*بررسی آزمایشگاهی تغییر اندازه دریچه‌های ورودی سیستم‌های سرمایش تبخیری بر راندمان و مصرف آب*

***سیف‌الله سعدالدین 1؛ الیاس توزنده جانی 2؛ پدارام علمداری 2***

*1 استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه سمنان*

2 دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه سمنان

\* سمنان، صندوق پستی 35131-19111، s\_sadodin@semnan.ac.ir

چکیده

سیستم سرمایش تبخیری مستقیم، سیستمی ارزان‌قیمت برای فراهم آوردن آسایش حرارتی در مناطق گرم و خشک است. بنابراین تلاش برای افزایش راندمان این سیستم‌ها امری ضروری است. پارامترهای بسیاری مانند ضخامت پد سرمایش تبخیری، دمای آب موجود در فرآیند سرمایش تبخیری بر راندمان سیستم‌های سرمایش تبخیری تأثیر دارند. دبی هوای ورودی به‌عنوان یکی از مهم‌ترین پارامترهای تأثیرگذار بر راندمان سیستم‌های سرمایش تبخیری قلمداد می‌شود. پارامترهایی همچون سرعت، چگالی و مساحت مقطع ورودی هوا، تعیین‌کننده دبی جرمی هستند که می‌توان با تغییر و کنترل آن‌ها به راندمان مطلوب در سیستم‌های سرمایش تبخیری دست‌یافت. در این پژوهش تأثیر مقاطع ورودی هوا و به‌تبع آن دبی هوای ورودی بر سیستم سرمایش تبخیری مستقیم بررسی‌شده است. بدین منظور با تغییر مقطع هوای ورودی در کولرهای ترموپلاست از 400 میلی‌متر مربع به 2000 مترمربع نحوه تأثیر این پارامتر بر راندمان سیستم‌های سرمایش تبخیری مستقیم در شهر سمنان پرداخته‌شده است. با افزایش اندازه دریچه کولر ترمو پلاست توان مصرفی 16 وات و راندمان اشباع 85.985% افزایش می‌یابد. دمای هوای خشک خروجی به دلیل افزایش سطح تماس آب‌وهوا با افزایش مساحت ورودی کاهش می‌یابد.

**کلیدواژگان**

کولر ترموپلاست**،** دریچه‌های ورودی کولر، مصرف آب، توان مصرفی، راندمان اشباع

Experimental Investigation of Inlet Valve Resizing on Evaporative Cooling Systems on Water Efficiency and Consumption

Seyfolah Saedodin1, Elias Toozandeh jani2, Pedram Alamdari2

1- Department of Mechanical Engineering, Semnan University, Semnan, Iran.

2- Department of Mechanical Engineering, Semnan University, Semnan, Iran.

\* P.O.B. 35131-19111  Semnan, Iran, s\_sadodin@semnan.ac.ir

Abstract

The direct evaporative cooling system is considered as an inexpensive tool for providing thermal comfort in hot and dry climates. Therefore, efforting to increase the efficiency of these systems is essential. Many parameters such as the thickness of the evaporative cooling pad, the water temperature in the evaporative cooling process affect the efficiency of the evaporative cooling systems. Inlet airflow is considered as one of the most important parameters affecting the efficiency of evaporative cooling systems. Parameters such as velocity, density, and area of the inlet section determine the mass flow rate which can be achieved by changing and controlling the optimum efficiency in evaporative cooling systems. In this study, the effect of air inlet sections and consequently inlet airflow on direct evaporative cooling system is investigated. For this purpose, the effect of this parameter on the efficiency of direct evaporative cooling systems in Semnan has been studied by changing the inlet area of air in thermoplastic coolers from 400 mm2 to 2000 mm2. As the inlet of air in thermoplastic cooler increases, the power consumption of 16 watts and saturation efficiency increase by 85.985%. Outlet dry air temperature decreases with increasing inlet area due to increased contact surface area between air and water.

Keyword

thermoplastic cooler, Cooler inlet duct, Water consumption, Power, Saturation efficiency

1. مقدمه

منطقه وسیعی از ایران در اقلیم آب‌وهوای خشک و نیمه‌خشک قرار دارد. کولرهای آبی در این نوع اقلیم‌ها بازده بهتری نسبت به دیگر سیستم‌های سرمایشی دارند. کشور ایران در مقابل بلای طبیعی به نام خشکسالی آسیب‌پذیر است، روستاییان به ‌ویژه کشاورزان درخطر آسیب‌های ناشی از خشکسالی قرار دارند. کشاورزی منبع اصلی معیشت 2.5 میلیارد انسانی است که در کشورهای درحال‌توسعه در روستاها ساکن هستند. همچنین پایه اصلی اقتصاد بیشتر کشورهای درحال‌توسعه کشاورزی می‌باشد. [1].

در تابستان کمبود منابع آبی در کشور بیشتر از هر زمان دیگری احساس می‌شود. با بهینه‌سازی اندازه دریچه‌ها، مقدار آب مصرفی در کولرهای آبی قابل‌کنترل کردن است.

سوهانی و همکاران [2] به بررسی مصرف آب و برق در سیستم‌های تبخیری پرداختند. آن‌ها دریافتند که افزایش ضخامت پد باعث کاهش سرعت هوای ورودی و افزایش راندمان و افزایش مصرف برق و آب می‌گردد.

کامپانی و همکاران[3] آسایش حرارتی را در شبه‌جزیره ایبرین مورد بررسی قراردادند. آن‌ها راندمان تهویه مطبوع مستقیم و سرمایش تبخیری در ماه اوت را به ترتیب 27 و 40 درصد تقاضا برای خنک کاری ارزیابی کردند. آن‌ها همچنین نشان دادند که عدم تقارن آسایش حرارتی بین شمال و جنوب جزیره وجود دارد و سرمایش تبخیری در شمال جزیره عملکرد بهتری دارد. کواواویچ و همکاران[4] با نرم‌افزار MATLAB به مدل‌سازی سیستم تبخیری پرداختند. مدل آن‌ها قادر به محاسبه دمای هوای خروجی از پد با خطای حداکثر 1.33% نسبت به دادهای تجربی می‌باشد. آن‌ها صفحاتی تبخیری از جنس آلومینیم را به شکل موازی ساختند. همچنین آن‌ها نشان دادند که دمای هوای خشک ورودی با میزان مصرف آب به‌صورت خطی افزایش می‌یابد. یویان و چن[5] کلیه عوامل برگشت‌ناپذیری از دیدگاه انتقال حرارت و جرم را در سیستم‌های تبخیری موردمطالعه قراردادند. آن‌ها با استفاده از برج‌های خنک‌کننده تعیین کردند که میزان گردش آب پارامتر مهمی در مبدل‌های حرارتی آب‌وهوا می‌باشد. دسوکی و همکاران [6] در کویت آزمایش‌هایی را به کمک سیستم تهویه مطبوع جدیدی انجام دادند. این سیستم ترکیبی از خشک‌سازی هوا و خنک‌کننده تبخیری بود. آن‌ها توانستند در سیستم‌های تبخیری مستقیم دمای هوای خشک به 30 درجه سانتی‌گراد و رطوبت نسبی را 50 درصد برسانند. همچنین در مصرف انرژی برق سالانه 86.2% صرف جویی شد. پروین و همکاران [7] الیاف اکالیپتوس را به‌عنوان صفحات تبخیری انتخاب کردند. از ویژگی‌های الیاف اکالیپتوس موارد ذیل عنوان شد: کم‌هزینه، وزن سبک، طول عمر طولانی، سازگار با محیط‌زیست و ظرفیت جذب بالای آب.

فودا و همکاران [8] در سرعت‌های هوای ورودی به پد سلولزی 2، 2.5 و 3 متر بر ثانیه به مدل‌سازی ریاضی کولرهای آبی پرداختند و سرعت 2.5 متر بر ثانیه را به‌عنوان بهترین سرعت انتخاب کردند.

1. روابط و فرمول‌های ریاضی

*برای نوشتن معادلات سیستم‌های تبخیری مستقیم از فرضیات زیر استفاده می‌شود:*

*1- فرایند رطوبت زنی به‌صورت آدیباتیک*

*2- ضرایب انتقال حرارت و جرم ثابت بوده و خصوصیات حرارتی هوا ثابت است.*

*3- سیستم تبخیری یک‌بعدی*

*4- سطح پد به‌صورت یکنواخت مرطوب می‌شود.*

*5-هوا با یک‌لایه فیلم بسیار نازک آب در تعادل است.*

*6*- *عدد لوئیس برابر یک*

برای درک بهتر روابط ابتدا به بررسی گروه‌های بدون بعد، سپس به معادلات حاکم بر مسئله می‌پردازیم.

2-1- گروه اعداد بدون بعد

عدد رینولدز: نسبت نیروی اینرسی به نیروی لزجتی است.

*Re=*

***عدد ناسلت****: نسبت انتقال حرارت جابجایی به انتقال حرارت هدایتی*

*Nu=* (2)

عدد پرنتل: نسبت ضخامت لایه‌مرزی سرعت به ضخامت لایه‌مرزی گرمایی

*pr=* (3)

**عدد لوئیس**: نسبت نفوذ گرمایی به نفوذ جرمی سیال

Le= (4)

***2-2- پیوستگی***

***پیوستگی هوای خشک***

(5)

***آب تبخیری***

*=* (6)

***نسبت رطوبت***

=0.622 (7)

***2-3-* انتقال حرارت***اصول کار کولرهای آبی بر اساس تبدیل گرمای محسوس به گرمای نهان است که به زبان ریاضی به شکل رابطه(8) بیان می‌گردد*[9]*:*

*(-) d A=d T*  (8)

*از رابطه (8) در بازه مشخصی انتگرال گرفته می‌شود:*

*=*  (9)

*بازده اشباع از دیدگاه انتقال حرارت بر اساس رابطه (10) بیان می‌گردد:*

*=1 -exp*(10)

شکل دیگر رابطه (10) به‌صورت معادله (11) نوشته می‌شود.

(11)

عدد ناسلت در سیستم‌های تبخیری به‌صورت تجربی در رابطه (12) بیان‌شده است:

Nu=0.1 (12)

=(13)

سمت چپ معادله (11) در µ ضرب و تقسیم‌شده است. از رابطه (2) عدد ناسلت در رابطه (11)قرار داده می‌شود و با ساده‌سازی رابطه (14) حاصل می‌گردد.

(14)

سپس عدد ناسلت از رابطه (12) در را بطه (14) قرار داده می‌شود. پس از ساده‌سازی بازده اشباع به‌صورت رابطه (15) بیان می‌گردد:

*(15)*

در رابطه (15) ملاحظه می‌شود که تغییرات عدد رینولدز نسبت به تغییرات عدد پرانتل تأثیر کمتری بر راندمان اشباع دارد. پژوهش‌های کار مارگو و همکاران[10] طی آزمایش‌هایی در برزیل عنوان کردندکه افزایش عدد رینولدز باعث کاهش راندمان اشباع می‌گردد.

3-***روش‌آزمایش***

*آزمایش‌ها در شهر سمنان انجام شده است. کولرترموپلاست با دبی خروجی 3000 فوت مکعب بر دقیقه مورداستفاده قرارگرفته است. قدرت موتور کولر اسب بخار می‌باشد. کولر در دور تند قرار داده می‌شود. ابتدا ورق‌هایی به ضخامت 6 میلی‌متر از جنس پلی کربنات مطابق "شکل 1" سوراخ شده است. اندازه اولین سوراخ مطابق "شکل 1" 20 در 20 میلی‌متر مربع می‌باشد. سپس در هر آزمایش در راستای طول 10 میلی‌متر دیگر بزرگ‌تر می‌گردد. تا درنهایت اندازه سوراخ‌ها در راستای طول به 100 میلی‌متر و در راستای عرض به 20 میلی‌متر می‌رسد. کولر ترموپلاست 3 درب دارد. در هر درب کولر 30 دریچه ساخته می‌شود. در آزمایش دیگری در هر درب 15 دریچه ایجاد می‌شود. کولر در محل مناسب که از قبل تراز شده قرار داده می‌شود. در ابتدا 20 لیتر آب داخل کولرآبی ریخته می‌شود. با هر بار آزمایش مقدار آب جبرانی با بشر اندازه‌گیری و تنظیم می‌شود. قبل از انجام آزمایش پوشال ها به مدت 900 ثانیه در آب غوطه‌ور می‌شوند. تا در این مدت پوشال چوبی از آب اشباع گردد. در فصل تابستان بین ساعت 10 الی 17 آزمایش انجام شد. مدت‌زمان هر آزمایش 30 دقیقه به طول انجامید و هر آزمایش 5 بار تکرار شد. پارامترهایی از قبیل ولتاژ، آمپر، توان مصرفی، آب مصرفی، دمای هوای خشک ورودی و خروجی، رطوبت نسبی ورودی و خروجی اندازه‌گیری شد.*

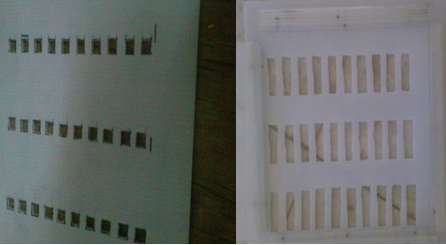
**

Figure. 1 Shape to the Left of the size of the inlets 20 by 20 mm in the thermoplast sheet - The right-hand shape of the inlets is 20 by 80 mm in the thermoplast sheet

شکل 1 شکل سمت چپ اندازه دریچه‌ها 20 در 20 میلی‌متر در ورق ترموپلاست- شکل سمت راست اندازه دریچه‌ها 20 در 80 میلی‌متر در ورق ترموپلاست

4-*نتایج*

*"شکل 2"مصرف آب در دو آزمایش را مقایسه می‌کند. مقدار آب مصرفی در مساحت ورودی 400 میلی‌متر مربع در حالت 15 دریچه در هر درب به میزان 75.84 میلی‌لیتر بر دقیقه و در حالت 30 دریچه در هر درب به میزان 106.67* *میلی‌لیتر بر دقیقه می‌رسد. مقدار آب مصرفی در مساحت کل ورودی 2000 میلی‌متر مربع در حالت 15 دریچه در هر درب به میزان* 107.8 *میلی‌لیتر بر دقیقه و در حالت 30 دریچه در هر درب به میزان* 143.34 *میلی‌لیتر بر دقیقه می‌رسد. با بزرگ‌تر شدن اندازه دریچه‌ها به‌طور میانگین آب مصرفی در حالت 15 دریچه در هر درب تا 42.15% و در حالت 30 دریچه در هر درب تا 34.38% افزایش می‌یابد. معادله (6) نشان‌دهنده این است که افزایش هوادهی باعث افزایش مصرف آب می‌گردد. در محدوده‌ای از اندازه دریچه‌ها، سرعت ورودی به پوشال نسبتاً بالا است. لذا قطرات آب وارد جریان هوا می‌شوند. قطرات آب آسایش حرارتی افراد داخل ساختمان را سلب می‌کنند و همچنین به سیم‌پیچی موتور الکتریکی آسیب می‌رسانند* [11].

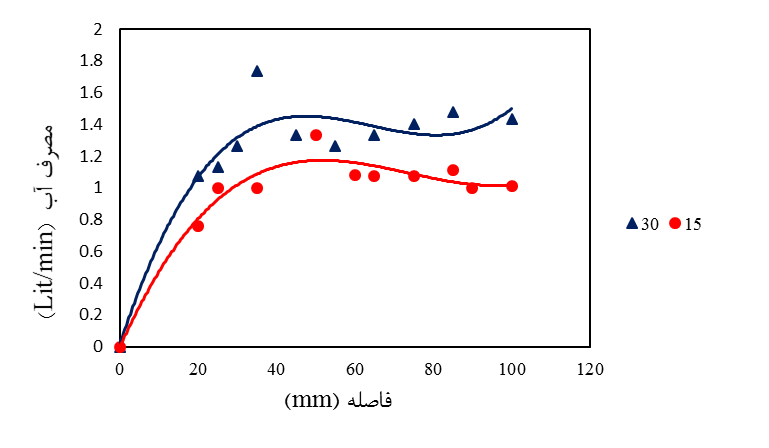
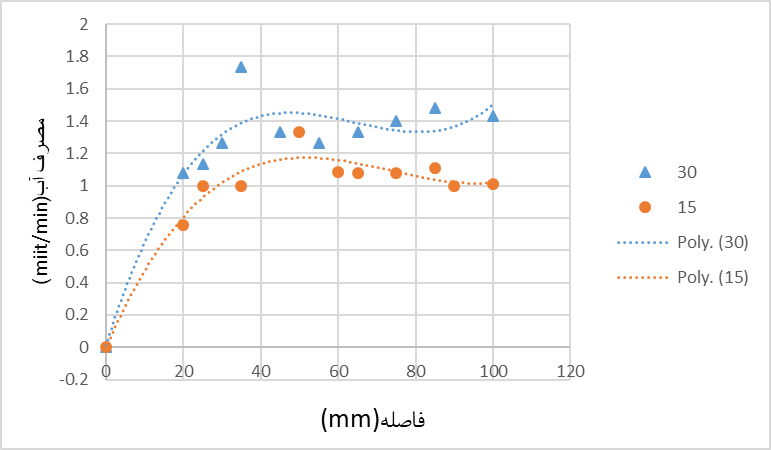
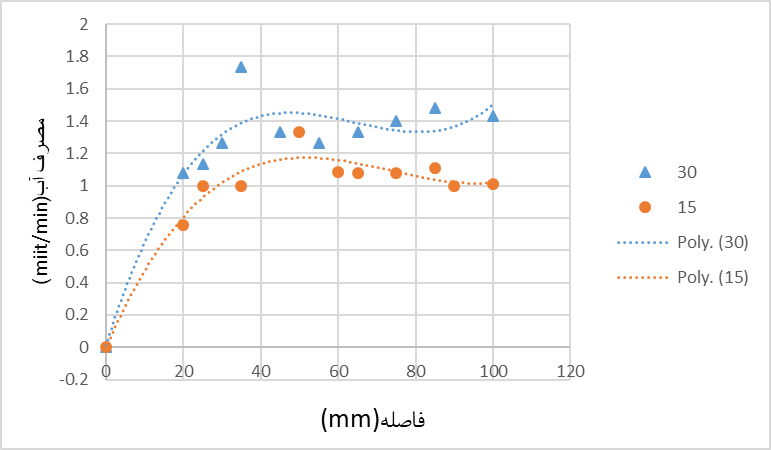
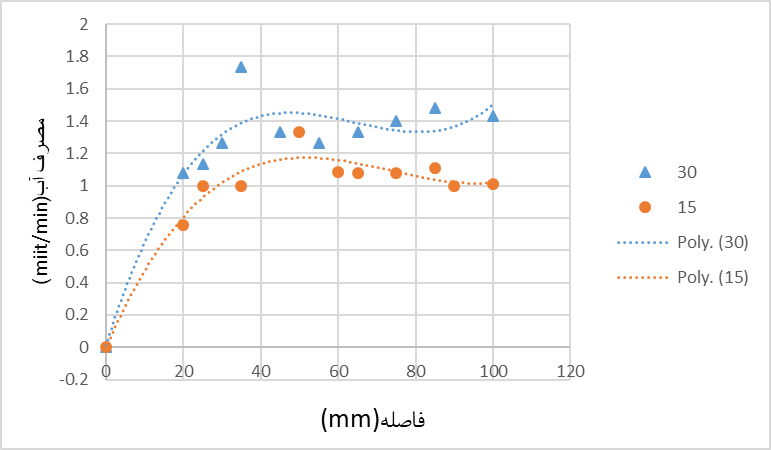
**

Figure .2 changes shows the inlet in the direction of the water in terms of size changes

*شکل 2* میزان تغییرات آب مصرفی برحسب تغییرات اندازه دریچه‌ها در راستای طول

در "شکل 3" تغییرات راندمان اشباع برای دو حالت آزمایش مقایسه می‌شود. ملاحظه می‌شود که در مساحت ورودی 400 میلی‌متر مربع راندمان اشباع در حالت 15 دریچه در هر درب به مقدار 53.47% و در حالت 30 دریچه در هر درب به مقدار 36.05% می‌رسد. در مساحت ورودی 2000 میلی‌متر مربع راندمان اشباع در حالت 15 دریچه در هر درب به مقدار 64.05% و در حالت 30 دریچه در هر درب به مقدار 70.046% می‌رسد. با افزایش اندازه دریچه‌ها حالت 15 دریچه در هر درب به‌طور میانگین 77.66% و حالت 30 دریچه در هر درب به‌طور میانگین%94.31 راندمان اشباع افزایش می‌یابد. با در نظر گرفتن دبی خروجی ثابت و افزایش مساحت ورودی، سرعت ورودی کاهش می‌یابد. بر اساس رابطه (11) با کاهش سرعت ورودی راندمان اشباع افزایش می‌یابد.

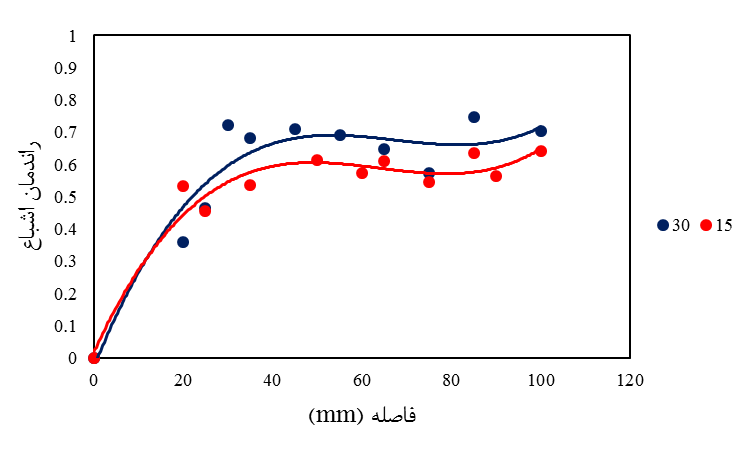


Figure. 3 changes Saturation efficiency in terms of inlet size changes along the length

شکل 3 تغییرات راندمان اشباع برحسب تغییرات اندازه دریچه در راستای طول

در "شکل 4" تغییرات توان مصرفی برای دو حالت آزمایش مقایسه می‌شود. توان مصرفی در مساحت 400 میلی‌متر مربع در حالت 15 دریچه در هر درب به مقدار 193.2 وات و در حالت 30 در هر درب به مقدار 199.69 وات می‌رسد. در مساحت 2000 میلی‌متر مربع در حالت 15 دریچه در هر درب به مقدار 214.83 وات در حالت 30 دریچه در هر درب به مقدار 214.66 وات می‌رسد. به‌طور میانگین اختلاف توان الکتریکی از کوچک ترن دریچه به بزرگ‌ترین دریچه، 16 وات است. به‌طور متوسط ولتاژ متناوب اندازه‌گیری شده 220 ولت می‌باشد.

به‌صورت متوسط در ورودی، دمای هوای خشک به کولر 33 درجه سانتی‌گراد و رطوبت نسبی 10% می‌باشد. با افزایش مساحت ورودی، دمای هوای خشک خروجی به‌طور متوسط از 30 درجه سانتی‌گراد به 19 درجه سانتی‌گراد تغییر می‌کند.

|  |
| --- |
| Figure 4. changes Power consumption in terms of inlet size changes along the length  ­ |
| **شکل 4** تغییرات توان مصرفی برحسب تغییرات اندازه دریچه در راستای طول  **5*-نتیجه‌گیری* و جمع‌بندی**  سرعت هوا در ورودی پوشال پایین می‌باشد. با تغییر در اندازه دریچه‌ها، جریان هوای ورودی به پوشال در ناحیه جریان‌های گذرا قرار می‌گیرد. در این مقاله اندازه دریچه‌ها در راستای طول‌افزایش می‌یابد. با افزایش اندازه دریچه‌ها نتایج به‌صورت زیر بیان‌می گردد.  -1 با افزایش مساحت، راندمان اشباع نیز افزایش می‌یابد.  -2توان مصرفی موتور الکتریکی با کاهش مساحت ورودی، کاهش می‌یابد.  3- مصرف آب به دلیل کاهش مساحت ورودی، کاهش می‌یابد.  **6-تشکر و قدردانی**  از جناب آقای مهندس پایداری، مدیرعامل شرکت سیماب سمنان به دلیل فراهم آوردن شرایط لازم برای ساخت و آزمایش کولر ترموپلاست تشکر و قدردانی می‌شود. |

7-فهرست علایم

|  |  |
| --- | --- |
|  | مساحت (m2) |
|  | ظرفیت گرمای ویژه) |
|  | نفوذپذیری جرمی (m2 s-1) |
|  | ضریب انتقال حرارت جابجایی |
|  | ضریب انتقال حرارت هدایتی |
| Le | عدد لوئیس |
| le | طول مشخصه (m) |
|  | دبی جرمی هوا |
|  | شار جرمی تبخیر شده |
| Nu | عدد ناسلت |
|  | فشار جو (kgm-1s-2) |
|  | فشار بخارآب (kgm-1s-2) |
| Pr | عدد پرنتل |
|  | عدد رینولدز |
|  | دمای هوای خشک ورودی (K) |
|  | دمای هوای خشک خروجی (K) |
|  | دمای هوای مرطوب (K) |
|  | دمای سطح آب (K) |
|  | دمای هوا (K) |
|  | سرعت هوا (ms-1) |
|  | حجم پد (m2) |
|  | سرعت (ms-1) |

علایم یونانی

|  |  |
| --- | --- |
| α | ضریب نفوذ گرمایی m2 s-1)) |
|  | بازده اشباع (%) |
|  | نسبت رطوبتی ( |
|  | لزجت دینامیکی (kgm-1s-1) |
|  | چگالی (kgm-3) |

8-مراجع

[1] M. Keshavarz, H. Maleksaeidi, and E. Karami, Livelihood vulnerability to drought: A case of rural Iran, *International Journal of Disaster Risk Reduction*, vol. 21. pp. 223–230, 2017.

[2] A. Sohani, M. Zabihigivi, M. H. Moradi, H. Sayyaadi, and H. Hasani Balyani, A comprehensive performance investigation of cellulose evaporative cooling pad systems using predictive approaches, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 110, pp. 1589–1608, 2017.

[3 ] H. Campaniço, P. M. M. Soares, P. Hollmuller, and R. M. Cardoso, Climatic cooling potential and building cooling demand savings : High resolution spatiotemporal analysis of direct ventilation and evaporative cooling for the Iberian Peninsula, *Renew. Energy*, vol. 85, pp. 766–776, 2016.

[4] I. Kovačević and M. Sourbron, The numerical model for direct evaporative cooler, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 113, no. November, pp. 8–19, 2017.

[5] F. Yuan and Q. Chen, A global optimization method for evaporative cooling systems based on the entransy theory, *Energy*, vol. 42, no. 1, pp. 181–191, 2012.

[6] H. T. El-Dessouky, H. M. Ettouney, and W. Bouhamra, A Novel Air Conditioning System, *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 78, no. 7, pp. 999–1009, 2000.

[7] P. A. Doğramacı, S. Riffat, G. Gan, and D. Aydın, Energy consumption by human enhanced activities has led to distinctive environmental, *Renew. Energy*, 2018.

[8] A. Fouda and Z. Melikyan, A simpli fi ed model for analysis of heat and mass transfer in a direct evaporative cooler, in *Applied Thermal Engineering*, 2011, vol. 31, no. 5, pp. 932–936.

[9] A. E. Kabeel and M. M. Bassuoni, Modèle théorique simplifié vérifié expérimentalement pour réduire la consommation d’eau d’un refroidisseur évaporatif direct dans les climats secs, *Int. J. Refrig.*, vol. 82, pp. 487–494, 2017.

[10] J. R. Camargo, C. D. Ebinuma, and J. L. Silveira, Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city, *Int. J. Refrig.*, vol. 28, no. 7, pp. 1124–1132, 2005.

[11] J. Watt, *Evaporative Air Conditioning Handbook*, Second Edittion, pp.5-20,New York: Chapman & Hall, 1986

.

.