

بررسی عددی اثرات مکشی و دمشی جریان ثانوی در خنک کاری موانع مستطیلی با شار حرارتی ثابت مستقر در مجرای افقی

در این مقاله بررسی عددی هیدرودینامیک و انتقال حرارت جابجایی اجباری از موانع مستطیلی با شار حرارتی ثابت و با نسبت منظر کوچک مستقر در داخل کانال مستطیلی افقی با رژیم آشفته به روش خنک کاری غیر فعال انجام شده است. هدف از این مقاله کاربرد روش غیر فعال برای افزایش نرخ انتقال حرارت از موانع می باشد. هندسه مورد مطالعه در کار حاضر مشابه با خنک کاری اجزاء الکترونیکی روی برد ها می باشد. سه مانع مستطیلی طولی در کف کانال با فاصله مشخص از یکدیگر قرار گرفته اند. گردابه های بین موانع سبب مقاومت گرمایی شده و نرخ انتقال حرارت را پایین می آورد. لازم است این مقاومت گرمایی به نحوی با بکار بردن روش های افزایش انتقال حرارت خنثی شود. ایجاد سوراخ بین موانع با توجه به فشار متفاوت آنها نسبت به فشار محیط سبب ایجاد جریان ثانوی شده که روش مناسبی برای کاهش اثرات تله گرمایی است. این پدیده در منطقه باز گردشی (گردابه ای) بدون هیچ مصرف انرژی خارجی اتفاق می افتد که یک روش غیر فعال است. شبیه سازی عددی به توسط حل معادلات اساسی میدان های جریان سیال و معادله انرژی با روش حجم محدود به توسط نرم افزار *Phoenix* انجام شده است. نتایج عددی بدست آمده موافقت خوبی با نتایج تجربی بدست آمده توسط سایر محققان دارد. در این مقاله جریان اصلی هوا در دو حالت مکش و دمش در کانال ایجاد می شود. مقایسه بین این دو حالت به خاطر رفتار متفاوت گردابان فشار روی پدیده انتقال گرما انجام شده است. مقایسه در حالت های مختلف نشان می دهد که معیار ارزیابی عملکردی روش بکار رفته کاملاً وابسته به آرایش و موقعیت سوراخ ها می باشد.

امین علم قلیلو^۱

دانشجوی دکترا

اسماعیل اسماعیل زاده^۲

استاد

حسین شکوهمند^۳

استاد

واژه های راهنما: جابجایی اجباری، افزایش انتقال حرارت، موانع مستطیلی، خنک کاری غیر فعال

۱- مقدمه

خنک کاری برد های الکترونیکی داغ با جریان هوا یکی از رایج ترین روش ها در فن می باشد. همه برد های الکترونیکی از اجزاء خیلی کوچک ساخته شده اند که حرارت قابل ملاحظه ای تولید می کنند. خنک کاری این اجزاء با جریان هوا به صورت جابجایی اجباری از میان مجراهایی انجام می شود [۱].

۱ نویسنده مسئول، دانشجوی دکترا، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز Alamgholilou@tabrizu.ac.ir

۲ استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز Esmzadeh@tabrizu.ac.ir

۳ استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران hshokoh@ut.ac.ir

استفاده از سیستم های بهینه فعال و غیر فعال برای افزایش معیار ارزیابی عملکرد^۱ برای بورد ها ترجیح داده می شوند. روش های غیر فعال بدون هیچ مصرف انرژی خارجی هستند. مقاله حاضر براساس روش غیر فعال می باشد.

Zimparov و همکاران [۲] در سال ۲۰۰۶ در یک تحقیق تجربی عملکرد مبدل حرارتی لوله در لوله که در آن از نوار پیچیده شده برای افزایش انتقال حرارت در یک کانال حلقوی استفاده شده بود را مورد ارزیابی قرار داد. برای ارزیابی میزان سودمند بودن روش بکار گرفته شده معیارهای عملکرد وسیعی از دیدگاه های مختلفی مورد استفاده قرار گرفتند.

Sultan [۳] بررسی تجربی اثرات آرایش سوراخ ها را بین ریب های مستطیلی در داخل کانال مستطیلی انجام داده است. او نشان داده است که افزایش انتقال حرارت با بهم زدن گردابه ها بوسیله ایجاد سوراخ ها در بین ریب ها اتفاق می افتد.

Webb و همکاران [۴ و ۵] بررسی های تجربی بر روی الگوهای جریان برای فواصل مختلف بین ریب ها انجام داده اند. آنها نشان داده اند که اگر نسبت فاصله بین ریب ها به ارتفاع آن ها کمتر از ۸ باشد، تک گردابه ای در تمام ناحیه بین ریب ها ایجاد می شود.

عبدالرحمان و همکارانش [۶] بررسی تجربی و عددی جریان و انتقال حرارت را در یک مقطع مستطیلی با تزریق جریان ثانوی انجام داده اند. آنها اثرات تزریق هوا از محیط متخلخل را بر روی انتقال حرارت مقاطع مستطیلی بررسی کرده اند.

Arman&Rabas [۷ و ۸] در سال های ۱۹۹۱ و ۱۹۹۲ جریان دو بعدی آشفته روی ریب های مستطیلی را با استفاده از مدل $k-\epsilon$ بررسی کردند محاسبات در منطقه نزدیک دیواره و مرکز جریان بود و منطقه ای که در بین ریب ها جریان اصلی به سطح می چسبد با دقت زیادی پیش بینی شد نتایج آنها در توافق خوبی با نتایج بررسی های تجربی صورت گرفته توسط سایر دانشمندان بود.

Liou و همکاران [۹ و ۱۰] در سالهای ۲۰۰۲ و ۱۹۹۳ تأثیر ریب های متقاطع بر جریان را به صورت عددی بررسی کردند. آنها تأثیر ریب های با سوراخ را بررسی کردند. نتیجه بررسی های آنها این بود که ریب های سوراخدار نسبت به ریب های بدون سوراخ موجب افزایش بازده شده و مقدار راندمان عملکرد را بالا خواهد برد.

Leung و همکاران [۱۱] در سال ۱۹۹۹ برای افزایش نرخ انتقال حرارت در سطح صاف به وسیله روش غیرفعال با قرار دادن ریب های متقاطع در تونل باد به صورت تجربی مورد مطالعه قرار دادند. عدد رینولدز از ۵۰۰ تا ۲۰۰۰۰ با تغییر ارتفاع ریب ها از کف کانال و سرعت جریان تغییر می کرد آنها روابط همبستگی بین انتقال حرارت و ضریب اصطکاک را بر اساس عدد رینولدز بدست آوردند.

Sara و همکاران [۱۲] در سال ۲۰۰۱ افزایش انتقال حرارت و ممنوم به دلیل گذاشتن ریب های مستطیلی سوراخدار روابط همبسته ای را برای عدد نوسلت Nu متوسط و ضریب اصطکاک بدست آوردند و با ایجاد سوراخ در ریب ها درصد بالائی در صرفه جوئی انرژی را ایجاد کرده اند.

Buchlin و همکاران [۱۳] در سال ۲۰۰۲ در یک تحقیق تجربی انتقال حرارت جابجایی را در یک کانال با ریب های سوراخ دار مورد بررسی قرار دادند و بر تأثیر ضریب فضای خالی فاصله بین ریب ها و عدد رینولدز کانال بر روی افزایش انتقال حرارت تأکید کردند.

Moon and Lau [۱۴] در سال ۲۰۰۳ هیدرودینامیک و انتقال حرارت بین دو ریب سوراخدار در یک کانال مستطیل با رژیم آشفته برای آرایش های مختلف نامنظم و اعداد رینولدز بالای ۳۰۰۰۰ مورد مطالعه قرار دادند. آنها فهمیدند که ضریب انتقال حرارت به آرایش سوراخها بر روی ریب ها وابسته است.

Chandra و همکاران [۱۵] در سال ۲۰۰۳ در یک تحقیق تجربی هیدرودینامیک و انتقال حرارت در یک کانال مربعی با جریان آشفته کاملاً توسعه یافته با جاگذاری ریب به ترتیب در یک، دو، سه و چهار دیواره را مورد بررسی قرار داد. از نتایج تحقیق آنها می توان برای پیش بینی ضریب اصطکاک و ضریب انتقال حرارت با تغییر تعداد ریب ها در کانال های مربعی استفاده کرد ولی باید توجه کرد که از روابط همبسته آنها فقط در دامنه و تحقیق آنها می توان استفاده کرد. یکی از نقاط قابل توجه این تحقیق توجه به اثرات جریان ثانوی ناشی از سوراخ های کف کانال دراز بین بردن منطقه بازگردشی است. همچنین آنها نشان دادند که در منطقه باز چسبشی^۱ جریان اصلی به کف کانال ضریب انتقال حرارت بیشترین مقدار خود را دارد.

Lau و همکاران [۱۶] در سال ۲۰۰۳ در یک تحقیق تجربی با قرار دادن موانعی با سوراخ های مربعی در جریان آشفته یک کانال عریض توانستند انتقال حرارت را تا $4/7$ الی $6/3$ برابر حالتی که این موانع وجود نداشتند و جریان کاملاً توسعه یافته بود افزایش دهند.

Duttaa and Hossainnb [۱۷] در سال ۲۰۰۴ تحقیق تجربی با ریب های مایل و سوراخدار انجام دادند و نشان دادند که ضریب انتقال حرارت موضعی شدیداً وابسته به پارامترهای هندسی ریب ها است.

Changa و همکاران [۱۸] در سال ۲۰۰۸ در تحقیقات تجربی با استفاده از ریب های V شکل و پخ داده شده در افزایش انتقال حرارت در حدود $9/5$ الی $13/6$ برابر برای جریان ورقه ای، $6/3$ الی $6/9$ برابر برای جریان آشفته و برای جریان در جهت معکوسی 9 الی $12/3$ در رژیم ورقه ای و $4/3$ الی $5/7$ برابر در رژیم آشفته انتقال حرارت را افزایش دهند.

در سیستم های حرارتی افزایش نرخ انتقال حرارت موجب کاهش انتقال مومنتوم می شود. این پدیده عدم همسویی نامیده می شود. با قرارگیری ریب ها در کانال فشار و مومنتوم موضعی هر دو افت می کنند. بنابراین برای یک سرعت ورودی مشخص توان پمپ زیادی مورد نیاز است. از طرف دیگر وابسته به اثرات موضعی همچون اختلال و افزایش سطح تماس، انتقال حرارت افزایش می یابد. بنابراین ضروری است که یک همسویی مناسب بین این دو پدیده متضاد ایجاد شود. ایجاد سوراخ ها برای مکش در کانال موجب کم شدن این عدم همسویی بطور مؤثر می شود.

سوراخ کردن سوراخ های یکسان در فضای بین ریب ها بر روی سطح زیرین کانال یک گرادیان فشاری از محیط به سمت داخل کانال ایجاد می کند که موجب ایجاد جریان ثانوی نسبت به جریان اصلی کانال می شود. بنابراین ایجاد سوراخ ها بین ریب ها آرایش جریان را تغییر می دهد. با استفاده از آرایش های مناسب برای این سوراخ ها بر روی سطح زیرین کانال انتقال حرارت افزایش می یابد.

در کار حاضر برای اجتناب از تغییرات بی اعتدال در خواص فیزیکی سیال که موجب حل مجزای معادلات مومنتوم و انرژی می شود، اختلاف های دما بین سیال و ریب محدود شده است. همچنین تعداد ۹ آرایش مختلف برای سوراخ های بین ریب ها در نظر گرفته شده است. بهترین آرایش براساس نتایج عددی برای حالت های مکش و دمش و با توجه به معیار ارزیابی عملکرد بدست آمده است که وجه اختلاف کار حاضر با کار سایر محققان می باشد.

۲- شرح مسأله

هندسه و طرحواره مسأله چنانچه در شکل (۱) نشان داده شده است یک کانال مستطیلی افقی می باشد که در کف کانال سه مانع مستطیلی طویل با شار حرارتی ثابت و با نسبت منظر کوچک مستقر شده است. جریان هوا در دو حالت مکشی و دمشی توسط دمنده ای به ترتیب از سمت های راست و چپ وارد کانال می شود. وجود سوراخ های بین ریب ها در دو حالت سبب به هم ریختگی منطقه باز گردشی خواهد شد اما جریان های ثانوی به واسطه گرادیان فشار بین کانال و محیط در دو جهت متفاوت خواهند بود. در حالت مکش فشار محیط چون بیشتر از فشار کانال است گرادیان فشار به سمت مرکز جریان از دیواره بین ریب ها خواهد بود در صورتی که در حالت معکوس گرادیان فشار به سمت دیواره کاهش یافته و قسمتی از جریان از طریق سوراخ ها به بیرون هدایت می شود. بنابراین اثرات افزایش انتقال حرارت در دو حالت مکش و دمش متفاوت خواهند بود و مقایسه آنها برای کمی کردن اطلاعات از اهمیت زیادی برخوردار است که در این کار به آن توجه شده است. اندازه موانع بصورت $120\text{ mm} \times 16\text{ mm} \times 27\text{ mm}$ می باشد که این موانع به فاصله معین 15 mm از همدیگر قرار گرفته اند. بعضی روابط پارامتری بصورت زیر می باشند:

$$\beta = (n\pi d^2/4)/(Wb) \quad (1)$$

که n , d , W و b به ترتیب تعداد و قطر سوراخ ها، عرض کانال و ارتفاع ریب ها می باشند. در این بررسی عددی $\beta = 0.02618$ می باشد.

دمای بی بعد θ :

$$\theta = f(\text{Re}_L, H/L, b/L, S/L) = f(\text{Re}_{D_h}, b/D_h, S/D_h, L/D_h) = [(T_i - T_o)/(q_w L/K)] \quad (2)$$

عدد رینولدز:

$$\text{Re}_L = \frac{u_o L}{\nu}, \quad \text{Re}_{D_h} = \frac{u_o D_h}{\nu} \quad (\text{Re}_{D_h} = 4.44 \text{Re}_L) \quad (3)$$

Re_L و Re_{D_h} به ترتیب اعداد رینولدز بر حسب طول مانع و قطر هیدرولیکی کانال می باشند. اعداد گرافش و ریچاردسون:

$$\text{Gr} = g\beta_1 q(L+2b)L^3/(K\nu^2), \quad \text{Ri} = \frac{\text{Gr}}{\text{Re}_L^2} \quad (4)$$

که T_o , u_o , K , ν , β_1 , q_w و T_i به ترتیب دمای ورودی سیال، سرعت سیال، ضریب رسانش گرمایی هوا، ویسکوزیته سینماتیکی، ضریب انبساط حرارتی هوا، شار حرارتی ثابت بر روی ریب ها و دمای موضعی سطحی می باشند. Re_L و Re_{D_h} به ترتیب اعداد رینولدز بر حسب عرض مانع و قطر هیدرولیکی کانال

می باشند. در این کار دامنه اعداد رینولدز بصورت $376 \leq Re_L \leq 6170$ یا $1670 \leq Re_{d_h} \leq 27404$ و دامنه عدد ریچاردسون بصورت $1.733 \times 10^{-10} \leq Ri \leq 6.436 \times 10^{-10}$ می باشد. با توجه به مقادیر خیلی کم عدد ریچاردسون $Ri \ll 1$ ، انتقال حرارت فقط بصورت جابجایی اجباری صورت می گیرد. عدد نوسلت موضعی Nu_{hx} در امتداد سطح موانع مستطیلی همراه با سوراخ ها بصورت زیر می باشد:

$$Nu_{hx} Passive = hL/K = q_w L / (T_i - T_o) K \quad (5)$$

عدد نوسلت متوسط برحسب دمای متوسط سطح موانع مستطیلی بدون سوراخ ها بصورت زیر تعریف می شود:

$$Nu_{hx} Plain = qL / (\bar{T}_i - T_o) K \quad (6)$$

عدد $Nu_{hx} Passive$ با خنک کاری غیر فعال و عدد $Nu_{hx} Plain$ بدون خنک کاری غیر فعال می باشد. نسبت افزایش آهنگ انتقال حرارت بصورت زیر تعریف می شود:

$$\%Enhancement = Nu_{hx} Passive / Nu_{hx} Plain \quad (7)$$

راندمان عملکرد افزایش انتقال حرارت بصورت زیر تعریف می شود:

$$\eta_e = \frac{j/j_s}{f/f_s} = j/j_s \times f_s/f \quad (8)$$

که زیرنویس S اشاره به حالت صاف، F اشاره به ضریب اصطکاک و J اشاره به ضریب انتقال حرارت ژول-کولبرن دارند. رابطه بین J و F توسط آنالوژی رینولدز بصورت زیر می باشد:

$$St.Pr^{2/3} = j = f/2 \quad (9)$$

برای حالت دائمی جریان فن، ناپایداری جریان ناچیز است. بنابراین داریم:

$$\frac{f_s}{f} = \frac{\Delta P_s}{\Delta P} = \frac{POW_s}{POW} \quad (10)$$

که POW توان جریان مکشی و دمشی و ΔP افت فشار می باشند. نهایتاً راندمان عملکرد افزایش انتقال حرارت بصورت زیر بدست می آید [۵]:

$$\eta_e = \frac{Nu}{Nu_s} \times \frac{POW_s}{POW} \quad (11)$$

۳- معادلات اساسی و شرایط مرزی حاکم

معادلات اساسی برای جریان سه بعدی، دائمی، لزج و آشفته بصورت زیر می باشند:

معادله پیوستگی

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (12)$$

معادلات مومنوم

$$\rho(\bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \bar{u}_i' \bar{u}_j') \quad (13)$$

معادله انرژی

$$\left(\bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}_j}{\partial x_i}\right) = \alpha \frac{\partial^2 \bar{T}_i}{\partial x_i^2} - \frac{\partial}{\partial x_i} (u'T')$$

(۱۴)

معادلات انتقال توربولانس [۱۹]:

$$\bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_T}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \nu \nabla^2 k$$

معادله k (۱۵)

با

$$\nu_T = 0.09 \frac{k^2}{\varepsilon}$$

معادله ε

$$\bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \left(C_\varepsilon \frac{K}{\varepsilon} \bar{v}_{kl} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_l} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon P}{K} = -C_{\varepsilon 2} f_\varepsilon (R_T) \frac{\varepsilon}{K} \left[\varepsilon - 2\nu \left(\frac{\partial \sqrt{K}}{\partial n} \right)^2 \right] +$$

(۱۶)

$$\nu C_{\varepsilon 3} \bar{v}_{ij} \frac{K}{\varepsilon} \frac{\partial^2 \bar{u}_k}{\partial x_i \partial x_l} \frac{\partial^2 \bar{u}_k}{\partial x_j \partial x_l} + \nu \nabla^2 \varepsilon$$

با

$$f_\varepsilon (R_T) = 1 - \frac{2}{9} \exp(-R_T^2 / 36)$$

$$R_T = K^2 \nu \varepsilon$$

$$C_\varepsilon = 0.15, C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.92, C_{\varepsilon 3} = 2$$

۴- شرایط مرزی

- ۱- شرط مرزی فشار ورودی برای سمت چپ کانال برای حالت مکش
- ۲- شرط مرزی سرعت ورودی برای سمت چپ کانال برای حالت دمشی
- ۳- شرط مرزی فن برای سمت راست کانال برای حالت مکش
- ۴- شرایط مرزی فشار خروجی برای سمت راست کانال برای حالت دمشی
- ۵- دیواره های آدیاباتیک کانال بجز دیواره های ریب ها
- ۶- شار حرارتی ثابت برای سطح ریب ها
- ۷- شرط مرزی تقارن در وسط میدان جریان
- ۸- شرایط مرزی فشار ورودی و فشار خروجی برای سوراخ ها به ترتیب برای حالات مکش و دمشی
- ۹- در کلیه محاسبات جریان ورودی با دمای $25^\circ C$ و فشار 100 kPa مورد نظر است.

۵- شبکه بندی و حل عددی معادلات

شبیه سازی عددی به منظور آشکار سازی اثرات تزریق روی میدان اصلی جریان و پدیده های انتقال با روش حجم محدود توسط نرم افزار Phoenix [۲۰] بر روی معادلات اساسی میدان های جریان سیال انجام گرفته است. شبیه سازی عددی در حالت بدون وجود سوراخ ها^۱ و با وجود سوراخ ها^۱ در آرایش ها و

موقعیت های متفاوت انجام شده است. در حالت با وجود سوراخ ها سه آرایش زیگزاگی و خطی دو ردیفه و خطی تک ردیفه در نظر گرفته شده است و موقعیت سوراخ ها به سمت دیواره موانع و به سمت مرکز موانع تغییر می کند. آرایش های زیگزاگی و خطی دو ردیفه در دو حالت عادی و نزدیک به دیواره موانع و آرایش خطی تک ردیفه در پنج حالت عادی و نزدیک به دیواره موانع (در سمت های راست و چپ) و در مرکز موانع در نظر گرفته شده است. البته برای مقایسه نتایج عددی با نتایج تجربی آرایش زیگزاگی عادی برای سوراخ ها در نظر گرفته شده است. در شکل (۲) این نوع آرایش ها برای سوراخ ها نشان داده شده است. شبکه ای که برای حل استفاده شده از نوع مستطیلی و با سازمان بوده که این مش ها کاملاً نسبت به فیزیک و هندسه مسأله انطباق داده شده است. شکل (۳) شبکه بندی مورد استفاده را نشان می دهد. معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی به روش ترکیبی^۲ گسسته سازی شده و توسط روش بیضوی مجزا^۳ حل شده اند. علت استفاده از روش ترکیبی به خاطر بدست آوردن سرعت سیال در هر ناحیه اطراف موانع می باشد. عدد رینولدز مورد مطالعه بر روی موانع $Re_L = 376$ می باشد که بر مبنای عرض موانع بدست آمده است و به علت اینکه جریان در اصل به خاطر در نظر گرفتن قطر هیدرولیکی کانال و عدد رینولدز بالای ۱۰۰۰ بر مبنای قطر هیدرولیکی ($Re_{d_h} = 1670$) آشفته می باشد از مدل $k - \epsilon$ برای مدلسازی جریان سیال استفاده شده است.

به دلیل حساسیت رفتار جریان سیال در نزدیکی دیواره و وجود گردابه ها و جریان های چرخشی در بین موانع و با توجه به اینکه هندسه مسأله سه بعدی و تعداد مش ها زیاد می باشد از مدل $k - \epsilon$ که دقت مورد نظر و هزینه محاسباتی کمتری نسبت به مدل های دیگر داشت استفاده شده است. حل عددی معادلات بر مبنای یک معیار همگرایی مناسب و ضرایب رهایی^۴ بهینه انجام گرفته است تا اینکه با تعداد تکرارهای مناسب پایداری مورد نظر در حل مسأله فراهم شود. یک نمونه از مراحل ریز کردن شبکه به منظور یافتن حلی که غیر وابسته به شبکه بندی باشد در شکل (۴) آورده شده است.

۶- روش حل

شبیه سازی عددی برای دو حالت صاف (بدون سوراخ) و غیر فعال (با سوراخ) انجام شده است. در حالت غیر فعال، سوراخ هایی بین ریب ها برای افزایش انتقال حرارت ایجاد شده است. در این مقاله قطر (۲mm) و تعداد سوراخ ها (۱۶) بین ریب ها ثابت فرض شده است. تعداد ۹ آرایش متغیر برای سوراخ ها (شکل ۲) در بررسی عددی در نظر گرفته شده است. با تعریف اعداد رینولدز برای جریان ورودی، رژیم جریان در میدان جریان سیال برای همه محاسبات عددی آشفته می باشد. معادلات بقای جریان سیال با دو معادله اصلاح یافته انتقال آشفتهگی $k - \epsilon$ بصورت عددی با روش حجم محدود حل می شود و شبکه های محاسباتی مجزا شده هستند. شبیه سازی عددی برای جریان سه بعدی دائمی، آشفته و برای حالت های صاف و غیر فعال با استفاده از نرم افزار Phoenics انجام شده است. شرایط مرزی حاکم با انتخاب مناسب برای سیال ورودی با

2- Passive case
1- Hybrid
2- Elliptic staggered
3- Relaxation

دمای $25^{\circ}C$ ، فشار 100 kPa ، شدت آشفتگی 5% ، شار گرمایی ثابت روی ریب ها 35 W/m^2 و اعداد رینولدز بین 376 و 6170 می باشند.

۷- نتایج و بحث

برای اعتباردهی حل عددی، هندسه تحقیق تجربی Sultan [۳] برای این مقاله در نظر گرفته شده است. حالات مختلفی از مطالعه برای تحقیق حاضر بررسی و نتایج حاصله با حالت اولیه (بدون سوراخ بین موانع) مقایسه شده است. برای جریان داخلی کانال در بخش ورودی، مقادیر k_0 و ε_0 بصورت $k_0 = 1.4 \times 10^5 \text{ J/kg}$ ، $\varepsilon_0 = 4 \times 10^7 \text{ J/kg.s}$ در نظر گرفته شده است. شکل (۵) کانتورهای فشار را در اطراف ریب ها برای حالت صاف با $Re_L = 376 (Re_{D_n} = 1670)$ نشان می دهد. پارامتر هندسی S/b (نسبت گام به ارتفاع ریب) برای آرایش جریان بین ریب ها خیلی مهم است. بر طبق مرجع [۵] اگر پارامتر هندسی S/b کمتر از 8 باشد در فضای بین ریب های متوالی، میدان جریان نزدیک دیواره فقط شامل یک منطقه باز گردش پایدار می باشد. در این مقاله مقدار S/b برابر با 0.94 می باشد. شکل (۵) نشان می دهد که بین ریب ها با توجه به فشار ثابت، یک منطقه باز گردش وجود دارد. در جهت خطوط جریان اصلی، مقادیر فشار ثابت بین ریب ها به علت افت فشار کاهش می یابد بنابراین پایداری منطقه باز گردش کاهش می یابد.

منطقه باز گردش بین دو ریب متوالی موجب مقاومت حرارتی از ریب ها می شود. بین ریب ها گرادیان دمای بالایی در جهت دیواره موجب مقاومت حرارتی از ریب ها به طرف جریان اصلی می شود. این پدیده فیزیکی در جهت خطوط جریان ضعیف تر می باشد (شکل ۶).

جریان قبل از رسیدن به اولین ریب موجب ایجاد یک منطقه باز گردشی کوچکی می شود و بعد از ریب اول جدایی جریان از گوشه بالایی اولین ریب صورت گرفته و حباب جدایی تولید می شود (شکل ۷). بین ریب های اول و دوم، منطقه باز گردشی تنها توسط این حباب جدایی ایجاد می شود. اما برای منطقه باز گردشی دوم، این پدیده معنی ندارد و این منطقه از منطقه اول قبل ریب اول پایدارتر و کوچکتر است. بعد از آخرین ریب، منطقه باز گردش بزرگتر می شود و مقدار S/b به بینهایت میل می کند. بنابراین جریان اصلی این منطقه را مجبور می کند تا به دیواره بچسبد. نقطه باز چسبشی موجب تغییر تیز موضعی تنش برشی و انتقال حرارت می شود.

در روش غیرفعال، تعداد ۹ آرایش هندسی برای سوراخ های بین ریب ها برای محاسبات عددی در نظر گرفته شده است. اما برای مقایسه نتایج عددی با نتایج تجربی مرجع [۳] فقط حالت a (آرایش زیگزاگی در دو ردیف با سوراخ های متقارن از خط مرکزی فاصله بین ریب ها) در نظر گرفته شده است. در اشکال ۸ تا ۱۳، کانتورهای فشار، دما و بردارهای سرعت به ترتیب برای حالات مکش و دمش نشان داده شده اند.

در مقایسه شکل (۵) با اشکال ۸ و ۹، دیده می شود که گرادیان فشار بین ریب ها در جهت جریان اصلی ایجاد می شود. فشار محیط بیشتر از فشار بین ریب ها می باشد. بنابراین هوا از سوراخ ها به طرف داخل کانال مکیده می شود. این رفتار فیزیکی موجب جریان ثانوی از سوراخ ها به جریان اصلی می شود و پایداری مناطق باز گردش را بهم می زند و در نهایت نرخ انتقال حرارت موضعی را در مقایسه با حالت صاف افزایش می دهد. یک تفسیر مشابه برای نتایج در مقایسه شکل (۷) با اشکال ۱۲ و ۱۳ وجود دارد. در اشکال ۱۲ و ۱۳

جهت جریان ثانوی و بهم زدن مناطق باز گردش به وضوح در مقایسه با شکل (۷) با توجه به بردارهای سرعت دیده می شود.

مقایسه کانتورهای دما برای حالات صاف و غیر فعال (آرایش هندسی a سوراخها) از اشکال ۶، ۱۰ و ۱۱ اثرات مؤثر روش غیر فعال را در کار حاضر نشان می دهند. همچنان که در این اشکال دیده می شود، در حالت صاف گرادیان دما در جهت جریان اصلی ضعیف است اما در حالت غیرفعال این پدیده خیلی مؤثر است و حرارت بیشتری را از ریب ها به جریان اصلی انتقال می دهد.

همچنان که قبلاً بحث شد، آرایش های سوراخها اثرات مؤثری بر روی افزایش انتقال حرارت دارند. برای تعداد ۹ آرایش، در اعداد رینولدز ۳۷۶ و ۶۱۷۰ حالت غیر فعال با حالت صاف مقایسه شده است. در شکل (۴)، توزیع دمای بی بعد θ در امتداد x/L برای تمامی آرایش ها فقط برای حالت مکش نشان داده شده است.

عدد رینولدز در این حالت $Re_L = 376 (Re_{D_h} = 1670)$ می باشد و ریب ها با شار حرارتی ثابت $\dot{q}_w = 35 W/m^2$ گرم می شوند. از این نتایج، بهترین آرایش هندسی برای سوراخها آرایش b می باشد که دارای دو ردیف سوراخ زیگزاگی نزدیک به دیواره ریب ها می باشد.

در جداول (۱) و (۲) نتایج عددی برای تمام آرایش های سوراخ ها و درصد افزایش انتقال حرارت برای $Re_L = 376$ و $Re_L = 6170$ (حالات مکش و دمش) ارائه شده است. از این جدول دیده می شود که در اعداد رینولدز بالا درصد افزایش انتقال حرارت بیشتر می باشد. علت این امر آن است که با افزایش نرخ دمندگی جریان هوا توسط فن، فشار در کانال کاهش می یابد. این حالت موجب می شود که گرادیان فشار از سوراخ ها به سمت داخل کانال افزایش یافته و جریان ثانوی قوی ایجاد شود.

روش های افزایش انتقال حرارت در اکثر روش ها موجب عدم همسویی بین مومنتوم و انتقال حرارت می شود. این عدم همسویی باید برای هر نوع افزایش انتقال حرارت تعدیل شود. در کار حاضر با روش غیر فعال قادر به تعدیل کافی این پدیده هستیم. عدم همسویی که در این روش بر جریان ثانوی پایه گذاری شده است در مقایسه با روش های غیر فعال دیگر بطور کافی مناسب است.

در جداول (۳) و (۴) برای تمام آرایش ها، انتقال مومنتوم، انتقال حرارت و معیار ارزیابی عملکرد با محاسبه ضریب خنک کاری مؤثر η_e برای $Re_L = 376$ و $Re_L = 6170$ در حالات مکش و دمش نشان داده شده است. از داده های این جدول دیده می شود که برای اعداد رینولدز بالا، نسبت $\frac{Nu}{Nu_s}$ بیشتر از یک می شود اما نسبت $\frac{\Delta P_s}{\Delta P}$ زیر یک می باشد.

در اشکال (۱۵) تا (۲۰) برای آرایش های هندسی b، d و e انتقال مومنتوم $\frac{\Delta P_s}{\Delta P}$ ، انتقال حرارت $\frac{Nu}{Nu_s}$ و ضریب خنک کاری مؤثر η_e در اعداد رینولدز مختلف و حالات مکش و دمش رسم شده است. از این اشکال دیده می شود که افزایش عدد رینولدز موجب تأثیر بیشتر در روش غیر فعال می شود و آرایش هندسی b از سایر آرایش ها مؤثرتر است.

برای ارائه نتایج بصورت روابط همبسته با در نظر گرفتن دامنه مطالعات حاضر روابط عددی برای $\frac{\Delta P_s}{\Delta P}$ ، $\frac{Nu}{Nu_s}$ و η_e در دامنه رینولدز $376 \leq Re_L \leq 6170$ و $S/b \leq 8$ برای $Pr = 0.71$ ارائه شده است. این روابط در کارهای نزدیک به شرایط حاضر مورد بهره برداری قرار می گیرند که از این روابط بهترین رابطه مطابق در فرم $Y = A X^B$ بدست آمده است. در رابطه قانون توانی، Y پارامترهای پدیده های انتقال ($\frac{Nu}{Nu_s}$ و $\frac{\Delta P_s}{\Delta P}$) و ضریب خنک کاری مؤثر η_e و X عدد رینولدز را نشان می دهند و ضرایب A و B وابسته به پارامترهای هندسی سوراخ ها: قطر، تعداد، یک ردیفه، دو ردیفه و آرایش های خطی یا زیگزاگی می باشد. برای آرایش های هندسی b ، d و e و برای حالات مکش و دمش این روابط به صورت زیر هستند:

آرایش دو ردیفه زیگزاگی نزدیک به دیواره (آرایش b):

حالت مکش:

$$\frac{\Delta P_s}{\Delta P} = 0.491 Re^{0.07}, \frac{Nu}{Nu_s} = 1.027 Re^{0.024}, \eta_e = 0.505 Re^{0.094} \quad (17)$$

حالت دمش:

$$\frac{\Delta P_s}{\Delta P} = 0.4758 Re^{0.0702}, \frac{Nu}{Nu_s} = 1.0194 Re^{0.0232}, \eta_e = 0.4883 Re^{0.0927} \quad (18)$$

آرایش دو ردیفه خطی نزدیک به دیواره (آرایش d):

حالت مکش:

$$\frac{\Delta P_s}{\Delta P} = 0.519 Re^{0.063}, \frac{Nu}{Nu_s} = 0.971 Re^{0.024}, \eta_e = 0.504 Re^{0.087} \quad (19)$$

حالت دمش:

$$\frac{\Delta P_s}{\Delta P} = 0.5039 Re^{0.0626}, \frac{Nu}{Nu_s} = 0.9272 Re^{0.0257}, \eta_e = 0.4674 Re^{0.0883} \quad (20)$$

آرایش یک ردیفه خطی نزدیک به دیواره چپ (آرایش e):

حالت مکش:

$$\frac{\Delta P_s}{\Delta P} = 0.539 Re^{0.059}, \frac{Nu}{Nu_s} = 0.893 Re^{0.022}, \eta_e = 0.481 Re^{0.082} \quad (21)$$

حالت دمش:

$$\frac{\Delta P_s}{\Delta P} = 0.5196 Re^{0.0601}, \frac{Nu}{Nu_s} = 0.8049 Re^{0.0233}, \eta_e = 0.4183 Re^{0.0839} \quad (22)$$

در اشکال ۲۱ تا ۲۴ برای آرایش هندسی a، مقایسه نتایج برای تغییرات θ و Nu در امتداد کانال در حالت های صاف و غیر فعال برای $Re_L = 376$ برای حالات مکش و دمش نشان داده شده است. رفتار مشابه برای $Re_L = 6170$ در اشکال ۲۵ و ۲۶ فقط برای حالت مکش دیده می شود. در این شکل می توان دید که برای θ در تمام حالات یک کاهش مؤثر نسبت به حالت صاف وجود دارد. در اشکال ۲۷ و ۲۸ توزیع Nu در امتداد کانال برای اعداد رینولدز $Re_L = 376$ و $Re_L = 6170$ برای تمام آرایش های هندسی سوراخ ها و فقط برای حالت مکش نشان داده شده است. از نتایج این اشکال اهمیت آرایش های هندسی سوراخ ها در افزایش انتقال حرارت به وضوح دیده می شود. در اشکال ۲۹ و ۳۰ مقایسه اعداد نوسلت Nu بین نتایج عددی مقاله و نتایج تجربی مرجع [۳] برای آرایش a در اعداد رینولدز $Re_L = 376$ و $Re_L = 6170$ فقط برای حالت مکش نشان داده شده است. در این اشکال ملاحظه می شود که نتایج عددی موافقت خوبی با نتایج تجربی دارد و میانگین خطاهای ریشه مربع میانگین^۱ نتایج برای اعداد نوسلت زیر ۱۰٪ است. در اشکال ۳۱ و ۳۲ نمودار میله ای برای نرخ افزایش انتقال حرارت $\frac{Nu}{Nu_s}$ و راندمان عملکرد افزایش انتقال حرارت η_e در حالات مکش و دمش نشان داده شده است.

۸- نتیجه گیری

هندسه و آرایش سوراخ ها اثرات مؤثری بر روی افزایش انتقال حرارت دارد. برای تعداد ۹ آرایش استفاده شده در این مقاله، حالت دو ردیفه در شکل زیگزاگی نزدیک به دیواره ریب ها (حالت (b)) مؤثرتر از سایر آرایش ها می باشد و استفاده از این آرایش متناسب پیشنهاد می شود. نتایج بررسی عددی نشان می دهد که برای حالت های مکش و دمش به ترتیب به ازای $Re_L = 376$ و $Re_L = 6170$ ۱۹٪ و ۱۷٪ و به ازای $Re_L = 6170$ ۲۷٪ و ۲۵٪ افزایش انتقال حرارت در مقایسه با حالت صاف برای آرایش بهینه (b) وجود دارد. همچنین در تمامی آرایش ها در حالت مکش خنک کاری نسبت به حالت دمش با عملکرد بهتری انجام شده است.

مراجع

- [1] Peterson, G.P. and Ortega, A., "Thermal Control of Electronic Equipment and Devices", *Advances in Heat Transfer*, Vol. 20, pp. 181-243, New York, (1990).
- [2] Zimparov, V.D., Penchev, P.J. and Meyer, J.P., "Performance Evaluation of Tube-in-tube Heat Exchangers with Heat Transfer Enhancement in the Annulus", *Thermal Science*, Vol. 10, No. 1, pp. 45-56, (2006).
- [3] Sultan, G.I., "Enhancing Forced Convection Heat Transfer from Multiple Protruding Heat Sources Simulating Electronic Components in a Horizontal Channel by Passive Cooling", *Microelectronics Journal*, Vol. 31, pp. 773-779, (2000).

- [4] Webb, R.L., Narayanamurthy, R., and Thors, P., "Heat Transfer and Friction Characteristics of Internal Helical-rib Roughness", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 122, pp. 134-142, (2000).
- [5] Webb, R.L., and Kim, N.H., "*Principles of Enhanced Heat Transfer*", Taylor and Francis, Second Edition, New York, (2005).
- [6] Abdel-Rahman, A.K., Sahashi, M., Suzuki, K., Hagiwara, Y., and Takaura, H., "Turbulent Heat Transfer in a Channel with Injection: In the Region Around the Starting Point of Injection", *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers B*, Vol. 58, No. 549, pp. 1523-1529, (1992).
- [7] Arman, B., and Rabass, T.J., "Prediction of the Pressure Drop in Traverse Repeated Rib Tubes with Numerical Modeling", *ASME, HTD*, Vol. 164, pp. 93-99, (1991).
- [8] Arman, B., and Rabass, T.J., "Disruption Shape Effects on the Performance of Enhanced Tubes with the Separation and Reattachment Mechanism", *ASME, HTD*, Vol. 202, pp. 67-76, (1992).
- [9] Liou, T.M., and Hawang, J.J., "Effect of Ridge Shapes on Turbulent Heat Transfer and Friction in a Rectangular Channel", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 931-940, (1993).
- [10] Liou, T.M., Chen, S.H., and Shih, K.C., "Numerical Simulation of Turbulent Flow Field and Heat Transfer in a Two-dimensional Channel with Periodic Slit Ribs", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 4493-4505, (2002).
- [11] Leung, C.W., Chan, T.L., Probert, S.D., and Kang, H.J., "Forced Convection for a Horizontal Ribbed Rectangular Base-plate Penetrated by Arrays of Holes", *Applied Energy*, Vol. 62, pp. 81-95, (1999).
- [12] Sara, O.N., Pekdemir, T., Yapici, S., and Yilmaz, M., "Heat Transfer Enhancement in a Channel Flow with Perforated Rectangular Blocks", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 22, pp. 509-518, (2001).
- [13] Buchlin, J.M., "Convective Heat Transfer in a Channel with Perforated Ribs", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 41, pp. 332-340, (2002).
- [14] Moon, S.W., and Lau, S.C., "Heat Transfer Between Blockages with Holes in a Rectangular Channel", *International Journal of Heat Transfer*, Vol. 125, pp. 587-594, (2003).
- [15] Chandra, P.R., Alexander, C.R., and Han, J.C., "Heat Transfer and Friction Behaviors in Rectangular Channels with Varying Number of Ribbed Walls", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 481-495, (2003).
- [16] Lau, S.C., Cervantes, J.J., Han, C., Rudolph, R.J., and Flannery, K., "Measurements of Wall Heat (Mass) Transfer for Flow through Blockages with Round and Square Holes in a Wide Rectangular Channel", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 3991-4001, (2003).

- [17] Duttaa, P., and Hossainb, A., "Internal Cooling Augmentation in Rectangular Channel using Two Inclined Baffles", International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 26, pp. 223-232, (2004).
- [18] Changa, S.W., Liou, T.M., Chiang K.F., and Hong, G.F., "Heat Transfer and Pressure Drop in Rectangular Channel with Compound Roughness of V-Shaped Ribs and Deepened Scales", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 51, pp. 457-468, (2007).
- [19] Warsi, Z.U.A., "Fluid Dynamics; Theoretical and Computational Approaches", Taylor and Francis, 3rd Edition, New York, (2006).
- [20] Cham Company, "Phoenics 3.5", Bakery House, 40 High Street, Wimbledon, London SW195AU, UK.

فهرست نمادهای انگلیسی

- A : مساحت سطح مقطع $[m^2]$
- b : ارتفاع ریب $[m]$
- C : ضریب
- D_h : قطر هیدرولیکی $[m]$
- d : قطر سوراخ $[m]$
- $Enhancement$: نرخ افزایش انتقال حرارت
- f : ضریب اصطکاک
- Gr : عدد گرافش
- g : ثابت گرانش $[N/Kg]$
- H : ارتفاع کانال $[m]$
- h : ضریب انتقال حرارت جابجایی $[W/m^2 K]$
- j : ضریب انتقال حرارت ژول-کولبرن
- k : ضریب رسانش حرارتی $[W/mK]$ ، ضریب انرژی جنبشی آشفتگی
- L : عرض ریب $[m]$
- L_1 : طول ماقبل ریب اول $[m]$
- L_2 : طول مابعد ریب سوم $[m]$
- Nu : عدد نوسلت
- $Nu_{(hx)Plain}$: عدد نوسلت بدون خنک کاری غیر فعال
- $Nu_{(hx)Passive}$: عدد نوسلت با خنک کاری غیر فعال
- n : تعداد سوراخ ها
- P : فشار $[Pa]$
- POW : توان جریان های مکشی و دمشی $[W]$
- q و q'' : شار حرارتی $[W/m^2]$
- q_w : شار حرارتی سطحی $[W/m^2]$

- Re: عدد رینولدز
 Re_L : عدد رینولدز بر حسب عرض ریب
 Re_{d_h} : عدد رینولدز بر حسب قطر هیدرولیکی کانال
 Ri : عدد ریچاردسون
 S : فاصله بین ریب ها $[m]$
 T : دما $[K, ^\circ C]$
 T_s : دمای سطح $[K, ^\circ C]$
 T_o : دمای ورودی سیال $[K, ^\circ C]$
 T_i : دمای موضعی $[K, ^\circ C]$
 \bar{T}_i : دمای میانگین سطح $[K, ^\circ C]$
 u : سرعت سیال $[m/s]$
 W : عرض کانال $[m]$

فهرست نمادهای یونانی

- α : نفوذ حرارتی $[m^2/s]$
 β : نسبت مساحت سوراخ ها به مساحت جانبی ریب
 β_1 : ضریب انبساط حرارتی حجمی $[1/K]$
 ε : ضریب اضمحلال انرژی
 η_e : راندمان عملکرد افزایش انتقال حرارت
 μ : ویسکوزیته دینامیکی $[Kg/m.s]$
 ν : ویسکوزیته سینماتیکی $[m^2/s]$
 θ : دمای بی بعد
 ρ : چگالی $[Kg/m^3]$
 σ : تنش عمودی $[Pa]$
 τ : تنش برشی $[Pa]$
 ΔP : افت فشار $[Pa]$

Archive of SID

جدولها

جدول ۱- درصد افزایش انتقال حرارت برای آرایش های مختلف سوراخها در حالت مکش

| Type of arrangement | Percent of heat transfer rate (%) | |
|---------------------|-----------------------------------|---------|
| | Re=376 | Re=6170 |
| a | 106 | 113.72 |
| b | 117.45 | 125.38 |
| c | 102.23 | 109.66 |
| d | 108.7 | 117.27 |
| e | 93.1 | 99.67 |
| f | 110.2 | 118.24 |
| g | 91 | 97.4 |
| h | 97.56 | 104.55 |
| i | 117 | 124.66 |

جدول ۲- درصد افزایش انتقال حرارت برای آرایش های مختلف سوراخها در حالت دمش

| Type of arrangement | $Re_L = 376$ | | | $Re_L = 6170$ | | |
|---------------------|-------------------------------|-------------------|----------|-------------------------------|-------------------|----------|
| | $\frac{\Delta P_s}{\Delta P}$ | $\frac{Nu}{Nu_s}$ | η_e | $\frac{\Delta P_s}{\Delta P}$ | $\frac{Nu}{Nu_s}$ | η_e |
| a | 0.7398 | 1.1095 | 0.8208 | 0.897 | 1.17845 | 1.05707 |
| b | 0.7395 | 1.19237 | 0.88175 | 0.89558 | 1.26646 | 1.1342 |
| c | 0.7442 | 1.0876 | 0.81 | 0.8809 | 1.15437 | 1.01688 |
| d | 0.7456 | 1.1304 | 0.8428 | 0.88242 | 1.2065 | 1.0646 |
| e | 0.7618 | 1.0273 | 0.7826 | 0.898 | 1.08814 | 0.97715 |
| f | 0.6928 | 1.136 | 0.787 | 0.9273 | 1.20658 | 1.11886 |
| g | 0.76125 | 1.0218 | 0.7778 | 0.89323 | 1.08212 | 0.96658 |
| h | 0.7687 | 1.0547 | 0.8107 | 0.89716 | 1.118245 | 1.00324 |
| I | 0.7601 | 1.189 | 0.9037 | 0.89245 | 1.263 | 1.127 |

جدول ۳- راندمان عملکرد برای آرایش های مختلف سوراخها در حالت مکش

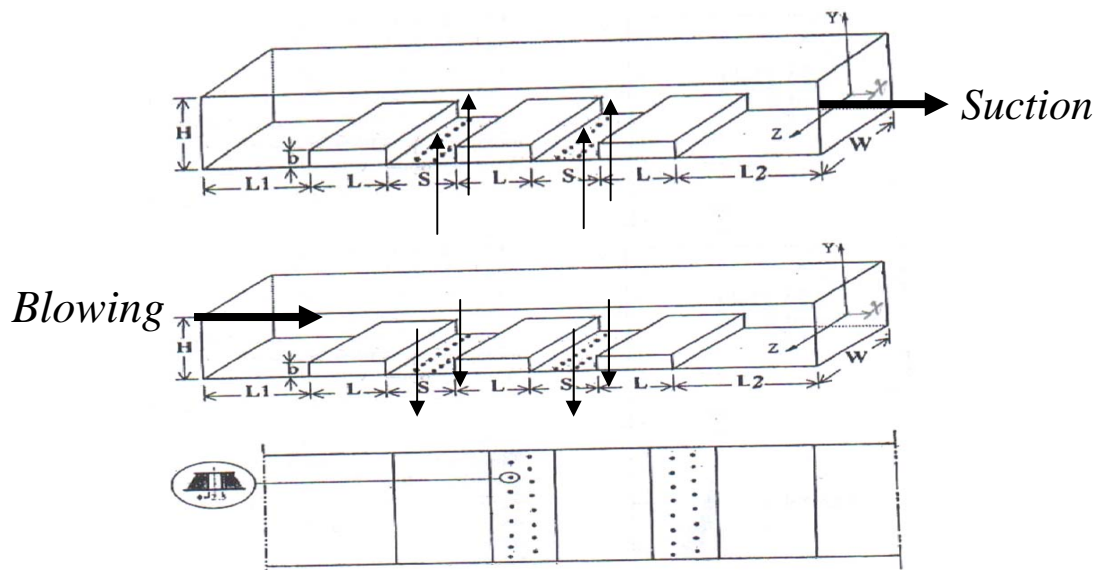
| Type of arrangement | Percent of heat transfer rate (%) | |
|---------------------|-----------------------------------|----------|
| | Re=376 | Re=6170 |
| a | 110.95 | 117.845 |
| b | 119.237 | 126.646 |
| c | 108.76 | 115.437 |
| d | 113.04 | 120.65 |
| e | 102.73 | 108.814 |
| f | 113.6 | 120.658 |
| g | 102.18 | 108.212 |
| h | 105.47 | 111.8245 |
| i | 118.9 | 126.3 |

جدول ۴- راندمان عملکرد برای آرایش های مختلف سوراخها در حالت دمشی

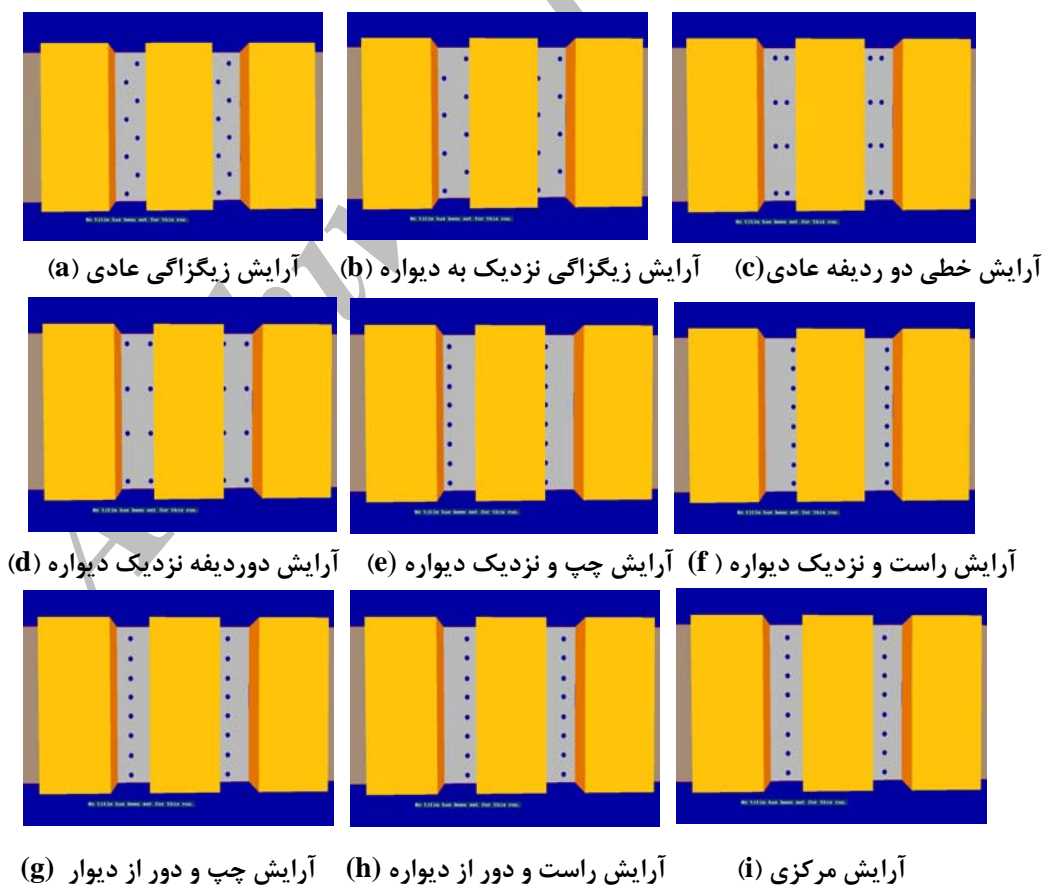
| Type of arrangement | $Re_L = 376$ | | | $Re_L = 6170$ | | |
|---------------------|-------------------------------|-------------------|----------|-------------------------------|-------------------|----------|
| | $\frac{\Delta P_s}{\Delta P}$ | $\frac{Nu}{Nu_s}$ | η_e | $\frac{\Delta P_s}{\Delta P}$ | $\frac{Nu}{Nu_s}$ | η_e |
| a | 0.719825 | 1.05957 | 0.76270 | 0.87636 | 1.137204 | 0.99661 |
| b | 0.719534 | 1.17448 | 0.84508 | 0.87498 | 1.253795 | 1.097048 |
| c | 0.724107 | 1.02234 | 0.74028 | 0.86063 | 1.096652 | 0.943822 |
| d | 0.725469 | 1.08744 | 0.78890 | 0.86212 | 1.172718 | 1.011029 |
| e | 0.741231 | 0.93073 | 0.68988 | 0.87734 | 0.996736 | 0.874482 |
| f | 0.674094 | 1.10192 | 0.74279 | 0.90597 | 1.182448 | 1.071265 |
| g | 0.740696 | 0.90940 | 0.67359 | 0.87268 | 0.973908 | 0.849916 |
| h | 0.747945 | 0.97559 | 0.72969 | 0.87652 | 1.045559 | 0.916459 |
| i | 0.739577 | 1.16878 | 0.86440 | 0.87192 | 1.246581 | 1.086923 |

Archive of SID

شکلها



شکل ۱- طرحواره مسأله

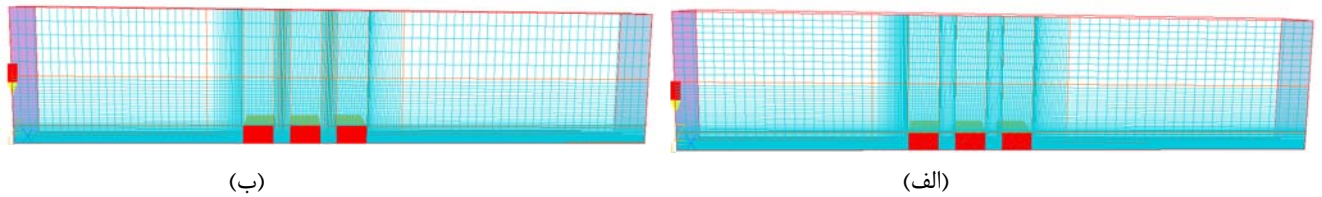


(a) آرایش زیگزاگی عادی (b) آرایش زیگزاگی نزدیک به دیواره (c) آرایش خطی دو ردیفه عادی

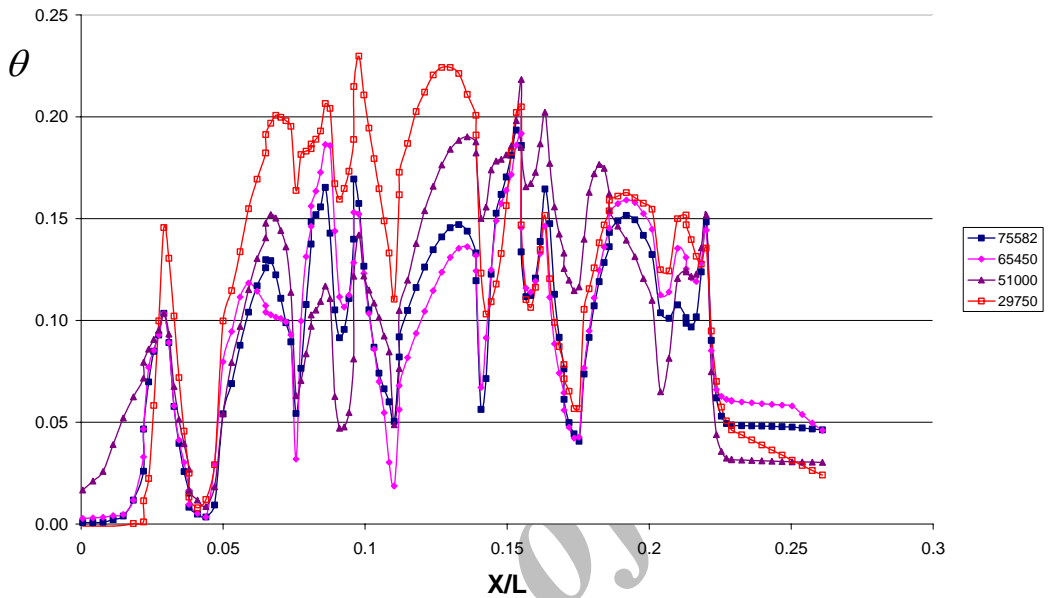
(d) آرایش دوردیفه نزدیک دیواره (e) آرایش چپ و نزدیک دیواره (f) آرایش راست و نزدیک دیواره

(g) آرایش چپ و دور از دیوار (h) آرایش راست و دور از دیواره (i) آرایش مرکزی

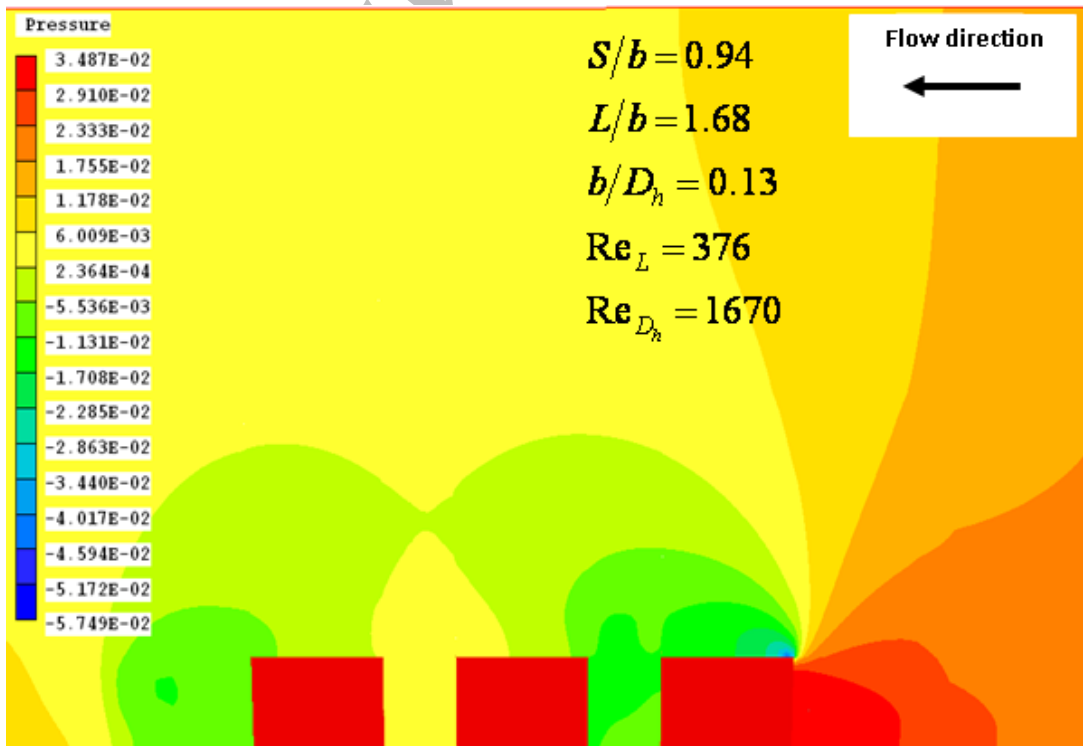
شکل ۲- آرایش سوراخ های بکار برده شده در حالت غیر فعال



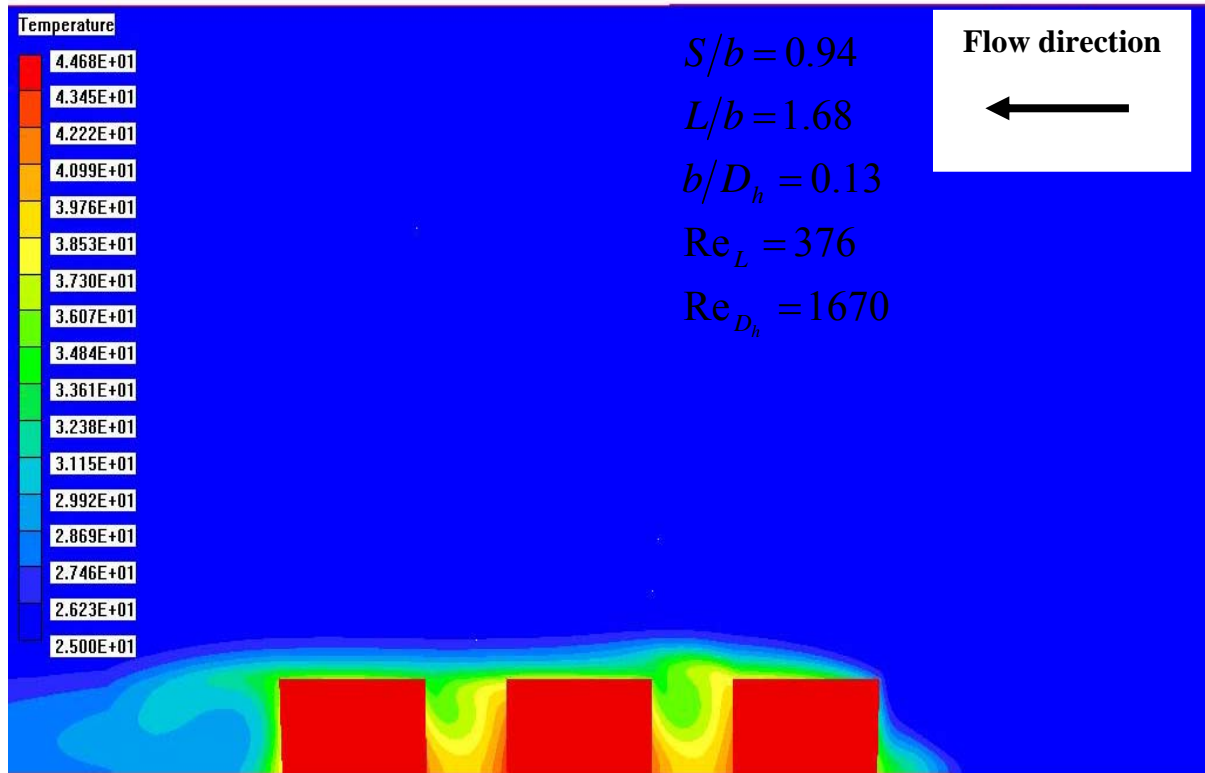
شکل ۳- شبکه بندی مورد استفاده در مسأله الف) حالت بدون سوراخ ها (ب) حالت با سوراخ ها



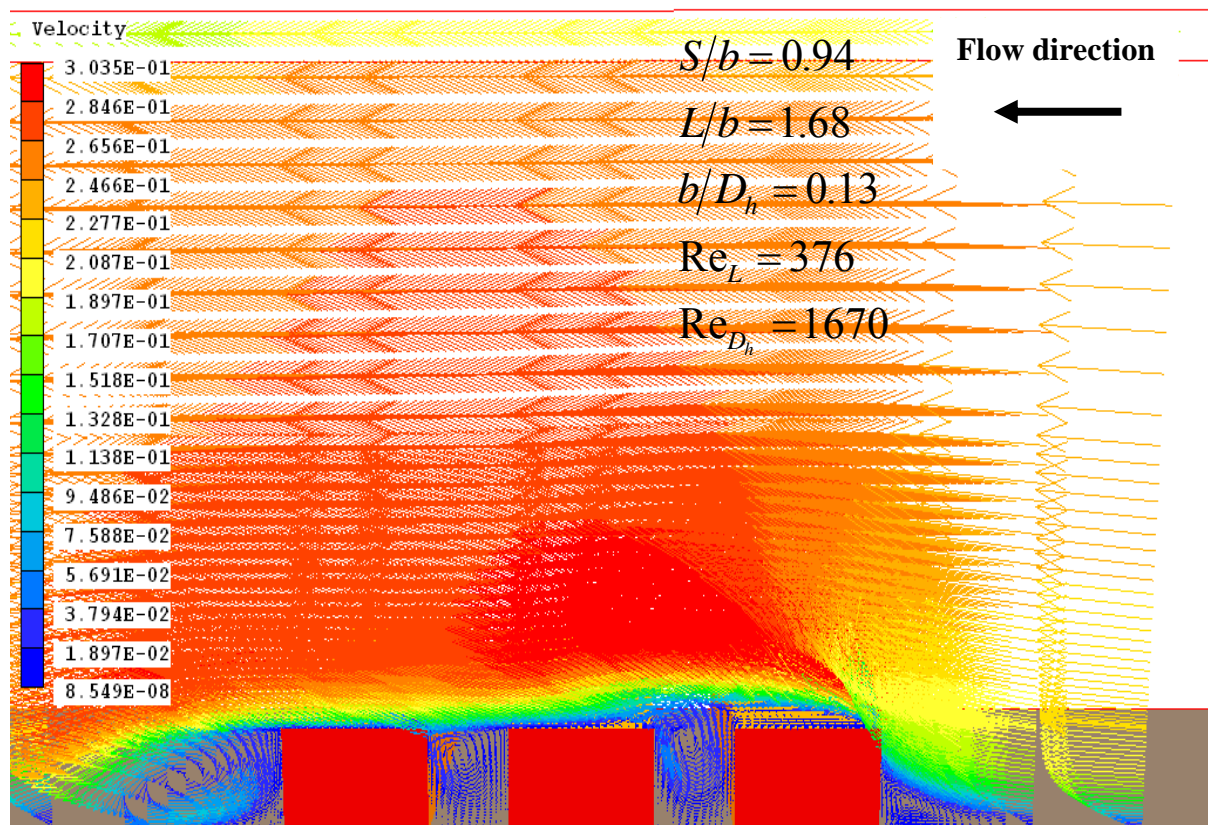
شکل ۴- غیر وابسته بودن حل به شبکه بندی



شکل ۵- کانتورهای فشار برای حالت بدون سوراخ ها



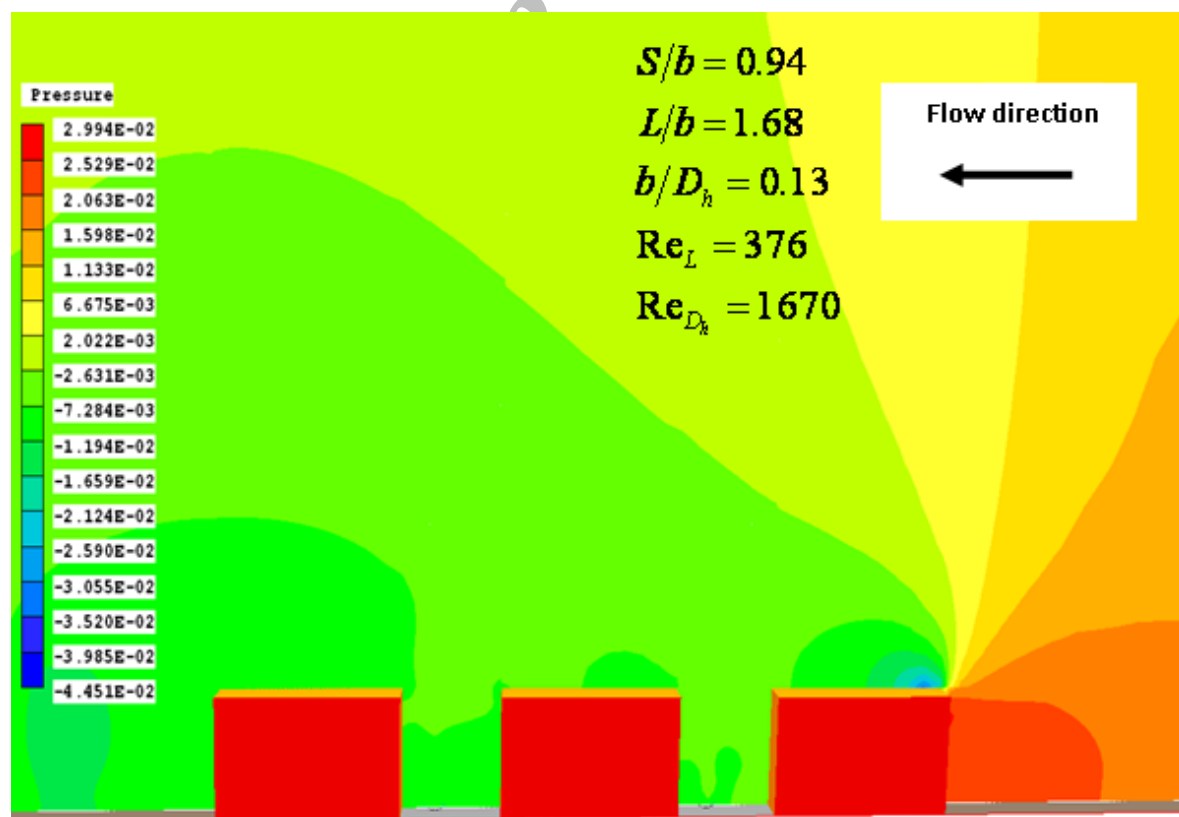
شکل ۶- کانتورهای دما برای حالت بدون سوراخ ها



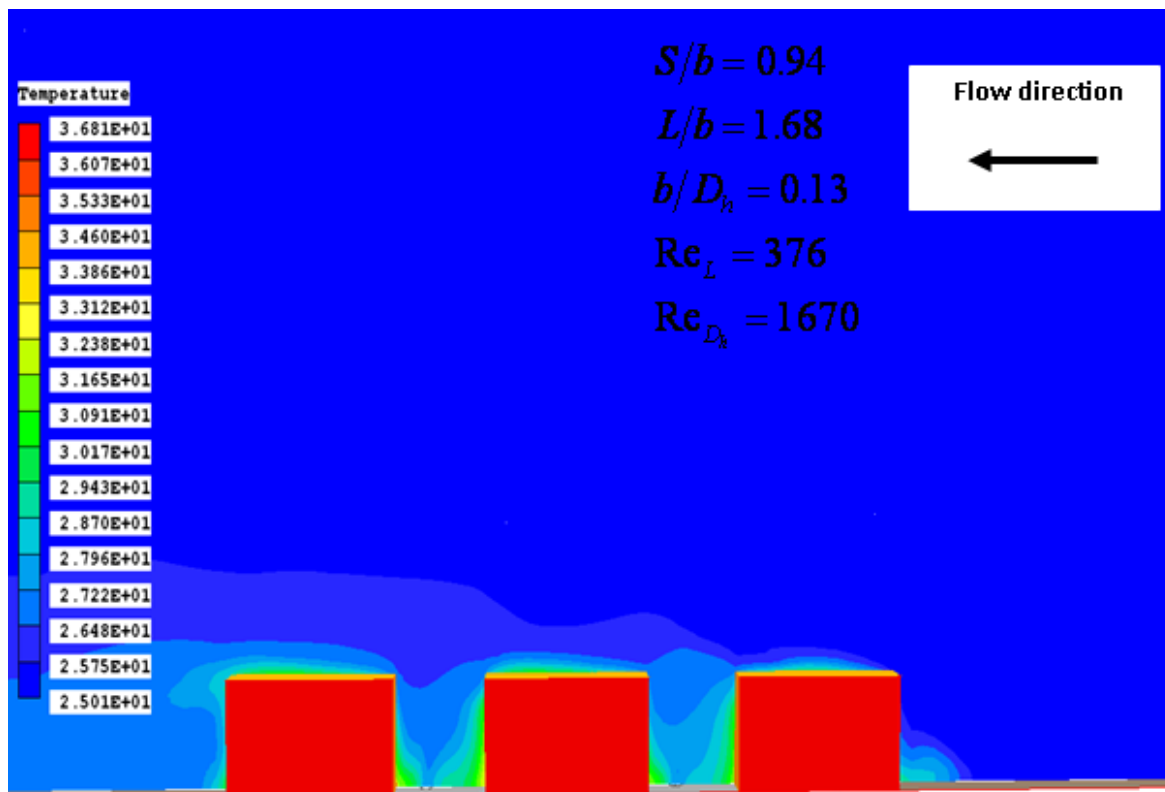
شکل ۷- بردارهای سرعت برای حالت بدون سوراخ ها



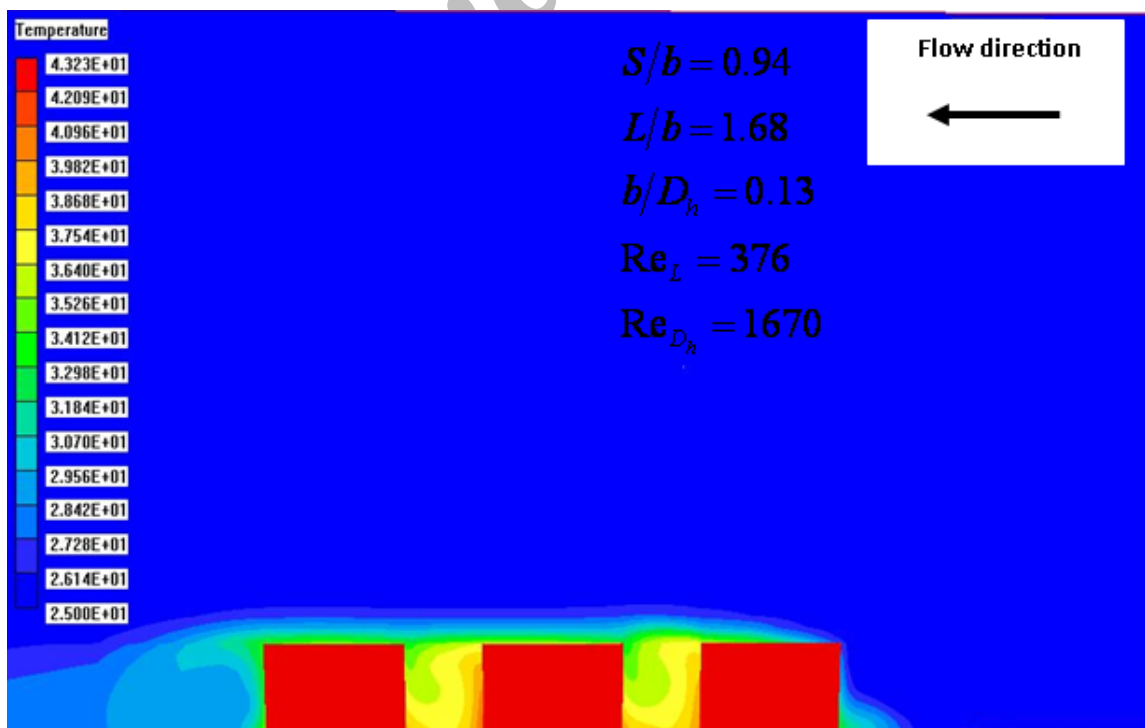
شکل ۸- کانتورهای فشار برای حالت با سوراخ ها (مکش)



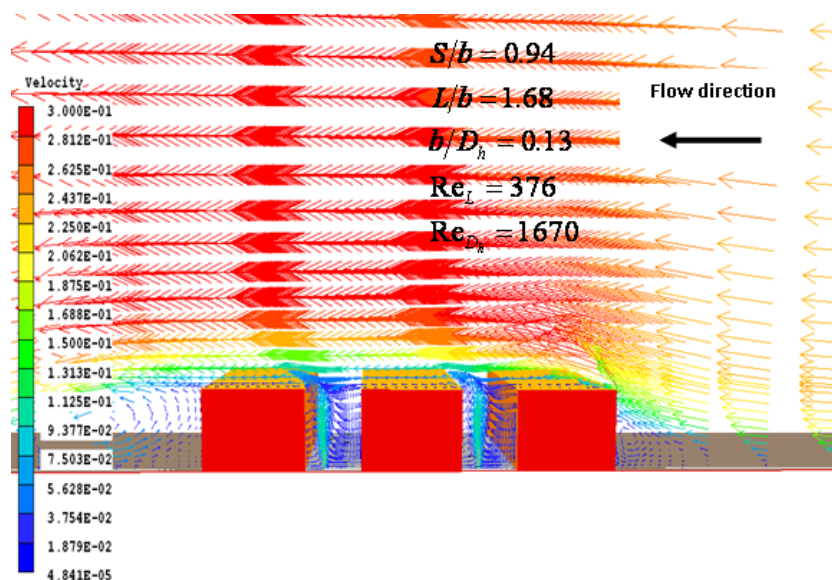
شکل ۹- کانتورهای فشار برای حالت با سوراخ ها (دمش)



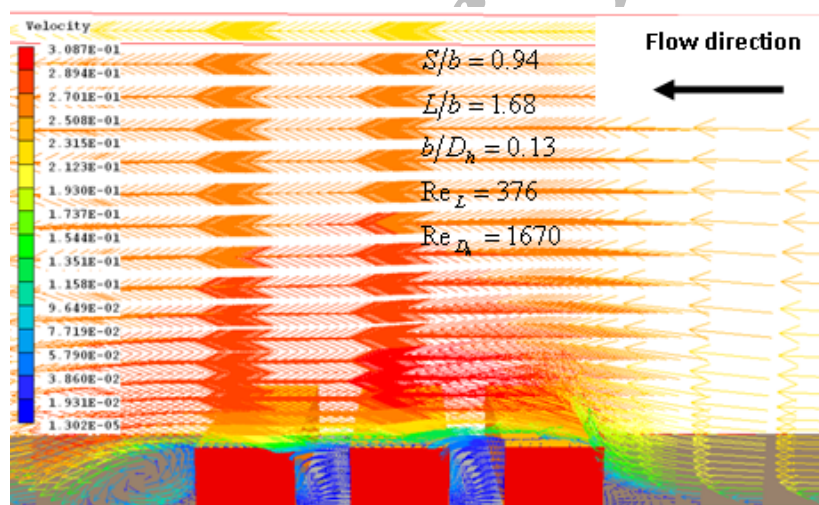
شکل ۱۰- کانتورهای دما برای حالت با سوراخ ها (مکش)



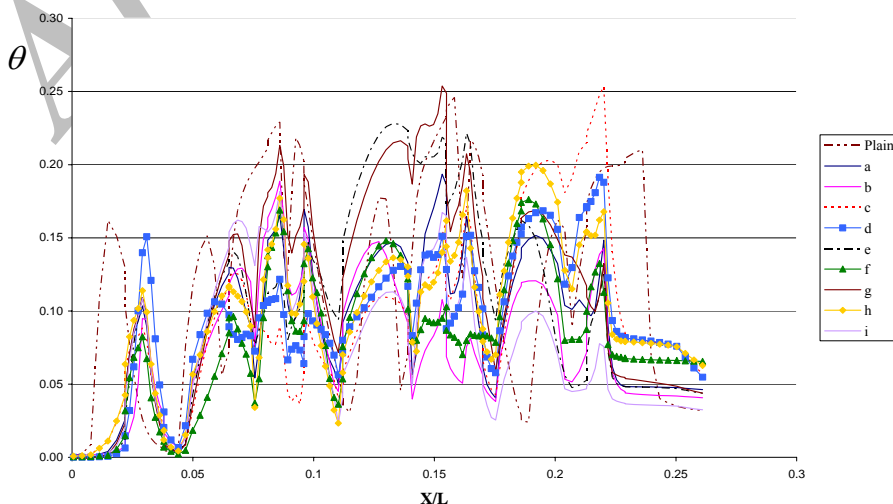
شکل ۱۱- کانتورهای دما برای حالت با سوراخ ها (دمش)



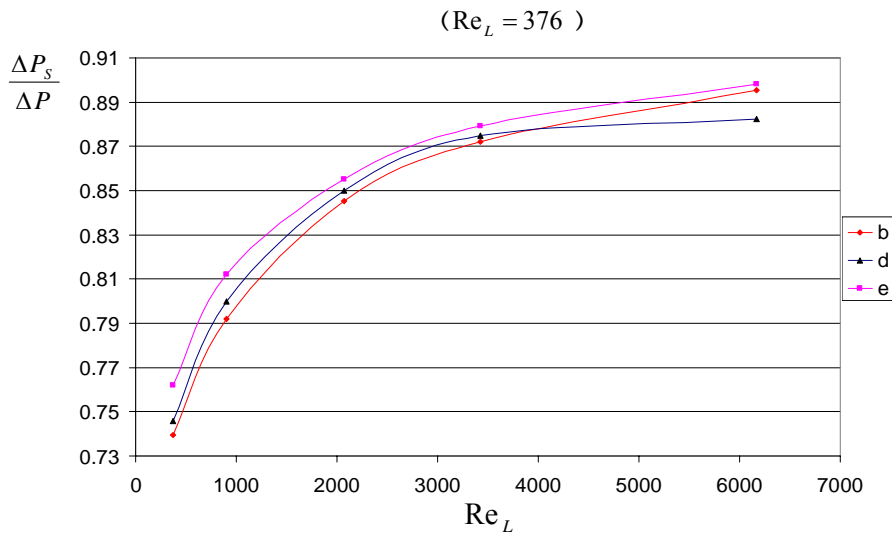
شکل ۱۲- بردارهای سرعت برای حالت با سوراخ ها در آرایش زیگزاگی عادی (مکش)



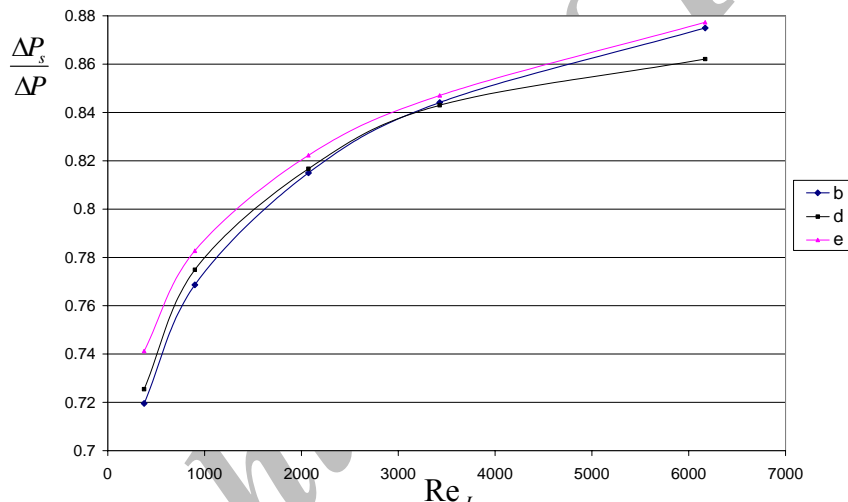
شکل ۱۳- بردارهای سرعت برای حالت با سوراخ ها در آرایش زیگزاگی عادی (دمش)



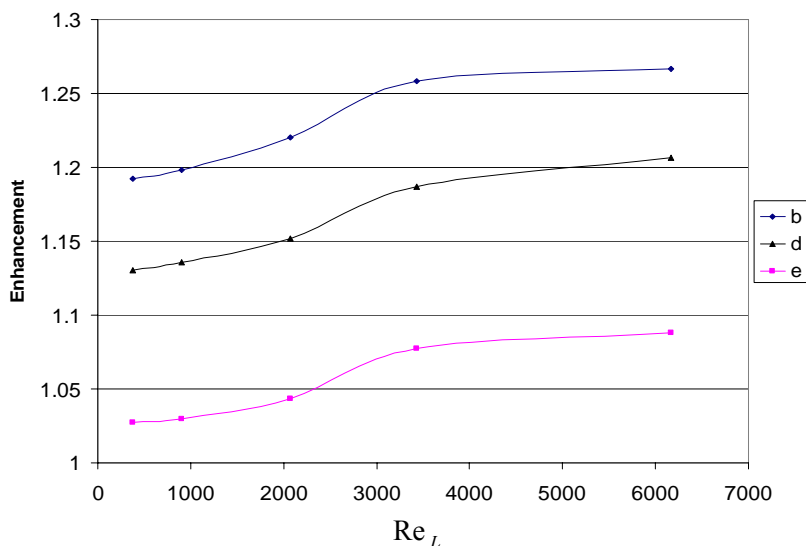
شکل ۱۴- توزیع دمای بی بعد در امتداد سطح سه مانع مستطیلی برای آرایش های مختلف در حالت مکش



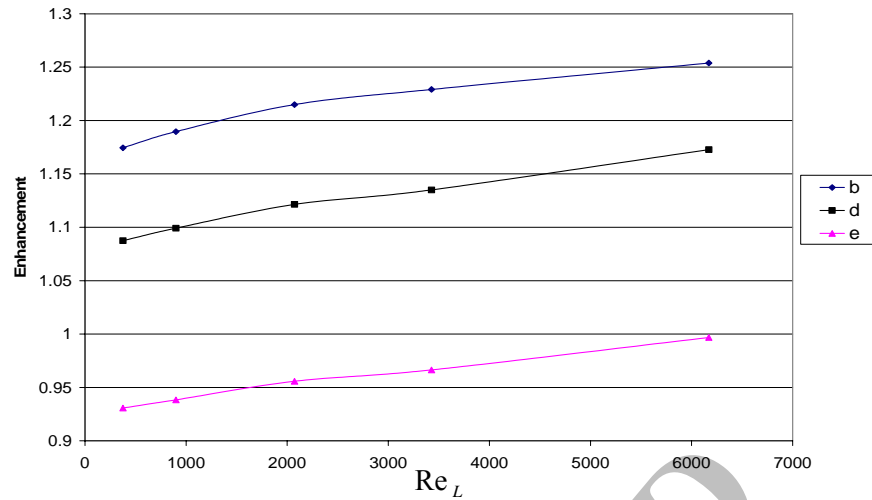
شکل ۱۵- نسبت افت فشار برای اعداد رینولدز و آرایش های مختلف در حالت مکش



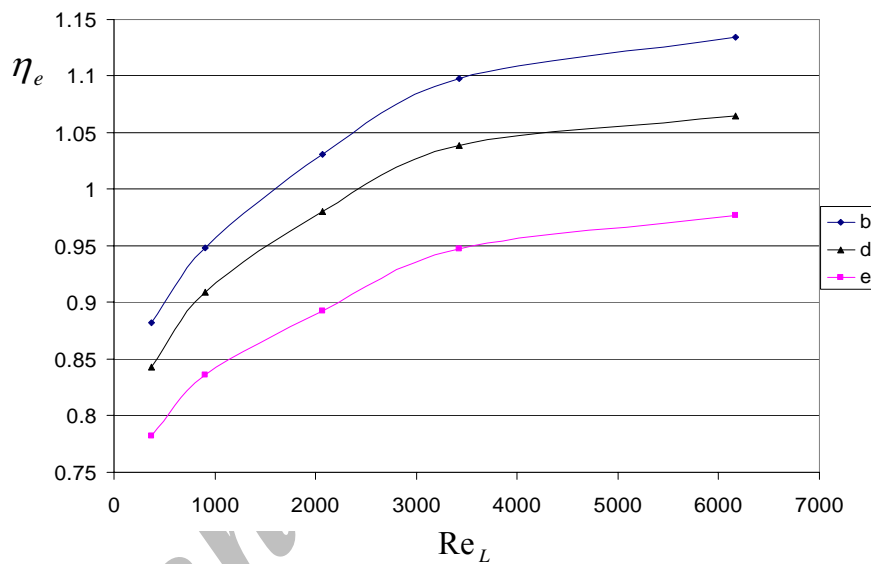
شکل ۱۶- نسبت افت فشار برای اعداد رینولدز و آرایش های مختلف در حالت دمش



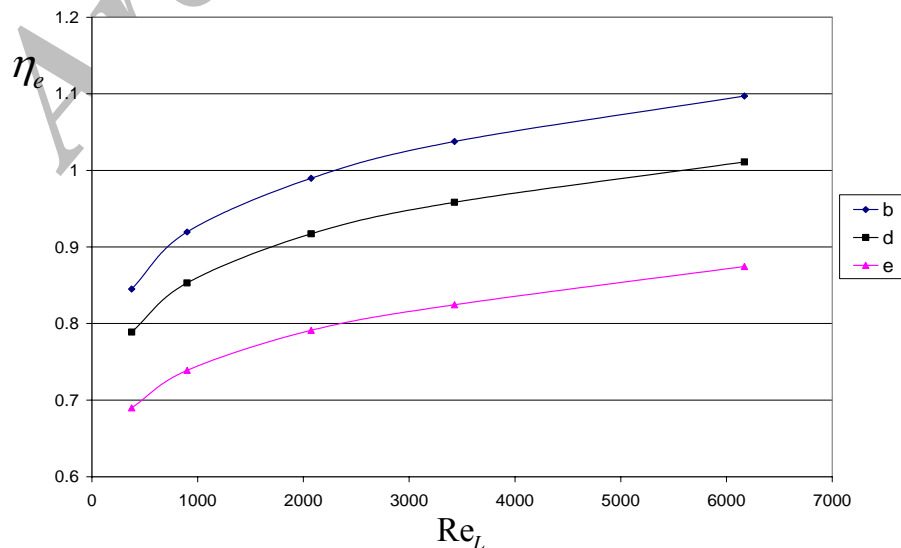
شکل ۱۷- نسبت افزایش انتقال حرارت برای اعداد رینولدز و آرایش های مختلف در حالت مکش



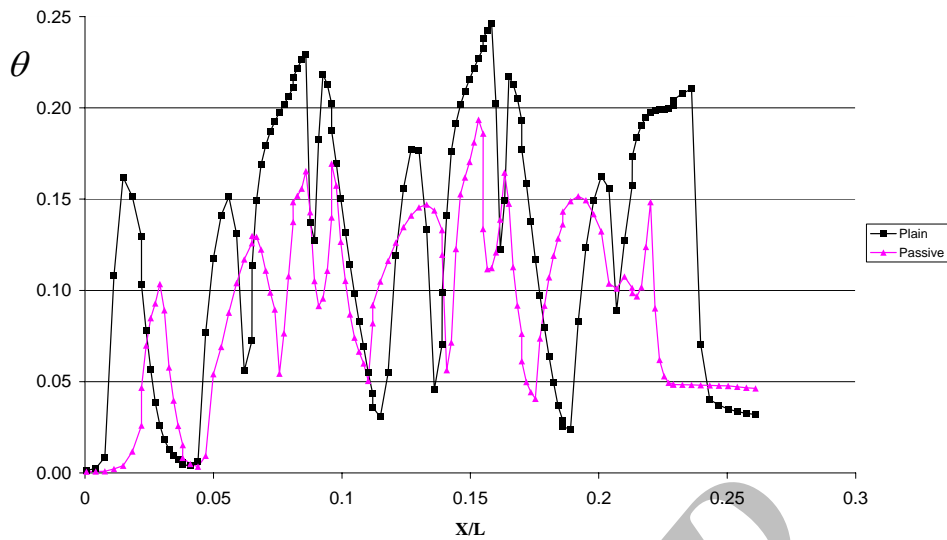
شکل ۱۸- نسبت افزایش انتقال حرارت برای اعداد رینولدز و آرایش های مختلف در حالت دمشی



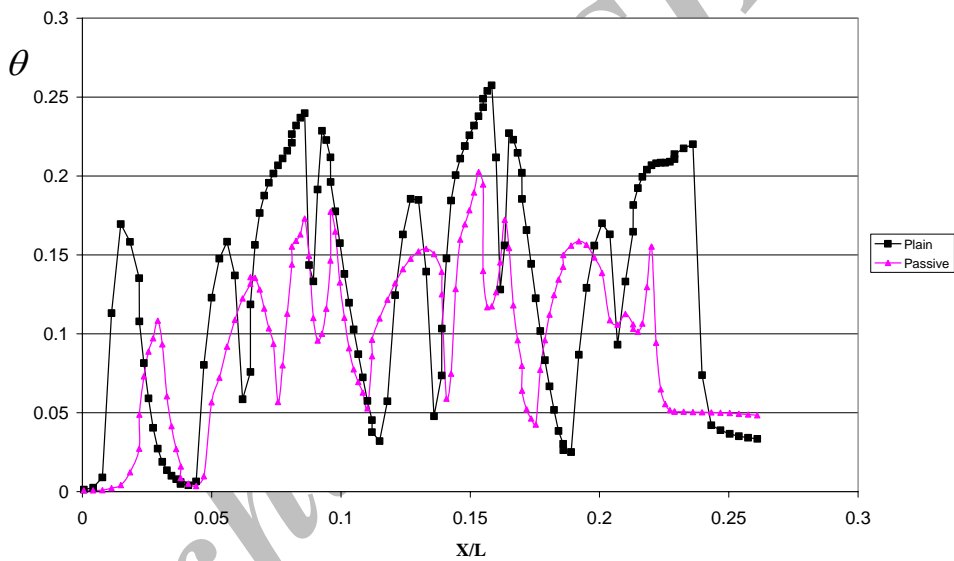
شکل ۱۹- راندمان عملکرد برای اعداد رینولدز و آرایش های مختلف در حالت مکشی



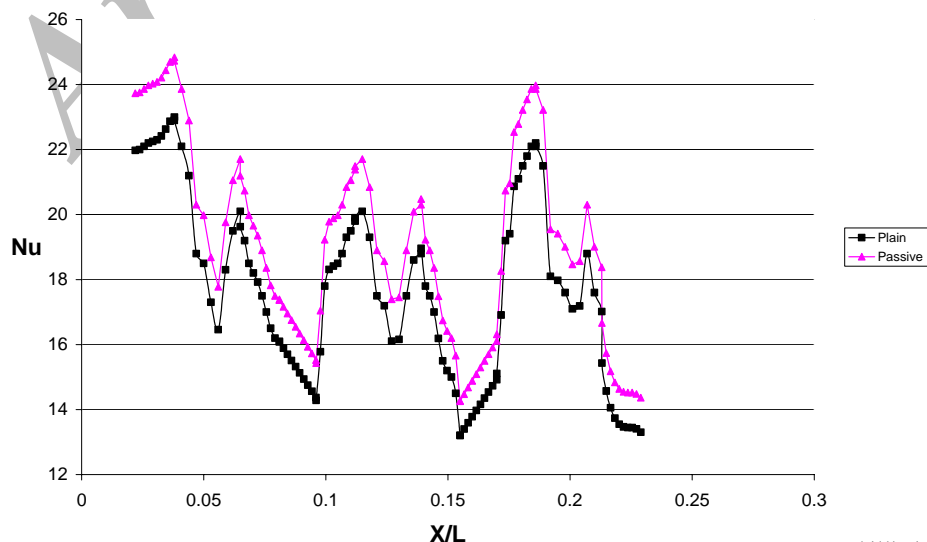
شکل ۲۰- راندمان عملکرد برای اعداد رینولدز و آرایش های مختلف در حالت دمشی



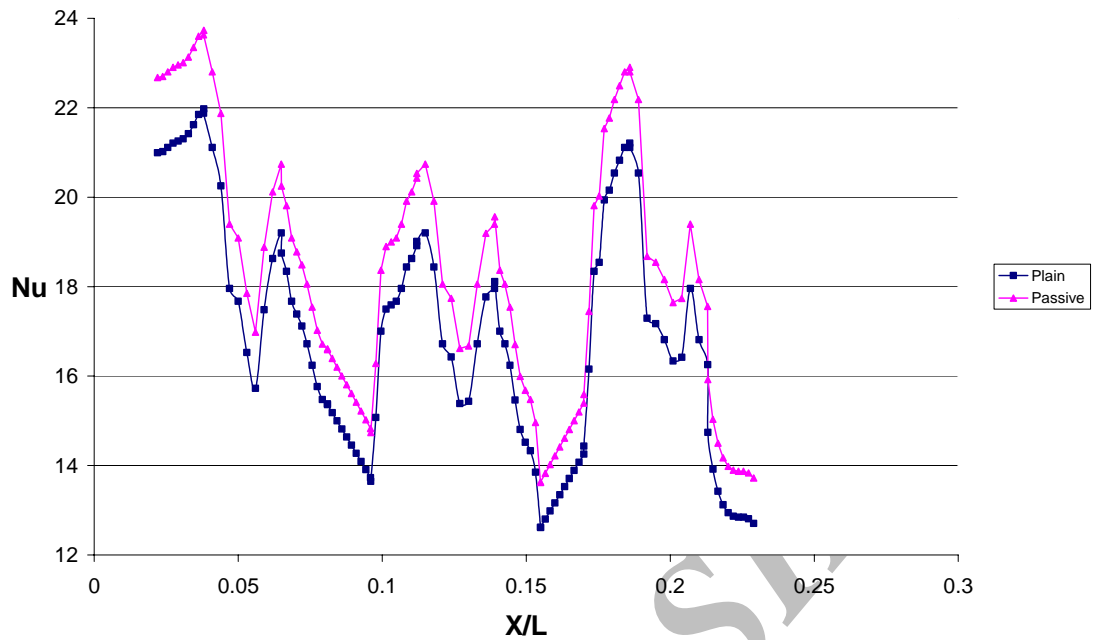
شکل ۲۱- مقایسه توزیع دمای بی بعد برای هر دو حالت برای آرایش a در حالت مکش ($Re_L = 376$)



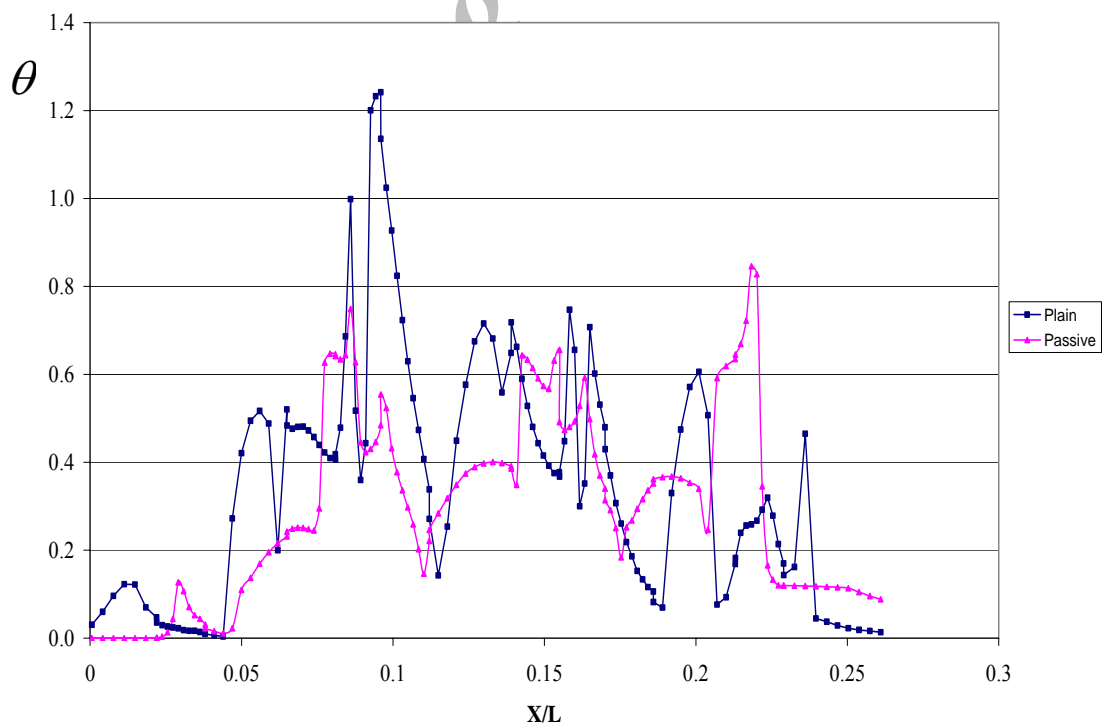
شکل ۲۲- مقایسه توزیع دمای بی بعد برای هر دو حالت برای آرایش a در حالت دمشی ($Re_L = 376$)



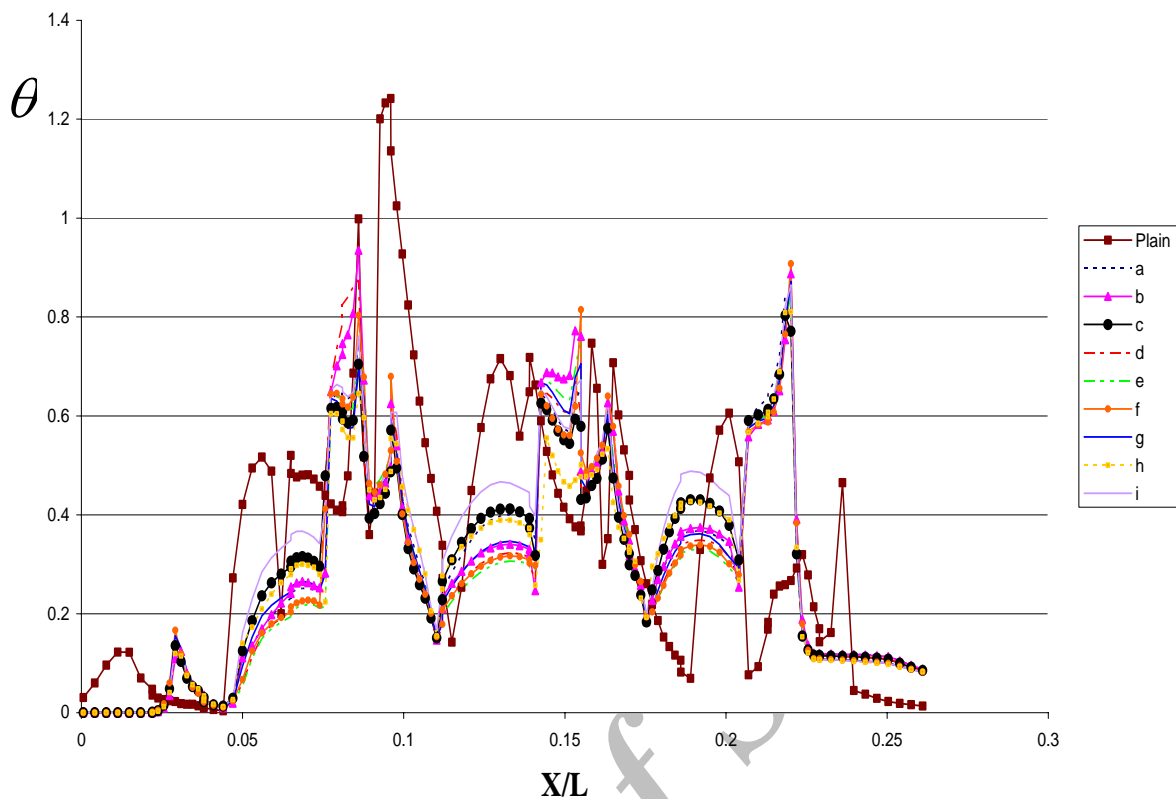
شکل ۲۳- مقایسه توزیع عدد نوسلت برای هر دو حالت برای آرایش a در حالت مکش ($Re_L = 376$)



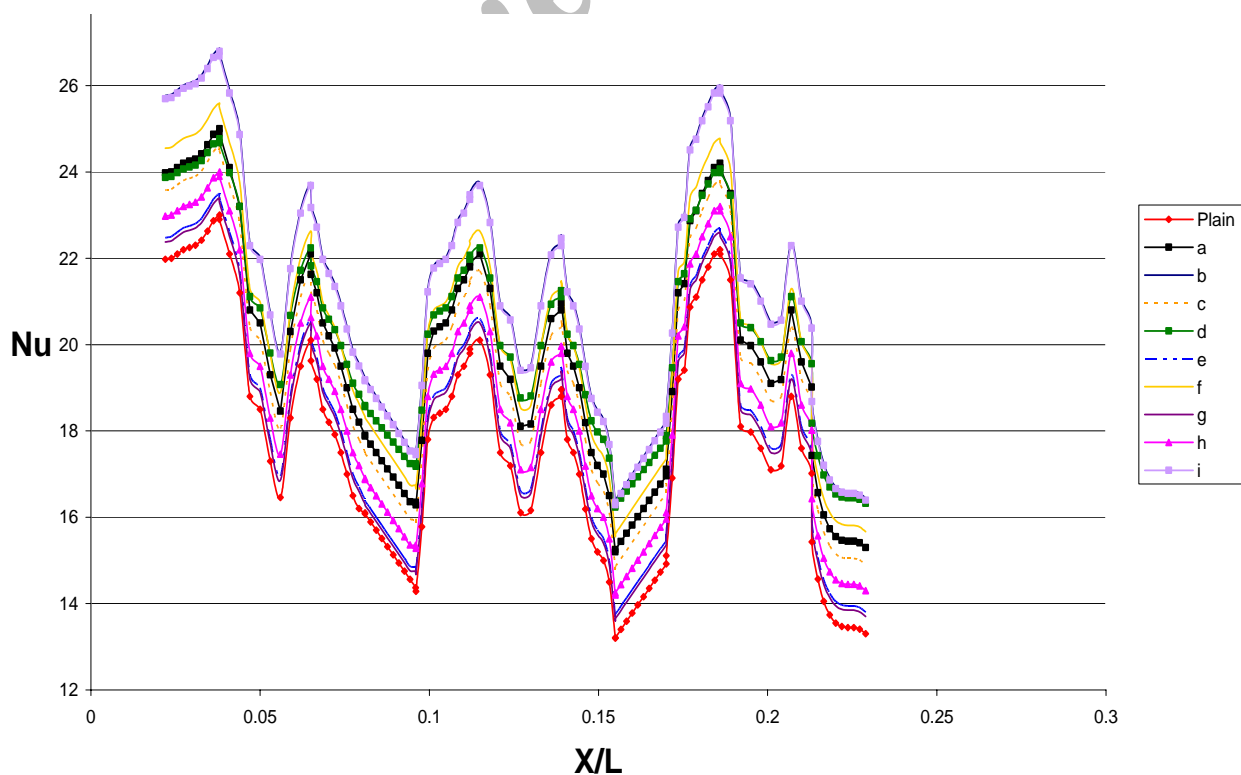
شکل ۲۴- مقایسه توزیع عدد نوسلت برای هر دو حالت برای آرایش a در حالت دمشی ($Re_L = 376$)



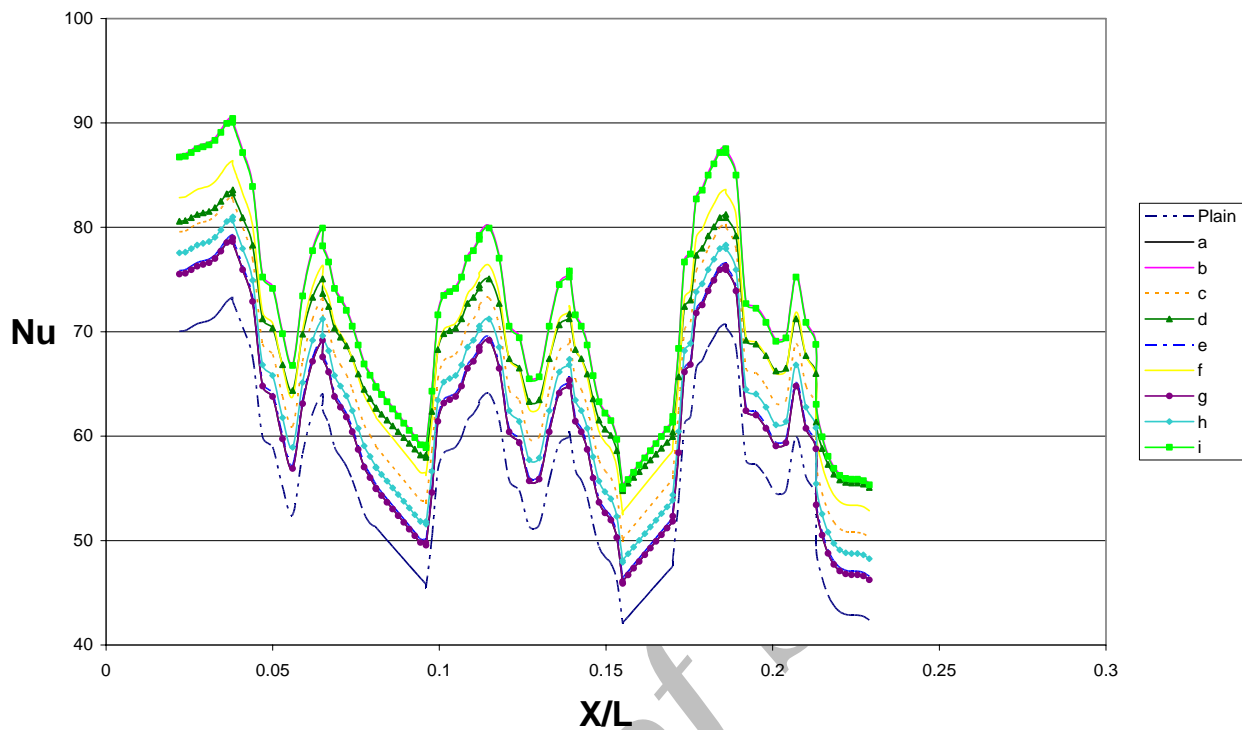
شکل ۲۵- مقایسه توزیع دمایی بعد برای هر دو حالت برای آرایش a در حالت مکشی ($Re_L = 6170$)



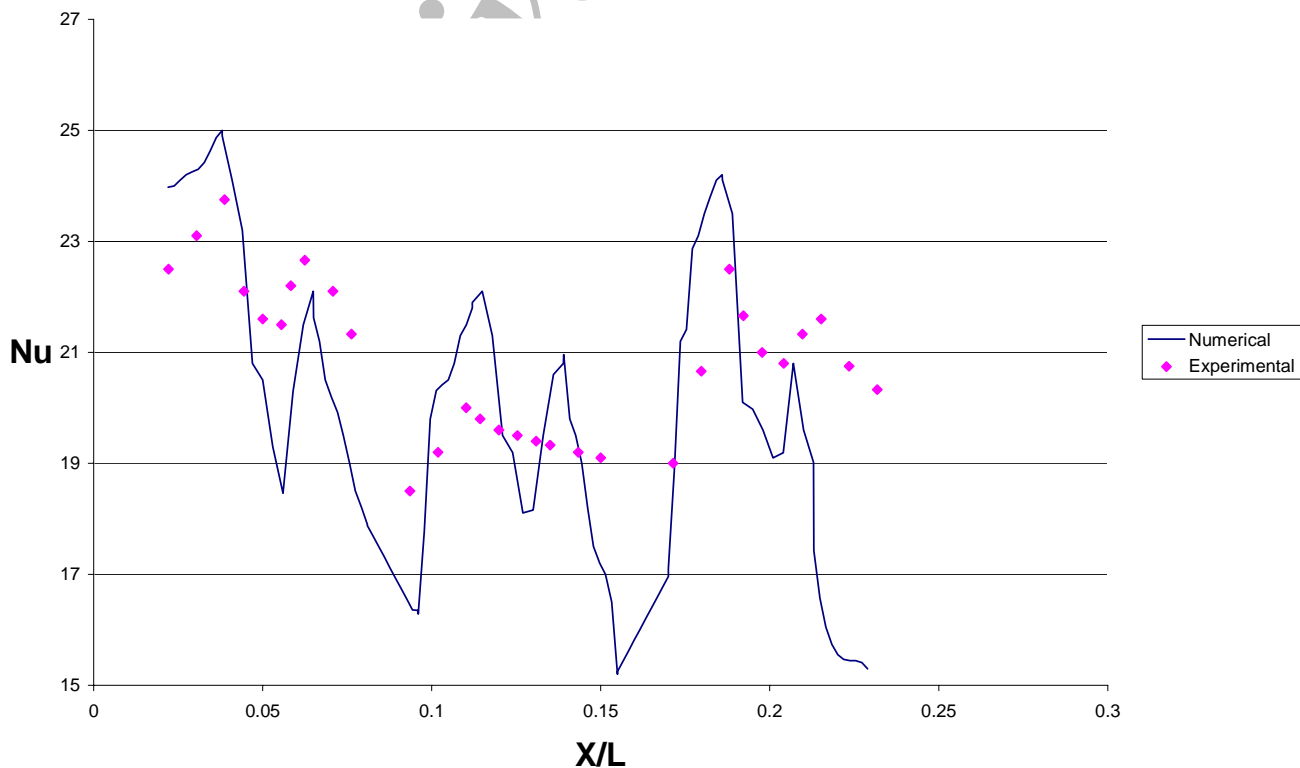
شکل ۲۶- توزیع دمای بی بعد در امتداد سطح سه مانع مستطیلی برای آرایش های مختلف در حالت مکش ($Re_L = 6170$)



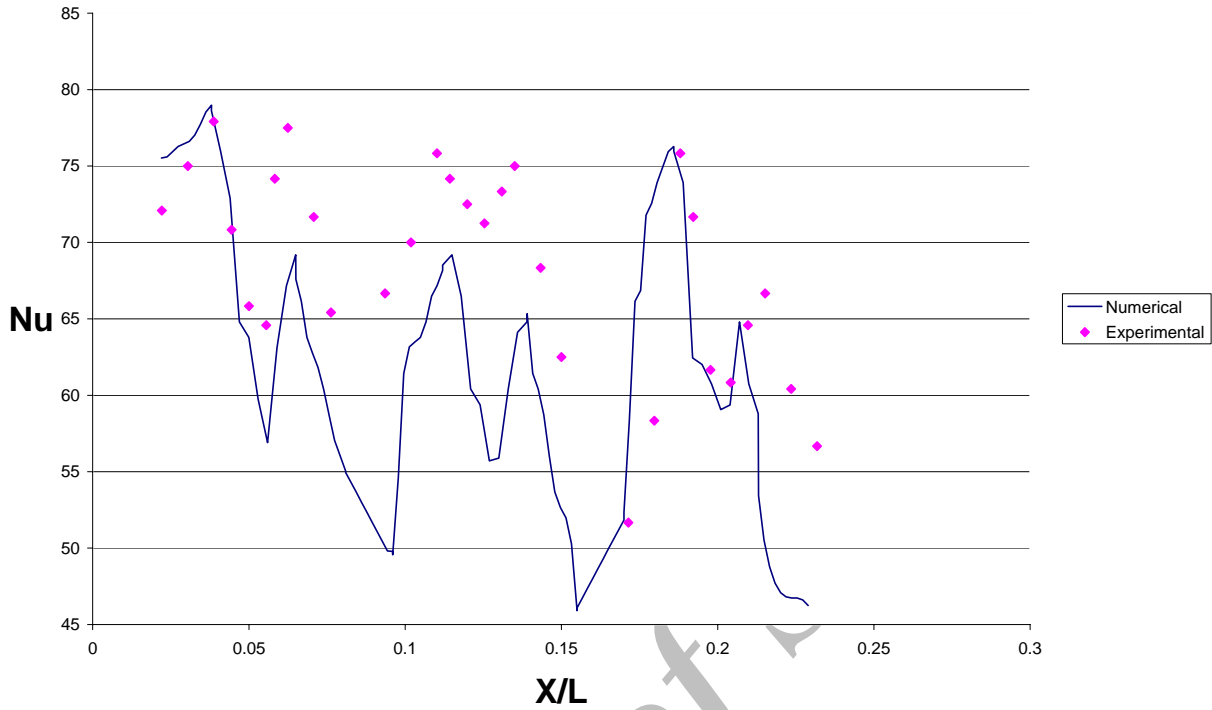
شکل ۲۷- توزیع عدد نوسلت در امتداد سطح سه مانع مستطیلی برای آرایش های مختلف در حالت مکش ($Re_L = 376$)



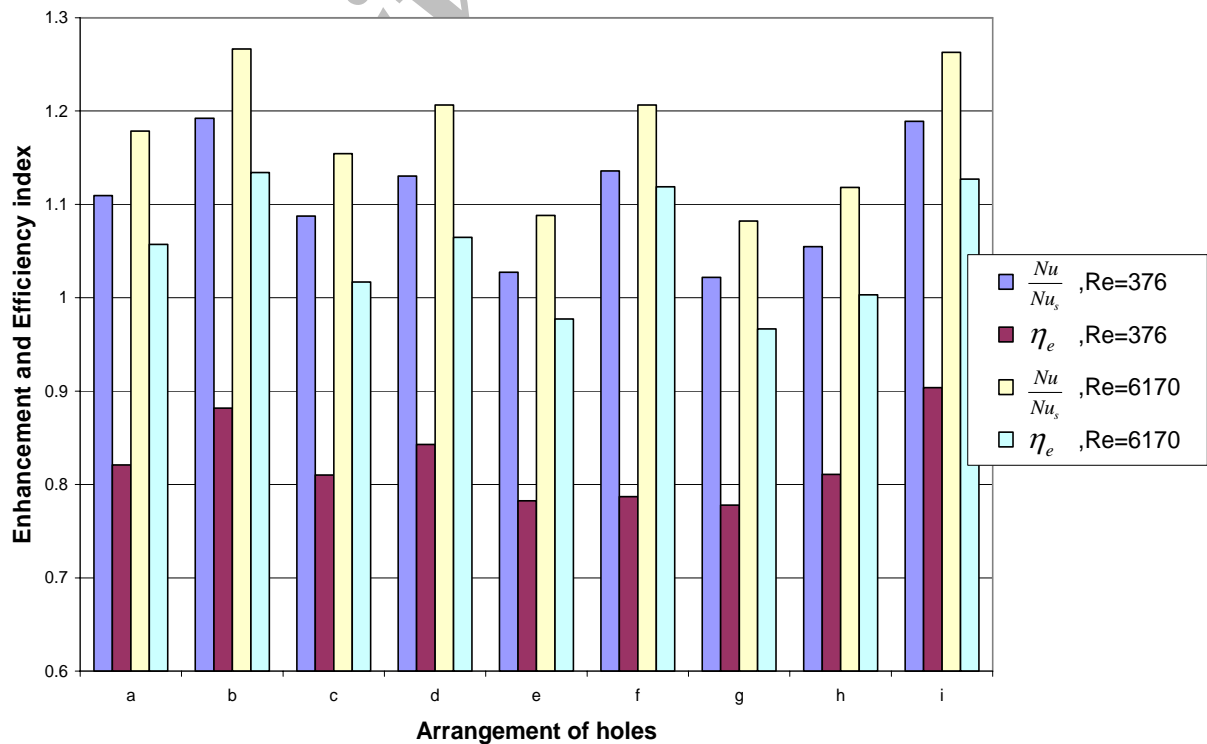
شکل ۲۸- توزیع عدد نوسلت در امتداد سطح سه مانع مستطیلی برای آرایش های مختلف در حالت مکش ($Re_L = 6170$)



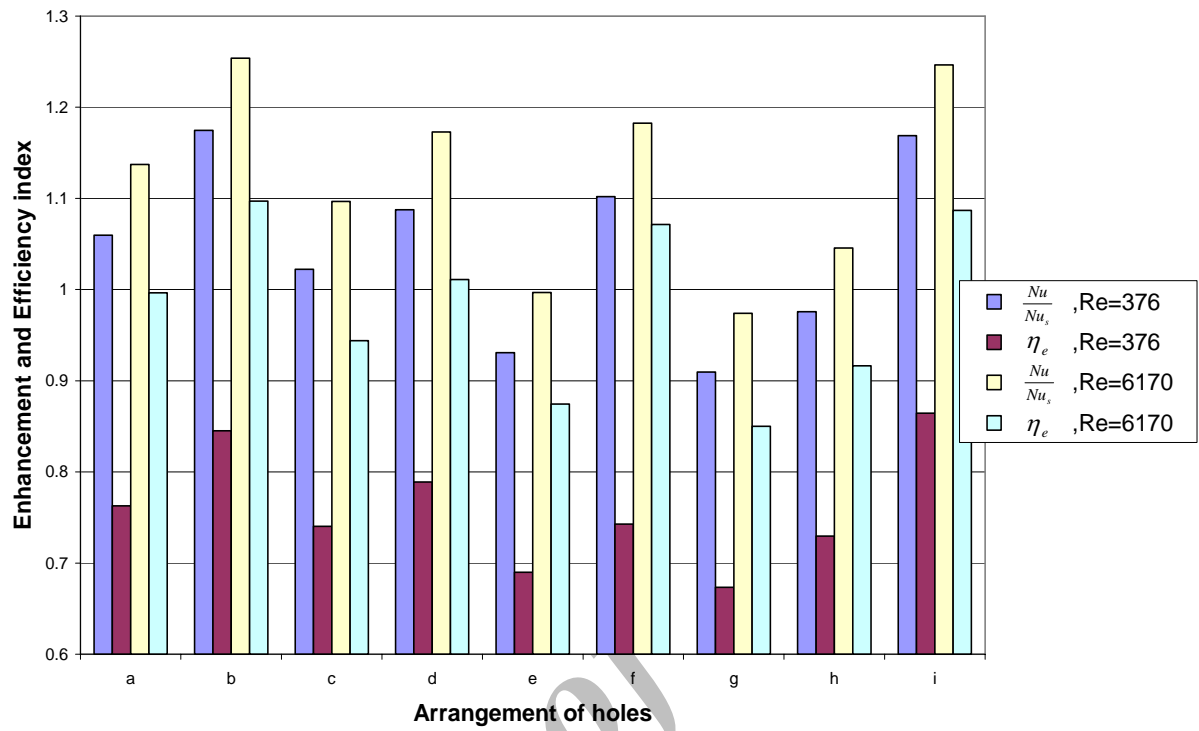
شکل ۲۹- مقایسه توزیع عدد نوسلت بین نتایج عددی و تجربی با وجود سوراخ ها در حالت مکش ($Re_L = 376$)



شکل ۳۰- مقایسه توزیع عدد نوسلت بین نتایج عددی و تجربی با وجود سوراخ ها در حالت مکش ($Re_L = 6170$)



شکل ۳۱- نمودار میله ای $\frac{Nu}{Nu_s}$ و η_e برای آرایش های مختلف سوراخ ها در حالت مکش



شکل ۳۲- نمودار میله ای $\frac{Nu}{Nu_s}$ و η_e برای آرایش های مختلف سوراخ ها در حالت دمشی

Archive SID

Abstract

In this study numerical investigation on hydrodynamic and forced convection heat transfer in a rectangular horizontal duct have been studied. Heat sources were cross rectangular ribs with small aspect ratio and uniform heat flux under turbulent regime. The purpose of this study is application of a passive method to increase rate of heat transfer from the ribs. Geometry and the physics of the problem are similar to cooling of electronic boards. Therefore three rectangular ribs established along the width of the channel with specified distance from each other. Between ribs some vortexes were appeared which in general were acted as heat traps and thus reduced heat transfer rate. These thermal resistances should be neutralized by applying heat transfer enhancement methods. Due to low pressure of these areas in comparison with their surrounding environment, establishing holes between the ribs is an appropriate method to vanish the heat traps. Actually, by applying holes between the ribs, some distortions in the vortex patterns are made and an enhancement in the heat transfer due to existence of secondary flows, are made subsequently. These phenomena are occurred without any outsource energies. This method classified as passive method. Numerical simulation for assumed geometry is performed by solving governing equations in finite volume with Phoenics software. The obtained simulated results indicate good agreements with experimental investigations that have been reported by other researchers. In this work, the main air flow has been produced in two cases of suction and blowing from fan inside of channel. Comparison of these cases has performed to different behavior of pressure gradient effect on heat transfer phenomenon. Comparison between plain and passive cases shows that a performance evaluation criterion (PEC) is highly dependant on the holes geometric parameters, specially their numbers and arrangements.

Archive