

## بررسی تاثیر پارامترهای هندسی و محیطی بر عملکرد برج خنک کننده بارشی جریان مخالف

عباس اصغری<sup>۱</sup>، ناصر کردانی<sup>۲</sup>

Naser.kordani@gumz.ac.ir

۱- کارشناسی ارشد گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد نور

۲- استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه مازندران

### چکیده

برج‌های خنک کننده تر که بطور وسیعی در صنایع مختلف برای دفع حرارت‌های مازاد مورد استفاده قرار می‌گیرند، دارای معایب و محدودیت‌هایی هستند. برای این منظور از برج خنک کننده بارشی که در گروه برج خنک کننده تر قرار دارد استفاده می‌شود. یکی از اشکالات این برج‌ها استفاده از پکینگ‌ها است. در این مقاله پس از مرور تحقیقات انجام شده قبلی به بازنویسی معادلات حاکم بر برج‌ها پرداخته و با استفاده از مدل پیشرفته ریاضی، به منظور شبیه سازی بر اساس قوانین انتقال جرم و انتقال حرارت و معادلات حاکم بر برج خنک کننده بارشی، رفتار این برج‌ها مورد بررسی قرار گرفته است. سپس با ارائه یک برنامه کامپیوتری، به حل عددی پرداخته و تاثیر پارامترهای مناسب هندسی و محیطی بررسی شده است. نتایج حاصل با داده‌های تجربی ارائه شده در تحقیقات دیگر مورد مقایسه قرار گرفته است. با تغییر پارامترهای هندسی (افزایش ارتفاع برج و کاهش قطر قطره) در شرایط محیطی مختلف می‌توان دمای خروجی از برج خنک کننده بارشی را بهبود بخشید.

واژگان کلیدی: برج خنک کننده بارشی، انتقال جرم، انتقال حرارت، پارامترهای هندسی و محیطی.

تاریخ دریافت مقاله : ۹۷/۰۱/۲۶  
تاریخ پذیرش مقاله : ۹۷/۰۸/۱۳

## ۱- مقدمه

در بیشتر فرایندهای صنعتی مقادیر زیادی گرما ایجاد می‌شود که برای کارایی بهتر، باید به نحوی این گرما به اتمسفر تخلیه گردد. در برج‌های خنک کن تر ۱ غالباً از آب بعنوان واسطه‌ای جهت زدودن گرما استفاده می‌شود [۱]. انتخاب صحیح برج‌های خنک کن، مستلزم شناخت کامل پارامترهای مربوطه می‌باشد که موجبات بهبود راندمان حرارتی سیستم را فراهم می‌آورد. با شناخت دقیق از عملکرد برج در شرایط مختلف، بررسی و فراهم آوردن شرایط عملیاتی و طراحی بهینه برج خنک کن می‌توان در مصرف آب، انرژی و هزینه‌های نگهداری صرفه جویی کرد. برج خنک کن می‌تواند به عنوان مبدل حرارتی در نظر گرفته شود که آب و هوا در تماس مستقیم با هم می‌باشند. ولی هیچ رابطه تئوریک یا تجربی نمی‌تواند سطح تماس کلی در یک برج را دقیقاً محاسبه کند تا بتوانیم ضریب انتقال حرارت مشخصی را برای آن تعریف کنیم. این مسئله با وجود پدیده انتقال جرم پیچیده تر می‌شود. بنابراین در طراحی برج به روابطی متکی هستیم که صحت آنها توسط آزمایشات تجربی و نمونه‌های واقعی اثبات شده اند و بعد از آن می‌توان از این روابط برای طراحی یا پیش بینی عملکرد برج در صورت تغییر شرایط طراحی استفاده کرد. در طول قرن گذشته، محققان بسیاری به بررسی عملکرد برج‌های خنک کن پرداخته اند.

تئوری ابتدایی فرآیند برج خنک کننده در سال ۱۹۲۳ برای اولین بار توسط واکر<sup>۲</sup> و همکارانش پیشنهاد شد [۲]. اما اولین گام عملی در حل مسأله برج‌ها با جریان مستقیم توسط مرکل [۳] برداشته شد. روش مرکل<sup>۳</sup> 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. در سال‌های بعد از آن، طراحی برج‌های خنک کننده بر پایه‌ی بازنویسی‌هایی از روابط مرکل و توجیه اختلافات بین پیشگویی‌های تئوری و آزمایشی بودند. در سال ۱۹۶۱ بیکر و شریوک<sup>۴</sup> [۴] اثر تبخیر

آب ورودی را به معادلات مرکل افزودند و به بررسی نتایج حاصل بر روی برج‌های خنک کن با جریان مستقیم و متقاطع پرداختند. کیتان<sup>۵</sup> [۵] در سال ۱۹۸۲، با نوشتن کد کامپیوتری روشی را برای حل برج‌های خنک‌کننده جریان مخالف و متقاطع ارائه نمود. در این روش، او معادلات دیفرانسیل دو بعدی حاصله از تحلیل‌های دینامیک سیالات و ترمودینامیکی را با به کارگیری یک روش تفاضل محدود، روی یک شبکه با مش‌های مستطیلی حل نمود. در سال ۲۰۰۶ بیلال و زبیر<sup>۶</sup> [۶] مدلی از برج خنک کننده ارائه دادند. آن‌ها استفاده از موازنه انرژی برای ناحیه مواد پر کننده و در نظر گرفتن یک حجم معیار جدید به بازنویسی معادلات حاکم بر برج پرداختند و نتایج حاصل را با روش‌ها مرکل مقایسه کردند.

برج خنک کننده بارشی<sup>۷</sup> برای اولین بار در سال ۱۹۹۵ توسط گیوونی<sup>۸</sup> [۷] معرفی و مورد بررسی قرار گرفت. آنها از یک سیستم، برای خنک کردن هوا در مناطق گرم استفاده کردند. این برج شامل یک بدنه باز با نازل‌هایی در بالا و حوضچه جمع‌آوری آب در پایین بود. در این برج آب از بالا توسط نازل‌های اسپری کننده به قطرات ریز تبدیل شده و در طول مسیر تا پایین برج در تماس با هوا قرار می‌گرفت و در حوضچه انتهایی برج جمع‌آوری و هوای خنک نیز از بالای برج خارج می‌شد. گیوونی و الحمیدی<sup>۹</sup> این برج را در شهر ریاض عربستان مورد آزمایش قرار دادند و مشاهده کردند که با حداکثر دمای هوای ورودی ۴۵ درجه رطوبت نسبی ۵۰ درصد، دمای هوای خروجی را می‌توان حداکثر تا دمای ۲۹ درجه کاهش داد. ساتوشی<sup>۱۰</sup> و گیوونی [۸] عملکرد حرارتی SCT را در کشور ژاپن مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها شرایط هوای ورودی و خروجی را با تغییر دبی جرمی آب در ساعات مختلف روز در دو برج با ارتفاع مختلف اندازه‌گیری کردند و نشان دادند که دمای هوای خروجی به ارتفاع برج، شرایط برج، شرایط محیطی، دبی آب و نوع پخش کننده‌ها بستگی دارد. گیوونی [۹] در همان سال این سیستم را در سه منطقه آب و هوایی به طور تجربی مطالعه و عملکرد این برج‌ها را در سه شهر مقایسه کرد. وی نشان داد چنانچه در این سیستم‌ها

<sup>6</sup> Bilal and Zubair

<sup>7</sup> Shower Cooling Tower(SCT)

<sup>8</sup> Givoni

<sup>9</sup> Alhamidi

<sup>10</sup> Satoshi

<sup>1</sup> Wet Cooling Tower(WCT)

<sup>2</sup> Walker

<sup>3</sup> Merkel

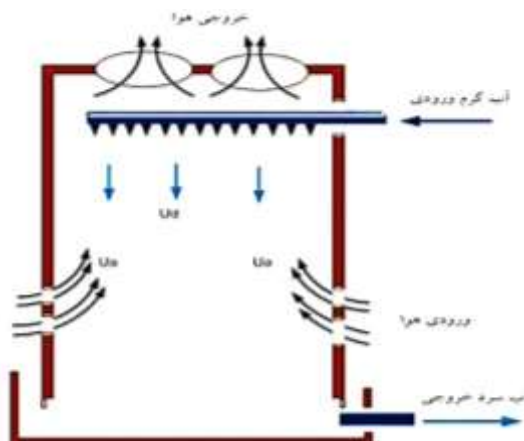
<sup>4</sup> Baker and Shryock

<sup>5</sup> Caytan

نوع برج‌های خنک کننده را افزایش داد. در این تحقیق قطر قطره متغیر بوده، یعنی قطر آن در طول برج تغییر می‌کند.

## ۲- روابط حاکم بر SCT

استفاده از برج‌های خنک کننده مرطوب (با پکینگ) دارای معایبی می‌باشد. آب تصفیه شده و آب دریا علاوه بر خوردگی و افزایش زیاد مصرف انرژی، باعث انسداد مسیر می‌شود و میزان انتقال حرارت کاهش می‌یابد [۱۵]. در SCT، پکینگ‌ها به طور کلی حذف و پخش کننده آب جایگزین آن شده است. به طوری که قطرات آب مستقیماً در تماس با هوا قرار می‌گیرد بطوریکه انتقال جرم و انتقال حرارت از طریق قطرات آب صورت می‌گیرد. آب اسپری شده به صورت قطرات ریز در آمده و این امر باعث افزایش سطح تماس آب با هوا و در نتیجه افزایش بازده و کاهش دمای خروجی برج می‌شود. مطابق شکل (۱) آب از طریق پخش کننده‌ها که در بالا قرار دارند به سمت پایین برج اسپری می‌گردد. هوای محیط توسط فن از انتهای پایین برج وارد می‌شود و در تماس است مستقیم با آب اسپری شده قرار می‌گیرد که شامل انتقال حرارت نهان (تبخیری) و انتقال حرارت محسوس می‌باشد. انتقال حرارت نهان به دلیل تبخیر آب و انتقال حرارت محسوس ناشی از اختلاف دما (جابجایی) می‌باشد آب خنک شده در حوضچه پایین برج جمع آوری و سپس به چرخه پمپ می‌شود. برای بررسی بهتر عملکرد SCT، انتقال حرارت و جرم سطح قطره آب است را در نظر گرفته می‌شود.



شکل (۱) شمای از برج خنک کن بارشی SCT.

از آب تصفیه شده و یا آب شور دریا استفاده شود، نتایج یکسان خواهد بود [۱۰]. او همچنین اثر ارتفاع و دبی جرمی آب را بر کاهش دمای هوا در برج‌هایی که به منظور تهویه مطبوع مورد استفاده قرار می‌گیرد بررسی کرد و نشان داد در ارتفاع کمتر از ۵m/۰، دمای خروجی شدیداً کاهش پیدا می‌کند. اما با افزایش ارتفاع، میزان افت دمای خروجی کمتر می‌شود. با وجود بررسی‌های تجربی زیادی که به منظور شناخت عملکرد حرارتی این برج‌ها صورت گرفت، اما نتوانستند یک تحلیل تئوری برای مطالعه سیستم و پیش بینی نتایج خروجی آن در غالب روابط ریاضی ارائه دهند.

با وجود آنکه تا آن زمان روش تحلیلی و یا عددی مناسبی برای مطالعه این سیستم‌ها در دسترس نبود، شائونی<sup>۱</sup> و همکارانش [۱۱] در سال ۲۰۰۶ به کمک داده‌های تجربی و بر اساس روابط قوانین بقای جرم و انرژی، مدل تک بعدی که به مدل<sup>۲</sup> (HMT) معروف است را برای مطالعه حرکت قطره‌های آب پیشنهاد کردند تا با استفاده از آن رفتار برج را مورد مطالعه قرار دهند.

مینگ گائو<sup>۳</sup> و همکاران نوعی از شبکه مصنوعی را ارائه دادند که با استفاده از آن بتوان رفتار غیر خطی SCT را پیش‌بینی کرد [۱۲]. دژی پن<sup>۴</sup> نشان داد استفاده از شبکه عصبی مصنوعی قابلیت حل معادلات پیچیده غیر خطی را دارد اما سرعت همگرایی آن پایین است [۱۳].

موانگنوی<sup>۵</sup> و همکاران [۱۴] در سال ۲۰۱۴ اثر پارامترهای عملیاتی را مورد مطالعه قرار دادند و بیان کردند که تغییرات قطر اولیه قطرات، بیشترین تاثیر و سرعت آب، کمترین تاثیر را دارند.

در SCT (جریان مخالف) قطرات اسپری شده آب انرژی حرارتی خود را با هوای سرد مبادله می‌کنند. بنابراین با افزایش سطح تبادل حرارت بین قطرات آب و هوا (کاهش قطر قطرات) بیشتر شده و با افزایش ارتفاع، مدت زمان تبادل نیز افزایش در نتیجه دمای خروجی کاهش می‌یابد.

پژوهش‌های قبلی نشان می‌دهد که با توجه به مطالعات انجام شده بر عملکرد برج خنک کن بارشی، میزان تاثیر پارامترهای مختلف برج (محیطی و هندسی) بررسی نشده است. بنابراین با طراحی مناسب (ارتفاع و قطر قطره) با توجه شرایط محیطی می‌توان علاوه بر بهبود دمای خروجی، مدت زمان عملکرد این

<sup>4</sup> Dazhi Pan

<sup>5</sup> Muangnoi

<sup>1</sup> Xiaoni

<sup>2</sup> Heat and Mass Transfer

<sup>3</sup> Ming Gao

با استفاده از تعریف قانون دوم نیوتن داریم (جهت نیرو به سمت پایین مثبت در نظر گرفته شد):

$$a_d = \frac{\sum F}{m_w} = \frac{G_d - F_d - R_d}{m_w} \quad (5)$$

$$U_d = dz / dt ; a_d = \frac{du_d}{dt} = u_d \frac{du_d}{dz}$$

با قرار دادن روابط (۲)، تا (۴) در رابطه (۵)، معادله سنتیک قطره SCT بدست می آید [۱۶]:

$$\rho_w u_d \frac{du_d}{dz} = (\rho_w - \rho_a) g - 3C_d \rho_a (u_d - u_a)^2 / 4d_d \quad (6)$$

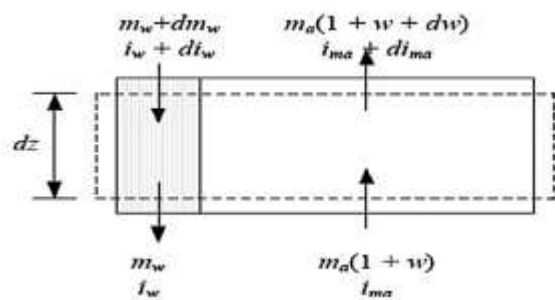
## ۲-۲- معادلات تغییرات آنتالپی، رطوبت و دما در طول SCT

یک برج خنک کن بارشی تشکیل شده از میلیون ها قطره که شرایط آب و هوای آن از بالا به پایین برج تغییر می کند. انرژی داخلی یک قطره در طول سیستم با از دست دادن مقدار حرارت نهان و محسوس تغییر می کند. هر المان به دمای میانگین بستگی دارد که در واقع برابر متوسط درجه حرارت آب جاری در هر المان می باشد. زمانیکه فشار جزئی، هوا باشد انتقال جرم رخ می دهد که موجب انتقال حرارت می شود. برای این منظور یک برج به ارتفاع H را در نظر گرفته و آن را به N قسمت مساوی با ضخامت dz تقسیم می کنیم. برای درک بهتر المانی از مکانیزم انتقال جرم و حرارت بین آب و هوا را مطابق شکل (۳) در نظر می گیریم.

انتقال حرارت کل در سطح مشترک آب و هوا، شامل انتقال حرارت ناشی از تبخیر و انتقال حرارت جابجایی است. نیروی محرکه در انتقال حرارت تبخیری و جابجایی به ترتیب به دلیل تفاوت غلظت بخار و درجه حرارت است.

بالانس جرمی برای حجم کنترل برابر است با:

$$m_a(1+w) + (m_w + dm_w) = m_a(1+w + dw) + m_w \quad (7)$$



شکل (۳) حجم کنترل SCT [۱۷].

بنابراین داریم:

انتقال انرژی همراه با فرآیند انتقال جرم و انتقال حرارت دارای معادلات نسبتاً پیچیده ای است. برای ساده سازی بهتر از یک سری فرضیاتی استفاده می شود که این فرضیات تاثیر بسیار ناچیزی در دمای خروجی دارد [۱۱ و ۱۶].

- ۱- ضریب لوئیس واحد در نظر گرفته می شود.
- ۲- قطرات آب ثابت و به صورت کره در نظر می گیریم.
- ۳- حرکت یک بعدی و در راستای قائم در نظر گرفته می شود.
- ۴- دمای داخل و بیرون قطره یکسان در نظر گرفته می شود. بنابراین از مقاومت حرارتی آن صرف نظر می شود.

## ۲-۱- بالانس نیرو در SCT

مطابق شکل (۲) نیروهای وارد بر قطره شامل نیروی گرانش، نیروی شناوری و نیروی مقاومت هوا می باشد بطوریکه نیروی شناوری همواره در خلاف جهت نیروی گرانش است [۱۱].

جرم قطره برابر است با:

$$m_d = \frac{1}{6} \pi d_d^3 \rho_w \quad (1)$$

نیروی گرانش قطره:

$$G_d = m_d g = \frac{\pi d_d^3 \rho_w g}{6} \quad (2)$$

نیروی شناوری:

$$F_d = \frac{\pi d_d^3 \rho_a g}{6} \quad (3)$$

نیروی مقاومت:

$$R_d = \frac{\pi C_d \rho_a d_d^2 U^2}{8} \quad (4)$$

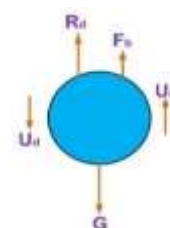
در رابطه بالا  $C_d$  (ضریب درگ) برابر است با [۱۰]:

برای جریان آرام داریم:

$$C_d = \frac{24}{|\text{Re}|} \left( 1 + (0.15 |\text{Re}|^{0.687}) \right) \quad |\text{Re}| \leq 1000$$

برای جریان مغشوش:

$$C_d = 0.44 \quad |\text{Re}| > 1000$$



شکل (۲) شمایی از نیروهای وارد بر قطره (جهت حرکت قطره به سمت پایین برج است).

$$\frac{d_{ima}}{dz} = \frac{dQ}{m_a} = \left( \frac{m_w}{m_a} \right) \frac{6h_d}{\rho_w u_d d_d} (i_{masw} - i_{ma}) \quad (20)$$

میزان تغییر جرم یک قطره برابر است با مقدار انتقال جرمی که از سطح قطره به هوا صورت می‌گیرد.

$$dm_d = h_d A_d (w_{Tw} - w_a) dA_d \quad (21)$$

رابطه فوق مقدار انتقال حرارت را در مدت زمان یک ثانیه نشان می‌دهد. تعداد قطره در این مدت زمان برابر است با:

$$N_d = \frac{m_w dz}{m_d u_d}$$

با ترکیب روابط (۱۹) و (۲۱) و قرار دادن جرم قطره مطابق رابطه (۱) و مساحت کره ( $A_d = \pi d_d^2$ ) معادله تغییرات رطوبت بدست می‌آید که برابر است:

$$\frac{dw_a}{dz} = \left( \frac{m_w}{m_a} \right) \frac{6h_d}{\rho_w u_d d_d} (w_{Tw} - w_a) \quad (22)$$

$$h_d = h_c / (c p_a + w_a c p_v) \quad (23)$$

$h_c$  ضریب انتقال حرارت است که برابر است با [۱۹]:

$$h_c = \frac{k_a \times Nu_d}{d_d} \quad (24)$$

برج خنک کن بارشی از دو بخش تشکیل شده است. شامل آب که از قسمت بالای برج وارد می‌شود و به سمت پایین حرکت می‌کند (قطره) و هوا که از قسمت تحتانی برج به طرف بالا حرکت می‌کند. برای درک بهتر انتقال جرم و حرارت، مراحل انتقال حرارت و انتقال جرم را برای یک قطره از آب بررسی می‌کنیم.

تغییرات انرژی داخلی برای است با [۱۷]:

$$\frac{dU_d}{dt} = -(Q_{dc} + Q_{de}) \quad (25)$$

گرمای محسوس ناشی از اختلاف دما برابر است با:

$$Q_{dc} = h_c A_d (T_w - T_a) \quad (26)$$

گرمای نهان ناشی از تبخیر آب از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$Q_{de} = h_d A_d (w_{Tw} - w_a) i_v \quad (27)$$

انرژی داخلی برابراست با:

$$U_d = m_d c_{pw} T_w \quad ; \quad dU_d = m_d c_{pw} dT_w \quad (28)$$

بنابراین داریم:

$$dU_d = -[h_c A_d (T_w - T_a) + h_d A_d (w_{Tw} - w_a) i_v] \quad (29)$$

$$m_d c_{pw} dT_w = -A_d h_d \left[ \frac{h_c}{h_d} (T_w - T_a) + i_v (w_{sw} - w_a) \right] \quad (30)$$

$$m_d c_{pw} dT_w = -A_d h_d (i_{masw} - i_{ma}) \quad (31)$$

$$dm_w = m_a dw \quad (8)$$

بالانس انرژی برای حجم کنترل برابر است با:

$$m_a i_{ma} + (m_w + dm_w) (i_w + di_w) = m_a (i_{ma} + di_{ma}) + m_w i_w \quad (9)$$

در معادله بالا  $i_w$  آنتالپی هوا و  $i_{ma}$  آنتالپی مخلوط آب و هوا است. با ساده کردن معادله (۹) داریم:

$$m_a di_{ma} = m_w di_w + i_w dm_w \quad (10)$$

جریان آبی که مستقیماً با هوا در تماس است شامل انتقال حرارت نهان و محسوس است که انتقال به دلیل تبخیر آب و انتقال حرارت محسوس ناشی از اختلاف دما می‌باشد [۱۷].

$$dQ = dQ_c + dQ_e \quad (11)$$

گرمای محسوس برابر است با:

$$dQ_c = h_c (T_w - T_a) dA \quad (12)$$

گرمای نهان برابر است با:

$$dQ_e = i_v h_d (w_{sw} - w_a) dA \quad (13)$$

اختلاف دما در معادله می‌تواند با تغییرات آنتالپی جایگزین شود. آنتالپی هوای اشباع در دمای محلی به صورت زیر نشان داده می‌شود [۱۷]:

$$i_{masw} = c_{pa} T_w + w_{sw} (i_{fgw0} + c_{pv} T_w) \quad (14)$$

$$i_{masw} = c_{pa} T_w + w i_v + (w_{sw} - w) i_v \quad (15)$$

آنتالپی مخلوط بخار آب و هوا به ازای واحد هوای خشک به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$i_{ma} = c_{pa} T_a + w (i_{fgw0} + c_{pv} T_a) \quad (16)$$

با جایگذاری روابط (۱۲) و (۱۳) و روابط بالا در معادله (۱۱) داریم:

$$dQ = h_d \left[ \frac{h_c}{h_d c_{pma}} (i_{masw} - i_{ma}) + \left( 1 - \frac{h_c}{h_d c_{pma}} \right) i_v (w_{sw} - w) \right] dA \quad (17)$$

$$\frac{h_c}{h_d c_{pma}} = L_{ef} \quad \text{ضریب لوئیس است [۱۷]. با توجه به فرضیات}$$

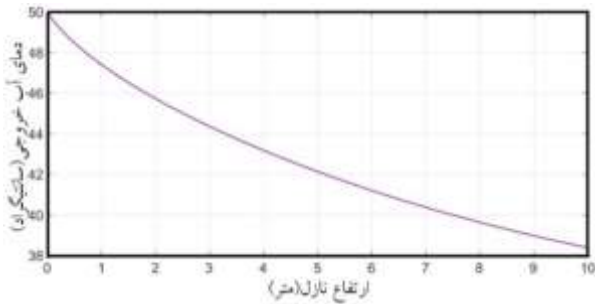
بخش ۲ (روابط حاکم بر SCT)، این ضریب برابر یک می‌باشد [۱۸]. بنابراین رابطه بالا به صورت زیر ساده می‌شود:

$$di_{ma} = \frac{dQ}{m_a} = \frac{h_d}{m_a} (i_{masw} - i_{ma}) dA \quad (18)$$

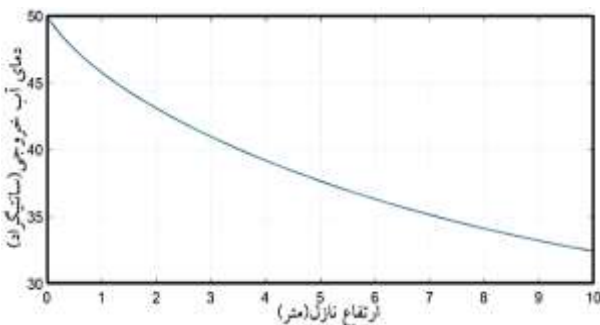
سطح انتقال حرارت در فاصله dz برابر است با:

$$dA = \frac{m_w dz}{m_d u_d} \pi d_d^2 \quad dA = \frac{6m_w}{\rho_w u_d d_d} dz \quad (19)$$

با جایگذاری روابط فوق برای معادله تغییرات آنتالپی داریم:



شکل (۴) تغییرات دمای خروجی از برج بر حسب ارتفاع (دمای آب ورودی  $50^{\circ}\text{C}$ ، دمای حباب خشک  $30^{\circ}\text{C}$ ، نسبت دبی جرمی آب به هوا برابر  $1/2$ ، سرعت هوای ورودی  $2/5\text{m/s}$ ، قطر اولیه قطره  $0/8\text{mm}$ ، سرعت قطره  $3\text{m/s}$ ، رطوبت نسبی  $50\%$ ).



شکل (۵) تغییرات دمای خروجی از برج بر حسب ارتفاع (دمای آب ورودی  $50^{\circ}\text{C}$ ، دمای حباب خشک  $27^{\circ}\text{C}$ ، نسبت دبی جرمی آب به هوا برابر  $1/2$ ، سرعت هوای ورودی  $2/5\text{m/s}$ ، قطر اولیه قطره  $0/9\text{mm}$ ، سرعت قطره  $3\text{m/s}$ ، رطوبت نسبی  $80\%$ ).

نمودار شکل (۴) نشان می‌دهد که با افزایش ارتفاع برج، دمای آب خروجی از برج کاهش می‌یابد زیرا قطر زمان بیشتری در تماس با هوا است. در این صورت میزان انتقال حرارت نهان (انتقال حرارت ناشی از تبخیر) و انتقال حرارت محسوس (انتقال حرارت ناشی از همرفت) افزایش می‌یابد و در نتیجه دمای خروجی کاهش می‌یابد. همانطور که در نمودار نشان داده شده در ابتدا کاهش دما زیاد است. بطوریکه تا ارتفاع  $m$  ۳ متر در حدود  $9^{\circ}\text{C}$  کاهش دما داریم و تا ارتفاع ۶ متر (از ۳ تا ۶ متر) کاهش دما در حدود  $5^{\circ}\text{C}$  و همچنین تا ارتفاع ۱۰ متر (از ۶ تا ۱۰ متر) میزان افت دما کمتر از  $4^{\circ}\text{C}$  . بنابراین با افزایش ارتفاع بیشتر برج، تغییرات کمتری در کاهش دمای خروجی داریم. زیرا رطوبت نسبی هوای درون برج زیاد شده و میزان جذب رطوبت در هوا کاهش می‌یابد. به همین دلیل میزان انتقال حرارت نهان که در مقایسه با انتقال حرارت محسوس نقش بهتری در کاهش دما دارد، کاسته می‌شود.

با قراردادن جرم و مساحت قطره، معادله تغییرات دما به صورت زیر بدست می‌آید:

$$\frac{dT_w}{dz} = \frac{-6h_d}{cp_w \rho_w u_d d_d} (i_{masw} - i_{ma}) \quad (32)$$

### ۳-۲- معادله تغییر قطر قطره در طول SCT

تغییر جرم قطره در مدت زمانی که مسافت  $dz$  را طی می‌کند برابر است با:

$$m_d = h_d A_d (w_{Tw} - w_a)$$

$$dm_d \frac{u_d}{dz} = h_d (w_{Tw} - w_a) d_A \quad (33)$$

با قراردادن روابط مربوط به جرم و سطح مقطع قطره در رابطه فوق معادله تغییر قطر بدست می‌آید.

$$\frac{d(d_d)}{dz} = \frac{6h_d}{\rho_w u_d} (w_{Tw} - w_a) \quad (34)$$

### ۳- بررسی و تحلیل نتایج

جدول (۱) محدوده متغیرهای ورودی جهت بررسی پارامترهای هندسی و محیطی SCT را نشان می‌دهد.

#### ۱.۳. بررسی تاثیر ارتفاع SCT بر عملکرد آن

ارتفاع برج یکی از پارامترهای مهم هندسی به شمار می‌رود که نقش اساسی در میزان کاهش دمای خروجی آب و عملکرد کلیه برج‌های خنک کننده دارد. شکل‌های (۴) و (۵) نمودار دمای خروجی از برج را بر حسب ارتفاع نشان می‌دهند. که در آن دمای آب ورودی به برج  $50^{\circ}\text{C}$  دمای هوای ورودی (دمای حباب خشک)  $22^{\circ}\text{C}$ ، نسبت دبی جرمی آب به هوا برابر  $1/2$ ، سرعت هوای ورودی  $2/5\text{m/s}$ ، قطر اولیه قطره  $0/8\text{mm}$ ، سرعت قطره  $4\text{m/s}$  و رطوبت نسبی  $50\%$  است.

جدول (۱) محدوده متغیرهای ورودی جهت بررسی پارامترهای هندسی و محیطی [۱۷]SCT.

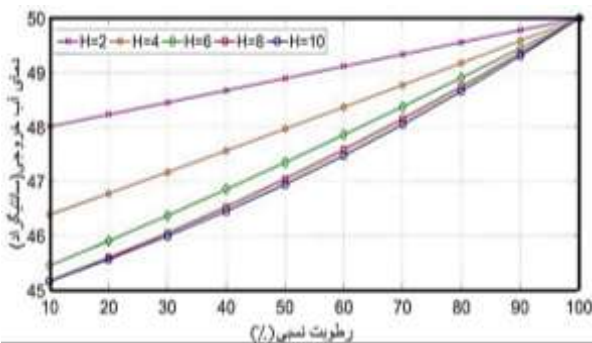
محدوده	متغیرهای ورودی
۶-۱۰	ارتفاع برج (m)
۰/۶-۱/۲	قطر قطره (mm)
۴-۶	سرعت قطره (m/s)
۲-۳	سرعت هوا (m/s)
۰/۸-۱/۲	نسبت دبی آب به هوا
۲۵-۳۶	دمای حباب خشک ( $^{\circ}\text{C}$ )
۵۰-۸۰	رطوبت نسبی (%)
۵۰-۵۵	دمای ورودی آب ( $^{\circ}\text{C}$ )

### ۳-۲- بررسی تاثیر قطر قطره بر عملکرد SCT

با کاهش قطر قطره (افزایش تعداد قطرات) سطح تبادل حرارت افزایش و در نتیجه انتقال حرارت نهان و محسوس افزایش و بنابراین دمای خروجی کاهش می‌یابد.

بخشی از حجم قطره در برخورد با جریان هوا تبخیر شده است. هرچه رطوبت نسبی کمتر باشد، قطر قطره کاهش بیشتری دارد. با توجه به نمودار شکل (۸) برای برج با ارتفاع ۱۰m و رطوبت نسبی ۱۰ درصد، میزان کاهش قطر برابر ۰/۱۷ و با رطوبت نسبی ۵۲ درصد با همان ارتفاع برج برابر ۰/۰۷ mm است.

نمودار شکل (۹) حداکثر افت دما را برحسب قطر قطره نشان می‌دهند. میزان کاهش قطر در یک ارتفاع مشخص برای رطوبت نسبی بالا بیشتر از رطوبت نسبی پایین است. با افزایش دمای حباب خشک، کاهش کمتری در قطر قطره را شاهد هستیم که این موضوع در رطوبت نسبی بالا بیشتر است. همچنین قطر قطره با افزایش ارتفاع کاهش می‌یابد. زیرا برای مثال در رطوبت نسبی ۳۵٪، دمای خروجی ۳۶ °C می‌باشد.



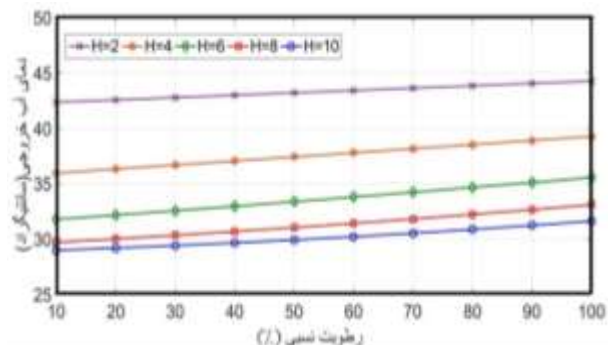
شکل (۷) تغییرات دمای خروجی از برج برحسب رطوبت نسبی دمای حباب خشک ۵۰ (شرایط ورودی مطابق شکل (۶)).

جدول (۲) تغییرات دمای خروجی از برج برحسب ارتفاع (دمای آب ورودی ۵۰ °C، نسبت دبی جرمی آب به هوا برابر ۱/۲، سرعت هوای ورودی ۲m/s، قطر اولیه قطره ۰/۸mm، سرعت قطره ۴m/s).

H	دمای حباب خشک					متوسط رطوبت نسبی (%)	دمای حباب خشک (°C)
	۱۰	۸	۶	۴	۲		
۳۳/۹	۳۵/۵	۳۷/۲	۳۹/۶	۴۲/۹	۶۷	۳۰	
۳۱/۹	۳۳/۴	۳۵/۵	۳۸/۱	۴۲/۲	۴۸	۲۸	
۳۶	۳۷/۲	۳۷/۷	۴۰/۸	۴۳/۷	۳۰	۳۵	

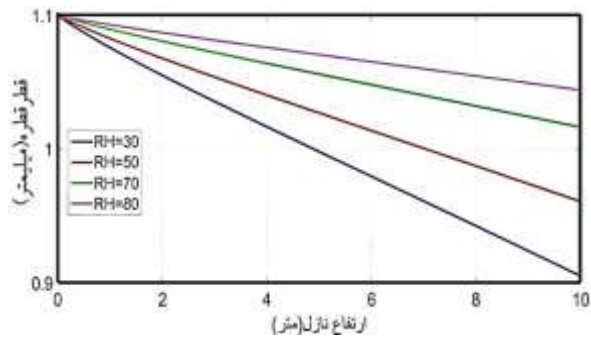
شکل (۶) نشان می‌دهد اگر چه با افزایش ارتفاع، دمای خروجی کاهش می‌یابد اما میزان تاثیرپذیری آن در دمای خروجی کمتر است. بطوریکه با افزایش رطوبت نسبی و دمای حباب خشک میزان افت دما کاهش می‌یابد. در رطوبت نسبی بالا انتقال حرارت نهان کاهش می‌یابد و مکانیزم انتقال حرارت، انتقال حرارت محسوس خواهد بود.

در این نمودار مشاهده می‌شود با افزایش ارتفاع برج، دمای خروجی از برج کاهش می‌یابد. بطوریکه کاهش دما در ارتفاع پایین بیشتر است. از ارتفاع ۶ متر به ۸ متر در رطوبت نسبی ۵۰٪ اختلاف دما ۳/۶ °C و از ۸ متر به ۱۰ متر میزان اختلاف دما کمتر ۱/۵ °C است. با افزایش رطوبت نسبی میزان اختلاف دما کمتر است. زمانیکه اختلاف دمای حباب خشک با دمای آب ورودی به برج کمتر شود میزان افت دما نیز کم می‌شود، بطوریکه در رطوبت نسبی بالا این میزان کمتر است. اگر دمای هوای بیرون باز هم افزایش یابد بطوریکه با دمای آب ورودی به برج برابر باشند (دمای حباب خشک ۵۰ °C)، در این حالت انتقال حرارت محسوس کاهش بیشتری می‌یابد. با افزایش ارتفاع برج، اگر چه مدت زمان تماس قطره با هوا افزایش می‌یابد، اما هوای داخل برج، پتانسیلی برای جذب رطوبت وجود ندارد و در نتیجه میزان افت دما کم است و در رطوبت نسبی بالا (۹۰٪) تقریباً صفر است. بنابراین نمودار شکل (۷) شیب بیشتری نسبت به نمودارهای شکل (۶) دارند. تغییرات دمای خروجی بر حسب ارتفاع بطور دقیق‌تر در جدول (۲) آمده به طوریکه با افزایش ارتفاع، دمای آب خروجی از برج کاهش می‌یابد. هرچه ارتفاع افزایش بیشتری یابد، میزان افت دما کمتر می‌شود.

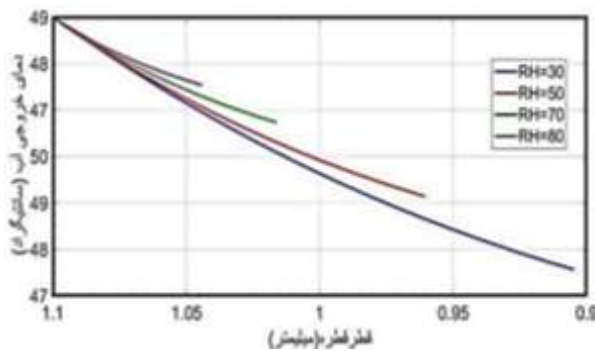


شکل (۶) تغییرات دمای خروجی از برج برحسب رطوبت نسبی (دمای آب ورودی ۵۰ °C، دمای حباب خشک ۳۰ °C، نسبت دبی جرمی آب به هوا برابر ۰/۹، سرعت هوای ورودی ۲m/s، قطر اولیه قطره ۰/۹ mm، سرعت قطره ۴m/s).





شکل (۸) تغییرات قطر قطره برحسب ارتفاع در رطوبت‌های نسبی مختلف (قطر اولیه قطره ۱/۱ mm، دماهای حباب خشک ۳۲ °C، دمای آب ورودی ۵۰ °C، ارتفاع برج ۱۰m، سرعت آب ۴ m/s، سرعت هوا ۲m/s و نسبت دبی جرمی برابر ۱/۲).



شکل (۹) تغییرات دمای خروجی برحسب قطر قطره (قطر اولیه قطره ۱/۱m/s، دمای حباب خشک ۳۰ °C، دمای آب ورودی ۵۰ °C، ارتفاع برج ۱۰m، سرعت آب ۴m/s، سرعت هوا ۲m/s و نسبت دبی جرمی برابر ۱/۲).

در این حالت قطر قطره حداکثر ۰/۱۲ mm در طول برج کاهش می‌یابد. کاهش قطر در رطوبت نسبی ۸۵٪ برابر mm ۰/۲۵ می‌باشد. بنابراین شیب نمودار در رطوبت نسبی بالا بیشتر و میزان کاهش قطر قطره کمتر می‌باشد. مقادیر دمای خروجی برای چهار قطر مختلف در جدول (۳) نشان داده شده است.

### ۳-۳- بررسی تاثیر رطوبت نسبی هوا بر عملکرد SCT

رطوبت نسبی برابر است با نسبت رطوبت موجود در هوا با یک دمای مشخص به حداکثر رطوبتی که هوا در آن دما می‌تواند داشته باشد. در رطوبت نسبی بالا انتقال حرارت کاهش می‌یابد و مکانیزم انتقال حرارت، انتقال حرارت محسوس خواهد بود. بنابراین افت دما در مقایسه با رطوبت نسبی پایین، کمتر خواهد بود. مطابق شکل (۱۰) با افزایش رطوبت نسبی دمای آب خروجی افزایش می‌یابد.

### ۳-۴- بررسی دمای حباب خشک در عملکرد SCT

با افزایش دمای هوای محیط، دمای خروجی از برج افزایش می‌یابد. زیرا با افزایش دمای هوای محیط، اختلاف دما (دمای هوای محیط و آب ورودی به برج) کم شده و انتقال حرارت محسوس کاهش و در نتیجه دمای خروجی افزایش می‌یابد. شکل (۱۱) نشان می‌دهد که هرچه اختلاف دمای آب ورودی با دمای حباب خشک کمتر باشد، دمای آب خروجی از برج افزایش می‌یابد، در واقع شیب منحنی کمتر است.

جدول (۳) تغییرات دمای خروجی SCT برای قطرهای مختلف (دمای آب ورودی ۵۰ °C، نسبت دبی جرمی آب به هوا برابر ۱/۲، سرعت هوای ورودی ۲ m/s، سرعت قطره ۴ m/s).

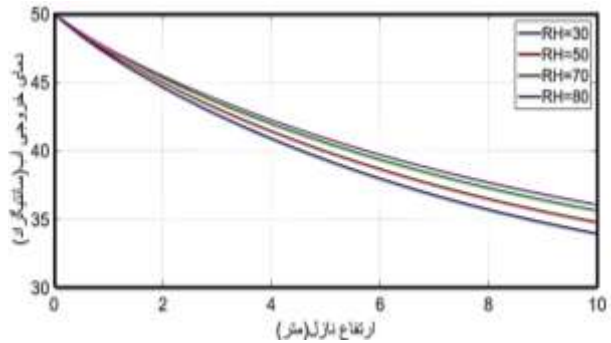
d=۱/۲	d=۱	d=۰/۸	d=۰/۶	متوسط رطوبت نسبی (%)	دمای حباب خشک (°C)
۳۴/۸	۳۲	۳۹/۲	۲۸	۲۴/۵	۳۲
۳۴	۳۱/۳	۲۸/۳	۲۶/۸	۳۱	۳۰
۳۴/۹	۳۲/۵	۲۸/۲	۲۵/۲	۶۴	۲۶/۸
۳۵/۹	۳۳/۳	۳۰/۹	۲۹/۸	۲۵	۳۴
۳۵/۹	۳۳/۴	۳۱	۳۰/۲	۲۱	۳۴/۳
۳۶/۲	۳۳/۷	۳۱/۷	۳۱/۲	۲۷/۵	۳۱/۴
۳۶/۳	۳۴/۳	۳۲/۲	۳۱/۴	۲۱	۳۵/۲
۳۵/۸	۳۳/۵	۳۱/۲	۳۰	۲۹/۷	۳۴/۲
۳۸/۱	۳۵/۷	۳۲/۶	۳۰/۸	۷۰	۲۴
۳۹/۱	۳۶/۸	۳۳/۹	۳۱/۳	۶۷	۲۶/۵



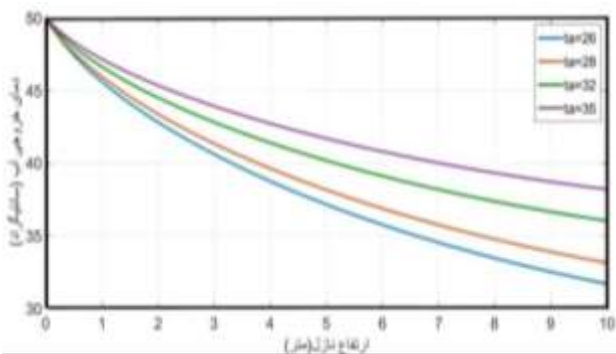
هر چه دمای حباب خشک کمتر شود (اختلاف دما آب ورودی و دمای حباب خشک بیشتر شود) دمای خروجی کاهش می‌یابد. شکل (۱۲) نشان می‌دهد با افزایش دمای حباب خشک میزان افت دما نیز کاهش می‌یابد که با افزایش ارتفاع این میزان تغییر می‌کند. هرچه ارتفاع افزایش یابد میزان افت دما نیز بیشتر می‌شود.

#### ۴- مقایسه نتایج این مقاله با نتایج عددی و تجربی

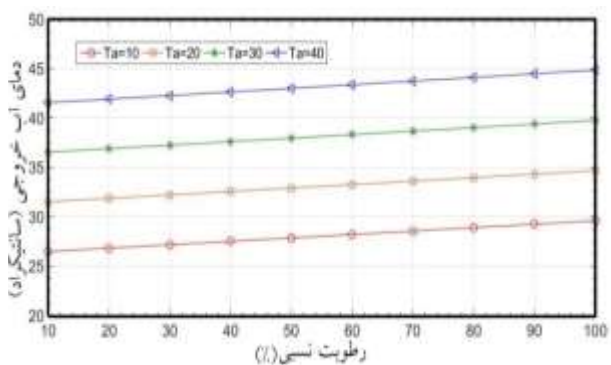
نتایج بدست آمده از حل عددی و تجربی برای سه برج با پارامترهای محیطی و هندسی مختلف مطابق مرجع [۲۰] و این تحقیق مطابق شکل (۱۳) در جدول (۴) آمده است.



شکل ۱۰ تاثیر رطوبت نسبی بر دمای آب خروجی (دمای آب ورودی ۵۰ °C، دمای حباب خشک ۳۰ °C، نسبت دبی جرمی ۱/۲، سرعت هوای ورودی ۲ m/s، قطر اولیه قطره ۰/۸ mm و سرعت قطره برابر ۴ m/s)



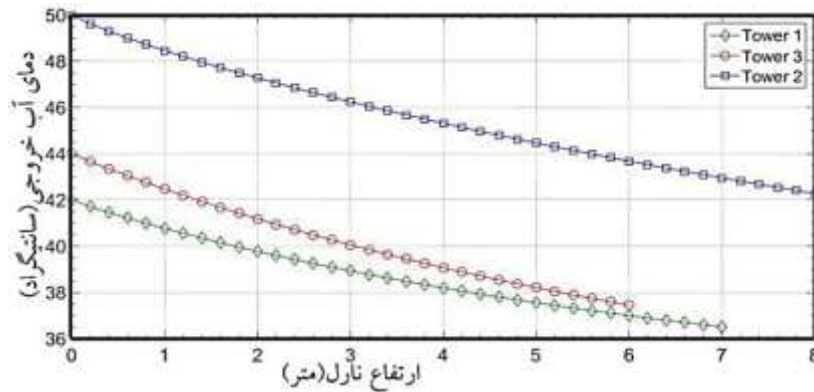
شکل (۱۲) تاثیر دمای هوای محیط بر دمای خروجی از برج برحسب ارتفاع (دمای آب ورودی به برج ۵۰ °C، نسبت دبی جرمی ۱/۲، سرعت هوای ورودی ۲ m/s، قطر اولیه قطره ۰/۸ mm، رطوبت نسبی ۵۰ درصد و سرعت قطره برابر ۴ m/s).



شکل (۱۱) تاثیر دمای هوای محیط بر دمای خروجی از برج برحسب رطوبت نسبی (دمای آب ورودی به برج ۵۰ °C، نسبت دبی جرمی ۱/۲، سرعت هوای ورودی ۲ m/s، قطر اولیه قطره ۰/۸ mm و سرعت قطره برابر ۴ m/s)

جدول (۴) مقایسه نتایج بدست آمده از مرجع [۲۰] و این تحقیق.

برج ۳	برج ۲	برج ۱		
۶	۸	۷	ارتفاع برج (m)	
۰/۸	۱/۱	۰/۸	قطر قطره (mm)	
۲/۵	۲	۲/۳	سرعت هوا (m/s)	
۶	۴	۵	سرعت قطره (m/s)	
۰/۹	۰/۸	۰/۹	نسبت دبی جرمی	پارامترهای اصلی
۳۳	۳۴	۳۴	دمای حباب خشک (°C)	
۷۰	۷۸	۶۸	رطوبت نسبی (%)	
۱۰۱	۱۰۱	۱۰۱	فشار اتمسفر (kpa)	
۴۴	۵۰	۴۲	دمای آب ورودی (°C)	
۳۷/۸	۳۴/۷	۳۶/۲	دمای تجربی آب خروجی (°C)	نتایج آزمایشگاهی
۳۸/۱	۴۴/۳	۳۶/۷	دمای محاسبه شده آب خروجی (°C) [۲۰]	نتایج تحقیقات قبل
۳۷/۵۹	۴۲/۴۸	۳۶/۵	دمای آب خروجی بدست آمده در این تحقیق (°C)	نتایج کار حاضر
۰/۳	۰/۶	۰/۵	خطای دمای خروجی محاسبه (°C) [۲۰]	نتایج تحقیقات قبل
-۰/۲۱	-۰/۲۲	۰/۳	خطای دمای خروجی این تحقیق (°C)	نتایج کار حاضر



شکل (۱۳) نمودارهای دمای خروجی از برج بر حسب ارتفاع برای برج‌های ۱، ۲ و ۳.

### ۵- نتیجه‌گیری

پس از مرور تحقیقات انجام شده قبلی، معادلات حاکم بر SCT بازنویسی شده است. پس از تحلیل، نتایج به دست آمده با نتایج ارائه شده در مرجع [۲۰] مقایسه شد که تقریباً مقایسه نتایج این تحقیق با داده‌های تجربی و عددی نشان می‌دهد که نتایج این تحقیق دقیق تر بوده و به داده‌های تجربی نزدیک تر می‌باشد. نتایج بدست آمده از این تحقیق در شکل (۱۳) نشان داده شده است.

با داده‌های بدست آمده در این مقاله مطابقت داشته است. قطرقطره در طول برج به علت تبخیر، کاهش می‌یابد. هر چه ارتفاع SCT بیشتر باشد قطرقطره کاهش بیشتری دارد. همچنین با تغییرات قطرقطره در طول برج، دقت مدل ریاضی جهت رفتار برج خنک کننده تقویت شده و در نتیجه، نتایج از دقت بیشتری برخوردار می‌باشد.

افزایش دقت مدل ریاضی، پیش بینی رفتار SCT با توجه به اضافه نمودن معادله کاهش قطر قطرات، استفاده از ضریب انتقال جرم دقیق تر و بحث پارامتریک SCT از نوآوری‌های پژوهش حاضر می‌باشد.

با افزایش ارتفاع، قطره زمان بیشتری در تماس با هوا می‌باشد. در این صورت میزان انتقال حرارت نهان (انتقال حرارت ناشی از تبخیر) و انتقال حرارت محسوس (انتقال حرارت ناشی از همرفت) افزایش می‌یابد، در نتیجه دمای خروجی کاهش می‌یابد.

کاهش دما در ارتفاع پایین زیاد می‌باشد و با افزایش ارتفاع بتدریج از شدت آن کاسته می‌شود بطوریکه در ارتفاع‌های بالاتر میزان افت دما تقریباً ناچیز است. تاثیر کاهش قطرقطره بر دمای خروجی با رطوبت نسبی بالا در مقایسه با رطوبت نسبی پایین کمتر است.

در رطوبت نسبی بالا انتقال حرارت نهان کاهش می‌یابد و مکانیزم انتقال حرارت، انتقال حرارت محسوس خواهد بود. بنابراین افت دما در مقایسه با رطوبت نسبی پایین کمتر خواهد بود. در نتیجه با افزایش رطوبت نسبی دمای آب خروجی افزایش می‌یابد.

تاثیر پارامترهای محیطی بر کاهش میزان دمای آب خروجی از برج خنک کننده زیاد می‌باشد. هرچقدر میزان اختلاف دمای حباب خشک با دمای آب ورودی کم باشد، افت دما نیز کمتر است و هر چقدر رطوبت نسبی بیشتر باشد میزان افت دما نیز کمتر است.

### ۶- منابع

- [1] Dvoršek, M., Hočevar, M., "The Influence of Airflow Inlet Region Modifications on the Local Efficiency of Natural Draft Cooling Tower Operation", *Strojniški Vestnik - Journal of Mechanical Engineering*, Vol.57, No.10, p.750-759, 2011.
- [2] Walker, W. H., Lewis, W. K., MeAdams, W. H., and Gilliland, E. R., "Principles of Chemical Engineering", 3rd ed, McGraw-Hill, NewYork, 1923.
- [3] Merkel, F., "VerdunstungskfJhlung", VDI Forschungsarbeiten, No.275, Berlin, 1925.
- [4] 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, 1961.
- [5] Caytan, Y., "Validation of the Two-Dimensional Numerical Model "STAR" Developed for Cooling Tower Design", *Proc 3rd Cooling*, 1982.
- [6] Bilal A. Qureshi, and Syed M. Zubair, "Second-Law-based Performance Evaluation of Cooling Towers and Evaporative Heat Exchangers", *International Journal of Thermal Sciences* Vol.46, No.2, pp.188-198, 2006.

- [7] Givoni, B and Al Hemiddi, N, "Applicability of a Shower", Passive Cooling Tower in Hot Dry Climate", 20th National Passive Solar Conference. Minneapolis, Vol.15. pp.143-148, United States, 1995.
- [8] Satoshi Y., "Experimental Performance of the Shower Cooling Tower in Japan", Renewable Energy, Vol.10. No.213, pp.179.-183, 1997
- [9] Givoni, B., "Performance of the Shower Cooling Tower in Different Climates", Renewable Energy., Vol.10, No.23, pp.173-178, 1997.
- [10] Qi X., Liu Y., Guo Q., Yu J., Yu S., "Performance Prediction of Seawater Shower Cooling Towers", Vol.79, pp.435-443, 2016.
- [11] Xiaoni, Q., Zhenyan, L. and Dandan, L. "Performance Characteristics of a Shower Cooling Tower", Energy Conversion and Management, Vol.40, pp.193-203, 2007.
- [12] Gao M., Shi, Y.T., Wang, N.N., Zhao Y.B., and Sun F.Z., "Artificial Neural Network Model Research on Effects of Cross-Wind to Performance Parameters of Wet Cooling Tower based on Level Froude Number", Applied Thermal Engineering, Vol.51, No.1-2, pp.1226-1234, 2013.
- [13] Pan D., Ci Y., He M., and He H., "An Improved Quantum-behaved Particle Swarm Optimization Algorithm Based on Random Weight", Journal of TWARE, Vol.8, No.6, pp.1327-1332, 2013.
- [14] Muangnoi, T., Asvapoostikul, W. and Hungspreugs, P., "Performance Characteristics of A Downward Spray Water-Jet Cooling Tower", Applied Thermal Engineering, Vol.6, 2014.
- [15] Qi, X., Liu, Y., Guo Q., Yu S., Yu J. "Performance Prediction of a Shower Cooling Tower using Wavelet Neural Network", Applied Thermal Engineering, 2016.
- [16] Xiaoni, Q., Yongqi, L. and Zhenyan, L., "Numerical Simulation of Shower Cooling Tower based on Artificial Network", Energy Conversion and Management, Vol.49, pp.724-732, 2008.
- [17] Qi, X., Liu Z., "Further Investigation on the Performance of a Shower Cooling Tower, Vol.49, pp.570-577, 2008.
- [18] Johannes, C.K., and Detlev, G.K. "The Lewis Factor and its Influence on the performance Prediction of Wet-cooling Towers", International Journal of Thermal Sciences, Vol.44, No.9, p.879-884, 2006.
- [19] Xiaoni, Q., Zhenyan, L. and Dandan, L., "Prediction of the Performance of a Shower Cooling Tower based on Projection Pursuit Regression", Applied Thermal Engineering, Vol.28, pp.1031-1038, 2008.
- [20] Qi, X., Liu, Y., Liu, Z. E, "Exergy Performance Analysis of a Shower Cooling Tower, Journal of Mechanical Engineering", Vol.59, No.4, pp.251-259, 2013.