

طراحی و تحلیل عددی کانال گرمایش بوسیله هوا

سید محسن پیغمبرزاده*، آرش مراحل، محمد محسن سرافراز

ماهشهر، دانشگاه آزاد اسلامی واحد ماهشهر، دانشکده مهندسی شیمی

پیام‌نگار: peyghambarzadeh@gmail.com

چکیده

در این پژوهش، عملکرد یک کانال گرمایش با بهره‌گیری از معادله بقای انرژی و استفاده از قانون استفان-بولتسمان در تابش، قانون فوریه در رسانش و قانون سرمایش نیوتن در جابجایی، مدل‌سازی گردید. کانال به چند عامل (سازه) با طولهای برابر تقسیم شد، هر قسمت به طور مجزا مورد مطالعه قرار گرفت و خواص فیزیکی بر اساس دمای هوا در هر عامل خوانده شد. معادلات به دست آمده با روش تفاضل محدود حل شد و دمای هوا، دمای جداره داخلی و خارجی کانال، ضرایب انتقال گرمای جابجایی داخلی و خارجی و میزان شار انتقال گرما در هر عامل محاسبه گردید. سپس با تغییر شدت جریان هوای ورودی، قطر کانال و جنس کانال اثر این پارامترها مورد بررسی قرار گرفت. در آخر بهترین شرایط برای گرمایش معرفی شد. از این نتایج و از این روش مدل‌سازی می‌توان برای طراحی تبادلگرهای گرما و افزایش بازدهی آنها استفاده کرد.

کلمات کلیدی: کانال گرمایش، تحلیل عددی، خواص فیزیکی متغیر، روش تفاضل محدود

۱- مقدمه

کرد. بررسی‌های ریاضی مربوط به تبادلگرهای با جریان ناهمسو اولین بار توسط ناگ و گیل^۲ [۴ و ۳] انجام گرفت. حل آن‌ها مبتنی بر تبدیل مسأله دو ناحیه ای اولیه به یک زوج مسأله اشتورم-لیوویل^۳ تک ناحیه ای بود. حل به این روش معمولاً دشوار است و دقت روش به کار رفته شده را تحت سوال قرار می‌دهد.

سپس استین [۱] برای جریان‌های با رژیم مغشوش در لوله‌های حلقوی، روشی ارائه کرد. روش او برای دو شرط مرزی اساسی شار ثابت و دمای ثابت به خوبی کاربرد دارد زیرا در این شرایط، ناحیه ورودی گرما معمولاً جزء کوچکی از طول انتقال گرمای تبادلگر را به خود اختصاص می‌دهد و ضریب انتقال گرمای جابه‌جایی در این حالت

اهمیت طراحی تبادلگرهای گرما در صنعت بر هیچ کس پوشیده نیست. طراحان تجهیزات گرمایشی امروزه با استفاده از جدیدترین روش‌های طراحی در تلاشند تا تبادلگرهایی با بازدهی بالا و هزینه ساخت کمتر به بازار عرضه کنند. طراحی تبادلگرها و حل تحلیلی و عددی فرایندهای گرمایی و بهینه‌سازی پارامترهای مختلف تبادلگرهای گرما دارای روش‌های گوناگونی است و تحقیقات زیادی در این زمینه انجام شده است که هر کدام از این تحقیقات از دیدگاهی خاص و با روشی معین، مسأله تبادلگرهای گرما را مورد توجه قرار داده است. از جمله اولین تحقیقات در این زمینه مطالعات استین^۱ [۲ و ۱] است. وی یک روش تحلیلی برای تبادلگرهای با جریان همسو ارائه

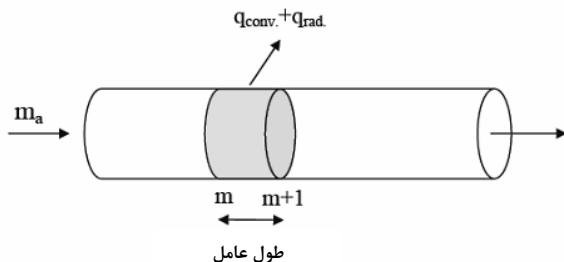
2. Nuge and Gill
3. Sturm-Liouville

1. Stein

محدود یکی از روشهای عددی است که از آن در مقالات گوناگونی برای طراحی تبادلهای گرما استفاده شده است [۹]. در کنار استفاده از روشهای عددی، استفاده از آنالیز خواص فیزیکی متغیر در طراحی تبادلهای دقت خاصی به این کار می‌بخشد. در روشهای متداول طراحی که در کتب درسی دانشگاهی مورد مطالعه قرار می‌گیرد، خواص فیزیکی مورد نیاز در دمای فیلم^۴ یا دمای کلریک^۵ مورد استفاده قرار می‌گیرد. یعنی با آگاهی بر متغیر بودن خواص در طول تبادلهای، برای راحتی کار خواص در دمای متوسط، برآورد می‌شوند و در معادلات طراحی مورد استفاده قرار می‌گیرند [۱۰، ۱۱، ۱۲]. در روش آنالیز خواص فیزیکی متغیر، طول تبادلهای کوچک را به بازه‌های کوچکی تقسیم می‌کنند و بدین ترتیب با فرض ثابت بودن خواص فیزیکی در طول هر بازه و نه در طول کل تبادلهای، دیدگاه جدیدی در مبحث طراحی در مقابل مهندسان قرار می‌گیرد که از این روش در مقالات و مطالعات گوناگونی بهره گرفته شده است [۱۳].

۲- شرح مسأله و مدل‌سازی

در این پژوهش سعی بر این است که یک کانال گرمایش که از هوا برای گرم کردن محیط پیرامون خود استفاده می‌کند، مدل‌سازی شود. برای گرم کردن یک انبار از کانالی استوانه‌ای شکل استفاده شده است که هوای گرم وارد آن شده و کانال با انتقال گرما جابجایی و تابشی با محیط اطراف، باعث گرم شدن انبار می‌شود. بخشی از کانال به طول Δx و محیط P به صورت نشان داده شده در شکل (۱) را در نظر می‌گیریم و موازنه انرژی روی این عامل را به شرح زیر می‌نویسیم:



شکل ۱- توجیه فیزیکی مسئله به صورت ساده

از شرایط مرزی دیواره پیروی نمی‌کند. بنابراین نرخ انتقال گرمای موضعی نیز به ندرت تحت تأثیر شرایط مرزی گرما قرار می‌گیرد لیکن در جریان آرام، طول ناحیه ورودی گرما اغلب می‌تواند هم مرتبه با طول تبادلهای گرما و یا بسیار بزرگتر از آن باشد. بنابراین در این حالت، ضرایب فیلم نسبت به شرایط مرزی بسیار حساس است و در نتیجه روش پیشنهادی استین برای جریانهای آرام معتبر نیست.

روش دیگری بر مبنای بیان میدان دما در هر جریان بر حسب توابع نامعلوم شار گرمایی گذرنده از دیواره ارائه شد، به طوری که یک مجموعه معادلات انتگرالی ایجاد کرد که این معادلات می‌بایستی به صورت عددی حل می‌شدند [۱۵]. این روش توسط بنتویچ^۱ برای تبادلهای با جریان موازی دو جریانه و چند جریانه به کار گرفته شد. مدل وی شامل تعدادی جریان دو بعدی در کانالهای جدا شده توسط دیواره‌های رسانا می‌باشد که در کانالها، سیالهایی در خلاف جهت یکدیگر جریان دارند. در این تحقیق برای محاسبه میدان دما در تبادلهای حرارتی از رسانش محوری سیالها و رسانش دیواره کانال صرف نظر می‌شود و مسأله بر حسب شرایط ورودی و شار گذرنده از عرض دیواره‌ها حل می‌شود. معادلات حاکم به صورت تعدادی معادله انتگرالی خطی مشابه می‌باشند که نهایتاً این معادلات، با استفاده از روش تفاضل محدود برای شرایط گوناگون قابل حل اند [۶].

سبان^۲ [۷] تبادلهای گرمای لوله ای را بر اساس ضریب کلی انتقال گرما تحلیل کرده است. در این تحلیل جریان سیالها آرام در نظر گرفته شده اند و طول ورودی گرما برای هر یک از جریانها بر روی بخش قابل توجهی از طول تبادلهای گسترش داشته است و در نهایت پانگلیارینی و باروزی^۳ [۸] حل تحلیلی و عددی نسبتاً کاملی برای تبادلهای ارائه کردند. در این روش، فرض شد که جریان سیالها در تبادلهای آرام و توسعه یافته هستند. از اثر هدایت محوری سیالها چشم پوشی و همچنین خواص سیال در لوله‌های داخلی و خارجی، ثابت فرض شد و در نهایت معادلات انرژی حاکم توسط روش عامل محدود حل شد.

همان طور که ملاحظه شد دانشمندان در طراحی تبادلهای گرما از روشهای گوناگونی استفاده می‌کنند که استفاده از روشهای تحلیل عددی در طراحی تبادلهای یکی از این روشهاست. روش تفاضل

1. Bentwich
2. Seban
3. Pagliarini and Barozzi

4. Film Temperature
5. Caloric Temperature

$$h_o = 0.27 \left(\frac{T_{m,w,o} - T_\infty}{d} \right)^{1/4} \quad (7)$$

با قرار دادن معادله (7) در معادله (5) داریم:

$$h_i(T_{m,a} - T_{m,w,i}) = \frac{0.27}{d^{1/4}} (T_{m,w,o} - T_\infty)^{5/4} + \sigma \varepsilon (T_{m,w,o}^4 - T_\infty^4) \quad (8)$$

از معادله (8) می‌توان به صورت زیر برای محاسبه دمای هوای خروجی از عامل استفاده کرد:

$$T_{m+1,a} = \left(1 - \frac{h_i P \Delta x}{\dot{m}_a c_p}\right)_m T_{m,a} + \left(\frac{h_i P \Delta x}{\dot{m}_a c_p}\right)_m T_{m,w} \quad (9)$$

معادلات (4) و (6) را به طور همزمان حل می‌کنیم که روند حل به صورت زیر است:

$$q_{conv,i} = q_{cond} \quad (10)$$

$$h_i(T_{m,a} - T_{m,w,i}) = k_m \frac{T_{m,w,i} - T_{m,w,o}}{\Delta x_m} \quad (11)$$

سپس با حدس زدن $T_{m,w,i}$ ، مقدار $T_{m,w,o}$ را از رابطه (10) محاسبه کرده در رابطه (7) قرار می‌دهیم. اگر تساوی در رابطه (7) برقرار شد، حدسی که برای $T_{m,w,i}$ زده‌ایم، درست است وگرنه باید حدس را عوض کنیم. سپس رابطه (11) را برای $T_{m,w,o}$ حل می‌کنیم:

$$T_{m,w,o} = T_{m,w,i} - \left[\left(\frac{h_i \Delta x_m}{k_m} \right) (T_{m,a} - T_{m,w,i}) \right] \quad (12)$$

با استفاده از معادلات بالا می‌توانیم روند محاسبات را به ترتیب ارائه

$$\dot{m}_a c_p T_{m,a} = h_i P \Delta x (T_{m,a} - T_{m,w,i}) + \dot{m}_a c_p T_{m+1,a} \quad (1)$$

h_i ضریب انتقال گرما جابجایی در داخل کانال است که برای محاسبه آن، با توجه به رژیم جریان، از معادلات (2) و (3)، به ترتیب، در جریان‌های آرام و آشسته استفاده می‌شود [10].

$$Nu_d = \frac{h_i d}{k} = 3.66 + \frac{0.0668 (d/l) Re_d Pr}{1 + 0.04 [(d/l) Re_d Pr]^{2/3}} \quad (2)$$

$$Nu_d = \frac{h_i d}{k} = 0.0214 (Re_d^{0.8} - 100) Pr^{0.4} \quad (3)$$

خواص فیزیکی مورد استفاده در این معادلات در دمای توده ای هوا ($T_{m,a}$) تعیین می‌شود. موازنه انرژی در جداره کانال عبارت است از:

$$Q_{conv,i} = Q_{rad,o} + Q_{conv,o} \quad (4)$$

با جایگزینی از قانون سرمایش نیوتن و قانون استفان بولتسمان، چنین خواهیم داشت:

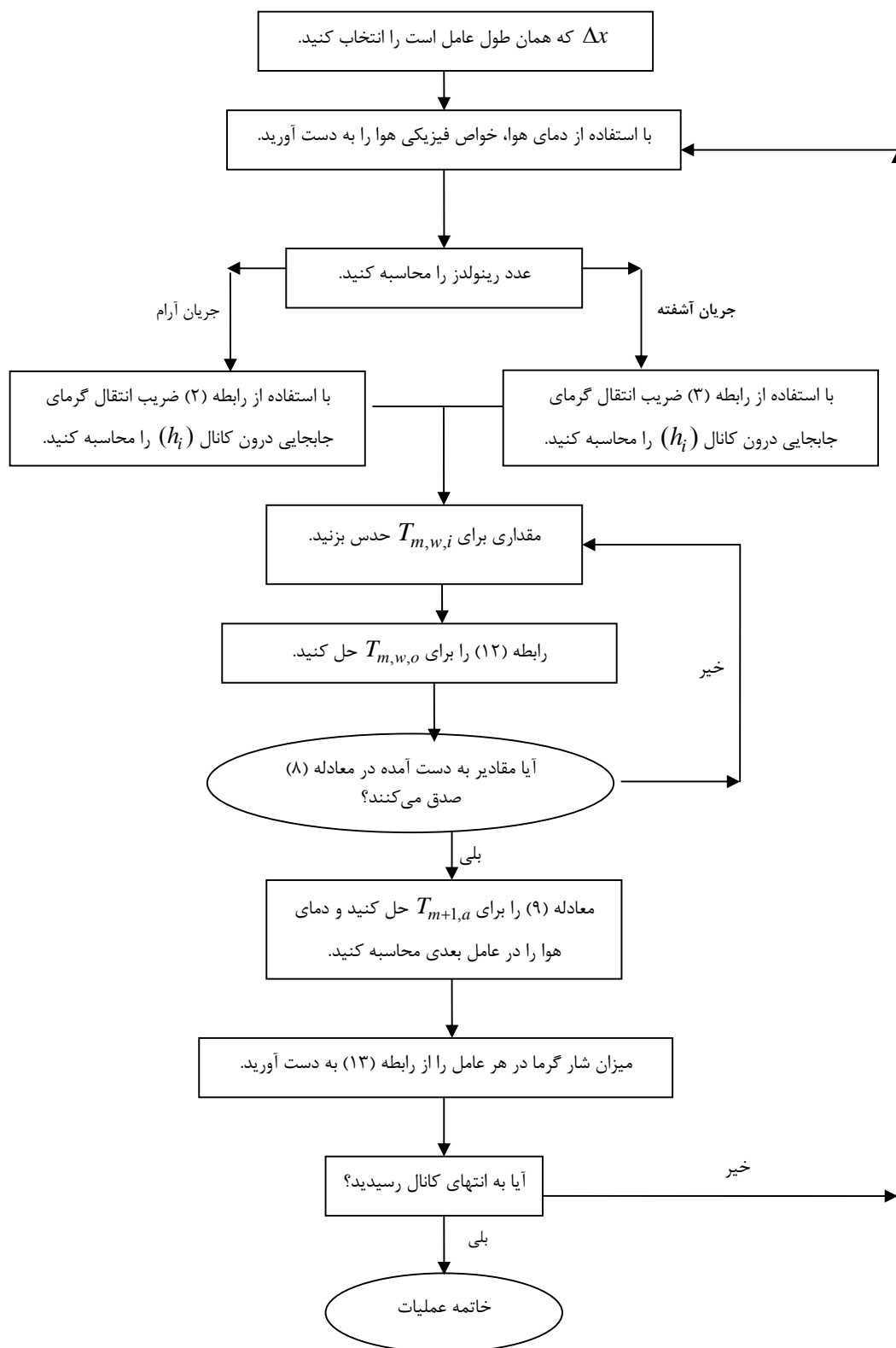
$$h_i(T_{m,a} - T_{m,w,i}) = h_o(T_{m,w,o} - T_\infty) + \sigma \varepsilon (T_{m,w,o}^4 - T_\infty^4) \quad (5)$$

و رابطه $T_{m,w,i}$ و $T_{m,w,o}$ که دماهای جداره خارجی و داخلی کانال می‌باشند، با استفاده از قانون فوریه به صورت زیر ارائه می‌شوند:

$$Q_{cond} = k_m \frac{T_{m,w,i} - T_{m,w,o}}{\Delta x_m} \quad (6)$$

ضریب انتقال گرمای جابجایی در بیرون از کانال، که در معرض هوای ساکن است، با استفاده از رابطه زیر که برای انتقال گرمای جابجایی آزاد است، محاسبه می‌شود [2].

شده در الگوریتم شکل (۲) انجام دهیم. توجه کنید که به دلیل وجود رابطه تابش باید تمام دما بر حسب درجه کلوین باشد.



شکل ۲- الگوریتم انجام محاسبات تکرار شونده در حل این مسأله

میزان شار گرما در هر عامل عبارت است از:

$$q = h_i (T_{m,a} - T_{m,w,i}) = k_m \frac{T_{m,w,i} - T_{m,w,o}}{\Delta x_m} \quad (13)$$

$$= h_c (T_{m,w,o} - T_\infty) + \sigma \varepsilon (T_{m,w,o}^4 - T_\infty^4)$$

در این مقاله شرایط عملیاتی به صورت زیر فرض شده است:

دمای محیط $(T_\infty) = 300\text{K}$ دمای هوای ورودی 811K

طول کانال $m = 150$ طول عامل یا سازه 15m

قطر کانال $m = 0.46$ ضخامت کانال $m = 0.15$

و کانال از آهن اکسید شده ساخته شده است.

با توجه به ماهیت مسأله که از محاسبات تکرار شونده برخوردار است، برنامه رایانه‌ای به کمک نرم‌افزار Q-basic نوشته شد که نتایج آن در زیر ارائه شده است.

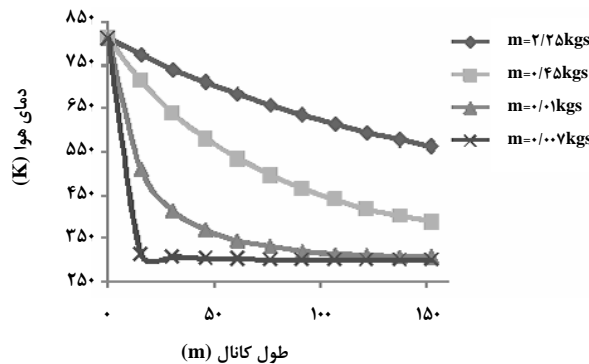
۳- تأثیر پارامترهای مختلف

۳-۱- شدت جریان هوای ورودی

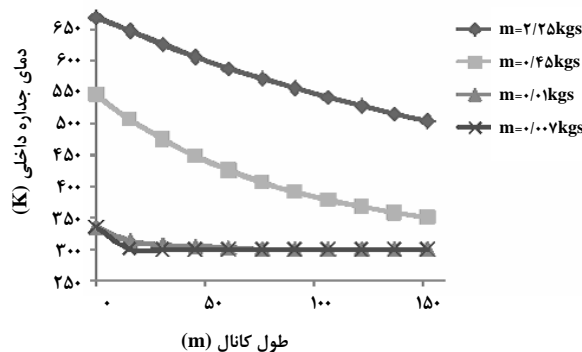
در این مقاله شدت جریان‌های مختلفی برای هوا در نظر گرفته شد و سعی گردید که شدت جریان‌ها طوری انتخاب شوند که رژیم جریان شامل هر دو ناحیه جریان‌های آرام و آشفته باشد تا بتوان مقایسه‌ای بین انتقال گرما در این دو رژیم مختلف نیز انجام داد. در شکل (۳) تأثیر شدت جریان جرمی هوای ورودی بر تغییر دمای هوا در طول تبادلگر به نمایش در آمده است. دو شدت جریان در ناحیه جریان آرام و دو شدت جریان در ناحیه جریان آشفته روی شکل نشان داده شده اند. همان طور که در شکل (۳) مشاهده می‌شود، هر چه شدت جریان هوا بیشتر باشد، هوای خروجی افت دمایی کمتری پیدا می‌کند. با افزایش سرعت هوا در تبادلگر، سیال، زمان کافی برای انتقال گرما به محیط بیرون در اختیار نداشته و لذا نمی‌تواند به طور موثر گرمای خود را منتقل کند. به علاوه شدت جریان کمتر هوا مقدار گرمای آشکار کمتری نیز به همراه دارد که در مقابل حجم زیاد محیط، خیلی سریع مبادله می‌شود. همین مسأله موجب می‌شود که در ناحیه جریان آرام، تقریباً در همان عامل‌های اولیه، دمای هوای گرم داخل کانال به دمای محیط می‌رسد و بقیه طول تبادلگر را تقریباً بدون تغییر دما طی می‌کند.

در شکل‌های (۴) و (۵)، به ترتیب، نمودارهای تغییرات دمای دیواره

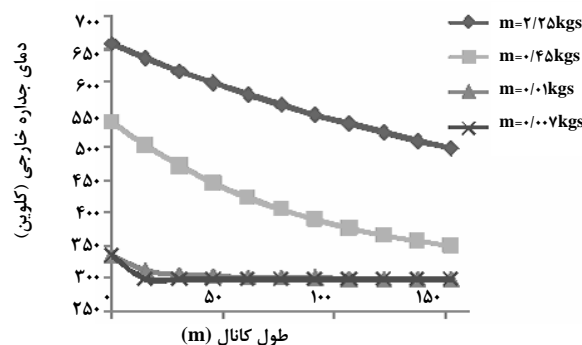
داخلی و خارجی کانال بر حسب طول تبادلگر در شدت جریان‌های مختلف رسم شده‌اند. همان طور که در این نمودارها مشخص شده است هر چه شدت جریان هوای ورودی به کانال بیشتر باشد، دمای جداره داخلی و خارجی کانال در هر عامل بیشتر می‌شود. دلیل این مسأله را می‌توان در توجیه شکل (۳) ملاحظه کرد.



شکل ۳- مقایسه دمای هوا در هر عامل برای شدت جریان‌های مختلف



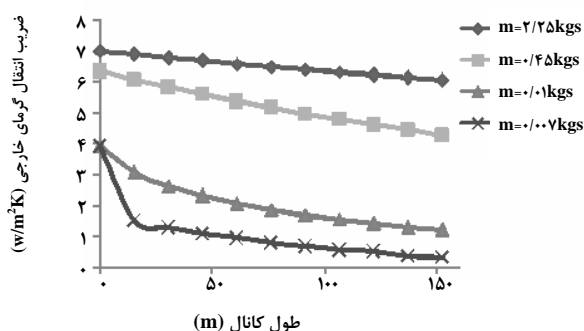
شکل ۴- مقایسه دمای جداره داخلی کانال در هر عامل برای شدت جریان‌های مختلف



شکل ۵- مقایسه دمای جداره خارجی کانال در هر عامل برای شدت جریان‌های مختلف

می‌یابد و به تبع آن میزان ضریب انتقال گرمای جابجایی آزاد برای هر دو نمونه تقریباً یکسان می‌شود ولی در انتهای کانال که دمای هوا با توجه به میزان شدت جریان‌ها افت کرده است، (هر چه میزان شدت جریان هوای ورودی کمتر باشد، میزان افت دمای هوا در انتهای کانال بیشتر می‌شود.) میزان ضریب انتقال گرما در خارج از کانال از هم فاصله زیادتری می‌گیرند.

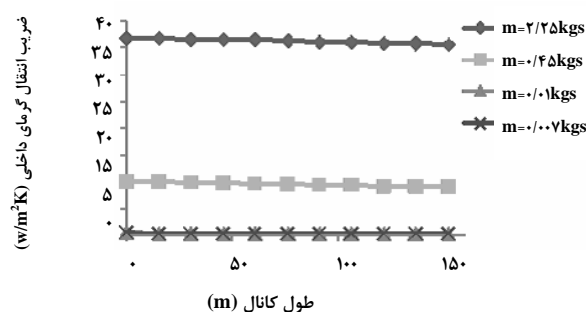
به علاوه با مقایسه شکل‌های (۶) و (۷) درمی‌یابیم که ضریب انتقال گرما در داخل کانال، بر خلاف ضریب انتقال گرما در خارج کانال، طول تبادلگر تغییر زیادی از خود نشان نمی‌دهد. زیرا ضریب انتقال گرمای خارجی مطابق رابطه (۷) و همه روابطی که برای پیش‌بینی ضرایب انتقال گرمای جابجایی آزاد به کار می‌روند، حساسیت بیشتری نسبت به کاهش دمای هوا در هر عامل دارند. لذا همان‌طور که ملاحظه می‌شود، با کم شدن اختلاف دما در انتهای کانال، ضریب انتقال گرما در خارج کانال کاهش محسوس‌تری می‌یابد.



شکل ۷- مقایسه ضرایب انتقال گرمای جابجایی آزاد در خارج از کانال برای شدت جریان‌های مختلف

در شکل (۸) نمودارهای شار گرمایی انتقال یافته در هر عامل برای جریان‌های آشفته و آرام رسم شده‌اند. همان‌طور که مشخص است هر چه شدت جریان هوای ورودی به کانال بیشتر باشد، میزان شار گرمایی نیز بیشتر می‌شود. زیرا هر چه شدت جریان بیشتر باشد، سرعت هوا و در نتیجه عدد رینولدز بیشتر می‌شود و بر طبق معادله‌های (۲) و (۳) میزان ضریب انتقال گرمای جابجایی درون کانال افزایش می‌یابد و بر اساس معادله (۱۳) افزایش میزان ضریب انتقال گرمای جابجایی درون کانال باعث افزایش شار گرمایی در هر عامل می‌شود. در جریان آرام، هوا به جز در عامل‌های اولیه تقریباً در همه طول تبادلگر هیچ انتقال گرمایی انجام نمی‌دهد. ضمناً علت کاهش

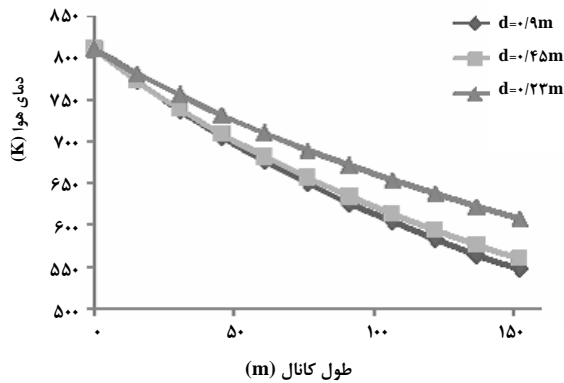
در شکل (۶) تغییرات ضریب انتقال گرمای جابجایی در داخل کانال بر حسب طول تبادلگر برای رژیم جریان آرام و جریان آشفته نمایش داده شده است. همان‌طور که مشخص است، هر چه میزان شدت جریان ورودی هوا بیشتر باشد میزان ضریب انتقال گرمای جابجایی اجباری درون کانال بیشتر می‌شود. زیرا هر چه شدت جریان هوا بیشتر باشد سرعت هوا و عدد رینولدز افزایش می‌یابند و بر طبق معادلات (۲) و (۳) هر چه عدد رینولدز بیشتر باشد، میزان ضریب انتقال گرمای جابجایی درون کانال بیشتر می‌شود. ملاحظه می‌گردد که در جریان آرام، مقادیر ضریب انتقال گرما نزدیک به صفر است.



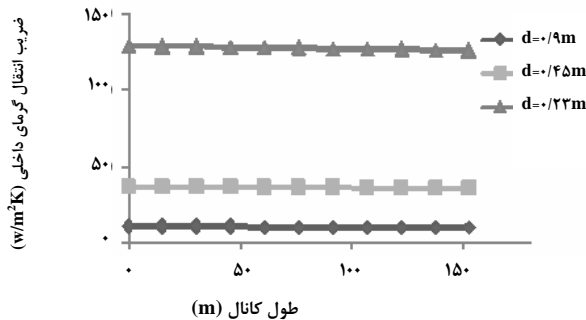
شکل ۶- مقایسه ضریب انتقال گرمای جابجایی اجباری درون کانال برای شدت جریان‌های مختلف

در شکل (۷) تغییرات ضرایب انتقال گرمای جابجایی در خارج کانال بر حسب طول تبادلگر برای رژیم‌های جریان آرام و جریان آشفته نمایش داده شده است. همان‌طور که از این نمودار مشخص است هر چه شدت جریان ورودی هوا به کانال بیشتر باشد، ضریب انتقال گرمای جابجایی آزاد در خارج از کانال بیشتر است. همان‌طور که از شکل (۷) مشخص است، میزان ضریب انتقال گرمای جابجایی آزاد در خارج از کانال برای رژیم‌های مختلف جریان، در ابتدای کانال برای شدت جریان‌های مختلف، تقریباً یکسان است ولی در انتهای کانال با یکدیگر اختلاف زیادی دارند که دلیل این امر را می‌توان این‌گونه توجیه کرد: طبق رابطه (۷) ضریب انتقال گرمای جابجایی آزاد در خارج از کانال با دمای جداره خارجی کانال به طور مستقیم رابطه دارد. در ابتدای کانال که هوای گرم وارد می‌شود، دمای بالای هوا باعث افزایش دمای جداره داخلی کانال و به تبع آن افزایش دمای جداره خارجی کانال می‌شود و چون در هر دو نمونه دمای ورودی هوا ثابت است، بنابراین در هر دو نمونه دمای جداره خارجی تقریباً به یک اندازه افزایش

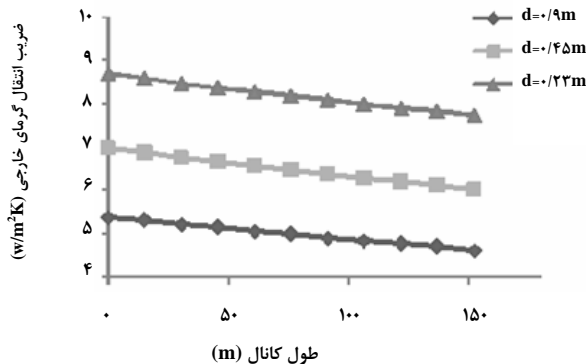
ضریب انتقال گرمای جابجایی درون کانال کمتر می‌شود. از طرف دیگر، هر چه قطر کانال بیشتر باشد، دمای جداره خارجی کانال کمتر می‌شود. بر اساس معادله (۷) هر چه قطر کانال بیشتر و دمای جداره خارجی کانال کمتر باشد، ضریب انتقال گرمای جابجایی خارجی، بیشتر کاهش می‌یابد.



شکل ۸- مقایسه دمای هوا در هر عامل برای قطرهای مختلف

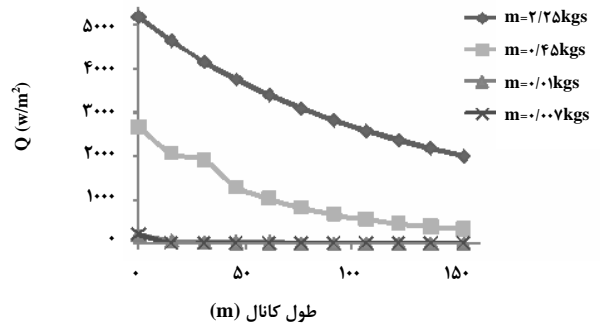


شکل ۹- مقایسه ضرایب انتقال گرمای جابجایی درون کانال در هر عامل برای قطرهای مختلف



شکل ۱۰- مقایسه ضرایب انتقال گرمای جابجایی خارج کانال در هر عامل برای قطرهای مختلف

میزان انتقال گرما در طول تبادلگر کم شدن نیروی محرکه انتقال گرما از ابتدا به انتهای تبادلگر است.



شکل ۱۱- مقایسه شار گرمایی در هر عامل برای شدت جریان‌های مختلف در محدوده جریان‌های آشفته و آرام

۲-۳ قطر کانال

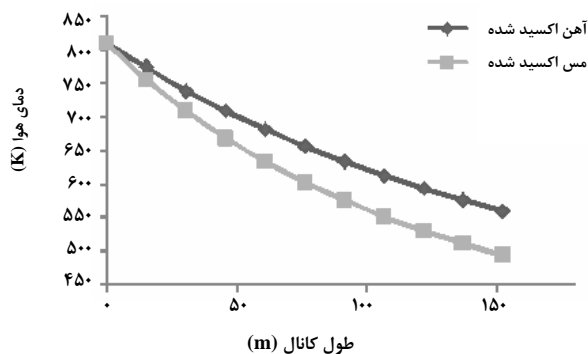
در این قسمت با تغییر دادن اندازه قطر کانال به بررسی تأثیر این پارامتر در هر عامل پرداخته شد. به این منظور قطر کانال در سه سطح مختلف 0.09 m ، 0.145 m و 0.23 m تغییر داده شد و کلیه شرایط همانند قسمت قبل بوده و میزان شدت جریان هوا $2/25 \text{ kg/s}$ در نظر گرفته شده است. همان طور که از شکل (۹) مشخص است، هر چه قطر کانال بیشتر باشد، دمای هوا در هر عامل کاهش بیشتری می‌یابد. زیرا با بزرگ تر شدن قطر کانال، سطح انتقال گرما زیاد می‌شود و در نتیجه گرمای بیشتری از سطح، خارج می‌شود و این باعث افت دمای بیشتر هوا در داخل کانال می‌گردد، یعنی با بزرگ در نظر گرفتن قطر، از گرمای هوا استفاده بهتری می‌شود ولی این مسأله لزوماً به معنی انتقال گرمای بهتر نیست. این مسأله در ادامه بررسی خواهد شد. به علاوه بدیهی است که روند این نمودار برای دماهای جداره داخلی و خارجی کانال نیز حفظ خواهد شد یعنی هر چه قطر کانال بیشتر باشد، دماهای جداره داخلی و جداره خارجی کمتر می‌شوند.

در شکل‌های (۱۰) و (۱۱) مشاهده می‌شود که هر چه قطر کانال کمتر باشد، میزان ضریب انتقال گرمای جابجایی در داخل و خارج کانال بیشتر می‌شود. زیرا هر چه قطر کانال بیشتر باشد، سرعت هوای ورودی، بیشتر کاهش می‌یابد و به تبع، عدد رینولدز، کمتر می‌شود و بر اساس معادلات (۲) و (۳) هر چه عدد رینولدز کمتر باشد، میزان

رسانشی کمتری در مقابل انتقال گرما وجود دارد. به همین ترتیب، می‌توان نتیجه گرفت که دمای جداره داخلی و خارجی کانال نیز برای کانال مسی کمتر از کانال آهنی خواهد بود. زیرا مس اکسید شده ضریب انتقال گرمای رسانشی بالاتری در مقایسه با آهن اکسید شده دارد و گرمای جداره داخلی را به سرعت به جداره خارجی انتقال می‌دهد و از طرف دیگر، از آن جایی که مس اکسید شده ضریب نشر تابشی بالاتری در مقایسه با آهن اکسید شده دارد، باعث انتقال گرمای تابشی بیشتر بین جداره خارجی کانال و محیط می‌شود و این امر، موجب افت دمای جداره خارجی می‌گردد.

جدول ۱- مشخصات جنس‌های انتخاب شده

مس اکسید شده	آهن اکسید شده	
۶۳۵	۱۱۶	ضریب رسانش گرما (W/m.°C)
۰/۷۸	۰/۲۶	ضریب نشر تابشی

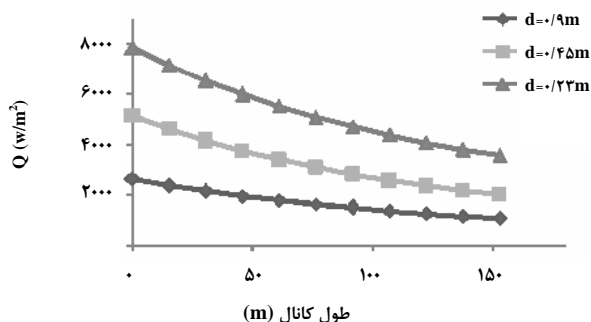


شکل ۱۳- مقایسه دمای هوا در هر عامل برای اجناس مختلف

همان طور که در شکل‌های (۱۴) و (۱۵) مشاهده می‌شود، ضریب انتقال گرمای جابجایی داخل و خارج کانال برای مس اکسید شده کمتر از آهن اکسید شده است. زیرا دمای جداره خارجی کانال برای مس اکسید شده کمتر از آهن اکسید شده است و بر اساس معادله (۷) هر چه میزان دمای جداره خارجی کانال کمتر باشد، ضریب انتقال گرمای جابجایی خارجی کمتر می‌شود. در داخل کانال مطابق رابطه (۲) عدد ناسلت متناسب با حاصلضرب اعداد رینولدز و پرانتل است. در اینجا با کاهش دما در طول کانال، چگالی هوا زیاد و گرانش آن کم می‌شود و در نتیجه عدد رینولدز در طول کانال افزایش می‌یابد. اما

به علاوه، نکته حائز اهمیت دیگر که از شکل‌های (۱۰) و (۱۱) حاصل می‌شود این است که ضریب انتقال گرما در خارج کانال، بر خلاف داخل کانال، در انتهای تبادلگر، در مقایسه با ابتدای آن کاهش قابل ملاحظه‌ای از خود نشان می‌دهد. این مسأله به این علت است که ضریب انتقال گرمای جابجایی آزاد، حساسیت بیشتری به اختلاف دما دارد.

همانطور که از شکل (۱۲) مشخص می‌شود، هر چه قطر کانال کمتر باشد، میزان شار گرمایی انتقال یافته در هر عامل بیشتر می‌شود. زیرا بر اساس شکل (۱۰) هر چه قطر کانال کمتر باشد، ضریب انتقال گرمای جابجایی درون کانال، بیشتر افزایش می‌یابد و به تبع آن، میزان شار گرمایی در هر عامل، بیشتر خواهد شد. توجه کنید که واحد میزان شار گرمایی W/m^2 است یعنی انرژی به ازای واحد سطح در نظر گرفته شده است و اگر میزان انتقال گرما با واحد W نشان داده شود، نتایج، متفاوت خواهند بود. یعنی در این حالت، کاهش سطح انتقال گرمای کانال در اثر کاهش قطر آن، بر افزایش $U \cdot \Delta T$ غلبه می‌کند و میزان انتقال گرما با واحد W با کاهش قطر، کمتر خواهد شد.



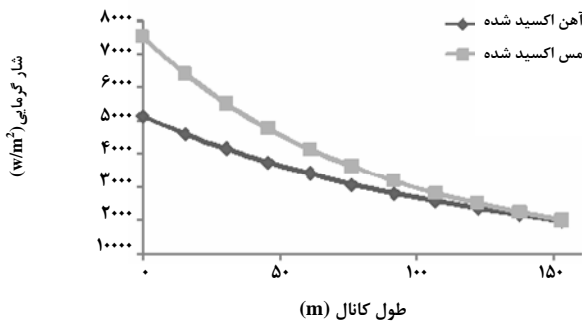
شکل ۱۲- مقایسه شار گرمایی تلف شده در هر عامل برای قطرهای مختلف

۴- جنس کانال

در این قسمت با ثابت نگه داشتن کلیه شرایط و تغییر جنس کانال به بررسی اثر این پارامتر می‌پردازیم. در این قسمت، دو جنس مختلف برای کانال انتخاب شده است: آهن اکسید شده و مس اکسید شده. در جدول (۱) ضریب رسانش گرما و ضریب نشر تابشی این دو جنس آورده شده است.

همان طور که در شکل (۱۳) مشاهده می‌شود، دمای هوا در هر عامل برای مس اکسید شده کمتر از آهن اکسید شده است زیرا مقاومت

ضریب رسانش و ضریب نشر موجب می‌شود که شار گرمایی بیشتری در کانال مسی منتقل شود اما در انتهای کانال، ضرایب انتقال گرمایی جابجایی کانال مسی افت شدیدتری، در مقایسه با کانال آهنی، نشان می‌دهد و موجب می‌شود که میزان انتقال گرما در دو جنس مختلف تقریباً مشابه گردد.



شکل ۱۶- مقایسه شار گرمایی تلف شده در هر عامل برای اجناس مختلف

۵- مقایسه بین روشهای تفاضل محدود و LMTD

در این قسمت برای استفاده از روش LMTD ابتدا دمای فیلم از رابطه (۱۴) محاسبه و خواص فیزیکی مذکور از روی مراجع در دمای فیلم خوانده می‌شود و سپس شار گرمایی با به‌کارگیری با روابط (۱۵)، (۱۶) و (۱۷) در سراسر کانال، محاسبه خواهد شد.

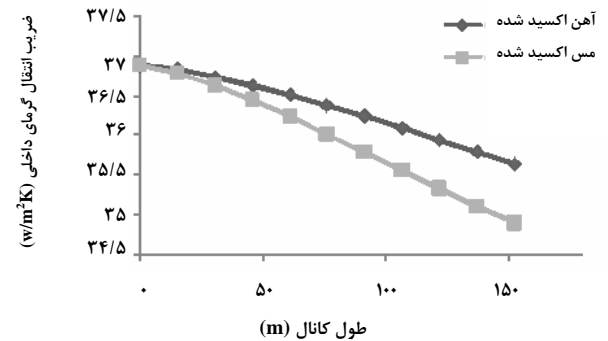
$$T_f = \frac{1}{2}(T_{a,in} + T_{a,out}) \quad (14)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{a,in} - T_{\infty}) - (T_{a,out} - T_{\infty})}{\ln \frac{T_{a,in} - T_{\infty}}{T_{a,out} - T_{\infty}}} \quad (15)$$

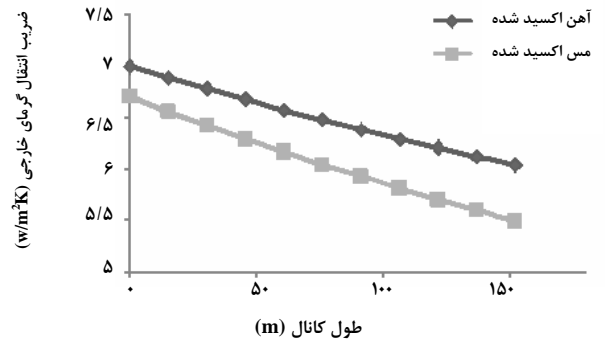
$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{2\pi kL} A_i + \frac{A_i}{A_o} \frac{1}{h_c} \quad (16)$$

$$Q = U_i A_i \Delta T_{lm} \quad (17)$$

عدد پرانتل با کاهش دما، کمتر می‌شود به طوری که حاصل ضرب عدد رینولدز در عدد پرانتل در طول کانال کمتر می‌شود و در نتیجه ضریب انتقال گرما در داخل کانال، در طول کانال، کاهش می‌یابد. از آن جایی که در طول مسیر، دمای هوا در کانال مسی مطابق شکل (۱۳) کاهش بیشتری می‌یابد، این اثر در مورد کانال مسی مشهودتر است و باعث کاهش بیشتر ضریب انتقال گرما در کانال مسی، در مقایسه با کانال آهنی، می‌شود.



شکل ۱۴- مقایسه ضریب انتقال گرمای جابجایی داخلی کانال در هر عامل برای اجناس مختلف



شکل ۱۵- مقایسه ضریب انتقال گرمای جابجایی خارجی کانال در هر عامل برای اجناس مختلف

همان طور که در شکل (۱۶) مشاهده می‌شود، شار انتقال گرما در هر عامل برای مس اکسید شده بیشتر است. مس اکسید شده ضریب نشر تابشی و ضریب انتقال گرمای رسانشی بالاتری، در مقایسه با آهن اکسید شده، دارد اما در عوض، ضرایب انتقال گرمای داخلی و خارجی آن کمتر می‌باشند. باید بررسی شود که در قسمت‌های مختلف تبادلگر، کدام اثر، غالب است. در ابتدای کانال، مطابق شکل‌های (۱۴) و (۱۵) ضرایب انتقال گرمای جابجایی تقریباً به هم نزدیک‌ترند و اثرات

داخلی و خارجی و میزان شار گرمایی در هر عامل افزایش می‌یابد.
ج- تأثیر جنس کانال: هر چه جنس کانال دارای ضریب انتقال گرمای رسانشی و ضریب نشر تابشی بالاتری باشد، عمل گرمایش، بهتر صورت می‌گیرد.

د- مقایسه بین دو روش تفاضل محدود و LMTD: در روش LMTD دمای هوا در طول کانال با دمای فیلم تخمین زده می‌شود و خواص فیزیکی در طول کانال ثابت می‌ماند ولی در روش تفاضل محدود دمای هوا در هر عامل محاسبه می‌شود و از خواص فیزیکی برای آن عامل در این دما استفاده می‌گردد. پس می‌توان گفت که روش تفاضل محدود دقت بیشتری در مقایسه با روش LMTD خواهد داشت.

در جدول (۲) در چهار شدت جریان مختلف هوا، میزان انتقال گرمای محاسبه شده از دو روش تفاضل محدود و LMTD مقایسه شده‌اند. ملاحظه می‌گردد که نتایج با هم اختلاف قابل ملاحظه ای دارند. به دلیل اینکه در روش LMTD دمای فیلم و کلیه خواص فیزیکی در طول کانال ثابت فرض می‌شوند ولی در روش تفاضل محدود، دما و به تبع آن خواص فیزیکی در هر عامل ثابت و در طول کانال، متغیر می‌باشند روش تفاضل محدود، دقت بیشتری در مقایسه با روش LMTD خواهد داشت.

جدول ۲- مقایسه میزان انتقال گرمای محاسبه شده به دو روش تفاضل محدود و LMTD

میزان انتقال گرمای به روش LMTD (kW)	میزان انتقال گرمای به روش تفاضل محدود (kW)	رژیم جریان	شدت جریان هوا (kg/s)
۶۷۴	۷۹۱	آشفته	۲/۲۵
۲۴۹	۲۶۴	آشفته	۰/۴۵
۷/۶	۷/۶	آرام	۰/۰۱
۳/۵	۴/۷	آرام	۰/۰۰۷

علائم و نشانه‌ها

دمای فیلم	T_f
دمای ورودی هوا	$T_{a,in}$
دمای خروجی هوا	$T_{a,out}$
ضریب کلی انتقال گرمای درون کانال	U_i
شعاع داخلی	r_i
شعاع خارجی	r_o
محیط عامل (سازه)	P
گرمای ویژه هوا	C_p
دمای هوا در هر عامل	$T_{m,a}$
دمای جداره داخلی در هر عامل	$T_{m,w,i}$
دمای جداره خارجی در هر عامل	$T_{m,w,o}$
دمای محیط	T_{∞}
ضریب انتقال گرمای جابجایی اجباری داخلی	h_i
ضریب انتقال گرمای جابجایی آزاد خارجی	h_o
شدت جریان هوای ورودی به کانال	\dot{m}_a
قطر کانال	d
طول کانال	l
ضریب انتقال گرمای رسانشی هوا	k
ضریب انتقال گرمای رسانشی فلز	k_m
انتقال گرمای جابجایی درون کانال	$Q_{conv,i}$

۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله با استفاده از آنالیز خواص فیزیکی متغیر و روش حل عددی تفاضل محدود، یک کانال که از هوای داغ برای گرمایش محیط استفاده می‌کند، طراحی گردید. در این روش طراحی، دمای هوا در هر عامل از طول کانال محاسبه شد و از خواص فیزیکی سیال در آن دما استفاده گردید. سپس در ادامه، تأثیر شدت جریان هوای ورودی، قطر کانال و جنس کانال بر عملکرد انتقال گرمای کانال مورد بررسی قرار گرفت و در پایان نیز مقایسه ای بین پاسخ‌های دو روش تفاضل محدود و LMTD انجام شد که نتایج به شرح زیر می‌باشند:

الف- تأثیر شدت جریان هوای ورودی: هر چه شدت جریان بیشتر باشد دمای هوا، دمای جداره داخلی و جداره خارجی کانال، ضرایب انتقال گرمای جابجایی داخلی و خارجی و میزان شار گرمایی در هر عامل افزایش می‌یابد.

ب- تأثیر اندازه قطر کانال: هر چه قطر کانال کمتر باشد دمای هوا، دماهای جداره داخلی و جداره خارجی، ضرایب انتقال گرمای جابجایی

- [6] Bentwich, M., "Multistream counter current heat exchangers", ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 95, 458-463, (1973).
- [7] Seban, R.A., and etc., "Laminar counter flow exchangers: an approximate account of wall resistance and variable heat transfer coefficient", ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 94, p. 391-396, (1972).
- [8] Bejan, A., "The concept of irreversibility in heat exchanger design: counter flow heat exchangers for gas to gas applications", ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 99, p. 374-380, (1977).
- [9] Jung D., Assanis D.N., "Numerical modeling of cross flow compact heat exchanger with louvered fins using thermal resistance concept", SAE International (2006).
- [10] Holman, J.P., "Heat Transfer", Ninth edition, McGraw – Hill, (2002).
- [11] Kern D.K., "Process Heat Transfer", McGraw – Hill, (1965).
- [12] Incropera F.P., Dewitt D.P., Bergman T.L., Lavine A.S., "Introduction to Heat Transfer" Fifth edition, John Wiley & Sons, (2007).
- [13] Van der Kraan M., Peeters M.M.W., Fernandez Cid M.V., Woerlee G.F., Veugelers W.J.T., Witkamp G.J., The influence of variable physical properties and buoyancy on heat exchanger design for near- and supercritical conditions, J. of Supercritical Fluids (34) p. 99–105, (2005).

انتقال گرمای جابجایی خارج کانال $Q_{conv,o}$

انتقال گرمای رسانشی از جداره کانال Q_{cond}

انتقال گرمای تابشی خارج کانال $Q_{rad,o}$

ضریب نشر ε

طول عامل Δx

ضخامت کانال Δx_m

اختلاف دمایی متوسط لگاریتمی ΔT_{lm}

ثابت استفان - بولتسمان σ

مراجع

- [1] Stein, R.P., "Liquid metal heat transfer", Advances in heat transfer, Vol. 3, (1966).
- [2] Stein, R.P., "Computational procedures for recent analysis of counter flow heat exchangers", AIChE Journal, Vol. 12, p. 1216-1219, (1966).
- [3] Nuge, R.J., and Gill, "Analysis of heat and mass transfer in some counter current flows", Int. Journal of heat and mass transfer, Vol.8, p.873-886, (1965).
- [4] Nuge, R.J., and Gill, "An analytical study of laminar counter flow double pipe heat exchanger", AIChE Journal, Vol. 12, p. 279-286, (1966).
- [5] Bentwich, M., "Concurrent and counter current parabolic flow heat exchanger", Israel Journal Technology, Vol. 8, p. 197-207, (1970).