ISME

یک مدل بهبود یافته براي تحليل عملکرد برج خنک کن بسته

فرزادجعفركاظمي[۱]
استاديار

بيژن رحيمي[۲]
كارشناس ارشد

عليرضا آهنگري[۳]
كارشناس ارشد

منوچهر راد[٤]
استاد

هدف از این مقاله مدل سازی ریاضی تحلیل عملکرد برج های خنک کننده بسته و تعیین اثر پارامترهایی چون دمای آب اسپری شده ، دمای آب خنک شونده و همچنین مشخصات هوای جریان یافته، در سرتاسر برج است. تاثیر نسبت جرمی آب اسپری شده به هوا نیز که اثر مهمی بر روی کارآیی برج دارد، مورد بررسی قرار گرفته و نحوه تغییرات عملکرد برج نسبت به آن تعیین شده است. تغییرات ضریب لوییس در طول برج نیز برای اولین بار بطور دقیق محاسبه شده و مقدار متوسطی برای آن توصیه شده است. همچنین اثر جهت ورود و نحوه توزیع آب خنک شونده نیز مورد بررسی قرار گرفته است.

واژه هاي راهنما: برج خنک كننده بسته ، مدل رياضي ، روش رانگ-کوتا ، كارآيي برج ، ضريب لوييس

۱- مقدمه

انرژي مصرفي در سيستم هاي تهويه مطبوع مرسوم و اثرات زيست محيطي مبردها باعث شده تا روشهايي كه بتوانند باعث كاهش مصرف انرژي و اثرات سوء محيطي شوند از اهميت زيادي برخوردار باشند. يكي از روشهايي كه به منظورحصول اين ايده در طي سالهاي اخير مورد توجه قرار گرفته سيستمهاي سرمايش آزاد است. در اين روش آبي كه دماي آن توسط برج خنک كن كاهش يافته است مستقيما وارد لوله هاي هواساز شده و با عبور هوا از روي لوله ها دماي هوا كاهش مي يابد. استفاده از اين روش در ماههايي از سال كه هوا خيلي گرم نيست مي تواند دركاهش انرژي مصرفي سيستم هاي تهويه مطبوع موثر باشد. در صورت استفاده ازبرج هاي خنک كن باز بايدبراي جلوگيري ازتشكيل رسوب دركويلهاي هواساز از يک مبدل مياني استفاده كرد. يكي ديگر از روشهاي ممكن استفاده از برجهاي خنک كن بسته است. در اين برجها آب پروسه (سيال عامل) در تماس مستقيم با هوا قرار نداشته و در نتيجه آلودگـي آن به حداقل ميزان ممكن كاهش مي يابد.

---

[۱] استادیار، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران جنوب
[۲] نویسنده مسئول، کارشناس ارشد، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران جنوب bijan@bijanrahimi.com
[۳] کارشناس ارشد، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران جنوب
[٤] استاد، دانشكدهٔ مهندسي مكانيک، دانشگاه صنعتی شریف

تجزيه و تحليل برجهاي خنک کن بسته براي تعيين عملکرد و پارامتر هاي تاثير گذار بر عملکرد آنها از سال ۱۹۳۸ توسط Goodman[۱] شروع شد، اما اولين بررسي دقيق در سال ۱۹۶۲ توسط Parker و Treybal انجام گرفت[۲]. آنها با فـرض خطي بودن آنتالپي اشباع نسبت به دماي آب اسپري شده، صرفنظر کردن از تأثير تغييرات حاصل از تبخير آب اسپري شده و همچنين متغير فرض کردن دماي آن در طول برج و ثابت بودن آن در ابتدا و انتهاي برج و در نهايت با انجام آزمايشات گسترده اي بر روي يک برج خنک کننده بسته با شبکه لوله اي مثلثي به قطر خارجي ۱۹ ميليمتر توانستند روابط تجربي را براي ضرايب انتقال حرارت و جرم آب اسپري شده بدست آورده و مقادير خروجي را نيز محاسبه کنند. پس از آنها Mizushina و همکارانش [۳] در سال ۱۹۶۷ و Niitsu و همکارانش[۴] در سال ۱۹۶۹ محققاني بودند که تحقيقات بسيار ارزشمندي را در اين زمينه انجام دادند. Mizushina و همکارانش [۳] با همان فرضيات Parker و Treybal آزمايشات بسيار گسترده اي را بر روي انواع برج هاي بسته با شبکه لوله اي مثلثي و با قطرهاي خارجي ۱۲/۷ ، ۱۹/۰۵ ، ۳۴ و ۴۰ ميليمتر انجام دادند و روابط تجربي مهمي را براي مقادير ضرايب انتقال حرارت و جرم بدست آوردند. Niitsu و همکارانش [۴] نيز همين کار را براي شبکهء لوله اي مثلثي با قطر خارجي ۱۶ ميليمتر انجام دادند. Finlay و Grant [۵] به سال ۱۹۷۴ با بدست آوردن رابطه اي براي انتقال جـرم و با فـرض اينکه فشار بـخار اشباع در هواي مـرطوب رابـطـه اي خطي با دما دارد، به مـعادلات بسيار پيچيده اي دست يافتند که فقط با روشهاي عـددي قابل حـل مي بود . Bykov و همکارانش [۶] ديگر محققاني بودند که در سال ۱۹۸۴ با بررسي تأثير ضرايب انتقال حرارت و جرم و مشخصه جريان سيال در يک برج خنک کننده بسته به يک الگوي پيچيده اي بر حسب دماي آب و آنتالپي هوا دست يافتند و به واسطه آن به ارزيابي تأثير اين مقادير بر روي بهينه سازي عملکرد برج پرداختند. Koschenz [۷] در سال ۱۹۹۵ مدلي براي يک برج خنک کن بسته ارائه داد که آب خروجي از آن براي تغذيه يک سيستم سقف سرد بکار مي رفت. وي در تحليل خود فرض کرد که دماي آب اسپري شده در طول برج ثابت است و دماي آب اسپري برابر آب سرد شده خروجي است. در سال ۱۹۹۷ Zalewski و همکارش [۸] با استفاده از يک تحليل رياضي و استفاده از تشابه انتقال حرارت و جرم مقدار ضريب انتقال جرم را بدست آوردند. در اين تحقيق براي تعيين سطح عبور هوا، اثر ضخامت فيلم آب نيز به حساب آورده شد. در سال ۱۹۹۹ اولين گام در زمينهء استفاده از CFD براي تحليل عملکرد برج هاي بسته توسط Gan و Riffat [۹] برداشته شد. البته در اين روش فرض شد که توزيع شار حرارتي حجمي در لوله ها يکنواخت باشد. در واقعيت اين فرض صحيح نيست زيرا مقدار شار حرارتي براي لوله هاي بالائي بدليل دماي بيشتر آب ورودي زيادتر است. Facao و Oliveira [۱۰] با جمع آوري روابط موجود، اعتبار آنها را براي برجهاي بسته کوچک که در سقف سرد مورد استفاده قرار مي گيرند، بررسي کردند. آنها همچنين با ساخت يک برج خنک کن بسته آزمايشي، نتايج حاصله را مورد بررسي قرار دادند. بر طبق نتايج اين تـحقيق روشـهاي ساده تر جوابهاي دقيقتري نسبت به روشهاي مبتني بر روشهاي عددي و تفاضل محدود بدست مي دهد. در سال ۲۰۰۱ Gan و Riffat و همکارانشان [۱۱] با تصحيح فرضيات مقاله قبلي خود بصورتي که شارحرارتي بصورت خطي از بالا تا پائين برج کم شود مجدداً نتايج را مورد بررسي قرار دادند. در اين حالـت نتايج حـل عـددي مطابقت بـهتري را با نتايج تجـربي نشان مي دادند ولي نهايتاً پيشنهاد نمودند که بهتراست درحل عددي ازمدلهاي تجربي

استفاده شود. Ala Hasan و Siren [۱۲] در سال ۲۰۰۲ با استفاده از نرم افزار مدلسازي TRNSYS به بررسي اثر پارامترهاي مختلف از قبيل تعداد رديف و ستون و سرعت هوا بر عملكرد برج پرداختند. Facao و Oliveira در سال ۲۰۰۴ [۱۳] با انجام تست هاي متعدد بر روي برج خنک کن بسته آزمايشگاهي خود، روابطي را در اين زمينه ارائه دادند. Ala Hasan و Siren [۱۴،۱۵] نيز در سالهاي ۲۰۰۳ و ۲۰۰۴ اثر پره دار كردن لوله هاي برج خنک کن بسته و همچنين بيضي شدن سطح مقطع لوله ها را مورد بررسي قرار دادند. Qureshi و Zubair [۱۶،۱۷] در سالهاي ۲۰۰۶ و ۲۰۰۷ با استفاده از يک مدل رياضي به تحليل برجهاي خنک کن بسته و كندانسور تبخيري با در نظر گرفتن اثر رسوب پرداختند. آنها در اين دو مقاله خود با نوشتن معادلات انتقال حرارت و جرم به تحليل عملكرد برجهاي خنک کن بسته با استفاده از نرم افزار EES پرداختند، اما براي ساده شدن مدلسازي و حل آن فرضيات ساده كننده اي را در نظر گرفتند. اين فرضيات عبارت بودند از:

- ثابت بودن ضرايب انتقال حـرارت و جـرم بر روي شبكه لوله ها
- واحد بودن ضريب لوييس
- آب داخل شبكه لوله ها از پايين برج وارد شده و از بالاي برج خارج مي شود

فرض سوم در تحليل فوق به دليل ساده شدن روند حل در نظر گرفته شده و هيچ كاربرد صنعتي و عملي ندارد. براي مثال در تمامي برجهاي مورد استفاده در صنايع، آب از بالا وارد و از پايين خارج مي گردد، زيرا همانطور كه در اين مقاله نيز بررسي شده است در اينحالت راندمان برج بالاتر است.

در اين مقاله، با استفاده از مدلسازي رياضي منحصر بفرد انجام شده در طول برج، به بررسي تغييرات پارامترهايي مانند دماي سيالات جاري در برج، آنتالپي و ميزان رطوبت هوا، شار حرارتي و بطور كلي آناليز انتقال حرارت و جرم پرداخته شده است. در اين مدلسازي، ضرايب انتقال حرارت و جرم و ضريب لوييس در طول برج متغير فرض شده اند، كه در هيچيک از كارهاي قبلي انجام نشده و كد نوشته شده براي اين مقاله نيز، اين قابليت را دارد كه اين پارامترها را در طول برج متغير فرض كند و در هر لحظه با استفاده از روابط موجود، مقادير آنها را محاسبه كند. ضمناً براي اولين بار، تأثير جهت ورود آب به داخل برج و همچنين اثر نوع سيستم توزيع آب (موازي يا ضربدري) مورد بررسي قرار گرفته است.

۲- مدل رياضي

در شـكل (۱) نمايي از يـک بـرج خـنک کـننده بسته مـشاهده مي شود. همانطور كه ملاحظه مي شود هوا از پايين برج توسط مكش فن بالاي برج، وارد شده و از روي شبكه لوله ها عبور مي كند. آب اسپري شده نيز از كلكتور نصب شـده در بالاي برج خارج شده و بر روي شبكه لوله ها پاشيده مي شود. اين آب پس از گذر از روي شبكه لوله ها و خنک كردن آب داخل آنها در پايين برج جمع شده و توسط پمپ دوباره به بالاي برج براي گردش مجدد انتقال مي يابد. به همين علت در اين نوع برج ها مي توان با تقريب خوبي دماي آب اسپري شده را در بالا و پايين برج يكسان فرض كرد. آب داخل شبكه نيز كه معمولاً از قسمت فوقاني برج

وارد مي شود، در حركت رو به پايين با عبور از محيط كوران هوا و آب اسپري، مقداري از گـرماي خود را از دست داده و خنک مي شود.

براي مدلسازي رياضي ابتدا فرضيات زير در نظر گرفته شده اند:

۱. سيستم در حالت پايدار[۱] قرار دارد.
۲. محيط برج خنک كننده و همچنين آب اسپري گردشي در سيستم بطور كامل ايزوله مي باشند.
۳. انتقال حرارت تابشي بسيار ناچيز و قابل صـرفنظـر مي باشد.
۴. اتلاف فرار قطرات[۲] ناچيز مي باشد.
۵. سطوح لوله ها بطور كامل و يكنواخت، تَر مي باشد.
۶. هوا و آب ورودي به برج يكنواخت پخش شده و بنابراين تغييرات دمايي آنها در جهت عمودي در نظر گرفته مي شود.
۷. دماي فيلم آب اسپري روي لوله ها در فصل مشترک آب و هوا، برابر دماي بالک آب مي باشد.
۸. ضريب لوييس در طول برج متغير و از رابطه Bosnjakovic [۱۸] محاسبه مي شود.
۹. ضرايب انتقال حرارت و جرم بر روي شبكه لوله ها متغير فرض مي شود.
۱۰. ضخامت لايه فيلم آب روي لوله ها بسيار نازک بوده و مساحت فصل مشترک لايه آب و هوا برابر مساحت خارجي لوله ها در حالت خشک مي باشد.
۱۱. دماي آب اسپري شده در طول برج متغير اما در ابتدا و انتهاي آن برابر مي باشد.
۱۲. آب داخل شبكه لوله اي از قسمت بالايي برج وارد و از قسمت زيرين آن خارج و هوا نيز از پايين وارد و از بالا خارج مي شود.
۱۳. تـغييرات جـرم آب اسـپري شـده كه بـر اثـر تـبخير رخ مي دهد، در نظر گرفته مي شود.

براي دستيابي به يک مدل رياضي صحيح، الماني مانند شكل (۲) در نظر گرفته مي شود. سپس با نوشتن معادلات بقاي جرم و انرژي و با حل دستگاه معادلات بدست آمده تغييرات پارامترهاي مورد نظر اعم از دماها و مشخصات فيزيكي ديگر در طول برج تعيين مي گردد. با توجه به شكل (۲) و با نوشتن رابطه بقاي جرم براي حجم كنترل ABCD ، بدست مي آيد:

$$m_s + m_a = (m_s + dm_s) + m_a(\omega_a + d\omega_a) \quad (۱)$$

با ساده سازي خواهيم داشت :

$$dm_s = -m_a\, d\omega_a \quad (۲)$$

مي دانيم تغييرات m_s در جهت حركت از بالا به پايين برج، بدليل فرآيند تبخير، منفي است. همچنين تغييرات ω_a نيز در جهت حركت هوا از پايين به بالاي برج مثبت است، زيرا رطوبت هوا در اين جهت مدام در حال افزايش مي باشد. علامت منفي بوجود آمده در رابطه (۲) نيز به علت همين موارد است. اگر بقاي جرم براي حجم كنترل AMND برقرار شود، مي توان نوشت:

$$m_s = (m_s + dm_s) + \alpha_m(\omega_s - \omega_a)dA \quad (۳)$$

---

[۱] Steady State
[۲] Drift Loss

يا به عبارت ديگر :

$$dm_s = -\alpha_m(\omega_s - \omega_a)dA \qquad (۴)$$

با توجه به روابط (۲) و (۴) خواهيم داشت :

$$m_a d\omega_a = \alpha_m(\omega_s - \omega_a)dA \qquad (۵)$$

رابطه (۵) بيانگر آن است كه افزايش رطوبت هواي عبوري از روي شبكه لوله ها در اثر تبخير آب اسپري شده روي لوله ها و انتقال جرم رطوبت به هوا مي باشد. همچنين با توجه به قانون بقاي انرژي براي حجم كنترل ADEF داريم:

$$m_w C_w dT_w = -U_o(T_w - T_s)dA \qquad (۶)$$

با برقراري بقاي انرژي براي حجم كنترل MBCN مي توان نوشت:

$$m_a dh_a = \left[\alpha_m(\omega_s - \omega_a)h_{fg} + \alpha_{ca}(T_s - T_a)\right]dA \qquad (۷)$$

با توجه به اينكه :

$$h = C_{ma}T + \omega h_{fg} \qquad (۸)$$

خواهيم داشت:

$$T_s - T_a = \left[h_s - h_a - h_{fg}(\omega_s - \omega_a)\right]/C_{ma} \qquad (۹)$$

با جايگـذاري (۹) در (۷) و با تـوجـه به اينكه $Le_f = \alpha_{ca}/\alpha_m C_{ma}$ خواهيم داشت:

$$m_a dh_a = \alpha_m\left[h_{fg}(\omega_s - \omega_a)(1 - Le_f) + Le_f(h_s - h_a)\right]dA \qquad (۱۰)$$

در نهايت نيز با برقراري بقاي انرژي براي حجم كنترل ECBF مي توان نوشت:

$$m_a dh_a + m_s dh_{fs} + h_{fs} dm_s + dm_s dh_{fs} + m_w dh_w = 0 \qquad (۱۱)$$

اما با توجه به اينكه $h_w = C_w T_w$ و $h_{fs} = C_s T_s$ و با صرفنظر از ترم چهارم رابطه (۱۱) خواهيم داشت:

$$m_s C_s dT_s = -m_a dh_a - C_s T_s dm_s - m_w C_w dT_w \qquad (۱۲)$$

در انتها ، با مرتب نمودن روابط (۴) ، (۵) ، (۶) ، (۱۰) و (۱۲) دستگاه معادلات زير بدست مي آيد:

$$\begin{cases} \frac{dm_s}{dA} = -\alpha_m\left(\omega_s - \omega_a\right) \\ \frac{d\omega_a}{dA} = \frac{\alpha_m}{m_a}\left(\omega_s - \omega_a\right) \\ \frac{dT_w}{dA} = -\frac{U_o}{m_w C_w}\left(T_w - T_s\right) \\ \frac{dh_a}{dA} = \frac{\alpha_m}{m_a}\left[h_{fg}\left(\omega_s - \omega_a\right)\left(1 - Le_f\right) + Le_f\left(h_s - h_a\right)\right] \\ \frac{dT_s}{dA} = -\frac{m_a}{m_s C_s}\cdot\frac{dh_a}{dA} - \frac{T_s}{m_s}\cdot\frac{dm_s}{dA} - \frac{m_w C_w}{m_s C_s}\cdot\frac{dT_w}{dA} \end{cases} \quad (۱۳)$$

همانطور که قبلاً اشاره شد، ضريب لوييس از رابطه Bosnjakovic [۱۸] جايگذاري مي شود.

$$Le_f = 0.9078\left[\left(\frac{\left(\omega_s - \omega\right)}{\left(\omega + 0.622\right)}\right) \Big/ Ln\left(\frac{\omega_s + 0.622}{\omega + 0.622}\right)\right] \quad (۱۴)$$

با توجه به اينكه در اين مقاله تجزيه و تحليل عملكرد یک برج با شبكه لوله اي مثلثي به قطر خارجي ۱۹ ميليمتر صورت گرفته است. مقادير ضرايب انتقال حرارت (α_c) و جرم (α_m) از روابط تجربي بدست آمده توسط Parker و Treybal [۲] محاسبه مي شوند.

$$\alpha_m = 0.049\, G_a^{0.905} \quad (۱۵)$$

$$\alpha_c = 704\left(1.39 + 0.022\,T_s\right)\left(\frac{\Gamma}{D}\right)^{1/3} \quad (۱۶)$$

مقدار U_o نيز كه ضريب انتقال حرارت كلي مي باشد، با استفاده از رابطه زير قابل محاسبه است.

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{\alpha_w}\left(\frac{D}{d}\right) + \frac{D}{2K_{tube}} Ln\left(\frac{D}{d}\right) + \frac{1}{\alpha_c} \quad (۱۷)$$

در رابطه فوق مقدار α_w با توجه به نوع جريان داخل لوله (آرام يا درهم) بدست مي آيد. براي جريان آرام داخل لوله ($Re < ۲۳۰۰$) Kays [۱۹] در سال ۱۹۵۵ رابطه زير را ارائه نمود.

$$Nu = 3.66 + \frac{0.104\left(\mathrm{Re}_w \mathrm{Pr}_w \left(d/L\right)\right)}{1 + 0.016\left(\mathrm{Re}_w \mathrm{Pr}_w \left(d/L\right)\right)^{0.8}} \quad (۱۸)$$

همچنین Dreyer [۲۰] در سال ۱۹۸۸ براي جريان درهم داخل لوله ($2300 < Re < 10^6$) رابطه زير را بدست آورد :

$$Nu = \frac{(f/8)\left(\mathrm{Re}_w - 10^3\right)\mathrm{Pr}_w\left(1+(d/L)^{0.67}\right)}{1+12.7(f/8)^{0.5}\left(\mathrm{Pr}_w^{\;0.67}-1\right)} \quad (۱۹)$$

که در آن:

$$f = \left(1.82\log_{10}\mathrm{Re}_w - 1.64\right)^{-2} \quad (۲۰)$$

شرايط استفاده از رابطه (۱۹) نيز عبارتند از: $0 < d/L < 1$ ، $0.5 < Pr_w < 10^4$ ، $2300 < Re_w < 10^6$

۳- روش عددي و ارزيابي آن

براي حل عددي دستگاه معادلات (۱۳) از روش رانج کوتاي مرتبه چهار استفاده مي شود. در اين روش بصورت کلي، حل از يک سمت شروع شده، ادامـه يافتـه و در سمتـي ديگـر پايان مي پذيرد. در اينجا نيز ابتدا با معلوم بودن مشخصات ورودي (شرايط اوليه) معادلات پله پله حل گشته تا مقادير خروجي تعيين گردند.

در تحليل برجهاي خنک کننده بسته جهت حرکت حل مطابق با جهت حرکت آب داخل لوله مي باشد. به اين صورت که حل از بالاي برج و با مشخصات معلوم ورودي آب داخل و خارج لوله ها و مشخصات خروجي هوا (که بايد حدس زده شود) شروع شده و به مشخصات خروجي آب ها (نامعلوم) و هواي ورودي (معلوم) مـنتهي مي شود. در استفاده از اين روش نکته قابل توجه معلوم نبودن مشخصات خروجي هوا به عنوان شرط اوليه معلوم مي باشد؛ به همين علت نياز است تا همانطور که اشاره شد، در ابتداي حل اين مشخصات حدس زده شوند. بدين صورت که با اين حدس و همچنين معلوم بودن مقادير ورودي ديگر، روند حل آغاز گرديده و در انتهاي برج در صورت يکسان بودن شـرايط هواي بدسـت آمده با شـرايط هواي مـعلوم ورودي، به پايان مي پذيرد و در غيـر اينصورت حل با حدس اوليه ديگري از ابتدا آغاز شده و اين روند ادامه مي يابد. در اين مقاله براي حل دستگاه معادلات (۱۳) به روش رانج کوتاي مرتبه چهار از نرم افزار MATLAB و کُد نويسي در آن بهره گرفته شده و روش حل نيز مانند آنچه در فوق ذکر گرديد، مي باشد. در شکل (۳) روند نماي برنامه آورده شده است. همانطور که مشاهده مي شود، از آنجاييکه براي تعيين مشخصات کامل هواي اتمسفريک نياز به معلوم بودن حداقل دو پارامتر از مشخصه هاي سايکرومتريک مي باشد، مقادير آنتالپي و نسبت رطوبت هواي خروجي در ابتداي برنامه حدس زده مي شوند؛ اما با توجه به دياگرام سايکرومتريک مي دانيم، مقادير آنتالپي و نسبت رطوبت به هم وابسته بوده و نمي توانند بطور مستقل هر مقداري را اختيار کنند، به همين علت در اين برنامه اين قابليت وجود دارد تا اين مقادير را در محدوده صحيح انتخاب کرده و روند حل را ادامه دهد. همچنين دماي آب اسپري نيز از يک مقداري شروع شده و بطور خودکار در روند حل به سمت مقدار صحيح همگرا مي شود. در انتها با برقرار بودن شرط هاي خروج از برنامه، مقادير خروجي هوا، آب و آب اسـپري مشخص شـده و تغييـرات آنها نـيز در طول برج تعيين مي گردند.

براي بررسي صحت برنامه فوق آن را با نتايج آزمايشگاهي يک برج مقايسه کرديم. اين برج توسط شرکت سولزر آلمان ساخته شده و در دانشگاه پورتو موجود مي باشد. محققان بسياري از جمله Facao [۱۰و۱۳]، Riffat و دستيارانش [۱۱،۹و۲۱] و همچنين Ala Hasan [۲۲]، آزمايشات متعددي را با اين برج انجام داده و مقالات معتبري را ارائه داده اند. در اين مقاله نتايج حاصل از آزمايشات اين محققان براي تأييد اعتبار مدلسازي موجود مورد استفاده قرار گرفته است.

اين برج داراي سطح مقطع ۰/۶ در ۱/۲ متر مربع و ارتفاع ۱/۵۵ متر بوده و داراي شبکه لوله اي با چيدمان مثلثي و تعداد ۲۲۸ لوله در ۱۹ ستون و ۱۲ سطر مي باشد. قطر داخلي لوله ها ۱۰ ميليمتر و جنس آنها از مس بوده و طول لوله ها در هر رديف ۱/۲ متر مي با شد که سطح مؤثر انتقال حرارتي برابر ۸/۶ متر مربع را فراهم مي سازد. شکل (۴) نشانگر اين برج و سيستم کنترل جريانات ورودي و خروجي آن مي باشد. همانطور که مشاهده مي شود، سيستم گرمايش آب ورودي برج يک گرمکن الکتريکي بوده که در مخزن تغذيه برج قرار گرفته و دماي مورد نظر آزمايش را توسط تنظيم کننده PID فراهم مي سازد. سرعت فن تأمين کننده هواي برج نيز توسط سيستم کنترلي تنظيم دور فن، کنترل شده و ميزان جريان آب ورودي و آب اسپري نيز توسط دريچه کنترلي و کنترل دور پمپهاي مربوطه تنظيم مي شود. در تمامي نقاط مهم از جمله ورودي و خروجيهاي برج نيز دستگاههاي اندازه گيري براي ثبت نتايج بدست آمده از آزمايش نصب شده اند که تمامي آنها توسط يک دستگاه ثـبت نتايج (HP 34970A) و با کمک از نـرم افزار HP VEE به ثـبـت و طبـقه بندي نتايـج مي پردازند. نتايج بدست آمده از آزمايشات و همچنين نتايج مدلسازي برنامه مورد استفاده در اين مقاله در جدول (۱) مورد مقايسه قرار گرفته اند. با توجه به اين جدول مشاهده مي شود که اين مدلسازي داراي خطاي بسيارکمي بوده و روش حـل ازدقـت قابل قبولي برخوردار مي باشد.

۴- نتايج

در اينجا تجزيه و تحليل عملکرد يک برج خنک کننده بسته با شبکه لوله اي مثلثي به قطر خارجي ۱۹ ميليمتر و با فواصل طولي و عرضي ۸۸ و ۱۶ ميليمتر که در ۴۲ ستون و ۱۴ رديف به طول ۱/۸ متر قرار گرفته اند، صــورت پذيرفته اسـت. در اين بــرج هــوا با دبــي ۴۰,۰۰۰ CFM و دماي خشک ۳۸^{o}C و مرطوب ۲۴^{o}C، آب اسپري شده با دبي جرمي ۳۰۰ GPM و آب داخل شبکه نيز با دماي ۵۰^{o}C و دبي ۳۰ متر مکعب بر ساعت وارد شده و برج در ارتفاع آزاد قرار دارد.

۴-۱- تغييرات دما

همانطور که در شکل (۵) مشاهده مي شود، دماي آب از بالاي برج تا پايين بطور قابل ملاحظه اي کاهش مي يابد، منحني مربوط به اين دما نمايانگر چگونگي تغيير آن در سرتاسر برج مي باشد. در اين حين ملاحظه مي شود که دماي اسپري در ابتدا و انتهاي برج يکسان مانده ، اما در طول برج متغير است. ايـن تغيير به گـونـه اي است که ابتدا به سرعت زياد و سپس تا پايين برج بطور يکنواخت و با شيبي تقريباً معادل منحني آب، کاهش مي يابد. دماي خشک هوا از نقطه ورود خود در پايين برج تا محل خروج (بالاي

برج) بطور يکنواخت و با شيب ملايمي کاهش پيدا مي کند. نکته قابل توجه در اين نمودار اين است که، در جايي که دماي خشک هواي ورودي بيشتر از دماي آب اسپري مي باشد، جهت انتقال گرماي محسوس از هوا به آب اسپري بوده و در عوض گرماي نهان از اسپري به هوا منتقل مي شود. اين بدان معني است که هوا، گرما را بصورت محسوس از دست داده و به شکل نهان جذب مي کند؛ اما در نزديکي بالاي برج يعني در جايي که دو منحني دماي اسپري و هوا با هم تلاقي يافته اند، اين پديده عکس مي شود. در جدول (۲) مقادير خروجي هر يک از پارامترهاي فوق آورده شده است.

۴-۲- تغييرات آنتالپي، رطوبت و جرم اسپري

در شکل (۶) که نشانگر تغييرات آنتالپي هواي مرطوب در طول برج مي باشد، مشاهده مي شود که آنتالپي هوا عليرغم کاهش دما از پايين تا بالاي برج افزايش مي يابد. اين امر بدليل افزايش رطوبت هوا در اين جهت مي باشد، که در شکل (۷) نشان داده شده است. تغييرات جرم آب اسپري شده بر روي شبکه لوله ها در طول برج، که به دليل تبخير رخ داده است نيز در شکل (۸) نمايش داده شده است. همانطور که مشاهده مي شود، ميزان تبخير بسيار کم و در حدود ۰/۲۵ کيلوگرم بر ثانيه مي باشد. البته ميزان تبخير آب اسپري به عوامل متعددي همچون شرايط سايکرومتريک هواي ورودي، دماي آب ورودي به شبکه لوله ها و ابعاد برج و همچنين به نسبت جرم آب اسپري شده به هوا بستگي دارد.

۴-۳- تغييرات شار گرمايي

در شکل (۹) مقدار گرماي خارج شده از هر رديف لوله در طول برج نمايش داده شده است. بطوريکه ملاحظه مي شود در قسمت فوقاني برج اين انتقال بيشتر از ساير نقاط بوده و رفته رفته تا انتهاي برج از اين ميزان کاسته مي شود. اين امر بدليل وجود اختلاف دماي بيشينه بين دماي آب داخل شبکه و آب اسپري شده مي باشد. منحني بدست آمده نيز به فرم منحني نمايي است.

۴-۴- نسبت جرمي بهينه

در برج هاي خنک کننده نسبت جرم آب اسپري شده به جرم هواي ورودي (که در اينجا با $r=m_s/m_a$ نشان داده شده است)، يکي از پارامترهاي مهم در تعيين عملکرد مي باشد. اين پارامتر مي تواند، ميزان بهينه مصرف آب را براي داشتن راندماني بالاتر تعيين کند. براي نشان دادن اهميت آن در اين مقاله سعي شده تا ميزان تغييرات دماي خروجي آب و گرماي گرفته شده از آن نسبت به اين پارامتر مورد بررسي قرار گيرد. همچنين در ادامه مقدار بهينه آب اسپري شده براي برج مورد نظر مورد محاسبه قرار گرفته است. همانطور که در شکل (۱۰) نشان داده شده، ملاحظه مي شود که افزايش r تا ميزان مشخصي مي تواند به بهبود عملکرد برج کمک کند و اين بدان معني است که هميشه افزايش r نمي تواند سبب کاهش بيشتر دماي آب خروجي گردد. زيرا افزايش اين پارامتر، ابتدا به تبخير آب اسپري کمک مي کند اما وقتي که

ميزان آب اسپري از يک حد معيني (که براي هر شرايطي متفاوت است) فراتر رفت، لايه آب پاشيده شده بر روي شبکه لوله ها سبب ايجاد مقاومت حرارتي شده و نرخ انتقال حرارت از آب داخل شبکه به بيرون را کاهش مي دهد. در اينجا با ثابت نگه داشتن ميزان جرم هوا و تغيير مقدار جرم آب اسپري، مقدار r تغيير کرده و مشاهده مي شود که با تغيير اين پارامتر از ۰/۴ تا ۱/۴ دماي آب خروجي کاهش يافته، در محدوده ۱/۴ تا ۱/۶، دما تقريباً ثابت مانده و به ازاي r هاي بالاتر، دما کاهش يافته است. بنابراين مي توان براي برج مورد نظر محدوده ۱/۶ > r > ۱/۴ را محدوده اي مناسب براي ايجاد کمترين دماي ممکن براي آب خروجي دانست. اين پديده را مي توان بصورت ديگري نيز مورد بررسي قرار داد. در شکل (۱۱) ميزان تغييرات گرماي گرفته شده از آب داخل شبکه در طول برج به ازاي مقادير مختلف r نشان داده شده است. ملاحظه مي شود که با ازاي r = ۱/۴ بيشترين مقدار گرما استخراج شده است. نکته جالب توجه در اين نمودار، مربوط به منحني هاي r = ۱/۴ و r = ۲/۲ مي باشد. در بالاي برج مقدار گرماي استخراجي براي حالت r = ۲/۲ بيشتر از حالت اولي است اما ديري نمي پايد که اين روند تغيير کرده و تا انتهاي برج نيز ادامه مي يابد، بطوريکه در کل، مقدار گرماي استخراج شده براي حالت r = ۱/۴ بيشتر از حالت ديگر مي شود.

۴-۵- کارآيي برج

براي درک بهتر مطالب فوق، در شکل (۱۲) ميزان کارآيي برج (ε) نسبت به تغييرات (r) نشان داده شده است. در اين شکل نيز مشاهده مي شود که در محدوده ۱/۶ > r > ۱/۴ کارآيي برج به حداکثر مقدار خود مي رسد. ضمناً يادآوري مي شود که ميزان کارآيي برج (ε) از رابطه (۲۱) محاسبه مي شود.

$$\varepsilon = \frac{T_{w\,in} - T_{w\,out}}{T_{w\,in} - T_{wb\,in}} \qquad (۲۱)$$

۴-۶- تأثير جهت ورود آب شبکه

در برجهاي خنک کننده بسته معمولاً آب درون شبکه لوله ها از بالاي برج وارد و از قسمت پايين برج خارج مي شود. به عبارتي ديگر حرکتي هم جهت با آب اسپري و خلاف هوا دارد. Zubair [۱۷] در مقاله خود حرکت آب را از پايين به بالا فرض کرد. در شکل (۱۳) تأثير اين عمل بر روي کارآيي برج بررسي شده است. همانطور که مشاهده مي شود به ازاي نسبت جرمي هاي متفاوت منحني مربوط به مدل Zubair [۱۷] پايين تر از منحني مربوط به حالت اصلي قرار گرفته است. اين امر نشان دهنده کاهش کارآيي برج براي اين حالت مي باشد. از طرفي مشاهده مي شود که در مدل زُبير (ورود آب درون شبکه از پايين برج) با افزايش ميزان نسبت جرمي r مقدار ضريب کارآيي برج مدام در حال افزايش است. در صورتيکه در مدل واقعي چنين نيست و همانطور که در مورد شکل (۱۲) نيز بحث شد، افزايش کارآيي برج تا مقدار مشخصي از نسبت جرمي r ادامه يافته و سپس به دليل افزايش ضخامت لايه آب اسپري روي شبکه لوله اي و در

نتيجه افزايش مقاومت حرارتي اين لايه و كاهش انتقال حرارت كلي از آب داخل لوله به هوا، از ميزان آن كاسته مي شود. اين پديده كاملاً در شكل (۱۲) و منحني بالايي شكل (۱۳) نشان داده شده است.

دو حالت ورود آب خنک شونده از بالا و پایین برج

۴-۷- تغییرات ضریب لوییس

با توجه به رابطه Bosnjakovic [۱۸] براي ضريب لوييس، تغييرات آن در طول برج مورد نظر در شكل (۱۴) نشان داده شده است. همانطور كه مشاهده مي شود، مقدار اين ضريب در قسمت فوقاني برج رفته رفته افزايش يافته و در همان رديفهاي اوليه به مـقدار بيشينه خود مي رسد، سپس كاهش يافته و در بخش تحتاني به سمت مقدار ثابتي ميل مي كند. با توجه به تعريف اصلي اين ضريب به صورت $Le_f = \alpha_{ca}/\alpha_m C_{ma}$، كه به نوعي معرف نسبت ضريب انتقال حرارت جابجايي آب اسپري نسبت به هوا، به ضريب انتقال جرم مي باشد در مي يابيم كه، تقابل اين دو پارامتر در طول برج سبب پديد آمدن چنين نموداري مي شود. بطوريكه در بخش بالايي برج و تا رديف چهارم ميزان صورت كسر نسبت به مخرج آن در حال افزايش بوده و از رديف چهارم به بعد اين نسبت با اختلاف بسيار كمتري در برابر حالت قبل، عكس شده و در انتها نيز با يـک نسبت ثابـت به رونـد خـود پايان مي دهد. در شكل (۱۵) تغييرات ضريب لوييس در طول برج به ازاي مقادير نسبت جرمي مختلف نشان داده شده است. در ايـن شـكل مشاهده مي شود كه با افـزايش r منحني نمودار يكنواخت تر شده و قوس آن در بخش فوقاني از بين مي رود. البته در كل، اين تغييرات بسيار ناچيز و قابل صرفنظر مي باشد و به همين دليل نيز مقدار اين ضريب را در طول برج معمولاً ثابت فرض مي كنند. در بعضي از مقالات مقدار اين ضريب را برابر يک و در بعضي ديگر برابر ۰/۹ و هـمچنين ۰/۹۲ در نـظر گرفته اند. با توجه به شكل (۱۴) و با محاسبه ميانگين برابر ۰/۹۱۸۳ براي مقادير بدست آمده، ملاحظه مي شود كه در نظر گرفتن مقدار ثابت ۰/۹۲ براي ضريب لوييس تقريب بسيار خوبي مي باشد. در شكل (۱۶) تغييرات ضريب لوييس ميانگين بازاي مقادير مختلف r نشان داده شده است. بطوريكه مشاهده مي شود، با افزايش مقدار نسبت جرمي r مقدار ميانگين ضريب لوييس نيز افـزايش يـافته و در نهايت در مقدار ۰/۹۱۸۳ ثابت مي ماند.

٤-۸- سیستم توزیع آب

يكي ازموارد جالب و با اهميت درتحليل بـرجهاي خنک كننده سيستم تـوزيـع آب در شـبكه لولـه هـا مي باشد. درشكل زيرانواع سيستم توزيع شبكه لوله اي نشان داده شده است. درنوع اول كه آنراموازي ناميده اند، هر ستون به طور جداگانه تا پايين برج امتداد يافته و آب درون هر يک از قسمت تحتاني توسط يک كلكتور جمع آوري مي شود. در اين نوع سيستم آب وارد شده از بالاي برج مسافت كمتري را نسبت به نوع دوم كه مدل ضربدري نام دارد، طي مي كند. در مدل ضربدري آب وارده در هر ستون به صورت ضربدري در لوله ها حركت كرده و به پايين برج مي رسد. ساخت اين نوع شبكه ها نسبت به حالت موازي مشكلتر مي باشد، زيرا

بايد لوله ها را براي توليد هر ستون با پيچ و تاب خاصي به يكديگر جوش داده و سپس اين ستونهاي ضربدري شكل را در كنار يكديگر قرار داد.

همانطور كه در شكل (۱۸) نشان داده شده است، در سيستم توزيع ضربدري آب داخل شبكه لوله ها به ميزان بيشتري خنک مي شود. دليل اين امر نيز افزايش طول مسير حركت آب (المان آب) در داخل برج و درتماس با جريان آب اسـپـري و هـوا مي باشد. به همين علت بازده برجهاي با سيستم توزيع ضربدري از برجهاي مشابه با سيستم توزيع موازي بيشتر است. علاوه بر مورد فوق، با توجه به شكل (۱۸) مشاهده مي شود كه پيک منحني مربوط به سيستم توزيع موازي به ازاي نسبت جرمي هاي بالاتر، نسبت به منحني مربوط به سيستم توزيع ضربدري قرار گرفته است. به عبارت ديگر در اين نوع سيستم توزيع، به ازاي نسبت جرمي هاي بالاتري افزايش بازده (عملكرد) برج حاصل مي گردد. در واقع براي اين نوع سيستم ها بايد مقادير بيشتري آب اسپري و هوا نسبت به سيستم ضربدري بكار رود. در جدول (۳) ميزان دماي آب خروجي از شبكه لوله اي براي دو نوع سيستم توزيع موازي و ضربدري مورد مقايسه قرار گرفته است. در اين جدول به خوبي كاهش دماي بالاتر برجهاي با سيستم توزيع ضربدري مشاهده مي شود.

۵- جمع بندي و نتيجه گيري

در اين مقاله با نوشتن معادلات اساسي انتقال حرارت و جرم در يک برج خنک كن بسته معادلات حاكم در كاملترين حالت ممكن بدست آمده و با استفاده از روش رانج كوتاي مرتبه چهار حل شده اند. با حل اين معادلات نحوه تغييرات كليه پارامترهاي مهم در طول برج بدست آمده و نحوه تغييرات آنها نشان داده شد.
تأثير نسبت جرمي آب اسپري شده به هوا r بر روي ميزان كارآيي برج تعيين و نشان داده شد كه افزايش اين نسبت فقط تا ميزان مشخصي مي تواند سبب كاهش دماي خروجي آب و به تَبَع آن افزايش كارآيي برج گردد، كه اين امر خود بر وجود بررسي هاي مربوط به مساله بهينه سازي تأكيد مي كند. همچنين نحوه تغييرات مـيزان شار گرمايي گرفته شده از آب داخـل شـبكه در طول يک برج با نسبت جرمي هاي متفاوت مورد بررسي قرار گرفته است. با محاسبه ضريب لوييس و چگونگي تغييرات آن در طول برج و همچنين اثر نسبت جرمي r بر آن، نشان داده شد كه ثابت فرض كردن اين ضريب در طول برج خطاي بسيار ناچيز و قابل صرفنظر كردن را به همراه دارد ولي مقدار آن نبايد برابر يک فرض شود. عدد ۰/۹۲ فرض خوبي براي عدد لوئيس متوسط در طول برج است. اثر نوع سيستم توزيع بر عملكرد برج نيز مورد بررسي قرار گرفت و طبق نتايج حاصله در سيستم توزيع ضربدري، سيال جاري در شبكه لوله اي به ميزان بيشتري نسبت به سيستم توزيع موازي قابليت خنک شدن پيدا مي كند . ضمناً ميزان مصرف آب اسپري و هواي ورودي در برج هاي با سيستم توزيع ضربدري كمتر از انواع مشابه با سيستم توزيع موازي براي جذب مقدار يكساني حرارت از سيال جاري در شبكه لوله اي مي باشد.

مراجع

[1] Goodman, W., "The Evaporative Condenser," Heat Piping Air Cond, Vol. 10, pp. 165-328, (1938).

[2] 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).

[3] Mizushina, T., Ito, R., and Miyashita, H., "Experimental Study of an Evaporative Cooler," International Chemical Engineering, Vol. 7 (4), pp. 727-732, (1967).

[4] 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).

[5] 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).

[6] 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).

[7] Koschenz, M., "Model for Closed Circuit Evaporative Cooling Tower," in: Proceedings of the 4th International Conference of IBPSA International Building Performance Simulation Association, Madison, WI, USA, August 1995.

[8] Zalewski, W., and Gryglaszewski, P.A., "Mathematical Model of Heat and Mass Transfer Processes in Evaporative Fluid Coolers," Chemical Engineering and Processing, Vol. 36, pp. 271-280, (1997).

[9] 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).

[10] 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).

[11] 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).

[12] Ala Hasan, A., and Siren, K., "Theoretical and Computational Analysis of Closed Wet Cooling Towers and its Applications in Cooling of Buildings," Energy and Buildings, Vol. 34, pp. 477-486, (2002).

[13] 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).

[14] Ala Hasan, A., and Siren, K., "Performance Investigation of Plain and Finned Tube Evaporatively Cooled Heat Exchangers," Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp. 325-340, (2003).

[15] Ala Hasan, A., and Siren, K., "Performance Investigation of Plain Circular and Oval Tube Evaporatively Cooled Heat Exchangers," Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 777-790, (2004).

[16] Qureshi, B.A., and Zubair, S.M., "A Comprehensive Design and Rating Study of Evaporative Coolers and Condensers, Part I: Performance Evaluation," International Journal of Refrigeration, Vol. 29, pp. 645-658, (2006).

[17] Qureshi, B.A., and Zubair, S.M., "Prediction of Evaporation Losses in Evaporative Fluid Coolers," Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 520-527, (2007).

[18] Kloppers, J.C., and 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).

[19] Kays, W.M., "Numerical Solution for Laminar Flow-Heat Transfer in Circular Tubes," Trans ASME, Vol. 77, pp. 1265-1274, (1955).

[20] Dreyer, A.A., "Analysis of Evaporative Coolers and Condenser," MSc Thesis, University of the Stellenbosch, Rep. of South Africa, (1988).

[21] 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).

[22] 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).

فهرست علائم انگلیسي

A : مساحت (m^2)

C : ظرفیت گرمایی ویژه (kJ/(kg K))

C_{ma} : ظرفیت گرمایی ویژه هوای مرطوب (kJ/(kg dry air (K)))

d : قطر داخلی لوله

D : قطر خارجی لوله

f : ضریب اصطکاک داخل لوله

G : دبی حجمی هوا ($kg/(s\ m^2)$)

h : آنتالپی (kJ/kg)

h_{fg} : آنتالپی تبخیر (kJ/kg)

h_{fs} : آنتالپی مایع اشباع اسپری (kJ/kg)

h_g : 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 گرمای لوله ($W/(m\ K)$)

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 (^oC)

T_{db} : دمای خشک هوا (^oC)

T_{wb} : دمای مرطوب هوا (^oC)

Uo : ضریب انتقال گرمای کلی (W/K)

فهرست علائم یونانی

α_c : ضریب انتقال گرمای جابجایی آب اسپری نسبت به لوله ($W/(m^2\ K)$)

α_{ca} : ضریب انتقال گرمای جابجایی آب اسپری نسبت به هوا ($W/(m^2\ K)$)

α_m : ضریب انتقال جرم ($kg/(m^2\ s)$)

α_w : ضریب انتقال گرمای جابجایی آب داخل لوله ($W/(m^2\ K)$)

Γ : دبی جرمی آب بر واحد طول لوله ($kg/(m\ s)$)

ε : ضریب کارآیی برج

ω : نسبت رطوبت هوای مرطوب (kg_w/kg_a)

زیر نویسها

a : هوا

in : ورودی

calc : محاسباتی

out : خروجی
s : آب اسپری
w : آب داخل لوله

جدولها

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

Supply air			Cooling water				Spray water			Error
V_a m^3/s	T_a ºC	RH %	m_w kg/s	$T_{w\ in}$ ºC	$T_{w\ out(ex)}$ ºC	$T_{w\ out}$ ºC	m_s kg/s	$T_{s(ex)}$ ºC	T_s ºC	(%)
0.48[a]	16.07	50	0.4	18.54	15.67	15.82	1.37	15.10	15.54	3.87
0.48[a]	21.33	43	0.6	21.18	19.15	19.20	1.38	18.56	18.78	1.45
0.48[b]	20.70	45	0.8	20.38	18.90	18.95	1.38	18.10	18.40	1.92
1.08[a]	26.19	47	0.4	23.96	20.82	20.78	1.37	20.37	20.50	0.83
1.08[a]	19.71	46	0.6	18.01	15.89	15.97	1.38	15.33	15.52	1.74
1.08[b]	13.03	87	0.8	15.86	14.35	14.55	1.38	13.85	14.10	3.20
1.36[a]	19.74	43	0.4	17.77	14.78	14.83	1.38	14.30	14.53	1.95
1.36[a]	32.50	30	0.6	23.86	21.84	21.77	1.37	21.43	21.36	0.65
1.36[a]	16.21	94	0.8	18.99	17.39	17.70	1.38	16.79	17.25	4.52

[a] Ali Ala Hassan [22] , [b] Saffa Riffat, A.Oliveira, J.Facao, G.Gan, and P.Doherty [21]

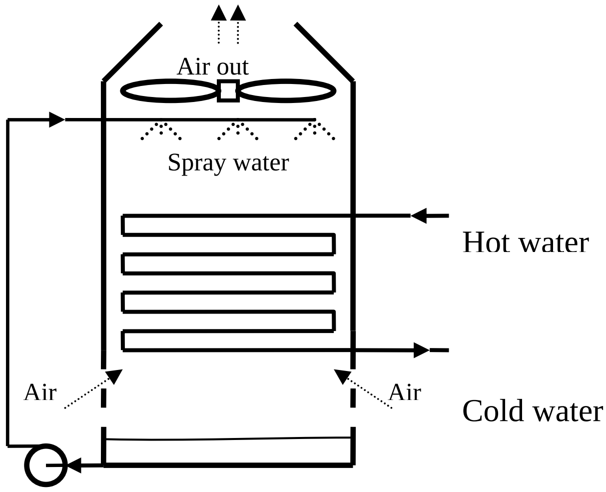
جدول ۲ – مقادير خروجي دماها بر حسب درجه سانتيگراد

$T_{db,out}$	$T_{wb,out}$	T_s	$T_{w,out}$
۳۵/۳۳	۳۰/۰۵	۳۰/۲۱	۳۳/۸۶

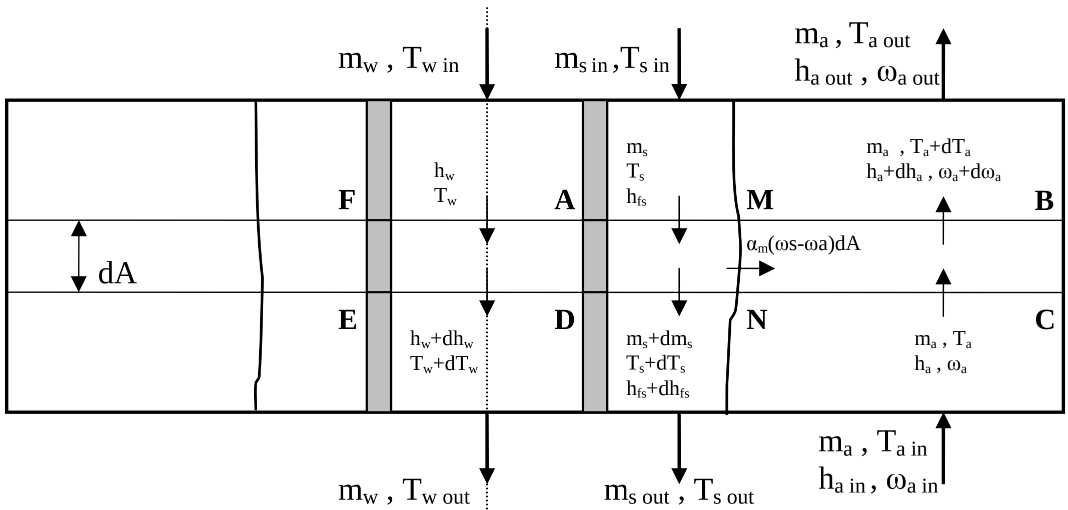
جدول ۳- مقايسه مقادير دماهاي خروجي آب داخل شبكه توزيع براي
دو سيستم ضربدري و موازي به ازاي نسبت جرمي هاي متفاوت

r (kg/s)	**۰/۶**	**۱/۰**	**۱/۴**	**۱/۸**	**۲/۲**
$T_{w\ out}$ (C) Cross Sys.	۳۴/۰۲	۳۳/۸۴	۳۳/۸۱	۳۳/۸۲	۳۳/۸۴
$T_{w\ out}$ (C) Parallel Sys.	۳۴/۹۷	۳۴/۷۹	۳۴/۷۳	۳۴/۷۱	۳۴/۷۳

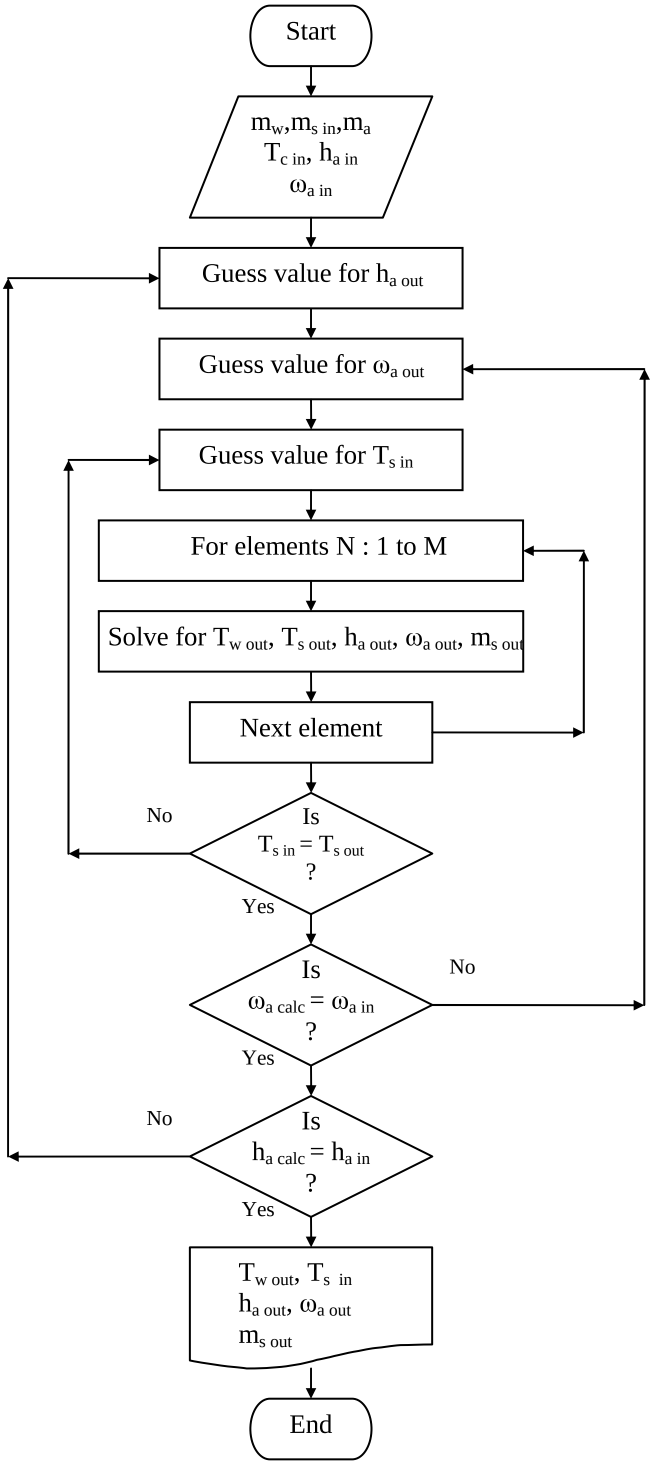
شکلها



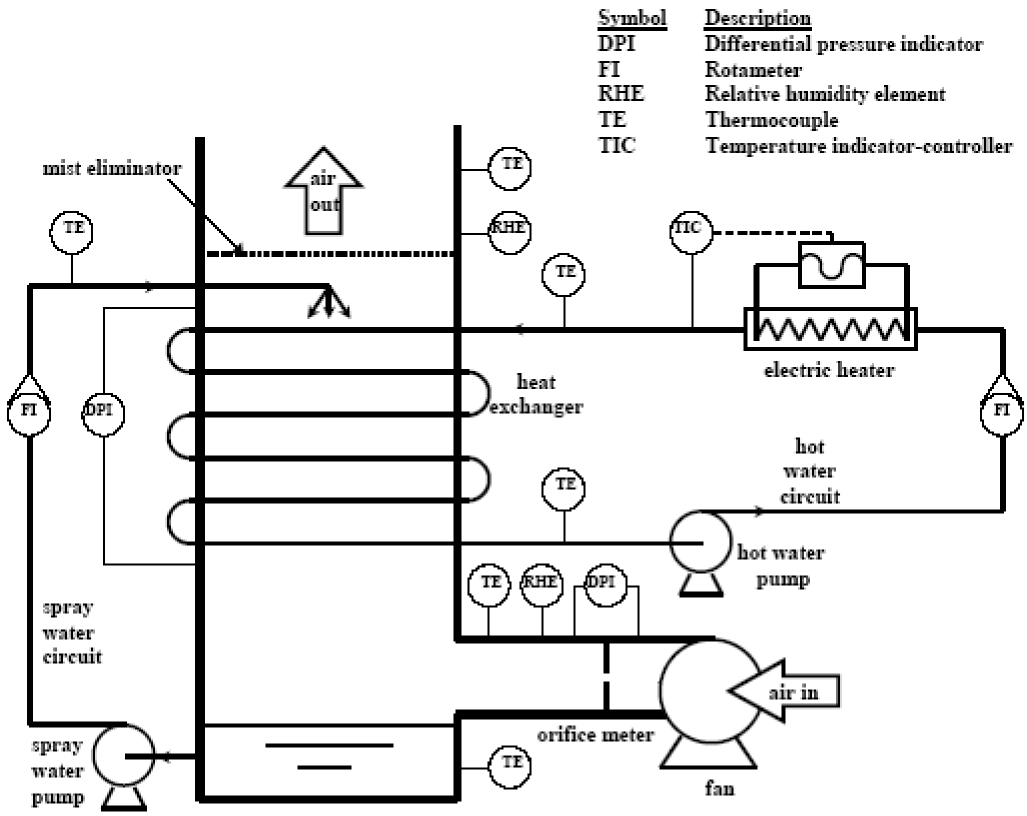
شکل ۱- نماي شماتيكي از يک برج خنک کننده بسته



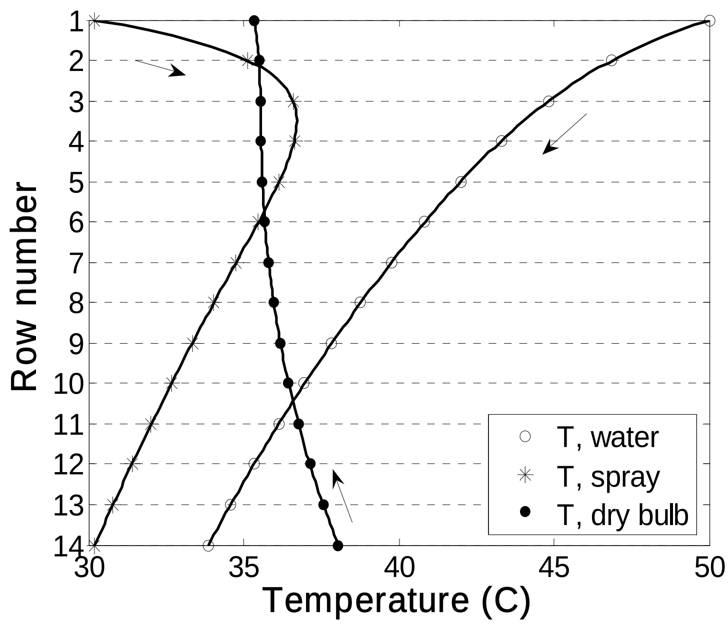
شکل ۲- نمای شماتیکی از المان در نظر گرفته شده داخل برج



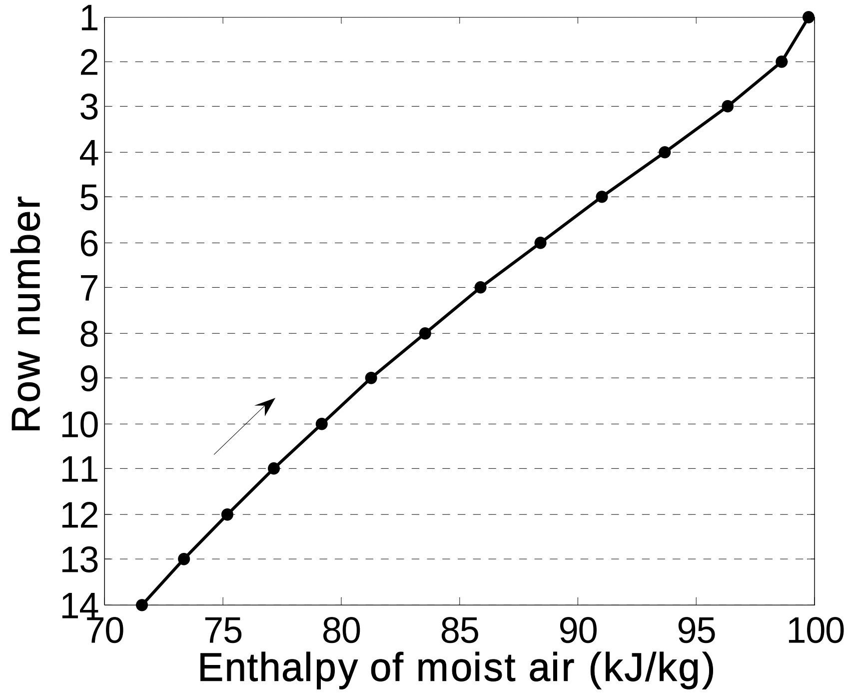
شكل ۳ – فلوچارت محاسبه خروجيها و توزيع دماها در طول برج



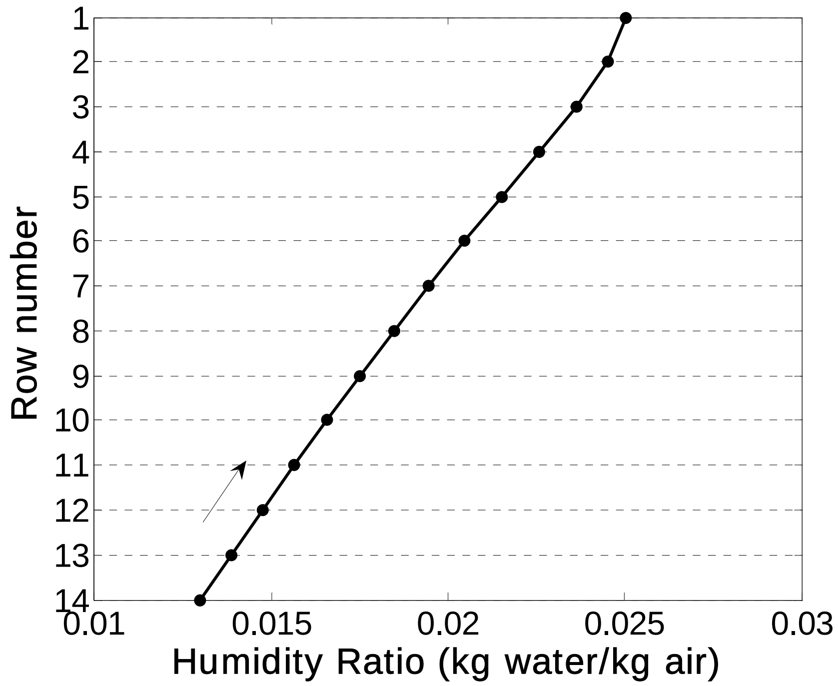
شکل ۴- نمايي از دستگاه برج خنک کننده بسته آزمايشگاهي موجود در دانشگاه پورتو ساخته شده در سولزر آلمان [۱۰]



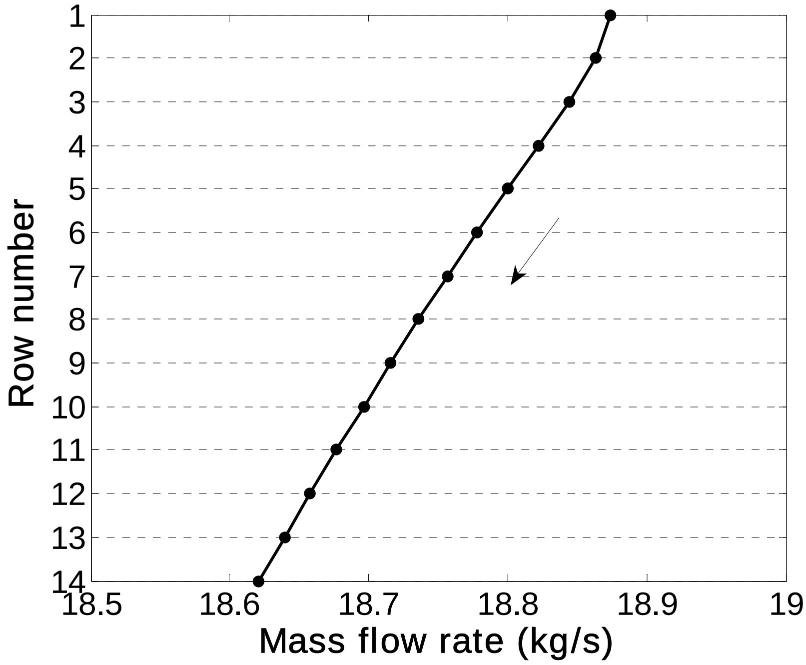
شکل ۵ – تغييرات دماي سيالات جاري در طول برج



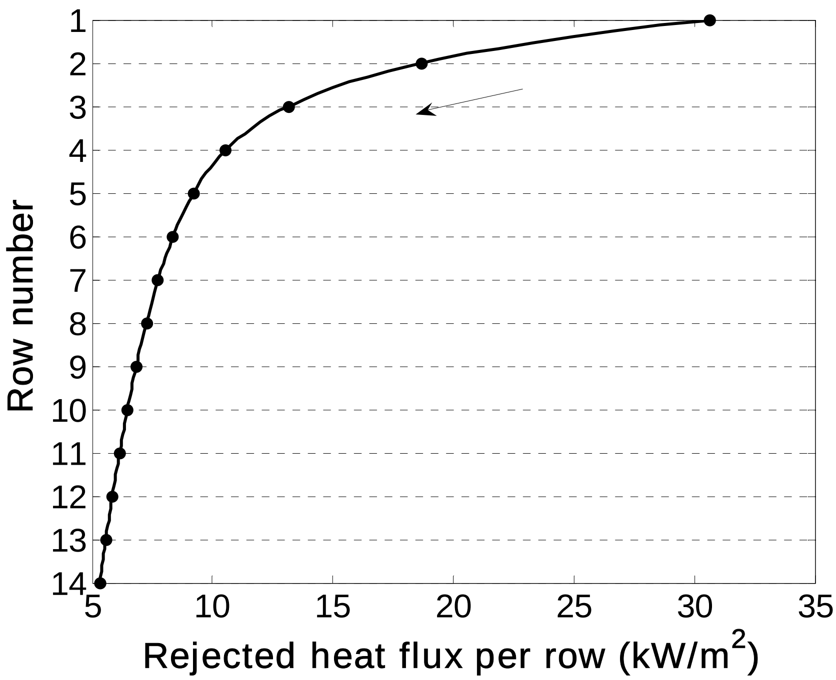
شكل ۶ – تغييرات آنتالپي هواي مرطوب عبوري از روي لوله ها در طول برج



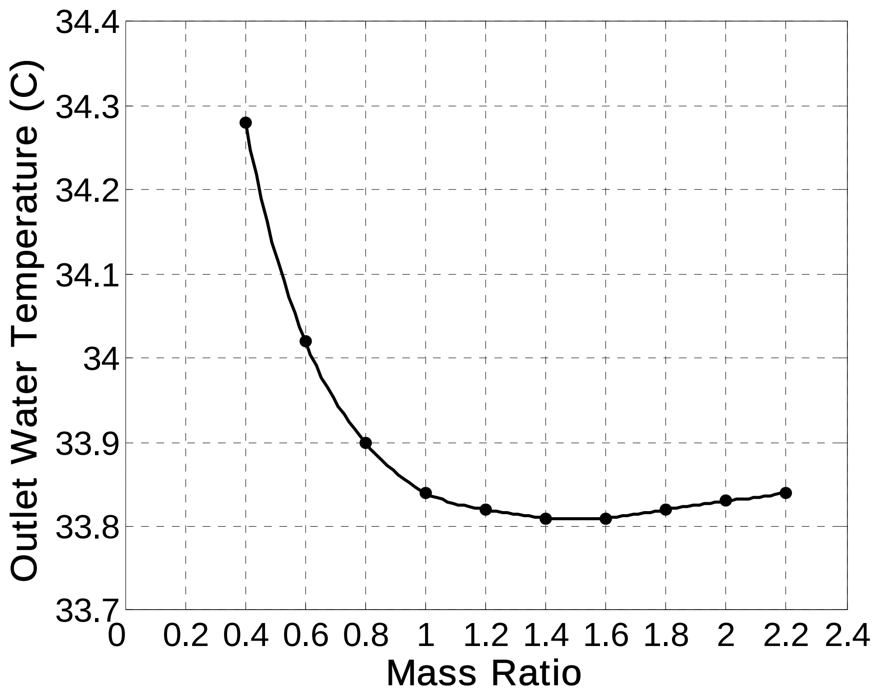
شكل ۷ – تغيرات نسبت رطوبت هواي عبوري روي لوله ها در طول برج



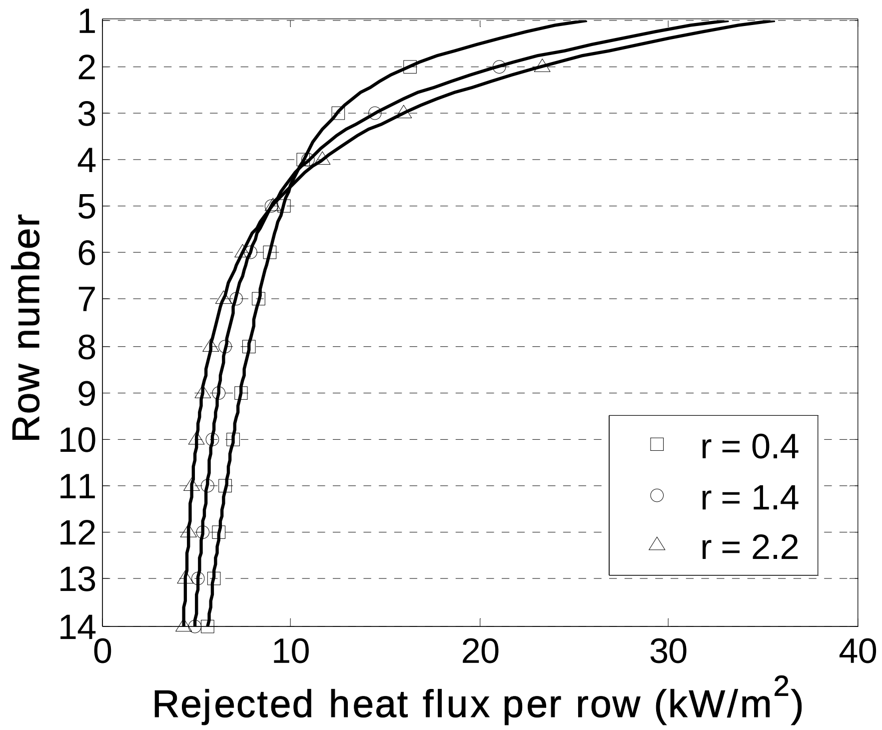
شکل ۸ – تغییرات جرم آب اسپري شده در اثر تبخیر در طول برج



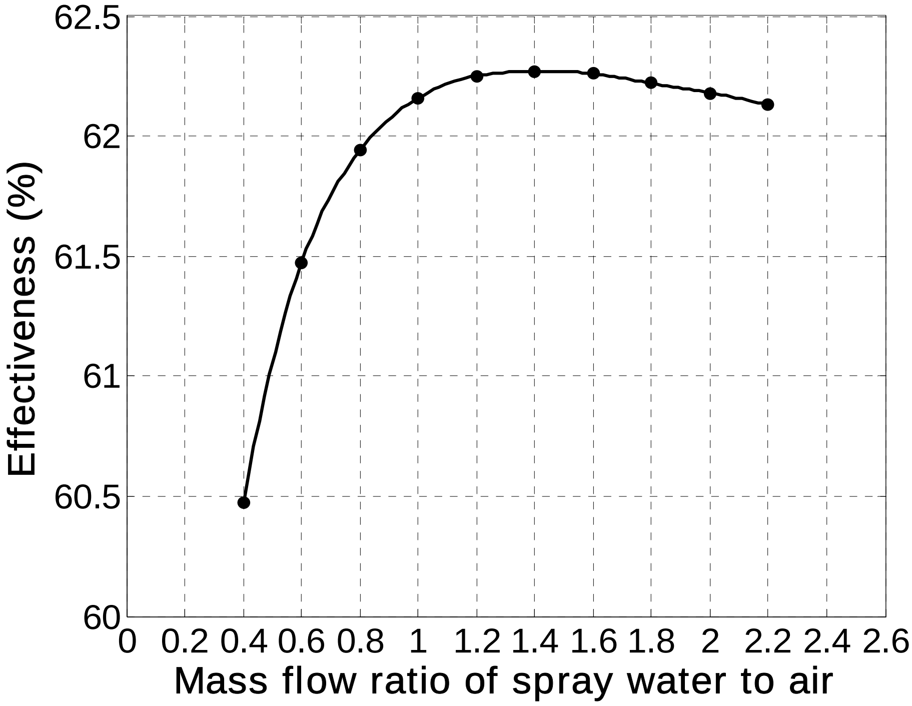
شکل ۹ – تغییرات شار گرماي از دست رفته آب داخل لوله در طول برج



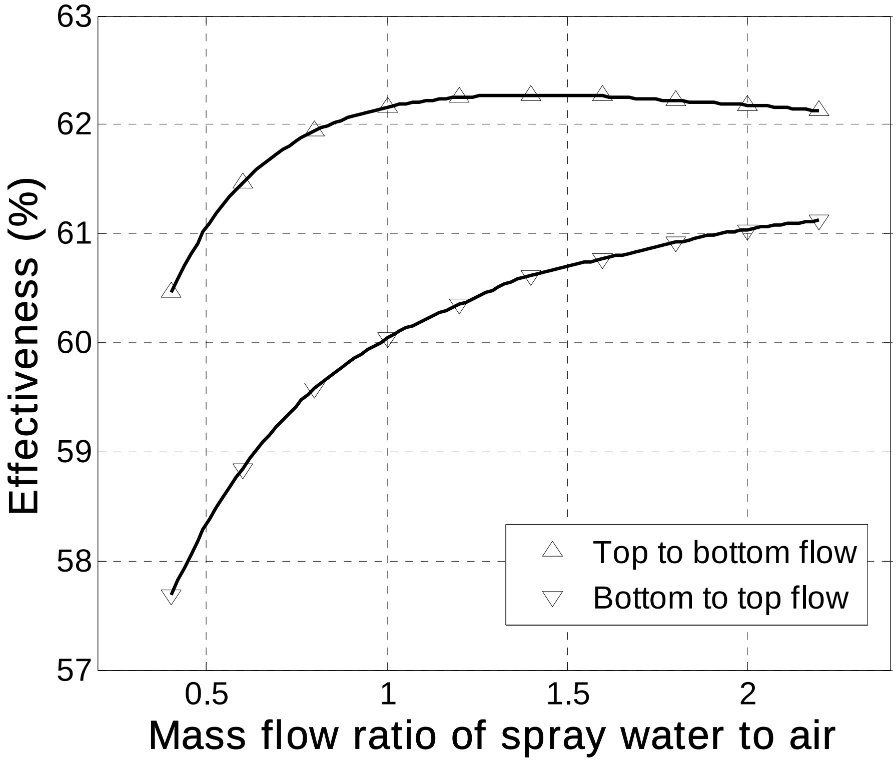
شكل ۱۰ – تغييرات دماي آب خروجي به نسبت جرمي r



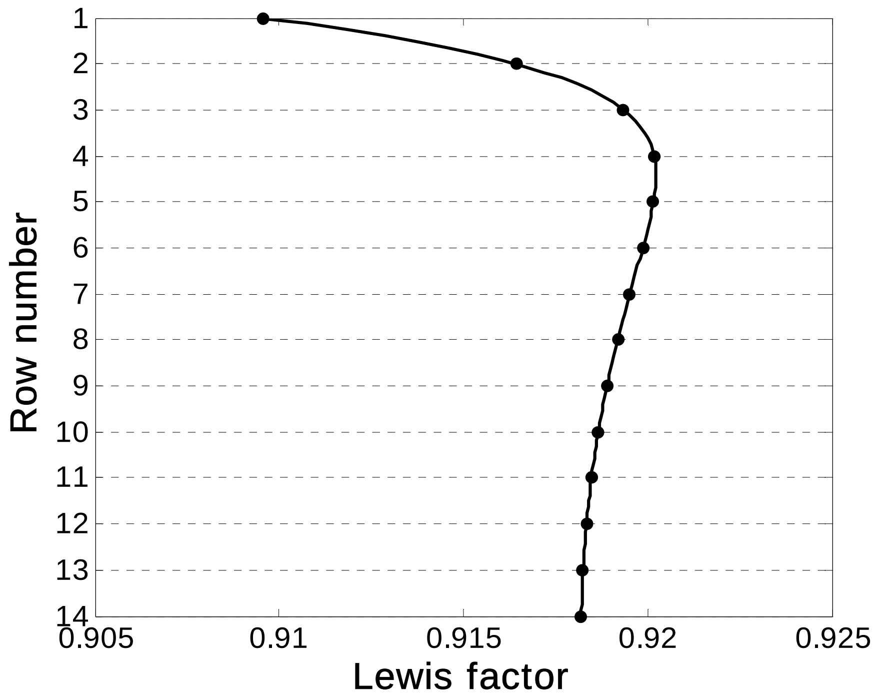
شكل ۱۱ – ميزان گرماي گرفته شده در طول برج به ازاي r هاي متفاوت



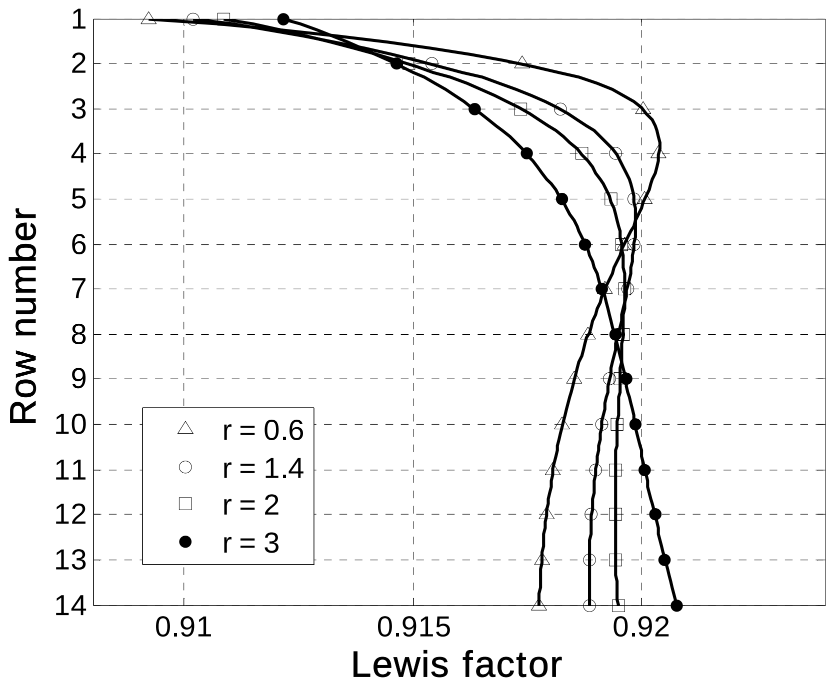
شکل ۱۲ – تغییرات کارآیي برج برحسب نسبت جرمي r



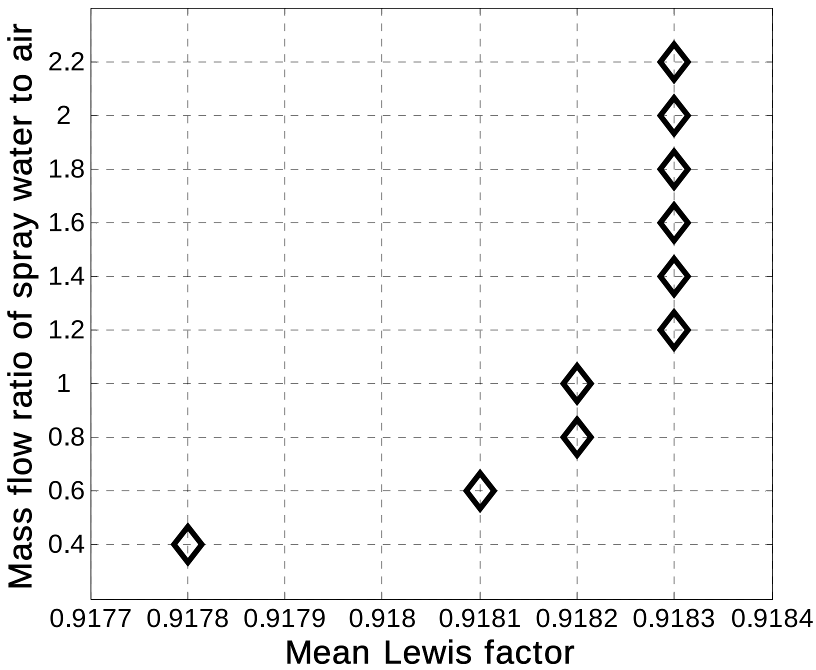
شکل ۱۳ – مقایسه تغییرات ضریب کارآیي برج بر حسب نسبت جرمي r براي



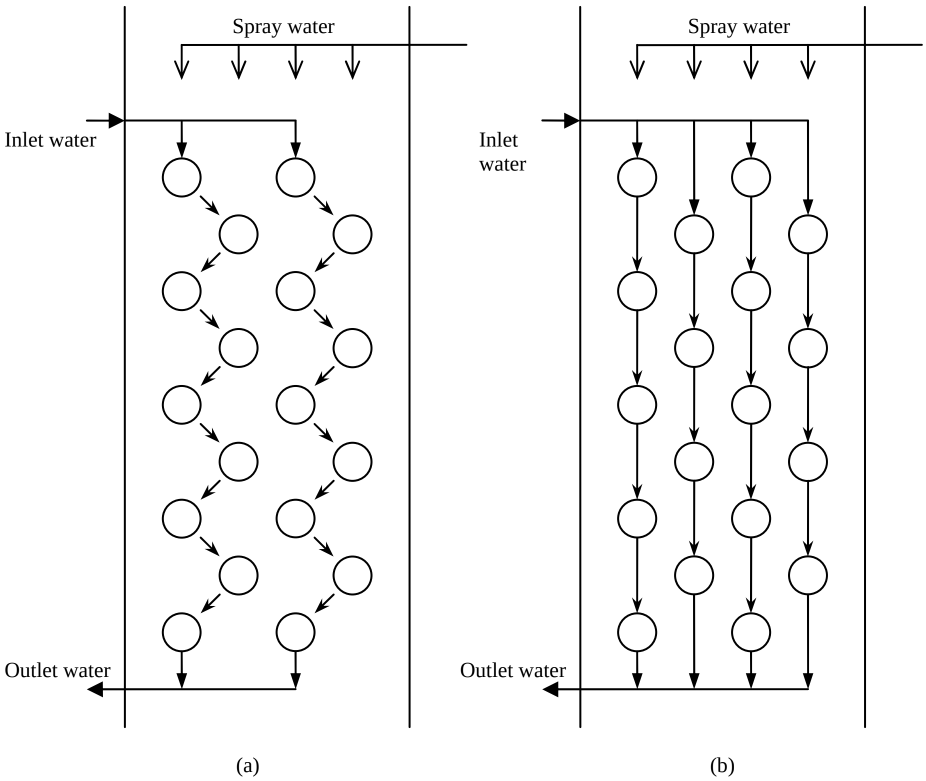
شكل ۱۴ – تغييرات ضريب لوييس در طول برج



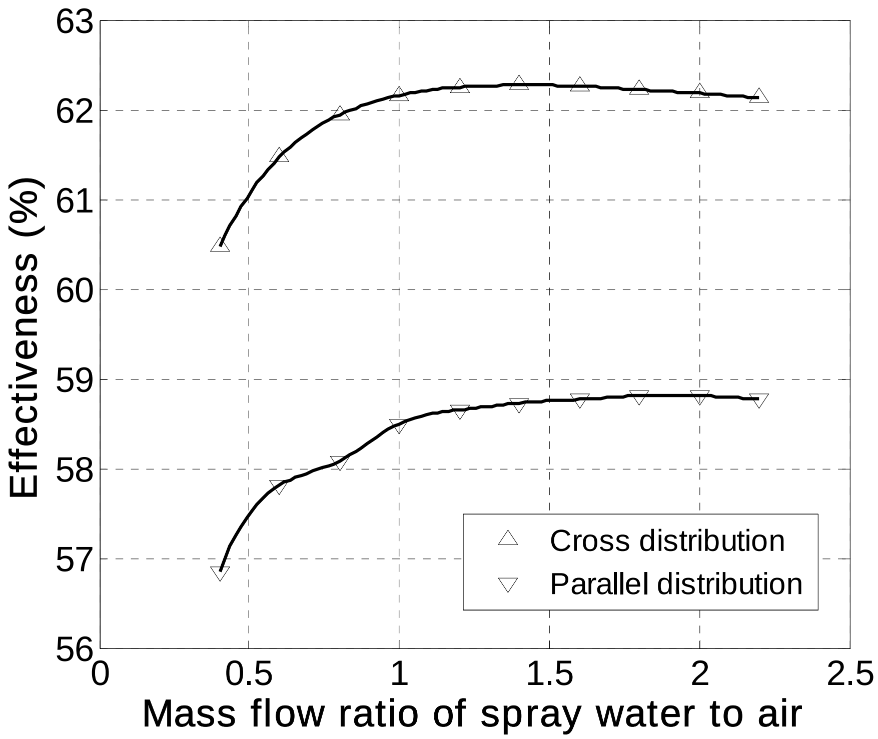
شكل ۱۵ – تغييرات ضريب لوييس در طول برج به ازاي r هاي مختلف



شکل ١٦ – تغییرات نسبت جرمي و ضریب لوییس میانگین در یک برج



شکل ۱۷ – سیستمهاي توزیع، (a) سیستم ضربدري و (b) سیستم موازي



شكل ۱۸ – مقايسه تغييرات كارآيي برج برحسب نسبت جرمي r بين دو حالت سيستم توزيع موازي و ضربدري

Abstract

A mathematical modeling of heat and mass transfer in close cooling towers is presented to determine the effect of such parameters as sprayed water temperature, process water temperature and air conditions through the tower. Effect of spray water to air mass flow ratio, which is an important parameter in tower performance, is investigated and tower effectiveness variation with it is determined. For the first time, variation of Lewis number through the tower is calculated and an average value for it is recommended. Also the effect of process water entry direction and method of distribution is investigated.