تحليل نظري عملكرد كولرهاي آبي صفحه‌اي غير مستقيم و بهينه‌سازي آن

مهدي علي احيائي - عباس عباسي - مجيد صفار اول
دانشكده مهندسي مكانيك، دانشگاه صنعتي اميركبير

چكيده

در اين مقاله مكانيزم و تئوري كاركرد كولرهاي آبي صفحه‌اي تخت غيرمستقيم براساس آناليز **ε-NTU** *مورد بررسي قرار گرفته است. سپس براساس آناليز قانون دوم ترموديناميك نرخ توليد آنتروپي مبدل حرارتي صفحه‌اي تخت اين كولر محاسبه شده است. در نتيجه اين آناليز مقادير بهينه نسبت بازدهي انرژي - بازدهي تبخير و ظرفيت سرمايشي بر حسب پارامترهاي مؤثر در طراحي ارائه گرديده است.*

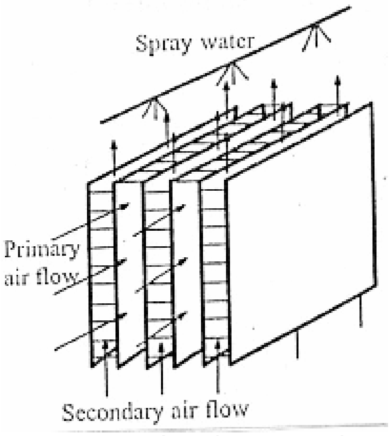
واژه‌هاي كليدي: *سرمايش تبخيري غيرمستقيم، اكسرژي، بهينه‌سازي*

مقدمه

يكي از متداولترين روشهائي كه جهت خنك كردن محيطها مورد استفاده قرار گرفته است عبور هواي گرم از روي سطوح مرطوب با دماي كم مي‌باشد كه به اين نوع روش خنك كردن «سرمايش تبخيري» مي‌گويند. اين روش نسبت به سيستم‌هاي سرمايش مكانيكي (عمدتاً تراكمي) به دليل ارزانتر بودن و عدم استفاده از مبردهاي مخرب لايه ازن مورد توجه قرار دارد. اشكال مهم اين نوع ايجاد سرمايش عدم كنترل مناسب رطوبت محيط مي‌باشد. اين اشكال با استفاده از روش سرمايش تبخيري غيرمستقيم تا حدود زيادي مرتفع و سرمايش با كيفيت مطلوب تهيه مي‌گردد.

نحوه عملكرد

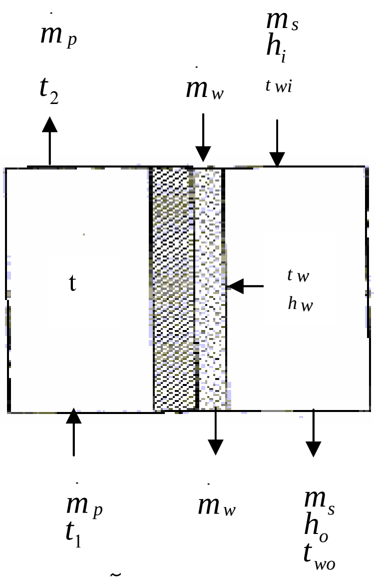
همانطور كه در شكل (۱) مشاهده مي‌شود در كولرهاي آبي غيرمستقيم اساساً دو جريان هواي اوليه و ثانويه جريان دارند. هواي اوليه هيچگونه تماسي با رطوبت نداشته و پس از سردشدن به محيط مورد نظر وارد مي‌گردد. در صورتيكه هواي ثانويه با فيلم آب بطور مستقيم در تماس بوده كه اين عمل باعث تبخير فيلم آب و خنك شدن صفحات مبدل شده كه نهايتاً گرما از هواي اوليه اخذ مي‌شود. مخلوط اين دو هوا در مجموع شرايط مطلوبي براي محيط فراهم مي‌نمايند.



شكل ۱ـ نماي ايزومتريك كولر تبخيري غيرمستقيم

تحليل حرارتي

براي تحليل حرارتي كولر حجم كنترلي مطابق با شكل (۲) در نظر گرفته شده است. شايان ذكر است كه تحليل فرآيند انتقال حرارت و جرم اين نوع كولرها پيچيده مي‌باشد. لذا در بررسي حرارتي لازم است فرضياتي در نظر گرفته تا محاسبات با سهولت انجام گردد.



شكل ۲ـ حجم كنترل يك كولر آبي غيرمستقيم

فرضيات عبارتند از:

۱ـ عدد لوئيس Le=1
۲ـ ضرايب انتقال حرارت و جرم ثابت فرض شده است.
۳ـ اثر انتقال حرارت و جرم بين قطرات آب و هواي ثانويه ناچيز در نظر گرفته شده است.
٤ـ تغييرات آنتالپي اشباع با دماي مرطوب هواي ثانويه ورودي خطي فرض شده است.
۵ـ صفحات كاملاً مرطوب در نظر گرفته شده‌اند.
٦ـ انتقال حرارت به محيط ناچيز مي‌باشد.

توازن انرژي براي هواي اوليه

مطابق شكل (۲)، هواي اصلي گرماي خود $\overset{0}{m_w}$ ورت محسوس از دست مي‌دهد بنابراين:

$$U_0(t-t_w)\quad -\dot{m}_p c_p dt \qquad (۲)$$

در نتيجه پس از انتگرال گيري تعداد واحدهاي هواي اوليه بااستفاده از تئوري $\varepsilon - \mathrm{NTU}$ به قرار زير است [۱]

$$(\mathrm{NTU})_p = \frac{U_0 A}{m_p c_p} = -\ln\left(\frac{t_2 - t_1}{t_1 - t_w}\right) \qquad (۳)$$

ضريب تأثير هواي اوليه به صورت زير خواهد بود.

$$\varepsilon_p = 1 - \exp(\mathrm{NTU})_p = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_w} \qquad (٤)$$

توازن انرژي براي هواي ثانويه

در شكل (۲) المان ديفرانسيلي از سطح تماس هوا و سطح خيس مشاهده مي‌شود. توازن حرارتي براي المان عبارتست از:

$$h_D(h_w - h)dA = \dot{m}_s dh \tag{۵}$$

با انتگرال گيري از معادله (۵)

$$(NTU)_s = \frac{h_D A}{\dot{m}_s} = \frac{h_D c_p A}{\dot{m}_s c_p} = -\ln\left(\frac{h_0 - h_w}{h_0 - h_i}\right) \tag{٦}$$

پس از مرتب كردن معادله بالا ضريب تأثير هواي ثانويه به قرار زير مي‌باشد.

$$\varepsilon_s = 1 - \exp(-NTU)_s = \frac{h_i - h_0}{h_i - h_w} \tag{۷}$$

با توجه به تناسب خطي تغييرات آنتالپي هواي مرطوب با نسبت دماها [۲]:

$$C_{wb} = \frac{h_o - h_i}{t_{w_o} - t_{w_i}} \tag{۸}$$

C_{wb} حرارت ويژه اشباع معادله (۷) بصورت زير درمي‌آيد.

$$\varepsilon_s = 1 - \exp(-NTU)_s = \frac{t_{w_i} - t_{w_o}}{t_{wi} - t_w} \tag{۹}$$

با فرض Le=1 (به عبارتي فرض يكسان بودن نرخ نفوذ نرخ انتقال حرارت و پخش جرمي در سطح تماس هوا و آب)

$$Le^{2/3} = \frac{h_c}{h_D c_p} \Rightarrow h_c = c_p h_D \tag{۱۰}$$

با جايگزيني (۱۰) در (٦)

$$(NTU)_s = \frac{h_c A}{\dot{m}_s c_p} = -Ln\left(\frac{t_{w_o} - t_w}{t_{wi} - t_w}\right) \tag{۱۱}$$

توازن انرژي بين هواي اوليه و ثانويه

با تعريف ضريب اثر سرمائي در كولرهاي آبي غيرمستقيم:

$$\varepsilon_c = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{wi}} \tag{۱۲}$$

معادله توازن انرژي بين هواي اوليه و ثانويه به صورت زير خواهد شد.

$$\dot{m}_p c_p (t_1 - t_2) = \dot{m}_s (h_o - h_i) \tag{۱۳}$$

ضمناً با توجه به معادله (۸)

$$t_2 = t_1 - \frac{C_{max}}{C_{min}}(t_{wo} - t_{wi}) \tag{۱٤}$$

در حاليکه C_{max} و C_{min} عبارتند از:

$$C_{min} = \dot m_p C_p \qquad (١٥)$$

$$C_{max} = \dot m_s C_{wb} \qquad (١٦)$$

با جايگذاري معادله (١٤) در معادله (٣):

$$\varepsilon_p = \frac{C_{max}}{C_{min}}\left(\frac{t_{wo}-t_{wi}}{t_1-t_w}\right) \qquad (١٧)$$

با جايگذاري معادله (٧) در معادله (٦) درجه حرارت آب

$$t_w = \frac{\varepsilon_s\left(\frac{C_{max}}{C_{min}}\right)t_{wi} + \varepsilon_p +^{t} 1}{\varepsilon_s\left(\frac{C_{max}}{C_{min}}\right) + \varepsilon_p} \qquad (١٨)$$

با جايگذاري معادله (١٨) در معادله (٣)، ضريب اثر سرمائي كولر عبارتست از:

$$\varepsilon_c = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_s}\left(\frac{\dot m_p c_p}{\dot m_s c_{wb}}\right)} \qquad (١٩)$$

ضمناً براي محاسبه ضرايب انتقال حرارت هواهاي عبوري اوليه و ثانويه و سطح مرطوب به ترتيب [١] عبارتند از:

$$Nu = 0.023 Re_{D_h}^{4/5} Pr^{1/2} \qquad Re > 2300 \qquad (٢٠)$$

$$Nu = 7.54 \qquad Re \le 2300 \qquad (٢١)$$

جائیکه $R_{e_{D_h}} = \frac{4\dot m}{\pi D \mu}$, $D_h = 2b$

محاسبه افت فشار هوا و ضريب عملكرد و ظرفيت سرمايشي كولر

افت فشار كل سيستم ناشي از اصطكاك و افت‌هاي محلي مطابق روابط زير محاسبه مي‌گردند [٣]

$$\Delta P_f = f\frac{L}{D_h}\frac{V^2\rho}{2} \qquad (٢٢)$$

$$\Delta P_l = \sum k\frac{\rho V^2}{2} \qquad (٢٣)$$

$$\Delta P_t = \Delta P_f + \Delta P_l \qquad (٢٤)$$

در نتيجه توان مورد نياز دمنده دستگاه با فرض $\eta_m = 1$ عبارتست از [٤]

$$W = \frac{\dot{m}_p \Delta P_p}{\eta_p} + \frac{\dot{m}_s \Delta P_S}{\eta_s} \qquad (۲۵)$$

محاسبه نسبت بازدهي انرژي

ضمناً نسبت بازدهي انرژي EER برابر است با

$$EER = \frac{Q_C}{W} \qquad (۲۶)$$

جائيكه Q_C ظرفيت سرمايشي كولر غيرمستقيم از رابطه زير قابل محاسبه است.

$$Q_C = \dot{m}_p c_p (t_1 - t_2) \qquad (۲۷)$$

تحليل قانون دوم براي كولرهاي آبي غيرمستقيم صفحه‌اي

معيارهاي ارزيابي متعددي براي شرايط بهينه كاركرد سيستم‌هاي حرارتي وجود دارد. از جمله قابل اعتمادترين معيارها تحليل قانون دوم يا آناليز اكسرژي مي‌باشد. همانطور كه در شكل (۲) ملاحظه مي‌گردد كولر غيرمستقيم صفحه‌اي در واقع مانند يك مبدل حرارتي صفحه‌اي با جريان مخالف براي جريان هواي ثانويه و جريان متقاطع براي هواي اوليه مي‌باشد. به منظور بدست آوردن عبارتي براي محاسبه نرخ اكسرژي جريان هواي اوليه، فرض مي‌كنيم كه دماي سطح صفحات در كل طول صفحه ثابت باشد كه اين فرض براي اين نوع كولرها فرض معقولي است. نرخ توليد اكسرژي‌هاي اوليه چنين صفحاتي به صورت زير است كه شامل دو قسمت ورودي و خروجي است [۸,۷,٦,۵]

$$(e_{t,p})_{in} = R_a t_1 \ln(1 + 1.6\omega_o) \qquad (۲۸)$$

$$e_{t,p})_{out} = c_p t_o \left(\frac{t_2}{t_o} - 1 - \ln\frac{t_2}{t_o}\right) + R_a t_o \ln\left(1 - \frac{\Delta P}{P_o}\right) + R_a t_o \ln(1 + 1.6\omega_o) \qquad (۲۹)$$

و توليد انتروپي براي هواي ثانويه بصورت معادله‌هاي (۳۰) و (۳۱) مي‌باشند كه علاوه بر ترم‌هاي ناشي از انتقال حرارت و اصطكاك، داراي ترم ناشي از انتقال جرم در اثر تبخير هم مي‌باشد كه شامل دو قسمت ورودي و خروجي است.

$$e_{t,s})_{in} = (c_p + \omega c_{pv}) t_o \left(\frac{tw_i}{t_o} - 1 - \ln\frac{tw_i}{t_o}\right) + (1 + 1.6\omega_o) R_a t_o \ln\frac{P}{P_o} + R_a t_o$$
$$\left[(1 + 1.6\omega. \times \ln\frac{1 + 1.6\omega_o}{1 + 1.6\omega} + 1.6\omega_o \ln\frac{\omega}{\omega_o}\right] \qquad (۳۰)$$

$$e_{t,s})_{out} = (c_p + \omega_{out} c_{p,v}) t_o \left[\frac{tw_o}{t_o} - 1 - \ln\frac{tw_o}{t_o}\right] + (1 + 1.6\omega_{out}) R_a t_o \ln\left(1 - \frac{\Delta P}{P_o}\right) + R_a t_o$$
$$\left[(1 + 1.6\omega_{out}) \ln\left(\frac{1 + 1.6\omega_o}{1 + 1.6\omega out}\right) + 1.6\omega_{out} \ln\frac{\omega_{out}}{\omega_o}\right] \qquad (۳۱)$$

در نتيجه نرخ كل توليد آنتروپي به صورت زير محاسبه مي‌شود:

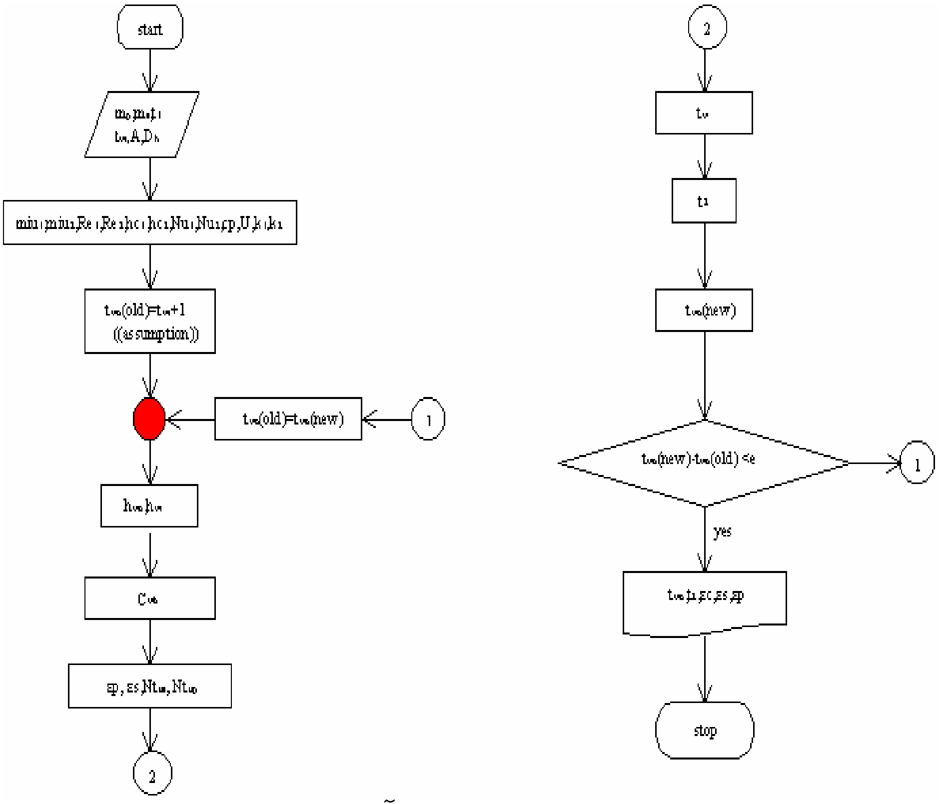
$$S_{gen} = \frac{1}{T_0}\left\{\left[\dot{m}_p e_{tp} + \dot{m}_s e_{ts}\right]_{in} - \left[\dot{m}_p e_{tp} + \dot{m}_s e_{ts}\right]_{out}\right\} \qquad (۳۲)$$

براساس معادلات توليد انتروپي (۲۸) و (۲۹) و (۳۰) و (۳۱) و (۳۲) و روش طراحي كولرهاي غيرمستقيم ذكر شده در بخش اول مقاله، ارتباط تابعي نرخ كل توليد انتروپي به صورت زير مي‌باشد:

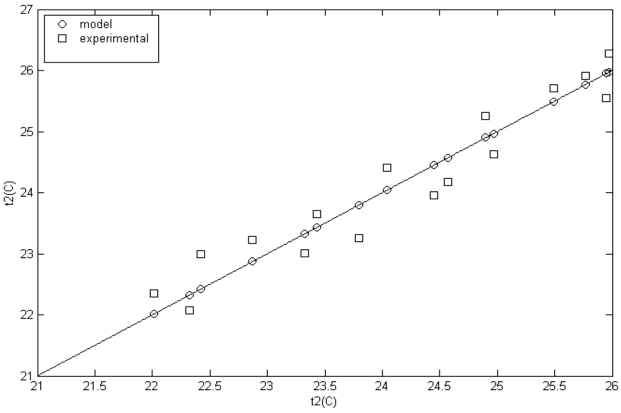
$$\dot{S}_{gen} = f(\dot{m}_p, \dot{m}_s, L, W) \qquad (۳۳)$$

بحث نتايج طراحي

براي محاسبه مقادير طراحي از قبيل دماي هواي خروجي از كولر و نسبت بازدهي انرژي و مشاهده اثر پارامترهاي مؤثر از جمله طول صفحات و دبي‌هاي جرمي روي EER كد كامپيوتري مطابق شكل (۳) تهيه گرديده است نمودارهاي (۳) و(٤) حاصل اين محاسبات مي‌باشد همانطور كه در شكل (٤) مشاهده مي‌شود دماي هواي خروجي اوليه t_2 مدل با نتايج تجربي مرجع [٤] مقايسه گرديده است. اختلاف نتايج مدلسازي با نتايج تجربي حدود ۳% و اين اختلاف عمدتاً ناشي از ناديده گرفتن اثرات پارامترهاي محيطي در مدلسازي مي‌باشد.

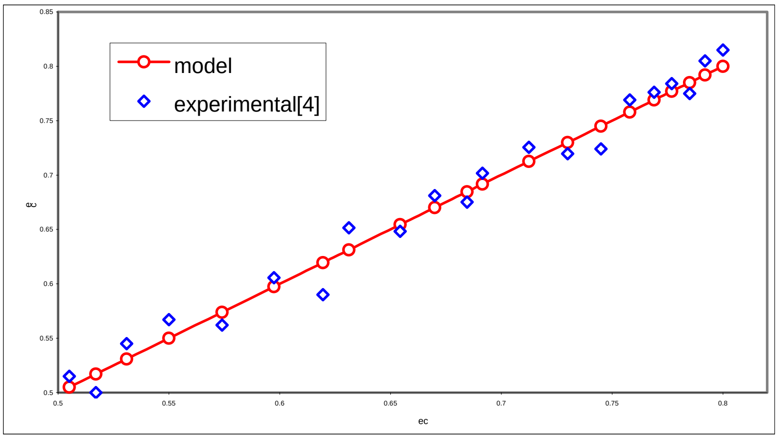


۳ـ فلوچارت طراحي كولرهاي آبي غيرمستقيم



شکل ٤ـ مقايسه دماي خروجي هواي اوليه مدل با نتايج تجربي

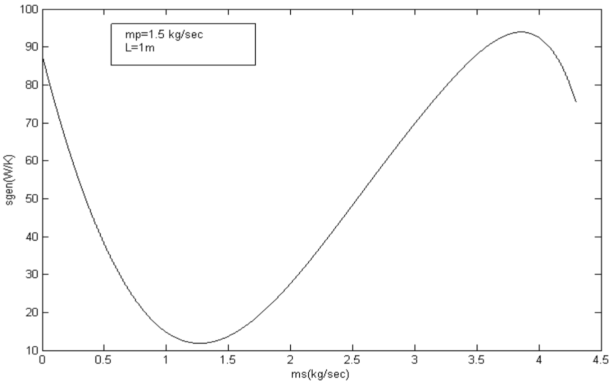
در شکل (۵) ضريب تأثير سرمايش $\in_c$ با نتايج تجربي[٤] مقايسه شده است. پس از طراحي سيستم مطابق با معادلات ۲۸ الي ۳۳ به بررسي آنتروپي توليدي سيستم پرداخته شده است. بديهي است که سيستم بر اساس شرايط طراحي قطعاً براي انتخاب مقادير $\dot{m}_p$ و $\dot{m}_s$ و W و L با محدوديتهايي مواجه است لذا به علت اين محدوديتها بايد مقادير مورد اشاره در محدوده خاصي در نظر گرفته شوند که اين براساس محدوده خاص که محدوديتهاي طراحي بر مسأله اعمال مي‌نمايد تغييرات هر کدام از متغيرها را با ثابت نگه داشتن بقيه پارامترها بر روي نرخ توليد آنتروپي سيستم بررسي شده و نهايتاً مقادير بهينه طراحي سيستم حاصل مي‌گردد.



شکل ۵ـ مقايسه ضريب سرمايش کولر مدل با نتايج تجربي

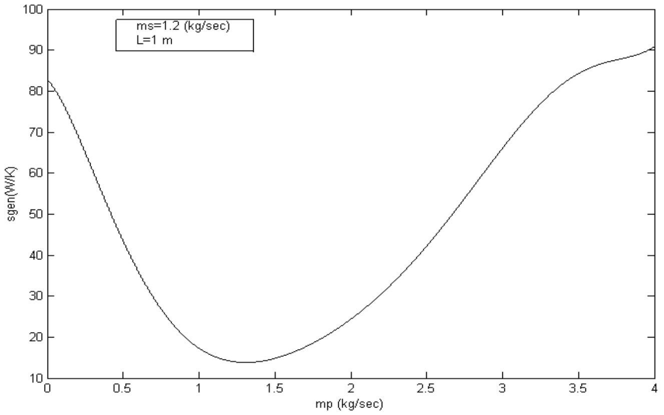
شايان ذکر است بهينه‌يابي متغيرهاي طراحي به روش اکسرژي (قانون دوم ترموديناميکي) لزوماً از نقطه نظر اقتصادي براي سيستم‌ها بهينه نمي‌باشند. لذا در عمل براي بهينه کردن سيستم‌ها بايستي بررسي ترمواکونوميکي تواماً صورت گيرد.

شكل (٦) نرخ توليد آنتروپي بر حسب تغييرات دبي هواي ثانويه در يك مقدار ثابت دبي هواي اوليه را نشان مي‌دهد همانطور كه مشاهده مي‌گردد در محدوده مقادير طراحي فاصله نقطه حداكثر و حداقل بسيار كم است در نتيجه با توجه به حساسيت توليد آنتروپي بمقدار دبي هواي ثانويه و نزديك بودن نقاط حداكثر و حداقل بر روي نمودار در هنگام موازنه نمودن انرژي بايستي در انتخاب مقدار دبي هواي ثانويه دقت كافي بعمل آورد.



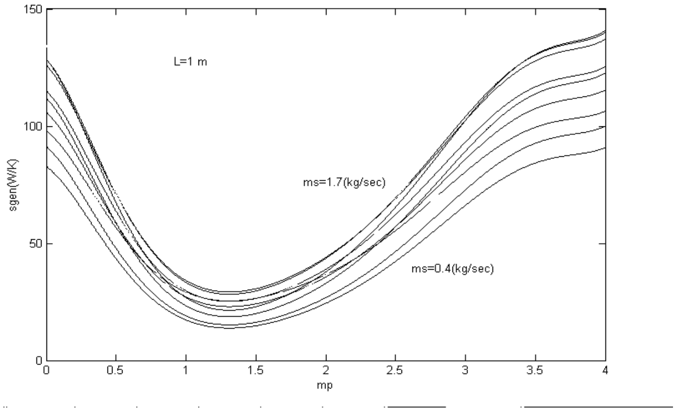
شكل ٦ـ نرخ توليد آنتروپي برحسب دبي هواي ثانويه

ضمناً در شكل (٧) نرخ توليد آنتروپي بر حسب دبي هواي اوليه ملاحظه مي‌گردد همانطور كه از شكل مشخص است نقاط حداكثر و حداقل توليد آنتروپي در محدوده طراحي قرار نگرفته است اين مسئله نشان‌دهنده حساسيت كم نرخ توليد آنتروپي نسبت به مقدار دبي هواي اوليه مي‌باشد.

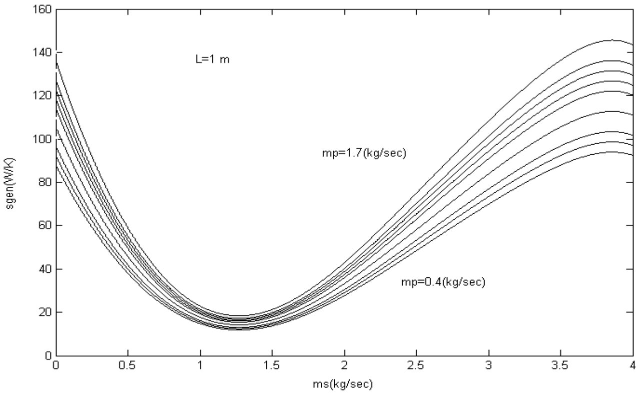


شكل ٧ـ نرخ توليد آنتروپي بر حسب دبي هواي اوليه

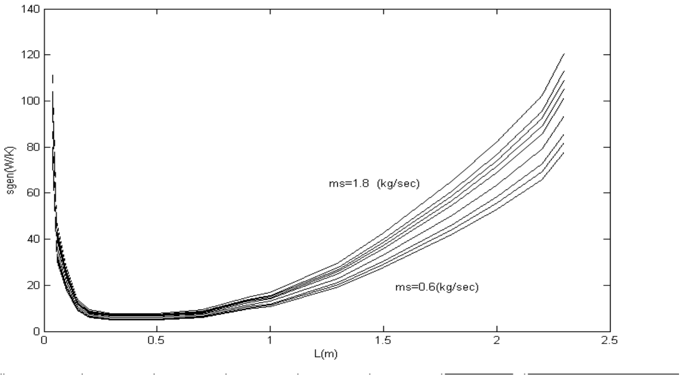
شكل (۸) و (۹) به ترتيب نرخ توليد آنتروپي بر حسب دبي هواي ثانويه در دبي‌هاي اوليه مختلف و نرخ توليد آنتروپي بر حسب دبي هواي ثانويه در دبي‌هاي اوليه مختلف را نشان مي‌دهند. همانطور كه مشاهده مي‌گردد در يك مقدار دبي هواي اوليه يا ثانويه مشخص مي‌توان با انتخاب دبي مناسب ديگر به حداقل توليد آنتروپي دست يافت شكل (۱۰) نيز نرخ توليد آنتروپي بر حسب طول صفحه را نشان مي‌دهد ملاحظه مي‌شود كه هر چه طول صفحات در اين نوع كولرهاي كوتاه انتخاب شوند نرخ توليد آنتروپي به شدت افزايش مي‌يابد در نتيجه بايستي سعي شود طول صفحات متناسب با دبي‌هاي اوليه و ثانويه و براي حداكثر بازدهي انتخاب گردند.



شكل ۸ـ نرخ توليد آنتروپي بر حسب دبي هواي اوليه در دبي‌هاي ثانويه



شكل ۹ـ نرخ توليد آنتروپي بر حسب دبي هواي ثانويه در دبي‌هاي اوليه



شكل ۱۰ـ نرخ توليد آنتروپي بر حسب طول صفحه در دبي‌هاي ثانويه

نتيجه‌گيري

۱ـ كولرهاي تبخيري غيرمستقيم در مقايسه با كولرهاي تبخيري مستقيم در مناطق خشك از عملكرد بهتري برخوردارند.

۲ـ تحليل اكسرژي ابزار مناسبي براي بهينه كردن پارامترهاي مؤثر بر عملكرد كولرهاي تبخيري غيرمستقيم مي‌باشد.

فهرست نمادها:

A: سطح مؤثر انتقال حرارت (m^2)
B: فاصله بين دو صفحه كولر (m)
C_{max} : ماكزيمم ظرفيت انتقال گرما ($\frac{W}{^\circ C}$)
C_{min} : مينيمم ظرفيت انتقال گرما ($\frac{W}{^\circ C}$)
c_p : ظرفيت گرماي مخصوص به هوا ($\frac{KJ}{Kg^\circ C}$)
c_{pv} : ظرفيت گرماي مخصوص بخار آب ($\frac{KJ}{Kg^\circ C}$)
D_h : قطر هيدروليكي (m)
$e_{t,p}$: اكسرژي هواي اوليه ($\frac{W}{KgK}$)
$e_{t,s}$: اكسرژي هواي ثانويه ($\frac{W}{KgK}$)
h_i : آنتالپي ورودي هواي ثانويه ($\frac{kJ}{kg}$)
h_0 : آنتالپي خروجي هواي ثانويه ($\frac{kJ}{kg}$)
h_w : آنتالپي اشباع هوا در سطح مشترك آب و هوا ($\frac{kJ}{kg}$)
K: ضريب افت موضعي
L: طول صفحات كولرهاي تبخيري غيرمستقيم (m)
Le: عدد لوئيس
$\dot{m}_a$: جريان جرمي هوا ($\frac{kg}{sec}$)
$\dot{m}_p$: جريان هواي اوليه ($\frac{kg}{sec}$)
$\dot{m}_s$: جريان هواي ثانويه ($\frac{kg}{sec}$)

EER: نسبت بازدهي انرژي

f: ضريب اصطكاك

h_c : ضريب انتقال حرارت جابجائي $(\frac{W}{m^2{}^\circ C})$

h_D : ضريب انتقال جرم $(\frac{kg}{m^2 s})$

Nu: عدد ناسلت

ΔP_f : افت فشار ناشي از اصطكاك (Pa)

ΔP_I : افت فشار محلي (Pa)

ΔP_p : افت فشار قسمت اوليه (Pa)

ΔP_s : افت فشار قسمت ثانويه (Pa)

Pr: عدد پرانتل

Re: عدد رينولدز

S_{gen} : آنتروپي توليدي $(\frac{W}{kgK})$

t_1 : دماي حباب خشك ورودي هواي اوليه(℃)

t_2 : دماي حباب خشك خروجي هواي اوليه(℃)

t_{wi} : دماي حباب‌تر ورودي هواي ثانويه(℃)

t_{wo} : دماي حباب‌تر خروجي هواي ثانويه(℃)

t_w : دماي اشباع سطح مشترك آب و هوا (℃)

t_0 : دماي محيط (℃)

$\dot{m}_w$: جريان جرمي آب

$NTU)_p$: تعداد واحدهاي انتقال هواي اوليه

$NTU)_s$: تعداد واحدهاي انتقال هواي ثانويه

U_0 : ضريب انتقال حرارت كلي بين هواي اوليه و سطح مشترك هواي ثانويه و آب $(\frac{W}{m^2{}^\circ C})$

- علائم و اختصارات يوناني:

ε_c : ضريب تأثير كولر

ε_p : ضريب تأثير هواي اوليه

ε_s : ضريب تأثير هواي ثانويه

ρ : چگالي هوا $(\frac{kg}{m^3})$

η_p : راندمان فن قسمت اوليه

η_s : راندمان فن قسمت ثانويه

μ : ضريب چسبندگي $(\frac{kg}{s^2 m})$

ω_{out} : رطوبت مخصوص هواي ثانويه خروجي

ω_o : رطوبت مخصوص محيط

منابع

1- Incropera, F.P .and Dewitt, D.P “Fundametals of Heat and Mass Transfer”. John Wiley and Sons 1990.

2- Watt, J R . “Evaporative Air Conditioning Handbook” Chapman and Hall 1986.

3- Fluid Mechanics H-SHAMES 1972.

4- J-L . Peterson, and B.D.Hunn, Ph.D "Experimental Performance of Indirect Evaporative Cooler”. ASHRAE . vol 60.1985

5- Bejan, A. “Advanced Engineering Thermodynamics“. John wiley and sons 1988.

6- Bejan A . “General Criterion for Rating Heat Exchanger Performance”. Int.J. of Heat Mass Transfer, Vol.21, pp.655-658. 1978

7- Bejan, A. “Entropy Generation Minimization.” CRC Press 1996.

8- Sekulic, D.P and Herman, C.V "One Approach to Ireversibility Minimization in Compact Cross-Flow Heat Exchangers Design”, Int Comm.Heat Mass Transfer, Vol 13 pp 23-32 1986.