

ارزیابی عددی اثر نسبت آهنگ دبی جرمی هوا و آب بر عملکرد برج خنک کن دریایی تبخیری

مهدي محمودي*

مفيد گر جي بندپي

رويا شادمانی

دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی بابل، بابل، ایران

استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی بابل، بابل، ایران

دکتری تخصصی، دانشکده مهندسی دریا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران

چکیده

در این مقاله، اثر پارامتر متغیر نسبت دبی جرمی آب به هوا بر مشخصه‌های عملکردی برج خنک کن دریایی تبخیری جریان مخالف به صورت عددی بررسی و نتایج حل عددی با داده‌های آزمایشگاهی اعتبارسنجی گردید. آهنگ کلی انتقال گرما از بالا به پایین برج خنک کن برای نسبت دبی‌های کمتر از یک با افزایش حجم برج کاهش و برای نسبت‌های بزرگ‌تر از یک، افزایش می‌یابد. آهنگ انتقال گرما جابجایی قسمت اعظم انتقال گرما کلی را برای نسبت دبی‌های کمتر از یک شامل شده و با کاهش نسبت دبی، کاهش می‌یابد. مولفه انتقال گرما تبخیری با کاهش نسبت دبی، افزایش می‌یابد. با افزایش نسبت دبی، حجم مورد نیاز برای سرمایه‌گذاری آب افزایش می‌یابد. در آب و هوای مرطوب با افزایش نسبت دبی، حجم برج به شدت افزایش می‌یابد. دمای آب خروجی با افزایش دبی جرمی آب، افزایش و با کاهش فشار محیط، کاهش می‌یابد. ضریب اثر برج با افزایش نسبت دبی افزایش ولی آهنگ تغییر آن کاهش یافت. نسبت دمای برج با افزایش نسبت دبی یا افزایش فشار محیط، کاهش می‌یابد که با کم شدن این نسبت، این کاهش با سرعت بیشتری رخ می‌دهد. **واژه‌های کلیدی:** ارزیابی عددی، برج خنک کن دریایی، نسبت دبی جرمی، هوا و آب، اثرات تبخیری.

Numerical Evaluation of Air and Water Mass Flow Rate Ratio on Evaporative Seawater Cooling Tower Performance

M. Mahmoodi

Faculty of Mechanical Engineering, Babol University of Technology, Babol, Iran

M. Gorji Bandpy

Faculty of Mechanical Engineering, Babol University of Technology, Babol, Iran

R. Shademani

Faculty of Maritime Engineering, Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran

Abstract

In this paper, the effect of mass flow ratio of water to air on seawater cooling tower performance was numerically investigated. The numerical results were validated by experimental data. For mass flow ratio under one, the total heat transfer coefficient is decreased by increase of tower volume from top to bottom but for mass flow ratio above one, it is increased. For mass flow ratio under one, the most part of total heat transfer coefficient value is due to the convection heat transfer coefficient. The convection heat transfer coefficient was decreased by mass flow ratio reduction. The evaporative heat transfer coefficient was increased by mass flow ratio reduction. The required tower volume for water cooling is increased by increase of mass flow ratio. The tower volume was increased to high value in humid weather conditions. The outlet water temperature was increased by increase of mass flow ratio or atmospheric pressure reduction. By increase of mass flow ratio, the effectiveness was increased but the variation rate of the effectiveness was decreased. By increase of mass flow ratio or reduction of atmosphere pressure, the tower temperature ratio was decreased and consequently, the variation rate of it was increased.

Keywords: Numerical Evaluation, Seawater Cooling Tower, Mass Flow Rate Ratio, Air and Water, Evaporative Effects.

۱- مقدمه

محیط، شرایط هوای ورودی و نسبت دبی جرمی آب به هوا بر مشخصه‌های عملکردی برج مثل کارایی بررسی شده است. این بررسی-ها جهت انجام محاسبه‌های مربوط به آهنگ گذاری و تعیین حجم برج ضروری می‌باشند. مجموعه گسترده‌ای از منحنی‌های طراحی برج بر اساس تئوری مرکل فراهم شده است [۱]. سادرلند [۲] تحلیل پیچیده‌تری را برای برج خنک کن بدون استفاده از فرض‌های مرکل انجام داد و ادعا کرد که حجم برج می‌تواند بین ۵٪ تا ۱۵٪ کوچکتر شود. قریشی [۳] نشان داد که هیچ یک از تحلیل‌های موجود برای محاسبه خطای مرکل راضی کننده نیستند. سیمپسون و شرود [۴] داده‌های آزمایشگاهی شش نوع ماده متفاوت برای هسته در برج‌های خنک کن با جریان مخالف را منتشر کردند. جهت تمییز، در زیر نویس کمیت‌های ورودی i و خروجی o اضافه شده است.

یک برج خنک کن دریایی تبخیری نواحی سه‌گانه اسپری، هسته و باران تشکیل را شامل می‌شود. حتی در برج‌های خنک کن بزرگ نیز که بخش قابل توجهی از انتقال گرما کلی در نواحی اسپری و باران رخ می‌دهد، از ورود این نواحی به حل عددی چشم پوشی می‌شود. در این مقاله سعی شده است تا اثر این نواحی در پدیده‌های انتقال جرم و گرما در برج‌های خنک کن دریایی تبخیری با جریان مخالف مورد تجزیه و تحلیل قرار گیرد (شکل ۱). مدل‌های ریاضی معتبر برای هر سه ناحیه از برج با جریان مخالف به منظور شبیه‌سازی عددی و بررسی عملکرد گرمایی آن ارائه شده است. مدل‌های یک بعدی، معادلات مربوط به انتقال جرم و گرما، خواص ترمودینامیکی مخلوط هوا و بخار آب، خواص آب و بخار آب، کارایی، راندمان گرمایی برای بررسی مشخصه-های عملکردی برج به کار برده شده است. به منظور بررسی اثر فشار

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: mehdymahmoody@gmail.com

ارائه شده توسط آن‌ها دارای سرعت بالاتری در حل عددی بوده و خطایی در حدود ۵ درصد را نتیجه می‌دهد. هدف اصلی این مقاله، علاوه بر ارائه مدل ریاضی دقیق‌تر، ارائه نرم‌افزاری عددی با نتایجی منطبق بر داده‌های آزمایشگاهی معتبر به منظور بررسی اثر نسبت دبی جرمی در عملکرد برج‌های خنک‌کن دریایی تبخیری است.

۲- معادلات حاکم و شرایط مرزی

برج خنک‌کن تبخیری جریان مخالف را به عنوان حجم کنترل در نظر می‌گیریم. فرض‌های به کار رفته برای استخراج معادله‌های مدل-سازي برج به طور خلاصه در ادامه آمده است:

- ۱- انتقال جرم و گرما فقط در راستای عمود بر جریان‌ها می‌باشد.
- ۲- انتقال جرم و گرما از طریق دیواره‌های برج به محیط پیرامون ناچیز در نظر گرفته می‌شود.
- ۳- انتقال گرما از فن‌های برج به هوا و جریان آب ناچیز در نظر گرفته می‌شود.
- ۴- ضریب انتقال جرم و گرما در سراسر این ناحیه از برج ثابت است.
- ۵- توزیع دمای آب در هر سطح مقطع یکنواخت است.
- ۶- برج دارای سطح مقطع ثابت می‌باشد.
- ۷- حجم برج در هر یک از نواحی سه‌گانه برج با همدیگر برابر است.
- ۸- از افت فشارهای جریان‌ی صرف‌نظر شده است [۹].

۲-۱- ناحیه هسته

۲-۱-۱- معادله انتقال جرم

موازنه جرم بخار آب ورودی به هوا در حالت پایا با معادله (۱) بیان می‌گردد [۷].

$$\dot{m}_a \omega + h_D A_V dV (\omega_s - \omega) = \dot{m}_a \left[\omega + \left(\frac{\partial \omega}{\partial V} \right) dV \right] \quad (1)$$

پس از ساده‌سازی معادله قبل و اعمال فرضیات، معادله (۲) به دست می‌آید که ω_s نسبت رطوبت هوای مرطوب اشباع شده در دمای قطره آب T_w است. قابل توجه است که در معادلات این بخش، اندیس a (شکل ۱) از مشخصه‌های هوا به منظور خلاصه‌نویسی حذف شده است.

$$\dot{m}_a d\omega = h_D A_V dV (\omega_s - \omega) \quad (2)$$

۲-۱-۲- معادله‌های موازنه انرژی

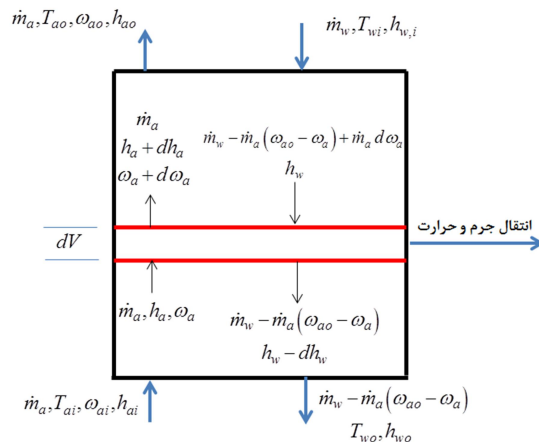
موازنه انرژی جریان هوای مرطوب را می‌توان به صورت معادله (۳) بیان نمود [۷]:

$$\dot{m}_a h_a + h_D A_V h_{fg} dV (\omega_s - \omega) + h_C A_V dV (T_w - T_a) = \dot{m}_a (h_a + (\partial h_a / \partial V) dV) \quad (3)$$

پس از ساده‌سازی، معادله (۳) به معادله (۴) تبدیل می‌شود:

$$\dot{m}_a dh_a = h_D A_V h_{fg} dV (\omega_s - \omega) + h_C A_V dV (T_w - T_a) \quad (4)$$

موازنه انرژی جریان آب با معادله (۵) محاسبه می‌گردد. پس از ساده‌سازی معادله (۵) با استفاده از معادله (۴) و قرار دادن فاکتور لوییس



شکل ۱ - حجم کنترل برای موازنه جرم و انرژی برج خنک‌کن تبخیری با جریان مخالف

کامارگو و ایبنوما [۵]، توسعه ریاضی معادلات حاکم بر سیستم‌های سرمایش تبخیری مستقیم و غیرمستقیم را ارائه کردند. هالدر و لوی [۶] تاثیر شکل غیرکروی قطره‌های آب را بر روی جریان، انتقال جرم و گرما در یک برج تبخیری طبیعی بررسی کردند. فیزینکو [۷]، مدلی ریاضی به منظور توصیف سرمایش تبخیری قطره‌های آب ارائه داد. فیزینکو [۸] اعتقاد داشت که یک اندازه‌گیری آزمایشی می‌تواند برای تخمین قطر موثر قطره‌ها انجام شده و مدلی یکسان به منظور ارزیابی هر دو ناحیه اسپری و باران استفاده گردد. قریشی و زبیر [۹]، مدلی کامل از برج خنک‌کن تبخیری با در نظر گرفتن حالت فرسایش در هسته برج ارائه کردند. مطالعات متعددی بر مبنای مدل فیزینکو در زمینه برج‌های خنک‌کن دریایی بدون دخالت معادلات نواحی اسپری و باران در حل عددی انجام شده است [۱۰-۱۴].

کیو و همکاران [۱۵] مدل توزیع مقاومت گرمایی یک بعدی را برای برج خنک مرطوب ارائه کردند. آن‌ها به صورت آزمایشگاهی و حل عددی نشان دادند که در صورت وجود انتقال گرما جابجایی طبیعی، مقاومت گرمایی کلی به شدت تحت تاثیر قرار گرفته و آهنگ تلفات گرمایی محدود می‌شود و با افزایش سرعت جریان هوای عبوری آهنگ اتلاف گرمایی را برای جریان آب افزایش داد. ابراهیمی و محمودی [۱۶] اثر ضریب لوییس بر مشخصه‌های عملکردی برج خنک‌کن مرطوب همچون تلفات آب، دمای خشک هوای خروجی، دمای آب خروجی و آهنگ دفع گرما از حالت خشک اشباع برای دو دمای خشک هوای ورودی ۱۰ و ۴۰ درجه سلسیوس بررسی نمودند. آن‌ها نشان دادند که افزایش ضریب لوییس سبب کاهش دمای آب خروجی و افزایش دمای هوای خروجی می‌گردد. لی و همکاران [۱۷] به صورت عددی اثر میزان غیر یکنواختی‌های متفاوت توزیع آب پاششی از نازل‌ها را بر عملکرد برج خنک‌کن مرطوب بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند که با توزیع مناسب آب پاشش شده در ناحیه اسپری، می‌توان سبب کاهش بیشتر دمای آب در خروج از برج خنک‌کن شد. محمودی و ابراهیمی [۱۸ و ۱۹] نشان دادند که با افزایش آهنگ دبی جرمی آب ورودی به برج خنک‌کن مرطوب، آهنگ تلفات آب کاهش و دمای آب خروجی از برج افزایش می‌یابد. کی و همکاران [۲۰] نشان دادند که با افزایش قطر قطره‌ها در ناحیه اسپری، راندمان برج خنک‌کن کاهش می‌یابد. مدل

در هسته می‌گردد. قابل ذکر است که بیش از ۱۵٪ از سرمایه‌های تبخیری در ناحیه اسپری رخ می‌دهد و قطره‌های سبک‌تر با قطر کم‌تر از ۰/۳ میلی‌متر توسط هوا به طرف قطره‌گیرها حمل می‌شوند، البته بیشتر آن‌ها جمع‌آوری و در قالب قطره‌هایی بزرگ‌تر به سمت هسته باز می‌گردند [۵]. ارتفاع رایج از نازل تا قسمت بالایی هسته بدون در نظر گرفتن ظرفیت برج حدود ۴/۵ متر است [۲۱]. این ارتفاع برای توسعه الگوی اسپری مورد نیاز می‌باشد. با افزایش تعداد نازل‌های کوچک‌تر، این ارتفاع قابل کاهش است. سرمایه‌های تبخیری به دست آمده در یک فوت از هسته بیشتر از سرمایه‌های تبخیری در ده فوت سقوط آزاد آب است [۲۲]. ناحیه باران دارای تاثیر کمتری بوده و از آن برای عبور یکنواخت هوا استفاده می‌شود. اگرچه بخش مهمی از انتقال جرم و گرما در برج‌های تبخیری جریان مخالف بزرگ در ناحیه باران اتفاق می‌افتد اما به این ناحیه در برج‌های کوچک اهمیت داده نمی‌شود.

در این مقاله، مدل ارائه شده توسط فیزیکو [۱۲] برای مدل‌سازی هر دو ناحیه اسپری و باران مورد استفاده قرار گرفته است. در این مدل، سرعت هوای مرطوب بالارونده V_d با استفاده از ابعاد برج محاسبه می‌شود [۱۲]. دخالت سرمایه‌های تبخیری قطره‌ها در موازنه گرمایی برج به طور عمده به شعاع آن‌ها بستگی دارد. شعاع قطره‌ها در ناحیه اسپری به دبی جرمی و دمای آب وابسته است. افزایش دبی جرمی آب سبب افت فشار بزرگ‌تر در نازل‌ها و در نتیجه تولید قطره‌های کوچک‌تر می‌گردد. دمای آب بر کشش سطحی قطره‌ها تاثیر گذار است. بیشینه شعاع قطره با سرعت سقوط V_d ، از موازنه دو نیروی پسا و کشش سطحی با استفاده از سرعت جریان هوای بالارونده V_d محاسبه می‌گردد. با استفاده از همین موازنه قادر خواهیم بود تا کمینه شعاع قطره در حال سقوط را در فرآیند سرمایه‌های تبخیری تخمین بزنیم. مبدا مختصات در نقطه شروع سقوط قطره با محور Z رو به پایین در نظر گرفته می‌شود. با توجه به توزیع اندازه‌ای چند قطری حاکم بر قطره‌ها در حالت واقعی، به منظور شبیه‌سازی از توزیع اندازه‌ای تک قطری استفاده می‌کنیم و قطر به کار گرفته شده برای شبیه‌سازی را قطر موثر می‌نامیم. تعداد قطره‌ها در واحد حجم N_V با سرعت جرمی آب و اندازه قطر موثر قطره قابل تعریف است و تاثیر آن روی پارامترهای هوای مرطوب با معادله (۱۳) بیان می‌شود.

$$N_V = 6G_w / \pi d^3 \rho_w v_d \quad (13)$$

مقدار N_V با افزایش سرعت قطره‌ها برای سرعت جرمی ثابت آب کاهش می‌یابد. بارهای هیدرولیکی در برج‌های خنک‌کن تبخیری مکانیکی سبب می‌شوند تا فاصله متوسط بین قطره‌ها بزرگ‌تر از قطر آن‌ها باشد و با توجه به این نکته می‌توان ضریب‌های انتقال جرم و گرما در مدل ریاضی برای یک قطره را به کار برد. عدد رینولدز با استفاده از معادله (۱۴) تعیین می‌گردد.

$$Re = \rho_a \sqrt{(v_a - v_{dz})^2 + v_{dx}^2} d / \mu_a \quad (14)$$

مولفه افقی سرعت سقوط قطره v_{dx} بر عدد رینولدز و در نتیجه بر ضریب انتقال جرم و گرما اثر می‌گذارد و مقدار آن با توجه به طراحی نازل‌ها در ناحیه اسپری مشخص می‌شود. گیلیند [۲۳] برای ضریب پخش در مخلوط بخار آب و هوا معادله نیمه تجربی زیر را ارائه داد.

$$D = 3.944 \times 10^4 T_a^{1.5} / P_a \quad (15)$$

$$\left[\dot{m}_w + \left(\frac{\partial \dot{m}_w}{\partial V} \right) dV \right] \left[h_w + \left(\frac{\partial h_w}{\partial V} \right) dV \right] = \dot{m}_w h_w \quad (5)$$

$+ h_D A_V h_{fg} (\omega_s - \omega) dV + h_C A_V (T_w - T_a) dV$
 و نیز فرض ثابت بودن گرمای ویژه، معادله (۶) به دست می‌آید.

$$\frac{dh_a}{d\omega} = Le_f \frac{h_s - h_a}{\omega_s - \omega} + h_{fg} - Le_f h_v^0 \quad (6)$$

باید دقت نمود که \dot{m}_w دبی جریان آب در هر ارتفاع از برج است. معمولاً کاهش در دبی جریان آب در طول پایین آمدن آن به علت کوچک بودن درصد آن در کل، در نظر گرفته نمی‌شود [۲] ولی در مقاله حاضر برای دقت بیشتر، این تلفات را در نظر می‌گیریم. لذا با تصحیح معادله (۶) داریم:

$$\frac{dh_w}{d\omega} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{wi} - \dot{m}_a (\omega_o - \omega)} \times \quad (7)$$

$$\left(Le_f \frac{h_s - h_a}{\omega_s - \omega} + h_{fg} - Le_f h_v^0 - h_w \right)$$

با توجه به معادله $\Delta h_w = c_w \Delta T_w$ ، معادله (۸) برای تعیین توزیع دمای آب مورد استفاده قرار می‌گیرد:

$$dT_w = \frac{1}{c_w} \frac{\dot{m}_a (dh_a - h_w d\omega)}{\dot{m}_w - \dot{m}_a (\omega_o - \omega)} \quad (8)$$

معادلات (۲)، (۷) و (۸) برای شبیه‌سازی عددی هسته برج به کار رفته است. ضریب مجهول انتقال جرم اغلب با معادله (۹) تعیین می‌شود.

$$h_D A_V V / \dot{m}_{wi} = c (\dot{m}_{wi} / \dot{m}_a)^n \quad (9)$$

ضرایب ثابت C و n به طور تجربی برای طراحی برج مورد استفاده قرار می‌گیرند [۴]. با توجه به تعریف تعداد واحد انتقال NTU، مقدار تجربی این پارامتر به صورت معادله (۱۰) در می‌آید:

$$NTU = h_D A_V V / \dot{m}_a = c (\dot{m}_{wi} / \dot{m}_a)^{n+1} \quad (10)$$

ضریب اثر^۱ برج به صورت نسبت تبادل انرژی واقعی به حداکثر انتقال انرژی ممکن تعریف می‌گردد:

$$\varepsilon = (h_{ao} - h_{ai}) / (h_{sao} - h_{ai}) \quad (11)$$

نسبت دما یا اختلاف دمای بدون بعد یا راندمان گرمایی برج به صورت نسبت افت دمای واقعی آب به حداکثر افت دمای آب تا رسیدن به دمای تر محیط تعریف می‌شود.

$$R_{ct} = (T_{wi} - T_{wo}) / (T_{wi} - T_{wbi}) \quad (12)$$

۲-۲- نواحی اسپری و باران

آرایش نازل‌ها طوری در نظر گرفته می‌شود که توزیع آب ورودی به هسته یکنواخت باشد. دمای آب به علت انتقال جرم (تبخیر) و انتقال گرما جابجایی کاهش می‌یابد. در صورتی که انتقالی هوای در حال صعود، به دلیل گرم شدن و اشباع شدن از بخار آب افزایش می‌یابد. گرمایی انتقال یافته از قطره‌های ناحیه اسپری به هوا سبب افزایش سرعت جابجایی جریان هوا در برج و افزایش شدت سرمایه‌های تبخیری

¹ Effectiveness

عدد اشمیت برای هوا عبارت است از:

$$Sc_a = \mu_a / \rho_a D \quad (16)$$

مارشال و رنز [۲۴] معادله نیمه تجربی برای عدد شرود در محدوده $2 \leq Re \leq 800$ را پیشنهاد نمودند. کلیف [۲۵] برای عدد رینولدز تا 10^5 ، معادله زیر را ارائه کرد.

$$Sh = 1 + \frac{(0.44 Re^{0.5} + 0.031 Re^{0.71})}{(Sc_a + Re^{-1})^{-1/3}} \quad (17)$$

برای یک قطره در حال سقوط در یک جریان هوای بالارونده، ضریب انتقال جرم h_D به صورت زیر بیان می‌گردد.

$$h_D = D \cdot Sh / d \quad (18)$$

نسبت رطوبت در سطح قطره با معادله (۱۹) محاسبه می‌گردد.

$$\omega_d = \left(0.622 \varphi_a p_{vd} \right) / \left(p_a - \varphi_a p_{vd} \right) \quad (19)$$

پارامتر P_{vd} فشار بخار در دمای قطره است. کروگر [۲۶] در مورد ضریب انتقال جرم برای آب در معرض جریان هوا معادله (۲۰) را پیشنهاد کرد. با معلوم بودن ضریب انتقال جرم، میزان انتقال جرم از قطره به هوا با استفاده از تفاوت نسبت رطوبت سطح قطره و نسبت رطوبت مخلوط هوا و آب قابل محاسبه است. اطلاعات حرکت ذره در قالب ضریب پسا بر اساس عدد رینولدز برابر است با:

$$h_d = \frac{2 h_D p_a}{461.5 (\omega_d - \omega_a) (T_d + T_a)} \times \left((\omega_d / \omega_a + 0.622) - (\omega_a / \omega_a + 0.622) \right) \quad (20)$$

برای قطره‌های کروی، منحنی ضریب پسا تا عدد رینولدز 10^6 توسط محققان متعددی به صورت آزمایشگاهی رسم شده است. برای محدوده رینولدزهای پایین، جریان لزجی پیرامون کره وجود دارد که ضریب پسای آن از قانون استوکس قابل تقریب است. برای محدوده رینولدزهای بالا، ضریب پسا دارای مقدار تقریباً ثابتی در حدود 0.44 بوده که به قانون نیوتن معروف است. این دو ناحیه توسط ناحیه گذرا به هم متصل می‌گردند. روابط متعددی برای ضرایب پسا مرتبط با اجسام کروی در محدوده وسیعی از عددهای رینولدز ارائه شده است. تورتن و لونسپیل [۲۷] معادله زیر را برای ضریب پسای قطره کروی برای عدد رینولدز کمتر از 2×10^5 پیشنهاد کردند.

$$C_D = \frac{24}{Re} + \frac{4.152}{Re^{0.343}} + \frac{0.413}{1 + 16300 Re^{-1.09}} \quad (21)$$

نخستین جمله بیانگر قانون استوکس، جمله دوم، ناحیه گذار و جمله سوم، ناحیه مرتبط با عددهای رینولدز بالا را توصیف می‌نماید. با تکیه بر داده‌های آزمایشگاهی، کلیف [۲۵] معادلات متفاوتی را برای محدوده‌ای از عددهای رینولدز برای اجسام کروی ارائه نمود. برای حل نواحی اسپری و باران باید دستگاه شش‌گانه معادلات دیفرانسیلی ناشی از موازنه جرم و گرما برای جریان هوا و قطره‌های آب مد نظر قرار بگیرند.

$$\frac{dR(z)}{dz} = h_d(z) \frac{\omega(z) - \omega_s(T_d(z))}{\rho_w v_d(z)} \quad (22)$$

$$\frac{dv_d(z)}{dz} = \frac{g}{v_d(z)} - C_D \frac{\pi \rho_a d^2(z)}{8 m_d v_d(z)} (v_d(z) - v_a)^2 \quad (23)$$

$$\frac{dv_d(x)}{dz} = C_D \frac{\pi \rho_a d^2(z)}{8 m_d v_d(z)} v_d^2(x) \quad (24)$$

$$\frac{dT_d(z)}{dz} = \frac{h_c(z)(T_d(z) - T_a(z)) + h_d(z)h_{fg}(\omega_s - \omega)}{-\rho_w c_w d(z) v_d(z) / 6} \quad (25)$$

$$\frac{dT_a(z)}{dz} = \frac{\pi d^2(z) N_V h_c(z) T_a(z) - T_d(z)}{\rho_a c_{p,a} v_d(z) - v_a} \quad (26)$$

$$\frac{d\omega(z)}{dz} = \frac{\pi d^2(z) N_V h_d(z) \omega_s(T_d(z)) - \omega(z)}{\rho_a v_a - v_d(z)} \quad (27)$$

برای حل مجموعه معادله‌های دیفرانسیلی بالا، نیاز به شرایط مرزی داریم که عبارتند از: مقدار اولیه شعاع، دما و سرعت قطره‌ها در شروع سقوط آن‌ها که در نواحی اسپری و باران که تعیین کننده شرط‌های مرزی ورودی می‌باشند.

$$R|_{z=0} = R_i \quad T_d|_{z=0} = T_{di}$$

$$v_{dx}|_{z=0} = v_{dxi} \quad v_{dz}|_{z=0} = v_{dzi}$$

دما و نسبت رطوبت هوا در انتهای نواحی اسپری و باران که تعیین کننده شرایط مرزی خروجی می‌باشند.

$$T_a|_{z=H} = T_{ao} \quad \omega|_{z=H} = \omega_o$$

دستگاه معادله‌های دیفرانسیلی ارائه شده به کمک شرایط مرزی بالا قابل حل می‌باشند. فیزیک و همکاری [۷] توضیح دادند، می‌توان پدیده انتقال جرم و گرما در ناحیه باران را نیز با همین مدل ریاضی ولی با شعاع اولیه دیگری توصیف نمود. قطر قطره‌ها در ناحیه باران به نسبت بزرگ بوده و بخش قابل توجهی از جریان آب در این ناحیه به صورت جت به پایین سقوط می‌کند. قطر قطره‌ها در این ناحیه ممکن است چندین برابر قطر قطره‌ها در ناحیه اسپری باشد. فیزیک و همکاری [۷] از سرمایه‌ش تبخیری آب در ناحیه باران صرف نظر کرده بودند. در این مدل به جای جریان‌های پیچیده شامل جت و قطره در یک برج خنک‌کن، گروهی از قطره‌ها با اندازه یکسان به کار رفته است.

۳- الگوریتم حل عددی و اعتبارسنجی

سه برنامه عددی برای شبیه‌سازی سه ناحیه اسپری، هسته خنک کننده و باران از برج خنک‌کن با جریان مخالف به زبان برنامه‌نویسی فترتن نوشته و اجرا شده است. برنامه نخست برای مدل‌سازی هسته خنک کننده، برنامه دوم برای مدل‌سازی ناحیه‌های اسپری و هسته خنک کننده و برنامه سوم برای مدل‌سازی ناحیه‌های اسپری و هسته خنک کننده و باران نوشته شده است. برنامه‌ها برای حالت‌های متفاوت با استفاده از اطلاعات ورودی مناسب اجرا گردیده و خروجی برنامه‌ها با نتایج آزمایشگاهی ω_i, h_i مقایسه شده است. ناحیه‌های سه‌گانه برج به المان‌هایی با فاصله‌های مساوی تقسیم شده است (شکل ۲).

های عددی حدود ۱/۶۵٪ است که به روش معادله (۲۸) محاسبه گردیده است. دمای خشک هوای خروجی با بیشینه خطای ۲/۶٪ با نتیجه‌های آزمایشگاهی ارایه شده تطابق دارد.

(۲۸) داده آزمایشگاه/ حل عددی - داده آزمایشگاه = درصد خطا
دمای تر محاسبه شده برای هوای خروجی از برج $T_{wb,o}$ در مقایسه با دمای محاسبه شده توسط خان و همکاران [۲۸] که از ناحیه اسپری و باران صرف نظر کرده بودند، به نتایج آزمایشگاهی نزدیکتر است. با توجه به مطالب ذکر شده در بالا، مدل به کار رفته برای شبیه‌سازی هسته خنک کننده در این مقاله، دارای نتایج قابل اعتمادتری است.

$$\Omega(T_a|_{z=H}, T_{wb}|_{z=H}) = \quad (29)$$

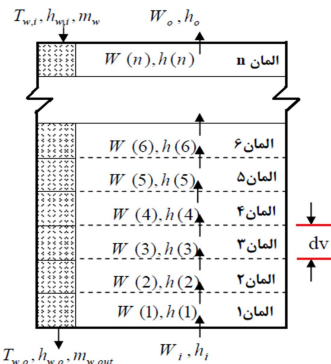
$$\sqrt{\left(\frac{T_a(H) - T_a|_{z=H}}{T_a|_{z=H}}\right)^2 + \left(\frac{T_{wb}(H) - T_{wb}|_{z=H}}{T_{wb}|_{z=H}}\right)^2}$$

۲-۳- اعتبارسنجی مدل اسپری و باران

مدل توسعه یافته توسط فیزنکو برای ناحیه اسپری و باران به طور جداگانه با نتایج آزمایشگاهی ارایه شده توسط لوز [۲۱] اعتبارسنجی شده است. دای [۲۹] ادعا کرد که تنها مطالعه آزمایشگاهی قابل اعتماد برای تعیین سرعت قطره توسط لوز منتشر شده است. نتایج شکل ۳ نشان می‌دهد که مقدارهای آزمایشگاهی و عددی برای آزمایش با دو قطر موثر قطره از تطابق خوبی برخوردار می‌باشند. قریشی و زبیر [۹] خطای محاسباتی را حدود ۲/۱٪ و دای [۲۹] آن را حدود ۳٪ بدست آوردند ولی مدل حاضر این خطا را حدود ۱/۵٪ محاسبه شده است.

۳-۳- اعتبارسنجی مدل اسپری، هسته و باران

مدل کامل برج خنک‌کن شامل هر سه ناحیه اسپری، هسته و باران با فرض افت فشار ناچیز می‌باشد. این مدل ترکیبی کامل با نتیجه‌های آزمایشگاهی سیمپسون و شرود [۴] برای برج خنک‌کن با ابعاد کوچک اعتبارسنجی شده که جدول ۲ این مقایسه را به نمایش در آورده است. نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی مدل کامل برای برج خنک‌کن در پیش‌بینی دمای تر هوای خروجی در مقایسه با مقادیر به دست آمده از شبیه‌سازی مدل هسته، بهبود یافته است. دارای خطای کمتری می‌باشند. خشک هوای خروجی با بیشینه خطای ۴/۳٪ با داده‌های آزمایشگاهی ذکر شده، تطابق دارد. برای ارایه اعتبارسنجی دقیق و کامل نیاز است تا حجم پیش‌بینی شده برای برج خنک‌کن را با مقدار



شکل ۲- نحوه المان بندی برج خنک‌کن تبخیری با جریان مخالف

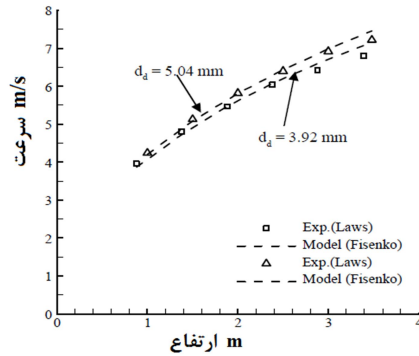
مدل‌سازی برج خنک‌کن یک بعدی بوده و تنها در راستای ارتفاع برج المان بندی صورت می‌پذیرد. معادله‌های (۲)، (۷) و (۸) برای شبیه‌سازی سازی عددی هسته برج و معادله‌های (۲۲) تا (۲۷) برای شبیه‌سازی عددی نواحی اسپری و باران به کار برده شده است. در اجرای برنامه نوشته شده، تعداد نقاط شبکه حل تا آنجا افزایش داده شد که نتایج مستقل از شبکه محاسباتی به دست آیند. برای مثال، برای تعداد صد هزار نقطه در شبکه در طول هسته خنک کننده، تغییر در نتیجه‌های خروجی همانند دما و رطوبت ناچیز می‌شود. دقت حل عددی با معیار باقیمانده Ω بررسی می‌گردد. پارامترهای $T_a(H)$ و $T_{wb}(H)$ نتایج حل عددی مجموعه معادلات مذکور برای هوا می‌باشند. با برقراری شرط $\Omega < 0.001$ حل عددی به اتمام می‌رسد.

۳-۱- اعتبارسنجی مدل هسته

انتقال جرم و گرما در ناحیه اسپری با دستگاه معادلات دیفرانسیلی ذکر شده، قابل توصیف است و همین معادلات برای ناحیه باران نیز به کار برده شده است. برای مدل‌سازی انتقال جرم و گرما در ناحیه هسته خنک کننده دستگاهی با سه معادله دیفرانسیلی استفاده شده است. این دستگاه معادلات پس از حل عددی با توجه به فرض‌های مطرح شده و فرض افت فشار ناچیز در هر سه ناحیه برج، با نتیجه‌های آزمایشگاهی مقایسه گردیده است. نتایج حاصل از محاسبات عددی برج خنک‌کن با داده‌های آزمایشگاهی سیمپسون و شرود [۴] که حاوی اطلاعاتی بسیار جامع در مورد اندازه‌گیری‌های آزمایشگاهی و تشریح فیزیکی از برج است، مورد اعتبارسنجی قرار گرفته است. جدول ۱ مقایسه بین نتایج حاصل از حل عددی و آزمایشگاهی را نشان می‌دهد. قابل مشاهده است که نتایج حاصل از حل عددی با مقادیر آزمایشگاهی موجود، دارای تطابق خوبی هستند. خطای میانگین ناشی از محاسبه-

جدول ۱ - نتایج عددی و داده‌های آزمایشگاهی برای دمای تر و خشک با استفاده از مدل هسته خنک کننده

\dot{m}_a $kg s^{-1}$	\dot{m}_{wi} $kg s^{-1}$	دمای آب °C		دمای هوا °C					
		ورودی	خروجی	ورودی آزمایشگاهی		خروجی آزمایشگاهی		خروجی عددی	
				دمای خشک	دمای تر	دمای خشک	دمای تر	دمای خشک	دمای تر
۱/۱۵۸	۱/۲۵۹	۴۰/۵	۳۲/۵۶	۳۲/۶۷	۲۹/۴۴	۳۶	۳۶/۱۱	۳۵/۳۸	۳۵/۵۲
۱/۱۶۰	۰/۸۸۱	۳۵	۲۸/۶۷	۳۴/۶۱	۲۶/۶۷	۳۰/۸۳	۳۱/۳۳	۳۰/۴۷	۳۰/۹۸
۱/۱۸۷	۱/۲۵۹	۲۸/۷۲	۲۴/۲۲	۲۹	۲۱/۱۱	۲۶/۱۷	۲۶/۶۷	۲۶/۶۳	۲۷/۱
۱/۲۶۵	۱/۰۰۸	۳۸/۷۸	۲۹/۳۳	۳۵	۲۶/۶۷	۳۲/۸۹	۳۳/۲۷	۳۲/۰۹	۳۳/۸۶



شکل ۳- اعتبارسنجی مدل ناحیه‌های اسپری و باران

معلوم حقیقی آن در آزمایش مقایسه نماییم. این مقایسه، نخست برای مدل هسته خنک کننده و سپس برای مدل ناحیه‌های اسپری و هسته خنک کننده و در نهایت برای مدل کامل که هر سه ناحیه را در بر می‌گیرد، صورت می‌پذیرد. خطای محاسبه حجم برای هر سه مرحله به ترتیب $1/17$ ، $1/12$ و $1/5$ به دست آمده است که نشان می‌دهد خطای پیش‌بینی حجم برج با اضافه شدن هر ناحیه به حل عددی برج خنک‌کن کاهش می‌یابد.

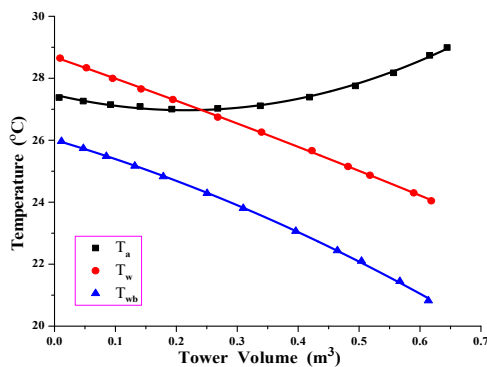
۴- بحث بر نتایج عددی

روش شبیه‌سازی مشخصه‌های عملکردی برج خنک‌کن دریایی تبخیری تشریح شد. داده‌های سیمپسون و شروود [۴] $T_{ai} = 29^\circ\text{C}$ ، $T_{wi} = 28/72^\circ\text{C}$ ، $T_{wbi} = 21/11^\circ\text{C}$ و دبی جرمی هوا $\dot{m}_a = 1/1872 \text{ kg/s}$ جهت اعتبارسنجی نتایج عددی به کار گرفته شد. سطح مقطع برج مقدار ثابت $0/8$ متر مربع و ارتفاع آن $2/75$ متر است. ابتدا میزان کاهش دمای آب از برج خنک‌کن ثابت در نظر گرفته شده و ارتفاع لازم برای محقق شدن این میزان از انتقال گرما مشخص و سپس تغییرات سایر کمیت‌های ترمودینامیکی در گذر از برج تعیین شد. دمای آب و دمای تر و خشک هوا بر حسب حجم برج برای نسبت دبی جرمی $0/5$ در شکل ۴ رسم شده است.

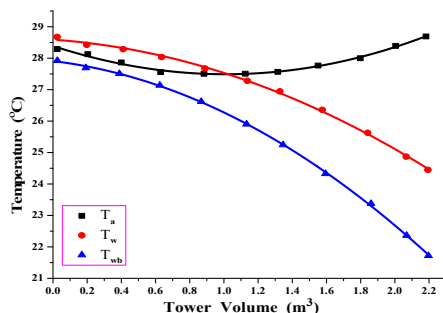
شکل ۴ - دمای خشک و تر هوا و آب با حجم برج (نسبت دبی $0/5$)

دمای آب در طی سقوط در حال کاهش است. با توجه به از دست دادن گرما به دو روش انتقال گرمای جابجایی و گرمای نهان ناشی از تبخیر توسط قطره‌های آب، این موضوع مورد انتظار بود. دمای خشک مربوط به هوای ورودی از پایین برج، ابتدا کاهش و قبل از ترک کردن برج از

بالا، افزایش می‌یابد. در واقع، حجم برج از بالا به حدود $0/45$ مترمکعب می‌رسد که در آن، دمای آب بیشتر از دمای خشک هوا است و انتقال گرما از آب به هوا (جابجایی مثبت) را در پی دارد ولی در قسمت بزرگ‌تر برج، دمای آب کمتر از دمای خشک هوا است و منجر به انتقال گرما از هوا به آب (جابجایی منفی) می‌گردد. نقطه تلاقی منحنی‌های دمای خشک هوا و دمای آب، نشان دهنده عدم اختلاف این دو دما می‌باشد که فاقد انتقال گرمای جابجایی بین آب و هوا است. دمای تر هوا از پایین به بالا بطور پیوسته طبق انتظار ما در حال افزایش است. در شکل‌های ۵ و ۶، منحنی دمای آب و دمای خشک و تر هوا بر حسب حجم برج برای نسبت دبی‌های جرمی $0/5$ و $1/5$ نمایش داده شده است. در واقع با افزایش دبی جرمی آب، حجم بیشتری از برج خنک‌کن برای کاهش دمای آب تا یک مقدار مورد نظر نیاز است. از طرفی حجمی از برج که برای کاهش دمای خشک هوای ورودی تا دمای آب (جابجایی منفی) لازم است نیز افزایش می‌یابد زیرا با حضور همان مقدار جریان هوا، میزان آب بیشتری در انتقال گرمای جابجایی شرکت می‌کند. آهنگ انتقال گرمای ناشی از تبخیر در برج خنک‌کن بسیار بیشتر از آهنگ انتقال گرمای جابجایی است. برای بررسی در مورد نحوه دخالت انتقال گرمای ناشی از تبخیر در یک برج خنک‌کن، حرکت قطره آب از بالا تا پایین برج خنک‌کن مورد توجه قرار می‌گیرد. در حالی که هوا برای خنک کردن آب به صورت اجباری از پایین برج در یک آرایش جریان مخالف وارد برج می‌گردد. آهنگ‌های انتقال گرما در برج خنک‌کن تبخیری جریان مخالف ناشی از جابجایی و تبخیر به ترتیب به صورت زیر است.



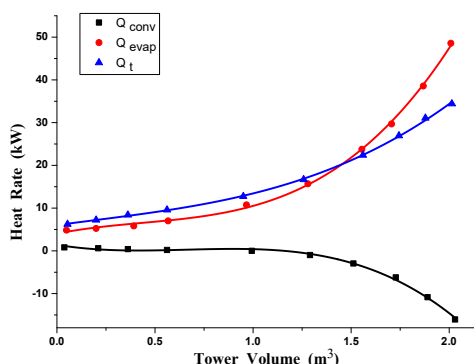
شکل ۵ - دمای تر و خشک هوا و آب با حجم برج (نسبت دبی ۰/۵)



شکل ۶ - دمای تر و خشک هوا و آب با حجم برج (نسبت دبی ۱/۵)

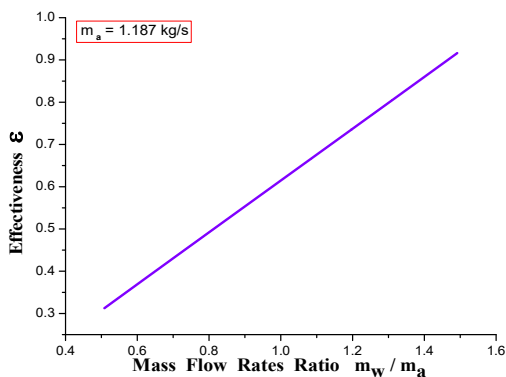
جدول ۲ - نتایج عددی و داده‌های آزمایشگاهی برای دمای تر و خشک با استفاده از مدل کامل برج

\dot{m}_a $kg\ s^{-1}$	\dot{m}_{wi} $kg\ s^{-1}$	دمای آب °C		دمای هوا °C					
		ورودی	خروجی	ورودی آزمایشگاهی		خروجی آزمایشگاهی		خروجی عددی	
				دمای خشک	دمای تر	دمای خشک	دمای تر	دمای خشک	دمای تر
۱/۱۵۸	۱/۲۵۹	۴۰/۵	۳۲/۵۶	۳۳/۶۷	۲۹/۴۴	۳۶	۳۶/۱۱	۳۵/۶۱	۳۵/۶۴
۱/۱۶۰	۰/۸۸۱	۳۵	۲۸/۶۷	۳۴/۶۱	۲۶/۶۷	۳۰/۸۳	۳۱/۳۳	۳۰/۷۷	۳۰/۸۱
۱/۱۸۷	۱/۲۵۹	۲۸/۷۲	۲۴/۲۲	۲۹	۲۱/۱۱	۲۶/۱۷	۲۶/۶۷	۲۶/۵۳	۲۷/۲۲
۱/۲۶۵	۱/۰۰۸	۳۸/۷۸	۲۹/۳۳	۳۵	۲۶/۶۷	۳۲/۸۹	۳۳/۲۷	۳۳	۳۳/۸۸



شکل ۹- تغییر آهنگ‌های انتقال گرما با حجم برج (نسبت دبی ۱/۵)

آهنگ انتقال گرما تبخیری در ناحیه وقوع انتقال گرمای از هوا به آب، زیاد است. با کاهش نسبت دبی جرمی آهنگ انتقال گرمای جابجایی، کاهش می‌یابد. انتقال گرمای جابجایی درصد بالایی از انتقال گرمای کلی را برای نسبت دبی‌های جرمی کمتر از یک، به ویژه در ناحیه انتقال گرمای جابجایی منفی در بر می‌گیرد. مولفه انتقال گرمای ناشی از تبخیر، همواره مثبت بوده و برای نسبت دبی‌های جرمی کمتر، افزایش می‌یابد. نسبت دبی جرمی آب به هوا در یک برج، فاکتور بسیار مهمی بوده و تمامی مشخصات عملکردی برج را تغییر می‌دهد. شکل‌های ۱۰ و ۱۱ تغییرات ضریب اثر و نسبت دما را در محدوده رایج نسبت دبی‌های جرمی آب به هوا به نمایش در آمده است.



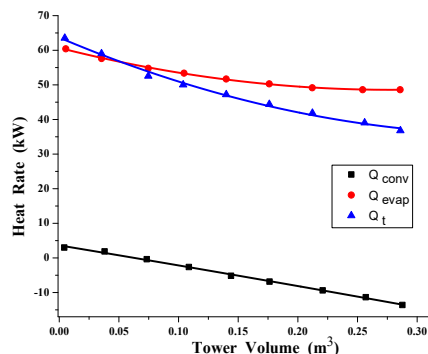
شکل ۱۰ - تغییرات ضریب اثر برج با نسبت دبی‌های جرمی مختلف

ضریب اثر برج خنک‌کن با افزایش نسبت دبی جرمی افزایش یافته و نسبت دمای برج با افزایش نسبت دبی جرمی کاهش می‌یابد. فرآیند هوا بر روی نمودار سایکرومتری برای نسبت دبی‌های جرمی متفاوت در

آهنگ‌های انتقال گرمای تبخیری \dot{Q}_{evap} ، انتقال گرمای جابجایی \dot{Q}_{conv} و انتقال گرمای کلی \dot{Q}_t (مجموع آهنگ‌های انتقال گرمای تبخیری و جابجایی) به عنوان تابعی از حجم برج از بالا تا پایین برج محاسبه می‌شوند که در شکل‌های ۷ تا ۹ آمده است. شکل ۷ نشان می‌دهد که آهنگ کلی انتقال گرما در قسمت‌های بالایی بیشتر بوده و با سقوط آب از بالا به پایین برج برای نسبت دبی‌های جرمی $\dot{m}_w / \dot{m}_a < 1$ این آهنگ کاهش می‌یابد.

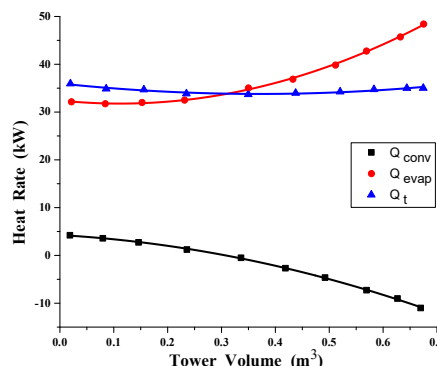
$$\dot{Q}_{conv} = \int h_c A_V (T_w - T_a) dV \quad (30)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \int h_d A_V (\omega_s - \omega) h_{fg} dV \quad (31)$$



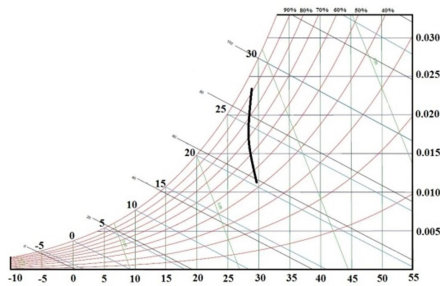
شکل ۷- تغییر آهنگ‌های انتقال گرما با حجم برج (نسبت دبی ۰/۵)

شکل‌های ۸ و ۹ نشان می‌دهند که آهنگ کلی انتقال گرما برای $\dot{m}_w / \dot{m}_a \geq 1$ از بالا به پایین برج افزایش می‌یابد و با مکانیزم غالب انتقال گرمای تبخیری کنترل می‌شود.

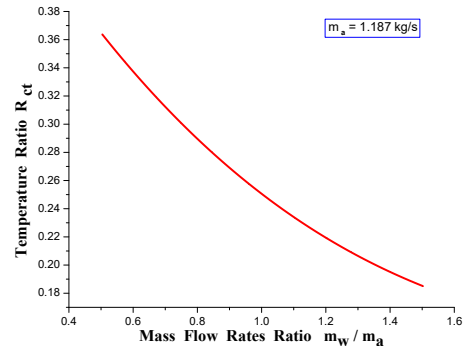


شکل ۸- تغییر آهنگ‌های انتقال گرما با حجم برج (نسبت دبی ۱)

گذارد. دمای خشک هوا نیز با افزایش ارتفاع، کاهش می‌یابد.



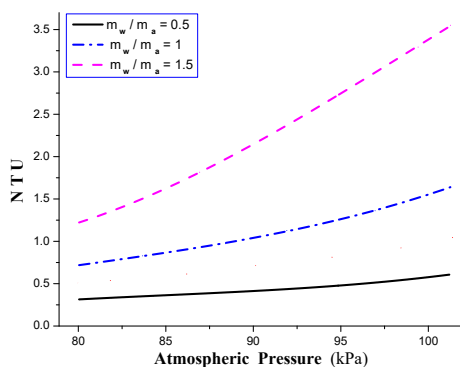
شکل ۱۴ - منحنی فرآیند سرمایش آب در برج (نسبت دبی ۱/۵)



شکل ۱۱ - تغییرات نسبت دمای برج با نسبت دبی‌های جرمی مختلف

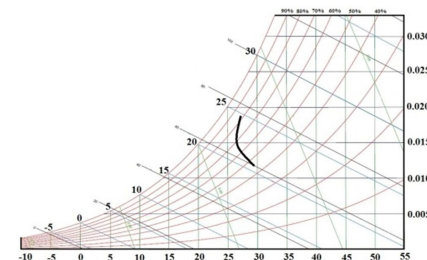
۴-۲-۱- تعداد واحدهای انتقال NTU

منحنی تعداد واحدهای انتقال برج خنک‌کن بر مبنای کاهش فشار جوی در شکل ۱۵ آمده است. این شکل نشان می‌دهد که با کاهش حدود ۲۱ کیلوپاسکال در فشار جوی برای رسیدن به دمای آب خروجی یکسان، NTU برج خنک‌کن می‌تواند برای نسبت دبی جرمی ۱ تقریباً ۱/۱ کاهش یابد که با کاهش ۰/۴ مترمکعب در حجم برج همراه است. افزایش ارتفاع از سطح دریا سبب کاهش حجم مورد نیاز برج می‌گردد که ناشی از کاهش دمای خشک و تر هوا می‌باشد. هوای سردتر، بهتر می‌تواند آب را خنک کرده و بنابراین برای یک بازه یکسان کاهش دمای آب، حجم کمتری مورد نیاز است. با کاهش فشار جوی، میزان $\omega_s - \omega$ افزایش یافته و حجم برج خنک‌کن کاهش می‌یابد (معادله ۲). با افزایش مقدار نسبت دبی جرمی، حجم مورد نیاز برای سرمایش آب به دلیل نیاز به زمان گذر بیشتر، افزایش می‌یابد.



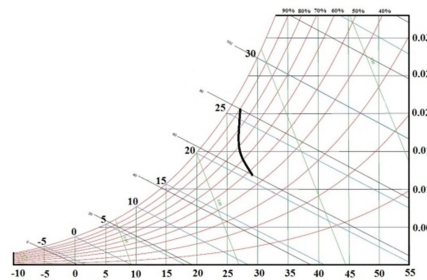
شکل ۱۵ - تغییرات NTU (حجم مورد نیاز) با فشار جوی

در نسبت دبی جرمی ۱/۵ تعداد واحدهای انتقال با افزایش فشار جو به تدریج افزایش می‌یابد. در شکل ۱۶ نسبت فشار نشان دهنده نسبت فشار متغیر مورد بررسی به فشار مبنا ۱۰۱/۳۲۵ کیلوپاسکال بوده و V بیانگر حجم برج در آن فشار متغیر مورد بررسی و V_{am} بیانگر حجم برج در فشار مبنا است. طبق شکل، در آب و هوای مرطوب با افزایش نسبت دبی جرمی، حجم برج به شدت افزایش می‌یابد. میزان درصد کاهش حجم مورد نیاز، با کاهش نسبت دبی جرمی، کاهش می‌یابد. افزایش میزان نسبت دبی جرمی سبب تغییرات بیشتر در نسبت رطوبت شده و در نتیجه افزایش بیشتر حجم مورد نیاز برج را به دنبال دارد.



شکل ۱۲ - منحنی فرآیند سرمایش آب در برج (نسبت دبی ۰/۵)

شکل‌های ۱۲ تا ۱۴ به نمایش در آمده است. دمای خشک هوا در خروج از برج همواره از دمای ورودی برای شرایط مورد بررسی کمتر است. رطوبت نسبی و مخصوص هوا هنگام حرکت از پایین به بالای برج، افزایش می‌یابد. نتیجه این پدیده، خنک شدن هوا همراه با آب در برج به دلیل تبخیر آب است چون تبخیر آب، نیاز به گرفتن گرما از هر دو سیال آب و هوا دارد.



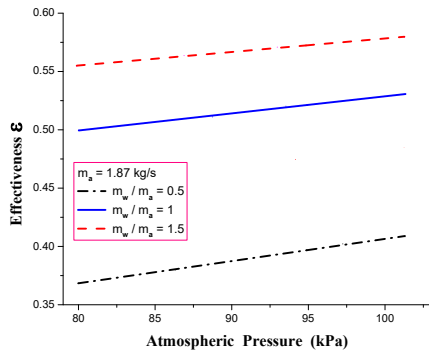
شکل ۱۳ - منحنی فرآیند سرمایش آب در برج (نسبت دبی ۱)

با توجه به دلایل ذکر شده، هم برای آب و هم برای هوا، سرمایش مشاهده شد.

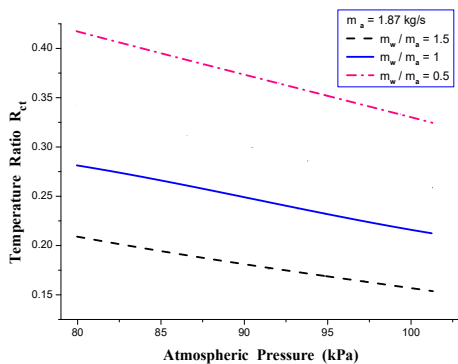
۴-۲-۲- تاثیر تغییر فشار جوی

مقادیرهای متفاوت نسبت دبی جرمی آب به هوا ۰/۵، ۱ و ۱/۵ با توجه به ثابت نگهداشتن دبی جرمی هوا مورد بررسی قرار گرفت. سادلند اعتقاد داشت که با افزایش ۸۵۰ متری در ارتفاع، کاهشی به میزان تقریبی ۱۰ کیلوپاسکال در فشار جوی ایجاد می‌گردد [۲]. تغییر ناشی از تغییرات ارتفاع در فشار اتمسفر، مشخصه‌های عملکردی برج خنک‌کن را تحت تاثیر قرار می‌دهد زیرا به طور مستقیم روی دمای تر هوا اثر می‌گذارد. خان و همکاران [۲۸] نشان دادند که تغییرات در دمای تر هوای مرطوب تاثیر چشمگیری بر عملکرد گرمای برج می‌

های عملکردی برج خنک‌کن دریایی تبخیری جریان مخالف به صورت عددی بررسی و با داده‌های آزمایشگاهی اعتبارسنجی گردید. با افزایش نسبت دبی جرمی، حجم بیشتری از برج برای کاهش دمای آب تا یک مقدار معین نیاز است. حجمی از برج که برای کاهش دمای خشک هوای ورودی تا دمای آب (جابجایی منفی) لازم است، افزایش می‌یابد.

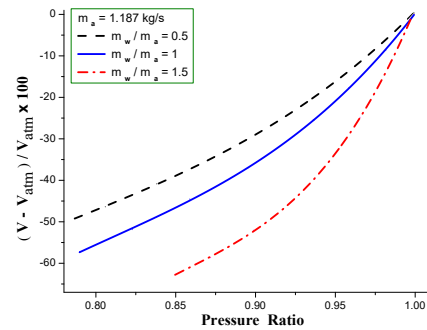


شکل ۱۸- تغییرات ضریب اثر برج خنک‌کن با فشار جوی



شکل ۱۹- تغییرات نسبت دمای برج خنک‌کن با فشار جوی

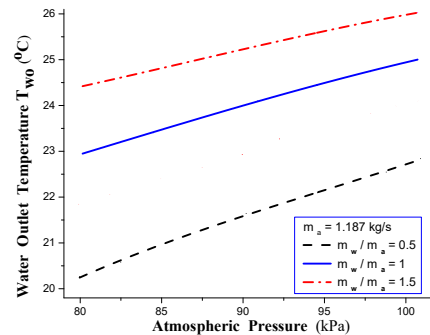
آهنگ کلی انتقال گرما برای نسبت دبی‌های جرمی کمتر از یک با افزایش حجم برج، کاهش می‌یابند. آهنگ کلی انتقال گرما برای دبی‌های جرمی بزرگ‌تر از یک، از قسمت بالا به پایین برج افزایش می‌یابد و با مکانیزم غالب انتقال گرما تبخیری کنترل می‌شود. آهنگ انتقال گرمای جابجایی با کاهش نسبت دبی جرمی، کاهش می‌یابد. انتقال گرمای جابجایی درصد بالایی از انتقال گرمای کلی را برای نسبت دبی‌های جرمی کمتر از یک، به ویژه در ناحیه انتقال گرمای جابجایی منفی (انتقال گرما از هوا به آب) در بر می‌گیرد. مولفه انتقال گرما ناشی از تبخیر همواره مثبت بوده و برای نسبت دبی‌های جرمی کمتر، مقدار آن افزایش می‌یابد. دمای خشک هوا در خروج از برج همواره از دمای ورودی برای گستره شرایط مورد بررسی در این مقاله کمتر است. رطوبت نسبی و مخصوص هوا هنگام حرکت هوا از پایین به بالای برج افزایش می‌یابد که خنک شدن هوا همراه با آب در برج با تبخیر آب را در پی دارد. افزایش ارتفاع از سطح دریا سبب کاهش حجم مورد نیاز برج می‌گردد که ناشی از کاهش دمای خشک و تر هوا است. با افزایش مقدار نسبت دبی جرمی، حجم مورد نیاز برای سرمایش آب افزایش می‌یابد. در آب و هوای مرطوب با افزایش نسبت دبی جرمی، حجم



شکل ۱۶- درصد کاهش حجم مورد نیاز با نسبت فشار

۴-۲-۲- دمای آب خروجی

دمای آب خروجی از برج با افزایش فشار جوی روندی صعودی را دنبال می‌کند (شکل ۱۷). با کاهش فشار محیط، دمای تر هوای ورودی کاهش می‌یابد که افزایش پتانسیل تبخیر را به همراه دارد. این موضوع سبب افزایش توانایی برج به منظور خنک نمودن آب می‌گردد.



شکل ۱۷- تغییرات دمای آب خروجی از برج خنک‌کن با فشار جوی

برای مثال، کاهش فشار با افزایش نسبت دبی جرمی جبران می‌شود. دمای آب خروجی از برج با کاهش ۲۱ کیلوپاسکال در فشار محیط در نسبت دبی جرمی ۰/۵ در حدود ۲°C کاهش می‌یابد که این کاهش دمای آب خروجی برای نسبت دبی‌های جرمی بزرگ‌تر، کمتر است. در حالت کلی، با افزایش دبی جرمی آب دمای آب خروجی افزایش و با کاهش فشار محیط، کاهش می‌یابد. با تغییر نسبت دبی جرمی می‌توان اثر تغییرات فشار محیط را بر دمای آب خروجی کنترل نمود.

۴-۲-۳- ضریب اثر و نسبت دما

با کاهش حدود ۲۱ کیلوپاسکال فشار محیط (شکل ۱۸)، ضریب اثر برج برای نسبت دبی جرمی ۰/۵ حدود ۰/۰۸ کاهش می‌یابد. این کاهش در ضریب اثر با افزایش نسبت دبی جرمی نامحسوس‌تر می‌شود. نسبت دمای برج با افزایش فشار محیط، کاهش یافته (شکل ۱۹) و با افزایش نسبت دبی جرمی، این کاهش با سرعت کمتری رخ خواهد داد.

۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله، اثر پارامتر نسبت دبی جرمی آب به هوا بر مشخصه

[5] Camargo J. R. and Ebinuma C. D., A mathematical model for direct and indirect evaporative cooling air conditioning systems, *Proc. of the 9th Brazilian cong. of thermal eng. and sci.*, 2002.

[6] Hawlader M. N. A. and Lui B. M., Numerical study of the thermal-hydraulic performance of evaporative natural draft cooling towers, *Applied Thermal Engineering*, Vol.22, pp.41-59, 2002.

[7] Fisenko S. P., Petrushik A. I. and Solodukhin A. D., Evaporative cooling of water in a natural draft cooling tower, *Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.45, pp.4683-4694, 2002.

[8] Fisenko S. P., Brin, A. A. and Petrushik A. I., Evaporative cooling of water in a mechanical draft cooling tower, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.47, pp.165-177, 2004.

[9] Qureshi B. A. Zubair, S. M., A complete model of wet cooling towers with fouling in fills, *Applied Thermal Engineering*, Vol.26, pp.1982-1989, 2006.

[10] Wolters W., Masters A., Vinci B. and Summerfelt S., Design, loading, and water quality in recirculating systems for Atlantic Salmon (*Salmo salar*) at the USDA ARS National Cold Water Marine Aquaculture Center (Franklin, Maine), *Aquacultural Engineering*, Vol.41, pp.60-70, 2009.

[11] Herraiz L., Hogg D., Cooper J., Gibbins J. and Lucquiaud M., Reducing water usage with rotary regenerative gas/gas heat exchangers in natural gas-fired power plants with post-combustion carbon capture, *Energy*, Vol.90, pp.1994-2005, 2015.

[12] Kim B. K. and Jeong Y. H., High cooling water temperature effects on design and operational safety of NPPS in the gulf region, *Nuclear Eng. & Tech.*, Vol.45, No.7, pp.962-968, 2013.

[13] Qi X. and Liu Y., Performance prediction of seawater shower cooling towers, *Energy*, Vol.97, pp.435-443, 2016.

[14] Koeman N., Creusena R., Zijlstra M., Groot C. and Broek W., Membrane distillation of industrial cooling tower blowdown water, *Water Resources and Industry*, Vol.14, pp.11-17, 2016.

[15] Qiu D., Cao L., Wang Q., Hou F. and Wang X., Experimental and numerical study of 3D stacked dies under forced air cooling *Microelectronics Reliability*, Vol.74, pp.34-43, 2017.

[16] Ebrahimi M. and Mahmoodi M., "Numerical simulation of lewi s factor effect on characteristic performance of a counter-flow wet c ooling tower", *Sharif Mechanical Engineering Journal*, Vol.30-3, Issue.2.2, pp.39-49, 2014 (In persian).

[17] Li H. W., Duan W. B., Wang S., Zhang X., Sun B. and Hong W. P., Numerical simulation study on different spray rates of three-area water distribution in wet cooling tower of fossil-fuel power station, *Applied Thermal Engineering*, Accepted Manuscript, 2017.

[18] Mahmoodi M. and Ebrahimi M., Numerical simulation of counter-flow wet cooling tower and water losses effect on characteristic performance, *Aerospace Mechanics Journal*, Vol.12, No.3, pp.23-34, 2016 (In persian).

[19] Mahmoodi M., Shademani R. and Gorji-Bandpy M., Numerical investigation of heat transfer characteristics in counter-flow seawater cooling tower, *International Conference on Science and Engineering*, Paris, France, December 2016 (In persian).

[20] Qi X., Liu Y., Guo Q., Yu J. and Yu S., Performance prediction of seawater cooling towers, *Energy*, Vol.97, pp.435-443, 2016.

[21] Laws J. O., Measurement of the fall velocity of water drops and rain drops, *22nd Annual meeting in Trans. Of the American Geophysical Union*, pp.709-721, 1941.

[22] Kloppers J. and Kroger D., The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet-cooling towers, *Thermal Science*, Vol.44, pp.879-884, 2005.

[23] Gilliland E., Diffusion coefficients in gaseous systems, *Industrial & Engineering Chemistry*, Vol.26, pp. 681-685, 1934.

[24] Marschall W. and Ranz D., Evaporation from Drops, *Chem. Eng. Prog.*, Vol.48, pp.4, 1952.

[25] Clift R., Grace J. R. and Weber M. E., *Bubbles, drops and particles*, Vol.3, Academic Press, NewYork, 1978.

[26] Kroger, D., *Air-cooled heat exchangers and cooling towers: thermal-flow performance evaluation*, Vol.1, Pennwell Corp, 2003.

[27] Turtun R., A short note on the drag correlation for spheres, *Analytical Toxicology Journal*, Vol.47, pp.83-86, 1986.

[28] Khan J. R., Qureshi B. A. and Zubair S. M., A comprehensive design and performance evaluation study of counter-flow wet cooling towers, *Refrigeration*, Vol.27, pp.914-923, 2004.

[29] Dai Y. J. and Sumathy K., Theoretical study on a cross-flow direct evaporative cooler using honeycomb paper as packing material, *Applied Thermal Engineering*, pp.1417-1443, 2002.

برج به شدت افزایش می‌یابد. دمای آب خروجی از برج با افزایش فشار جوی، افزایش می‌یابد. دمای آب خروجی با افزایش دبی جرمی آب، افزایش و با کاهش فشار محیط، کاهش می‌یابد.

ضریب اثر برج خنک‌کن با افزایش نسبت دبی جرمی افزایش یافت ولی آهنگ تغییر آن (شیب) کاهش می‌یابد. با افزایش فشار محیط ضریب اثر برج افزایش می‌یابد. نسبت دمای برج با افزایش نسبت دبی جرمی کاهش یافت. با افزایش فشار محیط نسبت دمای برج کاهش می‌یابد و با کاهش نسبت دبی جرمی، این کاهش با سرعت بیشتری رخ می‌دهد.

۵- فهرست علائم

A	مساحت (m ²)
c _p	گرمای ویژه هوا (J.kg ⁻¹ .°C ⁻¹)
D	ضریب پخش بخار آب (kg.m ⁻¹ .s ⁻¹)
d	قطر (mm)
G	سرعت جرمی (kg.m ⁻² .s ⁻¹)
H	ارتفاع (m)
h	آنتالپی (kJ.kg ⁻¹)
h _c	ضریب انتقال گرمای جابجایی (kJ.m ² .°C ⁻¹ .s ⁻¹)
h _D	ضریب انتقال جرم (kg _w .m ² .s ⁻¹)
h ₀	آنتالپی مخصوص بخار آب اشباع (kJ.kg ⁻¹)
ṁ	دبی جرمی جریان (kg.s ⁻¹)
P	فشار (kg.s ⁻² .m ⁻¹)
T	دما (°C)
v	سرعت (m.s ⁻¹)
V	حجم برج (m ³)
x	جهت افقی (شعاعی) (m)
z	جهت محوری (m)
x	چگالی (kg.m ³)
υ	لزجت سینماتیکی (m ² .s ⁻¹)
ε	ضریب اثر (بدون بعد)
ω	نسبت رطوبت (kg _w .kg _a ⁻¹)

زیرنویس

a	هوا	d	قطره	s	اشباع هوا
w	آب	w	هوای مرطوب	V	بر واحد حجم برج

۷- مراجع

[1] *ASHRAE HVAC system and equipment, chap.36: cooling tower*. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA, 2016.

[2] Sutherland J., Analysis of mechanical draught counter-flow air-water cool towers. *Heat Transfer*, Vol.105, pp.576-583, 1983.

[3] Qureshi B. A., *Design, rating & exergy analysis of evaporative heat exchangers*, MSc. Thesis, King Fahd university of petroleum and mineral, Dhahran, Saudi Arabia, 2004.

[4] Simpson W. M. and Sherwood T.K., Performance of small mechanical draft cooling towers, *Refrigerating engineering*, Vol.52, No.6, pp.525-543, 574-576, 1946.