

شبیه سازی عددی افزایش انتقال حرارت از ریب های مستطیلی متوالی داخل مجرا با استفاده از روش غیرفعال

در پژوهش حاضر افزایش آهنگ انتقال حرارت از ریب های مستطیلی متوالی مستقر در کف کانال با جابجایی اجباری با استفاده از روش غیرفعال مورد مطالعه است. روش افزایش انتقال حرارت با وارد کردن معیار ارزیابی عملکرد روش، مورد تحلیل قرار می گیرد و از روش غیرفعال برای این منظور استفاده می شود. ریب های متوالی به سطوح گرمایی موضعی تشبیه شده و ارتفاع ریب ها در حد قابل مقایسه با ابعاد عرضی کانال در نظر گرفته شده است. در این تحقیق، بررسی عددی جریان سه بعدی، آشفتنه، پایا، لزج و تراکم ناپذیر سیال هوا در اعداد رینولدز 1.05×10^5 و 1.06×10^6 با استفاده از نرم افزار PHOENICS انجام شده است. در این تحقیق رفتار هیدرودینامیکی و انتقال حرارت جریان هوا در خنک کاری ریب های مستطیلی در داخل مجرا با استفاده از روش غیرفعال و با اعمال سوراخ ها بین ریب ها به صورت عددی از لحاظ افزایش انتقال حرارت و افت فشار بررسی شده است. نوآوری پژوهش حاضر استفاده از روش غیرفعال با ایجاد سوراخ هایی با آرایش های مختلف در حالت های مکش و دمش به صورت ریب های متوالی به تعداد ۹ عدد با جریان بسیار آشفتنه با اعداد رینولدز بسیار بالا می باشد. در این نوآوری توجه ویژه ای به تولید گردابه ها (تک و چند گردابه) در محوطه بین ریب های متوالی شده است. نتایج بررسی عددی نشان می دهد که آرایش زیگزاگی نزدیک به دیواره بهترین آرایش مورد نظر از بین پنج آرایش می باشد و بهترین خنک کاری را انجام داده است. در آخر نتایج عددی بدست آمده با نتایج موجود در ادبیات فن مقایسه شده و با توجه به نتایج عددی تطابق بهتری با نتایج تجربی دیده می شود. حداکثر آهنگ افزایش انتقال حرارت متوسط برای ریب ها مربوط به حالت مکش برای آرایش زیگزاگی نزدیک به دیواره به ترتیب در سرعت های ۳ و ۱۵ متر بر ثانیه برابر با ۱۹۲٪/۴ و ۳۷۶٪/۷ می باشد.

امین اعلمی نیا^۱
استادیار

امیر علم قلیلو^۲
کارشناسی ارشد

واژه های راهنما: افزایش انتقال حرارت، جابجایی، جریان داخل مجرا، روش غیرفعال، ریب

^۱ نویسنده مسئول، استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید مدنی آذربایجان، تبریز، ایران،

amin.alam@azaruniv.ac.ir

^۲ کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید مدنی آذربایجان، تبریز، ایران،

alamgholilu@gmail.com

۱- مقدمه

استفاده از روش‌های مختلف بهینه‌سازی با توجه به ضرورت گرمایش و سرمایش در سامانه‌های حرارتی مورد توجه محققین و صنعتگران می‌باشد. در این سامانه‌های حرارتی از مجراهای با مقیاس کوچک نیز استفاده می‌شود که در داخل آن‌ها سیال عامل در جریان است. بررسی رفتار هیدرودینامیکی و انتقال حرارت این سیال عامل در فرآیند افزایش انتقال گرما در داخل این مجراها می‌تواند با روش‌های مختلف فعال، غیر فعال و یا ترکیبی از آن‌ها انجام گیرد. امروزه روش‌های افزایش انتقال حرارت از جهات مختلف مورد توجه مهندسان و پژوهشگران می‌باشد.

خنک‌کاری سطوح گرمایشی موضعی و سطوح مدارهای الکترونیکی گرم با جریان هوا در عمل یکی از روش‌های معمول می‌باشد. تمام مدارهای الکترونیکی از عناصر کوچک و بسیار ریزی که مقدار قابل توجهی گرما تولید می‌کنند، ساخته شده‌اند. خنک‌کاری اصلی سیستم‌های این تجهیزات با ایجاد جریان هوا روی آن‌ها از طریق کانال‌ها و دفع گرمای ایجاد شده بوسیله انتقال اجباری و یا طبیعی انجام می‌شود. امروزه با توجه به ضرورت به‌کارگیری اجزای مختلف فراوان در مدارها و بالا بردن تراکم این اجزاء در یک مدار به منظور کاستن اندازه‌ها، خنک‌کاری فرآیند حیاتی و اجتناب ناپذیر برای این تجهیزات شده است. بنابراین به‌کارگیری روش خنک‌کاری فعال یا غیرفعال مطلوب سیستم‌ها با معیارهای ارزیابی عملکرد^۱ بالا ترجیح داده می‌شوند.

از دیدگاه علم مکانیک معیار ارزیابی بر اساس میزان انرژی مصرفی برای رسیدن به هدف مورد نظر یا میزان آنتروپی تولید شده تعریف می‌شود ولی از نظر تکنولوژی ساخت و تولید انبوه، شاخص‌های دیگری نیز می‌تواند تعریف شود.

در روش‌های غیرفعال بدون اعمال مصرف انرژی از خارج سامانه نظیر مکش و دمش بدون مصرف انرژی خارجی با توجه به پتانسیل خود سیال با گرادیان فشار موجود استفاده می‌شود. در روش‌های فعال با اعمال مصرف انرژی در خارج سامانه نظیر میدان‌های الکتریکی^۲، میدان‌های مغناطیسی^۳، ارتعاش سطح و سیال و تزریق و مکش (با مصرف انرژی خارجی) استفاده می‌شود. در روش‌های غیرفعال بدون اعمال انرژی از خارج سامانه با افزایش سطوح تبادل، ایجاد ریب‌ها و زبری‌های مصنوعی، اعمال پیچش اولیه به جریان ورودی، وارد کردن قطعات و شبکه‌های مختلف در داخل مجرا و اضافه نمودن مواد افزودنی به سیال عامل و غیره برای افزایش انتقال گرما استفاده می‌شود. در روش‌های فعال کاربردهای محرکه‌های الکتروهیدرودینامیکی در گرمایش و سرمایش بسیار زیاد است و از سال‌ها پیش نیز در این زمینه کارها و تحقیقات بسیاری انجام گرفته است. در کاربردهای مرتبط با نوآوری‌های علمی و صنعتی، روش فعال محرکه‌های الکتروهیدرودینامیکی در مرزهای دانش مورد توجه بوده است.

در پژوهش حاضر بررسی جریان سیال لزج داخل مجرای مستطیلی همراه با پدیده‌های انتقال مرتبط به موانع با چشمه‌های گرمایی موجود در جریان مورد نظر است. هدف نهایی نیز در چگونگی خنک‌کاری این اعضای چشمه گرمایی متوالی در موقعیت‌های هندسی متفاوت در مجرا قرار می‌گیرند خلاصه می‌شود. سیال عامل هوا

¹ Performance Evaluation Criteria (PEC)

² Electrohydrodynamics (EHD)

³ Magnetichydrodynamics (MHD)

با دمای محیط به منظور سیال خنک‌کن است که به‌صورت جابجایی اجباری این قطعات گرم را خنک‌کاری خواهد کرد. برای افزایش آهنگ انتقال گرما از روش غیرفعال^۱ استفاده خواهد شد. در پژوهش حاضر منطقه بحرانی با تله گرمایی در مناطق پشت موانع هستند که در آن‌ها گردابه^۲ تشکیل می‌شود. در این منطقه بوسیله به‌هم‌زدن مقاومت منطقه گردابه از طریق جریان‌های ثانویه، پدیده افزایش انتقال حرارت مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

در روش‌های فعال برای افزایش انتقال حرارت می‌توان انرژی خارجی صرف شده را با کمیت افت فشار اضافی که در روش غیرفعال تحمیل می‌شد معادل‌سازی کرد و پارامتری مانند η_e تعریف کرد. معیارهای ارزیابی عملکرد بر اساس آگزرژی نیز تعریف شده است که برای جزئیات بیشتر می‌توان به تحقیقات Webb و Kim (مرجع [۱]) مراجعه کرد.

Webb و Kim در سال ۲۰۰۵ میلادی در کتابی تحت عنوان مبانی افزایش انتقال حرارت از دیدگاه سیالاتی و انتقال حرارت معیاری را برای معیار ارزیابی عملکرد روش‌های انتقال حرارت ارائه داده است. همچنین از دیدگاه آگزرژی نیز معیاری را ارائه داده‌اند که تحت عنوان معیار ارزیابی عملکرد در پژوهش حاضر معرفی شده است [۱].

Webb و همکاران در سال ۲۰۰۰ میلادی بررسی تجربی بر روی موانع در مسیر جریان و الگوی جریان برای فاصله بین آن‌ها انجام داده‌اند. آن‌ها نشان دادند که اگر نسبت فاصله ریب‌ها به ارتفاع آن کمتر از ۸ باشد ($P/e < 8$) گردابه تولید شده کل فاصله بین دو ریب را پر خواهد کرد. آن‌ها ادعا کردند که با افزایش فاصله بین ریب‌ها جریان اصلی به فضای بین دو ریب نفوذ کرده و به سطح خواهد چسبید. در این شرایط نقطه‌ای که در آن جریان به سطح چسبیده باشد بیشترین انتقال حرارت را خواهد داشت [۲].

Sultan در سال ۲۰۰۰ میلادی تأثیر شکل و اندازه سوراخ‌های ایجاد شده در بین ریب‌های مستطیلی در میزان انتقال حرارت از این ریب‌ها در حضور جریان اصلی در طول یک کانال مستطیل را مورد بررسی قرار داده است. افزایش انتقال حرارت تا اندازه زیادی به دلیل از بین رفتن گردابه‌ها مربوط می‌شود ولی در بررسی که این پژوهشگر به عمل آورده است تأثیر تغییرات چگالی و نیروهای شناوری را مورد توجه قرار داده است. به دلیل عدد ریچاردسون پایین جریان، نیروهای شناوری نقش بسیار کمی را در این جریان بازی می‌کنند. بعلاوه مشخص شد که متناسب با عدد رینولدز بحرانی طول مشخصه تعریف شده با فیزیک و هندسه مسئله حاضر متناسب نیست [۳].

اعلمی‌نیا (علم‌قلیلو) و همکاران [۴-۸] در سال‌های ۲۰۱۲، ۲۰۱۶، ۲۰۱۹ و ۲۰۲۰ میلادی بررسی تجربی افزایش انتقال حرارت از ریب‌های مستطیلی، نیم‌دایروی و دوزنقه‌ای شکل و همچنین ریب‌های بدون ارتفاع با شار حرارتی ثابت در داخل یک کانال مستطیلی سه‌بعدی را با استفاده از روش‌های فعال، غیرفعال و ترکیبی انجام داده‌اند. در این پژوهش روش‌های فعال و ترکیبی برای اعداد رینولدز پایین دارای راندمان و عملکرد حرارتی بالایی است. روش غیرفعال در چشمه‌های حرارتی دارای ارتفاع قابل ملاحظه نسبت به ارتفاع کانال و در سرعت‌های بالای جریان اصلی بازده مناسبی دارد. این روش در اعداد رینولدز بالا برای آرایش زیگزاگی

¹ Passive method

² Vorticity

نزدیک به دیواره ریب‌ها به دلیل ایجاد شتاب محلی و افت فشار و در نتیجه مکش هوای بیشتر از بیرون، راندمان خنک‌کاری بالایی دارد. با توجه به نتایج این تحقیق، روش غیرفعال برای اعداد رینولدز بالا (جریان آشفته) دارای بازده بالایی است.

اعلمی‌نیا (علم‌قلیلو) و اسماعیل‌زاده [۹ و ۱۰] در سال‌های ۲۰۰۸ و ۲۰۱۲ میلادی بررسی عددی افزایش انتقال حرارت از ریب‌های مستطیلی شکل با شار حرارتی ثابت در داخل یک کانال مستطیلی سه‌بعدی با استفاده از روش غیرفعال انجام داده‌اند. در این پژوهش‌ها اثرات مکشی و دمشی جریان از سوراخ‌های ایجاد شده بین ریب‌ها با توجه به نه آرایش برای افزایش انتقال حرارت بررسی شده است. با توجه به نتایج بررسی عددی از بین نه آرایش، در آرایش زیگزاگی نزدیک به دیواره بهترین خنک‌کاری برای ریب‌ها انجام شده است.

Zheng و همکاران در سال ۲۰۰۶ میلادی با استفاده از معیار ارزیابی عملکرد تعریف شده توسط Webb [۱۱] تأثیر پارامترهای مختلف بر روی افزایش انتقال حرارت را بررسی کرده‌اند [۱۱].

Zimparov و همکاران در سال ۲۰۰۶ میلادی 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 داده‌اند. در این پژوهش برای ارزیابی میزان سودمند بودن روش بکار گرفته شده معیارهای عملکرد وسیعی از دیدگاه‌های مختلفی مورد استفاده قرار گرفته است [۱۲].

Yemenici و همکاران در سال ۲۰۱۲ میلادی بررسی تجربی هیدرودینامیکی و انتقال حرارت جریان هوا را از روی ریب‌های مستطیلی متوالی با فاصله مشخص و اندازه متفاوت انجام داده‌اند. در این تحقیق سرعت متوسط، شدت توربولانس و دماهای سطح دیواره ریب‌ها اندازه‌گیری شده است. با توجه به نتایج تجربی جدایی جریان و چسبیدگی مجدد جریان قبل از ریب‌های نخست و بین آنها اتفاق می‌افتد. مساحت سطح ریب‌ها و جدایی جریان باعث ایجاد تله گرمایی و مراحل توربولانس بالاتری می‌شود. اعداد استانتون متوسط برای ارتفاع‌های ریب ۱۰، ۱۵ و ۲۰ میلی‌متر بالاتر از حالت صاف بدون ریب حدود ۸۲٪، ۹۵٪ و ۱۱۳٪ در جریان آرام و ۲۷٪، ۳۸٪ و ۵۰٪ در جریان آشفته به‌دست آمده است. این نتایج نشان می‌دهد که افزایش انتقال حرارت از سطح ریب‌ها با افزایش ارتفاع ریب‌ها افزایش می‌یابد [۱۳].

نوآوری پژوهش حاضر استفاده از روش غیرفعال با ایجاد سوراخ‌هایی با آرایش‌های مختلف در حالت‌های مکش و دمش (بدون مصرف انرژی خارجی) به صورت ریب‌های متوالی به تعداد ۹ عدد با جریان بسیار آشفته با اعداد رینولدز بسیار بالا می‌باشد. در این نوآوری توجه ویژه‌ای به تولید گردابه‌ها تک و چند گردابه (در محوطه بین ریب‌های متوالی شده و پارامترهای افت فشار و تغییرات سرعت و افزایش انتقال حرارت با توجه به خنک‌کاری ریب‌های متوالی مورد بحث و بررسی دقیق قرار گرفته است. این بحث و بررسی‌ها با توجه به شبیه‌سازی عددی دقیق روش غیرفعال با اعمال بهترین آرایش سوراخ‌ها در محوطه بین ریب‌های متوالی و همچنین محاسبه معیار ارزیابی عملکرد در بیشتر کارهای قبلی مورد توجه قرار نگرفته است.

معیار هندسه و اعتباردهی نتایج شبیه‌سازی عددی پژوهش حاضر برای افزایش انتقال حرارت، تحقیقات تجربی Yemenici و همکاران (مرجع [۱۳]) می‌باشد. در پایان برای اطمینان از صحت نتایج بررسی عددی، این نتایج با نتایج تجربی اعتباردهی شده است.

۲- بررسی عددی

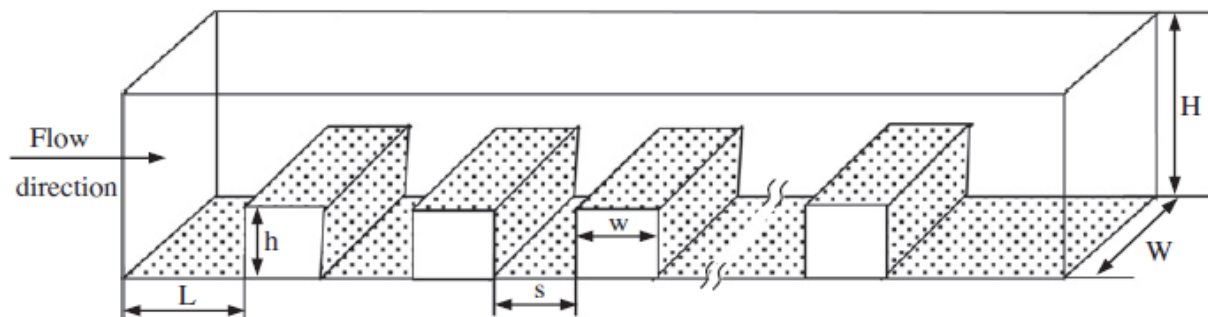
در بررسی عددی افزایش انتقال حرارت برای حالت‌های اول (بدون وجود سوراخ‌ها بین ریب‌ها) و دوم (با وجود سوراخ‌ها بین ریب‌ها با اعمال روش غیرفعال) از نرم‌افزار PHOENICS استفاده شده است. این نرم‌افزار دارای اعتبار و لایسنس^۱ محصول معتبر شرکت CHAM انگلیس تحت نظر گروه پروفیسور اسپالدینگ^۲ و همکاری‌اش می‌باشد که به علت داشتن حل با همگرایی سریع و رابط کاربری مناسب در اولویت انتخاب قرار داده شده است. این نرم‌افزار بر اساس روش حجم محدود کار می‌کند [۱۴]. بررسی عددی برای ریب‌های مستطیلی متوالی مطابق با هندسه پژوهش Yemenici و همکاران (مرجع [۱۳]) انجام شده است.

۲-۱- طرحواره هندسی منطقه مطالعاتی

طرحواره هندسی منطقه مطالعاتی برای تحلیل هیدرودینامیکی و انتقال حرارت جریان سیال هوا برای ریب‌ها در دو حالت مختلف می‌باشد. در منطقه مطالعه جریان قبل از ورود از نقطه نظر هیدرودینامیکی برای هر رژیم از جریان کاملاً توسعه یافته خواهد بود. طرحواره هندسه مسئله و منطقه مطالعاتی مورد نظر برای حالت‌های اول و دوم مطابق با هندسه پژوهش Yemenici و همکاران (مرجع [۱۳]) بررسی شده است. در حالت دوم بین ریب‌ها سوراخ‌هایی با قطر ۴ mm با ۵ آرایش مختلف به منظور افزایش انتقال حرارت غیرفعال ایجاد شده است. اندازه ریب‌ها به صورت $30\text{ mm} \times 10\text{ mm} \times 240\text{ mm}$ می‌باشد که این موانع به فاصله معین ۳۰ mm از همدیگر قرار گرفته‌اند. در زیر به تشریح این حالت‌ها می‌پردازیم:

۲-۱-۱- حالت اول

در شکل (۱) طرحواره هندسه مقطع مورد مطالعه برای ریب‌ها در حالت اول سطح صاف بین ریب‌ها مطابق با هندسه پژوهش Yemenici و همکاران (مرجع [۱۳]) نشان داده شده است. با توجه به شکل (۱) یک کانال مستطیلی شکل با ابعاد $L_{tot} \times H \times W$ ($L_{tot} = L + 9w + 8s + L_2$) در نظر گرفته شده است. در پایه کانال ریب‌های مستطیلی شکل با ارتفاع مشخص با فاصله s و ابعاد $w \times h \times W$ قرار گرفته‌اند. نسبت منظر^۳ برای ریب‌ها به صورت $w/h = 3$ (عرض ریب به ارتفاع ریب) می‌باشد. مقدار $W/H = 1.2$ (عمق کانال به ارتفاع کانال) می‌باشد که جریان و کانال سه بعدی می‌شود.



شکل ۱- طرحواره هندسی مقطع مورد مطالعه برای ریب‌ها در حالت اول

¹ License

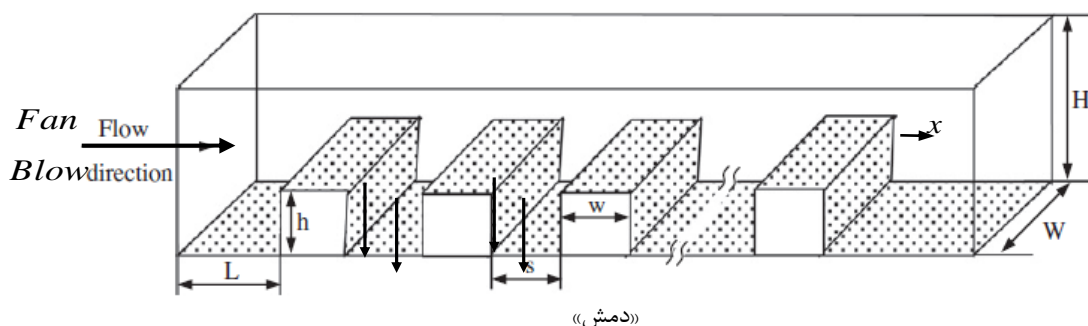
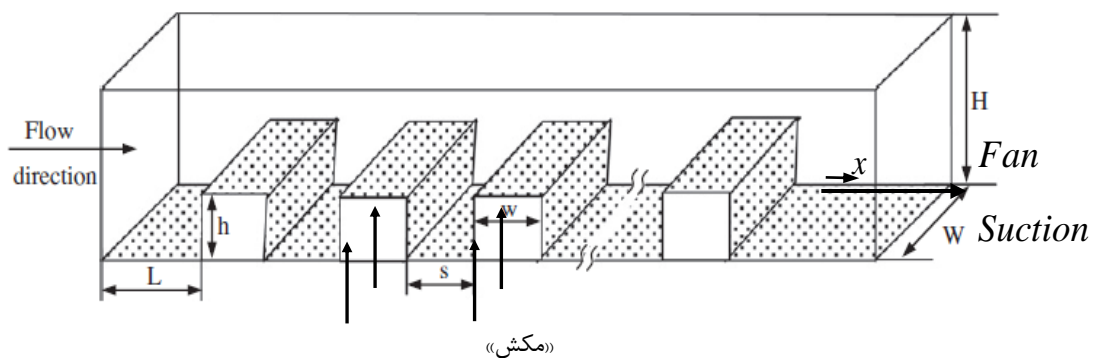
² Spalding

³ Aspect Ratio

تعداد ریب‌های مستطیلی شکل بکار برده شده نه ریب می‌باشد و دیواره‌های ریب‌ها با شار حرارتی ثابت گرم می‌شوند و سایر دیواره‌های کانال عایق بندی شده‌اند. فاصله ریب‌ها از سمت چپ و راست کانال به ترتیب L و S می‌باشد. در حالت اول با توجه به شکل (۱) سطح صفحه بین ریب‌ها صاف بوده و با گرم شدن ریب‌ها چرخش جریان (گردابه‌ها) در حفره^۱ بین ریب‌ها بوجود آمده و چگالی هوای بین ریب‌ها از چگالی هوای خارج از محوطه ریب‌ها کمتر می‌شود و این اختلاف چگالی باعث تغییرات در رفتار و انتقال حرارت سیال می‌شود که این تغییرات بررسی می‌شود.

۲-۱-۲- حالت دوم

در حالت دوم سوراخ‌هایی بر روی سطح صفحه بین ریب‌های مستطیلی شکل ایجاد شده که در حالت مکش با توجه به پتانسیل سیال و گرادیان فشار بین محیط و ناحیه بین ریب‌ها (فشار محیط بیشتر از فشار بین ناحیه ریب‌ها است)، هوای سمت خارج از پایین کانال با عبور از سوراخ‌ها به سمت بالای کانال جریان می‌یابد و سیال متوقف و حبس شده در بین ریب‌ها را تحریک کرده و وادار به حرکت به سمت بالا می‌کند. در حالت دم‌ش با توجه به پتانسیل سیال و گرادیان فشار بین محیط و ناحیه بین ریب‌ها (فشار محیط کمتر از فشار بین ناحیه ریب‌ها است)، هوای سمت داخل بین ریب‌ها با عبور از سوراخ‌ها به سمت پایین کانال جریان می‌یابد. در حقیقت مکش و دم‌ش سیال، جریان هوای خارج نقاط کور و ساکن گرم شده را که توسط اثرات چرخش جریان (گردابه‌ها) ایجاد شده‌اند را متحرک می‌سازد. از روش غیرفعال برای بررسی جریان سیال در حالت دوم استفاده می‌شود که این حالت در شکل (۲) نشان داده شده است.



شکل ۲- طرحواره هندسی منطقه مطالعاتی برای ریب‌های با ارتفاع مشخص در حالت‌های اول و دوم (مکش و دم‌ش)

مطابق با هندسه مرجع [۱۳]

¹ Cavity

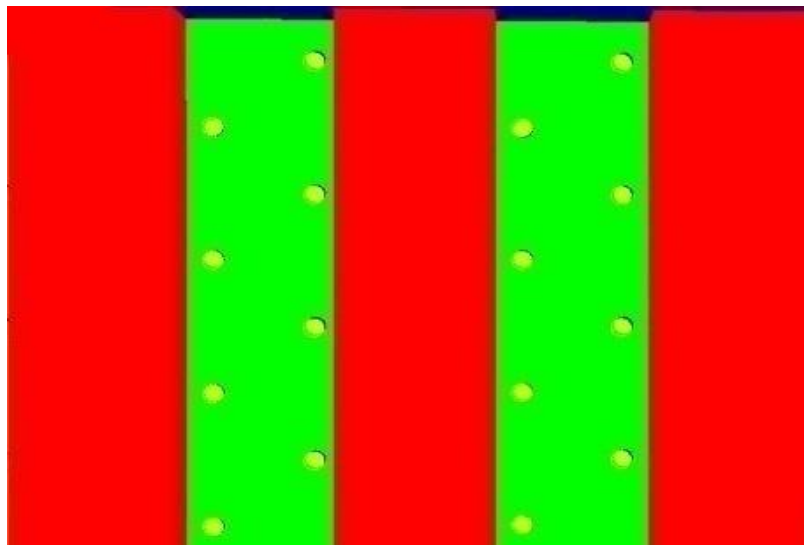
۲-۲- شرایط مرزی

در نرم‌افزار PHOENICS در حالت مکش در ورودی از شرط مرزی فشار ورودی و در خروجی از شرط مرزی فن استفاده شده است. در حالت دمش در ورودی از شرط مرزی سرعت ورودی و در خروجی از شرط مرزی فشار خروجی استفاده شده است. پروفیل سرعت ورودی یکنواخت و کاملاً توسعه یافته فرض شده است. در پژوهش حاضر در روش استفاده از سوراخ‌ها به منظور روش غیرفعال افزایش انتقال حرارت، جهت جریان ورودی و خروجی از کانال اصلی به بیرون مدنظر است. در اینجا منظور از مکش، جهت جریان ثانوی به منطقه بین ریب‌ها از خارج به داخل است؛ یعنی گرادیان فشار منفی به سمت جریان اصلی است و در جهت عرضی عمل می‌کند. برعکس منظور از دمش، حالت معکوس مکش (فشار کانال بزرگتر از فشار محیط) می‌باشد که در آن گرادیان فشار در جهت معکوس خواهد بود. برای ریب‌ها شرط شار حرارتی ثابت دیواره 7500 W/m^2 در نظر گرفته شده است. در ضمن از شرط مرزی توربولانس $k-\varepsilon$ اصلاح شده با شرط اولیه توربولانس ورودی ۵ درصد استفاده شده است. شرایط مرزی در قالب ریاضی بصورت زیر نوشته می‌شود:

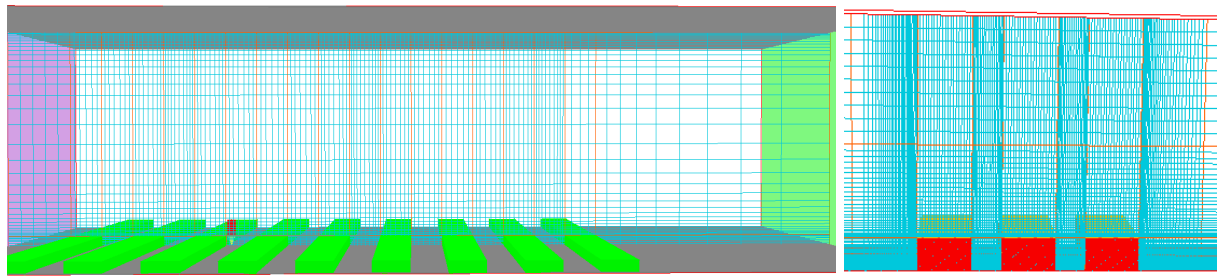
Boundary Conditions:

- Suction: Inlet: $P=P_{in}=P_{ref}$ and Outlet: $P=P_{out}=P_{Fan}$
- Blowing: Inlet: $V=V_{in}=3$ and 15m/s and Outlet: $P=P_{out}=P_{ref}$
- Surface of Ribs: $q''_{Ribs}=7500 \text{ W/m}^2=\text{Constant}$
- Holes: Suction: $P=P_{in}$ and Blowing: $P=P_{out}$

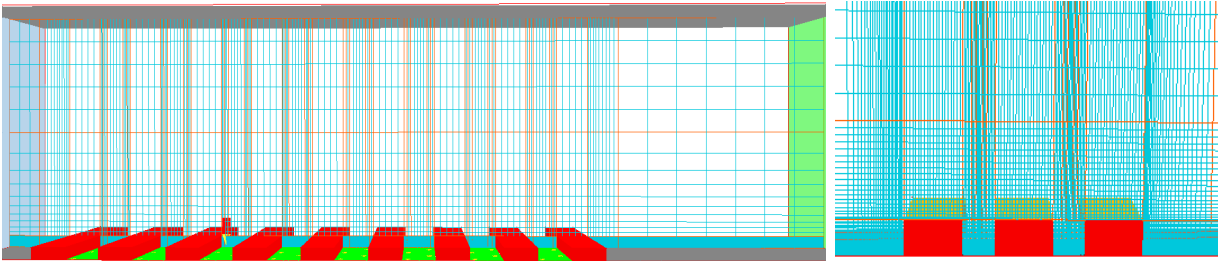
در حالت دوم مطابق با هندسه مرجع [۱۳] با توجه به مراجع [۹ و ۱۰] در روش غیرفعال از تعداد ۹ آرایش هندسی برای سوراخ‌های بین ریب‌ها، آرایش زیگزاگی نزدیک به دیواره که بهترین آرایش می‌باشد برای شبیه‌سازی عددی در نظر گرفته شده است. آرایش زیگزاگی نزدیک به دیواره مورد بررسی در شکل (۳) آورده شده است. در پژوهش Yemenici و همکاران (مرجع [۱۳]) از اعمال سوراخ‌ها استفاده نشده است و در پژوهش حاضر اعمال سوراخ‌ها و اعمال روش غیرفعال نوآوری برای افزایش انتقال حرارت به حساب می‌آید.



شکل ۳- آرایش زیگزاگی نزدیک به دیواره سوراخ‌ها



«حالت اول»



«حالت دوم»

شکل ۴- شبکه‌بندی منطقه مطالعاتی برای ریب‌های با ارتفاع مشخص در حالت‌های اول و دوم مطابق با هندسه مرجع [۱۳]

شکل (۴) شبکه‌بندی منطقه مورد نظر را برای حالت‌های اول و دوم نشان می‌دهد. شبکه‌بندی و گسسته‌سازی منطقه مطالعاتی با دقت و ظرافت خاصی و مطابق با مدل آشفتگی که برای حل مسئله انتخابی صورت گرفته است. یکی از نکات دیگری که در شبکه‌بندی مد نظر قرار گرفته، توجه به تناسب طول و عرض شبکه‌ها است که عدم رعایت این تناسب باعث پخش عددی کاذب می‌شود. همچنین برای مشخص کردن مقادیر در هر سلول از روش ترکیبی استفاده شده است.

بعضی روابط پارامتری برای این بررسی عددی بصورت زیر می‌باشد [۱]:

دمای بی‌بعد θ :

$$\theta = f(\text{Re}_{D_h}, h/D_h, S/D_h, w/D_h) = [(T_w - T_o)/(q_w w/K)] = [(T_w - T_o)/(T_{in} - T_o)] \quad (1)$$

عدد رینولدز:

$$\text{Re}_{D_h} = \frac{u_o D_h}{\nu} \quad (2)$$

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{2WH}{(W + H)} \quad (3)$$

Re_{D_h} و H, W, D_h به ترتیب قطر هیدرولیکی، عمق کانال، ارتفاع کانال و عدد رینولدز برحسب قطر هیدرولیکی کانال می‌باشند. در این بررسی عددی 3.27×10^6 and 6.54×10^5 Re_{d_h} می‌باشد.

اعداد گراف و ریچاردسون [۱]:

$$Gr = g\beta_1 q_w (w + 2h)w^3 / (K\nu^2), \quad Ri = \frac{Gr}{Re_{D_h}^2} \quad (4)$$

که T_w و q_w ، β_1 ، ν ، K ، u_o ، T_{in} ، T_o به ترتیب دمای جریان آزاد، دمای ورودی سیال، سرعت سیال، ضریب رسانش گرمایی هوا، ویسکوزیته سینماتیکی، ضریب انبساط حرارتی هوا، شار حرارتی ثابت بر روی ریب‌ها و دمای موضعی سطحی می‌باشند. البته به علت خیلی ضعیف بودن اثرات بویانانسی و $Ri \ll 1$ ، عدد Gr لحاظ نمی‌شود و انتقال حرارت بصورت جابجایی اجباری می‌باشد.

عدد نوصلت موضعی Nu در امتداد سطح ریب‌های مستطیلی به صورت زیر می‌باشد [۱]:

$$Nu = hw/K = q_w w / (T_w - T_o)K \quad (5)$$

عدد نوصلت متوسط \bar{Nu} برحسب دمای متوسط سطح ریب‌های مستطیلی بصورت زیر تعریف می‌شود [۱]:

$$\bar{Nu} = q_w w / (\bar{T}_w - T_o)K \quad (6)$$

عدد $Nu_{Passive}$ با خنک‌کاری غیرفعال و عدد Nu_{Plain} بدون خنک‌کاری غیرفعال می‌باشد. نسبت افزایش آهنگ انتقال حرارت بصورت زیر تعریف می‌شود [۱]:

$$Enhancement = Nu_{Passive} / Nu_{Plain} = Nu / Nu_s \quad (7)$$

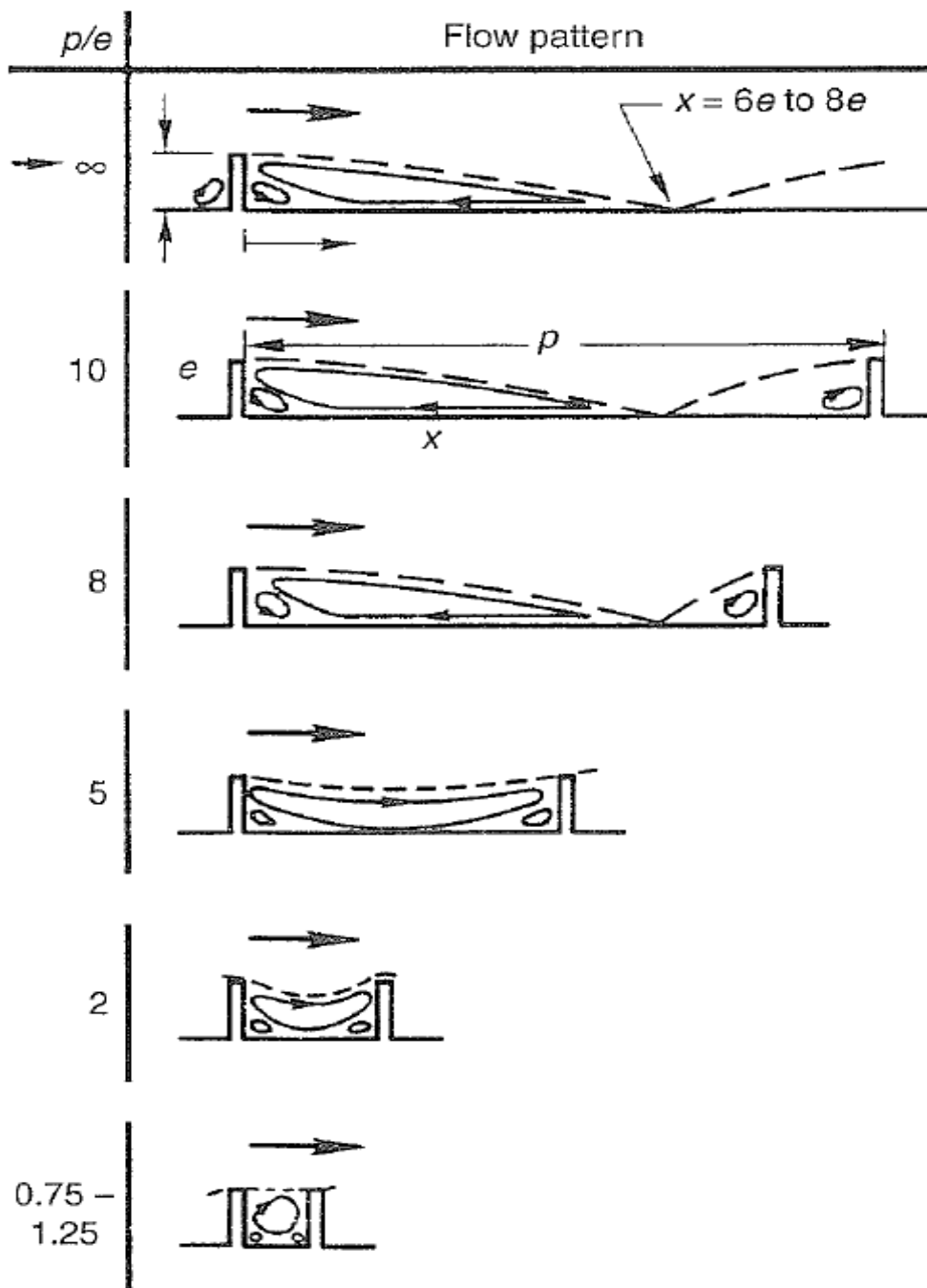
راندمان عملکرد افزایش انتقال حرارت بصورت زیر تعریف می‌شود [۱]:

$$\eta_e = \frac{Nu}{Nu_s} \times \frac{P_{OWS}}{P_{OW}} = \frac{Nu}{Nu_s} \times \frac{f_s}{f} = \frac{Nu}{Nu_s} \times \frac{\Delta P_s}{\Delta P} \quad (8)$$

که پایین‌نویس S اشاره به حالت عدم اعمال روش افزایش انتقال حرارت، f اشاره به ضریب اصطکاک و P_{OW} توان جریان مکشی و دمشی و ΔP افت فشار می‌باشند.

با توجه به شکل (۵) مقدار $P/e < 8$ (فاصله ریب به ارتفاع ریب) می‌باشد تا چسبیدگی مجدد^۱ اتفاق نیفتد که برای بررسی عددی $P/e = 3$ در نظر گرفته شده است. در این شکل الگوی جریان در بین ریب‌ها بصورت تابعی از فاصله ریب‌ها از هم نشان داده شده است [۱].

¹ Reattachment



شکل ۵- الگوی جریان در بین ریب‌ها بصورت تابعی از فاصله ریب‌ها (P/e) از هم [۱]

۲-۳- معادلات اساسی حاکم بر جریان سیال

با توجه به اینکه میدان حل آشفته، سیال تراکم ناپذیر و شرایط زمانی پایا می‌باشد معادلات به صورت زیر می‌باشد [۱۵]:
معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (9)$$

معادلات مومنتوم:

$$\rho(\bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \bar{u}_i' \bar{u}_j')$$
(۱۰)

معادله انرژی:

$$(\bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}_j}{\partial x_i}) = \alpha \frac{\partial^2 \bar{T}_i}{\partial x_i^2} - \frac{\partial}{\partial x_i} (u'T')$$
(۱۱)

معادلات انتقال توربولانس [۱۵]:

معادله k :

$$\bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} (\frac{\nu_T}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j}) + \nu \nabla^2 k$$
(۱۲)

معادله ε :

$$\begin{aligned} \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} (C_\varepsilon \frac{K}{\varepsilon} \bar{\tau}_{kl} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_l}) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon P}{K} = -C_{\varepsilon 2} f_\varepsilon (R_T) \frac{\varepsilon}{K} \left[\varepsilon - 2\nu \left(\frac{\partial \sqrt{K}}{\partial n} \right)^2 \right] + \\ \nu C_{\varepsilon 3} \bar{\tau}_{ij} \frac{K}{\varepsilon} \frac{\partial^2 \bar{u}_k}{\partial x_i \partial x_l} \frac{\partial^2 \bar{u}_k}{\partial x_j \partial x_l} + \nu \nabla^2 \varepsilon \end{aligned}$$
(۱۳)

با

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

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

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

مدل دو معادله‌ای $k - \varepsilon$ اصلاح شده به‌عنوان مدل آشفتگی انتخاب شده است. این مدل به دلیل اینکه بین دقت و هزینه اقتصادی توازن خوبی برقرار کرده است، مدل مناسبی برای مطالعات عددی موردهای مطالعاتی با بررسی حالت‌های متعدد و در فضای با ابعاد بزرگ می‌باشد و با توجه به هندسه پژوهش حاضر عملکرد بهتری نسبت به مدل $k - \Omega$ دارد.

۲-۴- تحليل داده‌ها

در پژوهش حاضر ميزان افزایش انتقال حرارت و ارزیابی عملکرد روش غيرفعال مورد استفاده بررسی شده است. بنابراین محاسبات بر اساس موارد زیر می‌باشد:

- نسبت ضریب انتقال حرارت یا میزان افزایش ضریب انتقال حرارت
- نسبت افت فشارها یا نسبت توان مصرفی در روش غيرفعال
- نسبت میزان "افزایش ضریب انتقال حرارت" به "نسبت توان مصرف شده" که معیار ارزیابی عملکرد نامیده می‌شود.

این تعاریف به صورت زیر با داده‌ها مشخص می‌شوند [۱]:

الف) میزان افزایش ضریب انتقال حرارت

$$h = \frac{q_w}{T_w - T_{ref.}} \quad (14)$$

$$Enhancement = E_t = \frac{h}{h_s} \quad (15)$$

$$q_w = const. \quad (16)$$

$$Enhancement = E_t = \frac{(T_w - T_0)_s}{(T_w - T_0)} \quad (17)$$

h : ضریب انتقال حرارت در حالت استفاده از روش‌های افزایش انتقال حرارت $[\frac{W}{m^2 K}]$.

h_s : ضریب انتقال حرارت در حالت بدون استفاده از روش‌های افزایش انتقال حرارت $[\frac{W}{m^2 K}]$.

$T_{ref.}$: دمای مرجع که در پژوهش حاضر به دلیل اینکه منطقه مطالعاتی از نظر دمایی کاملاً توسعه یافته

نمی‌شود، دمای هوای ورودی به عنوان دمای مرجع در نظر گرفته می‌شود $[K]$.

T_w : دمای سطح‌های چشمه‌های حرارتی و غیر حرارتی که بین این چشمه‌ها قرار دارند $[K]$.

در ضمن متوسط آهنگ افزایش انتقال حرارت \overline{E}_t بصورت میانگین آهنگ افزایش انتقال حرارت موضعی E_t بدست می‌آید.

ب) نسبت توان مصرف شده

$$E_{lost} = \frac{\Delta P}{\Delta P_s} \quad (18)$$

ΔP : افت فشارکل در حالتی که از روش‌های افزایش انتقال حرارت استفاده شده است $[Pa]$.

ΔP_s : افت فشارکل در حالت بدون استفاده از روش‌های افزایش انتقال حرارت $[Pa]$.

(ج) معيار ارزیابی عملکرد

معيار ارزیابی عملکرد PEC بصورت نسبت افزایش انتقال حرارت به نسبت توان مصرف شده می‌باشد [۱]:

$$j = \text{St} \cdot \text{Pr}^{2/3} \quad (19)$$

$$\text{St} = hA / \rho C_p V \quad (20)$$

$$\eta_e = \text{PEC} = \frac{j/j_s}{f/f_s} = \frac{\text{Enhancement}}{E_{lost}} = \frac{E_t}{\frac{\Delta P}{\Delta P_s}} = E_t \cdot \frac{\Delta P_s}{\Delta P} \quad (21)$$

ضمناً متوسط معيار ارزیابی عملکرد بصورت زیر تعريف می‌شود [۱]:

$$\overline{\eta_e} = \overline{E_t} \times \frac{\Delta P_s}{\Delta P} \quad (22)$$

۳- نتایج بررسی عددی

۳-۱- حالت اول

حل عددی بر اساس هندسه تحقیق تجربی Yemenici و همکاران (مرجع [۱۳]) در نظر گرفته شده است [۱۳]. شبيه‌سازی عددی در حالت بدون وجود سوراخ‌ها^۱ و با وجود سوراخ‌ها^۲ در آرایش زیگزاگی نزدیک به دیواره انجام شده است. در شکل (۳) این نوع آرایش برای سوراخ‌ها نشان داده شده است. شبکه‌ای که برای حل استفاده شده از نوع مستطیلی و با سازمان بوده که این مش‌ها کاملاً نسبت به فیزیک و هندسه مسئله انطباق داده شده است. معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی به روش کوپل^۳ گسسته‌سازی شده و توسط روش بیضوی مجزا^۴ حل شده‌اند. علت استفاده از روش ترکیبی به خاطر به دست آوردن سرعت سیال در هر ناحیه اطراف موانع می‌باشد. اعداد رینولدز مورد مطالعه بر روی موانع با توجه به سرعت‌های ورودی m/s ۳ و ۱۵ برابر 3.27×10^6 and 6.54×10^5 Re_{d_h} می‌باشد که بر مبنای قطر هیدرولیکی به دست آمده است. به علت اینکه جریان در اصل به خاطر در نظر گرفتن قطر هیدرولیکی کانال و عدد رینولدز بالای ۲۰۰۰ آشفته می‌باشد از مدل $k-\varepsilon$ برای مدل‌سازی جریان سیال استفاده شده است. به دلیل حساسیت رفتار جریان سیال در نزدیکی دیواره و وجود گردابه‌ها و جریان‌های چرخشی در بین موانع و با توجه به اینکه هندسه مسئله سه‌بعدی و تعداد مش‌ها زیاد می‌باشد از مدل $k-\varepsilon$ اصلاح شده که دقت مورد نظر و هزینه محاسباتی کمتری

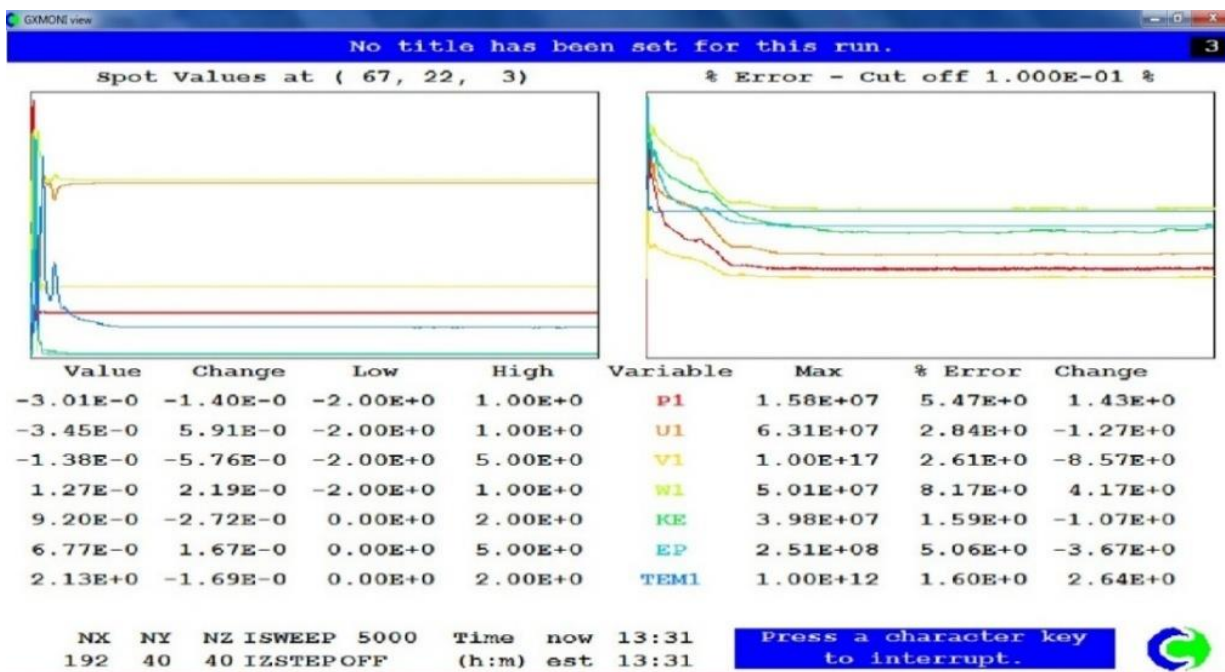
¹ Plain case

² Passive case

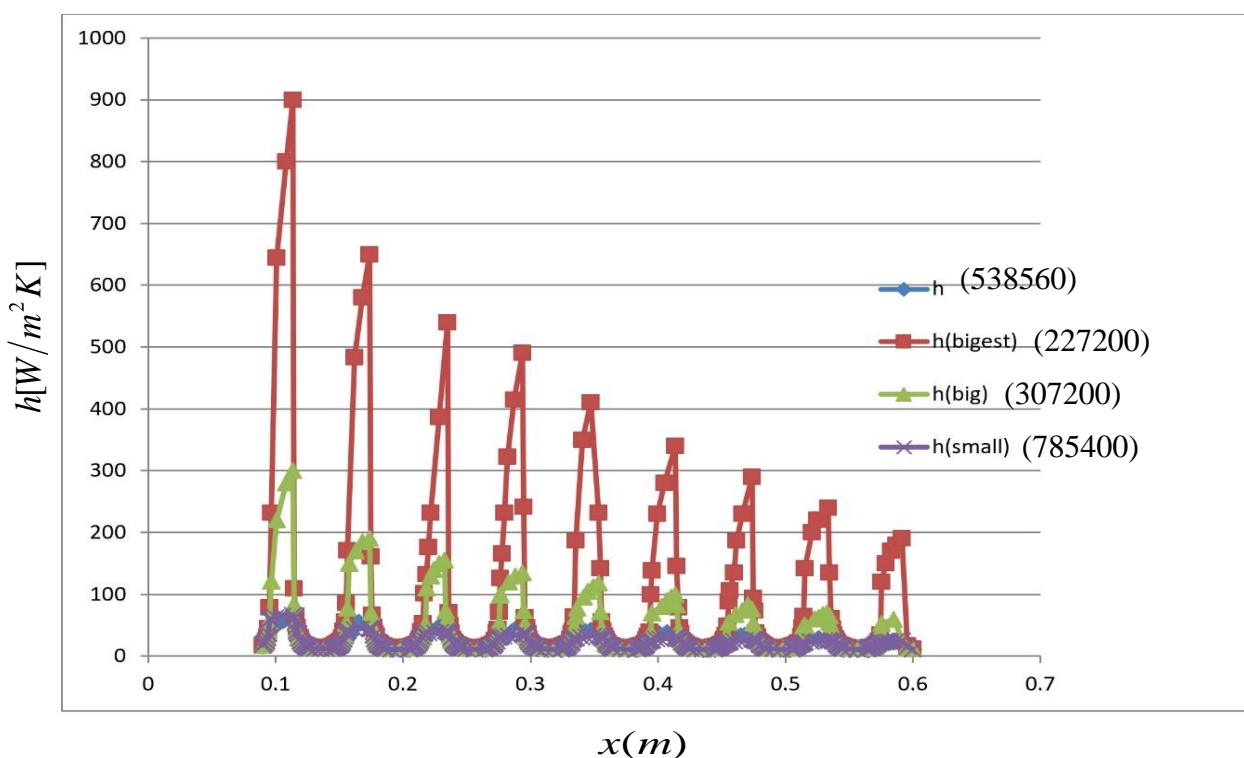
³ Couple

⁴ Elliptic staggered

نسبت به مدل‌های دیگر داشت استفاده شده است. حل عددی معادلات بر مبنای یک معیار همگرایی مناسب و ضرایب رهایی^۱ بهینه انجام گرفته است تا اینکه با تعداد تکرارهای مناسب پایداری مورد نظر در حل مسئله فراهم شده است.



شکل ۶- نمودار همگرایی مربوط به یک نمونه حل عددی

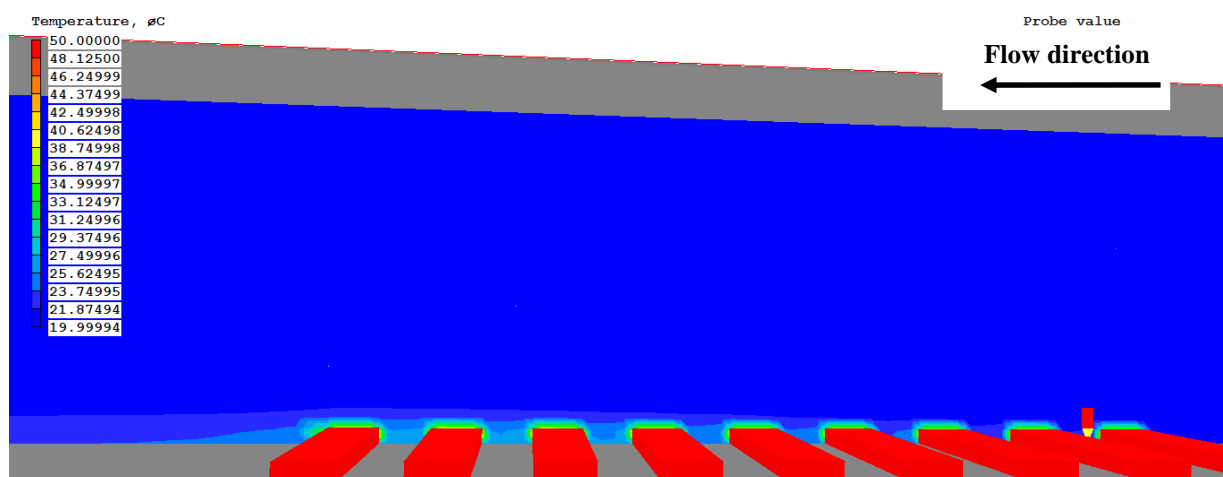


شکل ۷- غیر وابسته بودن حل به شبکه‌بندی

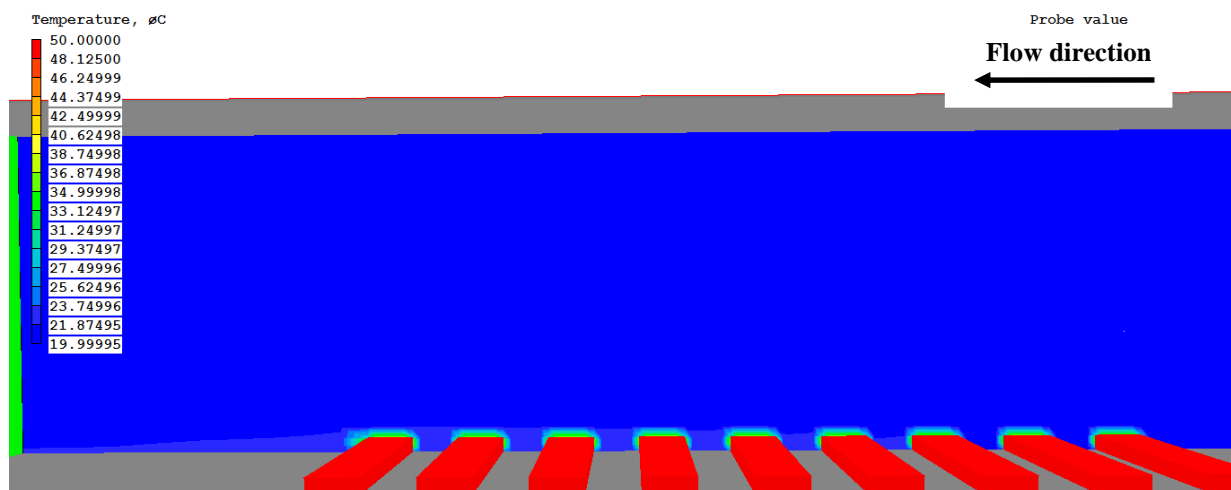
^۱Relaxation

در شکل (۶) یک نمونه نمودار همگرایی مربوط به حل عددی آورده شده است. همچنین یک نمونه از مراحل ریز کردن شبکه به منظور یافتن حلی که غیر وابسته به شبکه‌بندی باشد در شکل (۷) نشان داده شده است. با توجه به شکل (۷) دیده می‌شود که حل عددی در تعدادگره‌های 538560 مستقل از شبکه حل شده است. حالات مختلفی از مطالعه برای تحقیق حاضر بررسی و نتایج حاصله با حالت اولیه (بدون سوراخ بین موانع) مقایسه شده است. پارامتر هندسی S/b (نسبت گام به ارتفاع ریب) برای آرایش جریان بین ریب‌ها خیلی مهم است. بر طبق تحقیقات Webb و Kim (مرجع [۱]) اگر پارامتر هندسی S/h کمتر از ۸ باشد در فضای بین ریب‌های متوالی، میدان جریان نزدیک دیواره فقط شامل یک منطقه باز گردش پایدار می‌باشد. در این حل عددی مقدار S/h برابر با ۳ می‌باشد.

در شکل‌های (۸) و (۹) کانتورهای دما برای حالت بدون وجود سوراخ‌ها با $Re_{d_h} = 6.54 \times 10^5$ and 3.27×10^6 نشان داده شده است. جریان قبل از رسیدن به اولین ریب موجب ایجاد یک منطقه باز گردشی کوچک می‌شود و بعد از ریب اول جدایی جریان از گوشه بالایی اولین ریب صورت گرفته و حباب جدایی تولید می‌شود.



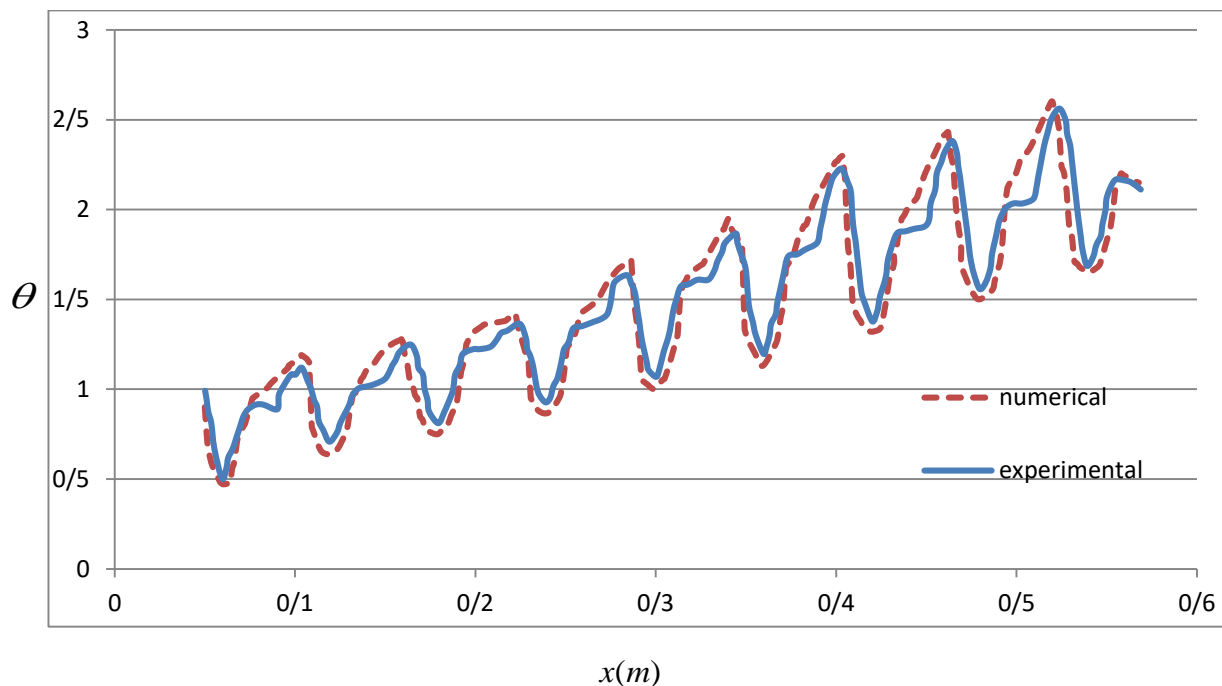
شکل ۸- کانتورهای دما برای حالت بدون وجود سوراخ‌ها برای $Re_{d_h} = 6.54 \times 10^5$



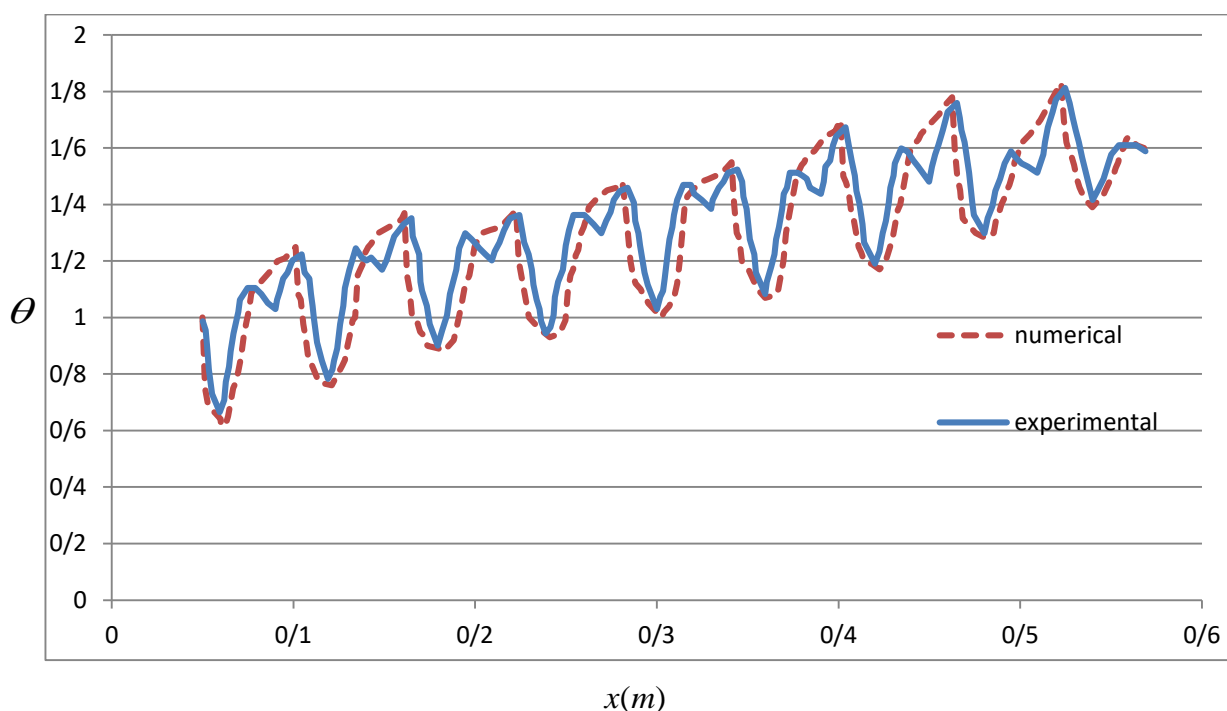
شکل ۹- کانتورهای دما برای حالت بدون وجود سوراخ‌ها برای $Re_{d_h} = 3.27 \times 10^6$

۳-۱-۱- مقایسه نتایج بررسی عددی با نتایج بررسی تجربی و اعتباردهی

در حالت اول برای ریب‌ها نتایج عددی با نتایج تجربی تحقیق Yemenici (مرجع [۱۳]) در شکل‌های (۱۰) تا (۱۴) مقایسه شده است و با توجه به تحلیل عدم قطعیت میانگین خطای بدست آمده زیر ۰.۵٪ می‌باشد. در این اشکال توزیع‌های دمای بعد، ضریب انتقال حرارت جابجایی و عدد استانتون در امتداد سطح ریب‌ها برای حالت اول نشان داده شده است.

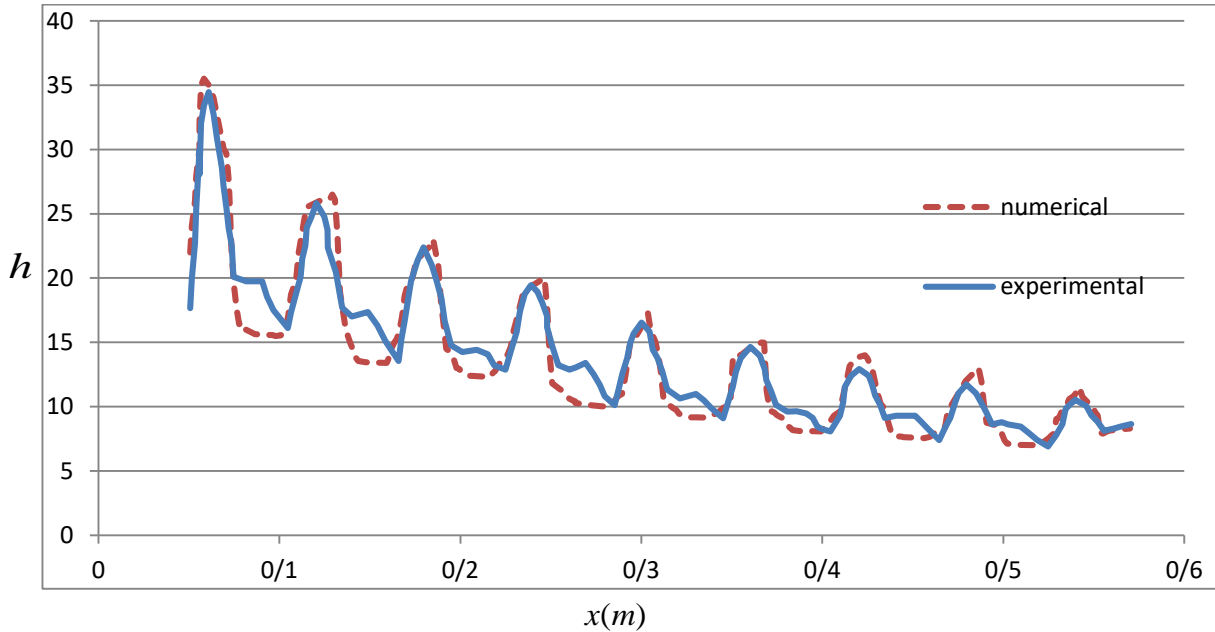


شکل ۱۰- مقایسه توزیع دمای بی‌بعد در امتداد سطح ریب‌ها برای حالت اول در $Re_{d_h} = 6.54 \times 10^5$

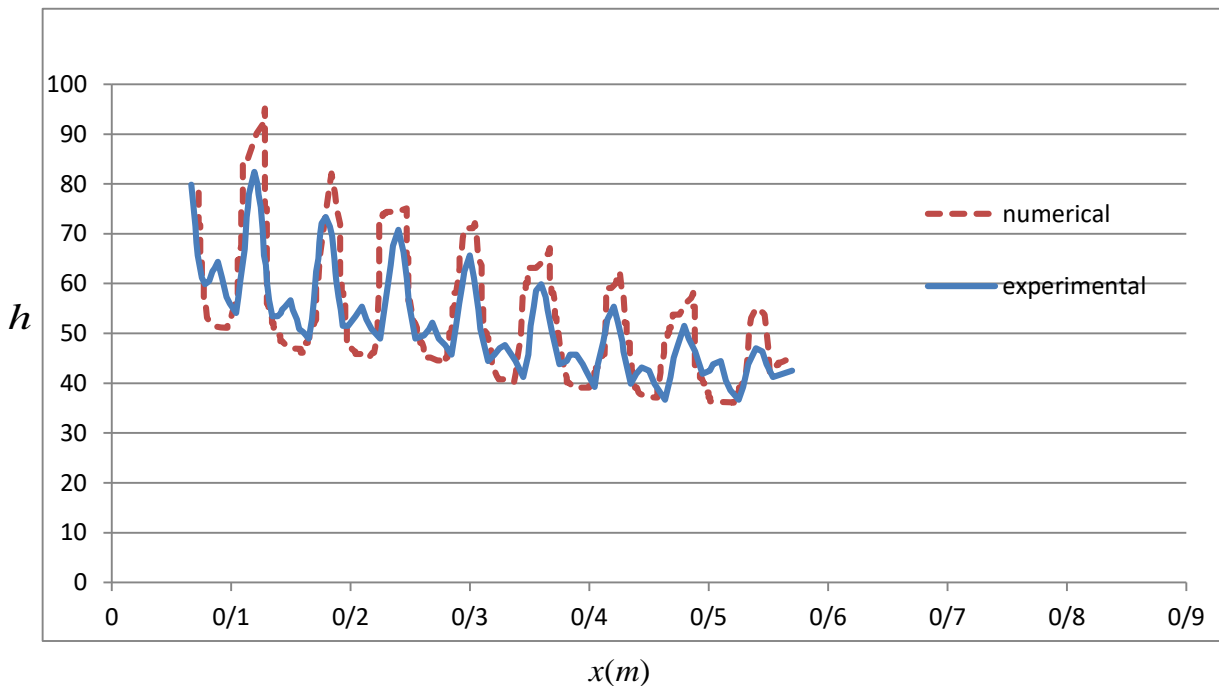


شکل ۱۱- مقایسه توزیع دمای بی‌بعد در امتداد سطح ریب‌ها برای حالت اول در $Re_{d_h} = 3.27 \times 10^6$

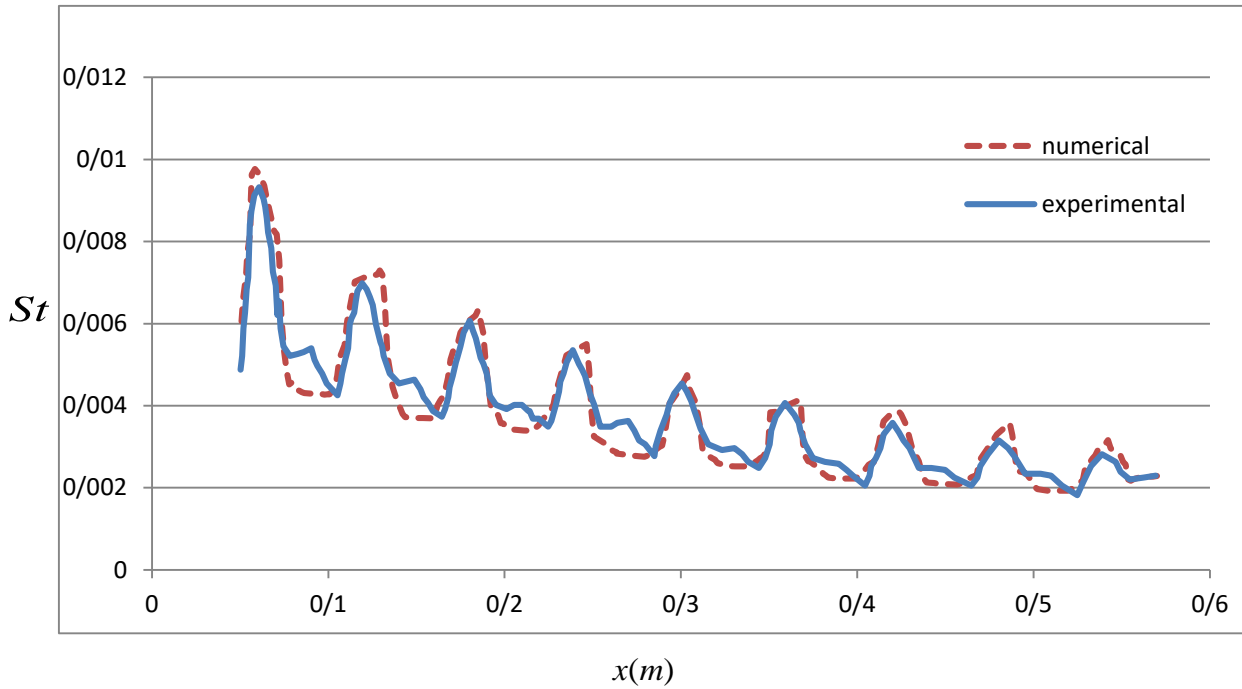
در اشکال (۱۰) و (۱۱) مشاهده می‌شود که توزیع دمای بی‌بعد در امتداد سطح ریب‌های متوالی از اولین ریب تا نهمین ریب سیر صعودی دارد. با افزایش سرعت سیال و عدد رینولدز در شکل (۹) نسبت به شکل (۸) مشاهده می‌شود که با توجه به افزایش شدت توربولانس خنک‌کاری بهتری در ریب‌ها انجام می‌شود و دامنه دمای بی‌بعد پایین‌تر آمده است. این رفتار در اشکال (۱۲) و (۱۳) برای ضریب انتقال حرارت جابجایی کاملاً مشخص می‌باشد. در شکل (۱۴) نیز توزیع عدد استانتون در امتداد سطح ریب‌ها نشان داده شده است. با توجه به مقایسه این شکل‌ها می‌توان نتیجه گرفت که تطابق خوبی بین نتایج تجربی و عددی وجود دارد.



شکل ۱۲- مقایسه ضریب انتقال حرارت جابجایی در امتداد سطح ریب‌ها برای حالت اول در $Re_{d_h} = 6.54 \times 10^5$



شکل ۱۳- مقایسه ضریب انتقال حرارت جابجایی در امتداد سطح ریب‌ها برای حالت اول در $Re_{d_h} = 3.27 \times 10^6$

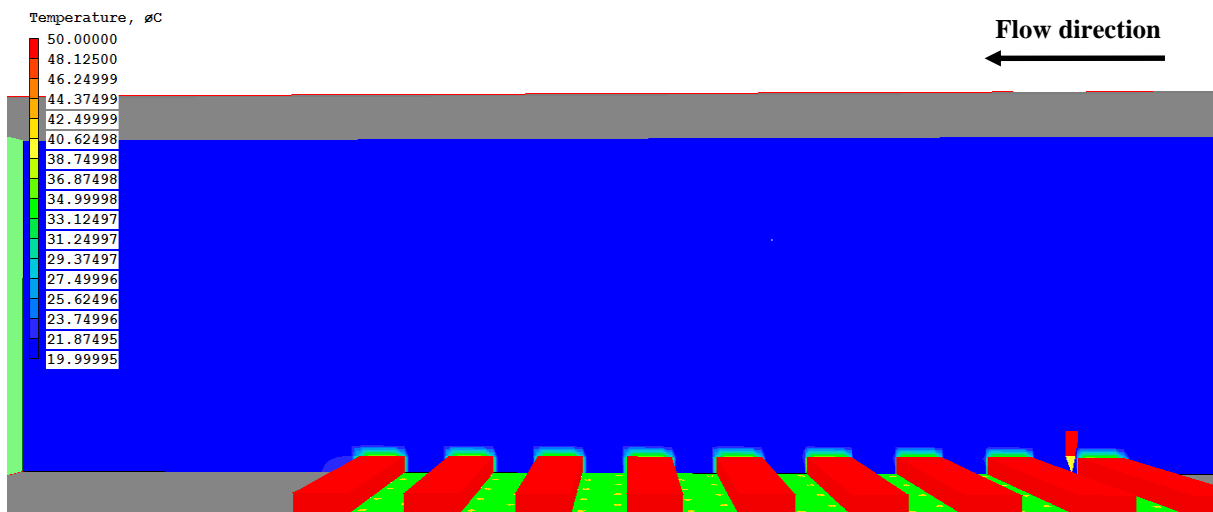


شکل ۱۴- مقایسه عدد استانتون در امتداد سطح ریب‌ها برای حالت اول در $Re_{d_h} = 6.54 \times 10^5$

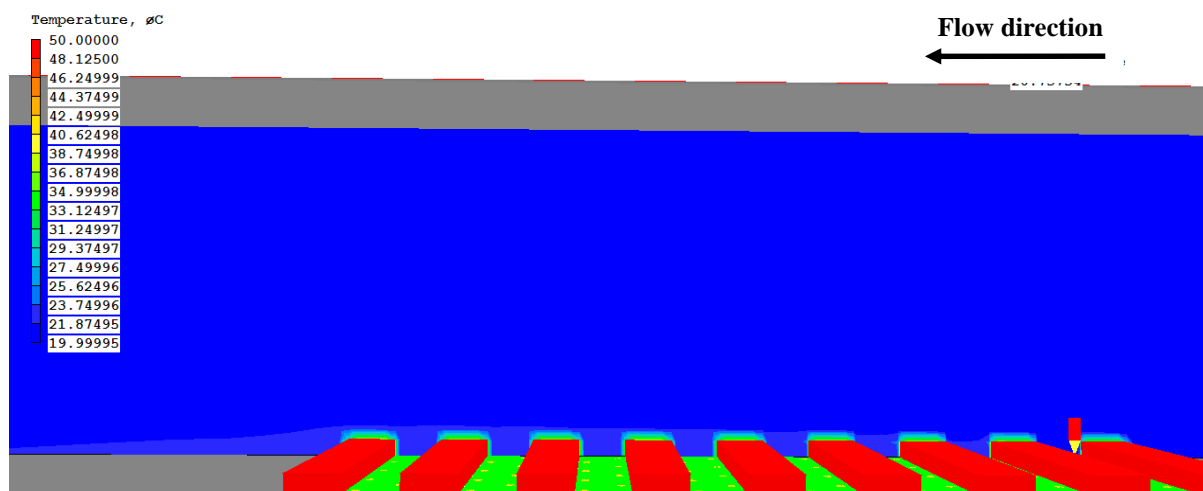
۳-۲- حالت دوم

در روش غیرفعال، آرایش هندسی زیگزاگی نزدیک به دیواره برای سوراخ‌های بین ریب‌ها برای محاسبات عددی در نظر گرفته شده است. در شکل‌های (۱۵) و (۱۶) کانتورهای دما برای حالات مکش و دمش برای بالاترین عدد رینولدز نشان داده شده است.

مقایسه کانتورهای دما برای حالات صاف و غیرفعال (آرایش زیگزاگی نزدیک به دیواره سوراخ‌ها) از اشکال (۸)، (۹)، (۱۵) و (۱۶) اثرات مؤثر روش غیرفعال را در پژوهش حاضر نشان می‌دهند. همچنان که در این اشکال دیده می‌شود، 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 ریب‌ها به جریان اصلی انتقال می‌دهد.



شکل ۱۵- کانتورهای دما برای حالت با وجود سوراخ‌ها (مکش) برای $Re_{d_h} = 3.27 \times 10^6$



شکل ۱۶- کانتورهای دما برای حالت با وجود سوراخ‌ها (دمش) برای $Re_{d_h} = 3.27 \times 10^6$

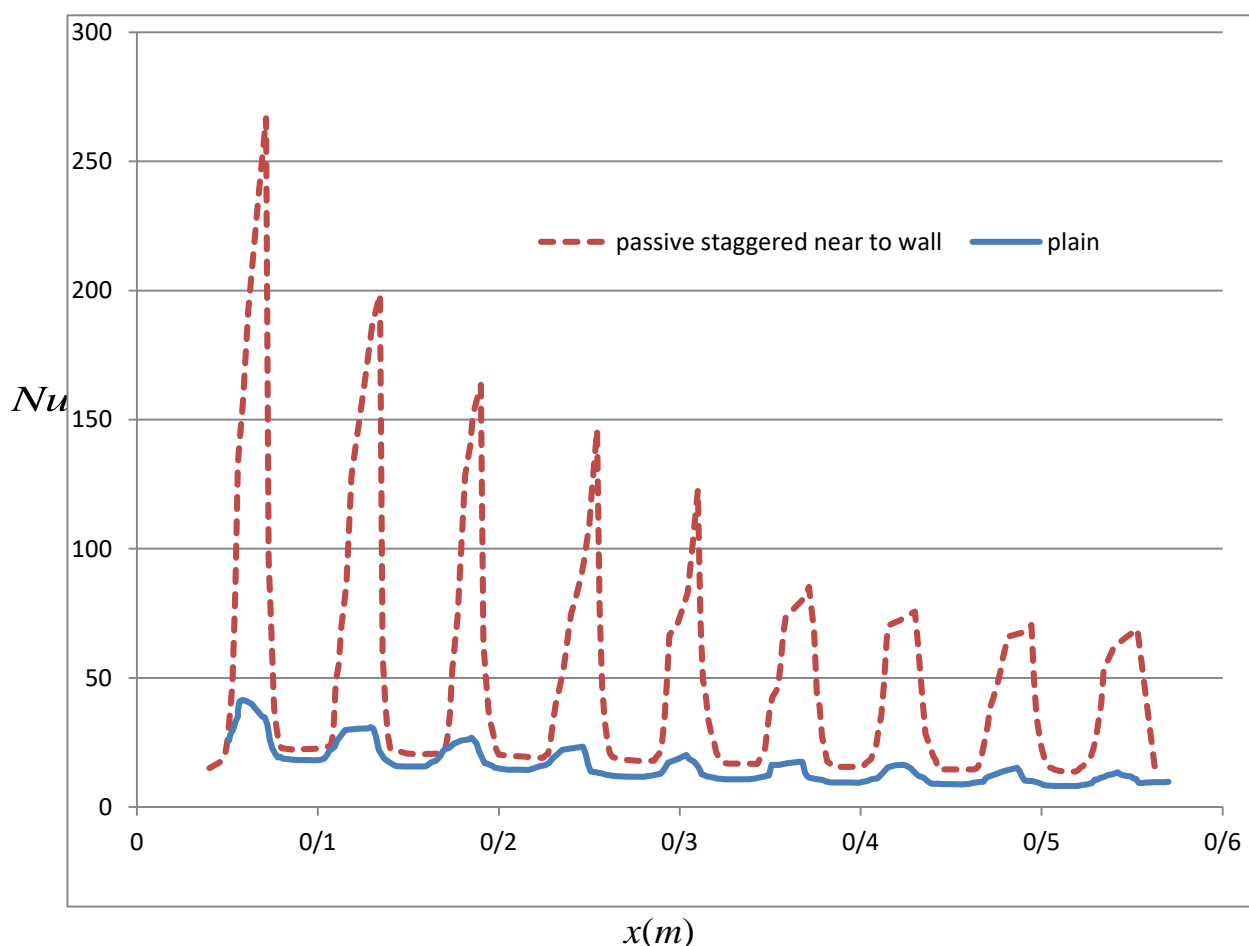
همانطور که در شکل‌های بالا نشان داده شده است به دلیل ورود هوا از طریق سوراخ‌ها به فضای بین چشمه‌های حرارتی دو پدیده مهم رخ می‌دهد. پدیده اول اینکه منطقه باز گردشی در بین ریب‌ها از بین رفته و تله گرمایی که به دلیل گردابه‌های حبس شده در بین ریب‌ها ایجاد شده بود از بین می‌رود و باعث افزایش انتقال حرارت جابجایی می‌شود. پدیده دومی که اتفاق می‌افتد این است که به دلیل جریان ورودی از سوراخ‌ها به فضای بین چشمه‌های حرارتی باعث افزایش سرعت سیال در این فضا می‌شود که این پدیده نیز به افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی کمک می‌کند. در نتیجه هر قدر سرعت و دبی ورودی از سوراخ‌ها بیشتر باشد افزایش انتقال حرارت بهتری صورت می‌گیرد.

برای افزایش سرعت می‌توانیم گرادیان فشار بین محیط بیرون و فضای بین چشمه‌های حرارتی را زیاد کنیم. برای افزایش دبی ورودی از سوراخ‌ها علاوه بر افزایش سرعت می‌توانیم قطر سوراخ‌ها را نیز بزرگتر کنیم. افزایش گرادیان فشار بین محیط و فضای بین چشمه‌های حرارتی با افزایش سرعت جریان اصلی در کانال و یا افزایش ارتفاع چشمه‌های حرارتی رخ می‌دهد. به عبارت دیگر استفاده از این روش در مواردیکه ارتفاع چشمه‌های حرارتی نسبت به ارتفاع کانال قابل ملاحظه باشد و قطر سوراخ‌ها نیز بزرگتر باشد، نتایج بهتری را ارائه می‌دهد. از طرفی تصور می‌شود که نفوذ هوای تازه با دمای پایین‌تر به فضای بین ریب‌ها نیز می‌تواند یکی از عوامل افزایش انتقال حرارت در فضای مورد نظر شود. کانتورهای دما در حالت با سوراخ و بدون سوراخ در اشکال (۸)، (۹)، (۱۵) و (۱۶) نشان‌دهنده افزایش گرادیان دمایی در بین چشمه‌های حرارتی در حالت استفاده از روش افزایش انتقال حرارت با سوراخ‌ها می‌باشد. این گرادیان دمایی بالا در حالت سوراخ‌دار نیز به نوبت خود باعث افزایش انتقال حرارت می‌شود. با نزدیک کردن سوراخ‌ها به دیواره‌های چشمه حرارتی از طرفی باعث افزایش سرعت در نزدیکی این دیواره‌ها شده و ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد و از طرفی دیگر باعث گرادیان دمایی بالا در نزدیکی دیواره‌ها می‌شود که این مطلب نیز به افزایش انتقال حرارت کمک می‌کند. همانطور که قبلاً بحث شد، آرایش سوراخ‌ها اثرات مؤثری بر روی افزایش انتقال حرارت دارند. برای آرایش زیگزاگی نزدیک به دیواره در اعداد رینولدز 3.27×10^6 and 6.54×10^5 Re_{d_h} حالت غیرفعال با حالت صاف مقایسه شده است. اعداد رینولدز در این حالت‌ها 3.27×10^6 and 6.54×10^5 Re_{d_h} می‌باشند و برای ریب‌ها شرط شار

حرارتی ثابت دیواره 7500 W/m^2 در نظر گرفته شده است. از این نتایج، بهترین آرایش هندسی برای سوراخ‌ها آرایش زیگزاگی نزدیک به دیواره می‌باشد که دارای دو ردیف سوراخ زیگزاگی نزدیک به دیواره ریب‌ها می‌باشد. در جدول (۱) نتایج عددی برای آرایش زیگزاگی نزدیک به دیواره سوراخ‌ها، نسبت افت فشار، افزایش انتقال حرارت متوسط و معیار ارزیابی عملکرد^۱ برای $Re_{d_h} = 6.54 \times 10^5$ and 3.27×10^6 (حالات مکش و دمش) ارائه شده است.

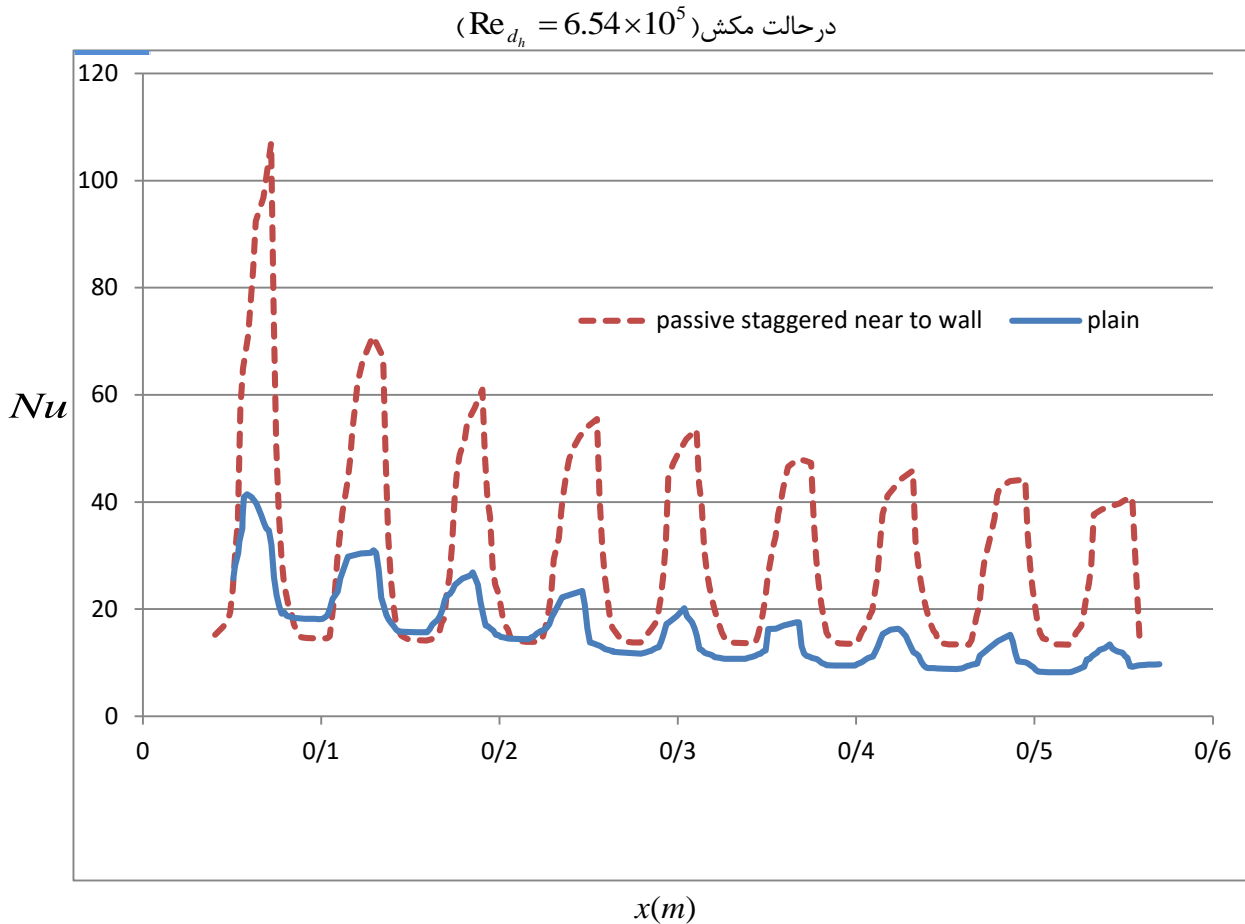
جدول ۱- افزایش انتقال حرارت و راندمان عملکرد متوسط برای آرایش‌های مختلف سوراخ‌ها در حالت‌های مکش و دمش

	$Re_{d_h} = 6.54 \times 10^5$			$Re_{d_h} = 3.27 \times 10^6$		
	$\frac{\Delta P_s}{\Delta P}$	\bar{E}_t	$\bar{\eta}_e$	$\frac{\Delta P_s}{\Delta P}$	\bar{E}_t	$\bar{\eta}_e$
Suction	۰/۷۶۷	۱/۹۲۴	۱/۴۷	۰/۸۵	۳/۷۶۷	۳/۲
Blow	۰/۷۶	۱/۲۷	۰/۹۶۵	۰/۸۲	۲/۴۳	۲



شکل ۱۷- مقایسه توزیع عدد نوسلت برای هر دو حالت برای آرایش زیگزاگی نزدیک به دیواره

^۱ Performance Evaluation Criteria (PEC)



شکل ۱۸- مقایسه توزیع عدد نوسلت برای هر دو حالت برای آرایش زیگزاگی نزدیک به دیواره در حالت دمشی ($Re_{d_h} = 6.54 \times 10^5$)

از این جدول‌ها دیده می‌شود که در اعداد رینولدز بالا درصد افزایش انتقال حرارت بیشتر می‌باشد. علت این امر آن است که با افزایش قدرت دمشی فن و افزایش عدد رینولدز، گرادیان فشار از سوراخ‌ها افزایش یافته و جریان ثانوی قوی‌تری ایجاد می‌شود. روش‌های افزایش انتقال حرارت در اکثر روش‌ها موجب عدم هم‌سویی بین مومنتوم و انتقال حرارت می‌شود. این عدم هم‌سویی باید برای هر نوع افزایش انتقال حرارت تعدیل شود. در پژوهش حاضر با روش غیرفعال قادر به تعدیل کافی این پدیده هستیم. عدم هم‌سویی که در این روش بر جریان ثانوی پایه‌گذاری شده است در مقایسه با روش‌های غیرفعال دیگر به‌طور کافی مناسب است. در این جدول مشاهده می‌شود که مکش نسبت به دمشی افزایش انتقال حرارت بیشتری ایجاد کرده و عملکرد بهتری دارد. داده‌های این جداول نشان می‌دهد که برای اعداد رینولدز بالا، متوسط نسبت $\frac{Nu}{Nu_s}$ (\bar{E}_t) بیشتر از یک

می‌شود اما نسبت $\frac{\Delta P_s}{\Delta P}$ کمتر از یک است.

در اشکال (۱۷) و (۱۸) برای آرایش هندسی زیگزاگی نزدیک به دیواره، مقایسه نتایج برای تغییرات Nu در امتداد کانال در حالت‌های صاف و غیرفعال برای $Re_{d_h} = 6.54 \times 10^5$ برای حالات مکش و دمشی نشان داده شده است. با توجه به این نمودارها دیده می‌شود که آرایش زیگزاگی نزدیک به دیواره در حالت مکش نسبت به حالت دمشی انتقال حرارت جابجایی بیشتری صورت گرفته و راندمان حرارتی بالاتر می‌باشد.

۴- نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر با استفاده از روش غیرفعال در چشمه‌های حرارتی دارای ارتفاع قابل ملاحظه نسبت به ارتفاع کانال و در سرعت‌های بالای جریان اصلی به بررسی بازده حرارتی سیستم کانال ریب‌دار پرداخته شده است. در این روش غیرفعال با استفاده از معیار ارزیابی عملکرد، بهینه‌سازی دو پدیده ناهم‌سوی انتقال حرارت و انتقال مومنوم انجام شده است و نتایج بصورت زیر می‌باشد:

۱- روش غیرفعال در اعداد رینولدز بالا برای آرایش زیگزاگی نزدیک به دیواره ریب‌ها به دلیل ایجاد شتاب محلی و افت فشار و در نتیجه مکش هوای بیشتر از بیرون، راندمان خنک‌کاری بالایی دارد. با توجه به نتایج شبیه‌سازی عددی بیشترین مقدار متوسط درصد افزایش انتقال حرارت برای آرایش زیگزاگی نزدیک به دیواره و در حالت مکش برای اعداد رینولدز بسیار بالا ($Re_{d_h} = 3.27 \times 10^6$) برابر $376/7\%$ می‌باشد، در حالیکه این مقدار برای حالت دمش 243% می‌باشد.

۲- آرایش‌های دیگر نیز مانند آرایش زیگزاگی مرکزی، خطی دو ردیفه نزدیک به دیواره، خطی دو ردیفه مرکزی و خطی تک‌ردیفه به ترتیب بعد از آرایش زیگزاگی نزدیک به دیواره بالاترین آهنگ افزایش انتقال حرارت را دارند. بیشترین مقادیر متوسط درصد افزایش انتقال حرارت برای این آرایش‌ها در حالت مکش برای اعداد رینولدز بسیار بالا ($Re_{d_h} = 3.27 \times 10^6$) به ترتیب برابر $342/8\%$ ، $324/5\%$ ، 311% و 221% می‌باشد؛ در حالیکه این مقادیر برای حالت دمش برای اعداد رینولدز بالا به ترتیب برابر $232/8\%$ ، 231% ، 230% و $211/2\%$ می‌باشد.

۳- با توجه به نتایج شبیه‌سازی عددی دیده می‌شود که حالت مکش نسبت به حالت دمش راندمان و عملکرد حرارتی بالاتری دارد. علت این امر گرادیان‌های فشار قوی‌تر و مؤثرتر بین محیط و محوطه بین ریب‌ها و به هم زدن بهتر منطقه گردابی ایجاد شده بین ریب‌ها در حالت مکش نسبت به حالت دمش می‌باشد.

۴- حداکثر آهنگ افزایش انتقال حرارت متوسط برای ریب‌ها مربوط به حالت مکش برای آرایش زیگزاگی نزدیک به دیواره به ترتیب در سرعت‌های ۳ و ۱۵ متر بر ثانیه برابر با $192/4\%$ و $376/7\%$ می‌باشد.

۵- حداکثر معیار ارزیابی عملکرد متوسط برای ریب‌ها مربوط به حالت مکش برای آرایش زیگزاگی نزدیک به دیواره به ترتیب در سرعت‌های ۳ و ۱۵ متر بر ثانیه برابر با $1/47$ و $3/2$ می‌باشد.

۶- آرایش‌های دیگر نیز مانند آرایش زیگزاگی مرکزی، خطی دو ردیفه نزدیک به دیواره، خطی دو ردیفه مرکزی و خطی تک‌ردیفه به ترتیب بعد از آرایش زیگزاگی نزدیک به دیواره بالاترین معیار ارزیابی عملکرد متوسط را دارند. بیشترین مقادیر متوسط معیار ارزیابی عملکرد متوسط برای این آرایش‌ها در حالت مکش برای اعداد رینولدز بسیار بالا ($Re_{d_h} = 3.27 \times 10^6$) به ترتیب برابر $2/92$ ، $2/79$ ، $2/72$ و $1/94$ می‌باشد، در حالیکه این مقادیر برای حالت دمش برای اعداد رینولدز بالا به ترتیب برابر $1/86$ ، $1/813$ ، $1/794$ و $1/637$ می‌باشد.

مراجع

- [1] R. L. Webb, and N. H. Kim, "*Principles of Enhanced Heat Transfer*", Second Edition Taylor&Francis, New York, 2005, https://www.routledge.com/Principles-of-Enhanced-Heat-Transfer/Webb-Kim-ebb/p/book/9781591690146?srsid=AfmBOorucqSiHgLYePBE-2BOX4Je51B6g4WOiLiXvW_N4WTIMtNpcLXZ.
- [2] R.L. Webb, R. Narayanamurthy, and P. Thors, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Internal Helical-Rib Roughness," *ASME Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 122, No. 1, pp. 134-142, 2000, <https://doi.org/10.1115/1.521444>.
- [3] G.I. Sultan, "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, [https://doi.org/10.1016/S0026-2692\(00\)00058-6](https://doi.org/10.1016/S0026-2692(00)00058-6).
- [4] A. Alamgholilou, and E. Esmailzadeh, "Experimental Investigation on Hydrodynamics and Heat Transfer of Fluid Flow into Channel for Cooling of Rectangular Ribs by Passive and EHD Active Enhancement Methods," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 38, pp. 61-73, 2012, <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2011.11.008>.
- [5] A. Alami nia, and A. Campo, "Experimental Investigation on Flow and Heat Transfer for Cooling Flush-mounted Ribbons in a Channel-application of an Electrohydrodynamics Active Enhancement Method," *Thermal Science*, Vol. 20, No. 2, pp. 505-516, 2016, DOI:10.2298/TSCI130518150A.
- [6] A. Alami nia, and A. Campo, "Experimental Study on EHD Heat Transfer Enhancement from Flush-mounted Ribbons with Different Arrangements of Wire Electrodes in a Channel," *Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, pp. 2823-2831, 2016, <https://doi.org/10.1007/s00231-016-1786-5>.
- [7] A. Alami nia, T. Kheiri, and M. Jafari, "Experimental Study on Electrohydrodynamic Heat Transfer Enhancement of Semicircular Ribs into Channel," *Thermal Science*, Vol. 23, No. 2A, pp. 497-508, 2019, <https://doi.org/10.2298/TSCI161024201A>.
- [8] A. Alami Nia, "Experimental Investigation on Effects of Trapezoidal Ribs on Heat Transfer Enhancement with Electrohydrodynamics Active Method into Duct," *AUT Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 4, No. 4, pp. 493-504, 2020, <https://doi.org/10.22060/AJME.2020.16725.5840>.
- [9] A. Alamgholilou(Alami nia), and E. Esmailzadeh, "Numerical Investigation on Effects of Secondary Flow into Duct for Cooling of the Ribs by Passive Enhancement Method," *Journal of Enhanced Heat Transfer*, Vol. 19, No. 3, pp. 233-248, 2012, <https://doi.org/10.1615/JEnhHeatTransf.2012001480>.
- [10] E. Esmailzadeh, and A. Alamgholilou(Alami nia), "Numerical Investigation of Heat Transfer Enhancement of Rectangular Ribs with Constant Heat Flux Located in the Floor of a 3D Duct Flow," *Asian Journal of Applied Sciences*, Vol. 1, No. 4, pp. 286-303, 2008, <https://doi.org/10.3923/ajaps.2008.286.303>.

- [11] H. Zheng, X. Fan, and A. Li, "Experimental Study of Heat Transfer and Flow Characteristics for a New Type of Air Heater," ICEBO2006, Shenzhen, China, Heating Technologies for Energy Efficiency Vol. III-1-1, 2006, <https://hdl.handle.net/1969.1/5528>.
- [12] V.D. Zimparov, P.J. Penchev, and J.P. Meyer, "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, <https://doi.org/10.2298/TSCI0601045Z>.
- [13] O. Yemenici, Z.A. Firatoglu, and H. Umur, "An Experimental Investigation of Flow and Heat Transfer Characteristics Over Blocked Surfaces in Laminar and Turbulent Flows," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, pp. 3641-3649, 2012, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.02.064>.
- [14] Cham Company, PHOENICS 3.5, Bakery house, 40 high street, Wimbledon, London SW195AU, UK, 1999.
- [15] Warsi, Z.U. A., "Fluid Dynamics, Theoretical & Computational Approaches," Taylor & Francis, 3rd Edition, New York, 2006, <https://doi.org/10.1201/9781420057881>.

فهرست نمادهای انگلیسی

- A : مساحت سطح مقطع $[m^2]$
- b : ارتفاع ريب $[m]$
- C : ضريب
- D_h : قطر هيدروليکی $[m]$
- d : قطر سوراخ $[m]$
- $Enhancement$: نرخ افزایش انتقال حرارت
- e : ارتفاع زبری $[m]$
- f : ضريب اصطکاک
- Gr : عدد گرافش
- g : ثابت گرانش $[N/Kg]$
- H : ارتفاع کانال $[m]$
- h : ضريب انتقال حرارت جابجایی $[W/m^2 K]$
- j : ضريب انتقال حرارت ژول- کولبرن
- k : ضريب رسانش حرارتی $[W/mK]$ ، ضريب انرژی جنبشی آشفنگی
- L : عرض ريب $[m]$

L_1 : طول ماقبل ریب اول $[m]$ L_2 : طول مابعد ریب سوم $[m]$ Nu : عدد نوسلت $Nu_{hx}Plain$: عدد نوسلت بدون خنک‌کاری غیر فعال $Nu_{hx}Passive$: عدد نوسلت با خنک‌کاری غیر فعال n : تعداد سوراخ‌ها P : فشار $[Pa]$ ، فاصله بین ریب‌ها $[m]$ POW : توان جریان‌های 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 ریب‌ها $[m]$ 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 $[m]$

نمادهای یونانی

 α : نفوذ حرارتی $[m^2/s]$ β : نسبت مساحت سوراخ‌ها به مساحت جانبی ریب β_1 : ضریب انبساط حرارتی حجمی $[1/K]$ \mathcal{E} : 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]

Numerical Simulation on Passive Heat Transfer Enhancement of Consecutive Rectangular Ribs into Channel

*Corresponding author: **Amin Alami nia**

Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Azarbaijan Shahid Madani University, Tabriz, 53751-71379, Iran
amin.alam@azaruniv.ac.ir

Amir Alamgholilou

M.Sc., Department of Mechanical Engineering, Azarbaijan Shahid Madani University, Tabriz, 53751-71379, Iran
alamgholilu@gmail.com

Abstract

In the present study, the forced convection heat transfer enhancement of ribs established on the floor of rectangular duct with passive method was investigated. Heat transfer enhancement methods are investigated by performance evaluation criteria method. Passive method is also used to investigate this enhancement. The consecutive ribs were used as local heat sources. The flow was 3 dimensional, turbulent, steady, viscous and incompressible with Reynolds numbers has been carried out by numerical simulation of PHOENICS software. The hydrodynamics and heat transfer behavior of this flow was studied by passive method of enhancement and application of holes .

The innovation of the present research is the use of a passive method by creating holes with different arrangements in suction and blow modes (without external energy consumption) in the form of 9 consecutive ribs with a highly turbulent flow with very high Reynolds numbers. In this innovation, special attention has been paid to the production of vortices (single and multiple vortices) in the area between the consecutive ribs.

The numerical results show that the arrangement of staggered near to wall for holes is the best between the 5 arrangements. The comparison and validation of the results with experimental data for various boundary conditions was fairly agreement. The maximum average heat transfer increase rate for the suction mode for the zigzag arrangement close to the wall is 192.4% and 376.7% at velocities of 3 and 15 m/s, respectively.

Keywords: Heat transfer enhancement, Convection, Duct flow, Passive method, Rib