

مدلسازی ریاضی برای شبیه سازی عملکرد برج خنک کن جریان ناهمسو

ابراهیم حاجی دولو

دانشیار دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید چمران اهواز

محمد درویشی

کارشناس ارشد، دانشگاه شهید چمران اهواز

چکیده

در این مقاله، مدلسازی ریاضی و شبیه سازی رفتار برج های خنک کننده ناهمسو با استفاده از معادلات حاکم بر فرایند انتقال جرم و حرارت و بدون استفاده از بعضی فرضهای ساده شونده انجام شده است. معادلات دیفرانسیل حاکم بر رفتار آب و هوا در برج خنک کن با استفاده از قوانین بقای جرم و انرژی استخراج، و سپس به کمک روش عددی مناسب حل شده است. نتایج حاصل با نتایج تجربی ارائه شده در مراجع مقایسه شده و تطابق بسیار خوبی بین آنها مشاهده می شود. همچنین با استفاده از آزمایشات تجربی در برج خنک کن یک نیروگاه مشخصه عملکرد برج خنک کن با استفاده از مدل موجود محاسبه گردید. به کمک مشخصه عملکرد و معادلات حاکم بر برج خنک کن، رفتار برج نیروگاه در شرایط مختلف آب و هوایی پیش بینی شده و با داده های واقعی موجود در نیروگاه مقایسه گردید و تطابق خوبی بین آنها ملاحظه می شود. نتایج شبیه سازی نشان می دهد که دمای حباب تر هوای محیط تأثیر مهمی بر عملکرد برج خنک کن داشته ولی دمای حباب خشک تأثیر چندانی بر عملکرد آن ندارد. با پیش بینی دقیق رفتار برج و بخصوص پیش بینی میزان افزایش دمای آب خروجی به مقدار بیش از حد مجاز در شرایط محیطی بسیار گرم می توان اقدامات عملی لازم مانند افزایش دبی هوای برج را پیش بینی نمود تا عملکرد برج مختل نگردد.

کلمات کلیدی: برج خنک کننده، جریان ناهمسو، شبیه سازی، لابی

Mathematical Modeling for Performance Simulation of Counter Flow Cooling Tower

E. Hajidavalloo

Mechanical Engineering Department, Shahid Chamran

University, Ahvaz

M. Darvishi

Mechanical Engineering Department, Shahid Chamran

University, Ahvaz

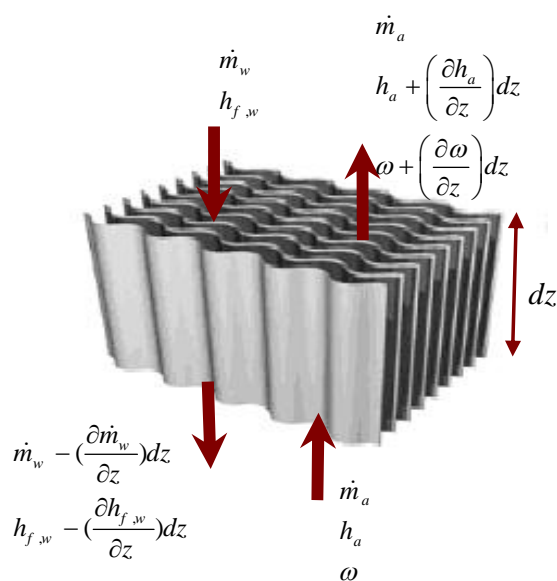
Abstract

In this paper, mathematical modeling and simulation of the counter flow cooling tower were performed by using heat and mass transfer equations without using simplified assumptions. Governing differential equations for air and water in the cooling tower were solved by numerical method and the results are validated by experimental results available in the literature. Also, experimental tests were performed on the cooling tower of a power plant to obtain its characteristic curve. Using the performance curve of the tower and the governing differential equations, the behavior of the tower was predicted at different weather conditions and compared with actual data on the plant which shows good agreement. The results indicate that ambient wet bulb temperature has important effect on the tower performance. By prediction the tower performance and specially by proper prediction of water outlet temperature at hot weather condition it is possible to make necessary arrangement like increasing the air flow rate to prevent disturbance in the tower performance.

Key words: Cooling tower, Counter flow, Simulation, Packing

۱- مقدمه

- سیستم در حالت پایدار قرار دارد.
 - انتقال حرارت و جرم تنها در جهت عمود بر جریان سیال صورت می‌پذیرد.
 - انتقال حرارت و جرم از دیواره‌های برج به محیط اطراف قابل چشم‌پوشی است.
 - هندسه جریان یک بعدی و انرژی سیال ناچیز فرض شده است.
 - سطوح لایه‌ها به طور کامل و یکنواخت تر می‌شوند.
 - سطوح انتقال حرارت و انتقال جرم یکسان می‌باشند.
 - ضرایب انتقال حرارت و جرم در طول برج ثابت می‌باشند.
- $$(K_m = cte, h_c = cte)$$



شکل ۱- حجم کنترل برای لایه جریان ناهمسو

با توجه به اهمیت و تاثیر مهم برج خنک‌کن در عملکرد سیکل‌های حرارتی، مدل‌سازی و شبیه‌سازی رفتار آن در شرایط واقعی از اهمیت به‌سزایی برخوردار است. مرکل [۱] برای اولین بار معادلات دیفرانسیل حاکم بر عملکرد برج‌های خنک‌کن را ارائه نمود. جابر و وب [۲] نشان دادند که مفاهیم کارایی ϵ و تعداد واحد انتقال NTU در طراحی مبدل‌های حرارتی به خوبی برای تمامی شرایط کاری برج‌های خنک‌کن قابل استفاده است. خان و زبیر [۳] یک مدل تفصیلی برای تحلیل رفتار برج‌های خنک‌کن جریان ناهمسو ارائه نمودند، آنها هرچند که اثرات تبخیر را در مدل خود در نظر گرفتند ولی در محاسبات خود اثر کاهش دبی جرمی آب را وارد نکردند. قریشی و زبیر [۴] در تحقیق دیگری اثر رسوب را بر کارایی برج بررسی نمودند. کلاپرز و کروگر [۵و۶] و کروگر و کلاپرز [۷] مدل‌های مرکل، پاپ و NTU- ϵ را مورد مقایسه قرار داده و ویژه‌گیهای هر کدام را بیان نمودند. حاجی‌دولو و همکاران [۸] شبیه‌سازی برج‌های خنک‌کننده‌ی جریان متقاطع را در شرایط متغیر دمای حباب تر انجام داده و همچنین اثرات رسوب در کاهش کارایی این برج‌ها را بررسی نمودند.

هرچند تاکنون تحقیقات زیادی در رابطه با مدل‌سازی برج های خنک کن صورت گرفته شده ولی تقریباً تمامی آنها از فرضیات بسیار ساده‌کننده‌ای مانند (واحد گرفتن ضریب لوئیس، ثابت بودن دبی جرمی آب در طول برج) استفاده نموده‌اند. در این پژوهش سعی شده از فرضیات ساده شده معمول در مدل‌سازی ریاضی برج‌های خنک‌کننده استفاده نشود، لذا ضریب لوئیس و دبی جرمی آب در طول برج به صورت متغیر در نظر گرفته شده است. همچنین جهت بررسی صحت و اعتبار مدل‌سازی انجام شده از نتایج تجربی یک برج خنک‌کننده واقعی در نیروگاه استفاده شده است. با استفاده از مدل‌سازی انجام شده رفتار برج در شرایط مختلف پیش بینی شده و تاثیر دمای حباب خشک و تر محیط بر روی دمای آب خروجی از برج نشان داده شده است.

۲- مدل‌سازی ریاضی برج

برای استخراج معادلات حاکم، حجم کنترل برای یک لایه متداول در برج خنک‌کننده جریان ناهمسو، مطابق شکل ۱ در نظر گرفته می‌شود.

۱-۲- فرضیات مدل‌سازی

برای مدل‌سازی ریاضی فرضیات زیر در نظر گرفته شده است.

۲-۲- موازنه جرم

موازنه جرم برای بخار آب موجود در هوا را می‌توان برای حجم کنترل نشان داده شده در شکل ۱ به صورت زیر نوشت.

$$\dot{m}_a \omega + d\dot{m}_w = \dot{m}_a \left[\omega + \left(\frac{\partial \omega}{\partial z} \right) dz \right] \quad (1)$$

$$d\dot{m}_w = \dot{m}_a d\omega \quad (2)$$

در معادله‌ی (۲) $d\dot{m}_w$ ، میزان جرم منتقل شده به هوا بر اثر فرآیند تبخیر می‌باشد. با استفاده از روابط مربوط به انتقال جرم، میزان جرم تبخیر شده برابر است با:

$$d\dot{m}_w = K_m A_m (\omega_{s,w} - \omega) \quad (3)$$

در معادله‌ی (۳) $K_m (kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1})$ ، ضریب انتقال جرم و $A_m (m^2)$ ، سطح تماس برای فرآیند انتقال جرم، $\omega_{s,w} (kg_w kg_a^{-1})$ ، نسبت رطوبت در حالت اشباع می‌باشند.

$$\dot{m}_a dh_a = h_c a_{v,c} A_{fr} (T_w - T_a) dz + K_m a_{v,m} A_{fr} (\omega_{s,w} - \omega) h_{fg,w} dz \quad (11)$$

موازنه انرژی برای آب

برای آب نیز مشابه هوا، با استفاده از حجم کنترل نشان داده شده در شکل ۱ موازنه انرژی به صورت زیر نشان داده می‌شود.

$$\dot{m}_w h_{f,w} = \left[\dot{m}_w - \left(\frac{\partial \dot{m}_w}{\partial z} \right) dz \right] \left[h_{f,w} - \left(\frac{\partial h_{f,w}}{\partial z} \right) dz \right] + dQ_{con} + dQ_{eva} \quad (12)$$

(۱۲) پس از جایگذاری و ساده سازی‌های لازم به صورت زیر تبدیل می‌شود.

$$\dot{m}_w dh_{f,w} + h_{f,w} d\dot{m}_w = h_c a_{v,c} A_{fr} (T_w - T_a) dz + K_m a_{v,m} A_{fr} (\omega_{s,w} - \omega) h_{fg,w} dz \quad (13)$$

سمت راست معادله‌ی (۱۱) و (۱۳) یکسان می‌باشند. بنابراین می‌توان موازنه کلی انرژی بین دو سیال آب و هوا را به صورت خلاصه نوشت.

$$\dot{m}_a dh_a = \dot{m}_w dh_{f,w} + h_{f,w} d\dot{m}_w \quad (14)$$

از طرفی میزان کل حرارت منتقل شده بین دو سیال آب و هوا در هر نقطه از برج خنک‌کننده برابر مجموع گرماهای نهان و محسوس در آن نقطه می‌باشد و می‌توان آنرا به صورت زیر نیز نشان داد.

$$dQ_{total} = h_c a_{v,c} A_{fr} (T_w - T_a) dz + K_m a_{v,m} A_{fr} (\omega_{s,w} - \omega) dz \quad (15)$$

اختلاف دمای نشان داده شده در رابطه‌ی (۱۵) را می‌توان به صورت اختلاف آنتالپی هوای اشباع و هوای مرطوب نشان داد، برای اینکار آنتالپی هوای اشباع که در دمای متوسط لایه آب محاسبه می‌شود، به صورت زیر محاسبه می‌گردد.

$$h_{s,w} = c_{pa} T_w + \omega_{s,w} (h_{fg,0} + c_{pv} T_w) \quad (16)$$

با جایگذاری معادله‌ی (۹) در معادله‌ی (۱۶) آنتالپی هوای اشباع به صورت زیر به دست خواهد آمد.

$$h_{s,w} = c_{pa} T_w + \omega h_{fg,w} + (\omega_{s,w} - \omega) h_{fg,w} \quad (17)$$

همچنین آنتالپی هوای مرطوب را می‌توان مشابه حالت قبل محاسبه نمود.

$$h_a = c_{pa} T_a + \omega (h_{fg,0} + c_{pv} T_a) \quad (18)$$

با کم کردن معادله (۱۸) از معادله (۱۷) و پس از انجام ساده سازی‌های لازم عبارت زیر به دست خواهد آمد.

$$T_w - T_a = \frac{(h_{s,w} - h_a) - (\omega_{s,w} - \omega) h_{fg,w}}{c_{pma}} \quad (19)$$

فرض می‌شود که سطوح لایه‌ها به طور کامل بوسیله‌ی آب تر شده است و در نتیجه $(a_{v,m} = a_{v,c})$ در نظر گرفته می‌شود. با

سطح تماس برای حجم کنترل نشان داده شده در شکل ۱ را می‌توان به صورت زیر نشان داد.

$$A_m = a_{v,m} A_{fr} dz \quad (4)$$

در معادله‌ی (۴) $a_{v,m} (m^2 \cdot m^{-3})$ ، مساحت بر واحد حجم لایه‌ی $A_{fr} (m^2)$ سطح مقطع عرضی لایه‌ی می‌باشد که برای برج‌های با جریان ناهمسو این مقدار همان سطح مقطع عرضی برج بوده و در طول برج ثابت در نظر گرفته می‌شود. بنابراین معادله (۳) را می‌توان به صورت زیر نوشت.

$$d\dot{m}_w = K_m a_{vm} A_{fr} (\omega_{s,w} - \omega) dz \quad (5)$$

۲-۳- موازنه انرژی

در این قسمت موازنه انرژی برای دو سیال آب و هوا به صورت جداگانه نوشته می‌شود.

موازنه انرژی برای هوای مرطوب

با توجه به شکل ۱ موازنه انرژی برای هوا را می‌توان به صورت زیر نشان داد.

$$\dot{m}_a h_a + dQ_{con} + dQ_{eva} = \dot{m}_a \left[h_a + \left(\frac{\partial h_a}{\partial z} \right) dz \right] \quad (6)$$

در معادله‌ی (۶) $h_a (kJ kg^{-1})$ ، نشان دهنده آنتالپی هوای مرطوبی است که در برج جریان دارد، Q_{con} ، انتقال حرارت جابجایی بر اثر اختلاف درجه حرارت دو سیال آب و هوا می‌باشد. Q_{eva} ، انتقال حرارت نهان بر اثر پدیده‌ی تبخیر یا انتقال جرم می‌باشد. مقادیر این دو پارامتر را می‌توان به کمک روابط زیر نشان داد.

$$dQ_{con} = h_c a_{v,c} A_{fr} (T_w - T_a) dz \quad (7)$$

$$dQ_{eva} = d\dot{m}_w h_{fg,w} \quad (8)$$

در معادله‌های (۷) و (۸) $h_c (kW \cdot m^{-2} k^{-1})$ ، ضریب انتقال حرارت جابجایی هوا، $a_{v,c} (m^2 \cdot m^{-3})$ ، مساحت بر واحد حجم لایه‌ی برای فرآیند انتقال حرارت جابجایی، T_w ، دمای متوسط لایه‌ی آب، T_a ، دمای متوسط لایه‌ی هوا، $h_{fg,w}$ ، آنتالپی نهان تبخیر یا تغییر فاز برای سیال آب می‌باشد و توسط رابطه زیر نشان داده می‌شود.

$$h_{fg,w} = h_{fg,0} + c_{pv} T_w \quad (9)$$

$h_{fg,0}$ آنتالپی بخار اشباع آب در دمای صفر درجه سانتی گراد می‌باشد. با جایگذاری معادله‌ی (۵) در معادله‌ی (۸) این معادله به صورت زیر تبدیل می‌شود.

$$dQ_{eva} = K_m a_{v,m} A_{fr} (\omega_{s,w} - \omega) h_{fg,w} dz \quad (10)$$

با قراردادن معادلات (۷) و (۱۰) در معادله‌ی (۶) موازنه انرژی برای هوای مرطوب به صورت خلاصه شده‌ی زیر در می‌آید.

$$\frac{dh_a}{dT_w} = \frac{\dot{m}_w c_{pw}}{\dot{m}_a} \times (1 + \quad (27)$$

$$\frac{c_{pw} T_w (\omega_{s,w} - \omega)}{(h_{s,w} - h_a + (Le_f - 1)(h_{s,w} - h_a - (\omega_{s,w} - \omega)h_{fg,w}) - (\omega_{s,w} - \omega)c_{pw} T_w)}$$

۲-۴- مشخصه‌ی برج

با ترکیب معادلات (۲) و (۵) عبارت زیر حاصل می‌شود.

$$K_m A_{fr} a_v dz = \frac{\dot{m}_a d\omega}{\omega_{s,w} - \omega} \quad (28)$$

اگر طرفین معادله (۲۸) را بر \dot{m}_w تقسیم کرده و سمت راست آن نیز در عبارت $(dT_w dT_w^{-1})$ ضرب شود و سپس از طرفین معادله‌ی حاصل انتگرال‌گیری شود، عبارت معادل زیر نتیجه خواهد شد.

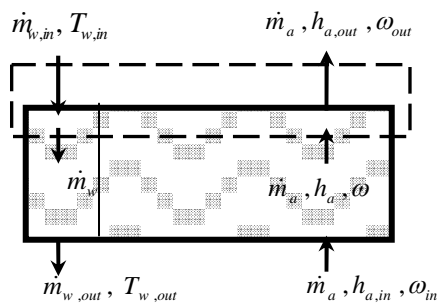
$$\int_{Z_L}^{Z_H} \frac{K_m A_{fr} a_v dz}{\dot{m}_w} = \int_{T_w, out}^{T_w, in} \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_w} \frac{dT_w}{\omega_{s,w} - \omega} dT_w \quad (29)$$

با جایگذاری معادله (۲۶) در معادله (۲۹) عبارت زیر برای مشخصه‌ی برج بدست می‌آید.

$$\frac{K_m a_v V}{\dot{m}_w} = \int \frac{c_{pw}}{(h_{s,w} - h_a + (Le_f - 1)(h_{s,w} - h_a - (\omega_{s,w} - \omega)h_{fg,w}) - (\omega_{s,w} - \omega)c_{pw} T_w)} dT_w \quad (30)$$

۳- محاسبه‌ی نسبت شار جرمی آب به هوا در طول برج

نسبت شار جرمی آب به هوا یا $(\dot{m}_w \dot{m}_a^{-1})$ از بالا به پایین در اثر تبخیر، به طور پیوسته در حال کاهش می‌باشد. تغییرات نسبت شار جرمی آب به هوا را می‌توان با استفاده از حجم کنترلی که در شکل (۲) نشان داده شده است محاسبه نمود.



شکل ۲- موازنه جرمی آب در سراسر برج

جایگزینی معادله (۱۹) در معادله (۱۵) و انجام ساده سازی‌های لازم عبارت معادل زیر برای نرخ انتقال حرارت کلی جایجا شده بین آب و هوا به دست می‌آید.

$$dQ_{total} = K_m \left[\frac{h_c}{c_{pma} K_m} (h_{s,w} - h_a) + \left(1 - \frac{h_c}{c_{pma} K_m} \right) h_{fg,w} (\omega_{s,w} - \omega) \right] a_v A_{fr} dz \quad (20)$$

عبارت $Le_f = h_c / (c_{pma} K_m)$ به عنوان عدد لوئیس شناخته می‌شود و بیانگر نسبت نرخ انتقال حرارت به انتقال جرم در فرآیند تبخیر می‌باشد. عدد لوئیس از رابطه‌ی Bosnjakovic انتخاب می‌گردد [۷].

$$Le_f = 0.865^{\frac{2}{3}} \left[\left(\frac{\omega_{s,w} + 0.622}{\omega + 0.622} - 1 \right) / \ln \left(\frac{\omega_{s,w} + 0.622}{\omega + 0.622} \right) \right] \quad (21)$$

تغییرات آنتالپی هوا را می‌توان به صورت زیر نیز نشان داد.

$$dh_a = \frac{1}{\dot{m}_a} dQ_{total} = \frac{K_m a_v A_{fr}}{\dot{m}_a} [Le_f (h_{s,w} - h_a) + (1 - Le_f) h_{fg,w} (\omega_{s,w} - \omega)] dz \quad (22)$$

با جایگذاری معادله (۵) و (۲۲) در معادله (۱۴)، تغییرات آنتالپی آب در هر نقطه از برج خنک‌کن به دست می‌آید.

$$\dot{m}_w dh_{f,w} = K_m a_v A_{fr} [h_{s,w} - h_a + (Le_f - 1)(h_{s,w} - h_a - (\omega_{s,w} - \omega)h_{fg,w}) - (\omega_{s,w} - \omega)c_{pw} T_w] dz \quad (23)$$

معادله موازنه کلی انرژی (معادله ۱۴)، را به صورت زیر نیز می‌توان نوشت.

$$\frac{d\omega}{dT_w} = \frac{1}{c_{pw} T_w} \frac{dh_a}{dT_w} - \frac{1}{T_w} \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \quad (24)$$

$$\frac{d\omega}{dT_w} = \frac{dh_a}{T_w dh_{f,w}} - \frac{1}{T_w} \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \quad (25)$$

با جایگذاری عبارات مربوط به تغییرات آنتالپی هوا dh_a و آنتالپی آب $dh_{f,w}$ از معادلات (۲۲) و (۲۳) در معادله (۲۵) معادله‌ی زیر برای تغییرات نسبت رطوبت در طول برج به دست می‌آید.

$$\frac{d\omega}{dT_w} = \quad (26)$$

$$\frac{c_{pw} \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} (\omega_{s,w} - \omega)}{[h_{s,w} - h_a + (Le_f - 1)[h_{s,w} - h_a - (\omega_{s,w} - \omega)h_{fg,w}] - (\omega_{s,w} - \omega)c_{pw} T_w]}$$

با جایگذاری معادله (۲۶) در معادله (۲۴) معادله‌ای دیگر برای تغییرات آنتالپی هوا در طول برج به دست می‌آید.

موازنه جرمی برای آب با توجه به شکل ۲ عبارت است از:

$$\dot{m}_{w, in} = \dot{m}_w + \dot{m}_a (\omega_o - \omega) \quad (31)$$

معادله (۳۱) را می‌توان به شکل دیگری نیز نشان داد.

$$\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} = \frac{\dot{m}_{w, in}}{\dot{m}_a} \left(1 - \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{w, in}} (\omega_o - \omega) \right) \quad (32)$$

در معادله‌ی (۳۲) ω نسبت رطوبت هوا در هر مقطع برج، ω_o نسبت رطوبت هوای مرطوب خروجی از برج می‌باشد.

۴- روش حل معادلات

با توجه به مدل‌سازی انجام شده، سه معادله دیفرانسیل (۲۶، ۲۷، ۳۰) به دست می‌آید. از میان سه معادله ذکر شده، تنها دو معادله‌ی (۲۶ و ۲۷) به یکدیگر وابسته هستند و می‌توان آنها را مستقل از معادله سوم حل نمود. روش حل پیشنهادی این معادلات، استفاده از روش حل معادلات دیفرانسیل رانگ کوتای مرتبه چهار می‌باشد [۵].

از جمله پارامترهای موثر در حل دستگاه معادلات دیفرانسیل بدست آمده، نسبت رطوبت هوای خروجی از برج یا ω_o می‌باشد، با توجه به مجهول بودن این پارامتر، مساله باید به روش تکرار حل شود. پس از حل معادلات و مشخص شدن شرایط ورودی و خروجی آب و هوا، می‌توان مشخصه برج (معادله ۳۰) را با بکارگیری روش انتگرال‌گیری عددی محاسبه نمود.

به‌منظور پیش‌بینی و بررسی اثر تغییرات شرایط محیطی بر عملکرد برج خنک‌کننده، نمی‌توان از شکل معادلات قبل که برحسب متغیر دمای آب تنظیم شده استفاده نمود و لازمست فرم معادلات تغییر کرده و بر حسب مکان یا ارتفاع برج نوشته شود. در این صورت دمای آب بصورت یک تابع در نظر گرفته می‌شود. برای اینکار معادله‌ی (۲۲) را می‌توان به صورت زیر نشان داد.

$$\frac{dh_a}{dz} = \frac{K_m a_v A_{fr}}{\dot{m}_a} [Le_f (h_{s,w} - h_a) + (1 - Le_f) h_{fg,w} (\omega_{s,w} - \omega)] \quad (33)$$

همچنین با تقسیم طرفین معادله موازنه کلی انرژی (۱۴) بر dz معادله زیر به دست می‌آید.

$$\frac{dT_w}{dz} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_w} \left(\frac{1}{c_{pw}} \frac{dh_a}{dz} - T_w \frac{d\omega}{dz} \right) \quad (34)$$

سمت راست این معادله شامل دو عبارت $\frac{dh_a}{dz}$ و $\frac{d\omega}{dz}$ می‌باشد. با ترکیب معادلات (۲) و (۵) عبارت زیر حاصل می‌شود

$$\frac{d\omega}{dz} = \frac{K_m a_v A_{fr}}{\dot{m}_a} (\omega_{s,w} - \omega) \quad (35)$$

با جایگذاری معادلات (۳۳) و (۳۶) در معادله (۳۴) عبارت زیر برای تغییرات دمای آب نسبت به ارتفاع برج به دست می‌آید.

$$\frac{dT_w}{dz} = \frac{K_m a_v A_{fr}}{\dot{m}_w} \left[\frac{Le_f (h_{s,w} - h_a) + (1 - Le_f) h_{fg,w} (\omega_{s,w} - \omega)}{c_{pw}} - T_w (\omega_{s,w} - \omega) \right] \quad (36)$$

معادلات (۳۳) و (۳۵) و (۳۶) تشکیل یک دستگاه معادلات دیفرانسیل را می‌دهند که مشابه حالت قبل حل می‌شوند.

۵- بررسی نتایج و بحث

برای بررسی اعتبار مدل سازی انجام شده، لازم است نتایج آن با داده‌های موجود در مراجع مقایسه گردد. برای اینکار از داده‌های تجربی سیمپسون و شروود [۹] و سایر مراجع [۳ و ۴] که در جداول ۱ و ۲ آمده، استفاده می‌شود. شرایط آزمایش در چهار حالت مختلف در جدول شماره ۱ آورده شده است. نتایج به دست آمده برای دمای حباب تر هوای خروجی از برج $T_{wb, out}$ بوسیله‌ی مدل ارائه شده در این پژوهش با نتایج حاصل از سایر تحقیقات در جدول ۲ نشان داده شده است. با مقایسه‌ی داده‌ها می‌توان نتیجه گرفت که این مدل از دقت بالاتری برای پیش‌بینی رفتار برج خنک‌کننده نسبت به مدل‌های دیگر برخوردار است.

جدول ۱- شرایط آزمایش برج برای ۴ حالت مختلف [۹]

| | Case1 | Case2 | Case3 | Case4 |
|--|-------|-------|-------|-------|
| $T_{w, in} (^\circ C)$ | ۳۱/۲ | ۴۱/۴ | ۲۸/۷ | ۳۸/۸ |
| $T_{w, out} (^\circ C)$ | ۲۳/۹ | ۲۶/۰ | ۲۴/۲ | ۳۳/۳ |
| $T_{db} (^\circ C)$ | ۳۷/۱ | ۳۴/۱ | ۲۹/۰ | ۳۵/۰ |
| $T_{wb} (^\circ C)$ | ۲۱/۱ | ۲۱/۱ | ۲۱/۱ | ۲۶/۷ |
| $\left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a}\right)(kg/s)$ | ۰/۶۵ | ۰/۶۵ | ۱/۸۴ | ۰/۷۹ |

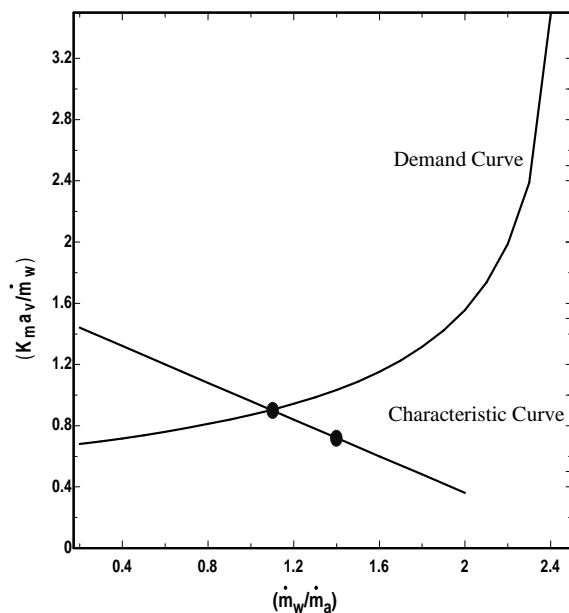
جدول ۲- نتایج حاصل از مدل‌سازی‌های مختلف برای دمای

حباب تر خروجی [۴-۳]

| T _{w,out} | | | | درصد خطا | | |
|--------------------|-------------|------------|-------------|-------------|------|-------|
| نتایج تجربی | نتایج مقاله | نتایج زبیر | نتایج قریشی | نتایج مقاله | زبیر | قریشی |
| ۲۶٫۱ | ۲۶٫۳ | ۲۶٫۵ | ۲۶٫۳ | ۰٫۹۲ | ۱٫۵۰ | ۰٫۹۵ |
| ۳۱٫۲ | ۳۰٫۹ | ۳۰٫۷ | ۳۱٫۰ | ۰٫۸۳ | ۱٫۴۳ | ۰٫۶۰ |
| ۲۶٫۲ | ۲۶٫۳ | ۲۶٫۴ | ۲۶٫۳ | ۰٫۵۰ | ۰٫۹۵ | ۰٫۶۰ |
| ۳۲٫۹ | ۳۲٫۰ | ۳۳٫۱ | ۳۲٫۰ | ۰٫۳۳ | ۰٫۶۰ | ۰٫۴۰ |

جدول ۳- اطلاعات اندازه‌گیری شده برای دو نقطه کاری برج

| T _{wb} (°C) | T _{db} (°C) | T _{w,out} (°C) | T _{w,in} (°C) | ($\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a}$) |
|-------------------------|-------------------------|----------------------------|---------------------------|-----------------------------------|
| ۲۰٫۶ | ۳۰٫۰ | ۳۰٫۰ | ۳۹٫۴ | ۱٫۱ |
| ۱۰٫۰ | ۲۰٫۰ | ۲۶٫۵ | ۳۵٫۰ | ۱٫۴ |



شکل ۳- تغییرات مشخصه‌ی برج و لابی

مشخصه‌ی برج تنها تابعی از نسبت‌های جرمی آب و هوا می‌باشد. با داشتن مشخصه‌ی برج، دمای آب خروجی از آن به ازای تغییرات محیطی و دماهای مختلف آب ورودی، قابل محاسبه و پیش‌بینی می‌باشد.

۵-۲- مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی با نتایج تجربی

با تعیین مشخصه عملکرد برج و بکمک مدلسازی موجود می‌توان عملکرد برج را در حالت‌های مختلف پیش‌بینی نمود. در جدول ۴ نتایج پیش‌بینی برای دمای آب خروجی بوسیله شبیه‌سازی و مقادیر تجربی برای روزهای مختلف سال آورده شده است. مقادیر دما با ترموکوپل نوع T با دقت ۰/۵°C بدست آمده است. مقایسه نتایج شبیه‌سازی و داده‌های تجربی نشان می‌دهد که نتایج حاصل از مدل‌سازی به صورت رضایت‌بخشی توانسته است دمای آب خروجی این برج‌ها را با شرایط ورودی متفاوت و

۵- پیش‌بینی واقعی عملکرد برج‌های خنک‌کن

به‌منظور پیش‌بینی عملکرد برج‌های خنک‌کن واقعی با استفاده از مدل‌سازی انجام شده، برج‌های خنک‌کن نیروگاه رامین واقع در اهواز که همسطح دریا بوده برای مطالعه در نظر گرفته شد. به ازای هر دو واحد این نیروگاه ۵ برج جریان ناهمسو وجود دارد که هر کدام از این برج‌ها دارای ۵ سلول می‌باشد و در شرایط سرد سال یکی از این برج‌ها از سیکل خارج می‌شود.

۵-۱- محاسبه‌ی مشخصه‌ی طراحی برج‌های خنک‌کننده

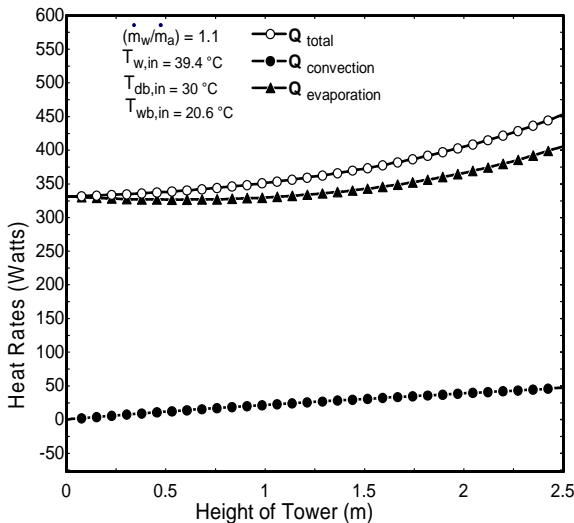
نیروگاه رامین

به منظور ارزیابی عملکرد برج‌های خنک‌کن، لازمست مشخصه‌ی عملکرد برج به ازای نسبت دبی جرمی آب به هوا معلوم شود. این نسبت از تقاطع دو دسته نمودار برای یک شرایط معین محاسبه می‌گردد. این نمودارها به قرار زیر می‌باشند.

- منحنی عملکرد مورد نیاز (Required Demand Curve)

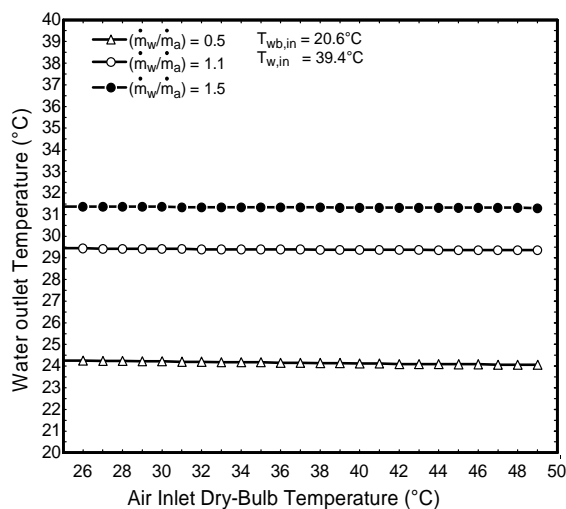
- منحنی عملکرد موجود (Available Characteristic Curve)

دسته اول نمودارهایی هستند که برای شرایط طراحی یک برج خنک‌کننده، ($T_{w,in}, T_{w,out}, T_{wb}$) و دماهای تقارب متفاوت رسم می‌شوند. دسته دوم نمودارهایی هستند که برای یک نوع پکیج مشخص، توسط سازندگان به‌صورت تجربی محاسبه و در اختیار استفاده‌کننده قرار می‌گیرند. برای تعیین مشخصه عملکرد برج آزمایشات تجربی بر روی برج خنک‌کن واقعی در دو حالت مختلف صورت گرفت که نتایج آن در جدول ۳ نشان داده شده است. با استفاده از نتایج تجربی جدول ۳ و تحلیل‌های ارائه شده‌ی قبل، مشخصه‌ی برج ($\frac{K_m a_v V}{\dot{m}_w}$) در حالت کارکرد واقعی آن محاسبه و در شکل ۳ نشان داده شده است.



شکل ۴- تغییرات انتقال حرارت‌های نهان و آشکار درون برج

در شکل ۵ تغییرات دمای آب خروجی از برج نسبت به تغییرات دمای خشک محیط نشان داده شده است. در این نمودار با ثابت ماندن دمای حباب تر محیط در 20.6°C ، دمای خشک هوا از ۲۵ تا 49°C تغییر کرده است. همان طور که در شکل نشان داده شده است تغییر دمای حباب خشک هوا بر روی دمای آب خروجی از برج برای نسبت‌های جرمی مختلف تقریباً بی‌اثر می‌باشد. بنابراین صرف تغییر رطوبت نسبی محیط، تغییری در دمای آب خروجی ایجاد نمی‌نماید.



شکل ۵- تغییرات دمای آب خروجی از برج، $T_{w, out}$ نسبت به

تغییرات دمای هوای ورودی برج T_{db}

شکل ۶ تغییرات دمای آب خروجی از برج بر حسب تغییرات دمای حباب تر هوای ورودی به برج، به‌ازای نسبت جرمی‌های

طی ماه‌های مختلف سال پیش‌بینی نماید و حداکثر خطا ۵/۶ درصد و خطای نسبی ۲/۴ می‌باشد.

جدول ۴- مقایسه پیش‌بینی نتایج حاصل از شبیه سازی با داده های تجربی

| تاریخ | دمای خشک محیط | دمای تر محیط | دمای آب ورودی | دمای آب خروجی | | درصد خطا |
|---------|---------------|--------------|---------------|---------------|--------------|----------|
| | | | | $T_{wb, out}$ | $T_{w, out}$ | |
| ۸۷,۳,۰۵ | ۴۱,۰ | ۱۹,۲ | ۳۷,۰ | ۲۷,۰ | ۲۸,۱ | ۴,۱ |
| ۸۷,۳,۰۷ | ۳۹,۰ | ۲۲,۷ | ۳۷,۸ | ۲۸,۰ | ۲۹,۲ | ۴,۳ |
| ۸۷,۳,۰۹ | ۳۷,۰ | ۲۰,۱ | ۳۷,۰ | ۲۷,۰ | ۲۷,۸ | ۳ |
| ۸۷,۴,۰۷ | ۴۱,۰ | ۲۱,۲ | ۴۰,۰ | ۲۹,۵ | ۳۰,۴ | ۲,۸ |
| ۸۷,۴,۰۹ | ۴۳,۰ | ۲۲,۹ | ۳۹,۹ | ۲۹,۳ | ۳۰,۹ | ۵,۶ |
| ۸۷,۴,۱۱ | ۳۸,۰ | ۲۰,۷ | ۴۲,۷ | ۳۱,۷ | ۳۱,۲ | ۱,۶ |
| ۸۷,۵,۰۱ | ۴۳,۰ | ۲۵,۷ | ۴۲,۷ | ۳۲,۳ | ۳۳,۱ | ۲,۵ |
| ۸۷,۵,۰۳ | ۴۴,۰ | ۲۵,۵ | ۴۴,۹ | ۳۳,۹ | ۳۳,۶ | ۰,۸ |
| ۸۷,۵,۰۵ | ۴۳,۰ | ۲۳,۸ | ۴۰,۶ | ۲۹,۸ | ۳۰,۸ | ۳,۴ |
| ۸۷,۶,۱۵ | ۴۲,۰ | ۲۶,۰ | ۴۳,۰ | ۳۲,۰ | ۳۳,۳ | ۰,۹ |
| ۸۷,۶,۱۶ | ۴۱,۰ | ۲۵,۸ | ۴۳,۱ | ۳۲,۱ | ۳۳,۳ | ۰,۵ |
| ۸۷,۶,۱۷ | ۴۱,۰ | ۲۶,۹ | ۴۲,۱ | ۳۲,۴ | ۳۳,۴ | ۳ |
| ۸۷,۸,۰۴ | ۲۶,۰ | ۱۹,۴ | ۳۷,۲ | ۲۷,۴ | ۲۸,۸ | ۵ |
| ۸۷,۸,۰۵ | ۲۳,۰ | ۱۸,۴ | ۳۹,۶ | ۲۹,۸ | ۲۹,۴ | ۱,۲ |
| ۸۷,۸,۰۶ | ۳۰,۰ | ۲۰,۶ | ۳۹,۴ | ۳۰,۰ | ۲۹,۹ | ۰,۲ |

۵-۳- بررسی تاثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد برج خنک‌کن

با توجه به اطمینان از دقت مدل‌سازی موجود، می‌توان تاثیر پارامترهای مختلف را بر عملکرد برج در شرایط مختلف پیش‌بینی نمود. از آنجاکه دمای آب خروجی از برج تاثیر بسیار مهمی بر عملکرد کندانسور و نیروگاه دارد، بکمک این پیش‌بینی می‌توان اقدامات لازم جهت تغییر در دبی هوای عبوری از برج و بهینه‌سازی سیستم را از قبل فراهم آورد.

در شکل ۴ میزان انتقال حرارت‌های ناشی از تبخیر (نهان) و جایجایی (محسوس) و مجموع آنها در طول برج نشان داده شده است. همان‌طور که از شکل مشخص است، میزان انتقال حرارت ناشی از پدیده‌ی جایجایی در مقایسه با انتقال حرارت ناشی از پدیده‌ی تبخیر بسیار ناچیز می‌باشد. بنابراین در یک برج خنک‌کننده تر، فرآیند تبخیر کنترل‌کننده‌ی میزان انتقال حرارت و در نتیجه فرآیند خنک‌سازی درون برج می‌باشد.

جدول ۵- تغییرات دمای آب خروجی از برج به ازای تعداد

| سلول های مختلف | | | |
|------------------------------|------------------|---------------------------------|---------------|
| تعداد سلول ها برای یک برج | دمای آب ورودی | $(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a})$ | دمای آب خروجی |
| ۵ | ۴۴٫۹ | ۱٫۱ | ۳۳٫۶ |
| ۶ | ۴۴٫۹ | ۰٫۹۲۵ | ۳۲٫۸ |
| ۷ | ۴۴٫۹ | ۰٫۷۹ | ۳۲٫۱ |
| ۸ | ۴۴٫۹ | ۰٫۶۹ | ۳۱٫۶ |
| ۹ | ۴۴٫۹ | ۰٫۶۲ | ۳۱٫۳ |

همان طور که در این جدول نشان داده شده با افزایش تعداد سلول های یک برج، نسبت های جرمی آب به هوا برای تمامی سلول ها کاهش می یابد.

۶- نتیجه گیری

۱- مقایسه نتایج حاصل از مدل ارائه شده و سایر مدل های قبلی نشان می دهد که مدل ارائه شده از دقت لازم برای بررسی عملکرد برج برخوردار می باشد و دارای فرض های ساده شونده کمتری نسبت به مدل های دیگر می باشد.

۲- مقایسه نتایج حاصل از شبیه سازی عددی و نتایج تجربی نشان می دهد که با داشتن مشخصه عملکرد برج و به کمک این مدل می توان دمای آب خروجی از برج را در شرایط مختلف محیطی با دقت مطلوبی پیش بینی نمود.

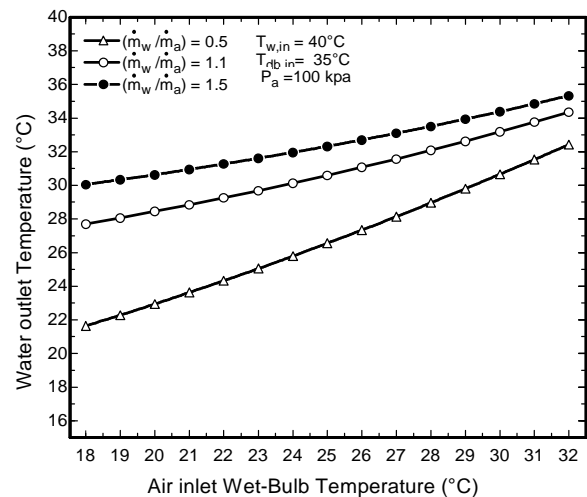
۳- دمای آب خروجی از برج تحت تأثیر دمای حباب تر هوا بوده و میزان تأثیر پذیری آن در نسبت شار جرمی کم، بیشتر می باشد. در صورت بالا بودن دمای حباب تر لازم است دبی هوا افزایش یابد تا عملکرد برج بهتر شود.

۴- با پیش بینی دقیق عملکرد برج و تعیین دمای آب خروجی از برج، می توان در شرایط مختلف آب و هوایی، پیش بینی های لازم جهت تغییر در شرایط کاری برج را محاسبه نمود تا دمای آب خروجی از حد معینی بالاتر نرود.

مراجع

- [1] Merkel, F., "Verdunstungshuhlung Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure (VDI)" 1925, Vol. 70, pp. 123-128.
- [2] Jaber, H., Webb, R.L., "Design of Cooling Towers By The Effectiveness-NTU Method", *Journal of Heat Transfer*, 1989, Vol.111, pp.837-843.
- [3] Khan, J., Zubair, S.M., "An Improved Design And Rating Analyses of Counter Flow Wet Cooling Towers", *Journal Of Heat Transfer* Vol. 123, 2001, pp. 770-778.

مختلف را نشان می دهد. در این حالت فرض می شود که، دمای آب ورودی به برج ثابت می باشد. همان طور که در شکل ۶ نشان داده شده است، با افزایش دمای حباب تر، دمای آب خروجی نیز مرتب در حال افزایش می باشد. این افزایش دما برای نسبت های جرمی بالاتر مقادیر کمتری را نشان می دهد. به عنوان مثال با تغییر ۱۴ درجه ای دمای حباب تر ورودی به برج، تغییر دمای آب خروجی از برج برای نسبت های جرمی ۰٫۵، تقریباً برابر 9°C و برای نسبت های جرمی ۱٫۵ برابر 4°C می باشد. روند این نتایج در تطابق با نتایج مراجع [۴ و ۳] می باشد.



شکل ۶- تأثیر دمای حباب تر ورودی بر دمای آب خروجی از برج

بررسی نتایج نشان می دهد که افزایش دمای حباب تر محیط، دمای آب خروجی از برج را بشدت تحت تأثیر خود قرار می دهد. هرچند که دمای حباب تر محیط خارج از کنترل می باشد ولی یکی از راه هایی که می توان دمای آب خروجی از برج را با وجود افزایش دمای حباب تر محیط کنترل نمود، کاهش نسبت های جرمی آب به هوا ($\dot{m}_w \dot{m}_a^{-1}$) در برج از طریق افزایش دبی فن بوسیله تغییر دور آنها و یا افزایش زاویه قرارگیری پره می باشد، راه حل دیگر افزایش تعداد سلول های برج خنک کن در حال کار می باشد. در این حالت دبی هوا زیاد شده و نسبت جرمی آب به هوا کاهش می یابد و مشخصه برج مطابق شکل ۳ افزایش می یابد. در جدول ۵ اثر افزایش تعداد سلول ها بر دمای آب خروجی برج برای یکی از شرایط کاری برج در جدول ۴ که دمای حباب تر 25.5°C می باشد، نشان داده شده است.

- [4] Qureshi, B.A., Zubair, S.M., "Application of Exergy Analysis To Various Psychrometric Processes", *International Journal of Energy Research*, Vol. 27, 2003, pp. 1079–1094.
- [5] Kloppers, J.C., Kröger, D.G., "A Critical Investigation Into the Heat and Mass Transfer Analysis of Counter Flow Wet Cooling Towers", *International Journal of Heat And Mass Transfer*, Vol. 48, 2005, pp. 765-777.
- [6] Kloppers, J.C., Kröger, D.G., "Cooling Tower Performance Evaluation: Merkel, Poppe And e-NTU Methods of Analysis", *Trans. ASME Journal of Gas Turbines Power*, Vol. 27, 2005, pp. 1–7.
- [7] Kröger, D.G., Kloppers, J.C., "The Lewis Factor And its Influence on The Performance Prediction of Wet-Cooling Towers", *International Journal of Thermal Science*, Vol. 44, No. 9, 2005, pp. 879–884.
-] 8[Ebrahim Hajidavalloo, Reza Shakeri, Mozaffar A. Mehrabian, "Thermal performance of cross flow cooling towers in variable wet bulb temperature" *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, 2010, pp. 1298–1303.
- [9] Simpson, W. M., and Sherwood, T. K., "Performance of Small Mechanical Draft Cooling Towers" *Refrigerating Engineering*, Vol. 6, 1946, pp. 525–543.