

## KINERJA MENARA PENDINGIN UNTUK KEBUTUHAN SISTEM PENGKONDISIAN UDARA PADA KONDISI IKLIM TROPIS BASAH

Budihardjo

Laboratorium Teknik Pendingin dan Tata Udara Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknik Universitas Indonesia, Kampus UI Depok  
Email: budihardjo@eng.ui.ac.id

### Abstrak

Menara pendingin merupakan alat penukar kalor dan massa untuk kebutuhan penurunan air pendingin kondenser atau proses industri lainnya. Pada bidang Tata Udara, menara pendingin umumnya terintegrasi dengan sistem Centrifugal Water Chiller.

Unjuk kerja menara pendingin (*cooling tower*) sangat tergantung pada temperatur bola basah udara ambient/lingkungan (*wet bulb temperature*), *approach* (beda temperatur air keluar menara pendingin dengan temperatur bola basah udara lingkungan setempat) dan laju alir air pendingin. Demikian pula dengan *range* (selisih temperature air masuk dan meninggalkan menara pendingin) dan *approach* akan berpengaruh pada unjuk kerja mesin refrigerasi (*water chiller*).

Kajian awal berupa pengambilan data di lapangan yang dikombinasikan dengan telaah teoretis dilakukan untuk mengetahui pengaruh parameter laju alir air menara pendingin, temperatur bola basah dan *approach* terhadap unjuk kerja menara pendingin jenis *induced draft counterflow* kapasitas 350 ton of refrigeration.

Temperatur bola basah udara akan menentukan seberapa besar *approach* yang dapat dicapai dan ini akan menentukan besarnya/ukuran menara pendingin. Oleh karenanya, sebelum dilakukan proses rancangan dan pemilihan menara pendingin, data temperatur bola basah harus dipilih/ditetapkan sesuai dengan kondisi setempat.

Data-data pengukuran lapangan pada menara pendingin, menunjukkan bahwa nilai *range* rata-rata berkisar antara  $2^{\circ}\text{C} - 3^{\circ}\text{C}$  ( $3,6^{\circ}\text{F} - 5,4^{\circ}\text{F}$ ) sedangkan *approach* antara  $2,1^{\circ}\text{C} - 2,8^{\circ}\text{C}$  ( $3,8^{\circ}\text{F} - 5,0^{\circ}\text{F}$ ). Menurut data Badan Meteorologi Klimatologi dan Geofisika pada tahun 2006 – 2008 temperatur bola basah di Indonesia berkisar antara  $22,5^{\circ}\text{C}$  ( $72,5^{\circ}\text{F}$ ) sampai dengan  $27^{\circ}\text{C}$ . ( $80,6^{\circ}\text{F}$ ).

Sedangkan data vendor umumnya hanya mencantumkan unjuk kerja menara pendingin dirancang untuk temperatur bola basah udara luar sebesar  $27^{\circ}\text{C}$  ( $80,6^{\circ}\text{F}$ ). Namun kondisi ini kenyataannya hanya terjadi berapa jam saja dalam setahun.

Jika *heat load* (beban menara pendingin) dan temperatur bola basah dianggap konstan, perubahan *approach* akan mempengaruhi biaya menara pendingin. Sebagai titik acuan, pada *approach* =  $7^{\circ}\text{F}$  ( $3,8^{\circ}\text{C}$ ), biaya (relatif) dianggap = 1. Semakin rendah *approach* (temperatur air meninggalkan menara pendingin mendekati temperatur bola basah udara setempat), biaya menara pendingin akan bertambah. Demikian pula halnya dengan daya motor penggerak fan menara pendingin. Semakin rendah *approach*, daya fan akan meningkat.

Pemilihan menara pendingin dengan *approach* rendah/kecil akan meningkatkan efisiensi chiller, namun akan menambah konsumsi energi fan dan biaya awal. Pada nilai *range* tertentu, semakin rendah temperatur air meninggalkan menara pendingin, maka nilai energi kW/ton juga semakin rendah.

**Kata kunci** : Menara Pendingin, Temperatur Bola Basah, Range, Approach, Kinerja Menara Pendingin.

### 1. Pendahuluan

Sistem pengkondisian udara atau tata udara ditujukan untuk menghasilkan kenyamanan termal bagi penghuni dalam ruangan pada suatu bangunan gedung. Untuk memenuhi kebutuhan tersebut, diperlukan mesin refrigerasi, jenis *mechanical vapor*

*compression cycle* atau *absorption cycle*. Pada saat ini, banyak gedung memakai sistem *mechanical vapor compression cycle* yang menggunakan *reciprocating chiller* ataupun *centrifugal chiller*, yang memiliki komponen utama kompresor, kondenser, katup ekspansi dan evaporator. Untuk kapasitas pendinginan



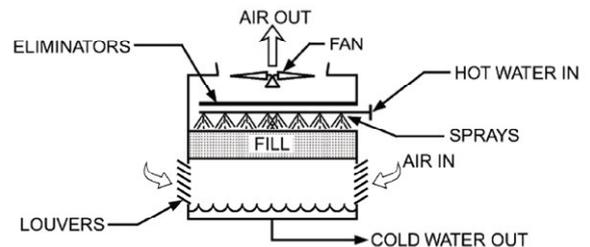
lebih besar dari 300 ton of refrigeration (TR), kompresor yang digunakan adalah dari jenis sentrifugal, dan untuk kapasitas pendinginan lebih kecil dari 300 TR umumnya dipakai kompresor jenis torak (*reciprocating*). Jenis media pendinginan kondenser dapat dipakai udara (*air cooled condenser*) atau air (*water cooled condenser*) yang dilengkapi dengan menara pendingin (*cooling tower*). Keunggulan kondenser berpendinginan air, antara lain :

1. Temperatur bola basah (*wet bulb temperature*) udara lingkungan digunakan sebagai *heat sink*. Semakin rendah *heat sink*, proses penurunan temperatur air akan semakin efisien.
2. Proses penurunan temperatur air pada menara pendingin melibatkan perpindahan kalor *sensible* dan *latent*. Sedangkan pada *air cooled condenser* hanya mengandalkan *sensible heat*, sehingga membutuhkan volume udara yang besar untuk/pada beban yang sama dan memerlukan fan dengan daya yang lebih besar.
3. Pada menara pendingin, terjadi kontak langsung antara air dengan udara didalam *fill*, sehingga dapat meningkatkan efisiensi perpindahan kalor.
4. Air memiliki kapasitas panas jenis lebih besar dari air, sehingga untuk kapasitas yang sama, dimensi alat penukar kalor berpendinginan air menjadi lebih kecil dibandingkan dengan alat penukar kalor berpendinginan udara.

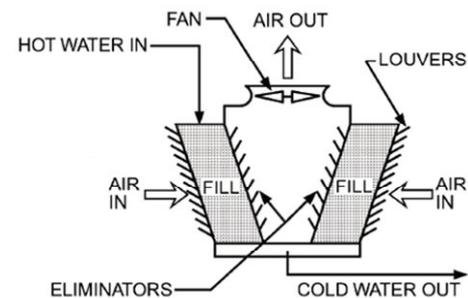
Dengan beberapa keunggulan diatas, *water cooled condenser* mengkonsumsi energi lebih rendah dibanding dengan *air cooled condenser*, Studi awal yang dilakukan adalah menelaah kinerja menara pendingin bila terjadi perubahan parameter-parameter temperature bola basah, *approach*, *range* dan laju alir air pendingin kondenser.

## 2. Menara pendingin dan kurva keseimbangan energi

Menara pendingin yang umum digunakan pada sistem tata udara untuk kenyamanan dalam bangunan gedung di Indonesia adalah dari jenis *induced draft counterflow* dan *induced draft crossflow* [1] ( Gambar 1. dan 2.).



Gambar 1. Induced Draft Counterflow [1]



Gambar 2. Induced Draft Crossflow [1]

Definisi yang disepakati dalam pembahasan menara pendingin, antara lain:

*Approach*, adalah beda antara suhu air meninggalkan menara pendingin dengan temperature bola basah udara setempat, °F (°C).

*Range*, adalah beda antara suhu air masuk menara pendingin dengan suhu air meninggalkan menara pendingin, °F (°C).

*L/G ratio*, adalah perbandingan antara laju alir massa air dengan laju alir massa udara didalam menara pendingin.

*Fill*, adalah suatu struktur didalam menara pendingin yang membentuk suatu luas permukaan untuk memaksimalkan perpindahan kalor.

Menara pendingin jenis jenis *induced draft counterflow*, letak fan berada disebelah hilir *fill* yaitu posisi dimana udara meninggalkan menara pendingin. Udara sekeliling dihisap oleh fan melalui *louver/wire mesh*, sedangkan air pendingin kondenser didistribusikan secara merata ke dalam *fill* dan kemudian jatuh bebas menuju bak penampungan di bagian bawah menara pendingin. Saat udara mengalir melalui *fill*, terjadi kontak langsung dengan lapisan air, sebagian air menguap dan temperatur air secara bertahap akan menurun. Air yang menguap diserap oleh aliran udara, dan butiran uap air yang terbawa udara akan ditangkap oleh *drift eliminator* dan dikembalikan ke bak penampungan

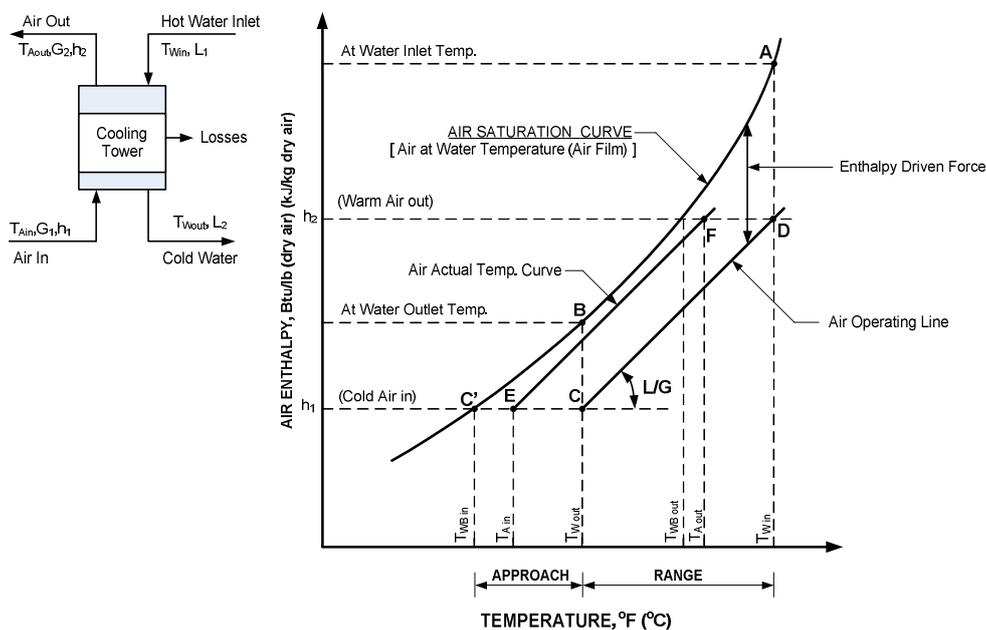
Kurva keseimbangan antara air dan udara didalam menara pendingin jenis lawan arah digambarkan pada diagram entalpi (h) dan temperatur (T) seperti



diilustrasikan pada Gambar 3. Air meninggalkan kondenser, masuk ke menara pendingin pada titik A ( $T_{win}$ ) dan meninggalkan menara pendingin pada kondisi titik B ( $T_{wout}$ ). Entalpi udara (berupa lapisan film) akan mengikuti kurva saturasi dari titik A ke titik B. Udara masuk menara pendingin pada titik C' yang memiliki entalpi  $h_1$ . Besarnya *enthalpy driving force* pada kondisi awal ditunjukkan dengan garis BC sedangkan garis AD adalah *enthalpy driving force* pada saat udara meninggalkan menara pendingin. Sejumlah kalor diberikan dari air ke aliran udara sehingga terjadi penambahan entalpi yang sebanding

dengan temperatur air. Kemiringan garis operasi udara ditunjukkan dengan garis CD yang setara dengan *ratio* L/G. Nilai entalpi air dan udara pada berbagai temperatur operasi dapat diketahui dari grafik tersebut. Garis E-F menunjukkan kondisi aktual aliran udara. Definisi *range, approach* dan *ratio* laju alir massa air dengan udara (L/G) ditampilkan pada kurva tersebut.

Dari kurva kesetimbangan diatas, ada 3 parameter yang akan menentukan karakteristik menara pendingin, yaitu temperatur bola basah udara setempat (lingkungan), laju alir air pendingin kondenser dan *approach*.



Gambar 3. Kurva keseimbangan air – udara menara pendingin jenis lawan arah [2]

Jika salah satu dari ketiga parameter tersebut berubah, maka akan terjadi perubahan unjuk kerja menara pendingin. Perubahan parameter tipikal yang mungkin terjadi antara lain :

- Kenaikan atau penurunan temperatur bola basah udara setempat → akan berpengaruh terhadap *sizing* (ukuran) menara pendingin,
- Adanya penambahan beban pada kondenser → menyebabkan kenaikan laju alir air pendingin kondenser dan atau kenaikan *range*,
- Perubahan temperatur bola basah udara setempat dan atau perubahan *range* akan menyebabkan perubahan *approach*.

### 3. Faktor-faktor yang mempengaruhi kinerja menara pendingin

Kriteria utama pemilihan menara pendingin didasarkan pada besarnya beban kalor refrigeran yang dilepas ke air pendingin kondenser. Selain

itu, karena menara pendingin, kondenser, pompa sirkulasi air kondenser (*condenser water pump*), *chiller* dan pompa air sejuk (*chilled water pump*) merupakan suatu sistem tersendiri, maka perlu dilakukan penyesuaian operasi kerja diantara komponen-komponen tersebut, sehingga diharapkan dapat menghasilkan suatu unjuk kerja sistem yang optimal.

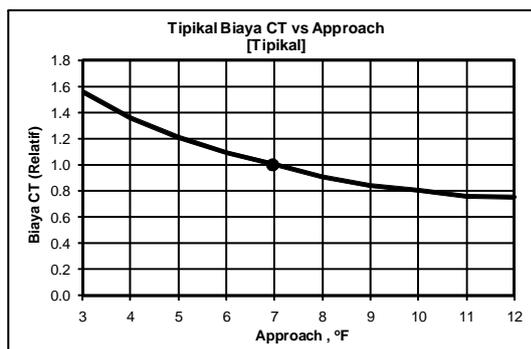
Demikian pula halnya dengan parameter-parameter yang secara langsung akan mempengaruhi unjuk kerja menara pendingin, harus ditetapkan sesuai dengan kebutuhan proses, misalnya beban kalor yang harus dilepaskan menara pendingin, temperatur wet bulb udara setempat, penentuan *range*, *ratio* laju alir massa air dengan udara, *approach*, konfigurasi *fill* dan sistem distribusi air didalam menara pendingin.

Sampai dengan saat ini, kondisi rancangan kebutuhan air pendingin kondenser ditetapkan

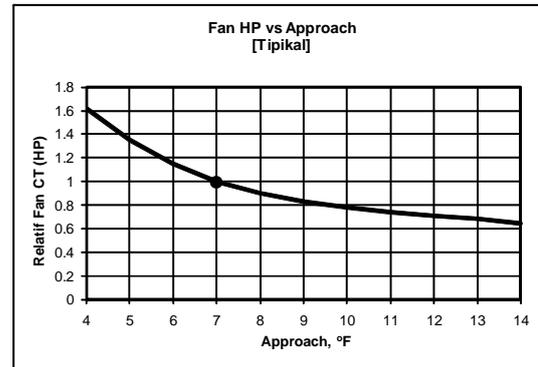


berdasarkan ketentuan dari ARI 550/590-2003 yaitu sebesar 3 gpm/ton (54 mL/s/kW) pada temperatur air masuk kondenser 85 °F (29,4 °C) dan keluar kondenser 95 °F (35 °C). Sedangkan untuk pemilihan menara pendingin masih ditambah parameter lainnya yaitu *approach* 7 °F (3,8 °C) dan temperatur bola basah udara setempat 78 °F (25,6 °C).

Beberapa tahun belakangan ini, timbul wacana untuk menurunkan laju alir air pendingin kondenser menjadi 2 gpm/ton (36 mL/s/kW) sebagai upaya untuk mereduksi investasi awal dan biaya operasi. Dua parameter kunci yaitu *approach* dan temperatur bola basah udara setempat harus turut diperhitungkan dalam optimalisasi laju alir air pendingin (untuk mereduksi biaya awal, operasi dan *life cycle cost*), karena kedua parameter ini sangat berpengaruh terhadap dimensi menara pendingin dan konsumsi energi dibanding dengan parameter lainnya [3],[4], seperti terlihat pada Gambar 4 dan 5. Jika *heat load* (beban menara pendingin) dan temperatur bola basah dianggap konstan, perubahan *approach* akan mempengaruhi biaya menara pendingin. Sebagai titik acuan, pada *approach* = 7 °F (3,8 °C), biaya (relatif) dianggap = 1. Semakin rendah *approach* (temperatur air meninggalkan menara pendingin mendekati temperatur bola basah udara setempat), biaya menara pendingin akan bertambah. Demikian pula halnya dengan daya motor penggerak fan menara pendingin. Semakin rendah *approach*, daya fan akan meningkat.

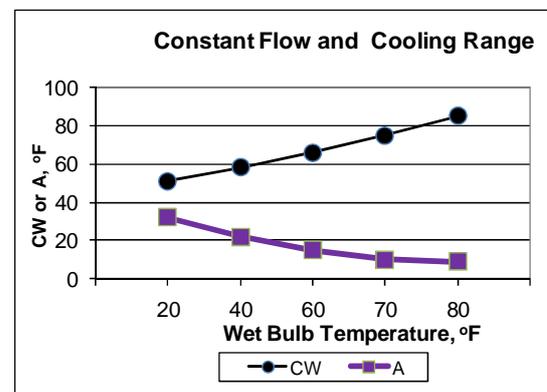


Gambar 4. Pengaruh *approach* terhadap biaya menara pendingin [3].



Gambar 5. Pengaruh *approach* terhadap daya fan [3]

Menurut Lindhal [5] dan Wang [6], pada *range* dan *heat load* konstan, maka hubungan antara temperatur air meninggalkan menara pendingin dan *approach* terhadap perubahan temperatur bola basah ditunjukkan seperti pada Gambar 6. Semakin kecil nilai *approach*, semakin rendah temperatur air meninggalkan menara pendingin dan semakin rendah pula tekanan dan temperatur kondenser. Hasil kajian dan dari Marley [7] menyimpulkan bahwa nilai *approach* proporsional dengan besarnya kapasitas. Menurunkan *approach* dari 7 °F (3,8 °C) menjadi 5 °F (2,7 °C) akan menyebabkan ukuran menara bertambah besar sampai dengan 29 %.



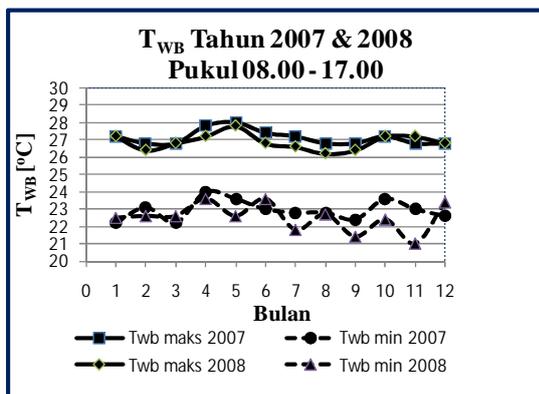
Gambar 6. Pengaruh perubahan temperatur bola basah terhadap *approach* dan temperatur air meninggalkan menara pendingin [5].

#### 4. Temperatur bola basah udara

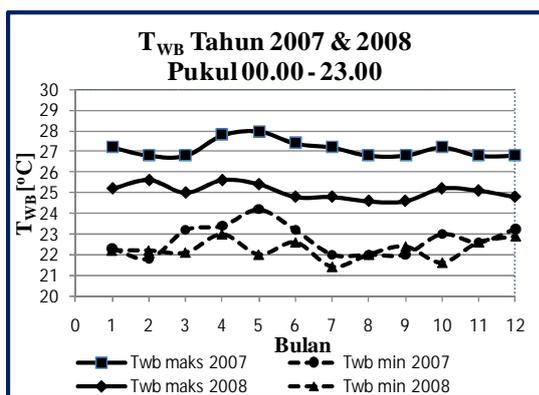
Temperatur bola basah udara akan menentukan seberapa besar *approach* yang dapat dicapai dan ini akan menentukan besarnya/ukuran menara pendingin. Oleh karenanya, sebelum perancangan dan pemilihan menara pendingin,



data temperatur bola basah harus dipilih/ditetapkan sesuai dengan kondisi setempat. Sebagai contoh, data temperatur bola basah tahunan untuk daerah Jakarta yang diperoleh dari BMKG Kemayoran dapat dilihat pada Gambar 7. dan 8. Data tahun 2007 dan 2008 menunjukkan bahwa temperatur bola basah udara rata-rata untuk rentang waktu pukul 08.00 – 17.00 berkisar antara 22,7 °C (72,9 °F) dan 27,0 °C (80,6 °F), sedangkan untuk rentang waktu 24 jam, yaitu antara pukul 00.00 sampai dengan pukul 23.00 adalah 22,5 °C (72,5 °F) dan 25,3 °C (77,5 °F). Data-data dari vendor secara umum mencantumkan bahwa unjuk kerja menara pendingin dirancang untuk temperatur bola basah udara luar sebesar 27 °C (80,6 °F). Namun kondisi ini kenyataannya hanya terjadi berapa jam saja dalam setahun.



Gambar 7. Data temperature bola basah Kota Jakarta Tahun 2007 dan 2008, BMKG Kemayoran, Pkl. 08.00 – 17.00



Gambar 8. Data temperature bola basah Kota Jakarta Tahun 2007 dan 2008, BMKG Kemayoran, Pkl. 00.00 – 23.00

## 5. Studi kasus

Obyek studi yang dipilih adalah gedung perkantoran dua belas lantai berlokasi di Jakarta Selatan, yang memiliki luas lantai total 14.000 m<sup>2</sup>. Untuk mengatasi beban pendinginan gedung, digunakan dua buah *centrifugal chiller-water cooled condenser* kapasitas 350 ton of refrigeration (1.232 kW) yang bekerja secara bergantian.

Dua buah cooling tower jenis *induced draft* dengan dioperasikan secara bersamaan, masing-masing mempunyai heat load 300 ton of refrigeration (1.056 kW) beroperasi pada kondisi rancangan  $T_{win} = 95$  °F (35 °C) dan  $T_{wout} = 85$  °F (29,4 °C) pada temperatur bola basah  $T_{wb} = 80,6$  °F (27 °C), laju alir air masuk menara pendingin 3,74 gpm/ton (67 mL/s/kW).

### 6.1. Pengaruh $T_{wb}$ terhadap temperatur air keluar menara pendingin

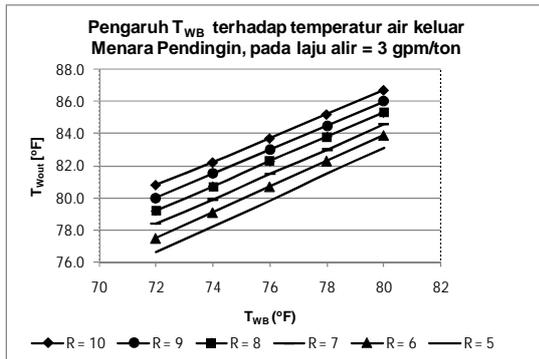
Hubungan antara temperatur air keluar menara pendingin dengan temperatur bola basah pada laju air sebesar 3 gpm/ton (54 mL/s/kW) untuk berbagai kondisi range, dapat dihitung dengan pendekatan regresi [1] sebagai berikut :

$$T_{wout} = a + b T_{wb} + c T_r + d T_{wb}^2 + e T_r^2 + f T_r T_{wb} \quad (1)$$

dimana :  $T_{wout}$  = temperatur air meninggalkan menara pendingin (°F, °C),  $T_{wb}$  = temperatur bola basah udara setempat (°F, °C) dan  $T_r$  = range (°F, °C), konstanta a sampai dengan f diperoleh dari perhitungan.

$T_{wb}$  dipilih sesuai dengan data-data cuaca Jakarta (Kemayoran) tahun 2007 dan 2008 dan range disesuaikan dengan kondisi aktual lapangan dan data-data dari vendor menara pendingin. Diperoleh grafik seperti pada Gambar 9. Pada range tertentu, semakin besar  $T_{wb}$ , temperatur air keluar menara pendingin ( $T_{wout}$ ) akan semakin meningkat. Hal ini akan berdampak pada meningkatnya tekanan (refrigeran) kondenser yang diikuti dengan meningkatnya konsumsi energi *chiller*.

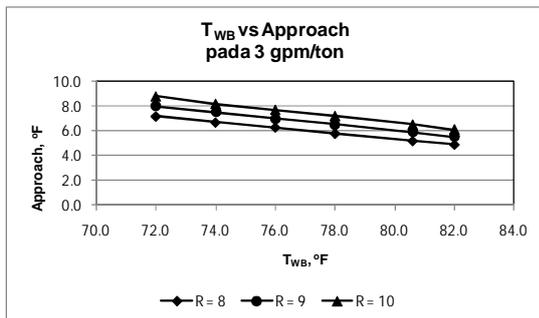




Gambar 9. Hubungan antara  $T_{wout}$  dengan  $T_{wb}$  pada range tertentu

### 6.2. Pengaruh $T_{wb}$ terhadap approach

Gambar 10. menunjukkan pengaruh perubahan  $T_{wb}$  terhadap approach pada kondisi range tertentu dan pada laju alir air pendingin sebesar 3 gpm/ton. Terlihat jelas bahwa semakin rendah temperatur bola basah, maka approach juga menurun (semakin mendekati temperatur bola basah).



Gambar 10. Hubungan antara  $T_{wb}$  dengan approach pada range tertentu

### 6.3. Konsumsi energi chiller dan menara pendingin

Konsumsi energi chiller dan menara pendingin yang optimal dapat disimulasikan dengan bantuan software. Program DOE-2.1E dapat digunakan untuk memprediksi kebutuhan konsumsi energi chiller dan menara pendingin pada berbagai pembebanan chiller (*part load* dan *full load*) dan pada berbagai laju alir air pendingin kondenser, range dan approach. Aplikasi software tersebut telah dilakukan oleh Chia [8].

Tiga kurva regresi yang digunakan untuk merepresentasikan unjuk kerja chiller yaitu diberi kode CAPFT, EIRFT DAN EIRFPLR yang besarnya dapat dihitung dengan formula :

$$CAPFT = a + b \cdot t_{chws} + c \cdot t_{chws}^2 + d \cdot t_{wout} + e \cdot t_{wout}^2 + f \cdot t_{wout} \cdot t_{chws} \quad (2)$$

$$EIRFT = a + b \cdot t_{chws} + c \cdot t_{chws}^2 + d \cdot t_{wout} + e \cdot t_{wout}^2 + f \cdot t_{wout} \cdot t_{chws} \quad (3)$$

$$EIRFPLR = a + b \cdot PLR + c \cdot PLR^2 \quad (4)$$

$$PLR = Q/(Q_{rated} \cdot CAPFT) \quad (5)$$

Konsumsi daya chiller pada berbagai kondisi operasi dapat dihitung dari persamaan (6) dengan terlebih dahulu menyelesaikan persamaan (2)–(5).

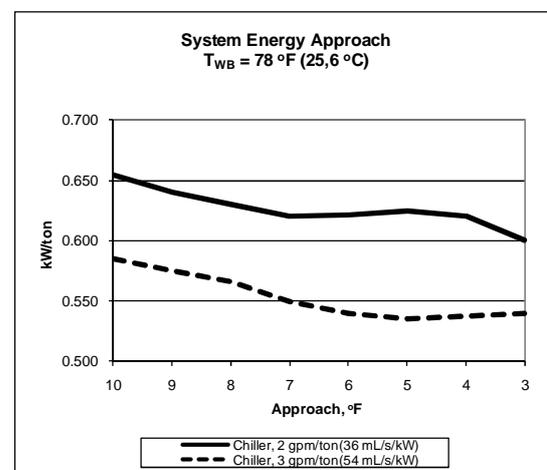
$$P = P_{rated} \cdot CAPFT \cdot EIRFT \cdot EIRFPLR \quad (6)$$

Dimana :

- CAPFT adalah kurva yang menggambarkan ketersediaan kapasitas sebagai fungsi dari temperatur evaporator dan kondenser,
- EIRFT adalah kurva yang menggambarkan efisiensi *full load* sebagai fungsi dari temperatur evaporator dan kondenser,
- EIRFPLR adalah kurva yang menggambarkan efisiensi sebagai fungsi dari *part load*.
- a sampai dengan f adalah konstanta regresi.
- PLR adalah *part load ratio chiller*

Data-data studi kasus kemudian dimasukkan kedalam persamaan (2) s.d (6), dan diperoleh hasil sebagai berikut :

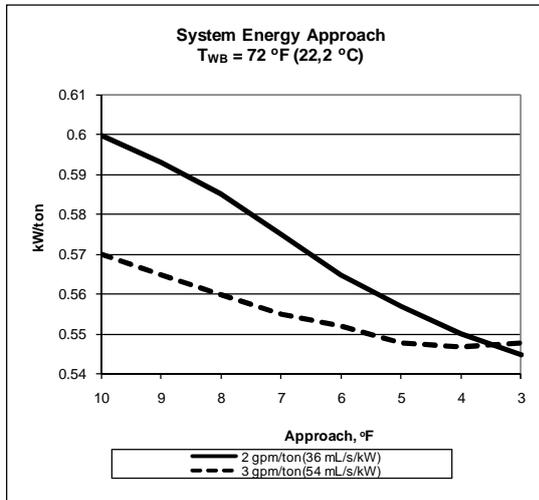
1. Jika kondisi temperatur bola basah udara dianggap konstan (dalam hal ini dipilih 78 °F dan 72 °F), konsumsi energi chiller menurun seiring dengan menurunnya approach, akan menyebabkan menurunkan tekanan kondenser, Gambar 11. dan Gambar 12.



Gambar 11. Pengaruh perubahan approach



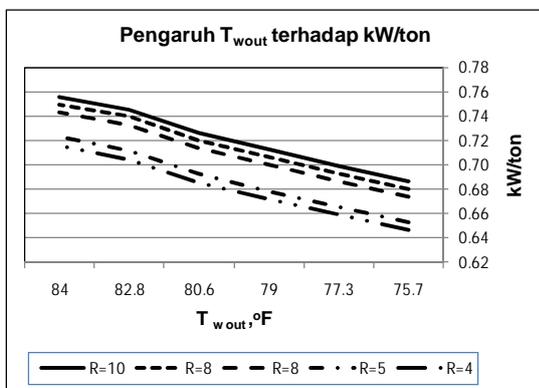
terhadap kW/ton pada temperature bola basah 78 °F (25,6 °C)



Gambar 12. Pengaruh perubahan approach terhadap kW/ton pada temperature bola basah 72 °F (22,2 °C)

Pada temperatur bola basah 78 °F dan laju alir air pendingin condenser 3 gpm/ton (54 mL/s/kW), kondisi optimal terjadi pada approach 5 °F. Sedangkan kondisi optimal untuk laju alir air pendingin condenser 2 gpm/ton (36 mL/s/kW) belum dapat ditentukan secara pasti, mengingat adanya penyimpangan bentuk kurva pada approach antara 3 °F dan 7 °F.

2. Kondisi optimal chiller terjadi pada laju alir air 3 gpm/ton (54 mL/s/kW) pada temperatur bola basah udara 72 °F, pada nilai *approach* = 4 °F.
3. Pada *range* tertentu, penurunan temperatur air meninggalkan menara pendingin akan diikuti dengan penurunan daya chiller kW/ton, Gambar 13.



Gambar 13. Hubungan temperatur air meninggalkan menara pendingin dengan kW/ton pada berbagai *range*.

## 6. Kesimpulan

Pemilihan temperatur air keluar menara pendingin yang optimum akan lebih sulit jika dibandingkan dengan pemilihan temperatur air sejuk, karena adanya hubungan interaktif yang cukup rumit antara chiller dengan menara pendingin.

Kinerja menara pendingin akan berdampak langsung pada unjuk kerja sistem chiller secara keseluruhan. Pemilihan menara pendingin dengan *approach* rendah/kecil akan meningkatkan efisiensi chiller, namun akan menambah konsumsi energi fan dan biaya awal.

Semakin tinggi temperatur bola basah setempat, semakin tinggi kebutuhan laju alir air menara pendingin

Secara ideal, perlu dilakukan optimasi, baik kebutuhan energi maupun biaya secara menyeluruh dengan melibatkan chiller, pompa air kondenser berikut sistem perpipaannya dan menara pendingin, sehingga dapat ditentukan kondisi operasi yang optimal pada berbagai pembebanan dan kondisi temperatur bola basah yang selalu berubah.

## Ucapan Terima Kasih

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Laboratorium Teknik Pendingin dan Tata Udara DTM FTUI atas fasilitasi pengukuran lapangan, sehingga studi awal ini dapat terlaksana.

## Daftar Pustaka

1. ASHRAE, 2008 ASHRAE Handbook, *HVAC System and Equipment*, Atlanta, GA 30329
2. N.P. Chermisinoff, 1981, *Cooling Towers Selection Design and Practice*, Ann Arbor Science,.
3. J.W Furlong and F.T Morrison, 2004, *Optimization of Water-Cooled Chiller-Cooling Tower Combinations*, CTI Journal Vol.26 No.1.
4. Hugh Crowther and James Furlong, 2004, *Optimizing Chillers & Towers*, ASHRAE Journal, July.
5. Paul Lindhal, 2005 : *Cooling Tower Fundamentals*, AHRAE Seminar 39a, Orlando, Marley Cooling Technology, Inc., 2005



6. Wang Shan Kuo, 2003, *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*, 2<sup>nd</sup> edition, McGraw-Hill.
7. M. Schwedler, 1997 , *How Low-Flow Systems Can Help You Give Your Customers What They Want*, Trane Engineers Newsletter — Vol. 26, No. 2 August.
8. Chia-Wei Liu, Yew-Khoy Chuah, 2007, *Using Annual Building Energy Analysis for the Sizing of Cooling Tower for Optimal Chiller-Cooling Tower Energy Performance*, *Proceedings ISHVAC*.

