

شبیه‌سازی عددی انتقال حرارت در کانال دندانه‌دار پره توربین

محمد انصاری^۱ و مجید بازارگان^۲

دانشکده مهندسی مکانیک

دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۳/۱۲/۲۰؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۵/۰۶/۲۸)

چکیده

خنک‌کاری پره‌ها از چالش‌های پیش‌رو در توسعه توربین‌های گازی است. به منظور بهبود انتقال حرارت در داخل پره، از کانال‌های خنک‌کاری استفاده می‌شود. استفاده از دندانه‌های تکرارشونده در سطوح داخل کانال تاثیر قابل توجهی بر مشخصه‌های جریان سیال و انتقال حرارت دارد. در مطالعه حاضر به شکل عددی به مطالعه تاثیر دندانه‌های تکرار شونده با گام تکرار و ارتفاع معین پرداخته شده است. برای جریان‌های با اعداد رینولدز ۱۰۰۰۰ تا ۸۰۰۰۰، جریان آشفته سیال و انتقال حرارت مورد شبیه‌سازی قرار گرفت. روش حجم محدود مورد استفاده قرار گرفت، برای شبیه‌سازی آشفته‌گی از مدل استاندارد $k-\epsilon$ استفاده شد. شرط مرزی حرارتی شار حرارتی ثابت در دیواره کانال بود. مقدار شار حرارتی به نحوی تعیین گردید تا اختلاف دما بین ۱۰ تا ۱۵ درجه سانتیگراد باشد. نتایج مطالعه حاضر با نتایج تجربی موجود در شرایط مشابه مورد مقایسه قرار گرفت. ضریب افت فشار در هر دو حالت دوبعدی و سه‌بعدی تشابه خوبی با مقادیر تجربی داشت. ضریب انتقال حرارت که در محاسبه دوبعدی حاصل شد، تفاوت اندکی با نتایج تجربی داشت. دقت نتایج شبیه‌سازی سه‌بعدی برای ضریب انتقال حرارت در محدوده رینولدز پایین مناسب نبود، اما با افزایش عدد رینولدز به طور پیوسته بهبود یافت. مشاهده شد که حداکثر انتقال حرارت و افت فشار به ترتیب در حدود بیش از ۲۰٪ و ۳۰٪ افزایش پیدا کرد. از دلایل افزایش انتقال حرارت می‌توان به ایجاد جریان‌های ثانویه و ایجاد گسستگی در رشد لایه مرزی اشاره نمود.

واژه‌های کلیدی: انتقال حرارت جابه‌جایی، کانال، دینامیک سیالات محاسباتی، دندانه، بهبود انتقال حرارت.

Simulation of Heat Transfer in A Ribbed Channel of A Gas Turbine Blade

M. Ansari and M. Bazargan

Mechanical Engineering Department

K. N. Toosi University of Technology

(Received: 11/March/2015 ; Accepted: 18/September/2016)

ABSTRACT

Cooling of blades is a challenge in advancement of gas turbines. Channels are used inside the blades to improve the heat transfer. Repeated ribs have significant impact on the heat transfer and pressure drop characteristics of a channel. In this study the effect of ribs with specified geometry is numerically investigated. In a relatively large range of Reynolds from 10000 to 80000, the fluid flow and heat transfer were simulated. The finite volume method was implemented. To model the turbulence, the standard $k-\epsilon$ model was used. The thermal boundary condition was the constant heat flux at the channel surfaces. The magnitude of the heat flux was assigned in a way to result in temperature difference from 10 K to 15 K. The results of current research were compared to the available experimental data under similar flow conditions. The coefficient of pressure drop was comparable with experimental data both in two dimensional and three dimensional cases. In the two dimensional simulation, the heat transfer coefficient was similar to the experimental data in the range of this study. In the three dimensional simulation, accuracy of the heat transfer coefficient in the case of low Reynolds was not satisfactory. However, it improved progressively as the Reynolds number increased. It was observed that, the maximum improvement in the heat transfer and pressure drop are about more than 200% and 300% respectively. Heat transfer augmentation could be explained by the presence of the secondary flows and disruption of the boundary layer growth due to the ribs.

Keywords: Convection, Channel, Computational fluid dynamics, Ribs, Heat transfer augmentation.

۱- دانشجوی دکتری: mansari@mail.kntu.ac.ir

۲- دانشیار (نویسنده پاسخگو): bazargan@kntu.ac.ir

فهرست علائم و اختصارات

D	قطر هیدرولیکی معادل (m)
F	ضریب اصطکاک
F	نیروهای حجمی
E	ارتفاع دندان (m)
G	شتاب جاذبه (ms^{-2})
G	دبی جرمی (kgs^{-1})
L	طول کانال (m)
Nu	عدد ناسلت
P	فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)
p	گام دندان (m)
Pr	عدد پرانتل
Q	شار حرارتی در واحد سطح (Wm^{-2})
R	شعاع هیدرولیک معادل (m)
R_{av}	شعاع هیدرولیک میانگین (m)
Re	عدد رینولدز
T	دما (K)
u_r	سرعت مجازی
X	فاصله طولی (m)
y^+	ارتفاع بی بعد شبکه
علائم یونانی	
ρ	جرم مخصوص (kgm^{-3})
M	لزجت ($kgms^{-2}$)
زیر نویس‌ها	
Av	متوسط
B	کپه
W	دیواره

۱- مقدمه

توان و شرایط کارکرد توربین‌های گازی در دهه‌های اخیر به شکل چشمگیری بهبود پیدا کرده است. دستیابی به راندمان و توان بالاتر مستلزم استفاده از دماهای بالا و نرخ قابل توجه انتقال حرارت است، از این رو خنک کاری پره‌ها بسیار مهم می‌باشد. به این منظور در داخل پره‌ها از کانال‌های خنک کاری استفاده می‌شود. ایجاد زبری در سطوح از روش‌های پرکاربرد در بهبود انتقال حرارت در داخل کانال است، از جمله می‌توان به دندان‌های تکرار شونده، اشاره نمود. در سال‌های اخیر استفاده از دندان‌های تکرار شونده در توربین‌های پیشرفته روبه گسترش بوده است. دندان‌ها که آشفته‌ساز نیز نامیده می‌شوند، باعث افزایش اختلاط در هوای خنک کننده و هوای گرمتر در نزدیکی دیواره کانال می‌شوند. به این ترتیب امکان انتقال

حرارت بهتر را فراهم می‌کنند، اگرچه این بهبود معمولاً با افزایش افت فشار همراه می‌شود.

دندان‌ها یا زوائد مشابهت زیادی با زبری سطوح دارند. از طرف دیگر برخلاف سطوح دندان‌دار، در سطوح زبر اثر گسترش سطح قابل ملاحظه نیست. مکانیزم اصلی در سطح زبر ایجاد آشفتگی و از میان بردن زیرلایه آرام جریان است. به دلیل سادگی اجرا و هزینه پایین ایجاد زبری مصنوعی در سطوح، کاربرد گسترده‌ای دارد. این روش در جریان سیال تک‌فاز و آشفته بسیار کارآمد است [۱]. زبری با ارتفاع کم در جریان آرام تاثیر ناچیزی دارد [۲]. استفاده از زبری سطح در بهبود جوشش و چگالش نیز بسیار مورد توجه بوده است. البته بیشتر با عنوان سطوح بافت‌دار از آنها یاد می‌شود. مرز مشخصی بین سطح زبر و بافت‌دار نمی‌توان قائل شد، اما به‌طور کلی اگر زبری سطح در حدی نباشد که جریان اجباری تک فاز را تحت تاثیر قرار دهد، به آن سطح بافت‌دار گفته می‌شود [۳].

دیپری^۱ [۴] در پایان‌نامه دکتری خود به مطالعه انتقال حرارت و افت فشار در داخل لوله‌های زبر پرداخت. انتقال حرارت در اثر وجود زبری در سطح با نسبت ارتفاع زبری به قطر لوله حداکثر تا ۰,۰۵ در رینولدز بین ۱۰۰۰۰ تا ۵۰۰۰۰۰ و پرنتل بین ۱ تا ۶ بررسی گردید. بهبود تا ۲۷۰ درصد در انتقال حرارت مشاهده گردید. افزایش افت فشار حتی بیش از این مقدار بود. وی چنین نتیجه‌گیری کرد که استفاده از آنالوژی گرما و اندازه حرکت در سطوح زبر قابل کاربرد است. از نتیجه تحقیقات دیپری در مطالعات مربوط به سطوح زبر و همچنین دندان‌های آشفته ساز بسیار استفاده شده است.

وب^۲ [۵] با ارائه طرح‌های ابتکاری و توسعه روابط شبه تجربی تحولی در استفاده از دندان‌ها در جهت عمود بر جریان ایجاد کرد. او روابطی را برای محاسبه انتقال حرارت و افت فشار در جریان داخل لوله‌های دارای دندان‌های تکرار شونده توسعه داد. دو عدد بی‌بعد در رابطه با دندان‌ها، نسبت ارتفاع نسبی e/D و گام نسبی p/e ، معرفی شدند. این اعداد و همین‌طور میدان جریان در اثر دندان در شکل ۱ نمایش داده شده است. در آزمایش‌های وب پارامترهای تعریف شده در محدوده مقادیر $0.01 < \frac{p}{e} < 0.04$ و $0.01 < \frac{e}{D} < 0.04$ بررسی شدند. از نتایج مهم مطالعه وب برقراری آنالوژی گرما و اندازه حرکت در مجاری دندان‌دار بود. روابط انتقال حرارت بر همین اساس محاسبه شدند. امروزه به‌ویژه در صنعت سرمایه‌ش و تهویه

1- Dipprey

2- Webb

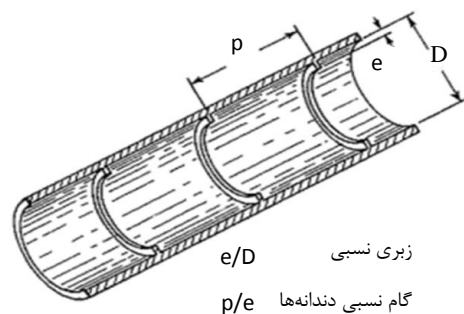
ارتفاع بهینه برای جریان یافت. هان و همکاران [۷] در مطالعه بعدی به بررسی تاثیر دندانها در هندسه‌های مختلف کانال پرداختند. آنها انتقال حرارت و افت فشار را در کانال‌هایی که دندانها تنها در سطوح مشخصی از کانال ایجاد شده‌اند را در محدوده رینولدز بین ۱۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ بررسی نمودند. هان و همکاران [۸] به بررسی تاثیر دندانهای عمود بر جریان و زاویه‌دار در کانال‌های خنک‌کاری در داخل پره توربین پرداختند. دندانها با نسبت ارتفاع به قطر ۰,۰۶۳ و با نسبت گام به ارتفاع ۱۰ و ۲۰ استفاده شدند. رینولدز جریان بین ۷۰۰۰ تا ۹۰۰۰۰ متغیر بود. نتایج نشان می‌داد که استفاده از دندانها با زاویه بین ۳۰ تا ۴۵ درجه هم در نرخ انتقال حرارت و هم در میزان افت فشار تاثیر مثبت داشت.

پارسون و همکاران [۹] در محدوده رینولدز ۲۵۰۰ تا ۲۵۰۰۰ به مطالعه تاثیر دندانها با زوایای مختلف بر انتقال حرارت در کانال چرخان پرداختند، مشاهده شد دندانها با زاویه ۴۵ درجه عملکرد بهتری دارند. گرینر [۱۰] انتقال حرارت و افت فشار در کانال با سطح دارای دندانهای موجی را در محدوده رینولدز ۳۰۰ تا ۱۵۰۰۰ مطالعه کرد. با تصویربرداری از جریان سیال مشخص شد که قبل از ناپایداری جریان اثر چنین روشی بر انتقال حرارت کارآمد نیست. در رینولدزهای بالاتر جریان ناپایدار شده و اثرات سه‌بعدی اهمیت بیشتری می‌یابند. نتایج وی نشان داد که مقدار بهبود با افزایش رینولدز کاهش می‌یابد، در نتیجه به دلیل افت فشار بالا کاربرد زوائد کمتر قابل توجیه می‌شود.

در مبادله‌گرهای حرارتی که یکی از سیالات گاز است، افت فشار اهمیت زیادی دارد. برای حفظ سطح افت فشار، محدوده سرعت سیال باید در محدوده مشخصی تغییر کند [۱۱]. الیان و همکاران [۱۲] به شبیه‌سازی جریان در کانال با برآمدگی و فرورفتگی‌ها در سطح پرداختند. در این آزمایش‌ها محدوده رینولدز بین ۲۰۰ تا ۱۵۰۰۰ در نظر گرفته شد. دو حالت از چیدمان مطالعه شد، انتقال از جریان آرام به آشفته در چیدمان متراکم در رینولدز پایین‌تر صورت گرفت. از نتایج شبیه‌سازی مشخص شد که در رینولدز پایین، تراکم بیشتر و ارتفاع بالاتر دندانها مناسب‌تر است.

مطبوع، لوله‌ها در مبادله‌گرها مجهز به چنین پره‌هایی می‌باشند.

استفاده از دندانهای عمود بر جریان در مجاری خنک کاری امکان انتقال حرارت با شدت بالا را فراهم می‌کند. هان و همکاران [۶]، اثر دندانها با زوایای حمله متفاوت را در بین دو صفحه موازی بررسی کردند. نتایج آنها نشان می‌داد که تاثیر تغییر زاویه بر انتقال حرارت ناچیز و بر افت فشار قابل ملاحظه بود. مطالعه همزمان بهبود انتقال حرارت و افت فشار مشخص کرد که دندانها با زاویه ۴۵ درجه نسبت به دندانهای عمود بر جریان عملکرد بهتری دارد.



p/e	شکل جریان
∞	
10	
8	
5	
2	
0.75	

شکل (۱): تعریف اعداد هندسی بی‌بعد (بالا). جریان سیال بر حسب تابعی از نسبت p/e (پایین). وب [۵]

هان و همکاران مشخص نمودند که در جریان آشفته با رینولدز پایین برای ایجاد آشفتگی به دندان با ارتفاع بالاتر نیاز است. آنها بیان داشتند که علاوه بر زاویه بهینه می‌توان یک

قبلی که صرفاً عددی می‌باشند، هندسه و شرایط جریان در شبیه سازی عددی تا حد امکان مشابه مطالعه تجربی معتبر [۷]، در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است که مجموعه مشابهی در دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی ساخته شده است. به همین علت می‌توان به خوبی اعتبار و همین‌طور نقاط ضعف احتمالی روش عددی را شناسایی و برطرف کرد. علاوه بر آن دقت شبیه‌سازی دوبعدی نیز مورد بررسی قرار داده شده است. همان‌طور که اشاره شد با توجه به این‌که مجموعه آزمایشگاهی موجود است، توسعه مدل عددی کمک شایانی به مطالعات تجربی خواهد نمود.

وحیدی‌فر و کهرم [۱۸]، به روش عددی و تجربی به مطالعه اثر موانع بر انتقال حرارت در داخل کانال پرداختند. آنها متوجه شدند که یک فاصله بهینه بین مانع و صفحه، برای رسیدن به بالاترین انتقال حرارت، وجود دارد. جودکی و اشرفی‌زاده [۱۹]، انتقال حرارت در کانال با سطوح موجدار را به روش عددی شبیه‌سازی نمودند. تحلیل آنها در رینولدز ۲۰۰ نشان داد که ناهمواری سطح در رینولدز پایین بر انتقال حرارت چندان موثر نیست.

در سال‌های اخیر استفاده از دندانه‌ها برای بهبود عملکرد صفحه‌های گرم‌کن خورشیدی مورد توجه قرار گرفته است. به عنوان نمونه می‌توان به کار باگوریا و همکاران^۵ [۲۰] اشاره نمود. آنها به مطالعه تجربی تاثیر دندانه‌های گوه مانند بر نرخ انتقال حرارت و افت فشار در یک کانال گرم‌کن هوای خورشیدی پرداختند. زوایا و گام‌های مختلف در رینولدز بین ۳۰۰۰ تا ۱۸۰۰۰ و زبری نسبی تا ۰,۰۳۳ آزمایش شدند. نتایج نشان داد که به کمک دندانه‌ها نرخ انتقال حرارت ۲۴۰٪ بهبود یافت، در عین حال افت فشار نیز ۵۳٪ افزایش یافت. در نهایت آنها روابطی را برای محاسبه ناسلت و ضریب افت فشار توسعه دادند.

یکی از نتایج کاربرد دندانه‌ها افزایش سطح انتقال حرارت است. با این وجود بیشتر مطالعات توجه اصلی خود را به مکانیزم آشفستگی معطوف کرده‌اند. به این دلیل غالباً با عایق کردن پایه دندانه‌ها از هدایت حرارتی بین سطح مبدل و دندانه جلوگیری می‌شود. اما همان‌طور که تسلیم [۲۱] اشاره نموده است نمی‌توان از اثر گسترش سطح چشم پوشی کرد.

تعداد قابل توجه مطالعات تجربی در این زمینه نشانگر اهمیت و کاربرد گسترده دندانه‌ها است. روش‌های تجربی دارای

در سال‌های اخیر مطالعات زیادی به روش عددی انجام شده که بیشتر به بهینه‌سازی پارامترهای مربوط به زوائد و کانال می‌پردازند. پتنکار و همکاران^۱ [۱۳] رژیم جریان لایه‌ای در مجرا با موانع متناوب را در یک مبادله‌گر حرارتی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج حاکی از آن بود که جریان به شدت تحت تاثیر اثرات موانع و جریان‌های برگشتی قرار دارد. همچنین مشخص شد که عدد ناسلت جریان توسعه یافته به مراتب بیشتر از حالت معمول یک کانال ساده است و همچنین مقدار آن تابع مشخصی از عدد رینولدز بود.

یونگسیری و همکاران^۲ [۱۴]، به روش حل عددی، تاثیر دندانه‌ها بر انتقال حرارت داخل کانال را مطالعه نمودند. رینولدز جریان بین ۴۰۰۰ تا ۲۴۰۰۰ تغییر می‌کرد. نتایج آنها نشان می‌داد زاویه حمله زوائد در رینولدز پایین تاثیر قابل توجهی ندارد. در جریان با رینولدز بالا دندانه با زاویه حمله ۶۰ درجه بهترین عمل کرد را نشان می‌داد.

زی و همکاران^۳ [۱۵]، در یک کانال مربعی باددانه‌های یک‌پارچه جریان و انتقال حرارت را به روش عددی مطالعه نمودند. با اضافه نمودن دندانه‌های کوچکتر با شکل‌های مختلف در پایین دست دندانه بزرگتر، تغییرات بررسی شدند. نتایج، حکایت از مناسب بودن این شیوه داشت، زیرا با افت فشار کمتر، تقریباً همان انتقال حرارت پیشین به دست می‌آمد. در یک مطالعه دیگر زی و همکاران [۱۶]، ایجاد شکاف در میان دندانه‌های پیوسته را برای کاهش اثر افت فشار مطالعه نمودند. مقادیر مختلف از زاویه حمله به روش عددی شبیه‌سازی شدند. (رینولدز جریان بین ۱۰۰۰۰ تا ۵۰۰۰۰ متغیر بود). ضریب اصطکاک در دندانه عمود بر جریان تا ۲,۴ برابر ضریب اصطکاک سطح صاف به دست آمد. مون و همکاران^۴ [۱۷]، شکل‌ها و گام‌های مختلف از دندانه‌ها را مورد بررسی قرار دادند. نسبت ارتفاع دندانه به قطر هیدرولیک ۰,۰۴۷ ثابت بود. نسبت گام دندانه‌ها به قطر بین ۵ تا ۱۰ و رینولدز جریان بین ۵۰۰۰ تا ۵۰۰۰۰ متغیر بود. نتایج نشان می‌داد که دندانه با هندسه به شکل چکمه بهترین عمل کرد را ایجاد می‌کند. در رینولدز بالا، مقدار متوسط عدد ناسلت با استفاده از هندسه چکمه، بیش از ۱۰٪ از هندسه مربع بزرگتر بود. در رینولدز پایین تفاوت چشمگیر نبود. آنچه مطالعه حاضر را از مطالعات قبلی متمایز می‌سازد، این است که برخلاف مطالعات عددی

1- Patankar & et.al

2- Yongsiri & et.al

3- Xie & et.al

4- Moon & et.al

5- Bhagoria & et.al

مدل محاسباتی به نحوی توسعه داده شد تا تقریباً مشابه با شرایط آزمایش تجربی در یکی از مطالعات پیشین [۷] باشد. علت انتخاب مطالعه مذکور از یکسو ارائه نتایج و جزئیات به طور مفصل در آن و از سوی دیگر تعداد زیاد ارجاعات به آن بود.

یک کانال با سطح مقطع مربع با ارتفاع 0.076 m در نظر گرفته شد. نسبت ارتفاع دندان به قطر لوله e/D و نسبت گام به ارتفاع دندانها p/e به ترتیب برابر 0.063 و 10 در نظر گرفته شد. دندانها هم در قسمت درحال توسعه و هم در قسمت توسعه یافته از کانال موجود بودند. در شکل ۲ میدان حل جریان سیال ارائه شده است.

شبیه سازی عددی در دو حالت، یکبار با مدل‌سازی دوبعدی و بار دیگر با مدل‌سازی سه بعدی جریان سیال صورت گرفت. شرایط جریان سیال و شار حرارتی که مطالعه شدند در جدول ۱ ارائه شده است.

دینامیک سیالات محاسباتی بر اساس روش حجم محدود به وسیله نرم افزار فلوئنت^۱ انجام پذیرفت. جریان، پایدار، آشفته و غیرقابل تراکم در نظر گرفته شد. برای شبیه سازی آشفته از مدل استاندارد $k - \epsilon$ استفاده شد. مقادیر ثابت مورد نیاز برای مدل‌سازی آشفته بر اساس پژوهش‌های پیشین [۱۴] تا [۱۸] فرض گردید. بر اساس گسسته سازی عددی با روش سیمپل^۲ و در تمام محاسبات با دقت از مرتبه دوم بود. از آنجا که اختلاف دما قابل توجه نبود از تغییرات مشخصات سیالاتی و حرارتی هوا با دما صرف نظر شد. به منظور خلاصه نویسی در اینجا از ارائه معادلات حاکم، شامل معادلات ناویر استوکس و آشفته‌گی، صرف نظر شد.

معادلات حاکم بر انتقال حرارت و جریان سیال شامل معادلات بقای جرم، بقای اندازه حرکت و معادله انرژی هستند. معادله بقای جرم در رابطه ۱ ارائه شده است.

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla v = 0 \quad (1)$$

که در آن، ρ چگالی و v بردار سرعت است.

تنش در سیالات تابعی از نرخ کرنش است. برخلاف جامدات که تنش با خود کرنش متناسب است. با استفاده از

محدودیت‌های ذاتی هستند، مانند این موضوع که تغییر شرایط آزمایش وقت‌گیر و هزینه‌بر است. مطالعات عددی می‌توانند در بررسی اثر دندانها بر انتقال حرارت و افت فشار بسیار سودمند باشند. در مطالعه حاضر روش و فرضیات مورد نیاز جهت شبیه‌سازی عددی ارائه گردید و نتایج روش عددی با تجربی مورد مقایسه قرار گرفته است.

بررسی پژوهش‌ها در سال‌های اخیر نشان می‌دهد که بررسی‌های تجربی و عددی در تعداد محدودی از مراکز تحقیقاتی و دانشگاهی در جریان است. در کشور ما ساخت توربین‌های گازی در سال‌های اخیر رو به رشد بوده است. در نتیجه نیاز به مطالعات هدفمند در این زمینه است. در گام اول در این راستا یکی از پژوهش‌های پر استناد که به شکل تجربی انجام شده بود، به روش عددی دوباره مورد بررسی قرار داده شده است.

در مطالعه حاضر با شبیه سازی دقیق جریان سیال به شکل دوبعدی و سه بعدی به مطالعه ویژگی‌های انتقال حرارت و جریان سیال در کانال دنداندار پرداخته شده است. به طور کلی ویژگی‌های عملکرد حرارتی و سیالاتی با نتایج عددی و تجربی پیشین مقایسه شده است. با توجه به اینکه نویسندگان در حال انجام اندازه گیری تجربی هستند، این تحقیق با هدف توسعه یک راه‌کار حل جایگزین برای اندازه‌گیری تجربی انجام گرفته است. به‌ویژه برای شرایطی که اندازه‌گیری تجربی غیرممکن یا دشوار است. در نتیجه می‌توان با مقایسه و تحلیل نتایج حاصل از روش عددی و تجربی ویژگی‌های کانال دنداندار-دار را به نحو مطلوب بررسی نمود و دانش فنی لازم جهت استفاده در صنایع مربوطه را فراهم ساخت.

۲- معادلات

شبیه‌سازی عددی برای جریان داخل کانال با سطوح دنداندار صورت گرفت. دو سطح مقابل از سطوح کانال دنداندار و دو سطح دیگر هموار در نظر گرفته شد. هوا به طور پایا در سرعت‌های مشخص وارد و پس از رسیدن به حالت توسعه یافته گرم شده و در نهایت خارج می‌شد. گرما از طریق اعمال شار حرارتی ثابت به دیواره‌ها به هوا منتقل می‌شد. با توجه به تاثیر اندک تابش در انتقال حرارت از انتقال حرارت به روش تابشی صرف نظر شد.

					w/m^2
--	--	--	--	--	---------

در هر دو حالت دوبعدی و سه‌بعدی، سلول‌های شبکه محاسباتی آن قدر ریز شدند تا استقلال از شبکه حاصل شود. در هر دو حالت، از شبکه ساختاریافته استفاده شد. نمونه‌ای از شبکه محاسباتی دوبعدی در شکل ۳ ارائه شده است. همان طور که از شکل مشخص است، به منظور مطالعه بهتر لایه مرزی در نزدیکی دیواره‌ها و دندان‌ها از سلول‌های محاسباتی با تراکم بالاتر استفاده شده است.

تولید شبکه محاسباتی در شبیه‌سازی جریان آشفته نیازمند توجه زیادی است. از آنجا که آشفتگی نقش مهمی در انتقال پارامترهای جریان مانند اندازه حرکت دارد، در نتیجه باید شبکه محاسباتی دقت مورد نیاز را دارا باشد. به علت اثر متقابل جریان و آشفتگی، نتایج در جریان آشفته نسبت به جریان لایه‌ای تاثیر بیشتری از شبکه می‌پذیرد.

در نتیجه در نقاطی که جریان دچار تغییرات سریع و نرخ کرنش بالا است باید از شبکه به اندازه کافی ریز استفاده نمود. بررسی این امر به کمک پارامتر y^+ انجام می‌پذیرد. پارامتر y^+ وابسته به جواب است و در نتیجه مقدار ثابتی نیست. به همین علت با ریز کردن شبکه به اندازه یک مرتبه مقدار y^+ لزوماً به همان اندازه کاهش نمی‌یابد. رابطه ۴ نحوه محاسبه y^+ را بیان می‌کند. در طول این مطالعه مقدار y^+ مربوط به مرکز سلول مجاور دیواره در محدوده ۳۰ بود.

$$y^+ = \frac{\rho u_t y}{\mu} \quad (4)$$

تعداد سلول‌ها در شبکه دوبعدی و سه‌بعدی به ترتیب ۳۳۶۰۰ و ۷۲۰۰۰۰ بود. از آنجا که آزمایش تجربی به شکل سه‌بعدی بود، در حالت دوبعدی ساده‌سازی‌هایی صورت گرفت. از جمله این‌که سطوح هموار در کناره‌ها قابل بررسی نبودند. در نتیجه، اثرات سه بعدی قابل بررسی نبودند. با این وجود مطالعه دوبعدی می‌تواند به فهم تاثیر سطوح زبر و مقایسه نتایج کمک نماید.

۳- نتایج

در طراحی مبادله‌گرهای حرارتی معمولاً دو عدد بی‌بعد ناسلت و ضریب اصطکاک برای کاربردهای متداول لازم و کافی

روابط تجربی، تنش بر حسب تابعی از نرخ کرنش معین می‌گردد. با استفاده از قانون دوم نیوتن در حجم کنترل، معادلات بقای اندازه حرکت حاصل خواهند شد. اگر نرخ کرنش و تنش رابطه خطی داشته باشند، سیال را نیوتنی می‌گویند. آب و هوا نمونه سیالاتی هستند که رفتار بسیار نزدیک به سیال نیوتنی دارند. معادله بقای اندازه حرکت در سیال نیوتنی تراکم‌ناپذیر در رابطه ۲ ارائه شده است. این معادلات به همراه معادله پیوستگی معادلات ناویر استوکس نامیده می‌شوند.

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 v + F \quad (2)$$

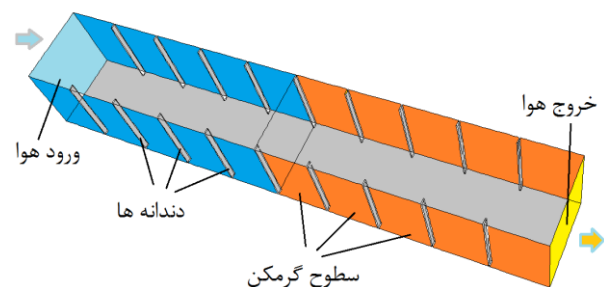
که در آن p فشار، μ ضریب لزجت و F نیروهای حجمی وارده هستند.

با اعمال قانون اول ترمودینامیک به حجم کنترل، معادله بقای انرژی به شکل رابطه ۳ به دست می‌آید. خوشبختانه معادله انرژی در مسائلی که شناوری مطرح نیست، در جریان سیال بی تاثیر است.

$$\rho \frac{De}{Dt} + e \left(\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot v \right) = -\nabla q'' + q''' - P \nabla \cdot v + \mu \Phi \quad (3)$$

که e انرژی داخلی ماده، q'' شار حرارتی، q''' تولید گرمای داخلی و Φ اتلاف انرژی در اثر لزجت می‌باشند.

مطالعه دقیق‌تر جریان سیال و انتقال حرارت جابه‌جایی بر پایه مفهوم لایه مرزی و نتایج آن بنا می‌شود. برای اطلاعات بیشتر می‌توان به مراجع [۲۲ و ۲۳] مراجعه نمود.



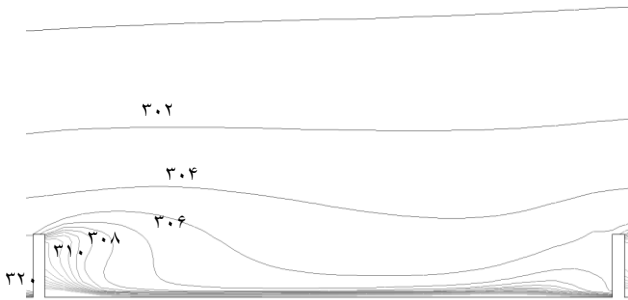
شکل (۲): شماتیک کانال سه بعدی مورد مطالعه

جدول (۱): شرایط جریان و سیال و انتقال حرارت در شبیه‌سازی

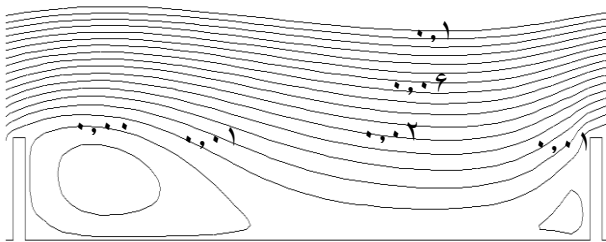
شماره شبیه‌سازی	۱	۲	۳	۴	۵
سرعت جریان m/s	۱/۶	۳/۳	۶	۱۲/۵	۱۵
عدد رینولدز	۸۳۰۰	۱۷۰۰۰	۳۱۰۰۰	۶۴۷۰۰	۷۷۶۰۰
شار گرما سطح صاف w/m^2	۱۸۵	۴۱۸	۵۹۹	۱۴۲۶	۱۸۵۳
شار گرما سطح زبر	۳۶۵	۷۳۷	۱۱۴۱	۲۳۰۰	۲۸۷۳

شکل (۳): شبکه محاسباتی در حالت شبکه درشت

مناطق هم‌دما در سطح کانال در شکل ۴ ارائه شده است. یکنواخت شدن و افزایش خطی دما در سطح را می‌توان حاکی از توسعه یافتگی حرارتی جریان دانست. از شکل مشخص است که بعد از پره سوم تغییرات دمای سطح یکنواخت است. به علت ایجاد اختلاط بهتر، وجود دندانه‌ها در سطح به طور قطع فاصله موردنیاز جهت رسیدن به توسعه یافتگی را کاهش می‌دهد. تابع جریان میدان حول دندانه در شکل ۵ نمایش داده شده است. در شکل‌های ۴ و ۵ سرعت متوسط 10 m/s است. گردابه بزرگتر بعد از رسیدن به پره و گردابه کوچکتر قبل از پره مشخص هستند.



شکل (۴): مناطق هم‌دما در سطح دیواره در ورودی کانال، دما بر حسب کلوین



شکل (۵): توابع جریان در حول دندانه

در شکل ۶ مناطق هم‌سرعت در مقطع میانی ورودی کانال نمایش داده شده است. مشخص است که جریان در سه دندانه ابتدایی دچار تغییرات گسترده است، پس از آن شدت تغییرات بسیار کمتر می‌شود. نکته دیگری که از شکل مشخص است، تاثیر دندانه‌ها بر رشد لایه مرزی است. به این معنی دندانه‌ها باعث توقف رشد لایه مرزی و شروع مجدد آن می‌شوند. از آنجا که افزایش ضخامت لایه مرزی از عوامل اصلی در کاهش نرخ انتقال حرارت است، می‌توان تاثیر دندانه‌ها در افزایش انتقال

هستند. به همین علت ارائه نتایج بر اساس دو عدد بی‌بعد مذکور انجام گرفته است. نتایج شبیه‌سازی دوبعدی و سه بعدی ارائه شده‌اند. تعریف اعداد بی‌بعد ناسلت و ضریب اصطکاک به ترتیب در روابط ۵ و ۶ ارائه شده است.

$$\bar{f} = \frac{\Delta p}{4 \left(\frac{L}{D}\right) \left(\frac{G^2}{\rho g}\right)} \quad (5)$$

$$Nu = \frac{q''}{\bar{T}_w - \bar{T}_b} \left(\frac{D}{K}\right) \quad (6)$$

که در روابط فوق، Δp افت فشار، L و D به ترتیب طول و قطر کانال، G و ρ به ترتیب دبی جرمی و چگالی سیال، q'' شار حرارتی در واحد سطح، \bar{T}_w و \bar{T}_b به ترتیب متوسط دمای دیواره و سیال، K هدایت حرارتی سیال می‌باشند. در نهایت f و Nu به ترتیب ضریب اصطکاک و عدد ناسلت هستند.

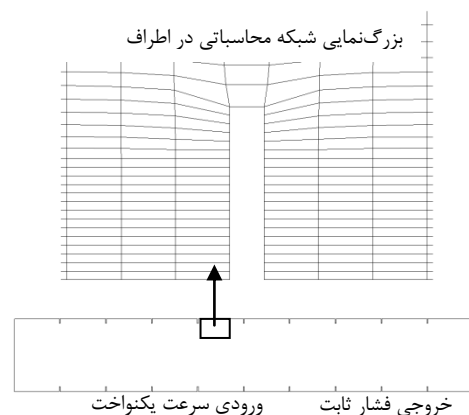
به منظور مقایسه و اعتبار سنجی نتایج تحقیق حاضر مقادیر یک مطالعه تجربی مشابه و همین طور مقادیر مربوط به سطوح هموار نیز بیان شده است. در آزمایش تجربی متوسط مقادیر بین $x/D = 2.8$ تا $x/D = 16.8$ محاسبه شد.

در سطح هموار مقدار ضریب افت فشار بر اساس معادله اصلاح شده کارمان-پرانتل [۷] و عدد ناسلت بر اساس رابطه پتوخوف-پوپوف [۷] محاسبه گردید. روابط ۶ و ۷ به این منظور ارائه شده‌اند.

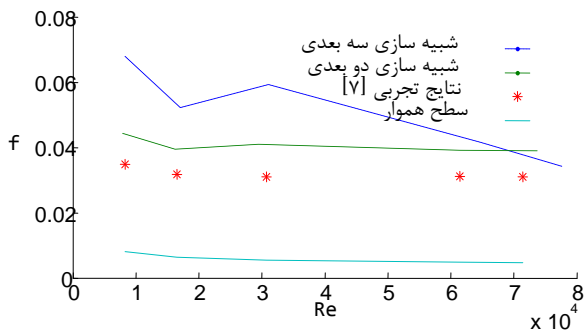
$$\frac{1}{(f)^{\frac{1}{2}}} = 4.0 \log \left[Re(f)^{\frac{1}{2}} \right] - 0.4 + 4.0 \log \left(\frac{2R_{av}}{D} \right) \quad (7)$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) Re \cdot Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (8)$$

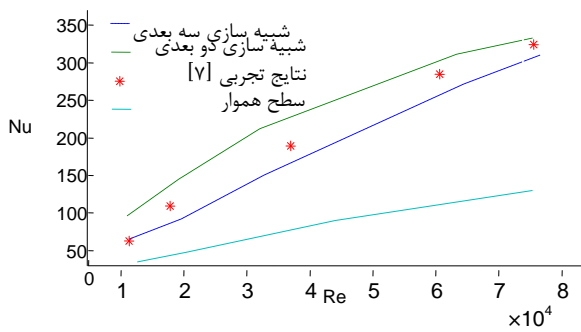
که Re رینولدز، Pr پرانتل و $\frac{2R_{av}}{D}$ برای کانال مربعی برابر ۱،۱۵۶ است. در روابط فوق لگاریتم در مبنای ۱۰ مدنظر است.



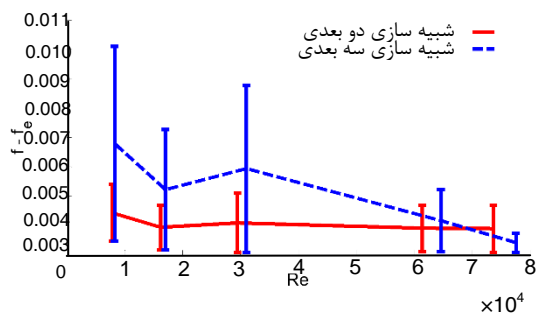
توانایی مدل آشفتگی نسبت داد که با استفاده از مدل‌های با دقت بالاتر و یا شبیه‌سازی عددی مستقیم می‌توان این عامل را کاهش داد.



شکل (۷): ضریب افت فشار در سطح زیر کانال بر حسب رینولدز

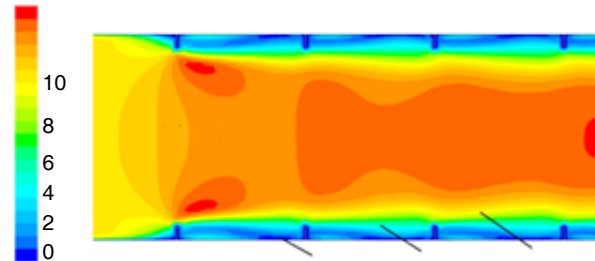


شکل (۸): ناسلت در سطح زیر کانال بر حسب رینولدز



شکل (۹): خطای شبیه‌سازی در ضریب افت فشار بر حسب رینولدز

حرارت را این چنین توجیه کرد. استدلال مشابهی را نیز می‌توان در مورد افزایش افت فشار در اثر کاربرد دندانه‌ها به کار بست.



شکل (۶): مناطق هم‌سرعت در مقطع میانی ورودی کانال بر حسب m/s

در شکل ۷ ضریب افت فشار در سطح زیر کانال بر حسب رینولدز ترسیم شده است. از شکل مشخص است که مقدار ضریب افت فشار سطح دندانه‌دار در مقایسه با سطوح هموار بیش از ۳۰۰٪ افزایش دارد. در بازه مورد مطالعه این افزایش وابستگی کمی به رینولدز دارد. رفتار و مقدار نتایج شبیه‌سازی دوبعدی در تمام محدوده رینولدز قابل قبول بود. حداکثر مقدار خطا ۲۵٪ بود. نتایج شبیه‌سازی سه بعدی در رینولدز پایین تفاوت قابل توجهی با نتایج تجربی داشت. اگرچه در سرعت پایین خطا زیاد بود، با افزایش رینولدز دقت نتایج به طور پیوسته بهبود می‌یافت.

در شکل ۸ عدد ناسلت در سطح زیر کانال بر حسب رینولدز ترسیم شده است. مقدار ناسلت سطح دندانه‌دار در مقایسه با سطوح هموار افزایش قابل توجهی دارد، بر خلاف افت فشار این افزایش وابستگی زیادی به رینولدز دارد. در رینولدز ۱۰۰۰۰ بهبود ناسلت در حدود ۲۰۰٪ بود. رفتار و مقدار نتایج شبیه‌سازی در تمام محدوده رینولدز قابل قبول بود. نتایج شبیه‌سازی دوبعدی ناسلت را اندکی بیشتر و سه‌بعدی اندکی کمتر تخمین می‌زدند. در شکل‌های ۹ و ۱۰ تفاوت بین نتایج شبیه‌سازی دوبعدی و سه بعدی و نتایج تجربی به ترتیب در مورد ضریب اصطکاک و ناسلت نمایش داده شده است. در رینولدز پایین شبیه‌سازی دو بعدی دقت بیشتری در محاسبه ضریب اصطکاک دارد، اما از طرف دیگر شبیه‌سازی سه بعدی ناسلت را با دقت بهتر محاسبه می‌کند. در رینولدز بالا شبیه‌سازی سه بعدی در هر دو مورد خطای کمتری دارد. علت خطا در رینولدز پایین را می‌توان به عدم

همزمان افت فشار نیز به شدت بالا رفت. ضریب افت فشار بیش از ۴۰٪ و عدد ناسلت در محدوده رینولدز از ۱۰۰٪ تا ۲۰۰٪ افزایش پیدا کرد.

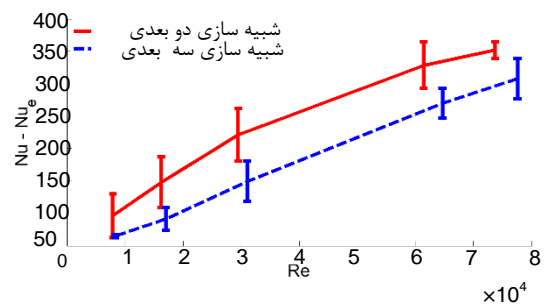
انتقال حرارت در کانال با بررسی مقدار عدد ناسلت با روش‌های مختلف، شبیه‌سازی دوبعدی، سه‌بعدی و نتایج تجربی بررسی شد. شبیه‌سازی عددی در تمام محدوده رینولدز با نتایج تجربی قابل مقایسه بود.

در مورد افت فشار نتایج شبیه‌سازی عددی در هر دو حالت، دوبعدی و سه‌بعدی با نتایج تجربی قابل مقایسه بود. با این حال در رینولدز پایین مقدار خطای نتایج شبیه‌سازی سه‌بعدی قابل توجه بود. برای توجیه این مقدار خطا دو احتمال ذکر شده است. اول این‌که در رینولدز پایین مقدار افت فشار کوچک است در نتیجه افت فشارهای جانبی غیر از آنچه در کانال اتفاق می‌افتد اهمیت بیشتر می‌یابد. دوم این‌که در شبیه‌سازی عددی طول کافی برای توسعه‌یافتگی ایجاد نشده است. هر دو این دلایل با افزایش رینولدز اهمیت کمتری خواهند داشت.

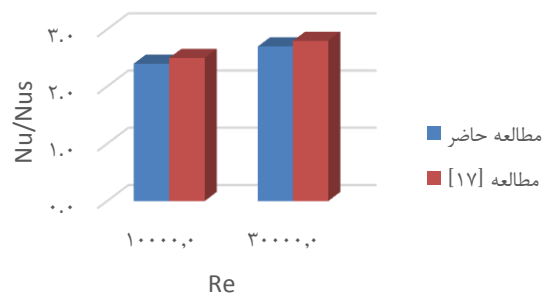
بررسی نتایج شبیه‌سازی با نتایج تجربی نشان‌دهنده امکان استفاده از روش‌های عددی در مطالعه دندانه‌ها در سطوح بود. مشخصات انتقال حرارت و افت فشار با شرایط مطالعه حاضر تا حد قابل قبولی توسط نتایج شبیه‌سازی دوبعدی قابل بررسی بود.

مقدار خطای بین نتایج شبیه‌سازی و نتایج تجربی رامی-توان با خطای آزمایش، تفاوت در مقدار مشخصات سیال در دو مطالعه، اثرات جریان ناپایا، تفاوت‌های مدل‌سازی بین آزمایش و روش عددی و در نهایت کاستی‌های محاسبات عددی توجیه کرد.

اگرچه استفاده گسترده صنعتی، نشانی از کارآمدی و مقرون به صرفه بودن دندانه‌ها است. با مشاهده نتایج آشکار می‌شود که ایجاد بهبود در انتقال حرارت همواره به هزینه بالا رفتن افت فشار امکان پذیر است. از طرف دیگر، وجود دندانه‌ها علاوه بر افزایش افت فشار، باعث جذب مقدار بیشتری از رسوبات نیز می‌شود. در هر کاربرد به خصوص، قبل از تصمیم‌گیری در مورد استفاده از دندانه‌ها باید مطالعات گسترده صورت گیرد. به عنوان نمونه با افزایش سرعت در مبدل‌های حرارتی نیز می‌توان در میزان انتقال حرارت بهبود ایجاد نمود.



شکل (۱۰): خطای شبیه‌سازی در ناسلت بر حسب رینولدز در اثر استفاده از دندانه‌ها نرخ انتقال حرارت افزایش قابل توجه پیدا کرد. عدد ناسلت در محدوده رینولدز از ۱۰۰٪ تا ۲۰۰٪ افزایش پیدا کرد. نتایج برای اعتبار سنجی در شکل ۱۱ در دو رینولدز مختلف با نتایج مطالعه [۱۷] مقایسه شده است. در مطالعات مشابه نیز تاثیر استفاده از دندانه‌ها با شرایط هندسی متفاوت با مطالعه حاضر بررسی شده است. به عنوان نمونه نسبت افزایش ناسلت در سطح دندانه‌دار به ناسلت در سطح هموار در مطالعات [۱۶-۱۵] به ترتیب در بازه‌های ۱۲۰٪ تا ۱۸۰٪ و ۲۰۰٪ تا ۲۵۰٪ تغییر می‌کرد. به همین ترتیب نسبت افزایش ضریب اصطکاک در سطح دندانه دار به ضریب اصطکاک در سطح هموار در مطالعات [۱۶-۱۵] به ترتیب در بازه‌های ۱۶۰٪ تا ۲۶۰٪ و ۱۸۰٪ تا ۴۸۰٪ تغییر می‌کرد. این مقادیر با نتایج مطالعه حاضر برای نسبت ناسلت و ضریب اصطکاک قابل مقایسه می‌باشند، که به ترتیب در حدود ۲۰۰٪ و ۳۰۰٪ می‌باشند.



شکل (۱۱): اعتبار سنجی نسبت افزایش ناسلت

۴- نتیجه گیری

در این مطالعه تاثیر دندانه‌ها بر انتقال حرارت و افت فشار در جریان داخل کانال مربعی بررسی شد. دو سطح مقابل از نوع دندانه‌دار و سطوح دیگر از نوع هموار بودند. در اثر استفاده از دندانه‌ها نرخ انتقال حرارت افزایش قابل توجه پیدا کرد،

۹- مراجع

13. Patankar, S.V., Liu, C.H. and Sparrow, E.M. "Fully Developed Flow and Heat Transfer in Ducts Having Streamwise Periodic Variations of Cross Sectional Area", *J. Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 180-186, 1977.
14. Yongsiri, K., Eiamsa-ard, P., Wongcharee, K. and Eiamsa-ard, S. "Augmented Heat Transfer in a Turbulent Channel Flow with Inclined Detached-Ribs, Case Studies in Thermal Engineering", Vol. 3, pp. 1-10, 2014.
15. Xie, G., Zheng, S., Zhang, W. and Sunden, B. "A Numerical Study of Flow Structure and Heat Transfer in a Square Channel with Ribs Combined Downstream Half-Size or Same-Size Ribs", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 61-2, pp. 289-300, 2013.
16. Xie, G., Liu, J., Ligrani, P.M. and Sunden, B. "Flow Structure And Heat Transfer in a Square Passage with Offset Mid-Truncated Ribs", *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 71, pp. 44-56, 2014.
17. Moon, M., Park, M. and Kim, K. "Evaluation of Heat Transfer Performances of Various Rib Shapes", *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 71, pp. 275-284, 2014.
18. Vhidifar, S. and Kahrom, M. "Experimental Study of Turbulent Layers with Different Obstacles to Stimulate Optimal Point Augmentation in Heat Transfer Coefficient", *Modarres Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 3, pp. 43-50, 2014 (In Persian)
19. Joodaki, A. and Ashrafizadeh, A. "A New Geometrical Modeling Approach in the Analysis and Optimization of Convection Heat Transfer in Wavy Channels", *Modarres Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 9, pp. 147-156, 2014 (In Persian)
20. Bhagoria, J.L., Saini, J.S. and Solanki, S.C. "Heat Transfer Coefficient and Friction Factor Correlations for Rectangular Solar Air Heater Duct Having Transverse Wedge Shaped Rib Roughness on the Absorber Plate", *Renew. Energy*, Vol. 25, No.3, pp. 341-369, 2002.
21. Taslim, M.E. "Rib Fin Effects on The Overall Equivalent Heat Transfer Coefficient in a Rib-Roughened Cooling Channel", *Int. J. of Heat Exchangers*, Vol. 4, pp. 25-41, 2005.
22. FLUENT web page, <http://www.fluent.com/solutions>, Accessed 8 November 2016.
23. Ferziger, J.H. and Peric, M. "Computational Methods for Fluid Dynamics", Springer, Berlin, Germany, 2000.
1. Kays, W.M. and London, A.L. "Compact Heat Exchangers", McGraw-Hill, New York, United States, 1984.
2. Bergles, E. "Handbook of Heat Transfer", McGraw-Hill, New York, United States, Third Edition, 1998.
3. Bergles, E., Manglik, R.M. "Current Progress and New Developments in Enhanced Heat and Mass Transfer", *J. of Enhanced Heat Transfer*, Vol. 20, No. 1, pp. 1-15, 2013.
4. Dipprey, D.F. "An Experimental Investigation of Heat and Momentum Transfer in Smooth and Rough Tubes at Various Prandtl Numbers", Ph.D thesis, California institute of technology, United States, 1961.
5. Webb, R. L., Eckert, E. R. G. and Goldstein R. J. "Heat Transfer and Friction in Tubes with Repeated-Rib Roughness", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 14, pp. 601-617, 1971.
6. Han, J.C., Glicksman, L.R. and Rohsenow, W.M. "An Investigation of Heat Transfer and Friction for Rib-Roughened Surfaces", *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 21, No. 8, pp. 1143-1156, 1978.
7. Han, J.C. "Heat Transfer and Friction Characteristics in Rectangular Channels with Rib Turbulators", *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 110, pp. 321-328, 1988.
8. Han, J.C., Zhang, Y.M. and Lee, C.P. "Augmented Heat Transfer in Square Channels with Parallel, Crossed and V Shaped Angled Ribs", *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 590-596, 1991.
9. Parson, J.A., Han, J.C. and Zhang, Y.M. "Effects of Model Orientation and Wall Heating Condition on Local Heat Transfer in a Rotating Two-Pass Square Channel with Rib Turbulators", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, No. 7, pp. 1151-1159, 1995.
10. Greiner, M. "An experimental investigation of resonant heat transfer enhancement in grooved channels", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 34, pp. 1383-1391, 1991.
11. Bejan, A. and Kraus, A.D. "Heat Transfer Handbook", John Wiley & Sons, New York, United States, 2003.
12. Elyyan, M.A., Rozati, A. and Tafti, D.K. "Investigation of Dimpled Fins For Heat Transfer Enhancement in Compact Heat Exchangers", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 51, pp. 2950-2966, 2008.

