بیست و چهارمین همایش سالانه بین‌المللی مهندسی مکانیک ایران،ISME2016
ایران، یزد،دانشگاه یزد، 7 لغایت 9 اردیبهشت 1395

ISME2016-82959

بررسی تئوری و تجربی اثر طول مشخصه بر سطح و ضرائب انتقال جرم و حرارت پوشال چوبی در کولر آبی

بهزاد امیدی کاشانی[1]

[1]دانشگاه بیرجند، دانشکده مهندسی، گروه مهندسی مکانیک، B.KASHANI@BIRJAND.AC.IR

چکیده

در کار فعلی، مقادیر سطح و ضرائب انتقال حرارت و جرم برای محیط مرطوب پوشال های چوبی موجود در کولرهای آبی تبخیری از نوع مستقیم تولیدی ایران محاسبه و با نتایج تجربی معتبر مقایسه شده اند. مهم ترین پارامتر در این محاسبات، طول مشخصه پوشال چوبی است، که این کار برای پوشال های نو و کهنه با عمرهای 1 و 2 سال کارکرد محاسبه و با نتایج تئوری دیگر محققین مقایسه شده است. اثر کیفیت پوشال (نو و کهنه) بر سطح و ضرائب انتقال حرارت و جرم این پوشال ها نیز به طور تئوری محاسبه و با مقادیر حاصله از مراجع مناسبی مقایسه شده اند. دانسیته و میزان ظرفیت نگهداری (یا جذب) آب برای پوشال های نو و کهنه به طور تجربی محاسبه و با مقادیر استاندارد دنیا مقایسه شده اند. اثر دانسیته پوشال بر افت فشار هوای عبوری از سطح پوشال های نو و کهنه، با نتایج دیگر محققین مقایسه شده است

واژه های کلیدی

پوشال چوبی، ضریب انتقال جرم، طول مشخصه، ضریب انتقال حرارت

1- مقدمه

کولرهای تبخیری بر اساس سرمایش هوا در طی تبخیر آب و انتقال رطوبت به هوای خشک عبوری کار می کنند. این وسیله در نواحی خشک و بیابانی ایران و خاورمیانه بسیار متداول است. دلیلی دیگر استفاده از این وسیله هزینه های اولیه و نگهداری و مصرف برق پائین آن در مقایسه با کولرهای تراکمی می باشد.

مشکل کم آبی در کشور و صرفه جویی در مصرف آب، دلیل اصلی انجام این تحقیق می باشد. یکی از عمده ترین دلایل افزایش مصرف آب در تابستان در کشور استفاده از کولرهای آبی می باشد. رده بندی کولرهای آبی با شاخص انرژی نشانه عدم توجه به اصول کارکرد در تولید سرمایش این وسیله است. مشخصه فنی این وسیله سرمایشی تنها مبتنی بر دبی هوای تولیدی آن می باشد که در آن هیچ اشاره ای به بار برودتی تولیدی در آن حجم هوای تولیدی نشده است.

برای محاسبه بار برودتی نیاز به ضرائب انتقال جرم و حرارت در محیط تر به کار رفته در این وسیله می باشد، که ضرائب فوق در کار فعلی برای پوشال چوبی[1] محاسبه شده اند. قیمت پائین و استفاده گسترده از این نوع پوشال نسبت به پوشال های سلولزی[2] در ایران دلیل انجام تحقیق فعلی بر روی این نوع پوشال می باشد. کولر آبی مورد بررسی در کار فعلی از نوع تبخیر مستقیم (DEC)[3] می باشد. طول مشخصه (l_e)[4] محیط تر یکی از پارامترهای لازم در محاسبه عملکرد و مقادیر انتقال جرم و حرارت بعمل آمده در این وسیله می باشد. محاسبه و اندازه گیری تجربی مقادیر فوق برای پوشال چوبی از نوع صنوبر از دهه 1960 آغاز و تاکنون نیز ادامه دارد. از اولین کارهای انجام شده برای محاسبه ضرائب انتقال جرم و حرارت می توان به کار هنینگر [1] اشاره کرد که اثر عوامل مهمی چون ضخامت، دانسیته پوشال چوبی، سرعت هوای عبوری (دبی هوای عبوری از روی پوشال) و دانسیته آب سیرکولاسیون بر ضرایب انتقال حرارت (و جرم)،افت فشار هوا و بازده اشباع کولر آبی بررسی شده است. برای تعیین بازده و بار سرمایشی دستگاه، بررسی پارامترهای اصلی موثر بر عملکرد کولر تبخیری آبی لازم می باشد. کاچوهو و همکارانش [2] اثر ضخامت را در یک کولر DEC خانگی برای بهینه سازی بازده و بار سرمایشی با کمک معادلات انتقال حرارت و جرم بررسی کرده اند. سوهینگ و همکارانش [3] اثر عواملی از قبیل دبی هوای عبوری، دبی آب عبوری (آب سیرکولاسیون) از روی محیط خیس[5]، جنس و ضخامت محیط خیس رار بر روی بازده سرمایشی و ضرائب انتقال حرارت و جرم بررسی کرده اند. اندوکا و همکارانش [4]بازده های سرمایشی تئوری و تجربی را در یک کولر DEC بدست آورده اند. پشولد و همکارانش [5] در حین مدلسازی درصد جدایش ذرات معلق در اتمسفر توسط محیط خیس از نوع پوشال های چوبی موجود در کولرهای DEC، طول مشخصه هایی را در دو بعد (1- در عرض پوشال یا همان جهت عبور هوا و 2- در طول رشته های پوشال[6] که عمود بر جهت جریان هوا می باشد) اندازه گیری کرده و بدون ذکر جزئیات نتایج آن را ارائه کرده اند. دودی و همکارانش [6] نیز مقدار مشابهی (در مقایسه با نتایج [5]) را به صورت از پیش دانسته شده (پیش فرض) استفاده کرده اند.

---

[1] . Excelsior shaven wood – aspen pad
[2] . Rigid cellulose-impregnated
[3] . Direct Evaporative Cooler (DEC)
[4] . Characteristic Length
[5] . Wet Media
[6] . Excelsior Strand

کار فعلی در راستای حصول جزئیات محاسبه طول مشخصه محیط تر از نوع پوشال چوبی می باشد. در این محاسبات اثر نشست رسوبات معدنی و گرد و خاک بر روی سطح پوشال های چوبی و همچنین اثر خشک و مرطوب شدن محیط مرطوب که در حقیقت اتفاق می افتد، نیز بررسی می شود.

از طول مشخصه در محاسبه تئوری مقادیر بی بعد ضریب انتقال جرم[7] (Sc) و ضریب انتقال حرارت[8] (Nu) استفاده می شود.

2- معادلات حاکم

مطابق شکل 1، از معادله بقاء جرم برای مخلوط هوا و بخار آب در مجاورت فیلم آب مایع روی پوشال می توان داشت [3]:

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

دبی جرمی آب عبوری =

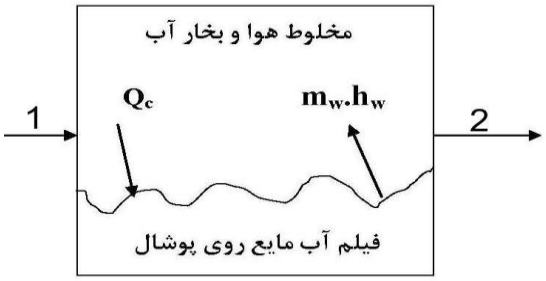
و برای معادله بقاء انرژی داریم:

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

حرارت خالص مبادله شده =

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.

مقدار h_v، انتالپی بخار آب در متوسط دماهای خشک ورود و خروج از کولر می باشد.



شکل 1: تبادل حرارت و جرم بین فیلم آب مایع و مخلوط هوا و بخار آب

حاصل سمت راست تقریباً در فرآیند تبخیر سرمایشی عایق صفر است. در فرآیند تبخیر سرمایشی عایق، اولاً فرض بر عایق بودن کولر است و ثانیاً فرض می شود که آب تغذیه (آب ورودی) کولر، 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 [3].

با فرض ثابت ماندن دما در روی فیلم آب در مجاورت پوشال می توان برای ضریب انتقال حرارت جابجایی برای مخلوط هوا و بخار آب داشت [3]:

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

= حاصلضرب ضریب انتقال جابجایی در سطح تماس

و برای ΔT_{lm} به شرح زیر می توان داشت:

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

اختلاف دمای لگاریتمی =

از طرفی طبق نتایج آنالیز بی بعد دودی و همکارانش برای ضرایب انتقال حرارت جابجایی و جرم می توان داشت [6]:

$$Nu = \frac{h_c.l}{k} = 1.77\left(\frac{l_e}{l}\right)^{0.63}.Re^{0.8}.Pr^{\frac{1}{3}} \quad (5)$$

عددنوسلت =

$$Sh = \frac{h_m.l}{D} = 1.37\left(\frac{l_e}{l}\right)^{0.63}.Re^{0.8}.Sc^{\frac{1}{3}} \quad (6)$$

عدد شروود =

l مقدار عرض یا ضخامت پوشال است که در اینجا 5 cm در نظر گرفته شده و برای محاسبه عدد رینولدز ($Re = \frac{U_f.l}{\nu}$) نیز از آن استفاده می شود، ولی l_e ضخامت مشخصه است که مقدار آن برای محیط خیس از نوع پوشال چوبی بر اساس مراجع [5] و [6] به ترتیب برابر 0.002 و 0.0007 متر گزارش شده اند. در ادامه مقدار این طول مشخصه برای پوشال چوبی بکار رفته در کولر های آبی تولیدی ایران برای پوشال های نو و کارکرده (با عمر دو سال) و در حالت تر و خشک به تفکیک محاسبه شده است. با داشتن مقدار l_e، ضرایب انتقال حرارت و جرم با کمک معادلات (6-5) پیدا می شوند. برای اینکار ضرائب D، k، Pr و Sc با توجه به دمای متوسط هوای ورود و خروج از روی پوشال پیدا (و ثابت فرض) می شوند.

2-1- محاسبه طول مشخصه (l_e)

در کار فعلی،اندازه گیری های فیزیکی برای دو پوشال چوبی از جنس صنوبر (نو و کهنه با 2 سال کارکرد) صورت پذیرفته است. جرم پوشال های خشک نو و کارکرده برای هر درب کولر با اندازه کولر $8200 m^3.hr^{-1}$ به ترتیب برابر 0.۸۸۵ kg و 2.900 kg می باشد. سطح جلویی پوشال چوبی مورد نظر 0.62 m^2 می باشد. فرض می شود که جنس چوب پوشال از نوع صنوبر بوده و دانسیته آن برابر 700 $kg.m^{-3}$ *می باشد*. ظرفیت جذب و نگهداری آب برای پوشال های نو و کارکرده (با 2 سال عمر) به ترتیب 1.67 و 0.50 کیلوگرم آب بر ازای هر یک کیلوگرم پوشال خشک می باشد.

[7] . Schmidt Number
[8] . Nusselt Number

هر رشته پوشال چوبی[9] فرض شده دارای عرض و ضخامت برابر mm 0.9 و 2.5 mm و طولی بزرگتر از 25 mm دارد. بستر خیس از جنس پوشال چوبی دارای ضخامت (l) برابر 0.05 m می باشد. فرض می شود که رسوبات معدنی باقیمانده از تبخیر آب و حتی آب مایع به طور یکنواختی روی سطح خارجی رشته های پوشال چوبی نشست می کنند. لذا حجم خالص اشغال شده توسط پوشال چوبی خشک (یا خیس) به طریق زیر محاسبه می شود:

الف- برای پوشال چوبی نو

الف-1- برای پوشال چوبی خشک نو،

حجم کل اشغال شده توسط پوشال خشک نو =

$$= V_{t,N,D} = \frac{m_{t,N,D}}{\rho_{N,D}} = \frac{0.885}{700} = 1.264E-3 \ \ (m^3) \qquad (7)$$

اگر فرض شود که همه رشته های پوشال چوبی در هر یک پوشال در یک درب کولر یک تکه (یک رشته پوشال متصل و پیوسته) باشند، طول کل این رشته متصل طولانی به صورت زیر محاسبه می شود:

حجم کل اشغال شده توسط پوشال خشک نو =

$$= W \times D \times L = V_{t,N,D} \rightarrow L = \qquad (8)$$

= *طول رشته پوشال متصل و طولانی* = 562 (m)

لذا کل سطح مساحت تماس برای این پوشال چوبی خشک به صورت زیر محاسبه می شود:

کل سطح تماس پوشال خشک نو =

$$= A_{C,N,D} = 2 \times (W + D) \times L = 3.82 \ \ (m^2) \qquad (9)$$

طول مشخصه پوشال نوی خشک $(l_{e,N,D})$ به طریق زیر پیدا می شود:

$$= l_{e,N,D} = \text{طول مشخصه پوشال نوی خشک} \qquad (10)$$
$$\frac{V_{t,N,D}}{A_{C,N,D}} = \frac{1.264E-3}{3.82} = 3.309E-4 \quad (m)$$

الف-2- برای پوشال چوبی خیس نو،

هنگامیکه پوشال نوی خشک به حد کافی با آب خیسانده شود، کل حجم خالص پوشال خیس و دانسیته پوشال خیس به شرح زیر پیدا می شود:

$$V_{t,N,W} = V_{N,D} + V_w = 1.264E-3 + 1.67E-3 = 2.934E-3 \ \ (m^3) \qquad (11)$$

$$= (W + a_{1,N}).(D + a_{1,N}).L = 2.934E-3 \rightarrow$$
ضخامت لایه آب روی پوشال خشک =
(m) $a_{1,N} = 0.723E-3$ (12)

دانسیته پوشال نوی خیس نیز به شرح زیر پیدا می شود:

$$\rho_{N,W} = \frac{m_{t,N,W}}{V_{t,N,W}} = \frac{0.885 \times 2.67}{(W+a_{1,N}).(D+a_{1,N}).L} = \frac{2.363}{2.934E-3} = 805.4 \ \ (kg.m^{-3}) \qquad (13)$$

کل سطح تماس پوشال نوی خیس به شرح زیر پیدا می شود:

$$A_{C,N,W} = 2 \times (W + a_{1,N} + D + a_{1,N}) \times L = 5.45 \quad (m^2) \qquad (14)$$

طول مشخصه پوشال نوی خشک به طریق زیر پیدا می شود:

$$\text{طول مشخصه پوشال نوی خیس} = l_{e,N,W} = \frac{V_{t,N,W}}{A_{C,N,W}} = \frac{2.934E-3}{5.45} = 5.383E-4 \quad (m) \qquad (15)$$

فرض شده که دانسیته مواد معدنی (باقیمانده از تبخیر آب) و گرد و غبار که بر روی سطح خارجی رشته های پوشال چوبی نشست می کنند، دارای دانسیته 1800 kg . m^{-3} بوده و به طور یکنواخت بر روی رشته پوشال چوبی نشست می کنند.

ب- برای پوشال چوبی کارکرده (دارای 2 سال عمر)

ب-1- برای پوشال چوبی کارکرده خشک

جرم پوشال کارکرده$(m_{t,O,D})$ برابر است با حاصل جمع جرم پوشال نو و جرم مواد رسوب شده (شامل گرد و غبار) بر روی پوشال نو و مقدار اندازه گیری شده آن برابر $2.900\ kg$ می باشد. حجم پوشال کارکرده خشک $(V_{t,O,D})$ نیز برابر حاصل جمع حجم پوشال نو (حاصل از معادله 7) و حجم مواد رسوب کرده بر روی پوشال نو می باشد و به شرح زیر پیدا می شود:

$$V_{t,O,D} = 1.264E-3 + \frac{2}{1800} = 2.375E-3 \ \ (m^3) \qquad (16)$$

برای محاسبه دانسیته پوشال چوبی کارکرده خشک، ابتدا ضخامت غبار و رسوبات موجود بر رشته های پوشال چوبی خشک نو نیز به شرح زیر پیدا می شود:

$$(W + a_{O,D}).(D + a_{O,D}).L = 2.375E-3 \rightarrow a_{O,D} = 0.506E-3 \ \ (m) \qquad (17)$$

سپس دانسیته پوشال چوبی کارکرده خشک به صورت زیر پیدا می شود:

$$\rho_{O,D} = \frac{m_{t,O,D}}{V_{t,O,D}} = \frac{2.9}{(W + a_{O,D}).(D + a_{O,D}).L} = \frac{2.9}{2.375E-3} = 1221 \ \ (kg.m^{-3}) \qquad (18)$$

[9] . Excelsior wood Strand

کل سطح تماس پوشال کارکرده خشک نیز به شرح زیر پیدا می شود:

$$A_{C,O,D} = 2 \times (W + a_{O,D} + D + a_{O,D}) \times L = 4.96 \quad (m^2) \tag{19}$$

طول مشخصه پوشال کارکرده خشک به طریق زیر پیدا می شود:

$$l_{e,O,D} = \text{طول مشخصه پوشال کارکرده خشک} = \frac{V_{t,O,D}}{A_{C,O,D}} = \frac{2.375E-3}{4.96} = 4.788E-4 \quad (m) \tag{20}$$

ب-2- پوشال چوبی کارکرده خیس

وقتی پوشال کارکرده خشک در آب به حد کافی خیسانده شود، پوشال مورد بررسی آبی به وزن 1.50 kg را به خود جذب می کند. لذا حجم کل اشغال شده و دانسیته پوشال کارکرده خیس به شرح زیر پیدا می شود:

$$V_{t,O,W} = V_{O,D} + V_w = 2.375E-3 + 1.50E-3 = 3.875E-3 \quad (m^3) \tag{21}$$

$$(W + a_{O,W}).(D + a_{O,W}).L = 3.875E-3 \rightarrow a_{O,W} = 1.045 \times 10^{-3} \quad (m) \tag{22}$$

$a_{O,W}$ ضخامت مواد معدنی و گرد و غبار و آب نشسته شده در حالت پوشال کارکرده خیس است (که فرضا بر روی رشته پوشال نوی خشک نشست کرده است).

دانسیته پوشال کارکرده خیس به شرح زیر پیدا می شود:

$$\rho_{O,W} = \frac{m_{t,O,W}}{V_{t,O,W}} = \frac{2.9+1.5}{(W+a_{a_{O,W}}).(D+a_{a_{O,W}}).L} = \frac{4.4}{3.875E-3} = 1136 \quad (kg.m^{-3}) \tag{23}$$

سطح تماس پوشال کارکرده خیس نیز به شرح زیر پیدا می شود:

$$A_{C,O,W} = 2 \times (W_i + a_{O,W} + D + a_{O,W}) \times L = 6.17 \quad (m^2) \tag{24}$$

طول مشخصه پوشال کارکرده خیس به طریق زیر پیدا می شود:

$$l_{e,O,W} = \text{طول مشخصه پوشال کارکرده خیس} = \frac{V_{t,O,W}}{A_{C,O,W}} = \frac{3.875E-3}{6.17} = 6.280E-4\ (m) \tag{25}$$

مقادیر تئوری حجم اشغال شده، دانسیته پوشال، سطح تماس و طول مشخصه برای پوشال های نو، کارکرده، خشک و خیس که از معادلات فوق (7 الی 25) محاسبه شده اند، در جدول1 در زیر با همدیگر مقایسه شده اند.

با تغییر طول مشخصه پوشال در طی گذر زمان و کارکرد پوشال، ضرایب انتقال جرم و حرارت نیز که تابع طول مشخصه می باشند، نیز تغییر می کنند. نحوه تغییر این ضرایب نیز در بخش نتایج بررسی شده است.

جدول1: مقایسه مشخصه های فیزیکی مهم پوشال چوبی در شرایط کاری مختلف

کیفیت پوشال	خشک یا خیس	حجم اشغال شده پوشال (m^3)	دانسیته پوشال ($kg.m^{-3}$)	سطح تماس A_c (m^2)	نسبت سطح تماس به سطح جلویی $A_c/A_{frontal}$ ($m^2.m^{-2}$)	طول مشخصه l_e (m)
نو	خشک	0.001264	700.0	3.82	۶.۱۶۱	0.000733
	خیس	0.002934	805.4	5.45	8.790	0.000538
کارکرده	خشک	0.003375	1221	4.96	8.000	0.000479
	خیس	0.003875	1136	6.17	9.952	0.000628
نو (مراجع 5 و 6)	خیس	-	-	-	19.92	0.002(*) 0.007(+)

* مرجع [5] ، + مرجع [6]

3- بحث و نتایج

کولر مورد آزمایش در کار فعلی دارای از مدل جهان افروز JAC 700 با هوا دهی اسمی 8200 $m^3.hr^{-1}$ می باشد. ولی بر اساس معادله (1) و اندازه گیری دبی جرمی آب مصرفی (دبی آب تبخیر شده)، دبی حجمی واقعی هوای عبوری از کولر برای دورهای کند و تند به ترتیب برابر 2565 $m^3.hr^{-1}$ و 4444 $m^3.hr^{-1}$ می باشد [7 و 8].

سطح جلویی هر یک از سه درب کولر 0.62 m^2 مساحت دارد و لذا کل سطح جلویی برابر 1.86 m^2 می باشد. لذا سرعت های هوای ورودی به پوشال ($V = \frac{Q}{A}$) برابر با 0.391 $m\,s^{-1}$ و 0.678 $m\,s^{-1}$ به ترتیب برای دورهای کند و تند کولر، می باشند. مقادیر Pr و Sc با هم تقریبا برابرند (0.7076). لذا با کمک معادلات (5 و 6) و مقادیر Re، Pr، Sc و $\frac{l_e}{l}$ می توان ضرایب انتقال جرم و حرارت را به صورت تئوری مطابق جدول 2 و 3 به ترتیب برای دورهای کند و تند کولر در زیر پیدا کرد. در اشکال 2 و 3 نیز مقادیر ضرایب انتقال حرارت و جرم بر حسب کیفیت پوشال به ترتیب برای دورهای کند و تند آورده شده اند.

پوشال ها، افت فشار هوا در طی عبور از پوشال به حدود نیمی از هد استاتیکی فن می رسد و باعث کاهش همزمان ظرفیت هوادهی کولر نیز می شود. مسلما این عامل باعث فشار بر روی موتور کولر شده و از عمر مفید آن نیز می کاهد.

جدول 2: ضرایب انتقال حرارت و جرم پوشال چوبی در شرایط مختلف پوشال برای دور کند

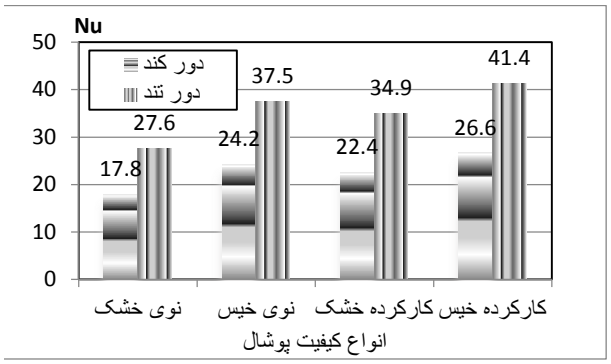
کیفیت پوشال	خشک یا خیس	$\left(\frac{l_e}{l}\right)$	Re	Nu	Sh
نو	خشک	0.006618	1075	17.8	13.8
	خیس	0.010760	1075	24.2	18.7
کارکرده	خشک	0.009576	1075	22.5	17.4
	خیس	0.012560	1075	26.6	20.6

جدول 3: ضرایب انتقال حرارت و جرم پوشال چوبی در شرایط مختلف پوشال برای دور تند

کیفیت پوشال	خشک یا خیس	$\left(\frac{l_e}{l}\right)$	Re	Nu	Sh
نو	خشک	0.006618	1865	27.6	21.4
	خیس	0.010760	1865	37.5	29.1
کارکرده	خشک	0.009576	1865	34.9	27.0
	خیس	0.012560	1865	41.4	32.0

در شکل 4 اثر افزایش دانسیته پوشال بر روی افت فشار هوا در طی عبور از پوشال بررسی شده است [1].

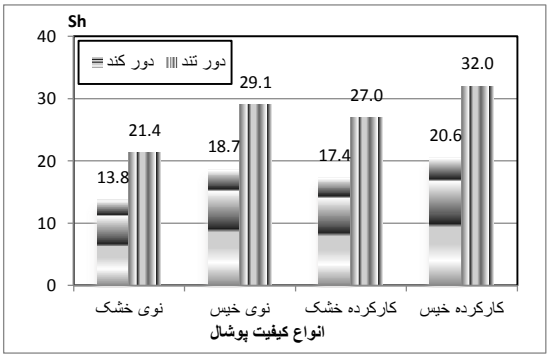
منحنی های مربوط به دانسیته های $25kg.m^{-3}$ و $50\ kg.m^{-3}$ از اندازه گیری حاصل شده اند [1] و منحنی مربوط به دانسیته $kg.m^{-3}$ 93 با برون یابی بر پایه دو منحنی قبلی تقریب و رسم شده است. در اثر گذر زمان (2 سال کارکرد پوشال) دانسیته پوشال تقریبا 3.7 برابر شده است.



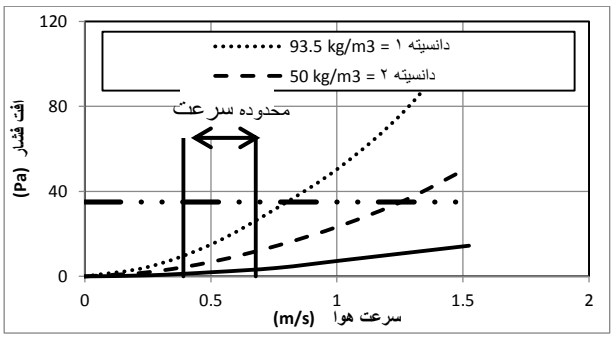
شکل 2: منحنی تغییرات Nu بر حسب کیفیت پوشال

4- نتیجه گیری

1- با افزایش 1.73 برابر عدد رینولدز (Re) در دور تند نسبت به دور کند، مقادیر ضرایب بی بعد انتقال حرارت (Nu) و انتقال جرم (Sh)، در دور تند نسبت به دور کند 1.55 برابر افزایش یافته است.



شکل 3: منحنی تغییرات Sh بر حسب کیفیت پوشال



شکل4: افت فشار هوا در طی عبور هوا از روی پوشال چوبی برای دانسیته های مختلف پوشال (نو و کارکرده)[1]

2- با افزایش عمر کارکرد پوشال چوبی، طول مشخصه پوشال کارکرده خیس نسبت به پوشال نوی خیس، 1.9 برابر افزایش و این باعث افزایش ضرایب بی بعد انتقال حرارت و جرم تنها به مقدار 1.1 برابر می شود.

3- مقدار طول مشخصه برای پوشال کارکرده خیس m 0.000628 و بر حسب مرجع [5] و [6] به ترتیب برابر 0.0007m و 0.002 m می باشد.

4- نکته مهم و قابل توجه پائین بودن سرعت هوا و عدد رینولدز جریان هوای عبوری از پوشال است. با وجود پائین بودن عدد رینولدز (در گستره بین 1000 الی 2000) و آرام بودن جریان، مراجع [5و6] از آنالیز تشابه رینولدز (مربوط به جریان درهم)استفاده کرده و از تشابه فوق معادلات (5و6) را بدست آورده اند.

5- با توجه به شکل 4، دیده می شود که با افزایش حدود 3.7 ($=\frac{93.5}{25}$) برابر دانسیته پوشال در اثر نشست رسوب، گرد و غبار و مواد معدنی بر روی الیاف پوشال ها، افت فشار برای دانسیته های kgm^{-3} 50 و $93\ kgm^{-3}$ (پوشال های کارکرده) نسبت به دانسیته پایه $25\ kgm^{-3}$ (پوشال نو) به ترتیب به طور متوسط 3.5 و 7.8 برابر افزایش یافته است. با توجه به هد استاتیکی فن کولر $8200\ m3hr^{-1}$ که حدود $2\ mm\ H_2O$ (35 Pa) می باشد، تنها در اثر گرفتگی

6- دبی بالای آب سیرکولاسیون و عدم رعایت استاندارد لازم در طراحی کانالهای هدایت کننده هوای خروجی از کولرها نیز عامل دیگر افت فشار هوا در طی عبور از کولرهای آبی تبخیری (کاهش ظرفیت هوادهی کولر و فشار بر روی موتور محرک فن) می شود [1، 3،7 و8].

5- تشکر و قدردانی

اما 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 می آید.

فهرست علائم

A	ظرفیت حرارتی ($W.kg^{-1}.^oK^{-1}$)
Cp	ضریب انتقال حرارت جابجایی ($W\ m^{-2}\ ^oK^{-1}$)
h_c	ضریب انتقال جرم $(kg_w\ (kg_w\ .kg_{air}^{-1})^{-1}\ m^{-2}\ s^{-1}$
h_m	ضریب انتقال جرم $(kg_w\ (kg_w\ .kg_{air}^{-1})^{-1}\ m^{-2}\ s^{-1}$
L	طول کل رشته پوشال (m)
m	جرم (kg)
$\dot{m}$	دبی جرمی ($kg\ s^{-1}$)
Pr ،Nu،	ضرایب بی بعد نوسلت، پرانتل،
Sh ،Sc ،Re	رینولدز، اشمیت و شروود
T	درجه حرارت خشک (^oC)
V	حجم (m^3)
W	رطوبت مطلق هوا ($kg_w\ kg_{air}^{-1}$)

زیرنویس

e	طول مشخصه
a	هوا
D	خشک
N	نو
O	کارکرده
s	محسوس، سطح، دمای لایه آب روی فیلم تماس
t	کلی
w	آب، محیط خیس
W	محیط خیس پوشال
1, 2	ورود و خروج

علائم یونانی

ρ	دانسیته ($kg\ m^{-3}$)
ν.	لزجت سینماتیکی (m^2/sec)
Δ	دیفرانسیل

مراجع

[1] R.H. henninger, H.F.Behls, Performance of aspen wood excelsior for use in evaporative coolers, 1967, General American Research Division (GARD) of. GENERAL AMERICAN TRANSPORTATION CORPORATION, Niles, Illinois under Stanford Research Institute (SRI) Contract No. B64220 (4949A-16)-US, p 27.

[2] Kachhwaha S. S. and Prabhakar S., 2010, Heat and mass transfer study in a direct evaporative cooler, J. of Scientific & Industrial Research, Vol. 69, Sept. 2010, pp. 705-710.

[3] Suoying H. and et al, 2014, Experimental study of film media used for evaporative pre-cooling of air, J. of Energy Conversion and Management, Vol. 87, pp. 874-884.

[4] Ndukwa, M. C. and et al, 2013, Mathematical Model for Direct Evaporative Space Cooling Systems, Nigerian J. of Technology (NIJOTECH), Vol. 32, No. 3. pp. 403-409.

[5] H. Paschold, W. W. Li, H. Morales, J. Walton, 2003, Laboratory study of the impact of evaporative coolers on indoor PM concentrations, Atmospheric Environment 37, 1075–1086, doi:10.1016/S1352-2310(02)00969-X.

[6] J.A. Dowdy, R.L. Reid, E.T. Handy, 1986, Experimental determination of heat and mass transfer coefficients in aspen pads. ASHRAE Trans. 92(2A), 60–68.

[7] بهزاد امیدی کاشانی، 1394، بررسی تجربی و تئوری انتقال جرم و حرارت و بازده سرمایشی در یک کولر آبی تبخیری تولیدی ایران، کنفرانس تهویه‌مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما.

[8] بهزاد امیدی کاشانی، 1394، مدلسازی کارکرد و شرایط هوای خروجی از کولر آبی تبخیری تولیدی ایران در شرایط بیرجند و مقایسه انها با مقادیر تجربی، ششمین کنفرانس بین المللی گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع، تهران، پژوهشگاه صنعت نفت.