



بررسی عددی اثر پارامترهای کاری بر راندمان محسوس چرخ مبدل گرمایی

شروین آزادی^۱ علی ابجدی^{۲*}

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، گروه تبدیل انرژی، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران

^۲ گروه مهندسی مکانیک، واحد تهران جنوب، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران

۱۴۰۰-۹-۲۲: تاریخ پذیرش ۱۴۰۰-۶-۱: تاریخ دریافت

چکیده: در این مقاله یک نمونه چرخ مبدل گرمایی از نوع چرخ گرمایی محسوس به صورت یک بعدی و غیردائم با استفاده از روش حل عددی اختلاف محدود بر پایه برنامه نویسی مدل سازی شده است. معادلات حاکم شامل معادلات بقای انرژی در جریان هوا و در بدنه مبدل گرمایی گسسته شده و به صورت کوپل حل شده است. نتایج عددی بدست آمده نشان داد که بعد از گذشت حدود سی تا چهل سیکل، چرخ به شرایط کاری پایا می رسد و راندمان چرخ مقداری ثابت می شود. در شرایط کاری پایا، توزیع دما هم برای جریان هوا و هم برای بدنه مبدل گرمایی دارای توزیع تقریباً خطی می باشد. توزیع دما در راستای چرخ در زمان ها و مکان های مختلف تا رسیدن به حالت پایا مورد تحلیل قرار گرفت. در نهایت، بررسی اثر پارامترهای مختلف چرخ گرمایی بر راندمان چرخ با استفاده از مدل عددی توسعه یافته انجام شد. نتایج عددی نشان داد که راندمان محسوس چرخ را می توان با کاهش دبی حجمی، کاهش میزان تخلخل بدنه مبدل گرمایی، افزایش تعداد واحد انتقال (NTU) افزایش داد.

واژه های کلیدی: چرخ مبدل گرمایی، چرخ گرمایی محسوس، حل عددی، غیردائم

۱- مقدمه

با کاهش روز افزون منابع انرژی و بویژه سوخت های فسیلی نیاز به کاهش مصرف سوخت و انرژی بیش از قبل مطرح شده است. با تعبیه سیستم های بازیاب گرمایی بخشی از انرژی گرمایی تلف شده به فرآیند بازگردانده می شود. چرخ مبدل گرمایی یک نمونه بازیاب گرمایی با کاربرد زیاد در صنعت می باشد [۱].

چرخ مبدل گرمایی از نوع مبدل های فشرده و غیر مستقیم است که در آن جریان هوای گرم از مبدل عبور کرده و سپس گرمای آن به بدنه مبدل گرمایی منتقل می شود. با چرخش بدنه مبدل گرمایی بعد از مدت زمان مشخصی (دوره گرم)، و با عبور جریان هوای سرد از بدنه مبدل گرمایی، گرمای ذخیره شده در آن به جریان هوای سرد منتقل می شود که در نتیجه دمای منبع افزایش می یابد. مقدار این افزایش دما متناسب با اختلاف دمای جریان ها یا گرادیان دما است و به

¹ Matrix

راندمان چرخ بستگی دارد. راندمان مبدل هنگامی که جریان‌ها عکس هم هستند بیشترین مقدار را دارد زیرا در این حالت گرادیان دمای زیادی ایجاد می‌شود [۲].

بر روی توسعه چرخ‌های گرمایی مطالعات تجربی و عددی زیادی تاکنون انجام شده است. به‌عنوان مثال صنایع و همکاران [۳] یک چرخ مبدل گرمایی را که برای کاربردهای تهویه مطبوع در آزمایشگاه بهبود انرژی طراحی و ساخته شده بود، مورد بررسی عددی قرار دادند و شرایط عملیاتی مطلوب بازیابی گرمایی را با استفاده از تکنیک بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیکی مطابق لیست محدودیت‌ها بدست آوردند.

میورالی و همکاران [۴] چرخ گرمایی را با استفاده از روش‌های عددی در حالت پایا مدل کرده و شرایط کارکرد بهینه چرخ مبدل گرمایی را بررسی کردند، همچنین اسفایر و و ورک [۵] با استفاده از روش ε -NTU اثر شرایط عملیاتی و فیزیکی چرخ گرمایی را بدست آوردند.

کنر و همکاران [۶] برای بررسی کاهش مصرف انرژی در سیستم‌های گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع، طراحی جدیدی را با استفاده از یک دستگاه بازیابی گرما ارائه دادند و با دینامیک سیالات محاسباتی اعتبارسنجی کردند. سیمونسون و بسانت [۷] با در نظر گرفتن اثر بدنه کانال‌های چرخ انرژی، رابطه‌ای برای محاسبه راندمان چرخ بدست آوردند.

اسپارو و همکاران [۸] یک مطالعه تجربی بر روی راندمان چرخ مبدل گرمایی در دو حالت مرطوب و خشک انجام دادند و مشاهده کردند که اختلاف زیادی بین راندمان نتایج هوای خشک و هوای مرطوب وجود دارد.

در مطالعه سنو و همکاران [۹]، یک راه حل تقریبی برای معادلات حاکم بر یک مبدل گرمایی با جریان تناوبی با فرض شباهت با یک مبدل گرمایی حالت پایدار بدست آوردند و یک رابطه همبستگی ارائه دادند. آن‌ها همچنین یک رابطه تجربی نیز برای استفاده عملی در این زمینه ارائه دادند.

روآن و همکاران [۱۰] یک مدل انتقال حرارت گذرا و مدل انتقال جرم یک بعدی به منظور بهینه‌سازی راندمان چرخ‌های آنتالپی ارائه دادند.

وو و همکاران [۱۱] به مدلسازی ریاضی یک چرخ مبدل گرمایی برای تحلیل انتقال حرارت جریان هوا و بدنه مبدل گرمایی پرداختند و راندمان حاصل از نتایج عددی خود را با اندازه‌گیری‌های تجربی و با پیش‌بینی‌های نظری مقایسه کردند.

چانگ و همکاران [۱۲] یک نوع جدیدی از بازیاب‌کننده سیستم مبدل گرمایی تناوبی که شامل چهار فن سانترفیوژ و دو چرخ ثابت است را مورد بررسی قرار دادند. کل مبدل گرمایی به صورت تناوبی عمل می‌کند تا دوران چرخ ثابت در طراحی متعارف را جایگزین کند، بنابراین می‌تواند انرژی بیشتری را در خود ذخیره کند.

کلی و همکاران [۱۳] یک سیستم تهویه خنک‌کننده-گرمایی با راندمان بالا را با استفاده از یک چرخ مبدل گرمایی همراه با یک پمپ گرمایی که می‌تواند با منابع گرمای مختلف ترکیب شود ارائه کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که در سیستم ترکیبی پیشنهاد شده، صرفه‌جویی در انرژی تا ۶۰٪ حاصل می‌شود.

قدسی‌پور و همکارانش [۱۴] یک چرخ مبدل گرمایی را که شامل یک دیسک متخلخل بزرگ می‌باشد را ساختند. آن‌ها با استفاده از مدل ریاضی توسعه یافته شامل معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی و روش طراحی تجربی راندمان این چرخ را بهینه کردند.

ژون و موما [۱۵]، روابطی تجربی برای محاسبه راندمان چرخ گرمایی که از مواد جاذب سیلیکاژل و غربال مولکولی^۱ استفاده می‌کنند، بدست آوردند که با وجود حجیم بودن روابط، زمان محاسبات مدلسازی را به شدت کاهش می‌دهد. ژنگ و ورک [۱۶]، یک مدل ریاضی برای شبیه‌سازی چرخ مبدل گرمایی بر مبنای انتقال حرارت و جرم همزمان ارائه کردند.

یاچی و همکاران [۱۷] با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی عملکرد گرمایی یک نمونه چرخ مبدل گرمایی را که در بدنه خود از یک غشاء استفاده کرده بود، را بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که راندمان نهان چرخ در حالت جریان ناهمسو بیشتر از جریان هم‌سو است. همچنین دریافتند که راندمان چرخ با کاهش سرعت هوای ورودی، افزایش فاصله و ضخامت غشاء به صورت قابل توجه و به آرامی کاهش می‌یابد.

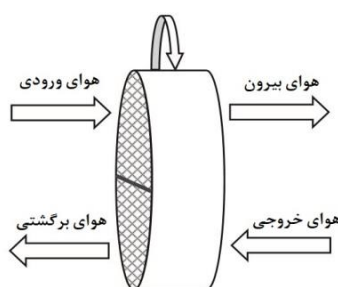
دی آنتونلیس و همکاران [۱۸] با هدف پیشینه کردن راندمان چرخ مبدل گرمایی و کمینه کردن افت فشار در چرخ، طراحی بهینه‌ای برای چرخ گرمایی انجام دادند. این طراحی توسط یک مدل یک‌بعدی فشرده که معادلات انتقال حرارت و انتقال جرم را حل می‌کرد، انجام شد. نتایج آن‌ها نشان داد که بهترین عملکرد چرخ به ازای ضخامت کوچک کانال بدست می‌آید که به راندمان مورد نیاز، با مقادیر مناسب طول چرخ و ارتفاع و پهناهای کانال بستگی دارد.

مطالعات بررسی شده نشان داد که پارامترهای کاری چرخ مبدل گرمایی تأثیر زیادی بر راندمان محسوس چرخ مبدل گرمایی دارد. بنابراین در مقاله حاضر اثر پارامترهای مؤثر بر راندمان یک نمونه چرخ مبدل گرمایی محسوس به‌صورت جامع با استفاده از مدلسازی عددی بررسی می‌شود. اهداف و نوآوری‌های پژوهش حاضر عبارتند از:

- توسعه یک مدل عددی اختلاف محدود برای چرخ مبدل گرمایی محسوس
- بررسی تغییرات زمانی دما در بدنه مبدل گرمایی
- بررسی اثر پارامترهای مؤثر از قبیل دبی عبوری، تخلخل بدنه مبدل گرمایی، سرعت دورانی چرخ و تعداد واحد انتقال حرارت بر راندمان چرخ

۲- تعریف مسئله

چرخ مبدل گرمایی مورد بررسی در این مقاله به‌صورت شماتیک در شکل ۱، نشان داده شده‌است.



شکل ۱- شماتیک چرخ مبدل گرمایی مورد بررسی

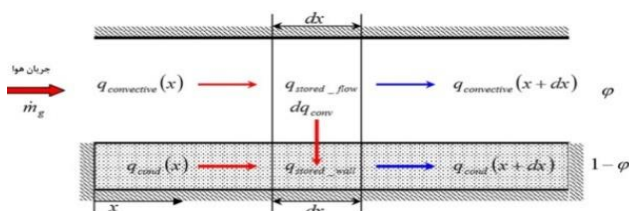
¹Molecular sieve

فرضیات مورد استفاده برای مدل‌سازی یک‌بعدی و گذرا چرخ مبدل گرمایی هوا به هوا و جریان مخالف عبارتند از:

- بدنه مبدل گرمایی به صورت متخلخل و جامد در نظر گرفته شده است.
- چرخ گرمایی از نوع متعادل می‌باشد یعنی سطح مقطع دوره گرم با سطح مقطع دوره سرد برابر است.
- اختلاط جریان بین دو جریان ورود و خروج وجود ندارد.
- افت فشار در طول جریان هوای چرخ مبدل گرمایی در مقایسه با فشار کل مقداری کوچک است.
- تأثیرات افت فشار روی خواص ترمودینامیکی جریان هوا و بدنه مبدل گرمایی ناچیز است.
- از تغییرات دما در جهت شعاعی صرف نظر شده است و تغییرات دما یک‌بعدی فرض شده است.
- جریان هوا تراکم‌ناپذیر و آرام فرض شده و همچنین از تلفات لزجت صرف نظر شده است.
- دیواره‌ها و انتهای بدنه مبدل گرمایی به صورت آدیاباتیک و نفوذناپذیر هستند.
- از انتقال حرارت بین بدنه چرخ و محیط اطرافش صرف نظر شده است.
- در این فرآیند، هیچ‌گونه نشست جریانی بین چرخ و محیط اطرافش رخ نمی‌دهد.
- مقدار هدایت محوری در جریان هوا ناچیز می‌باشد.
- ضرایب انتقال حرارت برای هر دو دوره گرم و سرد، مشابه در نظر گرفته شده است و هیچ اختلاف زمانی ندارند.

۳- معادلات حاکم

معادلات انتقال حرارت برای چرخ مبدل گرمایی بر پایه موازنه انرژی برای دو المان حجمی، یکی در بدنه مبدل گرمایی و دیگری در جریان هوا بدست می‌آیند (شکل ۲).



شکل ۲- موازنه انرژی برای المان حجمی چرخ مبدل گرمایی

با اعمال پارامترهای بی‌بعد ارائه‌شده در رابطه‌های (۱) تا (۶)، در نهایت معادله انرژی بی‌بعد جریان هوا و بدنه مبدل گرمایی به ترتیب به صورت رابطه (۷) و رابطه (۸) استخراج می‌گردد.

$$t^+ = \frac{t}{\tau} \quad (۱)$$

$$x^+ = \frac{x}{L_w} \quad (۲)$$

$$T_g^+ = \frac{T_g - T_{g-e.i}}{T_{g-s.i} - T_{g-e.i}} \quad (۳)$$

$$T_m^+ = \frac{T_m - T_{g-e.i}}{T_{g-s.i} - T_{g-e.i}} \quad (۴)$$

$$\alpha_m = \frac{k_m}{\rho_m}, \quad FO_m = \frac{\alpha_m \cdot \tau}{L_w^2} \quad (۵)$$

$$\Gamma = \frac{u_g \cdot \tau}{L_w} \quad (۶)$$

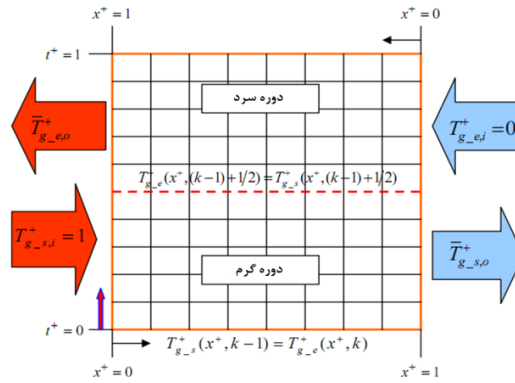
$$\frac{\partial T_g^+}{\partial t^+} + \frac{\partial T_g^+}{\partial x^+} + NTU_{HT} (T_g^+ - T_m^+) = 0 \quad (۷)$$

$$\frac{\partial T_m^+}{\partial t^+} - FO_m \frac{\partial^2 T_m^+}{\partial x^{+2}} - \frac{NTU_{HT}}{C_r^+} (T_g^+ - T_m^+) = 0 \quad (۸)$$

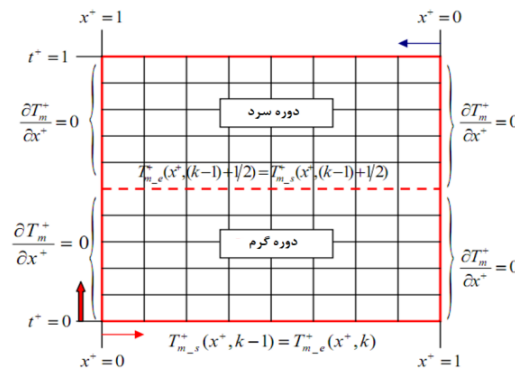
۴- شرایط مرزی و اولیه

در این قسمت شرایط مرزی و اولیه برای حل معادلات جریان هوا و بدنه مبدل گرمایی ارائه می‌شود. با توجه به چرخش چرخ گرمایی با زمان، شرایط مرزی برای جریان هوا و بدنه مبدل گرمایی به چهار قسمت دوره گرم (کانال در معرض تغذیه)، لحظه تغییر وضعیت به دوره سرد (معکوس شدن جهت مختصات)، دوره سرد (کانال در معرض تخلیه) و لحظه تغییر وضعیت مجدد به دوره گرم (معکوس شدن مجدد جهت مختصات)، تقسیم می‌شود. شرایط مرزی بی‌بعد برای جریان هوا و بدنه مبدل گرمایی به صورت شکل ۳ و ۴ نمایش داده شده است.

¹ Cooling period



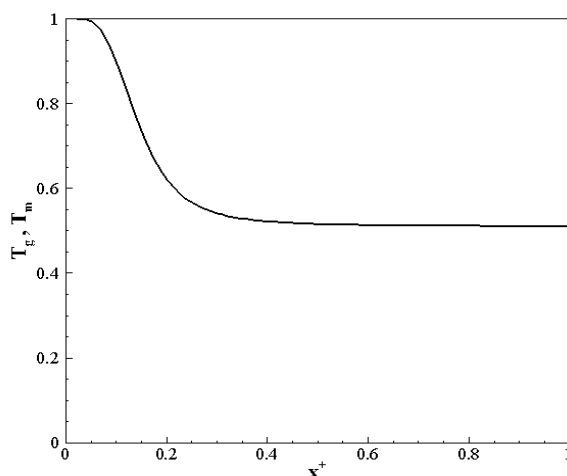
شکل ۳- شرایط مرزی بی بعد جریان هوا



شکل ۴- شرایط مرزی بی بعد بدنه مبدل گرمایی

شرط اولیه بی بعد توزیع دما در جریان هوا و بدنه مبدل گرمایی توسط تابع رابطه (۹) بیان می شود و توزیع آن با مکان مطابق شکل ۵ می باشد.

$$(x^+, 0) = 1 + \frac{-0.49(x^+)^{3.47}}{0.13383.47 + (x^+)^{3.47}} T^+ \quad (9)$$



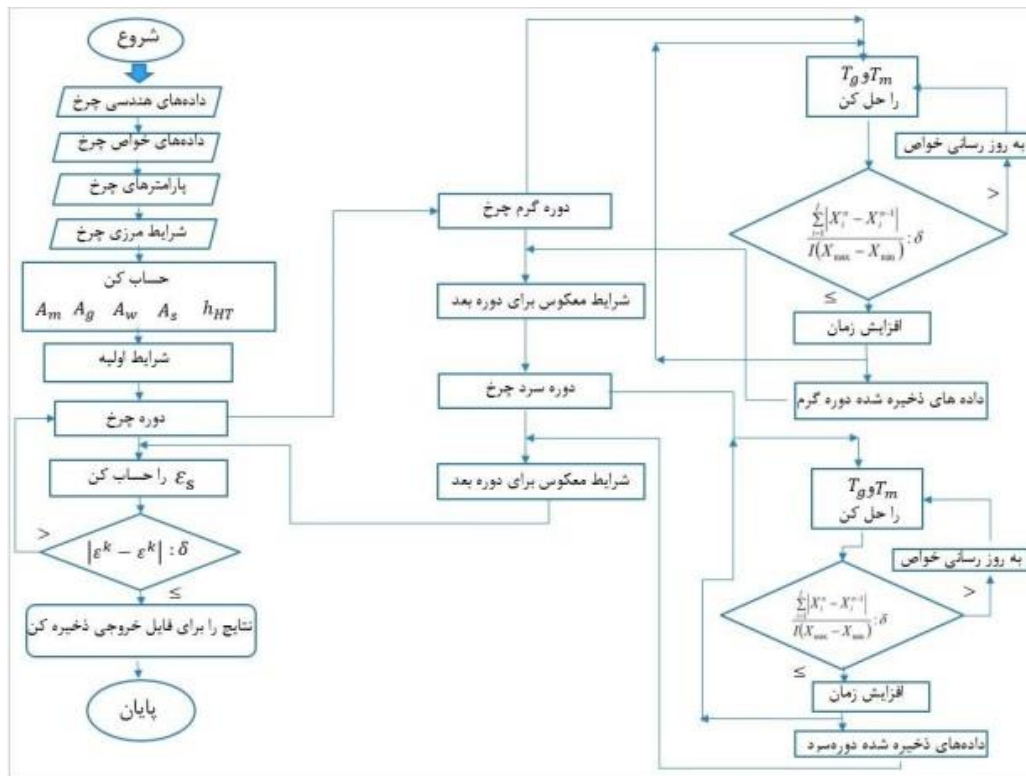
شکل ۵- شرایط اولیه بی‌بعد در شبیه‌سازی چرخ مبدل گرمایی

۵- روش عددی

با حل همزمان و کوپل معادلات دیفرانسیل (۷) و (۸) به همراه شرایط مرزی و شرط اولیه بیان شده، توزیع دما برای بدنه مبدل گرمایی در فرم بی‌بعد بدست می‌آید که به دنبال آن راندمان چرخ را نیز می‌توان بدست آورد. در این معادلات، به جز متغیرهای دما، موقعیت مکانی و زمانی، چهار پارامتر بی‌بعد ظاهر شده‌است. با حل فرم بدون بعد معادلات حاکم می‌توان بررسی گسترده و جامع‌تری بر روی چرخ گرمایی انجام داد.

باید توجه داشت که معادلات دیفرانسیل (۷) و (۸) برای هر دو ناحیه سرد و گرم معتبر می‌باشند. برای این منظور، مختصات نقطه شروع x ، که مختصات جهت جریان را نشان می‌دهد، به گونه‌ای انتخاب می‌شود که نقطه شروع x هنگام تغییر وضعیت از یک دوره به دوره دیگر و به جریان مخالف، تغییر کند.

حل عددی با کمک یک کد کامپیوتری به زبان فرترن انجام می‌شود. حلگر برنامه شامل چهار قسمت اصلی است: دوره گرم، معکوس شدن جهت جریان، دوره سرد و معکوس شدن مجدد جهت جریان. این نوع ساختار، امکان بحث و بررسی رفتار چرخ را در حین زمان فراهم می‌کند. روند حل عددی در روندنمای شکل ۶ ارائه شده‌است.



شکل ۶- روندنمای حل عددی معادلات حاکم

شایان ذکر است که مطابق روندنمای شکل ۶، در هر گام زمانی بعد از پنج تکرار، مقدار باقی مانده تکرار k ام ($k > 5$) از رابطه (۱۰) محاسبه می شود و با مقدار باقی مانده در تکرار پنجم (Res_5) مقایسه می شود و همگرایی با استفاده از معیار ارائه شده در رابطه (۱۱) چک می شود. حل در این مرحله تا انتهای دوره گرم ادامه پیدا می کند.

$$Res_k = \frac{\sum_{i=1}^l |T_i^k - T_i^{k-1}|}{l} \quad (10)$$

$$Res_k \leq 10^{-4} Res_5 \quad (11)$$

همچنین، بعد از طی هر سیکل، راندمان سیکل محاسبه می شود و معیار همگرایی کلی کد برای ادامه فرایند یا توقف آن از طریق رابطه (۱۲) چک می شود و شرایط ذخیره شده برای شروع دوره گرم بعدی ذخیره می گردد.

$$|e^n - e^{n-1}| \leq 10^{-4} \quad (12)$$

۶- نتایج و بحث

در این بخش، ابتدا برنامه کامپیوتری نوشته شده برای تحلیل چرخ مبدل گرمایی محسوس اعتبارسنجی می‌گردد. برای این منظور، نتایج بدست آمده از شبیه سازی عددی با نتایج القمدی [۱۹] مقایسه می‌گردد. خواص بدنه مبدل گرمایی پلی استر در نظر گرفته شده در جدول ۱ ارائه شده است. پارامترهای چرخ گرمایی مورد استفاده در تحلیل عددی در جدول ۲ به صورت خلاصه آورده شده است.

جدول ۱- خواص ماده استفاده شده به عنوان بدنه مبدل گرمایی در چرخ گرمایی [۱۹]

مقدار	خاصیت
۹۲/۵	ضریب تخلخل بدنه مبدل گرمایی (%)
۱۳۸۰	چگالی (kg/m^3)
۱۳۴۰	ظرفیت گرمایی ویژه (J/kg.K)
۰/۱۶	ضریب هدایت گرمایی (W/m.K)

منحنی دمایی بی بعد بدنه مبدل گرمایی در خروجی (شرایط کاری زمستان) در شکل ۷ با نتایج مرجع [۱۹] مقایسه می‌گردد. مشاهده می‌شود که روند نمودارها کاملاً مشابه می‌باشد.

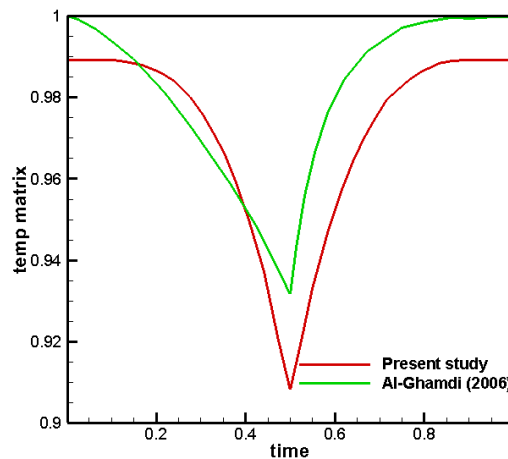
جدول ۲- پارامترهای استفاده شده در تحلیل عددی [۱۹]

مقدار	پارامتر
300 m^3/h	دبی حجمی (Q)
30 rpm	سرعت دورانی (Ω)
۰/۴۶۳ m	قطر چرخ (D_w)
0.0395 m	طول چرخ (L_w)
900 μm	قطر هیدرولیکی بدنه مبدل گرمایی (d_h)
29	تعداد واحد انتقال حرارت (NTU)
7	عدد ناسلت (Nu)
1.1 m/s	سرعت ظاهری جریان هوا (U_g)
63	عدد رینولدز

ضریب انتقال حرارت جابجایی (h_{HT}) 200 W/(m²K)

نسبت ظرفیت گرمایی چرخ (Gr⁺) 4.6

در شکل ۷، دمای بدنه مبدل گرمایی با گذشت زمان در طی سیکل سرمایش کاهش می‌یابد و در هنگام تغییر جهت چرخ به کمترین مقدار خود می‌رسد و بعد از معکوس شدن جهت چرخش چرخ، در طی دوره گرمایش، مقدار آن تا رسیدن به حداکثر مقدارش در انتهای سیکل، افزایش می‌یابد. اختلاف در توزیع دمای بی‌بعد بدنه مبدل گرمایی در میانه سیکل با نتایج مرجع [۱۹]، با استفاده از رابطه (۱۳)، حدود ۲/۶ درصد می‌باشد که مربوط به دوره گرمایش است. علت اختلاف منحنی‌ها در روش عددی به کاررفته می‌باشد.

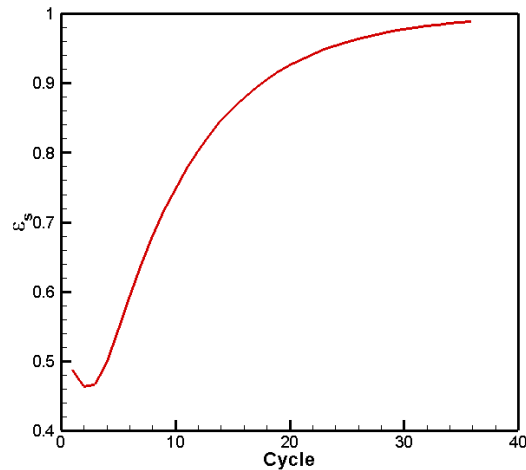


شکل ۷- منحنی دمای بی‌بعد خروجی بدنه مبدل گرمایی برحسب زمان در مقایسه با نتایج مرجع (زمستان) [۱۹]

$$\text{خطا (\%)} = \frac{|\text{نتایج مرجع} - \text{نتایج کار حاضر}|}{\text{مرجع نتایج}} \times 100 \quad (13)$$

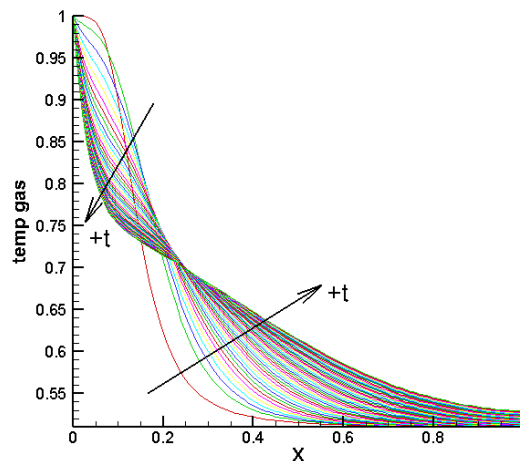
بعد از اعتبارسنجی حل عددی، در ادامه اثر پارامترهای حاکم بر راندمان چرخ مبدل گرمایی بررسی می‌شود. این پارامترها شامل تغییرات دمای جریان هوا و بدنه مبدل گرمایی در طول چرخ در زمان‌های مختلف، تغییر دمای خروجی جریان هوا و بدنه مبدل گرمایی برحسب زمان برای هر دو دوره گرم و دوره سرد می‌باشد. به علاوه، تغییر راندمان چرخ برحسب تعداد سیکل و رسیدن به حالت تعادلی نیز بررسی می‌شود.

در شکل ۸، منحنی راندمان محسوس چرخ برحسب سیکل نمایش داده شده است که بیانگر تغییرات نمای راندمان با تعداد سیکل می‌باشد. مشاهده می‌شود که بعد از حدود ۳۰ الی ۴۰ سیکل، مقدار راندمان به مقدار ثابتی می‌رسد و نمودار رفتار مجانبی پیدا می‌کند. علت کاهش اولیه راندمان در سیکل‌های اولیه به خاطر خطای شرایط اولیه می‌باشد، اما مقدار نهایی راندمان (بعد از ۳۰ تا ۴۰ سیکل) در کار حاضر با نتایج مرجع [۱۹] حدود ۷ درصد اختلاف دارد. بنابراین نتایج بدست آمده در این تحقیق از صحت کافی برخوردار است.

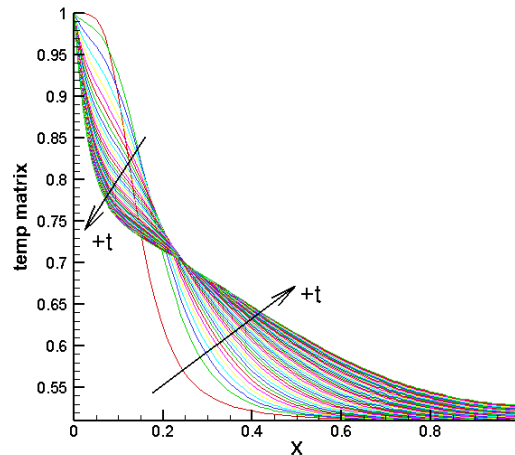


شکل ۸- منحنی راندمان چرخ مبدل گرمایی برحسب تعداد سیکل

در شکل ۹ و شکل ۱۰ توزیع دمایی بعد برای جریان هوا و بدنه مبدل گرمایی در جهت محوری (در طول چرخ) برای هر دو دوره گرم و سرد تا رسیدن به شرایط پایا در شرایط کاری تابستان نشان داده شده است. در این شکل‌ها می‌توان تغییرات دما را در طول زمان از شرایط اولیه شکل ۵ تا شرایط پایا مشاهده کرد. مشاهده می‌شود که پروفیل‌های هوا و بدنه مبدل گرمایی بعد از حدود ۳۰ الی ۴۰ چرخش به حالت پایا می‌رسند. توزیع دما در شرایط حالت پایا هم برای جریان هوا و هم برای بدنه مبدل گرمایی دارای توزیع تقریباً خطی می‌باشد. در شرایط پایا همانطور که ذکر شد، تغییر در مقدار راندمان چرخ به مقدار خیلی کمی (در اینجا 10^{-4}) رسیده است. همچنین مشاهده می‌شود که پروفیل دمایی بدنه مبدل گرمایی به علت شرایط مرزی عایق بر مرزها عمود است. بعلاوه توزیع دما در جریان دوره گرم برای بدنه مبدل گرمایی از جریان هوا پایین‌تر است که این به معنای انتقال حرارت از جریان هوای گرم به بدنه مبدل گرمایی می‌باشد. این سناریو در جریان دوره سرد، برعکس است و انتقال حرارت از بدنه مبدل گرمایی به جریان هوای سرد رخ می‌دهد.



شکل ۹- توزیع دمایی بعد برای جریان هوا در طول دوره گرم و سرد (شرایط کاری تابستان)



شکل ۱۰- توزیع دمای بی‌بعد برای بدنه مبدل گرمایی در طول دوره گرم و سرد (شرایط کاری تابستان)

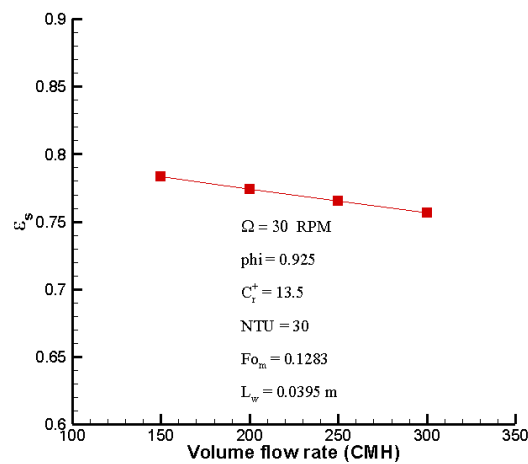
شکل‌های ۸، ۹ و ۱۰ در حالت شرایط کاری تابستان ($T_{g-s,i}^+ = 1$ و $T_{g-e,i}^+ = 0$) بدست آمده‌اند. به طور مشابه نیز برای شرایط زمستان ($T_{g-s,i}^+ = 0$ و $T_{g-e,i}^+ = 1$) هم نمودارهایی یکسان با شرایط تابستان بدست خواهد آمد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که راندمان محسوس چرخ مبدل گرمایی در شرایط کاری تابستان و زمستان، یکسان می‌باشد.

پاسخ چرخ گرمایی به تغییرات دبی حجمی یکی از راه‌های متداول برای تعیین راندمان چرخ مبدل گرمایی در سیستم‌های تهویه مطبوع می‌باشد. در این بخش با تغییر دبی حجمی در هر دو دوره گرم و سرد؛ به عبارتی سرعت هوای گذرنده از بدنه‌ی مبدل گرمایی، راندمان چرخ محاسبه می‌شود. مدت زمانی که هوا در داخل چرخ مبدل گرمایی باقی می‌ماند، از طریق دبی حجمی و اینکه چرخ با چه سرعتی دوران کند، محاسبه می‌شود.

برای مطالعه اثر دبی حجمی بر روی راندمان چرخ گرمایی محسوس، نتایج بدست‌آمده از مدلسازی در جدول ۳ و شکل ۱۱ نشان داده شده است. شکل ۸ نشان داد که با افزایش زمان ماندن هوا در داخل چرخ، مقدار راندمان افزایش می‌یابد که به این مفهوم است که مقدار انتقال حرارت بیشتری رخ می‌دهد.

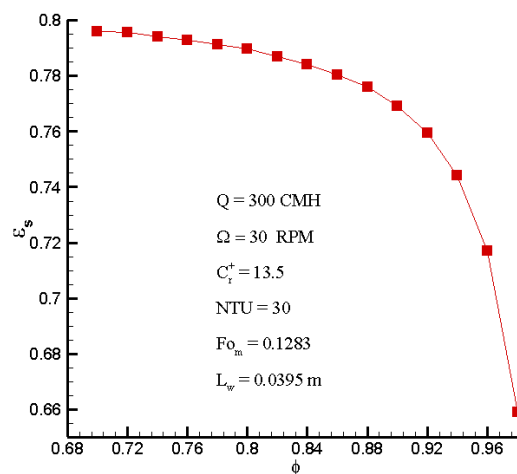
جدول ۳- نتایج حاصل از اثر دبی حجمی بر روی راندمان محسوس چرخ مبدل گرمایی

راندمان محسوس چرخ حاصل از نتایج مدلسازی	شرایط مرزی (°C)		دبی حجمی (CM) (H)
	$T_{g-e,i}$	$T_{g-s,i}$	
۷۸/۵۰	۲۴	۳۵	۱۵۰
۷۷/۵۰	۲۴	۳۵	۲۰۰
۷۶/۵۰	۲۴	۳۵	۲۵۰
۷۵/۵۰	۲۴	۳۵	۳۰۰



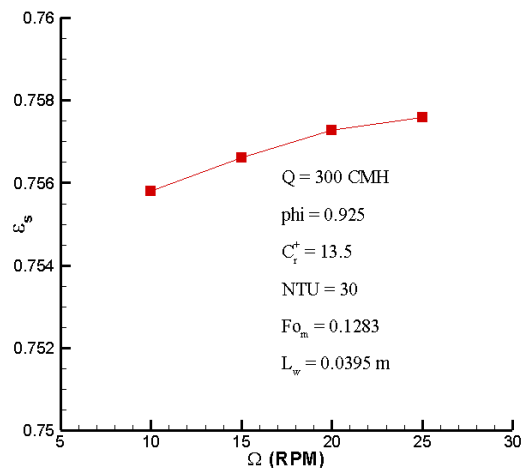
شکل ۱۱- اثر دبی حجمی بر روی راندمان محسوس چرخ مبدل گرمایی

در ادامه، با استفاده از نتایج مدل عددی، اثر تخلخل روی راندمان محسوس تعیین می‌شود. شکل ۱۲ تغییرات راندمان محسوس چرخ مبدل گرمایی را با تخلخل نشان می‌دهد. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، کاهش قابل توجهی در راندمان با افزایش میزان تخلخل چرخ وجود دارد. طبق تحلیل فیزیکی این نتیجه قابل پیش‌بینی بود، به دلیل آنکه با افزایش تخلخل، کاهش قابل توجهی در سطح انتقال حرارت رخ می‌دهد. با این حال، برای تخلخل‌های کم‌تر از ۷۲٪، اثر تخلخل روی مقدار راندمان ناچیز می‌باشد. با توجه به افزایش افت فشار با کاهش بیشتر تخلخل، انتظار می‌رود که مقدار بهینه تخلخل حدود ۷۲٪ باشد.



شکل ۱۲- تغییرات راندمان محسوس چرخ مبدل گرمایی با تخلخل

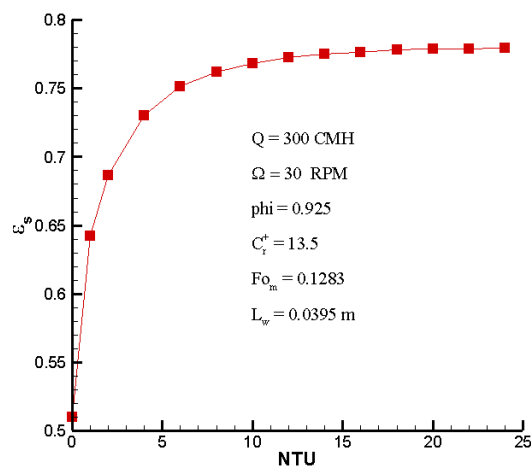
در این بخش، اثر سرعت دورانی چرخ (Ω) به‌عنوان یک روش کنترلی، روی راندمان چرخ بررسی می‌شود. شکل ۱۳ اثر سرعت دورانی را روی راندمان چرخ در مقدار $NTU=30$ نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که با افزایش سرعت دورانی چرخ، مقدار راندمان افزایش یافته است. زمانی که دور چرخ زیاد می‌شود مقدار حجم هوای بیشتری در داخل روزه‌های بدنه مبدل گرمایی به دام می‌افتد؛ در نتیجه تبادل حرارت بیشتری بین بدنه و جریان هوا اتفاق می‌افتد که باعث افزایش راندمان محسوس چرخ مبدل گرمایی می‌شود.



شکل ۱۳- تغییرات راندمان محسوس چرخ مبدل گرمایی با سرعت دورانی

تعداد واحدهای انتقال (NTU) به صورت نسبت انتقال حرارت جابجایی به ظرفیت گرمایی هوا تعریف می شود (رابطه (۱۴)). اثر تغییرات NTU روی راندمان محسوس چرخ گرمایی در شکل ۱۴ نشان داده شده است.

$$NTU_{HT} = \frac{h_{HT} A_s}{\dot{m}_g c_{p,g}} \quad (14)$$



شکل ۱۴- تغییرات راندمان محسوس چرخ مبدل گرمایی با تعداد واحد انتقال (NTU)

در شکل ۱۴ مشاهده می شود که راندمان چرخ با افزایش تعداد واحدهای انتقال افزایش می یابد. طبق تحلیل فیزیکی این نتیجه قابل انتظار بود، چراکه افزایش NTU به مفهوم افزایش سطح انتقال حرارت می باشد.

۷- نتیجه گیری

در این مقاله، چرخ مبدل گرمایی محسوس و راندمان آن به طور کامل با استفاده از مدلسازی عددی و با استفاده از روش اختلاف محدود بررسی گردید و اثر پارامترهای مختلف چرخ گرمایی بر راندمان محسوس چرخ مبدل گرمایی بررسی شد. نتایج بدست آمده عبارتند از:

- پروفیل‌های هوا و بدنه مبدل گرمایی بعد از حدود ۳۰ الی ۴۰ چرخش به حالت پایا می‌رسند. در حالت پایا، توزیع دما هم برای جریان هوا و هم برای بدنه مبدل گرمایی دارای توزیع تقریباً خطی می‌باشد.
- با افزایش دبی حجمی هوای عبوری، به علت کاهش زمان ماندگاری هوا درون چرخ، راندمان محسوس چرخ کاهش می‌یابد.
- راندمان چرخ با افزایش میزان تخلخل چرخ به مقدار قابل توجهی کاهش می‌یابد. دلیل این امر کاهش قابل توجه سطح انتقال حرارت با افزایش تخلخل می‌باشد. با توجه به ملاحظات افت فشار، مقدار بهینه تخلخل حدود ۷۲٪ پیش‌بینی شد.
- با افزایش سرعت دورانی چرخ، مقدار راندمان افزایش می‌یابد که میزان این افزایش زیاد نیست.
- راندمان چرخ با افزایش تعداد واحدهای انتقال (NTU) افزایش می‌یابد. دلیل این امر، افزایش سطح انتقال حرارت با افزایش NTU می‌باشد.

مراجع

- علیئی، م. (۱۳۹۶) بازیابی انرژی با استفاده از مبدل گرمایی دوار به همراه نحوه عملکرد و ساختار آن. ماهنامه مهندسی، [1] شماره ۳: ۱-۱۲.
- [2] Zhang LZ (2008) Total Heat Recovery: Heat and Moisture Recovery from Ventilation Air. USA, Nova Science Publishers.
- [3] Sanaye S, Jafari S, Ghaebi H (2008) Optimum operational conditions of a rotary regenerator using genetic algorithm. Energy and Buildings 40(9): 1637–1642.
- [4] Mioralli PC, Ganzarolli MM (2013) Thermal analysis of a rotary regenerator with fixed pressure drop or fixed pumping power. Applied Thermal Engineering 52: 187-197.
- [5] Sphaier LA, Worek WM (2009) Parametric analysis of heat and mass transfer regenerators using a generalized effectiveness-NTU method. International Journal of Heat and Mass Transfer 52: 2265-2272.
- [6] O'Connor D, Calautit JK, Hughes BR (2014) A study of passive ventilation integrated with heat recovery. Energy and Buildings 82: 799-811.
- [7] Simonson C J, Besant RW (1999) Energy wheel effectiveness: part I—development of dimensionless groups. International Journal of Heat and Mass Transfer 42(12): 2161-2170.
- [8] Sparrow EM, Tong JC, Johnson MR, Martin GP (2007) Heat and mass transfer characteristics of a rotating regenerative total energy wheel. International journal of heat and mass transfer 50(7-8): 1631-1636.
- [9] Seo JW, Lee DY, Kim DS (2018) A simple effectiveness model for heat wheels. International Journal of Heat and Mass Transfer 120: 1358-1364.
- [10] Ruan W, Qu M, Horton WT (2012) Modeling analysis of an enthalpy recovery wheel with purge air. International Journal of Heat and Mass Transfer 55(17-18): 4665-4672.

- [11] Wu Z, Melnik RV, Borup F (2006) Model-based analysis and simulation of regenerative heat wheel. *Energy and Buildings* 38(5): 502-514.
- [12] Chang CC, Liang JD, Chen SL (2018) Performance investigation of regenerative total heat exchanger with periodic flow. *Applied Thermal Engineering* 130: 1319-1327.
- [13] Calay RK, Wang WC (2013) A hybrid energy efficient building ventilation system. *Applied Thermal Engineering* 57(1-2): 7-13.
- [14] Ghodsipour N, Sadrameli M (2003) Experimental and sensitivity analysis of a rotary air preheater for the flue gas heat recovery. *Applied Thermal Engineering* 23(5): 571-580.
- [15] Jeong JW, Mumma SA (2005) Practical thermal performance correlation for molecular sieve and silica gel loaded enthalpy wheels. *Applied thermal Engineering* 25: 719-740.
- [16] Zheng W, Worek WM (1993) Numerical simulation of combined heat and mass transfer process in a rotary dehumidifier, *Numerical. Heat Transfer Part A* 23: 211– 232.
- [17] Yaïci W, Ghorab M (2013) Evgueniy Entchev, Numerical analysis of heat and energy recovery ventilators performance based on CFD for detailed design. *Applied Thermal Engineering* 51: 770-780.
- [18] Antonellis SD, Intini M (2014) Design Optimization of Heat Wheels for Energy Recovery in HVAC Systems. *Energies*: 7348-7367.
- [19] Al-Ghamdi AS (2006) ANALYSIS OF AIR-TO-AIR ROTARY ENERGY WHEELS. PHD thesis. Ohio university.