

تحلیل انتقال حرارت و جرم در یک برج خنک کن بسته

فرزاد جعفر کاظمی^{*}، بیژن رحیمی، منوچهر پناه

تهران، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران جنوب، دانشکده تحصیلات تکمیلی، گروه مهندسی مکانیک

پیام‌نگار: fjkazemi@parsonline.net

چکیده

در این مقاله، با مدلسازی ریاضی برای تحلیل عملکرد برج‌های خنک‌کننده بسته که با نتایج تجربی حاصل از آزمایش مورد ارزیابی قرار گرفته است، به بررسی اثر تغییر پارامترهایی چون دمای آب اسپری شده، دمای آب خنک‌شونده و همچنین مشخصات هوای جریان‌یافته در سرتاسر برج پرداخته شده است. فرایندهای رخ داده در داخل برج، به صورت نمودارهایی نمایش داده شده و چگونگی تغییرات آنها مورد بحث و ارزیابی قرار گرفته است. همچنین تأثیر نسبت جرمی آب اسپری شده به هوا نیز که اثر مهمی بر روی کارایی برج دارد، مورد بررسی قرار گرفته و برای یک برج بسته خاص میزان بهینه آن مورد محاسبه قرار گرفته است. خطای مدلسازی انجام شده کمتر از ۴ درصد می‌باشد.

کلمات کلیدی: برج خنک‌کن بسته، روش رانج - کوتا، انتقال حرارت، انتقال جرم

۱- مقدمه

امروزه برج‌های خنک‌کننده کاربردهای بسیار گسترده‌ای در صنایع دارند. این دستگاه‌ها به صورت کلی به دو نوع باز و بسته تقسیم‌بندی می‌شوند. در نوع باز، آب و هوا در تماس مستقیم با یکدیگر قرار گرفته و خنک می‌شوند؛ اما در نوع بسته آن، آب (سیال) مورد نظر برای خنک کاری از داخل شبکه لوله‌ای که در فضایی مانند محیط یک برج باز قرار گرفته، عبور کرده و خنک می‌شود. اثر سرمایشی برج‌های باز بیشتر از برج‌های بسته مشابه می‌باشد؛ اما در جایی که علاوه بر خنک کردن آب (سیال) عدم آلودگی آن نیز اهمیت دارد، برج‌های بسته کاربرد دارند.

در تجزیه و تحلیل عملکرد برج‌های خنک‌کننده از مدلسازی ریاضی

استفاده می‌شود. مِرِکل [۱] در سال ۱۹۲۵ اولین شخصی بود که با استفاده از یک مدل ریاضی به تجزیه و تحلیل عملکرد برج‌های خنک‌کننده باز، پرداخت. روش وی تا به امروز نیز مورد استفاده کارشناسان و طراحان برج باز قرار گرفته است. از زمان مِرِکل تا امروز کارهای بسیار گسترده‌ای در زمینه تحلیل برج‌های باز صورت گرفته است؛ اما در این مقاله، به برج‌های بسته می‌پردازیم.

سابقه تاریخی تحلیل عملکرد برج‌های خنک‌کننده بسته از کارهای گودمن [۲] به سال ۱۹۳۸ و بعد از آن تامسین [۳] به سال ۱۹۴۶ و وایل [۴] به سال ۱۹۵۰ برمی‌گردد. اما به جرأت می‌توان گفت، اولین محققانی که توانستند عملکرد این نوع برج‌ها را بطور کامل مورد تجزیه و تحلیل قرار دهند، پارکر و تریبال [۵] در سال ۱۹۶۲ بودند.

راحتی قابل اجرا باشد. برای حل این مدل ریاضی نیز از روش عددی رانج کوتای مرتبه چهار استفاده شده است که در ادامه به آن پرداخته می‌شود.

۲- مدل ریاضی

در شکل (۱) نمایی از یک برج خنک‌کننده بسته نشان داده شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود هوا از پایین برج وارد شده و از روی شبکه لوله‌ها عبور می‌کند. آب اسپری شده نیز از کلکتور نصب شده در بالای برج خارج شده و بر روی شبکه لوله‌ها می‌ریزد. این آب در پایین برج جمع شده و توسط پمپ دوباره به بالای برج انتقال می‌یابد. به همین علت در این نوع برج‌ها می‌توان دمای آب اسپری شده را در بالا و پایین برج تقریباً یکسان فرض کرد.

برای مدلسازی ریاضی ابتدا فرضیات زیر در نظر گرفته شده‌اند:

۱. سیستم در حالت پایا^۱ قرار دارد.
۲. محیط برج خنک‌کننده و همچنین آب اسپری گردشی در سیستم، بطور کامل ایزوله می‌باشند.
۳. انتقال حرارت تابشی بسیار ناچیز و قابل صرف‌نظر می‌باشد.
۴. اتلاف فرار قطرات^۲ ناچیز می‌باشد.
۵. سطوح لوله‌ها بطور کامل و یکنواخت، تر می‌باشد.
۶. هوا و آب ورودی به برج یکنواخت پخش می‌شوند و بنابراین تغییرات دمایی آنها در جهت عمودی در نظر گرفته می‌شود.
۷. دمای فیلم آب اسپری روی لوله‌ها در فصل مشترک آب و هوا، برابر دمای بالک آب می‌باشد.
۸. ضریب لوییس برابر یک در نظر گرفته می‌شود.
۹. ضرایب انتقال حرارت و جرم بر روی شبکه لوله‌ها ثابت فرض می‌شود.
۱۰. ضخامت لایه فیلم آب روی لوله‌ها بسیار نازک بوده و مساحت فصل مشترک لایه آب و هوا برابر مساحت خارجی لوله‌ها در حالت خشک می‌باشد.
۱۱. دمای آب اسپری شده در طول برج متغیر اما در ابتدا و انتهای آن برابر می‌باشد.
۱۲. آب داخل شبکه لوله‌ای از قسمت بالایی برج وارد و از قسمت زیرین آن خارج و هوا نیز از پایین وارد و از بالا خارج می‌شود.

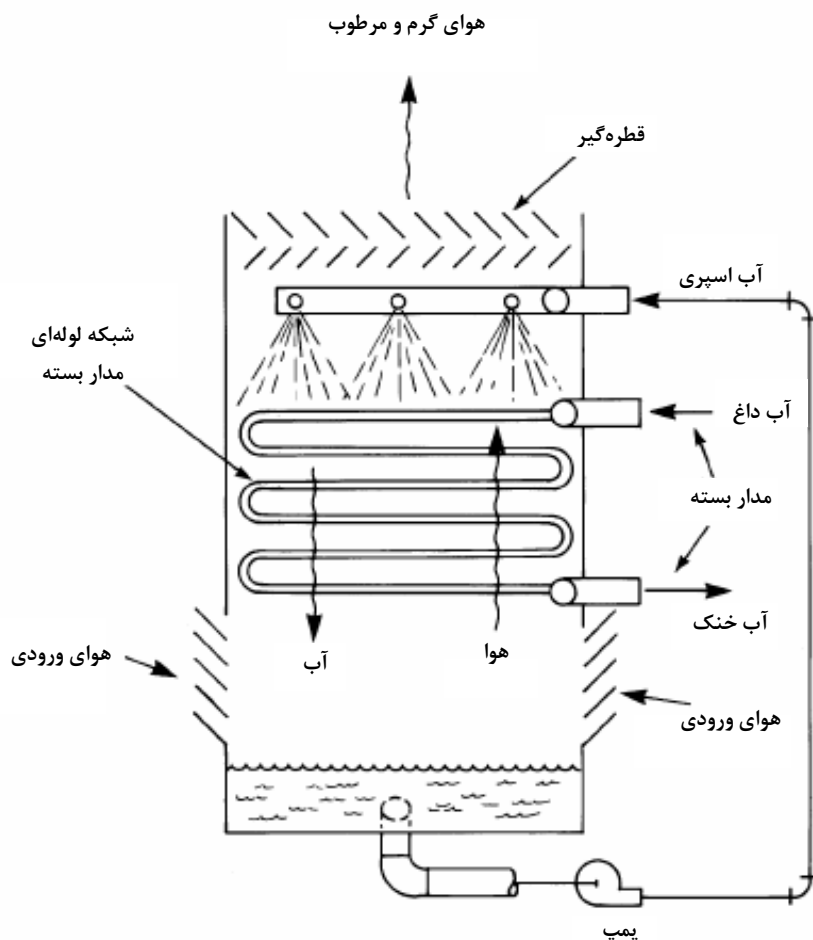
آنها با فرض خطی بودن آنتالپی اشباع نسبت به دمای آب اسپری شده، صرف‌نظر از تأثیر تغییرات حاصل از تبخیر آب اسپری شده و همچنین متغیر فرض کردن دمای آن در طول برج و ثابت بودن آن در ابتدا و انتهای برج و در نهایت با انجام آزمایشات گسترده‌ای بر روی یک برج خنک‌کننده بسته با شبکه لوله‌ای مثلثی به قطر خارجی ۱۹ میلیمتر توانستند روابط تجربی را برای ضرایب انتقال حرارت و جرم آب اسپری شده به دست آورده و مقادیر خروجی را نیز محاسبه کنند. پس از آنها میزوشینا و همکارانش [۶] در سال ۱۹۶۷ و نیتسو و همکارانش [۷] در سال ۱۹۶۹ محققانی بودند که تحقیقات بسیار ارزشمندی را در این زمینه انجام دادند. میزوشینا و همکارانش [۶] با همان فرضیات پارکر و تریبال [۵] آزمایشات بسیار گسترده‌ای را بر روی انواع برج‌های بسته با شبکه لوله‌ای مثلثی و با قطرهای خارجی ۱۲/۷، ۱۹/۰۵، ۳۴ و ۴۰ میلیمتر انجام دادند و روابط تجربی مهمی را برای مقادیر ضرایب انتقال حرارت و جرم بدست آوردند. نیتسو و همکارانش [۷] نیز همین کار را برای شبکه لوله‌ای مثلثی با قطر خارجی ۱۶ میلیمتر انجام دادند.

فینلای و گرانت [۸] به سال ۱۹۷۴ با به دست آوردن رابطه‌ای برای انتقال جرم و با فرض اینکه فشار بخار اشباع در هوای مرطوب، رابطه‌ای خطی با دما دارد، به معادلات بسیار پیچیده‌ای دست یافتند که فقط با روش‌های عددی قابل حل بود. بایگف و همکارانش [۹] دیگر محققانی بودند که در سال ۱۹۸۴ با بررسی تأثیر ضرایب انتقال حرارت و جرم و مشخصه جریان سیال در یک برج خنک‌کننده بسته به الگوی پیچیده‌ای بر حسب دمای آب و آنتالپی هوا دست یافتند و به واسطه آن به ارزیابی تأثیر این مقادیر بر روی بهینه سازی عملکرد برج پرداختند.

سرانجام در سال ۱۹۹۹ اولین گام در زمینه استفاده از CFD برای تحلیل عملکرد برج‌های بسته توسط گن و ریفات [۱۰] برداشته شد. این اقدام آنها منجر به گسترش این علم در تحلیل برج‌های خنک‌کننده بسته گردید بطوری که خودشان به کمک همکارانشان [۱۱، ۱۲] و همچنین هیکبلا و میلانویویچ [۱۳] در سال ۲۰۰۱ کارهای ارزشمندی را انجام دادند. زمان محاسبات کامپیوتری در این روش‌ها معمولاً زیاد است.

در این مقاله، سعی شده تا یک مدل ریاضی ساده برای تحلیل عملکرد برج بسته بکار گرفته شود که پیچیدگی روش CFD را نداشته و به

1. Steady State
2. Drift Loss



شکل ۱- نمای شماتیکی از یک برج خنک‌کننده بسته

شبکه لوله‌ها در اثر تبخیر آب اسپری شده روی لوله‌ها و انتقال جرم رطوبت به هوا می‌باشد. همچنین با توجه به قانون بقای انرژی برای حجم کنترل ADEF داریم:

$$m_w C_w dT_w = -U_o (T_w - T_s) dA \quad (2)$$

با برقراری بقای انرژی برای حجم کنترل MBCN می‌توان نوشت:

$$m_a dh_a = [\alpha_m (\omega_s - \omega_a) h_{fg} + \alpha_c (T_s - T_a)] dA \quad (3)$$

با توجه به اینکه:

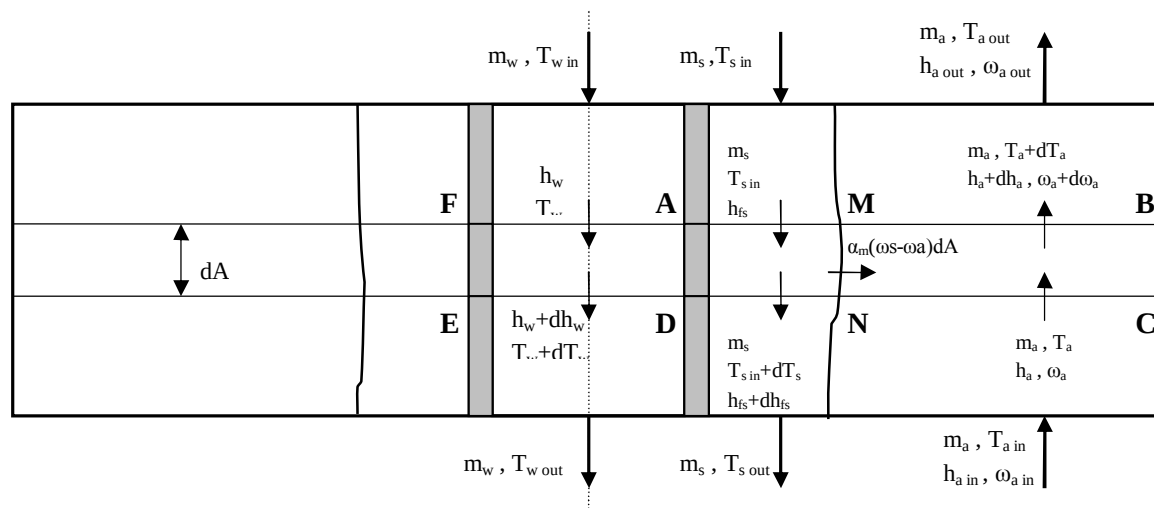
$$h = C_{ma} T + \omega h_{fg} \quad (4)$$

۱۳. از تغییرات جرم آب اسپری شده که بر اثر تبخیر رخ می‌دهد به دلیل ناچیز بودن، صرف‌نظر می‌شود.

برای دستیابی به یک مدل ریاضی صحیح، المانی مانند شکل (۲) در نظر گرفته می‌شود. سپس با نوشتن معادلات بقای جرم و انرژی و با حل دستگاه معادلات به دست آمده تغییرات پارامترهای مورد نظر اعم از دماها و مشخصات فیزیکی دیگر در طول برج تعیین می‌گردد. با توجه به شکل (۲) و با استفاده از بقای جرم برای حجم کنترل MBCN می‌توان نوشت:

$$m_a d\omega_a = \alpha_m (\omega_s - \omega_a) dA \quad (1)$$

رابطه (۱) بیانگر آن است که افزایش رطوبت هوای عبوری از روی



شکل ۲- نمای شماتیکی از المان در نظر گرفته شده داخل برج

$$\begin{cases} \frac{d\omega_a}{dA} = \frac{\alpha_m}{m_a}(\omega_s - \omega_a) \\ \frac{dT_w}{dA} = -\frac{U_o}{m_w C_w}(T_w - T_s) \\ \frac{dh_a}{dA} = \frac{\alpha_m}{m_a}[(h_s - h_a)] \\ \frac{dT_s}{dA} = -\frac{m_a}{m_s C_s} \cdot \frac{dh_a}{dA} - \frac{m_w C_w}{m_s C_s} \cdot \frac{dT_w}{dA} \end{cases} \quad (9)$$

می توان نوشت:

$$T_s - T_a = [h_s - h_a - h_{fg}(\omega_s - \omega_a)] / C_{ma} \quad (5)$$

با جایگذاری (۵) در (۳) و با توجه به اینکه $Le_f = \alpha_{ca} / \alpha_m C_{ma} = 1$ خواهیم داشت:

$$m_a dh_a = \alpha_m [(h_s - h_a)] dA \quad (6)$$

با توجه به اینکه در این مقاله تجزیه و تحلیل عملکرد یک برج با شبکه لوله ای مثلثی به قطر خارجی ۱۹ میلیمتر صورت گرفته است. مقادیر ضرایب انتقال حرارت (α_c) و جرم (α_m) از روابط تجربی به دست آمده توسط پارکر و تریبال [۵] محاسبه می شوند.

$$\alpha_m = 0.049 G_a^{0.905} \quad (10)$$

$$\alpha_c = 704 (1.39 + 0.022 T_s) \left(\frac{\Gamma}{D} \right)^{1/3} \quad (11)$$

مقدار U_o نیز که ضریب انتقال حرارت کلی می باشد، با استفاده از رابطه زیر قابل محاسبه است.

در نهایت نیز با برقراری بقای انرژی برای حجم کنترل ECBF می توان نوشت:

$$m_a dh_a + m_s dh_s + m_w dh_w = 0 \quad (7)$$

اما با توجه به اینکه $h_w = C_w T_w$ و $h_s = C_s T_s$ خواهیم داشت:

$$m_s C_s dT_s = -m_a dh_a - m_w C_w dT_w \quad (8)$$

در انتها، با مرتب نمودن روابط (۱)، (۲)، (۶) و (۸) دستگاه معادلات زیر به دست می آید:

قابل توجه، معلوم نبودن مشخصات خروجی هوا به عنوان شرط اولیه معلوم می‌باشد؛ به همین علت نیاز است تا همانطور که اشاره شد، در ابتدای حل، این مشخصات حدس زده شوند. بدین صورت که با این حدس و همچنین معلوم بودن مقادیر ورودی دیگر، روند حل آغاز گردیده و در انتهای برج در صورت یکسان بودن شرایط هوای به دست آمده با شرایط هوای معلوم ورودی، پایان می‌پذیرد و در غیر این صورت حل با حدس اولیه دیگری از ابتدا آغاز شده و این روند ادامه می‌یابد.

در این مقاله، برای حل دستگاه معادلات (۹) به روش رانج کوتای مرتبه چهار از نرم افزار MATLAB^۱ و کدنویسی در آن استفاده شده و روش حل نیز مانند آنچه در فوق ذکر گردید، می‌باشد. در شکل (۳) روند نمای برنامه آورده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، از آنجایی که برای تعیین مشخصات کامل هوای اتمسفریک نیاز به معلوم بودن حداقل دو پارامتر از مشخصه‌های سایکرومتریک می‌باشد، مقادیر آنتالپی و نسبت رطوبت هوای خروجی در ابتدای برنامه حدس زده می‌شوند؛ اما با توجه به دیگرام سایکرومتریک می‌دانیم، مقادیر آنتالپی و نسبت رطوبت به هم وابسته بوده و نمی‌توانند بطور مستقل هر مقداری را اختیار کنند، به همین علت در این برنامه، این قابلیت وجود دارد تا این مقادیر را در محدوده صحیح انتخاب کرده و روند حل را ادامه دهد. همچنین دمای آب اسپری نیز از یک مقداری شروع شده و بطور خودکار در روند حل به سمت مقدار صحیح همگرا می‌شود. در انتها با برقرار بودن شرطهای خروج از برنامه، مقادیر خروجی هوا، آب و آب اسپری مشخص شده و تغییرات آنها نیز در طول برج تعیین می‌گردند.

برای بررسی صحت برنامه فوق آن را با نتایج آزمایشگاهی یک برج مقایسه کردیم. این برج توسط شرکت سولزر آلمان ساخته شده و در دانشگاه پورتو موجود می‌باشد. محققان بسیاری از جمله فاسائو [۱۶و۱۷]، ریفات و دستیارانش [۱۰-۱۲] و همچنین الاحسن [۱۸]، آزمایشات متعددی را با این برج انجام داده و مقالات معتبری را ارائه داده اند. در این مقاله، نتایج حاصل از آزمایشات این محققان برای تأیید اعتبار مدل سازی موجود مورد استفاده قرار گرفته است.

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{\alpha_w} \left(\frac{D}{d} \right) + \frac{D}{2K_{tube}} \ln \left(\frac{D}{d} \right) + \frac{1}{\alpha_c} \quad (12)$$

در رابطه فوق مقدار α_w با توجه به نوع جریان داخل لوله (آرام یا درهم) به دست می‌آید. برای جریان آرام داخل لوله ($Re < 2300$) کیز [۱۴] در سال ۱۹۵۵ رابطه (۱۳) را ارائه نمود.

$$Nu = 3.66 + \frac{0.104 (Re_w Pr_w (d/L))}{1 + 0.016 (Re_w Pr_w (d/L))^{0.8}} \quad (13)$$

همچنین در [۱۵] در سال ۱۹۸۸ برای جریان درهم داخل لوله ($10^6 < Re < 2300$) رابطه زیر را به دست آورد:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re_w - 10^3)Pr_w(1 + (d/L)^{0.67})}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr_w^{0.67} - 1)} \quad (14)$$

که در آن:

$$f = (1.82 \log_{10} Re_w - 1.64)^{-2} \quad (15)$$

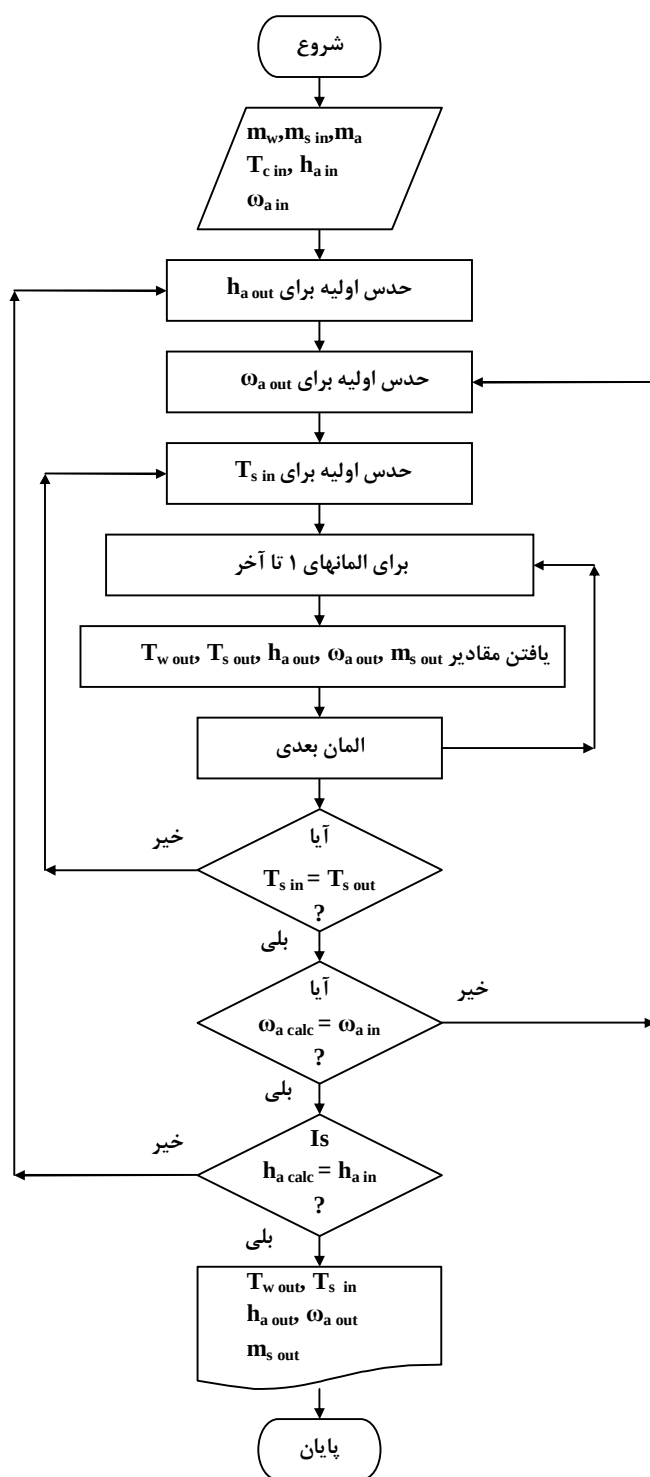
شرایط استفاده از رابطه (۱۴) نیز عبارتند از:

$$2300 < Re_w < 10^6, 0.5 < Pr_w < 10^4, 0 < d/L < 1$$

۳- روش عددی و ارزیابی آن

برای حل عددی دستگاه معادلات (۹) از روش رانج کوتای مرتبه چهار استفاده می‌شود. در این روش، به صورت کلی، حل از یک سمت شروع شده، ادامه یافته و در سمتی دیگر پایان می‌پذیرد. در اینجا نیز ابتدا با معلوم بودن مشخصات ورودی (شرایط اولیه) معادلات پله پله حل شده تا مقادیر خروجی تعیین گردند. در تحلیل برج‌های خنک‌کننده بسته جهت حرکت حل مطابق با جهت حرکت آب داخل لوله می‌باشد. به این صورت که حل از بالای برج و با مشخصات معلوم ورودی آب داخل و خارج لوله‌ها و مشخصات خروجی هوا (که باید حدس زده شود) شروع شده و به مشخصات خروجی آب‌ها (نامعلوم) و هوای ورودی (معلوم) منتهی می‌شود. در استفاده از این روش، نکته

1. www.matlab.com



شکل ۳-فلوچارت محاسبه خروجی‌ها و توزیع دماها در طول برج

توجه به این جدول، مشاهده می‌شود که این مدل‌سازی دارای خطای بسیار کمی بوده و روش حل از دقت قابل قبولی برخوردار می‌باشد.

۴- نتایج

در اینجا تجزیه و تحلیل عملکرد یک برج خنک‌کننده بسته با شبکه لوله‌ای مثلثی به قطر خارجی ۱۹ میلی‌متر و با فواصل طولی و عرضی ۸۸ و ۱۶ میلی‌متر که در ۴۲ ستون و ۱۴ ردیف به طول ۱/۸ متر قرار گرفته‌اند، صورت پذیرفته است. در این برج، هوا با دبی CFM ۴۰،۰۰۰ و دمای خشک 38°C و مرطوب 24°C ، آب اسپری شده با دبی جرمی ۳۰۰ GPM و آب داخل شبکه نیز با دمای 50°C و دبی ۳۰ متر مکعب بر ساعت وارد شده و برج در ارتفاع آزاد قرار دارد.

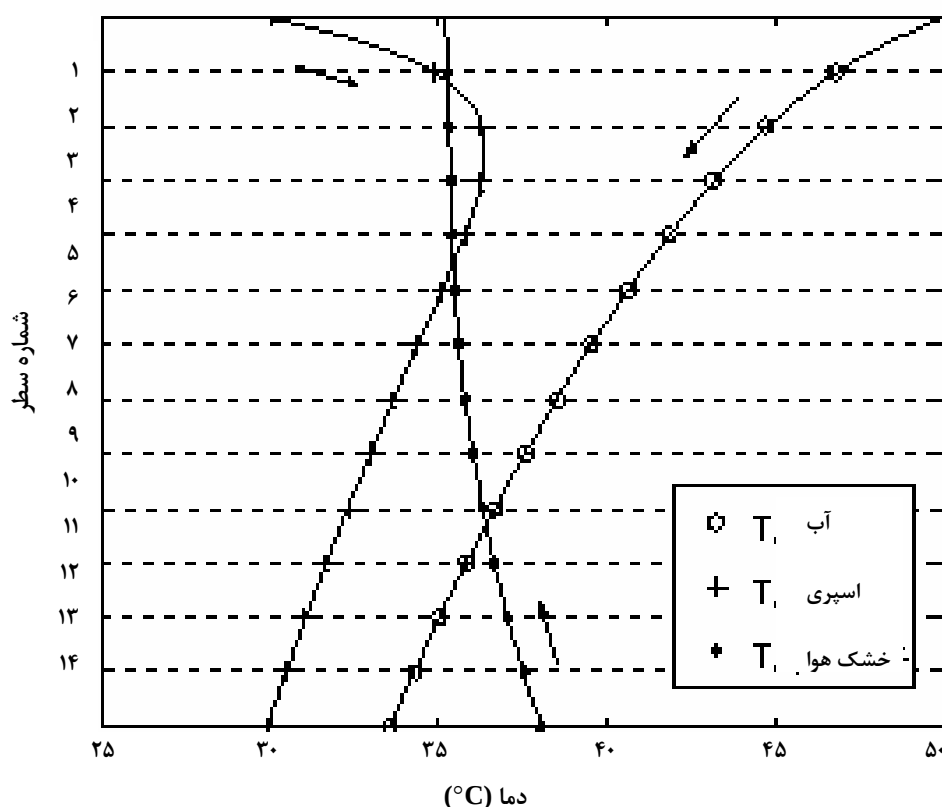
همانطور که در شکل (۴) مشاهده می‌شود، دمای آب از بالای برج تا پایین بطور قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد، منحنی مربوط به این دما نمایانگر چگونگی تغییر آن در سرتاسر برج می‌باشد. در این حین، ملاحظه می‌شود که دمای اسپری در ابتدا و انتهای برج یکسان مانده،

این برج دارای سطح مقطع ۰/۶ در ۱/۲ متر مربع و ارتفاع ۱/۵۵ متر بوده و دارای شبکه لوله‌ای با چیدمان مثلثی و تعداد ۲۲۸ لوله در ۱۹ ستون و ۱۲ سطر می‌باشد. قطر داخلی لوله‌ها ۱۰ میلی‌متر و جنس آنها از مس بوده و طول لوله‌ها در هر ردیف ۱/۲ متر می‌باشد که سطح مؤثر انتقال حرارتی برابر ۸/۶ متر مربع را فراهم می‌سازد. در این برج، سیستم گرمایش آب ورودی یک گرمکن الکتریکی بوده که در مخزن تغذیه برج قرار گرفته و دمای مورد نظر آزمایش را توسط تنظیم‌کننده PID فراهم می‌سازد. سرعت فن تأمین‌کننده هوای برج نیز توسط سیستم کنترلی تنظیم دور فن، کنترل شده و میزان جریان آب ورودی و آب اسپری نیز توسط دریچه کنترلی و کنترل دور پمپ‌های مربوطه تنظیم می‌شود. در تمامی نقاط مهم از جمله ورودی و خروجی‌های برج نیز دستگاه‌های اندازه‌گیری برای ثبت نتایج به دست آمده از آزمایش نصب شده‌اند که تمامی آنها توسط یک دستگاه ثبت نتایج (HP 34970A) به ثبت و طبقه‌بندی نتایج می‌پردازند. نتایج به دست آمده از آزمایشات و همچنین نتایج مدل‌سازی برنامه مورد استفاده در این مقاله، در جدول (۱) مورد مقایسه قرار گرفته‌اند. با

جدول ۱- مقایسه نتایج آزمایشات انجام شده با نتایج حاصل از روش عددی موجود در این مقاله برای تعیین صحت آن

خطا ($T_{ex}-T$)/ T_{ex} (%)	آب اسپری شده			آب خنک شده				هوای ورودی		
	T_s ($^{\circ}\text{C}$)	$T_{s(ex)}$ ($^{\circ}\text{C}$)	m_s (kg/s)	$T_{w out}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$T_{w out(ex)}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$T_{w in}$ ($^{\circ}\text{C}$)	m_w (kg/s)	RH (%)	T_a ($^{\circ}\text{C}$)	V_a (m^3/s)
۳/۸۶	۱۵/۵۲	۱۵/۱۰	۱/۳۷	۱۵/۸۴	۱۵/۶۷	۱۸/۵۴	۰/۴	۵۰	۱۶/۰۷	۰/۴۸ ^a
۱/۵۵	۱۸/۷۷	۱۸/۵۶	۱/۳۸	۱۹/۲۳	۱۹/۱۵	۲۱/۱۸	۰/۶	۴۳	۲۱/۳۳	۰/۴۸ ^a
۱/۸۷	۱۸/۳۸	۱۸/۱۰	۱/۳۸	۱۸/۹۶	۱۸/۹۰	۲۰/۳۸	۰/۸	۴۵	۲۰/۷۰	۰/۴۸ ^b
۰/۳۹	۲۰/۴۲	۲۰/۳۷	۱/۳۷	۲۰/۷۹	۲۰/۸۲	۲۳/۹۶	۰/۴	۴۷	۲۶/۱۹	۱/۰۸ ^a
۱/۶۸	۱۵/۵۰	۱۵/۳۳	۱/۳۸	۱۵/۹۸	۱۵/۸۹	۱۸/۰۱	۰/۶	۴۶	۱۹/۷۱	۱/۰۸ ^a
۳/۲۷	۱۴/۱۰	۱۳/۸۵	۱/۳۸	۱۴/۵۶	۱۴/۳۵	۱۵/۸۶	۰/۸	۸۷	۱۳/۰۳	۱/۰۸ ^b
۲/۰۱	۱۴/۵۱	۱۴/۳۰	۱/۳۸	۱۴/۸۵	۱۴/۷۸	۱۷/۷۷	۰/۴	۴۳	۱۹/۷۴	۱/۳۶ ^a
۰/۶۰	۲۱/۳۸	۲۱/۴۳	۱/۳۷	۲۱/۷۸	۲۱/۸۴	۲۳/۸۶	۰/۶	۳۰	۳۲/۵۰	۱/۳۶ ^a
۴/۶۴	۱۷/۲۳	۱۶/۷۹	۱/۳۸	۱۷/۷۲	۱۷/۳۹	۱۸/۹۹	۰/۸	۹۴	۱۶/۲۱	۱/۳۶ ^a

a) Hassan, A., [18] , b) Riffat, S., et al [11]



شکل ۴- تغییرات دمای آب خنک‌شونده، آب اسپری شده و هوا در طول برج^۱

جدول ۲- مقادیر خروجی دماها بر حسب درجه سلسیوس

دمای آب خروجی	دمای آب اسپری	دمای مرطوب هوای خروجی	دمای خشک هوای خروجی
۳۳/۵۵	۲۹/۹۱	۲۹/۸۹	۳۵/۱۳

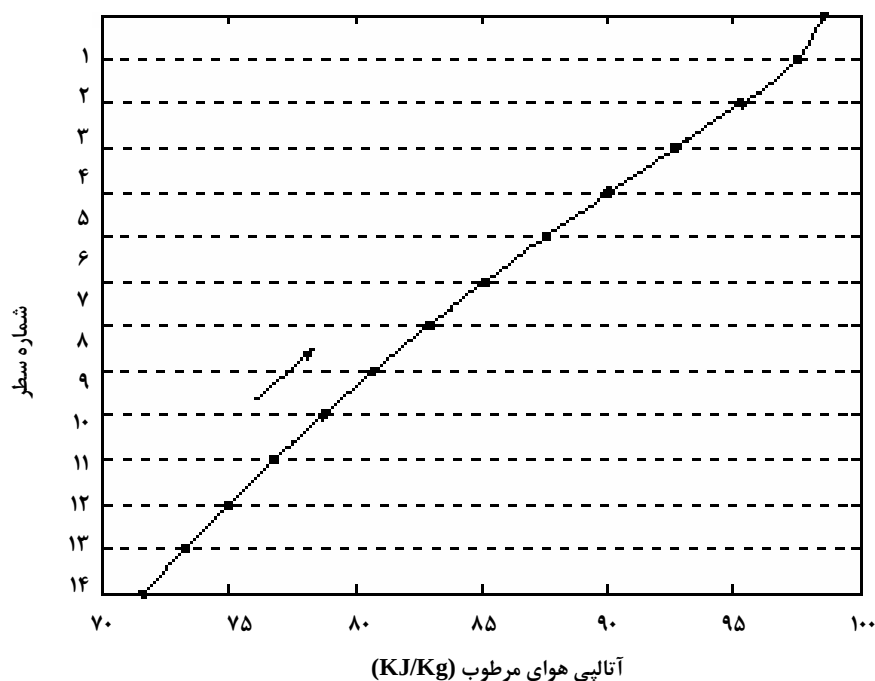
جذب می‌کند. اما در نزدیکی بالای برج یعنی در جایی که دو منحنی دمای اسپری و هوا با هم تلاقی یافته‌اند، اما در نزدیکی بالای برج یعنی در جایی که دو منحنی دمای اسپری و هوا با هم تلاقی یافته‌اند، گرما به صورت محسوس نیز از اسپری به هوا منتقل می‌شود. در جدول (۲) مقادیر خروجی هر یک از پارامترهای فوق آورده شده است.

اما در طول برج متغیر می‌باشد. این تغییر به گونه‌ای است که ابتدا به سرعت زیاد و سپس تا پایین برج بطور یکنواخت و با شیبی تقریباً معادل منحنی آب، کاهش می‌یابد. دمای خشک هوا از نقطه ورود خود در پایین برج تا محل خروج (بالای برج) بطور یکنواخت و با شیب ملایمی کاهش پیدا می‌کند. نکته قابل توجه در این نمودار این است که، در جایی که دمای خشک هوای ورودی بیشتر از دمای آب اسپری می‌باشد، جهت انتقال گرمای محسوس از هوا به آب اسپری بوده و در عوض گرمای نهان از اسپری به هوا منتقل می‌شود. این بدان معنی است که هوا گرما را به صورت محسوس از دست داده و به شکل نهان

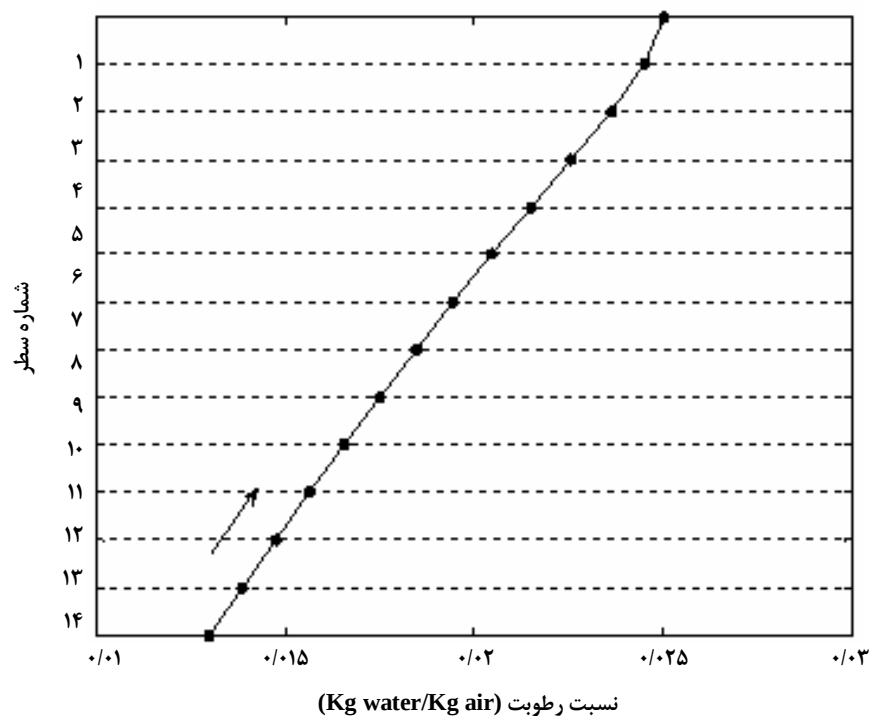
۱. در تمامی شکل‌ها منظور از شماره سطر همان شماره ردیف شبکه لوله‌ها و از بالا به پایین برج می‌باشد.

شده است. بطوری که ملاحظه می‌شود در قسمت فوقانی برج این انتقال بیشتر از سایر نقاط بوده و رفته رفته تا انتهای برج از این میزان کاسته می‌شود. این امر بدلیل وجود اختلاف دمای بیشینه بین دمای آب داخل شبکه و آب اسپری شده می‌باشد. منحنی به دست آمده نیز به فرم منحنی نمایی است.

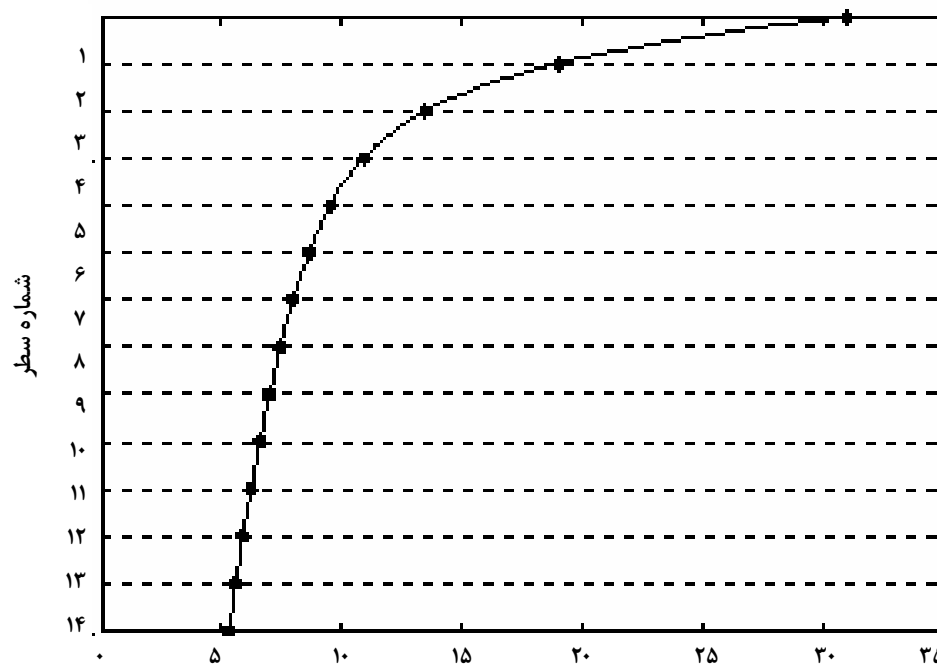
در شکل (۵) که نشانگر تغییرات آنتالپی هوای مرطوب در طول برج می‌باشد، مشاهده می‌شود که آنتالپی هوا علیرغم کاهش دما از پایین تا بالای برج افزایش می‌یابد. این امر بدلیل افزایش رطوبت هوا در این جهت می‌باشد، که در شکل (۶) نشان داده شده است. در شکل (۷) مقدار گرمای خارج شده از هر ردیف لوله در طول برج نمایش داده



شکل ۵- تغییرات آنتالپی هوای مرطوب عبوری از روی لوله‌ها در طول برج



شکل ۶- تغییرات نسبت رطوبت هوای مرطوب عبوری از روی لوله‌ها در طول برج



شار حرارتی از هر یک از سطرها (کیلووات بر مترمربع)

شکل ۷- تغییرات شار گرمای از دست رفته آب داخل لوله در طول برج

دمای آب خروجی گردد. زیرا افزایش این پارامتر، ابتدا به تبخیر آب اسپری کمک می‌کند اما وقتی که میزان آب اسپری از یک حد معینی (که برای هر شرایطی متفاوت است) فراتر رفت، لایه آب پاشیده شده بر روی شبکه لوله‌ها سبب ایجاد مقاومت حرارتی شده و نرخ انتقال حرارت از آب داخل شبکه به بیرون را کاهش می‌دهد. در اینجا با ثابت نگه داشتن میزان جرم هوا و تغییر مقدار جرم آب اسپری، مقدار Γ تغییر کرده و مشاهده می‌شود که با تغییر این پارامتر از ۰/۴ تا ۱/۴ دمای آب خروجی کاهش یافته، در محدوده ۱/۴ تا ۱/۶، دما تقریباً ثابت مانده و به ازای Γ های بالاتر، دما کاهش یافته است. بنابراین، می‌توان برای برج مورد نظر محدوده $1/6 < \Gamma < 1/4$ را محدوده‌ای مناسب برای ایجاد کمترین دمای ممکن برای آب خروجی دانست. این پدیده را می‌توان بصورت دیگری نیز مورد بررسی قرار داد.

همانطور که در شکل (۹) مشاهده می‌شود، میزان تغییرات گرمای گرفته شده از آب داخل شبکه در طول برج به ازای مقادیر مختلف r نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که با ازای $\Gamma = 1/5$ بیشترین

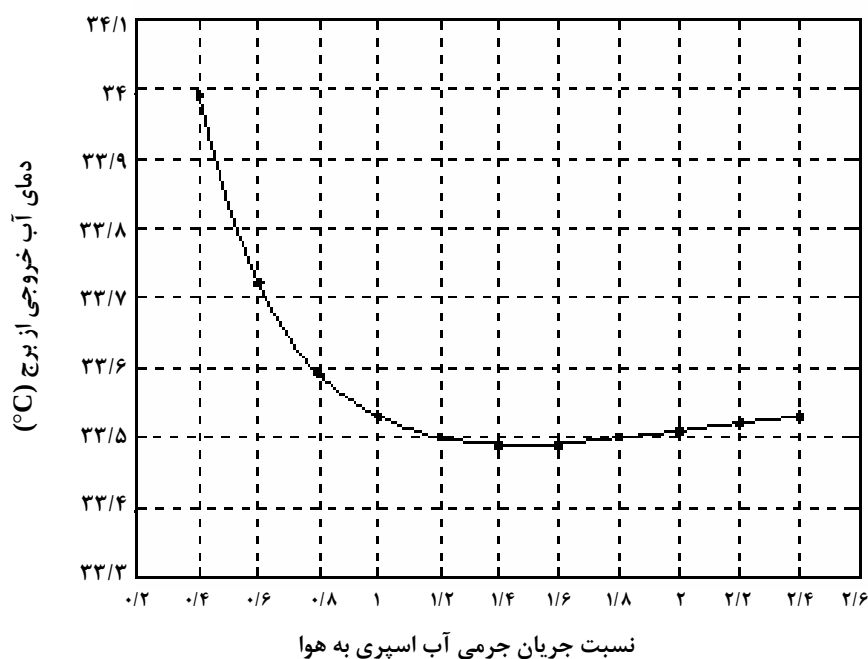
در برج‌های خنک‌کننده نسبت جرم آب اسپری شده به جرم هوای ورودی (که در اینجا با Γ نشان داده شده است)، یکی از پارامترهای مهم در تعیین عملکرد می‌باشد.

$$r = \frac{m_s}{m_a} \quad (16)$$

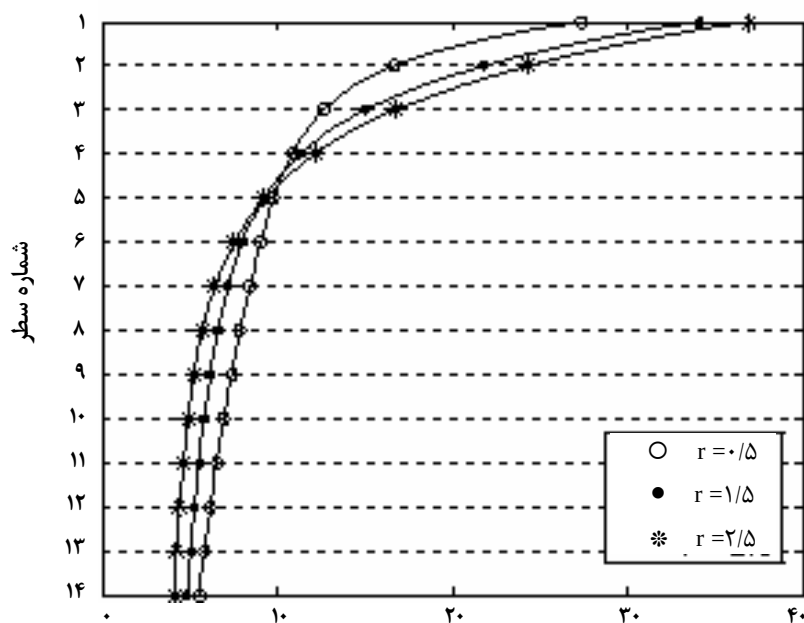
این پارامتر می‌تواند، میزان بهینه مصرف آب را برای داشتن راندمانی بالاتر تعیین کند. برای نشان دادن اهمیت آن در این مقاله سعی شده تا میزان تغییرات دمای خروجی آب و گرمای گرفته شده از آن نسبت به این پارامتر مورد بررسی قرار گیرد. همچنین در ادامه مقدار بهینه آب اسپری شده برای برج مورد نظر مورد محاسبه قرار گرفته است.

همانطور که در شکل (۸) نشان داده شده، ملاحظه می‌شود که افزایش Γ تا میزان مشخصی می‌تواند به بهبود عملکرد برج کمک کند و این بدان معنی است که همیشه افزایش Γ نمی‌تواند سبب کاهش بیشتر

مقدار گرما استخراج شده است. نکته جالب توجه در این نمودار، مربوط به منحنی‌های $r = 1/5$ و $r = 2/5$ می‌باشد. در بالای برج، مقدار گرمای استخراجی برای حالت $r = 2/5$ بیشتر از حالت اولی است اما دیری نمی‌پاید که این روند تغییر کرده و تا انتهای برج نیز ادامه می‌یابد، بطوری که در کل، مقدار گرمای استخراج شده برای حالت $r = 1/5$ بیشتر از حالت دیگر می‌شود.



شکل ۸- تغییرات دمای آب خروجی به نسبت جرمی r



شار حرارتی از هر یک از سطرها (کیلووات بر مترمربع)

شکل ۹- میزان گرمای گرفته شده در طول برج به ازای rهای متفاوت

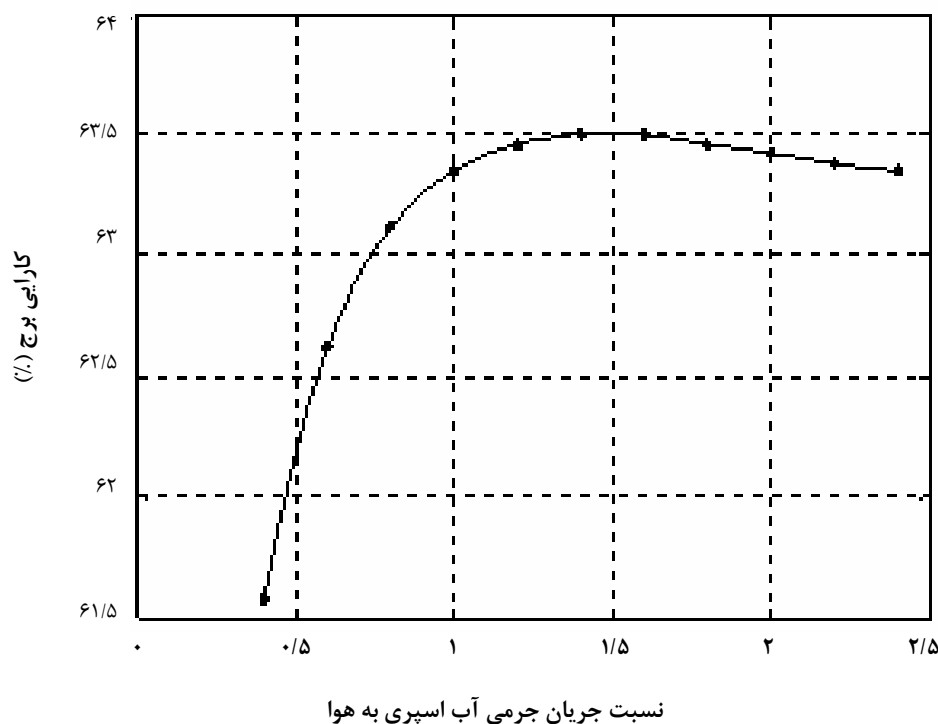
برای درک بهتر مطالب فوق، در شکل (۱۰) میزان کارایی برج (E) نسبت به تغییرات (Γ) نشان داده شده است. در این شکل نیز مشاهده می‌شود که در محدوده $1/6 < \Gamma < 1/4$ کارایی برج به حداکثر مقدار خود می‌رسد. ضمناً یادآوری می‌شود که میزان کارایی برج (E) از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$\varepsilon = \frac{T_{win} - T_{wout}}{T_{win} - T_{wb in}} \quad (17)$$

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله، با نوشتن معادلات اساسی انتقال حرارت و جرم در یک برج خنک‌کن بسته، معادلات حاکم در کاملترین حالت ممکن بدست آمده و با استفاده از روش رانج کوتای مرتبه چهار حل شده‌اند. مدل ریاضی به دست آمده با نتایج یک آزمایش معتبر مورد مقایسه قرار گرفت و صحت آن به اثبات رسید و سپس برای یک برج با مشخصات

معلوم، مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. با حل این معادلات نحوه تغییرات کلیه پارامترهای مهم در طول برج به دست آمده و نحوه تغییرات آنها نشان داده شد. تأثیر نسبت جرمی آب اسپری شده به هوا Γ بر روی میزان کارایی برج تعیین و نشان داده شد که افزایش این نسبت فقط تا میزان مشخصی می‌تواند سبب کاهش دمای خروجی آب و به تبع آن افزایش کارایی برج گردد، که این امر خود بر وجود بررسی‌های مربوط به مساله بهینه‌سازی تأکید می‌کند. همچنین نحوه تغییرات میزان شار گرمایی گرفته شده از آب داخل شبکه در طول یک برج با نسبت جرمی‌های متفاوت مورد بررسی قرار گرفته است. اشکال (۴) تا (۱۰) نمایانگر تغییرات پارامترهای مورد نظر در طول برج بوده و کاهش دماها و افزایش آنتالپی و نسبت رطوبت هوا و همچنین تغییرات کارایی برج را با نسبت جرمی آب اسپری به هوا نشان می‌دهند. نتایج به دست آمده نیز با تعابیر فیزیکی مساله همخوانی دارند.



شکل ۱۰- تغییرات کارایی برج برحسب نسبت جرمی r

فهرست علائم بکار رفته

ε : ضریب کارایی برج	A : مساحت (m^2)
ω : نسبت رطوبت هوای مرطوب (kg_w/kg_a)	C : ظرفیت گرمایی ویژه ($kJ/(kgK)$)
	C_{ma} : ظرفیت گرمایی ویژه هوای مرطوب ($kJ/(kg \text{ dry air } (K))$)
زیر نویس ها	d : قطر داخلی لوله
a : هوا	D : قطر خارجی لوله
ex : تجربی	f : ضریب اصطکاک داخل لوله
in : ورودی	G : دبی حجمی هوا ($kg/(s \text{ } m^2)$)
out : خروجی	h : آنتالپی (kJ/kg)
s : آب اسپری	h_{fg} : آنتالپی تبخیر (kJ/kg)
w : آب داخل لوله	h_{fs} : آنتالپی مایع اشباع اسپری (kJ/kg)

مراجع

- [1] Merkel, F., Verdunstungskuehlung, VDI Forschungsarbeiten No. 275, Berlin, 1925.
- [2] Goodman, W., "The Evaporative Condenser", Heat Piping Air Cond, Vol. 10, pp. 165-328, (1938).
- [3] Thomsen, E.G., "Heat transfer in evaporative condenser", Refrigeration Eng, Vol. 51(5), pp. 425-431, (1946).
- [4] Wile, D.D., "Evaporative condenser performance factors", Refrigeration Eng, Vol. 58(1), pp. 55-63, (1950).
- [5] Parker, R.O., and Treybal, R.E., "The Heat Mass Transfer Characteristics of Evaporative Coolers", Chemical Engineering Progress Symposium Series, Vol. 57 (32), pp. 138-149, (1962).
- [6] Mizushina, T., Ito, R., and Miyashita, H., "Experimental Study of an Evaporative Cooler", International Chemical Engineering, Vol. 7 (4), pp. 727-732, (1967).
- [7] Niitsu, Y., Naito, K., and Anzai, T., "Studies on Characteristics and Design Procedure of Evaporative Coolers", Journal of SHASE, Japan, Vol. 43 (7), pp. 581-590, (1969).
- [8] Finlay, I.C., and Grant, W.D., "Air Coolers, Cooling Towers and Evaporative Coolers", Report No. 534, National Engineering Laboratory, East Kilbride, Glasgow, pp. 165-328, (1972).
- [9] Bykov, A.V., Gogolin, V.A., and Tovaras, N.Y., "Investigation of Heat Mass Transfer and Fluid Flow Characteristics in Evaporative Condensers", International Journal of Refrigeration, Vol. 7, pp. 342-347, (1984).
- [10] Riffat, S., and Gan, G., "Numerical Simulation of Closed Wet Cooling Towers for Chilled Ceiling Systems", Applied Thermal Eng, Vol. 19 (12), pp. 1279-1296, (1999).
- [11] Riffat, S., Oliveira, A., Facão, J., Gan, G., and Doherty, P., "Thermal Performance of A Closed Wet Cooling Tower for Chilled Ceilings: Measurement and CFD Simulation", International Journal of Energy Research, Vol. 24, pp. 1171-1179, (2000).

h_{g0} : آنتالپی بخار آب در دمای صفر درجه سلسیوس (kJ/kg)
h_s : آنتالپی اشباع هوای مرطوب در دمای آب اسپری (kJ/kg)
K_{tube} : ضریب رسانایی گرمایی لوله ($W/(m \text{ } K)$)
L : طول لوله در هر ردیف (m)
Le_f : ضریب لوییس
m : دبی جرمی (kg/s)
Nu : عدد ناسلت
Pr : عدد پرانتل
r : نسبت جرم آب اسپری شده به جرم هوا
Re : عدد رینولدز
T : دما ($^{\circ}C$)
T_{db} : دمای خشک هوا ($^{\circ}C$)
T_{wb} : دمای مرطوب هوا ($^{\circ}C$)
U_o : ضریب انتقال گرمایی کلی (W/K)

حروف لاتین

α_c : ضریب انتقال گرمایی جابجایی آب اسپری نسبت به لوله ($W/(m^2 \text{ } K)$)
α_{ca} : ضریب انتقال گرمایی جابجایی آب اسپری نسبت به هوا ($W/(m^2 \text{ } K)$)
α_m : ضریب انتقال جرم ($kg/(m^2 \text{ } s)$)
α_w : ضریب انتقال گرمایی جابجایی آب داخل لوله ($W/(m^2 \text{ } K)$)
Γ : دبی جرمی آب بر واحد طول لوله ($kg/(m \text{ } s)$)

- [12] Riffat, S., Gan, G., Shao, L., and Doherty, P., "Application of CFD to Closed-Wet Cooling Towers", *Applied Thermal Eng.* Vol. 21 (1), pp. 79-92, (2001).
- [13] Milosavljevic, N., and Heikkilä, P., "A comprehensive approach to cooling tower design", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21(9), pp. 899-915, (2001).
- [14] Kays, W.M., "Numerical Solution for Laminar Flow-Heat Transfer in Circular Tubes", *Trans ASME*, Vol. 77, pp. 1265-1274, (1955).
- [15] Dreyer, A.A., "Analysis of Evaporative Coolers and Condenser", MSc Thesis, University of the Stellenbosch, Rep. of South Africa, (1988).
- [16] Facao, J., and Oliveira, A., "Thermal Behavior of Closed Wet Cooling Towers for Use with Chilled Ceilings", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 20, pp. 1225-1236, (2000).
- [17] Facao, J., and Oliveira, A., "Heat and Mass Transfer Correlations for the Design of Small Indirect Contact Cooling Towers", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, pp. 1969-1978, (2004).
- [18] Ala Hasan, A., "Performance Analysis of Heat Transfer Processes from Wet and Dry Surfaces: Cooling Towers and Heat Exchangers", Report A10, Doctorate Project, Helsinki University of Technology (Espoo, Finland) on the 6th of May (2005).