

بررسی تاثیر کاهش رطوبت، بر روی عملکرد برجهای خنک کننده تر

مسعود محمدیان گروه^۱، محمد حسن سعیدی^۲، سیروس آقاجانی^۳

۱. دانشجوی کارشناسی ارشد دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران جنوب Msd_Mohammadian@yahoo.com

۲. استاد دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف Saman@sharif.edu

۳. دانشیار دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی Aghanajafi@kntu.ac.ir

چکیده

در مطالعه انجام شده، با استفاده از یک چرخ دسیکنت، مبدل حرارتی و یک کویل سرد، تأثیر کاهش دمای حباب مرطوب هوای ورودی به برج بر روی عملکرد آن و کاهش دمای آب سرد خروجی از آن مورد بررسی قرار می‌گیرد. در این راه، تأثیر تغییر هر یک از پارامترهای چرخ دسیکنت بر روی دمای حباب تر هوای خروجی از مبدل حرارتی مورد بررسی قرار می‌گیرد و پارامترهای بهینه و کمترین دمای حباب تر هوای خروجی از مبدل انتخاب می‌شود. در ادامه برای دماهای سطح کویل متفاوت و نیز تعریف ضریب کنارگذر (BPF)^۱ و همچنین با استفاده از پارامترهای بهینه چرخ دسیکنت نیز دمای حباب مرطوب هوای ورودی به برج متناظر با دمای سطح کویل و دمای آب سرد خروجی از آن به دست می‌آید. برای به دست آوردن دمای حباب تر از یک مدل ریاضی که بیانگر خواص فیزیکی هوا است، استفاده می‌شود. پس از آن برای پیش‌بینی تأثیر کاهش دمای حباب مرطوب هوای ورودی بر روی کاهش دمای آب سرد خروجی از برج، از یک نمودار استفاده می‌شود و این کار برای چند شهر مختلف ایران انجام می‌شود. در انتها رابطه‌ای برای نسبت دبی جرمی آب به دبی جرمی هوای بهینه موردنیاز برج برای هر دمای آب سرد خروجی از برج به دست می‌آید.

کلمات کلیدی: چرخ دسیکنت، برج خنک کننده تر، دمای حباب مرطوب، کویل سرد.

مقدمه

در اغلب صنایع، کارکرد آنها به نحوی است که میزانی گرما ایجاد می‌کنند که به منظور کارکرد پایدار این صنایع، گرمای ایجاد شده باید از بین برود. برای این منظور، از برج‌های خنک کننده تر استفاده می‌شود. مزیت برج‌های خنک کننده تر نسبت به مبدل‌های حرارتی خشک این است که در برج‌های خنک کننده تر، دمای آب خروجی از برج به دمای حباب مرطوب هوا نزدیک می‌شود که این دما، از دمای حباب خشک کمتر است. از طرفی تحقیقات نشان می‌دهد که اگر

دمای آب سرد خروجی از برج را $0/55^{\circ}C$ ($1^{\circ}F$) کاهش دهیم، میزان انرژی موردنیاز دیگر تجهیزات که از این آب استفاده می‌کنند ۳٪ کاهش می‌یابد و اگر این کاهش دما به $1/67^{\circ}C$ ($3^{\circ}F$) برسد میزان انرژی موردنیاز تجهیزات ذکر شده، ۱۰٪ کاهش می‌یابد. در نتیجه تحقیق بر روی افزایش راندمان برج‌های خنک کننده و کاهش دمای آب سرد خروجی از آن ضروری به نظر می‌رسد. از طرفی برج‌های خنک کننده تر در صنایع تهویه مطبوع، پتروشیمی، پالایشگاه‌ها و نیروگاه‌ها نیز مورد استفاده قرار می‌گیرند که این نیز دلیلی بر اهمیت بهینه کردن برج‌های خنک کننده تر می‌باشد.

از سویی دیگر چرخ‌های جاذب^۲ نیز به عنوان یک سیستم جدید جهت رطوبت‌زدایی به صورت روزافزون مورد توجه قرار گرفته است. این سیستم با جذب رطوبت، توانایی تغییر شرایط سایکرومتریک هوای خروجی از خود را دارا می‌باشد. چرخ‌های جاذب (دسیکنت) به خاطر میزان انرژی کم موردنیاز جهت احیا، به عنوان یک سیستم کم‌هزینه نیز تدریجاً مورد توجه قرار گرفته‌اند. این انرژی را می‌توان با استفاده از منابع انرژی مختلف مانند بخار تولیدی پالایشگاه‌ها، انرژی خورشیدی یا هر نوع گرمایی که به هدر می‌رود تأمین کرد.

کنگ و همکاران [۱] نشان دادند که از رطوبت‌زن در سیستم خنک کننده دسیکنتی می‌توان استفاده کرد و ضریب عملکرد^۳ را با استفاده از این بخش بهبود بخشیدند. بانکس و همکاران [۲] روشی ارائه کردند تا فرآیندهای انتقال جرم و حرارت درون چرخ دسیکنت را پیش‌بینی کنند. همچنین بانکس و همکاران [۳] فرآیندهای انتقال جرم و انرژی درون مواد متخلخل را با استفاده از روش قیاس غیرخطی مورد تحلیل قرار دادند و عملکرد رطوبت‌گیر سیلیکاژل را پیش‌بینی کردند. ژنگ و همکاران [۴] در مورد اثر سرعت دورانی بر روی عملکرد چرخ دسیکنت با استفاده از روش‌های عددی مطالعاتی انجام دادند. هنینگ و همکاران [۵] استفاده از انرژی خورشیدی را برای احیای

۱. Desiccant Wheel

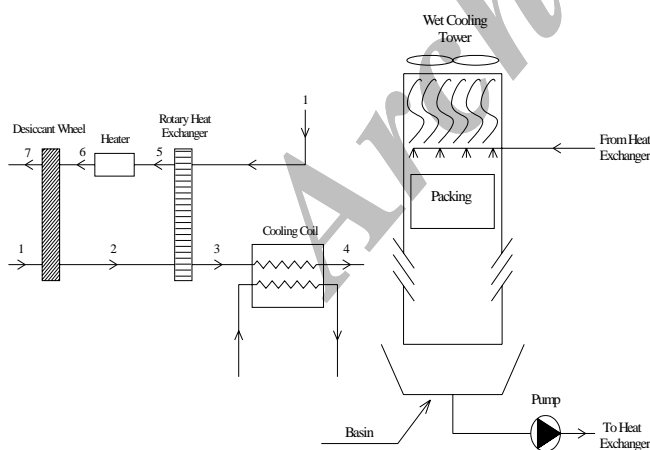
۲. COP (Coefficient Of Performance)

۳. By Pass Factor

دست آمدن تمام پارامترهای چرخ دسیکنت به صورت بهینه و با استفاده از آنها، دمای حباب مرطوب هوای خروجی از کویل سرد برای دماهای مختلف سطح کویل به دست می‌آید و این کار برای چند شهر مختلف ایران انجام می‌شود.

توصیف مسأله

در مطالعه انجام شده، از یک چرخ دسیکنت، مبدل حرارتی و یک کویل سرد استفاده می‌شود و با انتخاب تمام پارامترهای چرخ دسیکنت به صورت بهینه برای دماهای سطح متفاوت کویل، دمای هوای مرطوب ورودی به برج مورد بررسی قرار می‌گیرد. چرخ دسیکنت، یک چرخ استوانه‌ای به طول L و شعاع R می‌باشد و این چرخ دارای دیواره‌هایی از جنس یک جاذب مانند سیلیکاژل می‌باشد. این چرخ به دو بخش تقسیم می‌شود که یک بخش آن قسمت جاذب است که در آن رطوبت هوا جذب می‌شود و در قسمت دیگر با گرم شدن چرخ، رطوبت آن از بین می‌رود و چرخ این قابلیت را پیدا می‌کند تا مجدداً رطوبت جذب کند. همان‌طور که در شکل (۱) مشاهده می‌شود، هدف از مجموعه حاضر این است که دمای هوای بیرون از نقطه (۱) به نقطه (۴) برسد تا دمای حباب مرطوب هوای بیرون کاهش یابد و این هوا به داخل برج هدایت می‌شود تا عملکرد برج بهبود یابد و دمای آب خنک خروجی از برج نسبت به زمانی که مجموعه قبل از برج وجود نداشته باشد مقایسه می‌شود. در شکل (۲)، می‌توان تأثیر وجود مبدل حرارتی و کویل را بر روی کاهش T_{wb} مشاهده نمود.



شکل ۱: طرحواره جریان در عبور از چرخ دسیکنت، مبدل حرارتی و کویل سرد مربوطه

چرخ دسیکنت مورد بررسی قرار دادند و نشان دادند که برای سیستم‌های تبرید دسیکنتی استفاده از انرژی خورشیدی، مصرف انرژی را تا ۵۰٪ کاهش می‌دهد. اسفندیاری نیا و همکاران [۶] با حل معادلات انتقال جرم و انرژی، یک رابطه ساده برای دما و رطوبت مطلق خروجی از چرخ دسیکنت ارائه کردند. آنها همچنین در تحقیق خود نشان دادند که بهترین دما برای احیای چرخ دسیکنت، دمایی بین $90^{\circ}C - 60^{\circ}C$ می‌باشد. وزیری فرد و سعیدی [۷] بر روی اهمیت رطوبت‌زدایی و ضررهای ناشی از عدم استفاده از آن در ایران مطالعاتی انجام دادند. پاسدار شهری و همکاران [۸] بر روی نحوه عملکرد سیکل سرمایشی دسیکنت تهویه‌ای و نیز سیکل سرمایشی دسیکنت بازگشتی مطالعاتی انجام دادند و اثر دما، رطوبت هوای محیط و دمای احیا را بر کارایی و میزان آب مصرفی و نیز دمای خروجی این دو نوع سیکل سرمایشی مورد بررسی قرار دادند و نشان دادند که سیکل سرمایشی دسیکنت بازگشتی در بسیاری از نقاط ایران، شرایط آسایش را می‌تواند تأمین کند.

از سویی دیگر، کاچواها و همکاران [۹] به صورت تجربی و تئوری، یک خنک‌کننده تبخیری را مورد بررسی قرار دادند و نتایج به دست آمده از روش تجربی را با داده‌های به دست آمده از روش‌های تئوری مقایسه کردند. فیسکو و همکاران [۱۰] یک مدل ریاضی برای پیش‌بینی عملکرد برج‌های خنک‌کننده جریان طبیعی^۱ ارائه دادند و نتایج به دست آمده را با گزارش‌های ارائه شده توسط دیگر محققین مقایسه کردند. خان و همکاران [۱۱] مدل‌هایی ریاضی برای مدل کردن فرآیندهای انتقال جرم و حرارت درون برج‌های خنک‌کننده را ارائه دادند. نافون [۱۲] نیز بر روی برج‌های خنک‌کننده مطالعاتی انجام داد و نشان داد که دمای آب ورودی به برج به صورت ناچیزی بر روی دمای آب سرد خروجی از آن اثر دارد. یوجین و همکاران [۱۳] نیز رابطه‌ای برای دمای آب سرد خروجی از برج ارائه دادند که این رابطه تابعی از دمای حباب مرطوب هوای ورودی، دمای آب ورودی به برج و یک سری ضرایب می‌باشد که این ضرایب برای هر برج به صورت تجربی و با آزمایش به دست می‌آیند.

در مورد چرخ دسیکنت و برج‌های خنک‌کننده، تحقیقات وسیعی انجام شده است ولی تاکنون هیچ گونه مطالعه‌ای در زمینه اثر چرخ دسیکنت بر روی عملکرد برج‌های خنک‌کننده انجام نشده است که هدف از تحقیق موجود، بررسی تأثیر چرخ دسیکنت بر روی دمای آب سرد خروجی از برج‌های خنک‌کننده می‌باشد. در این مطالعه از یک چرخ دسیکنت، مبدل حرارتی و نیز یک کویل سرد استفاده می‌شود تا دمای حباب مرطوب هوای ورودی به برج کاهش یابد. برای این کار پارامترهای مختلف چرخ دسیکنت تغییر می‌کند تا کمترین دمای حباب مرطوب هوای خروجی از مبدل حرارتی به دست آید و با به

با استفاده از روابط (۴) و (۵)، دما و رطوبت مطلق هوای خروجی از چرخ دسیکنت (نقطه ۲) به دست می‌آید. در مرحله بعد، باید تأثیر مبدل حرارتی بر روی هوای خروجی از چرخ دسیکنت مورد بررسی قرار گیرد (نقطه ۳). به این منظور از یک مبدل حرارتی با راندمان ۹۰٪ استفاده می‌شود که رابطه مربوط به راندمان مبدل حرارتی به صورت زیر می‌باشد:

$$\eta = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_1} \quad (۶)$$

در معادله فوق، T_2 از رابطه (۳) به دست می‌آید و T_1 همان دمای هوای بیرون است. با به دست آمدن دمای هوای خروجی از مبدل حرارتی، باید دمای هوای خروجی از کویل سرد به دست آید (نقطه ۴). در این قسمت از یک کویل سرد با ضریب کنارگذر برابر 0.1 استفاده می‌شود که معادله مربوط به ضریب کنارگذر کویل سرد به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$BPF = \frac{T_4 - T_s}{T_3 - T_s} \quad (۷)$$

T_s دمای سطح کویل سرد می‌باشد. با توجه به شکل (۲)، $\omega_4 = \omega_3 = \omega_2$ و با به دست آوردن دمای نقطه (۴) از رابطه (۷) و نیز $\omega_4 = \omega_2$ از رابطه (۱)، می‌توان دمای حباب مرطوب نقطه (۴) را از یک مدل ریاضی که توسط ال‌نمیر و همکاران [۱۴] ارائه شد به دست آورد. در اینجا از این مدل استفاده می‌شود و با به کار بردن روش سعی و خطا، شرایط سایکرومتریک هوا مورد بررسی قرار می‌گیرد که این مدل به صورت زیر می‌باشد:

$$v = \frac{R_a(T_{db} + 273.15)}{P - P_v} \quad (۸)$$

$$\omega = 0.622 \frac{P_v}{P - P_v} \quad (۹)$$

$$P_v = P_w - \frac{(P - P_w)(T_{db} - T_{wb})}{1532 - 1.3(T_{wb} + 273.15)} \quad (۱۰)$$

$$\phi = \frac{\omega(P - P_v)}{0.622 P_{vs}} \quad (۱۱)$$

$$h = T_{db} + \omega(1.86 T_{db} + 2501.3) \quad (۱۲)$$

$$\text{Ln}\left(\frac{P_{vs}}{2337}\right) = 6789 \left(\frac{1}{293.15} - \frac{1}{T_{db} + 273.15}\right) \quad (۱۳)$$

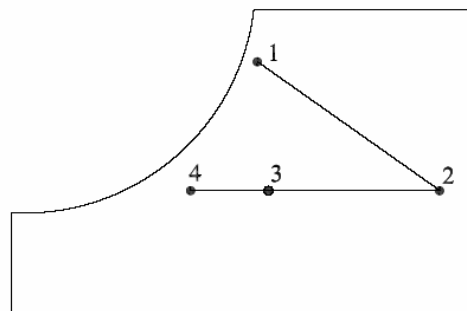
$$-5.031 \text{Ln}\left(\frac{T_{db} + 273.15}{293.15}\right) \quad (۱۳)$$

$$\text{Ln}\left(\frac{P_v}{2337}\right) = 6789 \left(\frac{1}{293.15} - \frac{1}{T_{dp} + 273.15}\right) \quad (۱۴)$$

$$-5.031 \text{Ln}\left(\frac{T_{dp} + 273.15}{293.15}\right) \quad (۱۴)$$

$$\text{Ln}\left(\frac{P_w}{2337}\right) = 6789 \left(\frac{1}{293.15} - \frac{1}{T_{wb} + 273.15}\right) \quad (۱۵)$$

$$-5.031 \text{Ln}\left(\frac{T_{wb} + 273.15}{293.15}\right) \quad (۱۵)$$



شکل ۲: فرآیند جریان هوا در عبور از چرخ دسیکنت، مبدل حرارتی و کویل سرد بر روی نمودار سایکرومتریک ($T_{wb4} < T_{wb3} < T_{wb1}$)

در شکل (۱)، چرخ دسیکنت با جذب رطوبت، نیاز به احیا دارد تا با از بین رفتن رطوبت، این قابلیت را بیابد تا مجدداً بتواند رطوبت جذب کند. به این علت از یک گرمکن^۱ استفاده می‌شود تا هوا را گرم کند و این هوا به داخل چرخ دسیکنت وارد می‌شود و چرخ را احیا می‌کند.

معادلات حاکم

مهم‌ترین بخش در مطالعه موجود، به دست آوردن شرایط هوای خروجی از چرخ دسیکنت می‌باشد. در این قسمت با استفاده از یک مدل ریاضی، دما و رطوبت مطلق خروجی از چرخ دسیکنت به دست می‌آید که این مدل به صورت زیر می‌باشد [۶]:

$$\omega_0 = \omega_2 = \omega_1 - \varepsilon \omega_i \quad (۱)$$

$$\varepsilon = f(T_{db}) f(\omega_i) f(N) f(T_{reg}) f(D_H) f(d_t) f(u) \quad (۲)$$

$$T_0 = T_2 = g(T_{db}) g(\omega_i) g(N) g(T_{reg}) g(D_H) g(d_t) g(u) \quad (۳)$$

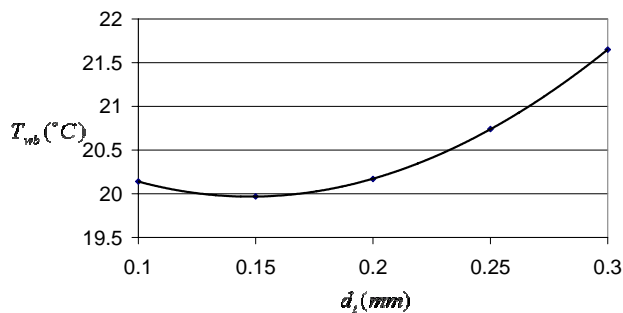
در روابط (۲) و (۳)، f و g توابعی از متغیرهای چرخ دسیکنت می‌باشند که توابع f به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\begin{aligned} f(T_{db}) &= -0.0001 T_{db}^2 - 0.0031 T_{db} + 0.8353, \\ f(\omega_i) &= 592.77 \omega_i^2 - 41.23 \omega_i + 1.283, \\ f(N) &= -0.0001 N^2 + 0.0042 N + 0.4474, \\ f(T_{reg}) &= -0.0001 T_{reg}^2 + 0.0355 T_{reg} - 0.4924, \\ f(D_H) &= -0.0572 D_H^3 + 0.0933 D_H^2 + 0.6139 D_H - 0.0922, \\ f(d_t) &= -21.67 d_t^2 + 6.93 d_t + 1.34, \\ f(u) &= -0.0611 u + 0.8376 \end{aligned} \quad (۴)$$

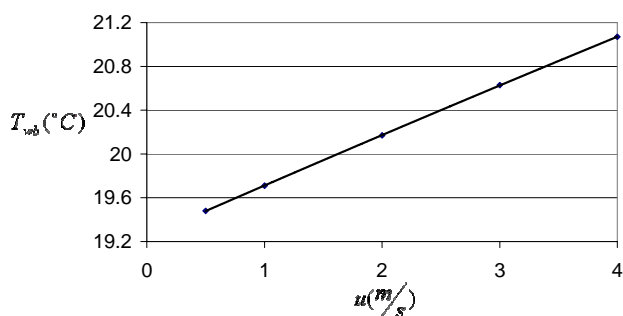
همچنین توابع g به صورت زیر می‌باشند:

$$\begin{aligned} g(T_{db}) &= -0.0001 T_{db}^2 + 0.0275 T_{db} + 0.7993, \\ g(\omega_i) &= 594.48 \omega_i^2 + 26.76 \omega_i + 3.79, \\ g(N) &= -0.0002 N^2 + 0.0112 N + 0.4201, \\ g(T_{reg}) &= -0.0004 T_{reg}^2 + 0.1255 T_{reg} + 0.6757, \\ g(D_H) &= -0.039 D_H^3 + 0.026 D_H^2 + 0.603 D_H + 0.0912, \\ g(d_t) &= -18.79 d_t^2 + 7.92 d_t + 1.75, \\ g(u) &= -0.060 u + 0.7973 \end{aligned} \quad (۵)$$

مبدل کمترین مقدار خود را دارد و نیز با توجه به شکل (۶)، دمای T_{wb3} در $u = 0.5 \text{ m/s}$ کمترین مقدار می‌باشد.

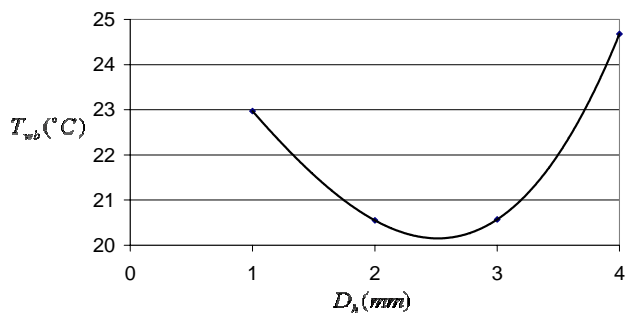


شکل ۵: تأثیر ضخامت جاذب در کاهش T_{wb} هوای خروجی از مبدل حرارتی



شکل ۶: تأثیر سرعت هوا در کاهش T_{wb} هوای خروجی از مبدل حرارتی

در انتها با توجه به شکل (۷) می‌توان مشاهده نمود که با داشتن قطر هیدرولیکی در حدود $D_H = 2.51 \text{ mm}$ ، دمای T_{wb3} کمترین مقدار خود را دارد.



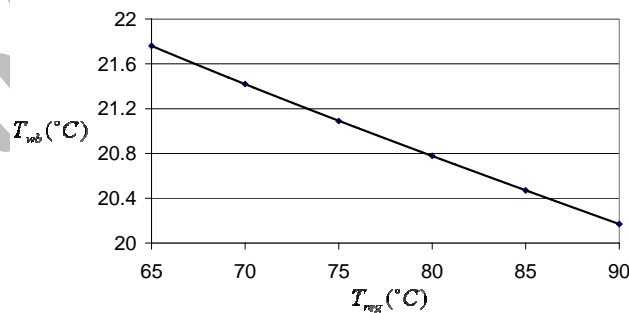
شکل ۷: تأثیر قطر هیدرولیکی کانال چرخ دسیکنت در کاهش T_{wb} هوای خروجی از مبدل حرارتی

با در نظر گرفتن تمام پارامترهای چرخ دسیکنت به صورت بهینه، دمای T_{wb} هوای ورودی به برج برای شهر رشت، از $25.73 \text{ }^\circ\text{C}$ تا حدود $18.64 \text{ }^\circ\text{C}$ کاهش می‌یابد. در جدول (۱)، پارامترهای بهینه چرخ دسیکنت، دمای حباب خشک و مرطوب هوای خروجی از مبدل حرارتی با استفاده از پارامترهای بهینه چرخ دسیکنت را برای چند

با مشخص بودن T_{db} و ω در نقطه (۴) و با حل روابط (۸)-(۱۵) می‌توان T_{wb} در نقطه (۴) را به دست آورد.

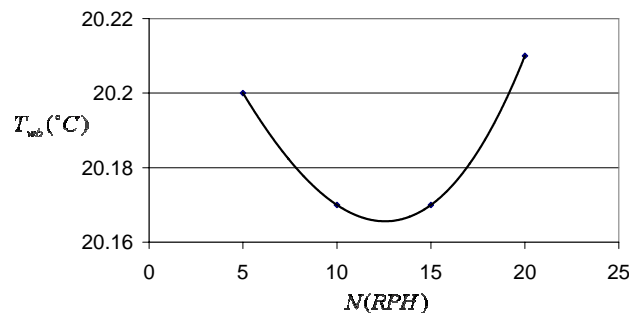
بررسی پارامترهای مختلف چرخ دسیکنت در کاهش دمای T_{wb} هوای بیرون و انتخاب مقادیر بهینه آنها

در این قسمت از هوایی با $T_{db} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$ و $\omega = 18.4 \text{ kg/kg}$ استفاده می‌شود که مربوط به شرایط طراحی هوای شهر رشت در تابستان می‌باشد. مشخصات چرخ دسیکنت انتخابی به صورت $N = 15 \text{ RPH}$ ، $T_{reg} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ ، $D_H = 2.33 \text{ mm}$ ، $d_t = 0.2 \text{ mm}$ و $u = 2 \text{ m/s}$ می‌باشد که اسفندیاری نیا و همکاران [۲] در مقاله خود از آن استفاده کردند. در اشکال (۳)-(۷) اثر تغییر هر یک از این پارامترها را بر T_{wb} هوای خروجی از مبدل حرارتی می‌توان مشاهده کرد که این نتایج با استفاده از نرم‌افزار MATLAB به دست آمده‌اند. همان‌طور که در شکل (۳) مشاهده می‌شود، با افزایش دمای احیا، T_{wb} هوای خروجی از مبدل حرارتی کاهش می‌یابد.



شکل ۳: تأثیر T_{reg} در T_{wb} هوای خروجی از مبدل حرارتی

با توجه به شکل (۴)، در حدود $N = 14 \text{ RPH}$ ، T_{wb} هوای خروجی از مبدل حرارتی، کمترین مقدار خود را خواهد داشت.



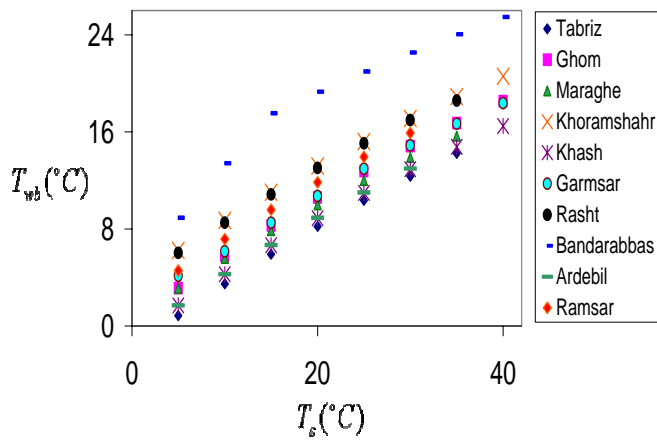
شکل ۴: تأثیر سرعت دورانی چرخ دسیکنت در کاهش T_{wb} هوای خروجی از مبدل حرارتی

در ادامه با مشاهده شکل (۵) مشخص می‌شود که با کاهش ضخامت جاذب تا $d_t = 0.15 \text{ mm}$ ، دمای حباب مرطوب هوای خروجی از

جدول (۱): پارامترهای بهینه چرخ دسیکنت برای چند شهر ایران و دمای هوای خروجی از مبدل حرارتی با انتخاب این پارامترها به صورت بهینه

تبریز	قم	خاش	گرمسار	خرمشهر	مراغه	اردبیل	رامسر	رشت	بندرعباس	
۱۳۶۱	۹۳	۱۳۹۴	۸۲۵	۱۰	۱۴۷۶	۱۳۱۴	-۲۰	-۷	۱۰	H(m)
۳۴	۴۰	۳۸/۶	۳۹	۴۳	۳۴/۴	۲۹/۷	۲۹/۴۴	۳۱/۹	۴۰	T _{db} (°C)
۰/۰۰۹	۰/۰۰۹	۰/۰۱	۰/۰۱۲	۰/۰۱۳	۰/۰۱۴	۰/۰۱۴	۰/۰۱۷	۰/۰۱۸	۰/۰۲۶	ω _i (kg/kg)
۵	۵	۱۷	۵	۵	۷/۵	۱۴	۱۴	۱۴	۹	N _{opt.} (RPH)
۹۰	۹۰	۹۰	۹۰	۹۰	۹۰	۹۰	۹۰	۹۰	۹۰	(T _{reg}) _{opt.} (°C)
۲/۵۱	۲/۵	۲/۵۱	۲/۵۱	۲/۵۱	۲/۵۱	۲/۵	۲/۵۱	۲/۵۱	۲/۵۱	(D _H) _{opt} (mm)
۰/۱۳	۰/۱۳	۰/۱۴	۰/۱۴	۰/۱۳	۰/۱۴	۰/۱۵	۰/۱۵	۰/۱۵	۰/۱۴	(d _i) _{opt} (mm)
۰/۵	۰/۵	۰/۵	۰/۵	۰/۵	۰/۵	۰/۵	۰/۵	۰/۵	۰/۵	u _{opt.} (m/s)
۲۳/۳	۲۶/۳	۲۵/۱	۲۷/۲۲	۲۹	۲۶/۱	۲۵/۳	۲۸/۳	۲۹	غیرممکن	T _{cw} (C)
۱۴/۷۶	۱۹/۳۳	۱۶/۷۳	۱۸/۴۳	۲۲/۳۴	۱۶/۸	۱۴/۰۴	۱۷/۱	۱۸/۶	۲۶/۶	(T _{wb3}) _{opt.} (°C)
۳۶/۴۹	۴۲/۳۳	۴۱/۶۲	۴۱/۶	۴۵/۵	۳۷/۱۵	۳۲/۸۴	۳۳/۰۵	۳۶/۱۳	۴۴/۲۳	T ₃ (°C)

شهر مختلف ایران می‌توان مشاهده نمود.



شکل ۸: تأثیر دمای سطح کویل سرد، بر روی دمای حباب مرطوب هوای خروجی از آن (T_{wb4}) برای چند شهر مختلف ایران

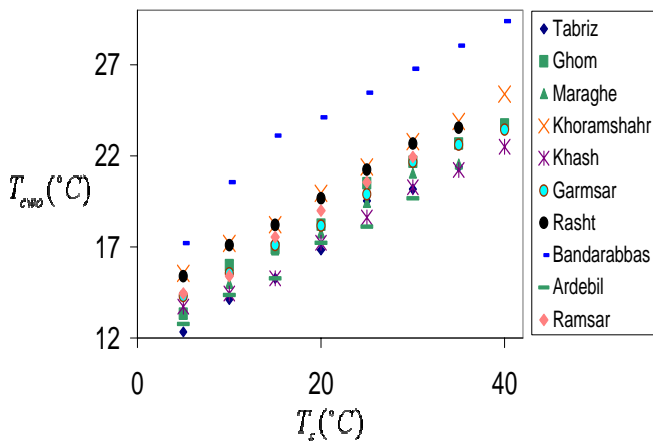
در شکل (۸)، دماهای سطح T_s بر مبنای T_s < T₃ انتخاب شده‌اند. همچنین برای به دست آوردن T₄ از رابطه (۷)، T₃ دمای هوای خروجی از مبدل حرارتی می‌باشد در حالی که تمام پارامترهای چرخ دسیکنت به صورت بهینه انتخاب شوند.

تأثیر کاهش T_{wb} در دمای آب خروجی از برج خنک‌کننده
در این بخش، تأثیر کاهش T_{wb} بر روی کاهش دمای آب سرد خروجی از برج مورد بررسی قرار می‌گیرد. در این راه از یک

تأثیر استفاده از کویل سرد در کاهش T_{wb} هوای ورودی به برج

در این بخش تأثیر استفاده از یک کویل سرد بر روی هوای خروجی از مبدل حرارتی و کاهش دمای حباب مرطوب آن مورد بررسی قرار می‌گیرد. همان‌طور که در شکل (۲) نشان داده شده است، کویل سرد هیچ گونه اثری بر روی رطوبت مطلق هوای خروجی از مبدل حرارتی ندارد اما دمای حباب خشک آن را کاهش می‌دهد و در نتیجه دمای حباب مرطوب نیز کاهش می‌یابد. در نتیجه با کاهش این دما می‌توان عملکرد برج را بهبود بخشید و دمای آب خروجی از آن را کاهش داد. در ادامه کاهش دمای حباب مرطوب هوای خروجی از کویل سرد، برای دماهای مختلف سطح آن به دست می‌آید و این کار برای چند شهر مختلف ایران انجام می‌شود. دمای حباب مرطوب با استفاده از روابط (۸)–(۱۵) محاسبه می‌شود. در شکل (۸) می‌توان T_{wb} هوای خروجی از کویل سرد را برای دماهای سطح متفاوت کویل مشاهده نمود.

شهرهای انتخابی ایران را در شکل (۱۰) می‌توان مشاهده نمود. T_{wb} مورد استفاده، همان مقادیر موجود در شکل (۸) می‌باشند.



شکل ۱۰: مقادیر دمای آب سرد خروجی از برج برای دماهای سطح کویل متفاوت شهرهای انتخابی ایران

نسبت دبی جرمی آب به هوای بهینه مورد نیاز برج‌های خنک‌کننده

یکی از بحث‌های مهم در طراحی برج‌های خنک‌کننده، محاسبه نسبت دبی جرمی آب به دبی جرمی هوای بهینه در برج‌های خنک‌کننده است. با انتخاب صحیح این مقدار، راندمان برج بالاتر می‌رود و دمای آب خروجی از آن به دمای حباب مرطوب هوای ورودی نزدیک‌تر می‌شود و در نتیجه دمای آب خروجی تا حد امکان کمتر می‌شود. سویلمز [۱۶] نشان داد که در برج‌های خنک‌کننده جریان مخالف، نسبت دبی جرمی آب به هوای مورد نیاز برج به صورت زیر به دست می‌آید:

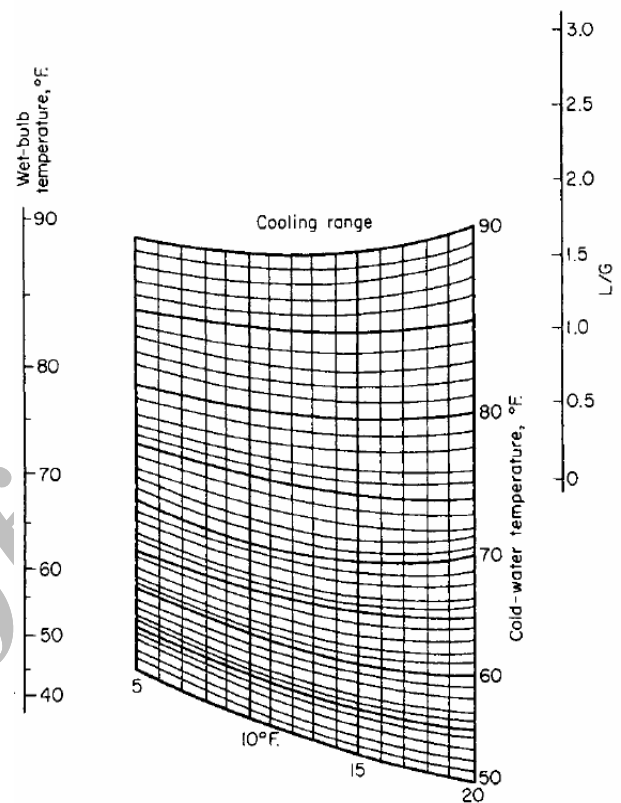
$$\left(\frac{L}{G}\right)_{opt.} = \frac{C_{p,a}}{C_w} + \frac{h_{fg} \times 0.622 \times e^{\frac{18.6 - \frac{5206.9}{T_w + 273.15}}{T_w + 273.15}} \times 5.2069 P}{C_w (T_w + 273.15)^2 \left[P \times 10^{-3} - e^{\frac{18.6 - \frac{5206.9}{T_w + 273.15}}{T_w + 273.15}} \right]^2} \quad (16)$$

در رابطه فوق $C_{p,a}$ گرمای ویژه هوا و برابر 1.0035 kJ/kg ، C_w گرمای ویژه آب برابر با $4.184 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ و h_{fg} گرمای نهان تبخیر آب برابر با 2500 kJ/kg می‌باشد. T_w متوسط دمای آب گرم ورودی و آب سرد خروجی از برج بر حسب $^\circ\text{C}$ می‌باشد. P فشار محیط بر حسب pa می‌باشد که این فشار توسط رابطه زیر به دست می‌آید [۱۷].

$$P = 101325 (1 - 2.5577 \times 10^{-5} H)^{5.2599} \quad (17)$$

در شکل (۱۱)، مقادیر نسبت دبی جرمی آب به هوای مورد نیاز برج برای دماهای سطح مختلف کویل نشان داده شده است. در این شکل، برای به دست آوردن دمای T_w موجود در رابطه (۱۶) دمای آب

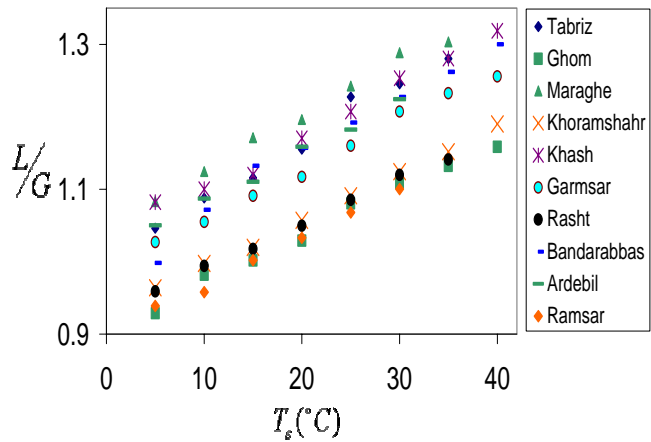
نوموگراف طراحی برج [۱۵] استفاده می‌شود. در این قسمت یک برج خنک‌کننده در نظر گرفته می‌شود که دمای طراحی آب ورودی به آن 35°C (95°F)، دمای طراحی آب سرد خروجی از آن 29.44°C (85°F) و دمای طراحی حباب مرطوب آن 26.66°C (80°F) می‌باشد.



شکل ۹: نوموگراف مربوط به مشخصه برج خنک‌کننده [۱۵]

در حالت ذکر شده، دامنه برج که برابر با دمای آب ورودی منهای دمای آب خروجی است، برابر با 5.56°C (10°F) می‌باشد. در ابتدا در شکل (۹) نقطه $T_{wb} = 26.6^\circ\text{C}$ (80°F) به دمای آب سرد برابر 29.44°C (85°F) متصل می‌شود که این خط، خط اصلی می‌باشد. اینک اگر از هر نقطه‌ای روی محور T_{wb} ، یک خط موازی با خط اصلی رسم شود هر نقطه‌ای که روی محور دمای آب سرد قطع شود این دما، دمای آب سرد خروجی از برج متناظر با دمای T_{wb} مورد نظر با همان دامنه برج اولیه (5.56°C) می‌باشد. نافون [۱۲] نشان داد که دمای آب ورودی به برج، اثر ناچیزی بر دمای آب سرد خروجی از آن دارد. لذا حتی اگر دمای آب ورودی به برج 29.44°C باشد، دمای آب سرد خروجی از برج همان مقادیر به دست آمده توسط T_{wb} مورد نظر می‌باشد. با در نظر گرفتن سیستم موجود در شکل (۱)، مقادیر دمای آب سرد خروجی از برج برای دماهای سطح کویل مختلف و برای

ورودی به برج 35°C (95°F) و دمای آب سرد خروجی، همان مقادیر موجود در شکل (۱۰) می‌باشند.



شکل ۱۱: نسبت دبی جرمی آب به هوای موردنیاز برج برای دماهای سطح مختلف کویل و برای شهرهای انتخابی ایران

نتیجه گیری

در مطالعه انجام شده چرخ دسیکنت مورد ارزیابی قرار گرفت و با در نظر گرفتن شرایط طرح هوای محیط در تابستان، پارامترهای بهینه چرخ دسیکنت به دست آمد. در ادامه با استفاده از تمام پارامترهای چرخ دسیکنت به صورت بهینه، دمای T_{wb} هوای خروجی از مبدل برای شهرهای انتخابی ایران محاسبه شد و مشخص گردید این دما برای شهر رشت از $25/73^{\circ}\text{C}$ به $18/64^{\circ}\text{C}$ کاهش می‌یابد. در ادامه پس از مبدل حرارتی از یک کویل سرد استفاده شد و با در نظر گرفتن تمام پارامترهای چرخ دسیکنت به صورت بهینه، دمای T_{wb} هوای خروجی از کویل و ورودی به برج برای هر دمای سطح کویل به دست آمد و مشخص شد این دما برای شهرهایی که دمای T_{wb} نزدیک به هم دارند، تقریباً با هم برابر است. حداکثر دمای انتخابی به نحوی انتخاب شد که $T_s \langle T_3$ باشد. با به دست آمدن دمای T_{wb} هوای ورودی به برج برای هر T_s ، دمای آب سرد خروجی از برج برای شهرهای انتخابی، نسبت به زمانی که سیستم مورد نظر وجود نداشته باشد به دست آمد و مشخص گردید که دمای آب خروجی نسبت به مقدار اولیه طراحی، کاهش قابل توجهی پیدا می‌کند و این دما برای شهرهایی که دمای T_{wb} نزدیک به هم دارند نیز تقریباً با هم برابر است. همچنین در مطالعه انجام شده، نسبت دبی جرمی آب به دبی جرمی هوای بهینه که برجهای خنک کننده جریان مخالف بهترین عملکرد را دارند نیز برای شهرهای مذکور به دست آمد.

تشکر و قدر دانی

در اینجا لازم است از حمایت‌های فنی و مالی شرکت نفت و گاز پارس و شرکت ملی نفت ایران در شکل گیری این تحقیق تشکر و قدردانی گردد.

فهرست علائم

BPF	ضریب نفوذپذیری کویل
$C_{p,a}$	گرمای ویژه هوای خشک، $\text{kJ}/\text{kg}^{\circ}\text{C}$
C_w	گرمای ویژه آب، $\text{kJ}/\text{kg}^{\circ}\text{C}$
d_t	ضخامت جاذب، mm
D_H	قطر هیدرولیکی کانال چرخ دسیکنت، m
f, g	توابع متغیرهای چرخ دسیکنت
G	دبی جرمی هوا، kg/s
H	ارتفاع محل از سطح دریا، m
h_{fg}	گرمای نهان تبخیر آب، kJ/kg
L	دبی جرمی آب، kg/s
N	سرعت دورانی چرخ دسیکنت، RPH
P	فشار هوای محیط، pa
P_v	فشار جزئی بخار آب، pa
P_{vs}	فشار بخار اشباع در دمای T_{db} ، pa
P_w	فشار بخار اشباع در دمای T_{wb} ، pa
R	شعاع چرخ دسیکنت، m
R_a	ثابت هوا، $J/\text{kg}^{\circ}\text{K}$
T_1	دمای هوای محیط، $^{\circ}\text{C}$
T_0, T_2	دمای هوای خروجی از چرخ دسیکنت، $^{\circ}\text{C}$
T_3	دمای هوای خروجی از مبدل حرارتی، $^{\circ}\text{C}$
T_{cwo}	دمای آب سرد خروجی از برج با قرار دادن چرخ دسیکنت، مبدل حرارتی و کویل سرد، $^{\circ}\text{C}$
T_{cww}	دمای آب سرد خروجی از برج بدون قرار دادن چرخ دسیکنت، مبدل حرارتی و کویل سرد، $^{\circ}\text{C}$
T_{db}	دمای هوای محیط، $^{\circ}\text{C}$
T_{reg}	دمای هوای احیا، $^{\circ}\text{C}$
T_s	دمای سطح کویل، $^{\circ}\text{C}$
T_w	متوسط دمای آب ورودی و خروجی از برج، $^{\circ}\text{C}$
u	سرعت هوا، m/s
ε	ضریب عملکرد چرخ دسیکنت

علائم یونانی

[12] Pairam Naphon, "Study on the heat transfer characteristics of an evaporative cooling tower", International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 32, pp. 1066-1074, 2005.

[13] Guang-Yu Jin, Wen-Jian Cai, Lu Lu, Eng Lock Lee, Andrew Chiang, "A simplified modeling of mechanical cooling tower for control and optimization of HVAC systems", International Journal of Energy Conversion and Management, vol. 48, pp. 355-365, 2007.

[14] M. A. AL-Nimr, B. A. Abu Nabah, M. Naji, "A novel summer air conditioning system", International Journal of Energy Conversion and Management, vol. 43, pp. 1911-1921, 2002.

[15] Don W.Green, Robert H.Perry, Perry's chemical engineers', McGraw Hill. Eighth Edition.

[16] M. S. Söylemez, "On the optimum performance of forced draft counter flow cooling tower", International Journal of Energy Conversion and Management, vol. 45, pp. 2335-2341, 2004.

[17] Zhiming Gao, Viung C. Mei, John j. Tomlinson, "Theoretical analysis of dehumidification process in desiccant wheel", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 41, pp. 1033-1042, 2005.

η	راندمان مبدل حرارتی
ν	حجم مخصوص، m^3/kg
ω_0, ω_2	رطوبت مطلق هوای خروجی از چرخ دسیکنت، kg/kg
ω_i	رطوبت مطلق هوای محیط، kg/kg
ϕ	رطوبت نسبی هوا

منابع

[1] T.S. Kang, I.L.Maclain-Cross, "High performance solid desiccant cooling cycles", Transactions of ASME, vol. 111, pp.176-183. 1989.

[2] I. L. Maclain-Cross, P.J Banks, "Coupled heat and mass transfer in regenerators prediction using an analogy with heat transfers", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 15, pp. 1225-1242, 1972.

[3] P.J. Banks, "Coupled equilibrium heat and single adsorbate transfer in fluid flow through a porous medium-2: predictions for a silica-gel air drier", Chemical Engineering Science, vol.27, pp. 1157-1169. 1972.

[4] W.Zheng, W.M.Worek, "Numerical simulation of combined heat and mass transfer process in a rotary dehumidifier", Numerical Heat Transfer Part A, vol. 23, pp. 211-232. 1993.

[5] H.M.Henning, T.Erpenbeck, Hindenberg,I.S.Santamiria, "The potential of solar energy use in desiccant cooling cycles", International Journal of Refrigeration vol. 24. pp. 220-229, 2001.

[6] F. Esfandiari Nia, D. V. Paassen, M. H. Saidi, "Modeling and simulation of desiccant wheel for air conditioning", International Journal of Energy and Buildings, vol. 38, pp. 1230-1239, 2006.

[7] M. H. Saidi, S. Vazirifard, "Hybrid desiccant cooling system", ASHRAE Journal vol. 49, Jan. 2006.

[8]- هادی پاسدار شهری، قاسم حیدری نژاد، شهرام دلفانی، بررسی ترمودینامیکی سیکل سرمایشی دسیکنت و پارامترهای مؤثر بر عملکرد آن، پانزدهمین کنفرانس سالانه (بین‌المللی) مهندسی مکانیک، تهران، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، ۱۳۸۶.

[9] S.S.Kachhwaha, P.L.Dhar, S.R.Kale, "Experimental studies and numerical simulation of evaporative cooling of air with a water spray", Heat and Mass Transfer Conference, India, 1997.

[10] S.P.Fisenko, A.I. Petrushik, A.D.Solodukhim, "Evaporating cooling of water in a natural draft cooling tower", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.45, pp. 4683-4694, 2002

[11] J. R. Khan, B. A. Qureshi, S. M. Zubair, "A comprehensive design and performance evaluation study of counter flow wet cooling towers", International Journal of Refrigeration, vol. 27, pp. 914, 2004.