

## بررسی آزمایشگاهی و شبیه سازی اثر تغییرات هندسی صفحات مبدل حرارتی صفحه‌ای در بهبود عملکرد آن

در طرح مبدل ارائه شده، ابتدا هندسه خاص شامل الگوی شورون شکست دار پیشنهادی برای ناحیه انتقال حرارت در صفحات مبدل معرفی می‌گردد. سپس، نتایج جزئیات جریان سیال در برهمکنش هندسه، راندمان حرارتی مبدل و افت فشار آن از طریق شبیه سازی با مبدل حرارتی صفحه ای مدل *M6B* (ساخت شرکت آلفا لاول<sup>۵</sup>) مقایسه می‌شود. همچنین، نتایج مبدل حرارتی صفحه‌ای پیشنهادی با مبدل حرارتی *M6B* به روش آزمایشگاهی مورد بررسی قرار می‌گیرد. نتایج شبیه سازی و آزمایشگاهی مبین آن است که به سبب هندسه خاص مبدل حرارتی صفحه‌ای پیشنهادی، ضمن حفظ راندمان حرارتی مبدل، افت فشار بطور قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد. این کاهش قابل توجه افت فشار مدل پیشنهادی، منجر به کاهش تعداد صفحات و صرفه جویی در مصرف مواد خام، کاهش ظرفیت و انرژی مصرف شده پمپ مورد نیاز جهت انتقال سیال، کاهش هزینه، زمان تولید و فضای نصب مبدل می‌شود.

علیرضا فرشیدیان فر<sup>۱</sup>

دانشجوی دکترا

کاظم بشیرنژاد<sup>۲</sup>

استادیار

پیمان باشی شهابی<sup>۳</sup>

استادیار

جواد جهانپور<sup>۴</sup>

دانشیار

واژه های راهنما : مبدل حرارتی صفحه‌ای، الگوی شورون، ناحیه انتقال حرارت، ضریب انتقال حرارت، افت فشار.

### ۱- مقدمه

مبدل حرارتی صفحه‌ای یکی از روش‌های انتقال حرارت است که بطور گسترده در صنایع گوناگونی نظیر صنایع غذایی، دارویی، شیمیایی و نیروگاه‌ها استفاده می‌شود [۱]. مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای از نظر وزن و اندازه کوچک بوده و از نظر تعمیر و نگهداری در مقایسه با انواع مبدل‌های حرارتی انعطاف‌پذیری بالایی دارند. صفحات مبدل‌های صفحه‌ای بین یک صفحه قاب ثابت و یک صفحه فشار ثابت قرار می‌گیرند. انتقال گرما از طریق صفحه بین کانال‌ها صورت می‌گیرد. این صفحات با فشردگی به کمک پیچ و مهره که واشر را فشرده می‌کند، به هم متصل و در نتیجه مبدل حرارتی صفحه‌ای آب‌بند می‌گردد. در صفحات معمولاً برجستگی‌هایی (شورون) به

<sup>۱</sup> دانشجوی دکترا، گروه مکانیک تبدیل انرژی، واحد مشهد، دانشگاه آزاد اسلامی، مشهد، ایران Alireza.farshidianfar@gmail.com

<sup>۲</sup> نویسنده مسئول، استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد مشهد، دانشگاه آزاد اسلامی، مشهد، ایران bashirnezhad@yahoo.com

<sup>۳</sup> استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد مشهد، دانشگاه آزاد اسلامی، مشهد، ایران pbshahabi@yahoo.com

<sup>۴</sup> دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد مشهد، دانشگاه آزاد اسلامی، مشهد، ایران jahanpourfr@mshdiau.ac.ir

<sup>۵</sup> Alfa Laval

<sup>۶</sup> Chevron

ایجاد می‌شود که هدف از آن افزایش تلاطم سیال و در نتیجه افزایش انتقال حرارت و تقویت استحکام در مبدل است [۲, ۳]. این شوروں ها برای بهبود مخلوط سازی سیال داخل کانال و افزایش انتقال حرارت تا حدود ۲۰ الی ۳۰ درصد استفاده می‌شود [۴]. بهره‌گیری از شوروں در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای در رینولدز ۴۰۰ منجر به ایجاد جریانی کاملاً آشفته می‌شود. بنابراین، طرح شوروںی نسبت به کانال صاف دارای ضریب انتقال حرارت بالاتری است. وجود شوروں ها در مبدل حرارتی صفحه‌ای منجر به افزایش افت فشار می‌شود [۵]. در مدل شوروںی، وجود زاویه شوروں، تعداد نقاط تماس بین صفحات را افزایش می‌دهد و تلاطم جریان را بیشتر می‌نماید. زاویه‌های شوروں معمولاً ۳۰ و ۶۰ درجه انتخاب می‌شوند. در نوع مبدل صفحه‌ای متقارن، تمامی صفحه‌ها دارای زاویه شوروں مساوی است. عملکرد مبدل‌های صفحه‌ای دارای زاویه شوروں در برخی از مقالات مورد بررسی قرار گرفته است [۶, ۷]. وانگ و لی [۸] به بررسی انتقال حرارت و افت فشار در سه شکل هندسی مختلف در مبدل صفحه‌ای شامل مسطح، شیاردار و ستاره‌دار پرداخته و نتیجه گرفتند که انتقال حرارت صفحات شوروں دار از دیگر صفحات بررسی شده بیشتر است. لوان و همکاران [۹] نیز ویژگی‌های یک مبدل حرارتی صفحه‌ای دارای سطوح موج‌دار را بررسی نمودند. بر اساس طراحی جدید سطح موج‌دار آن‌ها، مقاومت حرکت سیال حدود ۵۰ درصد کاهش یافته و در نتیجه عملکرد انتقال حرارت در مقایسه با مبدل حرارتی صفحه‌ای از نوع شوروں سنتی حدود ۲۵ درصد کاهش یافته است. خان و همکاران [۱۰] به بررسی تاثیر زاویه شوروں در عملکرد ضریب انتقال حرارت درون مبدل‌های حرارتی متقارن و نامتقارن صفحه‌ای پرداختند. در مطالعه آن‌ها از سه زاویه شوروں متفاوت ۳۰/۳۰، ۶۰/۶۰ و ۶۰/۳۰ درجه استفاده شد. آنها نشان دادند که زاویه شوروں و عدد رینولدز به شدت بر ضریب انتقال حرارت تاثیر می‌گذارند. همچنین زاویه شوروں ۳۰/۳۰ درجه به عنوان بالاترین ضریب انتقال حرارت در مقایسه با زوایای دیگر ارائه شد. کومار و همکاران [۱۱] پارامترهای هندسی مبدل حرارتی صفحه‌ای بر افت فشار و سرعت انتقال حرارت را مطالعه کردند. نتایج تجربی آنها نشان داد که گسترش زاویه شوروں باعث کاهش افت فشار و اثربخشی در این نوع از مبدل‌ها می‌شود. علاوه بر زاویه شوروں صفحه مبدل، سایر پارامترها نظیر گام موج شیار صفحه، عمق شیار، هندسه شوروں، طول و عرض صفحه، تعداد صفحه، تعداد عبور جریان سرد و گرم و همچنین وضعیت ورودی و خروجی صفحات بر روی ویژگی‌های هیدرولیکی و حرارتی مبدل تاثیر گذار می‌باشند [۱۲-۱۴]. فیضال و احمد [۱۵] فرآیند انتقال حرارت بهینه را با تغییر فاصله بین صفحات در مبدل حرارتی صفحه‌ای مطالعه کردند. در کار آنها، سه کانال با فاصله مشخص برای بررسی عملکرد مبدل حرارتی صفحه مونتاز گردید و انتقال حرارت و افت فشار در مبدل تحت شرایط مختلف صرفاً در دمای پایین بررسی شد. یافته‌های آنها نشان داد که انتقال حرارت بهینه در حداقل فاصله کانال جریانی برای سیال آب/آب ایجاد شده است. کومار و همکاران [۱۶] نیز با بهره‌گیری از نتایج آزمایشگاهی، مبدل حرارتی صفحه‌ای با عمق کانال گوناگون را با حضور نانوسیال مختلف مقایسه کردند. نتایج مطالعات آن‌ها حاکی از آن بود که کانال با عمق شیار ۵ میلی‌متر بیشترین ضریب انتقال حرارت را داشته و منجر به عملکرد بهینه خواص فیزیکی سیال می‌گردد. همچنین، زانگ و همکاران [۱۷] به بررسی نانو سیالات و آب در مبدل حرارتی صفحه‌ای پرداختند. و به این نتیجه رسیدند که انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی به شدت به خصوصیات فیزیکی سیال بستگی دارد. در [۱۸] تاثیر ابعاد صفحه با زاویه‌های شوروں برابر در محدوده عدد رینولدز ۳۰۰-۵۰۰۰ بررسی شده است. افزایش سطح صفحه مبدل، علاوه بر تلاطم جریان،

می‌تواند منجر به افزایش انتقال حرارت شود [۱۹]. از آنجائیکه فشرده‌سازی صفحات در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای بصورت عملی امکان مشاهده و ارزیابی نحوه توزیع جریان روی صفحات مبدل را غیر ممکن می‌نماید، لذا در طراحی صفحات مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای، روشهای مختلف شبیه سازی کانال مبدل مبتنی بر دینامیک سیالات محاسباتی بکار گرفته می‌شود [۲۰-۲۲]. علاوه بر آن، آزمون‌های آزمایشگاهی به منظور بررسی عملکرد واقعی مدل طراحی شده و صحت گذاری نتایج شبیه سازی مورد استفاده قرار می‌گیرد. در مطالعه حاضر، طرح هندسی جدیدی برای شوره‌های ناحیه انتقال حرارت در صفحات مبدل صفحه‌ای متمایز از الگوی شورونی رایج مورد استفاده در شرکت‌های معتبر خارجی ساخت این محصول پیشنهاد گردیده و رفتار سیال و انتقال حرارت کانال‌های مبدل پیشنهادی شبیه سازی می‌شود. به منظور صحت گذاری روش شبیه سازی عددی بکار گرفته شده، نتایج یک نوع مبدل ارائه شده در مقالات چاپ شده پیشین با این روش شبیه سازی مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. در ادامه، نتایج شبیه‌سازی مبدل پیشنهادی با نتایج مبدل حرارتی صفحه‌ای مدل M6B شرکت آلفا لاول مقایسه می‌شود. علاوه بر این، نتایج مبدل حرارتی صفحه‌ای پیشنهادی با مبدل حرارتی M6B به روش آزمایشگاهی به لحاظ ضریب انتقال حرارت و میزان افت فشار مورد بررسی قرار می‌گیرد.

## ۲- معادلات حاکم در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای

افت فشار در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای مطابق معادله (۱) شامل دو بخش افت فشار اصطکاکی درون کانال ( $\Delta P_{ch}$ ) و افت فشار درون پورت ( $\Delta P_p$ ) است [۲۳]:

$$\Delta P = \Delta P_{ch} + \Delta P_p \quad (1)$$

افت فشار در پورت مطابق رابطه (۲) تعیین می‌شود:

$$\Delta P_p = k \frac{\rho u_p^2}{2} \quad (2)$$

در رابطه (۲)،  $u_p$  سرعت متوسط در پورت است. ضریب افت  $k$  از مطالعات تجربی بدست می‌آید. افت فشار درون کانال از رابطه داری و ویسباخ بصورت رابطه ۳ تعریف می‌شود [۲۳]:

$$\Delta P_{ch} = f \frac{\rho u_{ch}^2}{2} \frac{L}{D_{ch}} = f \frac{\dot{m}_{ch}^2 L}{2 D_{ch} \rho A_{ch}^2} \quad (3)$$

در رابطه (۳)،  $f$ ،  $\dot{m}_{ch}$  و  $A_{ch}$  به ترتیب بیانگر ضریب اصطکاک کانال، دبی جرمی و سطح عبور جریان است. همچنین، طول مشخصه  $L$  معمولاً فاصله مرکز تا مرکز ورودی تا خروجی در نظر گرفته می‌شود. قطر هیدرولیکی کانال نیز بصورت رابطه (۴) معرفی می‌شود [۲۳]:

$$D_{ch} = \frac{4A}{P} = \frac{4 \times \delta \times W}{2(\delta + W)} \approx 2\delta \quad (4)$$

<sup>1</sup> Darcy Weisbach

در رابطه (۴)  $P$ ،  $\delta$  و  $W$  به ترتیب محیط ترشده، عمق پرس کاری شده و عرض کانال است. بر این اساس، قطر هیدرولیکی کانال تقریباً برابر است با دو برابر عمق پرس صفحات مبدل حرارتی است. ضریب اصطکاک درون کانال از رابطه (۵) محاسبه می‌شود [۲۳]:

$$f = \frac{b}{Re^m} \quad (۵)$$

ضرایب  $b$  و  $m$  در رابطه (۵) برای جریان‌های مختلف آرام، گذرا و آشفته متفاوت است و عدد رینولدز در کانال نیز بصورت رابطه (۶) تعریف می‌شود:

$$Re = \frac{2\dot{m}_{ch}}{w_{ch}\mu} \quad (۶)$$

که در آن  $\mu$  و  $w_{ch}$  به ترتیب ویسکوزیته دینامیکی و عرض کانال است. انتقال حرارت در کانال برای جریان‌های تک‌فاز نیز از رابطه زیر معرفی می‌شود [۲۳]:

$$Nu = \frac{hD_{ch}}{\lambda} = cRe^n Pr^y \left( \frac{\mu}{\mu_{wall}} \right)^z \quad (۷)$$

در رابطه فوق،  $Pr$  بیانگر عدد پرانتل و  $\mu_{wall}$  گرانیوی دینامیکی سیال در مجاورت دیوار هستند. همچنین،  $c$ ،  $n$ ،  $y$  و  $z$  معرف ضرایب ثابت معادله است. لازم به ذکر است که روابط فوق برای رژیم جریان آشفته ( $Re > 400$ ) در مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای صادق می‌باشند [۲۳].

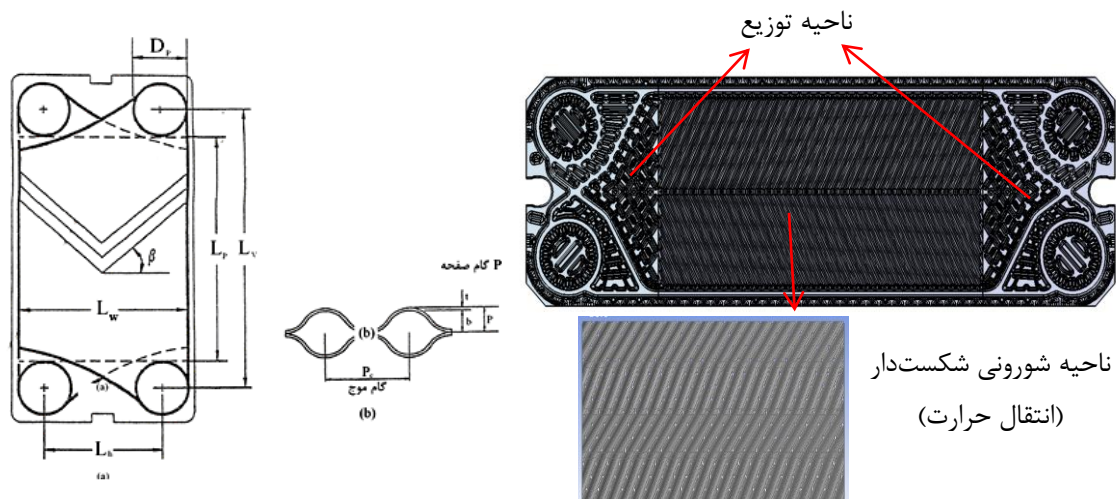
در نهایت ضریب انتقال حرارت متوسط روی سطح بصورت رابطه (۸) معرفی می‌شود [۲۳]:

$$h = \frac{\iint q_{wall} dA}{\Delta T_{lm} A} \quad (۸)$$

### ۳- شبیه‌سازی مبدل حرارتی صفحه‌ای پیشنهادی

#### ۳-۱- شکل هندسی پیشنهادی صفحات مبدل

صفحات مبدل‌های حرارتی از دو ناحیه توزیع و شورونی تشکیل شده است. ناحیه توزیع در مبدل حرارتی، وظیفه توزیع یکنواخت جریان در کانال‌ها به منظور ایجاد حداقل نقاط مرده را برعهده دارد. در مقابل، ناحیه شورونی منجر به افزایش هرچه بیشتر انتقال حرارت بین سیالات سرد و گرم می‌شود. پارامترهای تاثیرگذار ناحیه شورونی شامل: زاویه شورون، گام موج، گام صفحه و پروفیل شورون (سینوسی و دوزنقه‌ای) می‌باشد. این پارامترها به همراه سایر مشخصات یک صفحه شورون دار مبدل در شکل (۱) نشان داده شده‌اند. مشخصات صفحه مبدل دارای شورون شکست دار پیشنهادی مطابق جدول (۱) داده شده است. لازم بذکر است که کلیه ابعاد صفحات پیشنهادی و صفحه مبدل مدل M6B مشابه می‌باشند.



شکل ۱- شماتیک صفحه مبدل حرارتی پیشنهادی

جدول ۱- پارامترهای صفحه مبدل دارای شورون شکست دار پیشنهادی

مقدار (mm)	پارامتر	مقدار (mm)	پارامتر
۵۸۰	Lp	۶۰	Dp
۳۰°	β	۶۴۰	Lv
۲	b	۱۴۰	Lb
۲.۵	P	۰.۵	t
۲۱۶	Lw	۶.۲۴	Pr

### ۳-۲- روش شبیه سازی عددی

به منظور کاهش حجم محاسبات، صفحات مدنظر در مطالعه حاضر در دو ناحیه توزیع و انتقال حرارت تقسیم گردید. در این راستا، مربعی به ابعاد ۲۱۰ mm\*۱۶۰ mm از ناحیه شورونی (انتقال حرارت) کانال مبدل حرارتی صفحه‌ای مورد نظر شبکه بندی و جریان سیال در نرم افزار انسیس سی اف ایکس<sup>۱</sup> با شرایط مرزی مورد نظر شبیه سازی گردید. فرضیات مورد استفاده در شبیه سازی عبارتند از:

- جریان حالت پایا در نظر گرفته شده است.
- جریان تک فازی است.
- خواص فیزیکی سیال ثابت است.
- جریان از ابتدا کاملاً آشفته است.

شرایط مرزی در نظر گرفته شده در ورودی، شرط مرزی دبی جرمی ثابت با دمای ورودی  $T_{inlet}=20^{\circ}C$  و در خروجی شرط فشار ثابت می باشد. در همه دیوارها شرط مرزی عدم لغزش به همراه زبری صفر در نظر گرفته شده است. با توجه به اینکه دقیق ترین نتایج شبیه سازی مبدل حرارتی صفحه‌ای از مدل آشفتگی SST<sup>۲</sup>

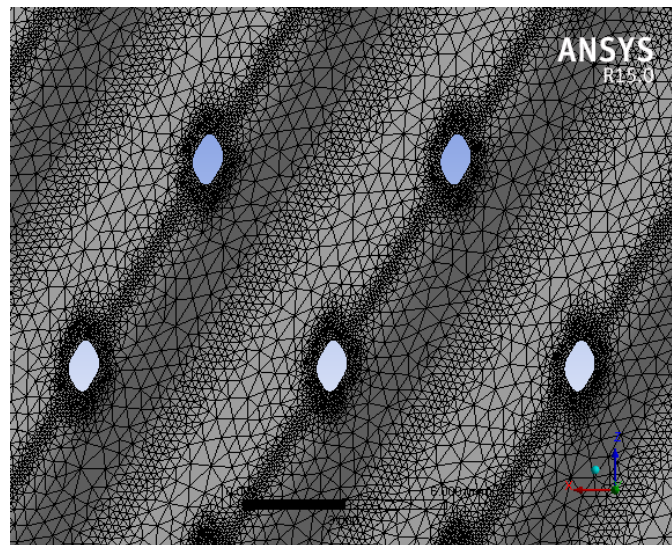
<sup>۱</sup> Ansys CFX

<sup>۲</sup> Shear Stress Transport

استخراج می‌شود [۲۴]، مدل آشفتگی استفاده شده در مطالعه حاضر نیز مدل SST با فعال‌سازی تابع دیوار می‌باشد. همچنین، به منظور گسسته‌سازی ترم همرفت از روش بالادست مرتبه دو استفاده گردیده و شرایط میدان سرعت اولیه صفر در تمامی دامنه حل به عنوان حدس اولیه انتخاب شده است. علاوه بر این، به منظور تعیین ضریب انتقال حرارت صفحه، دیواره مبدل حرارتی از شرط مرزی دما ثابت با دمای  $T_{wall}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$  استفاده شده است. به منظور تعیین تعداد مش مورد نیاز جهت بدست آوردن نتایج قابل قبول از آزمون استقلال از شبکه استفاده شده است. بدین منظور افت فشار ورود تا خروج کانال برای تعداد مش مختلف استخراج گردیده که نتایج آن در جدول (۲) مشاهده می‌شود. براساس جدول (۲)، در شرایط مش ده میلیون نتایج افت فشار مستقل از شبکه خواهند بود. بنابراین از این مش به منظور استخراج نتایج استفاده می‌شود. در شکل (۲) تراکم مش نهایی بدست آمده بصورت شماتیک نشان داده شده است.

## جدول ۲- نتایج آزمون استقلال از شبکه

Grid number	Pressure drop (kPa)	Deviation (%)
Coarse mesh (3 million cell)	38.02	-
Medium mesh (7 million cell)	33.94	10.17
Fine mesh (10 million cell)	31.15	8.20
Fine mesh (14 million cell)	30.56	1.8



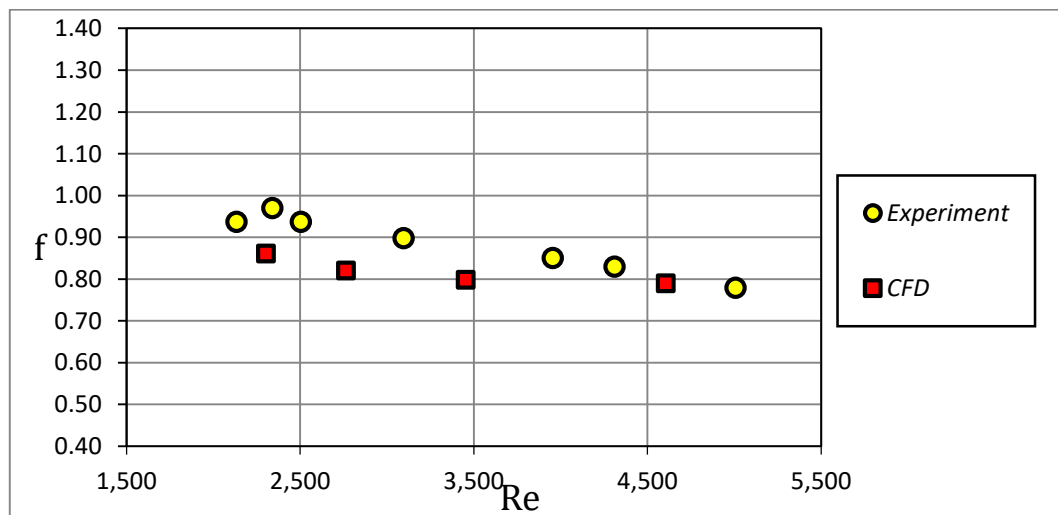
شکل ۲- مش مورد استفاده به منظور حل عددی ناحیه شورونی صفحه M3 آلفاوال

### ۳-۳- صحنه گذاری روش شبیه سازی عددی

بمنظور ارزیابی میزان دقت روش شبیه سازی عددی؛ مقدار ضریب اصطکاک صفحات مبدل مدل M3 آلفا لاوال مورد استفاده در [۲۵] توسط شاجی و داس<sup>۱</sup> در گستره وسیعی از عدد رینولدز با روش تشریح شده در زیر بخش ۳-۱ شبیه سازی شده است. بدین منظور، هندسه صفحات مبدل M3 آلفا لاوال مدل سازی شده و شرایط سیال آب با دما ثابت در هر دو طرف مبدل (منطبق بر مشخصات داده شده در [۲۵]) لحاظ گردید. تغییرات ضریب اصطکاک ( $f$ ) بر حسب عدد رینولدز ( $Re$ ) برای صفحات مبدل مدل M3 آلفا لاوال در شکل (۳) ارائه شده است. مطابق شکل (۳)، حداکثر خطای روش شبیه سازی عددی بکارگرفته شده در این مقاله نسبت به نتایج ارائه شده در [۲۵]، حدود ۸٪ بوده که مبین صحت روش و میزان دقت نسبی آن می باشد.

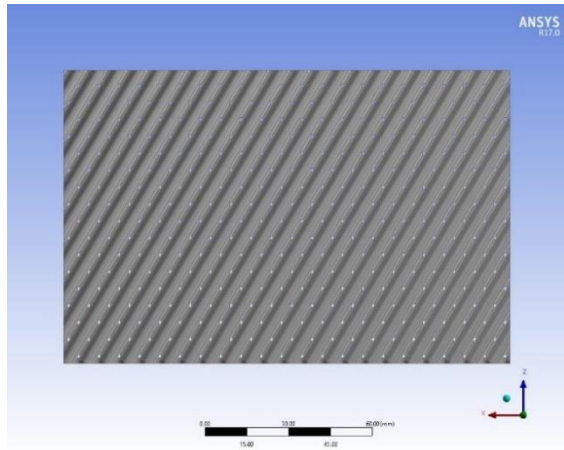
### ۳-۴- نتایج شبیه سازی

در این بخش، نتایج شبیه سازی مبدل پیشنهادی و مبدل مدل M6B مورد مقایسه قرار می گیرند. بمنظور مقایسه افت فشار و ضریب انتقال حرارت مدل پیشنهادی با مدل M6B آلفا لاوال، دبی ورودی ۰/۰۵-۰/۳ کیلوگرم بر ثانیه در شبیه سازی لحاظ گردیده است. در قسمت های الف و ب شکل (۴) به ترتیب الگوی هندسه صفحات طرح پیشنهادی و مدل M6B نشان داده شده است. همان گونه که مشاهده می شود در الگوی پیشنهادی بر خلاف مدل آلفا لاوال شوروها دارای شکست هستند. نتایج ضریب انتقال حرارت ( $h$ ) دو صفحه در شکل (۵) نشان داده شده است.

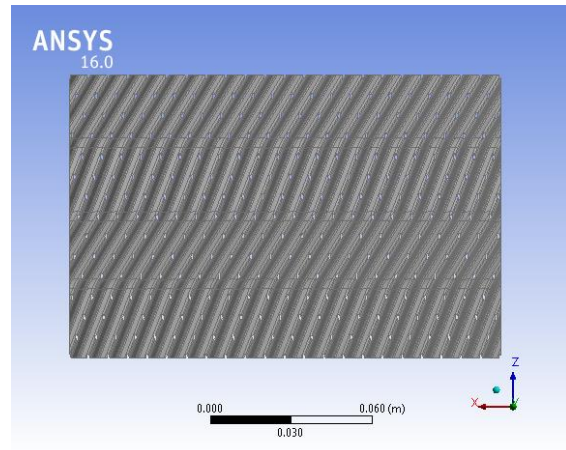


شکل ۳- ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز

<sup>1</sup> Shaji & Das



(ب)



(الف)

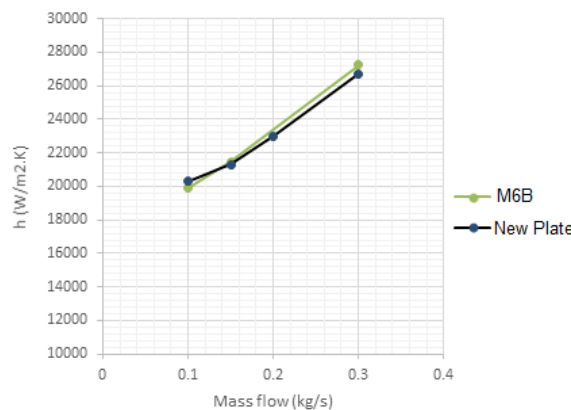
شکل ۴- الگوی پیشنهادی صفحه الف) پیشنهادی، ب) M6B

نتایج شبیه سازی مبدل پیشنهادی و مبدل مدل M6B در شکل های (۵) الی (۷) ارائه شده است. عدد رینولدز معادل با دبی جرمی ورودی استفاده شده در شبیه سازی عددی به همراه شرایط مرزی اعمال شده، در جدول (۳) ارائه شده است.

جدول ۳- پارامترهای ورودی استفاده شده در شبیه سازی عددی

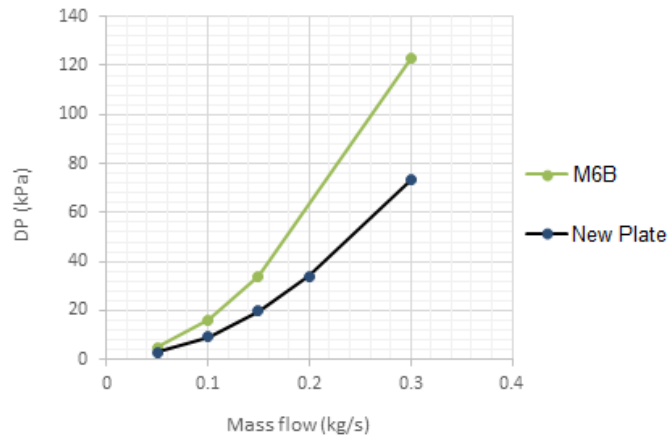
m (kg/s)	Re	دمای دیوار (C)	دمای ورودی (C)
0.1	1904.7	50	10
0.15	2857.1	50	10
0.2	3809.5	50	10
0.3	5714.3	50	10

مطابق شکل (۵) مشاهده می شود که ضریب انتقال حرارت مدل پیشنهادی و مدل M6B بسیار به یکدیگر نزدیک هستند. نمودار افت فشار محاسبه شده در طول کانال (DP) برای مدل پیشنهادی و مدل M6B در شکل (۶) نشان داده شده است. مطابق شکل (۶)، صفحه پیشنهادی به ازای ضریب انتقال حرارت برابر با صفحه M6B افت فشاری معادل نصف افت فشار مورد نیاز مدل M6B را استفاده می کند. این موضوع سبب کاهش هزینه پمپاژ و کاهش اندازه مبدل و در نتیجه کاهش هزینه اولیه، تعمیر و نگهداری می شود.



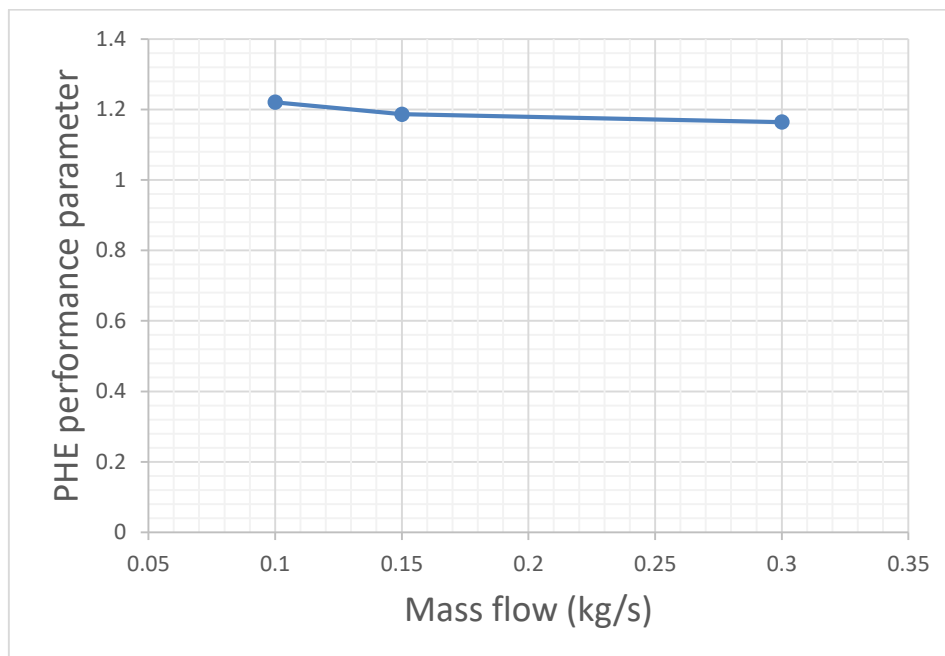
شکل ۵- ضریب انتقال حرارت برای مدل پیشنهادی و مدل M6B



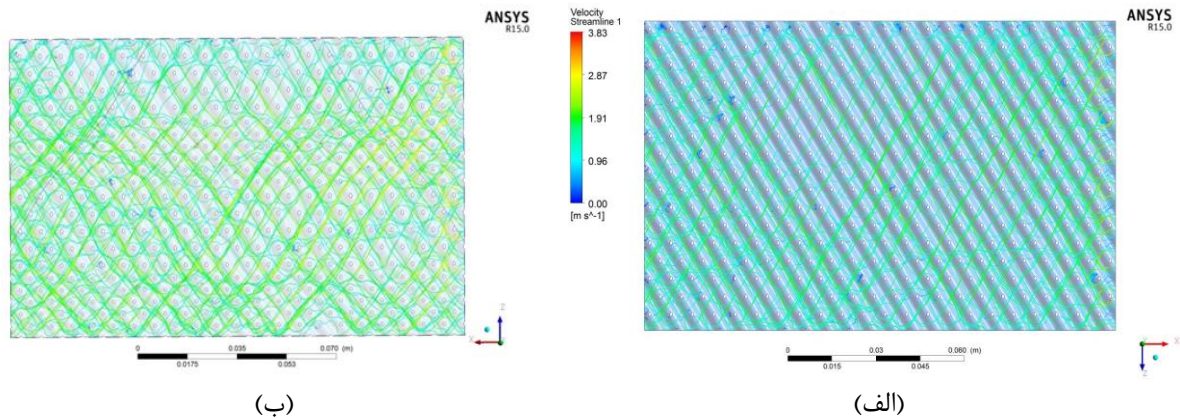


شکل ۶- افت فشار برای مدل‌های پیشنهادی و مدل M6B

در شکل (۷) پارامتر عملکرد حرارتی مبدل که از نسبت عدد ناسلت پلیت جدید به پلیت قدیمی تقسیم بر افت فشار پلیت جدید به پلیت قدیمی بدست می‌آید، نشان داده شده است. این نمودار برای مقایسه عملکرد حرارتی دو مبدل با شرایط کاری یکسان مورد استفاده قرار می‌گیرد. هر چه میزان پارامتر عملکردی مبدل بالاتر باشد، مبدل مربوطه از راندمان بالاتری برخوردار است. براساس نمودار شکل (۷) مشاهده می‌شود که در تمام بازه کاری مبدل حرارتی صفحه ای مذکور کارایی مبدل با شورون شکست دار بالاتر از مبدل سنتی با شورون مستقیم می‌باشد.



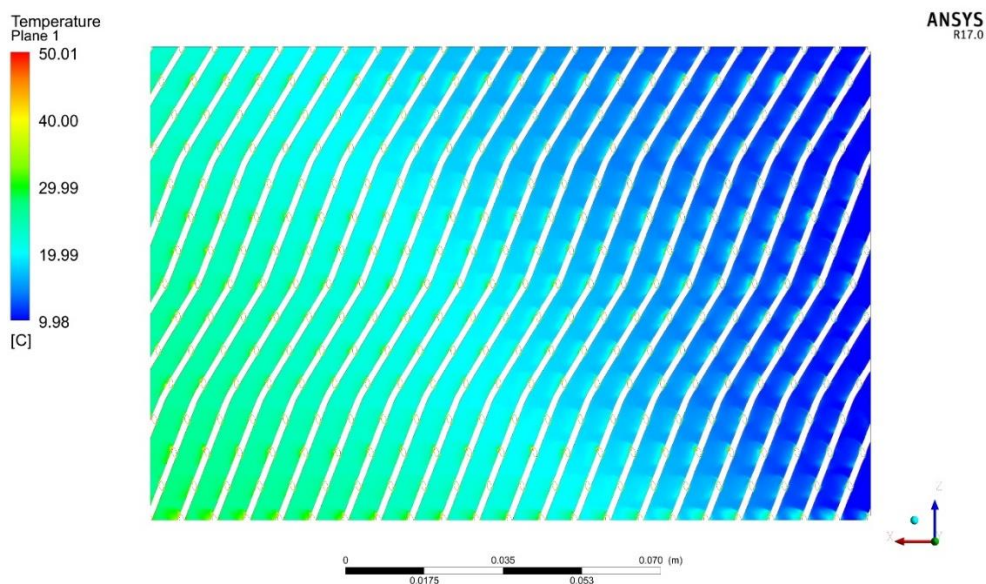
شکل ۷- مقایسه پارامتر عملکردی شورون شکست دار نسبت به شورون صاف



شکل ۸- خطوط جریان الف) صفحه M6B، ب) صفحه پیشنهادی برای دبی ۰/۳ کیلوگرم بر ثانیه

شکل (۸) خطوط جریان آب درون کانال را برای صفحه M6B و مدل جدید در دبی جرمی ورودی ۰/۳ کیلوگرم بر ثانیه نشان می‌دهد. مطابق شکل (۸)؛ علاوه بر این که جریان بصورت یکنواخت در تمام نواحی کانال‌ها برای هر دو صفحه (صفحه M6B و مدل جدید) توزیع می‌شود، با وجود شکست ایجاد شده در مدل پیشنهادی مسیر جریان سیال طولانی‌تر بوده و افزایش زمان ماند سیال درون کانال منجر به بهبود راندمان مبدل حرارتی می‌گردد.

در شکل (۹) توزیع دمای سیال در نقاط مختلف کانال جریان نشان داده شده است. همان گونه که مشاهده می‌شود سیال با دمای ۱۰ درجه سانتی گراد وارد مبدل شده و دمای سیال با تبادل حرارت با سطح مبدل به تدریج افزایش می‌یابد.



شکل ۹- توزیع دما در صفحه میانی کانال مبدل حرارتی برای دبی ۰/۲ کیلوگرم بر ثانیه

## ۴- بررسی آزمایشگاهی مبدل حرارتی صفحه‌ای پیشنهادی

### ۴-۱- تجهیزات آزمون عملکرد مبدل

نمونه مبدل پیشنهادی ساخته شده، تجهیزات آزمایشگاهی تست و لیست تجهیزات بستر آزمون عملکرد مبدل در شکل (۱۰) نشان داده شده است. برای بررسی آزمون عملکرد حرارتی و هیدرولیکی، ۲۱ صفحه در مبدل در نظر گرفته شده است. مطابق بستر آزمون، مبدل از دو مجرای مجزای سرد و گرم تشکیل شده که جزئیات دیاگرام فرآیندی بستر آزمون عملکرد مبدل حرارتی در شکل (۱۱) نشان داده شده است. مطابق شکل (۱۰)، در فرایند آزمون از دیگ روغن با حداکثر دمای ۱۸۰ درجه سانتی گراد جهت تامین دمای مورد نیاز ناحیه گرم مبدل استفاده می شود. این سیال بطور پیوسته توسط یک پمپ گریز از مرکز وارد مبدل در حال تست می گردد. طرف سرد به یک برج خنک کن مدار باز جهت تامین دمای سیال سرد آزمون مجهز است. در این مدار نیز سیال توسط پمپ گریز از مرکز وارد مبدل می شود. از دو عدد دبی سنج الکترومغناطیس با دقت ۰/۱ لیتر بر دقیقه جهت اندازه گیری دبی سیال سرد و گرم استفاده می گردد. ۴ عدد ترانسدمتر فشار با دقت ۰/۰۷ بار به منظور اندازه گیری اختلاف فشار سیال سرد و گرم مورد استفاده قرار گرفته است. همچنین، دمای سیال سرد و گرم توسط سنسورهای دمای نوع PT100 با دقت ۰/۵ درجه سانتی گراد اندازه گیری شده است.

نام تجهیز	شماره
صفحه حرارتی مبدل حرارتی صفحه و قاب	۱
مبدل حرارتی صفحه و قاب	۲
سیستم پمپاژ	۳
مخزن آب گرم	۴
دبی سنج	۵
سنسور فشار	۶
سنسور دما RTD	۷
تابلو برق	۸

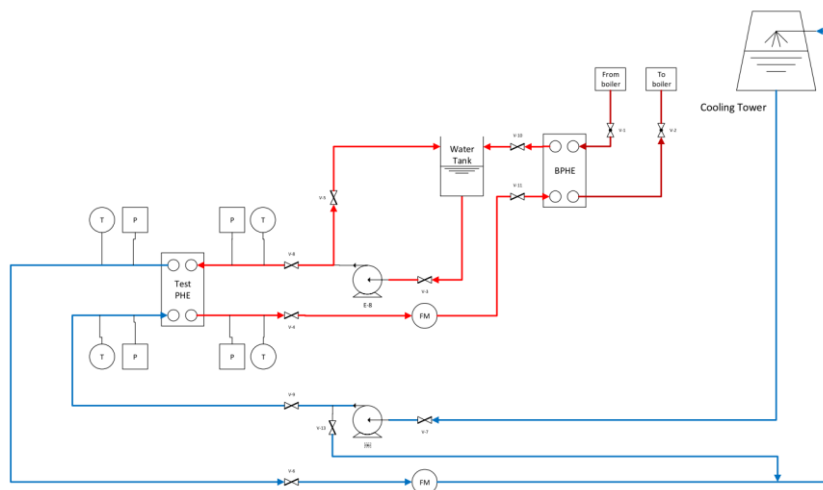


(الف)



(ب)

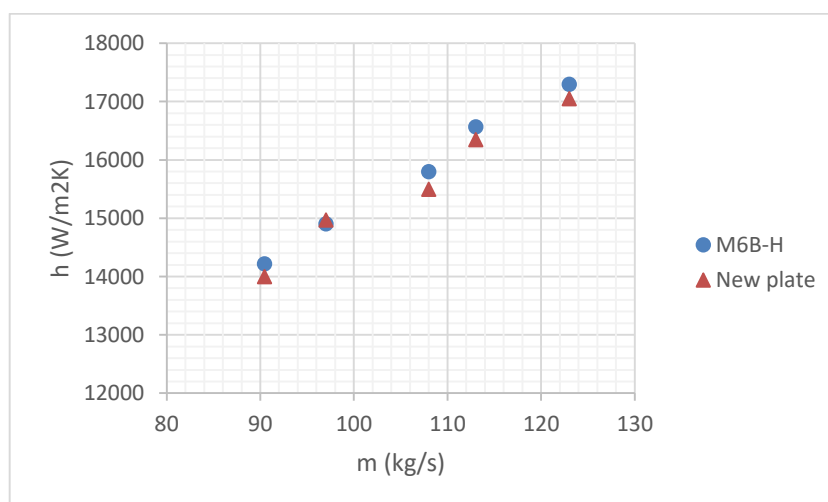
شکل ۱۰- ساخت و آزمایش مبدل حرارتی صفحه‌ای؛ الف) صفحه حرارتی مبدل صفحه‌ای پیشنهادی، ب) تجهیزات آزمایشگاهی



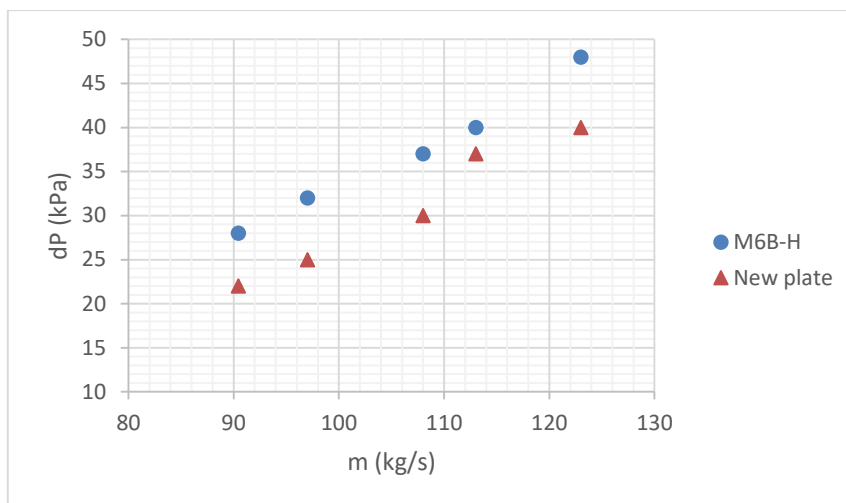
شکل ۱۱- دیاگرام فرآیندی بستر آزمون عملکرد مبدل حرارتی

#### ۴-۲- نتایج آزمایشگاهی مبدل حرارتی پیشنهادی

با توجه به اینکه در مجموعه تست عملکرد مبدل؛ دبی مبدل از طریق شیرهای کنترل جریان به مقدار دلخواه قابل تنظیم می‌باشد، لذا پس از پایا شدن پارامترهای آزمون، پارامترهایی مانند دما، فشار و دبی مبدل برای حداقل چهار دبی مختلف بررسی گردید. همچنین، پس از انجام تست، افت فشار و ضریب انتقال حرارت ثبت شد. در شکل (۱۲) ضریب انتقال حرارت صفحه پیشنهادی با مبدل M6B مقایسه شده است. مطابق شکل (۱۲)، ضریب انتقال حرارت مبدل جدید پیشنهادی حدود ۳٪ از مبدل M6B کمتر است. دلیل این افت ۳ درصدی، زاویه شورون کمتر صفحه پیشنهادی نسبت به مدل M6B می‌باشد. در شکل (۱۳) افت فشار مبدل پیشنهادی و مبدل M6B به ازای دبی‌های مختلف جریان ارائه شده است. مطابق این شکل؛ افت فشار مبدل پیشنهادی در تمامی بازه دبی‌های کاری مبدل، کمتر از مدل M6B می‌باشد. این کاهش افت فشار بطور میانگین برابر با ۲۰٪ است.



شکل ۱۲- نتایج ضریب انتقال حرارت برای مدل M6B و مبدل جدید



شکل ۱۳- نتایج افت فشار برای مدل M6B و مبدل جدید

می توان نتیجه گرفت که مبدل جدید با افت فشار کمتر نسبت به مدل M6B دارای ضریب انتقال حرارت قابل قبول است. این موضوع بهبود راندمان مبدل، کاهش انرژی مصرفی جهت پمپاژ سیال و هزینه پایین تر پمپ مورد نیاز را در پی خواهد داشت. در نتیجه طرح پیشنهادی شکل شورون های صفحات مبدل با افزایش آشفتگی و شکست لایه مرزی سیال قادر به بهبود راندمان مبدل نسبت به طرح موجود M6B است.

## ۵- عدم قطعیت

عدم قطعیت داده های آزمایش به روش ریشه مجموع مربع داده های ورودی و براساس رابطه زیر قابل محاسبه می باشد:

$$\delta R = \left[ \sum_{j=1}^M \left( \frac{\partial R}{\partial X_j} \delta X_j \right)^2 \right]^{1/2} \quad (9)$$

عدم قطعیت محاسبه شده برای عدد رینولدز، ضریب اصطکاک و ناسلت به ترتیب برابر با ۳/۳۶٪، ۶/۱۶۸٪ و ۸/۲٪ می باشد.

## ۶- نتیجه گیری

در این مقاله، یک الگوی جدید هندسی به منظور استفاده از ناحیه انتقال حرارت صفحات مبدل حرارتی صفحه ای پیشنهاد گردید. بهره گیری از شورون های شکست دار پیشنهادی در طرح مبدل ارائه شده موجب شکست در مسیر حرکت سیال و کاهش ضخامت لایه مرزی می گردد. این امر سبب افزایش شدت آشفتگی در کانال شده و باعث بهبود عملکرد حرارتی مبدل در افت فشارهای پایین می شود. در کار حاضر، رفتار سیال و چگونگی انتقال حرارت کانال های مبدل پیشنهادی با روش عددی شبیه سازی گردید. همچنین، با ساخت یک نمونه

<sup>1</sup> Root-sum-square combination

مبدل ۲۱ صفحه ای و تست آن با تجهیزات آزمایشگاهی، عملکرد آن با مدل مشابه تجاری مقایسه شد. نتایج شبیه سازی عددی و همچنین آزمایشگاهی مبین آن است که افت فشار مدل پیشنهادی حداقل حدود ۲۰٪ کمتر از مدل های مشابه معتبر تجاری بوده در حالی است که کاهش ضریب انتقال حرارت کمی حدود ۳٪ نسبت به آن مدل ها داشته است.

## مراجع

- [1] Soontarapiromsook, J., Mahian, O., Dalkilic, A.S., and Wongwises, S., "Effect of Surface Roughness on the Condensation of R-134a in Vertical Chevron Gasketed Plate Heat Exchangers", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 91, pp. 54-63, (2018).
- [2] Galeazzo, F. C., Miura, R. Y., Gut, J. A., and Tadini, C. C., "Experimental and Numerical Heat Transfer in a Plate Heat Exchanger", *Chemical Engineering Science*, Vol. 61, No. 21, pp. 7133-7138, (2006).
- [3] Lin, J., Huang, C., and Su, C., "Dimensional Analysis for the Heat Transfer Characteristics in the Corrugated Channels of Plate Heat Exchangers", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, No. 3, pp. 304-312, (2007).
- [4] Kumar, V., Tiwari, A. K., and Ghosh, S. K., "Effect of Chevron Angle on Heat Transfer Performance in Plate Heat Exchanger using ZnO/water Nanofluid", *Energy Conversion and Management*, Vol. 118, pp. 142-154, (2016).
- [5] Li, W., Li, H. X., Li, G. Q., and Yao, S. C., "Numerical and Experimental Analysis of Composite Fouling in Corrugated Plate Heat Exchangers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 63, pp. 351-360, (2013).
- [6] Tovazshnyansky, L.L., Kapustenko, P.O., Khavin, G.L., and Arsenyeva, O.P., "PHEs in Industry", NTU KhPI, Kharkiv, Ukraine, (2004).
- [7] Sundén, B., Manglik, R. M., and Wang, L., "Plate Heat Exchangers: Design, Applications and Performance", *Wit Press*, Vol. 11, pp. 8-45, (2007).
- [8] Wang, Y. N., Lee, J.P., Park, M.H., Jin, B.J., Yun, T.J., and Song, Y.H., "A Study on 3D Numerical Model for Plate Heat Exchanger", *Procedia Engineering*, Vol. 174, pp. 188-194, (2017).
- [9] Luan, Z. J., Zhang, G. M., Tian, M. C., and Fan, M.X., "Flow Resistance and Heat Transfer Characteristics of a New-type Plate Heat Exchanger", *Journal of Hydrodynamics*, Vol. 20, No. 4, pp. 524-529, (2008).
- [10] Khan, T., Khan, M., Chyu, M. C., and Ayub, Z., "Experimental Investigation of Single Phase Convective Heat Transfer Coefficient in a Corrugated Plate Heat Exchanger for Multiple Plate Configurations", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 8-9, pp. 1058-1065, (2010).

- [11] Kumar, B., Soni, A., and Singh, S., "Effect of Geometrical Parameters on the Performance of Chevron Type Plate Heat Exchanger", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 91, pp. 126-133, (2018).
- [12] Focke, W., and Knibbe, P., "Flow Visualization in Parallel-plate Ducts with Corrugated Walls", *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 165, No. 1, pp. 73-77, (1986).
- [13] Gaiser, G., and Kottke, V., "Effects of Wavelength and Inclination Angle on the Homogeneity of Local Heat Transfer Coefficients in Plate Heat Exchangers", in *International Heat Transfer Conference 11*, Kyongju, Korea, 23-28 August (1998).
- [14] Pinto, J., and Gut, J., "A Screening Method for the Optimal Selection of Plate Heat Exchanger Configurations", *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 19, No. 4, pp. 433-439, (2002).
- [15] Faizal, M., and Ahmed, M. R., "Experimental Studies on a Corrugated Plate Heat Exchanger for Small Temperature Difference Applications", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 36, pp. 242-248, (2012).
- [16] Kumar, V., Tiwari, A. K., and Ghosh, S. K., "Effect of Variable Spacing on Performance of Plate Heat Exchanger using Nanofluids", *Energy*, Vol. 114, pp. 1107-1119, (2016).
- [17] Zhang, J., Diao, Y., Zhao, Y., and Zhang, Y., "Experimental study of TiO<sub>2</sub>-Water Nanofluid Flow and Heat Transfer Characteristics in a Multiport Minichannel Flat Tube", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 79, pp. 628-638, (2014).
- [18] Gulenoglu, C., Akturk, F., Aradag, S., Uzol, N.S., and Kakac, S., "Experimental Comparison of Performances of Three Different Plates for Gasketed Plate Heat Exchangers", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 75, pp. 249-256, (2014).
- [19] Durmuş, A., Benli, H., Kurtbaş, İ., and Gül, H., "Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop in Plate Heat Exchangers Having Different Surface Profiles", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, No. 5-6, pp. 1451-1457, (2009).
- [20] Jain, S., Joshi, A., and Bansal, P., "A New Approach to Numerical Simulation of Small Sized Plate Heat Exchangers with Chevron Plates", Vol. 129, pp. 291-297, (2007).
- [21] Jokar, A., and O'Halloran, S. P., "Heat Transfer and Fluid Flow Analysis of Nanofluids in Corrugated Plate Heat Exchangers using Computational Fluid Dynamics Simulation", *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, Vol. 5, No. 1, pp. 2-11, (2013).
- [22] Fernandes, C. S., Dias, R. P., Nóbrega J. M., and M. Maia, J., "Laminar Flow in Chevron-type Plate Heat Exchangers: CFD Analysis of Tortuosity, Shape Factor and Friction Factor", *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, Vol. 46, No. 9, pp. 825-833, (2007).
- [23] Gullapalli, V. S., and Sundén, B., "CFD Simulation of Heat Transfer and Pressure Drop in Compact Brazed Plate Heat Exchangers", *Heat Transfer Engineering*, Vol. 35, No. 4, pp. 358-366, (2014).

- [24] Muthuraman, S., "Investigation of Brazed Plate Heat Exchangers with Variable Chevron Angles", American J. of Engineering Research, Vol. 2, pp. 90-107, (2013).
- [25] Shaji, K., and Das, S. K., "Effect of Plate Characteristics on Axial Dispersion and Heat Transfer in Plate Heat Exchangers", Journal of Heat Transfer, Vol. 135, No. 4, pp. 1591-1602, (2013).

### فهرست نمادهای انگلیسی

سطح عبوری جریان	$A_{ch}$
ضریب ثابت انتقال حرارت	$b$
ضریب ثابت انتقال حرارت	$c$
قطر هیدرولیکی کانال	$D_{ch}$
ضریب اصطکاک	$f$
ضریب حرارت متوسط روی سطح	$h$
ضریب ثابت افت فشار	$K$
فاصله مرکز تا مرکز ورودی تا خروجی پورت	$L$
ضریب ثابت اصطکاک	$m$
ضریب ثابت انتقال حرارت	$n$
عدد ناسلت	$Nu$
محیط تر شده	$P$
عدد پرانتل	$Pr$
شار حرارتی	$q_{wall}$
عدد رینولدز	$Re$
سرعت متوسط	$U_p$
عرض کانال	$W_{ch}$
ضریب ثابت انتقال حرارت	$y$
ضریب ثابت انتقال حرارت	$z$

### نمادهای یونانی

افت فشار کل	$\Delta P$
افت فشار کانال	$\Delta P_{ch}$
افت فشار پورت	$\Delta P_p$



چگالی	$\rho$
ویسکوزیته دینامیکی سیال	$\mu$
ویسکوزیته دینامیکی دیواره سیال	$\mu_{wall}$
عمق پرس کاری شده	$\delta$
دبی جرمی	$\dot{m}$
ضریب هدایت حرارتی سیال	$\lambda$

**Abstract**

In this paper the hydraulic and thermal performance of a new design of a plate heat exchanger using simulation and laboratory methods is investigated. In the proposed plate heat exchanger design, first the special geometry including the proposed curved Chevron pattern for the heat transfer zone in the plates is introduced. The results of this proposed plate heat exchanger are evaluated by laboratory method with M6B plate heat exchanger.

The simulation and laboratory results show that while maintaining the heat efficiency of the converter, the pressure drop is significantly reduced. This significant reduction in pressure drop of the proposed model leads to a reduction in the number of plates and savings in raw material consumption, reducing the capacity and energy consumed by the pump for fluid transfer, production time and installation space.