

مطالعه پارامتری و تحلیل انرژی مبدل حرارتی فشرده گاز به مایع بر اساس نتایج تجربی

امیر گودرزی^۱، فرهاد کردی^۲

اتوبان شهید بابایی، دانشگاه جامع امام حسین (ع)، مرکز تحقیقات موتور اسراء

آدرس پست الکترونیک نویسنده اول (kpagoudarzi@ihu.ac.ir)

چکیده

در تحقیق حاضر آنالیز انرژی و مطالعه پارامتری مبدل حرارتی فشرده گاز به مایع از نوع SR-0737-11/32 بر اساس نتایج تجربی در شرایط کاری مختلف مورد توجه قرار گرفته است. همچنین نتیجه تأثیرپذیری خواص ترمودینامیکی سیالات از مشخصات کاری مبدل مورد مطالعه قرار گرفته است. برای این منظور مدل مناسب مبدل بر اساس مشخصه‌های هندسی و روابط تئوری و تجربی ترمودینامیکی توسعه یافته است. در این تحقیق ضرایب انتقال حرارت و افت فشار سیال در مبدل از طریق برازش منحنی مناسب بر نتایج تجربی به دست آمده است و محاسبه دمای خروجی هر سیال طبق روش ϵ -Ntu صورت پذیرفته است. پارامترهای شرایط کاری مورد بررسی در این تحقیق شامل دما، فشار و دبی هوا به عنوان سیال گرم و دبی آب خنک‌کن می‌باشد. نتایج تحقیق نشان می‌دهد که افزایش فاکتور افت فشار سمت هوا در اثر کاهش فشار هوای ورودی، افزایش دمای هوای ورودی و افزایش دبی هوای عبوری رخ می‌دهد. همچنین افزایش فاکتور افت فشار سمت آب در اثر افزایش دبی آب عبوری، کاهش دمای هوای ورودی و کاهش دبی هوای عبوری رخ می‌دهد. از سوی دیگر افزایش کارایی سمت هوا به دلیل افزایش دمای هوای ورودی، کاهش دبی هوای عبوری و افزایش دبی آب عبوری دیده می‌شود. همچنین افزایش کارایی سمت آب در اثر افزایش دمای هوای ورودی، افزایش دبی هوای عبوری و کاهش دبی آب عبوری رخ می‌دهد.

واژه‌های کلیدی: مبدل حرارتی فشرده، تحلیل ترمودینامیکی، روش ϵ -Ntu، نتایج تجربی، مطالعه پارامتری

۱- کارشناس ارشد

۲- کارشناس

۱- مقدمه

به منظور انتقال حرارت بین دو سیال مجزا با دمای متفاوت از مبدل حرارتی استفاده می‌شود. مبدل‌های حرارتی بر اساس نوع عملکرد و چگونگی حرکت سیال در آن‌ها در دسته‌های گوناگون تقسیم‌بندی می‌شوند. یکی از مهم‌ترین گونه‌های مبدل‌های حرارتی، مبدل حرارتی فشرده می‌باشد. این مبدل‌ها اغلب زمانی به کار می‌روند که حداقل یکی از سیال‌های عامل در حالت گازی باشند. مشخصه اصلی این مبدل‌ها نسبت سطح انتقال حرارت به حجم بزرگ، بیش‌تر از $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ می‌باشد که توسط تعداد زیاد پره با فواصل کم قابل حصول می‌باشد [۱].

جنبه‌های قابل‌توجه در تحلیل یک مبدل حرارتی بررسی میزان گرمای مبادله شده بین سیال‌ها و همچنین، توان مکانیکی پمپاژ مصرف‌شده به منظور غلبه بر نیروی اصطکاک سیال برای عبور دادن آن از میان سطوح مبدل حرارتی می‌باشد. به این ترتیب مبدل‌هایی که دارای مشخصه اساسی شار حرارتی زیاد نسبت به توان اصطکاکی مصرفی باشند به عنوان سطوح بازده بالا شناخته می‌شوند [۲].

دلیل استفاده بیش‌تر از سطوح فشرده در مواجهه با سیال‌های گازی جبران کاستی ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی طرف گازی می‌باشد. عامل افزایش این کاستی الزام به دبی کم طرف گازی برای پرهیز از توان پمپاژ زیاد و افزایش نسبت ارزش حرارت انتقالی به توان مکانیکی مصرفی می‌باشد. روش‌های متنوعی به منظور افزایش بازده سطوح فشرده به کار گرفته می‌شوند. از این بین می‌توان به ناپیوسته کردن دیواره سطوح، تغییر آرایش قرارگیری لوله‌ها و استفاده از پره‌های موجی اشاره کرد [۲]. راتود و همکارانش در مقاله‌ای به مطالعه اثر مدل‌های مختلفی از مبدل فشرده بر خواص ترمودینامیکی سیالات عبوری پرداختند و کارایی هر مدل را مورد بررسی قرار دادند [۳]. از مطالعات دیگر در این زمینه می‌توان به کار لی و گروه همکارانش اشاره کرد. ایشان در این مقاله به بررسی مدل‌های موجود و نسل آینده مبدل‌های فشرده پرداختند و روابط تجربی مربوط به هر مدل را ارائه دادند [۴].

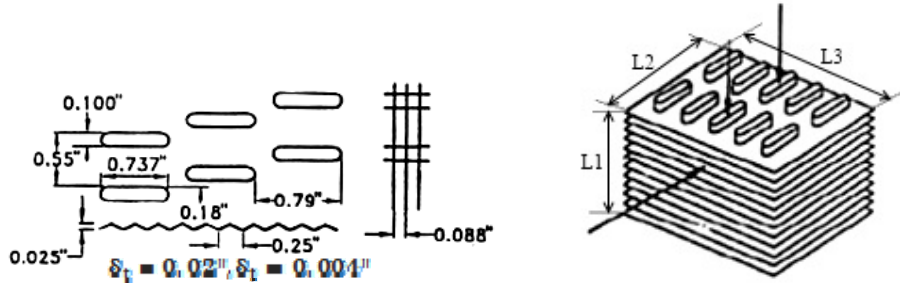
در تحقیق حاضر آنالیز انرژی مبدل حرارتی فشرده گاز به مایع بر اساس نتایج تجربی کیز و لندن در شرایط کاری مختلف مورد توجه قرار گرفته است. برای این منظور ابتدا مدل مناسب مبدل بر اساس مشخصه‌های هندسی و روابط تئوری و تجربی ترمودینامیکی توسعه می‌یابد. سپس مشخصه‌های کارکردی مبدل بر اساس تحلیل‌های مورد نیاز تعریف می‌شوند و در مرحله آخر تأثیر تغییر پارامترهای کاری بر مشخصه‌های کارکردی مبدل مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۲- تحلیل مبدل فشرده

در این تحقیق، مدل‌سازی مبدل SR-0/737-11/32 به‌طور خاص مورد نظر قرار می‌گیرد. این مبدل از نوع سطوح فشرده لوله‌های کتابی با پره‌های صفحه‌ای می‌باشد. از این مبدل‌ها به عنوان خنک‌کن میانی هوا به آب در سامانه‌های پرخوران موتورهای احتراق داخلی و سامانه‌های نیروگاهی استفاده زیادی می‌شود [۲]. دلیل این امر بازده بالاتر این سطوح نسبت به سایر گونه‌های سطوح لوله‌ای می‌باشد. البته این مزیت با افت فشار بیش‌تر سیال گازی همراه می‌باشد که با توجه به مزیت مذکور قابل تحمل می‌باشد [۳]. این مبدل دارای 11/32 پره در هر اینچ بوده و طول هر لوله در مقطع عرضی 0/737 اینچ می‌باشد. در این مبدل جریان در لوله‌ها از ابتدا تا انتها مجزا بوده و پره‌ها نیز ممتد و متوالی می‌باشند. همچنین، در این مبدل حرف S نشانگر آرایش تناوبی لوله‌ها و حرف R مبین موج‌دار بودن پره‌ها می‌باشند. هر دو عامل فوق در افزایش نرخ انتقال حرارت بین دو سیال مؤثر می‌باشند. نمایش شماتیک ابعاد مبدل مذکور در شکل ۱ آمده است. در ادامه شبیه‌سازی ترمودینامیکی این مبدل مورد توجه قرار می‌گیرد.

۲-۱- آنالیز هندسی مبدل

آنالیز هندسه مبدل مدنظر مشتمل بر تعیین مشخصات هندسی مجاری عبور سیال مایع و سیال گازی می‌باشد که به تفسیر در مرجع [۲] معرفی شده است.



شکل ۱: مشخصات هندسی مبدل SR-۷۳۷-۰/۳۲-۱۱ [۲].

۲-۲- محاسبه خواص ترمودینامیکی

جهت محاسبه خواص سیال حین عبور از مبدل نیاز به برآورد اولیه از دمای خروجی سیال می‌باشد. در مبدل موردنظر با توجه به تبادل حرارت بین هوا و آب و وجود اختلاف زیاد بین ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی آن‌ها، به‌عنوان حدس اولیه برای هوا، با توجه به این‌که منحنی درجه حرارت مبدل جریان مخالف را به‌عنوان تقریبی برای تغییر دمای هر سیال طی عبور از این مبدل می‌توان در نظر گرفت، دمایی تقریباً برابر دمای ورودی آب فرض می‌شود. در ادامه برای محاسبه خواص میانگین، مقداری برای دمای میانگین لازم است. برای طرف هوا می‌توان از تعریف اختلاف دمای لگاریتمی طبق رابطه (۱) استفاده کرد.

$$T_{m_A} = \frac{T_{i_w} + T_{o_w}}{2} + \frac{(T_{o_A} - T_{i_w}) - (T_{i_A} - T_{o_w})}{\ln\left(\frac{T_{o_A} - T_{i_w}}{T_{i_A} - T_{o_w}}\right)} \quad (1)$$

حال، می‌توان با داشتن دمای میانگین خواص ترمودینامیکی هوا شامل ظرفیت گرمایی ویژه، آنتالپی، آنتروپی، ضریب هدایت حرارتی و ویسکوزیته را با فرض گاز شبه ایده‌آل و با استفاده از جداول جنف به دست آورد [۵]. با داشتن این خواص می‌توان بعد از محاسبه عدد رینولدز جریان به ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و ضریب افت فشار رسید. برای محاسبه عدد رینولدز از سرعت جرمی سیال، که طبق رابطه (۲) تعریف می‌شود، استفاده می‌شود.

$$G = \frac{\dot{m}c}{A_{ff}} \quad (2)$$

حال می‌توان عدد رینولدز را از رابطه (۳) به دست آورد [۶].

$$Re = \frac{D_h G}{\mu} \quad (3)$$

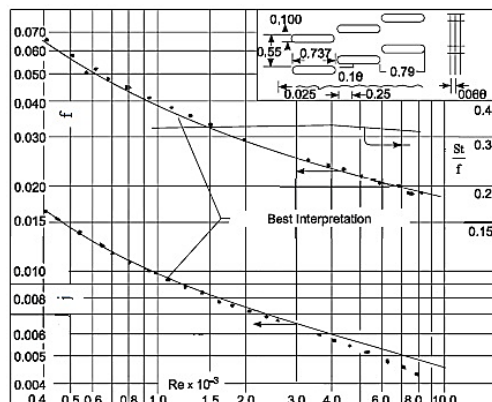
برای به دست آوردن ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و ضریب افت فشار سیال در مبدل‌های فشرده، می‌توان به نتایج تجربی کیز و لندن مراجعه کرد [۲]. این نتایج نشانگر تغییرات ضریب اصطکاک و پارامتر انتقال حرارت برحسب عدد رینولدز می‌باشند. نمونه‌ای از این نتایج برای مبدل موردبحث در شکل ۲ آمده است. همان‌طور که در شکل ۲ دیده می‌شود، این نتایج به‌صورت مجموعه نقاط می‌باشد که از طریق برازش منحنی مناسب می‌تواند به‌صورت رابطه ریاضی به کد نوشته‌شده داده شود. نتایج حاصل از برازش منحنی داده‌های مبدل مورد مطالعه در روابط (۴) و (۵) آمده است.

$$f = 0.82263 Re^{-0.4374} \quad (4)$$

$$j = St Pr^{\frac{2}{3}} = 0.1959 Re^{-0.4256} \quad (5)$$

در رابطه (۵)، St عدد استانتون می‌باشد و با داشتن آن ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی از رابطه (۶) به دست می‌آید.

$$h = StGc_p \quad (6)$$



شکل ۲: تغییر ضریب اصطکاک و پارامتر انتقال حرارت برای سیال عبوری از روی لوله‌ها برحسب عدد رینولدز برای مبدل فشرده مدل SR-۷۳۷-۰/۳۲-۱۱ [۲].

حال، می‌توان خواص ترمودینامیکی آب را برحسب دمای میانگین محاسبه شده و با توجه به تغییر اندک این خواص برحسب فشار، با استفاده از نمودارهای خواص اشباع آب محاسبه کرد. برای محاسبه عدد رینولدز مانند روش مشروح در قسمت قبل عمل می‌شود. با داشتن عدد رینولدز می‌توان طبق روابط بیان شده توسط پوخوف و جنیلینسکی برای جریان آرام و مغشوش کاملاً توسعه یافته در لوله ضریب اصطکاک و عدد ناسلت را از روابط (۷) و (۸) به دست آورد. شرط دیگر استفاده از رابطه (۷) فرض لوله کاملاً صاف می‌باشد. توجه به این نکته ضروری است که استفاده از روابط فوق برای لوله‌های کتابی یک تقریب می‌باشد زیرا این روابط برای لوله‌های دایره‌ای توسعه پیدا کرده‌اند [۱ و ۶].

$$f = \begin{cases} \frac{64}{Re}, & Re < 3000 \\ (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2}, & Re \geq 3000 \end{cases} \quad (7)$$

$$Nu = \begin{cases} 4.36, & Re < 3000 \\ \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}, & 3000 \leq Re < 5000 \\ & 0.5 < Pr < 2000 \end{cases} \quad (8)$$

۲-۳- تحلیل عملکرد پره

پره‌ها ابزاری برای افزایش نرخ انتقال حرارت از طریق افزایش سطح مؤثر می‌باشند. بازده پره پارامتری است که عملکرد گرمایی یک پره را تعیین می‌کند. بیش‌ترین نرخ انتقال حرارت از پره هنگامی حاصل می‌شود که دمای سراسر آن برابر دمای پایه پره باشد. ولی از آنجاکه هر پره مقاومت هدایتی معینی دارد، لذا گرادیان دما در طول پره وجود خواهد داشت و حالت فوق یک حالت ایده‌آل است. بنابراین بر اساس رابطه (۹) اقدام به تعریف بازده پره می‌شود [۱].

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml}, \quad m = \sqrt{\frac{2h}{\delta_f k_f}} \quad (9)$$

این رابطه مربوط به پره‌های مستقیم با مقطع مستطیلی و نوک آدیاباتیک می‌باشد که با تقریب خوب برای سایر حالات مورد استفاده قرار می‌گیرد. در این رابطه h ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی هوا و l طول پره می‌باشد. در مواردی که پره از یک دیوار به دیوار دیگر کشیده شده باشد طول پره نصف فاصله دو دیوار می‌باشد [۲].

حال می‌توان بازده کلی سطح پره دار را از رابطه (۱۰) به دست آورد. بازده کلی سطح عملکرد آرایشی از پره‌ها را همراه با سطح اصلی اتصال پره‌ها مشخص می‌کند [۱].

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_{p_g}}{A_g} (1 - \eta_f) \quad (10)$$

۲-۴- ضریب انتقال حرارت کلی مبدل

برای در نظر گرفتن اثرات انتقال حرارت جابه‌جایی و هدایتی می‌توان از ضریب انتقال حرارت کلی استفاده کرد. این ضریب به‌عنوان مقاومت کلی حرارتی در مقابل انتقال حرارت بین دو سیال طبق رابطه (۱۱) تعریف می‌شود [۱].

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_0 h A)_c} + \frac{R''_{f_c}}{(\eta_0 A)_c} + R''_{wall} + \frac{R''_{f_h}}{(\eta_0 A)_h} + \frac{1}{(\eta_0 h A)_h} \quad (11)$$

۲-۵- محاسبه شرایط خروجی سیال

برای محاسبه دمای خروجی هر سیال از روش ε - Ntu استفاده می‌شود. این روش زمانی به کار می‌رود که ساختمان مبدل و شرایط هر سیال در ورودی مشخص باشد و ضریب کلی انتقال حرارت قابل محاسبه باشد. در این روش دو پارامتر بی‌بعد تعیین‌کننده، کارایی و تعداد واحدهای انتقال حرارت می‌باشند که برحسب ظرفیت گرمایی و دمای ورودی و خروجی هر سیال به ترتیب طبق روابط (۱۲) و (۱۳) تعریف می‌شوند [۱].

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}}, \quad q_{\max} = C_{\min} (T_{i_A} - T_{i_w}) \quad (12)$$

$$Ntu = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (13)$$

همان‌طور که از روابط فوق مشخص است، با داشتن ساختمان مبدل، خواص ترمودینامیکی و شرایط ورودی هر سیال می‌توان بیشینه انتقال حرارت ممکن در مبدل و تعداد واحدهای انتقال حرارت را به دست آورد. در این روش کارایی مبدل معمولاً برحسب آرایش جریان، تعداد واحدهای انتقال حرارت و نسبت ظرفیت گرمایی کمینه به بیشینه بیان می‌شود. برای مبدل مورد بحث آرایش جریان از نوع مبدل جریان متقاطع می‌باشد و رابطه (۱۴) مبین کارایی این مبدل است [۱].

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\left(\frac{1}{C_r}\right) Ntu^{0.22} \times (\exp(-C_r Ntu^{0.78}) - 1)\right) \quad (14)$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

حال می‌توان از روابط (۱۵) و (۱۶) دمای خروجی هر سیال را به دست آورد.

$$h_{0_A} = h_{i_A} - \varepsilon q_{\max} \quad (15)$$

$$h_{0_w} = h_{i_w} + \varepsilon q_{\max} \quad (16)$$

فشار خروجی هر سیال با در نظر گرفتن ضرایب افت جریان در ورودی و خروجی از رابطه (۱۷) به دست می‌آید [۲].

$$\frac{\Delta P}{P_i} = \frac{G^2 v_i}{2P_i} \left(\left(K_i + 1 - \sigma^2 \right) + 2 \left(\frac{v_0}{v_i} - 1 \right) + f \left(\frac{A}{A_{ff}} \right) \left(\frac{v_m}{v_i} \right) - (1 - \sigma^2 - K_0) \left(\frac{v_0}{v_i} \right) \right) \quad (17)$$

برای جریان سیال عمود بر توده لوله‌ها اثر افت ورودی و خروجی به مبدل در ضریب اصطکاک ظاهر می‌شود و ضرایب افت از رابطه (۱۷) حذف می‌گردند و به‌این‌ترتیب رابطه (۱۸) حاصل می‌شود [۲].

$$\frac{\Delta P}{P_i} = \frac{G^2 v_i}{2P_i} \left((1 + \sigma^2) \left(\frac{v_0}{v_i} - 1 \right) + f \left(\frac{A}{A_{ff}} \right) \left(\frac{v_m}{v_i} \right) \right) \quad (18)$$

همچنین، برای سمت آب می‌توان از فرض ثابت بودن چگالی سیال با دقت خوب استفاده کرد و به رابطه (۱۹) رسید.

$$\frac{\Delta P}{P_i} = \frac{G^2 v}{2P_i} f \left(\frac{A}{A_{ff}} \right) \quad (19)$$

۳- ارائه نتایج و بحث

در تحقیق حاضر تحلیل انرژی و مطالعه پارامتری مبدل فشرده در شرایط کاری مختلف مدنظر می‌باشد. برای این منظور از مبدل با ابعاد ۲۵/۴، ۱۱/۴ و ۲۲/۹ سانتی‌متر به ترتیب برای L_1 ، L_2 و L_3 در شکل ۱، استفاده شده است. این مبدل در مرجع [۷] به‌عنوان خنک‌کن میانی برای سامانه پرخورانی مورد استفاده قرار گرفته است. به‌این‌ترتیب که جریان هوای گرم خروجی از کمپرسور، به‌منظور افزایش چگالی، توسط جریان آب خنک‌کن در این مبدل سرد می‌شود. دما و فشار ورودی آب خنک‌کن به ترتیب ۳۰۰ K و ۱/۲ bar در نظر گرفته شده‌اند. پارامترهای مورد بررسی شامل دما، فشار و دبی هوای عبوری می‌باشند. به‌منظور درک بهتر، تأثیر هر پارامتر به‌صورت مجزا و برای دبی‌های متفاوت آب خنک‌کن ارائه شده است. تحلیل صورت گرفته بر مبنای تأثیر پارامترهای فوق‌الذکر بر مشخصه‌های کارایی مبدل، کارایی سمت هوا، کارایی سمت آب، فاکتور افت فشار سمت هوا و فاکتور افت فشار سمت آب ارائه شده است. در این تحقیق منظور از کارایی سمت هوا و آب نسبت حرارت دفع و جذب شده به میزان ایده‌آل می‌باشد و به ترتیب طبق روابط (۲۰) و (۲۱) تعریف شده‌اند. همچنین فاکتور فشار عبارت از نسبت افت فشار به فشار ورودی هر سیال می‌باشد.

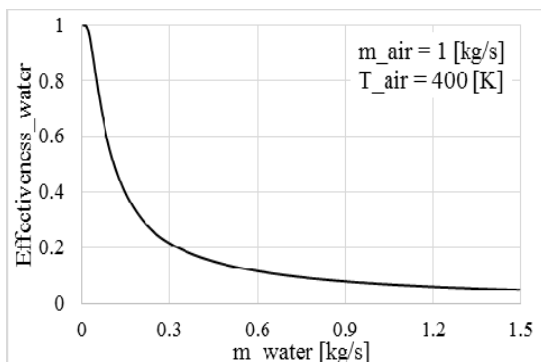
$$\varepsilon_A = \frac{h_{i_A} - h_{0_A}}{h_{i_A} - h_A(T_{i_w})} \quad (20)$$

$$\varepsilon_W = \frac{h_{0_W} - h_{i_w}}{h_W(T_{i_A}) - h_{i_w}} \quad (21)$$

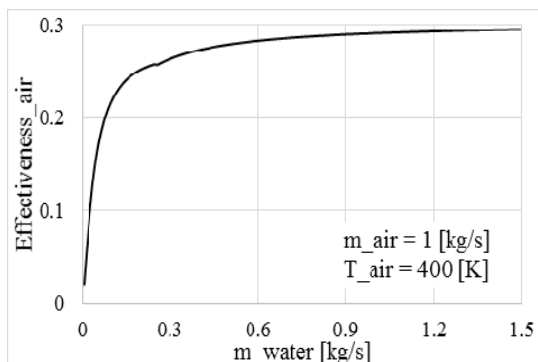
۳-۱- پارامتر فشار هوا ورودی

در این قسمت تأثیر تغییرات فشار هوای ورودی بر مشخصه‌های مذکور مورد بررسی می‌باشد. برای این منظور مقدار دبی هوای عبوری و دمای ورودی آن به ترتیب ۱ kg/s و ۴۰۰ K در نظر گرفته شده‌اند و تغییرات مشخصه‌ها برای فشارهای ۱، ۱/۵، ۲ و ۳ بار مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج مربوطه برای کارایی سمت هوا، کارایی سمت آب، کارایی مبدل، فاکتور فشار سمت هوا و فاکتور فشار سمت آب به ترتیب در شکل‌های ۳ تا ۷ ارائه شده‌اند. همان‌طور که مشخص است تغییر فشار هوای ورودی بر مشخصه‌های کارایی و فاکتور افت فشار سمت آب بی‌تأثیر است. همچنین، طبق شکل ۶، افزایش فشار هوا سبب کاهش فاکتور افت فشار سمت هوا می‌گردد. دلیل این امر تأثیرپذیری اندک افت فشار سمت هوا از فشار هوای ورودی و در نتیجه کاهش مشخصه، طبق تعریف، با افزایش فشار هوا می‌باشد. از سوی دیگر، طبق شکل‌های ۳ و ۴، افزایش دبی آب سبب افزایش کارایی سمت هوا و کاهش کارایی سمت آب می‌شود. افزایش دبی آب سبب افزایش ظرفیت گرمایی آب می‌شود و در نتیجه تغییرات دمایی آن را طی انتقال حرارت کاهش می‌دهد و نتیجه فوق را حاصل می‌نماید. شایان‌ذکر است که منحنی کارایی مبدل، طبق تعریف، از منحنی کارایی با ظرفیت گرمایی کمتر پیروی می‌کند بنابراین، طبق شکل ۵، در دبی‌های آب کمتر، از کارایی سمت آب و از دبی خاصی به بعد، که نقطه هم‌رسی منحنی‌های شکل ۳ و ۴ است، از منحنی سمت هوا تبعیت

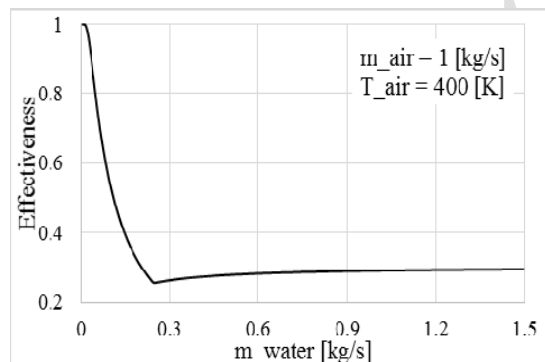
می‌نماید. همچنین، طبق شکل ۶، مقدار دبی آب بر فاکتور افت فشار هوا تقریباً بی‌تأثیر است و طبق شکل ۷ افزایش دبی آب سبب افزایش فاکتور افت فشار آب می‌شود که دلیل آن افزایش عدد رینولدز جریان و افت اصطکاکی مرتبط می‌باشد.



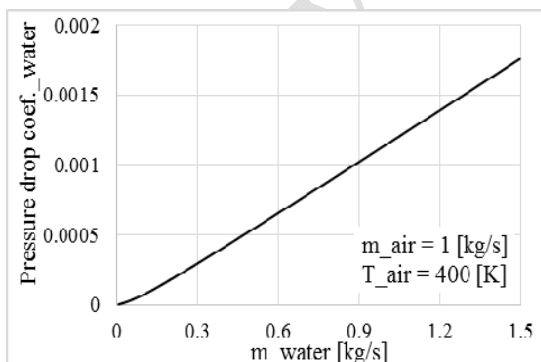
شکل ۴: منحنی تغییرات مشخصه کارایی سمت آب برحسب دبی آب برای فشارهای هوای ورودی مختلف



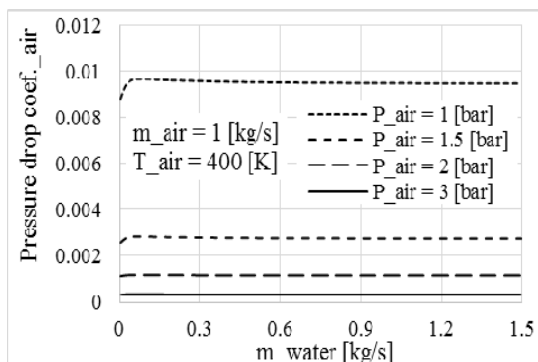
شکل ۳: منحنی تغییرات مشخصه کارایی سمت هوا برحسب دبی آب برای فشارهای هوای ورودی مختلف



شکل ۵: منحنی تغییرات مشخصه کارایی مبدل برحسب دبی آب برای فشارهای هوای ورودی مختلف



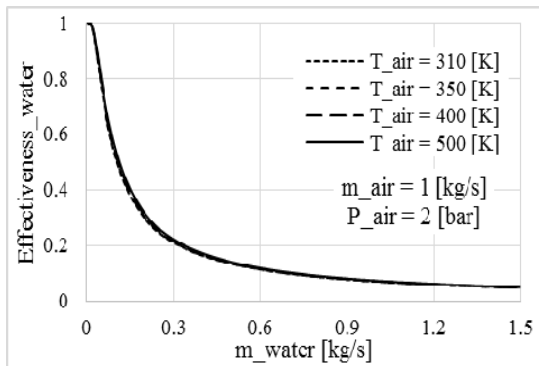
شکل ۷: منحنی تغییرات فاکتور افت فشار سمت آب برحسب دبی آب برای فشارهای هوای ورودی مختلف



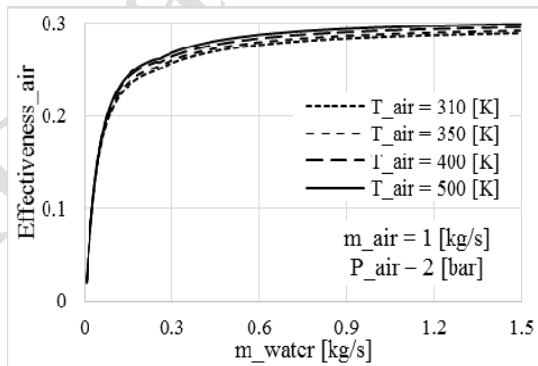
شکل ۶: منحنی تغییرات فاکتور افت فشار سمت هوا برحسب دبی آب برای فشارهای هوای ورودی مختلف

۳-۲- پارامتر دمای هوا ورودی

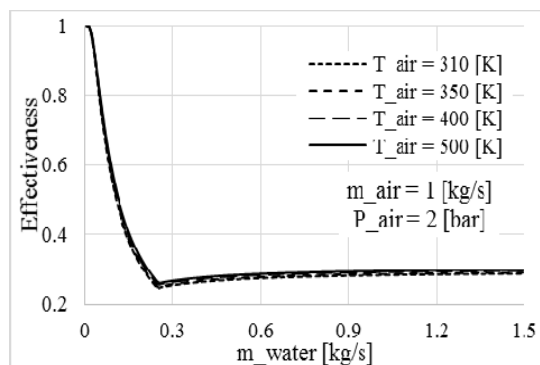
در این قسمت تأثیر تغییرات دمای هوای ورودی بر مشخصه‌ها مورد بررسی می‌باشد. برای این منظور مقدار دبی هوای عبوری و فشار ورودی آن به ترتیب ۱ kg/s و ۲ bar در نظر گرفته شده‌اند و تغییرات مشخصه‌ها برای دماهای ۳۱۰، ۳۵۰، ۴۰۰ و ۵۰۰ کلون مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج مربوطه برای کارایی سمت هوا، کارایی سمت آب، کارایی مبدل، فاکتور فشار سمت هوا و فاکتور فشار سمت آب به ترتیب در شکل‌های ۸ تا ۱۲ ارائه شده‌اند. همان‌طور که از شکل‌های ۸ تا ۱۰ مشخص است تغییر دمای هوای ورودی بر مشخصه‌های کارایی تقریباً بی‌تأثیر است و در بیشترین نقطه، که دبی بیشینه آب است، سبب افزایش ۴ درصدی کارایی مبدل می‌گردد. دلیل این امر در نظر گرفتن تأثیر دما بر مقدار ظرفیت گرمای ویژه هوا و آب می‌باشد. به این ترتیب که افزایش دمای هوای ورودی مقدار ظرفیت گرمایی در رابطه (۱۳) را تحت تأثیر قرار می‌دهد و تغییر Ntu سبب تغییر ε می‌گردد. همچنین، طبق شکل‌های ۱۱ و ۱۲، افزایش دمای هوا سبب افزایش فاکتور افت فشار سمت هوا و کاهش فاکتور فشار سمت آب می‌گردد. دلیل این امر تأثیرپذیری متضاد ویسکوزیته هوا و آب از افزایش دما می‌باشد. به این ترتیب که افزایش دما سبب افزایش ویسکوزیته هوا و کاهش ویسکوزیته آب می‌شود. بنابراین با افزایش دما عدد رینولدز سمت هوا کاهش و برای آب افزایش می‌یابد. با توجه به مواجهه با جریان آرام سمت آب افزایش عدد رینولدز، طبق رابطه (۷)، موجب کاهش ضریب افت اصطکاکی می‌شود. برای سمت هوا طبق رابطه (۴) کاهش عدد رینولدز هوا سبب افزایش ضریب افت فشار می‌شود.



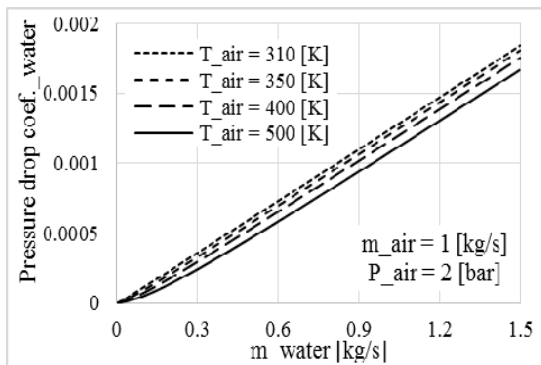
شکل ۹: منحنی تغییرات مشخصه کارایی سمت آب برحسب دبی آب برای دماهای هوای ورودی مختلف



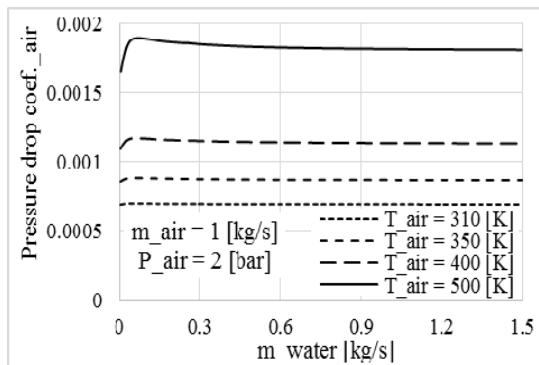
شکل ۸: منحنی تغییرات مشخصه کارایی سمت هوا برحسب دبی آب برای دماهای هوای ورودی مختلف



شکل ۱۰: منحنی تغییرات مشخصه کارایی مبدل برحسب دبی آب برای دماهای هوای ورودی مختلف



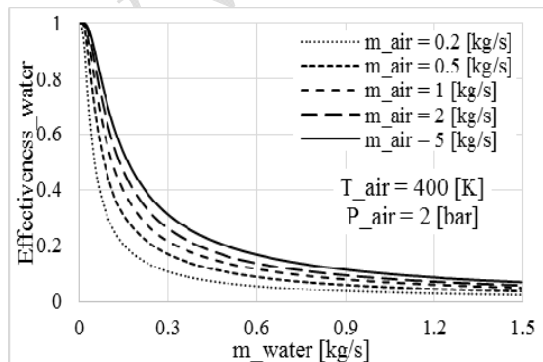
شکل ۱۲: منحنی تغییرات فاکتور افت فشار سمت آب برحسب دبی آب برای دماهای هوای ورودی مختلف



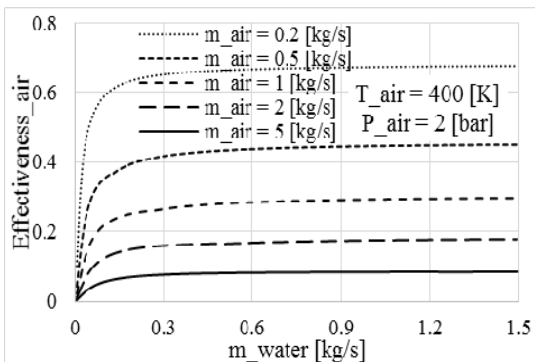
شکل ۱۱: منحنی تغییرات فاکتور افت فشار سمت هوا برحسب دبی آب برای دماهای هوای ورودی مختلف

۳-۳- پارامتر دبی هوا عبوری

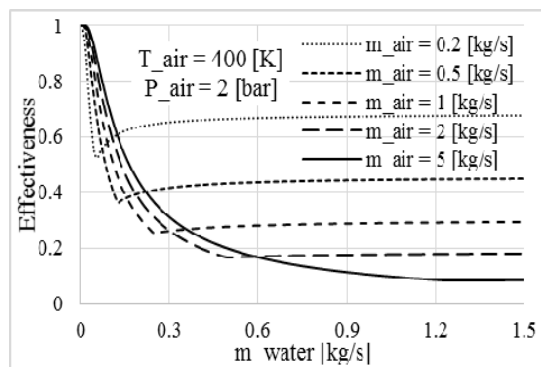
در این قسمت تأثیر تغییرات دبی هوای ورودی بر مشخصه‌ها مورد بررسی می‌باشد. برای این منظور مقدار دما و فشار هوای ورودی به ترتیب ۴۰۰ K و ۲ bar در نظر گرفته شده‌اند و تغییرات مشخصه‌ها برای دبی‌های ۰/۲، ۰/۵، ۱، ۲ و ۵ کیلوگرم بر ثانیه مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج مربوطه برای کارایی سمت هوا، کارایی سمت آب، کارایی مبدل، فاکتور فشار سمت هوا و فاکتور فشار سمت آب به ترتیب در شکل‌های ۱۳ تا ۱۷ ارائه شده‌اند. همان‌طور که از شکل ۱۳ مشخص است افزایش دبی هوای عبوری سبب کاهش کارایی سمت هوا می‌شود. دلیل این امر افزایش ظرفیت گرمایی هوا و طبعاً کاهش میزان تغییر دمای هوا می‌باشد. از سوی دیگر، طبق شکل ۱۴، افزایش دبی هوای عبوری سبب افزایش کارایی سمت آب می‌گردد. طبق رابطه (۲۱) این امر به معنای افزایش میزان انتقال حرارت بین دو سیال با افزایش دبی هوای عبوری می‌باشد. دلیل این امر افزایش ضریب انتقال حرارت سمت هوا طبق روابط (۵) و (۶)، با افزایش دبی هوا در نتیجه کاهش مقاومت حرارتی کلی مبدل طبق رابطه (۱۱) و افزایش انتقال حرارت است. از شکل ۱۵ می‌توان دریافت افزایش دبی هوا پیش و پس از نقطه هم‌رسی منحنی شکل‌های ۱۳ و ۱۴ اثر عکس دارد. دلیل این امر تغییر ظرفیت گرمایی، رابطه (۱۲)، از آب به هوا می‌باشد. همان‌طور که از شکل ۱۶ مشخص است افزایش دبی هوا سبب افزایش فاکتور افت فشار است هوا می‌گردد که این امر از روابط (۴) و (۱۹) کاملاً توجیه‌پذیر است. به این ترتیب که افزایش دبی هوا سبب افزایش عدد رینولدز سمت هوا و در نتیجه کاهش ضریب اصطکاک می‌شود. باین وجود میزان افت فشار طبق رابطه (۱۹) افزایش خواهد داشت. همچنین همان‌طور که از شکل ۱۷ مشخص است افزایش دبی هوا به میزان اندکی سبب کاهش فاکتور افت فشار سمت هوا می‌شود دلیل این امر افزایش دمای آب خروجی بر اثر افزایش انتقال حرارت طبق شکل ۱۴ و تأثیر کاهش ویسکوزیته آب می‌باشد.



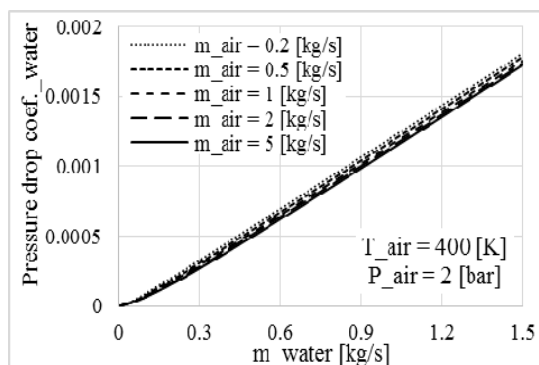
شکل ۱۴: منحنی تغییرات مشخصه کارایی سمت آب برحسب دبی آب برای دبی‌های هوای عبوری مختلف



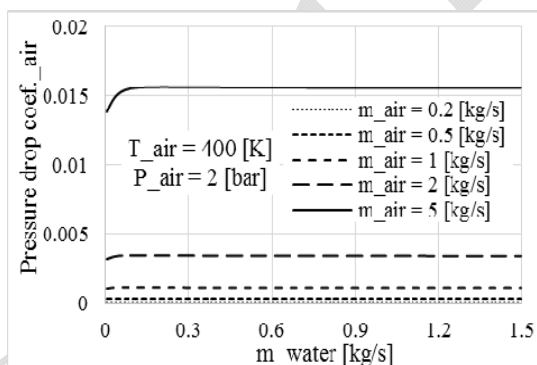
شکل ۱۳: منحنی تغییرات مشخصه کارایی سمت هوا برحسب دبی آب برای دبی‌های هوای عبوری مختلف



شکل ۱۵: منحنی تغییرات مشخصه کارایی مبدل بر حسب دبی آب برای دبی‌های هوای عبوری مختلف



شکل ۱۷: منحنی تغییرات فاکتور افت فشار سمت آب بر حسب دبی آب برای دبی‌های هوای عبوری مختلف



شکل ۱۶: منحنی تغییرات فاکتور افت فشار سمت هوا بر حسب دبی آب برای دبی‌های هوای عبوری مختلف

۷- نتیجه گیری

در تحقیق حاضر آنالیز انرژی مبدل حرارتی فشرده گاز به مایع از نوع SR-۷۳۷-۰/۳۲-۱۱ بر اساس نتایج تجربی کیز و لندن در شرایط کاری مختلف مورد توجه قرار گرفته است. برای این منظور شبیه‌سازی هندسی و ترمودینامیکی مبدل بر اساس مشخصه‌های کارکردی و روابط تجربی توسعه یافته است. پارامترهای شرایط کاری مورد بررسی در این تحقیق شامل دما، فشار و دبی هوا به‌عنوان سیال گرم و دبی آب خنک‌کن می‌باشد. تحلیل صورت گرفته بر مبنای تأثیر پارامترهای فوق‌الذکر بر مشخصه‌های کارایی مبدل، کارایی سمت هوا، کارایی سمت آب، فاکتور افت فشار سمت هوا و فاکتور افت فشار سمت آب ارائه شده است. نتایج تحقیق نشان می‌دهد که تغییر فشار هوای ورودی تنها بر فاکتور افت فشار هوا مؤثر است و افزایش آن باعث کاهش این فاکتور می‌گردد. همچنین افزایش دمای هوا ورودی سبب افزایش اندک کارایی هر دو سمت و کل مبدل، افزایش فاکتور افت فشار سمت هوا و کاهش فاکتور افت فشار سمت آب می‌گردد. همچنین افزایش دبی هوای عبوری سبب کاهش کارایی سمت هوا، افزایش کارایی سمت آب، افزایش فاکتور افت فشار سمت هوا و کاهش فاکتور افت فشار سمت آب می‌شود. از سوی دیگر افزایش دبی آب سبب افزایش کارایی سمت هوا، کاهش کارایی سمت آب و افزایش فاکتور افت فشار سمت آب می‌گردد.

فهرست علائم

	A	علائم یونانی	سطح کل انتقال حرارت، m^2
α	A_{ff}	چگالی سطح انتقال حرارت، m^{-1}	سطح آزاد عبور جریان، m^2
ε	A_{fr}	کارایی	سطح مقابل، m^2
σ	C	نسبت سطح آزاد عبور جریان به سطح مقابل	ظرفیت گرمایی، W/K
ρ	c_p	چگالی، kg/m^3	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت، J/kgK
μ	D_h	لزجت دینامیکی، kg/sm	قطر هیدرولیک، m
ν	f	لزجت سینماتیکی، m^2/s	ضریب اصطکاک
η	G	راندمان	سرعت جرمی، kg/s
θ	h	راندمان کلی سطح	ضریب انتقال حرارت جابجایی، W/m^2K
δ	h_0	ضخامت، m	آنتالپی سکون، J/kg
	K	زیرنویس	ضریب افت
A	k	هوا	ضریب انتقال حرارت هدایتی، W/mK
c	L	سیال سرد	طول دیوار، m
f	Nu	فین	عدد ناسلت
g	Ntu	گاز	تعداد واحد انتقال حرارت
h	P	سیال گرم	فشار، Pa
i	Pr	ورودی	عدد پرانتل
m	R	میانگین	مقاومت حرارتی، K/W
o	R''_f	خروجی	مقاومت حرارتی ناشی از آلودگی سطح، Km^2/W
t	Re	لوله	عدد رینولدز
W	St	آب	عدد استانتون
$wall$	T	دیوار	دمای K
	U		مقاومت حرارتی، W/m^2K

مراجع

1. Incropera, F.P. and De Witt, D.P., "Introduction to Heat Transfer", 3th ed., John Wiley and Sons, Inc., New Jersey, 1996.
2. Kays, W.M. and London, A.L., "Compact Heat Exchangers", 3th Ed., McGraw-Hill, New York, 1984.
3. Rathod, M.K., Shah Niyati K. and Prabhakaran, P., "Performance Evaluation of Flat Finned Tube Fin Heat Exchanger with Different Fin Surfaces", Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 2131-2137, 2007.
4. Li, Q., Flamant, G., Yuan, X., Neveu, P. and Luo, L., "Compact Heat Exchangers: A Review and Future Applications for a New Generation of High Temperature Solar Receivers", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 15, No. 9, pp. 4855-4875, 2011.
5. Chase Jr, M.W., "NIST-JANAF Thermochemical Tables", 4th Ed., Journal of Physical Chemical Reference Data, Monograph 9, pp. 1-1951, 1998.
6. Sonntag, R.E., Borgnakke, C. and Van Wylen, G.J., "Fundamentals of Thermodynamics", 6th ed., John Wiley and sons, Inc., 2003.
7. گودرزی، امیر و دوستدار، محمدمهدی "تحلیل انرژی، انرژی و اقتصادی موتور احتراق داخلی مجهز به سیستم‌های پرخورانی و خنک‌کن میانی"، مجله مهندسی و مدیریت انرژی، سال پنجم، شماره دوم، صفحه ۵۲-۶۱، ۱۳۹۴.