

شبیه‌سازی عددی اثر ضریب لوییس بر مشخصه‌های عملکردی برج خنک‌کن مرطوب با جریان مخالف

محمود ابراهیمی* (استادیار)

مهدی محمودی (دانشجوی کارشناسی ارشد)

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران

در این نوشتار برای هر سه ناحیه از برج خنک‌کن مرطوب با جریان مخالف، مدل‌های ریاضی معتبری به منظور شبیه‌سازی عددی دقیق‌تر — نسبت به مطالعات پیشین — و بررسی عملکرد حرارتی آن ارائه شده است. اثر ضریب لوییس بر مشخصه‌های عملکردی برج خنک‌کن مرطوب همچون تلفات آب، دمای خشک هوای خروجی، دمای آب خروجی و نزدیکی دفعه گرمای مرطوب و سیعی از شرایط آب و هوایی، از حالت خشک تا اشباع و برای دو دمای خشک 10°C و 30°C ، برای هوای ورودی بررسی شده است. هوا در ضرایب کوچک‌تر لوییس بسیار سریع‌تر اشباع می‌شود و به این دلیل نزدیک تر تلفات آب برای ضرایب کوچک‌تر لوییس، مقدار بیشتری است. افزایش ضرایب لوییس به دلیل بزرگ‌تر شدن نزدیکی دمای هوای خروجی می‌شود. اگر هوای ورودی نسبتاً گرم و مرطوب باشد، اثر افزایش دمای هوای خروجی می‌شود. برای هر سه ناحیه از برج نامحسوس خواهد بود.

ebrahimi@iust.ac.ir
mehdymahmoody@gmail.com

واژگان کلیدی: برج خنک‌کن مرطوب، شبیه‌سازی عددی، اثر ضریب لوییس، مشخصه‌های عملکردی، نواحی افشاره و باران.

۱. مقدمه

خواهد بود. به دلیل قیمت بالا، از این نوع برج‌ها صرفاً برای ظرفیت‌های خنک‌کنندگی بالا بهره می‌گیرند. در برج‌های جریان مکانیکی یا اجباری، ایجاد جریان‌ها از طریق یک یا چند فن صورت می‌پذیرد و کاربرد بیشتری نسبت به برج‌های جریان طبیعی دارد. در این نوع برج‌ها — کوچک یا بزرگ — می‌توان با تغییر سرعت دورانی یا زاویه‌ی پره‌های فن‌ها کنترل بهتری بر عملکرد برج داشت. برج‌های خنک‌کن مرطوب با جریان مخالف به سه نوع: مکشی، متقطع مکشی، و رانشی تقسیم می‌شوند.

مجموعه‌ی گستردگی از منحنی‌های طراحی برج خنک‌کن براساس نظریه‌ی مرکل فراهم شد^[۱] و در مطالعات بعدی نیز تحلیل پیچیده‌تری برای برج خنک‌کن بدون استفاده از نظریه‌های مرکل صورت گرفت.^[۲] در این مطالعات اشاره شده است که برج‌های جریان مخالف — چنانچه در روش مرکل ضرایب انتقال جرم واقعی به کار برده شود — می‌توانند بین ۵ تا ۱۵ درصد کوچک‌تر شوند. تحقیقات بعدی نشان داد که چشم‌پوشی از تلفات تبخیر، خطای در نتایج مرکل ایجاد می‌کند که ممکن است با توجه به شرایط طراحی تا ۱۲ درصد برسد.^[۳] نتایج حاصل از تحقیقات نشان می‌دهد که اثر تبخیر آب نسبتاً کم است و با شرایط کاری تغییر می‌کند؛ مقداری که برای تعداد واحد‌های انتقال NTU به دست می‌آید، $1/34$ درصد کمتر است.^[۴] مطالعات انجام شده درخصوص اثر در نظر گرفتن یا صرف نظر کردن از مقدار تبخیر آب نشان داد که هیچ‌یک از تحلیل‌های موجود در حالت کلی برای محاسبه‌ی خطای مرکل راضی کننده نیست.^[۵] در این بررسی‌ها یک رفتار نظری واحد برای

برج خنک‌کن عمده‌ای از سه ناحیه‌ی افشاره، هسته و باران تشکیل می‌شود. در اغلب تحلیل‌ها از نواحی افشاره و باران حتی در برج‌های بزرگ خنک‌کن مرطوب — که ممکن است قسمت عمده انتقال حرارت کلی در این نواحی نزدیک شود — چشم پوشی می‌شود. در این مقاله اثر این نواحی بر پذیده‌های انتقال جرم و حرارت در برج‌های خنک‌کن مرطوب با جریان مخالف مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است (شکل ۱). برای هر سه ناحیه از برج با جریان مخالف مدل‌های ریاضی معتبری به منظور شبیه‌سازی عددی و بررسی عملکرد حرارتی آن ارائه شده است. برای بررسی مشخصه‌های عملکردی برج از مدل‌های یک‌بعدی، معادلات مربوط به انتقال جرم و حرارت، خواص ترمودینامیکی مخلوط‌ها و بخار آب، و خواص آب و بخار آب استفاده شده است.

در بررسی تأثیر عواملی چون فشار محیط، ضرایب لوییس، شرایط هوای ورودی، و نسبت دبی جرمی آب به هوا بر مشخصه‌های عملکردی برج (نظیر کارلی)، برای انجام محاسبه‌های مربوط به نزدیکی و حجم برج به منظور طراحی، مطالعات پارامتریک صورت پذیرفته است.

یکی از ویژگی‌های برج‌های جریان طبیعی، ارتفاع زیاد است. هرچه ارتفاع بدنه‌ی مخروطی برج بیشتر باشد، نیروی شناوری القایی برای تولید جریان هوا بیشتر

* نویسنده مسئول

تاریخ: دریافت ۱۴، ۱۳۹۱/۸/۱۴، اصلاحیه ۲۱، ۱۳۹۲/۶/۲۳، پذیرش ۱۳۹۲/۶/۲۱

۲. معادله‌های حاکم بر برج خنک‌کن

با ذکر این نکته که در این نوشتار ضریب لوییس متغیر در نظر گرفته شده، فرض‌های به کار رفته برای تولید معادله‌های مدل‌سازی برج خلاصه‌وار عبارت‌اند از (شکل ۲):

۱. انتقال جرم و حرارت فقط در راستای عمود بر جریان‌ها صورت می‌گیرد؛
۲. انتقال جرم و حرارت از طریق دیواره‌های برج به محیط پیرامون ناچیز است؛
۳. انتقال حرارت از فن‌های برج به هوا و جریان آب ناچیز است؛
۴. توزیع دمای آب در هر سطح مقطع یکنواخت است؛
۵. برج دارای سطح مقطع ثابت است.

ناحیه‌ی هسته: موازنۀ جرم بخار آب ورودی به هوا در حالت پایا:

$$\dot{m}_a d\omega = h_D A_V dV (\omega_s - \omega) \quad (1)$$

موازنۀ انرژی جریان هوا مرطوب:

$$\dot{m}_a dh_a = h_D A_V h_{fg} dV (\omega_s - \omega) + h_C A_V dV (T_w - T_a) \quad (2)$$

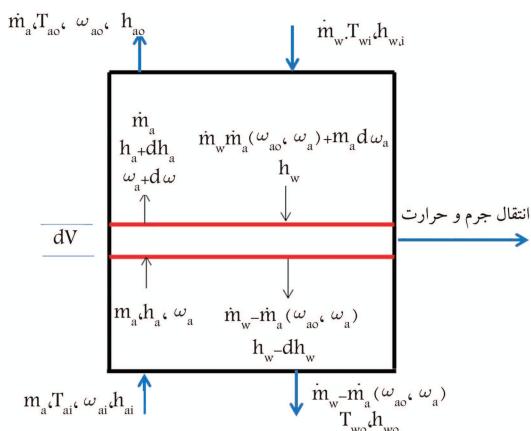
موازنۀ انرژی جریان آب:

$$\frac{dh_w}{d\omega} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{wi} - \dot{m}_a (\omega_o - \omega)} \left[Le_f \frac{h_s - h_a}{\omega_s - \omega} + h_{fg} - Le_f h_v^* - h_w \right] \quad (3)$$

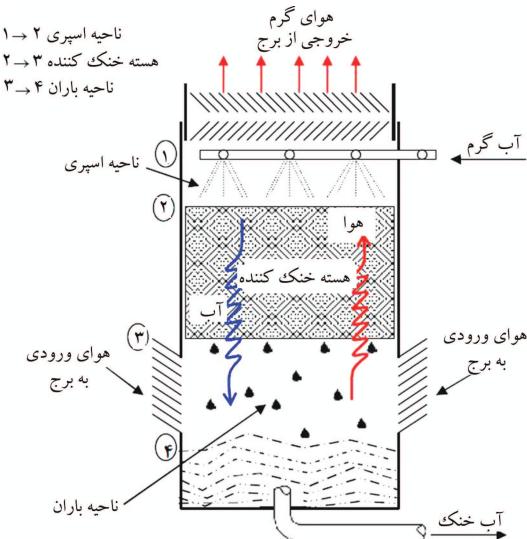
که در آن $Le_f = h_c/h_d c_p, a$ است. برای تعیین توزیع دمای آب داریم:

$$dT_w = \frac{1}{c_w} \frac{\dot{m}_a (dh_a - h_w d\omega)}{\dot{m}_w - \dot{m}_a (\omega_o - \omega)} \quad (4)$$

نواحی افشاره و باران: برای حل نواحی افشاره و باران باید دستگاه شش‌گانه معادلات دیفرانسیلی ناشی از موازنۀ جرم و حرارت برای جریان‌ها و قطره‌های آب را مد نظر قرار داد.



شکل ۲. حجم کنترل برای موازنۀ جرم و انرژی برج خنک‌کن مرطوب.



شکل ۱. برج خنک‌کن مرطوب با جریان مخالف.

تحلیل حرارتی برج‌های خنک‌کن، کولرهای سیال تبخیری و کندانسورهای تبخیری ارائه، و روش‌های محاسباتی خاصی برای اندازه‌گیری و نوح‌گذاری هر نوع مبدل حرارتی بررسی شده است. وی با همکاری ویلاکرز سه‌الگوریتم رایانه‌یی برای بررسی سه مبدل حرارتی سرمایش تبخیری ارائه کرده است.^[۶]

با انتشار داده‌های آزمایشگاهی شش نوع ماده متفاوت برای هسته در برج‌های خنک‌کن با جریان مخالف،^[۷] از این اطلاعات برای طراحی و تحلیل محاسبات برج‌ها استفاده شد. محققین چگونگی کاربرد روش آنتالپی لگاریتمی میانگین LEMD را برای طراحی برج خنک‌کن توضیح داده^[۸] و برای محاسبه‌ی انحنای منحنی آنتالپی هوای اشباع یک ضریب تصحیح ارائه کردند. در مطالعه‌یی دیگر، اولین مدل کارایی NTU برای یک برج با جریان مخالف استخراج شده است.^[۹] همچنین می‌توان از تحلیل‌های انجام شده درخصوص نظریه‌ی طراحی مبدل حرارتی به همراه نظریات تقریبی در برج‌های خنک‌کن بهره‌مند شد.^[۱۰] در کولرهای سرمایشی و برج‌های خنک‌کن از مدل‌های کارایی استفاده شده است.^[۱۱] همچنین معادلات حرارتی سیستم‌های سرمایش تبخیری مستقیم و غیرمستقیم، بسط ریاضی معادلات مرتبط با پدیده انتقال حرارت ارائه شده^[۱۲] و نیز تحقیقاتی در زمینه‌ی کولر تبخیری مستقیم با جریان مخالف انجام گرفته است.^[۱۳] تأثیر شکل غیرکروی قطره‌های آب بر جریان، انتقال جرم و حرارت در یک برج خنک‌کن تبخیری طبیعی نیز بررسی شده است.^[۱۴] محققین به منظور توصیف سرمایش تبخیری قطره‌های آب مدلی ارائه کرده‌اند.^[۱۵] آنان براین باورند که از اندازه‌گیری آزمایشگاهی می‌توان برای تخمین قطر مؤثر قطره‌ها و ارائه مدلی یکسان به منظور ارزیابی هر دو ناحیه‌ی افشاره و باران استفاده کرد.^[۱۶] با وجود این که محققینی همچون جانسون، لووکریستی و کال مشخصه‌های پدیده‌های انتقال را به صورت آزمایشگاهی و تصحیح شده برای انواع مختلف هسته‌ی قطره‌یی ارائه کرده‌اند ولی آن‌ها نیز ابعاد و اثر نواحی افشاره و باران را در نظر نگرفته‌اند.^[۱۷] برای برج خنک‌کن تبخیری با در نظر گرفتن فرسایش در هسته‌ی برج نیز مدلی ارائه شده است.^[۱۸]

در این نوشتار هدف اصلی، علاوه بر ارائه مدل ریاضی دقیق تر ارائه نرم افزاری است برای حل عددی و منطبق بر نتایج آزمایشگاهی معتبر، به منظور بررسی جامع اثر ضریب لوییس بر انتقال جرم و حرارت در برج‌های خنک‌کن مرطوب با جریان مخالف، و در نتیجه مشخصه‌های عملکردی برج.

تکرار این روند برای هر المان، شرایط خروجی برای جریان آب و هوا به دست می‌آید.
در هر تکرار از معادله‌های بالا در سرتاسر برج، از نقطه‌ی ورودی هوا تا خروجی آن به صورت عددی انتگرال‌گیری می‌کنیم.

برای شبیه‌سازی ناحیه‌های افشاره و باران، از دستگاه معادلات شامل معادله‌های ۵ تا ۱۰ بهره می‌گیریم. برای حل عددی معادلات حاکم بر این دو ناحیه نیاز روش اولر اصلاح شده استفاده شده است. به منظور ایجاد مدل کامل با استفاده از ترکیب برنامه‌های نواحی افشاره، هسته و باران، روش متفاوتی به کار می‌رود که در آن ابتدا ناحیه‌ی افشاره با حدس مقادرهای آنتالپی و نسبت رطوبت هوای خروجی از برج و دمای آب ورودی حل شده و مقادرهای به دست آمده در انتهای آن به عنوان شرایط ورودی برای ناحیه‌ی هسته خنک‌کننده به کار می‌رود. پس از آن مقدار خروجی از هسته خنک‌کننده به عنوان شرایط ورودی برای ناحیه‌ی باران تا رسیدن به دمای آب خروجی به کار می‌رود. در انتهای ناحیه‌ی باران، یعنی محل ورود هوای محیط پیرامون به فضای داخلی برج خنک‌کن، آنتالپی و نسبت رطوبت به دست آمده برای هوای ورودی [۱۹] را با مقادرهای واقعی آن مقایسه می‌کنیم. در صورت وجود اختلاف، مقادرهای جدید آنتالپی و نسبت رطوبت هوای خروجی از برج خنک‌کن با استفاده از اختلاف مقادرهای محاسبه شده و مقادرهای واقعی تصحیح، برنامه دوباره با مقدار جدید فرض شده تکرار می‌شود؛ این تکرار برنامه تا رسیدن به همگرایی (خطای مجاز) ادامه می‌یابد.

نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی مدل کامل برای برج خنک‌کن در پیش‌بینی دمای تر هوای خروجی در مقایسه با مقادرهای به دست آمده از شبیه‌سازی مدل هسته بهبود یافته‌اند و خطای کمتری دارند. خطای میانگین ناشی از محاسبات عددی حدود ۱/۴۵ درصد است؛ دمای خشک هوای خروجی با بیشینه خطای ۳/۶ درصد با نتایج آزمایشگاهی ارائه شده تطابق دارد. خطای میانگین ناشی از محاسبات عددی حدود ۱/۵ درصد است و دمای خشک هوای خروجی با بیشینه خطای ۴٪ با نتایج آزمایشگاهی ارائه شده تطابق دارد (جدول ۱). برای ارائه اعتمادسنجی دقیق و کامل، مقایسه‌ی حجم پیش‌بینی شده برای برج خنک‌کن با مقدار معلوم حقیقی آن در آزمایش ضروری است. این مقایسه، نخست برای مدل هسته خنک‌کننده و سپس برای مدل ناحیه‌های افشاره و هسته خنک‌کننده، و در نهایت برای مدل کاملی که هر سه ناحیه را در بر می‌گیرد، صورت می‌پذیرد. خطای محاسبه‌ی حجم برای هر سه مرحله به ترتیب ۷/۱، ۲/۱، ۵/۰ درصد به دست آمده است که نشان می‌دهد خطای پیش‌بینی حجم برج با اضافه شدن هر ناحیه به حل عددی برج خنک‌کن کاهش می‌یابد.

با توجه به نتایج به دست آمده معلوم شد که خطای میانگین مدل کامل نسبت به مدل هسته خنک‌کننده، پس از انطباق با داده‌های آزمایشگاهی، اندکی بیشتر است ولی در محاسبه‌ی حجم برج خنک‌کن مرطوب جریان مخالف دارای دقتی به مراتب بیشتر است و در مجموع افزودن نواحی افشاره و باران به محدوده‌ی حل سبب حصول نتایجی دقیق‌تر – نسبت به حالتی که تنها از مدل هسته خنک‌کننده برای شبیه‌سازی برج خنک‌کن بهره می‌گیرد – می‌شود.

۴. نتیجه‌گیری

برنامه‌ی شبیه‌سازی مشخصه‌های عملکردی برج خنک‌کن تشریح شد. همچنین تحلیل و بررسی نز انتقال جرم و حرارت با استفاده از داده‌های آزمایشگاهی $T_{ai} = ۲۴, ۲۲^{\circ}\text{C}$, $T_{wi} = ۲۸, ۷۲^{\circ}\text{C}$, $T_{wbi} = ۲۱, ۱۱^{\circ}\text{C}$, $T_{wo} = ۲۹^{\circ}\text{C}$ و

$$\frac{dR(z)}{dz} = h_d(z) \frac{\omega(z) - \omega_s(T_d(z))}{\rho_w v_d(z)} \quad (5)$$

$$\frac{dv_d(z)}{dz} = \frac{g}{v_d(z)} - C_D \frac{\pi \rho_a d'(z)}{\Lambda m_d v_d(z)} (v_d(z) - v_a) \quad (6)$$

$$\frac{vd(x)}{dz} = C_D \frac{\pi \rho_a d'(z)}{\Lambda m_d v_d(z)} v_d'(x) \quad (7)$$

$$\frac{dT_d(z)}{dz} = \frac{h_c(z)(T_d(z) - T_a(z)) + h_d(z)h_{fg}(\omega_s - \omega)}{-\rho_w c_w d(z) v_d(z)/6} \quad (8)$$

$$\frac{dT_a(z)}{dz} = \frac{\pi d'(z) N_V h_c(z)}{\rho_a c_{p,a}} \frac{T_a(z) - T_d(z)}{v_d(z) - v_a} \quad (9)$$

$$\frac{d\omega(z)}{dz} = \frac{\pi d'(z) N_V h_d(z)}{\rho_a} \frac{\omega_s(T_d(z)) - \omega(z)}{v_a - v_d(z)} \quad (10)$$

در حل معادلات ۵ تا ۱۰، رعایت شش شرط مرزی ضروری است: مقدار اولیه شاع، دما و سرعت قطره‌ها در شروع سقوط آنها (نقاط ۱ و ۳ در شکل ۱) تعیین‌کننده شرط‌های مرزی ورودی است. دما و نسبت رطوبت هوا در انتهای ناحیه‌های افشاره و باران در برج خنک‌کن – نقاط ۲ و ۴ در شکل ۱ – تعیین‌کننده شرط‌های مرزی خروجی هستند. برای نقطه‌های ۱ و ۳ در $z = ۰$ داریم:

$$R|_{z=0} = R_i, \quad T_d|_{z=0} = T_{di},$$

$$v_{dz}|_{z=0} = v_{dzi}, \quad v_{dx}|_{z=0} = v_{dxi}$$

برای نقطه‌های ۲ و ۴ در $H = z$ داریم:

$$T_a|_{z=H} = T_{ao}, \quad \omega|_{z=H} = \omega_o$$

دستگاه معادلات مورد نظر به کمک شرایط مرزی بالا قابل حل است. در سال ۱۹۳۳ به طور تحلیلی ثابت شد که برای سیستم‌های شامل مایع و گاز ضریب لویس برابر ۱ است. در تحقیق‌های بعدی نیز رابطه $Lef = ۱$ به طور تقریبی برای مخلوط‌های هوا و آب، و نه برای تمامی سیستم‌های حاوی گاز و مایع، برقرار بود، [۱۷] اگرچه تحلیل‌های انجام گرفته چندان هم صحیح به نظر نمی‌رسید.

مطالعات انجام شده در سال ۱۹۶۵ نشان داد که انتقال جرم برخلاف تصور رایج محققین متناسب با پتانسیل رطوبت $\omega - \omega_s$ نیست. [۱۸] عبارت Lef در روش بوسجا کوویچ چنین توصیف می‌شود:

$$Lef = Le^{1/2} \left(\frac{\omega_s + W}{\omega + W} - 1 \right) / \ln \left(\frac{\omega_s + W}{\omega + W} \right) \quad (11)$$

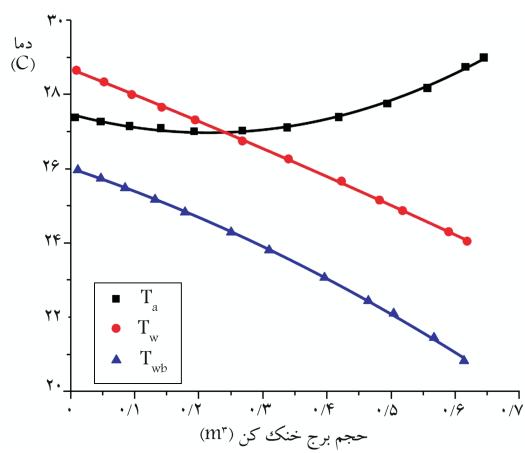
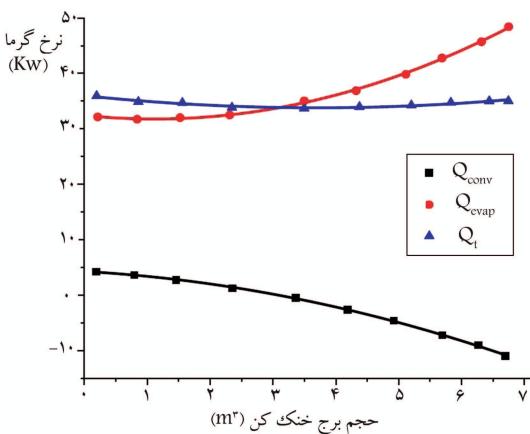
که در آن W برابر با $۰,۶۲۲$ و ضریب لویس (Le) به طور ثابت معادل $۰,۸۶۵$ در نظر گرفته می‌شود.

۳. روش حل عددی و اعتبارسنجی آن

برای حل عددی معادلات حاکم بر ناحیه‌ی هسته خنک‌کننده، از دستگاهی با سه معادله‌ی دیفرانسیل معمولی ۱، ۲ و ۳، با یکی از روش‌های عددی و با در نظر گرفتن المان‌های حجمی استفاده شده است. در این نوشتار روش اولر اصلاح شده برای این منظور انتخاب شده است. روش حل چنین است که ابتدا با در نظر گرفتن یک جزء حجمی بسیار کوچک و با استفاده از معادله ۱، نسبت رطوبت در آن المان به دست می‌آید. با داشتن تغییرات نسبت رطوبت می‌توان تغییرات آنتالپی هوا و آنتالپی آب در همان المان را به ترتیب از طریق معادلات ۲ و ۳ محاسبه کرد. با

جدول ۱. مقایسه‌ی نتایج عددی و داده‌های آزمایشگاهی برای دمای تر و خشک هوا

\dot{m}_a (kg s ⁻¹)	\dot{m}_{wi} (kg s ⁻¹)	دمای آب (°C)		دمای هوا (°C)					
		خروجی ورودی	ورودی آزمایشگاهی	ورودی آزمایشگاهی		خروجی آزمایشگاهی		خروجی عددی	
				دمای خشک	دمای تر	دمای خشک	دمای تر	دمای خشک	دمای تر
۱,۱۵۸	۱,۲۵۹	۴۰,۵	۲۲,۵۶	۳۳,۶۷	۲۹,۴۴	۳۶	۳۶,۱۱	۳۵,۶۱	۳۵,۶۴
۱,۱۶۰	۰,۸۸۱	۳۵	۲۸,۶۷	۳۴,۶۱	۲۶,۶۷	۳۰,۸۳	۳۱,۳۳	۳۰,۷۷	۳۰,۸۱
۱,۱۷۴	۰,۸۸۲	۳۹,۶۷	۲۶,۲۲	۳۴	۲۱,۱۱	۳۰,۷۸	۳۱,۲۲	۳۱,۰۷	۳۲,۵۶
۱,۱۸۷	۱,۲۵۹	۲۸,۷۲	۲۴,۲۲	۲۹	۲۱,۱۱	۲۶,۱۷	۲۶,۶۷	۲۶,۵۳	۲۷,۲۲
۱,۲۵۰	۱,۰۰۸	۳۸,۷۸	۲۹,۳۳	۳۵	۲۶,۶۷	۳۲,۸۹	۳۲,۲۷	۳۲,۳۱	۳۲,۸۹
۱,۲۶۵	۱,۰۰۸	۳۸,۷۸	۲۹,۳۳	۳۵	۲۶,۶۷	۳۲,۸۹	۳۲,۲۷	۳۲	۳۲,۸۸


 شکل ۳. تغییرات دمای تر و خشک هوا و دمای آب با حجم برج برای $\dot{m}_w/\dot{m}_a = 1$

 شکل ۴. تغییرات نزخ‌های انتقال حرارت با حجم برج خنک کن برای $\dot{m}_w/\dot{m}_a = 1$

سازوکار انتقال حرارت تبخیری کنترل می‌شود. در ناحیه‌یی که انتقال حرارت از هوا به آب (جا به جایی منفی) صورت می‌پذیرد، نزخ انتقال حرارت تبخیری زیاد است. اثر ضریب‌لویسین بر نزخ تلفات آب، دمای خشک هوای خروجی، دمای آب خروجی و نزخ دفع گرما بررسی شده است.

نمودار ۳ دمای آب و دمای تر و خشک هوا بر حسب حجم برج خنک کن برای نسبت دبی جرمی $\dot{m}_w/\dot{m}_a = 1$ رسم شده است. دمای آب طی سقوط در حال کاهش است که با توجه به از دست دادن گرما به دو روش انتقال حرارت جابه جایی و گرمای نهان ناشی از تبخیر توسط قطره‌های آب، این موضوع مورد انتظار بود. دمای خشک مربوط به هوا ورودی از پایین برج خنک کن، ابتدا کاهش و قبل از ترک برج از قسمت بالا افزایش می‌یابد. در واقع حجم برج از بالا به حدود 0.45 m^r می‌رسد که در آن، دمای آب بیشتر از دمای خشک هواست و انتقال حرارت از آب به هوا (جا به جایی مشتث) را در پی دارد. ولی در قسمت بزرگ‌تر برج، دمای آب کمتر از دمای خشک هواست و منجر به انتقال حرارت از هوا به آب (جا به جایی منفی) می‌شود. نقطه‌ی تلاقی منحنی‌های دمای خشک هوا و دمای آب، نشان‌گر عدم اختلاف بین این دو دمای است که قادر انتقال حرارت جابه جایی بین آب و هواست. نزخ انتقال حرارت ناشی از تبخیر در برج خنک کن بسیار بیشتر از نزخ انتقال حرارت جابه جایی است.

برای بررسی نحوه‌ی دخالت انتقال حرارت ناشی از تبخیر در یک برج خنک کن، قطره‌ی آبی را که از بالا تا پایین برج خنک کن حرکت می‌کند، در حالی که هوا برای خنک کردن آب اجباراً از پایین برج در یک آرایش جریان مخالف وارد برج می‌شود، بررسی می‌کنیم. نزخ‌های انتقال حرارت در برج خنک کن تبخیری جریان مخالف ناشی از جابه جایی و تبخیر چنین محاسبه می‌شود:

$$\dot{Q}_{conv} = \int h_c A_V (T_w - T_a) dV \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \int h_d A_V (\omega_s - \omega) h_f g dV \quad (13)$$

نزخ‌های انتقال حرارت تبخیری (\dot{Q}_{evap})، انتقال حرارت جابه جایی (\dot{Q}_{conv}) و انتقال حرارت کلی (\dot{Q}_t) — مجموع نزخ‌های انتقال حرارت تبخیری و جابه جایی — به عنوان تابعی از حجم برج از بالا تا پایین برج محاسبه می‌شود (شکل ۴).

نزخ‌های انتقال حرارت در قسمت‌های بالایی بیشتر است و با سقوط آب از بالا به پایین برج برای نسبت دبی‌های جرمی $1 < \dot{m}_w/\dot{m}_a$ کاهش می‌یابد. نزخ انتقال حرارت کلی برای $1 \geq \dot{m}_w/\dot{m}_a \geq 1$ از بالا به پایین برج افزایش می‌یابد و با

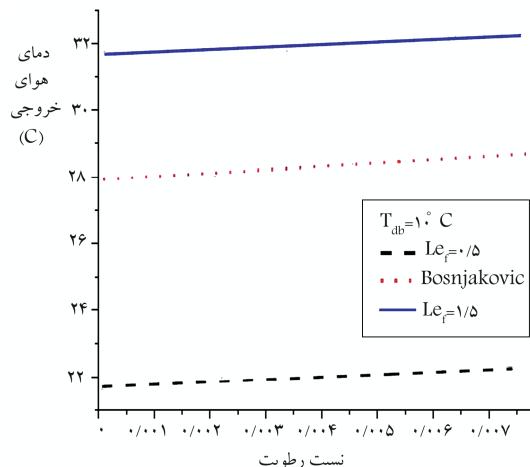
40°C کاهش می‌یابد. فرض‌های به کار رفته در روش‌های مختلف تحلیل برج‌های خنک‌کن — بهویژه درمورد ضربی‌لویس — در صورتی که هوای ورودی به برج نسبتاً گرم و مرطوب باشد بر مشخصه‌های عملکردی برج خنک‌کن تبخیری بی‌تأثیر خواهد بود. نزخ تلفات آب به شدت به ضربی‌لویس وابسته است زیرا نشان‌دهنده‌ی نسبت نزخ‌های انتقال جرم و حرارت در یک فرایند تبخیری است.

۲.۴. دمای خشک هوای خروجی

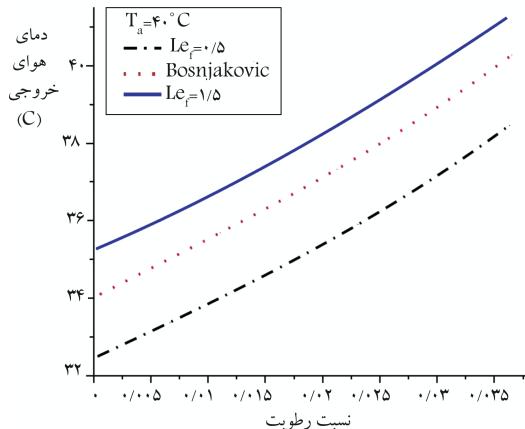
ضرایب بزرگ‌تر لویس، به‌دلیل نزخ انتقال حرارت جابه‌جایی بزرگ‌تر، دمای خروجی بیشتری را برای هوای دنبال دارند (شکل‌های ۷ و ۸). در شکل ۷ تفاوت دمای هوای خروجی در ضربی‌لویس $0.5/0.5$ حدود 10°C است. این تفاوت زیاد به‌دلیل پایین بودن دمای هوای خروجی در ضربی‌لویس $0.5/0.5$ است. هوای در ضربایب پایین‌تر لویس، سریع‌تر اشباع می‌شود و بنابراین برای هوای ورودی با دمای پایین‌تر و ضربی‌لویس کم‌تر، دمای هوای خروجی به‌دلیل اشباع هوای کاهش می‌یابد.

۳. دمای آب خروجی

در ضربی‌بزرگ‌تر لویس، مقدار گرمای بیشتری دفع می‌شود که موجب کاهش



شکل ۷. تغییرات دمای خروجی هوای بر حسب نسبت رطوبت ورودی هوای با دمای خشک 10°C .

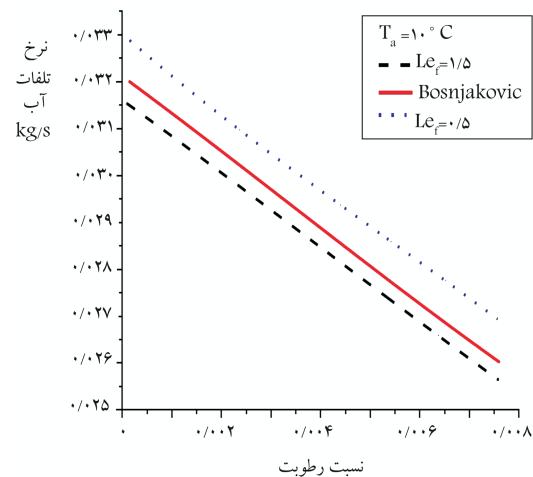


شکل ۸. تغییرات دمای خروجی هوای بر حسب نسبت رطوبت ورودی هوای با دمای خشک 40°C .

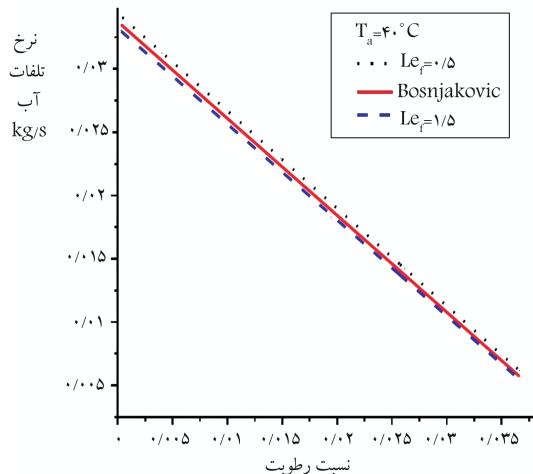
۱.۴. نزخ تلفات آب

در این نوشتار از معادله‌ی ۱۱ برای ضربی‌لویس در شبیه‌سازی برج خنک‌کن تبخیری استفاده شده است. از سه ضربی‌لویس متفاوت به منظور بررسی اثر این پارامتر بر مشخصه‌های عملکردی برج استفاده شده است. تفاوت نتایج منطقی با مقادیر مختلف ضربی‌لویس در شرایط متفاوت عملکردی مورد بررسی قرار گرفته‌اند.

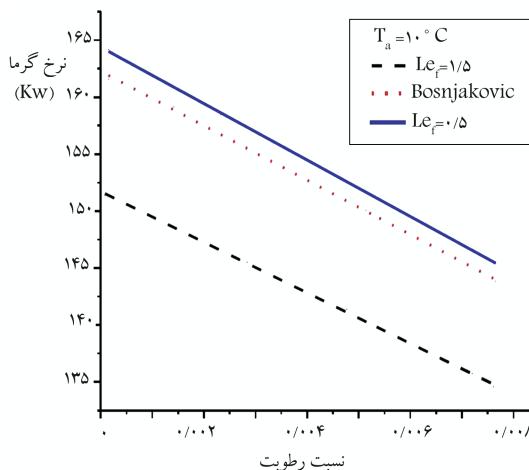
دو دمای 10°C و 40°C برای هوای ورودی در نظر گرفته شده که رطوبت هوای آن‌ها از حالت خیلی خشک تا حالت اشباع در هر دو دما تغییر می‌کند. بنابراین اثر ضربی‌لویس بر مشخصه‌های عملکردی برج خنک‌کن تبخیری در محدوده‌ی وسیعی از شرایط آب و هوایی بررسی می‌شود. نزخ‌های تلفات آب برای هر سه ضربی‌لویس انتخابی در شرایط هوایی خشک تا اشباع در دمای های ورودی 10°C و 40°C برای هوای بهتری در شکل‌های ۵ و ۶ آمده است. چنان‌که مشاهده می‌شود نزخ تبخیر آب در ضربایب کم‌تر لویس، مقدار بیشتری است و به عبارت دیگر هوای در ضربایب کوچک‌تر لویس نسبت به ضربایب بزرگ‌تر آن بسیار سریع‌تر اشباع می‌شود. اختلاف بین نزخ‌های تبخیر آب در برج خنک‌کن تبخیری در ضربایب لویس $0.5/0.5$ و $0.5/1.0$ از تقریباً 5°C درصد در دمای 10°C به 2.5°C درصد در دمای



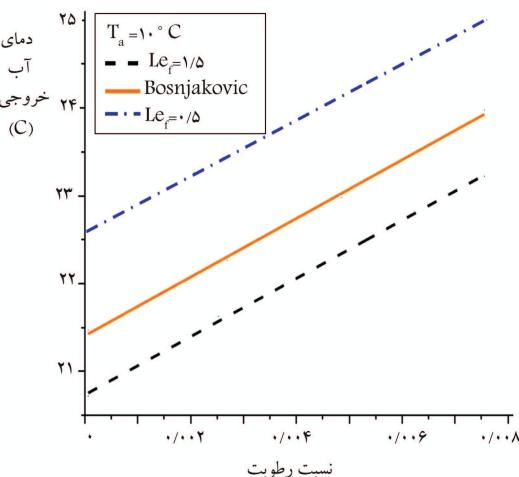
شکل ۵. نزخ تلفات آب بر حسب نسبت رطوبت ورودی هوای با دمای خشک 10°C .



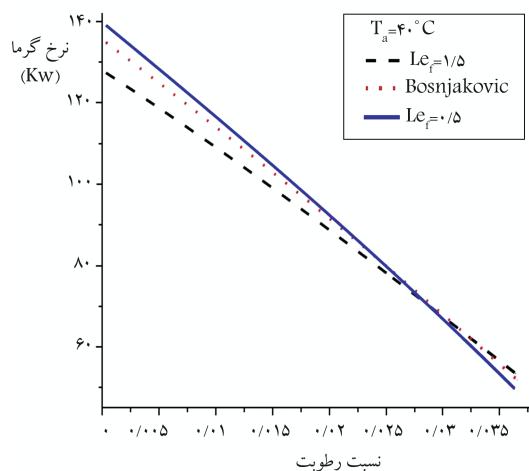
شکل ۶. نزخ تلفات آب بر حسب نسبت رطوبت ورودی هوای با دمای خشک 40°C .



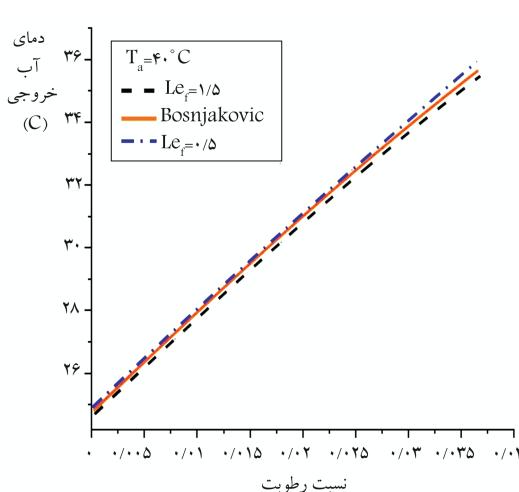
شکل ۱۱. تغییرات نزدیک گرمای بر حسب نسبت رطوبت ورودی هوا با دمای خشک . 10°C



شکل ۹. تغییرات دمای آب خروجی بر حسب نسبت رطوبت ورودی هوا با دمای خشک . 10°C



شکل ۱۲. تغییرات نزدیک گرمای بر حسب نسبت رطوبت ورودی هوا با دمای خشک . 40°C



شکل ۱۰. تغییرات دمای آب خروجی بر حسب نسبت رطوبت ورودی هوا با دمای خشک . 40°C

فهرست عالیم

- (m^2m^{-3}): مساحت جانبی در واحد حجم
- C_D : ضریب پسا (بدون بعد)
- c_w : گرمای ویژه آب ($\text{J kg}_w^{-1}\text{C}^{-1}$)
- d : قطر (mm)
- g : شتاب گرانشی (ms^{-2})
- h : آنتالپی (J kg^{-1})
- h_c : ضریب انتقال حرارت جابه‌جاوی ($\text{J m}^{-2}\text{C}^{-1}\text{s}^{-1}$)
- h_d : ضریب انتقال جرم ($\text{kg}_w\text{m}^{-1}\text{s}^{-1}$)
- h_v : آنتالپی بخار آب اشباع در (kJ kg_v^{-1})
- H : ارتفاع (m)
- L_{ef} : ضریب لویس (بدون بعد)
- Le : عدد لویس (بدون بعد)
- m : جرم (kg)
- \dot{m} : دبی جرمی جریان (kg s^{-1})

دمای آب خروجی می‌شود. اختلاف بین دماهای آب خروجی در ضرایب لویس ۵ و 10°C ، به ترتیب $1/8$ برای دمای هوا ورودی و $1/5$ برای دمای هوا ورودی در 40°C در حالت اشباع است (شکل‌های ۹ و ۱۰). برای هوا ورودی نسبتاً گرم و مرطوب، ضریب لویس اثر نامحسوسی بر دمای آب خروجی دارد.

۴.۴. نزدیک گرمای

نزدیک گرمای برای سه ضرایب لویس متفاوت در شرایط هوایی خشک تا اشباع، در دماهای خشک ورودی 10°C و 40°C برای هوا در شکل‌های ۱۱ و ۱۲ و آمده است. در ضرایب بزرگ‌تر لویس گرمای بیشتری دفع می‌شود. برای هوا ورودی با دمای 10°C تفاوت نزدیک گرمای بین دو ضریب لویس $1/5$ و $1/8$ است و برای دمای خشک 40°C هوا ورودی در شرایط خیلی خشک به حدود 10°C درصد می‌رسد. برای هوا ورودی نسبتاً گرم و مرطوب، تفاوت چندانی بین منحنی‌ها با ضرایب لویس متفاوت مشاهده نمی‌شود.

زیرنویس

: مربوط به هوا	<i>a</i>
: خروجی	<i>o</i>
: انتقال حرارت جایه‌جایی	<i>conv</i>
: حالت اشباع هوا	<i>s</i>
: قطره	<i>d</i>
: کلی	<i>t</i>
: مربوط به تبخیر	<i>evap</i>
: مربوط به آب	<i>w</i>
: تغییر فاز آب	<i>fg</i>
: مربوط به دمای تر	<i>wb</i>
: ورودی	<i>i</i>

: تعداد قطره‌ها در واحد حجم	(m^{-3})
: شعاع قطره	(mm)
: دما	$(^{\circ}C)$
: حجم برج	(m^3)
: سرعت	(ms^{-1})
: جهت افقی (شعاعی)	(m)
: جهت محوری	(m)

علام یونانی

: نسبت رطوبت هوای مرطوب	$(kg_w kg_a^{-1})$
: چگالی	$(kg m^{-3})$

پابلوشت

- modified Euler method

منابع (References)

- ASHRAE HVAC System and Equipment, Chap.36: Cooling Tower, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA (2011).
- Sutherland, J.W. "Analysis of mechanical draught counter flow air-water cooling towers", *Journal of Heat Transfer*, **105**, pp. 576-583 (1983).
- Milosavljevic, N. and Heikkila, P. "A comprehensive approach to cooling tower design", *Journal of Applied Thermal Engineering*, **21**, pp. 899-915 (2001).
- Waked, R. and Behnia, M. "Enhancing performance of wet cooling towers", *Journal of Energy Conversion and Management*, **48**, pp. 2638-2648 (2007).
- Threlkeld, J.L., *Thermal Environmental Engineering*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J., pp. 190-195 (1970).
- Qureshi, B.A. "Design, rating & exergy analysis of evaporative heat exchangers", M.Sc. Thesis, King Fahd university of petroleum and mineral, Dhahran, Saudi Arabia (2004).
- Simpson, W.M. and Sherwood, T.K. "Performance of small mechanical draft cooling towers", *Refrigerating Engineering*, **52**(6), pp. 525-543, 574-576 (1946).
- Smrekar, J. and Omar, J. "Improving the efficiency of natural draft cooling towers", *Energy Conversion and Management*, **47**, pp. 1086-1100 (2005).
- Jaber, H. and Webb, R.L. "Design of cooling towers by the effectiveness-NTU method", *ASME Journal of Heat Transfer*, **111**, pp. 837-843 (1989).
- Chen, Y., Sun, F. and Wang, H. "Experimental research of the cross walls effect on the thermal performance of wet cooling towers under crosswind conditions", *Applied Thermal Engineering*, **31**, pp. 4007-4013 (2011).
- Camargo, J.R. and Ebinuma, C.D. "A mathematical model for direct and indirect evaporative cooling air conditioning systems", *Proceedings of the 9th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences* (2002).
- Dai, Y.J. and Sumathy, K. "Theoretical study on a cross-flow direct evaporative cooler using honeycomb paper as packing material", *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, Amsterdam, pp. 1417-143 (2002).
- Hawlader, M.N.A. and Lui, B.M. "Numerical study of the thermal-hydraulic performance of evaporative natural draft cooling towers", *Applied Thermal Engineering*, **22**, pp. 41-59 (2002).
- Fisenko, S.P., Petruchik, A.I. and Solodukhin, A.D. "Evaporative cooling of water in a natural draft cooling tower", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **45**, pp. 4683-4694 (2002).

۱۵. Fisenko, S.P., Brin, A.A. and Petruhik, A.I. "Evaporative cooling of water in a natural draft cooling tower", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, **47**, pp. 165-177 (2005).
۱۶. Qureshi, B.A. and Zubair, S.M. "A complete model of wet cooling towers with fouling in fills", *Applied Thermal Engineering*, **26**, pp. 1982-1989 (2006).
۱۷. Khan, J.R., Yaqub, M. and Zubair, S.M. "Performance characteristics of counter-flow wet cooling towers", *Energy Conversion and Management*, **44**, pp. 2073-2091 (2003).
۱۸. Kloppers, J.C. and Kroger, D.G. "The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet-cooling towers", *Int. Journal of Thermal Science*, **44**, pp. 879-884 (2009).
۱۹. Keenan J.H. and Keyes, F.G., *Thermodynamic Properties of Steam: Including Data for the Liquid and Solid Phases*, John Wiley & sons, Incorporated (1963).