



مدل سازی سه بعدی سیستم سرمایش تبخیری نقطه شبنمی با شرط مرزی ارتقاء یافته و در نظر گرفتن اثر ناحیه ورودی

هامون جعفریان¹، حسین صیادی^{2*}، فرشاد ترابی³

1- دانشجوی دکتری، مهندسی سیستم های انرژی، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

3- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

* تهران، صندوق پستی 19395-1999، sayyaadi@kntu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 04 اردیبهشت 1396
پذیرش: 11 خرداد 1396
ارائه در سایت: 22 تیر 1396

کلید واژگان:

سرمایش تبخیری غیرمستقیم
سرمایش تبخیری نقطه شبنمی
مدل سازی عددی
انتقال جرم و حرارت

چکیده

در مقاله حاضر به مدل سازی عددی سیستم نقطه شبنمی به عنوان یک جایگزین برای سیستم های سرمایشی موجود پرداخته شده است. برخلاف مدل های متداول پیشین که با فرض دما ثابت و یا شار ثابت بر روی دیواره جداکننده توسعه یافته اند در مدل حاضر شرط مرزی واقعی محاسبه می شود. محاسبه شرط مرزی واقعی منجر به یافتن توزیع حقیقی دما و نسبت رطوبت بر روی دیواره می گردد به طوری که در هر نقطه روی دیواره مجموع شار حرارتی جریان های دو کانال برابر با گرمای نهان تبخیر باشد. شرط مرزی واقعی با حل همزمان معادلات مومنتوم، انرژی و انتقال جرم به صورت کوپل شده بر روی دیواره جداکننده حاصل می شود. همچنین با توسعه مدل سه بعدی و در نظر گرفتن اثر ناحیه ورودی، دقت مدل افزایش یافته است. مدل توسعه یافته با استفاده از شرط مرزی ارتقاء یافته توزیع دما و نسبت رطوبت را در کل سیستم تخمین می زند. تخمین به دست آمده از دمای عرضه سیستم در شرایط محیطی مختلف با داده های آزمایشگاهی مقایسه شده و نتایج نشان می دهد بیشینه خطای موجود 3.3% است. سپس به تحلیل پارامتریک سیستم پرداخته شده و اثر سرعت هوای ورودی، نسبت هوای بازگشتی، ضخامت و طول کانال بر دمای عرضه، کارایی نقطه شبنمی، ظرفیت سرمایشی و افت فشار سیستم مطالعه گردید. نتایج نشان می دهد افزایش طول کانال و نسبت هوای بازگشتی و کاهش ضخامت کانال و سرعت ورودی هوا موجب بهبود کارایی نقطه شبنمی سیستم شده ولی افت فشار و هزینه اولیه را افزایش داده و ظرفیت سرمایشی را کاهش می دهد.

Three-dimensional modeling of a dew-point evaporative cooler using a modified boundary condition and considering effects of channels' entrance regions

Hamoon Jafarian¹, Hoseyn Sayyaadi^{2*}, Farschad Torabi²

1- Faculty of Energy Systems Engineering, K.N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran

2- Faculty of Mechanical Engineering, K.N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran

* P.O.B. 19395-1999, Tehran, Iran, sayyaadi@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 24 April 2017
Accepted 01 June 2017
Available Online 13 July 2017

Keywords:

Indirect evaporative cooling
Dew-point coolers
Numerical modeling
Heat transfer
Mass transfer

ABSTRACT

This paper presents a numerical modeling of dew-point counter-flow indirect evaporative coolers as a potential alternative to the conventional cooling systems. Unlike the conventional method of assuming constant surface heat (mass) flux or constant surface temperature boundary condition on the separating wall, the present article calculated real boundary conditions. Real boundary conditions were obtained by simultaneous solving of momentum, energy and mass transfer equations of the two flows coupled on the wall. Calculating real boundary conditions led to a real distribution of humidity ratio and temperature on the separating wall where at each point, the summation of heat fluxes from air streams in adjacent channels is equal to the latent heat of evaporation at that point. Moreover, the model accuracy was increased through considering hydrodynamic and thermal developing flows of two air streams. The model predicted supply air temperature under different conditions, and the results were compared against experimental data as well as previous numerical models. It was shown that the maximum deviation of the supply air temperature was under $\pm 3.3\%$. Then, a parametric analysis was conducted that studies the effects of the inlet air velocity, channel gap, channel length and returned air ratio on the supply air temperature, dew-point effectiveness, cooling capacity and pressure drop. The results indicated that increasing channel length and returned air ratio, and reducing channel gap and inlet air velocity improved the dew-point effectiveness but increased the initial cost and pressure drop and decreased the cooling capacity.

1- مقدمه

تراکمی¹ است. این سیکل سرمایش بیش از 100 سال است که مورد استفاده

در حال حاضر بازار تهویه مطبوع بیشتر متعلق به سیستم های سرمایش

¹ Vapor Compression Refrigeration Cycle

Please cite this article using:

H. Jafarian, H. Sayyaadi, F. Torabi, Three-dimensional modeling of a dew-point evaporative cooler using a modified boundary condition and considering effects of channels' entrance regions, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 7, pp. 68-78, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

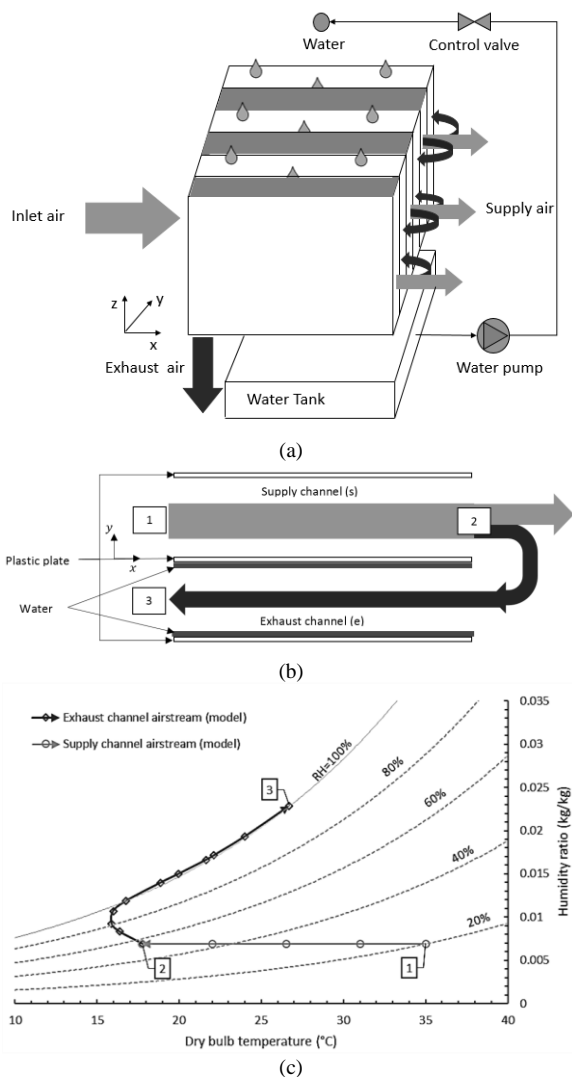


Fig. 1 Dew-point evaporative cooler a) Stack schematic b) Top view of a channel pair schematic c) Airstreams on the psychrometric chart
شکل 1 سیستم سرمایش نقطه شبنمی جریان مخالف (الف) شماتیک سیستم (ب) نمای بالای یک جفت کانال (ج) وضعیت جریان‌ها در نمودار سایکومتري

در نتیجه پتانسیل سرمایشی بالاتری دارد. در کانال خروجی هوا در تماس با آب موجود بر روی دیواره حرکت می‌کند و تبخیری سطحی موجب سرد شدن جریان‌ها می‌گردد.

پیش‌تر پژوهش‌هایی در مورد مطالعه آزمایشگاهی سیستم انجام شده است [6-8]. در این زمینه مدل‌های عددی محبوبیت بیشتری دارند چون هزینه اولیه پژوهش‌های آزمایشگاهی را نداشته و امکان بررسی سیستم در شرایط مختلف را دارند. از طرفی مدل عددی تنها در صورتی مفید خواهد بود که دقت

پیش‌بینی آن توسط داده‌های آزمایشگاهی تأیید شده باشد. یکی از مهم‌ترین موارد در مدل‌سازی عددی سیستم نقطه شبنمی شرط مرزی بر روی دیواره جداکننده کانال‌های خشک و مرطوب است. ریانگویلاکول و همکاران [9] در پژوهش خود به مدل‌سازی عددی سیستم نقطه شبنمی جریان مخالف پرداخته و نتایج را با داده‌های آزمایشگاهی مقایسه کردند. ضرایب انتقال جرم و حرارت با فرض شار ثابت بر روی دیواره جداکننده محاسبه شدند. همچنین جریان‌ها کاملاً توسعه یافته در نظر گرفته شدند. برای محاسبه توزیع دما و

می‌باشد و به دلیل پیشینه تولید طولانی و حجم بالای تولید دارای مزایای بسیاری از جمله پایداری مناسب، هزینه اولیه پایین، عمر طولانی و ضریب عملکرد مناسب¹ (2-4) است. اگرچه این فناوری نقطه ضعف بزرگی نیز دارد و آن مصرف بالای برق می‌باشد که در کمپرسور سیستم اتفاق می‌افتد. همین امر این فناوری را به سیستمی نامناسب برای محیط‌زیست تبدیل می‌کند. سیستم‌های سرمایش جذبی² یکی از گزینه‌ها برای جایگزینی سیکل‌های تراکمی می‌باشند که نیاز به مصرف الکتریسیته بالا در کمپرسور را با بخار یا آب با دمای بالا و یا گازهای احتراقی جایگزین می‌نمایند. برای این کار از محلول جاذب و بازیاب استفاده می‌شود. به دلیل نیاز به محلول جاذب گران‌قیمت و خورنده، ساختار سیستم پیچیده و در نتیجه هزینه اولیه سیستم بالا می‌باشد. این سیستم‌ها ضریب عملکرد حرارتی پایین‌تری در بازه 0.4 تا 1.2 دارند که موجب مصرف بالای انرژی گرمایی می‌شود. همچنین ساختار پیچیده شامل اجزای فشار بالا و فشار پایین در سیکل‌ها از جذابیت آن می‌کاهد. در طول دهه‌های گذشته سرمایش تبخیری با استفاده از قانون جذب حرارت هنگام تبخیر آب و به دلیل استفاده از انرژی طبیعی (حرارت نهان تبخیر) و سادگی ساختار، محبوبیت در حال توسعه‌ای در زمینه تهویه مطبوع به دست آورده است. ضریب عملکرد بالای این سیستم در بازه 15 الی 20 می‌باشد که به مراتب از رقبای خود بالاتر است. در سرمایش تبخیری مستقیم، هوا مستقیماً با آب در تماس می‌باشد و با عبور از روی آن موجب تبخیر آب و در نتیجه سرد شدن هوا و همچنین مرطوب شدن آن می‌گردد. رطوبت بالای هوای عرضه موجب ناراضیاتی ساکنین است. برای حل این مشکل از سرمایش تبخیری غیرمستقیم استفاده می‌گردد. در این روش هوای در تماس با آب هم‌زمان با سرد شدن با جریان هوای تازه از محیط در مبدلی تبادل حرارت انجام می‌دهد و در نتیجه هوای محیط بدون این‌که مرطوب شود، سرد می‌شود. بزرگ‌ترین مشکل سرمایش تبخیری وابستگی بالای آن به شرایط محیطی می‌باشد. اختلاف دمای خشک و مرطوب هوای محیط، نیروی محرکه سیستم سرمایش تبخیری است که در محیط‌های مرطوب یا معتدل بسیار کم است و ظرفیت سرمایش سیستم را به شدت کاهش می‌دهد [1]. با ادامه تحقیقات در این زمینه و توسعه سیستم سرمایش نقطه شبنمی، مشکل ظرفیت سرمایش سیستم‌های سرمایش تبخیری نیز تا حد زیادی حل شده و سیستم سرمایش نقطه شبنمی خلاف جهت³ به یکی از کارآمدترین سیستم‌های سرمایش تبدیل شده است [2-5] که در این مقاله مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

همان‌طور در "شکل 1 (الف)" نمایش داده شده است، سیستم نقطه شبنمی مجموعه‌ای از جفت کانال‌ها است. "شکل 1 (ب)" نمای بالای یک جفت کانال را نمایش می‌دهد. در "شکل 1 (ج)" نیز وضعیت جریان‌ها بر روی نمودار سایکومتري نشان داده شده است. هر جفت کانال از یک کانال هوای عرضه (کانال خشک) و یک کانال خروجی (کانال تر) تشکیل شده است. آب از بالا به دیواره‌های کانال تر وارد می‌شود تا تمامی سطح دیواره را خیس نماید. از یک پمپ آب برای تأمین آب بر روی دیواره استفاده می‌شود. هوای محیط در حالت 1 وارد کانال عرضه شده و حین حرکت توسط هوای کانال خروجی خنک می‌شود. در انتهای کانال عرضه (حالت 2) بخشی از جریان عرضه به کانال خروجی برمی‌گردد و مابقی به سمت محل استفاده هدایت می‌شود. هوا در حالت 2 دمای تر پایین‌تری نسبت به حالت 1 و

¹ Coefficient Of Performance

² Absorption Cooling Cycle

³ Dew point counter flow evaporative cooler

نسبت رطوبت، از رویکرد تفاضل محدود با روش تکرار نیوتنی استفاده شده بود.

وودز و همکاران [10] نیز مدل عددی سیستم نقطه شبنمی جریان مخالف را توسعه داده و از نتایج آزمایشگاهی برای اعتبارسنجی مدل استفاده نمودند. ابتدا ضرایب انتقال حرارت و جرم براساس فرض شار ثابت محاسبه شد، سپس ضرایب انتقال جرم و حرارت براساس شرط دما ثابت بر روی دیواره محاسبه گشت، در آخر با میانگین گیری از مقادیر محاسبه شده، مقدار نهایی ضرایب انتقال حرارت و جرم حاصل شده است. مشابه پژوهش ریانگویلیکول و همکاران جریان ها توسعه یافته در نظر گرفته شده است و رویکرد تفاضل محدود با روش تکرار نیوتنی برای حل استفاده شد. به طور مشابه پژوهش های دیگری نیز در این زمینه صورت پذیرفته است [11-17]. در این موارد نیز با استفاده از فرض شار ثابت یا دما ثابت بر روی دیواره ضرایب انتقال جرم و حرارت مطابق با منابع کلاسیک [18,19] انتقال جرم و حرارت محاسبه شده اند. اما به دلیل کوپل بودن جریان ها بر روی دیواره و همچنین تغییر فاز در کانال خروجی، شرایط متفاوت است و شرط مرزی نه کاملاً شار ثابت و نه دما ثابت می باشد. هوانگ و همکاران در پژوهش خود [20] برای سیستمی مشابه (رطوبت گیر غشایی) نشان دادند با محاسبه شرط مرزی واقعی می توان دقت مدل سازی را افزایش داد. شرط مرزی واقعی با حل همزمان معادلات مومنوم، انرژی و انتقال جرم برای دو جریان که بر روی دیواره کوپل شده اند حاصل می گردد. همچنین با در نظر گرفتن جریان ها به صورت در حال توسعه می توان به دقت بالاتری دست یافت.

نوآوری مقاله حاضر مدل سازی دقیق تر سیستم سرمایش تبخیری نقطه شبنمی جریان مخالف نسبت به مدل های پیشین با در نظر گرفتن سه تغییر اساسی است: (1) مدل سازی سه بعدی سیستم (2) در نظر گرفتن شرط مرزی واقعی بر روی دیواره (3) در نظر گرفتن اثر طول ورودی هیدرو دینامیکی، حرارتی و جرمی. بدین منظور ابتدا فرضیات مورداستفاده، معادلات حاکم، شرایط مرزی و روش حل بیان می گردد. سپس با اعتبارسنجی مدل نتایج مدل عددی ارائه می گردد.

2- مدل سازی

2-1- فرضیات

هر مدل سازی نیازمند فرضیات ساده کننده ای است. البته این فرضیات ممکن است با هزینه کاهش دقت مدل همراه باشند. بنابراین انتخاب فرضیات مناسب که ضمن فراهم کردن امکان مدل سازی باعث کاهش دقت مدل سازی نشوند امری بسیار مهم است که در این بخش بررسی می گردد.

✓ فرض جریان پایا

در سیستم مورد بررسی عملکرد پایای سیستم اهمیت دارد بنابراین مدل سازی برای شرایط پایا انجام می شود.

✓ فرض گاز کامل

به طور کلی گازهای حقیقی در فشارها و دماهای نزدیک به شرایط استاندارد را می توان گاز کامل فرض نمود. در سیستم های سرمایش تبخیری نیز با توجه به بازه تغییرات دما و فشار آن ها منطقی است که از این فرض استفاده شود.

✓ فرض سیال نیوتنی

سیال مورداستفاده در این سیستم (هوا) نیوتنی است.

✓ فرض ثابت بودن مشخصات ترمودینامیکی

در سیستم های سرمایش تبخیری نیز با توجه به بازه تغییرات دما و فشار آن ها می توان مشخصات سیال مانند ضریب ویسکوزیته، ظرفیت حرارتی ویژه

و چگالی را ثابت فرض نمود.

✓ فرض جریان آرام

با توجه به سرعت پایین هوا در کانال ها و ضخامت کم کانال و در نتیجه آن عدد رینولدز پایین می توان جریان را آرام فرض کرد [21].

✓ فرض صرف نظر از اتلاف ویسکوز

اتلاف ویسکوز معمولاً در جریان ها با سرعت بالا (مانند جت) و بخصوص برای سیال های لزج (مانند جریان روغن در باتاقان) در نظر گرفته می شود. با توجه به سرعت پایین (بیشینه 6 m s^{-1})، آرام بودن جریان و ویسکوزیته پایین هوا ($1.81 \times 10^{-5} \text{ Pa s}$) می توان از اتلاف ویسکوز صرف نظر نمود.

✓ فرض دیواره کاملاً مرطوب

با استفاده از دبی مناسب آب می توان از پخش یکنواخت آب مطمئن بود. وودز و همکاران [10] نشان دادند در نظر گرفتن ظرفیت حرارتی آب به دلیل ناچیز بودن دبی آن تأثیر چندانی بر دقت مدل سازی سیستم سرمایش تبخیری نقطه شبنمی نخواهد داشت. بنابراین در این پژوهش نیز از آن صرف نظر می شود.

✓ فرض تعادل ترمودینامیکی در تماس با آب

در کانال تر، که هوا در تماس مستقیم با آب می باشد فرض شده است که در نقطه تماس تعادل ترمودینامیکی برقرار است. بدین معنی که فشار بخار آب در مرز تماس، برابر با فشار اشباع آب در آن دمای خاص است. رابطه گاف-گرچ [22] برای محاسبه فشار اشباع به صورت تابعی از دما مورداستفاده قرار گرفته است.

2-2- معادلات حاکم

برای کم کردن حجم محاسبات از تقارن موجود در سیستم استفاده می شود و دامنه محاسباتی کوچک تری انتخاب می گردد تا تعداد سلول های محاسباتی کم تر شود. سیستم در دو جهت عمود بر جهت جریان هوا تقارن دارد. "شکل 2" دامنه محاسباتی و محورهای مختصات را نمایش می دهد که مطابق آن، در جهت y دیواره و نیمی از کانال خشک و مرطوب و در جهت z نیز نیمی از عرض کانال به عنوان دامنه محاسباتی در نظر گرفته می شود. در کانال عرضه جریان در جهت x و در کانال خروجی در جهت $-x$ می باشد.

با استفاده از فرضیات بخش 3-1 معادلات پیوستگی، بقای مومنوم و انرژی برای جریان هوا در کانال عرضه به صورت روابط (1) تا (5) ساده می شوند که در آن ها u_s ، v_s و w_s به ترتیب سرعت هوا (m s^{-1}) در جهت x ، y و z است. P_s فشار (Pa)، μ لزجت دینامیکی هوا (Pa s)، ρ برابر با چگالی هوا (kg m^{-3})، T_s دمای هوا (K)، k ضریب انتقال حرارت هدایتی ($\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$) و c_p ظرفیت گرمایی ویژه هوا ($\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$) می باشد.

$$\frac{\partial u_s}{\partial x} + \frac{\partial v_s}{\partial y} + \frac{\partial w_s}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \rho u_s \frac{\partial u_s}{\partial x} + \rho v_s \frac{\partial u_s}{\partial y} + \rho w_s \frac{\partial u_s}{\partial z} \\ = -\frac{\partial P_s}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_s}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \rho u_s \frac{\partial v_s}{\partial x} + \rho v_s \frac{\partial v_s}{\partial y} + \rho w_s \frac{\partial v_s}{\partial z} \\ = -\frac{\partial P_s}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_s}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

¹ Goff-Gratch

است (رابطه 14) و (15)). برای درک بهتر "شکل 3" شرط مرزی بر روی خط تقارن برای سرعت را نمایش می دهد. همچنین به دلیل شرط عدم لغزش، سرعت بر روی دیواره ها برابر با صفر خواهد بود (رابطه 16) و (رابطه 17)).

$$x = 0, T_s = T_{am} \text{ و } \omega_s = \omega_{am} \quad (12)$$

$$x = L, T_e = T_s \text{ و } \omega_e = \omega_s \quad (13)$$

$$y = 0 \text{ و } y = 2b, \frac{\partial u_s}{\partial y} = \frac{\partial u_e}{\partial y} = \frac{\partial v_s}{\partial y} = \frac{\partial v_e}{\partial y} = \frac{\partial w_s}{\partial y} = \frac{\partial w_e}{\partial y} = 0 \quad (14)$$

$$z = c, \frac{\partial u_s}{\partial z} = \frac{\partial u_e}{\partial z} = \frac{\partial v_s}{\partial z} = \frac{\partial v_e}{\partial z} = \frac{\partial w_s}{\partial z} = \frac{\partial w_e}{\partial z} = 0 \quad (15)$$

$$y = b, u_s = u_e = v_s = v_e = w_s = w_e = 0 \quad (16)$$

$$z = 0, u_s = u_e = v_s = v_e = w_s = w_e = 0 \quad (17)$$

شرط مرزی حرارتی بر روی دیواره در رابطه (18) نمایش داده شده است که در آن شار حرارتی (W m⁻²) است. همان طور که پیش تر اشاره شد شرط مرزی بر روی دیواره نه شار ثابت و نه دما ثابت است. تبخیر آب از جریان هوا در هر دو کانال حرارت جذب می کند، یعنی مجموع شار حرارتی از دو کانال بر روی دیواره (q''_s + q''_e) برابر با گرمای نهان تبخیر (q''_{latent}) می باشد. این شرط مرزی واقعی بر روی دیواره است که می تواند منجر به توزیع غیریکنواخت دما، نسبت رطوبت، شار حرارتی و جرمی بر روی دیواره گردد. مقاومت حرارتی دیواره باعث ایجاد اختلاف دما در دو طرف دیواره می گردد که می توان با رابطه فوریه مطابق (22) محاسبه گردد. در این رابطه ضخامت دیواره (m) است.

$$y = b, q''_{latent} = q''_s + q''_e \quad (18)$$

$$q''_{latent} = \rho D h_{fg} \frac{\partial \omega_e}{\partial y} \quad (19)$$

$$q''_s = k \frac{\partial T_s}{\partial y} \quad (20)$$

$$q''_e = k \frac{\partial T_e}{\partial y} \quad (21)$$

$$q''_w = \frac{T_s - T_e}{k_w} = q''_s \quad (22)$$

در کانال خروجی، هوا در تماس مستقیم با آب قرار دارد و فرض شد تعادل ترمودینامیکی برقرار است. فشار جزئی بخار آب در هوا مطابق رابطه گاف-گرچ (رابطه 23) محاسبه می گردد. سپس با استفاده از رابطه ترمودینامیکی

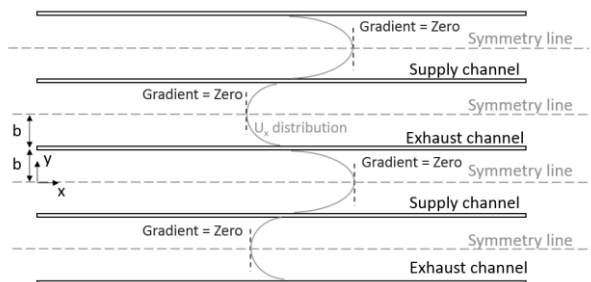


Fig. 3 Zero gradient boundary condition on the symmetry lines for velocity

شکل 3 شرط مرزی گرادیان صفر بر روی خطوط تقارن برای سرعت

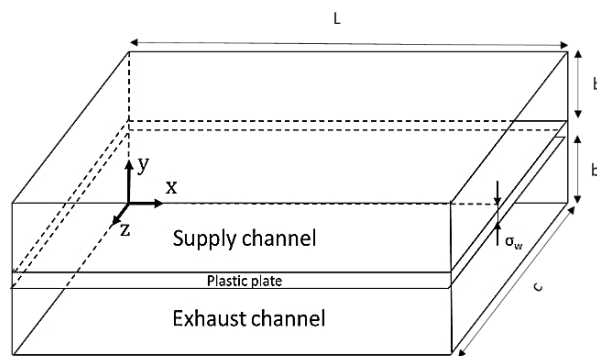


Fig. 2 Calculation domain and coordinate system

شکل 2 دامنه محاسباتی و محورهای مختصات

$$\rho u_s \frac{\partial w_s}{\partial x} + \rho v_s \frac{\partial w_s}{\partial y} + \rho w_s \frac{\partial w_s}{\partial z} = -\frac{\partial P_s}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_s}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

$$u_s \frac{\partial T_s}{\partial x} + v_s \frac{\partial T_s}{\partial y} + w_s \frac{\partial T_s}{\partial z} = \frac{k}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

برای جریان در کانال خروجی معادله انتقال جرم (رابطه 11) نیز اضافه می شود که در آن ω_e نسب رطوبت هوا (kg kg⁻¹) و D ضریب نفوذ رطوبت در هوا (m²s⁻¹) است. زیر نویس s مربوط به هوای کانال عرضه و e نماد هوای کانال خروجی است.

$$\frac{\partial u_e}{\partial x} + \frac{\partial v_e}{\partial y} + \frac{\partial w_e}{\partial z} = 0 \quad (6)$$

$$\rho u_e \frac{\partial u_e}{\partial x} + \rho v_e \frac{\partial u_e}{\partial y} + \rho w_e \frac{\partial u_e}{\partial z} = -\frac{\partial P_e}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_e}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_e}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_e}{\partial z^2} \right) \quad (7)$$

$$\rho u_e \frac{\partial v_e}{\partial x} + \rho v_e \frac{\partial v_e}{\partial y} + \rho w_e \frac{\partial v_e}{\partial z} = -\frac{\partial P_e}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_e}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_e}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_e}{\partial z^2} \right) \quad (8)$$

$$\rho u_e \frac{\partial w_e}{\partial x} + \rho v_e \frac{\partial w_e}{\partial y} + \rho w_e \frac{\partial w_e}{\partial z} = -\frac{\partial P_e}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w_e}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_e}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_e}{\partial z^2} \right) \quad (9)$$

$$u_e \frac{\partial T_e}{\partial x} + v_e \frac{\partial T_e}{\partial y} + w_e \frac{\partial T_e}{\partial z} = \frac{k}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T_e}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_e}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_e}{\partial z^2} \right) \quad (10)$$

$$u_e \frac{\partial \omega_e}{\partial x} + v_e \frac{\partial \omega_e}{\partial y} + w_e \frac{\partial \omega_e}{\partial z} = D \left(\frac{\partial^2 \omega_e}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega_e}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega_e}{\partial z^2} \right) \quad (11)$$

3-2- شرایط مرزی

شرایط هوای ورودی به کانال عرضه، همان شرایط هوای محیط است (رابطه 12)). مشخصات هوای ورودی به کانال خروجی نیز برابر با مشخصات هوای خروجی کانال عرضه است (رابطه 13)). خط تقارن مانند آنچه عمل می نماید و در نتیجه بر روی آن و در جهت عمود تغییراتی در پارامترها ایجاد نمی شود. به عبارت دیگر نرخ تغییرات نرمال پارامترها بر روی خطوط تقارن برابر با صفر

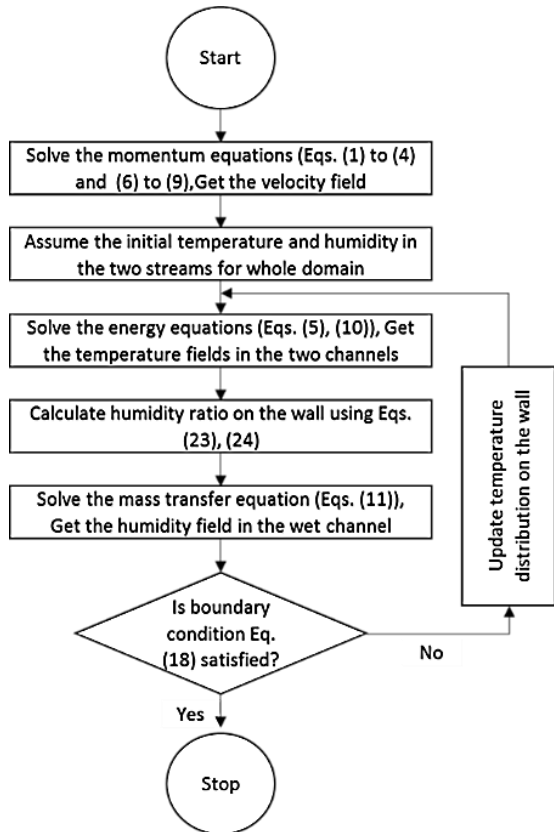


Fig. 4 Flow chart of solution procedure

شکل 4 فلوجارت روش حل

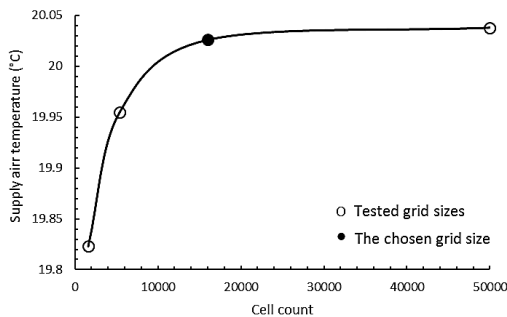


Fig. 5 Mesh independence check

شکل 5 بررسی استقلال مش

جدول 1 اندازه ابعاد نمونه مورد بررسی [9]

Table 1 System dimensions [9]

واحد	مقدار	سمبل	بعد
mm	5	δ_s	ضخامت کانال عرضه
mm	5	δ_e	ضخامت کانال خروجی
mm	1200	L	طول کانال
mm	80	W	عرض کانال
mm	0.5	σ_w	ضخامت دیواره

5- نتایج

1-5 اعتبارسنجی مدل

همان طور که در بخش 4 توضیح داده شد مطالعه موردی که اعتبارسنجی مدل براساس آن صورت می پذیرد مربوط به پژوهش ریانگویلیاکول و همکاران [9] است. ابعاد و مشخصات نمونه آزمایشگاهی توسعه یافته در جدول 1 ذکر

(24) نسبت رطوبت بر روی دیواره حساب می شود. فشار جزئی بخار آب P_{wv} و فشار کل جریان هوا می باشد.

$$\log(P_{wv}) = C_1(T^* - 1) + C_2 \log(T^*) + C_3 \left(10^{C_4 \left(1 - \frac{1}{T^*} \right)} - 1 \right) + C_5 \left(10^{C_6(T^*-1)} - 1 \right) + C_7 \quad (23)$$

که در آن $T^* = 373.16/T$ ، دما براساس کلونین (K) و فشار برحسب کیلو پاسکال (kPa) بوده و ثابت به صورت زیر می باشد:

$$\begin{aligned} C_1 &= -7.90298 & C_2 &= 5.02808 \\ C_3 &= -1.3816 \times 10^{-7} & C_4 &= 11.344 \\ C_5 &= 8.1328 \times 10^{-3} & C_6 &= -3.49149 \\ C_7 &= \log(1013.246) \\ \omega &= 0.62198 \frac{P_{wv}}{P_a - P_{wv}} \end{aligned} \quad (24)$$

3- روش حل

معادلات حاکم با استفاده از کتابخانه کدباز ++C اپن فوم¹ حل شدند. این نرم افزار بر پایه روش حجم محدود عمل می نماید. در این مقاله از حل گر توسعه یافته ایکوفوم² استفاده شده است. معادلات انتقال حرارت و جرم و همچنین قابلیت در نظر گرفتن دو سیال به طور هم زمان به این حل گر اضافه شده است. ابتدا برای یافتن توزیع سرعت و فشار معادلات (1)، (2)، (3)، (4)، (6)، (7)، (8) و (9) با استفاده از الگوریتم پیسو³ حل شدند. پیسو یک روش حل فشار-سرعت است که برای حل تکرارشونده مسائل پایا مورد استفاده قرار می گیرد. پیسو یک گام حدس و دو گام اصلاح کننده دارد. اطلاعات بیشتر در مورد این روش در [23] موجود است. با توجه به شرایط ورودی و مرزی مقدار اولیه منطقی برای دما، فشار، نسبت رطوبت، و سرعت برای کل دامنه محاسباتی فرض می گردد. سپس معادله انرژی برای دو جریان (معادلات (5) و (10)) حل می شود تا توزیع دما و شار بر روی دیواره حاصل گردد. در ادامه معادله (11) انتقال جرم در کانال خروجی حل می شود. در آخر شرط مرزی (18) بررسی می شود چنان چه شرط ارضا نشود توزیع دمای جدید بر روی دیواره حدس زده می شود و مراحل تکرار می شود. این تکرار تا همگرایی دما و نسبت رطوبت در سراسر دامنه محاسباتی ادامه می یابد. "شکل 4" مراحل حل معادلات را نمایش می دهد. معیار همگرایی 10^{-6} برای متغیرها در نظر گرفته شد. همان طور که "شکل 5" نشان می دهد برای مطالعه موردی، شبکه مش $40 \times 40 \times 10$ مناسب است. اختلاف نتایج این شبکه مش و مش $50 \times 50 \times 20$ در دمای عرضه کمتر از 0.02°C است.

4- مطالعه موردی

ریانگویلیاکول و همکاران در پژوهش خود [9] به بررسی سیستم سرمایش تبخیری نقطه شبنمی جریان مخالف پرداختند. برای اعتبارسنجی مدل یک نمونه آزمایشگاهی توسعه یافت و آزمایش هایی روی آن انجام شد. نمونه توسعه یافته شامل چهار کانال خشک است که توسط پنج کانال مرطوب در بر گرفته شده اند. ابعاد سیستم در جدول 1 ثبت شده است. دیواره ها از صفحات نازک کتان پوشیده شده که با پالیپورتین⁴ جهت جلوگیری از نفوذ رطوبت ساخته شده است.

¹ OpenFOAM 2.3.0.

² icoFoam

³ PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators)

⁴ Polyurethane

جدول 2 اطلاعات آزمایش ها [9]

Table 2 Test data [9]

تست #	$T_{s,in}$ (°C)	$\omega_{s,in}$ (kg/kg)	u_s (m/s)	u_e (m/s)
1	25	0.0069	2.4	0.8
2	35	0.0069	2.4	0.8
3	45	0.0069	2.4	0.8
4	25	0.0112	2.4	0.8
5	35	0.0112	2.4	0.8
6	45	0.0112	2.4	0.8
7	30	0.02	2.4	0.8
8	40	0.02	2.4	0.8
9	45	0.02	2.4	0.8
10	32.3	0.0264	2.4	0.8
11	40.3	0.0264	2.4	0.8
12	45	0.0264	2.4	0.8
13	34	0.0112	1.5	0.5
14	34	0.0112	3.25	1.08
15	34	0.0112	5.85	1.95
16	34	0.019	1.5	0.5
17	34	0.019	3.25	1.08
18	34	0.019	6	2

$T_{s,in}$: دمای هوای ورودی کانال عرضه

$\omega_{s,in}$: نسبت رطوبت هوای ورودی کانال عرضه

u_s : سرعت هوای ورودی کانال عرضه

u_e : سرعت هوای ورودی به کانال خروجی

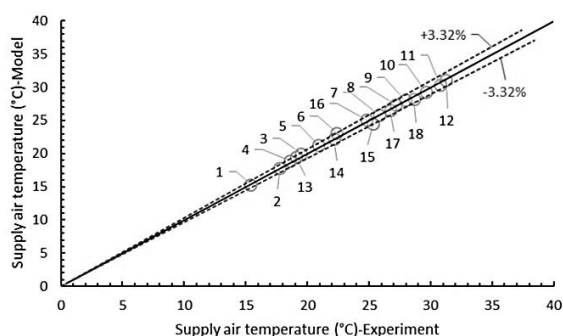


Fig. 6 Numerical model validation

شکل 6 اعتبارسنجی مدل عددی

مطابق جدول 2 نشان می‌دهند. همان‌طور که در "شکل 7 (الف)" نشان داده شده است هوای کانال عرضه ضمن حرکت در جهت x توسط هوای خروجی که در هر مقطع دمای پایین‌تری دارد خنک می‌شود. باندهای رنگی اختلاف دمایی 3°C را نشان می‌دهند. در ورودی و خروجی کانال‌ها این باندها باریک‌ترند که نشانه تغییرات دمایی سریع‌تر است. در ورودی کانال عرضه تغییرات شدید دمایی به دلیل اختلاف دمای هوای محیط ورودی به سیستم با هوای خروجی کانال تر است.

همان‌طور که پیش‌تر توضیح داده شد در انتهای کانال عرضه بخشی از هوا به کانال خروجی برمی‌گردد و به دلیل اختلاف نسبت رطوبت هوای خشک ورودی و هوای در تعادل با آب، نرخ تبخیر بالایی در ابتدای کانال ورودی رخ می‌دهد. نتیجه آن افت دمای شدید است. در حین حرکت هوای خروجی در کانال، دما افزایش یافته که نتیجه آن افزایش نسبت رطوبت تعادلی در مرز است. در انتهای کانال خروجی به دلیل افزایش دمای ناگهانی، نسبت رطوبت

شده است. دمای هوای خروجی کانال عرضه، مهم‌ترین پارامتر سیستم است که عملکرد و پتانسیل سرمایش را تعیین می‌نماید. پس از یکسان‌سازی شرایط مدل عددی با نمونه آزمایشگاهی توسعه‌یافته، اعتبارسنجی مدل با مقایسه تخمین مدل از دمای خروجی کانال عرضه و مقدار اندازه‌گیری شده آن در آزمایشگاه، انجام می‌شود.

برای اطمینان از توانایی مدل در شبیه‌سازی عملکرد سیستم، هجده آزمایش توسط ریانگویلاکول و همکاران در دما، نسبت رطوبت و دبی‌های مختلف هوای ورودی انجام شده و دمای هوای عرضه در خروجی سیستم اندازه‌گیری و ثبت شده است [9]. جزئیات آزمایش‌ها در جدول 2 نمایش داده شده است. روند آزمایش‌ها بدین ترتیب است که ابتدا دما، نسبت رطوبت، سرعت هوای ورودی و سرعت هوای بازگشتی به کانال تر اندازه‌گیری و ثبت می‌شود و پس از پایا شدن سیستم، دمای هوای عرضه در خروجی اندازه‌گیری می‌گردد. فشار استاندارد محیط 101 kPa بوده است. دبی جریان هوا توسط بادسنج سیم داغ ($\pm 5\%$) و دمای هوای ورودی و خروجی سیستم با ترموکوپل‌های نوع k ($\pm 0.2^\circ\text{C}$) اندازه‌گیری شده است. اطلاعات بیشتر در مورد نمونه آزمایشگاهی توسعه یافته در [9] موجود است.

همان‌طور که در "شکل 6" نمایش داده شده است مقدار پیش‌بینی شده توسط مدل عددی توسعه‌یافته در این پژوهش با بیشینه خطای $\pm 3.32\%$ عملکرد واقعی سیستم را به خوبی پیش‌بینی می‌نماید. مقدار میانگین خطا در هجده آزمایش بررسی شده حدود 1.27% است. مقایسه این مقادیر با مدل سازی براساس مدل دوبعدی با جریان‌های کاملاً توسعه‌یافته و استفاده از شرط دیواره شار ثابت با خطای بیشینه 6% و خطای میانگین 2.35% تأیید می‌نماید محاسبه شرط مرزی واقعی و جریان‌های در حال توسعه به میزان قابل توجهی بر کاهش خطا مؤثر بوده است.

جهت بررسی تأثیر هر یک از تغییرات مدل در افزایش دقت، ابتدا به مدل سازی دوبعدی با جریان هیدرودینامیکی توسعه‌یافته پرداخته شد. سپس جریان دوبعدی و در حال توسعه فرض شد و در آخر نتایج با مدل سازی سه بعدی و جریان‌های در حال توسعه مقایسه گردید. جدول 3 دقت مدل در شرایط مختلف را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشهود است هر سه تغییر نسبت به مدل‌های پیشین شامل: (1) حل سه بعدی مدل (2) جریان در حال توسعه و (3) شرط مرزی ارتقاء یافته بر روی دیواره به افزایش دقت مدل کمک کرده و تأثیرگذار بوده‌اند. بیشترین اثرگذاری بر دقت مدل مربوط به اصلاح شرط مرزی بر روی دیواره است. با اصلاح این شرط، دما و نسبت رطوبت بر روی دیواره براساس حل هم‌زمان معادلات کوپل شده حاصل می‌گردد که در توزیع دما و نسبت رطوبت در کل سیستم بسیار مؤثر است. کمترین اثر به واسطه ساختار جریان مخالف سیستم مربوط به حل سه بعدی معادلات حاکم بر سیستم است. با توجه به پیچیدگی بیشتر و افزایش قابل توجه حجم محاسبات در حل سه بعدی سیستم برای مسائلی مانند بهینه‌سازی که نیازمند فراخوانی مکرر مدل می‌باشند می‌توان از مدل دوبعدی توسعه یافته استفاده نمود.

5-2- نتایج عددی

براساس "شکل 2"، نتایج بر روی صفحه $z = c$ نمایش داده شده است که به دلیل تقارن موجود، صفحه مرکزی سیستم سرمایش است. "شکل 7 (الف)" و "شکل 7 (ب)" کانتور دما و نسبت رطوبت را برای آزمایش 3

¹ Hot-wire anemometer

² Type-k thermocouple

جدول 3 خطای مدل با فرضیات مختلف

Table 3 Model's error under different assumptions		
فرضیات	متوسط خطای مدل براساس آزمایش های	بیشینه خطای مدل براساس آزمایش های
	جدول 2 (%)	جدول 2 (%)
مدل دوبعدی با جریان کاملاً توسعه یافته [9]	2.35	6
مدل دوبعدی با جریان توسعه یافته هیدرودینامیکی و در حال توسعه حرارتی	1.84	5.16
مدل دوبعدی با جریان در حال توسعه هیدرودینامیکی و حرارتی	1.61	3.6
مدل سه بعدی با جریان در حال توسعه هیدرودینامیکی و حرارتی	1.27	3.32

انتظار می رود روند افت فشار در جریان آرام و داخلی ثابت بوده و متناسب با دبی است. چون کانال عرضه دبی بالاتری نسبت کانال خروجی دارد افت فشار بیشتری نیز خواهد داشت. توزیع سرعت در "شکل 7 (د)" نمایش داده شده است. پروفیل سرعت بعد از حدوداً طی 200 mm ثابت شده در نتیجه طول ورودی هیدرودینامیکی حدوداً 16.6% کل طول کانال است.

"شکل 8 (الف)" دما و شار حرارتی را در دو طرف دیواره جداکننده مطابق "شکل 2" در محل تلاقی دو صفحه $z = c$ و $y = b$ را نمایش می دهد. اختلاف دما به دلیل مقاومت حرارتی دیواره است. مقدار مثبت و منفی شار حرارتی به معنای دریافت و خروج گرماست. در ابتدای کانال خروجی شار در هر دو کانال منفی است که به دلیل نرخ تبخیر بالا، گرما از هر دو کانال گرفته شده است و در ادامه هوای کانال خروجی (شار مثبت) هوای کانال عرضه (شار منفی) را خنک می نماید.

نسبت رطوبت و انتقال جرم در امتداد مرز کانال خروجی در "شکل 8 (ب)" نمایش داده شده است. نسبت رطوبت تعادلی در محل تماس هوا با آب تابعی از دما است. در ابتدای کانال خروجی به دلیل اختلاف نسبت رطوبت تعادلی و هوای ورودی، شار جرمی بالا است و دما افت شدید داشته که منجر به پایین بودن نسبت رطوبت می شود. در ادامه افزایش دمای هوای خروجی، نسبت رطوبت تعادلی را افزایش داده که اثر منفی افزایش نسبت رطوبت هوا بر نرخ تبخیر را جبران می نماید. به عبارت دیگر هوای کانال خروجی با حرکت در امتداد کانال و دریافت رطوبت از آب موجود بر روی دیواره به تدریج اشباع می شود اما افزایش دمایی که در این کانال به واسطه سرد کردن کانال مجاور حاصل می گردد نسبت رطوبت تعادلی بر روی دیواره را افزایش داده که نتیجه آن امکان ادامه تبخیر سطحی است. در انتهای کانال خروجی به دلیل افزایش دما، نسبت رطوبت تعادلی افزایش یافته که نتیجه آن افزایش شار جرمی است. همچنین "شکل 8 (الف)" و "شکل 8 (ب)" نشان می دهند فرض شرط مرزی دما ثابت و یا شار ثابت که پیش تر در بسیاری از پژوهش ها بر روی دیواره جداکننده در نظر گرفته می شد دقیق نبوده است.

عدد نوسلت و شروود مطابق رابطه (25) و (26) نسبت انتقال حرارت و جرم جابجایی به هدایتی می باشند. همان طور که در "شکل 9" نمایش داده شده است در منطقه ورودی کانال ها به واسطه در حال توسعه بودن جریان ها، نوسلت و شروود مقادیر بیشتری دارند و با توسعه یافتن جریان ها این مقادیر کاهش یافته و تقریباً ثابت می مانند. عدد نوسلت برای کانال عرضه پس از طی 200 mm (16.6% کل طول کانال) به 8 میل نموده و عدد شروود برای کانال خروجی پس از طی 150 mm (12.5% کل طول کانال) به عدد 7.86 می رسد.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (25)$$

$$Sh = \frac{h_m D_h}{D} \quad (26)$$

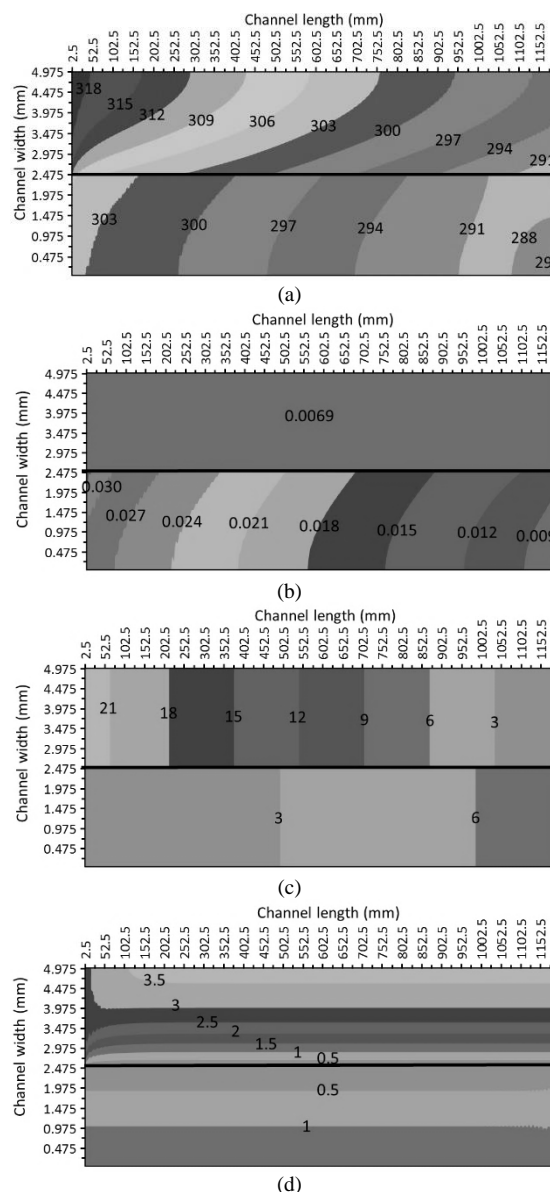


Fig. 7 Contours on calculation domain a) Temperature (K) b) Humidity ratio (kg/kg) c) Pressure (m²/s²) d) Velocity (m/s)

شکل 7 کانتور بر روی دامنه محاسباتی (الف) دما (ب) نسبت رطوبت (kg/kg) (ج) فشار (m²/s²) (د) سرعت (m/s)

تعادلی در دیواره افزایش می یابد و اختلاف بیشتر نسبت رطوبت موجب افزایش نرخ تبخیر و نسبت رطوبت هوای خروجی می شود (مطابق "شکل 7 (ب)"). به دلیل همین تبخیر افزایش دمای هوای خروجی کانال تر، کمتر است. "شکل 7 (ج)" کانتور فشار در سیستم را نمایش می دهد. همان طور که

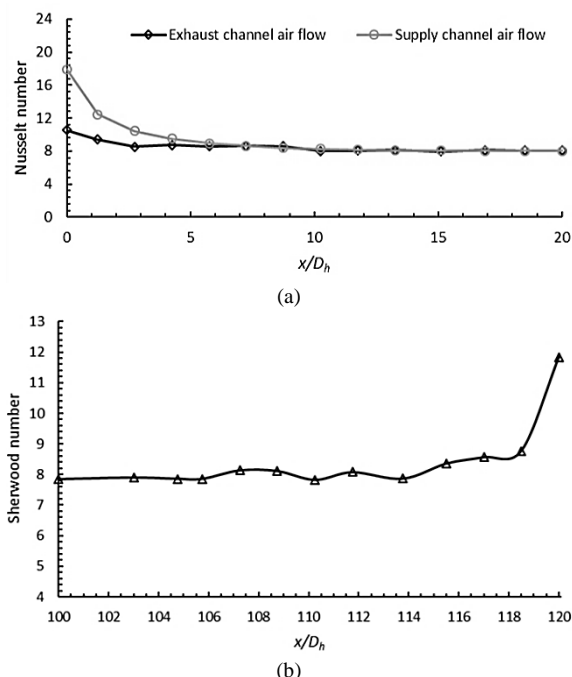


Fig. 9 Parameters of the two streams a) Nusselt number b) Sherwood number

شکل 9 مشخصات جریان‌ها (الف) عدد نوسلت (ب) عدد شرود

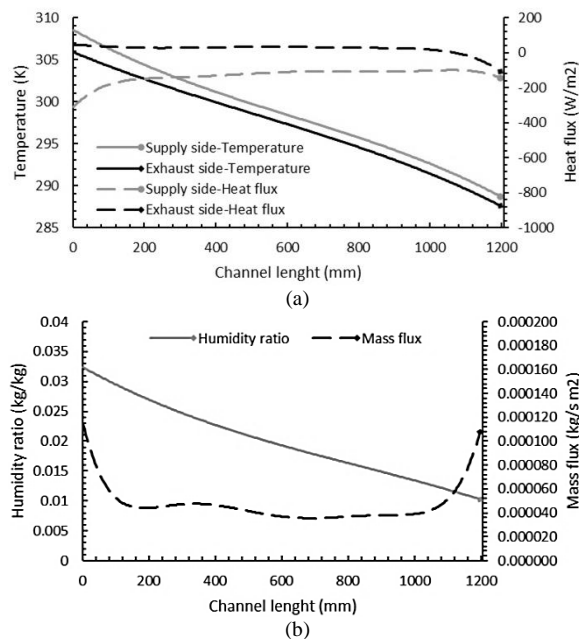


Fig. 8 Distribution of parameters on the separating wall a) Temperature and heat flux b) Humidity ratio and mass flux

شکل 8 توزیع بر روی دیواره جداکننده (الف) دما و شار حرارتی (ب) نسبت رطوبت و شار جرمی

3-3-5- آنالیز پارامتریک

با بررسی تأثیر تغییر پارامترها درک بهتری نسبت به عملکرد سیستم حاصل می‌گردد. بنابراین در این بخش به آنالیز پارامتریک سیستم نقطه شبنمی پرداخته می‌شود. کارایی نقطه شبنمی¹ همان‌طور که در (27) تعریف شده است نسبت تغییر دمای واقعی هوای عرضه به اختلاف دمای خشک و دمای شبنم هوای محیط است. در حالت ایده آل دمای عرضه سیستم نقطه شبنمی به دمای شبنم هوای محیط می‌رسد. بنابراین کارایی نقطه شبنمی معیار بسیار مناسبی برای بررسی وضعیت سیستم است که به نوعی اختلاف بین سیستم موجود و حالت ایده آل را نمایش می‌دهد. دمای عرضه نیز خود به تنهایی می‌تواند معیاری برای قضاوت بر عملکرد سیستم باشد. همچنین ظرفیت سرمایشی و ضریب عملکرد² به عنوان متداول ترین معیارها در سیستم‌های سرمایشی در این بخش مورد بررسی قرار گرفته‌اند. همان‌طور که در (29) نشان داده شده است ضریب عملکرد نسبت ظرفیت سرمایشی به توان مصرفی سیستم است. مطابق (30) توان مصرفی سیستم به دو بخش توان مصرفی فن برای جبران افت فشار جریان هوا در دو کانال و توان مصرفی پمپ آب برای تأمین آب مصرفی تقسیم می‌شود. تغییر پارامترهای مورد بررسی تنها بر عملکرد فن تأثیر دارند، بجای ضریب عملکرد تأثیر تغییرات بر افت فشار بررسی می‌گردد.

$$\varepsilon_{dp} = \frac{T_{ab,s,i} - T_{ab,s,o}}{T_{ab,am} - T_{dp,am}} \quad (27)$$

$$Ca = \dot{m}_s(1-r)c_p(T_{s,in} - T_{s,out}) \quad (28)$$

$$COP = \frac{Ca}{P_w} \quad (29)$$

$$P_w = P_{wf} + P_{wp} \quad (30)$$

¹ Dew-point effectiveness

² Coefficient of performance

از آنجایی که ظرفیت سرمایشی به عنوان معیاری جدا در نظر گرفته شده است و پارامترهایی که بر عملکرد سیستم نقطه شبنمی مؤثرند عبارتند از: (الف) سرعت هوای ورودی (ب) نسبت هوای برگشتی (ج) ضخامت کانال (د) طول کانال. در این بخش تأثیر تغییر پارامترهای مذکور بر دمای عرضه، کارایی نقطه شبنمی، ظرفیت سرمایشی و افت فشار بررسی می‌شود. حالت اولیه متغیرها مطابق با جدول 1 و تست 3 جدول 2 است.

3-3-5-1- سرعت هوای ورودی

"شکل 10" عملکرد سیستم در سرعت‌های مختلف هوای ورودی را نمایش می‌دهد. درحالی که $T_{s,in} = 34$ (°C) و $\omega_{s,in} = 0.0112$ (kg kg⁻¹) می‌باشند. افزایش سرعت هوای ورودی، دبی هوای عرضه را افزایش می‌دهد. به عبارت دیگر با افزایش سرعت هوای ورودی، بدون افزایش هزینه به واسطه افزایش ابعاد سیستم، ظرفیت سرمایشی افزایش می‌یابد. اما افزایش افت فشار تنها اثر منفی آن نیست. دمای عرضه افزایش پیدا کرده و کارایی نقطه شبنمی کاهش می‌یابد. همچنین مطابق "شکل 10" با افزایش سرعت که نتیجه آن افزایش طول ورودی است اختلاف مدل ریانگولایکول و همکاران [9] که جریان را توسعه یافته فرض نموده بود و مدل حاضر افزایش می‌یابد.

3-3-5-2- نسبت هوای برگشتی

تأثیر نسبت‌های مختلف هوای برگشتی بر روی دمای عرضه، کارایی نقطه شبنمی، ظرفیت سرمایشی و افت فشار برای $T_{s,in} = 35$ (°C) و $\omega_{s,in} = 0.00857$ (kg kg⁻¹) در "شکل 11" نمایش داده شده است. نسبت‌های بالاتر هوای برگشتی کارایی نقطه شبنمی را افزایش و دمای عرضه را کاهش می‌دهد. دلیل این امر افزایش پتانسیل تبخیر در کانال تر می‌باشد. اما باید کاهش دبی عرضه (کاهش ظرفیت سرمایشی) که با افزایش نسبت هوای برگشتی رخ می‌دهد را نیز در نظر گرفت. در "شکل 11 (الف)" زمانی که

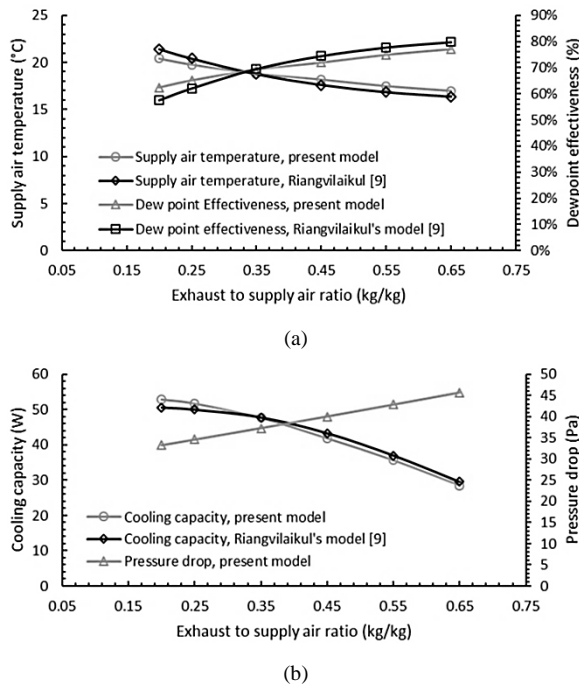


Fig. 11 Effects of the return to intake ratio on: a) Supply air temperature and dew-point effectiveness b) Cooling capacity and pressure drop

شکل 11 تأثیر نسبت هوای برگشتی بر (الف) دمای عرضه و کارایی نقطه شبی (ب) ظرفیت سرمایشی و افت فشار

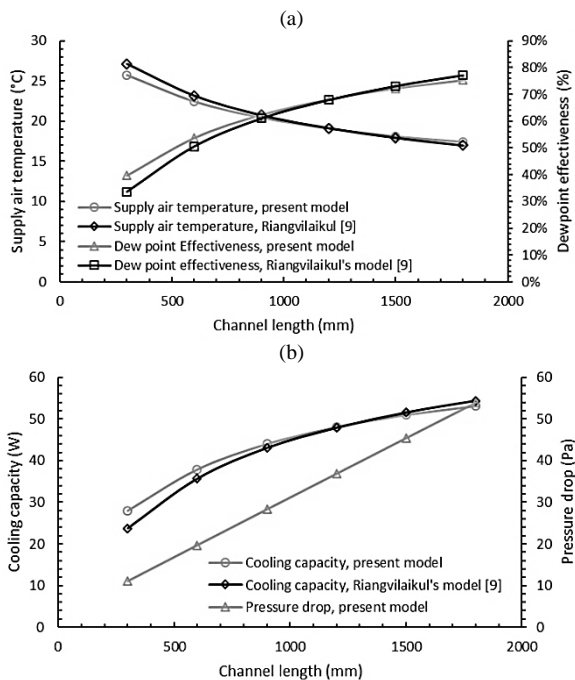


Fig. 12 Effects of the channel length on: a) Supply air temperature and dew-point effectiveness b) Cooling capacity and pressure drop

شکل 12 تأثیر طول کانال بر (الف) دمای عرضه و کارایی نقطه شبی (ب) ظرفیت سرمایشی و افت فشار

ممکن است با کاهش ضخامت سیستم به تعادل گرمی حرارتی برسد. به عبارت دیگر با کاهش ضخامت و انتقال جرم مناسب حاصل از آن، در کانال هوای خروجی، هوا اشباع شده و دیگر امکان دریافت و حفظ رطوبت را نداشته

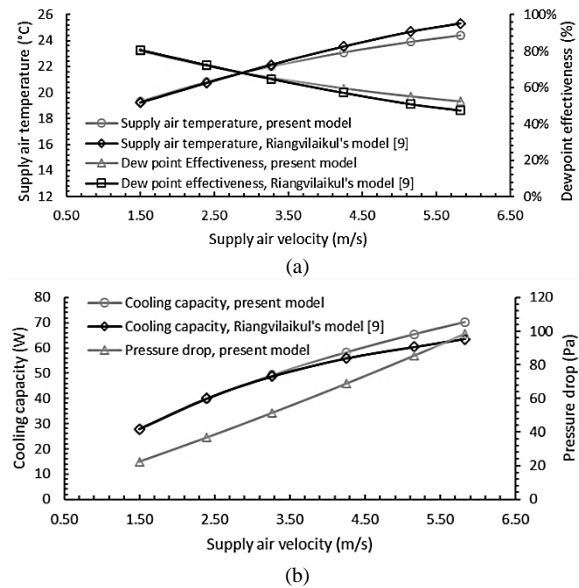


Fig. 10 Effects of the inlet air velocities on: a) Supply air temperature and dew-point effectiveness b) Cooling capacity and pressure drop

شکل 10 تأثیر سرعت هوای ورودی بر (الف) دمای عرضه و کارایی نقطه شبی (ب) ظرفیت سرمایشی و افت فشار

نسبت از 35.0 بیشتر می شود شیب کاهش یافته درحالی که در "شکل 11 (ب)" شیب بیشتر شده است. بنابراین نسبت کمتر از 35.0 برای این سیستم می تواند مناسب باشد.

3-3-5 طول کانال

"شکل 12 (الف)" رابطه بین طول کانال با دمای عرضه و کارایی نقطه شبی را برای شرایط ورودی $T_{s,in} = 35$ (°C) و $\omega_{s,in} = 0.00857$ (kg kg⁻¹) نشان می دهد. می توان نتیجه گرفت دمای عرضه با افزایش طول کانال کاهش یافته و کارایی نقطه شبی افزایش می یابد. دلیل این امر می تواند افزایش سطح و زمان انتقال حرارت با افزایش طول کانال باشد. اما افزایش طول کانال به معنی افزایش هزینه اولیه و افت فشار نیز می باشد (شکل 12 (ب)). براساس "شکل 12 (ب)" ظرفیت سرمایشی سیستم با افزایش طول کانال به دلیل کاهش دمای عرضه، افزایش می یابد. با افزایش طول کانال به بیش از 900 mm نرخ تغییر پارامترهای کاهش یافته و می توان این مقدار را به عنوان مقدار مناسب بیشینه در نظر گرفت. با کاهش طول کانال نسبت طول ورودی به طول کانال کاهش یافته و در نتیجه تأثیر حذف اثر طول ورودی بیشتر خواهد بود که موجب افزایش خطای مدل ریانگویلاکول می شود.

4-3-5 ضخامت کانال

با کاهش ضخامت کانال انتقال جرم و حرارت راحت تر صورت می پذیرد. همان طور که در "شکل 13 (الف)" مشاهده می شود کاهش ضخامت کانال موجب افزایش کارایی نقطه شبی و کاهش دمای عرضه می شود. در "شکل 13 (ب)" برای $T_{s,in} = 35$ (°C) و $\omega_{s,in} = 0.00857$ (kg kg⁻¹) کاهش ضخامت کانال به کمتر از 4 mm افت فشار را به شدت افزایش می دهد همچنین ظرفیت سرمایشی را به دلیل کاهش دبی کاهش می دهد. می توان نتیجه گرفت ضخامتی بین 4 mm و 5 mm می تواند مقداری مناسب با توجه به تغییرات شیب در "شکل 13" باشد.

یافت. بررسی نتایج نشان داد فرض ساده کننده شار ثابت و یا دما ثابت بر روی دیواره دقیق نمی باشد و در واقع شار و دما بر روی دیواره جداکننده سیستم متغیر است. عدد نوسلت و شروود در منطقه ورودی کانالها مقادیر بیشتری دارند و با توسعه یافتن جریانها این مقادیر کاهش یافته و تقریباً ثابت میمانند. محاسبه شرط مرزی واقعی بر روی دیواره بیشترین تأثیر در افزایش دقت را داشته است درحالی که حل سه بعدی سیستم با توجه به ساختار جریان مخالف سیستم تأثیر کمتری نشان داد.

آنالیز پارامتریک سیستم نشان داد کاهش سرعت هوای ورودی و افزایش نسبت هوای برگشتی عملکرد سیستم سرمایش را به قیمت کاهش ظرفیت سرمایشی بهبود میبخشد. کاهش نسبت ضخامت به طول کانال منجر به کاهش دمای عرضه و افزایش کارایی نقطه شبی می شود اگرچه افزایش افت فشار و هزینه اولیه را به همراه خواهد داشت. همچنین مشخص شد با کاهش طول کانال، ضخامت کانال و افزایش سرعت، به دلیل افزایش طول ورودی کانالها و عدم توانایی مدل های پیشین در پیش بینی وقوع تعادل حرارتی و جرمی سیستم، خطای آنها نسبت به مدل حاضر افزایش می یابد.

7- فهرست علائم

b	نیمی از ضخامت کانال (m)
c	نیمی از عرض کانال (m)
Ca	ظرفیت سرمایشی (W)
c_p	ظرفیت گرمایی ویژه ($J kg^{-1} K^{-1}$)
COP	ضریب عملکرد
D	ضریب نفوذ ($m^2 s^{-1}$)
D_h	قطر هیدرولیک (m)
h_{fg}	گرمای نهان تبخیر ($J kg^{-1}$)
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی ($W m^{-2} K^{-1}$)
h_m	ضریب انتقال جرم ($m s^{-1}$)
k	ضریب انتقال حرارت هدایتی ($W m^{-1} K^{-1}$)
L	طول کانال (m)
\dot{m}	دبی جرمی ($kg s^{-1}$)
Nu	عدد نوسلت
P	فشار (Pa)
P_w	مصرف برق (W)
\dot{q}	شار حرارتی ($W m^{-2}$)
r	نسبت هوای برگشتی
Sh	عدد شروود
T	دما (K)
u	سرعت در جهت x ($m s^{-1}$)
v	سرعت در جهت y ($m s^{-1}$)
W	عرض کانال (m)
x, y	مختصات (m)

سمبل های یونانی

δ	ضخامت کانال (m)
μ	لزجت دینامیکی (Pa s)
ε	کارایی
ρ	چگالی ($kg m^{-3}$)
σ	ضخامت دیواره (m)

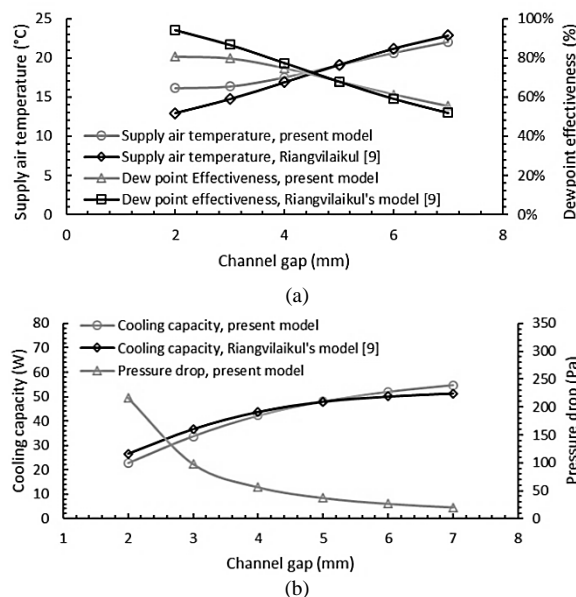


Fig. 13 Effects of the channel gap on: a) Supply air temperature and dew-point effectiveness b) Cooling capacity and pressure drop

شکل 13 تأثیر ضخامت کانال بر الف) دمای عرضه و کارایی نقطه شبی ب) ظرفیت سرمایشی و افت فشار

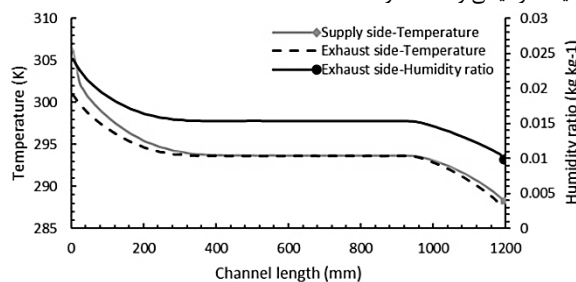


Fig. 14 Temperature and humidity ratio on both sides of separating wall ($\delta=2mm$)

شکل 14 توزیع دما و نسبت رطوبت در دو طرف دیواره جداکننده با ضخامت کانال ($\delta=2mm$)

باشد. در نتیجه فرآیند تبخیر سطحی متوقف و پس از مدتی دمای دو کانال یکسان شده و انتقال حرارتی نیز نخواهد بود. "شکل 14" نشان می دهد برای ضخامت 2 mm این اتفاق در سیستم افتاده و سیستم به تعادل رسیده است. پس از نقطه تعادل به واسطه عدم وجود اختلاف دما و نسبت رطوبت شار حرارتی و جرمی برابر با صفر است. در این شرایط شار جرمی و حرارتی در کل طول کانال تغییرات زیادی داشته و مدل هایی که با فرض شار ثابت توسعه یافته اند قابلیت تخمین دقیق را از دست می دهند. به همین دلیل مطابق "شکل 13" اختلاف بین مدل توسعه یافته در مقاله حاضر و مدل توسعه یافته توسط ریانگیولایکول و همکاران [9] که براساس فرض شار ثابت بر روی دیواره در طول کانال توسعه یافته است با کاهش ضخامت کانال، افزایش می یابد.

6- نتیجه گیری

در این مقاله به توسعه مدل عددی سیستم سرمایش تبخیری نقطه شبی پرداخته شد. در مدل حاضر با در نظر گرفتن سه تغییر اساسی (1) مدل سازی سه بعدی سیستم (2) در نظر گرفتن شرط مرزی واقعی بر روی دیواره جداکننده و (3) در نظر گرفتن اثر طول ورودی هیدرودینامیکی، حرارتی و جرمی نسبت به مدل های پیشین، خطای بیشینه از $\pm 6\%$ به $\pm 3.3\%$ کاهش

- computational evaluation of a Maisotsenko evaporative cooler at Greek climate, *Energy and Buildings*, Vol. 70, No. 1, pp. 497-506, 2014.
- [9] B. Riangvilaikul, S. Kumar, Numerical study of a novel dew point evaporative cooling system, *Energy and Buildings*, Vol. 42, No. 11, pp. 2241-2250, 2010.
- [10] J. Woods, E. Kozubal, A desiccant-enhanced evaporative air conditioner: Numerical model and experiments, *Energy Conversion and Management*, Vol. 65, No. 1, pp. 208-220, 2013.
- [11] A. Hasan, Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 16, pp. 2460-2468, 2010.
- [12] X. Zhao, J. M. Li, S. B. Riffat, Numerical study of a novel counter-flow heat and mass exchanger for dew point evaporative cooling, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 14-15, pp. 1942-1951, 2008.
- [13] C. Zhan, X. Zhao, S. Smith, S. B. Riffat, Numerical study of a M-cycle cross-flow heat exchanger for indirect evaporative cooling, *Building and Environment*, Vol. 46, No. 3, pp. 657-668, 2011.
- [14] M. Jradi, S. Riffat, Experimental and numerical investigation of a dew-point cooling system for thermal comfort in buildings, *Applied Energy*, Vol. 132, No. 1, pp. 524-535, 2014.
- [15] J. Lin, K. Thu, T. D. Bui, R. Z. Wang, K. C. Ng, K. J. Chua, Study on dew point evaporative cooling system with counter-flow configuration, *Energy Conversion and Management*, Vol. 109, No. 1, pp. 153-165, 2016.
- [16] Z. Duan, *Investigation of a Novel Dew Point Indirect Evaporative Air Conditioning System for Buildings*, Thesis, University of Nottingham, 2011.
- [17] W. Gao, W. Worek, V. Konduru, K. Adensin, Numerical study on performance of a desiccant cooling system with indirect evaporative cooler, *Energy and Buildings*, Vol. 86, No. 1, pp. 16-24, 2015.
- [18] R. K. Shah, A. L. London, *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*, pp. 53-71, New York: Academic Press Inc., 1978.
- [19] W. M. Kays, M. E. Crawford, *Convective Heat and Mass Transfer*, pp. 48-63, New York: McGraw-Hill, 1990.
- [20] S. M. Huang, L. Z. Zhang, K. Tang, L. X. Pei, Fluid flow and heat mass transfer in membrane parallel-plates channels used for liquid desiccant air dehumidification, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, No. 9, pp. 2571-2580, 2012.
- [21] Y. A. Cengel, *Heat Transfer a Practical Approach*, pp. 422-423, New York: McGraw-Hill, 2003.
- [22] X. U. Junzeng, W. E. I. Qi, P. Shizhang, Y. U. Yanmei, Error of saturation vapor pressure calculated by different formulas and its effect on calculation of reference evapotranspiration in high latitude cold region, *Procedia Engineering*, Vol. 28, No. 1, pp. 43-48, 2012.
- [23] H. K. Versteeg, W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics, the finite volume method*, Second ed, pp. 193-196, United Kingdom: Pearson Education Limited, 2007.

نسبت رطوبت (kg kg-1) ω

زیر نویس ها

هوآ	a
محیط	am
حباب خشک	db
حباب تر	dp
کانال خروجی	e
فن	f
ورودی	i
خروجی	o
پمپ	p
کانال عرضه	s
دیواره	w
بخار آب	Wv

8- مراجع

- [1] Z. Duan, C. Zhan, X. Zhang, M. Mustafa, X. Zhao, B. Alimohammadisagvand, A. Hasan, Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 16, No. 9, pp. 6823-6850, 2012.
- [2] C. Zhan, Z. Duan, X. Zhao, S. Smith, H. Jin, S. Riffat, Comparative study of the performance of the M-cycle counter-flow and cross-flow heat exchangers for indirect evaporative cooling-paving the path toward sustainable cooling of buildings, *Energy*, Vol. 36, No. 12, pp. 6790-6805, 2011.
- [3] C. Q. Ren, M. Tu, H. H. Wang, An analytical model for heat and mass transfer processes in internally cooled or heated liquid desiccant-air contact units, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, No. 17, pp. 3545-3555, 2007.
- [4] P. M. Cuce, S. Riffat, A state of the art review of evaporative cooling systems for building applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 54, No. 1, pp. 1240-1249, 2016.
- [5] H. Caliskan, I. Dincer, A. Hepbasli, Exergoeconomic, enviroeconomic and sustainability analyses of a novel air cooler, *Energy and Buildings*, Vol. 55, No. 1, pp. 747-756, 2012.
- [6] F. Bruno, On-site experimental testing of a novel dew point evaporative cooler, *Energy and Buildings*, Vol. 43, No. 12, pp. 3475-3483, 2011.
- [7] B. Riangvilaikul, S. Kumar, An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system, *Energy and Buildings*, Vol. 42, No. 5, pp. 637-644, 2010.
- [8] E. D. Rogdakis, I. P. Koronaki, D. N. Tertipis, Experimental and