *cooling tower* yang akan dianalisa adalah *cooling tower*

jenis *induced draft* atau *forced draft* sehingga proses perpindahan kalor yang terjadi adalah konveksi paksa antara air dan udara.

Dalam makalah akan dianalisis besarnya koefisien konveksi yang berkorelasi dengan sistem koefisien perpindahan massa dari proses yang terjadi antara air yang bersuhu lebih tinggi dengan udara sebagai medium penyerap kalor.

Untuk lebih dapat memahami proses yang terjadi dalam *cooling tower* kita harus terlebih dahulu mengenal proses konveksi paksa. Dalam bagian ini akan dibahas konveksi paksa secara mendasar dengan lebih menekankan pada proses yang berhubungan dengan prinsip kerja *cooling tower*.

2.1 Perpindahan Kalor Secara Konveksi Paksa

Proses perpindahan kalor secara konveksi terjadi apabila kalor berpindah seiring dengan perpindahan fluida atau dapat dikatakan bahwa perpindahan kalor terjadi karena adanya perpindahan partikel fluida. Persamaan perpindahan kalor konveksi dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$Q(t) = Ah_c \Delta t \quad (1)$$

dengan h_c = koefisien perpindahan kalor konveksi dan A = luas permukaan kontak.

Perpindahan kalor secara konveksi paksa merupakan salah satu proses perpindahan kalor yang terjadi di dalam sebuah *cooling tower*. Konveksi paksa terjadi antara udara yang ditarik oleh sebuah fan dengan air panas yang diserap kalornya oleh udara tersebut.

Hal penting dalam perpindahan kalor secara konveksi adalah mencari koefisien perpindahan kalornya. Koefisien perpindahan kalor konveksi melibatkan beberapa besaran tak berdimensi. Beberapa besaran tak berdimensi yang digunakan dalam proses perpindahan kalor konveksi terdapat di bawah ini.

1. Bilangan Reynolds (Re)

$$Re = \frac{\rho u x}{\mu}$$

2. Bilangan Nusselt (Nu)

$$Nu = \frac{h \cdot x}{k}$$

3. Bilangan Prandtl (Pr)

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k}$$

Terdapat suatu persamaan yang menghubungkan ketiga besaran tak berdimensi tersebut. Persamaan ini harus dipecahkan secara analitik dari data eksperimen yang telah dilakukan sebelumnya.

$$Nu = f(Re, Pr)$$

$$Nu = C(Re)^a (Pr)^b$$

Dengan a, b, C adalah konstanta yang besarnya bergantung pada proses yang terjadi dan besarnya bilangan-bilangan tak berdimensi yang terlibat di dalamnya. Besaran-besaran yang terdapat dalam beberapa persamaan di atas diberikan di bawah ini.

h = koefisien konveksi fluida

k = konduktivitas kalor fluida

ρ = massa jenis fluida

u = kecepatan aliran fluida

μ = viskositas kinematik fluida

x = jarak relatif

Mengenai proses yang terjadi yang mendasari terbentuknya persamaan di atas dan analisisnya tidak akan dibahas dalam makalah ini karena makalah ini akan lebih menekankan pada proses perpindahan kalor konveksi paksa yang serentak terjadi dengan proses perpindahan massa.

2.2 Perpindahan Massa

Pada dasarnya perpindahan massa merupakan perpindahan dari partikel-partikel karena adanya perbedaan konsentrasi dalam campuran. Perpindahan massa mempunyai dua mode yaitu proses yang menyertainya yaitu perpindahan massa karena konveksi (*convective mass transfer*) dan perpindahan massa karena proses difusi. Kedua proses tersebut pada dasarnya sama, yang membedakannya adalah proses yang menyertainya berupa konveksi atau difusi biasa.

Dalam tugas akhir ini akan dibahas dasar-dasar perpindahan massa dan persamaan-persamaan yang menyertainya. Bahasan akan dibatasi hanya untuk proses-proses yang mungkin terjadi dalam *cooling tower*.

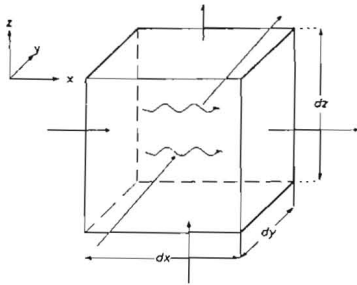
Dalam perpindahan massa terdapat beberapa besaran yang terlibat di dalamnya. Secara garis besar besaran-besaran tersebut terdapat di bawah ini.

- ρ = kerapatan massa (kg/m^3)
- C = jumlah total mol per unit volume (mol/m^3)
- M_i = fraksi massa dari spesies I dibandingkan terhadap total campuran
- J_i = laju aliran massa per satuan luas (kg/s.m^2)
- D_{AB} = Diffusivitas massa (m^2/s)

Persamaan utama yang ada dalam perpindahan massa adalah suatu persamaan yang dinamakan persamaan Fick. Persamaan Fick diterapkan untuk suatu campuran biner A dan B dan dinyatakan dalam bentuk vektor sebagai berikut:

$$JA = -\rho D_{AB} \nabla m_A \quad (2)$$

Untuk mendapatkan persamaan perpindahan massa terlebih dahulu kita tinjau sebuah unit kontrol volume dari suatu spesi A.



Gambar 1 Differensial kontrol volume untuk suatu spesi diffusi
Sumber : Threlkeld [1]

Dalam kontrol volume tersebut berlaku konservasi massa yang masuk dan keluar dan massa yang dihasilkan (*generated*) yang dapat dinyatakan dalam persamaan sebagai berikut:

$$M_{A,in} + M_{A,g} - M_{A,out} = \frac{dM_A}{dt} \equiv M_{A,st} \quad (3)$$

$$n''_{A,x+dx} dydz = n''_{A,x} dydz + \frac{\partial[n''_{A,x} dydz]}{\partial x} dx \quad (4a)$$

$$n''_{A,y+dy} dx dz = n''_{A,y} dx dz + \frac{\partial[n''_{A,y} dx dz]}{\partial y} dy \quad (4b)$$

$$n''_{A,z+dz} dx dy = n''_{A,z} dx dy + \frac{\partial[n''_{A,z} dx dy]}{\partial z} dz \quad (4c)$$

Massa yang dihasilkan selama proses berlangsung dapat dinyatakan oleh

$$M_{A,g} = n_A dx dy dz \quad (5)$$

Dengan n_A adalah laju peningkatan massa dalam spesi A per satuan volume. Massa yang tersimpan dalam volume kontrol dapat dinyatakan oleh:

$$M_{A,st} = \frac{\partial \rho_A}{\partial t} dx dy dz \quad (6)$$

Penggabungan persamaan (3) sampai (6) akan menghasilkan

$$-\frac{\partial n''_A}{\partial x} - \frac{\partial n''_A}{\partial y} - \frac{\partial n''_A}{\partial z} + n_A = \frac{\partial \rho_A}{\partial t} \quad (7)$$

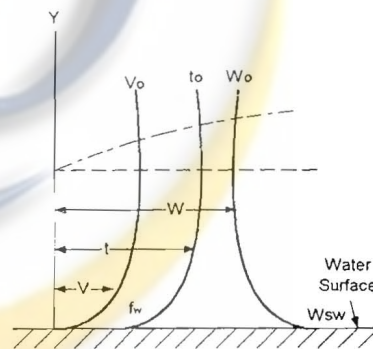
Dengan definisi yang diberikan persamaan (2) didapatkan

$$\frac{\partial^2 \rho_A}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \rho_A}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \rho_A}{\partial z^2} + \frac{n_A}{D_{AB}} = \frac{1}{D_{AB}} \frac{\partial \rho_A}{\partial t} \quad (8)$$

Persamaan tersebut adalah persamaan dasar perpindahan massa suatu spesi dalam koordinat kartesian

2.3 Perpindahan kalor dan massa secara serempak

Dalam hal perpindahan kalor dan massa secara serempak terutama yang terjadi antara air dan udara basah, kita perlu memperhatikan proses penguapan dari air yang terjadi diakibatkan adanya perbedaan kandungan uap air dengan udara. Sebuah permukaan air yang dilalui oleh udara dapat digambarkan sebagai berikut:



Gambar 2 Penguapan uap air ke udara dalam suatu lapisan batas
Sumber : Threlkeld [1]

Permukaan air pada suhu t_w bersentuhan langsung dengan aliran udara yang mempunyai kecepatan tunak sebesar V_0 . Suhu mengalami kenaikan dari t_w menjadi t_0 yang merupakan suhu kesetimbangan dari air dan udara. Rasio kelembaban menurun sepanjang sumbu y dikarenakan adanya perpindahan massa uap air dari air ke udara. Rasio kelembaban berubah dari $W_{s,w}$ menjadi W_0 .

Proses yang terjadi adalah perpindahan kalor dari udara ke permukaan air dan perpindahan uap air dari permukaan air ke udara. Perpindahan kalor yang terjadi adalah gabungan antara konduksi dan konveksi sedangkan perpindahan massa yang terjadi merupakan gabungan antara proses konveksi dan difusi.

Untuk perpindahan kalor dapat kita tuliskan

$$h_c(t_o - t_w) = k \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (9)$$

Dengan mendefinisikan suatu besaran tak berdimensi suhu $t' = (t - t_w)/(t_o - t_w)$, dan besaran tak berdimensi panjang $y' = y/L$, dengan L adalah panjang referensi, kita akan mendapatkan

$$\frac{h_c L}{k} = \left(\frac{\partial t'}{\partial y'} \right)_{y=0} \quad (10)$$

Ozisk [6] telah mengemukakan bahwa solusi dari persamaan di atas didapatkan dalam bentuk

$$\frac{h_c L}{k} = f(\text{Re}, \text{Pr}) \quad (11)$$

Seperti telah diuraikan sebelumnya besaran $h_c L/k$ dikenal sebagai bilangan Nusselt, sedangkan Re dan Pr adalah bilangan-bilangan tak berdimensi yang telah didefinisikan sebelumnya.

Sementara konsep dasar dari diffusi diberikan oleh persamaan Fick dengan bentuk

$$m_w = -D \rho_a \frac{dW}{dy} \quad (12)$$

dimana :

- m_w = aliran uap air (kg/m^2)
- D = koefisien difusivitas uap air (m^2/s)
- ρ = rapat jenis udara (kg/m^3)
- W = rasio kelembaban (kg/kg)
- y = panjang diffusi (m)

koefisien perpindahan massa uap air melalui lapisan batas didefinisikan oleh persamaan

$$h_D(W_{s,w} - W_o) = -D \rho_a \left(\frac{\partial W}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (13)$$

Dengan menggunakan bilangan tak berdimensi $W' = (W - W_o)/(W_{s,w} - W_o)$ didapatkan persamaan

$$\frac{h_D L}{\rho_a D} = \left(\frac{\partial W'}{\partial y'} \right)_{y=0} \quad (14)$$

$$\frac{h_D L}{\rho_a D} = f(\text{Re}, \text{Sc}) \quad (15)$$

Sc adalah bilangan Schmidt $\mu/\rho D$, kedua persamaan di atas dapat juga dinyatakan dalam bentuk

$$\frac{h_c L}{k} = a \left(\frac{LV\rho}{\mu} \right)^b \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^c \quad (16)$$

$$\frac{h_D L}{\rho_a D} = a \left(\frac{LV\rho}{\mu} \right)^b \left(\frac{\mu}{\rho D} \right)^c \quad (17)$$

Dari kedua persamaan tersebut didapatkan

$$\frac{h_c}{h_D} = \frac{k}{D \rho_a} \left(\frac{D}{\alpha} \right)^c \quad (18)$$

Dengan $\alpha = k/\rho c_p$ adalah difusivitas termal dalam m^2/s , jika persamaan di atas dibagi dengan $c_{p,a}$ akan didapatkan

$$\frac{h_c}{h_D c_{p,a}} = \left(\frac{\alpha}{D} \right)^{1-c} \quad (19)$$

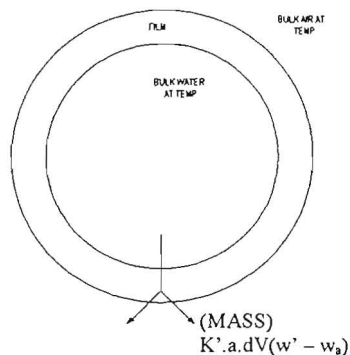
Besaran $h_c/h_D c_{p,a}$ dikenal dengan bilangan Lewis yaitu suatu konstanta yang menjembatani proses perpindahan kalor dan perpindahan massa. Untuk aliran udara dengan konveksi paksa bilangan Lewis dapat dinyatakan sebagai berikut

$$\text{Le} = \left(\frac{\alpha}{D} \right)^{2/3} \quad (20)$$

Persamaan di atas berhasil dirumuskan dalam Threlkeld[1]. Untuk kasus perpindahan kalor dan massa antara uap air dan udara basah direkomendasikan harga bilangan α/D untuk suhu antara 50 F sampai 140 F. udara basah diambil pada kondisi kering dan kondisi jenuhnya.

2.4 Proses dalam *Cooling tower*

Untuk membahas proses yang terjadi di dalam *cooling tower* kita misalkan bulk water yang bersentuhan dengan udara yang dapat dimodelkan sebagai berikut



Gambar 3 model bulk untuk air dalam *cooling tower* (Sumber ASHRAE[4])

Dimana :

$$\text{Kalor total} = dq_w = m_w \cdot dt = K_L \cdot a \cdot dV (t_w - t') = m_a \cdot dh$$

$$\text{Kalor sensibel} = dq_s = K_G \cdot a \cdot dV (t' - t_a)$$

$$\text{Kalor laten} = dq_L = h_{fgw} \cdot dm$$

- m_w : Laju aliran air (kg/s)
 K_L : Koefisien perpindahan kalor dari air ke interface ($\text{kJ/s.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)
 dV : Unit Volume
 a : *Extended water surface* (m^2/m^3)
 m_a : Laju aliran udara (kg/s)
 k_G : Koefisien perpindahan kalor sensibel ($\text{kJ/s.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)
 h_{fgw} : Enthalpi laten air (kJ/kg)
 dm : Diffusi uap air = $K' \cdot a \cdot dV(w' - w_a)$
 K' : Koefisien perpindahan massa ($\text{kg/sm}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

Proses pendinginan pada *cooling tower* ini akan mencapai kesetimbangan bila $t_a = t_w$ dan udara menjadi jenuh pada suhu ini. pada suhu adiabatik keseimbangan ini didekati pada suhu jenuh adiabatik, atau pada suhu tabung basah thermodynamis dari udara.

Suhu ini adalah suhu terendah yang dapat dicapai pada *cooling tower*. Jadi untuk perhitungan-perhitungan sesungguhnya, karena proses dianggap jenuh, maka enthalpi udara yang memasuki *cooling tower* diambil enthalpi saturasi yang sesuai dengan suhu tabung basah udara tersebut. Jadi yang dimaksud dengan h_a pada persamaan selanjutnya adalah h_s pada suhu tabung basah dari udara masuk. Sedangkan h' merupakan harga enthalpi jenuh udara pada suhu air.

Dengan mengabaikan pengaruh penguapan pada air, maka dianggap bahwa kalor yang diterima oleh udara sama dengan kalor yang diberikan oleh air, sehingga:

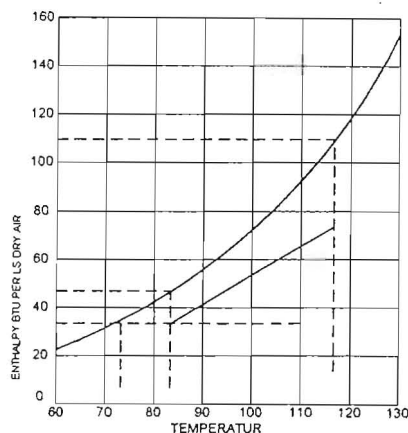
$$m_w \cdot dt = m_a \cdot dh$$

$$m_w \cdot dt = K \cdot a \cdot dV (h' - h_a) \quad (21)$$

Dengan mengintegrasikan persamaan diatas, akan didapat

$$\frac{KaV}{m_w} = \int \frac{dt}{h' - h_a} \quad (22)$$

Persamaan diatas harus diselesaikan dengan integrasi numerik pada tiap-tiap titik kondisi. Solusi yang didapatkan dari persamaan di atas dinamakan NTU (*Number of Transfer Unit*) dari suatu *cooling tower*. Untuk *cooling tower* dengan aliran berlawanan proses perpindahan kalor didasarkan pada kurva saturasi untuk udara. Air didinginkan dari suhu t_{w1} ke t_{w2} , enthalpi film mengikuti kurva saturasi tersebut dari A ke B. udara memasuki *cooling tower* pada suhu t_{aw} yaitu suhu tabung basah udara pada suhu air dan mempunyai enthalpi h_a . kalor dilepaskan air ke udara sehingga enthalpi udara bertambah mengikuti garis lurus yang merupakan fungsi dari suhu air. Kemiringan dari garis ini adalah perbandingan laju aliran air dengan udara.



Gambar 4. Proses dalam *cooling tower* aliran berlawanan (Sumber : ASHRAE[4])

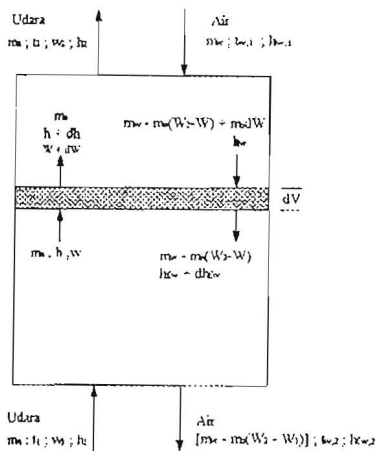
Perhitungan untuk *cooling tower* dengan aliran berlawanan dimulai dari bagian dasar *cooling tower* dimana kondisi air dan udara masing-masing diketahui. NTU dihitung berdasarkan kenaikan serial untuk tiap-tiap titik operasi. Penjumlahannya merupakan NTU dari *cooling tower* tersebut.

2.5 Garis Operasi *Cooling tower*

Garis operasi dari proses yang terjadi dalam *cooling tower* aliran berlawanan dapat digambarkan pada karta psikometri. Untuk dapat menggambarkan garis operasi ini harus ditinjau proses perpindahan kalor dan massa secara serempak yang terjadi dalam *cooling tower* aliran berlawanan dengan menerapkan asumsi sebagai berikut:

- Air yang hilang karena penguapan dapat diabaikan
- Perpindahan kalor secara konduksi dalam dinding-dinding *cooling tower* dapat diabaikan

Proses yang terjadi dalam sebuah unit volume *cooling tower* dengan aliran berlawanan dapat digambarkan sebagai berikut:



Gambar 5 Unit kontrol volume dalam cooling tower

Untuk unit volume cooling tower di atas berlaku persamaan kekekalan energi sebagai berikut

$$m_a dh = m_a h_{fw} dW - [m_w - m_a(W_2 - W)] dh_{fw} \quad (23)$$

Besaran $m_a(W_2 - W)$ yaitu jumlah uap air yang menguap selama proses dapat diabaikan karena relatif sangat kecil terhadap m_w sehingga didapatkan

$$m_a dh = -m_w dh_{fw} + m_a dW \cdot h_{fw} \quad (24)$$

Perpindahan kalor yang terjadi adalah perpindahan kalor sensibel dan perpindahan kalor laten yang dapat dinyatakan oleh

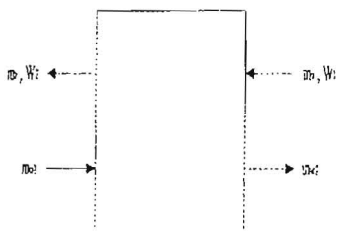
$$dq_s = k_G \cdot a \cdot dV (t_w - t_a) \quad (25)$$

$$dq_l = k a dV (W_{sw} - W) h_{fgw} \quad (26)$$

Sehingga perpindahan kalor total yang terjadi adalah

$$dq = K_G \cdot a \cdot dV (t_w - t_a) + K a dV (W_{sw} - W) h_{fgw} \quad (26)$$

Kesetimbangan massa untuk campuran udara dan air dalam unit volume cooling tower dapat digambarkan sebagai berikut



Gambar 6 Kesetimbangan massa antara udara dan air

Persamaan kesetimbangan massa

$$m_{w1} - m_{w2} = m_a W_2 - m_a W_1 \quad (28)$$

$$K a dV (W_{sw} - W) = m_a dW \quad (29)$$

Didefinisikan konstanta Lewis yaitu

$$L_e = K_G / (K c_{pa})$$

Maka persamaan dapat ditulis

$$\frac{dh}{dW} = L_e c_{pa} \frac{(t_w - t)}{(W_{sw} - W)} + h_{gw} \quad (30)$$

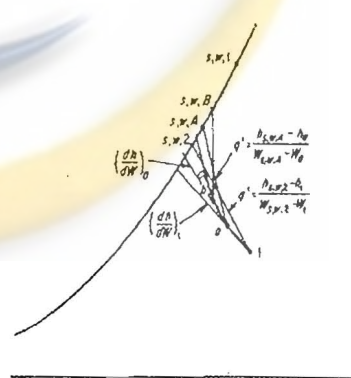
Sedangkan enthalpi udara basah dapat didekati oleh persamaan

$$h = c_{pa} t + 1061W \quad (31)$$

Sehingga persamaan 30 dapat dituliskan sebagai

$$\frac{dh}{dW} = L_e \frac{(h_{sw} - h)}{(W_{sw} - W)} + (h_{gw} - 1061 \cdot L_e) \quad (32)$$

Persamaan di atas merupakan persamaan garis operasi dari suatu cooling tower dengan aliran berlawanan yang dapat digambarkan dalam karta psikometri sebagai berikut



Gambar 7 Garis operasi udara pada cooling tower dengan aliran berlawanan

Sumber : Threlkeld[1]

2.5.3 Besaran Performansi cooling Tower

Ada beberapa besaran yang menggambarkan unjuk kerja dari sebuah cooling tower. Besaran-besaran tersebut antara lain

1. Rentang suhu (range suhu)
2. Perbedaan suhu efektif (effective suhu difference)
3. Karakteristik tower
4. Approach suhu

3.1 Rentang Suhu (R)

Rentang suhu dari *cooling tower* adalah perbedaan suhu terbesar yang dapat dicapai air setelah memasuki *cooling tower*. Jangkauan suhu dapat dinyatakan oleh

$$\Delta t = t_{w1} - t_{w2}$$

- t_{w1} : suhu air ketika memasuki *cooling tower*
 t_{w2} : suhu air ketika keluar *cooling tower*

3.2 Perbedaan suhu efektif

Sebelumnya kita telah mendapatkan persamaan yang menghubungkan perubahan suhu air terhadap perubahan enthalpi dari udara. Enthalpi dari udara bisa dinyatakan sebagai enthalpi jenuh dari udara sebagai hasil dari proses kontak langsung antara udara dan air seperti telah dibahas di atas

Enthalpi jenuh dari udara tidak berubah secara linear dengan suhu, dan ini mencegah penyerdehanaan yang biasanya digunakan dalam menganalisis unjuk kerja suatu penukar kalor. Masalah ini dapat digambarkan dalam sebuah pendekatan seperti dalam gambar 2.8

Dari grafik tersebut air didinginkan dari t_{w1} sampai mencapai t_{w2} enthalpi *film* mengikuti kurva saturasi dari A ke B. Udara memasuki *cooling tower* pada suhu t_{aw} dan mempunyai enthalpi h_a berdasarkan titik C' *driving force* awalnya adalah beda enthalpi BC. Kalor diserap dari air oleh udara sehingga enthalpi udara meningkat mengikuti garis lurus yang merupakan fungsi dari suhu air. Kemiringan dari garis operasi udara CD adalah $L/G = m_w/m_a$.

3.3 Karakteristik tower

Dalam menganalisis gambar 2.8 di atas dan persamaan (22), dapat dilihat bahwa perbedaan vertikal dari kedua kurva menggambarkan perbedaan enthalpi $h_s - h_a$ dari persamaan integral. Oleh karenanya persamaan $1 / (h_s - h_a)$ dapat digambarkan sebagai fungsi dari suhu air dan harga dari integral dapat dicari dengan menghitung luas daerah kurva di antara dua suhu air. Hasil dari besaran KaV / m_w diketahui sebagai karakteristik *tower (tower characteristic)*, yang merupakan fungsi dari suhu tabung basah masuk dan keluar udara serta suhu masuk dan keluar air. Perbedaan suhu tabung basah dengan suhu air dikenal sebagai suhu pendekatan (*approach* suhu). Sehingga besaran karakteristik menara dapat dinyatakan sebagai fungsi dari suhu pendekatan ini.

3.4 Approach suhu (A)

Approach suhu adalah beda suhu antara air yang keluar dari *cooling tower* dengan suhu tabung basah udara. Besaran ini menyatakan seberapa dekat air bisa diturunkan suhunya terhadap suhu udara yang digunakan untuk mendinginkan air tersebut. Secara tidak langsung *approach* suhu menyatakan efisiensi dari *cooling tower*.

3.5 Analisa Performansi Cooling Tower

Dalam makalah ini analisa performansi dilakukan pada sebuah *counter-flow cooling tower* dengan dimensi dan material sebagai berikut

Panjang	: 100 cm
Lebar	: 100 cm
Tinggi	: 165 cm
Volume maksimum	: 1,65m ³
Penampung air	: Stainless steel
Panjang	: 100 cm
Lebar	: 100 cm
Tinggi	: 15 cm

Dinding <i>cooling tower</i>	: Pelat aluminium
Tebal	: 2 mm

Besaran-besaran performansi suatu *cooling tower* dapat dinyatakan oleh besaran-besaran yang telah disebutkan sebelumnya. Dalam bagian ini akan diamati besaran-besaran performansi *cooling tower* sebagai berikut

1. rentang suhu (R)
2. *approach* suhu (A)
3. karakteristik menara (NTU)

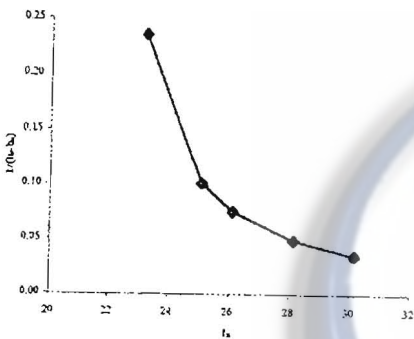
Untuk menghitung karakteristik unjuk kerja suatu *cooling tower* dan membandingkan hasilnya dengan perancangan sebelumnya, maka perlu dilakukan pengukuran besaran-besaran fisis yang berkaitan. Untuk menganalisis unjuk kerja suatu *cooling tower* diperlukan pengukuran besaran-besaran sebagai berikut:

1. Suhu tabung kering dan basah udara pendingin
2. Suhu tabung kering udara yang keluar dari *cooling tower*
3. Suhu air masuk *cooling tower*
4. Suhu air keluar *cooling tower*
5. Suhu air di dalam *cooling tower*
6. Laju aliran volume air
7. Laju udara yang ditarik oleh fan

Instrumen-instrumen pengukuran yang digunakan untuk mengukur besaran-besaran fisis di atas dapat ditabulasikan di bawah ini

Tabel 1 Instrumen-instrumen pengukuran yang digunakan

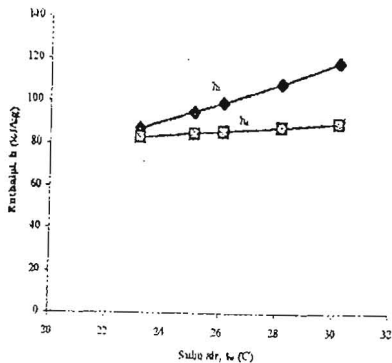
Besaran fisis	Instrumen pengukuran
Suhu air dan udara	Termokopel jenis K buatan Cole Parmer Rentang pengukuran : -196 sampai + 399°C Resolusi : 1°C
Laju aliran volume air	Flow meter buatan Citizen Rentang pengukuran : 0.3 m ³ /hr sampai 4.5 m ³ /hr Resolusi : 0.1 m ³ /hr
Laju aliran udara	Air velocity meter buatan Kurz Rentang pengukuran : 0 sampai 6000 fpm



Gambar 8 Grafik NTU enthalpi

Gambar 8 diatas menunjukkan besarnya NTU enthalpi untuk masing-masing suhu air di dalam *cooling tower* ($h_s - h_a$) menyatakan seberapa dekat kondisi udara terhadap kondisi jenuhnya pada suatu suhu air tertentu. Semakin kecil ($h_s - h_a$) maka udara semakin dekat ke keadaan jenuhnya yang menandakan bahwa udara semakin efektif menyerap kalor dari air.

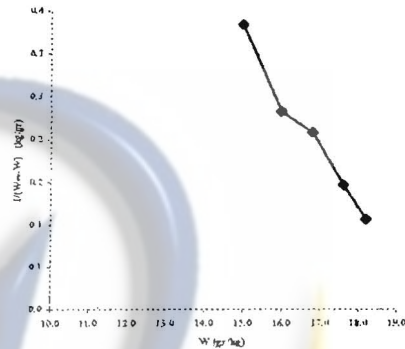
Dari grafik di atas ($h_s - h_a$) semakin besar dengan meningkatnya suhu air dalam *cooling tower* aliran berlawanan udara pertama kali bersentuhan dengan air pada bagian dasar *cooling tower* sehingga udara pada bagian bawah relatif mempunyai kelembaban yang lebih tinggi dari udara di atasnya.



Gambar 9 Grafik enthalpi udara

Gambar 9 di atas menunjukkan besarnya enthalpi udara yang terdiri dari dua bagian yaitu grafik enthalpi udara basah jenuh pada suhu air dan grafik enthalpi udara basah normal. Dari gambar di atas dapat dilihat bahwa harga-harga enthalpi udara normal dapat didekati oleh suatu persamaan linear sebagai fungsi dari suhu air. Hal ini sesuai dengan referensi [1] bahwa enthalpi udara normal merupakan fungsi dari suhu air di dalam *cooling tower*.

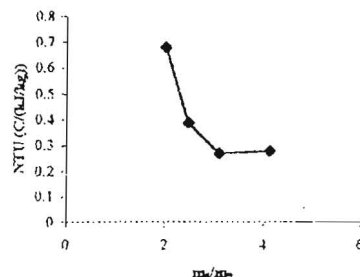
Grafik enthalpi jenuh udara pada temperatur air tidak dapat dinyatakan oleh persamaan linear karena enthalpi jenuh udara harus dicari dari tabel sifat-sifat udara untuk suhu tertentu.



Gambar 10 Grafik NTU kelembaban

Gambar di atas adalah grafik NTU untuk kelembaban. Secara garis besar grafik tersebut mempunyai kecenderungan yang sama dengan gambar 8 untuk NTU enthalpi. NTU kelembaban ini menyatakan besarnya uap air yang ditransfer ke udara sebagai hasil proses perpindahan massa antara air dan udara. Semakin besar nisbah kelembaban udara dalam *cooling tower* maka udara tersebut makin mendekati harga jenuhnya pada suhu air.

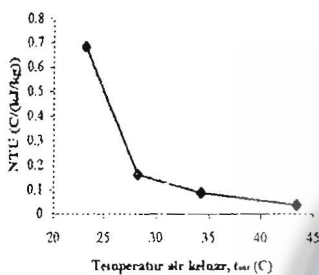
Untuk mengamati pengaruh m_a/m_w terhadap besaran NTU dilakukan pengukuran dengan merubah harga m_w sesuai dengan kapasitas flow meter yang tersedia. Perubahannya harus dianalisis untuk suatu *approach* suhu (A) dan rentang suhu (R) yang tetap. Namun karena dari hasil pengukuran ternyata tidak ada data yang benar-benar mencapai kondisi seperti di atas, maka dianalisis data-data yang mendekati kondisi tersebut. Dipilih data 1 data 5, data 9 dan data 12 sebagai pembanding. Dari data tersebut didapatkan grafik sebagai berikut



Gambar 11 Grafik pengaruh m_a terhadap NTU

Dari gambar 11 di atas dapat kita lihat bahwa NTU cenderung mengalami penurunan ketika jumlah air dalam *cooling tower* dikurangi. Hal ini disebabkan karena dengan berkurangnya jumlah air untuk rentang suhu tertentu yang sama udara akan semakin sulit mencapai keadaan jenuh, sehingga $(h_s - h_a)$ semakin besar yang menyebabkan harga NTU semakin kecil.

Pengaruh suhu air yang keluar dari *cooling tower* dianalisis untuk laju aliran yang tetap. Didapatkan grafik yang menunjukkan kecenderungan yang sama untuk tiap laju aliran yang konstan. Namun yang akan diberikan sebagai berikut grafik untuk laju aliran $0.3 \text{ m}^3/\text{hr}$ sebagai berikut



Gambar 12 Grafik NTU untuk laju aliran $0.3 \text{ m}^3/\text{hr}$

Dari grafik di atas NTU mengalami penurunan untuk peningkatan suhu air yang keluar dari *cooling tower*. Jika dilihat dari persamaan dasar grafik di atas kurang sesuai. Pada persamaan dasar t_{out} yang semakin besar akan menghasilkan Δt_w yang besar juga sehingga harga NTU akan semakin besar. Grafik di atas menunjukkan hal yang sebaliknya, hal ini karena pada kondisi pengukuran suhu air masuk tidak dapat dijaga konstan. Suhu air keluar yang tinggi dihasilkan oleh suhu air masuk yang tinggi juga sehingga Δt_w relatif konstan.

Besarnya NTU pada pengukuran lebih dipengaruhi oleh besaran $(h_s - h_a)$ yang sangat tergantung pada besarnya *approach* suhu (A). semakin besar A maka $(h_s - h_a)$ semakin besar yang akan menyebabkan NTU semakin kecil. Data-data dari pengukuran menunjukkan bahwa A semakin besar untuk data laju aliran air yang tetap sehingga kecenderungan dari gambar 12 tersebut dapat diterima. Hasil dari data pengukuran menunjukkan bahwa rentang suhu yang dapat dicapai oleh *cooling tower* mempunyai rentang 4°C sampai 7°C .

4. Kesimpulan

Beberapa faktor yang mempengaruhi proses perpindahan kalor dan massa dalam *cooling tower* akan juga mempengaruhi performansi dari *cooling tower* yaitu laju aliran air yang semakin besar akan menyebabkan rentang suhu air yang bisa didinginkan *cooling tower* menjadi kecil karena jumlah kalor yang bisa diserap oleh udara selalu

tetap kemudian harga NTU semakin kecil seiring dengan berkurangnya jumlah aliran air karena udara akan semakin jauh dari keadaan jenuhnya. Faktor lainnya yaitu kenaikan suhu air yang keluar dari *cooling tower* akan menyebabkan penurunan pada besar NTU. Selain itu, *approach temperature* merupakan suatu besaran yang sangat berpengaruh pada analisa unjuk kerja *cooling tower*. Untuk menganalisa unjuk kerja *cooling tower* diperlukan koreksi suhu perancangan awal sehingga perbandingan dengan hasil pengukuran menjadi lebih akurat.

4. Referensi

1. ASHRAE, ASHRAE Guide and Data Book Fundamental and Equipment, 1965
2. Fraas, Arthur P, Heat Exchanger Design 2nd edition, John Willey and Sons, 1989
3. Threlkeld, James L, Thermal Environmental Engineering 2nd edition, Prentice-Hall Inc, 1970
4. Ozisik, M Necati, Elements of Heat Transfer, Mc Graw-Hill, 1988
5. Incropera, Frank P, Fundamentals of Heat and Mass Transfer 3rd edition, John Willey and Sons, 1981
6. ASHRAE, ASHRAE Hand Book Fundamentals, 1993