(یادداشت مہندسی)

تأثیر طول لولههای انتقالی بر عملکرد سامانه بازیافت حرا*ر*ت جریان–گردشی

صادق طرفی ا

دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه آزاد اسلامی مرکز شوش (تاریخ دریافت: ۹۲/۱۲/۱۱؛ تاریخ پذیرش: ۹۳/۰۳/۱۵)

چکیدہ

نیاز به استفاده از هوای تازه بیرون، بنا بر استاندارد (1999) ASHRAE 62 -1989 تهویه برای کیفیت قابل قبول هوای داخل، زیاد شدن بار حرارتی را به دنبال دارد که باعث افزایش هزینه عملکرد سامانه و هزینه تجهیزات میشود. بررسی روشهای بازیافت انرژی حرارتی از جمله سامانه جریان – گردشی می تواند در بهینهسازی مصرف انرژی در سامانههای گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع مؤثر واقع گردد. تحلیلهای تئوریک متعددی بر روی سامانه بازیافت انرژی جریان – گردشی توسط محققین در سطح بینالمللی انجام شده است ولی اثر افت حرارت در لولههای انتقالی نادیده انگاشته شده است. هدف اصلی مقاله حاضر، بررسی اثر طول لولههای انتقالی بر کارایی و عملکرد سامانه با استفاده از یک مدل دقیق از سامانه مبتنی بر روابط ترمودینامیکی و هیدرولیکی میباشد. بر اساس نتایج شبیهسازی ضریب انتقالی حرارت کلی به صورت تقریباً خطی با افزایش فاصله جریانهای سرد و گرم، کاهش یافته و توان پمپ کردن افزایش می ابد. در صورت عایق کاری مناسب لولههای سیال واسطه، اثر طول آنها بر کارایی سامانه بازیافت از کی می

واژههای کلیدی: بازیافت حرارت، تلفات حرارتی، شبیه سازی عددی، ضریب کارایی، سامانه جریان - گردشی، مبدل حرارتی فین موجی - لوله،

سامانههای تهویه مطبوع

(Engineering Note)

Effect of Pipework Circuit Length on Run-Around Heat Recovery Systems Performance S. Torfi

Mechanical Engineering Department Shush Branch, Islamic Azad University (Received: 2 March, 2014; Accepted: 5 June, 2014)

ABSTRACT

The need for use of outside fresh air according to standard ASHRAE 62-1989 (1999) Ventilation for acceptable inside air quality, increases fresh air usage and heat load, thus system performance and equipment costs increase. Energy recovery studies such as run-around heat recovery is useful for optimization of energy consumption in HVAC systems. Several theoretical analyses on run-around heat recovery systems have been done by researchers, but generally heat losses from pipework circuit was ignored. The main purpose of this paper is to investigate the effect of pipework circuit length on run-around heat recovery systems performance by a precise model based on system hydraulic and thermodynamic relations. Simulation results showed that heat transfer coefficient is linearly decreased by increasing distance of hot and cold streams and pump power is increased too. If pipework circuit pipelines are insulated properly, effect of pipework circuit length on run-around heat recovery systems performance will be negligible.

Keywords: Coefficient of Performance, Energy Recovery, Heat Losses, Numerical Modeling, HVAC Systems, Run- Around Heat Recovery, Wavy Fin Heat Exchanger

st@siau.ac.ir - مربی: st

علائم	ست	فهر
1-		

A_c	مساحت حداقل جريان
A_o	مساحت کل سطح لوله و فین
C _c	نرخ ظرفیت حرارتی جریان سرد
C_h	نرخ ظرفیت حرارتی جریان گرم
C_{i-j}	نرخ ظرفیت حرارتی بین گره i و j
C_a	نرخ ظرفیت حرارتی هوا
C _L	نرخ ظرفیت حرارتی مایع
f	ضریب اصطکاک
h	ضريب انتقال حرارت جابهجايي
j	ضريب كولبورن
k	ضريب هدايت حرارتي
L	فاصله جریانهای سرد و گرم
ḿ _L	دبی جرمی
Ν	تعداد ردیفهای لوله در مبدل
NTU	تعداد واحدهاي انتقال
Nu	عدد نوسلت
ΔP_p	اختلاف فشار در پمپ
ΔP_{i-j}	اختلاف فشار بين دو گره i و j
Pr	عدد پرانتل
q	نرخ انتقال حرارت
Q	دبی حجمی
Q_i	دبی حجمی گذرنده از گره i
R	نسبت ظرفيتي مبدل
R_a	مقاومت حرارتي سمت هوا
R_L	مقاومت حرارتي سمت مايع
R_c	مقاومت حرارتي سطح تماس

عدد رينولدز

www.SID.ir

گليکول	محلول	رينولدز	عدد
--------	-------	---------	-----

دمای هوای بیرون

St	عدد استانتون

 Re_{g}

T

$$\varepsilon_{i-j}$$
 مریب کارائی مبدل بین دو کره I و I

$$\eta_o$$
 راندمان کلی سطح

$$\delta_f$$
 ضخامت فين

۱– مقدمه

Re

مصرف نهایی انرژی در سال ۱۳۸۶، با نرخ رشد سالانه ۶/۴٪ به ۹۷۵/۲ میلیون بشکه معادل نفت خام رسید که با بررسی مصرف انرژی نهایی در بخشهای مختلف مشاهده می شود. سهم بخش ساختمان (خانگی، عمومی و تجاری) با ۴۵٪ نسبت به بخش صنعت با ۲۲٪ بیشترین سهم را بهخود اختصاص داده است. علت افزایش مصرف در بخش خانگی را می توان به ارتقای نسبی رفاه عمومی و نیز کاهش راندمان تجهیزات انرژی بر خانگی و پایین بودن قیمتها نسبت داد. عوامل مؤثر بر افزایش تقاضای انرژی شامل رشد جمعیت، بالا رفتن سطح رفاه اجتماعی و پیشرفتهای فنی و تکنولوژیکی میشود. این امر نشانگر الگوی غیر منطقی مصرف انرژی است که قسمت بیشتر انرژی، در بخـشهـای غیـر مولد مصرف می شود و این در حالی است که در یک کشور در حال توسعه، بخش صنعت باید بیشترین سهم از مصرف انرژی را به خود اختصاص دهد. در ایران با توجه به وضعیت مصرف انـرژی و ذخایر فعلی نفت خام، چشمانداز بخش انرژی چندان رضایت بخش نیست و در صورت ادامه همین روند مصرف انرژی، کشور نیازمند به سرمایهگذاری هنگفتی در بخش های استخراج، یالایش و توزیع نفت و گاز و همچنین احداث واحدهای جدید نیروگاهی میباشد. در صورت عدم سرمایه گذاری مورد نیاز برای توسعه میدان های نفتی در آیندهای نه چندان دور، امکان این موضوع وجود دارد که ایران به واردکننده نفت خام تبدیل شود. سامانه جریان گردشی شامل دو مبدل حرارتی است که در مبدل اول، جریان گرم

حرارت خود را به سیال واسطه میدهد و در مبدل دوم، جریان واسطه گرمای خود را به جریان سرد میدهد. یک پمپ نیز وظیفه به جریان انداختن سیال واسطه را دارد. مزیت عمده استفاده از سامانه جریان –گردشی در مقایسه با سایر روش های بازیافت انرژی این است که دو جریان سرد و گرم از هم جدا هستند، بنابراین بر هم تأثیری ندارند. این امر زمانی مناسب است که دو جریان سرد و گرم از هم دور، یکی از جریان ها خطرناک و یا دارای آلودگی بالایی باشد.

۲- پیشینه تحقیق

در تحقیقاتی که توسط کیز و لاندن بر روی سامانه بازیافت انرژی جریان - گردشی در نیروگاه های گازی انجام گرفت، با فرض کارکرد در حالت پایدار، نداشتن اتلاف حرارت و تلف نشدن انرژی توسط پمپ، یک معادله ساده شده برای کارایی کلی سامانه ارائه گردید [1]. عبارات بهدست آمده برای کارایی کلی شش معادله هستند که می توان آنها را به صورت معادله (۱) خلاصه کرد:

 $\frac{1}{\varepsilon_o} = \frac{C_{o,\min}/C_{h,\min}}{\varepsilon_{HHX}} + \frac{C_{o,\min}/C_{c,\min}}{\varepsilon_{CHX}} - \frac{C_{o,\min}}{C_l}$ (1)

نتايج تحقيقات كيز و لاندن بدون محدوديت براى نرخهای ظرفیتی هوا توسط هلمبرگ^۲ با این فرض تکمیل شده که ضرایب انتقال حرارت کلی دو مبدل ثابت مانده و به دبی مایع بستگی ندارد و خود بر این فرض مبتنی است که سرعتها ثابت بوده و فقط سطح مقطع جریان و در نتیجه دبی تغییر میکند [۲]. تا قبل از فعالیتهای فورسیس و بیسنت⁷، بهینهسازی سامانه جریان- گردشی بر پایه سادهسازیمدلهای حرارتی سامانه بنا شدہ بود کے در آن، کے اراپی کلے سے امانہ بے عنوان مقیاس عملکرد برای بهینهسازی تحلیلی مورد استفاده قرار می گیرد [۳]. یکی از مهمترین نتایج مقاله حاضر، یافتن این مطلب بود که مدلهای موجود برای بهینهسازی تحلیلی سامانه موجود صحیح نمیباشند؛ چون کارایی کلی را مستقل از دبی جریان گلیکول فرض می کنند. در مقاله دیگری فورسیس و بیسنت یک مدل برای شبیهسازی سامانه جریان-گردشی ارائه دادند و بر پایه این مدل، روشی برای طراحی سامانه بنا نهادند اما به اختلاف فاحشی در مقایسه نتایج شبیهسازی و دادههای بهدست آمـده از آزمـونهـای تجربی پی بردند [۴]. برای کارایی کلی، نتایج تجربی بهدست

1- Kays and London

آمده در حدود ۸۵٪ بیشتر از نتایج شبیهسازی شده میباشد، افت فشار هوا نیز بین دو تا سه برابر بیشتر از مقدار بهدست آمده از شبیهسازی بود که در نتیجه، توان فن بیشتر از میزان پیشبینی شده توسط شبیهسازی بهدست میآمد. بنابراین، هر دو نتایج اندازه گیری شده و شبیهسازی شده نشان داد که منحنی کارایی کلی، با زیاد شدن دبی جرمی هموار می شود و هیچ گاه به مقدار بهینه نمیرسد. در مطالعات زنگ ٔ و همکاران به بررسی سامانه جریان-گردشی در حالتی که سیال دو فاز باشد، پرداخته شد [۵]. سیال واسطه در این حالت از طریق تزریق حبابهای هوا در محلول اتیلن گلیکول دو فاز شده و بنابراین، این عمل می تواند در صورت انتخاب صحیح درصد حبابهای هوا، تا ۲۰٪ کارایی سامانه را در رینولدزهای پایین سیال واسطه بهبود بخشد. در دل بنت⁶و همكاران، ضريب اصطكاك هوا، مقاومت سطح تماس فين و كويل، ضريب انتقال حرارت سمت هوا تصحيح شدند و همچنين مدل هیدرولیکی سامانه با وجود بای- پس بسط داده شد [۶]. در یک تحقیق بر پایه تحلیهای اقتصادی، بیسنت و جانسون نشان دادهاند در شبیهسازی عددی باید تمام پارامترهای طراحی در بازه وسیعی از دماهای عملکرد در نظر گرفته شوند و عنوان کردند که طراح باید بهدقت رفتار ترمودینامیکی سیال را در بازه دمای عملکرد سامانه بهصورت قابل قبولی مدلسازی نماید و همچنین قیمت سوخت یا الکتریسیته و تغییرات آن تأثیر داده شوند ابطه $\varepsilon - NTU$ استفاده شده در تمام تحقیقات قبلی بر [۷]. فرض جریان متقاطع با هر دو جریان مخلوط نشونده استوار می باشد، همچنین نشان داده شده است که این رابطه با وجود سادگی، دارای خطای زیادی برای حالتی که تعداد ردیفهای لوله از پنج كمتر است، مىباشد [٨] . در مدل اردهالى و طرفى [٩] از روابط بسط داده شده توسط ازدو (۱۰] استفاده شده است. مدلهای ارائه شده قبلی، از روابط وب^ [۱۱] یا قدیمیتر برای پیشبینی مقدار ضريب انتقال حرارت سمت هوا در مبدل استفاده مي كردند. نشان داده شده است که روابط ارائه شده توسط وب دارای خطای زیاد و اعتبار در محدوده کمتری از پارامترهای فیزیکی مبدل و رینولدز هوا هستند [۱۲]. در ایـن مقالـه از آخـرین مرجـع بـرای

- 6- Johnson
- 7- Esdu
- 8- Webb

²⁻ Holmberg3- Forsyth and Besant

⁴⁻Zeng

⁵⁻ Bennett

محاسبه ضریب انتقال حرارت سمت هوا استفاده شده که با وجـود پیچیدگی، از دقت بسیار بالاتری نسبت به کارهای قبل برخـوردار است [۱۲].

۳– معادلههای حاکم

شماتیک سامانه بازیافت انرژی جریان- گردشی در شکل ۱ نشان داده شده است.



شکل (۱): شمای یک سامانه بازیافت انرژی جریان - گردشی.

۳–۱– معادلههای حرارتی حاکم بر سامانه معادلههای حرارتی حاکم مهمترین قسمت مدلسازی است.

معادلههای حرارتی کلی: معادلههای حرارتی مبدلهای حرارتی مادله می حرارتی را میتوان بر مبنای روش *NTU – ع* بسط داد. با نوشتن معادله های انتقال حرارت برای مبدلها و لولهها و معادله بقای انرژی در شیر سه گانه، دستگاه معادلههای خطی زیر به دست می آید:

$$C_{1-2}(T_1 - T_2) = \varepsilon_h C_{HHX,\min}(T_1 - T_3),$$
^(Y)

$$C_{1-2}(T_1 - T_2) = C_{3-4}(T_4 - T_3), \tag{(1)}$$

$$C_{4-5}(T_4 - T_5) = \varepsilon_{4-5}C_{4-5}(T_4 - T_a),$$
(*)

$$C_{5-6}(T_5 - T_6) = \varepsilon_{5-6}C_{5-6}(T_5 - T_a), \tag{(a)}$$

$$C_{6-7}(T_6 - T_7) = \mathcal{E}_c C_{CHX,\min}(T_6 - T_{11}),$$
(**%**)

$$C_{6-7}(T_6 - T_7) = C_{11-12}(T_{12} - T_{11}), \tag{Y}$$

- $C_{7-8}(T_7 T_8) = \varepsilon_{7-8}C_{7-8}(T_7 T_a), \tag{A}$
- $C_{9-3}(T_9 T_3) = \varepsilon_{9-3}C_{9-3}(T_9 T_a),$ (9)
- $C_{5-10}(T_5 T_{10}) = \mathcal{E}_{5-10}C_{5-10}(T_5 T_a), \qquad (1 \cdot)$

 $T_9 C_9 = T_8 C_8 + T_{10} C_{10}.$ (11)

www.SID.ir

در معادلـههـای فـوق کـه سـامانه را بـهطـور کامـل تعریـف می کنند، تنها دماهای ورودی جریان گرم و سرد ($_{T_1}$ و $_{T_1}$) معلوم بوده و سایر دماها مجهول میباشند. با مرتب کردن این معادلههـا، یک دستگاه معادلههای غیر خطی با ۱۰ معادلـه و ۱۰ مجهـول بـهدست میآید که با حل آن، دمای نقاط مجهول حاصل میشود. **روابط** NTU - 3: ونگ¹ و همکاران نشان دادهاند کـه اسـتفاده از رابطه مربوط به مبدلهای جریان متقاطع با هر دو جریان مخلوط نشونده برای مبدلهای فین – لوله با چهار ردیـف لولـه یـا کمتـر باعث ایجاد خطای غیر قابل صرفنظر مـیشود [۹]. روابـط ارائـه شده در مرجع [۱۰] ESDU 86018 را پیشنهاد می کند.

$$C_{\min} is: \begin{cases} Air : \varepsilon = \frac{1}{R} \left[1 - e^{-R(1 - e^{-NTU})} \right] \\ Tube : \varepsilon = 1 - e^{-\frac{(1 - e^{-NTU})}{R}}, \end{cases}$$
(17)

برای n = 2:

$$C_{\min} is: \begin{cases} Air : \varepsilon = \frac{1}{R} \left[1 - e^{-2KR} (1 + R K^{2}) \right] \\ where \ K = 1 - e^{-NTU/2} \\ Tube : \varepsilon = 1 - e^{-2K/R} (1 + \frac{K^{2}}{R}) \\ where \ K = 1 - e^{-NTU R/2}, \end{cases}$$
(17)

$$C_{\min} is: \begin{cases} Air : \varepsilon = \frac{1}{R} \left[1 - e^{-3KR} \left(1 + RK^{2}(3-K) + \frac{3}{2}R^{2}K^{4} \right) \right] \\ where \ K = 1 - e^{-NTU/3} \\ Tube : \varepsilon = 1 - e^{-3K/R} \left(1 + \frac{K^{2}(3-K)}{R} + \frac{3K^{4}}{2R^{2}} \right) \\ where \ K = 1 - e^{-NTUR/3}, \end{cases}$$
(14)

برای N =4:

$$C_{\min} is \begin{cases} Air: \varepsilon = \frac{1}{R} \left[1 - e^{-4KR} \left(1 + RK^{2}(6 - 4K + K^{2}) + 4R^{2}K^{4}(2 - K) + \frac{8}{3}R^{3}K^{6} \right) \right] \\ where K = 1 - e^{-NTU/4} \\ Tube: \varepsilon = 1 - e^{-4K/R} \left(1 + \frac{K^{2}(6 - 4K + K^{2})}{R} + \frac{4K^{4}(2 - K)}{R^{2}} + \frac{8K^{6}}{3R^{3}} \right) \end{cases}$$
(1Δ)

where
$$K = 1 - e^{-NTUR^4}$$
.
همچنین بر طبق ESDU 86018 برای محاسبه کارایی
مبدلهای فین – لوله با تعداد ردیفهای بیش از چهار، می توان از
رابطه مربوط مبدلهای جریان متقاطع با هر دو جریان مخلوط
شونده استفاده کرد [10].

روابط انتقال حرارت جابهجایی اجباری و ضریب افت فشار در سمت هوا: برای محاسبه ضریب انتقال حرارت و افت فشار سمت هوا باید ابتدا f و ز به صورت زیر محاسبه شوند:

1 -Wang

$$j = St \operatorname{Pr}^{2/3}, \tag{19}$$

$$f = \frac{A_c}{A_o} \frac{\rho_m}{\rho_1} \left[\frac{2\rho_1 \Delta P}{G_c^2} + \left(1 + \sigma^2\right) \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1\right) \right]. \tag{1Y}$$

دقیق ترین و جدید ترین روابط برای محاسبه ضریب j و f توسط ونگ ارائه شدهاند [۱۲]. این روابط بر اساس رینولدز جریان هوا به دو قسمت تقسیم شدهاند.

برای Re_{Dc} <1000:

$$j = 0.882 \operatorname{Re}_{Dc}^{I1} \left(\frac{D_c}{D_h}\right)^{J2} \left(\frac{F_s}{P_t}\right)^{J3} \left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{-1.58} (\tan\theta)^{-0.2}, \qquad (1 \text{ A})$$

که در آن:

 $J1 = 0.0045 - 0.491 \operatorname{Re}_{Dc}^{-0.0316 - 0.0171 Ln(N \cdot \tan \theta)}$

 $J3 = 2.66 \tan \theta$.

$$\times \left(\frac{P_l}{P_l}\right)^{-0.109(N\cdot\tan\theta)} \left(\frac{D_c}{D_h}\right)^{0.54240.0471N} \left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{0.984} \left(\frac{F_s}{P_l}\right)^{-0.349}, \qquad (19)$$

$$2 = -2.72 + 6.84 \tan\theta, \qquad (\Upsilon \cdot)$$

$$i = 0.0646 \operatorname{Re}_{Dc}^{I1} \left(\frac{D_c}{D_h} \right)^{J^2} \left(\frac{F_s}{P_i} \right)^{-1.03} \left(\frac{P_i}{D_c} \right)^{0.432},$$

$$\times (\tan \theta)^{-0.692} N^{-0.737}$$
(YY)

$$J1 = -0.0545 - 0.0538 \tan \theta - 0.302N^{-0.24} \times \left(\frac{F_s}{P_l}\right)^{-1.3} \left(\frac{P_l}{P_l}\right)^{0.379} \left(\frac{P_l}{D_h}\right)^{-1.35} \tan \theta^{-0.256},$$
(YY)
$$J2 = -1.29 \left(\frac{P_l}{P_l}\right)^{1.77 - 9.43 \tan \theta} \left(\frac{D_c}{D_h}\right)^{0.229 - 1.43 \tan \theta} \times N^{-0.166 - 1.08 \tan \theta} \left(\frac{F_s}{P_l}\right)^{-0.174 \ln (0.5 N)}.$$
(YF)

کارایی سطح: راندمان فین η برای مبدل های فین – لولـه توسـط معادلسازی آن با فین دایرهای شکل بهدست میآید.

$$\eta = \left(\frac{R_{eq}}{r} - 1\right) \left[1 + 0.35 Ln\left(\frac{R_{eq}}{r}\right)\right].$$
(Y\D)

ریچ^۱ از روش مقطع برای معادل کردن فین ششضلعی با فین دایرهای استفاده کرده و نسبت شعاع معادل به شعاع خارجی لولـه را بهصورت تابعی از دو متغیر بیبعد در نظر گرفته است [۱۰].

برای آرایش یک در میان^۲ میتوان از معادلات مربوط به فین ششضلعی استفاده کرد [۱۴] بنابراین، مطابق معادله ارائـه شـده توسط ریچ، شعاع معادل از رابطه زیر بهدست میآید:

$$\frac{R_{eq}}{r} = 1.27 \frac{X_M}{r} \left[\frac{X_L}{X_M} - 0.3 \right]^{1/2}.$$
(19)

معادلات فوق در هندبوک ASHRAE HVAC Fundamental و معادلات فوق در هندبوک (۱۹۹۷) بهعنوان معادلات مرجع شناخته شدهاند. درویشی و

همکاران تأثیر خواص وابسته به دمای سیال(گرانروی و ضریب رسانایی) بر افت فشار و مقاومت حرارتی میکرومبدل مطالعه کرده اند [۱۵] و ممبینی و همکاران یک تحلیل ترمواکونومیک از روشهای موجود در انجام بازتوانی را شرح و توسعه داده اند [۱۶]. **مقاومت حرارتی سطح تماس**: ایکلس^۳ در تحقیقات خود نشان داده است برای تعیین ضریب انتقال حرارت کلی مبدل حرارتی با

داده است برای تعیین صریب انتقال حرارت کلی مبدل حرارتی با دقت ۲/۵٪، باید مقاومت حرارتی سطح تماس با دقت ۲۰٪ محاسبه شود [۱۷]. وود¹ و همکاران با استفاده از یک مدل تئوریک توانست فرمول نیمه تجربی معادله (۲۷) را با دقت و محدوده کاربرد وسیعتر بر روی آلیاژهای مس و آلومینیوم نسبت به کارهای قبلی ارائه دهد [۱۸].

$$h_{c} = \exp\left\{6.092 + 2.889\left[\left(\frac{I \cdot fpi \cdot d}{D_{o}}\right)^{0.75} \cdot \left(\delta_{f} \cdot fpi\right)^{1.25}\right]\right\}$$
(YY)

۲-۲- معادله های هیدرولیکی حاکم بر سامانه

افت فشار بین نقاط ۵ و ۹ در مسیر مبدل جریان سرد و مسیر بای-پس برابر میباشد، بنابراین: $\Delta P_{5-4'} = \Delta P_{5-5} + \Delta P_{5-10} + \Delta P_{10-9} + \Delta P_{9-3} + \Delta P_{3-4} + \Delta P_{4-4'},$ (۲۸) $\Delta P_{5'-4'} = \Delta P_{5'-5} + \Delta P_{5-6} + \Delta P_{6-7} + \Delta P_{7-8} + \Delta P_{9-3} + \Delta P_{3-4} + \Delta P_{4-4'},$ (۲۹) $\Delta P_{5-10} + \Delta P_{10-9} = \Delta P_{5-6} + \Delta P_{6-7} + \Delta P_{7-8} + \Delta P_{8-9}.$ (۳۰)

افت فشار در شیر سهراهه از روابط زیر بهدست می اید [۶]:

$$\Delta P_{8-9} = Q_{8-9}^2 \frac{S.G.}{C_{v,s}^2}, \qquad (٣1)$$

$$A P_{8-9} = Q_{8-9}^2 \frac{S.G.}{C_{v,s}^2}, \qquad (20)$$

 $\Delta P_{10-9} = Q_{10-9}^2 \frac{3.0.}{c_{v,bp}^2},$ (TT) $\Delta P_{10-9} = Q_{10-9}^2 \frac{3.0.}{c_{v,bp}^2},$

بودن شیر سهراه هستند. افتهای اصطکاکی و موضعی و همچنین راندمان پمپ و فن از روابط موجود در مکانیک سیالات بهدست آورده می شوند [۱۹].

۴- نتايج

در این قسمت همگرایی الگوریتم، تاییدیه شـبیهسـازی توسـط مقایسه با نتایج تجربی و نتیجهگیری آورده شده است.

۴-۱- همگرایی الگوریتم شبیهسازی

در این قسمت همگرایی الگوریتم بررسی شده است. در شکل ۲ همگرایی دماهای نقاط کلیدی سامانه نشان داده شده است. همان گونه که مشاهده می شود بعد از سه یا چهار بار تکرار، پایدار شده و

¹⁻ Rich

²⁻ Staggered

³⁻ Eckels

⁴⁻Wood



۴–۳– نتایج شبیهسازی

در شکل **۵** نشان داده شده است که ضریب کارایی کلی سامانه با افزایش فاصله بین جریانهای سرد و گرم کاهش می ابد و علت اصلی آن، افزایش افت حرارتی از لولههای انتقال است. همان طور که مشاهده می شود، در ضریب کارایی کلی تئوریک سامانه که از رابطه (۱) محاسبه شده، به دلیل آنکه افت حرارتی را لحاظ نمی کند تغیری ایجاد نشده است. به علت افزایش در افت حرارتی از لولهها، مقدار حرارت منتقل شده به سیال سرد کاهش یافته، بنابراین p_c / q_{max} یز کاهش می یابد. همچنین به علت افزایش در سطح انتقال حرارت کل سامانه مقدار حرارت بیشتری از سیال گرم گرفته می شود که در نتیجه مقدار q_h / q_p افزایش می یابد.



با بررسی تغییرات توان نسبت به فاصله بین جریانهای سرد و گرم که در شکل ۶ مشاهده میشود، توان مورد نیاز پمپ تقریباً بهصورت خطی افزایش مییابد اما تغییرات محسوسی در توان بنابراین، تمام متغیرهای سامانه نیز همگرا میشوند. در شبیهسازی مشخص شد که تغییرات فشار هوا تأثیر قابل تـوجهی بـر خـواص حرارتی سیال و در نتیجه کارایی کلی سامانه ندارد.



۴-۲- تأییدیه صحت نتایج شبیهسازی توسط مقایسه بـا نتایج تجربی

به منظور مقایسه با نتایج مدل شبیه سازی عددی، نتایج تجربی از مقاله فورسیس و بیسنت [۴] آورده شده است. در شکل ۳ نتایج تجربی و شبیه سازی مع بر حسب c_i/c_a توسط فورسیس و بیسنت [۴] آورده شده است. پراکندگی نمودار تجربی به علت تغییرات کنترل نشده دبی حجمی جریان هوا از ۳۰۰۰ تا مکه cfm است. بنابراین، شبیه سازی در مقادیر مختلف دبی حجمی هوا تکرار شده که قاعدتاً باید نتایج تجربی بین نمودارهای مختلف شبیه سازی بر حسب دبی حجمی هوا قرار می گرفتند. شکل ۴ نتایج شبیه سازی در این مقاله را نشان می دهد.



فنها مشاهده نمی شود. با افزایش مسافت همچنان که در شکل ۷ نمایان است افت حرارت بـهشـکل چشـم گیـری افـزایش یافتـه و همچنین مطابق شکل ۸ دمای نقاط کلیدی سامانه کاهش مییابد.





www.SID.ir

- Bennett, I.J.D., Besant, R.W. and Schoenau, G.J. "Validation of a Run-Around Heat Recovery Model", ASHRAE Transaction, Vol. 100, No. 1, pp. 230-237, 1994.
- Besant, R.W. and Johnson, A.B. "Reducing Energy Costs Using Run-Around Systems", ASHRAE J. Vol. 37, No. 2, pp. 41-46, 1995.
- Wang, C.C., Webb, R.L. and Chi, K.U. "Data Reduction for Air-Side Performance of Fin-and-Tube Heat Exchangers", Experimental Thermal and Fluid Sci., Vol. 21, No. 4, pp. 218–226, 2000.
- Ardehali, M.M. and Torfi, S. "Simulation Modeling for Analysis of Effectiveness and Prime Movers Electrical Energy Demand of Liquid Coupled Energy Recovery Systems", Energy Conversion and Management J. Vol. 47, No. 15-16, pp. 2431-2440, 2006.
- ESDU 86018. "Effectiveness-NTU Relationships for the Design and Performance Evaluation of Two-Stream Heat Exchangers", Eng. Sci. Data Unit 86018 with Amendment a, pp. 92-107, ESDU Int. plc, London, 1991.
- Webb, R.L. "Air-Side Heat Transfer Correlations for Flat and Wavy Plate Fin-and-Tube Geometries", ASHRAE Transaction, Vol. 96, No. 2, pp. 445–449, 1990.
- Wang, C.C., Hwang, Y.M., and Lin, Y.T. "Empirical Correlations for Heat Transfer and Friction Characteristics of Herringbone Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers", Int. J. Refrigeration, Vol. 25, No. 2, pp. 673-680, 2002.
- Rich, D.G. "The Effect of Fin Spacing on the Heat Transfer and Friction Performance of Multi-Row Smooth Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers", ASHARE Transaction, Vol. 79, No.2, pp.135, 1973.
- McQuiston, F.C. "Heat, Mass and Momentum Transfer Data for Five Plate-and-Tube Heat Transfer Surfaces", ASHRAE Transaction, Vol. 84, No.1, pp. 266, 1978.
- Darvishi, M., Khaleghi, H., Raeisi-Dehkordi, M., and Kokabi, M. "Optimum Design of Rectangular Micro Heat Exchangers", Aero. Mech. J., Vol. 6, No. 2, pp. 1-70, 2010 (In Persian).
- Mombeini, K., Mehrpanahi, A., and Hosseinalipoor, S. "Thermo-economic Analysis of the Existing Options for Feed Water Heating Repowering, Using a Stepwise Method", Aero. Mech. J., Vol. 8, No. 2, pp. 13-29, 2012 (In Persian).
- Eckels, P.W. "Design of Contact Conductance Expriment for Plate Finned Tube Heat Exchanger", Westinghouse Reasearch Lab. Document. No. 73-1E9-HEATA-M3, 1974.
- Wood, R.A. and Sheffield, J.W. "Thermal Contact Conductance of Finned Tubes: a Generalized Correlation", ASHRAE Transaction, Vol. 93, No. 2, pp. 786-796, 1987.
- 19. Shames, I.H. "Mechanics of Fluids", 2nd ed., McGraw-Hill, New York, 1982.

۵- نتیجهگیری

معادله تحلیلی برای ضریب کارایی سامانه هنگامی که افت حرارتی ناچیز باشد به مقدار واقعی بسیار نزدیک است اما وقتی افت حرارتی شروع به زیاد شدن میکند، این معادله نتایج بیشتری از مقدار واقعی را پیشبینی مینماید.

مقدار ضریب انتقال حرارت کلی بـهصورت تقریباً خطی بـا افزایش فاصـله جریـانهـای سـرد و گـرم، کـاهش یافتـه و تـوان پمپ کردن افزایش مییابد.

در رینولدزهای بالای سیال واسطه، روابط مختلف برای ضریب انتقال حرارت داخل لوله جوابهای بسیار نزدیکی تولید میکنند. بهعلت آشفتگی جریان، وجود خم در مسیر، تأثیر چندانی بر ضریب انتقال حرارت داخل لوله ندارد و می توان از روابط لولههای مستقیم با دقت قابل قبولی استفاده کرد.

اثر تغییر خواص در سطح مقطع عمود بر جریان تنها در جریان آرام مهم است و در جریان کاملاً مغشوش تأثیر ناچیزی دارد. در رینولدزهای بالای سیال واسطه، انتقال حرارت داخل لوله اهمیت خود را از دست میدهد و مقاومت سمت هوا تأثیر گدار میشود. در طراحیها رینولدز، جریان داخل لوله را بالا می گیرند. بنابراین، در عملکردهای واقعی سامانه، پارامترهای هندسی مبدل و بهویژه فین خیلی مهم میباشند.

در صورت عایق کاری مناسب لولههای سیال واسطه اثر فاصله بین جریانهای سرد و گرم بر کارایی و عملکرد سامانه بازیافت انرژی جریان-گردشی اندک است.

۶- مراجع

- Kays, W.M. and London A.L. "Heat Transfer in Liquid-Coupled Indirect Heat Exchanger Systems", J. Heat Transfer, Vol. 4, N. 97, pp. 499-503, 1951.
- Holmberg, R.B. "Heat Transfer in Liquid-coupled Indirect Heat Exchanger Systems", J. Heat Transfer, Vol. 4, No. 97, pp. 499-503, 1975.
- Forsyth, B. and Bessant, R.W. "The Performance of Run-around Heat Recovery System Using Aqueous Glycol as Coupling Fluid", ASHRAE Transactions, Vol. 94, No. 2, pp. 532-545, 1988.
- 4. Forsyth, B. and Bessant, R.W. "The Design of a Run-Around Heat Recovery System", ASHRAE Transactions, Vol. 94, No. 2, pp.551-530, 1988.
- Zeng, Y.Y., Besant, R.W., and Rezkallah, K.S. "The Performance of a Run-Around System Using a Two-Phase, Gas-liquid Coupling Fluid", ASHRAE Transaction, Vol. 98, No. 2, pp. 563-573, 1992.