

بررسی عددی عملکرد مبدل‌های حرارتی غشایی با شکل غشاء جدید شامل پروفیل نیم دایره و سطوح محدب

محمد جعفری زاوه^۱

دانشجوی کارشناسی ارشد

علی خالقی^۲

استادیار

ماشالله رضا کاظمی^۳

استادیار

مبدل حرارتی بر اساس غشاء وسیله‌ای برای بازیابی حرارت و رطوبت از هوای خروجی داخل ساختمان است. تاکنون دو نوع مبدل حرارتی صفحه موازی و کانال مثلثی به عنوان همدسه و ساختار غشاء مورد مطالعه قرار می‌گرفت؛ اما در این مقاله و به منظور تشدید انتقال حرارت و جرم و بهبود افت فشار از ساختارهای جدیدی برای غشاء این مبدل‌ها استفاده شده است؛ که این ساختارها شامل غشاء خمیده با پروفیل نیم دایره و غشاء انحنا دار با سطوح محدب شکل می‌باشد. این مدل شامل مکانیسم انتقال حرارت و جرم برای جریان آشفته است. این مدل با مدل مبدل حرارتی با غشاء مثلثی اعتبار سنجی شده است. افت فشار، میانگین عدد ناسلت و شروود محاسبه شده و با رینولدزهای مختلف هم‌بسته شده است. نتایج با اطلاعات آزمایشگاهی در دسترس یعنی مبدل حرارتی مثلثی مقایسه شده است. غشاء خمیده با پروفیل نیم دایره باعث افزایش انتقال حرارت و جرم در حدود ۷٪ و ۶٪ و غشاء انحنا دار باعث بهبود افت فشار تا حدود ۵۰٪ نسبت به مبدل حرارتی مثلثی می‌شوند.

واژه‌های راهنما: مبدل حرارتی، انتقال حرارت، انتقال جرم، غشاء، آشفته‌گی، افت فشار

۱- مقدمه

امروزه تهویه مطبوع در بسیاری از خانه‌ها و ساختمان‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد و انرژی مورد استفاده برای سیستم‌های تهویه مطبوع می‌تواند در بعضی شرایط خیلی زیاد شود، کاهش انرژی مورد نیاز برای سیستم‌های تهویه مطبوع و همچنین ثابت نگه داشتن همان کیفیت هوا برای کاربر و محیط زیست امری مهم و ضروری است. در اکثر کشورهای صنعتی مصرف انرژی توسط بخش تهویه مطبوع حدود ۳۳ درصد از کل مصرف انرژی را تشکیل می‌دهد [۱، ۲]. تحقیقات زیادی برای بهبود سیستم‌های تهویه مطبوع در ساختمان‌ها صورت گرفته است تا هزینه‌های انرژی و اثرات زیست‌محیطی کاهش یابد.

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود mohamad.jafariiii1886@gmail.com

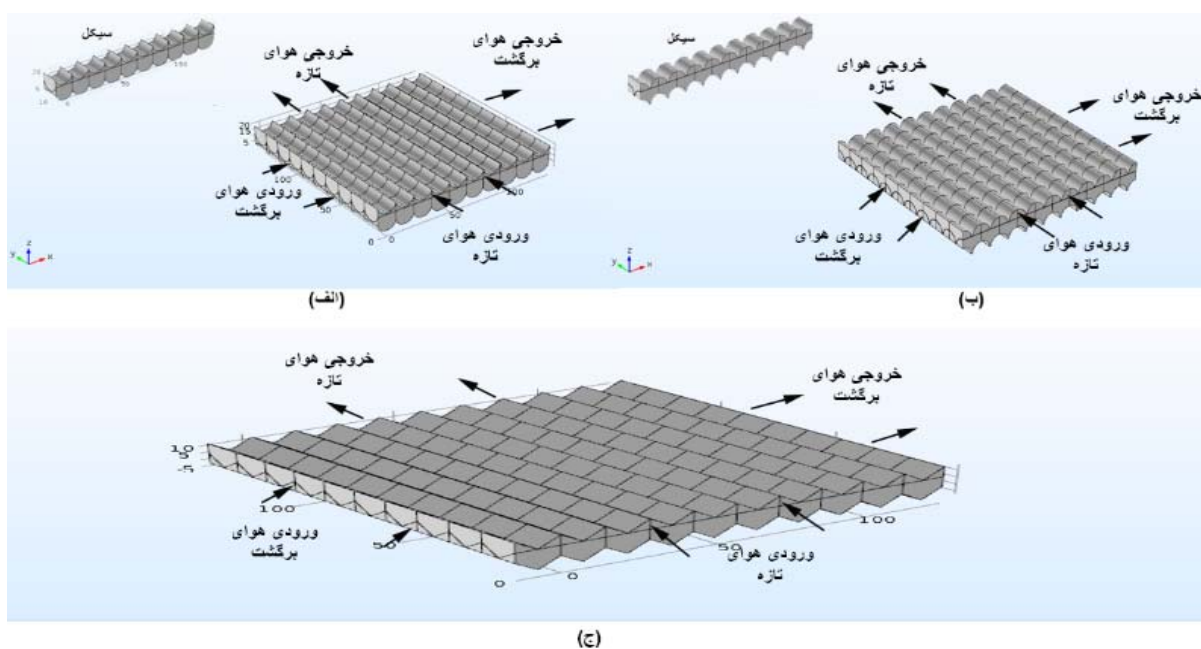
^۲ استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود khaleghi@shahroodut.ac.ir

^۳ استادیار، دانشکده مهندسی شیمی، دانشگاه صنعتی شاهرود rezakazemi@shahroodut.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۷/۱۱/۰۹، تاریخ پذیرش: ۹۸/۰۴/۲۳

تکنیک‌های مختلفی برای بازیابی حرارت و گرما وجود دارد که از آن‌ها می‌توان به چرخ‌های انرژی [۳]، لوله‌های گرمایی [۴] و سیستم‌های چرخشی [۵] اشاره کرد. نوعی از مبدل‌ها به نام مبدل‌های حرارتی بر اساس غشاء در دهه گذشته توجهات بسیاری را به خود جلب کرده است [۶، ۷]. این دستگاه‌ها نوعی مبدل هوا به هوا است با این تفاوت عمده که صفحه فلزی که دو جریان ورودی و خروجی را از هم جدا می‌کند به غشاء نازک نفوذپذیر نسبت به بخار آب (رطوبت) که می‌تواند حرارت و رطوبت را منتقل کند تغییر کرده است که ساختار آن شامل هسته نفوذپذیر بخار، دو مسیر جریان هوا و دو فن که جریان‌های هوا را به سمت هسته هدایت می‌کند، می‌شود. ژانگ و نیو [۸] گروه‌های بی‌بعد بنیادی را برای انتقال گرما و انتقال رطوبت در یک مبدل جریان هوا به هوا با هسته‌های غشاء آب‌دوست به دست آورده و مورد مطالعه قرار دادند، آن‌ها بهره‌وری آنتالپی، گرمای محسوس و گرمای نهان را مورد بررسی قرار داده‌اند. نتایج نشان داد برخلاف مقاومت نفوذ حرارتی، مقاومت در برابر نفوذ رطوبت در غشاء ثابت نیست و با شیب منحنی جذب مشخص می‌شود. برای توجه به این تأثیرات، عامل بدون بعد جدیدی به نام ضریب مقاومت نفوذ رطوبت تعریف کردند. ژانگ و جیانگ [۹] به مطالعه خواص مهم جریان هوا که بازده و کارایی را بهبود می‌بخشد پرداختند، آن‌ها به این نتیجه رسیدند که مساحت غشاء به طور مؤثر در جریان متقاطع مورد استفاده قرار نمی‌گیرد اما جریان خلاف جهت از بخش بزرگ‌تری از مساحت غشاء بهره می‌گیرد و در نتیجه موجب افزایش کارایی و بازده می‌شود. ژانگ [۱۰] چهار مدل آشفته‌گی برای انتقال حرارت در مبدل حرارتی مثلثی را به صورت عددی مورد بررسی قرار داد و بهترین مدل را در بازه‌های مختلف عدد رینولدز، بدست آورد.

ژانگ [۱۱] هم‌چنین انتقال حرارت و جرم را در مبدل صفحه موازی با مواد جدیدی برای غشاء بررسی کرد، در این تحقیق، سه ماده مختلف کاغذ، استات سلولز و استات سلولز اصلاح شده برای جنس غشاء انتخاب شد. از بین سه مبدل مورد تحقیق، مبدل با جنس غشاء استات سلولز اصلاح شده، بالاترین عملکرد را به دلیل ضخامت کم، شیب جذب تندتر و پتانسیل جذب بیشتر، دارا می‌باشد. مین و سو [۱۲-۱۴] به بررسی ضخامت غشاء، ارتفاع کانال، دما و رطوبت هوای آزاد بر عملکرد مبدل حرارتی مثلثی پرداختند. نتایج نشان داد که با افزایش ارتفاع کانال و ضخامت غشاء آنتالپی کاهش می‌یابد و دما و رطوبت هوای آزاد نه تنها مقاومت انتقال رطوبت بلکه مقاومت در برابر انتقال حرارت از طریق غشاء را نیز تحت تأثیر قرار می‌دهد. ژانگ و چن [۱۵] انتقال حرارت را در کانال‌های مثلثی با جریان متقاطع تحت شرایط مرزی شار حرارتی یکنواخت مدلسازی و به صورت آزمایشگاهی بررسی کردند و روابطی برای تخمین افت فشار و میانگین عدد ناسلت ارائه کردند. لیو و نیو [۱۶] تأثیرات شکل و هندسه (اثر زاویه و نسبت ابعاد) را در کانال مثلثی مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که زاویه رأس کانال به شدت بر انتقال حرارت و افت فشار در کانال مثلثی تأثیر می‌گذارد و برای افزایش انتقال حرارت زوایای رأس ۹۰ درجه و ۱۲۰ درجه توصیه شد. سابک و همکاران [۱۷] تأثیرات شکل‌های مختلفی از موانع مانند مثلثی، مستطیلی و خمیده را در مبدل حرارتی غشایی مورد بررسی و مقایسه قرار دادند. نتایج نشان داد که مزایای موانع خمیده از اهمیت بیشتری نسبت به سایر موانع برخوردار است. انگارنویس و همکاران [۱۸] به بررسی پارامترهای هوای تازه و خروجی (دما و رطوبت) بر روی عملکرد مبدل حرارتی مثلثی با غشاء نامتقارن کامپوزیتی پرداختند. نتایج نشان داد که رطوبت نسبی می‌تواند تا حدود ۱۲ درصد در افزایش و یا کاهش بهره‌وری این نوع غشاءها تأثیر داشته باشد.



شکل ۱- انواع مبدل‌های حرارتی غشایی: (الف) مبدل حرارتی خمیده؛ (ب) مبدل حرارتی انحنادار؛ (ج) مبدل حرارتی مثلثی

تاکنون و در تحقیق‌های گذشته غشاءها به دو صورت سطح صاف (موازی) و مثلثی بودند و پارامترهای مختلفی در جهت بهبود عملکرد مبدل‌ها بر روی این دو غشاء صورت پذیرفت؛ اما در این تحقیق و به عنوان نوآوری کار، شکل و هندسه غشاءها تغییر کرده و به صورت انحنادار و خمیده مورد مطالعه و ارزیابی قرار گرفته است؛ به عبارت دیگر دو ساختار جدید انحنادار و خمیده با هدف افزایش انتقال مومنتوم و کاهش افت فشار به وجود آمده و مورد مطالعه قرار گرفته است. تفاوت میان غشاءهای مثلثی و دو غشاء جدید انحنادار و خمیده در شکل (۱) قابل ملاحظه است. شکل (۱-الف) مبدل حرارتی خمیده را نشان می‌دهد، غشاء این مبدل به صورت خمیده و دایره‌ای شکل می‌باشد و به نسبت غشاء مثلثی، سطوح آن تماس و درگیری بیشتری با جریان هوا دارد که همین امر موجب افزایش انتقال مومنتوم می‌شود.

شکل (۲-ب) مبدل حرارتی انحنادار را نشان می‌دهد، همان‌طور که از شکل پیداست سطوح این غشاء به صورت منحنی‌های محدب شکل می‌باشد که همین امر باعث می‌شود نسبت به غشاء مثلثی هوای کمتری به پایین‌ترین سطح غشاء برسد و باعث بهبود افت فشار شود. شکل (۳-ج) مبدل حرارتی مثلثی را نشان می‌دهد، غشاء این مبدل به صورت مثلث با زاویه‌ی رأس ۹۰ درجه می‌باشد. متغیرهای هندسی هر سه مبدل حرارتی مشابه هم بوده و در جدول (۱) آورده شده است. در این مطالعه از غشاء به تازگی توسعه یافته [۱۹] به اصطلاح غشاء نامتقارن یک مرحله‌ای ساخته شده، به عنوان جنس غشاء مبدل استفاده می‌شود. این غشاء از سلولز استات، استیک اسید و آب یونیزه شده ساخته شده و خصوصیات آن از مرجع [۲۰] گرفته شده و در جدول (۲) ارائه شده است. در چنین غشاهایی معمولاً قاب پلاستیکی برای حمایت از غشاء مورد نیاز است. مطالعات مختلف نشان داده است که در مبدل‌های حرارتی غشایی، انتقال از آرام به آشفتگی در اعداد رینولدز ۵۰۰-۱۵۰ رخ می‌دهد [۲۱].

جدول ۱- ابعاد سه مبدل حرارتی

مقدار	واحد	مشخصات
۱۴۰*۱۴۰*۲۱/۱	mm	ابعاد کلی
۰/۱	μm	ضخامت غشاء
۱۰	-	تعداد سیکل
۱۴	mm	طول هر سیکل
۲۱/۱	mm	ارتفاع هر سیکل
۱۴۰	mm	عرض هر سیکل

جدول ۲- مشخصات غشاء سلولز استات

مقدار	واحد	خصوصیات
۱۰۰	μm	ضخامت غشاء
۰/۰۰۰۰۰۲۸۲	m ² /s	نفوذپذیری رطوبت در هوا
۰/۴۵	μm	قطر هسته غشاء
۰/۷۵	-	تخلخل غشاء
۰/۰۰۰۰۰۰۳۷۲	m ² /s	نفوذپذیری مؤثر رطوبتی
۰/۱۲۷	W/(m.K)	هدایت حرارتی غشاء

۲- معادلات حاکم

معادلات توصیف کننده جریان سیال هستند و انتقال حرارت و جرم، معادلات انتقال برای پیوستگی، مومنتوم و انرژی هستند. جریان سیال با معادلات پیوستگی، مومنتوم (ناویر- استوکس) و انرژی توصیف می‌شود. سرعت، درجه حرارت و کسر جرمی متوسط گیری زمانی شده و به مقدار میانگین و مقدار نوسانی تقسیم می‌شود. همراه با شرایط مرزی، آن‌ها معادلات حاکم در حالت پایدار را برای جریان قابل تراکم با نیروهای خارجی و لزجی ناچیز که قابل صرف نظر کردن است را تشکیل می‌دهند. معادله‌ی پیوستگی به صورت زیر است [۲۰]:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j) = 0 \quad (1)$$

معادله ناویر استوکس به صورت زیر است [۲۰]:

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} + \tau_{ij}^t) \quad (2)$$

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

$$\tau_{ij}^t = -\rho \overline{u_i' u_j'} \quad (۴)$$

μ و P به ترتیب فشار و لزجت هستند.

معادله انرژی به صورت زیر است [۲۰]:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho c_p u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} (h_j + h_j^t) \quad (۵)$$

$$h_j = \frac{\mu c_p}{\rho r} \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (۶)$$

$$h_j^t = -\rho c_p \overline{u_j' T'} \quad (۷)$$

معادله انتقال جرم به صورت زیر است [۲۰]:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j Y_v) = \frac{\partial}{\partial x_j} (q_j + q_j^t) \quad (۸)$$

$$q_j = D_{va} \frac{\partial Y_v}{\partial x_j} \quad (۹)$$

$$q_j^t = -\rho \overline{u_j' Y_v'} \quad (۱۰)$$

که D_{va} نفوذپذیری رطوبتی در هوا است.

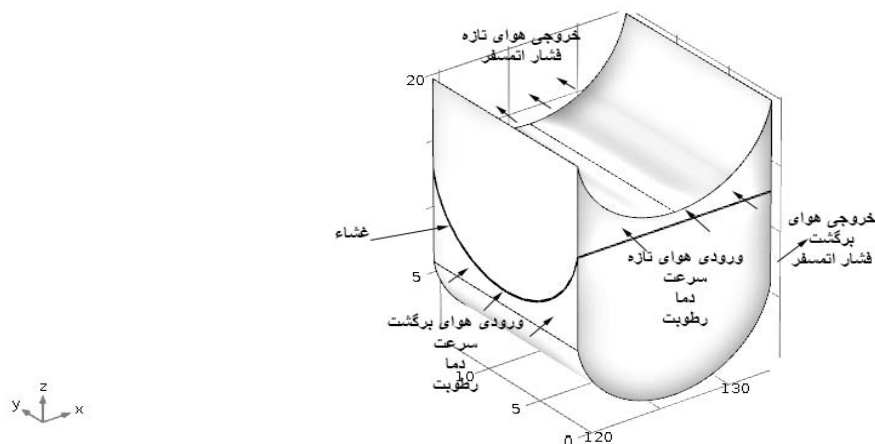
تنها تفاوت بین معادلات حاکم بر جریان آرام با معادلات متوسط گیری شده بر جریان آشفته حضور ترم تنش رینولدز است بنابراین برای محاسبه این ترم احتیاج به معادلات دیگری است که مدل‌های آشفتگی این نیاز را برطرف می‌کند. در واقع مدل‌های آشفتگی رابطه‌ای برای محاسبه‌ی این تنش‌ها، به وجود می‌آورند. طبق تحقیقات گذشته مشخص شده است که برای پیش‌بینی جریان در هندسه موج‌دار در رژیم جریان آشفته در مبدل‌های حرارتی غشایی، مدل آشفتگی $k-\omega$ (SST) مناسب‌تر بوده و جواب‌های منطقی‌تری را می‌دهد [۲۱]؛ بنابراین در تحقیق حاضر از مدل آشفتگی $k-\omega$ (SST) برای حل جریان آشفته استفاده شده است.

معادلات برای k و ω و ثابت‌های مدل در مرجع [۲۲، ۲۳] ارائه شده است.

۴- شرایط مرزی و روش حل

به منظور حل معادلات ذکر شده در بخش قبل، شرایط مرزی باید در تمام مرزهای محدوده محاسباتی تعریف شود. بر روی دیوارها و سطوح غشاء شرط عدم لغزش اعمال شده یعنی سرعت سیال روی دیواره‌ها و سطوح غشاء صفر است. سرعت، رطوبت نسبی و دمای هوای تازه و برگشت به عنوان پارامترهای ورودی تعریف می‌شوند. ورودی مسئله شامل ورودی هوای تازه و ورودی هوای برگشت می‌شود. در خروجی فشار نسبی صفر به منظور بدست آوردن افت فشار نسبی بین ورودی و خروجی، اختصاص داده شده است.

شماتیک شرایط مرزی ورودی و خروجی در شکل (۲) نشان داده شده است. شدت آشفته‌گی هم ۵ درصد و مقیاس طول آشفته‌گی ۰/۰۷ متر است. جزئیات در مورد تمام شرایط مرزی در جدول (۳) ارائه شده است.



شکل ۲- شماتیک شرایط مرزی ورودی و خروجی بر روی مبدل حرارتی خمیده

جدول ۳- شرایط مرزی

مقدار	واحد	مشخصات
۳۰۸	K	دمای هوای تازه
۶۳/۸	%	رطوبت نسبی هوای تازه
۰/۰۲۴	-	رطوبت مطلق هوای تازه
۳۰۰	K	دمای هوای برگشت
۴۷/۳	%	رطوبت نسبی هوای برگشت
۰/۰۱۱	-	رطوبت مطلق هوای برگشت

جدول ۴- سرعت سیال در قسمت ورودی هوای تازه و برگشت در رینولدزهای مختلف در دو مبدل حرارتی انحنادار و خمیده

مبدل حرارتی خمیده		مبدل حرارتی انحنادار	
سرعت (m/s)	عدد رینولدز	سرعت (m/s)	عدد رینولدز
۲/۱۲	۱۰۰۰	۱/۹۱	۱۰۰۰
۳/۹	۲۰۰۰	۳/۶۶	۲۰۰۰
۶/۷۹	۳۰۰۰	۶/۲۴	۳۰۰۰
۹/۴۶	۴۰۰۰	۹/۱۵	۴۰۰۰
۱۲/۶۱	۵۰۰۰	۱۲/۳۳	۵۰۰۰
۱۵/۵۸	۶۰۰۰	۱۵/۲۱	۶۰۰۰

سرعت‌ها هم متناسب با رینولدزهای مختلف تغییر می‌کند که در جدول (۴) قابل مشاهده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود قطر هیدرولیکی ثابت بوده و تأثیری در تغییر عدد رینولدز ندارد و تغییر عدد رینولدز با تغییر سرعت اتفاق می‌افتد.

برای محاسبه عدد رینولدز از روابط (۱۱) و (۱۲) استفاده می‌شود:

$$D_h = \frac{4V_{cyc}}{A_{cyc}} \quad (11)$$

$$Re = \frac{\rho_a u_m D_h}{\mu_a} \quad (12)$$

برای محاسبه میانگین عدد ناسلت سیکلی از روابط (۱۳)، (۱۴) و (۱۵) استفاده می‌شود:

$$h_m = \frac{\rho u_m c_p A_{ci} (T_i - T_o)}{A_{cyc} \Delta T} \quad (13)$$

$$\Delta T = \frac{(T_i - T_w) - (T_o - T_w)}{\ln[(T_i - T_w)/(T_o - T_w)]} \quad (14)$$

$$Nu = \frac{h_m D_h}{\lambda_a} \quad (15)$$

A_{ci} مقطع عرضی در ورودی یا خروجی یک سیکل است، T_i و T_o به ترتیب درجه حرارت سیال در ورودی و خروجی هر سیکل است. ΔT اختلاف دمای لگاریتمی بین دیواره و سیال است.

برای محاسبه میانگین عدد شروود سیکلی از روابط (۱۵)، (۱۶) و (۱۷) استفاده می‌شود:

$$k_m = \frac{\rho u_m A_{ci} (Y_{vi} - Y_{vo})}{A_{cyc} \Delta Y_v} \quad (16)$$

$$\Delta Y = \frac{(Y_{vi} - Y_{vw}) - (Y_{vo} - Y_{vw})}{\ln[(Y_{vi} - Y_{vw})/(Y_{vo} - Y_{vw})]} \quad (17)$$

$$Sh = \frac{k_m D_h}{D_{va}} \quad (18)$$

Y_{vo} و Y_{vi} به ترتیب رطوبت سیال در ورودی و خروجی هر سیکل هستند. ΔY اختلاف رطوبت لگاریتمی بین دیواره و سیال است.

برای محاسبه میانگین ضریب اصطکاک سیکلی از رابطه (۱۹) استفاده می‌شود:

$$f_m = \frac{[\frac{P_i - P_o}{L_{cyc}}] D_h}{\frac{1}{2} \rho u_m^2} \quad (19)$$

L_{cyc} طول سیکل است، P_i و P_o به ترتیب فشار در ورودی و خروجی سیکل است.

از نرم‌افزار کامسول مالتی‌فیزیک برای حل عددی مسئله مورد نظر استفاده شده است. جریان در مبدل‌ها هوا با خواص ترموفیزیکی ثابت است. معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی با استفاده از روش المان محدود گسسته و حل شده است.

اساس کار روش المان محدود حذف معادلات دیفرانسیل با مشتقات جزئی یا ساده‌سازی آن‌ها به معادلات دیفرانسیل معمولی می‌باشد که این تخمین توسط روش گالرکین^۱ انجام می‌پذیرد. محدوده مسئله مورد تحلیل با روش المان محدود، به بخش‌های کوچک‌تر (المان) تقسیم می‌شود. حال معادلات مرتبط با هر یک از المان‌ها به صورت مجموع معادلات ساده‌ای است که معادلات دیفرانسیل با مشتقات جزئی را در نواحی مختلف توسط روش گالرکین تخمین می‌زنند. در مرحله بعد، معادلات دیفرانسیلی که معرف این المان‌های محدود هستند تشکیل دستگاه معادلات جبری را می‌دهند که توسط روش نیوتن^۲ حل می‌شوند. طبق رابطه (۲۰) معیار همگرایی 10^{-5} برای تمام معادلات استفاده شده است به طوری که R_{ϕ}^n به حداکثر مقدار باقیمانده بر روی تمام سلول‌های محاسباتی بعد از آخرین تکرار اشاره دارد. بعد از ۶۰۰ تکرار تمام باقیمانده‌ها به مقدار پایین‌تر از 10^{-5} رسیدند و حل همگرا شد.

$$\frac{R_{\phi}^n}{R_{\phi}^{n-1}} / 10^{-5} \quad (20)$$

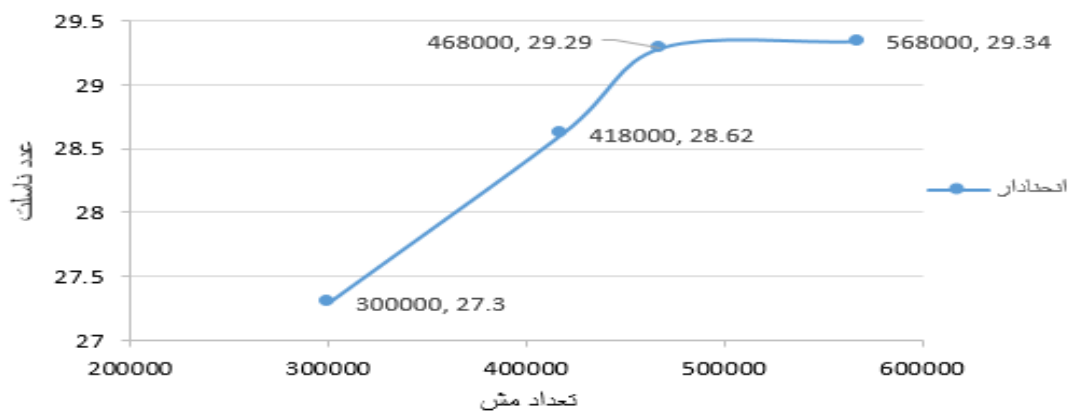
۵- تولید شبکه

محدوده محاسباتی شامل یک غشاء و دو کانال متصل به غشاء، می‌باشد. هر دو مبدل حرارتی توسط نرم‌افزار کامسول مالتی‌فیزیک طراحی و مش‌بندی شده است. برای اطمینان از صحت نتایج ارائه شده، معمولاً محاسباتی عددی برای تعیین اثرات اندازه شبکه بر روی مبدل‌ها، انجام می‌شود که به استقلال حل از شبکه معروف است و در این تحقیق نیز این امر انجام شده است. این محاسبات عمدتاً با ۴ تراکم شبکه انجام شد. برای مبدل حرارتی انحنادار، ابتدا مش درشت ۳۰۰ هزار را انتخاب می‌کنیم. این مش شامل المان‌های چهار وجهی و سه وجهی (مثلثی) است. سپس سه مش ۴۱۸، ۴۶۸ و ۵۶۸ هزار در نظر گرفته شد و عدد ناسلت در این مش‌ها مورد بررسی قرار گرفت که در شکل (۳) نشان داده شده است. عدد ناسلت برای مش‌های ۴۶۸ و ۵۶۸ هزار متفاوت از مش‌های ۴۱۸ و ۳۰۰ هزار هستند اما در مش‌های ۴۶۸ و ۵۶۸ هزار بسیار نزدیک به هم هستند. بر اساس نتایج بدست آمده مش ۴۶۸ هزار به عنوان مش مورد نظر انتخاب شد و محاسبات نهایی با مش ۴۶۸ هزار انجام شد. شکل (۴) مش ۴۶۸ هزار را برای مبدل حرارتی انحنادار بر روی غشاء را نشان می‌دهد. این مش شامل ترکیبی از المان‌های سه وجهی و چهاروجهی است. این مش شامل ۳۵۴۲۳۶ المان مثلثی و ۱۱۳۷۶۴ المان چهار وجهی است.

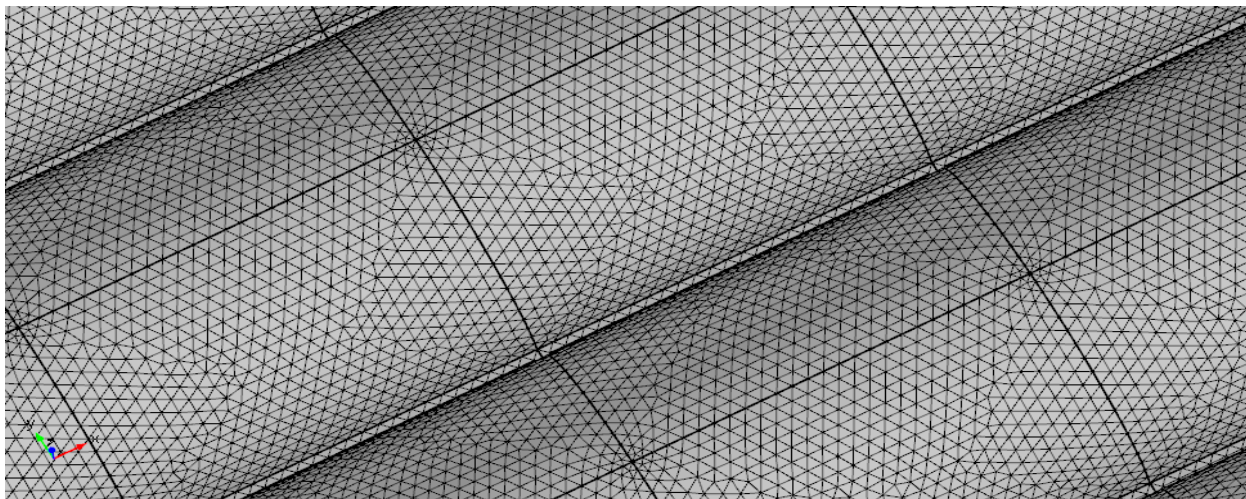
برای مبدل حرارتی خمیده، ابتدا مش درشت ۱۰۰ هزار را انتخاب می‌کنیم. این مش شامل المان‌های چهار وجهی و سه وجهی است. سپس سه مش ۴۰۰، ۵۳۰ و ۵۸۶ هزار هم در نظر گرفته شد و عدد ناسلت در این مش‌ها مورد بررسی قرار گرفت که در شکل (۵) آمده است. بر اساس نتایج بدست آمده مش ۵۳۰ هزار به عنوان مش مورد نظر انتخاب شد. شکل (۶) مش ۵۳۰ هزار را بر روی غشاء نشان می‌دهد این مش شامل ترکیبی از المان‌های سه وجهی و چهاروجهی است. این مش شامل ۴۰۸۷۶۲ المان مثلثی و ۱۲۳۲۳۸ المان چهار وجهی است.

¹ Galerkin Method

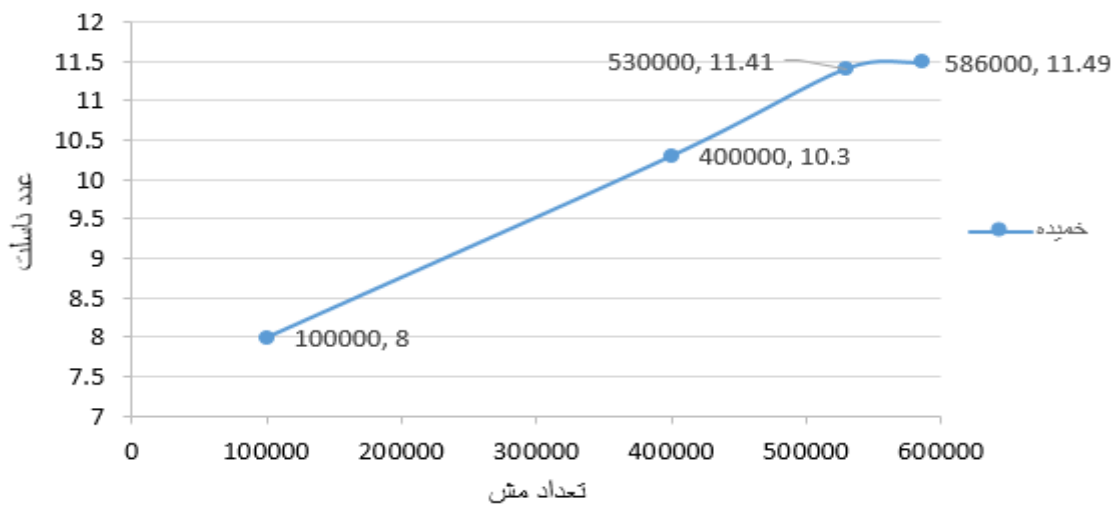
² Newton Method



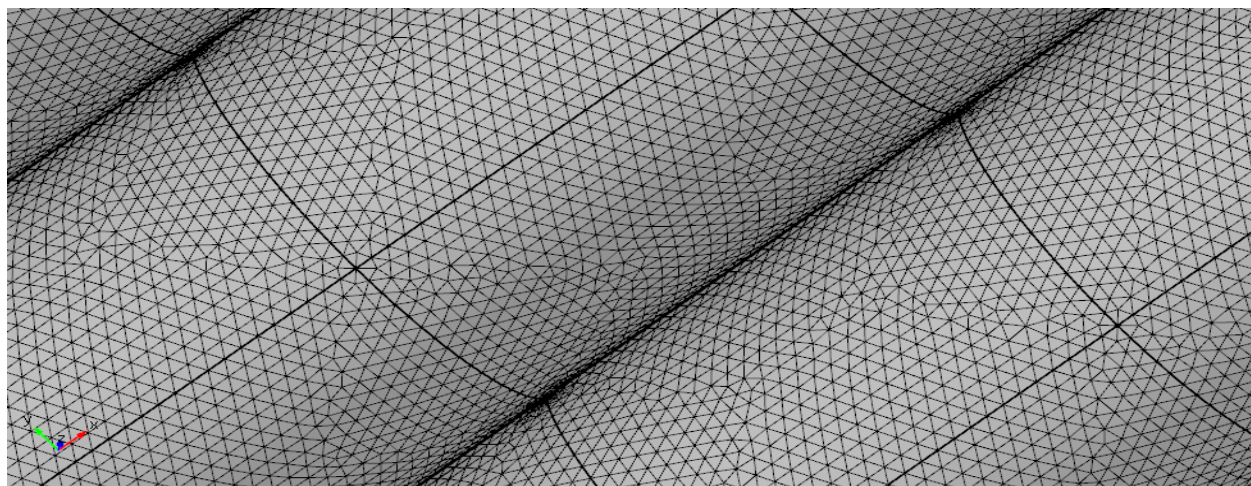
شکل ۳- عدد ناسلت در مش‌های مختلف در مبدل حرارتی استاندارد



شکل ۴- مش تولید شده در غشاء مبدل حرارتی استاندارد



شکل ۵- عدد ناسلت در مش‌های مختلف در مبدل حرارتی خمیده



شکل ۶- مش تولید شده در غشاء مبدل حرارتی خمیده

۶- اعتبارسنجی

برای اعتبارسنجی مدل از کار آزمایشگاهی موجود استفاده شده است. بدین منظور مبدل حرارتی با کانال مثلثی با پارامترهایی برابر با ژانگ [۲۴] به صورت عددی شبیه‌سازی و مورد مقایسه قرار گرفت. نتایج تجربی از مرجع [۲۴] گرفته شده و در جدول (۵) ارائه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود مدل عددی با مدل آزمایشگاهی در تمام محدوده رینولدز مطالعاتی تناسب خوبی دارد. بیشترین اختلاف بین نتایج عددی و آزمایشگاهی حدود ۱۰ درصد است و کمترین اختلاف بین نتایج عددی و آزمایشگاهی هم ۱ درصد است و میانگین اختلاف هم ۵,۱۳ درصد است. از این تحلیل و بررسی، مدل و روش مورد نظر تأیید و اعتبارسنجی می‌شود.

۷- تحلیل و نتایج

۷-۱- توزیع جریان

شکل (۷) توزیع سرعت جریان در مبدل حرارتی انحنادار در رینولدز ۲۰۰۰ را نشان می‌دهد. جریان دارای دو الگوی متمایز است، در قسمت بالای قله‌های غشاء، جریان موازی و یکنواختی حاکم است اما در بخش نزدیک به غشاء و در شیارها جریان چرخشی ساعت‌گردی به علت برخورد سیال با دیواره‌های محدب شکل، به وجود می‌آید. به نوعی کم‌ترین سرعت در مناطق نزدیک غشاء و در شیارها به وجود می‌آید و هرچه از غشاء دورتر شویم سرعت جریان به دلیل تماس کمتر با دیواره‌ها افزایش پیدا می‌کند.

شکل (۸) توزیع سرعت جریان را در مبدل حرارتی خمیده در رینولدز ۲۰۰۰ را نشان می‌دهد. جریان در مبدل حرارتی خمیده نیز به مانند مبدل حرارتی انحنادار دارای دو الگوی متمایز یکنواخت و جریان چرخشی است که در شکل (۹) قابل مشاهده است. سرعت در مبدل حرارتی خمیده دارای روندی تقریباً مشابه با مبدل حرارتی انحنادار دارد اما مقادیر سرعت به علت تفاوت در هندسه دو غشاء متفاوت است. مبدل حرارتی خمیده کاهش سرعت بیشتری نسبت به مبدل حرارتی انحنادار دارد و به همین دلیل افت فشار بیشتری را نیز تولید می‌کند.

جدول ۵- مقایسه نتایج عددی و تجربی

درصد خطا		نتایج تجربی		نتایج عددی		عدد رینولدز
عدد ناسلت	افت فشار	عدد ناسلت	افت فشار	عدد ناسلت	افت فشار	
۰/۰۹	۴	۱۱/۲۱	۰/۳۴۷	۱۱/۱	۰/۳۶	۱۰۰۰
۳/۵	۸/۵	۱۶/۲۱	۰/۲۶۹	۱۶/۸	۰/۲۹	۲۰۰۰
۹/۳	۵/۲	۱۹/۳	۰/۲۴۸	۲۱/۳	۰/۲۶۱	۳۰۰۰
۲/۸	۲/۳	۲۵/۵۱	۰/۲۱	۲۴/۸	۰/۲۰۵	۴۰۰۰
۱۰/۸	۳/۶	۳۱/۸	۰/۱۹۱	۲۸/۷	۰/۱۸۴	۵۰۰۰
۴/۳	۷	۳۳/۹	۰/۱۷	۳۲/۵	۰/۱۵۸	۶۰۰۰

به طور کلی، بالاترین مقدار سرعت در دو مبدل حرارتی در مناطق دور از غشاء و حداقل مقادیر سرعت در مبدل حرارتی انحنادار در شیارهای غشاء و برای مبدل حرارتی خمیده در بخش گسترش کانال رخ می‌دهد. گردابه‌های ناشی از انبساط و انقباض کانال‌ها برای افزایش انتقال مومنوم و انتقال گرما و جرم موثر است اما این گردابه‌ها افت فشار را نیز افزایش می‌دهد.

۷-۲- بردار سرعت

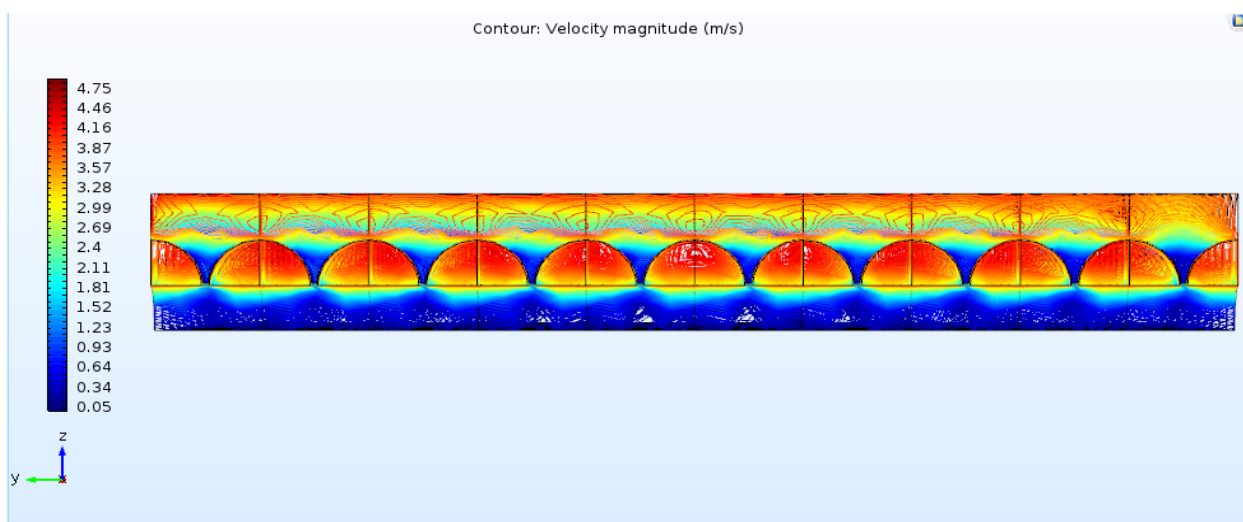
شکل (۱۰) بردارهای سرعت را در مبدل حرارتی خمیده در صفحه γ -Z نشان می‌دهد. این صفحه عمود بر جهت جریان اصلی است. اشکال چرخش‌ها در شیارها تقریباً یکسان با یکدیگر است یا به نوعی چرخش‌ها در سیکل‌های مختلف مشابه هستند. جریان نسبتاً پیچیده اما با الگوهای منظم و جالب است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود در مناطق کنج غشاء، جریان‌های ثانویه قابل توجهی وجود دارد این جریان‌ها همگی الگوی مشابهی دارند: جدا شدن از یک سمت دیوار و ترک منطقه‌ای که جریان‌های سیال تقریباً عقب مانده‌اند و رسیدن به دیواره‌ی بعدی. در قسمت بالای دیواره یا غشاء جریان ثانویه بسیار ضعیف است و قابل مشاهده نیست در حالی که در قسمت مربوط به غشاء جریان ثانویه قوی وجود دارد. حتی در اطراف هر گوشه جریان نیمه چرخشی نیز وجود دارد که تعاملات این چرخش‌ها باعث ایجاد جریان‌های ثانویه ثابتی در قسمت مرکزی دیواره‌های غشاء می‌شود.

۷-۳- آشفتگی

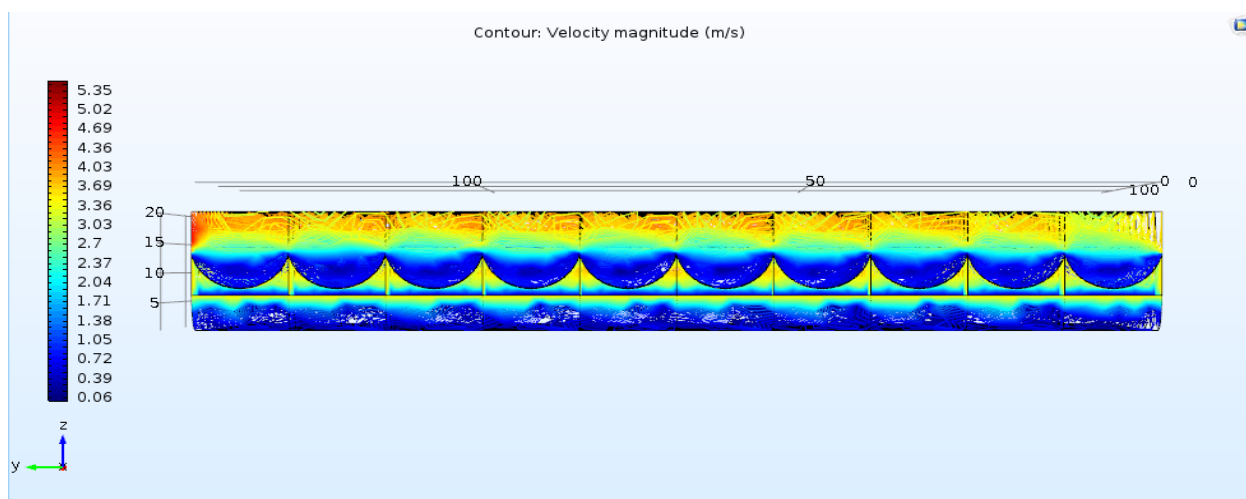
مقدار انتقال مومنوم و انتقال حرارت و جرم به طور عمده وابسته به سطح آشفتگی که در داخل کانال تولید می‌شود است. شکل (۱۱) توزیع انرژی جنبشی آشفتگی^۱ در صفحه γ -Z در مبدل حرارتی خمیده را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل قابل ملاحظه است آشفتگی در قسمت بالای دیواره‌ها و ناحیه‌ی جریان اصلی تقریباً یکنواخت است که نشان دهنده‌ی انتقال حرارت و جرم ضعیف در این قسمت از مسیر جریان کانال است با این حال تغییرات قابل ملاحظه‌ای از آشفتگی نزدیک دیواره‌ها و غشاء و داخل شیارها به علت برخورد

¹ Turbulent kinetic energy distributions

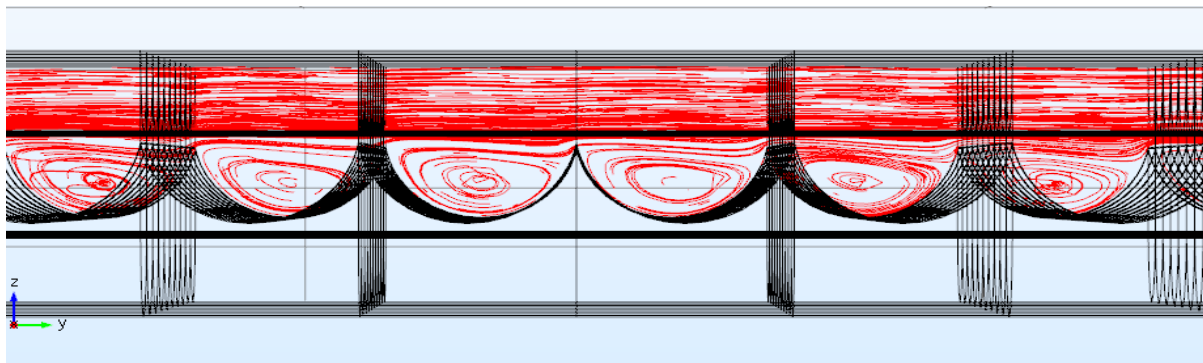
جریان اصلی با جریان بالادستی که پس از برخورد با دیواره‌های غشاء باعث حرکت در جهت مخالف شده‌اند، می‌باشد که باعث افزایش مومنوم و انتقال حرارت و جرم می‌شود؛ به عبارت دیگر آشفتگی در دیواره‌ها و داخل غشاء و شیارها مسئول تشدید انتقال مومنوم است. آشفتگی بزرگ اول در نزدیکی و مجاورت قله‌ی غشاء رخ می‌دهد جایی که غشاء با جریان اصلی روبه‌رو می‌شود. آشفتگی بزرگ دوم در پشت قله‌ی غشاء جایی که در پشت جهت جریان اصلی قرار گرفته است رخ می‌دهد.



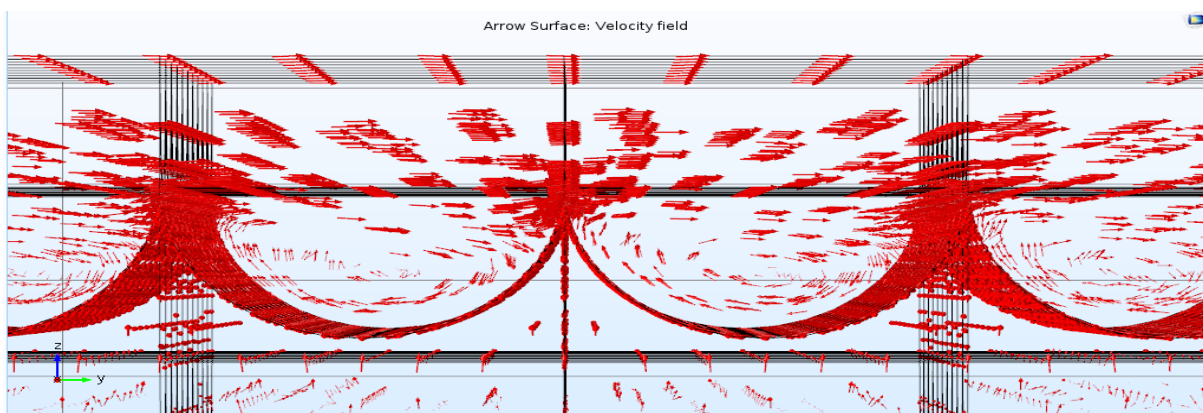
شکل ۷- توزیع سرعت جریان در مبدل حرارتی انحنادار



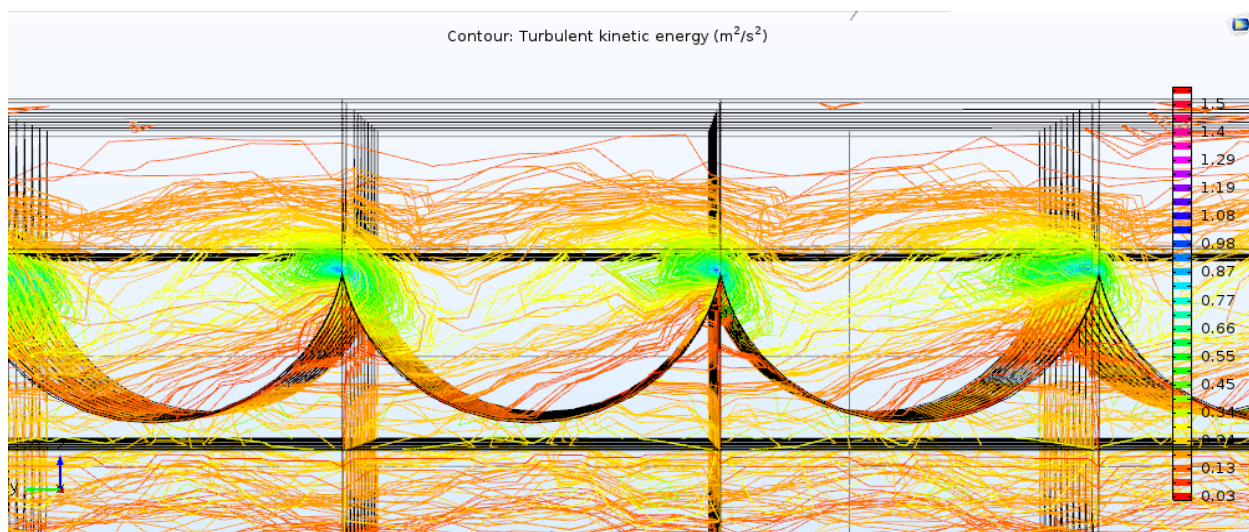
شکل ۸- توزیع سرعت جریان در مبدل حرارتی خمیده



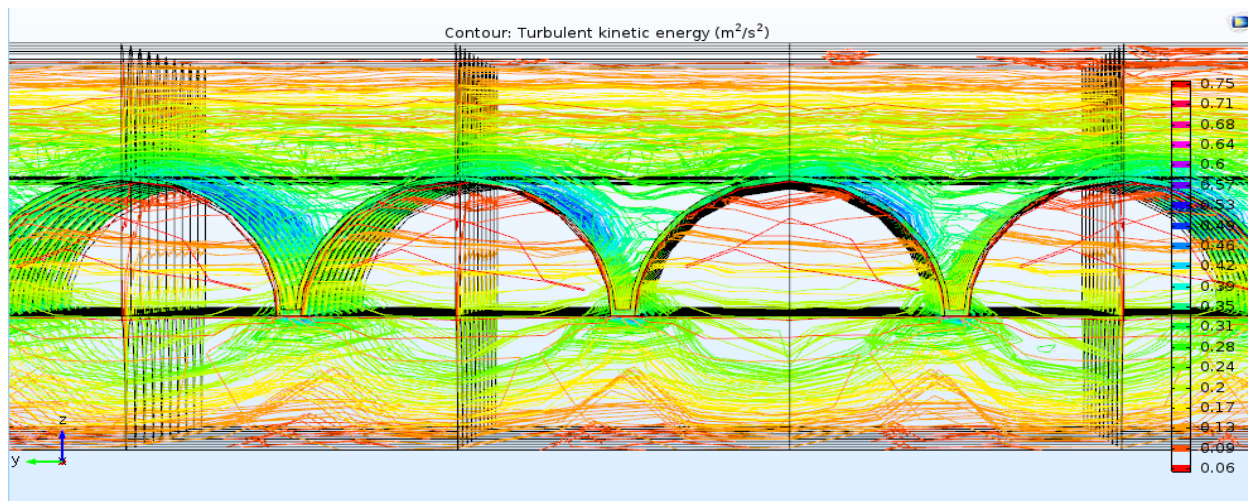
شکل ۹- الگوی جریان چرخشی و یکنواخت ایجاد شده در مبدل حرارتی خمیده



شکل ۱۰- بردارهای سرعت در صفحه $y-z$ در مبدل حرارتی خمیده



شکل ۱۱- توزیع انرژی جنبشی آشسته در صفحه $y-z$ در مبدل حرارتی خمیده



شکل ۱۲- توزیع انرژی جنبشی آشفته در صفحه $y-z$ در مبدل حرارتی انحنادار

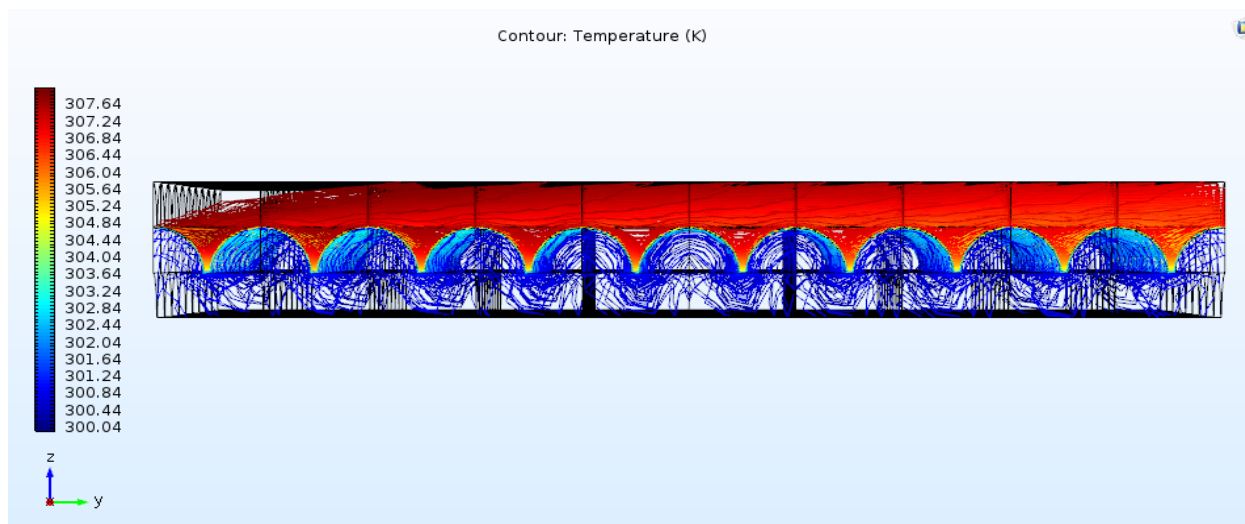
شکل (۱۲) نیز توزیع انرژی جنبشی آشفته در صفحه $y-z$ در مبدل حرارتی انحنادار را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل قابل ملاحظه است آشفتگی روی سطوح غشاء و به خصوص سطوحی که در مسیر حرکت جریان اصلی قرار دارد رخ می‌دهد در واقع سطوحی که در معرض برخورد جریان قرار دارد دارای آشفتگی بالایی است و نرخ انتقال حرارت و جرم در این نواحی نسبت به بقیه قسمت‌ها، بیشتر است. با مقایسه‌ی میزان آشفتگی در دو مبدل حرارتی مشاهده می‌شود که نرخ انرژی جنبشی آشفته در مبدل حرارتی خمیده بیشتر از انحنادار می‌باشد و به همین دلیل انتقال حرارت و جرم بیشتری را هم تولید می‌کند.

۷-۴- انتقال حرارت

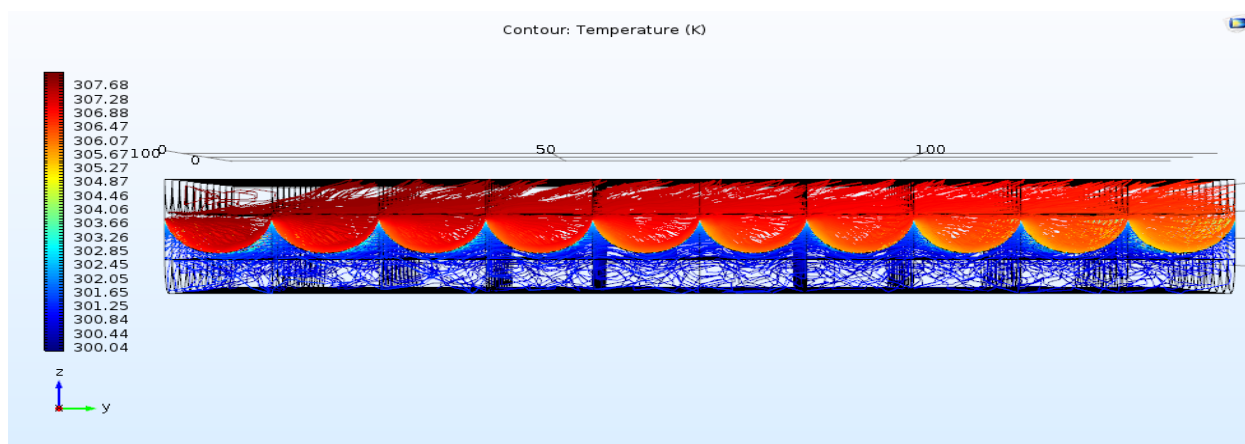
شکل (۱۳) و (۱۴) توزیع دما را در طول مسیر حرکت سیال درون کانال در رینولدز ۱۰۰۰ را نشان می‌دهد. به وضوح مشاهده می‌شود که در جهت حرکت سیال دمای سیال گرم کاهش می‌یابد و دمای سیال سرد افزایش پیدا می‌کند. این امر به دلیل انتقال حرارت بین سیال سرد و گرم در طول کانال می‌باشد. همچنین سیال گرم در نزدیکی غشاء دارای دمای پایین‌تری است و هرچه از غشاء دورتر شویم دمای سیال بیشتر می‌شود که امری طبیعی است. برای درک بهتر، پروفیل دما در بخش هوای تازه بر روی خط نمودار^۱ در جهت حرکت سیال یعنی راستای y در مبدل حرارتی خمیده در رینولدز ۱۰۰۰ در شکل (۱۵) نشان داده شده است. محور x طول مبدل حرارتی است و محور y دما را نشان می‌دهد. دماهای خروجی در مقطع خط نمودار که در جدول (۶) نمایش داده شده است، می‌باشد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود با افزایش طول کانال مقدار دما کاهش می‌یابد اما روند کاهشی دما در بازه‌های مختلف متفاوت است به طوری که در بخش‌هایی کاهش دما زیاد و در بخش‌هایی کاهش دما کم‌تر می‌باشد. روند کاهش دما در بخش‌هایی که جریان هوای تازه به گردابه‌های به وجود آمده ناشی از برخورد هوا به سطح غشاء، می‌رسد یعنی بخش‌های ابتدایی هر سیکل یا به عبارتی در نواحی قله‌های غشاء که میزان آشفتگی در آن بالا می‌باشد، بیشتر می‌باشد

^۱ Line Graph

به دلیل اینکه جریان هوا به بخشی از جریان گیر افتاده در غشاء می‌رسد و ترکیب می‌شود و روند انتقال حرارت را افزایش می‌دهد. در نواحی مرکز تا قله‌ی غشاء جایی که جریان در راه رسیدن به قله‌ی غشاء می‌باشد (قسمت انتهایی هر سیکل) میزان کاهش دما کمتر می‌باشد.



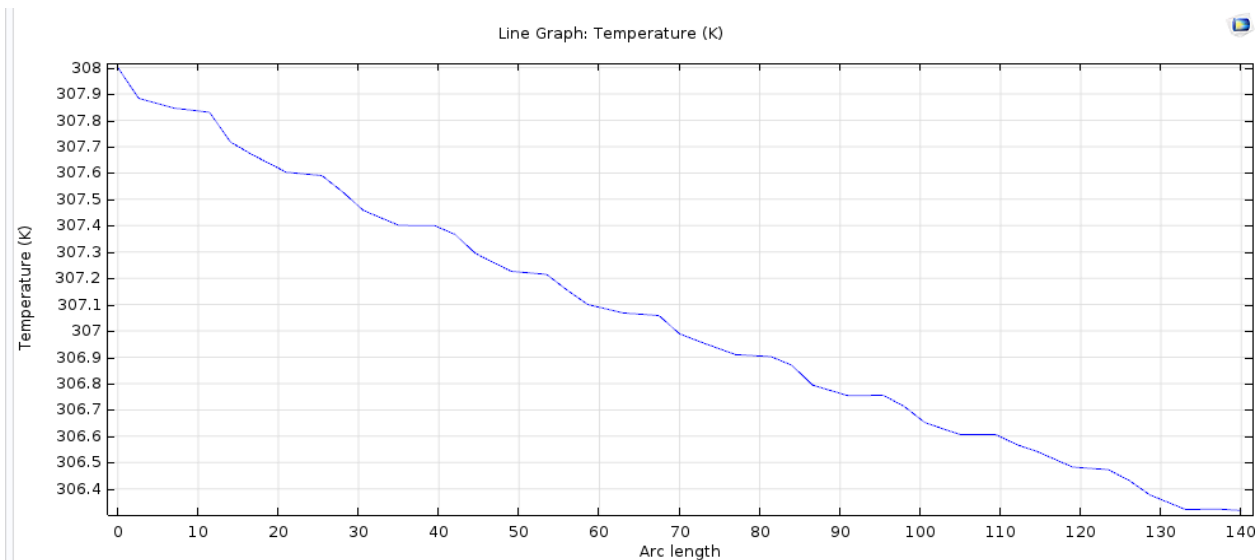
شکل ۱۳- توزیع دما در مبدل حرارتی انحنادار



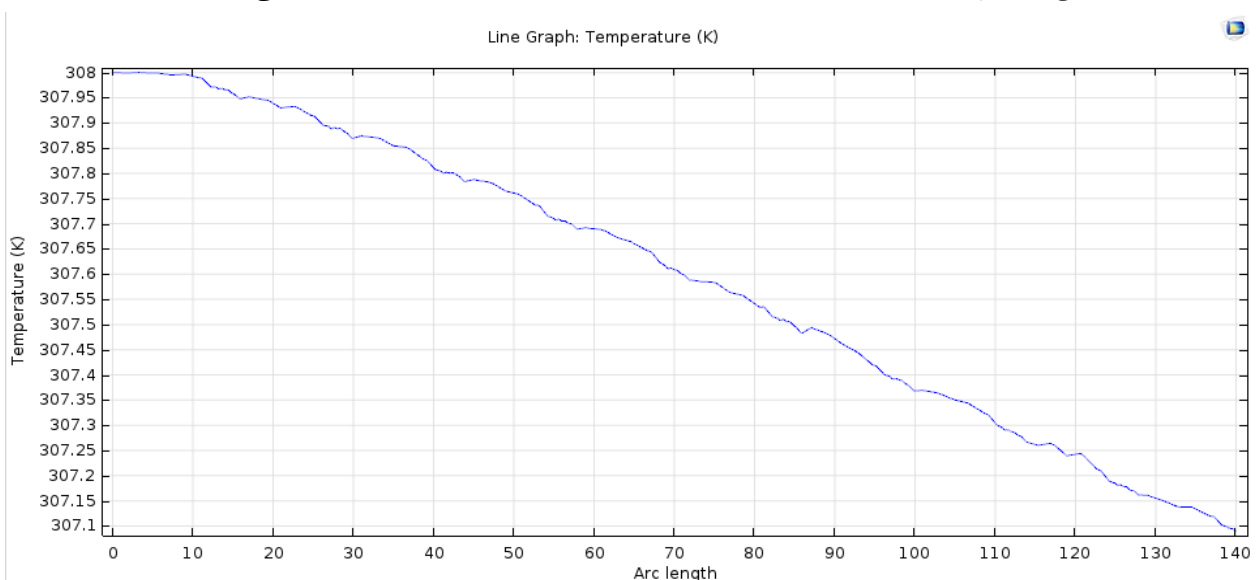
شکل ۱۴- توزیع دما در مبدل حرارتی خمیده

جدول ۶- خط نمودارها در مبدل‌های حرارتی خمیده و انحنادار

مختصات			مبدل حرارتی	
Z(mm)	Y(mm)	X(mm)		
۱۵	۰	۷۰	نقطه اول	خمیده
۱۵	۱۴۰	۷۰	نقطه دوم	
۱۵	۰	۷۰	نقطه اول	انحنادار
۱۵	۱۴۰	۷۰	نقطه دوم	



شکل ۱۵- پروفیل دما بر روی خط نمودار در طول مسیر حرکت سیال در مبدل حرارتی خمیده



شکل ۱۶- پروفیل دما بر روی خط نمودار در طول مسیر حرکت سیال در مبدل حرارتی انحنادار

شکل (۱۶) پروفیل دما را در بخش هوای تازه در جهت حرکت سیال یعنی راستای γ در مبدل حرارتی انحنادار در رینولدز ۱۰۰۰ را نشان می‌دهد. محور X طول مبدل حرارتی است و محور γ دما را نشان می‌دهد. دماهای خروجی در مقطع خط نمودار که در جدول (۶) نمایش داده شده است، می‌باشد. شکل نشان می‌دهد که چگونه دمای سیال در امتداد طول مبدل پایین می‌رود. به طور کلی و به صورت میانگین در رینولدزهای مختلف، سیال در مبدل حرارتی خمیده در حدود نیم تا یک درجه دمای پایین‌تری نسبت به مبدل حرارتی انحنادار دارد که همین امر باعث صرفه‌جویی در مصرف انرژی خواهد شد؛ به عبارت دیگر هوا در شرایط ایده‌آل‌تری از مبدل حرارتی خمیده وارد واحد سرمایش خواهد شد و به نوعی کویل‌های سرمایش احتیاج به تغییر دمای کمتر هوا برای رسیدن به دمای مطبوع و ایده‌آل خواهند داشت که همین امر نقش مبدل حرارتی خمیده را به نسبت مبدل حرارتی انحنادار در صرفه‌جویی انرژی در بخش انتقال حرارت پر رنگ‌تر

خواهد کرد. در مورد انتقال جرم و رطوبت نیز همین امر صادق است و مبدل حرارتی خمیده نقش پر رنگ‌تری را به نسبت مبدل حرارتی انحنادار در صرفه‌جویی انرژی دارا می‌باشد؛ اما در مورد افت فشار مبدل حرارتی انحنادار افت فشار به مراتب کمتری را به نسبت سایر مبدل‌ها تولید می‌کند و باعث صرفه‌جویی انرژی در این بخش شده است.

۷-۵- عدد ناسلت

جدول (۷) میانگین عدد ناسلت را در رینولدزهای مختلف در مبدل‌های حرارتی انحنادار، خمیده و مثلثی را نشان می‌دهد. محاسبات در ده سیکل انجام گرفته است و عدد ناسلت در هر سیکل محاسبه شده و میانگین ده سیکل به عنوان میانگین عدد ناسلت در رینولدز مورد نظر سنجیده شده است. محاسبات در مورد عدد شروود و افت فشار نیز به همین شکل صورت گرفته است. با توجه جدول (۷)، با افزایش عدد رینولدز مقدار عدد ناسلت نیز افزایش می‌یابد و رابطه‌ای مستقیم دارند.

به طور میانگین مقدار عدد ناسلت در مبدل حرارتی خمیده به ترتیب حدود ۷٪ و ۲۴/۶٪ از مبدل حرارتی مثلثی و انحنادار بیشتر می‌باشد به این دلیل که مبدل حرارتی خمیده به علت هندسه‌اش دارای جریان‌های چرخشی و ثانویه بیشتری است و گردابه‌های بیشتری را تولید می‌کند و جریان با سطوح غشاء، بیشتر در تماس است و درگیری بیشتری دارد که باعث افزایش انتقال مومنتوم و در نتیجه افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شود. مقدار عدد ناسلت در مبدل حرارتی مثلثی هم در حدود ۱/۱۸٪ از مبدل حرارتی انحنادار بیشتر می‌باشد. این نکته قابل ذکر است که شرایط جریان نیز بر روی توزیع دما و انتقال حرارت تأثیر می‌گذارد. در رینولدزهای پایین اختلاف دما در شیرها و مناطق نزدیک به غشاء به علت کاهش شدت چرخش‌های جریان، کمتر می‌باشد که باعث کاهش انتقال حرارت می‌شود.

۷-۶- انتقال جرم و افت فشار

جدول (۸) میانگین عدد شروود در رینولدزهای مختلف در مبدل‌های حرارتی انحنادار، خمیده و مثلثی را نشان می‌دهد. عدد شروود با افزایش رینولدز افزایش پیدا می‌کند، این افزایش عمدتاً به دلیل افزایش انتقال مومنتوم در این مبدل‌ها به ویژه با جریان‌های ثانویه و چرخش‌هاست.

به طور میانگین مقدار عدد شروود در مبدل حرارتی خمیده به ترتیب حدود ۵/۸٪ و ۲۲/۸٪ از مبدل حرارتی مثلثی و انحنادار بیشتر می‌باشد. هرچه سطوح غشاء با جریان هوا بیشتر درگیر شود تأثیر نفوذ جریان بیشتر می‌شود و ضریب انتقال جرم هم بیشتر خواهد شد. دلیل بیشتر بودن میزان انتقال جرم در کانال خمیده همین امر است. مقدار عدد شروود در مبدل حرارتی مثلثی هم در حدود ۱/۱۷٪ از مبدل حرارتی انحنادار بیشتر می‌باشد. به طور کلی علاوه بر جریان‌های ثانویه نسبت ابعاد غشاء نیز تأثیر مستقیمی روی میزان انتقال حرارت و جرم دارد به طوری که هرچه ابعاد بیشتری از سطوح غشاء یا به عبارت دیگر مساحت بیشتری از غشاء با سیال در ارتباط باشد ضریب انتقال حرارت و جرم افزایش خواهد یافت. در این تحقیق با توجه به اینکه سه مبدل حرارتی دارای سطوح حرارتی یکسانی می‌باشند؛ بنابراین شرایط یکسانی در این زمینه دارند و تفاوت در میزان انتقال حرارت و جرم تنها مربوط به تفاوت در هندسه‌ی غشاءها می‌باشد.

جدول ۷-۷- میانگین عدد ناسلت در انواع مبدل حرارتی

عدد رینولدز	مبدل حرارتی انحنادار	مبدل حرارتی مثلثی	مبدل حرارتی خمیده
۱۰۰۰	۷/۳۱	۱۱/۲۱	۱۱/۴۱
۲۰۰۰	۱۲/۴۷	۱۶/۲۱	۱۷/۳۱
۳۰۰۰	۱۸/۶۱	۱۹/۳	۲۱/۹۸
۴۰۰۰	۲۴	۲۵/۵۱	۲۶/۴۷
۵۰۰۰	۲۸/۵۴	۳۱/۸	۳۲/۵
۶۰۰۰	۳۱/۶۶	۳۳/۹	۳۶

جدول (۹) مقایسه افت فشار بین مبدل‌های حرارتی مثلثی، خمیده و انحنادار را نشان می‌دهد. تحت جریان مشابه، به طور میانگین مبدل حرارتی خمیده دارای افت فشار بیشتری به ترتیب در حدود ۷۶٪ و ۵۷٪ نسبت به مبدل حرارتی انحنادار و مثلثی می‌باشد و افت فشار در مبدل مثلثی در حدود ۴۷٪ بیشتر از مبدل حرارتی انحنادار می‌باشد. همان‌گونه که پیداست مبدل حرارتی خمیده با اینکه در انتقال حرارت و جرم پیش‌تاز است اما افت فشار زیادی را تولید می‌کند به نوعی می‌توان گفت افت فشار هزینه‌ای است که برای بهبود انتقال حرارت و جرم باید پرداخت. شکل‌های موجدار باعث افزایش افت فشار می‌شوند. به طور کلی افت فشار با افزایش رینولدز کاهش پیدا می‌کند. این کاهش تا رینولدز ۲۰۰۰ دارای شدت و شیب بیشتری است اما از رینولدز ۲۰۰۰ به بعد به تدریج کاهش می‌یابد.

۷-۷- انتخاب بهترین مبدل حرارتی

هدف از این بحث یافتن بهترین مبدل حرارتی از میان چند مبدل حرارتی که مورد بررسی قرار گرفت، می‌باشد. لذا برای دستیابی به این مهم، نیاز هست که پارامتر مؤثر تعریف شود که قابل مقایسه برای تمامی مدل‌ها می‌باشد. مهم‌ترین و با ارزش‌ترین هدف، افزایش میزان انتقال حرارت می‌باشد که اصلی‌ترین پارامتری که میزان انتقال حرارت را برای مبدل‌ها بیان می‌کند عدد بی‌بعد ناسلت می‌باشد. دیگر فاکتور قابل قیاس افت فشار ناشی از جریان سیال در طول لوله است که به عنوان ضد ارزش در یک سیستم ظاهر می‌شود.

جدول ۸- میانگین عدد شروود در انواع مبدل حرارتی

عدد رینولدز	مبدل حرارتی انحنادار	مبدل حرارتی مثلثی	مبدل حرارتی خمیده
۸۹۰	۵/۲۶	۶/۳	۶/۸
۱۱۵۰	۶/۷۲	۷/۸۸	۷/۹۴
۱۳۵۰	۸/۴۳	۱۰/۱۷	۱۰/۲۸
۱۵۵۰	۹/۷	۱۲/۲	۱۲/۳۱
۱۸۰۰	۱۱/۴۹	۱۲/۹۸	۱۳/۲۷

جدول ۹- میانگین افت فشار در انواع مبدل حرارتی

عدد رینولدز	مبدل حرارتی انحنادار	مبدل حرارتی مثلثی	مبدل حرارتی خمیده
۱۰۰۰	۰/۱۴۶	۰/۳۴	۰/۶۴
۲۰۰۰	۰/۱۲۷	۰/۲۶	۰/۵۵۱
۳۰۰۰	۰/۱۲	۰/۲۴	۰/۵
۴۰۰۰	۰/۱۱۳	۰/۲۱	۰/۴۸۳
۵۰۰۰	۰/۱۱	۰/۱۹	۰/۴۷۳
۶۰۰۰	۰/۱۰۸	۰/۱۷	۰/۴۶۳

جدول ۱۰- نسبت ارزش واقعی به ضد ارزش در انواع مبدل‌های حرارتی

عدد رینولدز	نسبت ارزش واقعی به ضد ارزش		
	مبدل حرارتی انحنادار	مبدل حرارتی خمیده	مبدل حرارتی مثلثی
۱۰۰۰	۹/۴	۱۸/۶۶	۹/۷۵
۲۰۰۰	۸/۹	۲۵/۲	۹/۱
۳۰۰۰	۸/۶۳	۲۵/۹	۱۱/۳۴
۴۰۰۰	۱۴/۱۷	۴۰/۹	۲۰/۰۴
۵۰۰۰	۲۷/۳	۵۲/۴	۳۱/۲۵
۶۰۰۰	۱۸/۳۵	۴۹	۲۷/۱۹

جهت ارزیابی صحیح و منطقی نتایج از واژه نسبت ارزش واقعی به ضد ارزش^۱ استفاده شده است:

$$C.B.R = \frac{Cost}{Benefit} \quad (21)$$

بنابراین پارامتری که به عنوان C.B.R تعریف شده به صورت زیر می‌شود:

$$C.B.R = \frac{\% \Delta P}{\% (Nu)} \quad (22)$$

اکنون یک پارامتر قابل مقایسه بین تمامی مبدل‌ها بدست آمده است که می‌توان درباره تأثیر این پارامتر در سرعت‌های مختلف بحث نمود. جدول (۱۰) نسبت ارزش واقعی به ضد ارزش را در رینولدزهای مختلف برای سه مبدل حرارتی مثلثی، خمیده و انحنادار را نشان می‌دهد.

^۱ Cost Benefit Ratio

باید توجه داشت که مبدل حرارتی که دارای کم‌ترین مقدار C.B.R باشد به عنوان مناسب‌ترین مدل شناخته می‌شود. همان‌گونه که از جدول (۱۰) پیداست مبدل حرارتی انحنادار به دلیل داشتن C.B.R کمتر نسبت به سایر مبدل‌ها، به عنوان بهترین مبدل حرارتی انتخاب می‌گردد؛ بنابراین می‌توان گفت کاهش انرژی مورد نیاز در سیستم‌های تهویه مطبوع به وسیله‌ی مبدل حرارتی انحنادار انجام می‌پذیرد. البته همه‌ی مبدل‌های حرارتی غشایی باعث صرفه‌جویی در مصرف انرژی می‌شوند؛ اما مبدل حرارتی انحنادار بیشترین میزان صرفه‌جویی را دارا می‌باشد.

۸- نتیجه‌گیری

انتقال حرارت، انتقال جرم و افت فشار در دو مبدل حرارتی انحنادار و خمیده و تأثیر تغییر شکل غشاء در مبدل‌های حرارتی غشایی به طور مفصل مورد بحث قرار گرفت و نتایج زیر به دست آمد:

- نقش هندسه غشاءها در انتقال حرارت، انتقال جرم و افت فشار بسیار چشمگیر است.
- مبدل‌های غشایی خمیده و انحنادار به واسطه هندسه‌شان سبب ایجاد جریان چرخشی یا جریان ثانویه می‌شوند که موجب بهبود عملکرد انتقال حرارت و جرم می‌شوند.
- مبدل حرارتی خمیده در مقایسه با مبدل‌های حرارتی انحنادار و مثلثی عملکرد حرارتی و رطوبتی بهتری از خود نشان داده است. به نوعی که باعث بهبود انتقال حرارت در حدود ۷٪ و ۲۴/۶٪ و بهبود انتقال جرم در حدود ۵/۸٪ و ۲۲/۸٪ نسبت به مبدل‌های حرارتی مثلثی و انحنادار شده است. همچنین میزان افت فشار نیز در غشاءهای خمیده بیشتر از غشاءهای انحنادار و مثلثی است.
- مبدل حرارتی انحنادار در مقایسه با مبدل‌های حرارتی خمیده و مثلثی دارای افت فشار کمتری است. به نوعی که باعث بهبود افت فشار در ۷۶٪ و ۵۷٪ نسبت به مبدل حرارتی خمیده و مثلثی شده است که رقم جالب توجهی می‌باشد. همچنین میزان انتقال حرارت و جرم کمتری نسبت به غشاءهای خمیده و مثلثی تولید می‌کند.
- با مقایسه تمام مبدل‌های حرارتی غشایی در شرایط یکسان این نتیجه حاصل شد که مبدل حرارتی انحنادار به دلیل داشتن C.B.R کمتر نسبت به سایر مبدل‌های حرارتی به عنوان بهترین مبدل حرارتی انتخاب می‌گردد؛ اما بسته به کاربرد مورد نیاز نیز می‌توان سایر مبدل‌های حرارتی را انتخاب و از مزیت‌هایشان بهره‌مند شد.
- کاهش انرژی مورد نیاز در سیستم‌های تهویه مطبوع به وسیله‌ی مبدل حرارتی انحنادار انجام می‌پذیرد. البته همه‌ی مبدل‌های حرارتی غشایی باعث صرفه‌جویی در مصرف انرژی می‌شوند؛ اما مبدل حرارتی انحنادار بیشترین میزان صرفه‌جویی را دارا می‌باشد.

مراجع

- [1] Zhang L. Z., "Total Heat Recovery: Heat and Moisture Recovery from Ventilation Air", Nova Science Publishers, New York, U.S.A, (2008).
- [2] Zhang L. Z., and Niu J. L., "Energy Requirements for Conditioning Fresh Air and the Long-term Savings with a Membrane-based Energy Recovery Ventilator in Hong Kong", Energy, Vol. 26, No. 2, pp. 119-135, 2001/02/01/, (2001).
- [3] Sphaier, L. A., and Worek, W. M., "Parametric Analysis of Heat and Mass Transfer Regenerators using a Generalized Effectiveness-NTU Method", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 52, No. 9, pp. 2265-2272, 2009/04/01/, (2009).
- [4] Yau, Y. H., "The use of a Double Heat Pipe Heat Exchanger System for Reducing Energy Consumption of Treating Ventilation Air in an Operating Theatre a Full Year Energy Consumption Model Simulation", Energy and Buildings, Vol. 40, No. 5, pp. 917-925, 2008/01/01/, (2008).
- [5] Weixing Y., Zheng, Y., Xiaoru, L., and Xiugan, Y., "Study of a New Modified Cross-cooled Compact Solid Desiccant Dehumidifier", Applied Thermal Engineering, Vol. 28, No. 17, pp. 2257-2266, 2008/12/01/, (2008).
- [6] Kistler, K. R., and Cussler, E. L., "Membrane Modules for Building Ventilation", Chemical Engineering Research and Design, Vol. 80, No. 1, pp. 53-64, 2002/01/01/, (2002).
- [7] Zhang L. Z., and Niu J. L., "Effectiveness Correlations for Heat and Moisture Transfer Processes in an Enthalpy Exchanger with Membrane Cores", Journal of Heat Transfer, Vol. 124, No. 5, pp. 922-929, (2002).
- [8] Niu, J. L., and Zhang, L. Z., "Membrane-based Enthalpy Exchanger: Material Considerations and Clarification of Moisture Resistance", Journal of Membrane Science, Vol. 189, No. 2, pp. 179-191, 2001/08/15/, (2001).
- [9] Zhang, L. Z., and Jiang, Y., "Heat and Mass Transfer in a Membrane-based Energy Recovery Ventilator", Journal of Membrane Science, Vol. 163, No. 1, pp. 29-38, 1999/10/01/, (1999).
- [10] Zhang, L. Z., "Turbulent Three-dimensional Air Flow and Heat Transfer in a Cross-corrugated Triangular Duct", Journal of Heat Transfer, Vol. 127, No. 10, pp. 1151-1158, (2005).
- [11] Zhang, L. Z., Liang, C. H., and Pei, L. X., "Heat and Moisture Transfer in Application Scale Parallel-plates Enthalpy Exchangers with Novel Membrane Materials", Journal of Membrane Science, Vol. 325, No. 2, pp. 672-682, 2008/12/01/, (2008).
- [12] Min, J., and Su, M., "Performance Analysis of a Membrane-based Energy Recovery Ventilator: Effects of Membrane Spacing and Thickness on the Ventilator Performance", Applied Thermal Engineering, Vol. 30, No. 8, pp. 991-997, 2010/06/01/, (2010).

- [13] Min, J., and Su, M., "Performance Analysis of a Membrane-based Energy Recovery Ventilator: Effects of Outdoor Air State", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 17, pp. 4036-4043, 2011/12/01/, (2011).
- [14] Min, J., and Su, M., "Performance Analysis of a Membrane-based Enthalpy Exchanger: Effects of the Membrane Properties on the Exchanger Performance", *Journal of Membrane Science*, Vol. 348, No. 1, pp. 376-382, 2010/02/15/, (2010).
- [15] Zhang, L. Z., and Chen, Z. Y., "Convective Heat Transfer in Cross-corrugated Triangular Ducts under Uniform Heat Flux Boundary Conditions", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, No. 1, pp. 597-605, 2011/01/15/, (2011).
- [16] Liu, X. P., and Niu, J. L., "Effects of Geometrical Parameters on the Thermohydraulic Characteristics of Periodic Cross-corrugated Channels", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 84, pp. 542-549, 2015/05/01/, (2015).
- [17] Sabek, S., Tiss, F., Chouikh, R., and Guizani, A., "Numerical Investigation of Heat and Mass Transfer in Partially Blocked Membrane Based Heat Exchanger: Effects of Obstacles Forms", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 130, pp. 211-220, 2018/02/05/, (2018).
- [18] Engarnevis, A., Huizing, R., Green, S., and Rogak, S., "Heat and Mass Transfer Modeling in Enthalpy Exchangers using Asymmetric Composite Membranes", *Journal of Membrane Science*, Vol. 556, pp. 248-262, 2018/06/15/, (2018).
- [19] Zhang, X. R., Zhang, L. Z., Liu, H. M., and Pei, L.X., "One-step Fabrication and Analysis of an Asymmetric Cellulose Acetate Membrane for Heat and Moisture Recovery", *Journal of Membrane Science*, Vol. 366, No. 1, pp. 158 (2011).
- [20] Li, Z.X., Zhong, T.S., Niu, J.L., Xiau, F., and Zhang, L.Z., "Conjugate Heat and Mass Transfer in a Total Heat Exchanger with Cross-corrugated Triangular Ducts and One-step Made Asymmetric Membranes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 84, pp. 390-400, 2015/05/01/, (2015).
- [21] Stasiak, J., Collins, M. W., Ciofalo, M., and Chew, P.E., "Investigation of Flow and Heat Transfer in Corrugated Passages I. Experimental Results", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, No. 1, pp. 149-164, (1996).
- [22] Jones, R. M., Harvey, A. D., and Acharya, S., "Two-equation Turbulence Modeling for Impeller Stirred Tanks", *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 123, No. 3, pp. 640-648, (2001).
- [23] Song, B., and Amano, R., "Application of Non-linear $k-\omega$ Model to a Turbulent Flow Inside a Sharp U-bend", *Computational Mechanics*, Vol. 26, pp. 344-351, 10/01, (2000).
- [24] Zhang, L. Z., "Numerical Study of Periodically Fully Developed Flow and Heat Transfer in Cross-corrugated Triangular Channels in Transitional Flow Regime", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, Vol. 48, No. 4, pp. 387-405, 2005/09/01, (2005).

فهرست نمادهای انگلیسی

A_{cyc}	: مساحت هر سیکل بر حسب متر مربع
A_{ci}	: مساحت مقطع عرضی سیکل بر حسب متر مربع
C_p	: گرمای ویژه بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم کلوین
d_p	: قطر منافذ غشاء بر حسب میکرومتر
D_h	: قطر هیدرولیکی بر حسب متر
D_{va}	: نفوذ پذیری رطوبت در هوای خشک بر حسب متر مربع بر ثانیه
D_{vm}	: نفوذ پذیری رطوبت در غشاء بر حسب متر مربع بر ثانیه
f	: ضریب اصطکاک
h	: شار حرارتی بر حسب کیلووات بر متر مربع
h_m	: ضریب انتقال حرارت جابجایی بر حسب کیلوگرم بر متر مربع کلوین
k	: انرژای جنبشی آشفته بر حسب متر مربع بر مجذور ثانیه
k_m	: ضریب انتقال حرارت جابجایی بر حسب متر بر ثانیه
L_{cyc}	: طول هر سیکل بر حسب متر
Nu	: عدد ناسلت
P	: فشار بر حسب پاسکال
Pr	: عدد پرانتل
q	: شار انتشار جرمی بر حسب کیلوگرم متر مربع بر ثانیه
R_ϕ	: مقدار باقیمانده
Re	: عدد رینولدز
Sh	: عدد شروود
T	: دما بر حسب کلوین
u	: سرعت بر حسب متر بر ثانیه
V_a	: دبی هوا بر حسب متر مکعب بر ثانیه
V_{cyc}	: حجم هر سیکل بر حسب متر مکعب
Y_v	: رطوبت نسبی

نمادهای یونانی

ρ	: چگالی بر حسب کیلوگرم بر متر مکعب
ν	: ویسکوزیته سینماتیکی بر حسب متر مربع بر ثانیه
λ	: هدایت حرارتی بر حسب کیلووات بر متر کلوین
μ	: ویسکوزیته بر حسب پاسکال ثانیه

- T : تنش برشی بر حسب نیوتون بر متر مربع
 ω : نرخ استهلاک ویژه بر حسب یک بر ثانیه
 ϵ : نرخ استهلاک آشفستگی بر حسب متر مربع بر مکعب ثانیه
 δ : ضخامت غشاء بر حسب متر

زیرنویس‌ها

- a : هوا
cyc : سیکل
e : هوای برگشت
f : هوای تازه
i : ورودی
m : میانگین، غشاء
o : خروجی
T : دما
v : بخار
w : دیواره

بالانویس‌ها

- n : تعداد تکرار
t : آشفستگی
' : نوسانات

Abstract

Membrane-based total heat exchanger is a device to recover both sensible heat and moisture from exhaust air stream from a building. So far, two types of parallel plate and triangular heat exchangers have been studied as geometry and membrane structure. However, in this paper, in order to intensify heat and mass transfer and improvement pressure drop, new structures for the membrane of these heat exchangers have been used. These structures include a curved membrane with a semicircular profile and a curved membrane with convex surfaces. This model includes conjugate heat and mass transfer mechanisms for turbulent flow. This model is validated by membrane-based triangular heat exchanger. The friction factors, mean Nusselt numbers and mean Sherwood numbers are calculated and correlated with Reynolds numbers. The results are compared with available laboratory data such as triangular heat exchanger. The curved membrane with a semicircular profile increases the heat and mass transfer by about 7% and 6%, and the curved membrane with convex surfaces improves the pressure drop by about 50% compared to the triangular heat exchanger.