

## بررسی تجربی و تئوری انتقال جرم و حرارت و بازده سرمایشی در یک کولر آبی تبخیری تولیدی ایران

بهزاد امیدی کاشانی، استادیار گروه مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بیرجند؛ b.kashani@birjand.ac.ir

### چکیده

مشکل کم آبی در کشور از یک طرف و استفاده این وسیله در مناطق وسیعی از کشور از طرف دیگر، دلایل اصلی این تحقیق می باشد. در کار فعلی مشخصات برق مصرفی و اکثر مشخصات ترمودینامیکی مهم دو سیال کارکننده (آب مصرفی و پیوسته اندازه گیری و ثبت شده است. بازده سرمایشی روز به طور منظم و پیوسته اندازه گیری و ثبت شده است. بازده سرمایشی دستگاه بر حسب تعاریف علمی موجود در سطح دنیا و همچنین طبق استانداردهای تدوین شده سازمان ملی استاندارد ایران به صورت عملی و تئوری برای شرایط کاری مختلف (دورهای مختلف موتور کولر) برای ساعات مختلف روز محاسبه شده است. همچنین بر اساس اصول انتقال جرم، آهنگ تبخیر آب به صورت تئوری محاسبه و با مقادیر تجربی حاصله از این کار فعلی مقایسه شده است. ضرایب انتقال حرارت جابجایی  $h_c$  و انتقال جرم  $h_m$  برای پوشال‌های موجود از جنس تراشه‌های چوبی به صورت تئوری محاسبه شده است. شرایط کارکرد کولر کاملاً واقعی و به دور از شرایط صرفاً تحقیقاتی و آزمایشگاهی (سکون) بوده و آزمایش‌ها در ماه‌های تیر و مرداد سال ۱۳۹۳ در شهر بیرجند - خراسان جنوبی انجام شده است. از نتایج عمده این تحقیق می توان به تطابق خوب بین مقادیر تئوری و تجربی بازده‌های سرمایشی و به اختلاف قابل ملاحظه موجود بین مقدار نامی هوادهی با مقدار هوادهی تئوری حاصله از کار فعلی برای کولر مورد نظر اشاره کرد.

### ۱- مقدمه

از کولرهای تبخیری تولیدی ایران همگی از نوع تبخیری مستقیم (DEC) می باشند. عمده پوشال‌های بکار رفته در کولرهای داخل کشور از جنس تراشه‌های چوبی<sup>۱</sup> می باشند. کولرهای آبی با کاربرد خانگی دارای گستره وسیعی از نظر مقدار هوادهی از  $\frac{m^3}{hr}$  ۲۰۰۰ تا  $\frac{m^3}{hr}$  ۱۱۰۰۰ می باشند. عمده این کولرها از یک سایز پمپ سیرکولاسیون آب برای رساندن آب بر بالای سر پوشال‌ها استفاده می کنند. کارهای فراوانی برای افزایش بازده سرمایشی یا عملکردی در این کولرها انجام شده است. از جمله این کارها می توان به موارد زیر اشاره کرد:

- ۱- بررسی فنی و اقتصادی روش‌ها و منابع افزایش کارایی مصرف انرژی در کولرهای آبی [1]
- ۲- استفاده از صفحات سلولزی [2]
- ۳- استفاده از سیستم تبخیری غیر مستقیم (IDEC) [3] و استفاده از وسایل بهبود دهنده فرآیند انتقال حرارت از جمله محیط‌های متخلخل با جنس سرامیکی یا دیگر مواد در این کولرها [4].

به دلایل زیر توجه اصلی در کار فعلی بر روی کولر آبی تبخیری مستقیم با پوشال از جنس تراشه چوبی می باشد:

- از آنجائیکه امکان استفاده از محیط‌های سلولزی مرطوب با توجه به ناصافی و سنگینی آب لوله مصرفی در عمده نقاط کشور وجود نداشته و
  - قیمت بالاتر آنها نسبت به پوشال از جنس تراشه چوبی بالاتر است و عمده مصرف کنندگان از پوشال با جنس تراشه چوبی استفاده می کنند.
- برای تعیین بازده و بار سرمایشی دستگاه، بررسی پارامترهای اصلی موثر بر عملکرد کولر تبخیری آبی لازم می باشد. کاجوهو و همکارانش [5] اثر ضخامت و ارتفاع محیط خیس را در یک نوع کولر آبی مستقیم تبخیری خانگی برای بهینه‌سازی بازده و بار سرمایشی با کمک معادلات انتقال حرارت و جرم بررسی کرده اند. سوهینگ و همکارانش [6] اثر عواملی از قبیل دبی هوای عبوری، دبی آب عبوری (آب سیرکولاسیون) از روی محیط خیس، جنس و ضخامت محیط خیس را بر روی بازده سرمایشی و ضرایب انتقال حرارت و انتقال جرم بررسی کرده اند.

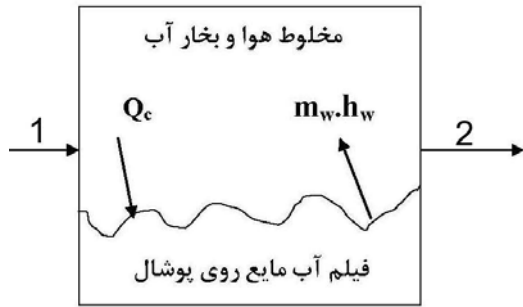
اندوکا و همکارانش [7] بازده‌های سرمایشی (با تعریف درصد تبخیر) تئوری و تجربی را در یک کولر تبخیری آبی مستقیم در طی ساعات مختلف روز که دمای خشک و رطوبت نسبی هوای اتمسفر (ورودی به کولر) تغییر می کنند، به دست آورده اند. برای فرض فرآیند عایق در کولر، علاوه بر عایق بودن کامل کولر، فرض شده که آب تغذیه شده به کولر باید دارای دمایی برابر با دمای خشک هوای خروجی از کولر باشد ولی در شرایط واقعی کولر عایق بنوده و دمای آب تغذیه شده به کولر برابر دمای مرطوب هوای ورودی می بایست باشد [8]. در شرایط واقعی و در کار فعلی آب پیوسته توسط پمپ آب سیرکولاسیون به پوشال‌ها فرستاده شده و هیچ کنترلی بر روی دماهای آب تغذیه و هوای ورودی به کولر انجام نشده و این عوامل بر کارکرد کولر آبی تبخیری مبتنی بر فرض عایق بودن فرآیند سرمایش در آن تاثیر دارند. کیم بال و همکارانش [9] برای کولرهای تبخیری آبی با پوشال چوبی معادلاتی را برای ضرایب انتقال حرارت جابجایی برای هوا و بخار آب (فاز گازی) و همینطور برای آب (فاز مایع) روی پوشال چوبی بدست آورده اند. در کار فعلی بنا بر اطلاعات حاصله از کارهای اشاره شده در بالا [5-9]، بازده و بار سرمایشی و ضرایب انتقال حرارت و جرم در کولرهای آبی مستقیم با پوشال چوبی محاسبه شده و نتایج تئوری حاصله با مقایسه با نتایج تجربی حاصله از کار فعلی ارزیابی می شوند. اثر تغییر مقدار هوادهی کولر (دور تند و کند موتور کولر)، دمای خشک و رطوبت نسبی محیط اتمسفر بر روی ضرایب انتقال حرارت و جرم، آهنگ تبخیر، بازده سرمایش و بار سرمایش در طی ساعات مختلف روز در طی آزمایش بررسی شده اند. همچنین صحت ظرفیت هوادهی کولر مورد آزمایش مورد بحث و نتیجه گیری قرار گرفته است.

<sup>3</sup> In-direct Evaporative cooler

<sup>4</sup> Wetted pad

<sup>1</sup> Direct Evaporative Cooler

<sup>2</sup> Shaven Wood یا Excelsior Wood



تغذیه برای مصرف کولر فرض می شود که دارای دمای مرطوب مربوط به شرایط هوای خروجی از کولر می باشد ولی در فرآیند واقعی، کولر کاملاً عایق نبوده و آب تغذیه کولر دارای دمای برابر با دمای مرطوب مربوط به شرایط هوای ورودی به کولر می باشد [6].

با فرض ثابت ماندن دما در روی فیلم آب در مجاورت پوشال می توان برای ضریب انتقال حرارت جایجایی برای مخلوط هوا و بخار آب داشت [6]:

$$h_c \cdot A_s = \frac{\dot{m}_a c_{pa}(T_{a1}-T_{a2}) + \dot{m}_a c_{pv}[W_1(T_{a1}-T_w) - W_2(T_{a2}-T_w)]}{\Delta T_{lm}} \quad (3)$$

برای  $\Delta T_{lm}$  به شرح زیر می توان داشت:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{a2}-T_{a1})}{\left[ \ln \left( \frac{T_{a2}-T_w}{T_{a1}-T_w} \right) \right]} \quad (4)$$

برای ضریب انتقال جرم با کمک آنالیز رینولدز (و فرض عدد لوییز برابر واحد) می توان داشت [6]:

$$\frac{(h_c \cdot A_s)}{(h_m \cdot A_s) \cdot c_{pa}} = Le^{2/3} = 1.0 \quad (5)$$

چون ظرفیت گرمایی هوای خشک نیز حدود  $1 \text{ kJ/kg.K}$  می باشد، لذا مقادیر ضریب انتقال حرارت جایجایی با ضریب انتقال جرم در سطح مفید پوشال با هم برابر بوده و در این مقاله نتایج حاصله برای این دو به صورت یکسان می باشند.

## ۲-۲- بازده سرمایشی

با توجه به شکل ۲، ظرفیت حرارتی ویژه برای مخلوط هوای خشک و بخار آب در مجاورت فیلم آب مایع به صورت زیر پیدا می شود [10]:

$$C_{pu} = c_{pa} + W \cdot c_{pv} \quad (6)$$

$c_{pa}$  و  $c_{pv}$  با واحد  $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$  از معادلات زیر پیدا می شوند:

$$c_{pa} = 1.005 + 1.35 \times (T + 30)^2 \quad (7)$$

$$c_{pv} = 1.8684 + 0.0095 \left( \frac{T}{100} \right) + 0.00373 \left( \frac{T}{100} \right)^2 \quad (8)$$

که  $T$  دمای خشک مربوطه می باشد. با کمک معادله (۸) انتقال حرارت محسوس به شرح زیر محاسبه می شود:

$$\delta Q_c = \dot{m}_a c_{pu} dT = h_c dA (T_w - T) \quad (9)$$

که  $T$  و  $T_w$  به ترتیب دمای فیلم آب بر روی پوشال و دمای مخلوط هوای خشک و بخار آب در مجاورت پوشال آب می باشند. با انتگرال گیری برای کل سطح پوشال و با در نظر گرفتن تغییرات دمای خشک هوای ورود و خروج می توان داشت:

$$\frac{h_c}{\dot{m}_a c_{pu}} \int_0^A dA = \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{(T_w - T)} \quad (10)$$

با بیان تعریف اثر پذیری برای یک کولر آبی تبخیری مستقیم (ε) به شرح زیر می توان داشت:

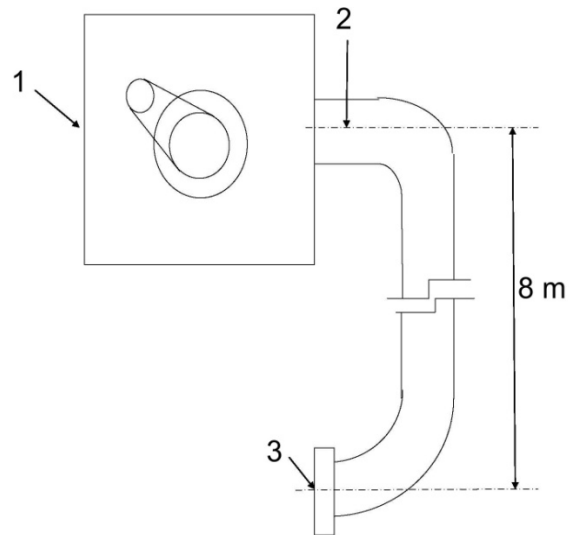
$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_w} \quad (11)$$

سپس با انتگرال گیری از رابطه (10)، می توان داشت:

## ۲- کار فعلی

### ۱-۲ معادلات حاکم

نمای کولر آبی مورد آزمایش واقع در پشت بام یک ساختمان مسکونی در شهرستان بیرجند - استان خراسان جنوبی در شکل ۱ آورده شده است. مشخصات هوای اتمسفر از جمله دمای خشک و رطوبت نسبی هوا یا شرایط ورود به کولر آبی واقع در موقعیت ۱ و هوای خروجی از کولر در موقعیت ۲ و هوای خروجی از دریچه کانال کولر واقع در واحد مسکونی مورد نظر در موقعیت ۳ (به فاصله قائم ۸ متر زیر نقطه ۲) و همینطور مشخصات یک نقطه داخل واحد مسکونی مورد نظر (نقطه ۴ که در شکل ۱ نشان داده نشده است) و در راستای مستقیم هوای خروجی از دریچه کانال هوا (نقطه ۳) نمی باشد، به طور همزمان در ساعات معین روز ثبت می شوند. مقدار آب مصرفی آب کولر توسط یک کنتور آب خانگی با دقت معمولی ۰,۰۰۱ لیتر در کل زمان آزمایش در زمان های تعیین شده قرائت و ثبت شده است.



شکل ۱: نمای کولر آبی مورد آزمایش

مطابق شکل ۲، از معادله بقاء جرم برای مخلوط هوا و بخار آب در مجاورت فیلم آب مایع روی پوشال می توان داشت [6]:

$$\dot{m}_{w,s} = \dot{m}_{v2} - \dot{m}_{v1} = \dot{m}_a (W_2 - W_1) \quad (1)$$

و برای معادله بقاء انرژی داریم:

$$(\dot{m}_a \cdot h_{a2} + \dot{m}_{v2} h_{v2}) - (\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_{v1} h_{v1}) = \dot{m}_{w,s} h_v - \dot{Q}_c \quad (2)$$

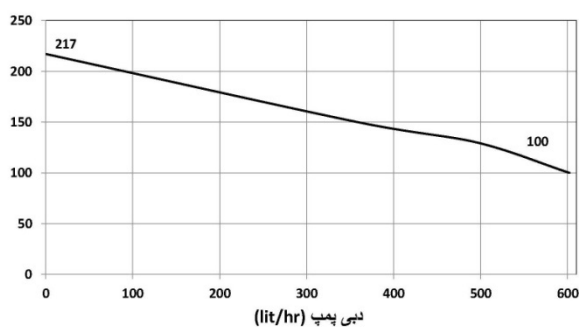
مخلوط هوا و بخار آب در نزدیکی فیلم آب مایع حرارت محسوس را به فیلم مایع منتقل کرده (علامت  $\dot{Q}_c$  منفی) و جرم بخار شده از آب مایع را به همراه انرژی بخار (علامت  $\dot{m}_{w,s} h_v$  مثبت) از فیلم آب مایع تحویل می گیرد.

شکل ۲: تبادل حرارت و جرم بین فیلم آب مایع و مخلوط هوا و بخار آب

مقدار  $h_v$  انتالپی بخار آب در متوسط دماهای خشک ورود و خروج از کولر می باشد. حاصل سمت راست تقریباً در سرمایش عایق صفر است. در فرآیند تبخیر سرمایشی عایق، اولاً فرض بر عایق بودن کولر است و ثانیاً آب

در پشت بام یک ساختمان سه طبقه ای بالای پیلوت واقع شده و واحد مسکونی مرتبط با کولر در طبقه اول بالای پیلوت یعنی در ارتفاع ۸ متر زیر موقعیت کولر واقع است. آزمایشات در ماه های تیر و مرداد سال ۱۳۹۳ در شهرستان بیرجند واقع در استان خراسان جنوبی در خانه شخصی نویسنده در شرایط کاملاً واقعی به همراه نفرات ساکن در واحد مسکونی انجام گرفته است. شرایط باز و بسته بودن در و پنجره های واحد مسکونی در کل طول آزمایشات (برای دور کند و تند موتور کولر) همواره یکسان نگه داشته شده است. بر سر راه آب تغذیه کولر فوق یک کنتور آب به طور مجزا نصب شده (مورد تایید سازمان آب) استفاده شده است. دمای خشک و رطوبت نسبی مطابق شکل ۱ در موقعیت های ۱، ۲ و ۳ (و همینطور نقطه ۴ که واقع در مرکز واحد مسکونی بوده و در معرض مستقیم باد کولر خروجی از دریچه ها نمی باشد) اندازه گیری شده است. آزمایشات در طول روز از ساعت ۱۰ صبح الی ۷ عصر به طور پیوسته بدون انقطاع کارکرد کولر صورت گرفته است. کولر برای رسیدن به شرایط پایدار از ساعت ۹ صبح یعنی یک ساعت قبل از شروع آزمایش ها روشن شده و در راس ساعات ۱۰ صبح، ۱۲ ظهر، ۲، ۴، ۶ و ۷ بعد از ظهر تمام داده ها از جمله دماهای خشک و رطوبت نسبی در همه این ۴ موقعیت و همچنین مقادیر آب مصرفی کولر (آب تبخیر شده) توسط کنتور آب به طور همزمان قرائت و ثبت شده است. برای تایید صحت نتایج آزمایش های به عمل آمده تمام آزمایشات در سه روز متوالی برای هر دور کند و تند موتور کولر تکرار شده است. برای سنجش دمای خشک از ۴ دستگاه دماسنج تولیدی کارخانه شیوا امواج با دقت ۱ درجه سانتیگراد با سنسور TK با گستره دمایی بین ۲۰- الی ۹۹ درجه سلسیوس استفاده شده و برای سنجش رطوبت نسبی از ۴ دستگاه اندازه گیری ساخت کارخانه SAMWON ENG کره جنوبی مدل SU-503B با گستره صفر الی ۱۰۰ درصد استفاده شده است. در طول آزمایش، دمای آب سیرکولاسیون نیز در موقیت پائین پوشال در هنگام ریزش آب از روی پوشال اندازه گیری شده است که در حدود دمای مرطوب مربوط به شرایط هوای ورودی است و این بیانگر غیر عایق بودن فرایند تبخیر در کولر آبی موردنظر می باشد. منحنی عملکرد یک نمونه پمپ آب سیرکولاسیون تولیدی کارخانه موتوژن ایران مطابق شکل ۳، در کار فعلی به طور تجربی با تغییر هد اعمال شده و اندازه گیری دبی آبدی این پمپ بدست آورده شده است.

هد پمپ (cm)



شکل ۳: منحنی عملکرد پمپ آب سیرکولاسیون برای دور موتور ۲۸۰۰ rpm.

لازم به ذکر است که هد پمپ در شرایط مورد آزمایش در کولر مورد نظر حدود ۱۰۰ cm بوده، لذا میزان آبدی پمپ آب در این هد طبق شکل ۳

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\frac{h_c \cdot A}{\dot{m}_a \cdot C_{pu}}\right) \quad (12)$$

مقدار اثر پذیری ( $\varepsilon$ ) از معادله (۱۱) به طور تجربی با اندازه گیری مستقیم دماهای خشک ورودی و خروجی کولر و دمای سطح فیلم آب پوشال (دمای مرطوب برای شرایط هوای ورودی به کولر) مستقیماً قابل محاسبه می باشد. همینطور این مقدار با کمک داشتن مقادیر تئوری  $h_c$  از معادله (۳) و  $C_{pu}$  (متوسط ورودی و خروجی) از معادله (۸) به طور تئوری قابل محاسبه می باشد.

طبق استاندارد تدوین شده سازمان ملی استاندارد به شماره ۴۹۱۱ [۱۱]، بازده سرمایشی کولر آبی با عنوان درصد بازده تبخیر مطابق معادله (۱۱) طبق تعریف اثرپذیری ( $\varepsilon$ ) بیان شده است. همچنین طبق تعریف نسبت بازده انرژی<sup>۱</sup> (EER) برای تعیین شاخص بازده انرژی به شکل زیر تعریف می شود [۱۲]:

$$EER = \frac{\dot{q}_s}{P_t} \quad (13)$$

که  $P_t$  و  $q_s$  به ترتیب مقادیر توان حرارتی محسوس و توان مصرفی الکتریکی کولر می باشند که  $q_s$  به صورت زیر پیدا می شود:

$$\dot{q}_s = Q \cdot \rho \cdot C_{pa} \cdot (T_{db1} - T_{db2}) \quad (14)$$

$P_t$  یا مقدار توان الکتریکی اکتیو نیز در کار فعلی برای کارکرد کولر با شرایط واقعی در دوره های مختلف (دوره های کند و تند موتور کولر) به طور تجربی اندازه گیری شده است (توضیحات بیشتر در بخش اندازه گیری تجربی آورده شده است).

مقادیر بازده های سرمایشی از جمله  $\varepsilon$  و EER به صورت تجربی و تئوری با تعاریف بیان شده از معادلات (۱۳-۱۱) پیدا و در قسمت نتایج بیان شده اند.

## ۲-۴- دبی هوای عبوری و دبی آب سیرکولاسیون

با کمک مقادیر تجربی دبی آب مصرفی (آهنگ جرمی آب تبخیر شده) و انرژی نهان تبخیر می توان کل آهنگ انرژی محسوس گرفته شده از هوای عبوری را که با تبخیر همین مقدار آب مصرفی حاصل می شود برآورد کرد. از روی دبی جرمی آب مصرفی اندازه گیری شده ( $\dot{m}_{w,s}$ ) می توان مقدار دبی هوای عبوری از روی کولر را (ظرفیت هوادهی) از معادله (۱) به شرح زیر پیدا کرد:

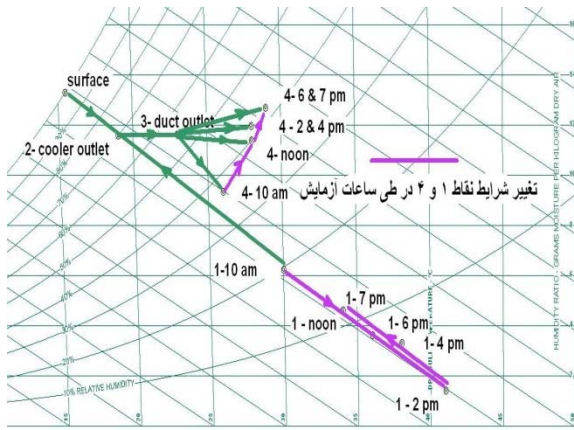
$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_{w,s}}{(W_2 - W_1)} \quad (15)$$

در تمام کولرهای آبی تولیدی ایران از یک موتور پمپ آب تک سایز برای سیرکولاسیون با آبدی یکسان (با پره های مشابه) استفاده می شود که از نوع آسنکرون می باشند. دور موتور پمپ آب و پروفیل پروانه آن ثابت و از اینرو دبی آبدی این پمپ ثابت بوده و امکان تغییر آبدی این پمپ با کمک مشخصات برق ورودی آن وجود ندارد [۱]. آهنگ دبی آب سیرکولاسیون برای تمام سایزهای هوادهی کولر ها حتی با تغییر دور موتور کولر ثابت می ماند.

## ۲-۵- اندازه گیری های تجربی در کار فعلی

در کار فعلی یک کولر آبی تولیدی کارخانه جهان افروز مدل JAC 700 با ظرفیت هوادهی ۸۲۰۰ m<sup>3</sup>/hr مورد آزمایش قرار گرفته است. موتور کولر ساخت کارخانه موتوژن بوده و دارای قدرت نامی  $\frac{3}{4}$  اسب بخار می باشد. کولر

<sup>۱</sup> Energy Efficiency Ratio



شکل 5: موقعیت نقاط 1 الی 4 روی منحنی سایکومتریک برای دور تند کولر

با کمک اشکال 4 و 5 مقادیر حجم مخصوص هوای خشک عبوری از کولر با متوسط گیری در نقاط 1 و 2 به ترتیب برای دوره های مختلف کند و تند کولر برابر  $\frac{m^3}{kg}$  خشک هوای 0.86 و 0.85 پیدا می شوند. با فرض اینکه دبی هوای عبوری از کولر با دور فن رابطه مستقیم داشته باشد و ظرفیت هوادهی کولر در دور بالا حدود  $\frac{m^3}{hr}$  8200 است، با توجه به مقدار تغییر دور موتور از دور کند به تند (برابر 1.5 برابر) می توان مقدار هوادهی کولر را در دور کند موتور برابر  $\frac{m^3}{hr}$  5470 (با  $\frac{8200}{1.5}$ ) پیش گویی کرد.

با داشتن مقادیر تجربی دو مشخصه از جمله دمای خشک و رطوبت نسبی می توان مقادیر رطوبت مطلق را از نمودار سایکومتریک برای نقاط 1 و 2 قرائت کرد. از آنجائیکه خواص نقطه خروجی از کولر (نقطه 2) در طی آزمایش در کل طول روز ثابت می ماند، مقادیر  $T_w$ ،  $W_2$  و  $T_2$  طبق جدول 2 در زیر برای دوره های مختلف موتور آورده شده اند:

جدول 2: مقادیر ثابت  $Cp_v$ ،  $T_2$ ،  $T_w$ ،  $W_2$  در دوره های مختلف کولر

$Cp_v$ [kJ/kg.K]	$T_2$ (oC)	$T_w$ دمای سطح خیس پوشال (oC)	$\frac{W_2}{kg_{dry air}}$	دور موتور کولر
1.87	19	16.2	0.00985	کند
1.87	18	14	0.00825	تند

بر مبنای دمای خشک و رطوبت نسبی برای نقطه 1 می توان مقادیر  $W_1$  را از منحنی سایکومتریک پیدا و آهنگ حجمی و جرمی هوای عبوری از کولر با توجه به معادلات (15-16) را در طی ساعات آزمایش محاسبه کرد، نتایج در جدول 3 و 4 به شرح زیر آورده شده اند:

جدول 3: مقادیر دبی حجمی و جرمی هوای گذری از کولر با دور کند موتور

دبی حجمی هوای عبوری ( $m^3/a/hr$ ) معادله (16)	دبی جرمی هوای عبوری (kg a/hr) معادله (15)	دبی جرمی آب مصرفی (kg w/hr) (اندازه گیری تجربی)	$\frac{W_1}{W_2}$
2866	2465	10.6	10
3089	2657	13.9	12
2288	1968	16.6	14

برابر 602 lit/hr در نظر گرفته شده است. با تغییر دور موتور کولر از کند به تند، دور فن دمنده (که با تسمه به همدیگر متصل هستند) تغییر کرده و مقادیر فوق به طور تجربی اندازه گیری شده است.

دور موتور کولر، فن دمنده برای دوره های کند و تند موتور و محور پمپ با یک دور سنج لیزری (بدون تماس) با دقت  $\pm 5$  rpm اندازه گیری شده و نتایج در جدول 1 ثبت شده اند. مقدار دور پمپ آب سیرکولاسیون برابر 2800 rpm می باشد. توان الکتریکی مصرفی اکتیو موتور کولر در دوره های مختلف کند و تند آن در شرایط کاری اندازه گیری و مقادیر مربوطه در جدول 1 آورده شده اند.

لذا با کمک حجم مخصوص هوای خشک از منحنی سایکومتریک می توان از دبی حجمی به دبی جرمی هوای کولر طبق رابطه زیر رسید:

$$\rho_a = \frac{1}{v_a} = \frac{m_a}{v_a} \quad (16)$$

جدول 1: دور های موتور کولر و فن دمنده، ظرفیت هوادهی نامی کولر و توان اکتیو موتور کولر مورد استفاده

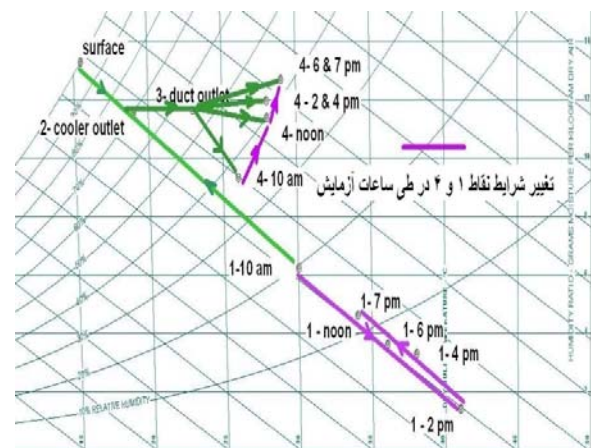
دور موتور کولر (rpm)	دور فن دمنده (rpm)	هوادهی نامی کولر ( $m^3/hr$ )	کل توان اکتیو مصرفی کولر (جمع موتور و پمپ آب)* (kW)
960 (کند)	288	-	0.240+0.02=0.260
1425 (تند)	430	8200	0.450+0.02=0.470

(\* توان مصرفی پمپ آب سیرکولاسیون برابر 20 وات می باشد.)

با کمک کنتور مجزا که در سر راه آب مصرفی کولر نصب شده، در ساعات مختلف روز در طی آزمایش برای سرعت های مختلف دور موتور کولر، می توان مقادیر آب مصرفی را ثبت و سپس آهنگ آب مصرفی را پیدا کرد.

### ۳- نتایج

شکل های 4 و 5 موقعیت های نقاط 1 الی 4 را در طی آزمایشات کولر به ترتیب برای دوره های کند و تند موتور بر روی منحنی سایکومتریک بر حسب ساعات مختلف روز نشان می دهند.



شکل 4: موقعیت نقاط 1 الی 4 روی منحنی سایکومتریک برای دور کند

بر اساس دبی جرمی هوای محاسبه شده (جداول ۳ و ۴)، بار سرمایشی از معادله (۱۴) و نسبت بازده انرژی (EER) از معادله (۱۳) محاسبه و در جدول ۷ آورده شده اند.

جدول 7: مقادیر بار سرمایشی و نسبت بازده انرژی (EER)

ردیف	دور کند		دور تند	
	توان سرمایشی $q_s$ (kW) (معادله ۱۴)	نسبت بازده انرژی (EER) (معادله ۱۳)	توان سرمایشی $q_s$ (kW) (معادله ۱۴)	نسبت بازده انرژی (EER) (معادله ۱۳)
10	۷,۶	۲۹۱۲	۱۳,۶	۲۹۰۴
12	۱۱,۱	۴۲۸۰	۱۷,۷	۳۷۶۳
14	۱۲,۱	۴۶۴۹	۱۶,۵	۳۵۱۹
16	۱۳,۸	۵۲۸۹	۱۵,۶	۳۳۱۲
18	۱۲,۱	۴۶۴۴	۱۶,۵	۳۵۰۹
19	۱۳,۲	۵۰۹۳	۱۳,۸	۲۹۳۷

با انترگرال گیری از معادله (9) می توان داشت:

$$\dot{Q}_c = h_c A_s \Delta T_{lm} \quad (17)$$

توان نهان افزوده شده به هوای عبوری در کولر ( $\dot{m}_{w,s} h_v$ ) در طی عبور از پوشال با داشتن مقادیر تجربی آهنگ مصرف (آهنگ تبخیر) و انتالپی بخار در متوسط دماهای خشک هوای ورودی و خروجی (برابر  $2555 \text{ kJ/kg}$ ) قابل حصول است. مقادیر  $\dot{Q}_c$ ،  $\Delta T_{lm}$  و  $\dot{q}_s$ ،  $\dot{Q}_c$  برای دوره‌های کند و تند به ترتیب در جداول 8 و 9 آورده شده اند. همانطور که قبلاً اشاره شده، برای محاسبه توان های حرارتی محسوس  $\dot{Q}_c$  و  $\dot{q}_s$  از مقدار دبی جرمی هوای محاسبه شده در کار فعلی استفاده شده، ولی اگر برای مقدار  $\dot{q}_s$  از ظرفیت نامی کولر استفاده شود مقدار جدید آن برابر  $\dot{q}_{ss}$  نامگذاری شده است. مقادیر توان های محسوس و نهان اشاره شده در بالا برای دوره‌های مختلف کولر در جداول 8 و 9 آورده شده اند.

جدول 8: مقایسه مقادیر حاصله  $\dot{Q}_c$ ،  $\Delta T_{lm}$ ،  $\dot{q}_s$ ،  $\dot{m}_{w,s} h_v$  و  $\dot{q}_{ss}$  به ترتیب از معادلات 4، 17 و 14 برای دور کند

ردیف	$\Delta T_{lm}$ (K)	$\dot{Q}_c$ (kW)	$\dot{q}_s$ (kW)	$\dot{m}_{w,s} h_v$ (kW)	$\dot{q}_{ss}$ (kW)
10	5.1	3.81	7.6	7.5	14.4
12	5.8	5.59	11.1	9.9	19.7
14	6.9	6.04	12.1	11.8	28.9
16	6.4	6.89	13.8	12.1	24.9
18	6.1	6.05	12.1	11.3	22.3
19	5.8	6.65	13.2	11.8	19.7

جدول 9: مقایسه مقادیر حاصله  $\dot{Q}_c$ ،  $\Delta T_{lm}$ ،  $\dot{q}_s$ ،  $\dot{m}_{w,s} h_v$  و  $\dot{q}_{ss}$  به ترتیب از معادلات 4، 17 و 14 برای دور تند

16	16.9	2592	3014
18	15.9	2544	2958
19	16.6	3161	3676

جدول ۴: مقادیر دبی حجمی و جرمی هوای گذری از کولر در دور تند

ردیف	دبی جرمی آب مصرفی (kg w/hr) (اندازه گیری تجربی)	دبی جرمی هوای عبوری (kg a/hr) (معادله 15)	دبی حجمی هوای عبوری ( $\text{m}^3\text{a/hr}$ ) (معادله 16)
10	18	4444	3777
12	21.2	4873	4142
14	22.8	3949	3357
16	22.9	3982	3385
18	22.4	4923	4184
19	20.5	4494	3820

با مقایسه مقدار نامی ظرفیت هوادهی کولر مورد آزمایش در دور بالا ( $8200 \text{ m}^3/\text{hr}$ ) با مقدار هوادهی محاسبه در جدول 4 مشاهده می شود که این دو اختلاف بزرگی با همدیگر دارند. لذا در ادامه محاسبات از مقادیر دبی هوای عبوری محاسبه شده در کار فعلی استفاده شده است.

مقادیر  $h_c A_s$  و  $Cp_{ui}$  از معادلات (3) و (6) پیدا شده و نهایتاً مقدار تئوری اثرپذیری ( $\epsilon$ ) از معادله (12) پیدا و می توان آنرا با مقدار تجربی حاصله از معادله (11) مقایسه کرد. نتایج در جداول 5 و 6 آورده شده اند.

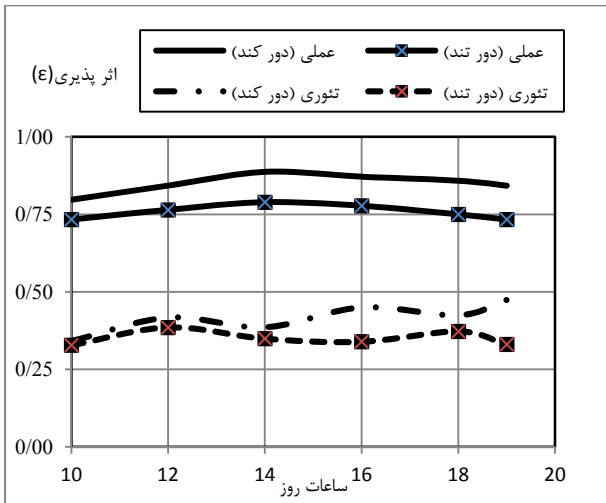
جدول 5: مقادیر  $h_c A_s$  و اثر پذیری ( $\epsilon$ ) تئوری و تجربی در دور کند

ردیف	$T_{db1}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$\frac{W_1}{kg_{dry\ air}}$ (از منحنی سایکومترک)	$h_c A_s$ معادله (۳) (kW/K)	$\epsilon$ تئوری معادله (۱۲)	$\epsilon$ تجربی معادله (۱۱)
10	30	0.0056	0.75	0.34	0.80
12	34	0.0046	0.97	0.42	0.84
14	41	0.0014	0.88	0.39	0.89
16	38	0.0013	1.07	0.45	0.87
18	36	0.0036	0.99	0.42	0.86
19	34	0.0046	1.16	0.47	0.84

جدول 6: مقادیر اثر پذیری ( $\epsilon$ ) تئوری و تجربی در دور تند

ردیف	$T_{db1}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$\frac{W_1}{kg_{dry\ air}}$ (منحنی سایکومترک)	$h_c A_s$ معادله (۳) (kW/K)	$\epsilon$ تئوری معادله (۱۲)	$\epsilon$ تجربی معادله (۱۱)
10	29	0.0042	1.08	0.33	0.73
12	31	0.0039	1.33	0.39	0.76
14	33	0.0025	1.17	0.35	0.79
16	32	0.0025	1.13	0.34	0.78
18	30	0.0037	1.27	0.37	0.75
19	29	0.0037	1.09	0.33	0.73

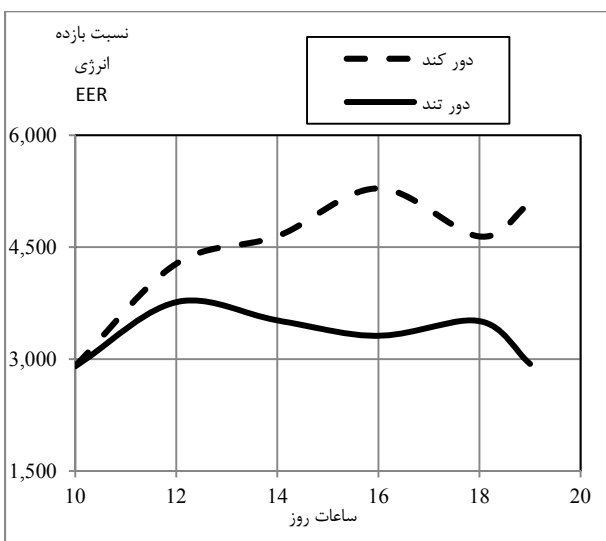
مقادیر اثر پذیری ( $\epsilon$ ) تئوری و تجربی بر اساس جداول 5 و 6 در شکل 8 برای دوره‌های مختلف کولر با یکدیگر مقایسه شده اند.



شکل 8: مقایسه اثر پذیری یا درصد بازده تبخیر ( $\epsilon$ ) تئوری و تجربی در دوره‌های کند و تند کولر

با اینکه اولاً حداکثر دمای محیط مربوط به روز آزمایش دور تند حدود 8 درجه نسبت به حداکثر دما در روز آزمایش دور کند کمتر بوده و ثانیاً دمای مرطوب سطح پوشال در آزمایش دور تند نسبت به دمای مشابه در آزمایش دور کند کمی پائین تر بوده ولی از شکل 8 ملاحظه می شود که مقدار اثر پذیری (تئوری و تجربی) در دور کند نسبت به دور تند بیشتر است و این بیانگر عدم انتقال حرارت مناسب در سطح پوشال در دور بالای کولر می باشد.

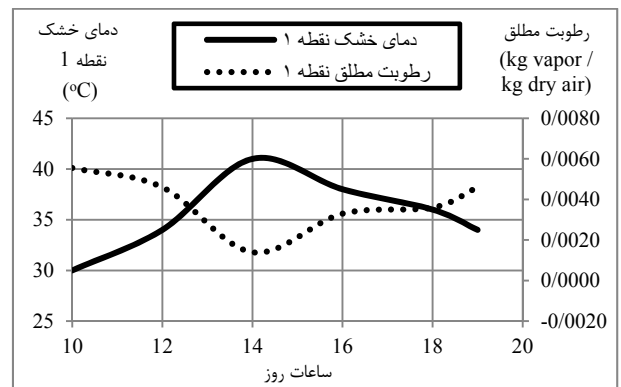
نسبت بازده انرژی (EER) در ساعات مختلف روز برای دوره‌های مختلف کولر در شکل 9 با هم مقایسه شده اند. و با مقایسه نسبت بازده انرژی (EER) در دوره‌های مختلف نیز دیده می شود که عملکرد کولر در دور کند بهتر از دور تند آن است.



شکل 9: مقایسه نسبت بازده انرژی (EER) برای دوره‌های مختلف کولر

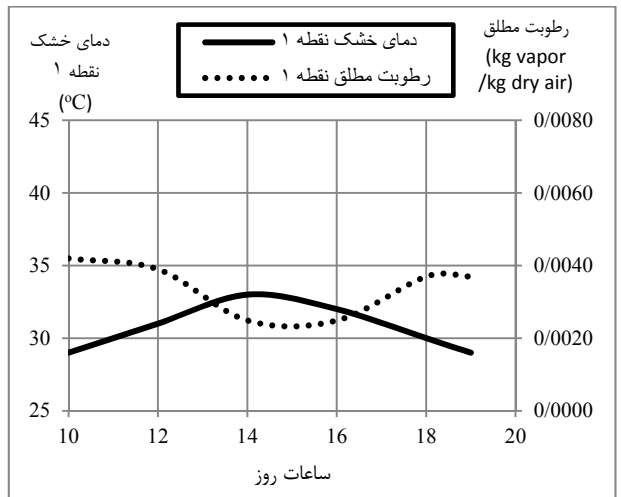
$\dot{q}_{ss}$ (kW)	$\dot{m}_{w,s}h_v$ (kW)	$\dot{q}_s$ (kW)	$\dot{Q}_c$ (kW)	$\Delta T_{lm}$ (K)	تعداد روز
21.4	12.8	13.6	6.9	6.4	10
25.3	15.0	17.7	8.9	6.7	12
29.2	16.1	16.5	8.3	7.1	14
27.2	16.3	15.6	7.8	6.9	16
23.4	15.9	16.5	8.3	6.5	18
21.4	14.5	13.8	7.0	6.4	19

مقادیر توان محسوس و نهان فوق در اشکال 9 و 10 برای دوره‌های مختلف کولر نمایش داده شده اند.



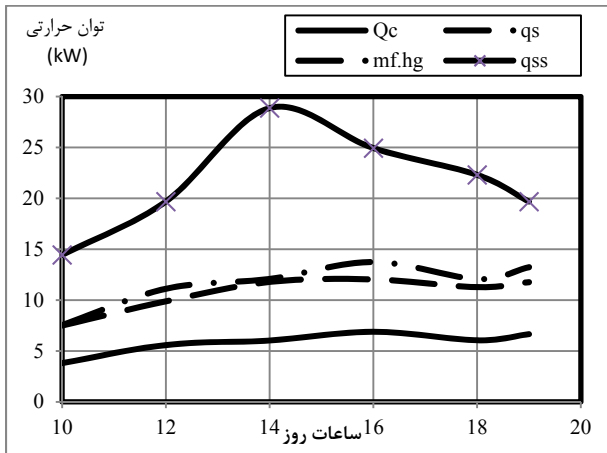
شکل 6: دمای خشک و رطوبت مطلق اتمسفر (نقطه 1) در آزمایش دور کند

در اشکال 6 و 7 مقادیر دماهای خشک و رطوبت نسبی برای دوره‌های مختلف کولر بر حسب ساعات روز آورده شده اند.

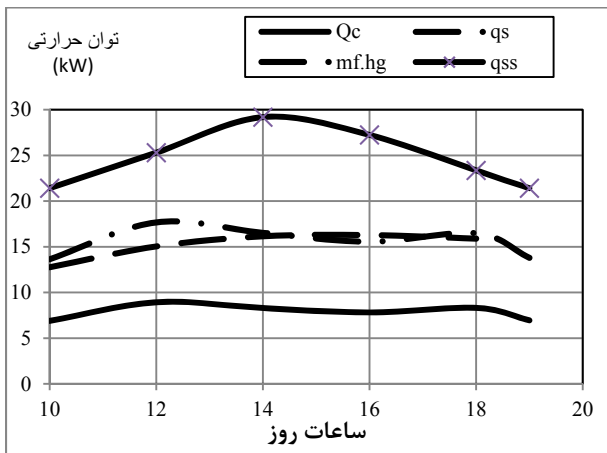


شکل 7: دمای خشک و رطوبت مطلق اتمسفر (نقطه 1) در آزمایش دور تند

همانطوریکه از اشکال 4 الی 7 مشاهده می شود، در طول روز با افزایش دمای خشک محیط، رطوبت آن (مطلق یا نسبی) ابتدا تا حدود ساعت 14 روز کاهش یافته ولی بعد از آن با گذشت زمان دمای خشک محیط کاهش ولی میزان رطوبت افزایش می یابد. حداکثر دما یا حداقل رطوبت در حدود ساعات 14 روز اتفاق می افتد.



شکل 12: مقادیر  $\dot{Q}_c$ ،  $\dot{q}_s$ ،  $\dot{m}_{w,s}h_v$  و  $\dot{q}_{ss}$  برای دور کند کولر



شکل 13: مقادیر  $\dot{Q}_c$ ،  $\dot{q}_s$ ،  $\dot{m}_{w,s}h_v$  و  $\dot{q}_{ss}$  برای دور تند کولر

لازم به یادآوری است که مقادیر  $\dot{Q}_c$ ،  $\dot{q}_s$  و  $\dot{m}_{w,s}h_v$  در اشکال 12 و 13 بر اساس دبی جرمی هوایی که بر پایه مقدار دبی آب مصرف شده بدست آمده (معادله (15)) محاسبه شده اند. ولی توان محسوس  $\dot{q}_{ss}$  از دبی نامی هوای کولر محاسبه شده است. مقدار  $\dot{Q}_c$  از دیگر مقادیر کوچک تر می باشد. مقادیر مربوط به توان نهان  $\dot{m}_{w,s}h_v$  و توان محسوس  $\dot{q}_s$  به نحو مطلوبی به همدیگر نزدیک اند. ولی مقادیر توان محسوس  $\dot{q}_{ss}$  تفاوت چشمگیری با دیگر مقادیر دارد و همواره بیشتر از دیگر مقادیر می باشد.

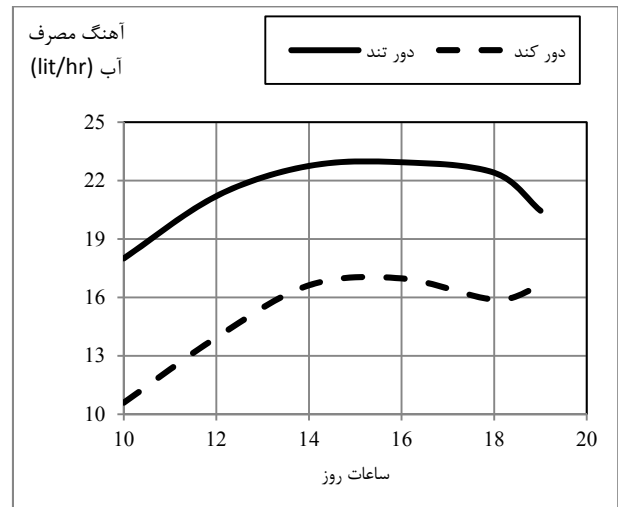
#### نتیجه گیری:

الف- ضریب انتقال حرارت جابجایی در دور های مختلف کولر و در ساعات مختلف روز محاسبه شده (شکل 11) و دیده می شود که این ضریب در دور تند کولر نسبت به دور کند (با توجه به افزایش عدد رینولدز) افزایش یافته است.

ب- هر چند در کار فعلی دبی جرمی هوای عبوری از کولر به طور تجربی اندازه گیری نشده ولی مقدار  $\dot{q}_{ss}$  (در اشکال 12 و 13) از مقادیر قبل انتظار  $\dot{q}_s$  و  $\dot{m}_{w,s}h_v$  به مقدار زیادی بالاتر است و این دلیلی بر عدم صحت ظرفیت نامی کولر مورد آزمایش می باشد.

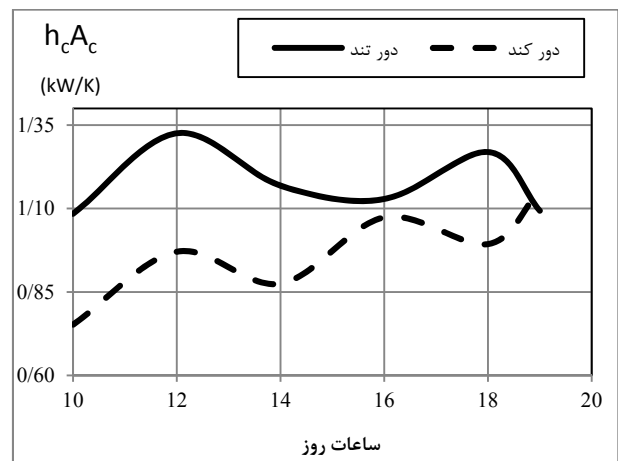
پ- فاصله مقادیر  $\dot{Q}_c$  با مقادیر مربوط به  $\dot{q}_s$  و  $\dot{m}_{w,s}h_v$  (در اشکال 12 و 13) نشان دهنده خطاهایی به حساب نیامده در کار فعلی از جمله:

آهنگ مصرف آب (آهنگ تبخیر) در طی ساعات مختلف روز برای دوره های مختلف کولر در شکل 10 با هم مقایسه شده اند. مشاهده می شود که مصرف آب در ساعات مربوط به حداکثر دمای خشک محیط (یا حداقل رطوبت محیط) به حداکثر خود می رسد.



شکل 10: مقایسه آهنگ مصرف آب برای دوره های مختلف کولر

مقادیر حاصل ضرب ضرایب تئوری انتقال حرارت محسوس در سطح موثر پوشال برای دوره های مختلف کولر در شکل 11 با یکدیگر مقایسه شده اند. از این شکل تنها این نتیجه را می توان گرفت که به دلایل سرعت بیشتر هوا از روی پوشال، انتقال حرارت بهتری از پوشال به هوای عبوری صورت گرفته است.



شکل 11: مقایسه حاصل ضرب ضریب انتقال حرارت در سطح موثر پوشال در دوره های کند و تند کولر

در نهایت مقادیر توان محسوس  $\dot{Q}_c$  بر اساس معادله (17)، توان محسوس  $\dot{q}_s$  از معادله (14)،  $\dot{m}_{w,s}h_v$  توان نهان آب تبخیر شده (از حاصل ضرب دبی جرمی آب مصرفی در انتالپی بخار آب در دمای خشک متوسط هوای ورود و خروج به کولر پیدا شده) و  $\dot{q}_{ss}$  توان محسوس از معادله (14) با احتساب دبی هوای نامی طبق جدول 8 و 9 محاسبه و در اشکال 12 و 13 به ترتیب برای دوره های کند و تند جهت مقایسه آورده شده اند.

t	بار سرمایشی، kW
$\dot{V}$	بار سرمایشی بر حسب ظرفیت نامی کولر، kW
W	دما، °K یا °C
	دما، °K یا °C
	دبی حجمی، m <sup>3</sup> /hr یا m <sup>3</sup> /sec
	رطوبت مطلق، $\frac{\text{بخار آب } kg}{\text{هوای خشک } kg}$

#### علائم یونانی

$\alpha$	ضریب نفوذ حرارتی، m <sup>2</sup> /sec
$\Delta$	اختلاف
$\rho$	چگالی، (kg/m <sup>3</sup> )
$\varepsilon$	اثر پذیری

#### زیر نویس ها

a	هوای خشک
lm	لگاریتمی
u	مخلوط هوای خشک و بخار آب
v	بخار آب
w	آب مایع
s	تغذیه شده (ورودی)
1 to 4	معرف نقاط ورودی به کولر، خروجی از کولر، خروجی دریاچه اتاق و شرایط داخل اتاق

#### مراجع

- [1] امیر دودابی، مونا وثوقی فرد، برر سی فنی و اقتصادی روشها و منافع افزایش کارایی مصرف انرژی در کولرهای آبی، [www.saba.org.ir/saba\\_content/media/image/2013/07/5546\\_orig.pdf](http://www.saba.org.ir/saba_content/media/image/2013/07/5546_orig.pdf)
- [2] Franco A, Valera DL, Madueno A, Pena A. "Influence of water and air flow on the performance of cellulose evaporative cooling pads used in Mediterranean greenhouse" *Trans ASABE* 2010; 53:565-76.
- [3] Wang T., *Heat and mass transfer characteristics of indirect evaporate cooling system* [PhD thesis], Marquette University, Milwaukee, Wisconsin, USA, 1994.
- [4] MU'AZU M, *Novel Evaporative Cooling Systems for Building Applications*, [PhD thesis], University of Nottingham, UK, 2008.
- [5] Kachhwaha S. S. and Prabhakar S., "Heat and mass transfer study in a direct evaporative cooler" *J. of*

- هدر رفت آب به محیط اطراف (تبخیر آب بدون ورود به درون کولر) می تواند باشد.
- توسعه و بسط بیشتر مدل انتقال حرارت برای پوشال به کار رفته (از جنس براده چوبی) با توجه به تغییر سرعت هوای عبوری از روی پوشال
- ت- مقادیر اثر پذیری تئوری و تجربی در دور کند کولر از مقدار مشابه در دور تند بیشتر است و این نشان دهنده عدم تطابق و هم خوانی مجموعه مکانیکی (طراحی فن و مشخصات هندسی کانال های کولر) با نیازهای ترمودینامیکی سیال هوا و آب عبوری از روی پوشال دارد. و از اینرو بررسی بیشتر مشخصات مکانیکی فن دمنده و طراحی کانال ها احساس می شود.
- ث- مشابه مورد قبلی نسبت بازده انرژی (EER) نیز برای دور کند بیشتر از مقدار آن در دور تند می باشد، لذا کارکرد با دور کند برای این سایز کولر لرای مصرف کنندگان توصیه می شود.
- ج- لازم به ذکر است با توجه به سطح آزاد آب در داخل و در روی سطح کف تحتانی کولر، بر حسب اندازه گیری بعمل آمده بر آب مصرفی کولر، در کار فعلی بنا بر میزان رطوبت محیط در طول 12 ساعت شب که کولر خاموش بوده، تنها از این سطح بین 1 الی 2 لیتر آب مصرف (یا تبخیر) می شود. برای جلوگیری از این هدر رفت آب می توان طرح هایی ارائه گردد تا از وجود این سطح آزاد آب در کف سطح داخل کولر جلوگیری گردد.

#### تشکر و قدردانی:

در اینجا لازم است از حمایت های مالی دانشگاه بیرجند از طرح پژوهشی در سال 1393 که کار فعلی حاصل آن می باشد تشکر و قدردانی به عمل آید.

#### فهرست علائم

$A_s$	مساحت سطح تماس پوشال (m <sup>2</sup> )
$C_p$	گرمای ویژه در فشار ثابت (kJ/kg K)
$D_v$	ضریب نفوذ بخار آب به هوا m <sup>2</sup> /sec
$EER$	نسبت بازده انرژی
$h_c$	ضریب انتقال حرارت جابجایی (kW/m <sup>2</sup> K)
$h_m$	ضریب انتقال جرم (kg/m <sup>2</sup> .sec)
$h$	انتالپی (kJ/kg)
$Le$	عدد لوویز $(Le = \frac{\alpha}{D_v})$
$\dot{m}$	دبی جرمی، kg/sec
$Pt$	توان کل برق مصرفی کولر، kW
$\dot{Q}$	توان انتقال حرارتی محسوس، kW
$Q$	حرارت منتقله محسوس، kJ
$\dot{q}_s$	
$\dot{q}_{ss}$	
T	



- Scientific & Industrial Research*, Vol. 69, Sept. 2010, pp. 705-710.
- [6] Suoying H. and et al, "Experimental study of film media used for evaporative pre-cooling of air" *J. of Energy Conversion and Management*, Vol. 87, 2014, pp. 874-884.
- [7] Ndukwa, M. C. and et al, "Mathematical Model for Direct Evaporative Space Cooling Systems" *Nigerian J. of Technology (NIJOTECH)*, Vol. 32, No. 3. November 2013, pp. 403-409.
- [8] Watt JR, Brown WK. *Evaporative air conditioning handbook. 3rd ed. Lilburn, Georgia, USA: Fairmont Press Inc.; 1997*
- [9] Kimball B. A. and et al, "Heat and Mass Transfer Coefficients for Water and Air in Aspen Excelsior Pads" *ASAE*, Vol. 20, No. 3, 1977, pp. 509-514.
- [10] Canargo, J. R. and et al, "A Mathematical Model for Direct Evaporative Cooling Air Conditioning System" *Engenharia Termica*, No. 4, 2003, pp. 30-34.
- [11] استاندارد تحت عنوان: کولر آبی - روشهای آزمون، ISIRI 4911 ویرایش اول، تدوین شده سازمان ملی استاندارد ایران.
- [12] استاندارد تحت عنوان: کولر آبی خانگی - مشخصات فنی و روش آزمون تعیین معیار مصرف انرژی و دستورلعمل بر چسب انرژی، ISIRI 4910-2 ویرایش اول، تدوین شده سازمان ملی استاندارد ایران، 1388.