



عملکرد برج‌های خنک‌کن مرطوب در شرایط مختلف آب و هوایی ایران

مریم کرمی^۱، شهرام دلفانی^{۲*}

۱- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه خوارزمی

۲- دانشیار، مهندسی مکانیک، مرکز تحقیقات راه، مسکن و شهرسازی، تهران

* تهران، ۱۳۱۴۵-۱۶۹۶، delfani@bhrc.ac.ir

چکیده

در این مقاله، عملکرد برج‌های خنک‌کن مرطوب در مناطق مختلف آب و هوایی ایران بررسی می‌شود. ابتدا، مدل عددی جامعی که شامل نواحی اسپری، هسته خنک‌کننده و باران برج خنک‌کن است، توسعه داده شده است. جهت بررسی صحت مدل‌سازی، نتایج حاصل از آن با اندازه‌گیری‌های تجربی مقایسه شده است. سپس، تاثیر پارامترهای مختلف مانند فاکتور لوئیس و فشار اتمسفریک هوا در کارایی، دمای آب خروجی و نرخ تلفات آب برج خنک‌کن بررسی می‌گردد. مشخصات مهم برج‌های خنک‌کن شامل محدوده سرمایش و نزدیکی نیز برای همه مناطق آب و هوایی به دست آمده است. نتایج نشان می‌دهد که مشخصات عملکردی برج به شدت به شرایط محیط بیرون وابسته است. به دلیل رطوبت پایین و دمای خشک هوای بالا مناطق مرکزی ایران، مقدار محدوده سرمایش به طور چشمگیری بالاست. در مقابل، در مناطق با رطوبت بالا، محدوده سرمایش کمتری به دست می‌آید. (مناطق ساحلی دریای خزر، خلیج فارس و دریای عمان) در چنین مناطقی، برج‌های خنک‌کن مرطوب نمی‌توانند به تنهایی نیاز سرمایی را تامین نمایند و براساس دمای مرطوب هوا، باید از تجهیزات مناسبی مانند سرمایش تبخیری غیرمستقیم جهت تامین سرمایش بهره برد.

کلیدواژگان

برج خنک‌کن مرطوب، شرایط آب و هوایی، مدل‌سازی عددی، ایران

Performance of Wet Cooling Towers under Various Climates in Iran

Maryam Karami¹, Shahram Delfani^{2*}

1- Faculty of Mechanics Engineering, Kharazmi University, Tehran, Iran

2- Department of Building Installations, Road, Housing and Urban Development Research Center (BHRC), Tehran, Iran

* P.O. Box 13145-1696, Tehran, Iran, delfani@bhrc.ac.ir

Abstract

In this paper, performance of the cooling tower is studied for different climatic regions of Iran. First, a complete mathematical model of cooling tower which contains spray, fill and rain zones is developed. The results are validated by experimental measurements. Then, the important characteristics of the cooling towers consist of the Range and the Approach is obtained for each climatic area. It is found that these characteristics strongly dependent on outdoor conditions. Due to low humidity and high dry-bulb temperature of air in central areas of Iran, Range value is significantly increased. In contrast, the higher the humidity, the lower Range is obtained (along Caspian Sea, Persian Gulf and Oman Sea). In such areas, wet cooling towers cannot lonely respond to cooling requirement and based on air wet bulb temperature value can be accompanied with an appropriate auxiliary system such as indirect evaporative cooling (IEC).

Keywords

Wet cooling tower, Various climates, Mathematical model, Iran

۱- مقدمه

آب وارد شده به برج، از بالا توسط نازل‌هایی روی هسته خنک‌کننده ریخته می‌شود و به سمت پایین جریان می‌یابد. هسته خنک‌کننده، یکی از مهمترین اجزای برج خنک‌کن است که عمده انتقال جرم و حرارت به علت افزایش سطح تماس آب-هوا و همچنین افزایش زمان عبور آب در برج در این ناحیه رخ می‌دهد. در حقیقت در این نوع برج‌ها، تماس بین آب و هوا به صورت مستقیم (با جریان مخالف یا متقاطع) است؛ بنابراین انتقال حرارت به دو شکل محسوس و غیر محسوس انجام می‌گیرد.

در برج‌های جریان مکانیکی یا اجباری، جریان هوا توسط یک یا چند فن به وجود می‌آید. اگر فن در بالای برج قرار گیرد و هوا را از داخل برج بکشد،

سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری در بسیاری از مناطق که دارای آب و هوایی با رطوبت پایین هستند، می‌توانند با مصرف انرژی کمتر شرایط آسایش حرارتی را فراهم کنند. یک گروه مهم از این سیستم‌ها، برج‌های خنک‌کن تر هستند که به منظور کم کردن دمای آب مصرفی در یک نیروگاه یا یک واحد صنعتی به کار می‌روند. در واقع، این برج‌ها برای خنک کردن جریان آب گرم از طریق تبخیر مقداری از آب به داخل جریان هوا طراحی می‌شوند. برج‌های خنک‌کن انواع مختلفی دارند، اما برج‌های خنک‌کن تر کاربرد بیشتری دارند.

۲- مدل ریاضی

یک برج خنک‌کن مرطوب شامل سه ناحیه اسپری، هسته خنک‌کننده و باران است. برای انجام دادن یک شبیه‌سازی کامل از برج خنک‌کن، ترکیبی از معادلات حاکم بر این نواحی باید به کار رود.

معادلات حاکم بر ناحیه هسته خنک‌کننده با استفاده از موازنه جرم و انرژی بین هوا و آب در حالت پایا به صورت زیر است:

$$\dot{m}_a dh = (\dot{m}_{w,in} - \dot{m}_a (W_{out} - W)) dh_{f,w} + \dot{m}_a dW \quad (1)$$

موازنه جرم بخار- آب سمت هواست:

$$\dot{m}_a \cdot dW = h_D \cdot A_V \cdot dV \cdot (W_{s,w} - W) \quad (2)$$

از موازنه انرژی سمت آب رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\begin{aligned} \dot{m}_w \cdot dh_{f,w} + \dot{m}_a dW \cdot h_{f,w} \\ = h_c \cdot A_V \cdot dV \cdot (T_w - T) \\ + h_D \cdot A_V \cdot dV \cdot h_{f,g,w} \cdot (W_{s,w} - W) \end{aligned} \quad (3)$$

با جایگذاری فاکتور لوئیس از رابطه $Le_f = h_c / h_D c_{p,a}$ در معادله (۳)، داریم:

$$\frac{dh}{dW} = Le_f \frac{(h_{s,w} - h)}{(W_{s,w} - W)} + (h_{f,g,w} - h_g^0 Le_f) \quad (4)$$

که در آن، فاکتور لوئیس متغیر براساس شکل بوسجانکویچ [۹] است:

$$Le_f = 0.865^{2/3} \left[\left(\frac{w_{s,w} + d}{w + d} - 1 \right) / \ln \left(\frac{w_{s,w} + d}{w + d} \right) \right] \quad (5)$$

که در آن، فاکتور لوئیس (Le) و نسبت جرم مولکولی آب به جرم مولکولی هوا (d)، ۰/۸۶۵ و ۰/۶۲۲ است.

برای مناطق اسپری و باران، سیستم معادلات دیفرانسیلی برای محاسبه فرایندهای انتقال جرم و انرژی بین قطره در حال سقوط و هوای مرطوب بالارونده به صورت زیر خلاصه می‌شود:

$$\frac{dR_d(z)}{dz} = - \frac{h_{D,d} [W_{s,w}(T_d(z)) - W(z)]}{\rho_w v_d(z)} \quad (6)$$

$$\frac{dv_d(z)}{dz} = \frac{g}{v_d(z)} - C_D \frac{\rho_a [v_d(z) - v_a]^2}{2v_d(z)} \frac{\pi R_d^2(z)}{m_d} \quad (7)$$

$$\frac{dT_d(z)}{dz} = \frac{3[h_{c,d}\{T(z) - T_d(z)\} - h_{D,d}h_{fg}\{W_{s,w}(T_d(z)) - W(z)\}]}{c_{p,w}\rho_w R_d(z)v_d(z)} \quad (8)$$

$$\frac{dT(z)}{dz} = \frac{4\pi R_d^2(z)n_v}{c_{p,a}\rho_a(v_d(z) - v_a)} [h_{c,d}(T(z) - T_d(z))] \quad (9)$$

$$\frac{dW(z)}{dz} = - \frac{4\pi R_d^2(z)n_v}{\rho_a(v_d(z) - v_a)} h_{D,d} [W_{s,w}(T_d(z)) - W(z)] \quad (10)$$

پنج شرط مرزی برای دستگاه معادلات دیفرانسیلی فوق شامل مقادیر اولیه شعاع قطره، دما و سرعت در شروع سقوط قطره و دما و نسبت رطوبت هوا در نقطه پایانی سقوط قطره، موردنیاز است. باید توجه شود که دمای آب ورودی به برج در همه شرایط محیطی به منظور مقایسه، یکسان فرض می‌شود.

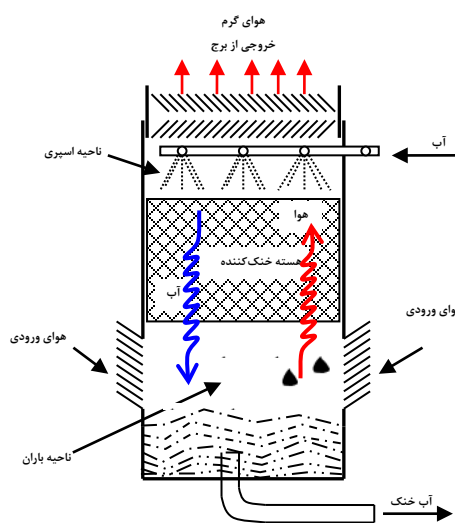
روش به‌کاررفته در این تحقیق، حل معادلات حاکم برای برج خنک‌کن مرطوب است که جزئیات و صحت‌سنجی آن در مقاله حیدری‌نژاد و همکاران [۹] توضیح داده شده است. برنامه نرم‌افزاری توسعه‌یافته با استفاده از زبان

برج را نوع مکشی و اگر فن در پایین برج باشد و هوا را به داخل فضای برج براند، نوع رانشی نامیده می‌شوند. شکل ۱ طرحواره‌ای از یک برج خنک‌کن با جریان مخالف را نشان می‌دهد.

خان و همکاران در سال ۲۰۰۳ مشخصات عملکردی یک برج خنک‌کن تر با جریان مخالف را طبق روش ذکر شده در مرجع [۱] مورد بررسی کامل قرار دادند [۲]. آنها نسبت جرمی‌های مختلف آب به هوا و پتانسیل‌های انتقال حرارت جابه‌جایی و تبخیری را برای این نسبتها، همچنین فرایند سایکرومتریکی آب در برج را ارزیابی کردند. مجدداً، خان و همکارانش یک مطالعه کامل و جامع روی ارزیابی عملکردی و طراحی برجهای خنک‌کن مرطوب با جریان مخالف انجام دادند [۳].

فیزنکو و همکاران یک مدل ریاضی برای پیش‌بینی عملکرد یک برج خنک‌کن مرطوب مکش طبیعی توسعه داد و نتایج را با نتایج تجربی صحت‌سنجی کرد [۴]. او در مقاله بعدی خود، یک مدل ریاضی نیز برای پیش‌بینی عملکرد یک برج خنک‌کن مرطوب مکانیکی استخراج کرد [۵]. این مدل، مساله مقدار مرزی را برای یک دستگاه معادلات دیفرانسیل معمولی بررسی می‌کرد.

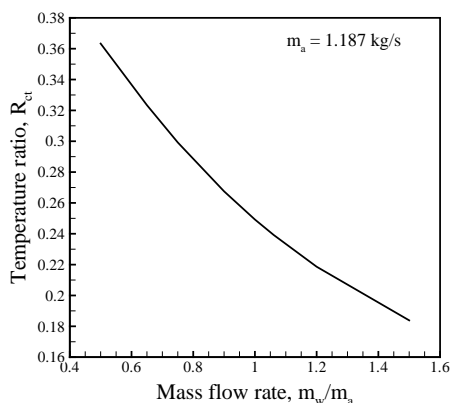
کلاپر و کروگر تحقیق کاملی درباره انتقال جرم و حرارت در برجهای خنک‌کن مرطوب با جریان مخالف با استفاده از سه مدل پوپ، مرکل و ε -NTU و مقایسه‌ای بین نتایج سه مدل انجام دادند. همچنین، تاثیر فاکتور لوئیس در عملکرد برج خنک‌کن مرطوب با جریان طبیعی را مورد مطالعه قرار دادند [۶ و ۷].



شکل ۱ طرحواره برج خنک‌کن مرطوب با جریان مخالف

نافون مشخصات انتقال حرارت در یک برج خنک‌کن تبخیری را به صورت آزمایشی و تئوریک با استفاده از همان مدل به‌کار رفته در کار خان و همکاران مورد تحقیق قرار داد [۸].

هدف از مقاله حاضر، علاوه بر ارائه یک مدل ریاضی دقیق از معادلات حاکم بر برجهای خنک‌کن مرطوب، بررسی تاثیر پارامترهای گوناگونی مانند فاکتور لوئیس و فشار اتمسفریک هوا در کارایی، دمای آب خروجی و نرخ تلفات آب برج خنک‌کن است. علاوه بر آن، عملکرد برجهای خنک‌کن مرطوب براساس شرایط آب و هوایی در مناطق مختلف ایران نیز بررسی می‌گردد.



شکل ۳ تغییر نسبت دمای برج با نسبت جریان جرمی

۳-۲- تاثیر فشار اتمسفریک

تحلیل برای چهار حالت نسبت جرمی آب به هوای (\dot{m}_w/\dot{m}_a) ۰/۵، ۰/۷۵، ۱ و ۱/۵ با ثابت نگه داشتن نرخ جریان هوا انجام شده است. سادرلند بیان کرد که با افزایش تقریباً ۸۵۰ متری در ارتفاع، کاهش برابر با ۱۰ kPa در فشار اتمسفریک ایجاد می‌گردد [۱۰]. این تغییر در فشار اتمسفر به دلیل ارتفاع، به‌طور مشخصی عملکرد برج خنک‌کن را تحت‌الشعاع قرار می‌دهد؛ زیرا به‌طور مستقیم روی دمای تر هوا تاثیر خواهد داشت. خان و همکاران نیز نشان دادند که با کاهش فشار اتمسفریک ۱۷ kPa، دمای مرطوب هوا ۱°C کاهش می‌یابد [۳]. دمای خشک هوا نیز مانند رطوبت نسبی هوا با افزایش ارتفاع کاهش می‌یابد.

شکل ۴ نشان می‌دهد که نمودار دمای آب خروجی از برج روندی صعودی با فشار اتمسفریک دارد؛ به عبارت دیگر، با کاهش فشار اتمسفریک دمای مرطوب هوای ورودی کاهش و در نتیجه پتانسیل تبخیر افزایش می‌یابد؛ بنابراین برج خنک‌کن توانایی بیشتری برای خنک کردن آب عبوری از خود دارد.

دمای آب خروجی از برج با کاهش ۲۱ kPa در فشار اتمسفریک و در $\dot{m}_w/\dot{m}_a = 0.5$ حدود ۲/۵°C کاهش می‌یابد و این کاهش در مورد نسبت جرمی‌های بالاتر، پایین‌تر خواهد بود. به‌طور کلی، دمای آب خروجی از برج با افزایش نرخ جرمی جریان آب افزایش می‌یابد و گفتیم که با کاهش فشار دمای آب خروجی از برج کاهش می‌یابد؛ بنابراین، با افزایش نسبت جرمی، کاهش فشار تاثیر کمتری روی دمای آب خروجی دارد؛ در واقع به‌نظر می‌رسد که کاهش فشار با افزایش نسبت جرمی جبران می‌شود.

با افزایش نرخ جرمی جریان آب، نرخ تلفات آب کمتر و با افزایش فشار اتمسفریک، بیشتر می‌شود. این روندها در شکل ۵ مشاهده می‌گردند؛ یعنی با کاهش دمای مرطوب و افزایش پتانسیل تبخیر هوا، با تبخیر مقدار کمتری از آب، باقی‌مانده آن خنک می‌شود. میزان کاهش تلفات آب با کاهش فشار اتمسفریک در نسبت جرمی بالاتر، بیشتر است.

فترن در مقاله مذکور برای بررسی عملکرد برج‌های خنک‌کن مرطوب در این مقاله نیز به‌کار گرفته شده است.

۳- نتایج

۳-۱- کارایی و نسبت دما

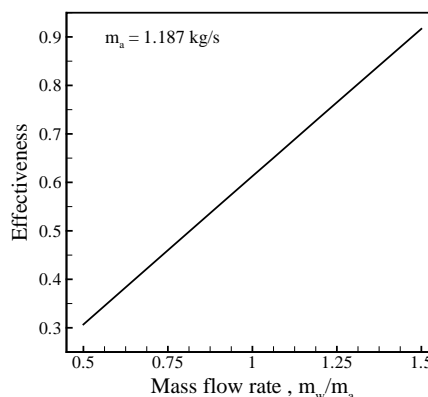
تعریف کارایی برج خنک‌کن به صورت نسبت انرژی واقعی به انتقال انرژی ممکن بیشینه در زیر آمده است:

$$\varepsilon = \frac{h_{out} - h_{in}}{h_{s,w} - h_{in}} \quad (11)$$

همچنین، لازم به ذکر است که تفاوت دمای بی‌بعد یا نسبت دما در برج خنک‌کن به عنوان نسبت افت دمای آب واقعی به بیشینه تعریف می‌گردد:

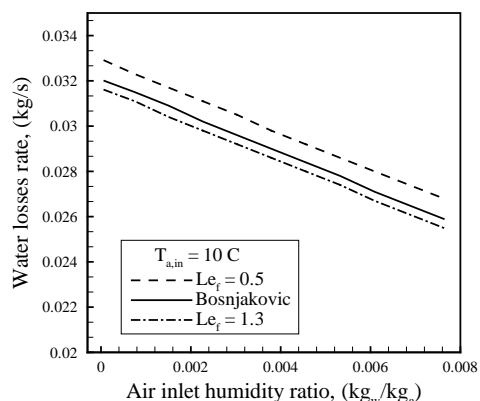
$$R_{ct} = \frac{T_{w,in} - T_{w,out}}{T_{w,in} - T_{wb,in}} \quad (12)$$

نسبت جریان جرمی آب به هوا در یک برج خنک‌کن فاکتور مهمی است و همه ابعاد عملکردی آن را همان‌طور که در شکل‌های قبل مشاهده شد، تحت‌تاثیر قرار می‌دهد. شکل‌های ۲ و ۳ تغییر در کارایی و نسبت دما را در محدوده معمول نسبت جریان جرمی نشان می‌دهد. پارامتر اولی با افزایش نسبت جرمی، افزایش و دومی کاهش می‌یابد. در حقیقت، با افزایش نسبت جرمی، انتالپی هوای خروجی از برج افزایش می‌یابد و در نتیجه، کارایی نیز بالا می‌رود. از طرفی، با افزایش نسبت جرمی و بالا رفتن دمای آب خروجی، تفاوت آن با دمای آب ورودی کوچکتر و نسبت دما کاهش می‌یابد.

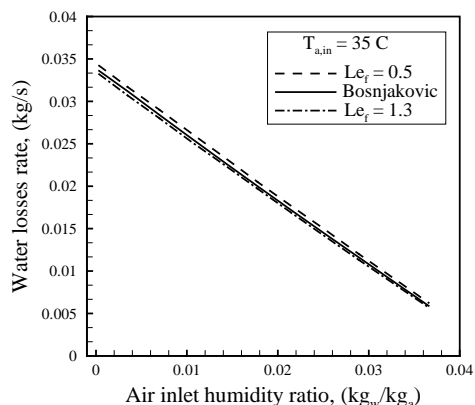


شکل ۴ تغییر کارایی برج با نسبت جریان جرمی

برج‌های خنک‌کن به‌ویژه فاکتور لوئیس در نظر گرفته شده، روی نتایج عملکرد برج خنک‌کن در صورتی که هوای ورودی به برج نسبتاً گرم و مرطوب باشد، ناپدید خواهد شد. به هر حال، نرخ تلفات آب وابستگی شدیدی به فاکتور لوئیس دارد و این امر به دلیل تعریف فاکتور لوئیس یعنی "نشان‌دهنده نسبت نرخ‌های انتقال حرارت و جرم در یک فرایند تبخیری" است.



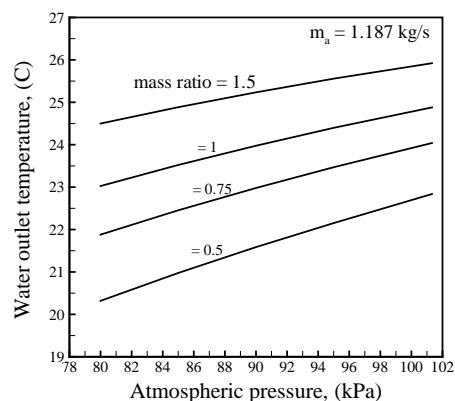
(الف)



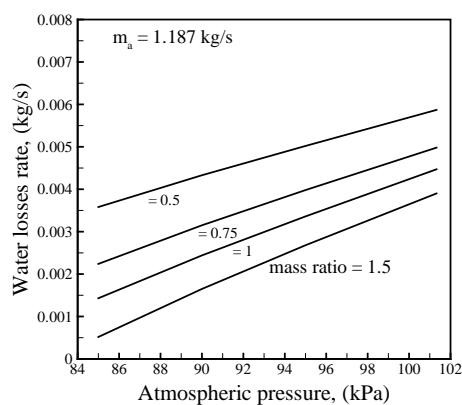
(ب)

شکل ۶ نرخ تلفات آب با نسبت رطوبت هوای ورودی برای سه فاکتور لوئیس مختلف و دماهای خشک هوای ورودی 10°C و 35°C

دمای آب خروجی برای سه فاکتور لوئیس مختلف در شرایط هوایی کاملاً خشک تا اشباع در دماهای هوای ورودی 10°C و 35°C در شکل ۷ (الف) و (ب) مشاهده می‌شود. از آنجا که در فاکتورهای لوئیس بالاتر مقدار گرمای بیشتری دفع می‌شود، در نتیجه دمای آب خروجی، کمتر خواهد بود. اختلاف بین دماهای آب خروجی در فاکتورهای لوئیس $0/5$ و $1/3$ ، به ترتیب $1/78^{\circ}\text{C}$ برای دمای هوای ورودی 10°C و $0/45^{\circ}\text{C}$ برای دمای هوای ورودی 35°C برای حالت اشباع است. وقتی هوای ورودی نسبتاً گرم و مرطوب باشد، مجدداً تفاوت عمده‌ای بین نتایج شکل ۷ (ب) وجود ندارد.



شکل ۴ تغییرات دمای آب خروجی از برج با فشار اتمسفریک



شکل ۵ تغییرات نرخ تلفات آب با فشار اتمسفریک

۳-۳- تاثیر فاکتور لوئیس

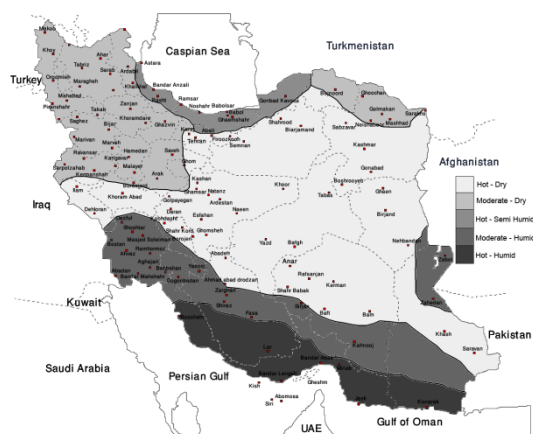
در این مقاله فاکتور لوئیس ثابت فرض نشده و از رابطه (۵) در مدل‌سازی استفاده می‌گردد. سه فاکتور لوئیس مختلف برای بررسی تاثیر این رابطه در عملکرد برج‌های خنک‌کن مرطوب مکانیکی به کار رفته است. تفاوت‌های بین نتایج، مطابق با مقادیر مختلف فاکتور لوئیس در شرایط عملکردی متفاوت، مورد بررسی قرار گرفته‌اند. سه دمای هوای ورودی 10°C و 35°C در نظر گرفته شده و رطوبت هوا از حالت خیلی خشک تا حالت اشباع در هر سه دما تغییر می‌کند؛ بنابراین، تاثیر فاکتور لوئیس روی عملکرد برج خنک‌کن در محدوده وسیعی از شرایط آب و هوایی تعیین می‌گردد. نتایج نموداری زیر برای دو دمای هوای ورودی 10°C و 35°C هستند.

نرخ‌های تلفات آب برای سه فاکتور لوئیس مختلف در شرایط هوایی کاملاً خشک تا اشباع در دماهای هوای ورودی 10°C و 35°C در شکل ۶ (الف) و (ب) مشاهده می‌شوند. همان‌طور که در شکل ۶ دیده می‌شود، نرخ تبخیر آب در فاکتورهای لوئیس پایین‌تر، بالاتر است؛ بنابراین، هوا در فاکتورهای لوئیس پایین‌تر نسبت به فاکتورهای لوئیس بالاتر، بسیار سریعتر اشباع می‌شود. اختلاف بین نرخ‌های تبخیر آب در برج‌های خنک‌کن در فاکتورهای لوئیس $0/5$ و $1/3$ ، تقریباً 5% در 10°C و به 3% در 35°C کاهش می‌یابد. بدیهی است که تاثیر فرضیات و تعاریف به کار رفته در روش‌های تحلیلی مختلف

$$Range = T_{w,in} - T_{w,out} \quad (13)$$

$$Approach = T_{wb,in} - T_{w,out} \quad (14)$$

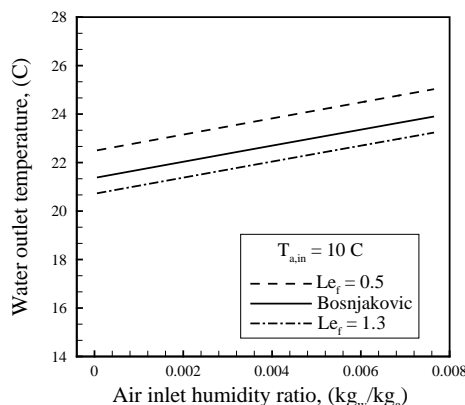
اندازه برج خنک‌کن برای مدل‌سازی شبیه به برج خنک‌کن بررسی شده در مقاله سیمپسون و شروود [۱۲] است. (حجم برج خنک‌کن = $1.057m \times 0.61m \times 2.13m$ ارتفاع هسته خنک‌کننده = 1.05)



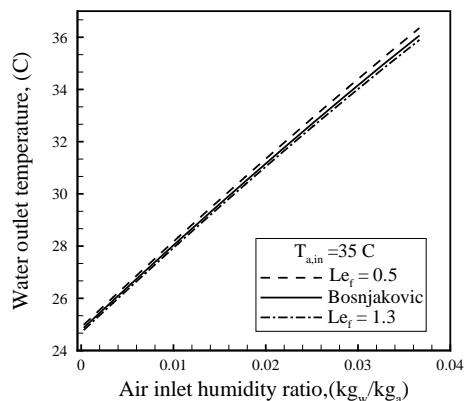
شکل ۸ تقسیم‌بندی آب و هوایی ایران

همان‌طور که در شکل ۹ مشاهده می‌شود، تغییرات محدوده سرمایش با تقسیمات شکل ۸ توسط شرایط محیط بیرون سازگار است. از آنجا که کشور ایران تنوع آب و هوایی دارد، محدوده از $10^{\circ}C$ در مناطق مرطوب تا $18^{\circ}C$ در مناطق خشک متغیر است. بدیهی است که برج خنک‌کن با محدوده بالاتر عملکرد بهتری دارد و بار سرمایشی بیشتری را فراهم می‌کند. در آب و هوای گرم و خشک که اختلاف بین دمای خشک و دمای مرطوب هوا بیشتر از سایر مناطق است، بیشینه مقدار محدوده به‌دست آمده است. در حقیقت، به دلیل رطوبت کمتر، ظرفیت هوا برای دریافت رطوبت بیشتر از دیگر مناطق است و نرخ تبخیر آب نیز بالاتر است. این امر نه تنها منجر به کاهش دمای آب خروجی می‌شود، بلکه به بهبود عملکرد برج خنک‌کن می‌انجامد. در مناطق بسیار مرطوب مانند جنوب و شمال ایران (در امتداد دریاچه خزر، خلیج فارس و دریای عمان)، تبخیر به شدت کاهش می‌یابد و بار سرمایشی کمتری می‌تواند توسط برج تامین شود. باید توجه شود که در مناطق مرطوب، برج خنک‌کن بسیار بزرگ با نرخ جریان بیشتر برای دستیابی به سرمایش موردنظر به‌کار رود. برای مثال، برج خنک‌کنی در بوشهر با دمای مرطوب هوای $30/9^{\circ}C$ باید $3/5$ برابر بزرگتر از برج خنک‌کن در کرمان با دمای مرطوب $19/5^{\circ}C$ باشد تا بتواند محدوده سرمایش مشابهی را تامین کند. به همین دلیل، در بیشتر موارد استفاده از برج‌های خنک‌کن در مناطق مرطوب مقرون به صرفه نیست. باید خاطرنشان کرد که در مناطق بسیار مرطوب، دمای مرطوب هوا به قدری بالاست که آب نمی‌تواند تا مقدار دمای موردنیاز در کندانسور خنک شود. بنابراین، کندانسورهای هواخنک باید در این شرایط به‌کار رود.

نتایج شکل ۹ نشان می‌دهد که رطوبت بالا تاثیر چشمگیرتری در عملکرد برج نسبت به دمای پایین دارد. برای مثال، آب می‌تواند در تبریز (منطقه



(الف)



(ب)

شکل ۷ تغییرات دمای آب خروجی با نسبت رطوبت هوای ورودی برای سه فاکتور لویس مختلف و دماهای خشک هوای ورودی $10^{\circ}C$ و $35^{\circ}C$

۴-۴- تاثیر شرایط آب و هوایی

کشور پهناور ایران، به علت قرار گرفتن در موقعیت جغرافیایی خاص و دارا بودن عوامل مختلف محیطی از قبیل دریای آزاد، دریاچه، کویر، کوهستان و جنگل، دارای مناطقی با آب و هوای متفاوت است و از این رو، در فصول مختلف سال، شرایط اقلیمی متغیری را می‌توان مشاهده نمود.

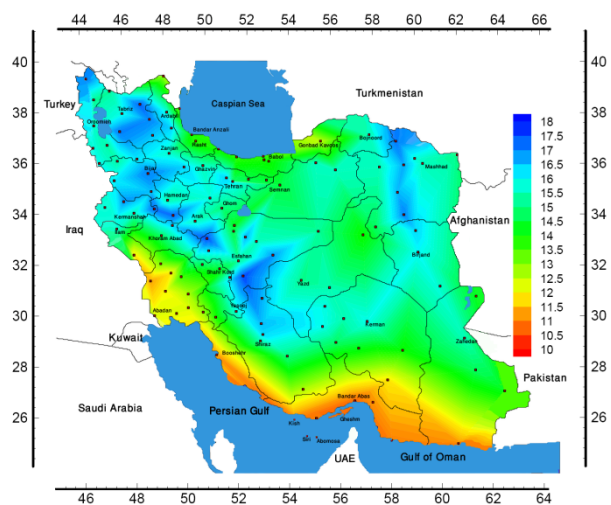
نواحی مختلف کشور را طبق شرایط جوی و با توجه به حداکثر و حداقل درجه حرارت و میزان رطوبت نسبی و پارامترهای دیگری که از آمارهای هواشناسی استخراج می‌گردند، می‌توان به مناطق مختلفی تقسیم‌بندی نمود. مناطق آب و هوایی مختلف ایران در شکل ۸ نشان داده شده است. براساس شرایط طرح محیط بیرون در تابستان، ایران پنج منطقه آب و هوایی مختلف (گرم و خشک، گرم و مرطوب، گرم و نیمه مرطوب، معتدل و خشک، معتدل و مرطوب) دارد. در هر شهر، مشخصات مهم برج خنک‌کن مانند محدوده سرمایش و نزدیکی به دمای مرطوب هوا که به شرح زیر تعریف می‌شود، ارائه شده است. محدوده سرمایش برج خنک‌کن از اختلاف دمای ورود و خروج آب به برج (معادله ۱۳) و نزدیکی از اختلاف دمای خروج آب و دمای مرطوب هوای محیط (معادله ۱۴) به‌دست می‌آید:

- با افزایش نسبت جرمی، انتالپی هوای خروجی از برج افزایش می‌یابد و در نتیجه، کارایی نیز بالا می‌رود.
- در برج‌های خنک‌کن، ارتفاع از سطح دریای بالاتر (فشار اتمسفریک پایین‌تر) نتایج زیر را به همراه دارد: (۱) کاهش در دمای مرطوب؛ (۲) کاهش در دمای آب خروجی؛ و (۳) کاهش نرخ تلفات آب.
- نرخ تلفات آب بستگی شدید به فاکتور لوئیس دارد و این امر به دلیل تعریف فاکتور لوئیس یعنی: "نشان‌دهنده نسبت نرخ‌های انتقال حرارت و جرم در یک فرایند تبخیری" است. با افزایش فاکتور لوئیس، نرخ دفع گرما افزایش، دمای آب خروجی کاهش و نرخ تلفات آب نیز کاهش می‌یابد.
- با استفاده از مدل کامل یعنی مدل‌سازی هر سه ناحیه (اسپری، هسته خنک‌کننده و باران)، حجم هسته خنک‌کننده برج برای سرمایش یکسان، در شهر رامسر بیش از ۱/۵ برابر حجم برج در شهر کرمان و در شهرهای آبادان و بوشهر بیش از ۲/۵ برابر آن، محاسبه می‌گردد. به‌طور کلی، در میان شهرهای ایران، کرمان کمترین و بوشهر بیشترین حجم برج را برای سرمایش یکسان نیاز دارند. از طرفی با توجه به این نکته که دمای مرطوب هوا، کمترین دمایی است که آب ضمن تماس با هوا، می‌تواند بدان برسد؛ دمای مرطوب بالای هوا در شهرهایی مثل آبادان، رامسر و بوشهر موجب می‌شود که کاربرد این نوع برج‌ها در این شهرها محدود و در برخی موارد، ناممکن گردد.

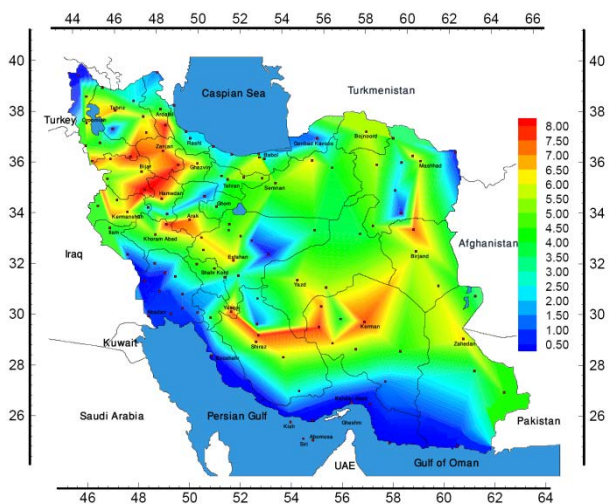
۵- فهرست علائم

A_V	سطح قطره آب بر واحد حجم برج ($m^2 m^{-3}$)
c_p	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت ($kJ kg^{-1} K^{-1}$)
C_D	ضریب درگ قطره
g	شتاب جاذبه ($m s^{-2}$)
h	انتالپی هوای مرطوب ($kJ kg_a^{-1}$)
h_c	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی هوا ($kW m^{-2} s^{-1}$)
h_D	ضریب انتقال جرم جابه‌جایی ($kg_w m^{-2} s^{-1}$)
$h_{f,w}$	انتالپی ویژه آب اشباع در T_w ($kJ kg_w^{-1}$)
h_g^0	انتالپی ویژه بخار آب اشباع در $0^\circ C$ ($kJ kg_w^{-1}$)
$h_{fg,w}$	انتالپی تغییر فاز ($kJ kg_w^{-1}$)
H	ارتفاع (m)
Le_f	فاکتور لوئیس
m	جرم (kg)
\dot{m}	نرخ جرمی جریان ($kg s^{-1}$)
R	شعاع (m)
T	دمای خشک هوای مرطوب ($^\circ C$)
T_w	دمای آب ($^\circ C$)

معتدل و خشک) تا $15/85^\circ C$ خنک شود، ولی محدوده سرمایش در رامسر (منطقه معتدل و مرطوب) تنها $13/88^\circ C$ است. به صورت مشابه، در منطقه گرم و نیمه مرطوب مانند آبادان، محدوده سرمایش حدود $12/2^\circ C$ است در حالی که در شهری مانند بوشهر (منطقه گرم و مرطوب) حدود $11/22^\circ C$ است. اگرچه نزدیکی کمتر عملکرد بهتر برج را نشان می‌دهد، همان‌طور که در شکل ۱۰ مشاهده می‌شود، دمای مرطوب بالاتر، نزدیکی کمتری را به همراه دارد. این امر به دلیل این است که دمای آب ورودی در چنین مناطقی به مقدار کمی کاهش می‌یابد و از آنجا که دمای آب ورودی در همه شهرها یکسان فرض شده است، مقدار نزدیکی کمتر نسبت به شرایط خشک به‌دست می‌آید.



شکل ۹ توزیع محدوده سرمایش برج خنک‌کن مرطوب برای شهرهای ایران



شکل ۱۰ توزیع نزدیکی برج خنک‌کن مرطوب برای شهرهای ایران

۴- نتیجه گیری

از نتایج به‌دست آمده، نتیجه‌گیری زیر حاصل می‌گردد:

سرعت ($m s^{-1}$)	v
حجم (m^3)	V
نسبت رطوبت هوای مرطوب ($kg_w kg_a^{-1}$)	W
راستای محوری	z
علائم یونانی	
چگالی (kgm^{-3})	ρ
زیرنویس‌ها	
هوا	a
قطره	d
ورودی	in
خروجی	out
هوای مرطوب اشباع در دمای آب	s, w
آب	w
حباب مرطوب	wb

۶- مراجع

- 1- Kuehn T.H., Ramsey J.W. and Threlkeld J.L., Thermal Environmental Engineering, third ed., Prentice-Hall Inc., New Jersey, 1998.
- 2- Khan J.R., Yaqub M. and Zubair S.M., Performance characteristics of counter flow wet cooling towers, *Energy Conversion and Management*, vol. 44: pp. 2073–2091, 2003.
- 3- Khan J.R., Qureshi B.A. and Zubair S.M., A comprehensive design and performance evaluation study of counter flow wet cooling towers, *ASMEJ Heat Transfer*, vol. 123: pp. 770–8, 2004.
- 4- Fisenko S.P., Petrushik A.I. and Solodukhin A.D., Evaporative cooling of water in a natural draft cooling tower, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 45: pp. 4683–4694, 2002.
- 5- Fisenko S.P., Brin A.A. and Petrushik A.I., Evaporative cooling of water in a mechanical draft cooling tower, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.47: pp. 165–177, 2004.
- 6- Kloppers J.C., Kroger 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, pp. 765–777, 2005.
- 7- Kloppers J.C., Kroger D.G., The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet-cooling towers, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 44, pp. 879–884, 2005.
- 8- Naphon P., Study on the heat transfer characteristics of an evaporative cooling tower, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 32, pp. 1066–1074, 2005.
- 9- Ghassem Heidarinejad, Maryam Karami, Shahram Delfani, Numerical simulation of counter-flow wet-cooling towers, *International Journal of Refrigeration* 32, pp. 996 – 1002, 2009
- 10- Sutherland, J.W, Analysis of Mechanical Draught Counter flow Air/Water Cooling Tower, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 105, pp. 576-583, 1983.