

## تحلیل انتقال حرارت و جرم در یک برج خنک کن باز\*

فرزاد جعفر کاظمی<sup>(۱)</sup> علیرضا آهانگری<sup>(۲)</sup> بیژن رحیمی<sup>(۳)</sup>

**چکیده** هدف از این مقاله، تحلیل فرایند انتقال حرارت و جرم در برج‌های خنک کننده باز از نوع جریان مخالف است. پس از مرور تحقیقات انجام شده قبلی و بازنویسی معادلات حاکم به ارائه روش پیشنهادی که مستقل از تغییرات فاکتور لوئیس در حل مسأله‌ی برج می‌باشد، پرداخته شده است. همچنین تأثیر تغییرات فاکتور لوئیس بر عملکرد برج با این روش، مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته است. روش پیشنهادی در دو حالت طراحی و ریتینگ، ارائه شده است که نسبت به تحقیقات قبلی، جامع تر است. در انتها نیز با استفاده از اطلاعات عملکردی یک برج خنک کننده صنعتی، به بررسی و تحلیل نتایج به دست آمده از این روش پرداخته شده است.

**واژه‌های کلیدی** برج خنک کننده، روش مرکل، روش ساترلند، روش پیشنهادی، طراحی، ریتینگ.

## Analysis of Heat and Mass Transfer in an Open Cooling Tower

F. Jafar Kazemi      A.R. Ahangari      B. Rahimi

**Abstract** The aim of this article is analyzing heat and mass transfer in counter current open cooling towers. After reviewing preceding researches and rewriting the governing equations, a method is proposed which is independent of Lewis number variations in solving the problem, has been introduced. Also, the effect of Lewis number variations has been compared with this method. This method has been presented in Design and Rating situations which is more comprehensive than the preceding researches. Finally, the results of present method have been analyzed and investigated using the performance data of an industrial cooling tower.

**Key Words** Cooling Tower, Merkel Method, Sutherland Method, Present Method, Design, Rating.

\* نسخه‌ی اول مقاله در تاریخ ۸۶/۶/۱۰ و نسخه‌ی نهایی آن در تاریخ ۸۸/۳/۹ به دفتر نشریه رسیده است.

(۱) استادیار، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران جنوب، دانشکده‌ی مهندسی، گروه مکانیک

(۲) نویسنده‌ی مسئول، کارشناسی ارشد، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران جنوب، دانشکده‌ی مهندسی، گروه مکانیک

(۳) کارشناسی ارشد، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران جنوب، دانشکده‌ی مهندسی، گروه مکانیک

## مقدمه

برج‌های خنک کننده‌ی باز، امروزه در بسیاری از فرآیندهای صنعتی برای دفع حرارت به کار می‌روند. از جمله کاربردهای جدید این تحقیق، استفاده از این نوع برج‌ها در سرمایه‌ش آزاد است.

تئوری ابتدایی فرآیند برج خنک کننده، برای اولین بار توسط واکر و هم‌کارانش [1] پیشنهاد شد اما اولین گام عملی در حل مسأله‌ی برج‌های با جریان مستقیم، توسط مرکل در سال ۱۹۲۵ [2] برداشته شد. روش مرکل براساس تلفیقی از معادلات دیفرانسیل انتقال جرم و حرارت آب و هوا داخل یک برج بود. در این روش، مرکل فرض کرده بود که هر قطره آب داخل برج، توسط هوای جریان یافته از پایین برج احاطه می‌شود و انتقال حرارت به دو صورت انتقال حرارت محسوس و نهان ناشی از تبخیر بخشی از قطره آب صورت می‌گیرد [3]. در سال‌های بعد از آن، طراحی برج‌های خنک کننده بر پایه‌ی بازنویسی‌هایی از روابط مرکل و توجه اختلافات بین پیشگویی‌های تئوری و آزمایشی بودند. از جمله‌ی آن‌ها می‌توان به کارهای ناتج [4] و تبدیل روش او به یک روش حل ترسیمی توسط لیختن اشتاین [5] و ارائه‌ی روش ترسیمی دیگری برای تعیین خط عملکرد هوا در یک برج خنک کننده توسط میکلی [6] اشاره نمود.

سیمپسون و شرود [7] مطالعات تجربی را بر روی برج‌های خنک کننده با ابعاد کوچک انجام داده و وابستگی ضریب انتقال جرم را بر خواص مختلف آب و هوا مورد آزمایش قرار دادند. کری و ویلیامسون [8] روش مرکل را برای خنک کاری و رطوبت زنی عملی ساختند. هم‌چنین آن‌ها دیاگرام استیونس را که توسط او ابداع شده بود، برای حل انتگرال برج خنک کننده که در تعیین حجم یک برج مورد نیاز است، به کار گرفتند.

در سال ۱۹۶۱ بیکر و شریوک [9] اثر تبخیر آب ورودی را به معادلات مرکل افزودند و به بررسی نتایج حاصله بر روی برج‌های خنک کن با جریان مستقیم و

مقاطع پرداختند. افزودن اثر تبخیر آب ورودی به معادلات یک برج با جریان مخالف، مقدار NTU را برای محدوده‌ی ۴۰ درجه‌ی فارنهایت ۱/۳۴ درصد اصلاح نمود. کارهای تئوری بعدی روی برج خنک کننده، توسط برمان [10]، هسو و هم‌کارانش [11]، ترکلد [12]، یادگار اوغلو و پاستور [13] و ویلیور [14] انجام شدند.

تعداد زیادی منحنی برای طراحی برج خنک کننده بر پایه‌ی تئوری مرکل در مرجع [15] ارائه شده است. کی تان [16] در سال ۱۹۸۲، روشی را برای حل برج‌های خنک کننده‌ی جریان مخالف و متقاطع با نوشتن کد کامپیوتری STAR ارائه نمود. در این روش، او معادلات دیفرانسیل دوبعدی حاصله از تحلیل‌های دینامیک سیالات و ترمودینامیک را با به کارگیری یک روش تفاضل محدود روی یک شبکه با مش‌های مستطیلی حل نمود.

در سال ۱۹۸۳، روشی توسط جی. دبلیو. ساترلند [17] ارائه شد که در آن از یک راه حل دقیق برای حل معادلات حاکم بر برج خنک کننده استفاده شد. ساترلند در مدل خود، کل برج را یک حجم کنترل در نظر گرفت و معادلات دیفرانسیلی خود را براساس تغییرات کمیت‌ها از بالا به پایین برج تنظیم کرد. او در مدل خود اثرات تبخیر آب ورودی را در نظر گرفت و فاکتور لویس را در برج مخالف واحد فرض کرد. او معادلات دیفرانسیلی مربوط به حل دقیق خود را با برنامه‌ی کامپیوتری TOWER A و معادلات مربوط به حل تقریبی را که همان روش مرکل بود با برنامه‌ی کامپیوتری TOWER B به روش رانچ کوتای مرتبه ۴ حل نمود. هم‌چنین او نشان داد که چشم پوشی از تبخیر آب برای شرایط عملکردی نمونه در یک برج می‌تواند در نسبت‌های بالاتر نرخ جریان آب به هوا، منجر به خطاهای بیشتری شود (مثلاً برای نسبت نرخ جریان آب به هوای برابر با ۲ در حدود ۱۴٪).

در سال ۱۹۸۶، فوجیتا و تزوکا [18] عملکرد حرارتی برج‌های خنک کننده‌ی جریان مخالف و متقاطع

هالساز در سال ۱۹۹۹ با ارائه‌ی یک مدل ریاضی بی بعد برای معادلات حاکم، راندمان برج را تنها براساس دو متغیر به دست آورد. وی به کمک این روش توانست نتایج قابل قبولی برای برج‌های خنک کننده؛ چه از نوع جریان مخالف و چه از نوع جریان متقاطع ارائه کند [25].

استفانو و هم‌کارانش در سال ۲۰۰۰ با ساخت یک برج خنک کننده‌ی آزمایشگاهی که پکینگ‌های آن به صورت صفحات موازی قائم از جنس پلکی گلاس بود، توزیع دما را در طول برج به دست آوردند [26]. همین محققان در سال ۲۰۰۱ با استفاده از نرم افزار PHOENICS به حل سه بعدی انتقال حرارت و جرم در برج خنک کننده پرداخته و نتایج حاصله را با نتایج آزمایشگاهی مقاله قبلی‌شان مقایسه کردند [27].

جمال الرحمان خان و سید. م. زبیر [28] در سال ۲۰۰۱، مدلی را مشابه مدل ساترلند ارائه کردند که در آن اثر مقاومت فیلم آب را نیز در نظر گرفتند. نتایج به دست آمده از تحقیق آن‌ها نشان داد که چشم پوشی کردن از مقاومت فیلم آب و فرض لوئیس برابر واحد، محاسبه‌ی مقادیر NTU و کارایی در برج را نسبت به روش‌های قبلی، همچون روش ساترلند، با خطاهای قابل ملاحظه‌ای مواجه می‌سازد.

در سال ۲۰۰۳، جمال الرحمان خان، م. یاکوب و سید. م. زبیر [29] در مقاله‌ای دیگر به بررسی خواص عملکردی برج‌های خنک کننده تر با جریان مخالف پرداختند. در این مقاله، عملکرد حرارتی برج‌های خنک کننده و هم‌چنین میزان انتقال حرارت همرفتی و تبخیری در راستای ارتفاع برج به طور ملموسی نشان داده شد.

در سال ۲۰۰۴، سویلمز [30] آنالیز بهینه سازی عملکرد هیدرولیکی - حرارتی برج‌های خنک کننده با جریان مخالف را با بهره گیری از یک فرمول جبری ساده انجام داد. در این مقاله از روش کارایی NTU به همراه استخراج خواص سایکومتریک هوای مرطوب به

با جریان هوای اجباری را با استفاده از تئوری پتانسیل آنتالپی حل نمودند.

در سال ۱۹۸۸، وب یک دستورالعمل طراحی دقیق برای برج‌های خنک کننده ارائه کرد [19]. این روش یک مدل یک بعدی بود که تلفات آب را در اثر تبخیر در نظر می‌گرفت. فاکتور لوئیس در این روش ۰/۸۷ فرض شده بود. مدل جابر و وب نیز در سال ۱۹۸۹، یک روش کارآمد طراحی بر پایه محاسبه NTU را برای برج‌های خنک کننده‌ی جریان مخالف و متقاطع ارائه می‌کند [20].

در سال ۱۹۹۵، دو مقاله [22] و [21] توسط محی‌الدین و کانت ارائه شد. مقاله‌ی اول به توضیح جزئیات یک روش برای طراحی برج‌های خنک کننده تر با جریان مخالف و متقاطع می‌پردازد. در این مقاله سعی در ارائه‌ی روشی به منظور طراحی گام به گام برج خنک کننده شده است. هم‌چنین در این تحقیق، کدهای کامپیوتری موجود تا آن زمان نیز مرور شده‌اند. مقاله‌ی دوم به توضیح و ارائه‌ی ضرایب انتقال برای شبکه‌های مختلف می‌پردازد.

در سال ۱۹۹۷، الدوسوکی و هم‌کارانش [23] یک بررسی تئوری را بر روی یک برج خنک کننده تر جریان مخالف با مفاهیم اصلاح شده‌ی از NTU و کارایی حرارتی برج ارائه کردند. در این مدل، مفروضاتی از جمله احتساب مقاومت فیلم آب، فاکتور لوئیس مخالف واحد و وجود انحنا در منحنی آنتالپی هوای اشباع در نظر گرفته شد. نتایج به دست آمده از این تحقیق، نشان می‌دهد چشم پوشی از مقاومت فیلم آب و فرض لوئیس، برابر واحد باعث خطایی می‌شود که میزان آن بستگی به مقادیر ضرایب انتقال حرارت و جرم دارد.

در سال ۱۹۹۹ گشایشی و هم‌کارانش با انجام آزمایش‌های تجربی روی پکینگ‌هایی از جنس PVC، اثرات فاصله و زبری سطح پکینگ‌ها را بر ضرایب انتقال حرارت و جرم و هم‌چنین میزان افت فشار را در آن‌ها به دست آوردند [24].

## مدل ریاضی

**مدل مرکل.** پس از سال ۱۹۲۵ که اولین مدل ریاضی برای حل مسأله‌ی برج خنک کننده توسط مرکل ارائه گردید، محققان بسیاری به منظور ارائه‌ی مدل جامع‌تری که بتواند به طور دقیق‌تر مسأله‌ی برج خنک کننده را بدون فرض‌های محدود کننده حل کند، تلاش کردند. نکته‌ی اساسی در همه‌ی کارهای جدید، مقایسه آن‌ها با مدل‌های قبلی و نتایج تجربی بوده است.

روش مرکل براساس تلفیقی از معادلات دیفرانسیل انتقال جرم و انتقال حرارت آب و هوای داخل یک برج است. شماتیک یک قطره آب در داخل برج در شکل (۱) نشان داده شده است. در این روش، مرکل فرض کرد که هر قطره از آب داخل برج، توسط هوای جریان یافته از پایین برج احاطه می‌شود و انتقال حرارت به دو صورت: انتقال حرارت محسوس و انتقال حرارت ناشی از تبخیر بخشی از قطره آب، صورت می‌گیرد. مدل مرکل شامل فرضیات زیر است.

۱. مقاومتی در انتقال جرم از توده‌ی آب (به قطره یا مجموعه‌ی قطرات در حال افتادن اطلاق می‌شود که در دمای یکسان  $T_w$  هستند). به مرز مشترک (لایه‌ی نازک احاطه کننده‌ی قطرات آب که هوای اشباع با دمای  $T_w$  در آن وجود دارد) وجود ندارد.

۲. اختلاف دمایی بین توده آب با مرز مشترک آب و هوا وجود ندارد.

۳. نرخ جریان آب ورودی در اثر تبخیر آن، داخل برج کاهش نمی‌یابد.

۴. فاکتور لوئیس برابر واحد است.

مرکل با نوشتن معادلات بقا و اعمال فرضیات مورد اشاره، معادلات حاکم را به صورت زیر به دست آورد:

$$\frac{h_d a_v V}{m_w} = C_{pw} \int_{T_{w1}}^{T_{w2}} \frac{dT_w}{h_w - h} \quad (1)$$

صورت تقریبی، برای آنالیز عملکرد حرارتی برج‌های خنک کننده از نوع جریان مخالف استفاده شد.

در سال ۲۰۰۵، کلوپر و کروگر [31] به ارائه‌ی معادلات حاکم بر برج خنک کننده با سه روش: ریگروس پوپ (Rigorous Pope)، مرکل و روش کارآیی NTU پرداختند و معادله‌ی پوپ را با روش رانچ کوتای مرتبه ۴ حل کرده و به مقایسه‌ی نتایج حل سه روش با یکدیگر پرداختند.

در همان سال ۲۰۰۵، کلوپرز و کروگر در مقاله‌ای دیگر [32] به بررسی تأثیر عدد لوئیس بر پیشگویی عملکرد یک برج خنک کننده پرداختند. آن‌ها رابطه‌ای را از مرجع [33] ارائه کردند که مقدار فاکتور لوئیس را مستقیماً بر اساس وزن اتمی و رطوبت مطلق بیان می‌کند. هم‌چنین در این مقاله آن‌ها به تأثیر فاکتور لوئیس به ارزیابی عملکرد برج پرداخته و نشان دادند که هر چقدر عدد لوئیس بالاتر باشد، مقدار حرارت بیشتری دفع می‌شود.

در سال ۲۰۰۵ پای سارن-نافون [34] با استفاده از یک مدل آزمایشگاهی، نتایج تجربی خود را با نتایج تئوری حاصل از روش مشابه روش ساترلند مقایسه کرد. او با استفاده از پارامتر نسبت دما، تغییرات کمیت‌هایی از جمله: کارآیی، NTU و نرخ جریان هوای ورودی به برج را مورد بررسی قرار داد.

در سال ۲۰۰۶ بلال. ا. کورنشی و سید.م. زبیر [35] مدلی از برج خنک کننده را که شامل سه ناحیه‌ی: اسپری، پکینگ و بارانی بود، ارائه دادند. آن‌ها با استفاده از موازنه‌ی انرژی برای ناحیه‌ی مواد پرکننده و در نظر گرفتن یک حجم معیار جدید به بازنویسی معادلات حاکم بر برج پرداختند.

این مقاله با معرفی روش پیشنهادی به حل مسأله‌ی برج خنک کننده در دو حالت طراحی و ریتینگ پرداخته و نتایج حاصله را با روش‌های مرکل، ساترلند [17] و اطلاعات آزمایشی مقاله‌ی زیر [28] مقایسه نموده است.

$$\begin{cases} \frac{dT_w}{dh} = \frac{m_a}{m_w C_{pw}} \\ \frac{dT}{dh} = \frac{T_w - T}{h_{sw} - h} \end{cases} \quad (5)$$

همچنین مقدار حجم برج با مرتب‌سازی معادله

(۱) به صورت زیر به دست می‌آید:

$$V = \frac{m_L C_{pw}}{h_d a_v} \int_{T_{w1}}^{T_{w2}} \frac{dT_w}{h_w - h} \quad (6)$$

**مدل ساترلند.** او معادلات حاکم بر فرآیند خنک شدن

آب را به صورت دیفرانسیلی براساس تغییرات کمیت‌ها از بالا به پایین برج نوشت. در مدل ساترلند، اثرات تبخیر آب ورودی و هم‌چنین فاکتور لوئیس در برج، مخالف واحد در نظر گرفته شده است (۰/۹). در نهایت، معادلات حل مسأله‌ی برج با روش او منجر به دستگاه معادله‌ی (۷) شد. این دستگاه شامل دو معادله‌ی دیفرانسیل مرتبه‌ی اول است که دربرگیرنده‌ی تغییرات آنتالپی هوا و دمای آب برحسب رطوبت مطلق هوای داخل برج می‌باشند:

$$\begin{cases} \frac{dh}{d\omega} = Le_f \cdot \left( \frac{h_{sw} - h}{\omega_{sw} - \omega} \right) + h_{gw}(1 - Le_f) = f_1(\omega, h, T_w) \\ \frac{dT_w}{d\omega} = \frac{Le_f \cdot \left( \frac{h_{sw} - h}{\omega_{sw} - \omega} \right) + h_{gw}(1 - Le_f) - h_{fw}}{C_{pw} \cdot \left( \frac{m_{w1}}{m_a} - (\omega_2 - \omega) \right)} \\ = f_2(\omega, h, T_w) \end{cases} \quad (7)$$

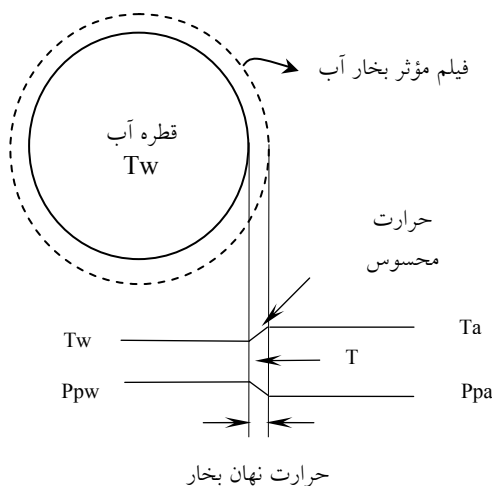
سمت راست معادلات فوق را می‌توان مطابق

آنچه که نشان داده شده است به صورت توابعی از آنتالپی و رطوبت مطلق هوا و دمای آب نشان داد. این معادلات، توسط ساترلند با فرض فاکتور لوئیس ثابت و تنها در حالت طراحی حل شده‌اند [17].

در این مقاله با فرض متغیر بودن فاکتور لوئیس،

معادلات فوق در هر دو حالت طراحی و ریتینگ، حل شده‌اند.

$$\frac{h_d a_v V}{m_w} = \int_{h_{a1}}^{h_{a2}} \frac{dh}{h_w - h} \quad (2)$$



شکل ۱ طرح شماتیکی از انتقال حرارت روی یک قطره آب فرضی در یک برج خنک کننده

از آنجایی که مرکب در محاسبه‌ی روابط خود، اثر تبخیر آب در برج را در نظر نگرفته بود، میزان  $m_w$  در برج را عدد ثابتی فرض کرد؛ از این رو NTU را در معادلات خود به صورت  $\frac{h_d a_v V}{m_w}$  تعریف نمود. با توجه به قانون بقای انرژی در برج تغییرات، آنتالپی هوا در برج، نسبت به دمای آب داخل برج به صورت زیر خواهد بود:

$$\frac{dh}{dT_w} = \frac{m_w C_{pw}}{m_a} \quad (3)$$

با توجه به دیاگرام آنتالپی درجه حرارت برای

آب و هوای داخل برج و فرض خطی بودن تغییرات آنتالپی هوا به دمای آب و برابر بودن دمای توده‌ی آب با مرز مشترک آب و هوا، داریم:

$$\frac{dh}{dT_a} = \frac{h_{sw} - h}{T_w - T_a} \quad (4)$$

در نهایت دو معادله‌ی (۳) و (۴) منجر به دستگاه

معادله‌ی (۵) جهت حل مسأله‌ی برج با روش مرکب می‌شوند.

ساترلند در روش خود، فاکتور لوئیس را مقداری مخالف واحد فرض نمود که در راستای برج ثابت در نظر گرفته می شود؛ اما با توجه به رابطه:

$$Le_f = 0.1865 \cdot \left[ \frac{(\frac{\omega_{sw} + d}{\omega + d}) - 1}{\ln(\frac{\omega_{sw} + d}{\omega + d})} \right] \quad (8)$$

از مرجع [33]، فاکتور لوئیس، تابعی از رطوبت مطلق و نسبت مولکولی مخلوط گاز و مایع است. روش پیشنهادی با استفاده از رابطه‌ی (8)، فاکتور لوئیس را مستقلاً در هر مقطع از برج مورد محاسبه قرار داده و به حل مسأله‌ی برج می پردازد.

جهت تعیین کمیت‌های مورد نیاز در حل معادلات از جمله:  $h, h_{sw}, P_{sat}, P, \omega, \omega_{sat}$  از روابط مرجع [17] که برحسب:  $T_{wi}, T_{wb}, T_{db}, P_{atm}$  و ضرایب عددی ثابت داده شده‌اند، استفاده می کنیم. محاسبه‌ی ثابت‌های ترمودینامیکی همچون:  $C_{pw}, C_{pa}, C_v, \rho_a, \rho_w$  در هر مقطع از برج با درونیابی اطلاعات محدوده‌ی دمایی مربوط به آب و هوا، انجام شده است. برای حل دستگاه معادلات (5) و (7) از روش رانج کوتای مرتبه 4 و هم‌چنین به منظور محاسبه انتگرال‌های عددی از روش انتگرال گیری رامبرگ استفاده شده است. روند نمای حل مسأله‌ی برج به روش پیشنهادی در شکل (3) آمده است.

### ارزیابی صحت جواب‌ها

به منظور ارزیابی صحت جواب‌های به دست آمده از مدل پیشنهادی، از اطلاعات عملکردی و NTU تجربی ارائه شده در مقالات ساترلند [17] و جمال الرحمن خان و زبیر [28] استفاده می کنیم. فرمول مورد استفاده برای NTU آزمایشی در مرجع [28] به صورت:

$$NTU_{emp} = \frac{h_d a_v V}{\dot{m}_a} = c \left( \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right)^{n+1} \quad (9)$$

### مدل پیشنهادی

اساساً مسأله‌ی برج خنک کننده به دو صورت کلی طرح می شود:

الف- طراحی؛

$$T_{wi}, T_{wo}, T_{wb}, T_{db}, P_{atm}, M_w,$$

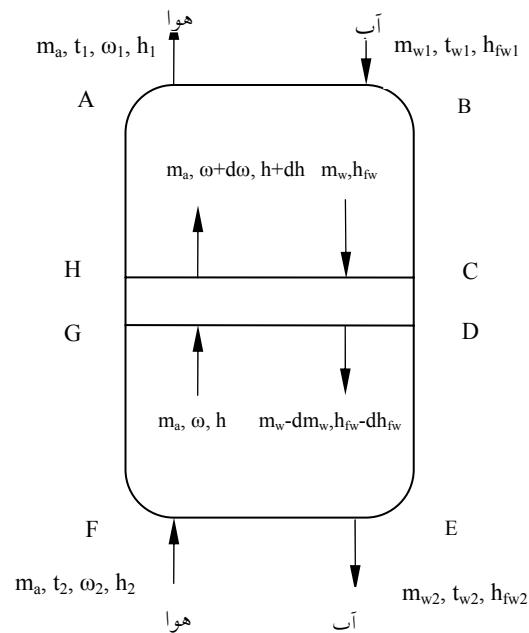
$$M_a, h_d, A_v \rightarrow V(\text{Volume})$$

ب- ریتینگ؛

$$T_{wi}, T_{wb}, T_{db}, P_{atm}, M_w, M_a, h_d,$$

$$A_v, V \rightarrow T_{wo}(\text{Outlet Water Temperature})$$

در حالت طراحی با داشتن اطلاعات عملکردی یک برج خنک کننده، ظرفیت یا حجم برج به دست می‌آید. در حالت ریتینگ با داشتن حجم برج و اطلاعات مربوط به شرایط ورود و خروج هوا و شرایط آب گرم ورودی به برج، دمای آب سرد خروجی از برج به دست می‌آید.



شکل ۲ دیاگرام شماتیک برج با جریان مخالف مدل ساترلند

به منظور حل مسأله‌ی برج خنک کننده به روش پیشنهادی از دستگاه معادله‌ی (7) استفاده می‌شود.

MATMER کاملاً با جواب‌های پارامتر NTU، به دست آمده از مدل مرکل ارائه شده در مقاله ساترلند مطابقت دارد؛ اما NTU روش ساترلند خطایی معادل با ۱/۸٪ در مقایسه با روش پیشنهادی دارد.

از جدول (۱-ب) نیز ملاحظه می‌شود خطای روش مرکل نسبت به مقادیر آزمایشی مقاله‌ی زیبر [28] بیشتر از روش پیشنهادی است؛ به عبارت دیگر روش پیشنهادی، حجم برج را دقیق‌تر پیشگویی می‌کند. هر دو روش نیز حجم برج را کم‌تر از مقدار واقعی آن پیشگویی می‌کنند؛ اما فقط در مقادیر دامنه‌های کم روش حاضر، حجم برج را بیشتر از مقدار واقعی آن پیش بینی می‌کند.

است که در آن  $c$  و  $n$  ثوابت تجربی هستند که برای هر برج خنک کننده‌ای مشخص هستند. ضرایب  $c$  و  $n$  در معادله‌ی (۹) برای چهار نوع مختلف از برج‌های خنک کننده با استفاده از برازش اطلاعات آزمایشی سیمپسون و شروود [7] معین شده‌اند.

در محاسبه‌ی خطای روش‌های مرکل، ساترلند و پیشنهادی نسبت به مقادیر آزمایشی از فرمول زیر استفاده شده است:

$$\text{Vol Err}(\%) = \frac{V_{\text{emp}} - V}{V_{\text{emp}}} \quad (10)$$

همان‌طور که از جدول (۱-الف) ملاحظه می‌شود، صحت جواب‌های به دست آمده از مدل

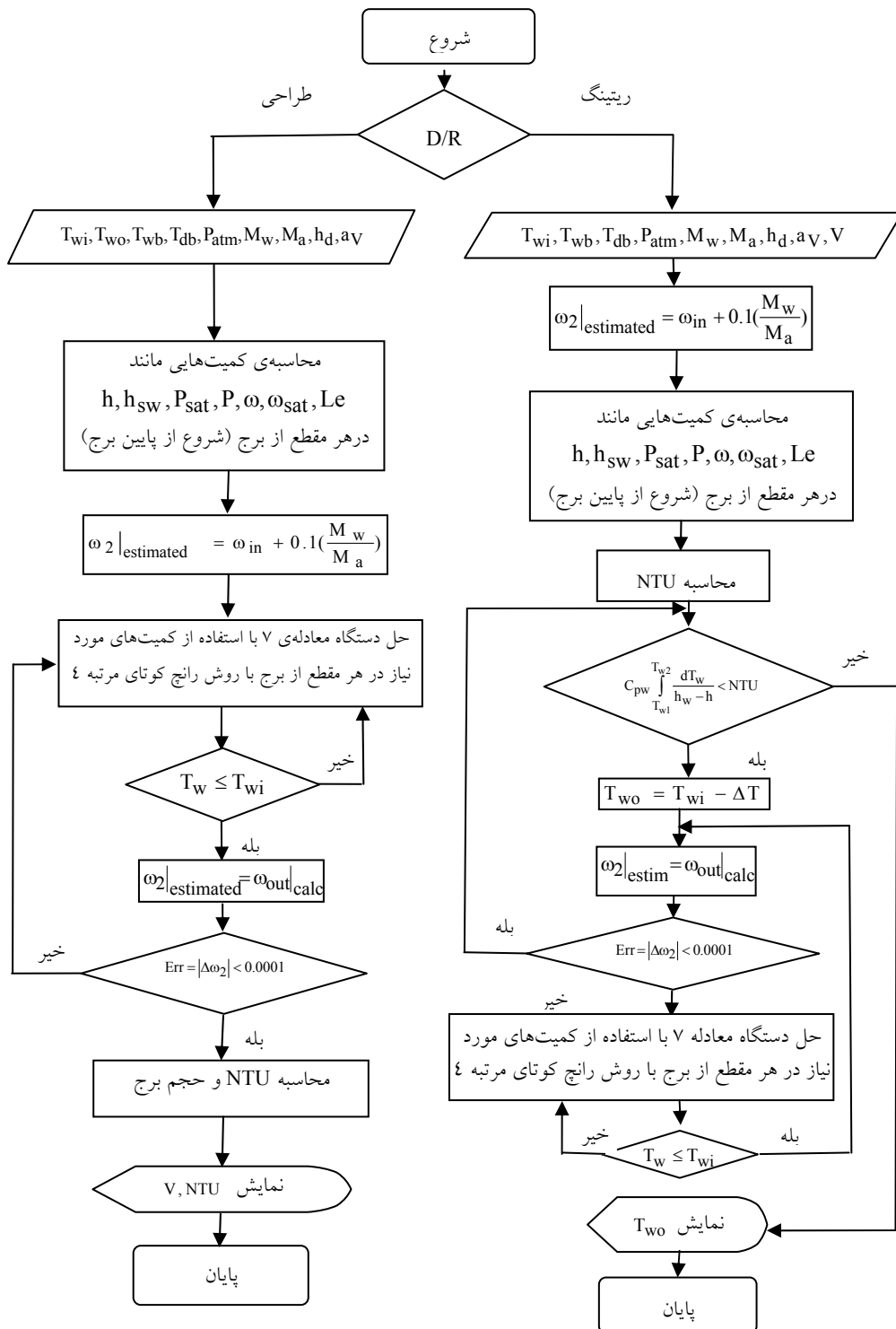
جدول ۱ NTU و حجم مربوط به روش‌های مرکل و ساترلند تکمیل شده و با مقادیر آزمایشی مقایسه شده است

الف) مقادیر NTU داده شده در مقاله ساترلند [17] با  $h_{da_v} = 0.5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3 \cdot \text{s}}$  و مقایسه‌ی آن با مدل‌های MATPRES، MATMER

	$T_{wo}$ (°C)	$T_{dbi}$ (°C)	$T_{wbi}$ (°C)	$M_w / M_a$	NTU	NTU <sub>MATMER</sub> & NTU <sub>MATPRES</sub>	Error  %
MERKEL	۲۶/۶۷	۲۶/۶۷	۲۱/۱۱	۱/۲	۱/۰۵۴	۱/۰۴۶۱	۰/۷۴
	۲۶/۶۷	۲۶/۶۷	۲۱/۱۱	۱/۲	۲/۸۶۶	۲/۸۶۵	۰/۰۲
SUTHERLAND	۲۹/۴۴	۳۵/۰۰	۲۳/۸۹	۱/۰	۱/۱۸۸	۱/۱۶۵	۱/۸

ب) مقادیر NTU و حجم به دست آمده از مقاله‌ی زیبر [28] با  $h_{da_v} = 3.025 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3 \cdot \text{s}}$  و مقایسه با مدل‌های MATPRES و MATMER

	$T_{wi}$ (°C)	$T_{wo}$ (°C)	$T_{dbi}$ (°C)	$T_{wbi}$ (°C)	$m_a$ (kg/s)	$m_w$ (kg/s)	NTU <sub>emp</sub>	$V_{\text{emp}}$ (m <sup>3</sup> )	NTU <sub>Mer</sub>	$V_{\text{Mer}}$ (m <sup>3</sup> )	Vol Err <sub>MER</sub> %	NTU <sub>PRES</sub>	$V_{\text{PRES}}$ (m <sup>3</sup> )	Vol Err <sub>PRES</sub> %
۱	۳۱/۲۲	۲۳/۸۸	۳۷/۰۵	۲۱/۱۱	۱/۱۵۸	۰/۷۵۴	۱/۲۹۷	۰/۴۹۶۵	۱/۸۳۵۷	۰/۴۵۷	۷/۹	۱/۲۳۱۲	۰/۴۷۱	۵/۱۳
۲	۲۸/۷۲	۲۴/۲۲	۲۹/۰۰	۲۱/۱۱	۱/۱۸۷	۱/۲۵۹	۱/۷۴۵	۰/۶۸۴۷	۱/۵۷۴۸	۰/۶۵۵	۴/۲۳	۱/۸۲۹۱	۰/۷۱۲	-۳/۹۸
۳	۲۴/۵۰	۲۶/۲۲	۳۰/۵۰	۲۱/۱۱	۱/۱۸۷	۱/۲۵۹	۱/۷۴۵	۰/۶۸۴۷	۱/۵۱۰۷	۰/۶۱۹	۹/۵۹	۱/۷۱۴۳	۰/۶۷۲	۱/۸۵
۴	۳۸/۷۸	۲۹/۳۳	۳۵/۰۰	۲۶/۶۷	۱/۲۶۵	۱/۰۰۸	۱/۴۶۷	۰/۶۱۳۴	۱/۷۵۳۲	۰/۵۸۲	۵/۱۱	۱/۴۳۰۱	۰/۵۹۸	۲/۵۱
۵	۳۸/۷۸	۲۹/۳۳	۳۵/۰۰	۲۶/۶۷	۱/۲۵۰	۱/۰۰۸	۱/۴۶۷	۰/۶۰۹۹	۱/۷۵۷۵	۰/۵۸۵	۴/۰۸	۱/۴۵۸۱	۰/۶۰۲	۱/۲۹



شکل ۳ روندنمای برنامه MATPRES برای حل مسئله‌ی برج خنک کننده به روش پیشنهادی



### بحث و بررسی و مقایسه نتایج

به منظور بحث، بررسی و مقایسه‌ی نتایج به دست آمده از روش پیشنهادی، اطلاعات عملکردی یک برج خنک کننده‌ی صنعتی را در شرایط ماکزیمم بار در نظر می‌گیریم:

$$T_{wi} = 48/9^{\circ}\text{C}, T_{wo} = 29/4^{\circ}\text{C}, T_{db} = 35^{\circ}\text{C}, \\ T_{wb} = 25^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Active Volume} = 8452/5 \text{ (m}^3\text{)},$$

$$h_d \cdot a_v = 1/681 \left( \frac{\text{kg}}{\text{m}^3 \cdot \text{s}} \right)$$

$$m_w = 2827/7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}, m_a = 2000 \frac{\text{kg}}{\text{s}},$$

$$\text{Atm Pr} = 87000 \left( \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$$

کارایی ( $\varepsilon$ ) و نسبت دما ( $\kappa$ ) برای یک برج خنک کننده به صورت زیر تعریف می‌شود.

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

$$\kappa = \frac{T_{wi} - T_{wo}}{T_{wi} - T_{wb,i}} \quad (12)$$

کارایی یک برج خنک کننده بیانگر آن است که یک برج تا چه حد می‌تواند آنتالپی هوای ورودی را نسبت به حالت ایده آل بالا ببرد. نسبت دما نیز نسبت دامنه دمایی واقعی را به دامنه ایده آل نشان می‌دهد.

**طراحی.** نمودار (۱) تغییرات دمای آب، هوای خشک و حباب تر داخل برج را به ازای حجم متناظر در راستای ارتفاع برج نشان می‌دهد. همان‌طور که از این نمودار ملاحظه می‌شود، افزایش فاکتور لوئیس، تأثیر کمی بر مقادیر دمای آب و حباب مرطوب در راستای ارتفاع برج می‌گذارد؛ ولی تأثیر این افزایش، بر دمای هوای خشک هوای داخل برج محسوس‌تر است. با افزایش فاکتور لوئیس، مقدار مینیمم دمای خشک هوای داخل برج، کاهش یافته و مقادیر دمای هوای خشک و مرطوب در خروج از برج افزایش می‌یابد.

نمودار (۲) مقادیر NTU برج را بر حسب تغییرات نسبت دما به ازای نسبت‌های متفاوت نرخ

جریان جرمی هوا به آب نشان می‌دهد. تغییرات نسبت دما به ازای تغییر در دمای مرطوب هوای ورودی ( $T_{wb,i}$ ) از دمای ( $T_{wb} = 25^{\circ}\text{C}$ ) تا دمای ( $T_{wb} = 15^{\circ}\text{C}$ ) به دست آمده است. با توجه به این نمودار برای نسبت جرمی  $m_a/m_w$  برابر ۰/۵ از مقدار نسبت دمای ۰/۷ به بعد، مقدار NTU به سمت عدد بسیار بزرگی میل می‌کند. این موضوع نشان‌گر آن است که در این محدوده جهت دستیابی به دمای آب خروجی پایین‌تر، بایستی برج بسیار بزرگ‌تری در نظر گرفته شود؛ به عبارت دیگر در نسبت‌های پایین نرخ جریان جرمی هوا به آب، امکان افزایش دمای هوای مرطوب از یک حد معین بدون در نظر گرفتن برج با حجم بسیار بزرگ‌تر مقدور نمی‌باشد.

نمودارهای (۳) و (۴) براساس اطلاعات عملکردی برج در بخش ۵ و با تغییر دمای مرطوب از ۲۵ به ۱۵ و دمای خشک از ۳۵ به ۲۵ درجه سانتیگراد ترسیم شده‌اند. تلفات تبخیر در برج را به صورت زیر در نظر می‌گیریم:

$$E.L = m_a \cdot (\omega_2 - \omega_1) \quad (13)$$

همان‌طور که از نمودار (۳) ملاحظه می‌شود، در نسبت‌های پایین  $m_a/m_w$  در برج، میزان تلفات تبخیر با افزایش دمای مرطوب در برج کاهش می‌یابد؛ از سوی دیگر در نسبت‌های بالاتر  $m_a/m_w$  میزان تلفات تبخیر به تغییرات دمای مرطوب بستگی نداشته و مقدار ثابتی می‌شود. از نمودار (۴) نیز می‌توان دریافت که در یک نسبت  $m_a/m_w$  مشخص، افزایش در دمای خشک هوای ورودی به برج باعث افزایش میزان تلفات تبخیر می‌شود.

میزان حرارت تبادل یافته‌ی تبخیری و جابه‌جایی

در هر مقطع برج، از روابط زیر به دست می‌آید:

$$Q_{\text{evap}} = h_d a_v (\omega_{sw} - \omega) h_{fg} \quad (14)$$

$$Q_{\text{conv}} = h_c a_v (T_w - T_{db}) \quad (15)$$

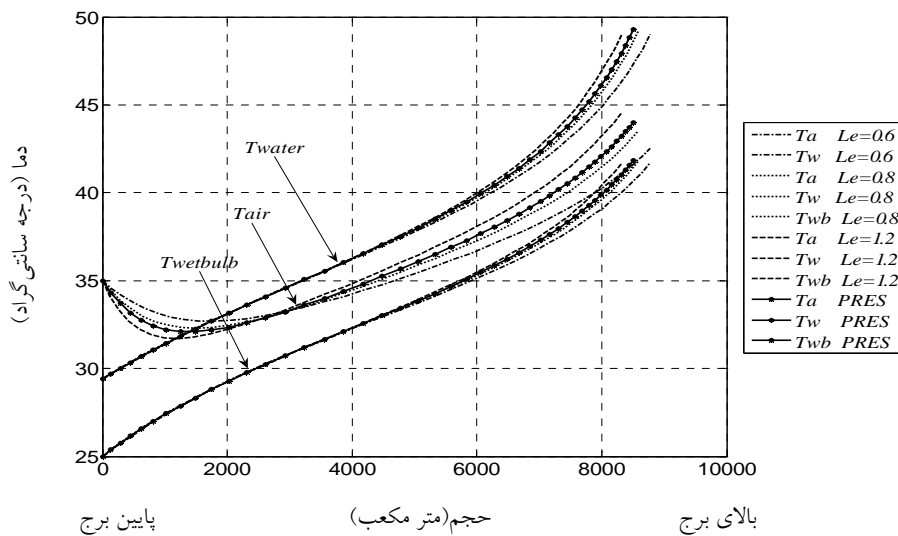
هم‌چنین جهت محاسبه‌ی مقدار  $h_c$  در هر مقطع از برج با در دست داشتن فاکتور لوئیس از رابطه‌ی زیر استفاده می‌کنیم:

$$h_c = Le_f \cdot h_d \cdot C_{ma} \quad (16)$$

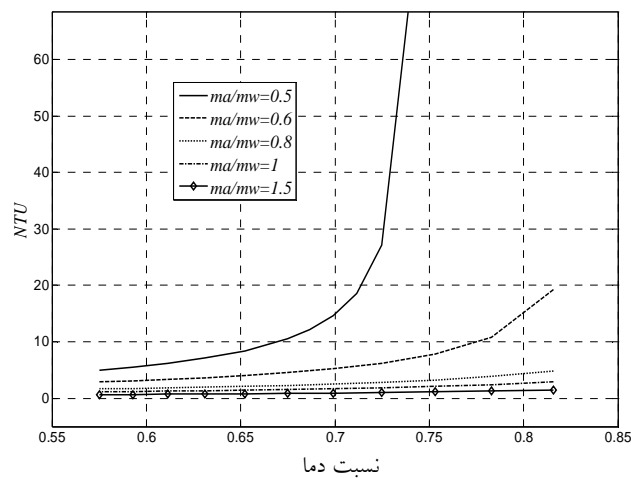
پکینگ‌های مورد استفاده در برج از نوع P.V.C تقویت شده با  $a_v = 220 \text{ m}^2/\text{m}^3$  بوده است که ساخت شرکت صنایع پایدار [۳۶] می‌باشد. با دقت در نمودار (۵) مشخص است که قسمت اعظم حرارت تبادل یافته در برج، ناشی از حرارت نهان تبخیر آب است از سوی دیگر انتقال حرارت جابه‌جایی از پایین برج تا حجم ۱۴۰۰ متر مکعب از سمت هوا به آب بوده و از این نقطه به بعد جهت آن عکس شده و تا

بالای برج افزایش می‌یابد.

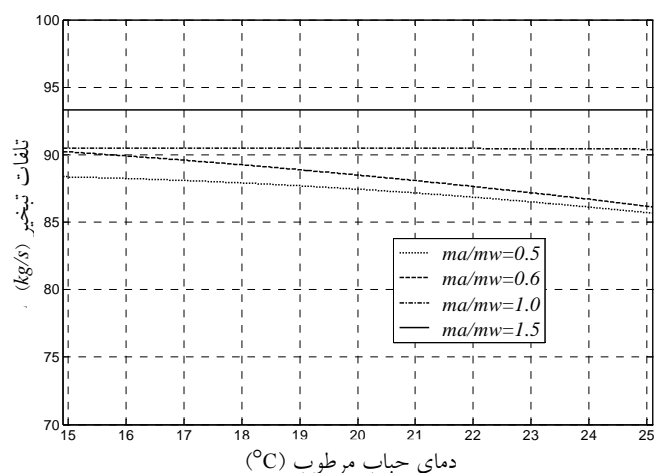
در نمودار (۶)، منحنی‌های مربوط به کارایی برج با توجه به تغییرات دمای حباب تر خروجی ترسیم شده است. بادقت در نمودار، می‌توان دریافت افزایش میزان  $m_a/m_w$  از میزان ضریب کارایی برج می‌کاهد؛ از سوی دیگر با کاهش دمای حباب تر هوای ورودی در یک نسبت  $m_a/m_w$  مشخص، کارایی برج با شیب ملایمی کاهش می‌یابد.



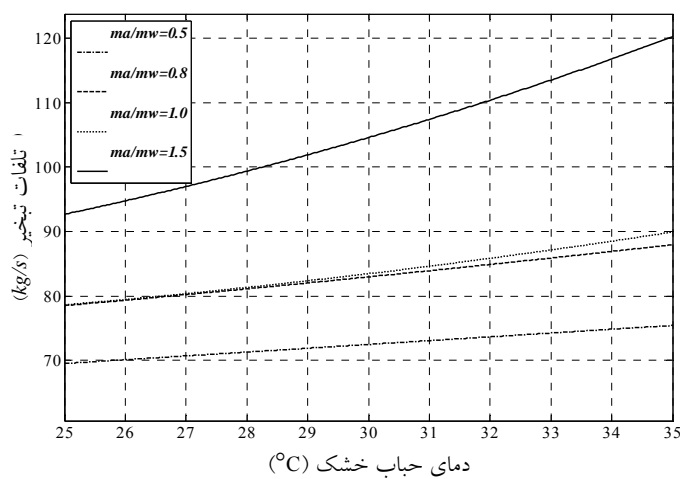
نمودار ۱ مقادیر دمای آب و دمای خشک و تر هوا در برج به ازای حجم متناظر راستای ارتفاع برج



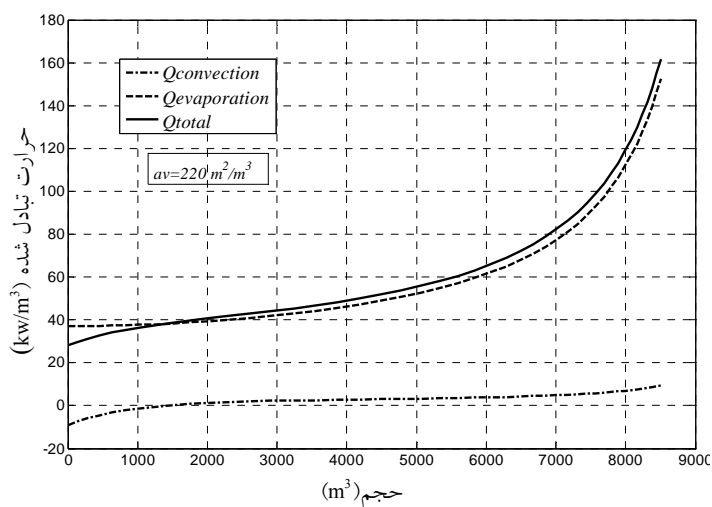
نمودار ۲ تغییرات NTU در برج بر حسب نسبت دما به ازای تغییرات دمای مرطوب هوای ورودی



نمودار ۳ میزان تلفات تبخیر در برج بر حسب تغییرات دمای حباب تر هوای ورودی برای نسبت‌های جریان جرمی هوا به آب متفاوت



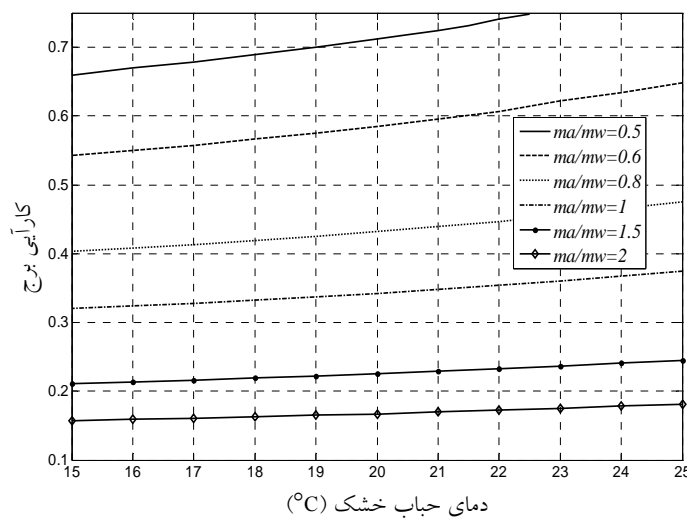
نمودار ۴ میزان تلفات تبخیر در برج بر حسب تغییرات دمای حباب خشک هوای ورودی برای نسبت‌های جریان جرمی هوا به آب متفاوت



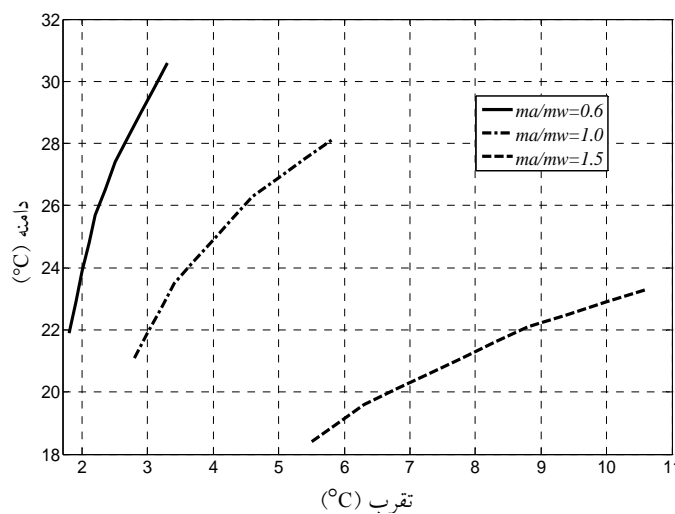
نمودار ۵ تغییرات انتقال حرارت تبخیری و جابه‌جایی تبادل شده در راستای ارتفاع برج در شرایط ماکزیمم بار

رتینگ. در این قسمت درحالت ریتینگ به ترسیم نمودارهای مربوطه پرداخته شده است. منحنی ها در نمودار ۷ بر اساس تغییرات دمای مرطوب هوای ورودی از ۲۵ به ۱۵ درجه ی سانتیگراد ترسیم شده اند. همان طور که از این نمودار ملاحظه می شود، در یک نسبت  $ma/mw$  معلوم با کاهش تقرب در برج مقادیر دامنه کاهش می یابد. هم چنین با افزایش

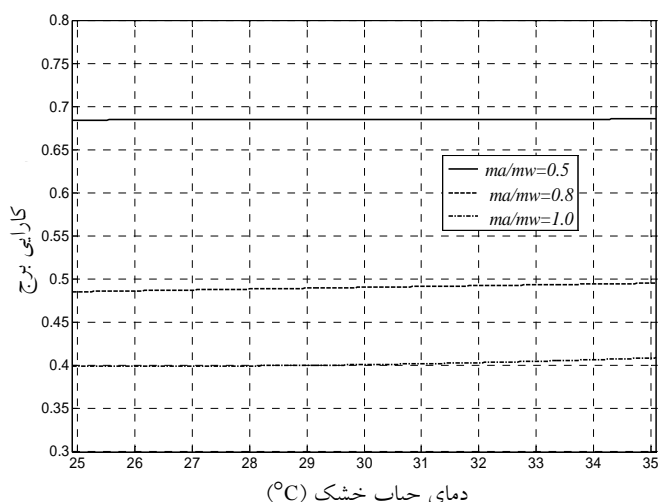
شیب منحنی دامنه - تقرب تند تر خواهد شد. نمودار ۸ کارایی در برج را به ازای تغییرات هوای خشک ورودی نشان می دهند. از این نمودار مشخص است که میزان کارایی برج در یک نسبت معین  $ma/mw$  به تغییرات دمای هوای خشک ورودی بستگی ندارد و تنها با افزایش میزان این نسبت، کارایی برج کم می شود.



نمودار ۶ میزان کارایی برج برحسب تغییرات دمای حباب تر هوای ورودی برای نسبت های جریان جرمی هوا به آب متفاوت



نمودار ۷ تغییرات میزان دامنه برحسب تقرب به ازای نسبت های جریان جرمی هوا به آب متفاوت



نمودار ۸ مقدار کارایی برج بر حسب تغییرات دمای حباب خشک هوای ورودی برای نسبت‌های جریان جرمی هوا به آب متفاوت

### جمع بندی و نتیجه گیری

با توجه به اطلاعات جدول (۱-الف) و (۱-ب) می‌توان گفت که مدل MATPRES از مدل‌های مرکل و ساترلند دقیق‌تر است. در انتهای این مقاله با استفاده از اطلاعات عملکردی یک برج خنک کننده صنعتی به بررسی نتایج حاصل از تحلیل‌های انجام شده بر روی مدل MATPRES پرداخته شد. با توجه به ثابت بودن نرخ جریان آب گرم ورودی و دمای آن و هم‌چنین وجود مشکلاتی در تأمین آب جبرانی در این واحد صنعتی، تحلیل‌های انجام شده معطوف به تغییرات در پارامترهایی هم‌چون دمای خشک و تر هوا، نرخ جریان هوا و آب، میزان تلفات تبخیر و کارایی در برج شدند.

در نمودار (۱) تغییرات دمای آب و هوای خشک و مرطوب در برج به ازای مقادیر لوئیس متفاوت (روش ساترلند) با روش پیشنهادی مورد بررسی قرار گرفته است. همان‌طور که از این نمودار مشخص است تغییرات فاکتور لوئیس روی دمای آب و هوا در خروج از برج محسوس‌تر است.

هم‌چنین مشخص شد جهت دستیابی به دمای آب خروجی، پایین‌تر در نسبت‌های  $m_w/m_a$  کم‌تر نیاز به انتخاب برج بسیار بزرگ‌تری است. همان‌طور که انتظار می‌رفت، میزان تلفات تبخیر در برج با افزایش دمای مرطوب در نسبت‌های پایین نرخ جریان جرمی آب به هوا کاهش می‌یابد و در نسبت‌های بالاتر، نرخ

جریان جرمی آب به هوا تلفات تبخیر به تغییرات دمای مرطوب بستگی نداشته و مقدار ثابتی می‌شود. می‌توان گفت که در هر نسبت نرخ جریان جرمی آب به هوای معین افزایش در دمای خشک هوای ورودی، باعث افزایش میزان تلفات تبخیر در برج می‌شود؛ از سوی دیگر مشخص شد که قسمت اعظم حرارت تبادل یافته در برج ناشی از حرارت نهان تبخیر آب می‌باشد و سهم انتقال حرارت جابه‌جایی در خنک کاری آب ناچیز است. کاهش دمای مرطوب هوای ورودی نیز باعث کاهش میزان ضریب کارایی در برج خواهد شد که این مطلب مؤید پژوهش‌های قبلی در این رابطه می‌باشد.

بر اساس تحلیل‌های انجام شده در حالت ریتینگ، مشخص شد در یک نسبت  $ma/mw$ ، معلوم با کاهش تقرب در برج مقادیر دامنه کاهش می‌یابد. هم‌چنین با افزایش مقادیر  $ma/mw$  روند کاهش میزان دامنه به ازای کاهش تقرب، تندتر خواهد شد. هم‌چنین این مقاله عدم وابستگی کارایی یک برج را در یک نسبت  $ma/mw$  معین به تغییرات دمای خشک هوای ورودی را که از نتایج کلی پژوهش‌های مشابه است، تأیید می‌کند.

این مقاله عدم وابستگی کارایی یک برج را در یک نسبت  $m_a/m_w$  معین به تغییرات دمای خشک هوای ورودی را که از نتایج کلی پژوهش‌های مشابه است، تأیید می‌کند.

### فهرست علائم و نشانه‌ها

$p_{pw}$ : فشار جزئی سمت آب $(\frac{N}{m^2})$	$a_v$ : سطح انتقال حرارت و جرم واحد حجم مواد
$p_{pa}$ : فشار جزئی سمت هوا $(\frac{N}{m^2})$	پرکننده $(\frac{m^2}{m^3})$
$p_{sat}$ : فشار اشباع بخار آب در دمای $T$ $(\frac{N}{m^2})$	$C_{pw}$ : حرارت مخصوص آب $(\frac{kJ}{kg.K})$
$p_{tot}$ : فشار کل مخلوط بخار و آب $(\frac{N}{m^2})$	$C_{pa}$ : حرارت مخصوص هوا $(\frac{kJ}{kg.K})$
$Q_{evap}$ : انتقال حرارت نهان ناشی از تبخیر آب	$C_{ma}$ : حرارت مخصوص مخلوط آب و هوا $(\frac{kJ}{kg.K})$
$Q_{conv}$ : انتقال حرارت جابه‌جایی	$C_v$ : حرارت مخصوص بخار آب $(\frac{kJ}{kg.K})$
$Atm Pr$ : فشار اتمسفر $(\frac{N}{m^2})$	$d$ : نسبت وزن مولکولی
$T_a$ ( $T_{db}$ ) : دمای حباب خشک هوا ( $^{\circ}C$ )	$h$ : آنتالپی هوای مرطوب $(\frac{kJ}{kg_{dry\ air}})$
$T_{wb}$ : دمای حباب تر هوا ( $^{\circ}C$ )	$h_c$ : ضریب انتقال حرارت همرفتی $(\frac{W}{m^2.K})$
$T_w$ : دمای آب ( $^{\circ}C$ )	$h_d$ : ضریب انتقال جرم در برج $(\frac{kg_{water}}{m^2.s})$
$T_0$ : دمای مبنا ( $^{\circ}C$ )	$h_{fg}$ : گرمای نهان تبخیر آب $(\frac{kJ}{kg})$
$V$ : حجم برج خنک کننده $m^3$	$h_{fw}(h_w)$ : آنتالپی آب در دمای $T_w$ $(\frac{kJ}{kg})$
$\varepsilon$ : کارایی (Effectiveness)	$h_{g0}$ : آنتالپی بخار آب در دمای صفر درجه سانتی‌گراد $(\frac{kJ}{kg})$
$\kappa$ : نسبت دما (Temperature Ratio)	$h_{gw}$ : آنتالپی بخار آب در دمای $T_w$ $(\frac{kJ}{kg})$
$\omega$ : رطوبت مطلق هوای مرطوب $(\frac{kg_{water}}{kg_{air}})$	$h_{sw}$ : آنتالپی هوای مرطوب اشباع در دمای $T_w$ $(\frac{kJ}{kg_{dry\ air}})$
$\omega_{sw}$ : رطوبت مطلق هوای مرطوب اشباع در دمای $T_w$ $(\frac{kg_{water}}{kg_{air}})$	$h_{sw,i}$ : آنتالپی هوای مرطوب اشباع در دمای $T_{wi}$ $(\frac{kJ}{kg_{dry\ air}})$
1 : حالت ورودی (پایین برج هوا ، بالای برج آب)	$Le_f$ : فاکتور بی بعد لوئیس $(\frac{h_c}{h_d.C_{ma}})$
2 : حالت خروجی (بالای برج هوا ، پایین برج آب)	$m_a$ : نرخ جریان جرمی هوای خشک $(\frac{kg}{s})$
RANGE = $T_{win} - T_{wo}$ (دامنه)	$m_w$ : نرخ جریان جرمی آب $(\frac{kg}{s})$
APPROACH = $T_{wo} - T_{wb}$ (تقرب)	$p$ : فشار واقعی بخار آب $(\frac{N}{m^2})$
NTU: Number of Transfer Unit	
PRES: PRESENT METHOD	
MER: MERKEL METHOD	
SUT: SUTERLAND METHOD	

## مراجع

1. Walker, W. H., Lewis, W. K., McAdams, W. H., and Gilliland, E. R., "Principles of Chemical Engineering" , 3<sup>rd</sup> ed, McGraw-Hill, New York, (1923).
2. Merkel, F., " VerdunstungskfJhlung", VDI Forschungsarbeiten, No. 275, Berlin, (1925).
3. "Robert, E., Treybal, Mass-Transfer Operation", Third Edition, Mc Graw-Hill Book Company, Reprinted in Tokyo, pp.259, (2001).
4. Nottage, H. B., "Merkel's Cooling Diagram as a Performance Correlation for Air –Water Evaporative cooling systems", ASHVE Transactions, Vol. 47 , pp.429, (1941).
5. Liechtenstein, J., "Performance and selection of mechanical-draft cooling towers", *ASME Transactions* Vol.65, pp. 779-787,(1943).
6. Michley, H. S., "Design of force Draft Air Conditioning Equipment" ,Chemical Engineering Progress, Vol.45, pp.739, (1949).
7. Simpson, W. M., Sherwood, T. K., "Performance of small mech. Draft cooling towers", *Refrigerating Eng*, Vol.52, No.6, pp.535-543 , 574-576, (1946).
8. Carey, W.F., and Williamson , G. J., "Gas Cooling and Humidification: Design of a Packed Tower from Small-Scale Tests", proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 163, pp.41-53, (1950).
9. Baker, D. R., Shryock, H. A., "A comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance", *Trans ASME, J Heat Transfer*, Vol.83, No.3, pp.339-350, 339-35, (1961).
10. Berman, L. D., "*Evaporative cooling of circulating water*", ch. 2, Pergamon, Oxford , (1961).
11. Hsu, H. L., Davis, G., de Vahl., and Sapsford, C. M., "An Investigation of the tie line Method of Cooling Tower Analysis", *ASHRAE Transactions*, Vol.72,pt.II , pp.3.1-3.10, (1966).
12. Threlkeld, J. L., "Thermal Environmental Engineering" , Prentice-Hall, Inc.,ch.11,New Jersey, (1970).
13. Yadigaroglu, G., and Pastor, E. J., "An Investigation of the Accuracy of the Merkel Equation for Evaporative Cooling Tower Calculations, '*ASME Thermophysics and Heat Transfer Conference, Boston* , (1974).
14. Whillier, A., "A Fresh Look at the Calculation of Performance of Cooling Towers", *ASHRAE Transactions*, Vol.82, pt. I, pp.269-282, (1976).
15. "American Society of Heating ,Refrigerating and Air Conditioning Engineers", *ASHRAE Handbook and product Directory –Equipment* ,ch.21, (1975).
16. Caytan, Y., "Validation of the two-dimensional numerical model 'STAR' developed for cooling tower design", *Proc 3<sup>rd</sup> Cooling*, (1982).
17. Suthedand, J. W., "Analysis of mechanical draught counterflow air/water cooling towers", *Trans ASME, J Heat Transfer*, (1983).
18. Fujita, T., Tezuka, S., "Calculations on thermal performance of mechanical draft cooling towers", *ASHRAE Trans* 92, (1986).
19. Webb, R. L., "A critical evaluation of cooling tower design methodology, in *Heat Transfer Equipment Design*", (Ed. R. K. Shah *et al*) Hemisphere Publishing Washington, DC, pp. 547 -558,(1988).

20. Jaber, H., Webb, R. L., "Design of cooling towers by the effectiveness-NTU method", *Trans ASME, J Heat Transfer*, 111 837-843, (1989).
21. A, K. M., Mohiuddin, K., Kant, "Knowledge base for the systematic design of wet cooling towers", Part I: "Selection and tower characteristics", *Int J. Refrig.* Vol. 19, No. 1, pp. 43-51, (1996).
22. A, K. M., Mohiuddin, K., Kant, "Knowledge base for the systematic design of wet cooling towers", Part II: "Fill and other design parameters", *IntJ. Re/kig.* Vol. 19, No. 1, pp. 52 60, (1996).
23. H. T. A., El-Dessouky, A. Al-Haddad F. Al-Juwayhel, "A modified analysis of counter flow cooling tower", *J. Heat Transfer*, Vol. 119, pp.617- 625, August, (1997).
24. Goshayshi, H.R., J.F. Missenden and R. Tozer, "Cooling Tower-An energy conservation resource", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19, pp.1223-1235, (1999).
25. Halasaz, B., "Application of general non-dimensional mathematical model to cooling towers", *International Journal of Thermal Science*, Vol. 38, pp. 75-88, (1999).
26. Stefanović, V., Laković, S., Nenad Radojković, Gradimir Ilić, "Experimental study on heat and mass transfer in cooling towers", *Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering*, Vol. 1, No. 7, pp.849-861., ( 2000).
27. Stefanović, V., Gradimir Ilić, Mića Vukić, Nenad Radojković, Goran Vučković, Predrag Živković, "3D model in simulation of heat and mass transfer processing in wet cooling towers, *Facta Universitatis*", Series: Mechanical Engineering, Vol. 1, No. 8, pp.1065-1081., (2001).
28. Jameel-ur-Khan, Syed. M Zubair, " An improved design and rating analyses of counter flow wet cooling towers", *ASME J Heat Trans*;123:770–8, (2001).
29. Jameel-Ur-Rehman Khan, M. Yaqub, SyedM. Zubair, "Performance characteristics of counter flow wet cooling towers", *Energy Conversion and Management* 44, pp. 2073–2091, (2003).
30. Soylemez, M. S., "On the optimum performance of forced draft counter flow cooling towers", *Energy conversion and Management* 45, pp. 2335–2341,(2004).
31. Johannes, C., Kloppers and Detlev, G., Kroger, "A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers", *International Journal of Heat and Mass Transfer* pp. 48765–777, (2005).
32. Johannes, C., Kloppers and Detlev, G., Kroger, "The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet-cooling tower", *International Journal of Thermal Sciences* 44, pp. 879-884,(2005).
33. Poppe, M., Rogner, H., "Berechung von Ruckkuhlwerken", *VDI-armedatlas*, Mi 1-Mi 15. ,(1991).
34. Paisarn, Naphon, "Study on the heat transfer characteristics of an evaporative cooling tower", *International Communications in Heat and Mass Transfer* 32, pp. 1066–1074,(2005).
35. Bilal A. Qureshi, and Syed M. Zubair, " Second-law-based performance evaluation of cooling towers and evaporative heat exchangers",  *International Journal of Thermal Sciences* 46 (2): pp.188-198, accepted 13 April, (2006).

۳۶. آدرس: تهران، سهروردی شمالی، خ شهید قندی، خ ۲۴، شماره ۱۵، تلفن: ۸۸۷۶۳۱۹، Email: payfill@hotmail.com