

بررسی عددی عملکرد انتقال حرارت و اصطکاک نوک پره توربین با گودی، برآمدگی و ترکیبی از گودی و برآمدگی

وحید بادرنگین

(نویسنده مسئول)

ابواب جمعی اداره آموزش و پرورش شیراز، گروه علوم مهندسی، ایران

Vahidcvt2021@yahoo.com

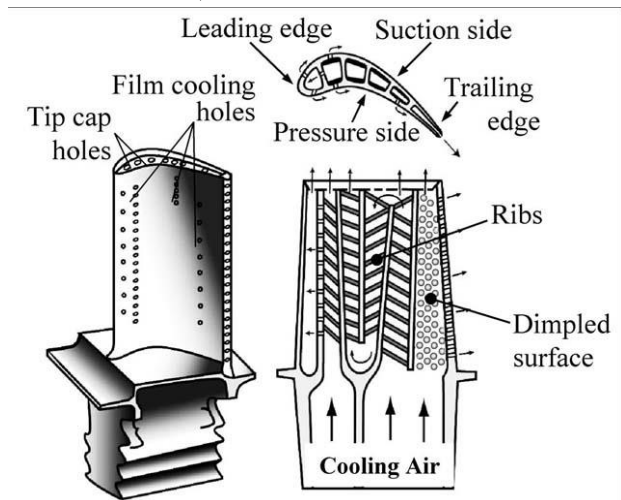
چکیده

قسمت نوک پره های توربین در معرض گازهای داغ با سرعت زیاد هستند به همین منظور خنک کنندگی در این ناحیه تاثیر قابل توجهی بر ایمنی پره های توربین دارد. کانال های U شکل با ۱۸۰ درجه چرخش در خنک کنندگی داخلی پره های توربین که باعث بهبود ضریب انتقال حرارت می شود رایج می باشد. باید توجه ویژه ای به خنک کاری برخوردی سطح خم که باعث خنک کاری قسمت نوک پره توربین می شود پرداخت. گودی، برآمدگی و پین که در قسمت خم به منظور افزایش انتقال حرارت قرار داده شده جا افتاده هستند. در این مقاله عملکرد انتقال حرارت و اصطکاک نوک درپوش به صورت عددی پیش بینی شده اند. با ترکیب گودی و برآمدگی مقدار خنک کاری حدود ۱۲٪ از کانال گودی دار افزایش و حدود ۴٪ از کانال برآمدگی دار کاهش پیدا کرده است در حالی که حدود ۴۰٪ از وزن برآمدگی ها با سر کانال گودی دار ترکیب کرده ایم. به طور خلاصه گودی / برآمدگی و ترکیبی از گودی-برآمدگی در سطح داخلی درپوش پره می تواند انتقال حرارت را با افزایش کمی در ضریب اصطکاک و افت فشار افزایش دهد، که نشان دهنده بهبود در ساختار خنک کننده است.

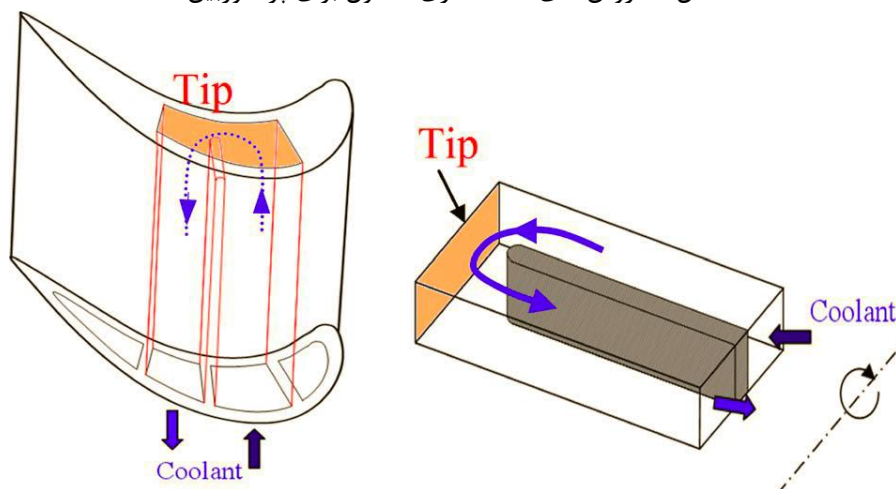
کلید واژه: عملکرد انتقال حرارت، اصطکاک، توربین، گازها، برآمدگی.

مقدمه

قسمت نوک پره در تماس با گازهای با دما بالا و سرعت می باشد. از این رو برای ایمنی پره توربین خنک کاری در این سطح حائز اهمیت می باشد. به طور کلی خنک کنندگی نوک پره توربین ترکیبی از خنک کاری همرفتی داخلی به همراه فیلم خارجی می باشد. با این حال بعضی از پره های توربین فقط دارای کانال خنک کاری داخلی می باشد و خنک کاری خارجی مانند فیلم خنک کاری در آن وجود ندارد و خنک کاری نوک پره به طور کامل به جریان همرفت داخلی بستگی دارد. کانال های خنک کاری که دارای چرخش ۱۸۰ درجه ای در قسمت خم کانال می باشد در خنک کاری داخلی پره توربین رایج تر هستند شکل ۱. منطقه خم نه تنها باعث بهبود ضریب انتقال حرارت در دو ستون کانال است بلکه باعث بهبود خنک کاری در گوشه های نوک پره توربین که درخور توجه ویژه محققان در این قسمت است. در پره های توربین معمولی، یک سطح صاف و بدون ساختار بهبود یافته در اطراف گوشه ها استفاده می کنند. بانکر [۱] پیشنهاد داده که پین های ایجاد شده روی سطح خم، افزایش چشم گیری در انتقال حرارت در این سطح دارد. و آثار مشابه از انتقال حرارت افزایشی در کانال های دو راهه با نوک شکل پین دار را می توان در کارهای تجربی توسط آقای بانکر یافت و شبیه سازی های عددی توسط نویسندگان [۲] انجام شده است.



شکل ۱. روش های خنک کاری معمول برای پره توربین



شکل ۲. گذرگاه مارپیچی داخلی یک نوع پره توربین

به طور کلی موتور توربین گاز از سه قسمت اصلی کمپرسور^۱، محفظه احتراق^۲ و توربین^۳ تشکیل شده است، کمپرسور وظیفه مکش و فشرده سازی هوای ورودی به موتور را (در طی هفت تا شانزده مرحله) بر عهده دارد این قسمت که اولین قسمت اصلی موتور است هوای اتمسفریک را تا ۴۰ بار فشرده کرده و به محفظه احتراق تحویل می دهد، محفظه احتراق بعد از کمپرسور قرار دارد، جریان هوای فشار بالا وارد محفظه احتراق شده و نازل های سوخت، سوخت را به طور مداوم و متمیزه شده درون هوای ورودی به محفظه تزریق می کند، جرقه ابتدایی درون محفظه در زمان استارت زده شده و زبانه های پر سرعت شعله های گازه های داغ که حاصل از سوختن، سوخت و هوا می باشد از نیمه به بعد اتاق احتراق شروع شده و با دمای ۸۰۰ الی ۱۲۰۰ درجه سانتیگراد و سرعت چند صد متر بر ثانیه به سمت ورودی پره توربین^۴ هدایت می شود. در طول سال های اخیر، بین های مختلف، فرورفتگی یا برآمدگی توجه زیادی را برای افزایش انتقال حرارت در گذرگاه خنک کننده داخلی توربو ماشین به خود گرفته است. مطالعات تجربی و عددی متعددی از انتقال حرارت و افت فشار برای اشکال پین، فرورفتگی یا برآمدگی در دسترس هستند [۳-۱۲]. وایل زی و همکاران [۱۳]. پیشنهاد داده اند که یک ساختار با فرورفتگی بزرگ، برآمدگی همان تاثیر را دارا می باشد. ون [۱۴]، مترگر و همکاران [۱۵] و گنگ نان اگری و همکاران [۱۶ و ۱۷] نشان دادند که نسبت ارتفاع به قطر، جهت های چیدمان پین (در راستا یا پراکنده) و شکل مقطع پین ها و غیره پارامترهای بسیار مهمی در تعیین انتقال حرارت و ضریب اصطکاک می باشند. یانگسی اگری، دانگبو شی و ژانگ یانگ شن [۱۸] تحقیقات تجربی و عددی ساختار گردباد گذرا درون گودی و همچنین به مطالعه ترکیب اثر فرورفتگی و برآمدگی بر روی دیوار با روش انتقال حرارت ترکیبی ارائه شده در این مقاله، ترکیبی از پین و گودی / برآمدگی اعمال شده در قسمت خمیده به عنوان خنک کننده پیکربندی پرداختند. آقای گنگ نان اگری و بنگت ساندن [۱۹] انتقال حرارت افزایشی و افت فشار را در قسمت دیوار بالایی داخلی گودی دار پره توربین به صورت عددی پیش بینی کردند و تاثیر ارتفاع گودی روی عدد ناسلت و ضریب اصطکاک را بررسی کردند. آقایان گنگ نان اگری و وای هانگ ژانگ و بنگت [۲۰] تاثیرات راهنمای دنده / پره بر روی افزایش انتقال حرارت دیوار بالایی پره توربین را مورد مطالعه قرار دادند و از نتایج شبیه سازی شده در بالا دریافتند که کانال دو راهه با راهنمای دنده / پره عدد ناسلت بالاتر و افت فشار بیشتری نسبت به کانال بدون راهنمای دنده / پره ایجاد می کند. مطالعات دیگر از اثرات عمق گودی، نسبت ابعاد کانال، نسبت درجه حرارت و شدت اغتشاش ورودی بر روی انتقال حرارت و ضریب اصطکاک می توان در مقاله [۲۱] پیدا کرد. هوانگ و همکاران [۲۲]. از کریستال مایع ترموکرومیک (LTC) روشی برای اندازه گیری دمای موضعی ضرایب انتقال حرارت محلی در گودی و برآمدگی دیوار در اعداد رینولدز مختلف پایین ۱۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰ استفاده کردند. آنها دریافتند که کانال با دیوار برآمدگی دار دوبله دارای بالاترین نرخ انتقال حرارت متوسط و بالاترین افت فشار می باشد. در اعداد رینولدز کمتر از ۱۰۰۰ ضریب انتقال حرارت افزایشی بالای ۱۴ است. با این حال، برای رینولدز بالا کانال با دیوار برآمدگی دار دوبله دارای فاکتور کارایی کمتری نسبت به موارد دیگر: دیوار گودی دار دوبله، دیوار برآمدگی دار تکی و دیوار گودی دار تکی می باشد. من و همکارانش [۲۳]. روش تجربی مشابه به کانال های مستطیلی که روی یکی از دیوارها فرورفتگی ایجاد کرده بودند استفاده کردند. نتایج نشان داد که افزایش انتقال حرارت ۲/۱ برابری، ۱/۶ تا ۲ برابر افت فشار را نسبت به سطوح صاف در پی دارد. پارک و همکاران [۲۴] ساختار توربولانسی بالای سطح گودی دار با استفاده از فلوننت و با مدل کی اپسیلون و بدون توابع دیواره پیش بینی کردند. آنها ادعا کردند که با توجه فرا رفت جریان چرخشی درون گودی و جریان قوی لحظه ای و ترکیب شدن آن، هر دو گرداب احاطه شده مقداری نفوذ گردابی برای حرکت و گرما افزایش می دهد. طراحی پره های نازل و گذرگاه های پره توربین، به طور قابل توجهی مبتنی بر ملاحظات آیرودینامیکی است و برای بدست آوردن بازده بهینه، سازگاری با

¹ Compressor

² Combustion Chamber

³ Turbine

⁴ Turbine blade

طراحی کمپرسور و محفظه احتراق باید پره‌های هادی نازل و پره‌های توربین دارای یک شکل اولیه ایرفول باشند. سه نوع توربین وجود دارد: ضربه ای^۵ و واکنشی^۶ و ترکیبی از این دو که به ضربه‌ای-واکنشی شناخته می‌شود شکل ۲-۳. در نوع ضربه ای افت فشار کل، در هر مرحله، در پره‌های هادی نازل به دلیل شکل همگرای آن‌ها رخ می‌دهد و این در حالی است که سرعت گاز افزایش یافته و فشار کم می‌شود. بنابراین، مطلوب است به کشف روش خنک کننده موثر برای خنک کردن نوک داخلی و برای ارائه جزئیات بیشتر در مورد انتقال حرارت پرداخت. به این دلایل، هدف اصلی مقاله حاضر مقایسه کامل انتقال حرارت بالای سر نیم کره گودی دار، یا سر نیم کره برآمدگی دار در یک کانال دو راهه مستطیلی شکل در محدوده اعداد رینولدز، تا ۱۰۰۰۰۰ می باشد. جزئیات میدان جریان و انتقال حرارت ارائه شده، و عملکرد کلی کانال دو راهه با معیارهای مختلف مقایسه شده است. چون که اطلاعات مربوطه از مقایسه چنین روش های خنک کاری در مقالات علنی هست، هدف حاضر پیش بینی عددی با ارائه مرجع اولیه برای خنک کاری مفاهیم طراحی نوک پره توربین گاز با گودی، برآمدگی، یا ترکیبی از هر دو آنها می باشد.

شرح فیزیکی مدل

شماتیک مدل هندسی مورد استفاده در شکل ۲. نشان داده شده است. کانال مستطیلی دو راهه با نسبت ابعاد ۲:۱، که دیواره ها در سمت فشاری و مکش توربین کوتاه تر است. هر کانال ۱۳۹/۷ و ۶۹/۹ میلیمتر با قطر هیدرولیکی ۹۳/۱۳ میلیمتر است. طول کانال ورودی (گذرگاه اول) و کانال خروجی (گذرگاه دوم) حدود ده برابر قطر هیدرولیکی است. ضخامت جدا کننده داخلی ۲۵/۴ میلیمتر، و سطح کامل نوک دیوار ۱۳۹/۷ × ۱۶۵/۱ میلیمتر مربع است. فاصله نوک (فاصله بین جدا کننده و نوک دیوار) ۸۸/۹ میلیمتر است. کانال دو راهه با نوک صاف به عنوان یک مرجع برای مقایسه عملکرد با کانال دو راهه گودی دار و یا برآمدگی دار استفاده شده است. این ارزشمند است که توجه داشته باشید که مدل های شبیه سازی شده از کانال دو راهه مستطیلی شکل شبیه به مدل کار شده در آزمایش های آقای بانکر [۱] است. در حالی که نوک درپوش دارای فرو رفتگی یا برآمدگی و یا ترکیبی از این دو است. همان طور که در شکل ۳. نشان داده شده گودی/برآمدگی یا ترکیبی از این دو به طور منظم در قسمت نوک محدوده خمیده کانال قرار داده شده است. برای کانال با نوک گودی دار، حالت اول، همانطور که در شکل ۴(a) نشان داده شده است. فرورفتگی دارای ارتفاع (عمق) ۸ میلیمتر و قطر نشست ۲۰ میلیمتر است. چیدمان و تعداد گودی ها با برآمدگی و ترکیبی از گودی/برآمدگی برابر است. قسمت هواخور سر درپوش (از جمله دیوار کف و فرورفتگی) دارای افزایش سطح ۱/۲۵۴ نسبت به سطح درپوش صاف می باشد. همان طور که در شکل ۴(b). نشان داده شده، حالت دوم، برای سر کانال برآمدگی دار، آرایه ای از برآمدگی روی داخل سر درپوش ایجاد شده است. شکل و ابعاد برآمدگی های کروی مشابه گودی ها هستند، فقط اینکه برآمدگی ها روی سر درپوش بوده و مانند مانع است. بر همین اساس، ضریب افزایش سطح مثل همان روش ۱/۲۵۴ است. یادتان باشد که یکی دیگر از تفاوت ها این است که گودی باعث کاهش استحکام و وزن نوک تیغه می شود در حالی که برآمدگی باعث افزایش وزن درپوش می شود. لیست پارامتر از هر کانال با ترکیبی چال و برآمده و گودی / برآمدگی.

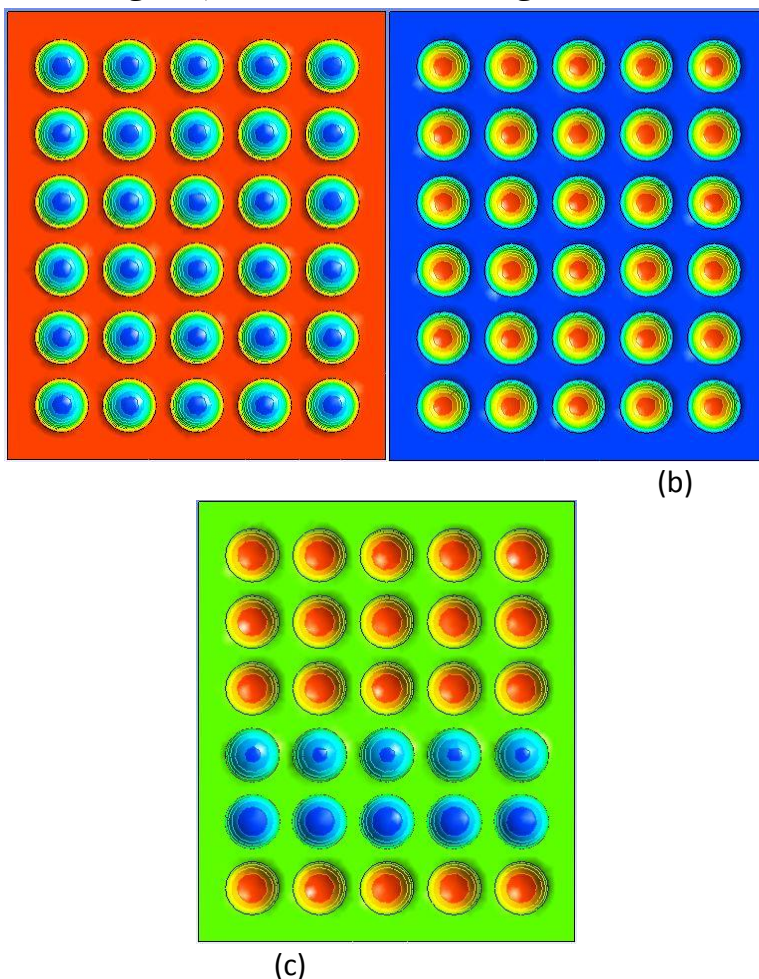
جدول ۱ لیست پارامتر از هر کانال با ترکیبی از گودی و برآمدگی، گودی دار / برآمدگی دار

Diameter	D	δ/D	Increased	Model	(mm) area ratio A/A_s
Case I			20	0.4	1.254
Case II			20	0.4	1.254
Case III (Row 1, Row 2)			(20.46, 20.16)	(0.4825- 0.42)	1.278
Case IIII			19	0.33	1.223
Case IIIII			20	0.2	1.190

⁵ Implus

⁶ Reaction

همان طور که در شکل ۴(C). نشان داده شده، حالت سوم، برای کانال ترکیبی از برآمدگی و گودی دار، آرایه ای از برآمدگی و گودی روی داخل سر درپوش ایجاد شده است. شکل و ابعاد گودی ها مشابه گودی های حالت یک است، با این تفاوت که برآمدگی دارای ابعاد مختلف می باشد. پارامترهای هندسی از شرایط مورد مطالعه در این مقاله در جدول ۱ ذکر شده است. و فاصله پراکندگی گودی/ برآمدگی ها pw و ph در تمام موارد میلی متر است. هدف این مقاله بررسی انتقال حرارت افزایشی و افت فشار کانال دو راهه، و سپس به مقایسه عملکرد کلی ارائه اطلاعات مفید برای مفاهیم طراحی خنک کاری نوک تیغه ها است.



شکل ۳. ساختار ناهموار در بالای قسمت خمیده کانال U شکل، (a) نوک کانال گودی دار، (b) نوک کانال برآمدگی دار و (c)

نوک کانال ترکیبی از گودی و برآمدگی

شرح فیزیکی مدل

شرایط مرزی

اهمیت این بخش سطح برخوردی نوک کانال U شکل است. از این رو شار حرارتی ثابت در این سطح تحمیل و همه سطوح مرزی باقی مانده کانال بی دررو و بدون لغزش است. ورودی کانال سرعت مرزی می باشد که از عدد رینولدز بدست می آید. در این مقاله، اعداد رینولدز ورودی از ۲۵۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰۰ است. و شرط مرزی خروجی کانال فشار اتمسفریک است. برای دیواره کف نوک کانال، شار حرارتی موضعی ثابت 1000 w/m^2 به عنوان شرط مرزی ورودی در دیوار پایین است [۱۹]. بین دامنه مایع و جامد رابطه مایع-جامد تعریف شده است در حالی که شار حرارتی دیوار به سطح خارج دامنه جامد می برای همه موارد؛ دمای ورودی هوا (گاز

ایده آل) ۳۰۰ کلون تنظیم شده است [۲۵]. ماده جامد آلومینیوم است. قابل توجه است که ضخامت جسم جامد مورد نیاز در ساختار فرو رفتگی سطح جامد مانند قسمت گودی ۱۰ میلیمتر است، که از آزمایش آقای بانکر قابل تشخیص است.

مدل توربولانسی

محاسبه عددی انجام شده در این مقاله توسط نرم افزار تجاری CFX است. میدان جریان و دما با حل معادلات سه بعدی ناویر-استوکس به دست می آید. معادله پیوستگی، اندازه حرکت و انرژی به صورت همزمان حل شده، که در آن طرح فرارفت تفکیک پذیری بالا و عدد توربولانسی در ۸۰ تکرار اول مرتبه اول و در تکرارهای بعدی از تفکیک پذیری بالا استفاده شده است. همگرایی محاسبه عددی مورد نظر تا زمانی ادامه دارد که باقی مانده معادله پیوستگی، معادله اندازه حرکت و معادله انرژی هر سه کمتر از 1×10^{-4} باشند و انحراف دما در هر گام نوسانی در دیوار کمتر از ۰/۱٪ باشد. قبل از انجام شبیه سازی ارائه شده، مشخص شده که انتخاب یک مدل توربولانسی مناسب برای شبیه سازی خاص بسیار مهم است. انتخاب مستلزم توجه به هزینه های محاسباتی، آثار پیش بینی جریان و دقت قابل قبول است. از این رو، توافق بین محاسبه عدد ناسلت و داده های تجربی ملاک اصلی برای انتخاب یک مدل توربولانسی است. در مقاله قبلی، چندین مدل توربولانسی برای شبیه سازی انتقال حرارت آشفته کانال دو راهه با سر صاف ارزیابی شده است [۷]. بر اساس این ارزیابی، مدل توربولانسی تحقق یافته $k - \varepsilon$ برای محاسبات در این کار انتخاب شده است. مقایسه ناسلت متوسط و ضریب اصطکاک در بالای کانال در جدول ۲ نشان داده شده است. به طور کلی، محاسبات ناسلت با مدل $k - \varepsilon$ در این کار نزدیک تر به نتیجه تجربی آقای بانکر است. اما، واضح است که اصطکاک کانال در مدل $k - \varepsilon$ این تحقیق دورتر از نتیجه تجربی آقای بانکر است. بر اساس این ارزیابی، مدل توربولانسی $k - \varepsilon$ برای محاسبات در این کار انتخاب شده است.

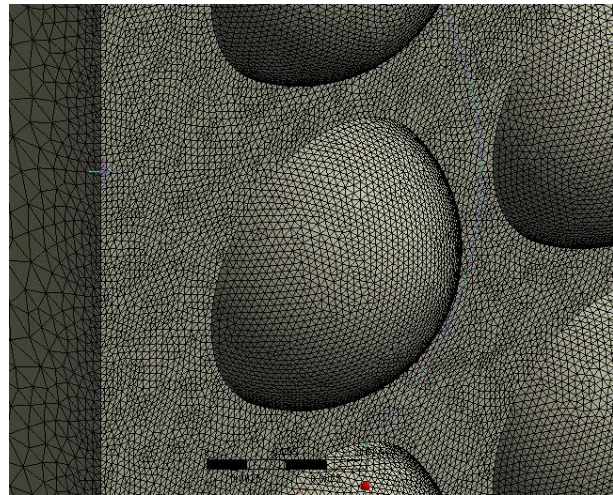
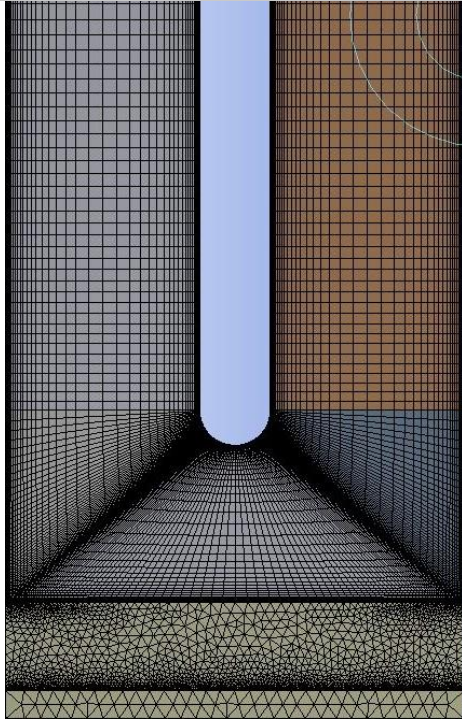
جدول ۲ مقایسه ناسلت متوسط و ضریب اصطکاک در بالای کانال U شکل

Variable	Bunker [1]	SST $k-\omega$	Standard $k-\varepsilon$	RNG $k-\varepsilon$	Realizable $k-\varepsilon$	$k-\omega$	$k-\varepsilon$ (This work)
Nu	483	438	410	352	441	394	451.66
Δp (Pa)	1186	1113	1217	1036	978	1077	975.6

معادلات حاکم

تست وابستگی شبکه

از نرم افزار انسیس مشینگ برای تولید شبکه استفاده شده است. که بر روی سطح گودی/ برآمدگی دارای اهمیت است. شبکه بندی از نوع O که برای دقت در ساخت مکان مدل به تصویب رسیده است. با توجه به انطباق محاسبات انتقال حرارت به مدل توربولانسی، شبکه در نزدیکی سطح انتقال حرارت سیال متراکم تر است و برای تضمین y^+ ۶ است. شکل ۵. شبکه های سطح معمولی از کانال و فرورفتگی در کانال را نشان می دهد. برای اطمینان از دقت و اعتبار نتایج عددی، یک بررسی دقیق از وابستگی شبکه با در نظر گرفتن چهار سیستم شبکه با تعداد زیادی از نقاط شبکه، به عنوان مثال، ۱۰۱۳۵۲۷ سلول، ۱۹۴۳۲۶۴ سلول و ۳۵۰۶۸۶۷ سلول و ۴۹۰۳۵۸۷ سلول برای حالت یک در رینولدز ۱۰۰۰۰۰ از راه حل عددی انجام شده است. عدد ناسلت متوسط و افت فشار را از این چهار سیستم های شبکه در جدول ۳ ذکر شده است.



شکل ۵. شبکه های مقطعی نمونه برای محاسبات.

جدول ۳ مطالعه وابستگی شبکه (گودی، رینولدز ۱۰۰۰۰۰)

Mesh number	Nodes	Nu	Relative error/%	Δp (Pa)	Relative error/%
1	1013527		311.9		317.82
2	1943264		348.51		311.3
3	3506867		360.27		313.5
4	4903587		360.59		312.83

نتایج و بحث

تعاریف پارامتر

قبل از تحلیل و مقایسه جریان سیال و ویژگی های انتقال نوک کانال دو راهه گودی دار، تعاریف عدد ناسلت و ضریب اصطکاک ارائه شده است. اول، ضریب اصطکاک فانیگ f است که تعریف می شود

$$f = \frac{\Delta p}{2\rho u_i^2} \cdot \frac{D_h}{L}$$

که در آن u_i سرعت ورودی است و L طول کلی کانال دو راهه است. به طور کلی عدد ناسلت متوسط را می توان به روش زیر محاسبه نمود. ناسلت محلی از هر شماره سلول برای اولین بار محاسبه می شود با

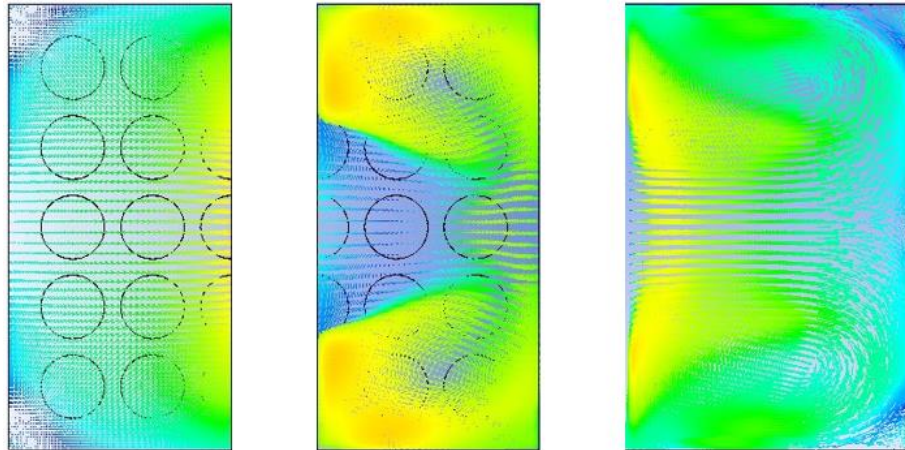
$$Nu(i) = \frac{q_w}{T(i) - T_f} \cdot \frac{D_h}{\lambda}$$

که در آن T_f متوسط دمای بین دبی جرمی ورودی و خروجی سیال است $T(i)$ دمای موضعی سطحی سیال است. عدد ناسلت کلی با متوسط وزنی سطح از عدد ناسلت موضعی از جمله دیوار پایینی بدست می آید.

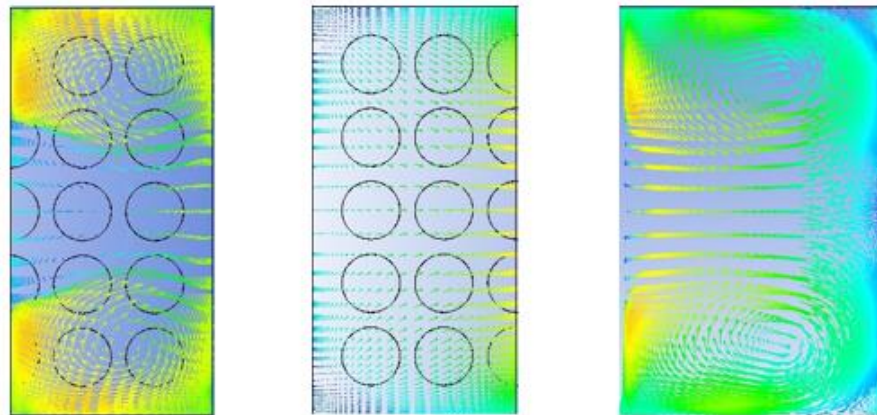
میدان های سرعت و دما

به منظور ارائه درک بهتر از انتقال حرارت افزایشی روی نوک، بردارهای سرعت و خطوط دمای ارائه شده است. شکل ۶ بردارهای سرعت مقطعی در منطقه از سه کانال را نشان می دهد. همان طور که در شکل ۶ نشان داده شده، مشاهده می شود که برای هر سه

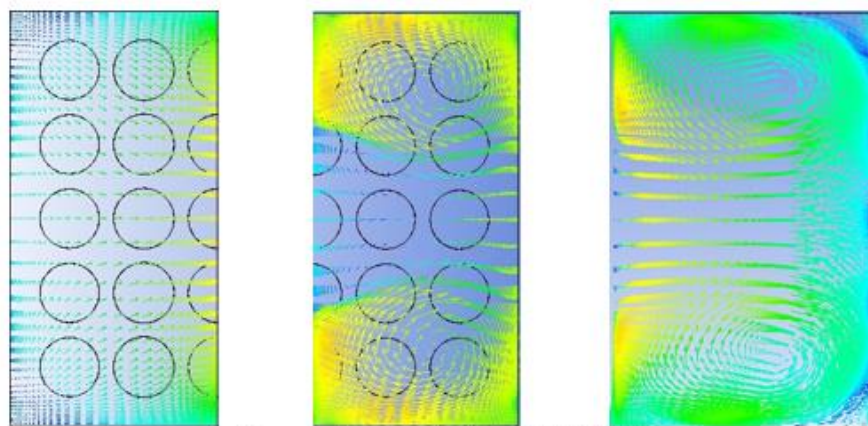
کانال سیال مومنتوم بالا از کانال ورودی وارد قسمت خمیده شده و به دیواره بیرونی برخورد می نماید. قبل از خم تیز، پروفیل سرعت تخت می باشد. به محض ورود به قسمت خم، جریان به سمت دیواره داخلی سرعت می گیرد در حالی که در نزدیکی دیوار بیرونی سرعت آن کم می شود. این توزیع در ابتدای کانال دوم معکوس شود. هنگامی که سیال خنک کننده از خم ۱۸۰ درجه ای کانال دو راه عبور می کند، قسمت برخوردی، جدایی و چرخش ایجاد می شود.



نوک کانال گودی دار، حالت یک



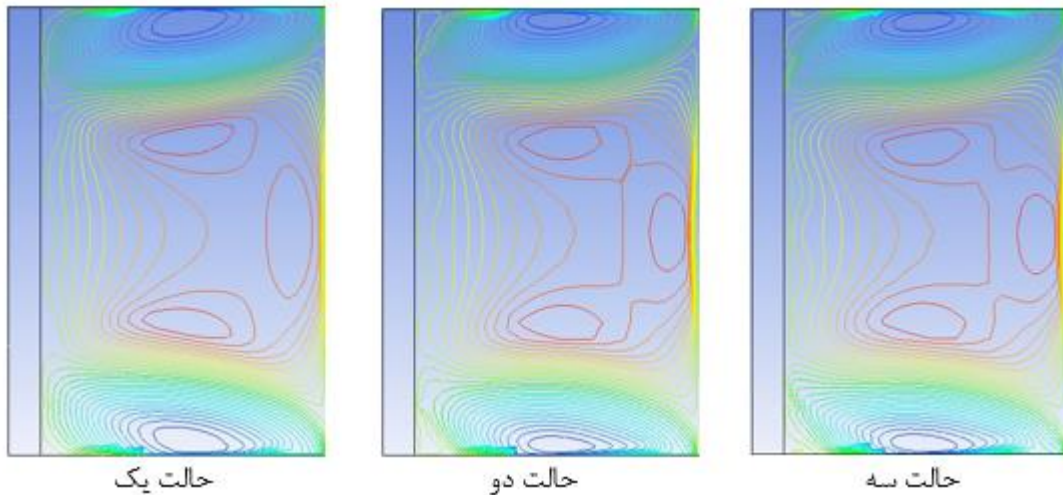
نوک کانال برآمدگی دار، حالت دو



نوک کانال ترکیبی از گودی و برآمدگی، حالت سه

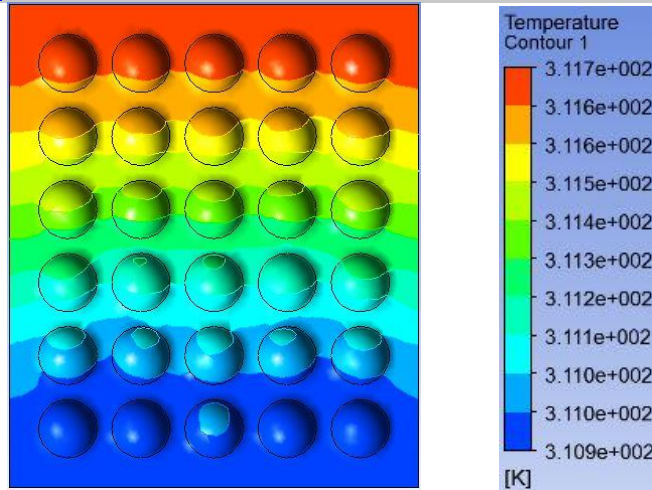
شکل ۶. میدان جریان در وسط خم شده و دو راه کانال، رینولدز ۱۰۰۰۰۰

با توجه به ضعف و به دنبال آن چرخش جریان، حباب جدایی پایین دست نوک دیوار جدا کننده به دنبال یک اتصال مجدد به نظر می رسد. دو قسمت در گوشه گذرگاه اول و دوم کانال چرخش رخ می دهد. چنانکه جریان سیال از طریق خم ۱۸۰ درجه ای، نیروهای گریز از مرکز ناشی از انحنا و اختلاف فشار (فشار کم در دیواره داخلی در حالی که در دیوار بیرونی فشار بالاست) منجر به تولید یک جفت گردابه های چرخش مخالف در قسمت خم می شود. چنین گردابه های قوی به طور قابل توجهی وظیفه انتقال سیال سرد از هسته به سمت دیوار بیرونی هستند. برای کانال های گودی، برآمدگی یا ترکیبی از هر دو، هسته جفت گردابه های چرخش مخالف در حرکت رو به پایین در قسمت خم به سر درپوش نزدیک است. نیروی گردابه سیال سرد به سمت گودی و برآمدگی ها حمله ور می شود و سپس القاء اختلاط توربولانسی سیال سرد در نزدیکی سیال گرم نزدیک به گودی و برآمدگی و انتهای دیواره می شود. در این مرحله، انتقال حرارت در طول داخلی نوک درپوش باعث افزایش مداوم همزدن می شود. برای سر کانال های تقویت شده، اگر چه پروفیل سرعت نیز مشابه است، سرعت در اطراف سطوح برآمدگی حالت دو در جهت طولی X بزرگ تر می باشد، همانطور که در شکل ۷ نشان داده شده است.

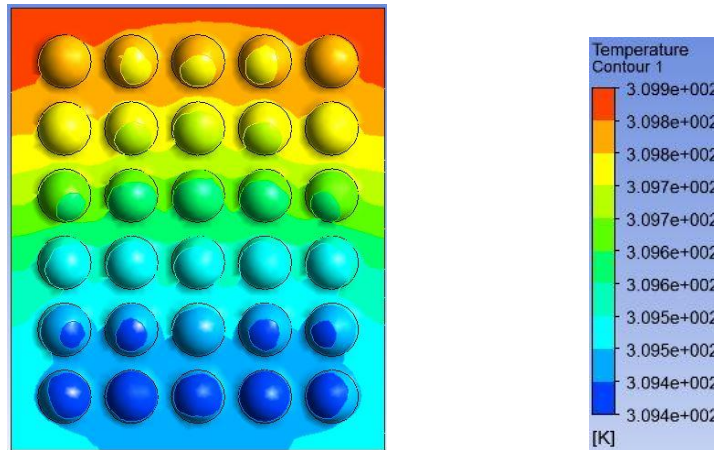


شکل ۷. توزیع سرعت در جهت X، رینولدز ۱۰۰۰۰۰

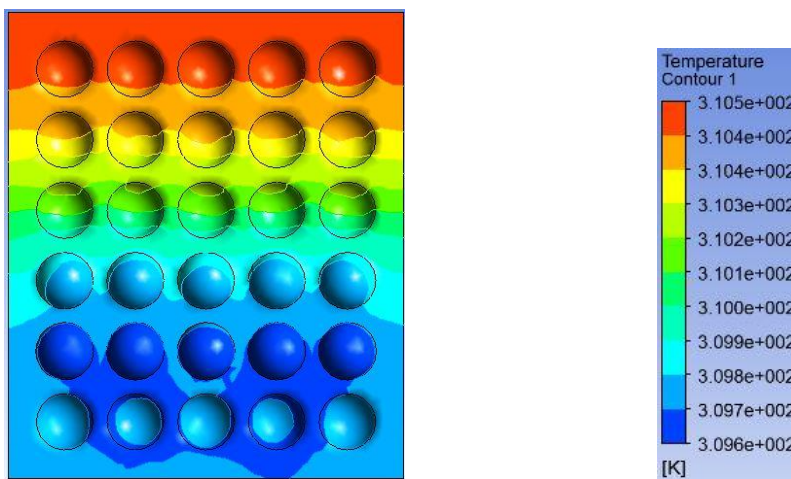
شکل ۸. کانتور دمای نوک دیوار حالت یک (a)، حالت دو (b) و حالت سه (c) را نشان می دهد. می توان مشاهده کرد که با توجه به برخورد سیال خنک به سمت نوک دیوار، دمای نیمه اول نوک پایین تر از نیمه دوم نوک است. در گوشه سمت گذرگاه دوم که در آن جریان چرخشی ایجاد شده درجه حرارت بالا است. با مقایسه شکل ۸ (a) و (c)، می توان یافت که یک ناحیه با دمای پایین تر در نوک پایین دیوار کانال با ترکیب گودی و برآمدگی به دلیل برخورد سیال سرد و جریان فرارفت برآمدگی و گودی رخ می دهد. با مقایسه آمار و ارقام شکل، پروفیل دمای نوک حالت دو مشابه حالت سوم است، اما، توزیع دما در سر کانال های برآمدگی دار نسبت به کانال ترکیبی از برآمدگی و گودی دار یکنواخت تر به نظر می رسد. انتظار می رود که عدد ناسلت و در پی آن انتقال حرارت تقریباً یکسان در سر کانال برآمدگی و ترکیبی از برآمدگی و گودی ایجاد شود، اما، وزن حالت سوم کمتر از حالت دوم است.



(a)



(b)

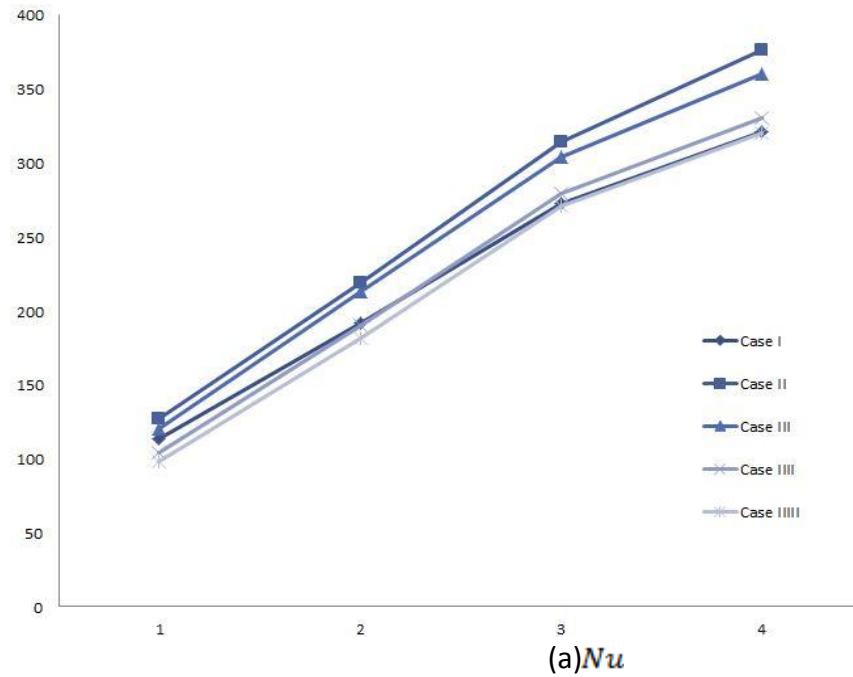


(c)

شکل ۸. توزیع دما ناحیه خمیده گودی دار جسم جامد (a)، ترکیبی از گودی و برآمدگی (b) و برآمدگی دار (c) در رینولدز ۱۰۰۰۰.

اصطکاک و انتقال حرارت

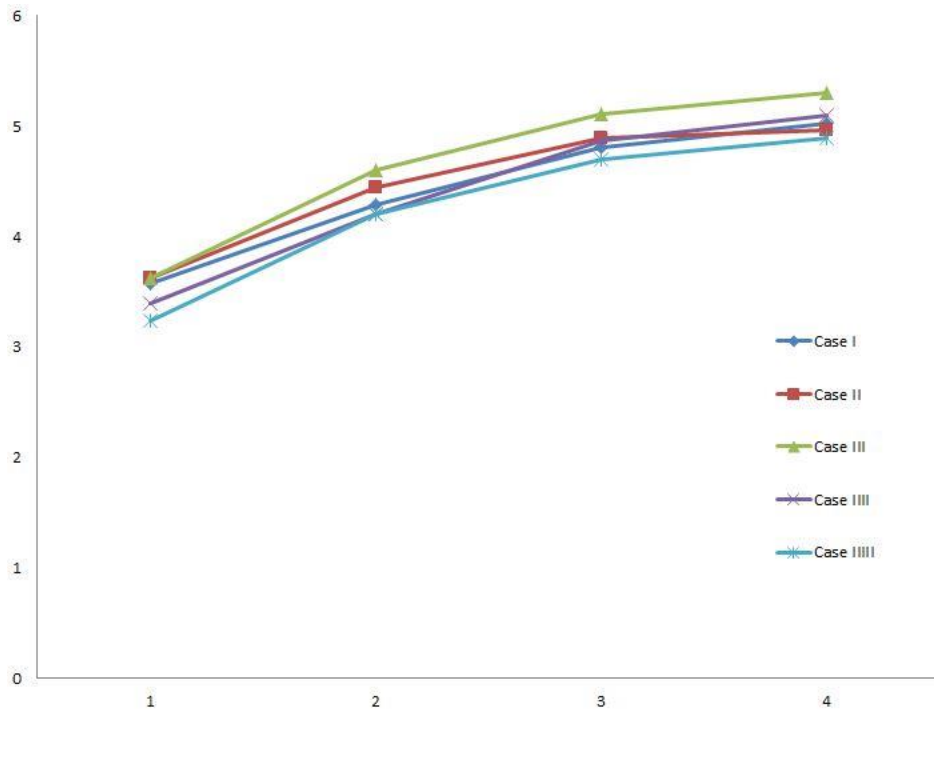
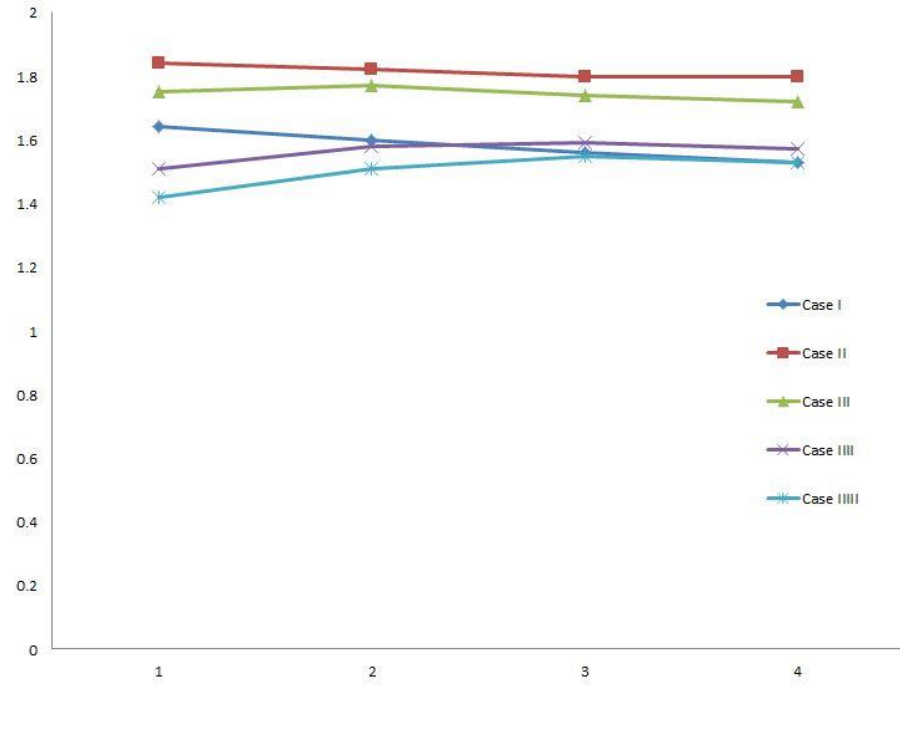
سطح متوسط عدد ناسلت و افت فشار ورودی به خروجی برای همه اعداد رینولدز در شکل ۹. خلاصه شده است. برای انتقال حرارت، از شکل ۸ (a)، عدد ناسلت کلی سر کانال ترکیبی از گودی و برآمدگی بالاتر از کانال گودی دار است و سر کانال برآمدگی دار بالاتر از از کانال ترکیبی از گودی و برآمدگی است. افزایش انتقال حرارت حالت دوم حدود ۶/۴-۱۲/۲ درصد نسبت به حالت اول برای همه اعداد رینولدز است و کاهش انتقال حرارت حالت دوم نسبت به حالت سوم حدود ۴/۵-۵ درصد می باشد. برای فشار از دست رفته، شکل ۹ (b)، افت فشار گودی و برآمدگی سر کانال، مورد دوم و سوم، ۱/۶-۵/۴ درصد بیشتر از کانال با سر گودی دار است. از متوسط عملکرد کلی بالا بدست می آید که افزایش افت فشار پایین تر از افزایش انتقال حرارت است.



<i>Re</i>	25000	50000	80000	100000
(Case I) Δp	18.13	73.82	191.15	297.34
(Case II) Δp	18.37	76.34	193.92	302.81
(Case III) Δp	18.43	79.27	202.26	313.5

(b)

شکل ۹. انتقال حرارت و افت فشار پنج کانال



شکل ۹. عدد ناسلت متوسط و ضریب اصطکاک مبتنی بر کانال کاملاً توسعه یافته

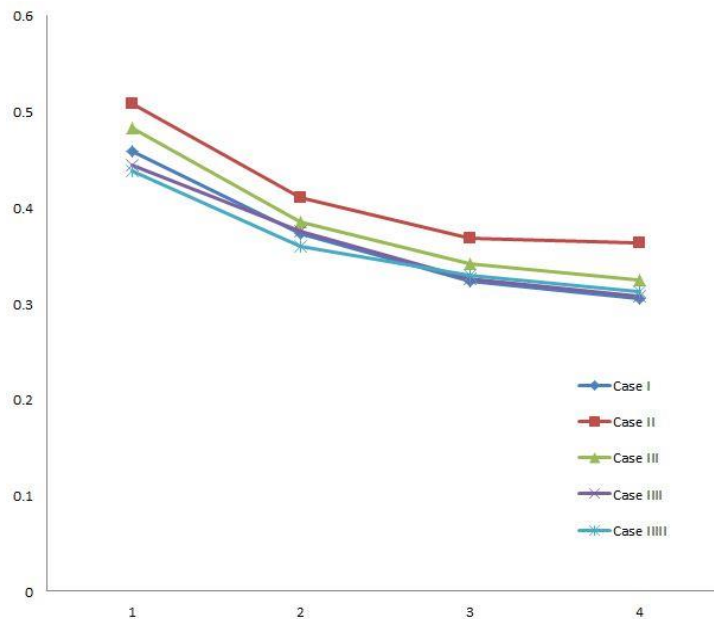
شکل ۹ عدد ناسلت متوسط و ضریب اصطکاک نرمال با مقادیر متناظر برای جریان توربولانسی کامل توسعه یافته و انتقال حرارت بر اساس شرایط کانال ورودی (اعداد رینولدز یکسان) فراهم می کند. مقادیر Nu_0 و f_0 جریان کاملاً توسعه یافته کانال به دست آمده از:

$$\begin{cases} Nu_0 = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.3} \\ f_0 = (0.79\ln Re - 1.64)^{-2}/4 \end{cases} \quad (1)$$

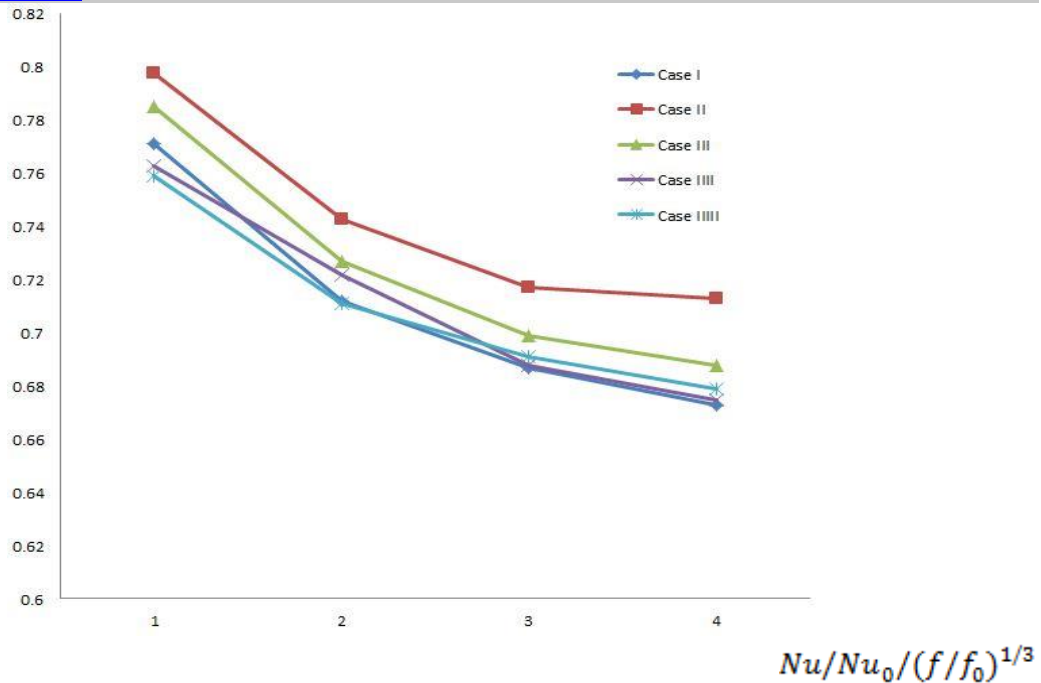
از این رقم، انتظار می رود با افزایش عدد رینولدز، مقدار Nu/Nu_0 کاهش می یابد در حالی که مقدار f/f_0 افزایش یافته است. افزایش انتقال حرارت سر کانال دو راهه گودی دار نسبت به جریان کاملاً توسعه یافته کانال بین ۱/۵۳ و ۱/۶۴، در حالی که افزایش انتقال حرارت سر کانال برآمدگی و ترکیبی از گودی برآمدگی دار دو راهه، مورد دوم و مورد سوم به ترتیب، نسبت به جریان کامل توسعه یافته کانال بین ۱/۸ و ۱/۸۴ و بین ۱/۷۲ و ۱/۷۷ است. افزایش ضریب افت فشار جریان کاملاً توسعه یافته کانال برای حالت یک، حالت دو و حالت سه به ترتیب بین ۳/۵۸ و ۵/۰۲، ۳/۶۲ و ۴/۹۶، ۳/۶۲ و ۵/۳ است. شکل ۸ و ۹ به طور مختصر، نتیجه گیری بدست می دهد که انتقال حرارت و افت فشار سر کانال دو راهه برآمدگی و ترکیبی از گودی و برآمدگی بالاتر از کانال دو راهه گودی دار است. ترکیبی از گودی و برآمدگی می تواند با افزایش وزن کم، باعث افزایش انتقال حرارت و بهبود خنک کاری نوک پره توربین گاز شود.

مقایسه کلی

از محاسبه نتایج فوق، کانال دو راهه با نوک برآمدگی و ترکیبی از گودی و برآمدگی، حالت دو و سه، عدد ناسلت بالاتری در رابطه با افت فشار فراهم می کند. بر اساس این، مقایسه عملکرد انتقال حرارت پنج کانال دو راهه ضروری است. در مطالعه حاضر، دو معیار برای ارزیابی عملکرد کلی از کانال دو راهه با گودی، برآمدگی و ترکیبی از گودی و برآمدگی ایجاد شده روی نوک دیوار استفاده می شود.



$Nu/Nu_0 / (f/f_0)$



شکل ۹. مقایسه عملکرد سه نوک تحت معیار I.

شکل ۹. مقایسه سطح جهانی نسبت عدد ناسلت متوسط با نسبت ضریب اصطکاک نرمال برای دو کانال مجزا ارائه می دهد. پارامتر $Nu/Nu_0/(f/f_0)^{1/3}$ به عنوان پارامتر عملکرد تشابه رینولدز اشاره شده، و پارامتر $Nu/Nu_0/(f/f_0)^{1/3}$ مقدار انتقال حرارت افزایشی را ارائه می دهد. Nu/Nu_0 مربوط به انتقال حرارت افزایشی و f/f_0 ضریب اصطکاک افزایش یافته از همان نسبت شار جرمی در یک کانال با روش های تقویت کننده کانال با سطوح صاف است. از شکل ۹، پیداست که حالت دو و سه دارای مقادیر بالاتر پارامتر $Nu/Nu_0/(f/f_0)^{1/3}$ و $Nu/Nu_0/(f/f_0)^{1/3}$ توسط سر کانال های تقویتی، در اعداد رینولدز از ۲۵۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰۰ است. بخصوص حالت سه در اعداد رینولدز بالا دارای مقادیر بالاتری است. از سوی دیگر، برای انجام فعالیت های عملی، به حداقل رساندن وزن تیغه یک هدف در طراحی تیغه های دوار است. وزن اضافه شده به معنی ایجاد تنش بزرگتر، که منجر به کاهش اطمینان و عمر است. سر پین دار یا برآمدگی دار وزن و تنش را افزایش می دهد، در حالی که سر با فرورفتگی باعث این کار نمی شود. با توجه به این دیدگاه، در میان پین، فرورفتگی، ترکیبی از فرو رفتگی و برآمدگی و برآمدگی، توصیه می شود که فرورفتگی و ترکیبی از فرو رفتگی و برآمدگی می تواند طراحی موثرتری برای افزایش انتقال حرارت نوک و در پی آن بهبود نوک خنک کاری در اعداد رینولدز پایین شود.

نتیجه گیری

در این مقاله، تحقیقات عددی بر روی عملکرد انتقال حرارت و اصطکاک نوک درپوش پره انجام شده است. نتایج محاسبه شده با داده های تجربی مقایسه شده، روش عددی استفاده شده مورد تایید قرار گرفته شده است. عملکرد کلی پنج کانال ارزیابی و مقایسه شده است. نتیجه گیری به شرح زیر است:

(۱) نیروی گردابه گودی، ترکیبی از گودی و برآمدگی یا برآمدگی به سمت نوک دیوار بوده و در نتیجه باعث بهبود اختلاط توربولانسی در نزدیکی سیال سرد و گرم در نزدیکی نوک می شود.

(۲) نوک کانال ترکیبی از گودی و برآمدگی دار در مقایسه با نوک کانال گودی یا برآمدگی دار، دارای افزایش انتقال حرارت حدود ۱۲٪ از نوک گودی دار و کاهش انتقال حرارت حدود ۴٪ از نوک برآمدگی دار است، در حالی که حدود ۴۰٪ از وزن برآمدگی با گودی نوک کانال ترکیب شده است.

(۳) با استفاده از معیارها، بدست می آید که نوک کانال های تقویتی عملکرد کلی خوب ارائه می دهد. با توجه به تعادل بین نیاز ترموفیزیکی و مکانیکی، پیشنهاد می شود که استفاده ترکیبی از فرورفتگی و برآمدگی برای خنک کاری نوک راهکار موثر در افزایش انتقال حرارت متوسط و افت فشار کم است.

قدردانی

این پژوهش با همکاری اساتید محترم دکتر محمدرضا الیگودرز و دکتر میراعلم مهدی تدوین شده است، که سپاسگزاری تصدیق از ایشان به عمل می آید.

LTC(thermochromic liquid crystal)

منابع

- [1] Bunker, R. S., 2008, "The Augmentation of Internal Blade Tip-Cap Cooling by Arrays of Shaped Pins," ASME J. Turbomach., **130**, p. 041007.
- [2] G.N. Xie, B. Sundén, Conjugated heat transfer enhancement of an internal blade pin-finned tip, in: Proceedings of 2009 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2009, November 13–19, 2009, Lake Buena Vista, Florida, USA.
- [3] Metzger, D. E., Berry, R. A., and Bronson, J. P., 1982, "Developing Heat Transfer in Rectangular Ducts With Staggered Arrays of Short Pin Fins," ASME J. Heat Transfer, **104**, pp. 700–706.
- [4] Goldstein, R. J., Jabbari, M. Y., and Chen, S. B., 1994, "Convective Mass Transfer and Pressure Loss Characteristics of Staggered Short Pin-Fin Arrays," Int. J. Heat Mass Transfer, **37_1_**, pp. 149–160.
- [5] Chyu, M. K., Hsing, Y. C., Shih, T. I. P., and Natarajan, V., 1999, "Heat Transfer Contributions of Pins and Endwall in Pin-Fin Arrays: Effect of Thermal Boundary Condition Modeling," ASME J. Turbomach., **121**, pp. 257–263.
- [6] Chyu, M. K., Yu, Y., Ding, H., Downs, J. P., and Soechting, F., 1997, "Concavity Enhanced Heat Transfer in an Internal Cooling Passages," ASME Paper No. 97-GT-437
- [7] Moon, S. W., and Lau, S. C., 2002, "Turbulent Heat Transfer Measurement on a Wall With Concave and Cylindrical Dimples in a Square Channel," ASME Paper No. GT-2002-30208.
- [8] Griffith, T. S., Al-Hadhrami, L., and Han, J. C., 2003, "Heat Transfer in Rotating Rectangular Cooling Channels With Dimples," ASME J. Turbomach., **125**, pp. 555–564.
- [9] Ligrani, P. M., Harrison, J. L., Mahmood, G. I., and Hill, M. L., 2001, "Flow Structure Due to Dimple Depression on a Channel Surface," Phys. Fluids, **13**, pp. 3442–3451.
- [10] Mahmood, G. I., Sabbagh, M. Z., and Ligrani, P. M., 2001, "Heat Transfer in a Channel With Dimples and Protrusions on Opposite Walls," J. Thermophys. Heat Transfer, **15_3_**, pp. 275–283.
- [11] Ligrani, P. M., Mahmood, G. I., Harrison, J. L., Clayton, C. M., and Nelson, D. L., 2001, "Flow Structure and Local Nusselt Number Variations in a Channel With Dimples and Protrusions on Opposite Walls," Int. J. Heat Mass Transfer, **44**, pp. 4413–4425.
- [12] Hwang, S. D., Kwon, H., and Cho, H. H., 2008, "Heat Transfer With Dimple/Protrusion Arrays in a Rectangular Duct With a Low Reynolds Number Range," Int. J. Heat Fluid Flow, **29**, pp. 916–926.

- [13] G.N. Xie, B. Sunden, Q.W. Wang, Predictions of enhanced heat transfer of an internal blade tip-wall with hemispherical dimples or protrusions, *J.Turbomach.* 133 (4) (2010) 91–100.
- [14] G.J. Van Fossen, Heat transfer coefficients for staggered arrays of short pin fins, *ASME J. Eng. Power* 104 (2) (1982) 268–274.
- [15] D.E. Metzger, M.K. Sahn, Heat transfer around sharp 180-deg turns in smooth rectangular channels, *ASME J. Heat Transfer* 108 (1986) 500e506.
- [16] Xie, G. N., Sundén, B., Utriainen, E., and Wang, L., 2010, “Computational Analysis of Pin-Fin Arrays Effects of Internal Heat Transfer Enhancement of a Blade Tip-Wall,” *ASME J. Heat Transfer*, **132**, p. 031901.
- [17] Xie G, Sundén B, Wang L, Utriainen E (2011) Parametric study on heat transfer enhancement and pressure drop of an internal blade tip-wall with pin-fin arrays. *Heat Mass Transfer* 47:45–57
- [18] Xie, Y., Shi, D.b., Shen, Z. “Experimental and numerical investigation of heat transfer and friction performance for turbine blade tip cap with combined pin-fin-dimple/protrusion structure” *ASME J. Heat Transfer*, **104**, pp. 1120–1134
- [19] G.N. Xie, B. Sundén, Numerical predictions of augmented heat transfer of an internal blade tip-wall by hemispherical dimples, *Int. J. Heat Mass Transfer* 53 (2010) 5639e5650.
- [20] G. Xie, W. Zhang, B. Sunden, “Computational analysis of the influences of guide ribs/vanes on enhanced heat transfer of a turbine blade tip-wall” *Int. J. Thermal Sciences* 51, pp.184–194
- [21] Burgess, N. K., and Ligrani, P. M., 2005, “Effect of Dimple Depth on Channel Nusselt Numbers and Friction Factor,” *ASME J. Heat Transfer*, **127**, pp. 839–847.
- [22] Hwang, S. D., Kwon, H., and Cho, H. H., 2008, “Heat Transfer With Dimple/Protrusion Arrays in a Rectangular Duct With a Low Reynolds Number Range,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, **29**, pp. 916–926.
- [23] Moon, H. K., O’Connell, T., and Glezer, B., 2000, “Channel Height Effect on Heat Transfer and Friction in a Dimpled Passage,” *ASME J. Eng. Gas Turbines Power*, **122**, pp. 307–313.
- [24] Park, J., Desam, P. R., and Ligrani, P. M., 2004, “Numerical Predictions of Flow Structure Above a Dimpled Surface in a Channel,” *Numer. Heat Transfer, Part A*, **45**, pp. 1–20.
- [25] O. Sengstock, K. Hooman., 2012, “Heat Transfer Enhancement From a Blade Tip-Cap Using Metal Foams” *ASME J. Heat Transfer* **134**, pp. 114505-1