پانزدهمین کنفرانس سالانه (بین المللی) مهندسی مکانیک **ISME2007**
ایران ، تهران، دانشگاه صنعتی امیر کبیر ۲۵-۲۷ اردیبهشت ۱۳۸۶
ISME2007-1078

بررسي عددي جريان و انتقال حرارت در دو نوع كانال مواج

محمد حسن جوارشکیان
دانشیار- دانشگاه تبریز، دانشکده مهندسی مکانیک
djavaresh@tabrizu.ac.ir

محمد تقی شروانی تبار
دانشیار- دانشگاه تبریز، دانشکده مهندسی مکانیک
msherv@tabrizu.ac.ir

ابوالفضل حاجی زاده اقدم
کارشناس ارشد- دانشگاه تبریز، دانشکده مهندسی مکانیک
Abolfazl_hajizade@yahoo.com

چکیده:
در این مقاله جریان سیال آرام و انتقال حرارت در دو نوع کانال مواج توسط یک روند عددی، شبیه سازی شده است. در روند عددی فوق از یک الگوریتم فشار مبنا برای حل معادلات ناویر استوکس استفاده شده و گسسته سازی شارها در روی سطوح سلول با دقت مرتبه دو بالا دست انجام گرفته است. جریان مذکور در دو نوع هندسه متفاوت از این نوع کانالها مورد مطالعه قرار گرفته، و تأثیر زاویه انحنا کانالها در محدوده اعداد رینولدز $300 \le \mathrm{Re} \le 1400$ بر افزایش انتقال حرارت و افت فشار در کانال بررسی شده است. در تحقیق فوق علاوه بر استخراج جزئیات بیشتری از حرکت گردابه‌های سیال در نقاط بحرانی و تاثیر آنها در انتقال حرارت، مقایسه‌ای بین نتایج دو کانال انجام گرفته است. بمنظور اعتبار بخشیدن به روند شبیه سازی، مقایسه‌ای با داده های تجربی انجام شده، که تطابق خوبی بین نتایج عددی و تجربی دیده می شود.

کلمات کلیدی: جریان آرام- انتقال حرارت- کانال مواج- عدد نوسلت

مقدمه

امروزه در صنعت مبدلهاي حرارتي صفحه‌اي، کانال های مواج کاربرد زيادي دارند. اين نوع مبدلهاي حرارتي افزايش انتقال حرارت و اختلاط بهتر سيال را بهمراه دارند. مطالعات صورت گرفته نشان می دهد که جریان در مبدلهاي حرارتي با سطوح مواج، پيچيده‌تر و انتقال حرارت تا حد ٢ الي ٣ برابر نسبت به مبدلهاي حرارتي با سطوح مستقيم افزايش می یابد[١-٥]. اين افزايش انتقال حرارت بدليل رشد سريعتر لايه مرزي ، اختلاط بهتر سيال و افزايش سطح انتقال حرارت در واحد طول كانالهاي مواج مي‌باشد. تحقیقات تجربی در رابطه با مشخصه‌هاي هندسي نظير عرض كانال (W) ، طول موج كانال (L) و زاويه انحنا (B) صورت گرفته است[٦-٧]. نتايج محققين اخير نشان می دهد که عدد نوسلت با افزایش عدد رینولدز افزایش می‌یابد. همچنین تحقیقات تجربی بر روی کانال های فوق نیز انجام شده است[٨-٩]. در آنالیز تجربی امکان استخراج داده ها محدود می باشد بعبارت دیگر اطلاعات کمتری را می توان از نقاط بحرانی که فضای کمی را شامل شده‌اند، استخراج نمود. بر خلاف روش تجربی، در تحلیل عددی می توان بدون هیچ محدودیتی و با هزینه کمتری به تمام اطلاعات مورد نظر دسترسی پیدا نمود.

هدف از این تحقیق شبیه سازی جریان آرام و انتقال حرارت در کانال‌های مواج توسط روند عددی می باشد. در این تحقیق جریان فوق در دو نوع هندسه متفاوت از این نوع کانالها که شامل کانالهاي Chevron $(R/D_h = 0)$ وكانالهاي Wavy $(R/D_h > 0)$ مي‌باشد (R شعاع انحنا و D_h قطر هيدروليكي كانال است) مورد مطالعه قرار گرفته، و تأثير زاويه انحنا (B) و شكل كانال در محدوده اعداد رينولدز $300 \le \mathrm{Re} \le 1400$ بر روی انتقال حرارت و افت فشار بررسی شده است. در تحقیق فوق علاوه بر استخراج جزئیات بیشتری از حرکت گردابه های سیال در نقاط بحرانی و تاثیر آنها در انتقال حرارت، مقایسه‌ای بین نتایج دو کانال انجام گرفته و تاثیر کانالها بواسطه تغییرات زاویه انحنا تحلیل شده است. همچنین قسمتی از نتایج با داده های تجربی موجود مورد مقایسه قرار گرفته، که تطابق خوبی را نشان می دهند.

معادلات اساسی و الگوریتم حل

معادلات اساسي که بقاي جرم، ممنتوم و اسكالر را بيان ميكند در حالت برداري و مستقل از سيستم مختصات به صورت زير بيان ميشوند:

$$div(\vec{V}) = 0 \qquad (١)$$

$$\partial(\rho\vec{V})/\partial t + div(\rho\vec{V} \otimes \vec{V} - \vec{T}) = \vec{S}_v \qquad (٢)$$

$$\partial(\rho\phi)/\partial t + div(\rho\vec{V}\phi - \vec{q}) = S_\phi \qquad (٣)$$

ρ چگالي، $\vec{V}$ بردار سرعت و ϕ به عنوان يك متغير مستقل اساسي است كه در اين شبيه سازی مبين درجه حرارت می باشد. $\vec{T}$ تانسور تنش است و براي يك سيال نيوتني به صورت زير بيان ميشود:

$$\vec{T} = -P\vec{I} + 2\mu\vec{D} \qquad (٤)$$

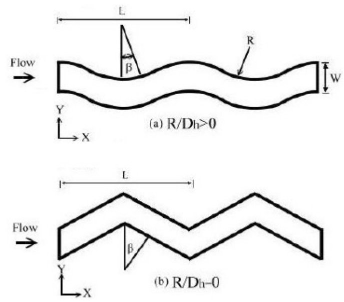
$\vec{q}$ بردار شار اسکالر است و از قانون فوریه بدست مي آيد:

$$\vec{q} = \Gamma_{\phi} \, \mathrm{grad} \, \phi \qquad (۵)$$

انتگرالگيري از معادله (۳) روي المان حجمي و استفاده از تئوري ديورژانس به برقراري تعادل بين ترمهاي شار جابجائي و پخش، بعلاوه ترم چشمه ميشود. پس از گسسته سازی معادلات به روش حجم محدود، توسط یک الگوریتم (SIMPLEC) که فشار بعنوان متغیر اصلی می باشد حل می شود. در گسسته سازی شاره ها از درون یا برون یابی مرتبه دوم بالا دست استفاده شده است.

بیان مسئله

شکل۱ شماتیکی از دو نوع کانال Wavy و Chevron را نشان می دهد که اطلاعات هندسی کانالها در جدول ۱ آورده شده است . زاویه انحنا از $\pi/6$ تا $\pi/4$ برای هر دو کانال تغییر و نسبت R/D_h از ۲/۳ تا ۳/۲۵ تغییر داده شده است. دیواره از جنس فولاد بوده و هوا مانند سیال عملگر استفاده میشود . صفحات مواج در دماي ثابت $T = T_w$ (T_w معرف دماي ديواره است) نگهداشته می شوند.



شکل ۱ : شماتیکی از دو کانال

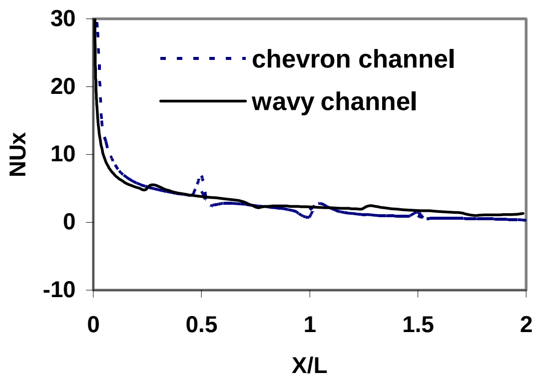
جدول ۱: اطلاعات هندسی کانالها

نوع کانال	B	$\frac{R}{D_h}$	$\frac{W}{D_h}$
Wavy	$\frac{\pi}{6}$	3.25	0.55
	$\frac{\pi}{4}$	2.3	0.55
Chevron	$\frac{\pi}{6}$	0	0.55
	$\frac{\pi}{4}$	0	0.55

نتایج

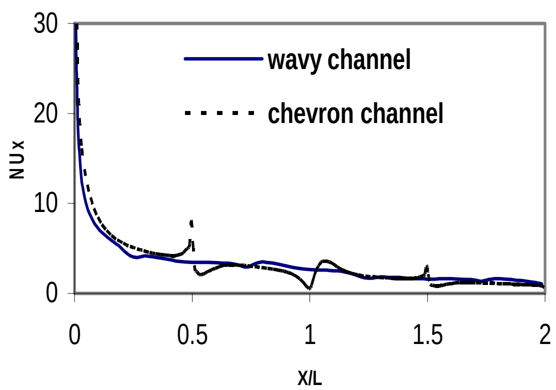
محاسبات در اعداد رينولدز ۳۰۰ و ۱۴۰۰ با زاويه انحنا $\pi/6$ و $\pi/4$ براي هر دو نوع کانال chevron و wavy انجام شده است.

شکل ۲ تغييرات نوسلت موضعي (Nu_x) براي عدد رينولدز ۳۰۰ در مورد هر دو نوع کانال chevron و wavy روی دیواره پایینی با زاويه انحنا $\pi/6$ را نشان مي‌دهد .



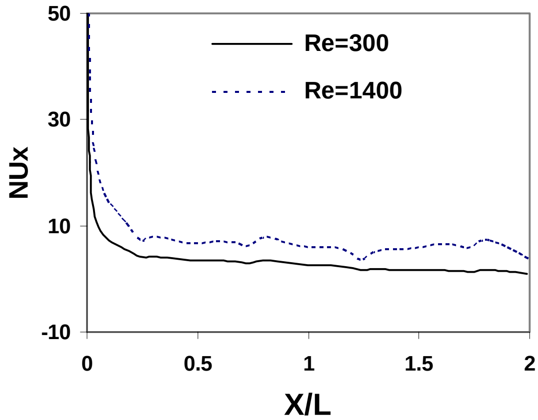
شکل۲: مقايسه عدد نوسلت برای ديواره پاييني دو نوع کانال در $\mathrm{Re} = 300, B = \pi/6$

همانطور که مشاهده مي‌شود در مرز ورودی کانال، عدد نوسلت مقدار بزرگي دارد و بتدريج كاهش مي‌يابد . در ورود، جريان خنك كننده در تماس با ديوار جامد گرم بدليل اختلاف دمای زياد، يك انتقال حرارت جابجايي بزرگ را به همراه دارد، اما بتدریج که جريان از کانال عبور داده می شود اختلاف دمای سيال و ديواره کمتر شده و باعث کاهش عدد نوسلت می گردد. همانطور که مشاهده مي‌شود درکانال Chevron پرشهايي در عدد نوسلت ديده مي‌شود، كه تغييرات شديد فوق بدليل وجود گردابه (wake) در گوشه‌هاي تيز اين نوع كانال مي‌باشد . شکل ۳ شبيه سازی جريان در دو كانال فوق با زاويه انحنای $\pi/4$ را نشان می دهد. نوسلت موضعي بر روی ديواره پاييني در عدد رينولدز ۳۰۰ استخراج و در شکل نشان داده شده است. اختلاف نتايج مشابه نتايج شکل قبل قابل تفسير می باشد با اين تفاوت كه هر چه زاويه B كمتر می شود تغييرات عدد نوسلت در محل تقاطع صفحات كانال Chevron كاهش می يابد .



شکل ۳: مقايسه عدد نوسلت برای ديواره پاييني دو نوع کانال در $\mathrm{Re} = 300, B = \pi/4$

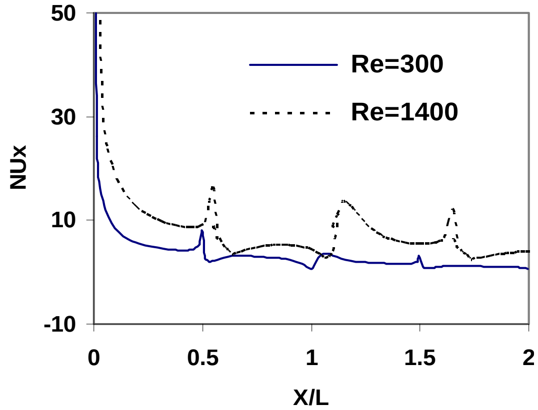
در شکل ٤ تغییرات عدد نوسلت موضعي براي كانال Wavyبا زاويه انحنا $\pi/6$ براي هر دو عدد رینولدز ۳۰۰ و ۱٤۰۰ نشان داده شده است . همانطور



شکل ٤: تغییرات عدد نوسلت موضعي در اعداد رینولدز مختلف در امتداد طول ديواره پاييني كانال Wavy در $B = \pi/6$

که ملاحظه میشود با افزایش عدد رینولدز، میزان انتقال حرارت و در نتیجه عدد نوسلت افزایش مییابد.

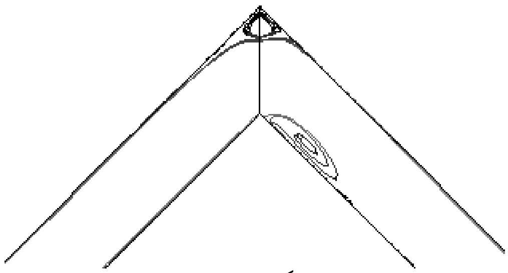
در شکل ٥ تغییرات عدد نوسلت موضعي براي كانال Chevron با زاويه انحنا $\pi/6$ براي هر دو عدد رینولدز ۳۰۰ و ۱٤۰۰ نشان داده شده است . ملاحظه



شکل ٥: تغییرات عدد نوسلت موضعي در اعداد رینولدز مختلف در امتداد طول ديواره پاييني كانال Chevron در $B = \pi/6$

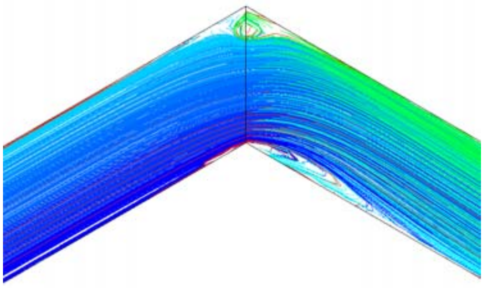
میشود که در این نوع کانال نیز با افزایش عدد رینولدز، میزان انتقال حرارت و در نتیجه عدد نوسلت افزایش مییابد. همچنین با افزایش عدد رینولدز تغییرات عدد نوسلت در محل تقاط ديواره های کانال افزایش می یابد که ناشی از قوت گرفتن بیشتر شدت جدایش جریان می باشد.

شکل ٦ مسیر حرکت سیال در نزدیکي ديواره در کانال Chevron با زاويه انحنا $\pi/4$ براي Re=300 را نشان میدهد . همانطور که ملاحظه می شود کانال نوع Chevron بدلیل تغییر ناگهانی در هندسه کانال، تغییرات شدیدی در نقاط مذکور برای عدد نوسلت بهمراه خواهد داشت که ناشی از گردابه های ایجاد شده می باشد که گردابه های فوق خود حامل افزایش انتقال حرارت و در نتیجه ازدیاد عدد نوسلت را به همراه دارند.



شکل ٦: شماتیکی از گردابه ها در محل تقاطع کانال

شکل ۷ شماتیکی از مسیر جریان در محل تقاطع کانال با زاويه $B = \pi/6$ را نشان می دهد. همانطور كه ملاحظه ميشود يك منطقه حباب چرخشي درگوشه های تیز کانال ایجاد شده است، كه سرعت سيال در اين قسمت بسيار ناچيز و در حد صفر است . گردابههايي كه در اين قسمتها ايجاد مي شوند نقش بسزايي در اختلاط جريان در اين نواحي دارند، بنابراين به دليل اين اختلاط و در نتيجه بر هم خوردن لايه مرزي گرمايي، عدد نوسلت و به تبع آن انتقال حرارت دراين نواحي افزايش مييابد.

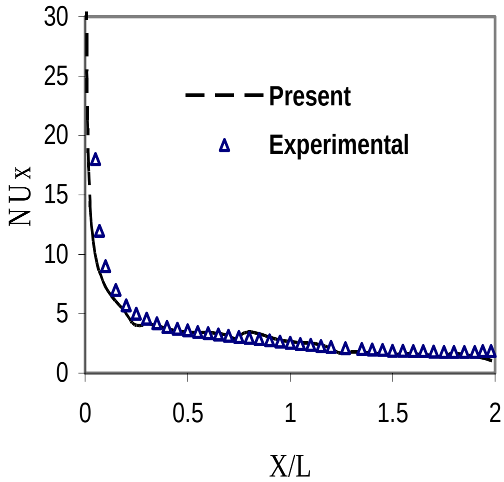


شکل ۷: شماتیکی از مسیر جریان محل تقاطع کانال با زاويه $B = \pi/6$

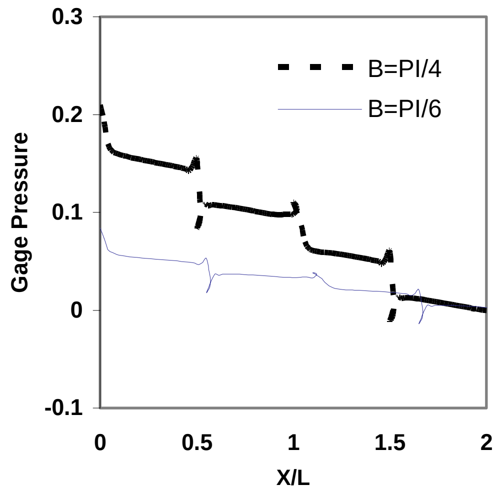
در شکل ۸ تغییرات عدد نوسلت موضعی براي كانال Wavy درديواره پاييني و Re=300 که با نتايج تجربي مقایسه شده است را نشان می دهد. نتایج این مقایسه روند شبیه سازی را تصدیق می نماید.

شکلهای ۹ و ۱۰ توزیع فشار نسبی در روی دیواره پایینی و بالائی کانال Chevron را در عدد رینولدز ۳۰۰ و دو زاویه B مختلف نشان می دهد. اگر چه همانطور که قبلا" اشاره گردید افزایش زاویه فوق باعث انتقال حرارت بیشتر می شود اما افزایش این زاویه افت فشار بیشتری را همراه خواهد داشت که در شکلهای اشاره شده بوضوح دیده می شود.

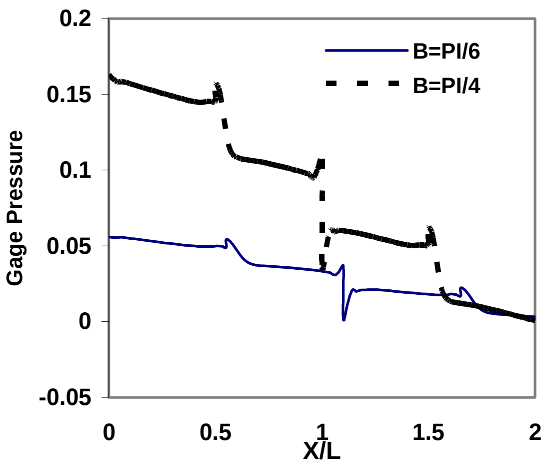
شکلهای ۱۱ و ۱۳ کانتورهای دما را برای دو کانال Wavy و Chevron بترتیب نشان می دهد همانطور که مشاهده می شود لایه مرزی گرمائی در کانال نوع Chevron بدلیل اختلاط بهتر سیال ناشی از جدایش جریان و وجود گردابه ها در محل تقاطع صفحات کانال، سریعتر رشد کرده و باعث افزایش انتقال حرارت و بتبع آن افزایش عدد نوسلت را بهمراه دارد. شکلهای ۱۲ و ١٤ کانتورهای سرعت براي دو کانال Wavy و Chevron با Re=300 و $B = \pi/4$ را نشان می‌دهد .



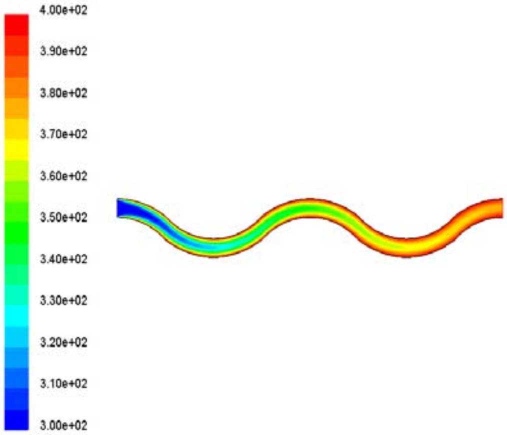
شکل ۸: مقایسه نتایج تجربی [۸] و عددی عدد نوسلت در دیواره پاييني کانال Wavy در $B = \pi/6$



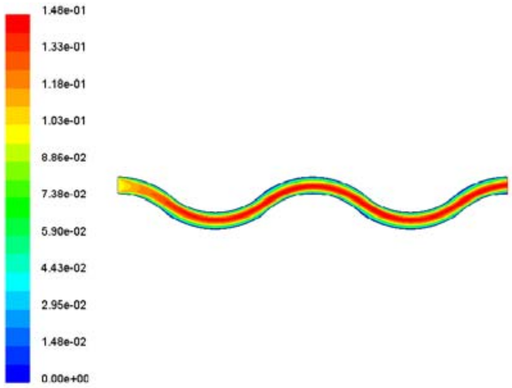
شکل ۹: توزیع فشار در امتداد طول دیواره پاييني کانال Chevron در Re=300 و $B = \pi/4$ و $B = \pi/6$



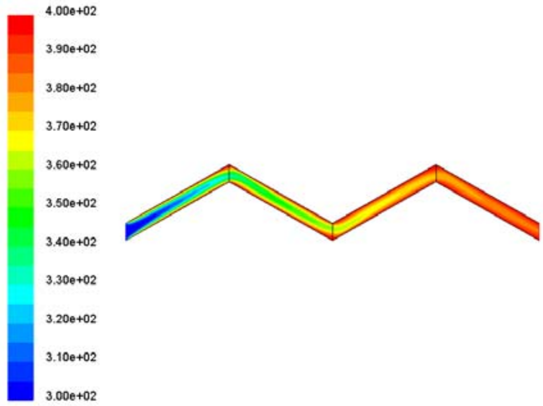
شکل ۱۰: توزیع فشار در امتداد طول دیواره بالائی کانال Chevron در Re=300 و $B = \pi/4$ و $B = \pi/6$



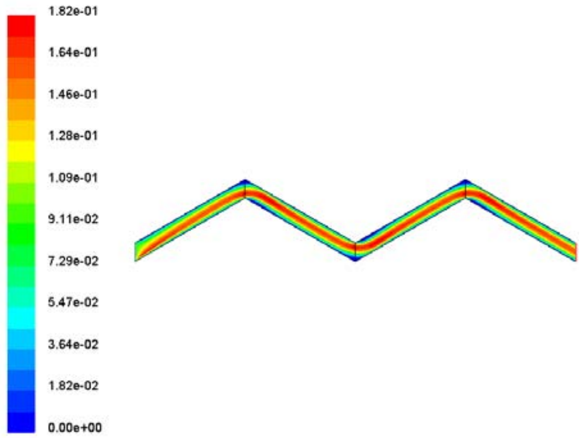
شکل ۱۱: کانتور دما براي کانال Wavy با Re=300 و $B = \pi/4$



شکل ۱۲: کانتور سرعت براي کانال Wavy با Re=300 و $B = \pi/4$



شکل ۱۳: کانتور دما براي کانال Chevron با Re=300 و $B = \pi/6$



شکل ١٤: کانتور سرعت براي کانال Chevron با Re=300 و $B = \pi/6$

نتیجه گیری

در این مقاله جریان سیال آرام و انتقال حرارت در دو نوع کانال مواج توسط یک روند عددی، شبیه سازی و قسمتی از نتایج با داده های تجربی مقایسه گردیده است. نتایج این تحقیق نشان می دهد که اولا" تطابق مناسب نتایج عددی با داده های تجربی روند شبیه سازی را تایید می نماید ثانیا" کانال نوع Chevron اختلاط بهتری از کانال نوع Wavy برای افزایش انتقال حرارت به همراه دارد ثالثا" هر چه زاویه تقاطع صفحات کانالها افزایش یابد اختلاط سیال بیشتر و انتقال حرارت افزایش می یابد رابعا" با افزایش زاویه تقاطع افت فشار نیز زیاد شده که یک فاکتور منفی می باشد.

مراجع

1. O'Brien J. E. and Sparrow, E. M., 1982, Corrugated-Duct Heat Transfer, Pressure Drop and Flow Visualization, Trans. ASME, J. Heat Transfer, vol. 104, pp. 410-416

2. Goldstein L. and Sparrow, Jr. E. M., 1977, Heat/Mass Transfer Characteristics for Flow in a Corrugated Wall Channel, Trans. ASME, J. Heat Transfer, vol. 99, pp. 187-195

3. Sparrow E. M. and Comb, J. W. , 1983, Effect of Inter-wall Spacing and Fluid Flow Inlet Conditions on a Corrugated-wall Heat Exchanger, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 26, pp. 993-1005

4. Sparrow, E. M. and Hossfeld, L. M., 1984, Effect of Rounding of Protruding Edges on eat Transfer and Pressure Drop in a Duct, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 24, pp. 1715-1723

5- Islamoglu, Y. and Parmaksizoglu, C., 2003, The Effect of Channel Height on the Enhanced Heat Transfer Characteristics in Corrugated Heat Exchanger Channel, Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp. 979-987

6- Rush, T. A., Newell T. A. and Jacobi, A. M., 1999, An Experimental Study of Flow and Heat Transfer in Sinusoidal Wavy Passages, Int. J. Heat and Mass Transfer, vol. 42, pp. 1545-1553

7- Muley A. and Manglik, R. M., 1999, Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger with Chevron Plates, Trans. ASME, J.Heat Transfer, Vol. 121, p.110-117

8- Lin, J.H., Nien Y.H., Su, C.C., 2005, Experiment Study On Heat Transfer Characteristics of Some Wavy Channels, 6th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics, April 17-21, Matsushima, Miyagi, Japan

9. Lee, Y. S., Sun Y. M. and Su, C. C. 2002, Experimental Study on Heat Transfer of Corrugated Characteristics of Some Wavy Channels, Experimental Thermal and Fluid Science