

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

گروه تبدیل انرژی

پایان نامه کارشناسی ارشد

مطالعه‌ی عددی جهت بهبود انتقال حرارت خنک‌کاری داخلی پره توربین‌گاز در دیواره بالایی کانال دو پاسه
با استفاده از ترکیب روش‌های خنک‌کاری پین‌فین، دیمپل و برآمدگی

دانشجو:

امین راضی

استاد راهنما:

دکتر محمدحسن کیهانی

استاد مشاور:

دکتر محمود نوروزی

بهمن ۱۳۹۹

تصویر ارزیابی پایان نامه

تقدیم به :

پدر بزرگوار و مادر مهربانم

آنان که مهر آسمانی شان آرام بخش آلام زمینی ام است

استوارترین تکیه گاهم، دستان پرمهر پدرم

سبزترین نگاه زندگی ام، چشمان سبز مادرم

هرچه آموختم در مکتب عشق شما آموختم و هرچه بکوشم قطره ای از دریای بی کران

مهربانیتان را سپاس نتوانم بگویم.

امروز هستی ام به امید شماست و فردا کلید باغ بهشتم رضای شما

بوسه بر دستان پرمهرتان

تقدیر و تشکر:

نخستین سپاس و ستایش از آن خداوندی است که بنده کوچکش را در دریای بیکران

اندیشه، قطره ای ساخت تا وسعت آن را از دریچه های ناب آموزگارانی بزرگ به تماشا

نشیند. اکنون که در سایه سار بنده نوازی هایش پایان نامه حاضر به انجام رسیده

است، بر خود لازم می دانم تا مراتب سپاس را از بزرگوارانی به جا آورم که اگر دست

یاریشان نبود هرگز این پایان نامه به انجام نمی‌رسید.

ابتدا از مهربان‌ترین همراهان زندگی‌ام، پدر بزرگوار و مادر مهربانم، که حضورشان در

فضای زندگی‌ام مصداق بی‌ریای سخاوت بوده است.

همچنین راهنمایی‌های ارزنده استاد گرانقدر، جناب آقای دکتر محمدحسن کیهانی

شایسته قدردانی است.

همچنین از کمک‌های بی‌دریغ و فراوان مشاور خوبم در تمام مراحل پروژه، جناب

آقای دکتر محمود نوروزی تشکر فراوان می‌نمایم.

در پایان از تمام اساتید گرانقدر دانشکده مکانیک دانشگاه شاهرود تشکر و قدردانی

نموده، و از خداوند متعال توفیق روزافزون را برایشان مسئلت می‌نمایم.

امین راضی

تعهدنامه

اینجانب امین راضی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه مطالعه‌ی عددی جهت بهبود انتقال حرارت خنک‌کاری داخلی پره توربین‌گاز در دیواره بالایی کانال دو پاسه با استفاده از ترکیب روش‌های خنک‌کاری پین‌فن، دیمپل و برآمدگی تحت راهنمایی دکتر محمدحسن کیهانی متعهد می‌شوم:

- تحقیقات در این پایان‌نامه توسط این‌جانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش‌های محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان‌نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود است و مقالات مستخرج با نام "دانشگاه صنعتی شاهرود" و یا "Shahrood University of Technology" به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان‌نامه تأثیرگذار بوده‌اند در مقالات مستخرج از پایان‌نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافت‌های آن‌ها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است.

تاریخ:

امضای دانشجو:

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه‌های رایانه‌ای، نرم افزارها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود است. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان‌نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد.

چکیده

توربین‌های گازی از جمله منابع اصلی تامین کننده انرژی الکتریسته در جهان محسوب می‌شود. که همواره میزان بهره‌وری و افزایش راندمان آن مورد توجه محققین بوده است. لذا یکی از روش‌های افزایش راندمان توربین‌های گازی افزایش دمای محصولات احتراق ورودی به توربین‌ها می‌باشد اما به جهت برخی ملاحظات مربوط به جنس و دمای ذوب قطعات متحرک و ثابت توربین، این افزایش دما با محدودیت رو به رو است. یکی از روش‌های متداول برای افزایش دمای محصولات احتراق ورودی به توربین، خنک‌کاری پره‌های ثابت و متحرک می‌باشد. در همین راستا این پژوهش سعی دارد با روش خنک‌کاری داخلی پره‌های متحرک امکان افزایش دمای محصولات احتراق ورودی به توربین و در نتیجه افزایش راندمان حرارتی توربین را فراهم سازد. تمرکز این پژوهش بر روی خنک‌کاری ناحیه انتهایی پره متحرک توربین می‌باشد، جایی که به علت نشت ناگزیر محصولات احتراق به سبب اختلاف فشار ناحیه پر فشار جلویی و کم فشار پشت پره، جزوه نواحی بحرانی از نظر بارگذاری حرارتی به حساب می‌آید. برای خنک‌کاری داخلی این قسمت از پره، یک جریان خنک کننده از داخل کانال‌های مارییج تعبیه شده درون پره‌ها عبور داده می‌شود، این جریان با دریافت حرارت از بدنه پره سبب خنک‌کاری آن می‌شود. برای افزایش ضریب انتقال حرارت و ناسلت درون پره‌ها، از تقویت کننده‌های انتقال حرارت مانند پین‌ها، دیمپل‌ها و برآمدگی‌ها استفاده می‌کنیم. این تقویت کننده‌ها از طریق افزایش سطح انتقال حرارت و همچنین افزایش پارامترهای آشفتگی جریان سیال سبب بهبود انتقال حرارت می‌شوند. برای شبیه‌سازی رفتارهای پیچیده توربولانسی جریان سه بعدی سیال از نرم افزار فلونت در بازه رینولدزهای ۱۰۰۰۰ تا ۴۰۰۰۰۰ استفاده می‌کنیم. با توجه به نتایج بدست آمده استفاده از مغشوش کننده‌ها و تقویت کننده‌های حرارتی تقریباً تا ۲/۷ برابر سبب افزایش انتقال حرارت می‌شوند نسبت به حالت کانال بدون تقویت کننده در حالی که افت فشار ناشی از این تقویت کننده‌ها تقریباً ده درصد بیشتر از حالت صاف است.

کلید واژگان: توربین گازی، خنک کاری داخلی، ناحیه بالایی کانال خنک کننده (تیپ) پره، پین فین،

دیمپل، برآمدگی

فهرست مطالب

فصل ۱: مقدمه	۱
۱-۱ مقدمه	۲
۱-۲ توربین گاز	۳
۱-۳ احتیاج پره‌های توربین گاز به خنک‌کاری	۳
۱-۴ سیستم خنک‌کاری توربین گاز	۴
۱-۵ خنک‌کاری داخلی	۸
۱-۵-۱ خنک‌کاری ضربه‌ای جت سیال خنک‌کننده	۹
۱-۵-۲ ریب‌های مغشوش‌کننده‌ی جریان	۱۰
۱-۵-۳ تأثیر دی‌مپل یا فرورفتگی	۱۱
۱-۵-۴ تأثیر پین‌فین	۱۲
۱-۵-۵ انتقال حرارت در ناحیه‌ی بالایی پره	۱۳
۱-۵-۶ تأثیر دوران بر گذرگاه‌های خنک‌کاری	۱۵
۱-۶ پوشش حرارتی و انتقال حرارت	۱۶
۱-۷ خنک‌کاری خارجی	۱۶
۱-۸ مروری بر تحقیقات پیشین	۱۸
۱-۹ معرفی تحقیق حاضر و نوآوری	۳۹
۱-۱۰ مروری بر فصل‌های پایان‌نامه	۴۰
فصل ۲: معادلات حاکم	۴۱
۲-۱ مقدمه	۴۲
۲-۲ معادلات حاکم	۴۲
۲-۳ مدل‌های توربولانسی	۴۵
۲-۳-۱ مدل کی‌اِپسیلون	۴۷

۵۱	۲-۳-۲ مدل کی امگا.....
۵۴	۲-۳-۳ رفتار جریان در نزدیک دیواره.....
۵۶	۲-۴ دستگاه مختصات چرخان.....
۵۷	۲-۵ معادلات بکار برده شده در تحلیل نتایج.....
۶۱	فصل ۳: بیان مسئله و روش عددی.....
۶۲	۳-۱ شرح مسئله.....
۶۳	۳-۲ مدل آزمایشگاهی.....
۶۵	۳-۳ هندسه‌ی میدان حل.....
۶۸	۳-۴ مدل سازی مسئله.....
۶۹	۳-۴-۱ بررسی شبکه‌ی ایجادشده.....
۷۳	۳-۴-۲ استقلال از شبکه.....
۷۶	۳-۴-۳ شرایط مرزی و خواص سیال.....
۷۷	۳-۴-۴ تنظیمات حل گر و روش عددی.....
۷۸	۳-۵ معیار همگرایی.....
۷۹	فصل ۴: نتایج حاصل از شبیه سازی.....
۸۰	۴-۱ مقدمه.....
۸۱	۴-۲ اعتبار سنجی.....
۸۵	۴-۳ بررسی تاثیرات برآمدگی، پین-فین و دیمپل در ناحیه‌ی بالایی کانال بدون دوران.....
۹۰	الف: پین-فین و دیمپل.....
۹۰	۴-۴ بررسی تاثیرات برآمدگی، پین-فین و دیمپل در ناحیه‌ی بالایی کانال با دوران.....
۹۲	الف: پین-فین و دیمپل.....
۱۰۳	فصل ۵: نتیجه گیری و پیشنهادها.....
۱۰۴	۵-۱ مقدمه.....
۱۰۴	۵-۲ نتایج و دستاوردها.....

۳-۵ پیشنهادهایی برای کارهای آینده.....۱۰۶

مراجع:.....۱۰۷

فهرست جدول‌ها

- جدول ۱-۲: ثوابت مدل توربولانسی کی اپسیلون استاندارد ۴۹
- جدول ۲-۲: ثوابت مدل توربولانسی کی اپسیلون RNG ۵۰
- جدول ۱-۳: پارامترهای هندسه‌ای مدل‌های مورد شبیه‌سازی ۶۷
- جدول ۲-۳: نسبت سطح حرارتی افزایشده‌های حرارتی به سطح صاف ۶۸
- جدول ۳-۳: بررسی مقدار متوسط ناسلت برای کانال دوپاسه با آرایش پین‌فین، دیمپل جهت نشان دادن استقلال از مش در رینولدز ۳۱۰۰۰ ۷۴
- جدول ۴-۳: بررسی مقدار ضریب اصطکاک برای کانال دوپاسه با آرایش پین‌فین، دیمپل جهت نشان دادن استقلال از مش در رینولدز ۳۱۰۰۰ ۷۵
- جدول ۵-۳: خواص سیال ورودی به کانال دوپاسه ۷۶

فهرست شکل؛

- شکل ۱-۱: پروفیل دمای خروجی از یک محفظه‌ی احتراق حلقوی [۲]..... ۶
- شکل ۲-۱: پروفیل دمای شعاعی متوسط در ورودی پره طبقه اول روتور توربین [۲]..... ۷
- شکل ۳-۱: جریان پیچیده در مسیر گازهای داغ در روتور، که شامل جریانهای ثانویه، جریان در نوک پره دنباله‌ها و جریانهای چرخشی [۲]..... ۷
- شکل ۴-۱: طراح‌های خنک‌کاری پره‌های توربین گاز. الف خنک‌کاری خارجی. ب. خنک‌کاری داخلی [۶]..... ۸
- شکل ۵-۱: دیمپل‌القاکنده جریان ثانویه و افزایش‌دهنده انتقال حرارت در کانال چرخان [۵] ۱۱
- شکل ۶-۰-۱: آرایش و پیکربندی پین-فین‌ها در کانال خنک‌کننده در لبه‌ی فرار [۳]..... ۱۳
- شکل ۷-۱: نمایش جریان‌ات‌نشتی ناشی از اختلاف فشار بین دو سطح مکشی و فشاری به وسیله اسکواپلر در نزدیکی ناحیه بالای پره توربین‌گاز [۱۴]..... ۱۴
- شکل ۸-۱: جریان‌های ثانویه ایجاد شده حاصل از چرخش و خم متصل‌کننده گذرگاه‌های کانال [۱۷]..... ۱۵
- شکل ۹-۱: دیمپل‌کروی و استوانه‌ای به همراه چینش آن‌ها در سطح یک دیواره از کانال [۲۳]..... ۲۰
- شکل ۱۰-۱: شکل و آرایه‌های مختلف از دیمپل و برآمدگی [۲۴]..... ۲۱
- شکل ۱۱-۱: ترتیب آرایش پین‌ها، ابزار و ترموکوپل‌ها در مطالعه آکستمن و همکارانش [۲۹]..... ۲۵
- شکل ۱۲-۱: توصیف جزئیات آرایش و ترکیب دیمپل و برآمدگی در کانال تک پاسه [۳۱]..... ۲۷

- شکل ۰-۱۳: کانال مورد بررسی توسط سادن و همکارانش [۳۲] ۲۸
- شکل ۱-۱۴: طرحی از مدل‌های بررسی شده توسط سادن و همکاران [۳۳] ۳۰
- شکل ۱-۱۵: شکل کانال‌های مورد ارزیابی با انواع مکانیزم‌های تقویت انتقال حرارت [۳۴] ۳۱
- شکل ۱-۱۶: طرح‌واره مدل‌های مورد شبیه‌سازی سه کانال مختلف [۳۶] ۳۴
- : نمایش از مدل‌های عددی مورد بررسی در مطالعه مقایسه‌ای ژئ و همکارانش [۳۷] شکل ۱-۱۷-۰-۱
..... ۳۵
- شکل ۱-۱۸: آرایش و ترکیب مکانیزم‌های مختلف دی‌مپل، برآمدگی و پین‌فین [۳۸] ۳۶
- شکل ۱-۱۹: سوراخ‌های خروجی هوای خنک‌کننده در ناحیه بالایی پره توربین [۴۰] ۳۷
- شکل ۱-۲۰: نمایش مدل‌های شبیه‌سازی شده کانال‌های دو پاسه خنک‌کاری داخلی که در ناحیه بالایی پره سوراخ‌های خروجی تعبیه شده است. الف: کانال پژوهش زائو و همکارانش [۴۰]. ب: کانال پژوهش لو و همکارانش [۳۹] ۳۸
- شکل ۲-۱: نواحی سه‌گانه‌ی جریان نزدیک دیواره به همراه پارامتر بی‌بعد سرعت و فاصله از دیواره [۴] ۵۴
- شکل ۲-۲: سیستم دستگاه مختصات چرخان [۱] ۵۶
- شکل ۳-۱: نمایش دهنده محل قرار گیری سنسورهای فشار و دمای سیال خنک‌کننده در مکان‌های مختلف کانال [۲۲] ۶۳
- شکل ۳-۲: نمایش آرایش و میزان تراکم قرار گیری پین‌ها در ناحیه بالایی کانال مورد مطالعه بانکر [۲۲] ۶۴
- شکل ۳-۳: شکل هندسی کانال دوپاسه‌ی مدل آزمایشگاهی بانکر ۶۵
- شکل ۳-۴: آرایش‌های مختلف از تقویت کننده‌های انتقال حرارت در ناحیه بالایی پره الف:

آرایش دیمپل و برآمدگی. ب: آرایش برآمدگی و پین-فین. ج: آرایش پین-فین و دیمپل ۶۶

شکل ۳-۵: طرحی از آرایش به همراه فواصل طولی و عرضی آشفته‌سازها نسبت به یکدیگر ۶۷

شکل ۳-۶: تقسیم‌بندی نواحی نزدیک دیواره در جریان آشفته [۴۴] ۷۰

شکل ۳-۷: شبکه‌ی ایجاد شده در دامنه‌ی محاسباتی برای کانال دوپاسه همراه با تقویت‌کننده‌های

در ناحیه‌ی بالایی ۷۲

شکل ۳-۸: تراکم شبکه محاسباتی در نزدیکی آرایش‌های مختلف تقویت‌کننده انتقال حرارت ۷۳

شکل ۳-۹: استقلال از شبکه میزان ناسلت متوسط در ناحیه بالایی کانال دوپاسه ۷۵

شکل ۳-۱۰: استقلال از شبکه میزان ضریب افت فشار در طول کانال دو پاسه ۷۶

شکل ۴-۱: مقایسه‌ی مدل‌های توربولانسی مختلف در بدست آوردن میزان نسبت ناسلت بر روی

سطح بالایی کانال دوپاسه در رینولدز ۲۰۰۰۰ ۸۱

شکل ۴-۲: کانتور دمای بعد ناحیه‌ی بالایی پره در رینولدز ۲۰۰۰۰ بدون حضور تقویت‌کننده‌های

حرارتی ۸۲

شکل ۴-۳: سطح مقطع میانی کانال دو پاسه ۸۳

شکل ۴-۴: خطوط جریان و گرادیان دما در قسمت سطح مقطع میانی کانال دوپاسه بدون زبری

(صاف) در ناحیه‌ی بالایی در رینولدز ۲۰۰۰۰ مدل آزمایشگاهی بانکر ۸۴

شکل ۴-۵: نمایش توزیع نسبت ناسلت آرایش‌های مختلف تقویت‌کننده‌های حرارتی در رینولدز

۳۱۰۰۰ ۸۹

شکل ۴-۶: خطوط جریان و گرادیان دما در قسمت سطح مقطع میانی کانال دوپاسه دارای

تقویت‌کننده‌های حرارتی در رینولدز ۳۱۰۰۰ ۹۰

شکل ۴-۷: نمایش مقایسه نسبت ناسلت متوسط تقویت‌کننده‌های حرارتی در ناحیه‌ی بالایی پره

۹۱

شکل ۴-۸: نمایش مقایسه نسبت ضریب اصطکاک تقویت‌کننده‌های حرارتی در ناحیه‌ی بالایی پره

۹۲

شکل ۴-۹: نمایش ضریب کلی عملکرد حرارتی تقویت‌کننده‌های حرارتی در ناحیه‌ی بالایی پره

۹۳

شکل ۴-۱۰: نمایش توزیع نسبت ناسلت آرایش‌های مختلف تقویت‌کننده‌های حرارتی عدد

چرخش $Ro=0/1$ ۹۴

شکل ۴-۱۱: خطوط جریان و گرادیان دما در قسمت سطح مقطع میانی کانال دوپاسه دارای

تقویت‌کننده‌های حرارتی در عدد چرخش $Ro=0/1$ ۹۴

شکل ۴-۱۲: مقایسه ضریب عملکرد کلی حرارتی آرایش پین‌فین- دیمپل در ناحیه‌ی بالایی در

دو وضعیت ثابت و دوران کانال خنک‌کننده ۹۴

شکل ۴-۱۳: مقایسه ضریب عملکرد کلی حرارتی آرایش پین‌فین- برآمدگی در ناحیه‌ی بالایی در

دو وضعیت ثابت و دوران کانال خنک‌کننده ۹۴

شکل ۴-۱۴: مقایسه ضریب عملکرد کلی حرارتی آرایش برآمدگی- دیمپل در ناحیه‌ی بالایی در

دو وضعیت ثابت و دوران کانال خنک‌کننده ۹۴

فهرست علائم

دمای دیواره	$T_w(K)$	بردار سطح مقطع	$\vec{A}(m^2)$
سرعت سیال ورودی کانال	$U(\frac{m}{s})$	ثابت آشفتگی	C_μ
بردار سرعت مطلق	$\vec{V}(\frac{m}{s})$	قطر هیدرولیکی	$D_h(m)$
تانسور مرتبه دوم تنش رینولدز	$\overline{U_i U_j'}$	عدد ناسلت دیتوس-بولتر	$Nu.$
فشار	$P(Pa)$	ضریب اصطکاک دیتوس-بولتر	$f.$
دمای توده سیال	$T_b(K)$	بردار موقعیت	$\vec{r}(m)$
عدد پراختل	Pr	ضریب انتقال حرارت جابجایی	$h(\frac{W}{m^2.K})$
بردار سرعت نسبی	$\vec{W}(\frac{m}{s})$	عدد ناسلت متوسط	Nu
عدد چرخش	Ro	هدایت حرارتی	$\lambda(\frac{W}{m.K})$
زمان	t	ضریب اصطکاک	f
عدد رینولدز	Re	انرژی جنبشی آشفتگی	$k(\frac{m^2}{s^2})$
دما	$T(K)$	شار حرارتی دیواره	$q''(\frac{W}{m^2})$

ترم چشمه‌ای	S	تانسور شار حرارتی آشفستگی	$\overline{U_j T'}$
شعاع خارجی پره‌ی راهنما	r_o^{TV}	شعاع داخلی پره‌ی راهنما	r_i^{TV}
شعاع خارجی خم توپی شکل	r_o	شعاع داخلی خم توپی شکل	r_i
نسبت عرض کانال به فاصله‌ی بین دو گذرگاه	W/W_{web}	نسبت عرض کانال به اختلاف فاصله‌ی خم توپی شکل	W/W_{el}
عدد بی بعد فاصله از دیواره	y^+	نسبت ابعادی	AR
عرض کانال	W	طول کانال	H

علائم یونانی

لزجت دینامیکی	$\mu \text{ (kg/m.s)}$	لزجت ادی (Eddy)	$\mu_t \text{ (kg/m.s)}$
سرعت زاویه‌ای	$\theta \text{ (rpm)}$	نرخ اتلافات انرژی جنبشی	ε
چگالی	$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)}$	تنش برشی	$\tau \text{ (N/m}^2\text{)}$

فصل ۱: مقدمه

۱-۱ مقدمه

امروزه با روند افزایشی نیاز به انرژی، استفاده از توربین های گازی در صنایع مختلف اعم از نیروگاه ها پالایشگاه ها، سایت های نظامی مواجه هستیم. کاربرد رو به رشد و توجه به کاهش مصرف سوخت، افزایش راندمان حرارتی و کاهش آلاینده های توربین گاز منجر به توجه بیشتر به این صنعت در جهت افزایش بهره وری آن شده است. سیکل ترمودینامیکی کارکرد توربین گاز نشان می دهد، افزایش دمای هوای ورودی به توربین سبب افزایش قابل توجه راندمان حرارتی آن می شود. با توجه به محدودیت تحمل پره های توربین و سایر قطعات آن در مواجهه با دمای بالای ناشی از محصولات احتراق، افزایش راندمان به همراه کارکرد ایمن مجموعه تولید توان، مگر با استفاده از روش های خنک کاری پره ها و تقویت آلیاژ و پوشش های حرارتی میسر نمی شود. معمولا هوای مورد نیاز جهت خنک کاری بسته به نوع توربین گازی ۳ تا ۵ درصد هوای فشرده شده از کمپرسور را شامل می شود که توسط کانال های تعبیه شده جهت خنک کاری در درون پره های توربین، عمل خنک کاری را انجام می دهد [۶]. بنابراین در شبیه سازی باید دقت لازمه را به کار گرفت زیرا درک صحیح از جریان آشفته و انتقال حرارت جریان خنک کننده و جریان داغ ناشی از محصولات احتراق اطراف پره های ثابت و متحرک می تواند کمک شایانی جهت پیش بینی دقیقی از ضریب انتقال حرارت محلی و همچنین دمای محلی پره به منظور جلوگیری از نقاط داغ محلی و افزایش طول عمر پره می کند. به طوری که لازم است تا انتقال حرارت این میدان جریان ناپیوسته با اغتشاش زیاد و کاملاً سه بعدی به درستی درک شود. توجه داشته باشید در صورتی که در تعیین دمای سطحی پره تنها ۵۰٪ خطا داشته باشیم، ممکن است عمر پره نصف شود [۲]. برای طراحی سیستم خنک کننده کارآمد که اجزای توربین، در مسیر جریان گازهای داغ قرار گرفته اند، لازم است که جزئیات فیزیک جریان گاز داغ در درون توربین بهتر شناخته شود. از این رو لازم است که ضریب انتقال حرارت محلی و همین طور توزیع محلی دمای پره با دقت بالایی تعیین شود تا از رویداد نقاط داغ جلوگیری کرده و بدین ترتیب عمر پره ها را افزایش داد.

۲-۱ توربین گاز

توربین گاز وظیفه دارد قدرت را برای راندن کمپرسور و لوازم جانبی ایجاد کند. مزیت‌های عمده توربین گاز عبارتند از: قابلیت اطمینان فوق‌العاده، نسبت پیشران به وزن زیاد و میزان ارتعاش کم به دلیل عدم استفاده از قطعات رفت و برگشتی. کار موتور توربین گاز ممکن است به صورت گشتاور محوری یا به صورت نیروی پیشران در جت مورد استفاده قرار گیرد. بدون تردید یکی از مهم‌ترین کاربردهای توربین گاز در زمینه تولید نیروی پیشران مورد نیاز هواپیماها است. اصول کارکرد این نوع موتورها تقریباً ساده است. هوا از طریق یک مجرای ورودی به بخش کمپرسور وارد شده و طی مراحل آن متراکم می‌شود. سپس هوای متراکم وارد محفظه‌ی احتراق شده و با اضافه شدن سوخت مشتعل می‌شود. گرمای ناشی از احتراق مخلوط هوا و سوخت باعث منبسط شدن و جریان یافتن آن به سمت انتهای موتور می‌گردد، این جریان منبسط شده از میان یک سری پره‌های ثابت و متحرک توربین عبور می‌کند که از طریق یک شفت به کمپرسور متصل شده است. هوای منبسط شده توربین را به گردش درمی‌آورد، که در نتیجه باعث به حرکت درآمدن کمپرسور نیز می‌شود.

۳-۱ احتیاج پره‌های توربین گاز به خنک‌کاری

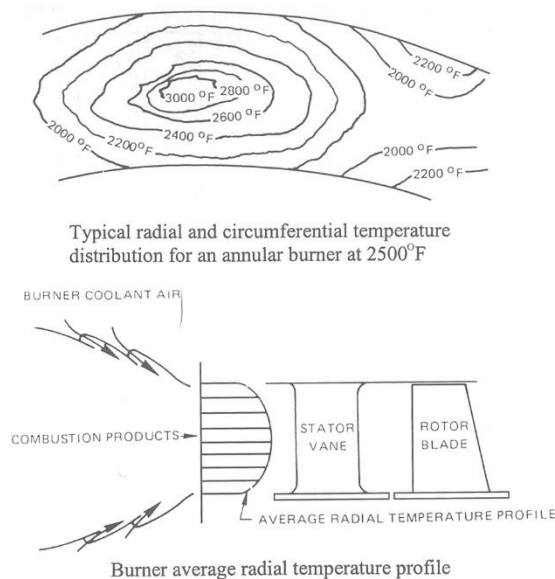
بنا به سیکل کاری و روابط راندمان توربین‌های گازی، با افزایش دمای ورودی به توربین کارایی و راندمان آن افزایش می‌یابد. لذا توربین‌های گازی پیشرفته در دماهای بالای (۱۵۰۰-۲۰۰۰ K) بکار برده می‌شوند تا بازده حرارتی و قدرت خروجی آنها افزایش یابد [۶]. افزایش دمای جریان ورودی به روتور و توسعه‌ی فناوری روش‌های خنک‌کننده نقش مهم و حیاتی، در افزایش راندمان حرارتی و توان خروجی از طریق آن‌ها ایفا می‌کند. با افزایش دمای ورودی به توربین، انتقال حرارت به پره‌های توربین نیز افزایش می‌یابد. می‌بایست برای سطح و تغییرات دما در درون ماده پره (که سبب تنش‌های حرارتی می‌شود) محدودیتی در نظر گرفت تا حد دوام مورد نظر بدست آید. دماهای کاری، بسیار بالاتر از حد مجاز برای فلزات می‌باشد. از این رو، برای آنکه توربین به درستی عمل کند، نیاز است که پره‌های توربین

خنک شوند. پره‌ها توسط هوای خروجی از کمپرسور موتور خنک می شوند. از آنجا که این نوع خنک کاری باعث کاهش بازده حرارتی می شود، لازم است که تکنیک خنک کاری، شرایط عملکرد، و هندسه پره توربین به درستی شناخته شده و مورد بهبود و بهینه سازی قرار گیرند. پره های توربین گاز هم از درون و هم از بیرون خنک می شوند. خنک کاری از درون توسط عبور دادن که خنک کاری داخلی نامیده شده است در آن سیال خنک کننده از مسیرهای مارپیچ شکل قرار داده شده در درون پره و جذب گرما از سطح خارجی پره صورت می گیرد. خنک کاری از بیرون، خنک کاری فیلمی نیز نامیده می شود. هوای خنک کن درونی از طریق تعدادی سوراخ یا شکاف به بیرون دمیده می شوند تا یک لایه از هوای خنک کن در روی سطح برای محافظت از سطح خارجی پره از گازهای داغ احتراقی بوجود آید. تکنولوژی خنک کاری توربین های گازی بسیار پیچیده است و در بین سازندگان مختلف موتور متفاوت است. حتی هر سازنده هم از سیستم های خنک کاری مختلفی برای موتورهای مختلف استفاده می کند. بیشتر سیستم های خنک کاری توربین محرمانه می باشند و از این رو در کتب مختلف توضیح داده نمی شوند. با این وجود بیشتر طرح های سیستم های خنک کاری از سازندگان و مدل های مختلف، شباهت فراوانی با یکدیگر دارا می باشند.

۴-۱ سیستم خنک کاری توربین گاز

توربین های گاز پیشرفته بگونه ای طراحی می شوند تا در دماهای ورودی بالاتر از محدودیت های دمایی فلزهای جاری بکار برده شوند. علاوه بر افزایش مقاومت حرارتی مواد و پوشش های بکار گرفته شده، می بایست از تکنیک های خنک کاری بسیار جالب نظیر خنک کاری درونی ترکیبی و خنک کاری فیلمی خارجی استفاده کرد تا بتوان عمر و شرایط کارکرد قابل قبولی را مهیا کرد. برای طراحی سیستمی که اجزای توربین را که در مسیر جریان گازهای داغ قرار گرفته اند به کارآمدترین نحو خنک کند، لازم است که جزئیات فیزیک جریان گاز داغ در درون توربین بهتر شناخته شود. لازم است تا انتقال حرارت این میدان جریان ناپیوسته با اغتشاشات زیاد و کاملاً سه بعدی به درستی درک شود. از این رو لازم است که ضریب انتقال حرارت محلی و همین طور توزیع محلی دمای پره با دقت بالایی تعیین شود تا

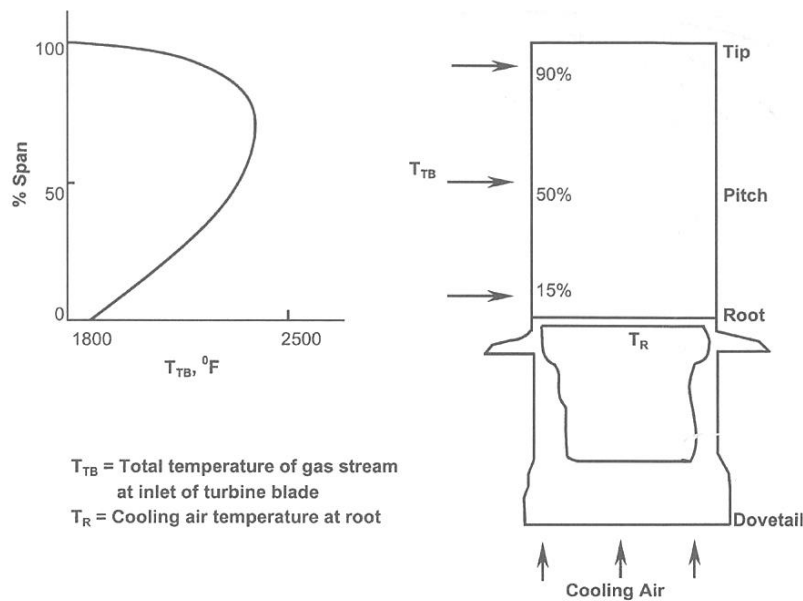
از رویداد نقاط داغ جلوگیری کرده و بدین ترتیب عمر پره ها را افزایش داد. در توربین هایی که هم اکنون ساخته می شوند بعلت آنکه میدان جریان این توربوماشین هنوز بطور کامل شناخته نشده است، قادر به تعیین دقیق توزیع ضریب انتقال حرارت محلی نیستیم. نتیجه این مسئله آن است که طراحی بصورت بهینه صورت نمی گیرد و همیشه از مقادیر زیادی از هوای خنک کن استفاده می شود که نتیجه آن، افت قابل توجه در سیکل و نیروی پیشران و مصرف ویژه سوخت خواهد بود. اجزایی از توربین گاز که در مسیر گازهای داغ قرار دارند عبارت از پره های استاتور و روتور توربین می باشند. پره های طبقه اول استاتور در معرض گازهای داغ با دما و شدت آشفته گی بسیار بالا قرار دارند که از محفظه احتراق خارج شده اند. تعیین توزیع بار حرارتی بر روی پره های طبقه اول استاتور و روی دیوار تحت یک عدد رینولدز و عدد ماخ مشخص، اهمیت بسیاری دارد. تخمین دقیق توزیع انتقال حرارت کمک شایانی در طراحی سیستم خنک کاری و ممانعت از ایجاد نقاط داغ خواهد کرد. شکل ۱-۱ توزیع دمای شعاعی و محیطی و پروفیل دمای شعاعی متوسط را برای یک آتشیخان حلقوی در دمای 1650 K نشان می دهد. این پروفیل های سرعت به همراه سطح اغتشاش جریان (هم شدت و هم مقیاس)، در تعیین توزیع بار حرارتی نازل طبقه اول بسیار مهم می باشند. علاوه بر مشکلات موجود در تعیین پروفیل دمای ورودی و تاثیر شدت بالای اغتشاش (شدت اغتشاشی افزون بر ۲۰ درصد)، جریانهای ثانویه ای که در نزدیکی پایه پره های استاتور ایجاد می شوند، پیش بینی انتقال حرارت در پره های استاتور توربین را بعد از شتاب گرفتن گازهای داغ در اولین طبقه استاتور، این گازها وارد پره های طبقه اول روتور می شوند تا به تولید قدرت در توربین بپردازند. در ورودی پره های طبقه اول روتور، هم دما و هم سطح اغتشاش کمتر از ورودی به پره های طبقه اول استاتور می باشند. اما سرعت ممکن است ۲ یا ۳ برابر شده باشد. علاوه بر این، پره ها یک جریان ناپیوسته را از گوشه انتهایی پره های استاتور بالادست دریافت می کنند.



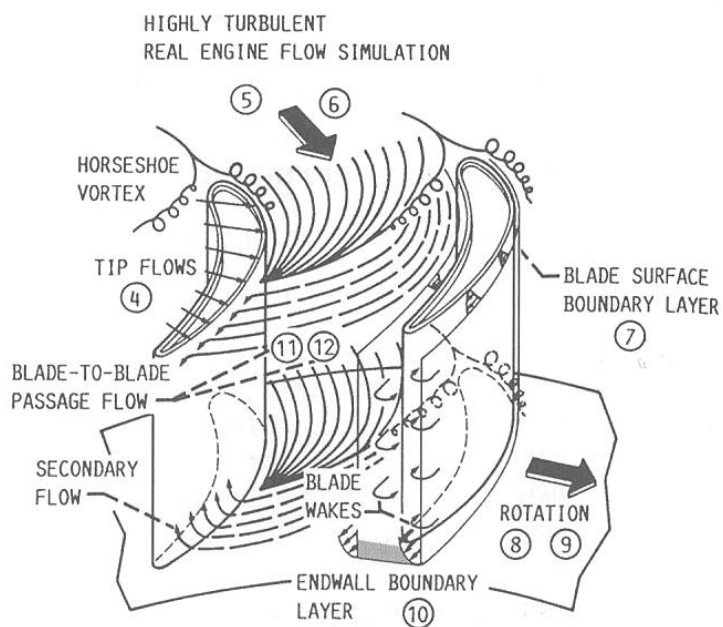
شکل ۱-۱: پروفیل دمای خروجی از یک محفظه‌ی احتراق حلقوی [۲]

مهمتر از این، چرخش پره باعث می‌شود گازهای داغ از نوک پره‌ها از سطح فشار به سطح مکش منتقل شوند. این مسئله باعث می‌شود که نوک پره‌های روتور در نزدیکی گوشه انتهایی صدمه ببینند. بسیار مهم است که فیزیک جریان پیچیده سه بعدی و توزیع انتقال حرارت متناظر بر روی پره‌های روتور خصوصا در نزدیکی گوشه انتهایی آن تحت شرایط کارکرد روتور شناخته شود. این مسئله می‌تواند در طراحی سیستم خنک‌کاری مفیدتر بسیار سودمند باشد و از آسیب دیدگی پره‌ها به علت خنک‌کاری نامناسب در تنش‌های حرارتی بالا در سرعت‌های بالا جلوگیری کند. شکل ۱-۲ پروفیل‌های دمای شعاعی متوسط را در ورودی پره روتور طبقه اول توربین نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که چرخش پره‌ها سبب می‌شود تا نقطه دمای ماکزیمم به سمت نوک پره متمایل شود. علاوه بر این بسیار مهم است که دمای ورودی به روتور، پروفیل سرعت ناپیوسته و سطح اغتشاش جریان ورودی تعیین شود. شکل ۱-۳ جریان پیچیده مارپیچ گازهای داغ را بر روی پره روتور نشان می‌دهد که شامل جریان‌های ثانویه، جریان در نوک، دنباله‌ها و جریان‌های چرخشی نیز می‌باشد. شکل ۱-۴ نشان دهنده‌ی طرح‌واره کلی از سیستم خنک‌کاری پره‌های توربین‌گازی می‌باشد، که شامل گونه‌های خنک‌کاری ترکیبی داخلی و خارجی است. توزیع انتقال حرارت در شرایط یکسان برای پره‌هایی که بطریق خنک‌کاری فیلمی خنک نشده‌اند در مقابل پره‌هایی که به طریق خنک‌کاری فیلمی خنک شده‌اند، به مراتب بیشتر است. این توزیع انتقال حرارت می‌تواند برای شرایط مختلف کارکردی توربین، متفاوت باشد؛ از این رو،

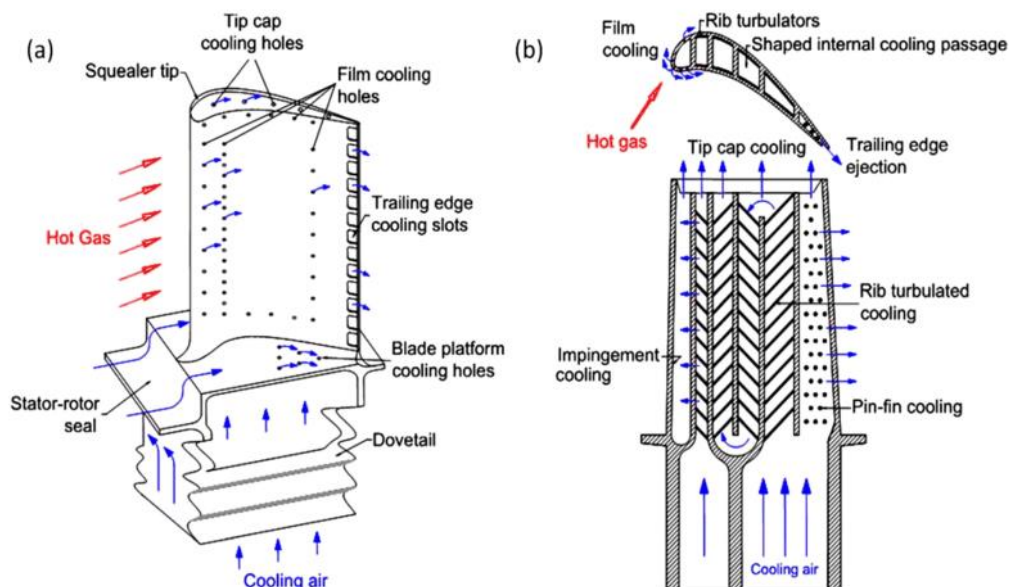
برای یک طراح بسیار مهم است که قادر باشد این توزیع ها را برای پره های دارای خنک کاری فیلمی و یا فاقد خنک کاری فیلمی بدرستی پیش بینی کند تا یک خنک کاری کارآمد داشته باشد.



شکل ۲-۱: پروفیل دمای شعاعی متوسط در ورودی پره طبقه اول روتور توربین [۲]



شکل ۳-۰۱: جریان پیچیده در مسیر گازهای داغ در روتور، که شامل جریانهای ثانویه، جریان در نوک پره دنباله ها و جریانهای چرخشی [۲]



شکل ۴-۱: طراحی های خنک کاری پره های توربین گاز . الف خنک کاری خارجی . ب. خنک کاری داخلی [۶]

۵-۱ خنک کاری داخلی

خنک کاری داخلی، روشی برای خنک کاری پره از طریق عبور دادن جریان سیال از مسیرهای میانی پره خواهد بود. هدف اصلی آن کاهش دمای سطح بیرونی پره به وسیله افزایش ضریب انتقال حرارت پره با سیال خنک کننده است. جریان هوای خارج شده از قسمت میانی کمپرسور وارد کانال ها و مسیرهای مارپیچ داخل پره ی توربین شده و با انتقال حرارت به روش جابه جایی، باعث خنک شدن آن می شود. در بسیاری از موارد سیال خنک کننده که معمولاً هوای متراکم شده می باشد، پس از خنک کاری از سطح خارجی پره توسط سوراخ های ریز در سطح پره خارج می شود. در حال حاضر طرح های خنک کاری داخلی برای توربین گاز شامل خنک کاری ضربه ای جت سیال خنک کننده، ریب مغشوش کننده، پین فین، دیمپل (حفره) و برآمدگی و یا دیگر مکانیزم هایی که باعث اغتشاش بیشتر جریان

Jet impingement
Rib-turbulator
Pin-fin
Dimple
Protrusion

و افزایش سطح حرارتی نسبت به کانال صاف می‌شود. با به کارگیری این مکانیزم ها در مسیر جریان عبوری هوای خنک کننده در کانال های چند پاسه باعث بهبود امر خنک کاری در داخل پره ها می‌شوند. که هر کدام از این روش ها با توجه به نوع کارآمدیشان در بهبود خنک کاری و میزان افت فشار ایجاد شده ناشی از استفاده از آنها، در قسمت های مختلف در کانال خنک کننده ی درونی پره های ثابت و متحرک توربین استفاده می‌شود. که معمولاً برای افزایش خنک کاری از ریب، دیمپل و پین ها در قسمت میانی و انتهایی درون پره استفاده می‌شود. و همچنین از خنک کاری ضربه‌ای جت سیال خنک کننده در لبه‌ی حمله تیغه استفاده می‌شود. برای پره‌های ثابت توربین عمده‌تاً از خنک کاری جت سیال خنک کننده به همراه پین و دیگر آشفته کننده‌ها استفاده می‌شود و برای پره‌های متحرک برای مؤثر واقع شدن خنک کاری عمده‌تاً از پین‌ها استفاده می‌شود [۷].

۱-۵-۱ خنک کاری ضربه‌ای جت سیال خنک کننده

جریان جت عبارت است از تخلیه سیال به درون محیطی از جنس همان سیال که در حالت سکون یا حرکت با سرعتی به غیر از سرعت جت باشد. امروزه سه گونه جت در صنایع بکار برده می‌شود که شامل جت برخوردی، جت نوسانی و جت مصنوعی می‌باشد. یکی از مؤثر و کارآمدترین روش‌های خنک کاری داخلی، پره‌های توربین گاز می‌باشد. این روش معمولاً در سرتاسر پره‌های ثابت، در اولین مرحله‌ی توربین و همچنین لبه‌ی حمله تیغه، جایی که سکون سیال حاصل از جریان اصلی گاز داغ بار حرارتی ویژه‌ای را به تیغه‌های توربین اعمال می‌کند، مورد استفاده قرار می‌گیرد [۸]. ابعاد سوراخ‌ها، فاصله طولی بین سوراخ‌ها، عرض کانال خنک کننده، هندسه صفحه برخورد موثرترین پارامترها بر توزیع ضریب انتقال حرارت با استفاده از این روش است. در مطالعه بر روی آرایه‌های سوراخ جت که به صورت عددی و آزمایشگاهی صورت گرفته، دیده شده که آرایه‌ی خطی بهتر از غیرخطی در سوراخ‌های جت سیال خنک کننده عمل می‌کند که علتش می‌تواند انحراف کمتر جریان در آرایه‌ی خطی باشد [۹].

¹Leading edge

در طراحی خنک‌کاری توسط جت خنک‌کننده یکی دیگر از پارامتری که باید در مدل‌های واقعی، مورد اهمیت قرار گیرد، توجه به انحنای سطح هدف می‌باشد. که باید با توجه به آن، قطر سوراخ‌های جت مشخص شود [۱۰].

۲-۵-۱ ریب‌های مغشوش‌کننده^۱ جریان

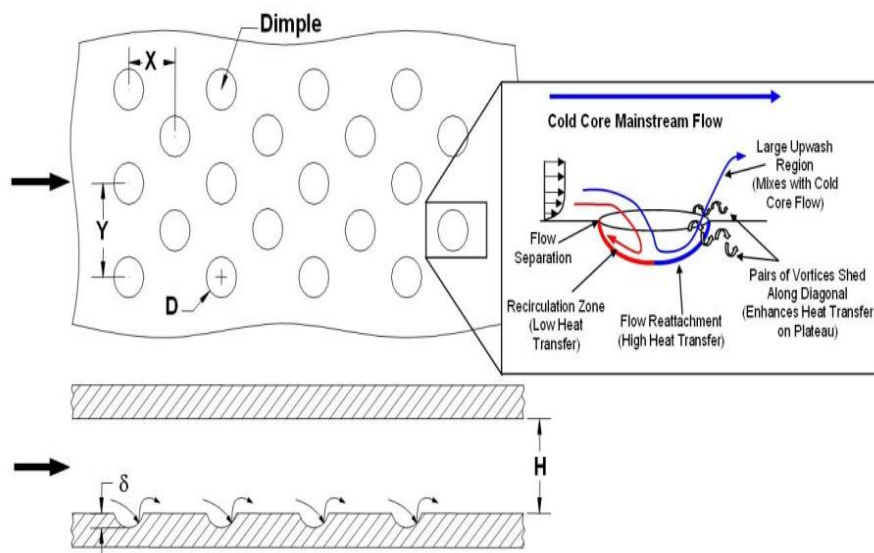
جهت خنک‌کاری پره‌های توربین، معمولاً کانال‌های داخلی همراه با ریب‌های کوچک در داخل پره‌ها ایجاد می‌شوند. توانایی پیش‌بینی دقیق میدان جریان و انتقال حرارت در داخل این پره‌ها، به طراحی بهتر و جلوگیری از خرابی ناشی از بارهای حرارتی منطقه‌ای پره‌ها منجر خواهد شد پیش‌بینی جریان در این کانال‌ها مشکل است، زیرا جریان بسیار مغشوش و ناهمسان بوده و حضور نیروهای حجمی دورانی جریان را پیچیده‌تر می‌سازد. استفاده از ریب‌های مغشوش‌کننده جریان به بهبود اختلاط جریان و اغتشاش آن کمک می‌کند، باید توجه داشت که ریب‌ها اثرات نامطلوبی مانند افت فشار جریان عبوری را نیز سبب می‌شوند که به‌منظور بهبود کارایی و عملکرد حرارتی در خنک‌کاری یک کانال داخلی در پره‌ی یک توربین گاز، باید اثرات مفید و مضر باهم مورد بررسی قرار گیرند تا بهترین حالت و مدل از ریب‌ها انتخاب شود. به‌طور کلی ریب‌ها باعث برهم زدن لایه‌ی مرزی و همچنین به وجود آمدن الگوی جریان ثانویه‌ای در کانال خنک‌کننده هستند که باعث مخلوط شدن هسته‌ی سیال خنک‌کننده با سیال نزدیک دیواره می‌شود و طی آن اختلاط و گردش سیال زیاد می‌شود [۸]. در جهت افزایش کارایی و عملکرد کلی انتقال حرارت تاکنون مطالعات زیادی بر روی شکل هندسی، محل قرارگیری ریب‌ها به یکدیگر و جریان اصلی خنک‌کننده، انجام شده است. در مطالعات انجام شده توسط پژوهشگران، ریب‌های ۷-شکل مهیا‌کننده‌ی یک انتقال حرارت یکنواخت در عرض کانال، به نسبت دیگر هندسه‌های ریب می‌باشند و همچنین ریب‌های بریده‌بریده (شکسته)، میزان انتقال حرارت بهتری نسبت به ریب‌های پیوسته از خود نشان می‌دهند که علتش فروپاشی الگوی جریان ثانویه در میان این نوع آشفته سازها

^۱Rib turbulator

می‌باشد [۱۱، ۱۲].

۳-۵-۱ تأثیر دیمپل^۱ یا فرورفتگی

گزارش‌های حاصل از نتایج محققان بر این اساس بوده است که دیمپل‌ها توانایی قابل توجهی در مقایسه با ریب و پین‌ها در رابطه با عملکرد انتقال حرارت در پره‌ها داشته است. و علاوه بر آن دیمپل‌ها به دلیل این که ذاتاً مولد رفتار گردابه‌ای جریان و گسترش دهنده‌ی اختلاط توربولانس در نزدیکی ناحیه‌ی دیواره‌ی جریان می‌باشند باعث بالا بردن انتقال حرارت در دیواره‌ها و همچنین به دلیل شکل هندسی ایجاد شده در کانال کمک بر افزایش سطح انتقال حرارت می‌کنند این در حالی است که استفاده از دیمپل‌ها درون کانال منجر به گرفته شدن هوای کمتری در مقایسه با دیگر اغتشاش گر‌ها از کمپرسور برای خنک کاری می‌شود این ویژگی به دلیل ایجاد ضریب اصطکاک کمتر ناشی از به کار گیری آن‌هاست که نتیجه‌اش درکل همراه با افت فشار کمتر توسط دیمپل در کانال می‌باشد که خود باعث بهبود راندمان توربین‌های گازی می‌شود.



شکل ۵-۰۱: دیمپل القاکننده جریان ثانویه و افزایش‌دهنده انتقال حرارت در کانال چرخان [۵]

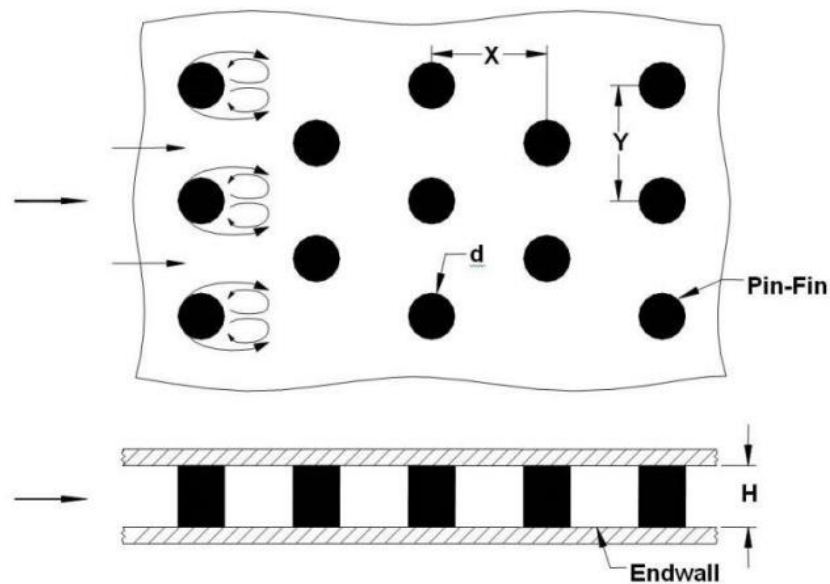
^۱Dimple

شکل ۵-۱ جریانات ثانویه به وجود آمده ناشی از وجود دیمپل که باعث تأثیر بر روی انتقال حرارت دارد را در راستای جریان را نشان می‌دهد. این نوع از تقویت‌کننده انتقال حرارت هم از نظر پارامترهای مختلف شکل هندسی، نسبت عمق دیمپل به ابعاد کانال و قطر اسمی دیمپل و آرایش نسبت به یکدیگر مورد ارزیابی قرار گرفته شده‌اند. یکی از عواملی که دیمپل‌ها را نسبت به ریب‌ها متمایز می‌کند وزن کم مرتبط با آن است که با حذف قسمتی از سطح قسمت دیواره همراه است. با این حال ماده‌ی حذف‌شده در سطح کانال خنک‌کننده که مهیاکننده‌ی فرورفتگی می‌باشد ساختار پره را تضعیف می‌کند، بنابراین دیمپل‌ها بیشتر برای پره‌های بدون چرخش (ثابت) یا خنک‌کاری محفظه‌های احتراق استفاده می‌شود [۸، ۱۳].

۴-۵-۱ تأثیر پین فین^۱

در قسمت بسیار باریک انتهایی پره یا به اصطلاح لبه‌ی فرار، به علت محدودیت‌های ساخت با ایجاد موانع مرسوم استوانه‌ای شکل اقدام به افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شود. رفتار جریان در برخورد با این موانع همانند رفتار جریان حول استوانه است. هنگامیکه سیال خنک‌کننده از این موانع می‌گذرد جدایش جریان اتفاق می‌افتد و در پایین دست جریان گردابه‌های نعل اسبی شکل تشکیل شده و فاصله طولی اختلاط را افزایش و سبب افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شوند. چیدمان، ابعاد و فاصله طولی و عرضی این افزاینده‌های حرارتی از جمله موارد تأثیر گذار بر افزایش ضریب انتقال حرارت هستند که در شکل ۶-۱ نشان داده شده است. اما باید خاطر نشان کرد پین فین‌ها در میان مکانیزم‌های خنک‌کاری بیشترین افت فشار را در کانال ایجاد می‌کند. از آن جاسسکه در این ناحیه از پره معمولاً خروج سیال برای خنک‌کاری خارجی وجود دارد، پس طراحی بهینه عوامل مذکور از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است.

^۱Pin-fin



شکل ۶-۰۱: آرایش و پیکربندی پین-فین ها در کانال خنک کننده در لبه‌ی فرار [۳]

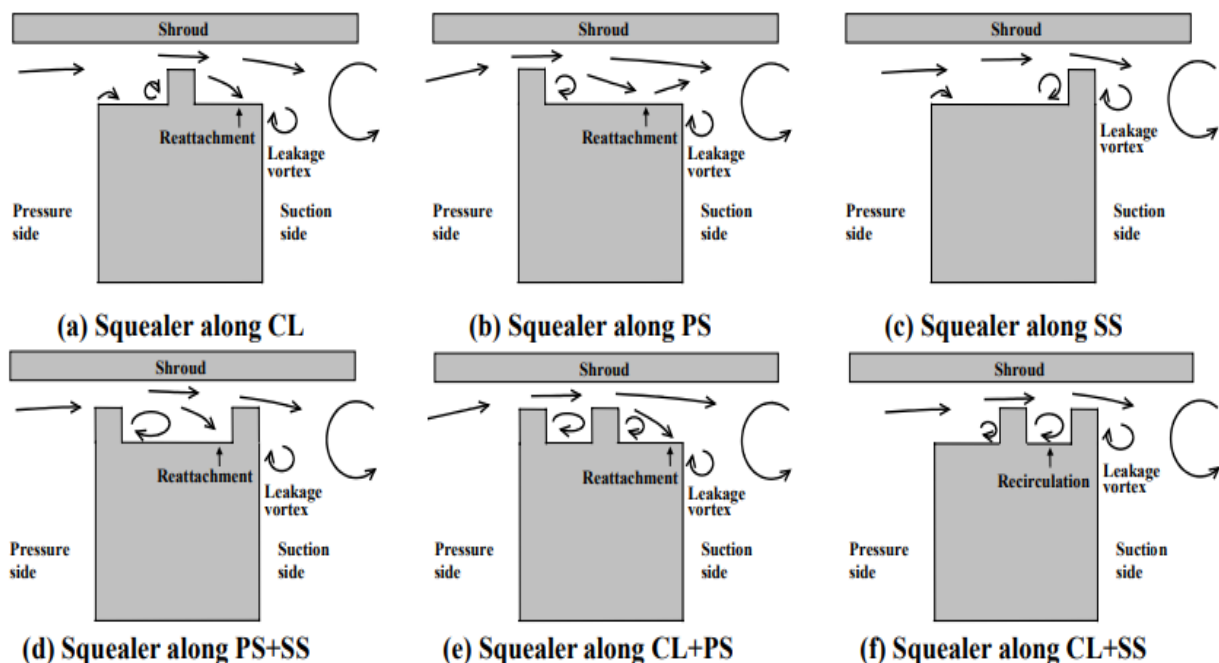
۵-۵-۱ انتقال حرارت در ناحیه‌ی بالایی پره

عمل خنک‌سازی در پره‌ها باید به گونه‌ای باشد که تمام نواحی پره را شامل شود. خنک‌کاری ناحیه نزدیک بالای پره و خود آن معمولاً بسیار مشکل است و به سختی عمل خنک‌کاری انجام می‌شود و به دلیل بار حرارتی بالا در معرض آسیب شدید احتمالی قرار می‌گیرد. به طوری که ضریب انتقال حرارت ناشی از اختلاف فشار، انتقال جریان عبوری سطح فشاری به سطح مکشی در بالای پره همانند ناحیه سکون لبه جلویی پره می‌باشد. تیغه‌های بدون پوشش شکافی^۱ باعث افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود. این جریان نشتی در بالای پره باعث پایین آمدن بازده و کارایی توربین می‌شود. به همین منظور برای کاهش جریان نشتی بین سطوح فشاری و مکشی از اسکوایپر^۲ در بالای پره استفاده می‌شود. این باعث خواهد شد که فاصله بین پره و سطح بالای با حفظ ایمنی کمتر و نقش آب بند کننده برای جریان نشتی شود. شکل ۷-۱ نشان دهنده‌ی گونه‌های مختلف اسکوایپر به همراه جریان‌ات نشتی ناشی از آن

^۱ Shroud

^۲ Squealer tip

در نواحی نزدیک بالایی پره‌ی توربین گازی دیده می‌شود.

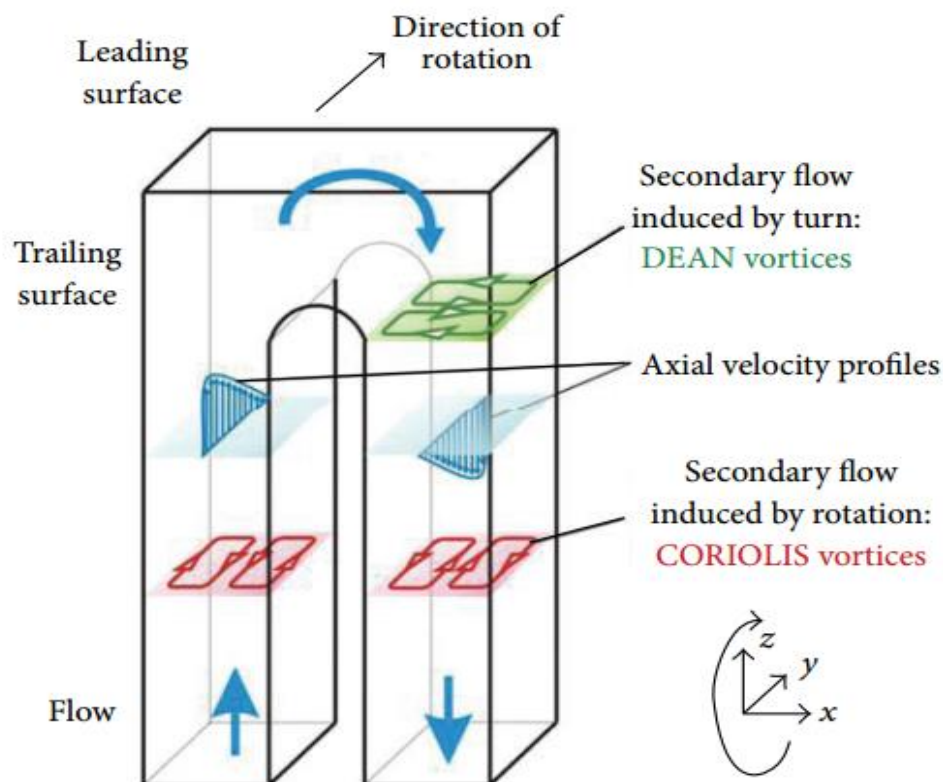


شکل ۷-۰۱: نمایش جریان‌های ناشی از اختلاف فشار بین دو سطح مکشی و فشاری به وسیله اسکوایلر در نزدیکی ناحیه بالایی پره توربین گاز [۱۴]

یک راه معمول برای خنک‌سازی بالای پره طراحی گذرگاه‌های عبوری مارپیچ باخم ۱۸۰ درجه با استفاده از خنک‌کاری داخلی است، علاوه بر خنک‌سازی قسمت بالایی پره می‌توان از اثر چرخشی سیال در خم و جریان ضربه‌ای به وجود آمده برای بهبود خنک‌سازی در کل کانال استفاده کرد که باعث افزایش عمر پره می‌شود. می‌توان با استفاده از افزایش زبری سطح در قسمت داخلی بالای پره توسط ریب، پین فین و دیمپل، بهبود قابل توجهی در انتقال حرارت داشته باشیم که به دلیل برتری دیمپل‌ها بهتر است از آن‌ها استفاده شود.

۶-۵-۱ تأثیر دوران بر گذرگاه‌های خنک‌کاری

دوران پره سبب ایجاد نیروی کریولیس در جهت عمود بر راستای جریان اصلی می‌شود که این نیرو باعث تولید جریان‌های ثانویه شدید در عرض کانال خواهد شد. همچنین نیروی کریولیس تأثیر مستقیم بر میدان توربولانس داشته و سطوح توربولانس را در لبه فشاری گذرگاه دوار افزایش می‌دهد. به دلیل افزایش شدت توربولانس و وجود گردابه‌ها و جریان‌های ثانویه، توزیع ضریب انتقال حرارت در گذرگاه‌های خنک‌کننده ساکن و دوار خیلی متفاوت می‌باشد به طوری که میزان ناسلت و دیگر پارامترهای انتقال حرارت بر روی سطح فشاری و مکشی تا حدود ۵۰ درصد بسته به جهت دوران پره متفاوت خواهد بود [۱۵، ۱۶]. و همچنین سطح مقطع گذرگاه دوار نیز در انتقال حرارت این مسیرهای خنک‌کننده تأثیر دارد. شکل ۸-۱ جریان ثانویه‌ی ایجاد شده ناشی از دوران کانال و همین‌طور چرخش سیال ناشی از خم متصل‌کننده دو گذرگاه در کانال‌های دو پاسه را به تصویر کشیده است.



شکل ۸-۱: جریان‌های ثانویه ایجاد شده حاصل از چرخش و خم متصل‌کننده گذرگاه‌های کانال [۱۷]

۶-۱ پوشش حرارتی و انتقال حرارت

برای عملکرد مناسب تر پره های توربین در شرایط کاری سخت موتورهای موجود سطح بیرونی پره توسط یک سوپر آلیاژ نیکل پوشش داده می شوند. برای دماهای بالای جریان ورودی به روتور در توربین های گاز پیشرفته، روش های پوششی خاصی، نظیر جامد سازی مستقیم و پره های تک بلوره ای با پوشش محافظ حرارتی به کار برده می شوند. پوشش محافظ حرارتی همچون یک عایق برای تیغه های توربین عمل می کند و اجازه می دهد که دمای جریان ورودی به روتور ۱۰۰ تا ۱۵۰ درجه سانتی گراد بالاتر از حد مجاز مواد پایه ای آلیاژ پره باشد که این مسئله می تواند باعث افزایش بازده توربین شود. به طور کلی دو روش مختلف برای پوشش سطح وجود دارد. اولی اسپری پلاسمای هوا با هدایت حرارتی سطحی با تخلخل پایین و دومی تجزیه فیزیکی بخار اشعه الکترون با هدایت حرارتی ستونی با چگالی بالا. عملکرد پوشش محافظ حرارتی به سرامیک های ساخته شده از زیرکونیوم و روش های پوششی نامبرده، ضخامت پوشش که معمولاً بین ۵ تا ۵۰ میلی متر می باشد، وابسته است. آزمایشگاه دولتی ایالات متحده و سازندگان توربین های گاز و صنایع مربوط، مطالعات زیادی را در مورد شناخت پوشش های بهتر، روش های بهتر پوششی، کنترل ضخامت پوشش و آزمون های خوردگی در دماهای بالا برای تعیین طول عمر پوشش محافظ حرارتی انجام داده اند. تعیین تأثیرات زبری این پوشش ها و جدا شدن ذرات آن در عملکرد آئرو دینامیکی و انتقال حرارت در توربین نیز بسیار مهم است.

۷-۱ خنک کاری خارجی

خنک کاری فیلمی به مقدار زیادی به نسبت فشار خنک کن به جریان داغ اصلی (pc/pt)، همین طور نسبت دما (Tc/Tg) و موقعیت سوراخ، هندسه و توزیع خنک کاری فیلمی در یک ایرفویل وابسته است. نسبت فشار خنک کن به جریان اصلی متناسب با نسبت دبی گرمی خنک کن به جریان اصلی (نسبت دمش) است، در حالیکه نسبت دمای خنک کن به جریان اصلی متناسب با نسبت چگالی خنک کن به

جریان اصلی است. در یک ایرفویل توربین گاز، نسبت pc/pt در حدود $۱,۰۲$ تا $۱,۱۰$ می باشد، در حالیکه نسبت دمش متناظر در حدود $۰,۵$ تا $۲,۰$ است. اما مقادیر Tc/Tg در حدود $۰,۵$ تا $۰,۸۵$ و نسبت چگالی متناظر در حدود $۲,۰$ تا $۱,۵$ است. می توان گفت نسبت های فشار (pc/pt) و دما (Tc/Tg) کارآمدترین مقیاسها برای تعیین بازده خنک کاری فیلمی می باشند، چون این نسبت ها، نسبت ظرفیت گرمایی خنک کن به جریان اصلی را مشخص می کنند. در حالت کلی، با افزایش نسبت فشار در یک نسبت دمای ثابت، محافظت خنک کاری فیلمی افزایش می یابد (بعبارت دیگر، انتقال حرارت به ایرفویل کاهش می یابد)؛ در مقابل، کاهش نسبت دما در نسبت فشار ثابت، باعث محافظت بهتر خنک کاری فیلمی خواهد شد. اما نسبت های فشار بسیار بالا (دمش های بسیار بالا)، می تواند بعلت نفوذ جت به درون جریان اصلی (بعلت بلند شدن جت از روی سطح) باعث کاهش محافظت خنک کاری فیلمی شود. از این رو، بهینه کردن مقدار خنک کن برای خنک کاری فیلمی ایرفویل تحت شرایط خاص کارکرد موتور بسیار اهمیت دارد (عدد رینولدز ~ ۱۰۶ ، عدد ماخ $\sim ۰,۹$ در شرایط خروجی). علاوه بر این تعیین اثرات شدت اغتشاش جریان آزاد و دنباله های ناپایدار بر روی عملکرد خنک کاری فیلمی ایرفویل (کارآمدی خنک کاری فیلمی و توزیع ضریب انتقال حرارت) نیز بسیار مهم است. همانگونه که پیش از این ذکر شد، طراحان سیستم خنک کاری توربین برای طراحی بهتر الگوهای خنک کاری ایرفویلها، نیاز به آن دارند که بدانند انتقال حرارت از جریان اصلی داغ به ایرفویل در کجا صورت می گیرد. این الگوها بر روی عملکرد خنک کاری فیلمی تاثیر غیر قابل انکاری دارند.

۸-۱ مروری بر تحقیقات پیشین

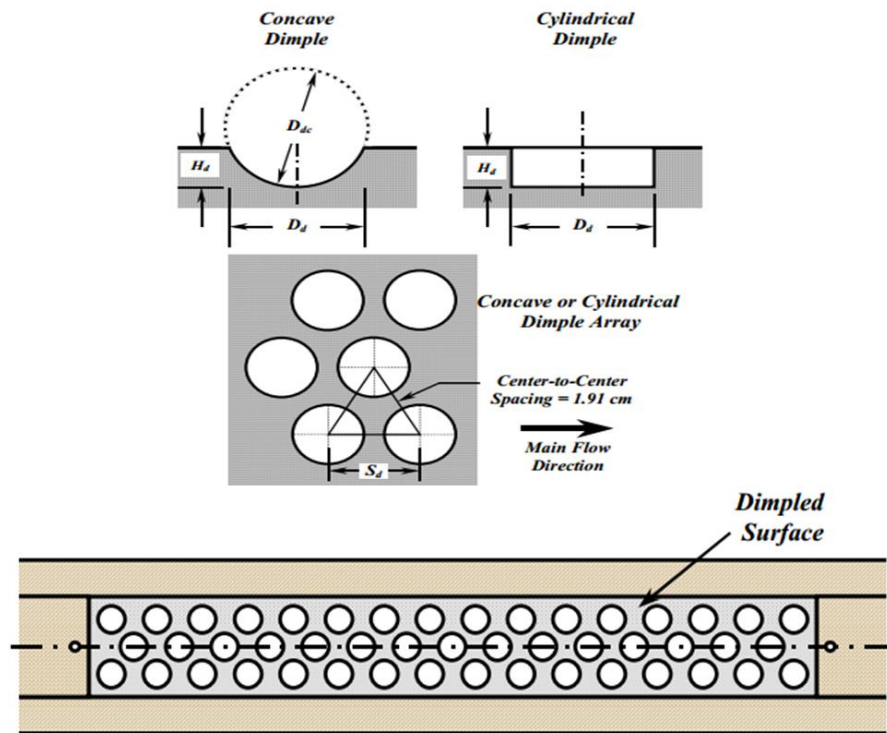
توان تولیدی منتقل شده ناشی از توربین گاز به طور پیوسته با افزایش دمای جریان گاز داغ ورودی به پره‌های توربین افزایش می‌یابد. پره‌های توربین تنها با اثرگذاری مکانیزم‌های خنک‌کاری که باعث حذف بارگذاری حرارتی بر روی پره‌ها خواهد شد، می‌توانند با کارکرد ایمن در مجموعه تولید توان، سالم بمانند. سیستم خنک‌کاری ایده‌آل و کارآمد پره‌های توربین باید دربردارنده‌ی همه نواحی که در معرض دمای بالا و توزیع بارگذاری حرارتی قرار دارند، باشند. سطح ناحیه‌ی بالایی پره یا نوک پره، یکی از نواحی حساسی محسوب خواهد شد. مخصوصاً در توربین‌هایی که در فشار کاری بالایی در حال کار هستند، باید به بهبود خنک‌کاری این ناحیه توجه خاص شود. نشت جریان سیال با افزایش بار حرارتی در ناحیه‌ی بالایی (نوک) پره، افزایش می‌یابد که باعث ایجاد توزیع دمای حرارتی زیادی در این ناحیه می‌شود. بنابراین خنک‌کاری این ناحیه و نواحی اطراف آن از اهمیت فراوانی بر خوردار است. یکی از راه‌های مرسوم جهت خنک‌کاری داخلی پره‌های توربین طراحی کانال‌های مارپیچ دوپاسه، سه پاسه و یا چند پاسه با خم اتصال دهنده‌ی ۱۸۰ درجه یا U-شکل می‌باشد. این گذرگاه‌ها که توسط خم به یکدیگر متصل شده‌اند، به علت اثرات چرخشی سیال در خم و ضربه‌ی سیال خنک کننده ناشی از گذرگاه‌های جریان شعاعی خروجی، موجب خنک‌کاری در ناحیه‌ی بالایی سر پره به حد مشخصی می‌شود. به طور کلی روش‌های پیشرفته‌ای برای تقویت و بهبود خنک‌کاری داخلی در این ناحیه مورد نیاز است که با بهره‌گیری از این روش‌ها می‌توان قابلیت اطمینان و طول عمر پره را بیش از بیش افزایش داد [۱۸-۲۲].

به طور کلی افزایش دمای حرارتی و آشفته‌سازهایی، همچون پین‌فین‌ها، ریب‌ها، دیمپل یا حفره‌ها و برآمدگی برای استفاده در سطح برای افزایش سطح حرارتی و تقویت انتقال حرارت به خوبی شناسایی شده‌اند. لذا استفاده از آن‌ها شدت انتقال حرارت را با میزان افزایش افت فشار نسبت به سطح صاف، بهبود می‌دهد. عمدتاً برآمدگی و فرورفتگی‌هایی که بر روی سطوح جهت تقویت انتقال حرارت استفاده می‌شود، کروی شکل هستند. و استفاده از آن‌ها در کانال با نسبت ابعادی کوچک موجب شدت آشفستگی و گردابه‌های قوی خواهد شد. اما استفاده از ریب و پین‌فین، نسبت به دیگر اغتشاشگرها افت فشار

زیادی را در کانال خنک کننده ایجاد می کند. در این پژوهش که معطوف به شبیه سازی و بررسی بهبود انتقال حرارت و ضریب عملکرد خنک کاری پره های توربین گاز در دیواره بالایی کانال دوپاسه با خم متصل کننده ۱۸۰ درجه با استفاده از ترکیب مکانیزم های پین فین، دیمپل و برآمدگی در سه کانال با آرایش غیرخطی نسبت به یکدیگر، با هدف بهترین ترکیب پرداخته است. در این فصل مروری بر ادبیات فعالیت های عددی و آزمایشگاهی انجام شده، مطابق با محورهای اصلی این پژوهش می پردازیم.

مقایسه اندازه گیری انتقال حرارت توربولانس بر روی یک دیواره از کانال با انواع دیمپل های کروی (قطرهای متفاوت) و دیمپل های استوانه ای درون کانال مربعی توسط مون و همکارانش^۱ [۲۳] تأیید کرد که سطوح دیمپل یا همان فرورفتگی می تواند ضریب انتقال حرارت کلی در کانال را تا حدود سه برابر جریان توربولانس کاملاً توسعه یافته درون کانال بالا ببرد اما این بالا بردن با چهار برابر شدن افت فشار نسبت به کانال صاف همراه است. به طور کلی برای هر دو نوع دیمپل کروی و استوانه ای با قطرهای مختلف، وقتی که تراکم دیمپل ها را در سطح بیشتر می کنیم انتقال حرارت به طور چشمگیری افزایش می یابد. طی آزمایش ها به عمل آورده در شرایط یکسان که منظور یکسان بودن قطر و عمق دیمپل های مورد بررسی است، دیمپل استوانه ای به علت بالا بودن ضریب انتقال حرارت کلی و افت فشار کمتر نسبت به دیمپل های کروی، ممکن است جایگزین مناسبی به جای دیمپل های کروی برای محقق ساختن افزایش انتقال حرارت با توجه به آزمایش ها مورد بررسی شده باشد. شکل ۱-۹ نشان دهنده شکل دیمپل کروی و استوانه ای و همچنین نوع آرایش چینش آن ها در کانال است.

^۱Moon et al



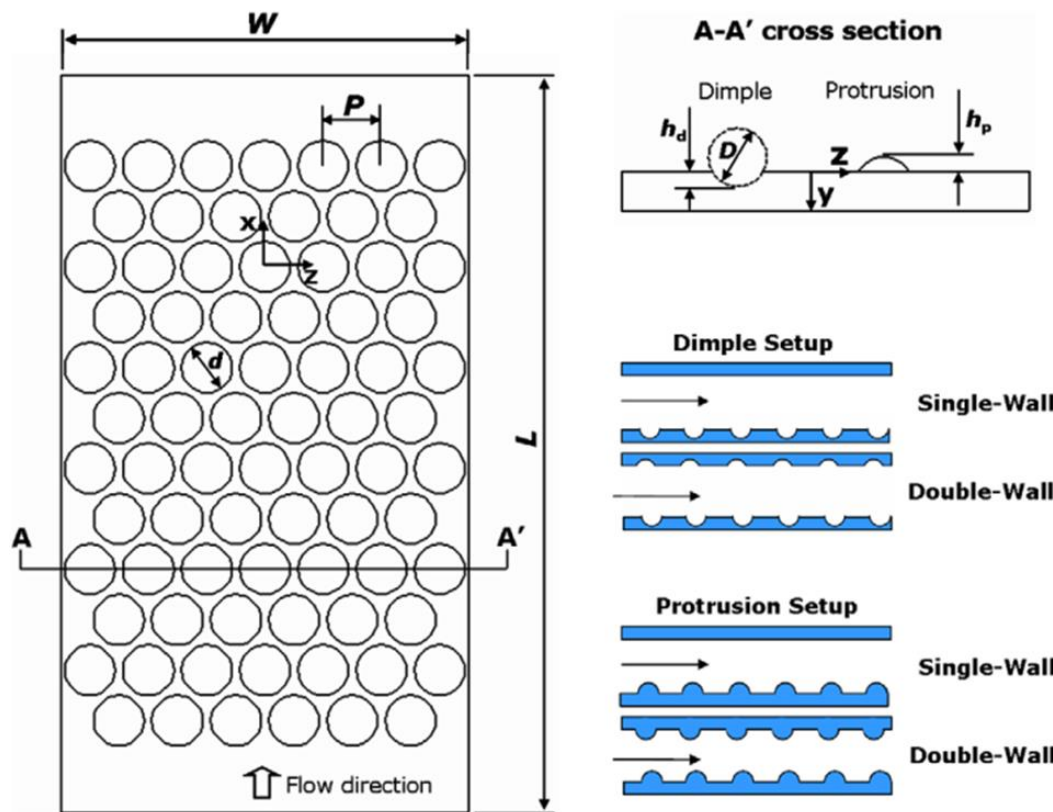
شکل ۹-۱: دیمپل کروی و استوانه‌ای به همراه چینش آن‌ها در سطح یک دیواره از کانال [۲۳]

در این آزمایش متوسط ضریب انتقال حرارت بر روی دیواره دیمپل و افت فشار سرتا سری در میان کانال برای ۹ دیمپل یا فرورفتگی که با قطر و عمق مختلف در کانال قرار دارد در رنج رینولدز ۱۰۰۰۰ تا ۶۵۰۰۰ اندازه گیری شده است. در این مطالعه تجربی که توسط هوانگ و همکارانش^۱ [۲۴] انجام شد. مشخصه‌های انتقال حرارت بر روی تنوعی از الگوی دیواره‌ها با برآمدگی/ دیمپل که موقعیت آرایه‌های دیمپل- برآمدگی (همانند شکل ۱-۱۰) بر روی تنها یک وجه از دیواره و یا دو وجه از دیواره در کانال‌ها با سطح مقطع مستطیلی با عرض ۱۵mm و طول ۱۰۵mm و ارتفاع ۳٫۷۵mm و مستقیم که قطر دیمپل و برآمدگی درون کانال یکسان و برابر ۱۲٫۹mm است که در هر تست، عدد رینولدز با توجه به قطر هیدرولیکی کانال در محدوده‌ی ۱۰۰۰ الی ۱۰۰۰۰ مورد بررسی قرار گرفته است. لازم به ذکر است که ضریب انتقال حرارت محلی با استفاده از روش TLC^۲ در حالت گذرا برای کانال بدون

^۱Hwang *et al*

^۲Transient Liquid Crystal Imaging

چرخش اندازه گیری شده است و همچنین همانند بررسی های دیگر راندمان حرارتی و اصطکاک در این بررسی گزارش شده است.



شکل ۱۰-۱: شکل و آرایه های مختلف از دیمپل و برآمدگی [۲۴]

به طور کلی، افزایش انتقال حرارت در افزایش سطح حرارتی و افت فشار مربوط به قدرت پمپاژ اهمیت فراوانی دارد زیرا با افزایش افت فشار در کانال نرخ انتقال حرارت در کانال افزایش می یابد. برای مورد دیواره های دیمپل، ضریب عملکرد حرارتی بیشترین مقدار خود را در رینولدزهای پایین از خود نشان می دهد و در رینولدزهای بالای ۵۰۰۰ ضریب عملکرد حرارتی اختلاف زیادی برای موردهای دیواره ای تنها و دیواره ای پوشانده شده از دیمپل درون کانال ندارند زیرا افت فشار ایجاد شده بیشتر از انتقال حرارت بوده است. برای مورد دیواره با برآمدگی در حالتی که دو جه از دیواره را پوشانده باشد در رینولدز ۱۰۰۰ بیشترین عملکرد حرارتی را در مقایسه با موارد دیگر نشان می دهد؛ اما به طور کلی با افزایش عدد رینولدز، عملکرد حرارتی برای تمامی موارد بررسی شد کاهش می یابد که در رینولدزهای

بالا مثلاً ۱۰۰۰۰ عملکرد حرارتی حاصل از دو دیواره برآمدگی در کانال کمترین ارزش را دارد و برای دو وجه از دیواره که توسط دیمپل پوشانده شده بیشترین ارزش و عملکرد حرارتی مشاهده شود. تاکنون بیشتر مطالعات انجام شده با مدل‌های توربولانسی RANS مورد تحلیل قرار گرفته شده‌اند اما در این مطالعه عددی که توسط مدل توربولانسی شبیه سازی ادی‌های بزرگ (LES)^۱ که پیش‌بینی دقیق‌تری از انتقال حرارت و ساختار جریان اما با هزینه محاسباتی بیشتر که ارزش استفاده از این مدل را دارد ارائه می‌دهد. این مطالعه توسط تفتی و ایلین [۲۵] برای جریان و انتقال حرارت در کانال بدون چرخش با دیواره‌های دیمپل و برآمدگی که در وجه مقابل هم قرار گرفته‌اند. این شبیه‌سازی در سه عدد رینولدز مختلف، ۲۲۰، محدوده‌ی آرام، ۹۴۰ توربولانس ضعیف و ۹۳۰۰ کاملاً توربولانس با فرض توسعه یافتگی توربولانس و شرایط دمایی مورد بررسی قرار گرفته است. برخلاف انتظارات سطوح دیمپل از سطح برآمدگی در تمامی محدوده رینولدزهای مورد بررسی افت فشار و درصد بیشتری از ضریب اصطکاک را نشان داده است که نرخ ضریب اصطکاک در کانال در محدوده رینولدز مورد بررسی بین ۱٫۶۷ الی ۶٫۳۷ بوده است. تأثیر نیروی کوریولیس بر روی ساختار جریان و انتقال حرارت در کانال با دیمپل‌های روبه روی هم که در حال چرخش با سرعت زاویه‌ای ثابت هستند توسط تفتی و ایلین [۲۶] با مطالعه‌ی عددی و همچنین مدل شبیه سازی ادی‌های بزرگ (LES) برای تحلیل جریان در عمق‌های مختلف دیمپل (۰٫۲ و ۰٫۳) استفاده شده است. محدوده‌ی عدد چرخش (معکوس عدد بی‌بعد روزبی)^۲ در این مطالعه بین ۰ الی ۰٫۷ است؛ که این محدوده بر حسب سرعت متوسط و ارتفاع کانال تعریف شده است. به‌طور خلاصه می‌توان گفت که جریان توربولانس در نزدیکی لبه بالادست دیمپل‌ها بی‌ثبات و ناپایدار و در نزدیکی لبه پایین دست دیمپل‌ها حالت پایدارتر دارند که این عامل یعنی شدت اختلاط در توربولانس که ناشی از نیروی کوریولیس است باعث افزایش سطح تقویت انتقال حرارت در قسمت پایین دیمپل‌ها می‌شود. در رابطه با تأثیر عمق در کانال‌ها می‌توان به

^۱Large Eddy Simulation

^۲Elyan & Tafti

^۳Inverse Rossby Number or Rotation Number

مطالعات لیگرانی و همکارانش [۲۷] پرداخت که در این مطالعه که تأثیر عمق دیمپل در رابطه با افزایش انتقال حرارت در دیمپل ها با قطر یکسان اما عمق متفاوت پرداخته شد و دیده شده که با افزایش عمق دیمپل در یک رینولدز مشخص و ثابت در کانال بدون چرخش تقویت انتقال حرارت بیشتری را نیز شاهد هستیم. شرط مرزی حرارتی دیواره‌های دیمپل شار ثابت و شرط مرزی عدم لغزش برای جریان و جریان سیال و پروفیل دما به صورت کاملاً توسعه یافته در دو حالت مختلف (با دو عمق) فرض شده است و ماخ سیال ما کمتر است ۰,۳ است و برای حل و تحلیل با مدل LES از آنالیز جریان تراکم ناپذیر استفاده می شود. در بررسی‌های انجام شده توسط راءو و همکارانش^۲ که برای به دست آوردن توزیع ضریب افت فشار در دیمپل ها، بر روی کانال مستطیلی بدون چرخش با عرض ۲۰ و طول ۱۵۲ میلی متر (نسبت ابعادی ۰,۱۳۳) و با قطر هیدرولیکی ۳۵,۴ و طول توسعه یافتگی ۴۹۵,۶ میلی متر در کانال توسط آرایه‌ی غیرخطی‌ای^۴ از دیمپل بر روی یک وجه از کانال پوشانده شده صورت گرفته است. این بررسی در سه عدد رینولدز ۸۲۰۰، ۳۶۷۰۰ و ۵۰۵۰۰ توسط ۲۱ حسگر فشار^۵ در داخل دیمپل ها انجام شده است. در مقایسه مشاهده می شود که ضریب فشار در نزدیکی ناحیه‌ی لبه‌ی عقبی دیمپل خیلی بیشتر از لبه‌ی جلویی دیمپل است. به طور کلی وقتی جریان از روی دیمپل مورد نظر عبور می کند به خاطر اثر اینرسی که منجر به پایین آمدن ناحیه فشار می شود. در نزدیکی ناحیه جلویی دیمپل، و در ادامه در حالی که اثر مکش در داخل دیمپل و تمایل جریان به پایین دست سطح دیمپل و به وجود آمدن ناحیه ضربه در لبه‌ی عقب دیمپل باعث بالا بردن ناحیه فشار و در نتیجه بالا رفتن ضریب فشار می شود. با افزایش عدد رینولدز این اختلاف در توزیع ضریب فشار در داخل دیمپل افزایش می یابد؛ و همچنین ناحیه ضریب فشار منفی با افزایش

^۱Ligrani et al

^۲Rao et al

^۳Aspect Ratio

^۴Staggered

^۵Pressure Tap

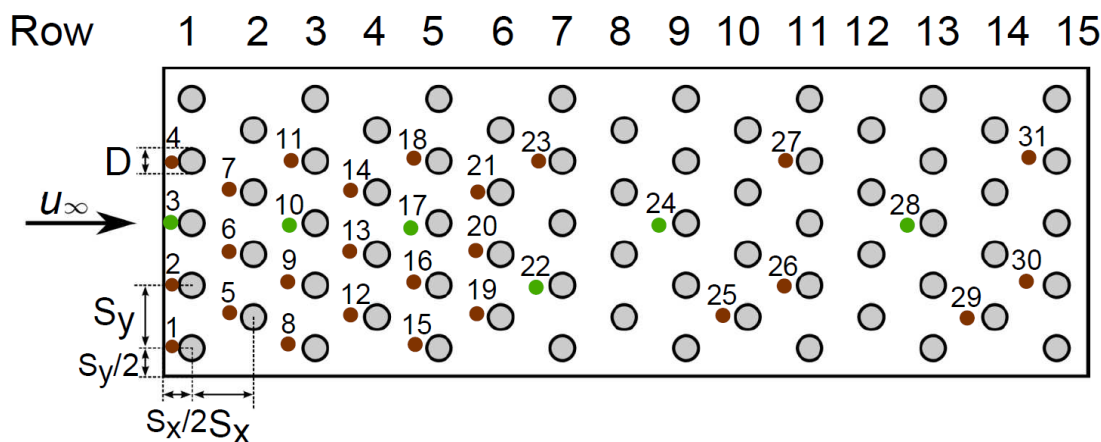
^۶Impinge Region

رینولدز در سطح دیمپل افزایش می‌یابد. اما این اختلاف در ضریب فشار در دیمپل به دلیل اختلاف مومنتوم است؛ که این اختلاف مومنتوم جریان هوا در دیمپل در اعداد رینولدز بزرگ‌تر بیشتر از اعداد رینولدز پایین‌تر است. و جریان با مومنتوم زیاد ناحیه‌ی جدایش بیشتری را ایجاد می‌کند که باعث به وجود آمدن ناحیه‌ی فشار منفی بزرگ‌تری در دیمپل می‌شود. در مقابل ناحیه فشار بالا تغییر چندانی نمی‌کند و این اختلاف در رینولدزهای مختلف ناچیز و اندک است. سیو و همکاران [۲۸] تأثیر آرایش‌های مختلف پین‌ها در انتقال حرارت و افت فشار در یک کانال محدود را بررسی کرده‌اند. این تحقیق یک بررسی تجربی دقیق از یک کانال محدود مستطیلی را توصیف می‌کند که می‌تواند برای ایرفویل توربین گاز استفاده شود. کانال دارای ابعاد $63,5$ میلی‌متر به اندازه $12,7$ میلی‌متر است که مربوط به نسبت ابعادی $5 : 1$ می‌باشد. قطر پین (D) برابر $12,7$ میلی‌متر است و نسبت قطر پین به قطر H / D برابر با 1 است. فاصله بین پین‌ها در هر دو جهت عرضی جریان و جهت جریان متفاوت است تا دو آرایش خطی و دو آرایش متناوب موجود باشد. عدد رینولدز، بر اساس قطر هیدرولیکی پین و متوسط سرعت توده سیال، بین 6000 تا 15000 است. این آزمایش‌ها از یک روش ترکیبی و بر اساس تصویربرداری کریستال مایع گذرا برای به دست آوردن توزیع ضریب انتقال حرارت محلی بر روی تمام سطوح شرکت کننده، از جمله دیواره پایینی و تمام عناصر پین استفاده می‌کند. انتقال گرما در دیواره پایینی و پین‌ها نشان دهنده طرح مشابه در مقایسه با آرایش پین معمولی است که در عدد رینولدز بیشتر انجام شده است. افزایش انتقال حرارت کل جریان آرام پین‌های فعلی تقریباً چهار برابر بیشتر از کانال صاف کاملاً توسعه یافته با افت فشار کم است که منجر به بازده حرارتی بسیار بیشتر است. آکستمن و همکاران [۲۹] با استفاده از تکنیک اندازه‌گیری گذرا انتقال حرارت در یک کانال خنک کننده با پین‌ها را مطالعه کرده‌اند. آزمایش‌ها در یک آرایش پین‌ها متشکل از 15 ردیف انجام می‌شود. در شکل ۱-۱۱ ترتیب آرایش پین‌ها، ابزار و ترموکوپل‌ها نمایش داده شده است. اندازه‌گیری

¹Siw et al

²Axtmann et al

انتقال حرارت در کانال خنک‌کننده پین‌دار با استفاده از روش کریستال مایع گذرا انجام می‌شود. دمای مرجع تقریباً توسط دمای توده مایع تقریب زده می‌شود که توسط ترموکوپل‌ها در موقعیت‌های خاص بدست می‌آید. اینرسی حرارتی ترموکوپل‌های مورد استفاده در نظر گرفته شده‌است. یکی دیگر از مشکلاتی که هنگام استفاده از ترموکوپل‌های نسبتاً بلند در کانال‌های نسبتاً کوتاه رخ می‌دهد، هدایت گرما در امتداد سیم است که به اصطلاح اثر ساقه نامیده می‌شود. این می‌تواند منجر به اندازه‌گیری‌های نامناسب دما شود. تأثیر طول غوطه‌وری درجه حرارت بر اندازه‌گیری دما مورد بررسی قرار گرفته‌است. یک ارزیابی دقیق از فضا و زمانی که توزیع درجه حرارت متفاوت باشد، برای دمای مرجع مناسب انجام می‌شود. این مقاله از خلاصه‌ای از نحوه آزمایش و از روش اندازه‌گیری گذرا استفاده می‌کند. نتایج به دست آمده از نظر توزیع دما، توزیع انتقال گرما و عدد ناسلت متوسط در دیوار پایینی نشان داده شده‌است.



شکل ۱۱-۰۱: ترتیب آرایش پین‌ها، ابزار و ترموکوپل‌ها در مطالعه آکستمن و همکارانش [۲۹]

لیائو و همکاران [۳۰] یک مطالعه عددی ویژگی‌های جریان و انتقال حرارت پین‌های خطی در یک

^۱Immersion length

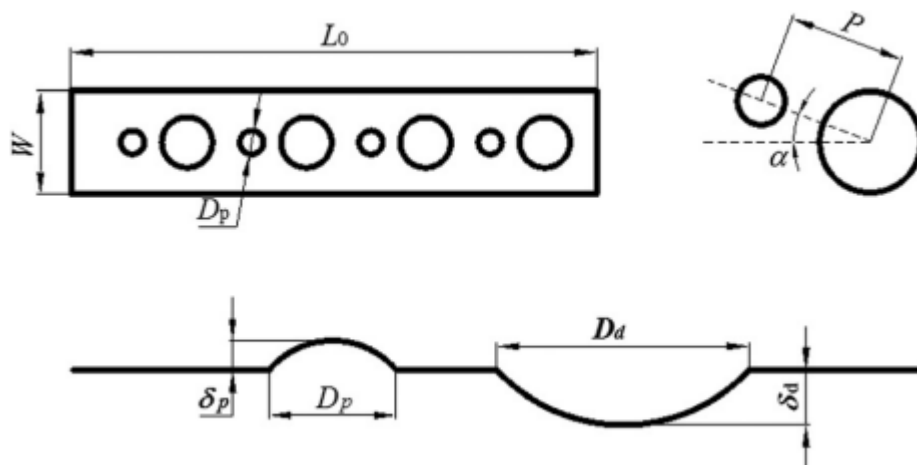
^۲Liao et al

کانال گوه با سه نوع خنک کننده شامل هوا، بخار و بخار-مه ارائه شده است. معادلات نایپر استوکس رینولدز متوسط^۱، همراه با مدل آشفته انتقال تنش برشی (SST)، حل می‌شوند. برای تعیین اثر پارامتر جریان بر افت فشار و انتقال حرارت، عدد رینولدز (Re) از ۱۰۰۰۰، ۲۰۰۰۰، ۳۰۰۰۰، ۴۰۰۰۰ و ۵۰۰۰۰ بررسی می‌شود. تغییرات عدد ناسلت متوسط با تغییر در عدد رینولدز در ناحیه پایینی و پین-فین، به دست آمده و با داده‌های تجربی مقایسه شده است. عدد ناسلت متوسط روی دیوار پایینی برای خنک کاری با بخار با افزایش عدد رینولدز زیاد می‌شود. مورد بخار-مه به عنوان خنک کننده نشان می‌دهد که اعداد ناسلت به طور میانگین در محدوده ردیف اول ابتدا افزایش می‌یابد و سپس با بیشتر شدن عدد رینولدز، کاهش می‌یابد و به حداکثر خود در $Re = 40000$ می‌رسد. به طور قطعی، در مقایسه با خنک کننده‌های هوا و بخار، خنک کننده بخار-مه، یک ضریب اصطکاک پایین‌تر و یک بازده بالاتر را نشان می‌دهد که به طور قابل توجهی افزایش انتقال حرارت پین‌های توزیع شده در مجرای گوه‌ای شکل را بدنبال دارد. در بررسی عددی ساختار جریان و انتقال حرارت کانال تک پاسه با آرایش دیمپل و برآمدگی توسط یانگه‌وی جی و همکارانش^[۳۱] با استفاده از سه مدل توربولانسی دو معادله‌ای دیده شد که نتایج عددی حاصل از مدل توربولانسی $k-\epsilon$ Realizable مطابقت مناسبی با داده‌های آزمایشگاهی دارد. به طور کلی ساختار دیمپل در تقویت انتقال حرارت کانال‌های خنک کننده به علت مزیت افت فشار کمتر موثر واقع شده است. پیامد استفاده از برآمدگی کوچکتر از دیمپل در جریان بالادستی دیمپل‌ها موجب تشدید انتقال حرارت، بدون افت فشار اضافی و محسوس می‌شود. در این مطالعه سه گروه از آرایش مختلف دیمپل و برآمدگی نسبت به یکدیگر با حالت دیمپل به صورت تکی در کانال تک پاسه مورد بررسی قرار گرفته است. شکل ۱-۱۲ جزئیات و آرایش دیمپل و برآمدگی در کانال تک پاسه را نمایش داده است تغییر گام، قطر و زاویه‌ی محل قرارگیری دیمپل و برآمدگی در محدوده رینولدز ۱۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ از موارد بررسی شده می‌باشد. لذا نتایج نشان می‌

^۱The Reynolds-averaged Navier-Stokes

^۲Yonghui Xie *et al*

دهد که کانال با قطر دیمپل بزرگتر یعنی ۳۰ و ۴۰ میلی‌متر و فاصله گام کمتر نسبت به برآمدگی متناظرش بیشترین تقویت انتقال حرارت را دربردارد که میزان نسبت ناسلت به ناسلت کانال صاف در حدود ۲٫۲ می‌باشد. افت فشار ناشی از برآمدگی بسیار ناچیز می‌باشد. بنابراین میزان افت فشار در موارد بررسی شده بین ۲ الی ۱۲ درصد نسبت به حالت کانال با آرایش دیمپل است. نسبت ضریب افت فشار نسبت به کانال صاف در حدود ۲٫۱ می‌باشد. این میزان نسبت افت فشار بسیار پایین‌تر از کانال‌های ریب‌دار رایج می‌باشد. بنابراین کانال با آرایش دیمپل و برآمدگی به عنوان یک پیشنهاد جایگزین به جای استفاده از پین‌فین و ریب می‌باشد و بهینه سازی شکل دیمپل و ترکیب آن‌ها با دیگر مکانیزم‌های افزایش دهنده ی انتقال حرارت موجب افزایش راندمان کلی حرارتی می‌شود.



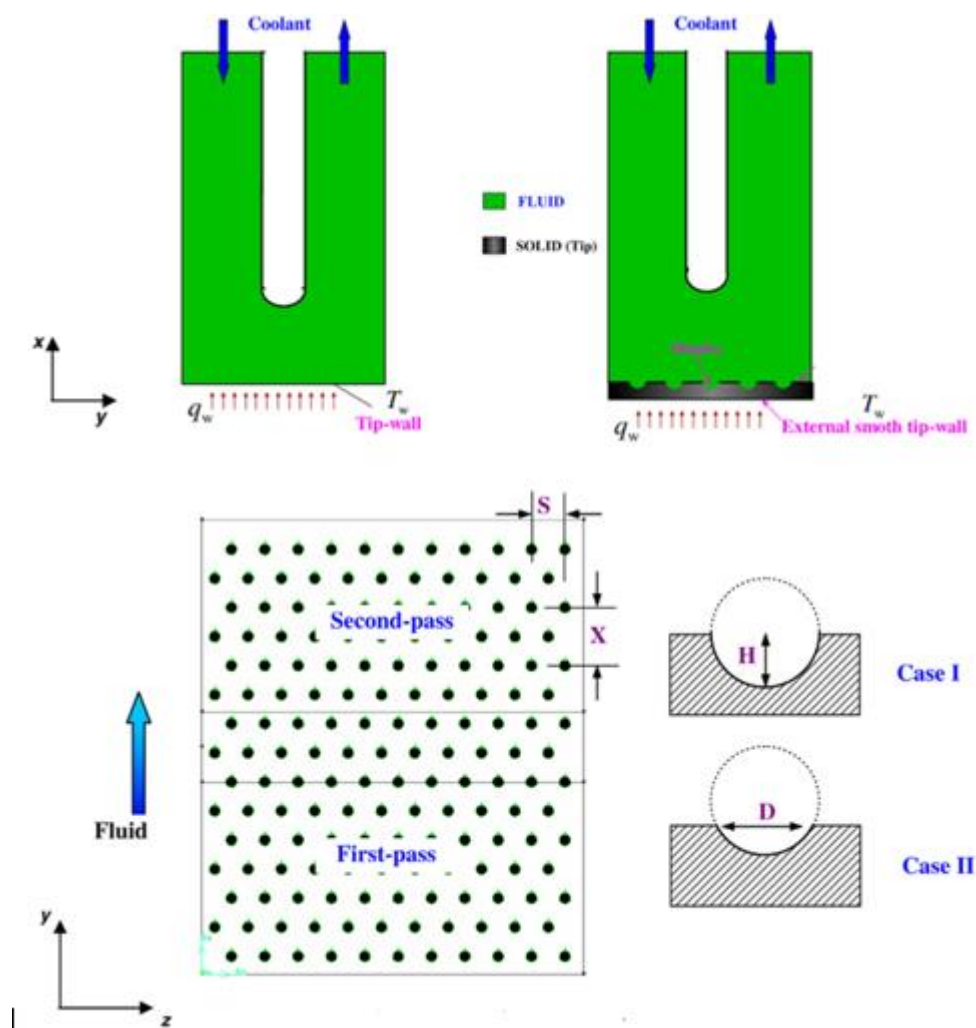
شکل ۱۲-۰۱: توصیف جزئیات آرایش و ترکیب دیمپل و برآمدگی در کانال تک پاسه [۳۱]

بارگذاری حرارتی بالا بر روی ناحیه سطح بالایی پره منجر به خوردگی در دمای بالا و آسیب شدید ساختاری پره خواهد شد. به همین منظور مطالعه ویژه‌ای جهت خنک‌کاری این ناحیه صورت گرفته است. در مطالعه‌ی عددی حاصل شده توسط سادن و همکارانش [۳۲] تقویت انتقال حرارت در یک کانال رفت و برگشتی مستطیلی با نسبت طول به عرض ۱۲ به ۲ که در قسمت بالای پره توسط آرایه‌ی

^۱Suden et al

^۲Aspect Ratio

غیرخطی از دیمپل‌های کروی همانند شکل ۱-۱۳ پو شونده شده است که در بازه رینولدز ۱۰۰۰۰۰ الی ۶۰۰۰۰۰ مورد محاسبه و شبیه سازی قرار گرفت. این بررسی در دو عمق دیمپل مختلف انجام شده است که در مورد اول نسبت عمق به قطر دیمپل برابر ۰,۵ و سطح ترشوندگی آن به نسبت سطح صاف در حدود ۱,۰۹۲ است و در حالت دوم نسبت عمق به قطر برابر ۰,۲۵ و سطح ترشوندگی آن به نسبت سطح صاف برابر ۱,۰۱۶ است؛ اما قطر دیمپل ها یکسان و برابر ۴,۰۶۴ میلی متر است.



شکل ۱-۱۳: کانال مورد بررسی توسط سادن و همکارانش [۳۲]

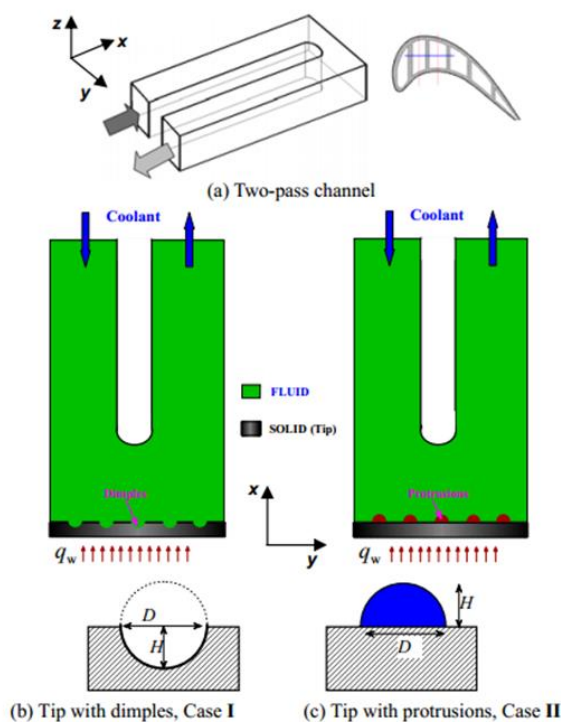
نتایج نشان می‌دهد، دیمپل‌ها جریان گردابه‌ای را به سمت دیواره‌ی بالایی کانال می‌رانند و در نتیجه باعث بهبود اختلاط توربولانس نزدیک سیال سرد و گرم در نزدیکی بالایی کانال می‌شوند و همچنین دیمپل‌ها وسیله‌هایی بسیار مؤثر در تقویت انتقال حرارت برای دیواره‌ی بالایی سر پره در توربین‌های گازی است که علتش چرخش تحریک کننده ضربه^۱ و تأثیر تحریک کننده دیمپل بر ترم ادوکشن^۲ در معادله ناویر استوکس است. در مقایسه با قسمت صاف پره، انتقال حرارت در کانالی که قسمت بالایی آن با دیمپل پوشانده شده، در حدود دو برابر افزایش داشته است که این افزایش همراه با بهای افت فشار کم در حدود ۵ درصد است و کاهش عمق دیمپل منجر به کاهش شدید انتقال حرارت در اعداد رینولدز پایین می‌شود. در این بررسی که عملکرد سه کانال مورد ارزشیابی قرار گرفته است. دیده می‌شود کانال با سربالایی پوشیده شده از آرایه‌ی غیر خطی از دیمپل که با عمق کمتری است دارای نسبت افت فشار و ضریب اصطکاک کمتری نسبت به کانال با دیمپل عمیق تر است اما نسبت ناسلت آن‌ها تقریباً برابر است اما با افزایش رینولدز، نسبت ناسلت در کانال با سر دیمپل عمیق تر بیشتر خواهد شد. کانالی که سر داخلی پره آن صاف است کمترین افت فشار و کمترین نسبت ناسلت را دارد؛ اما از نظر راندمان حرارتی با افزایش عدد رینولدز دیمپل با عمق کمتر شرایط بهتری دارد. این در حالی است که افت فشار در هر سه کانال تقریباً باهم برابر است. در مطالعه عددی دیگر که توسط سادن و همکارانش بر روی قسمت بالایی پره انجام شد. آنان علاوه بر دیمپل از برآمدگی^۳ نیز استفاده کردند. همانند بررسی اول که صورت گرفت سه کانال مورد بررسی قرار گرفت. کانالی که قسمت داخلی سر آن صاف (بدون زبری)، کانال با قسمت داخلی سر پره دیمپل دار و کانال با قسمت داخلی سر پره با برآمدگی که به صورت آرایه‌ی غیرخطی سطح بالایی کانال را پوشانده است. این بررسی که تحت برابر بودن عمق دیمپل با ارتفاع برآمدگی انجام شد مطابق شکل ۱-۱۴ دیده شد که بین سه کانال بررسی شده، کانال با دیمپل و برآمدگی از نظر افت فشار و انتقال حرارت و راندمان حرارتی

^۱Turn- Induced Impingement

^۲Dimple- Induced Advection

^۳Protrusions

شرایط یکسانی دارد.



شکل ۱۴-۰۱: طرحی از مدل‌های بررسی شده توسط سادن و همکاران [۳۳]

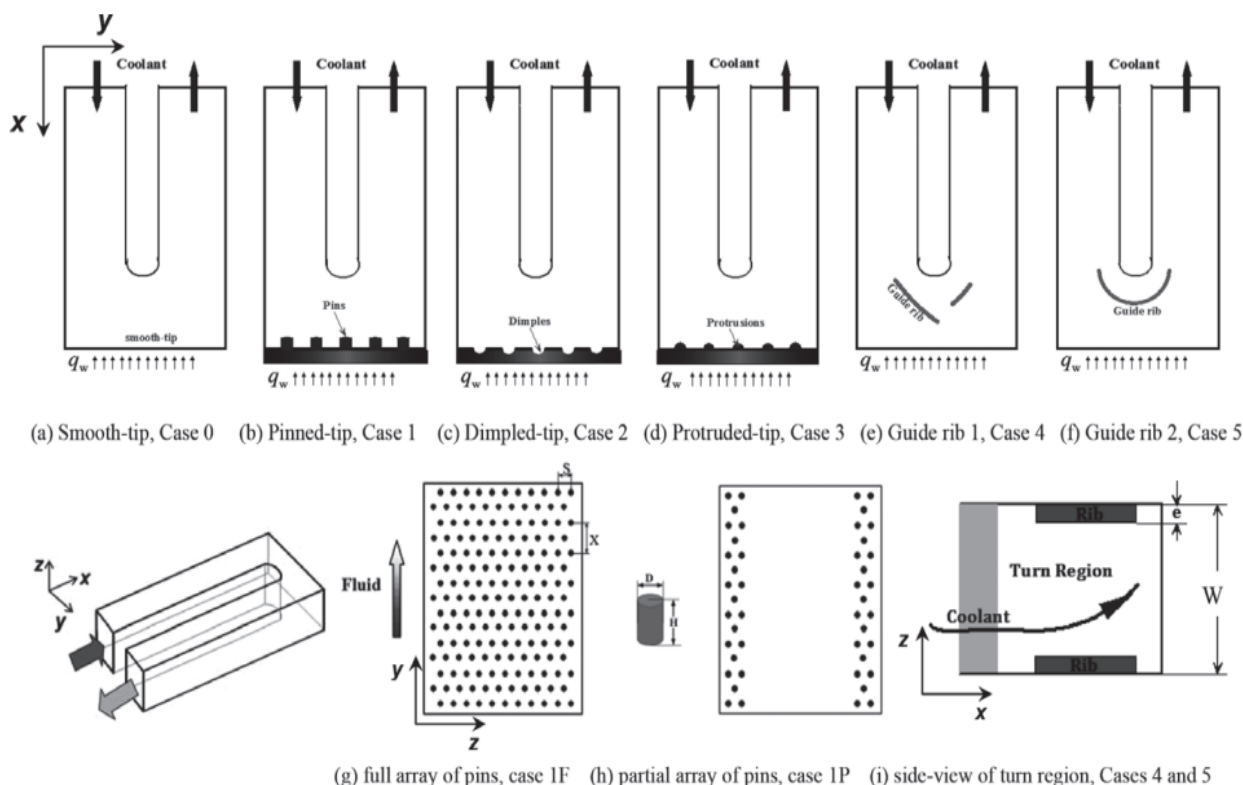
در هر دو بررسی که توسط سادن و همکارانش انجام شد کانال بدون چرخش و با استفاده از مدل توربولانسی $k - \varepsilon$ انجام شده است. با مقایسه عملکرد کانال‌های مستقیم تک پاسه با دیمپل و برآمدگی نشان داده شده است که کانال‌های دو پاس دارای عملکرد بهتر، به‌ویژه در اعداد رینولدز کم از خود نشان می‌دهند به‌ویژه که کانال دو پاس باعث بهبود خنک کاری در قسمت سر پره می‌شود. در مطالعه جامع در ارتباط با مکانیزم‌های افزایش دهنده انتقال حرارت، ناحیه‌ی بالایی سر پره توسط سادن و همکارانش [۳۴] به صورت عددی با مطالعه و انتخاب مدل توربولانسی مناسب، کانال دو پاسه با خم متصل کننده ۱۸۰ درجه مطابق شکل ۱-۱۵ مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج عمده حاصل از این پژوهش به شرح زیر می‌باشد.

۱- بوسیله افزودن دیمپل، برآمدگی و پین فین بر روی سطح داخلی ناحیه بالایی سر پره، انتقال حرارت می‌تواند در حدود ۲ الی ۳ برابر افزایش و افت فشار در حدود ۱۰ درصد بیشتر خواهد شد. شدت تقویت انتقال حرارت بر روی سطوح پو شونده از دیمپل، برآمدگی و پین فین به آرایش و شکل آن‌ها وابسته می‌باشد.

۲- استفاده از این تقویت کننده‌ها، انتقال حرارت را در نواحی دیواره‌های کناری گذرگاه دوم افزایش می‌دهد.

۳- در صورتی که وزن پره‌ها طی طراحی مکانیکی در حد قابل ثبوتی باشد. پین‌ها مکانیزم برتری برای افزایش و تقویت انتقال حرارت نسبت به دیگر وسایل در ناحیه سر پره هستند.

۴- حضور ریب‌های هدایت کننده جریان در صورتی که مکان مناسبی نصب شوند باعث افزایش انتقال حرارت و کاهش افت فشار در این ناحیه می‌شوند.



شکل ۱۵-۰۱: شکل کانال‌های مورد ارزیابی با انواع مکانیزم‌های تقویت انتقال حرارت [۳۴]

بانکر^۱ [۳۵] در پژوهش آزمایشگاهی به منظور تقویت انتقال حرارت و دفع بارحرارتی وارده بر نوک پره‌های توربین‌گازی به مطالعه‌ی قراردادن آرایه‌ی گسسته و غیر خطی از پین‌فین‌ها بر روی سطح بالایی در داخل بالای خم کانال خنک‌کننده پرداخته است. با توجه به ماهیت جریان در حال چرخش در خم ۱۸۰ درجه متصل‌کننده دو گذرگاه مدار خنک‌کاری، مکانیزم تقویت‌کننده و هندسه‌ی طراحی شده به گونه‌ای باید باشد که بر هم کنش جریان باعث بهبود انتقال حرارت شود. جریان سیال و قدرت جریان گردابه‌های ثانویه در یک مقیاس بزرگ با استفاده از روش ترموگرافی کریستال مایع جزئیات توزیع حرارتی صفحه‌ی بالایی پره (نوک پره) بدست آمده است. در این مطالعه محدوده‌ی رینولدز ورودی بین ۲۰۰۰۰ تا ۴۵۰۰۰۰ متغیر است. در این مطالعه نسبت ابعادی ۱ به ۲ و فاصله صفحه ناحیه‌ی بالایی تا خم داخلی مدار خنک‌کننده برابر قطر هیدرولیکی گذرگاه می‌باشد. بانکر در مطالعه‌ی آزمایشگاهی به بررسی تقویت انتقال حرارت در ناحیه‌ی بالایی پره (سطح بالایی کانال خنک‌کننده داخلی) توسط قراردادن آرایه‌ی گسسته‌ای از پین‌فین‌های استوانه‌ای رایج پرداخته است. هدف اصلی این مطالعه نشان دادن روشی اساسی که باعث افزایش انتقال حرارت خنک‌کاری داخلی در ناحیه‌ی بالایی (نوک پره) توربین‌گازی می‌باشد. با توجه به ماهیت جریان چرخشی در خم ۱۸۰ درجه متصل‌کننده دو گذرگاه به گونه‌ای باید باشد که برهم کنش جریان باعث بهبود انتقال حرارت شود. با استفاده از روش ترموگرافی کریستال مایع جزئیات توزیع حرارتی از صفحه‌ی بالایی خم کانال خنک‌کننده (نوک پره) در یک مدل با مقیاس بزرگ بدست آمده است. این پژوهش بر روی پنج صفحه‌ی مختلف در ناحیه‌ی بالایی داخلی کانال پره مورد آزمایش قرار گرفته است که شامل صفحه‌ی صاف، دو صفحه با آرایه پین‌فین یکسان و ارتفاع متفاوت، یک آرایه‌ی پین‌فین با گام متفاوت و یک سری پین‌فین با آرایه یکسان اما عایق می‌باشد. به طور کلی دیده شده است که پین‌فین‌ها نسبت به سطح صاف در ناحیه‌ی بالایی پره در حدود ۲/۵ برابر باعث افزایش و تقویت انتقال حرارت شده است. این آرایه از پین‌فین‌ها باعث به وجود

^۱bunker

آمدن ترکیبی از جریان ضربه‌ای و جریان عرضی بر روی پین‌های روی سطح بالایی کانال می‌شود. اما این برهم کنش باعث خواهد شد که جریان‌ات ثانویه ناشی از خم تا حدی مختل شود که در غیر اینصورت ممکن است انتقال حرارت را روی سطح هدف کاهش دهد. ژی و همکارانش [۳۶] در مطالعه عددی به بررسی انتقال حرارت در ناحیه‌ی سطح بالایی پره توسط آرایه‌ای از پین‌ها بر روی کانال خنک‌کننده با نسبت ابعادی ۱ به ۲ پرداخته‌اند. محدوده‌ی رینولدز مورد بررسی بین ۱۰۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰۰ می‌باشد. طی این مطالعه جزئیات سه بعدی جریان و انتقال حرارت گزارش شده و عملکرد حرارتی کانال‌ها مورد ارزیابی قرار گرفته شده است. شکل ۱-۱۶ نمایش دهنده‌ی انواع کانال مورد بررسی در این مطالعه می‌باشد. نتایج حاصل از این تحقیق به شرح زیر می‌باشد.

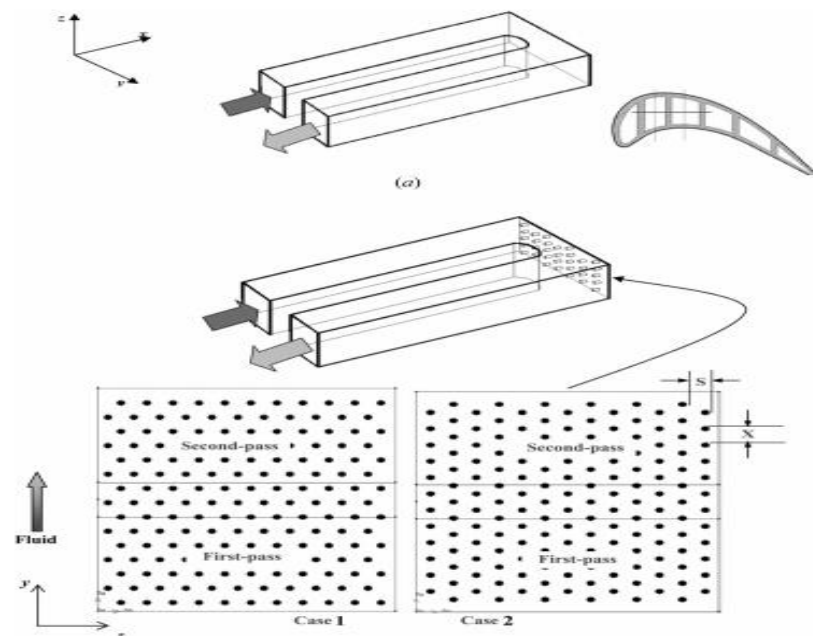
۱- پیشبینی عدد ناسلت به صورت کلی به وسیله مدل توربولانسی RNG- ϵ در ناحیه‌ی بالایی سطح صاف و بدون زبری پره‌ی توربین با نتایج آزمایشگاهی مطابقت خوبی دارد.

۲- پین‌ها به طور موثری برای تقویت جهت خنک‌کاری ناحیه بالایی پره محسوب می‌شود. علت این امر ترکیب جریان چرخشی ناشی از خم ۱۸۰ درجه، ضربه‌ی سیال به دیواره‌ی بالایی خم و جریان عرضی به وجود آمده بر روی آرایه‌های پین‌ها، گردابه‌های ایجاد شده را به سمت دیواره‌ی بالایی سوق می‌دهد که در نتیجه بهبود شدت توربولانس شدن را به همراه دارد و باعث اختلاط جریان گرم و سرد در نزدیکی ناحیه بالایی کانال خواهد شد.

۳- در مقایسه با ناحیه‌ی بدون زبری و مسطح در قسمت نوک پره، انتقال حرارت در حدود ۱/۸۴ برابر افزایش پیدا می‌کند که در این صورت افزایش ۳۵ درصدی افت فشار را به همراه دارد. باید خاطر نشان کرد که میزان شدت و تقویت انتقال حرارت به شکل و آرایش پین‌ها وابسته می‌باشد.

۴- خنک‌کاری ناحیه بالایی پره یا به اصطلاح نوک پره به وسیله آرایشی از پین‌ها عملکرد حرارتی

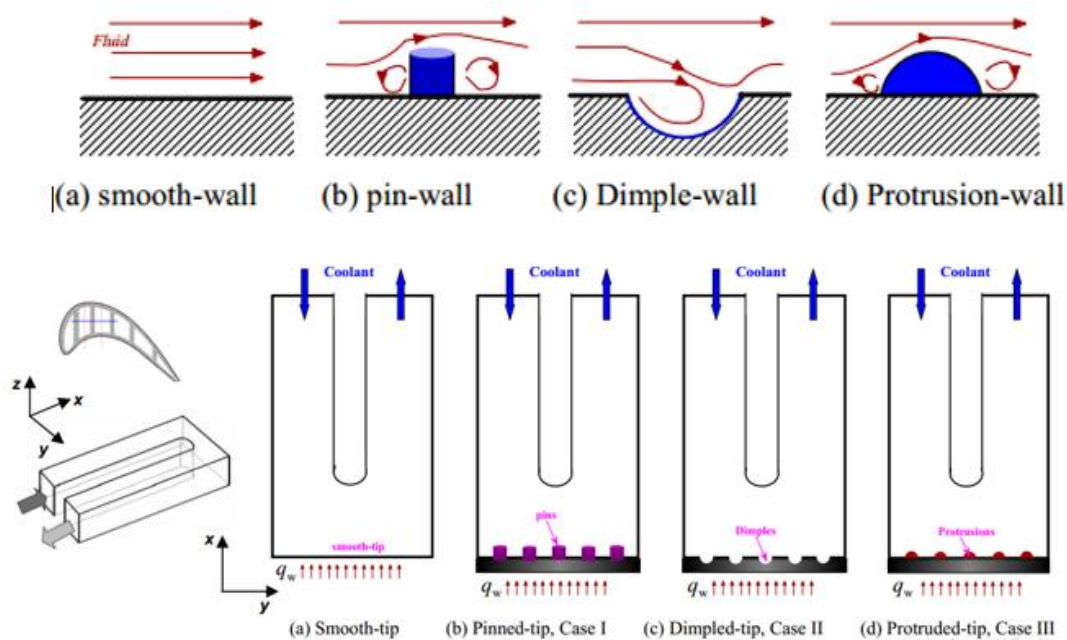
کلی موثر و خوبی را مهیا می‌کند و استفاده از این نوع مکانیزم موجب تقویت چشمگیر انتقال حرارت و افت فشار در کانال خواهد شد. به همین دلیل این نوع خنک‌کاری موثر و کارآمدتر خواهد بود.



شکل ۱۶-۰۱: طرح‌واره مدل‌های مورد شبیه‌سازی سه کانال مختلف [۳۶]

از آنجایی که پین‌فین، دیمپل و برآمدگی ابزارهای موثر جهت تقویت انتقال حرارت می‌باشند. در مطالعه عددی دیگری توسط ژی و همکارانش [۳۷] بر روی تقویت انتقال حرارت در سطح بالایی کانال یا نوک پره‌ی توربین به صورت مقایسه‌ای اثرات این افزاینده‌های حرارتی بر روی جریان و انتقال حرارت مورد بررسی قرار گرفته است. شکل ۱-۱۷ اشکال مختلف مکانیزم‌های مختلف خنک‌کاری را در کانال دو پاسه نشان می‌دهد. در این شبیه‌سازی چهار کانال دو پاسه با خم ۱۸۰ درجه که ناحیه‌ی بالایی آن‌ها را سطوح بدون زبری یا صاف و آرایه‌های غیر خطی از دیمپل، برآمدگی و پین‌فین با ارتفاع و گام مشخص پوشانده شده است را مورد ارزیابی و محاسبه قرار داده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که استفاده از پین‌فین در ناحیه‌ی بالایی حدود ۳ و برای اشکال دیمپل و برآمدگی در حدود ۲ برابر انتقال حرارت را به نسبت به

سطح صاف افزایش می‌دهد و افت فشار را در سرتاسر کانال حدود ۱۰ درصد افزایش می‌دهد. در بین این اشکال، پین‌فین بهترین عملکرد را جهت بهبود خنک‌کاری از خود نشان می‌دهد. با این حال با توجه به افزوده شدن تنش مکانیکی ناشی از پین‌فین و برآمدگی، بهره‌گیری از دیمپل در ناحیه‌ی داخلی بالایی کانال (سرپره) خصوصاً در محدوده رینولدز پایین مناسب‌تر خواهد بود. در این مطالعه شش مدل توربولانسی برای شبیه‌سازی جریان و انتقال حرارت مورد بررسی و ارزیابی قرار گرفت. از بین این مدل‌ها نتایج عددی حاصل شده با مدل توربولانسی خانواده کی اِپسیلون با نتایج آزمایشگاهی سازگاری مناسبی داشته است.

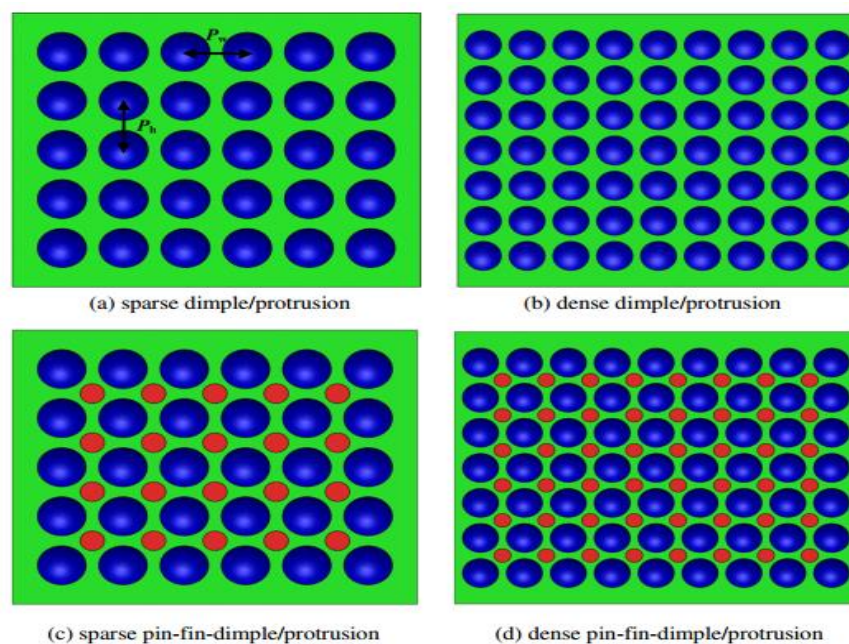


شکل ۱۷-۰۱: نمایش از مدل‌های عددی مورد بررسی در مطالعه مقایسه‌ای ژئی و همکارانش [۳۷]

پژوهش عددی و آزمایشگاهی یانگه‌ویژئی و همکارانش [۳۸] بر روی عملکرد انتقال حرارت و افت فشار ناحیه‌ی بالایی پره توسط ترکیبی از آرایه‌های مختلف از دیمپل، برآمدگی و پین‌فین با یکدیگر در کانال دو پاسه با خم متصل کننده ۱۸۰ درجه پرداخته است. شکل ۱-۱۸ نمایش دهنده الگو و آرایش ترکیب

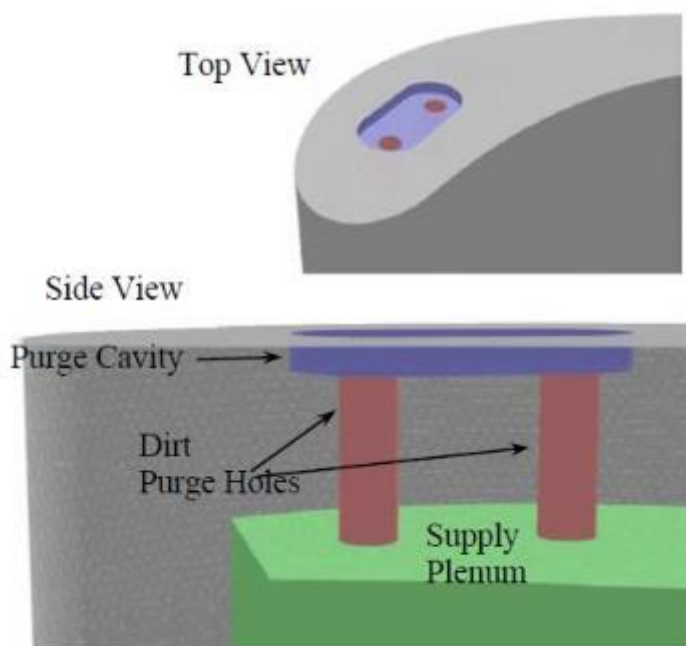
^۱Yonghui Xie *et al*

مکانیزم افزایش دهنده‌های حرارتی می‌باشد. این مطالعه چهار کانال مختلف شامل ترکیبی از آرایه‌ی غیر خطی دیمپل و برآمدگی در حالت کم و پرتراکم و همچنین ترکیب دیمپل، برآمدگی و پین‌فین در حالت کم و پرتراکم را مورد ارزیابی و نتایج آن را با کانال دارای سطح بالایی مسطح بانکر در محدوده‌ی رینولدز ۱۰۰۰۰ تا ۲۵۰۰۰ مقایسه کرده است. نتایج نشان می‌دهد که ناسلت متوسط سطح بالایی کانال با آرایش دیمپل، برآمدگی و پین‌فین نسبت به سطح صاف و بدون آشفته‌ساز در محدوده‌ی رینولدز مورد بررسی بین ۳۱/۲ تا ۱۲۷/۳ درصد افزایش و افت فشار نیز در حدود ۱۶/۲ درصد افزایش داشته است. در کل کانال با سطح بالایی پوشانده شده دیمپل، برآمدگی و کانال با آرایش ترکیبی هر سه مکانیزم خنک‌کننده در حالت تراکم کم یا زیاد، میزان افت فشار کم و تقویت انتقال حرارت قابل توجهی ایجاد می‌کند که نشان از کارآمدی مطلوب خنک‌کاری با این ساختار می‌باشد.



شکل ۱۸-۰۱: آرایش و ترکیب مکانیزم‌های مختلف دیمپل، برآمدگی و پین‌فین [۳۸]

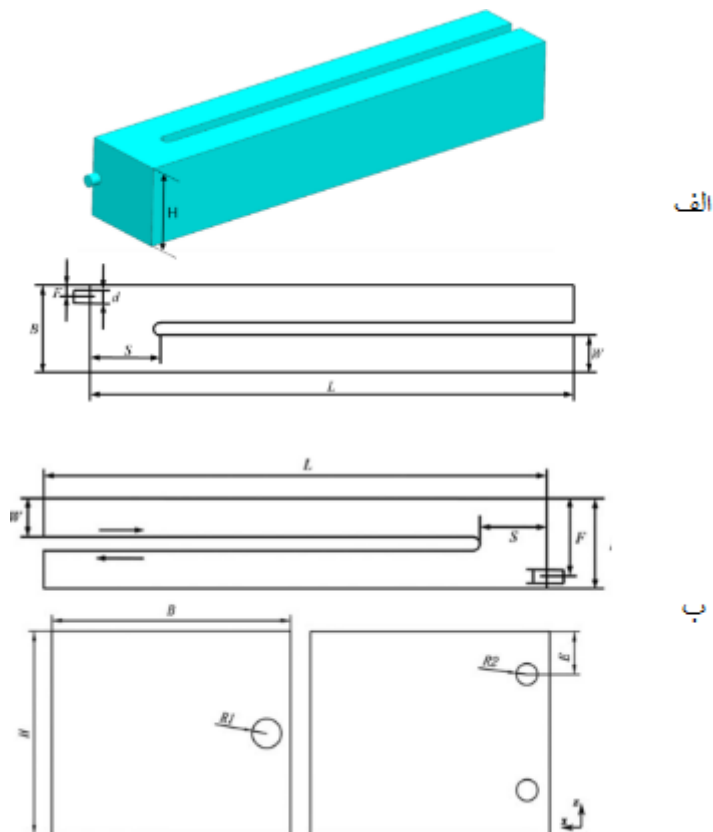
در مطالعه‌ی مشترک لو [۳۹] و همکارانش و زائو و همکارانش [۴۰]، یک روش کاهش تنش دمایی بر روی سطح بالایی پره‌ی توربین‌گازی، استفاده از سیال خنک‌کننده‌ای که از کمپرسور آمده و توسط سوراخ‌های مستقیم که در زیر سطح بالایی یا نوک پره تعبیه شده‌اند، برای هدف خنک‌کاری کارآمد، هوای خنک‌کننده خارج می‌شود. در این پژوهش‌ها که بر روی کانال خنک‌کننده‌ی دو پاسه با خم اتصال دهنده ۱۸۰ درجه با سوراخ‌های خروجی در ناحیه‌ی بالایی، اثر چیدمان این سوراخ‌ها و اختلاف نرخ جریان جرمی خنک‌کننده بر روی ساختار جریان و انتقال حرارت در محدوده رینولدز ۱۰۰۰۰۰ تا ۴۴۰۰۰۰ به صورت عددی مورد ارزیابی و شبیه‌سازی قرار گرفته است. شکل ۱-۱۹ نشان دهنده سوراخ‌های خنک‌کننده در سطح بالایی پره توربین می‌باشد. شکل ۱-۲۰ کانال‌های مورد مطالعه عددی را به تصویر کشیده است.



شکل ۱-۱۹: سوراخ‌های خروجی هوای خنک‌کننده در ناحیه بالایی پره توربین [۴۰]

^۱L. Luo et al

^۲Z. Zhao et al



شکل ۲۰-۱: نمایش مدل‌های شبیه‌سازی شده کانال‌های دو پاسه خنک‌کاری داخلی که در ناحیه بالایی پره سوراخ‌های خروجی تعبیه شده است. الف: کانال پژوهش زائو و همکارانش [۴۰]. ب: کانال پژوهش لو و همکارانش [۳۹] جریان خروجی توسط سوراخ‌های تعبیه شده در سطح بالایی کانال باعث خواهد شد که جفت گردابه‌ها به جریان در نزدیکی دیواره بالایی نزدیک شده و اختلاط جریان بیشتر شود و اثر برشی ناشی از جفت گردابه‌ها در نزدیکی دیواره‌ی هدف افزایش می‌یابد. این عوامل باعث افزایش انتقال حرارت خواهند شد. شبیه‌سازی انجام شده برای پنج نسبت نرخ جریان گرمی گذری از سوراخ‌های بالایی به نرخ جریان گرمی ورودی (M) به کانال دو پاسه خنک‌کاری داخلی صورت پذیرفته است. نتایج حاصل از این پژوهش به شرح زیر است.

۱- در ناحیه خم U شکل با سطح صاف روی دیواره بالایی پره جریان ضربه‌ای ناشی از گذرگاه اول باعث ضربه‌ی جریان به سطح بالایی خواهد شد و گردابه‌های چرخشی در نواحی گوشه‌ها تشکیل می‌شود. این گردابه‌ها از سمت جریان اصلی به دیواره‌های کناری منتقل می‌شوند. برهم کنش بین گردابه‌های

چرخشی و گرادیان فشاری دیواره‌های کناری باعث به وجود آوردن جفت گردابه‌هایی می‌شود که این جفت گردابه‌ها موجب عمل برشی بیشتر در نزدیکی دیواره و افزایش انتقال حرارت خواهد شد.

۲- عملکرد انتقال حرارت محلی و افت فشار با افزایش نسبت نرخ جریان جرمی در تمام رینولدزهای مورد بررسی، افزایش داشته است

۳- برای حالت نسبت نرخ جریان جرمی $5/8$ درصد بهترین عملکرد حرارتی را از خود نشان داده است. در حدود $12/5$ درصد به نسبت به سایر نسبت جریان جرمی مورد در پژوهش‌ها افزایش داشته است.

۹-۱ معرفی تحقیق حاضر و نوآوری

همانطور که قبلاً گفته شد جهت بهبود عملکرد توربین‌گاز، دمای کاری به طور مداوم در حال افزایش می‌باشد که دربردارنده‌ی تنش حرارتی و در نهایت باعث از بین رفتن پره توربین می‌شود. لذا روش‌های خنک‌کاری باعث کارکرد ایمن و طولانی مدت آن‌ها خواهد شد. روش خنک‌کاری نیز باید به گونه‌ای باشد که تمام نواحی پره را شامل و جلوگیری از نقاط داغ در سطح پره شود. لذا با بهره‌گیری از مدل آزمایشگاهی بانکر، در این پژوهش به شبیه‌سازی جریان و انتقال حرارت کانال دو گذرگاه با خم 180° درجه پرداخته‌ایم. تمرکز این مطالعه بر روی میزان انتقال حرارت و افت فشار سطح بالایی پره (نوک) که بیشترین بار حرارتی را به دلیل جریان نشتی قسمت فشاری به مکشی دارد، بوده است. به همین منظور سطح بالایی پره یا سطح بالایی کانال خنک‌کاری داخلی دو پاسه را با استفاده ترکیبی از آرایش غیرخطی دیمپل، برآمدگی و پین‌فین به عنوان افزایش‌دهنده‌های میزان انتقال حرارت پوشاندیم. جهت نوآوری طرح پژوهشی، در این ناحیه سه آرایش مختلف غیر خطی را جهت مدلسازی ثابت و چرخان پره‌های توربین‌گازی مورد بررسی قرار دادیم. دیمپل - برآمدگی، پین‌فین - برآمدگی و دیمپل - پین‌فین از جمله این آرایش‌ها می‌باشند. بنا به مطالعات قبلی، ابعاد این افزایش‌دهنده‌های حرارتی به گونه‌ای انتخاب شده که بیشترین عملکرد حرارتی را داشته است. در پایان بهترین آرایش از نظر ضریب عملکرد کلی حرارتی در محدوده‌ی رینولدز مورد بررسی برای پره‌های ثابت و چرخان معرفی شده است.

۱۰-۱ مروری بر فصل‌های پایان‌نامه

در فصل اول به بیان انواع روش‌های مختلف خنک‌کاری توربین‌گاز و پیشینه تحقیقی که در راستای مطالعه‌ی پژوهش حاضر باشد، پرداختیم.

در فصل دوم ضمن معرفی معادلات حاکم بر جریان سیال و انتقال حرارت، معادلات جریان توربولانس، معادلات حالت رفتار دیواره و همچنین روابط موردنیاز برای محاسبه‌ی میزان ناسلت و ضریب اصطکاک به‌عنوان پارامترهای اصلی انتقال حرارت و افت فشار و همچنین تعریف ضریب عملکرد حرارتی به‌عنوان پارامتر اصلی و حیاتی در میزان خنک‌کاری، پرداخته‌شده است.

در فصل سوم به بیان پارامترهای هندسه مورد مطالعه، شبکه‌بندی، شرایط مرزی، روش‌های حل عددی مسئله و نهایتاً بدست آوردن تعداد المان موردنیاز برای مستقل کردن نتایج از مش پرداخته‌شده است.

در فصل چهارم به نتایج حاصل از میزان ناسلت، افت فشار و ضریب عملکرد حرارتی برای کانال‌های دو پاسه با خم ۱۸۰ درجه برای حالت ثابت و چرخان که سطح بالایی آن‌ها را سه آرایش غیرخطی دیمپل - برآمدگی، پین‌فین - برآمدگی و دیمپل - پین‌فین پوشانده است، پرداخته‌ایم.

در فصل پنجم نتیجه‌گیری حاصل از این تحقیق و پیشنهادهایی برای تحقیقات آینده ارائه می‌شود.

فصل ۲: معادلات حاکم

۱-۲ مقدمه

از آنجاکه در این پژوهش حل جریان و انتقال حرارت سیال تراکم‌پذیری برای حالت‌پایا در کانال‌های دوپاسه باوجود ترکیبی از آرایش غیر خطی دیمل، برآمدگی و پین‌فین در ناحیه‌ی بالایی سه کانال مختلف برای دو حالت ثابت و دوار کانال مدنظر است. معادلات جریان توربولانس مختصراً توضیح داده شده است. به‌طور کلی روش‌هایی که برای تحلیل جریان توربولانس به کار می‌رود را می‌توان به سه دسته کلی شبیه‌سازی عددی مستقیم^۱، شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ^۲ و متوسط‌گیری رینولدز^۳ برای جریان‌ات پیچیده تقسیم نمود. در این پژوهش از روش متوسط‌گیری رینولدز برای شبیه‌سازی جریان و انتقال حرارت استفاده شده است. در این روش، حل معادلات متوسط شده ناویر-استوکس برای مقادیر متوسط زمانی می‌باشد. رینولدز در سال ۱۸۹۵ تئوری خود را بر این پایه بیان کرد که حرکت سیال شامل نوسانات اتفاقی پیرامون یک مقدار متوسط می‌باشد و جریان را به دو قسمت متوسط و انحراف از مقدار متوسط تقسیم نمود سپس با انتگرال‌گیری از معادله‌ی ممنوم و انرژی نسبت به زمان به معادلات جدیدی رسید. این معادلات همانند معادلات قبلی بودند اما در هر کدام ترم‌هایی اضافی ظاهر می‌شوند. اساس مدل‌های توربولانسی ارائه شده بر اساس این روش پایه‌ریزی شده است. در اغلب کاربردها و مسائل مهندسی و صنعتی یک مدل رنژ^۴ مناسب، در کنار یک شبکه محاسباتی باکیفیت خوب اکثر مشخصه‌های جریان را باکیفیت بالایی می‌تواند با هزینه‌ی محاسباتی و زمان مقرون‌به‌صرفه حل کند.

۲-۲ معادلات حاکم

با گذر رینولدز از حالت بحرانی، رژیم جریان تغییر کرده و جریان تحت تأثیر حرکات نامنظم شدیدی قرار می‌گیرد. این رژیم جریان، که از مشخصه‌های آن، بی‌نظمی شدید، تصادفی بودن و حرکات نوسانی

^۱Direct numerical simulation (DNS)

^۲Large eddy simulation (LES)

^۳Reynolds average method

^۴Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS)

است. رژیم آشفته نام دارد. این حرکات نوسانی، بر حرکت منظم جریان اصلی (سرعت، فشار و متغیرهای دیگر) افزوده شده و سبب اختلاط شدید سیال در راستای عمود بر جریان اصلی می شود. اغتشاشات جریان، همان نوسانات تصادفی (بی نظمی ها)، سه بعدی، غیر منظم و بعضاً متناوب و متغیر بازمان متغیرهای جریان، در بازه های زمانی و مکانی کوچک می باشند به طوری که حتی در صورت پایا بودن جریان اصلی، اغتشاشات بازمان، متغیر هستند. لذا برای بررسی رفتار اغتشاشی، به دلیل وجود نوسانات به مراتب دشوارتر از جریان آرام است. یکی از بیشترین روش های مورد استفاده در بررسی جریان های اغتشاشی به کار بردن تجزیه ی رینولدز است. در این روش با بازنویسی و بسط معادلات ناویر-استوکس و انرژی بر اساس تقسیم متغیرهای جریان آنی به یک جزء اصلی یا متوسط و یک جزء نوسانی مطابق روابط (۱-۲) تا (۳-۲) زیر تفکیک می شوند.

$$U = \bar{U} + U' \quad (۳-۲) \quad P = \bar{P} + P' \quad (۲-۲) \quad T = \bar{T} + T' \quad (۱-۲)$$

نهایتاً متوسط گیری از روابط حاصله، معادلات متوسط گیری شده ناویر-استوکس و انرژی به دست می آید. این فرآیند متوسط گیری توسط عملگرهای (۴-۲) تا (۶-۲) انجام می شود. Δt مقداری مابین مقیاس زمانی نوسانات و مقیاس زمانی کلی مسئله می باشد.

$$\bar{U}_i^r(x, t) = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} U_i dt \quad (۴-۲)$$

$$\bar{P}_i^r(x, t) = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} P_i dt \quad (۵-۲)$$

$$\bar{T}_i^r(x, t) = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} T_i dt \quad (۶-۲)$$

برای اینکه متوسط گیری به نسبت زمان درست تعریف شود و مفهوم فیزیکی پیدا کند معادلات (۴-۲) تا (۶-۲) باید مستقل از زمان باشند، به عبارت دیگر برای متغیر کلی ϕ که می تواند هر یک از مؤلفه های سرعت، فشار و یا درجه حرارت باشد بایستی رابطه (۷-۲) برقرار باشد:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = 0 \quad (7-2)$$

با اعمال قوانین جداسازی (۱-۲) تا (۳-۲) به معادلات بقا و متوسط گیری زمانی، معادلات حاکم به صورت زیر تبدیل می شوند.

معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2-8)$$

معادله ممنتوم:

$$\frac{\partial (\overline{U_j U_i})}{\partial x_i} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\nu \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_i} - \overline{U_j U_i} \right] \quad (2-9)$$

معادله انرژی:

$$\frac{\partial (\overline{U_j T})}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\nu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{U_j T} \right] \quad (2-10)$$

در روابط ρ ، ν و Pr به ترتیب چگالی، لزجت سینماتیکی و عدد پرانتل سیال هستند. البته باید توجه داشت که اگرچه تفکیک جریان به دو بخش متوسط و نوسانی نیاز به حل جزئیات نوسانها به منظور محاسبه جریان متوسط را از بین می برد، اما دستگاه معادلات ممنتوم و انرژی به ترتیب شامل ترمهای تانسور مرتبه دوم $\overline{U_i' U_j'}$ که به آن تنش رینولدزی و تانسور مرتبه اول $\overline{U_j' T'}$ که آن را شارحرارتی آشفته می نامند، می شوند. این تانسورهای تنش مجهول توسط روشی که به آن مدل توربولانسی گفته می شود، تقریب زده شده و این مدلها بر اساس نوع رفتار با این تانسورها طبقه بندی می شوند.

۲-۳ مدل‌های توربولانسی

اولین نظریه برای تخمین ترم $\overline{U'_i U'_j}$ توسط بوزینسک ارائه گردید. او مقدار تنش ناشی از اغتشاش را توسط رابطه‌ی (۱-۲) به مقادیر متوسط سرعت مربوط کرد. او اظهار داشت که اغتشاشات، شامل گردابه‌های کوچکی هستند که به‌طور مداوم تولیدشده و از بین می‌روند و تنش رینولدزی در آن‌ها متناسب با ضریبی به نام لزجت سینماتیکی اغتشاشی شناخته می‌شود. لزجت سینماتیکی گردابه‌ای ν_t برخلاف لزجت سینماتیکی مولکولی که تابعی از خواص سیال است، تابعی از متغیرهای میدان جریان می‌باشد.

$$-\overline{U_j U_i} = \nu_t \frac{\partial \overline{U}}{\partial y} \quad (۱۱-۲)$$

اولین بار پранتل، لزجت سینماتیکی گردابه‌ای را بر اساس طول اختلاط Λ و سرعت اغتشاشی k که از خصوصیات جریان می‌باشند، به‌صورت رابطه‌ی (۱۲-۲) بازنویسی کرد.

$$\nu_t = \text{const} V'_{rms} \Lambda = \text{const} \Lambda^2 \frac{\partial \overline{U}}{\partial y} \equiv l^2 \frac{\partial \overline{U}}{\partial y} \quad (۱۲-۲)$$

در رابطه‌ی (۱۲-۲) l طول اختلاط پранتل می‌باشد. با فرض اینکه میزان نوسانات در جهات مختلف تقریباً با یکدیگر برابر هستند، انرژی جنبشی اغتشاشی k بر واحد جرم نیز که معیاری از اندازه نوسانات تصادفی اغتشاشی اضافه‌شده به سرعت‌های اصلی است بر اساس میانگین سرعت‌های نوسانی در سه جهت به‌صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$|U'| \approx |V'| \approx |W'| \approx V'_{rms} \quad k = \frac{1}{2} \overline{(U'^2 + V'^2 + W'^2)} \approx V'^2_{rms} \quad (۱۳-۲)$$

مشابه لزجت گردابه‌ای، نظریه پخش گردابه‌ای تعریف می‌شود، که شار حرارتی رینولدزی را به صورت خطی با گرادیان متوسط دما مرتبط می‌کند و در آن α_t پخش گردابه‌ای و Pr_t پرانتل اغتشاشی نام دارد.

$$\overline{\rho U_j' T'} = \alpha_t \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \quad \alpha_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (۱۴-۲)$$

همان‌طور که مشاهده می‌شود، مقدار پخش گردابه‌ای از طریق عدد پرانتل اغتشاشی به لزجت گردابه‌ای مربوط می‌شود. نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد که عدد پرانتل اغتشاشی تقریباً ثابت بوده و مقدار آن بین ۰,۷ تا ۱ متغیر است. بسته به نوع مدل‌سازی عبارت لزجت گردابه‌ای، مدل‌های اغتشاشی مختلفی به وجود آمده‌اند. این روابط ریاضی را می‌توان به صورت جبری (مدل صفر معادله‌ای) و یا به صورت معادله‌ی دیفرانسیل با مشتقات جزئی برای انتقال کمیت‌های توربولانس بیان نمود. بسته به تعداد معادلات مشتقات جزئی شرکت‌کننده در مدل توربولانس، این مدل‌ها طبقه‌بندی می‌شوند. به این صورت که در مدل‌های تک معادله‌ای فقط یک معادله‌ی مشتق جزئی و در مدل‌های دو معادله‌ای دو معادله‌ی مشتق جزئی حل می‌گردد. لذا این مدل‌ها مانع از کاهش ابعاد شبکه محاسباتی به ابعاد کوچک‌ترین گردابه‌ها، برای بررسی تأثیرات اغتشاشات بر روی جریان شده و برخلاف روش شبیه‌سازی عددی مستقیم، می‌توانند برای حل جریان‌هایی با اعداد رینولدز بالا، با هزینه‌ی محاسباتی پایین به کار گرفته شوند، اما در هر صورت دارای مقداری خطا نیز می‌باشند. دیدگاه دیگری که زیربنای مدل تنش رینولدزی را تشکیل می‌دهد، حل معادله‌ی انتقال برای تک‌تک ترم‌های تانسور تنش رینولدزی و یک معادله‌ی اضافی برای تعیین مقیاس طولی اغتشاشات (معمولاً برای ε یا ω) است. در حالت دوبعدی پنج و در حالت سه‌بعدی آن هفت معادله‌ی انتقال حل می‌گردد. در اغلب موارد مدل‌های بر پایه‌ی بوزینسک نتایج خوبی از خود نشان می‌دهند و هزینه‌ی محاسباتی اضافی مدل تنش رینولدزی را غیرمنطقی می‌نمایند. زیرا هزینه، سختی حل و مشکلات همگرایی در این مدل، بیشتر از مدل‌های بر پایه‌ی

لزجت گردابه‌ای می‌باشد. اما در ناهمسانی^۱ اغتشاشات، اثر غالب بر روی متوسط جریان دارد، مانند جریان‌های بشدت چرخشی^۲، جریان‌هایی با انحنای زیاد خطوط جریان ناشی از خم، جریان‌های کاملاً سه‌بعدی با پدیده‌های جهتی و جریان‌های ثانویه حاصل از تنش^۳، مدل تنش رینولدزی نتایج متفاوت و کاملاً مناسب‌تری نسبت به مدل‌های بر پایه لزجت گردابه‌ای ارائه می‌کند [۱]. نکته‌ی مهم این است که در هر دو روش لزجت گردابه‌ای و تنش رینولدزی، تمامی مقیاس‌های اغتشاشی از طریق مدل‌سازی ترم‌های تنش رینولدزی، مدل‌سازی می‌شوند و شبیه‌سازی نمی‌گردند. لذا در این پژوهش برای مدل‌سازی و صحت‌سنجی کار خود با نتایج آزمایشگاهی مجبور به استفاده و انجام صحیح خطا برای رسیدن به اعتبارسنجی مناسب از مدل‌های توربولانسی دو معادله‌ای همانند کی اپسیلون^۴ و کی امگا^۵ و همچنین به جهت پیچیدگی و حساسیت کار، مدل هفت معادله‌ای تنش رینولدزی^۶ شده‌ایم. که در ادامه به شرح معادلات آن می‌پردازیم.

۱-۳-۲ مدل کی اپسیلون

یکی از مدل‌های معروف جریان‌های اغتشاشی در مسائل دینامیک سیالات محاسباتی که به‌عنوان یک مدل استاندارد و پرکاربرد در صنعت شناخته‌شده است، مدل $K-\epsilon$ یا $k-\epsilon$ می‌باشد. این مدل توسط لاندرو^۷ و اسپالدینگ^۸ [۴۱] به‌عنوان یک مدل دو معادله‌ای مطرح شد که از دقت و پایداری خوبی برای اهداف مدل‌سازی‌های عمومی برخوردار است و به سبب قدمت و هزینه پایین، یکی از پرکاربردترین مدل‌های اغتشاشی در مسائل مهندسی است. در این مدل فرض بر آن است که جریان به‌شدت مغشوش بوده و اثر لزجت گردابه‌ای به لزجت مولکولی غالب است. این مدل در نرم‌افزار انسیس فلونت دارای سه

^۱Anisotropy

^۲Highly swirling flows

^۳Stress-driven secondary flow

^۴ $K-\epsilon$ model

^۵ $K-\omega$

^۶Reynolds stress

^۷Launder

^۸Spalding

زیرشاخه می‌باشد، تفاوت اصلی این سه زیر مدل، در روش محاسبه‌ی لزجت گردابه‌ای، عدد پرانتز اغتشاشی که پخش k' و ε را کنترل می‌کند و ترم تولید و اتلاف در معادله‌ی انتقال ε می‌باشد که در ادامه به شرح روابط و مزایای این خانواده می‌پردازیم:

* مدل کی اپسیلون استاندارد

از این مدل می‌توان، برای تعیین کیفی پروفیل کمیت‌های مختلف، ساختار کلی جریان و یا تعیین یک حدس اولیه برای استفاده در مدل‌های پیچیده‌تر، استفاده نمود. از مزایای این مدل می‌توان به سادگی، پایداری، همگرایی آسان، حساسیت کم آن نسبت به جریان آزاد مثل شدت اغتشاشات، هزینه‌ی محاسباتی پایین و نتایج قابل قبول برای گستره وسیعی از جریان‌ها اشاره نمود [۱]. اما باید خاطرنشان کرد که دقت این مدل برای مسائل پیچیده و مطالعات دانشگاهی پایین بوده و تنها برای جریان‌های کاملاً توربولانس نتایج خوبی ارائه می‌کند. معادلات انتقال k و ε در مدل استاندارد به صورت روابط (۲-۱۵) تا (۱۵-۱۶) نوشته می‌شوند:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (15-2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (16-2)$$

در روابط فوق G_k تولید k به دلیل وجود نیروهای لزجی، G_b تولید k به دلیل نیروهای بویانسی و Y_M سهم انبساط نوسانی اغتشاشات تراکم پذیر در نرخ تلفات کلی می‌باشد. بعلاوه ترم‌های $C_{3\varepsilon}$ و $C_{2\varepsilon}$ ، $C_{1\varepsilon}$ اعداد ثابت، σ_k و σ_ε اعداد پرانتل اغتشاشی برای k و ε^2 و S_k و S_ε ترم‌های چشمه‌ای می‌باشند که می‌تواند توسط کاربر وارد شوند. اعداد پرانتل، پخش k و ε را به لزجت گردابه‌ای مرتبط می‌کند عدد

پرانتل k معمولاً ۱ و عدد پرانتل ε در حدود ۱،۳ است. لزجت گردابه‌ای μ_t از ترکیب k و ε به‌توسط رابطه‌ی (۱۷-۲) محاسبه می‌شود، که در آن C_μ عددی ثابت است.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (۱۷-۲)$$

به همین ترتیب تنش‌های رینولدزی (در هر سه زیر مدل کی اپسیلون) به‌صورت زیر محاسبه می‌شوند.

$$-\rho \overline{U_i U_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (۱۸-۲)$$

ترم $\frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$ تضمین می‌کند که مجموع تنش‌های رینولدزی برابر با k می‌شود. ثوابت این مدل که از آزمایش‌های تجربی بدست آمده‌اند را در زیر آورده‌ایم در ضمن امکان تغییر آن‌ها در نرم‌افزار فلوئنت امکان‌پذیر است.

جدول ۱-۲: ثوابت مدل توربولانسی کی اپسیلون استاندارد

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ	σ_k	σ_ε
۱/۴۴	۱/۹۲	۰/۰۹	۱	۱/۳

* مدل کی اپسیلون RNG

در این مدل با استفاده از تبدیل فوریه زمانی و با تکرارهای متوالی، میدان سرعت به‌گونه‌ای تجزیه می‌شود که مقیاس‌های کوچک، اما پرسرعت حذف‌شده و ضرایب لازم در معادلات انتقال با استفاده از ویژگی گردابه‌ای بزرگ محاسبه می‌شود. این مدل یک‌ترم اضافی در معادله‌ی انتقال ε می‌باشد تا دقت آن در جریان‌های که به‌شدت تحت کرنش قرار دارند افزایش یابد. و نیز دقت این مدل در جریانات

آشفته‌ی چرخشی نسبت به مدل استاندارد افزایش یافته است. معادله‌ی k و ε به شرح زیر است [۴۲]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (۱۹-۲)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b - \rho C_{2\varepsilon}^* \frac{\varepsilon}{k}) - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (۲۰-۲)$$

در رابطه بالا $C_{2\varepsilon}^*$ برابر:

$$C_{2\varepsilon}^* = C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \frac{\eta}{\eta_0})}{1 + \beta \eta^3}, \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = (2S_{ij} S_{ij})^{\frac{1}{2}} \quad (۲۱-۲)$$

ضرایب موجود در معادلات برای مدل کی اپسیلون RNG به‌قرار جدول زیر می‌باشد.

جدول ۲-۲: ثوابت مدل توربولانسی کی اپسیلون RNG

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ	η_0	β	σ_k	σ_ε
۱/۴۲	۱/۶۸	۰/۰۸۴۵	۴/۳۸	۰/۰۱۲	۰/۷۱۹۴	۰/۷۱۹۴

*مدل کی اپسیلون Realizable

برای استخراج این مدل می‌توان، از ترکیب رابطه بوزینسک و تعریف لزجت گردابه‌ای برای تعیین تنش‌های رینولدزی عمودی، در یک سیال غیرقابل تراکم تحت تنش استفاده کرد. این مدل در سال ۱۹۹۴ توسط لاندرو و سندهام [۴۳] به‌منظور رفع نقص مدل استاندارد، این مدل را رونمایی کردند. این

^۱Launder and sandham

مدل برای جریان‌هایی شامل چرخش، جدایش، برشی همگن دورانی و جت‌های متقارن نتایج قابل قبولی را ارائه کرده است. معادلات k و ε این مدل به صورت روابط (۲۲-۲) و (۲۳-۲) نوشته می‌شوند:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (22-2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S \varepsilon - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (23-2)$$

همان‌طور که مشاهده می‌شود، معادله‌ی انتقال k در این مدل مشابه مدل استاندارد بوده اما ضرایب آن متفاوت است. معادله‌ی انتقال ε نیز در آن C_1 یک ضریب است، که به شرح زیر می‌باشند.

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (25-2) \quad C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{KU^*}{\varepsilon}} \quad (24-2)$$

ضرایب بالا به صورت روابط زیر می‌باشد.

$$\begin{aligned} A_0 &= 4.04 & A_s &= \sqrt{6} \cos \phi & \phi &= \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W) \\ W &= \frac{S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{S^3} & \hat{S} &= \sqrt{S_{ij} S_{ij}} & U^* &= \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \frac{\phi_{ij} \phi_{ij}}{2}} \\ \Omega'_{ij} &= \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk} \omega_k & \Omega_{ij} &= \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk} \omega_k & \eta &= S \frac{k}{\varepsilon} \\ C_{2\varepsilon} &= 1.9 & \sigma_\varepsilon &= 1.2 & \sigma_k &= 1 \end{aligned}$$

۲-۳-۲ مدل کی امگا

یکی از مشکلات عمده در مدل‌سازی جریان‌های مغشوش، پیش‌بینی دقیق جدایش جریان از روی سطوح صاف می‌باشد. پیش‌بینی پدیده‌ی جدایش در بسیاری از مسائل کاربردی برای هر دو جریان

داخلی و خارجی اهمیت دارد (همانند جدایش جریان در نواحی خم متصل کننده دو گذرگاه در مدارهای مارپیچ چندپاسه‌ی خنک‌کاری داخلی توربین‌گاز). مدل‌هایی مانند کی اپسیلون غالباً در پیش‌بینی نقطه شروع و مقدار جدایش جریان در حضور گرادیان فشار نامطلوب دچار خطا می‌شوند. در حقیقت مدل‌های کی اپسیلون شروع جدایش را خیلی دیر و مقدار آن را کمتر پیش‌بینی می‌کند. در این مدل به جای ε به تحلیل $\omega = \frac{\varepsilon}{k}$ که به آن نرخ ویژه اتلاف گفته می‌شود و مقیاس از معکوس مدل کی اپسیلون یک مدل دو معادله‌ای است که به‌طور کلی در آن اصلاحات مربوط به اثرات عدد رینولدز پایین^۱، تراکم‌پذیری و توزیع جریان‌برشی^۲ در نظر گرفته شده است. [۱].

* مدل کی امگا SST

این مدل یکی از مهم‌ترین و بهترین مدل‌های خانواده‌ی کی امگا بوده و برای پیش‌بینی دقیق شروع و مقدار جدایش در حضور گرادیان فشار نامطلوب، با اعمال اثرات انتقال در معادله‌ی لزجت گردابه‌ای طراحی شده است. به‌طوری‌که در نواحی نزدیک دیواره از مدل کی امگای استاندارد و در جریان بالادست یا به اصطلاح جریان آزاد از مدل کی اپسیلون استاندارد بهره گرفته است و همچنین از تغییر وضعیت پایدار و دقیق بین این دو مدل پایه‌گذاری شده است. لزجت گردابه‌ای مطابق رابطه‌ی (۲-۲۵) محاسبه می‌شود [۴]:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (2-25)$$

ثوابت آن به صورت روابط (۲-۲۶) تعریف می‌شود:

^۱Low-Re corrections

^۲Shear flow

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^4) \quad (26-2)$$

$$\Phi_2 = \max\left(2\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega}\right)$$

روابط k و ω این مدل همانند کی امگا استاندارد می باشد اما ضرایب آن متفاوت است. ضرایب معادله کی امگا به شرح زیر می باشد:

$$F_1 = \tanh\{\Phi_1^4\} \quad (27-2)$$

$$\Phi_1 = \left\{ \min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega}\right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2}\right] \right\} \quad (28-2)$$

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10}\right) \quad (29-2)$$

$$G_k = \min\left(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_i}, 10\beta^* k \omega\right) \quad (30-2)$$

$$Y_k = \beta^* k \omega \quad (31-2)$$

ضرایب مدل کی امگا مطابق جدول به شرح زیر می باشد:

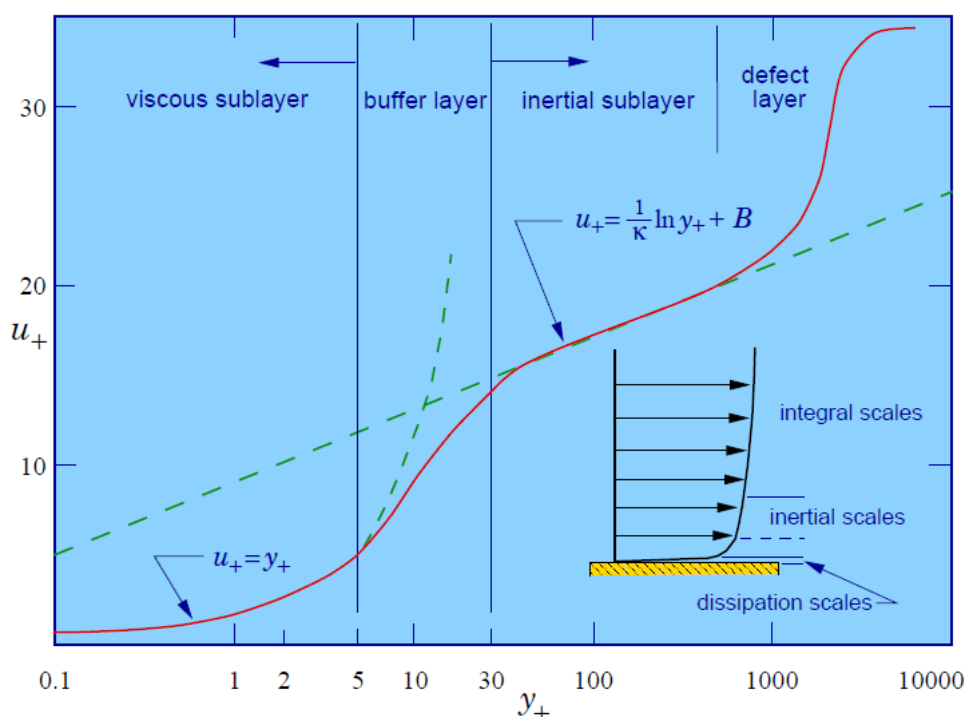
جدول ۵-۲: ثوابت مدل توربولانسی کی اومگا SST

$\sigma_{\omega 2}$	$\sigma_{\omega 1}$	σ_{k1}	σ_{k2}	β^*	β_1	β_2	α_1	α_2
---------------------	---------------------	---------------	---------------	-----------	-----------	-----------	------------	------------

۰/۸۵۶	۰/۵	۰/۸۵	۱	۰/۰۹	۰/۰۷۵	۰/۰۸۲۸	$\frac{5}{9}$	۰/۴۴
-------	-----	------	---	------	-------	--------	---------------	------

۳-۳-۲ رفتار جریان در نزديك ديواره

بررسی نتایج تجربی موجود، نشان می‌دهد که در ناحیه‌ی نزدیک دیواره، جریان را می‌توان به سه ناحیه‌ی مختلف تقسیم کرد. همان‌طور که از شکل زیر مشاهده می‌شود، در داخلی‌ترین ناحیه که زیر لایه‌ی لزج نامیده می‌شود جریان آرام است و لزجت مولکولی نقش اساسی را در معادلات انتقال حرارت و ممنتوم دارد. در لایه‌ی خارجی که کاملاً مغشوش نامیده می‌شود، لزجت آشفتگی یا لزجت گردابه‌ای نقش تعیین‌کننده‌ای بر روی پارامتر مختلف ایفا می‌کند. در ناحیه‌ی بین این دو که لایه‌ی بافر نام دارد، هر دو لزجت مولکولی و آشفتگی از اهمیت یکسانی برخوردارند.



شکل ۱-۲: نواحی سه‌گانه‌ی جریان نزدیک دیواره به همراه پارامتر بی‌بعد سرعت و فاصله از دیواره [۴]

در شکل ۱-۲ فاصله‌ی بی‌بعد دواره برای نواحی مختلف آورده شده است. به‌طوری‌که محدوده‌ی y_+^+ برای

ناحیه‌ی آرام کمتر از ۵، لایه‌ی بافر بین ۵ تا ۳۰ و برای لایه‌ی لگاریتمی از ۳۰ تا ۲۷۰ مشاهده شده است. در نزدیکی دیواره، سیال از اثرات ویسکوزیته تأثیر می‌پذیرد و دیگر به پارامترهای جریان آزاد بستگی ندارد. سرعت متوسط فقط به فاصله از دیواره y ، چگالی سیال ρ ، ویسکوزیته μ و تنش برشی بستگی دارد. رابطه‌ی بالا، قانون دیواره نامیده می‌شود و شامل دو پارامتر بی‌بعد بسیار مهم u^+ و y^+ است. قابل ذکر است که u_τ ، سرعت اصطکاکی می‌باشد. که برابر رابطه‌ی ۲-۳۲ خواهد بود [۴].

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (32-2)$$

$$C_f = 0.027 Re_x^{-\frac{1}{7}} \quad (33-2)$$

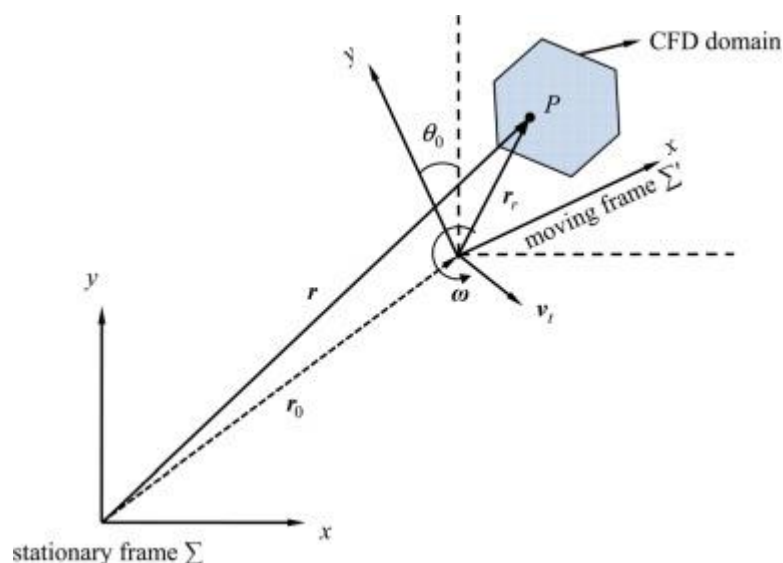
در رابطه‌ی ۲-۵۰، C_f برای جریان توربولانس بر روی صفحه‌ی تخت مطابق نتایج آزمایشگاهی به این‌گونه تعریف می‌شود. طبق رابطه‌ی کلی $C_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2}$ و با داشتن $y^+ = \frac{yu_\tau}{\nu}$ ، ضخامت اولین فاصله‌ی مش از دیواره را محاسبه کنیم.

$$y = \frac{\mu y^+}{\sqrt{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2 \cdot C_f}} \quad (33-2)$$

لذا ضخامت هیدرولیکی سیال، محاسبه می‌شود و به دلیل این‌که عدد پرانتل سیال درون خنک‌کننده کمتر از ۱ می‌باشد. ضخامت لایه‌ی مرزی حرارتی بزرگ‌تر از لایه‌ی مرزی هیدرولیکی بوده و با بدست آوردن اولین فاصله مش از دیواره بر اساس لایه‌ی مرزی هیدرولیکی، مش ما به‌طور خودکار لایه‌ی مرزی حرارتی را نیز در برمی‌گیرد.

۲-۴ دستگاه مختصات چرخان

برای بررسی و شبیه‌سازی جریان خنک‌کننده در کانالی که درون پره‌های در حال دوران تعبیه شده است. باید از دستگاه مختصات غیر اینرسی استفاده کنیم، لذا باید ترم شتاب در معادله‌ی نیوتون اصلاح شود. طی این اصلاح دو ترم به شتاب اضافه خواهد شد که عبارت از: شتاب کوریولیس $2\omega \times U$ و شتاب گریز از مرکز $\omega \times (\omega \times r)$ ، که باید در معادله‌ی ناویر-استوکس اعمال شود.



شکل ۲-۲: سیستم دستگاه مختصات چرخان [۱]

شبیه‌سازی این حالت در فلوئنت با استفاده از قاب مرجع چرخان انجام شده است. که با توجه به آن به جای اینکه سیال درون قاب دوران کند، قاب (کانال) حاوی سیال دوران می‌کند. به عبارت دیگر در این روش بجای جابجایی پره، معادلات سیال به دستگاه مختصاتی که روی محور پره قرار گرفته و با آن می‌چرخد، منتقل می‌شوند. این روش عموماً به صورت پایا حل می‌شود. معادلات بر اساس رابطه‌ی (۲-۳۴) سرعت اصلاح شده تعریف می‌شوند:

^۱moving reference frame(MRF)

$$\dot{\vec{V}} = \dot{\vec{W}} + \dot{\vec{\omega}}_r \times \vec{r} \quad (۳۴-۲)$$

بر این اساس که $\dot{\vec{V}}$ سرعت مطلق، $\dot{\vec{W}}$ سرعت نسبی و $\dot{\vec{\omega}}_r$ سرعت دورانی قاب می باشد، معادلات اساسی پیوستگی و ممنتوم را بازنویسی می کنیم:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{W} = 0 \quad (۳۵-۲)$$

$$\frac{\partial \rho \dot{\vec{V}}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{W} \otimes \vec{V}) + \rho (\vec{\omega} \times \vec{V} - \vec{\omega} \times \vec{V}_t) = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau} + \vec{F}_b \quad (۳۶-۲)$$

که F_b نیروهای حجمی و $\vec{\tau}$ تنش برشی است.

۵-۲ معادلات بکار برده شده در تحلیل نتایج

این پژوهش به بررسی میزان عدد ناسلت سطوح، ضریب افت اصطکاک، و ضریب عملکرد کلی حرارت که معیاری از میزان انتقال حرارت ایجاد شده نسبت به افت اصطکاک کلی در کانال های خنک کننده می باشد، پرداخته است. لذا در این قسمت به روابط و چگونگی بدست آوردن این سه پارامتر اساسی در این پژوهش پرداخته می شود: میزان عدد ناسلت دیواره های سطوح فشاری و مکشی که به صورت محلی برای یک نقطه در راستای خطوط مرکزی هر پاس و همچنین به طور متوسط برای هر سطح کانال، بدست آمده است. در این مطالعه میزان ناسلت را در حالت شار ثابت مورد بررسی قرار دادیم. روابط مورد نیاز برای بدست آوردن ناسلت به شرح زیر می باشد:

$$Nu_{(i)} = \frac{q''}{T_{w(i)} - T_{bulk}} \frac{D_h}{\lambda} = \frac{h_{(i)} D_h}{\lambda} \quad (37-2)$$

$$Nu = \sum_{i=1}^{i=n} Nu_{(i)} \quad (38-2)$$

در اینجا Nu و $Nu_{(i)}$ به ترتیب ناسلت متوسط برای هر سطح می باشد. قطر هیدرولیکی به صورت زیر محاسبه می شود.

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{2ab}{a+b} \quad (39-2)$$

از آنجایی که شار حرارتی ناشی از دیواره بالایی ثابت و برابر ۵۰۰۰ وات بر مترمربع در نظر گرفته شده است. برای بدست آوردن ناسلت ابتدا باید ضریب انتقال حرارت را بدست آوریم. بنابراین برای بدست آوردن این ضریب نیاز به دمای دیواره و دمای بالک یا توده سیال داریم. دمای بالک سیال را با استفاده از میانگین گیری جرمی وزنی در تمامی نواحی سیال و دمای دیواره را با میانگین سطحی وزنی در قسمت ناحیه بالایی با استفاده از نتایج خروجی در فلوئنت خوانده شده است و نتایج بدست آمده با شبیه سازی مقدار ناسلت در مقاله آقای بانکر اعتبار سنجی شده و مطابقت مناسب و قابل قبولی داشته است. عدد Nu_0 میزان ناسلت برای کانال صاف و بدون هیچ گونه زبری در حالت بدون چرخش می باشد. این عدد

معیاری است برای سنجش میزان انتقال حرارت سطوح مختلف که توسط نسبت $\frac{Nu}{Nu_0}$ بیان می شود:

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \frac{h D_h}{\lambda} \frac{1}{0.23 Re^{0.8} Pr^{0.4}} \quad (40-2)$$

$$Nu_0 = 0.23 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

عدد پرانتل سیال Pr ثابت و برابر ۰,۷۱ می باشد. عدد رینولدز که مهم ترین پارامتر در بحث انتقال

حرارت و میزان افت فشار محسوب می‌شود. سرعت ورودی به کانال U_b توسط این عدد تعیین می‌شود.

$$Re = \frac{\rho U_b D_h}{\mu} \quad (41-2)$$

ρ و μ خواص سیال ورودی می‌باشد. در حالت چرخش، مهم‌ترین پارامتر بی‌بعد، عدد چرخش که معکوس عدد روزبی است به صورت رابطه‌ی (۶۰-۲) تعریف خواهد شد.

$$Ro = \frac{\omega_r D_h}{U_b} \quad (42-2)$$

در اینجا ω_r سرعت دورانی برحسب رادیان بر ثانیه می‌باشد. در حالت چرخان عدد ناسلت به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$Nu_{\Omega} = \frac{h_{(i)} D_h}{\lambda} = \frac{q''}{T_{w(i)} - T_{bulk}} \frac{D_h}{\lambda} \quad (43-2)$$

ضریب افت اصطکاک f و نسبت افت اصطکاک $\frac{f}{f_0}$ اساس روابط زیر بیان می‌شود. f_0 در اینجا افت اصطکاک کانال صاف و بدون زبری در حالت بدون چرخش می‌باشد. افت فشار نسبت به ورودی و خروجی سیال از کامال سنجیده خواهد شد.

$$f_0 = 0.079 Re^{-0.25} \quad (44-2)$$

$$\frac{f}{f_0} = \frac{(\Delta p)_{total}}{2\rho V^2} \frac{D_h}{\Delta x} \frac{1}{0.079 Re^{-0.25}}$$

برای مقایسه کانال‌های خنک‌کننده از نظر میزان افت اصطکاک و انتقال حرارت پارامتر راندمان یا عملکرد کلی حرارتی را تعریف می‌کنیم.

$$\eta = \frac{\frac{Nu}{Nu_o}}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{\left(\frac{1}{3}\right)}} \qquad (45-2)$$

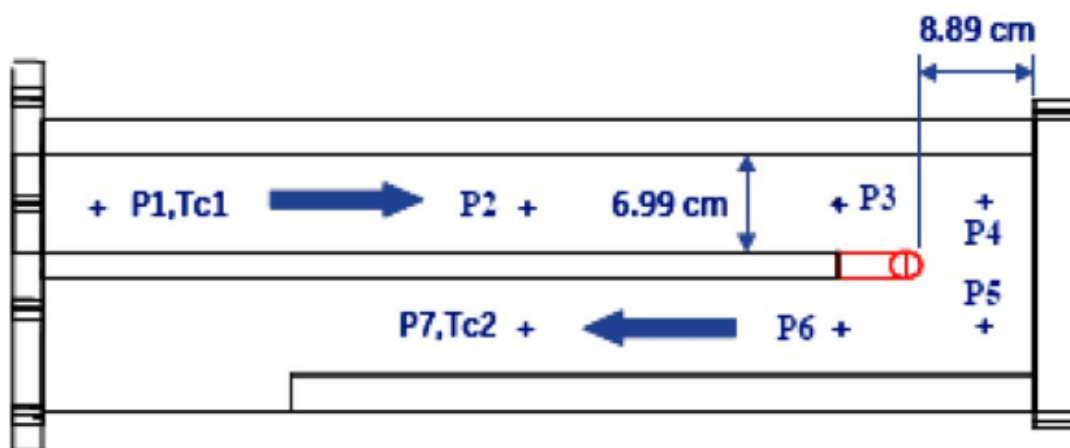
فصل ۳: بیان مسئله و روش عددی

۱-۳ شرح مسئله

همانطور که گفته شد توان تولیدی منتقل شده ناشی از توربین گاز به طور پیوسته با افزایش دمای جریان گاز داغ ورودی به پره‌های توربین افزایش می‌یابد. سیستم خنک‌کاری ایده‌آل پره‌های توربین باید دربردارنده‌ی همه‌ی نواحی که در معرض دما و بارگذاری حرارتی بالایی هستند را پوشش دهند. سطح یا ناحیه‌ی بالایی پره یکی از نواحی حساسی می‌باشد که در توربین با فشار کاری بالا منحصر باید به آن توجه خاصی شود. نشت جریان سیال که در بردارنده دمای بالا در آن ناحیه می‌باشد، با افزایش بار حرارتی در ناحیه‌ی بالایی پره افزایش خواهد یافت. بنابراین خنک‌کاری و بهبود آن در این ناحیه و نواحی اطراف آن از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. یکی از راه‌های مرسوم جهت خنک‌سازی داخلی پره‌های توربین، طراحی کانال‌های مارپیچ بهینه شده دو، سه و یا چند پاسه با خم ۱۸۰ درجه در داخل پره می‌باشد. گذرگاه‌ها توسط خم‌های ۱۸۰ درجه به یکدیگر متصل شده‌اند، این خم‌ها به علت اثراتی که بر روی جریان اصلی می‌گذارند باعث چرخش سیال و ضربه‌ی سیال به ناحیه بالایی خواهد شد. همچنین با افزودن افزایش‌دهنده‌های حرارتی همانند دیمپل، پین-فین و برآمدگی با افزایش سطح حرارتی و اختلال و آشفتگی بیشتر جریان به همراه افت فشار ناچیز در کانال، باعث افزایش راندمان حرارتی کانال خنک کننده به ویژه ناحیه‌ی بالایی کانال خواهد شد. لذا جهت بررسی بر روی افزایش انتقال حرارت بر روی ناحیه‌ی بالایی یا به اصطلاح نوک پره، مطالعات تجربی بانکر [۲۲] در سال ۲۰۰۸ به عنوان مبنای شبیه‌سازی و اعتبارسنجی این پژوهش قرار گرفته است. ابعاد و پارامترهای هندسی، شرایط مرزی و خواص سیال کانال دو پاسه شبیه‌سازی شده در این پژوهش همگی بر اساس مدل آزمایشگاهی بانکر می‌باشد. با توجه به تمرکز افزایش میزان خنک‌کاری در ناحیه‌ی بالایی پره، در این پژوهش به شبیه‌سازی جریان و انتقال حرارت سه آرایه‌ی مختلف غیر خطی با هدف بالابردن میزان خنک‌کاری شامل دیمپل-برآمدگی، دیمپل-پین فین و پین فین-برآمدگی پرداخته شده است. بنابراین با توجه به پارامترهای حرارتی و سیالاتی بهترین آرایه در محدوده‌ی رینولدز مورد بررسی انتخاب شده است.

۲-۳ مدل آزمایشگاهی

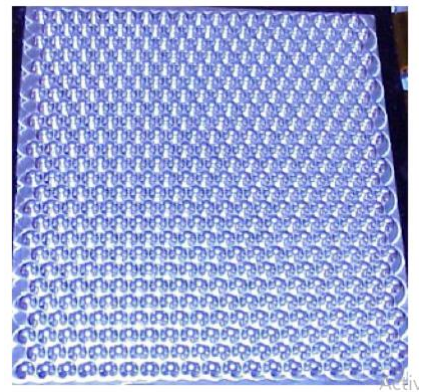
بانکر در مطالعه آزمایشگاهی بر روی کانال دوپاسه با خم متصل کننده ۱۸۰ درجه به بررسی و تقویت انتقال حرارت در ناحیه‌ی بالایی پره با استفاده از آرایه‌ی غیرخطی از پین‌فین‌ها در این سطح پرداخت. در این آزمایش دمای سطح با استفاده از ترموگرافی کریستال مایع با بهره‌گیری از روش فارینا در سه عدد رینولدز ۲۰۰۰۰، ۳۱۰۰۰ و ۴۴۰۰۰ در حالت ثابت و بدون چرخش برای پره‌های بدون دوران انجام شده است. و همچنین محدوده عدد ماخ در این آزمایش بین ۰/۰۹۱ الی ۰/۱۹۲ می‌باشد. در طی این آزمایش برای سنجش میزان دما و فشار سیال خنک‌کننده به ترتیب در ۲ و ۷ ناحیه از کانال مطابق شکل ۳-۱، سنسورهای تعبیه شده تا جریان و میزان انتقال حرارت ناشی از وجود خم و همچنین تاثیرات ناشی از پین-فین‌ها در ناحیه داخلی بالایی پره گزارش داده شود.



شکل ۳-۱: نمایش دهنده محل قرار گیری سنسورهای فشار و دمای سیال خنک‌کننده در مکان‌های مختلف کانال [۲۲]

در دو گذرگاه کانال مورد بررسی از هیچ گونه آشفته‌ساز جریان استفاده نشده است. در این مطالعه پنج صفحه مختلف با جنس آلومینیوم در ناحیه بالایی کانال با تمرکز و سنجش میزان انتقال حرارت و جریان ناشی از ناحیه داخلی بالایی پره مورد ارزیابی قرار گرفته است. این صفحات شامل صفحه‌ی

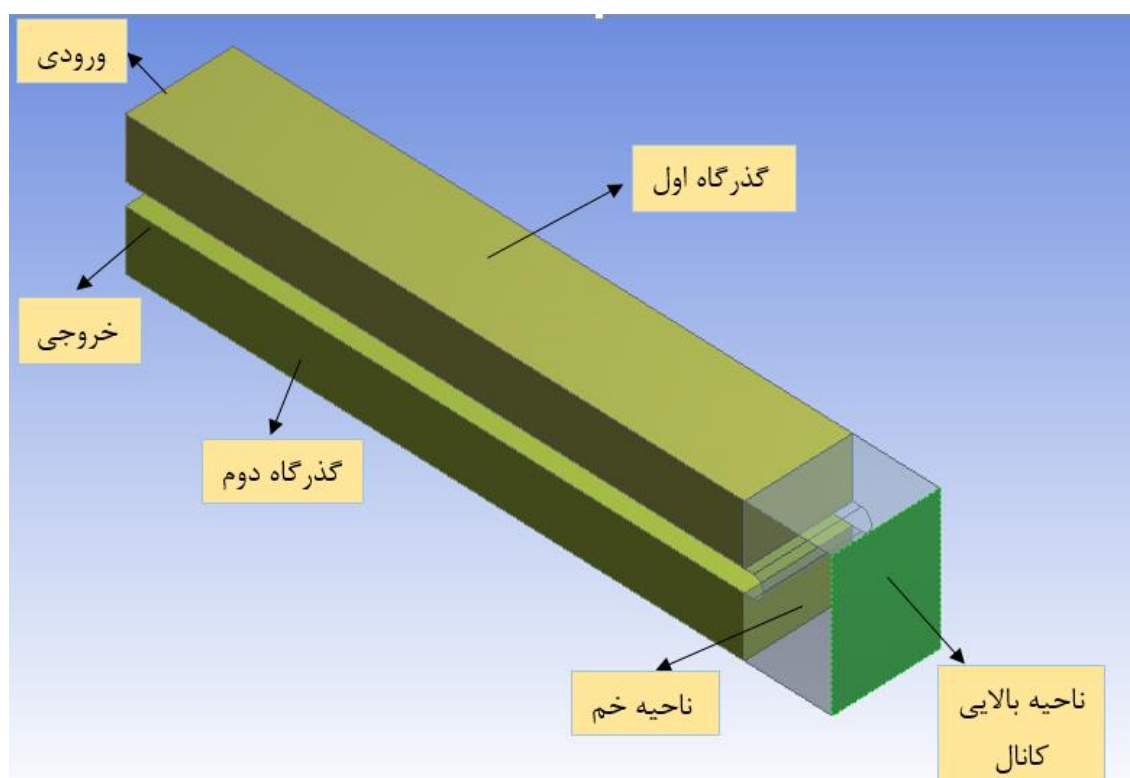
تخت، صفحه با آرایش غیرخطی از پین-فین‌ها با ارتفاع $8/13$ و قطر $4/06$ میلیمتر، بدون عایق کردن پین-فین‌ها و افزایش سطح $2/1$ ، صفحه همانند مورد دوم اما فین‌ها عایق شده‌اند که در این حالت افزایش سطح برابر $1/09$ می‌باشد، صفحه با آرایش غیرخطی از پین-فین‌ها با ارتفاع $4/06$ و افزایش سطح $1/43$ و صفحه به حالت تراک بیشتر بین پین‌ها و ارتفاع $4/06$ با افزایش سطح $1/8$ به طوری که فاصله مرکز به مرکز پین‌ها نسبت به یکدیگر برابر $7/11$ میلیمتر می‌باشد. شکل ۲-۳ نمایی از آرایش و چگونگی قرارگیری پین‌ها با ارتفاع و تراکم مختلف را نشان داده است. با استفاده از نتایج توزیع حرارتی و تحلیل جریان صفحه‌ای صاف و بدون آشفته‌ساز جهت اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی مطالعه‌ی عددی بهره بردیم.



شکل ۲-۳: نمایش آرایش و میزان تراکم قرارگیری پین‌ها در ناحیه بالایی کانال مورد مطالعه بانکر [۲۲]

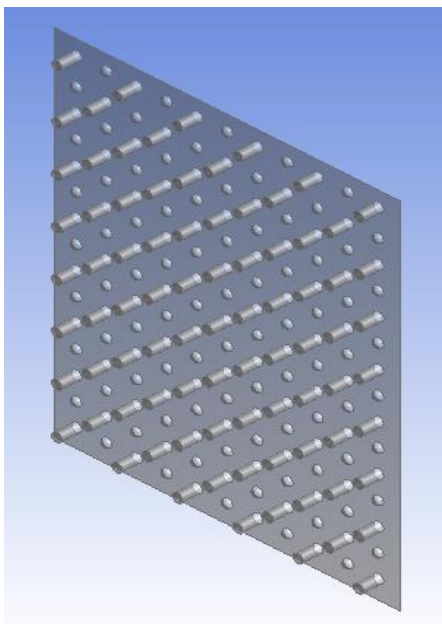
۳-۳ هندسه‌ی میدان حل

در این شبیه‌سازی با استفاده از آرایش غیرخطی انواع آشفته‌سازها به صورت ترکیبی دو به دو بایکدیگر، شامل دیمپل، پین-فین و برآمدگی را در ناحیه‌ی داخلی بالایی کانال دوپاسه مدل آزمایشگاهی بانکر مورد تحلیل و بررسی قرار داده‌ایم. شکل ۳-۳ نمایش دهنده‌ی مدل هندسی بانکر به همراه نام‌گذاری نواحی مختلف کانال خنک‌کننده می‌باشد.

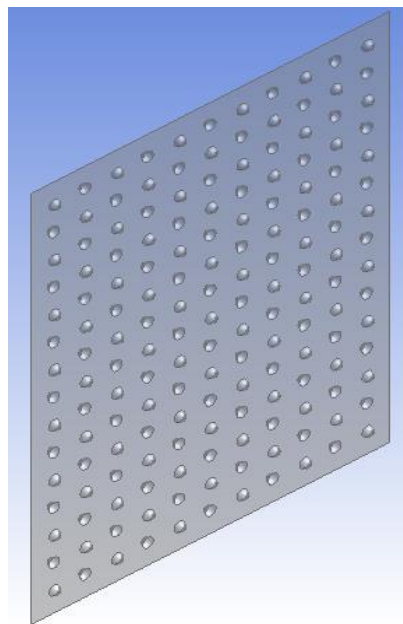


شکل ۳-۳: شکل هندسی کانال دوپاسه‌ی مدل آزمایشگاهی بانکر

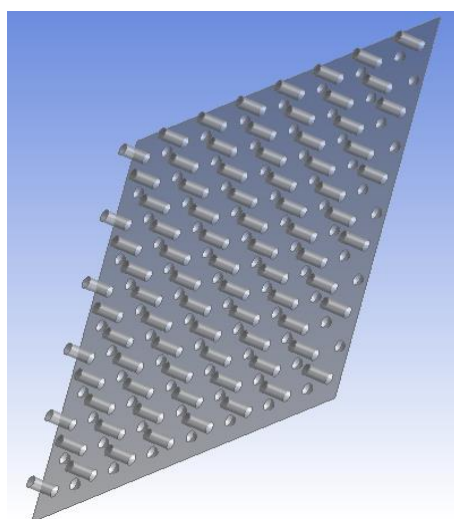
در کل سه مورد آرایش یکسان از تقویت کننده‌های حرارتی نام برده شده در بالا را با یکدیگر ترکیب کردیم. مورد اول آرایش غیر خطی دیمپل و پین فین مورد دوم آرایش غیرخطی دیمپل و برآمدگی و مورد سوم آرایش غیرخطی برآمدگی و پین فین نسبت به یکدیگر را مطابق شکل ۳-۴ در ناحیه‌ی بالایی پره قرار دادیم. در این مبحث به بیان جزئیات هندسی این کانال‌ها پرداخته خواهد شد.



ب



الف



ج

شکل ۳-۴: آرایش‌های مختلف از تقویت کننده‌های انتقال حرارت در ناحیه بالایی پره
الف: آرایش دیمپل و برآمدگی. ب: آرایش برآمدگی و پین-فین. ج: آرایش پین-فین و دیمپل

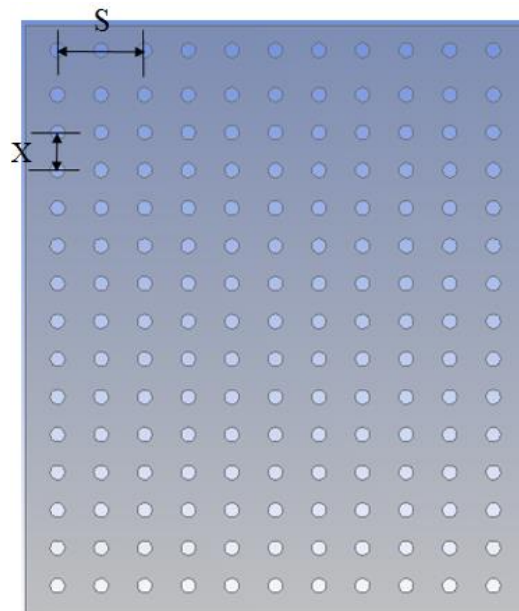
انتخاب آرایش غیرخطی آشفته‌سازهای حرارتی نسبت به یکدیگر به صورت ترکیبی در ناحیه به عنوان نوآوری در پژوهش مورد استفاده قرار گرفته‌است. اما از این آشفته‌سازها قبلاً در مطالعات متعدد ژئ و هان [۳۷] به آرایش‌های مختلف به صورت تکی در ناحیه داخلی بالایی پره مورد مطالعه قرار گرفته شده

است. شعاع تمامی آشفته‌سازها برابر $۲/۰۳۲\text{mm}$ و ارتفاع پین-فین برابر $۸/۱۲۸\text{mm}$ می‌باشد. پارامتر هندسی کانال خنک‌کننده و تقویت‌کننده‌های حرارتی در جدول ۱-۳ آمده شده است. تعداد کل آشفته‌سازها برای هر سه حالت با انواع مختلف و آرایش یکسان برابر تعداد ۱۶۵ در ناحیه داخلی بالایی کانال می‌باشد.

جدول ۱-۳: پارامترهای هندسه‌ای مدل‌های مورد شبیه‌سازی

$AR = W/H$	$L(mm)$	$r_{in}^T(mm)$	$D_h(mm)$	W/W_{el}	$\frac{\delta}{D_{dim}}$	$\frac{\delta}{D_{pro}}$	$S(mm)$	$X(mm)$
۲:۱	۸۱۱/۷	۱۲/۷	۹۳/۱۷	۲/۷۵	۱	۱	۲۴/۳۸۴	۱۰/۵۵۹

در جدول ۱-۳ S و X به ترتیب فواصل طولی و عرضی آشفته‌سازها از یکدیگر در ناحیه بالایی صفحه مطابق شکل ۳-۵ می‌باشند. طول و عرض سطح مقطع کانال مطابق مدل آزمایشگاهی بانکر به ترتیب برابر $۱۳۹/۷$ و $۶۹/۹$ میلی‌متر است. و همچنین L اندازه طول گذرگاه را نشان می‌دهد.



شکل ۳-۵: طرحی از آرایش به همراه فواصل طولی و عرضی آشفته‌سازها نسبت به یکدیگر

تعداد افزاینده‌های حرارتی برای تمامی آرایش‌های مورد مطالعه در این مقاله برابر ۱۶۵ عدد می‌باشد. که این افزاینده‌ها (دیمپل، برآمدگی و پین-فین) به صورت مقایسه‌ای با آرایش غیرخطی در کنار یکدیگر در ناحیه‌ی بالایی کانال خنک‌کننده قرار گرفته شده است. همانطور که گفته شده این پژوهش در سه آرایه‌ی دیمپل-برآمدگی، دیمپل-پین فین و برآمدگی-پین فین مورد مقایسه قرار گرفته شده است. که موجب افزایش سطح حرارتی کانال در ناحیه بالایی کانال نسبت به حالت صاف می‌شود. بنا بر محاسبات سطح حرارتی ایجاد شده برای آرایه‌های غیر خطی با آرایش دیمپل-پین فین و برآمدگی-پین فین بایکدیگر یکسان و برابر $32754/912 \text{ mm}^2$ می‌باشد. و این افزایش سطح حرارتی برای آرایش دیمپل-برآمدگی برابر $25218/595 \text{ mm}^2$ نیز است. در حالت سطح صاف، سطح حرارتی برابر 23078 mm^2 خواهد بود. در جدول زیر نسبت $\frac{A}{A_0}$ برای هر کدام از آرایش‌های مورد بررسی آورده شده است.

جدول ۳-۲: نسبت سطح حرارتی افزاینده‌های حرارتی به سطح صاف

آرایش افزاینده‌های حرارتی	$\frac{A}{A_0}$
دیمپل-پین فین	۱/۴۲
برآمدگی-پین فین	۱/۴۲
دیمپل-برآمدگی	۱/۰۹

۳-۴ مدل‌سازی مسئله

در پژوهش حاضر باهدف مدل‌سازی و حل مسئله از نرم‌افزار دیزاین مدلر^۱ جهت ترسیم اشکان هندسی، برای ایجاد شبکه‌ی محاسباتی از انسیس‌مشینگ^۲ و برای حل معادلات پیوستگی، ممنتوم، انرژی و معادلات آشفستگی جهت شبیه‌سازی جریان و انتقال حرارت، با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت^۳ ۱۷/۳ انجام شده است. در این بخش در ابتدا نحوه‌ی ایجاد شبکه در دامنه‌ی حل بررسی شده و سپس به نتایج

^۱Design modeler

^۲Ansys meshing

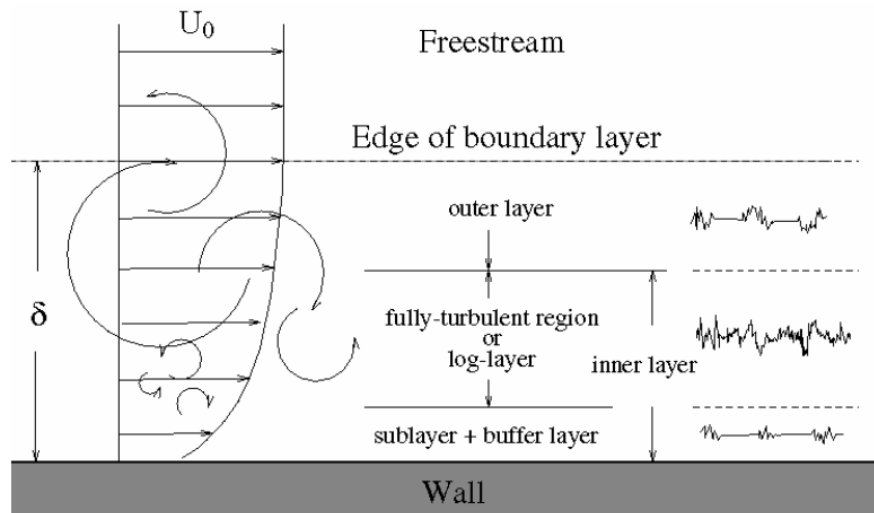
^۳Fluent

مستقل از شبکه، تعداد مش موردنیاز برای دامنهی محاسباتی و چگونگی مدلسازی دیواره پرداخته و در ادامه تنظیمات حل گر و روش عددی و معیارهای همگرایی حل مسئله را مشخص کرده است.

۱-۴-۳ بررسی شبکه‌ی ایجادشده

این پژوهش بیشتر به مطالعه و شبیه‌سازی انتقال حرارت و جریان آشفته در ناحیه داخلی بالایی پره در کانال دوپاسه به بررسی انتخاب بهترین آرایش تقویت کننده‌های حرارتی از بین مدل‌های پیشنهادی می‌باشد. لذا با توجه به اینکه دیواره‌ها یکی از منابع اصلی تولید ورتیسیتی در جریان هستند و پروفیل سرعت متوسط نیز وابسته به شرط عدم لغزش بر روی دیواره است، جریان آشفته به شدت تحت تاثیر دیواره می‌باشند. بطور کلی نحوه برخورد با دیواره یکی از موضوعات مهم در مدل‌های اغتشاشی متوسط گیری شده از معادلات ناویر استوکس برای شبیه‌سازی لایه مرزی دیواره است. وجود گرادیان شدید در نواحی نزدیک دیواره تاثیر زیادی در تولید اغتشاشات، نوسانات اغتشاشی و تبع آن انتقال متغیرهای پایستار جریان همانند سرعت و انرژی دارد. به کمک یک شبکه بندی و انتخاب مدل دیواره مناسب می‌توان جریان و انتقال حرارت ناشی از دیواره را حل نمود. زیرا مدل‌سازی دیواره به شدت صحت نتایج عددی را تحت تاثیر خود قرار می‌دهد، تا جائیکه می‌توان دیواره را منبع اصلی تولید گردابه و اغتشاشات دانست. بنابراین، برخورد با اثرات دیواره و اعمال این اثرات بر روی جریان تا حد زیادی در پیش بینی درست میدان‌های اغتشاشی تحت تاثیر دیوار موثر خواهد بود. بطور کلی مدلسازی درست جریان در نزدیکی دیواره در تخمین دقیق ضریب اصطکاک، افت فشار جدایش، ضریب انتقال حرارت بسیار اهمیت دارد. نواحی نزدیک دیواره را با توجه به آزمایشات و تحلیل‌های ریاضی، می‌توان نواحی نزدیک دیواره را به لایه مجزا تقسیم کرد. لایه داخلی که در آن جریان متأثر از شرایط دیواره و لایه خارجی که در آن جریان متأثر از جریان اصلی است. اما این لایه داخلی نیز خود به چند لایه تقسیم می‌شود. در اولین لایه در لایه داخلی که به زیر لایه لزج معروف است، جریان تقریباً آرام بوده و لزجت مولکولی نقش اصلی را در انتقال مومنتم و حرارت ایفا می‌کند. اندکی دورتر از دیواره در لایه لگاریتمی، اغتشاشات در

فرآیند اختلاط نقش غالب را خواهند داشت. ناحیه‌ای مابین دو ناحیه لایه لزج و لایه لگاریتمی وجود دارد ریال که به ناحیه بافر معروف است و در آنجا لزجت مولکولی و لزجت آشفتگی هر دو از یک درجه اهمیت دارند. در شکل ۳ تقسیم بندی نواحی نزدیک دیواره را در لایه مرزی نشان داده شده است.



شکل ۳-۶: تقسیم بندی نواحی نزدیک دیواره در جریان آشفته [۴۴]

به طور کلی دو دیدگاه برای مدلسازی مناطق نزدیک دیواره وجود دارد. که به بسته به میزان تراکم شبکه بندی در نزدیکی دیواره و عدد رینولدز جریان دارد. در روش اول که به روش تابع دیواره معروف است، نواحی داخلی که تحت تاثیر لزجت مولکولی (زیر لایه لزج و لایه بافر) می باشند، حل نمی شوند، در عوض از یک رابطه تجربی (توابع دیواره) برای حذف این نواحی استفاده خواهد شد. از این دیدگاه می توان در مدل های آشفتگی مخصوص اعداد رینولدز بالا استفاده نمود. در این اعداد بالای رینولدز لایه لزج آنقدر نازک می شود، که حل بسیار مشکل می گردد. در روش دوم که به روش مدل های اعداد رینولدز پایین معروف است، تمامی جزئیات لایه مرزی، به وسیله مدل های آشفتگی مخصوص حل نواحی تحت

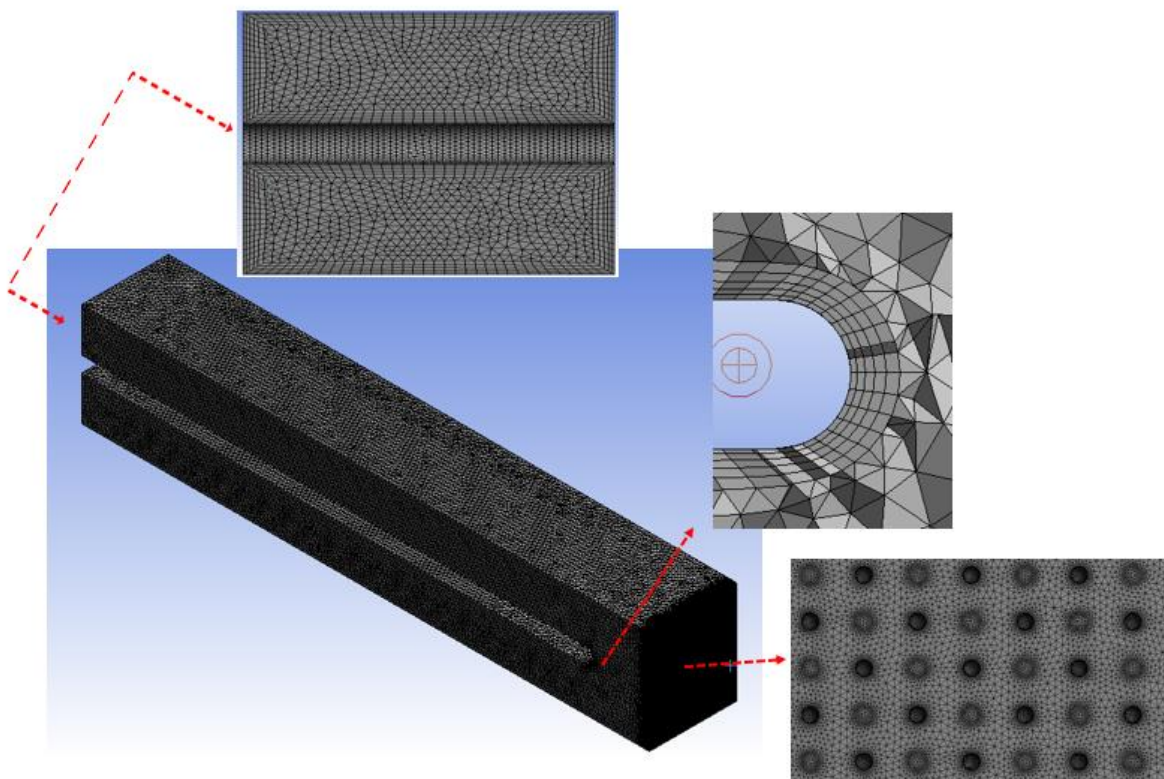
تاثیر لزجت مولکولی، با شبکه‌های بسیار ریز در جهت عمود بر راستای جریان حل می‌شود. به گونه‌ای که کیفیت شبکه رفته‌رفته به سمت دیواره افزایش می‌یابد و شامل حل و شبیه‌سازی زیر لایه لزج می‌گردد. که نیازمند هزینه محاسباتی و حافظه بسیار بالای سیستم کامپیوتری می‌باشد. در اینجا بنابر توصیه مطالعه‌ی عددی ژی و ساندن بر روی تقویت کننده‌های انتقال حرارت در ناحیه بالایی پره، استفاده از توابع دیواره برای حل جریان نزدیک دیوار پیشنهاد شده است. زیرا که هندسه جریان در ناحیه بالایی پره پیچیده و محدوده‌ی رینولدز جهت مطالعه‌ی جریان و انتقال حرارت آشفتگی بالا می‌باشد. بنابراین محدوده عدد تابع بدون بعد دیواره باید در محدوده ۱۵ تا ۵۰ قرار گیرد، تا دقت لازم در شبیه‌سازی و خطای محاسباتی در قیاس با نتایج آزمایشگاهی کاهش یابد. بنابراین تمامی شبکه‌بندی هندسه‌های مختلف در ناحیه نزدیک دیواره طوری تنظیم شده است تا محدوده y^+ رعایت شود. به همین منظور برای تمامی سطوح بالایی پره که از دیمپل، پین-فین و برآمدگی پوشانده شده‌اند مقدار y^+ در تمامی محدوده‌ی رینولدز مورد بررسی بین $18 \leq y^+ \leq 15$ در نظر گرفته شده است. و مش لایه‌ی مرزی که توسط انسیس‌مشینگ در نزدیکی دیواره ایجاد می‌شود، مشی ساختاریافته با سلول‌های پنج‌وجهی^۱ می‌باشد. نرخ رشد فاصله‌ی سلول‌ها باید طوری تنظیم شود که شبکه حالتی یکنواخت داشته باشد به طوری که حداکثر مقدار آن معمولاً برابر $1/3$ خواهد بود. برای این شبیه‌سازی و گرفتن نتایج، این مقدار را برابر $1/2$ قرار داده‌ایم که با توجه به این نسبت تا ۵ لایه در جهت عمودی بر دیواره تراکم مش داشته‌ایم. این تنظیمات در قسمت تراکم^۲ مش، اولین ضخامت از دیواره^۳، توسط نرم‌افزار انسیس‌مشینگ انجام شد. لازم به ذکر است که ضخامت اولین شبکه تا دیواره با توجه به حفظ مقدار محدوده y^+ برای هر رینولدز، مقداری متفاوت و باید به صورت جداگانه محاسبه شود. در دیگر نواحی محاسباتی، از شبکه‌بندی غیرساختاریافته استفاده شده است. شبیه‌سازی جریان و انتقال حرارت سیال نیز در داخل آرایش‌های مختلف و ترکیب شده پین-فین، دیمپل و برآمدگی که در ناحیه‌ی بالایی پره

^۱Prism elements

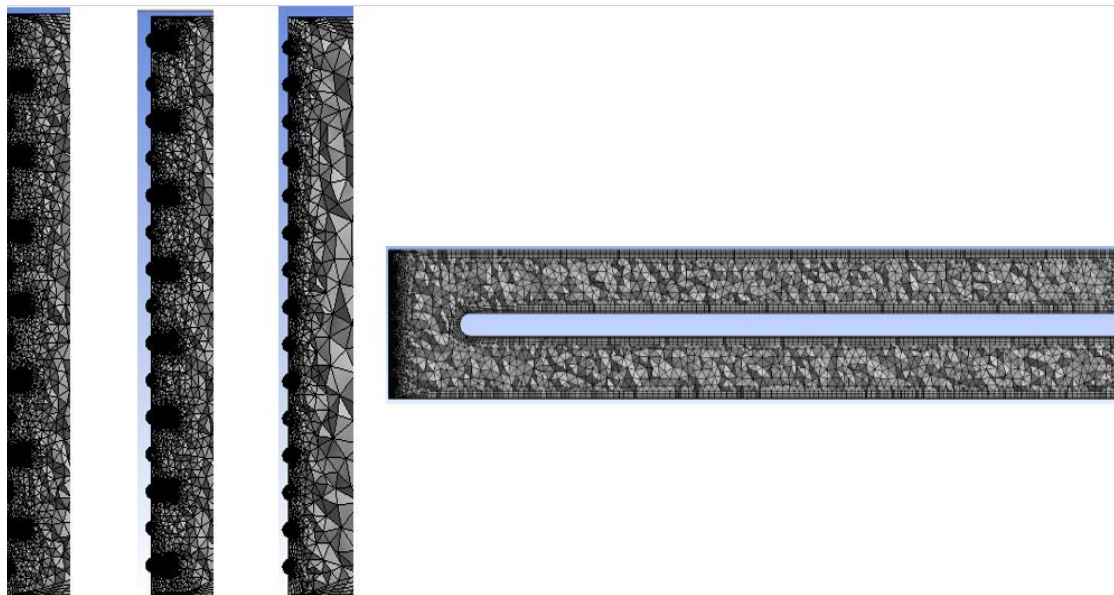
^۲Inflation

^۳First layer thickness

تعبیه شده، صورت پذیرفته است. برای شبکه‌بندی $2/6$ میلیونی هندسه‌ی سه بعدی کانال خنک‌کننده که در ناحیه‌ی بالای آن آرایش غیرخطی دیمپل و پین-فین وجود دارد. علاوه بر شبکه‌بندی لایه مرزی در داخل و اطراف دیمپل و پین-فین، شبکه‌بندی در نزدیکی دیمپل و پین-فین ریز شده است تا اثرات جریان و انتقال حرارت ناشی از پیچیدگی‌های هندسی این افزایش‌دهنده‌های حرارتی در فرآیند شبیه‌سازی به‌طور کامل دیده شود. به همین دلیل کوچکترین و بزرگترین سائز شبکه در هندسه مورد با بررسی به ترتیب برابر $0/001$ و 6 میلی‌متر با نسبت رشد $1/4$ می‌باشد که در تنظیمات نرم‌افزار ماشینگ انسیس لحاظ شده است. در شکل ۳-۷ تصویر کاملی از شبکه‌ی دامنه‌ی حل در حالت سه‌بعدی مشاهده می‌شود، که دربردارنده مش لایه مرزی و تراکم مش در نزدیکی تقویت‌کننده‌ها در ناحیه بالایی و خم کانال می‌باشد. در شکل ۳-۸ نواحی تراکم مش در نواحی حساس با توجه برش خط تقارن شبکه‌بندی دامنه‌ی محاسباتی نمایش داده شده است.



شکل ۳-۷: شبکه‌ی ایجاد شده در دامنه‌ی محاسباتی برای کانال دوپاسه همراه با تقویت‌کننده‌های در ناحیه‌ی بالایی



۱. برآمدگی-دیمپل ۲. پین-فین-دیمپل ۳. برآمدگی-پین-فین

شکل ۳-۸: تراکم شبکه محاسباتی در نزدیکی آرایش‌های مختلف تقویت‌کننده انتقال حرارت

۲-۴-۳ استقلال از شبکه

به‌منظور بدست آوردن نتایج پژوهش به‌صورت مستقل از تعداد شبکه‌ی محاسباتی، چهار شبکه‌ی محاسباتی با وای پلاس مناسب برای کانال دوپاسه با آشفته‌سازهای پین‌فین، دیمپل: نصب شده در ناحیه داخلی بالایی کانال با استفاده از مدل توربولانسی کی اپسیلون Realizable مورد بررسی قرار گرفته شده است. آشفته‌سازهای بکار رفته در ناحیه بالایی کانال دوپاسه از نظر هندسی و موقعیت قرار گرفتن و همچنین احتیاط به میزان شبکه مورد نیاز جهت شبیه‌سازی و ارزیابی‌همانند یکدیگر می‌باشند به‌همین منظور برای استقلال از شبکه آرایش آشفته‌سازهای پین‌فین، دیمپل را به عنوان معیار قرار دادیم. میزان ناسلت و ضریب افت اصطکاک از مهمترین پارامترهای شبیه‌سازی این پژوهش می‌باشد. لذا نتایج حاصل از استقلال از شبکه محاسباتی بر اساس این پارامترها مورد سنجش قرار گرفته شده‌است. مش دامن‌ه‌ی محاسباتی به‌خصوص در نواحی انحنا دار و نوک‌تیز مانند خم‌ها و اطراف آشفته‌سازها در ناحیه خم به دلیل پیچیده و شدید بودن گرادیان‌ها، سعی شده مش پیرامون آن‌ها ریزتر شود که در تنظیمات مربوط به نرم‌افزار شبکه‌بندی این مورد لحاظ شده است. بر طبق نتایج حاصل از استقلال از مش، در ناحیه‌ی

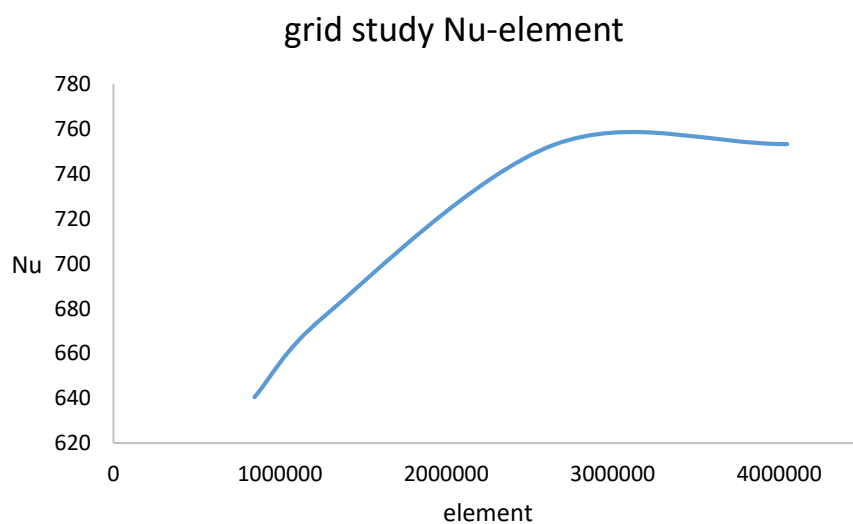
بالادست لایه مرزی حداقل نیاز به ۱۰ الی ۱۵ المان داریم تا تقریباً همه‌ی پدیده‌های حاصل از جدایش جریان، اتصال مجدد جریان، جریانات ثانویه ناشی از خم و آشفته‌سازها و همچنین جریانات ناشی از دوران کانال در دامنه‌ی محاسباتی، دیده شود. نتایج استقلال از شبکه را برای میزان ناسلت و ضریب افت فشار کانال دوپاسه با شرایط مذکور را در عدد رینولدز ۳۱۰۰۰۰ مورد ارزیابی قرار دادیم. در بررسی بر روی تغییر مقدار ناسلت متوسط دیواره‌های کانال، ناشی از افزایش المان‌ها باهدف رسیدن به نتایج مستقل از شبکه در حالت سه‌بعدی، شبکه‌ی چهارم را به‌عنوان مبنا در نظر گرفته و دیگر نتایج حاصل از بقیه‌ی شبکه‌ها را با آن موردسنجش قرار داده‌ایم. دیده‌شده است اختلاف نتایج بین شبکه‌ی حالت سوم و چهارم بسیار کم می‌باشد. به همین دلیل برای صرفه‌جویی در زمان حل و شبیه‌سازی محاسبات عددی، نتایج شبکه‌ی نوع سوم را به‌عنوان نتایج مستقل از تعداد شبکه در نظر گرفته‌ایم. در جدول ۳-۲ و ۳-۳ به ترتیب نتایج حاصل از ناسلت متوسط صفحه بالایی کانال و مقدار ضریب ضریب حاصل از آشفته‌سازها در کل کانال را نشان می‌دهد. همچنین در شکل‌های ۳-۹ و ۳-۱۰ به ترتیب شبکه مستقل از شبکه برای میزان ناسلت ناحیه بالایی کانال و ضریب افت فشار کل کانال آورده شده است.

جدول ۳-۳: بررسی مقدار متوسط ناسلت برای کانال دوپاسه با آرایش پین‌فین، دیمپل جهت نشان دادن استقلال از مش در رینولدز ۳۱۰۰۰۰

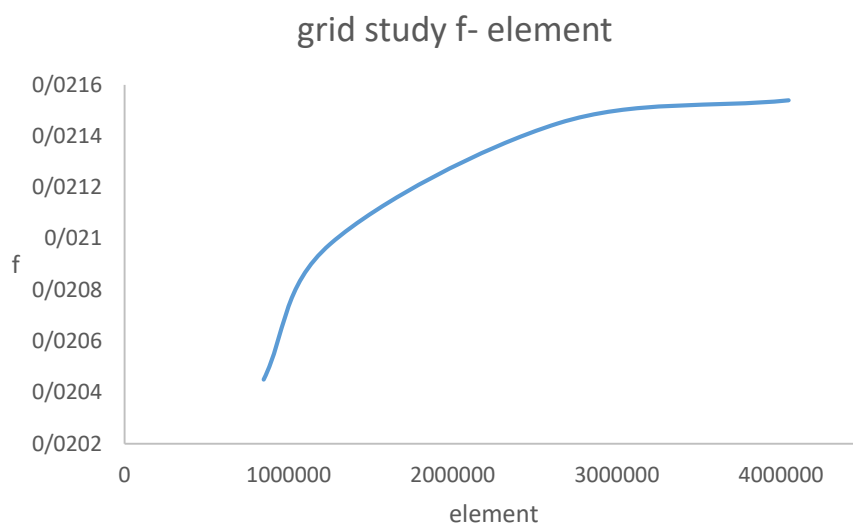
شبکه	تعداد المان‌ها	مقدار متوسط ناسلت	درصد خطا(%)
۱	۸۴۷۵۴۶	۶۴۰,۴۶	۱۵
۲	۱۲۵۴۷۸۹	۶۷۵,۷۵	۱۰,۳
۳	۲۶۴۲۲۸۷	۷۵۲,۹۰	۰,۰۵
۴	۴۰۴۷۰۸۲	۷۵۳,۳۲	-

جدول ۳-۴: بررسی مقدار ضریب اصطکاک برای کانال دوپاسه با آرایش پین‌فین، دیمپل جهت نشان دادن استقلال از مش در رینولدز ۳۱۰۰۰

شبکه	تعداد المان‌ها	ضریب اصطکاک	درصد خطا(%)
۱	۸۴۷۵۴۶	۰,۰۲۰۴۵	۲,۶
۲	۱۲۵۴۷۸۹	۰,۰۲۰۹۸	۲,۲۲
۳	۲۶۴۲۲۸۷	۰,۰۲۱۴۵	۰,۴۱
۴	۴۰۴۷۰۸۲	۰,۰۲۱۵۴	-



شکل ۳-۹: استقلال از شبکه میزان ناسلت متوسط در ناحیه بالایی کانال دوپاسه



شکل ۳-۱۰: استقلال از شبکه میزان ضریب افت فشار در طول کانال دو پاسه

۳-۴-۳ شرایط مرزی و خواص سیال

این مطالعه با استفاده از شرایط مرزی و خواص سیال گزارش شده در مطالعه‌ی آزمایشگاهی بانکر بر روی کانال دوپاسه با تمرکز بر ناحیه‌ی داخلی بالایی کانال مورد شبیه‌سازی قرار گرفته شده است. سیال ورودی به کانال هوا می‌باشد، که جدول ۳-۴ نشان دهنده‌ی خواص سیال مورد استفاده کانال‌ها با آرایش مختلف از دیمپل، پین‌فین و برآمدگی در ناحیه بالایی است.

جدول ۳-۵: خواص سیال ورودی به کانال دوپاسه

$P_{inlet} (atm)$	$T_{inlet} (K)$	$\rho (kg/m^3)$	$\lambda (W/m.k)$	$\mu (kg/m.s)$	$C_p (KJ/k.kg)$	Pr
۱	۳۰۰	۱.۲۲۵	۰.۰۲۴۲	1.7894×10^{-5}	۱.۰۰۶۴۳	۰.۷۱

در این پژوهش برای تمامی حالات مورد بررسی شرط مرزی در ورودی به کانال‌های خنک‌کننده‌ی

دوپاسه، سرعت ورودی^۱ در نظر گرفته شده است. برای تحلیل و مقایسه نتایج با یکدیگر، مطالعه در چهار عدد رینولدز مختلف، ۱۰۰۰۰، ۲۰۰۰۰، ۳۱۰۰۰۰ و ۴۴۰۰۰۰ انجام شده است. لذا سرعت‌های ورودی به کانال بر اساس قطر هیدرولیکی کانال و خواص ورودی به ترتیب برابر ۴/۳۱۳۶، ۸/۶۲۷۲ و ۱۲/۹۴۰۹ متر بر ثانیه می‌باشد. شرط مرزی در خروج کانال نیز فشار خروجی^۲ در نظر گرفته شد. شرط مرزی هیدرولیکی و حرارتی دیواره‌های کانال خنک‌کننده را به ترتیب بدون لغزش^۳ و شار ثابت در نظر گرفتیم. شار حرارتی به تمامی دیواره‌ها و ریب‌ها به جز پره‌ی راهنما در ناحیه‌ی تویی، مقداری برابر $500 \frac{W}{m^2}$ اعمال شده است.

۴-۳-۴ تنظیمات حل گر و روش عددی

در این پژوهش تمامی معادلات جریان و انرژی، در حالت پایا می‌باشند. با توجه به هوا به عنوان سیال انتخابی جهت خنک‌کاری و اختلاف دمایی ناچیز (در حدود ۲ درجه) برای تمامی حالت‌ها در ورودی و خروجی کانال دوپاسه (باعث تغییرات بسیار جزئی و ناچیز در مقدار خواص می‌شود) و همچنین سرعت ورودی به کانال‌ها در چهار عدد رینولدز مختلف مورد مطالعه، (که عدد ماخ آن‌ها کمتر ۰/۴ می‌باشد)، به همین منظور معادلات جریان در حالت تراکم ناپذیر و مقدار چگالی در طول جریان کانال ثابت در نظر گرفته شده است. به دلیل محدودی عدد رینولدز مورد مطالعه، که در محدوده‌ی آشفته قرار دارد از مدل‌های آشفتگی مختلفی، جهت تحلیل جریان و انتقال حرارت استفاده شده، که از بین این مدل‌ها، معادلات آشفتگی مدل دو معادله‌ای کی اپسیلون Realizable به عنوان مدل برتر شبیه‌سازی برگزیده شده است. در قسمت روش حل در نرم‌افزار تجاری فلوئنت ۱۷/۲، برای کوپله حل شدن معادلات

^۱Velocity inlet

^۲Pressure outlet

^۳No slip

سرعت و فشار از طرح سیمپل^۱ بهره گرفته شده است. طی اعتبار سنجی مسئله دیده شد که گسسته سازی معادلات انرژی، ممنوم و انرژی، در حالت پیشرو مرتبه‌ی دوم همگرایی و نتایج مطلوب‌تری در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی به نسبت حالت پیشرو مرتبه‌ی اول نشان داده است. لذا برای گسسته سازی معادلات از روش پیشرو مرتبه‌ی دوم و برای گسسته سازی معادلات فشار از حالت استاندارد استفاده شده است. برای شبیه‌سازی پره‌های دوار از حل گر قاب مرجع چرخان در فلوئنت استفاده شده است. لذا توسط این حل گر نیروی کوریولیس و گریز از مرکز به دامنهی محاسباتی اعمال می‌شود. پره‌های دوار با مقدار سرعت چرخش ۰/۱ در رینوآدز ۱۰۰۰۰ مورد شبیه‌سازی قرار گرفته‌اند. شعاع دوران صفر می‌باشد.

۵-۳ معیار همگرایی

به‌منظور اطمینان پیدا کردن از همگرا شدن معادلات، تغییر نکردن نتایج و همچنین درستی حل باید معیارهایی را در نظر بگیریم. در شرایط کلی مقدار باقی‌مانده‌ی معادلات پیوستگی 10^{-4} ، ممنوم و انرژی باید کمتر از 10^{-6} و همچنین نوسانات حاصل از باقی مانده‌ها در نرم افزار فلوئنت نوسان بسیار کمی داشته باشد. و مقدار متوسط ناسلت دیواره‌ی بالایی کانال را به هنگام حل و شبیه‌سازی در طی تکرارهای حل باید در نظر گرفت و پس از مدتی میزان تغییرات آن را رصد نمود. تا این میزان به یک عدد همگرا شود. در صورت همگرا نشدن باید، باقی مانده‌های در نظر گرفته شده را باید افزایش داد تا از همگرایی کامل شبیه‌سازی اطمینال لازم را کسب نمود.

^۱Simple

فصل ۴: نتایج حاصل از شبیه‌سازی

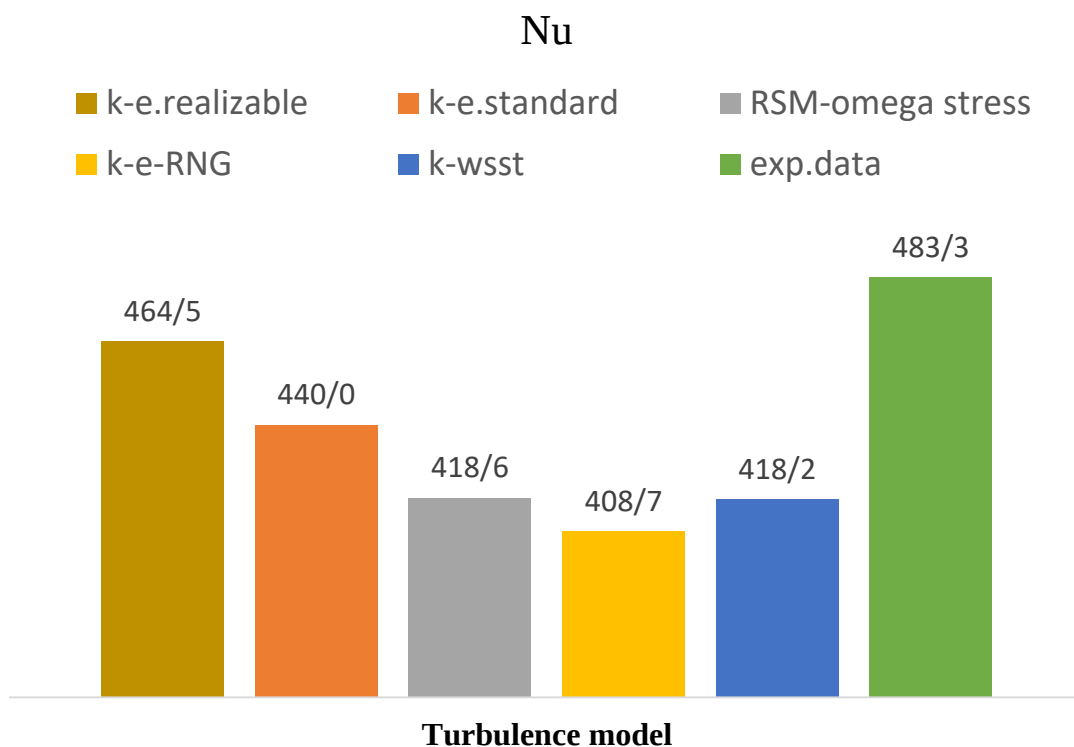
۴-۱ مقدمه

در این فصل به طور خلاصه نتایج مربوط به شبیه سازی جریان و انتقال حرارت ناشی از ناحیه ی بالایی کانال خنک کننده دو پاسه با خم ۱۸۰ مورد بررسی قرار گرفته شده است. سه آرایش مختلف پین فین-برآمدگی، پین فین-دیمپل و برآمدگی-دیمپل در ناحیه ی بالایی کانال هر یک به صورت جداگانه بر اساس پارامترهای ناسلت، افت اصطکاک و راندمان حرارتی در محدوده ی ۱۰۰۰۰۰ الی ۴۴۰۰۰۰ در چهار عدد رینولدز در حالت ثابت و دوار با عدد چرخش $Ro0/1$ مورد ارزیابی و مقایسه قرار گرفته اند.

۴-۲ اعتبار سنجی

برای صحت سنجی نتایج حاصل از شبیه سازی کانال دو پاسه با خم ۱۸۰ درجه مطالعه ی آزمایشگاهی بانکر را به عنوان حالت مبنا قراردادیم. در این مطالعه که تمرکز اصلیش بر روی بررسی جریان و انتقال حرارت ناحیه ی بالایی کانال دو پاسه، به عنوان ناحیه ی اصلی و بحرانی جهت خنک کاری داخلی پره ها می باشد. بنابراین میزان ناسلت متوسط اندازه گیری شده در این ناحیه را به عنوان معیار جهت اعتبار سنجی قرار دادیم. در طی این آزمایش برای سنجش میزان دما در مکان های مختلف در طول مسیر و فشار ورود و خروج سیال خنک کننده به ترتیب در ۲ و ۷ ناحیه از کانال سنسورهایی برای خواندن این پارامترها گذاشته شده بود. این مطالعه در محدوده ی رینولدز ۲۰۰۰۰۰ الی ۴۵۰۰۰۰ انجام شده است. جهت اعتبار سنجی و مقایسه میزان ناسلت شبیه سازی شده برای سطح ناحیه ی بالایی کانال دو پاسه، در این مطالعه از مدل های توربولانسی، با ویژگی متفاوتی استفاده شده است تا نتایج بهترین مدل توربولانسی نسبت به نتایج آزمایشگاهی انتخاب شود. مدل های استفاده جهت اعتبار سنجی شامل خانواده ی مدل های دو معادله ای کی اپسیلون، کی امگا و مدل هفت معادله ای تنش رینولدز می باشند، که میزان ناسلت بدست آمده در رینولدز ۲۰۰۰۰۰ برای هر مدل، نسبت به نتایج آزمایشگاهی مورد ارزیابی قرار گرفته شده است. در شکل ۴-۱ که بیان کننده میزان ناسلت حاصله از نتایج مدل های توربولانسی و آزمایشگاهی است دیده می شود که مدل توربولانسی کی اپسیلون Realizable با درصد خطای ۴

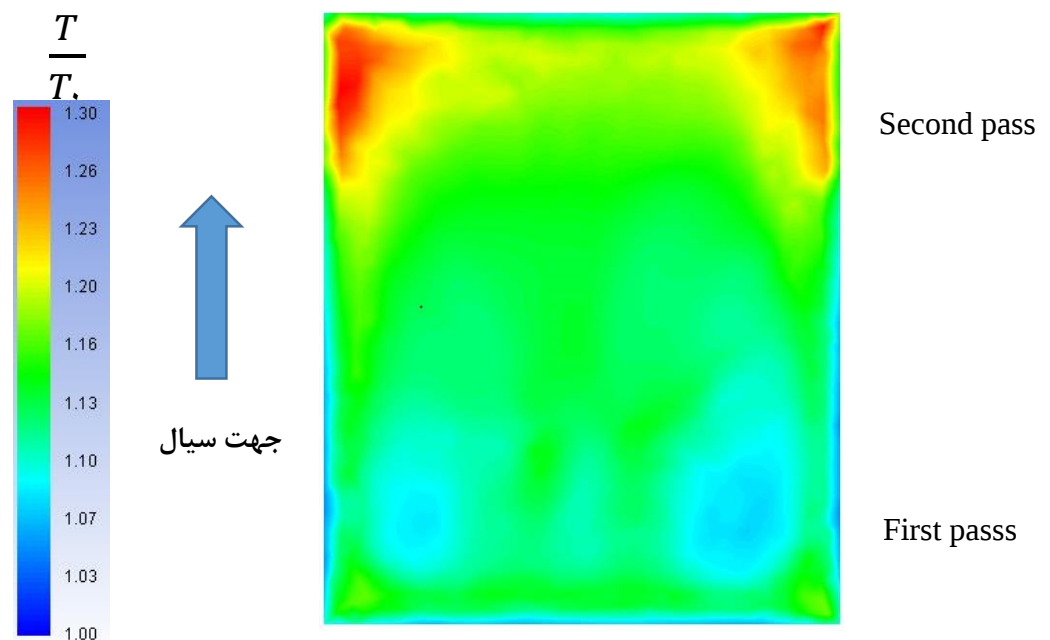
درصد کمترین خطا را نسبت به مدل‌های توربولانسی مورد مطالعه در ناحیه‌ی بدون زبری بالایی کانال خنک‌کننده‌ی دوپاسه نشان می‌دهد. در این مقایسه مدل توربولانسی کی اپسیلون RNG با درصد خطای ۱۵/۴۴ درصد نسبت به نتایج آزمایشگاهی بیشترین میزان خطای عددی را در بین مدل‌های مورد بررسی از خود نشان داد.



شکل ۴-۱: مقایسه‌ی مدل‌های توربولانسی مختلف در بدست آوردن میزان نسبت ناسلت بر روی سطح بالایی کانال دوپاسه در رینولدز ۲۰۰۰۰۰

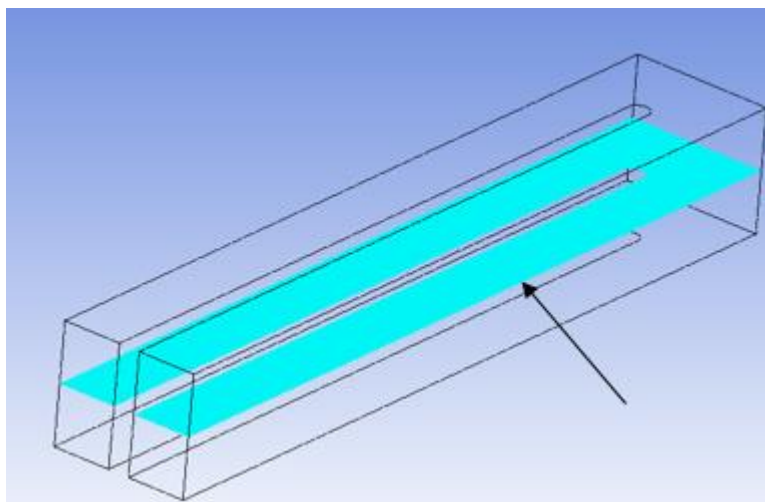
لازم به ذکر می‌باشد که میزان خطای عددی مدل‌های توربولانسی کی اپسیلون استاندارد، کی امگا SST و هفت معادله‌ای تنش رینولدز نسبت به نتایج آزمایشگاهی به ترتیب برابر ۹، ۱۳ و ۱۳/۵ می‌باشد. در شکل ۴-۲ کانتور بی بعد دمای سطح بالایی پره در رینولدز ۲۰۰۰۰۰ حاصل از مدل توربولانسی کی اپسیلون Realizable می‌باشد. در این شکل به خوبی قابل مشاهده است که به دلیل جریان ضربه‌ای

ناشی از گذرگاه اول دمای سیال در ناحیه بالایی این قسمت دارای گرادیان یکنواخت و میزان کمتری نسبت به سطح بالایی پره در گذرگاه دوم می‌باشد. در بالای ناحیه دوم به دلیل وجود جریان برگشتی و گردابه‌های غیرفعالی که در نزدیکی آن اتفاق می‌افتد میزان دما در این ناحیه افزایش چشم‌گیری به خصوص در گوشه‌ها داشته است.



شکل ۴-۲: کانتور دمای بعد ناحیه‌ی بالایی پره در رینولدز ۲۰۰۰۰۰ بدون حضور تقویت‌کننده‌های حرارتی

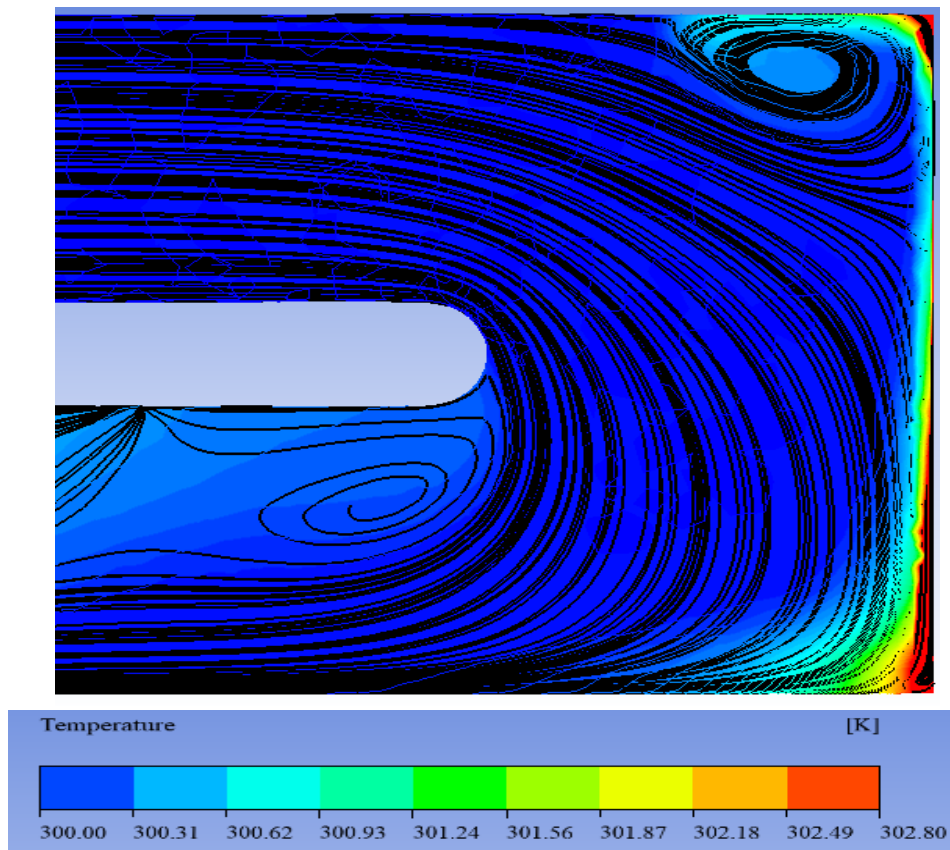
در مطالعه‌ی آزمایشگاهی که توسط بانکر صورت پذیرفت دو سنسور فشار در ورودی و خروجی کانال برای خواندن میزان افت فشار قرار داده است که بتواند در رینولدزهای مختلف، افت فشار در کانال را بدست آورد. بنابراین جهت اعتبارسنجی میزان افت فشار شبیه‌سازی شده در عدد رینولدز ۲۰۰۰۰۰ نسبت به ورود و خروج سیال در کانال با ناحیه‌ی بالایی صاف یا بدون زبری برابر ۹۸۵/۸۵ پاسگال اندازه‌گیری شده است که این میزان نسبت به نتایج آزمایشگاهی بانکر کمتر بدست آمده و در حدود ۱۶/۸ درصد خطا داشته است.



شکل ۳-۴: سطح مقطع میانی کانال دو پاسه

برای نمایش و آسان تر شدن درک پیچیدگی جریان و انتقال حرارت در قسمت میانی کانال، صفحه‌ای تعریف شده است. شکل ۳-۴ نشان دهنده‌ی مکان صفحه‌ی میانی در کانال دو پاسه‌ی مورد شبیه‌سازی می‌باشد. شکل ۴-۴ نمایش دهنده خطوط جریان و گرادیان دما در قسمت سطح مقطع میانی کانال دوپاسه بدون زبری (صاف) در ناحیه‌ی بالایی در رینولدز ۲۰۰۰۰۰ مدل آزمایشگاهی بانکر می‌باشد. در این شکل بیشترین ممتموم ورودی به خم از ورودی کانا و ضربه جریال سیال بر روی دیواره صفحه‌ی بالایی کانال را می‌توان مشاهده کرد. قبل از خم ۱۸۰ درجه پرفیل سرعت حالت یکنواختی دارد اما به محض ورود به خم، جریان در نزدیکی دیواره‌ی داخلی با سرعت افزایشی و در نزدیکی دیواره خارجی دارای سرعت کاهشی می‌شود. این چنین جریانات باعث وجود ضربه ، جدایش و چرخش مجدد سیال در ناحیه اطراف خم خواهد شد. دلیل آن این است که جریان سیال در کانال تحت تاثیر اثرات خم قرار داده شده است که باعث خلق یک حباب جدایش در جریان پایین دست دیواره‌ی تقسیم کننده در ابتدای گذرگاه دوم و در همان ناحیه در جریان بالادست آن جریان مجدد اتفاق می‌افتد. همانطور که از

شکل ۴-۴ مشاهده می‌شود دو ناحیه‌ی چرخش به ترتیب در گوشه‌ی گذرگاه اول و دوم پدیدار شده است. به‌طور کلی جریان به دلیل وجود نیروی گریز از مرکز ناشی از انحنای خم و همچنین اختلاف فشار (فشار کم در نزدیکی ناحیه‌ی دیوار داخلی، فشار بالا در نزدیکی ناحیه‌ی دیوار خارجی) یک جفت گردابه‌ی خلاف جهت هم، در ناحیه خم تولید می‌کند. بنابراین این گردابه‌ها مشخصاً از قدرت و توانایی مناسبی برای آمیختن جریان سرد از هسته‌ی کانال به سمت دیواره‌ی خارجی یا همان ناحیه‌ی بالایی محفظه‌ی خنک‌کننده خواهد شد. این اختلاط و آمیختگی مناسب موجب افزایش و تقویت پارامترهای انتقال حرارت می‌شود.



شکل ۴-۴: خطوط جریان و گرادیان دما در قسمت سطح مقطع میانی کانال دوپاسه بدون زبری (صاف) در ناحیه‌ی بالایی در رینولدز ۲۰۰۰۰۰ مدل آزمایشگاهی بانکر

۳-۴ بررسی تاثیرات برآمدگی، پین-فین و دیمپل در ناحیه‌ی بالایی کانال بدون دوران

به‌طور کلی استفاده از وسایل تقویت‌کننده انتقال حرارت، میزان سطح آشفته‌گی و انتقال حرارت را بر روی دیواره‌ی ناحیه بالایی کانال افزایش خواهد داد. این شدت میزان انتقال حرارت، وابسته به شکل و آرایه‌های آن‌ها می‌باشد. البته بکارگیری این افزایشنده‌ها موجب افت فشار کانال خنک‌کننده نیز می‌شود و در بعضی از موارد بسیار نسبت به ناحیه بالایی بدون زبری ناچیز است.

شکل ۴-۵ توزیع نسبت ناسلت را در رینولدز منتخب ۳۱۰۰۰۰ برای حالت‌های مختلف ترکیب تقویت‌کننده‌های حرارتی نشان می‌دهد. با توجه به شکل، در نیمی از ناحیه تیپ شاهد یک مقدار فوق‌العاده ناسلت نسبت به نیمی دیگر از ناحیه تیپ هستیم. در واقع ناحیه تیپ از طریق دو مکانیزم کاملاً متفاوت خنک‌کاری می‌شود، یکی مکانیزم مربوط به خنک‌کاری برخوردی یا ضربه‌ای است که ناشی از برخورد جریان سیال خنک‌کننده به نیمی از صفحه تیپ که در مقابل پاس اول می‌باشد و دیگری جریان عادی خنک‌کاری است که سایر نواحی کانال و نیم دیگر ناحیه تیپ هم از آن بهره می‌برند. پرواضح است که مکانیزم خنک‌کاری ضربه‌ای بشدت سبب افزایش انتقال حرارت در این ناحیه خواهد شد و در هر سه شکل الف، ب و ج این مکانیزم فعال می‌باشد به‌طوری‌که نسبت ناسلت محلی حتی تا مقدار ۲/۹۵ نیز گزارش شده است که بسیار قابل ملاحظه می‌باشد. عامل موثر بعدی در افزایش انتقال حرارت در ناحیه تیپ را می‌توان در افزایش پارامترهای مربوط به توربولانس و اغتشاش جریان جست و جو کرد، به‌طوری‌که هرکجا این پارامترها فعال‌تر عمل می‌کنند شاهد رشد چشمگیر ناسلت محلی می‌باشیم. با توجه به ماهیت هندسی تقویت‌کننده‌های مورد بحث، انتظار داریم به ترتیب فین‌ها و برآمدگی‌ها نسبت به دیمپل‌ها الگوهای اغتشاشی بیشتری را در جریان سیال ایجاد نمایند که کاملاً با نتایج بدست آمده مطابقت دارد. در شکل ب که ترکیبی از تقویت‌کننده‌های فین و برآمدگی را قرار داده ایم نسبت ناسلت در مقایسه با حالت الف و ج که به ترتیب ترکیب فین-دیمپل و برآمدگی-

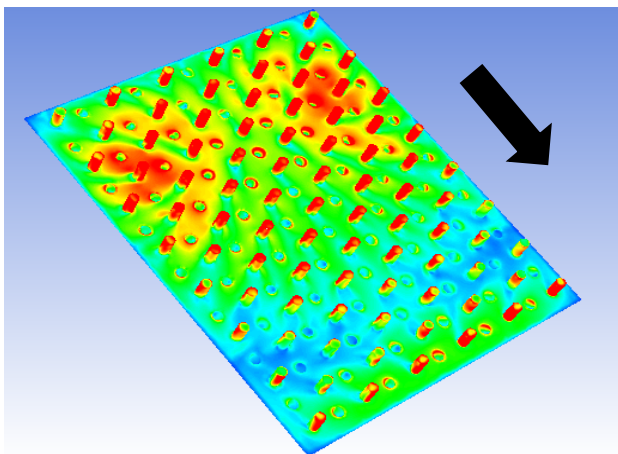
دیمپل است . مقادیر بیشتری را نشان می دهند . تقویت کننده های حرارت و بویژه فین ها علاوه بر ایجاد اغتشاش ، سبب هدایت جریان سیال در ناحیه بالادست به سمت نواحی ویک (گردابه های ساکن) می شوند و در نتیجه هم ناحیه ویک درون کانال را کاهش می دهند و هم سبب اختلاط بهتر جریان سیال می شوند که منجر به افزایش ناسلت خواهد شد . در ناحیه تیپ هر چه در جهت جریان سیال حرکت می کنیم از مقدار ناسلت کاسته می شود ولی وجود تقویت کننده های فین و برآمدگی سبب شده است که تعداد نقاط با ناسلت بالاتر افزایش پیدا کند که در نتیجه سبب توزیع یکنواخت تر ناسلت در کل ناحیه محاسباتی می شود . وجود گردابه های ساکن در نقاط گوشه های ناحیه تیپ در حالت بدون تقویت کننده چالشی بسیار بزرگ محسوب می شد اما با تعبیه این المان ها همانطور که در شکل ها مشهود می باشد کمترین تراکم این گردابه ها را شاهد هستیم ، در مقابل وجود این مغشوش کننده ها سبب ایجاد جریان های ثانویه و گردابه های متحرک در جریان سیال شده است که به طور قابل ملاحظه ای این گردابه ها در نرخ انتقال حرارت موثر می باشند . گردابه های مربوط به جریان ثانویه از طریق فعال سازی مکانیزم های اختلاط جریان سبب افزایش ناسلت در کل ناحیه محاسباتی شده اند .

بیشترین تاثیر این نوع از گردابه ها را در شکل ب مشاهده می کنیم ، جایی که المان های فین دارای بالاترین پتانسیل برای ایجاد این نوع از گردابه ها می باشند . در مقابل فین ها به علت ایجاد افت فشار اصطکاکی بیشتر نسبت به دو حالت دیگر باید در ادامه بررسی شوند . در شکل الف و ب در نواحی مربوط به پاس دوم دارای نقاطی هستیم که نسبت ناسلت محلی در این نواحی دارای اعداد نزدیک به $2/75$ است که عملکرد خیلی بالای تقویت کننده های فین و برآمدگی را برای جبران ناسلت نشان می دهد این توانایی فین و برآمدگی در مقابل استعداد کمتر دیمپل ها در ایجاد اغتشاش سبب اختلاف چشمگیر توزیع ناسلت در شکل های الف و ب نسبت به شکل ج شده است .

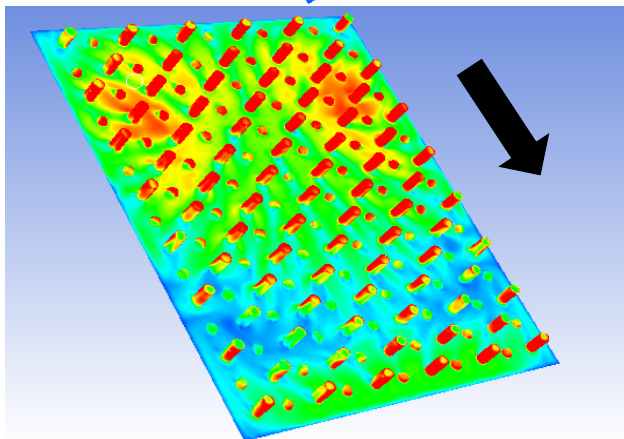
شکل ۴-۶ خطوط جریان را در صفحه میانی کانال و گرادیان دما در ناحیه تیپ را در رینولدز منتخب ۳۱۰۰۰ مایش می دهد . با مقایسه سه شکل الف و ب و ج مشاهده می کنیم که از نظر الگوی جریان نیز فین ها نسبت به دو زبری دیگر عملکرد بهتری را ایجاد کرده اند . در واقع در شکل الف و ب که فین ها حضور دارند شاهد هدایت بیشتر خطوط جریان سیال به نواحی ویک و پرفشار ناحیه محاسباتی هستیم که عملاً سبب تقلیل اثر منفی این نواحی بر ناسلت متوسط ناحیه خنک کاری می شوند . هرچه ناحیه ویک در گوشه های تیپ کاهش پیدا کند ، ناسلت متوسط سطح افزایش خواهد یافت و سبب توزیع یکنواخت تر انتقال حرارت در ناحیه محاسباتی می شود . یکی از نواقص فین ها در تحلیل های انتقال حرارت و بویژه انتقال حرارت اجباری به سبب سرعت بالای جریان عبوری از روی فین ها ، ایجاد گردابه های ویک در پشت هر فین می باشد ، وجود این گردابه ها در پشت فین ها و در پایین دست جریان سبب افزایش دمای این نواحی و در نتیجه کاهش ناسلت خواهد شد . در این پژوهش به این دلیل که بین هر دو فین مجاور یک دیمپل و یا برآمدگی قرار گرفته است در واقع فواصل بین فین ها نسبت به آرایش فین تنها بیشتر شده ، در نتیجه سرعت سیال خنک کاری عبوری از بین هر دو فین در رینولدز های مشابه کاهش می یابد این کاهش سرعت سبب می شود که ناحیه ویک پشت هر فین به شدت کاهش یابد و در نتیجه سبب افزایش ناسلت در این نواحی خواهد شد که تاثیر فوق العاده ای در ناسلت متوسط ناحیه محاسباتی داشته است . این استراتژی در کنار چینش نا منظم فین ها با دیمپل و برآمدگی از سه طریق سبب بهبود ضریب کلی انتقال حرارت نسبت به مطالعات دیگر شده است ، اول از طریق کاهش ناحیه ویک پشت فین ها ، دوم از طریق افزایش پارامتر های اغتشاش جریان به علت چینش نا منظم المان های زبری و سوم از طریق کاهش افت فشار اصطکاکی ناشی از ترکیب فین ها با دیمپل و برآمدگی ها . در واقع تاکنون هیچ مطالعه ای در این زمینه با شرایط گفته شده در مورد ناحیه تیپ و خنک کاری داخلی وجود نداشته است و این روش پاسخ بسیار مناسبی را برای حل مشکل خنک کاری ناحیه تیپ در عین افزایش انتقال حرارت و کاهش افت فشار اصطکاکی و در مقابل با شرایط سطح حرارتی خیلی کمتر نسبت به حالت فین خالی ارائه نموده است . حالت الف و ب شرایط بسیار نزدیکی

را در مورد الگوی جریان ایجاد کرده اند ولی با مقایسه این دو شکل با شکل ج مشاهده می کنیم که ترکیب دیمپل با برآمدگی خیلی در زمینه اختلاط جریان و ایجاد جریان های ثانویه موفق عمل نکرده اند و همچنین ناحیه ویک در گوشه های ناحیه محاسباتی نسبت به دو حالت قبل بسیار وسیع تر است. در واقع می توان تحلیل نمود که به علت سرعت بالای جریان خنک کاری در رینولدز های بالا ، جریان سیال در نیمه مربوط به پاس دوم ناحیه تیپ ، فرصت این را پیدا نمی کند تا درون دیمپل ها وارد شود و سبب خنک کاری آنها گردد ، در واقع یک ناحیه جدایش روی سطوح دیمپل های ایجاد می گردد که سبب شده نیمی از ناحیه محاسباتی نسبت به نیمی دیگر که از خنک کاری ضربه ای بهره می برد توزیع ناسلت بسیار پایین تری را تجربه نماید. در مقابل در دو ساختار شکل الف و ب اغتشاش گر های جریان به خوبی عمل کرده اند و الگوهای جریان های ثانویه را به خوبی درون جریان فعال نموده اند . مطابق با نتایج عددی حداکثر دمای ثبت شده در ساختار های مربوط به اشکال الف و ب $313/5$ درجه کلون می باشد این در حالی است که در شکل ج این دما به $315/5$ درجه کلون هم میرسد .

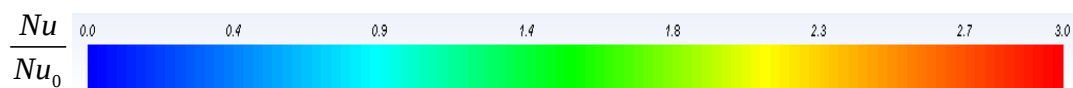
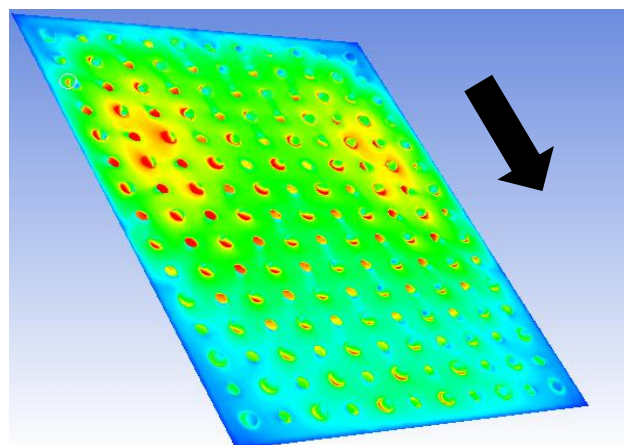
الف: پین-فین و دیمپل



ب: پین-فین و برآمدگی

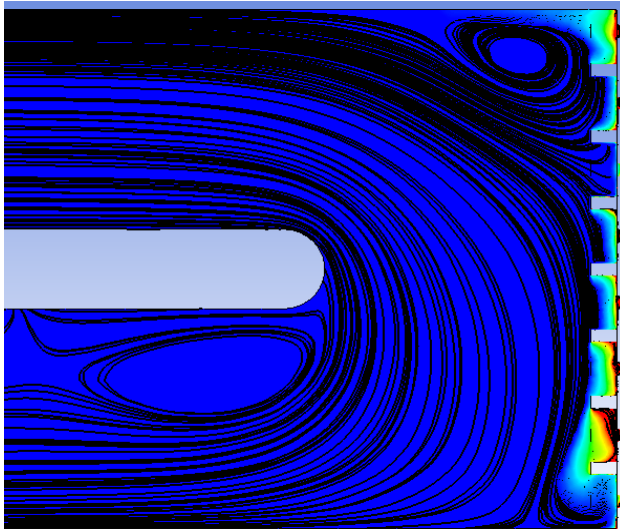


ج: برآمدگی و دیمپل

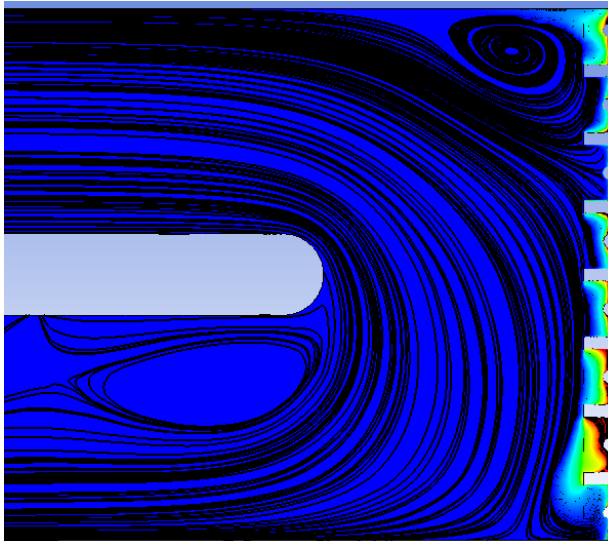


شکل ۴-۵: نمایش توزیع نسبت ناسلت آرایش‌های مختلف تقویت کننده‌های حرارتی در رینولدز ۳۱۰۰۰

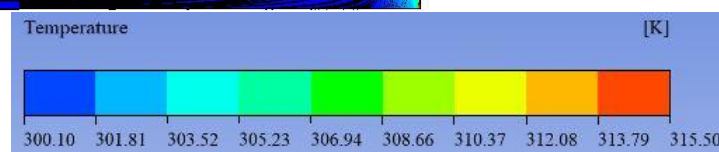
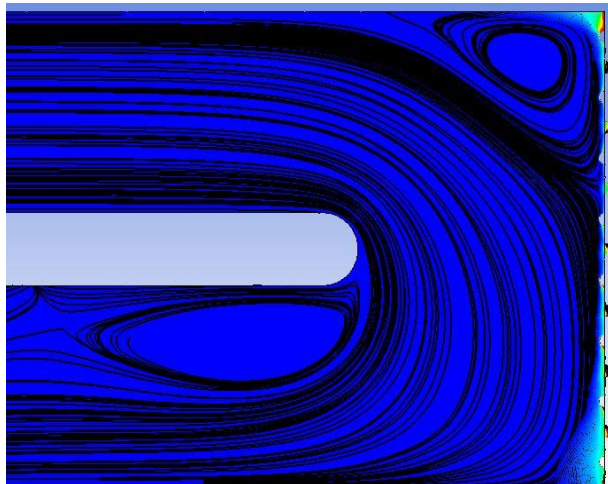
الف: پین-فین و دیمپل



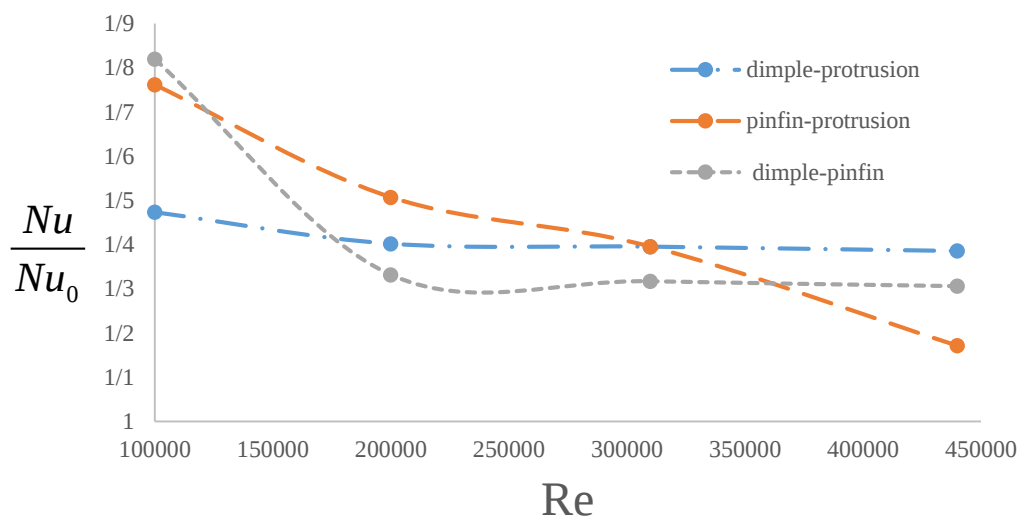
ب: پین-فین و برآمدگی



ج: برآمدگی و دیمپل

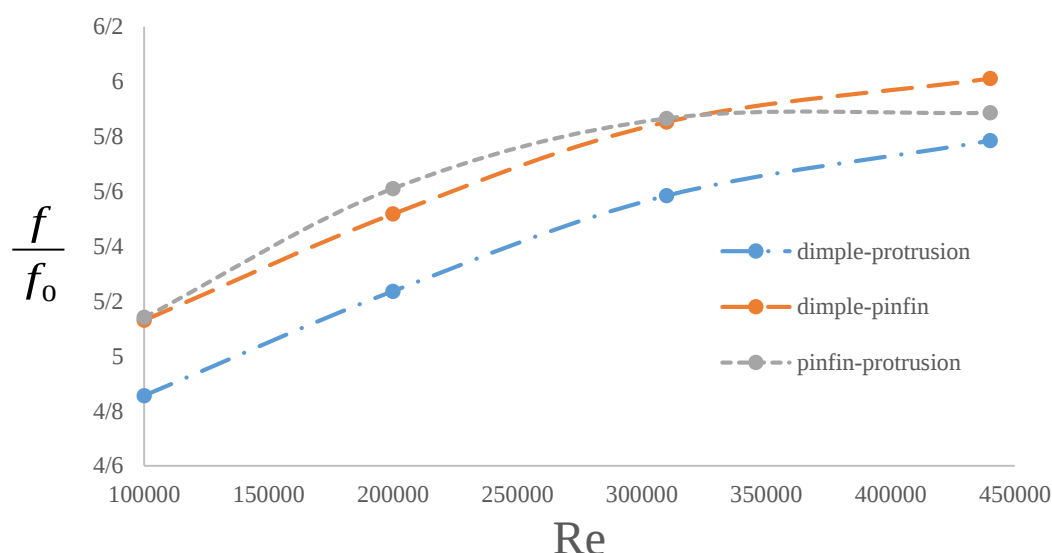


شکل ۴-۶: خطوط جریان و گرادیان دما در قسمت سطح مقطع میانی کانال دوپاسه دارای تقویت‌کننده‌های حرارتی در رینولدز ۳۱۰۰۰۰



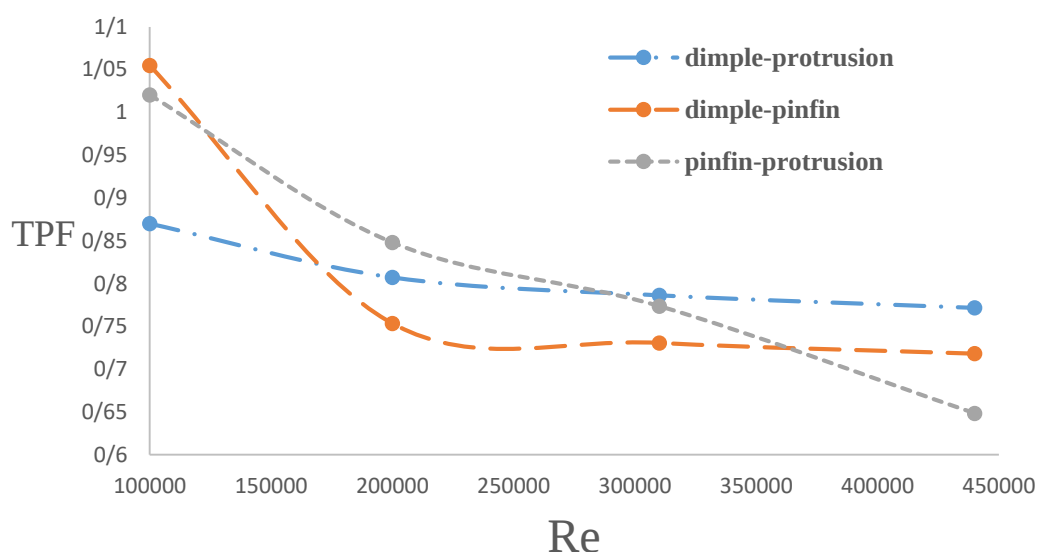
شکل ۴-۷: نمایش مقایسه نسبت ناسلت متوسط تقویت کننده‌های حرارتی در ناحیه‌ی بالایی پره

شکل ۴-۷ نسبت ناسلت متوسط ناحیه محاسباتی را در رینولدزهای ۱۰۰۰۰۰ تا ۴۵۰۰۰۰ برای سه ترکیب مختلف فین-برآمدگی، فین-دیمپل و دیمپل-برآمدگی نشان می‌دهد. در مورد ترکیب دیمپل-برآمدگی که خط آبی رنگ نمودار را در بر می‌گیرد مشاهده می‌کنیم که نسبت ناسلت حساسیت بسیار کمی را به تغییرات رینولدز نشان می‌دهد. همانطور که قبلاً اشاره شد، بنظر میرسد ترکیب این دو زبری با یکدیگر در ایجاد اغتشاش و فعال کردن الگوهای جریان ثانویه در این ناحیه رینولدزی نسبت به دو حالت دیگر ضعیف عمل می‌کند در نتیجه تغییر رینولدز منجر به تغییرات خاصی در نسبت ناسلت نشده است. دو الگوی فین-برآمدگی و فین-دیمپل که به ترتیب با رنگ های نارنجی و طوسی نمایش داده شده اند حساسیت بسیار بالایی را نسبت حالت سوم نشان می‌دهند و با افزایش رینولدز نسب ناسلت کاهش محسوس پیدا کرده است. با اختلاف بسیار کم به نظر میرسد ترکیب فین-برآمدگی نسبت ناسلت بهتری را در مقایسه با فین-دیمپل ایجاد کرده است. بیشترین مقدار نسبت ناسلت برابر با ۱/۸۳ است که در رینولدز ۱۰۰۰۰۰ برای حالت فین-دیمپل رخ داده است. در قسمت میانی نمودار، یعنی بین رینولدزهای ۱۲۵۰۰۰ تا ۳۵۰۰۰۰ مدل فین-برآمدگی بهتر از مدل فین-دیمپل عمل کرده است و تقریباً به طور متوسط ۷٪ نسبت ناسلت بهتری را ارائه می‌دهد.



شکل ۴-۸: نمایش مقایسه نسبت ضریب اصطکاک تقویت کننده های حرارتی در ناحیه ی بالایی پره

شکل ۴-۸ نسبت ضریب اصطکاک مدل های مختلف فین-دیمپل ، فین-برآمدگی و برآمدگی-دیمپل را در محدوده رینولدز های ۱۰۰۰۰۰ تا ۴۵۰۰۰۰ نشان میدهد. مطابق با انتظار الگوی دیمپل-برآمدگی نسبت به دو الگوی دیگر نسبت اصطکاکی کمتری را نشان میدهد. در واقع دیمپل-برآمدگی افت فشار اصطکاکی کمی را برای جریان خنک کاری ایجاد می کند و به همین دلیل که درگیری و برخورد کمتری با جریان خنک کاری دارد توانایی کمتری نیز در فعال سازی الگوهای اغتشاشی در جریان دارد. دو الگوی فین-دیمپل و فین-برآمدگی نسبت ضریب اصطکاک بیشتری را نسبت به حالت برآمدگی-دیمپل ایجاد می کنند. می توان ادعا نمود که نسبت ضریب اصطکاکی دو مدل فین-برآمدگی و فین-دیمپل با اختلاف بسیار ناچیز با یکدیگر در ناحیه محاسباتی یکسان است. بیشترین اختلاف بین این مدل در رینولدز ۴۵۰۰۰۰ گزارش شده است که تقریباً برابر با ۲٪ اختلاف می باشد. به جز این نقطه که تقریباً انتهای ناحیه محاسباتی به حساب می آید و به علت وجود عدم قطعیت های بالای جریان های توربولانسی بویژه در رینولدز های بالا می توان ادعا نمود که بیشترین اختلاف بین نسبت اصطکاکی این دو مدل در رینولدز ۲۰۰۰۰۰ اتفاق افتاده است که در این رینولدز مدل فین-برآمدگی تقریباً ۱/۷۵٪ بیشتر نسبت ضریب اصطکاک ارائه نموده است.



شکل ۹-۴: نمایش ضریب کلی عملکرد حرارتی تقویت کننده‌های حرارتی در ناحیه‌ی بالایی پره

شکل ۹-۴ ضریب کلی عملکرد حرارتی تقویت کننده های مختلف را در محدوده رینولدز های مورد بررسی نمایش میدهد . مطابق با نمودار تقریباً در ۸۰٪ از ناحیه رینولدز های محاسباتی ، مدل فین-برآمدگی نسبت به دو مدل دیگر ضریب عملکرد حرارتی بهتری را ارائه داده است . در رینولدز ۲۳۰۰۰۰ مدل فین-برآمدگی دارای ضریب کلی عملکرد حرارتی ۰/۸۵ است که بیشترین اختلاف را با مدل فین-دیمپل نشان می دهد که تقریباً ۱۵٪ عملکرد حرارتی بیشتری را نشان میدهد. مدل دیمپل-برآمدگی نیز همانند دو نمودار قبلی مربوط به نسبت فشار و نسبت ناسلت حساسیت کمی را به تغییرات رینولدز نشان میدهد . اگرچه این الگو از نظر ضریب کلی عملکرد حرارتی شرایط تقریباً مناسبی را ارائه کرده است ولی به علت نسبت ناسلت بسیار پایین تر در مقایسه با دو مدل فین-برآمدگی و فین-دیمپل از نظر کارایی رفتار مورد قبولی ندارد.

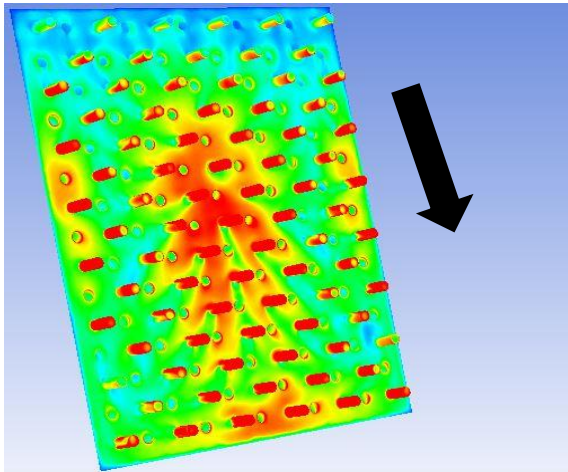
۴-۴ بررسی تاثیرات برآمدگی، پین-فین و دیمپل در ناحیه‌ی بالایی کانال با دوران

جهت شبیه‌سازی خنک‌کاری پره‌های چرخان از قابلیت، قاب مرجع چرخان در نرم افزار فلوئنت استفاده شده است. در تنظیمات این فرآیند برای سه آرایش مورد بررسی میزان دوران کانال را برابر ۱۶/۸۴ رادیان بر ثانیه قرار دادیم که بنا بر رابطه Ro (عدد چرخش) بر مبنای سرعت ورودی کانال در رینولدز ۱۰۰۰۰۰ این شبیه‌سازی در عدد چرخش ۰/۱ انجام شده است. به‌طور کلی چرخش باعث اعمال نیروی کوریولیس و گریز از مرکز به جریان خنک‌کاری اصلی خواهد شد و طی آن رژیم جریان سیال و انتقال حرارت در کانال تغییر می‌کند. نیروی کوریولیس به وجود آورنده‌ی یک جفت گردابه‌ای می‌باشد که جریان اصلی را برای حالتی که گذرگاه دارای جریان شعاعی خروجی است به سمت دیواره‌ی فشاری و برای حالتی که گذرگاه دارای جریان شعاعی ورودی است، هسته‌ی جریان اصلی را به طرف دیواره‌ی مکشی منحرف خواهد کرد. با منحرف کردن جریان به یک سمت دیواره از کانال، شاهد تفاوت توزیع غیریکنواخت انتقال حرارت بر روی سطوح مکشی و فشاری کانال خنک‌کننده می‌باشیم. با افزایش عدد چرخش این تفاوت و غیریکنواختی بین سطوح نیز بیشتر می‌شود. عدد بی‌بعد چرخش که معکوس عدد روزبی^۱ می‌باشد، بیان‌کننده‌ی نسبت نیروی کوریولیس به اینرسی است. بنابراین افزایش رینولدز، باعث کاهش این پارامتر می‌شود. با افزایش عدد چرخش، اثر دوران بر هسته‌ی سیال و اختلاف دیواره‌های مکشی و فشاری بهتر دیده می‌شود. اما با افزایش رینولدز تأثیر و نقش نیروی‌های حاصل از دوران که بر هسته‌ی جریان تأثیرگذار می‌باشد، کمتر دیده می‌شود، به‌طوری‌که اثرات دورانی را خنثی خواهد کرد. در رابطه با خنک‌کاری ناحیه تیپ اثر نیروهای کوریولیس و گریز از مرکز نسبت به سطوح فشاری و مکشی کمتر است ولی بازهم الگوهای جریان اصلی و انتقال حرارت را تحت تأثیر قرار می‌دهد. اگرچه در این پژوهش بررسی رفتار خنک‌کاری در حالت دورانی مد نظر نیست ولی به جهت تکمیل پژوهش و

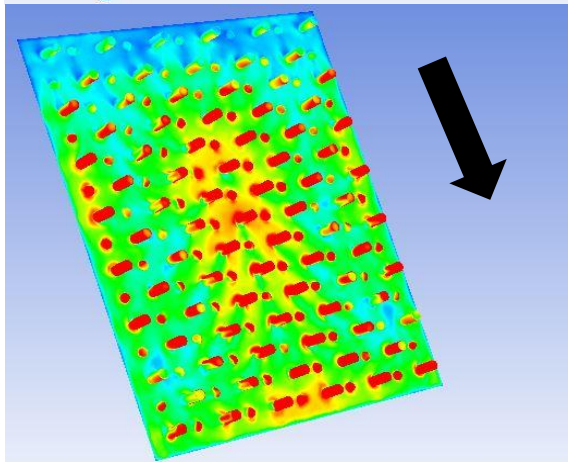
^۱Rossby number

ارائه یک مدل کامل، در این بخش دوران نیز مورد بحث قرار گرفته است. شکل ۴-۱۰ نسبت ناسلت را در تقویت کننده های مختلف در حالتی که عدد چرخش برابر با ۰/۱ است و رینولدز برابر ۱۰۰۰۰۰ می باشد، نمایش میدهد. از مقایسه شکل ۴-۱۰ با شکل ۴-۵ که حالت بدون دوران این تقویت کننده ها می باشد مشاهده می کنیم که به علت وجود نیروی گریز از مرکز حالت دوران دارای نسبت ناسلت های بیشتری در ناحیه محاسباتی است. در واقع وجود نیروی گریز از مرکز سبب شده که مکانیزم خنک کاری ضربه ای در مقایسه با سایر مکانیزم ها فعال تر عمل نماید و در نتیجه توزیع نسبت ناسلت یکنواخت تری را در ناحیه محاسباتی نسبت به حالت بدون چرخش کاملاً مشهود است. حتی در حالت دیمپل-برآمدگی که در حالت بدون دوران نسبت ناسلت های کمی را ارائه میداد، اما در حالت دورانی توزیع نسب ناسلت بسیار بهتری را ایجاد کرده است. همچنین ترکیب فین-برآمدگی و فین-دیمپل نسبت به دیمپل-برآمدگی نسبت های ناسلت بسیار یکنواخت تری را ایجاد نموده است. در حالت دورانی ناحیه که تحت تاثیر خنک کاری ضربه ای قرار گرفته است کمی به سمت وسط ناحیه محاسباتی منحرف شده است، این موضوع سبب می شود نیمی از ناحیه تیپ که در حالت بدون دوران ناسلت های کمتری داشت، در این حلت توزیع یکنواخت تری از نسبت ناسلت را تجربه نماید. به این علت که در نیمی از ناحیه تیپ سیال خنک کاری در حال خروج و نیمی دیگر در حال ورود است اثر نیروی کوریولیس برای کشش هسته جریان به سمت بالا و یا پایین ناحیه تیپ تقریباً خنثی شده است و شاهد این موضوع نیستیم که هسته جریان خنک کاری به سمت بالا و یا پایین تیپ منحرف گردد این در حالی است که با توجه به توضیحات قبلی در پاس اول که سیال در حال ورود به کانال است نیروی کوریولیس سبب می شود که هسته جریان خنک کاری به سمت صفحه مکشی کشیده شود و در پاس دوم که سیال در حال خروج از کانال است هسته اصلی جریان خنک کاری به سمت دیواره فشاری هل داده می شود. در مورد ناحیه تیپ این اثر کاملاً خنثی شده و فقط دوران به علت وجود نیروی گریز از مرکز سبب افزایش شدت خنک کاری ضربه ای شده است.

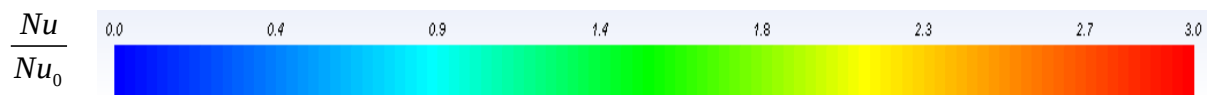
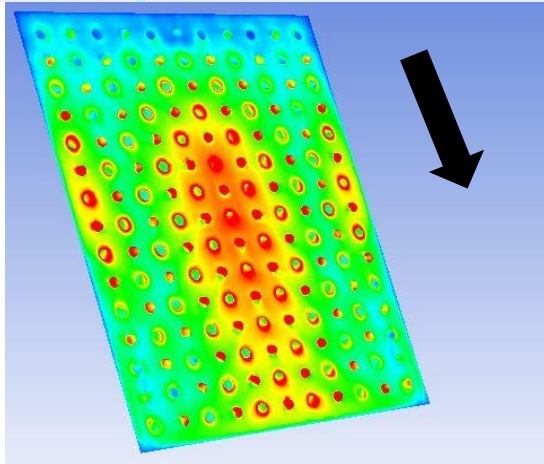
الف: پین-فین و دیمپل



ب: پین-فین و برآمدگی



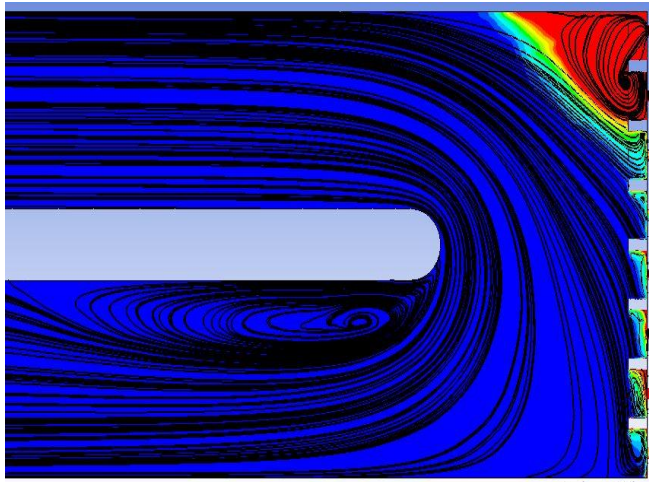
ج: برآمدگی و دیمپل



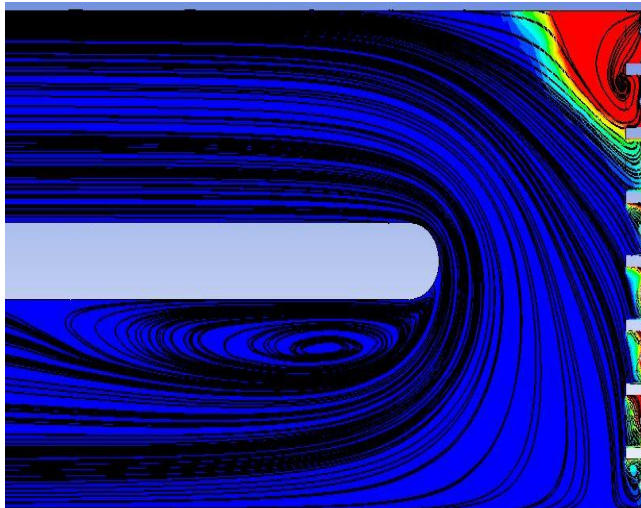
شکل ۴-۱۰: نمایش توزیع نسبت ناسلت آرایش‌های مختلف تقویت کننده‌های حرارتی عدد چرخش $Ro=0/1$

شکل ۴-۱۱ خطوط جریان خنک کاری را در صفحه منتخب میانی و همچنین توزیع دمای ناحیه تیپ را در عدد چرخش ۰/۱ و رینولدز ۱۰۰۰۰۰ در مورد تقویت کننده های مختلف نشان میدهد. از مقایسه عملکرد تقویت کننده های مختلف در حالت دوران مشاهده می کنیم مدل دیمپل-برآمدگی همانند حالت بدون دوران توانایی کمتری در ایجاد الگوهای اغتشاشی در هسته جریان خنک کاری نسبت به دو مدل فین-برآمدگی و فین-دیمپل دارد. همچنین ناحیه گردابه های ساکن در گوشه های ناحیه محاسباتی در مورد تقویت کننده دیمپل-برآمدگی بیشتر از دو مدل دیگر است. در مقابل مدل های فین-دیمپل و فین-برآمدگی تقریباً رفتار و توانایی یکسانی در ایجاد توزیع ناسلت در ناحیه محاسباتی دارند به طوریکه از مقایسه با حالت بدون دوران این دو تقویت کننده مشاهده می کنیم که هرچند اندازه نسبت ناسلت کاسته شده است ولی توزیع یکنواخت تری در ناحیه محاسباتی ایجاد نموده اند که این موضوع به علت کشش هسته جریان اصلی به سمت قسمت میانی ناحیه تیپ ایجاد شده است. علت کشش هست جریان اصلی خنک کاری به سمت قسمت میانی ناحیه تیپ را می توان در ماهیت جغرافیایی ناحیه تیپ جست و جو کرد طوریکه در این قسمت سیال هم در حال خروج و هم در حال ورود است بنابراین بیشتر در قسمت میانی ناحیه تیپ متمرکز خواهد شد. گردابه های ساکن گوشه های خروجی ناحیه تیپ در حالت دوران نسبت به بدون دوران بسیار کمتر شده است و در نتیجه نسبت های ناسلت بسیار بهتری را شاهد هستیم.

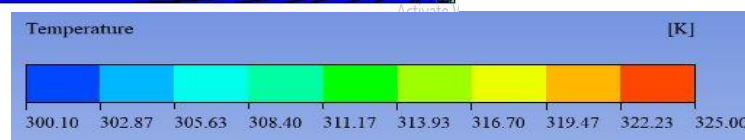
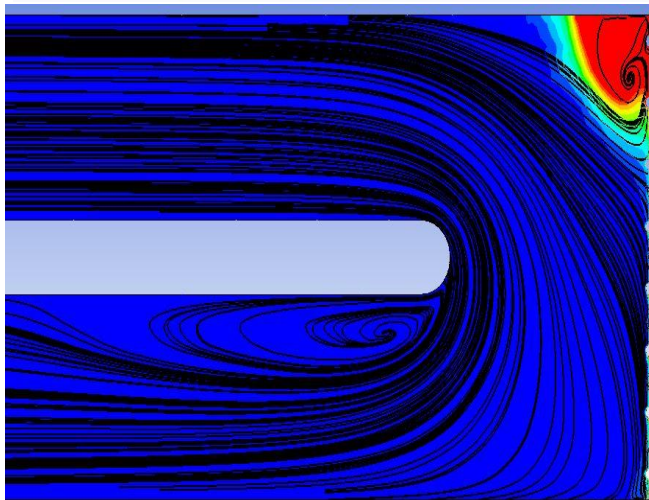
الف: پین-فین و دیمپل



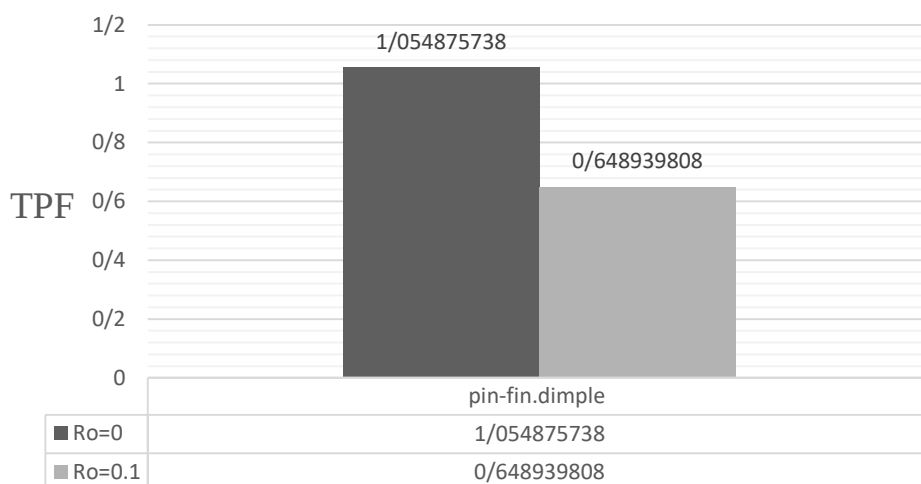
ب: پین-فین و برآمدگی



ج: برآمدگی و دیمپل

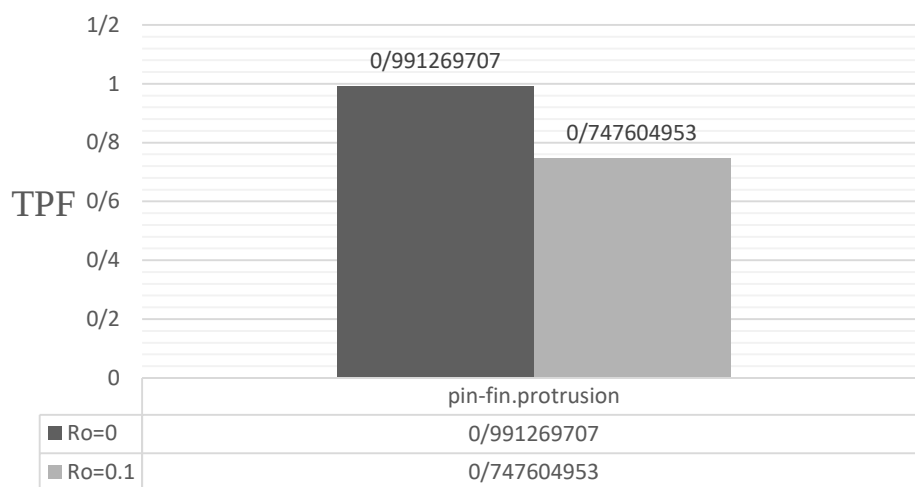


شکل ۴-۱۱: خطوط جریان و گرادیان دما در قسمت سطح مقطع میانی کانال دوپاسه دارای تقویت‌کننده‌های حرارتی در عدد چرخش $Ro=0/1$

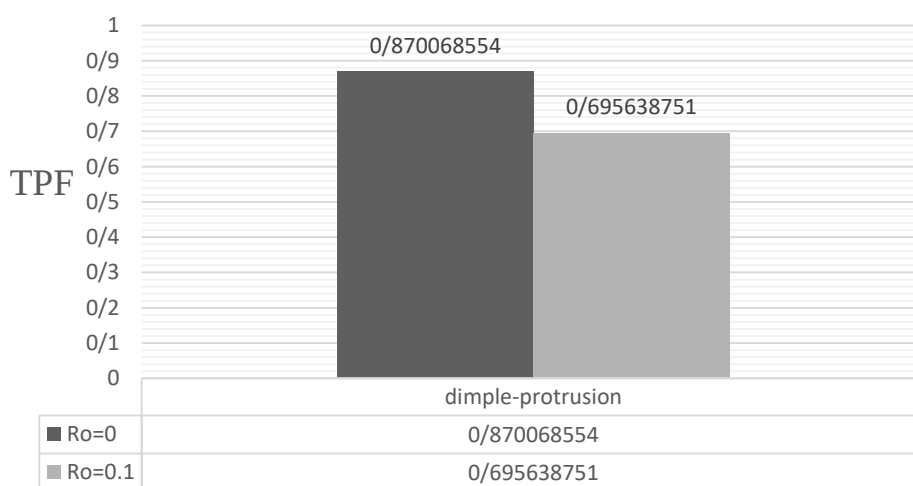


شکل ۴-۱۲: مقایسه ضریب عملکرد کلی حرارتی آرایش پین‌فین- دیمپل در ناحیه‌ی بالایی در دو وضعیت ثابت و دوران کانال خنک‌کننده

شکل ۴-۱۲ مقایسه ضریب عملکرد کلی حرارتی آرایش پین‌فین- دیمپل در ناحیه‌ی بالایی در دو وضعیت ثابت و دوران کانال را نمایش می‌دهد. به علت کاهش میزان ناسلت در حالت دورانی نسبت به حالت ثابت، ضریب عملکرد کلی حرارتی کاهش یافته است. اما در اینجا بدنبال مقایسه ضریب عملکرد کلی حرارتی تقویت‌کننده‌های مختلف هستیم تا بتوانیم رفتار این المان‌های زبری را در حالت دوران نیز با یکدیگر مقایسه نماییم. از قیاس اعداد محاسبه شده در نمودارهای شکل‌های ۴-۱۲ و ۴-۱۳ و ۴-۱۴ مشاهده می‌کنیم که ترکیب تقویت‌کننده‌های فین-برآمدگی نسبت به دو مدل فین-دیمپل و دیمپل - برآمدگی شرایط بسیار بهتری دارد، به طوریکه مدل فین-برآمدگی ۱۶/۵٪ ضریب عملکرد حرارتی متوسط بهتری را نسبت به فین-دیمپل از خود نشان می‌دهد.



شکل ۴-۱۳: مقایسه ضریب عملکرد کلی حرارتی آرایش پین‌فین - برآمدگی در ناحیه‌ی بالایی در دو وضعیت ثابت و دوران کانال خنک‌کننده



شکل ۴-۱۴: مقایسه ضریب عملکرد کلی حرارتی آرایش برآمدگی - دیمپل در ناحیه‌ی بالایی در دو وضعیت ثابت و دوران کانال خنک‌کننده

فصل ۵: نتیجه‌گیری و پیشنهادها

۵-۱ مقدمه

در این فصل یافته‌های حاصل از پژوهش ارائه گردیده و همچنین پیشنهادهایی جهت انجام کار در آینده ذکر شده است.

۵-۲ نتایج و دستاوردها

در شبیه‌سازی جریان و انتقال حرارت سه‌بعدی توربولانس دیده شده که استفاده از توابع دیواره‌ی مناسب جهت مدل‌سازی و یا شبیه‌سازی تغییرات شدید دما و سرعت نزدیک دیواره در زیر لایه‌ی لزج به همراه انتخاب اولین مش از دیواره برای هر رینولدز به‌صورت مجزا از اهمیت زیادی برخوردار است. لذا با یک فاصله‌ی بی‌بعد مناسب^۱ در نزدیکی دیواره و مدل توربولانسی که بسته به مسئله پیش رو بتواند تقریباً تمام جریانات پیچیده را بدون کمی و کاستی، مشابه نتایج آزمایشگاهی نشان دهد از اهمیت فراوانی برخوردار خواهد بود. لذا در این مسئله با توجه به نتایج آزمایشگاهی، مدل‌های مختلف توربولانسی را نیز جهت اعتبار سنجی و شبیه‌سازی مدل خنک‌کننده به کار برده‌ایم. مطابق نتایج بدست آمده و پیشنهادهای دیگر در زمینه‌ی شبیه‌سازی خنک‌کاری محفظه‌های ثابت و متحرک چندپاسه ماریچ ، مدل توربولانسی کی اِپسیلون Realizable به‌عنوان مدل توربولانسی برتر جهت حل مسئله با پیچیدگی‌های جریانی مختلف ارائه شده است.

در این پژوهش علاوه بر بررسی میزان انتقال حرارت و افت فشار اصطکاکی تقویت‌کننده‌های مختلف در بازه رینولدزهای ۱۰۰۰۰ تا ۴۵۰۰۰ در حالت ثابت ، در حالت چرخان با ضریب چرخش ۰/۱ نیز عملکرد تقویت‌کننده‌ها بررسی شده است . همانطور که در بخش‌های قبل اشاره گردید تقویت‌کننده‌های حرارتی از طریق فعال‌سازی مکانیزم‌های اغتشاشی درون جریان اصلی خنک‌کاری کانال و همچنین با ایجاد جریان‌های ثانویه سبب افزایش ناسلت در محدوده تیپ کانال می‌شوند . از بین سه مدل زبری معرفی شده در این پژوهش همانطور که گزارش شد مدل فین-برآمدگی در مجموع نسبت به

^۱Y plus

دو مدل فین-دیمپل و دیمپل-برآمدگی توانایی بیشتری در فعال سازی گردابه های متحرک درون جریان اصلی دارد. توانایی فین ها برای ایجاد اغتشاش درون جریان خنک کاری سبب اختلاط بهتر سیال خنک کاری شده است ، همچنین وجود این المان ها موجب انحراف مسیر سیال خنک کاری در بالادست جریان شد ، به طوریکه ناحیه ویک موجود در گوشه ها در ناحیه تیپ را کاهش داد ضمن اینکه ترکیب آنها با برآمدگی سبب شد تا با برداشتن هر فین و تعبیه کردن یک برآمدگی بین دو فین مجاور سرعت محلی سیال خنک کاری را در بین دو فین مجاور کاهش دهیم و از این طریق طول ناحیه ویک موجود در پشت هر فین را بشدت کوتاه کنیم که سبب افزایش چشمگیر ناسلت محلی در پشت فین ها شد ، در نتیجه توزیع یکنواخت تر نسبت ناسلت در ناحیه محاسباتی را منجر گردید. مطابق با نتایج در حالت بدون چرخش ، تقریباً در ۸۰٪ از ناحیه رینولدز های محاسباتی ، مدل فین-برآمدگی نسبت به دو مدل دیگر ضریب عملکرد حرارتی بهتری را ارائه داده است . در رینولدز ۲۳۰۰۰۰ مدل فین-برآمدگی دارای ضریب کلی عملکرد حرارتی ۰/۸۵ است که بیشترین اختلاف را با مدل فین-دیمپل نشان می دهد که تقریباً ۱۵٪ عملکرد حرارتی بیشتری را نشان میدهد. در حالت دورانی نیز ، ترکیب تقویت کننده های فین-برآمدگی نسبت به دو مدل فین-دیمپل و دیمپل - برآمدگی شرایط بسیار بهتری دارد ، به طوریکه مدل فین-برآمدگی ۱۶/۵٪ ضریب عملکرد حرارتی متوسط بهتری را نسبت به فین-دیمپل از خود نشان میدهد . در مورد ناحیه تیپ با توجه به اینکه در نیمی از ناحیه محاسباتی سیال در حال خروج و در نیمی دیگر در حال ورود به ناحیه تیپ می باشد ، وجود نیروی کریولیس منجر به کشش هسته اصلی جریان خنک کاری به سمت بالا و یا پایین تیپ نشده است و فقط اثر نیروی گریز از مرکز ناشی از دوران سبب تقویت خنک کاری ضربه ای در نیمی از ناحیه تیپ شده است و کمی هسته جریان به سمت قسمت میانی ناحیه تیپ متمرکز گردیده است که سبب توزیع یکنواخت تر نسبت ناسلت شده است .

۳-۵ پیشنهادهایی برای کارهای آینده

از آنجاکه در این تحقیق به بررسی و شبیه‌سازی سه‌بعدی میزان جریان و انتقال حرارت ناشی از کانال‌های دو پاسه جهت خنک‌کاری ناحیه‌ی تیپ پره پرداخته شد، به‌منظور ادامه‌ی پژوهش در زمینه‌های مختلف خنک‌کاری داخلی و خارجی بر روی نواحی مختلف پره‌ی توربین‌گاز جهت بهبود راندمان کل سیکل، موضوعات زیر برای بررسی در تحقیقات آینده پیشنهاد می‌شود:

- ترکیب روش‌های خنک‌کاری داخلی و خارجی در حالت پره‌های ثابت و دوار، جهت ارائه‌ی یک مدل خنک‌کننده‌ی جامع که تمامی سطح پره را پوشش دهد.
- تحلیل غیر دائم (نا پایا) برای روش‌های مختلف خنک‌کاری داخلی و خارجی، این تحلیل در حالات راه‌اندازی و توقف توربین‌های گازی کمک شایانی خواهد کرد زیرا که سرعت زاویه‌ای ثابت نبوده و شتاب زاویه‌ای، خنک‌کاری را تحت‌الشعاع قرار می‌دهد.
- ارائه و طراحی روش‌های خنک‌کاری داخلی در کانال‌های چرخان که تأثیر نیروی کوریولیس و گریز از مرکز را به دلیل جلوگیری از تنش حرارتی ناشی از دیواره‌های گذرگاه‌های مختلف، کم کند.
- استفاده از مدل‌های توربولانسی پرهزینه همانند LES و DNS برای شبیه‌سازی توزیع جریان و انتقال حرارت نقاط حساس خنک‌کاری و همچنین مطالعات آزمایشگاهی برای آشکارسازی پدیده‌های پیچیده

- [1] "A. Fluent, "Theory Guide 17.2," *Antsy Inc. USA*, 2016.
- [2] J.-C. Han, S. Dutta, and S. Ekkad, "Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology," 2012.
- [3] L. Wright, E. Lee, and J.-C. Han, *Effect of Rotation on Heat Transfer in Narrow Rectangular Cooling Channels (AR = 8:1 and 4:1) With Pin-Fins*, 2003.
- [4] س. زین العابدینی, "اصول شبیه‌سازی مقدماتی و پیشرفته دینامیک سیالات محاسباتی با استفاده از نرم‌افزار های فلوئنت و سی‌اف‌ایکس."
- [5] C. Jordan and L. Wright, *Heat Transfer Enhancement in a Rectangular (AR=3:1) Channel With V-Shaped Dimples* vol. 135, 2011.
- [6] J.-C. Han, "Fundamental Gas Turbine Heat Transfer," *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, vol. 5, p. 021007, 06/01 2013.
- [7] B. Weigand, K. Semmler, and J. von Wolfersdorf, "Heat Transfer Technology for Internal Passages of Air-Cooled Blades for Heavy-Duty Gas Turbines," *Annals of the New York Academy of Sciences*, vol. 934, pp. 179-93, 06/01 2001.
- [8] L. Wright and J.-C. Han, *Heat Transfer Enhancement for Turbine Blade Internal Cooling* vol. 21, 2013.
- [9] L. Florschuetz, D. Metzger, and C. Truman, "Jet array impingement with crossflow-correlation of streamwise resolved flow and heat transfer distributions," *NASA Contractor Reports*, 02/01 2002.
- [10] B. Weigand and S. Spring, "Multiple Jet Impingement- A Review," *Heat Transfer Research*, vol. 42, 09/01 2009.
- [11] E. Lee, J.-C. Han, and L. Wright, "Heat Transfer in Rotating Rectangular Channels with V-Shaped and Angled Ribs," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer - J THERMOPHYS HEAT TRANSFER*, vol. 19, pp. 48-56, 01/01 2005.
- [12] J. C. Han and Y. M. Zhang, "High performance heat transfer ducts with parallel broken and V-shaped broken ribs," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 35, pp. 513-523, 1992/02/01/ 1992.
- [13] T. Griffith, L. Al-Hadhrami, and J.-C. Han, "Heat Transfer in Rotating Rectangular Cooling Channels (AR=4) With Dimples," *Journal of Turbomachinery-transactions of The Asme - J TURBOMACH-T ASME*, vol. 125, 07/01 2003.
- [14] J. S. Kwak, J. Ahn, J.-C. Han, C. Lee, R. Bunker, R. Boyle, *et al.*, "Heat Transfer Coefficients on the Squealer Tip and Near-Tip Regions of a Gas Turbine Blade With Single or Double Squealer," *Journal of Turbomachinery-transactions of The Asme - J TURBOMACH-T ASME*, vol. 125, 10/01 2003.
- [15] Y. Ji and S. Ekkad, "Multi-Pass Serpentine Cooling Designs for Negating Coriolis Force Effect on Heat Transfer: Smooth Channels," *Journal of Turbomachinery*, vol. 141, p. 1, 02/03 2019.
- [16] Y. Ji and S. Ekkad, "Multi-Pass Serpentine Cooling Designs for Negating Coriolis Force Effect on Heat Transfer: 45-Degree Angled Rib Turbulated Channels,"

Journal of Turbomachinery, vol. 141, p. 1, 02/04 2019.

- [17] M. Elfert, M. Voges, and J. Klinner, *Detailed Flow Investigation Using PIV in a Rotating Square-Sectioned Two-Pass Cooling System With Ribbed Walls*, 2008.
- [18] R. J. Goldstein, "HEAT TRANSFER IN GAS TURBINE SYSTEMS," *Annals of the New York Academy of Sciences: New York*, vol. 934, 2001.
- [19] B. Sunden and G. Xie, "Gas Turbine Blade Tip Heat Transfer and Cooling: A Literature Survey," *HEAT TRANSFER ENGINEERING*, vol. 31, pp. 527-554, 06/01 2010.
- [20] B. F. Sunden, "Heat Transfer in Gas Turbines," *WIT Press: UK*, 2004.
- [21] R. Bunker, "A Review of Turbine Blade Tip Heat Transfer," *Annals of the New York Academy of Sciences*, vol. 934, pp. 64-79, 06/01 2006.
- [22] R. Bunker, "Axial Turbine Blade Tips: Function, Design, and Durability," *Journal of Propulsion and Power - J PROPUL POWER*, vol. 22, pp. 271-285, 03/01 2008.
- [23] S.-w. Moon and S. Lau, *Turbulent Heat Transfer Measurements on a Wall With Concave and Cylindrical Dimples in a Square Channel*, 2002.
- [24] S. Hwang, H. Kwon, and H. H. Cho, "Heat transfer with dimple/protrusion arrays in a rectangular duct with a low Reynolds number range," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 29, pp. 916-926, 08/01 2008.
- [25] M. Elyyan and D. Tafti, "Large Eddy Simulation Investigation of Flow and Heat Transfer in a Channel With Dimples and Protrusions," *Journal of Turbomachinery-transactions of The Asme - J TURBOMACH-T ASME*, vol. 130, 10/01 2008.
- [26] M. Elyyan and D. Tafti, *Investigation of Coriolis Forces Effect of Flow Structure and Heat Transfer Distribution in a Rotating Dimpled Channel* vol. 134, 2010.
- [27] N. Burgess and P. Ligrani, "Effects Of Dimple Depth on Channel Nusselt Numbers and Friction Factors," *Journal of Heat Transfer-transactions of The Asme - J HEAT TRANSFER*, vol. 127, 08/01 2005.
- [28] S. Siw, A. Fradeneck, M. Chyu, and M. A. Alvin, *The Effects of Different Pin-Fin Arrays on Heat Transfer and Pressure Loss in a Narrow Channel*, 2015.
- [29] M. Axtmann, J. von Wolfersdorf, and G. Meyer, "Application Of The Transient Heat Transfer Measurement Technique In A Low Aspect Ratio Pin Fin Cooling Channel," *Journal of Turbomachinery*, vol. 137, 08/10 2015.
- [30] G. Liao, X. Wang, J. Li, and F. Zhang, "A numerical comparison of thermal performance of in-line pin-fins in a wedge duct with three kinds of coolant," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 77, pp. 1033-1042, 10/01 2014.
- [31] Y. Xie, Z. Shen, D. Zhang, and P. Ligrani, "Numerical Analysis of Flow Structure and Heat Transfer Characteristics in Dimpled Channels With Secondary Protrusions," *Journal of Heat Transfer*, vol. 138, 10/16 2015.
- [32] G. Xie and B. Sunden, "Numerical predictions of augmented heat transfer of an internal blade tip-wall by hemispherical dimples," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, pp. 5639-5650, 12/01 2010.
- [33] G. Xie, B. Sunden, and Q. Wang, "Predictions of Enhanced Heat Transfer of an

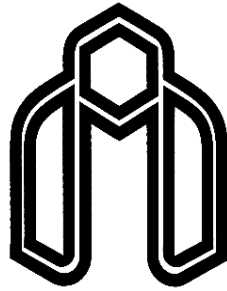
Internal Blade Tip-Wall With Hemispherical Dimples or Protrusions," *JOURNAL OF TURBOMACHINERY-TRANSACTIONS OF THE ASME*, vol. 133, 10/01 2011.

- [34] G. Xie and B. Sunden, "Heat Transfer Enhancement of a Gas Turbine Blade-Tip Wall," ed, 2013, pp. 67-88.
- [35] R. S. Bunker, "The Augmentation of Internal Blade Tip-Cap Cooling by Arrays of Shaped Pins," *Journal of Turbomachinery*, vol. 130, 2008.
- [36] G. Xie, B. Sunden, L. Wang, and E. Utriainen, "Enhanced Internal Heat Transfer on the Tip-Wall in a Rectangular Two-Pass Channel (AR = 1:2) by Pin-Fin Arrays," *Numerical Heat Transfer*, vol. Part A: Applications, pp. 739-761, 04/01 2009.
- [37] G. Xie, B. Sundén, and W. Zhang, "Comparisons of Pins/Dimples/Protrusions Cooling Concepts for a Turbine Blade Tip-Wall at High Reynolds Numbers," *Journal of Heat Transfer*, vol. 133, 2011.
- [38] Y. Xie, D. Shi, and Z. Shen, "Experimental and numerical investigation of heat transfer and friction performance for turbine blade tip cap with combined pin-fin-dimple/protrusion structure," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 104, pp. 1120-1134, 2017/01/01/ 2017.
- [39] L. Luo, Z. Zhao, X. Kan, D. Qiu, S. Wang, and Z. Wang, "On the Heat Transfer and Flow Structures' Characteristics of the Turbine Blade Tip Underside With Dirt Purge Holes at Different Locations by Using Topological Analysis," *Journal of Turbomachinery*, vol. 141, 2019.
- [40] Z. Zhao, L. Luo, X. Zhou, and S. Wang, "Effect of Coolant Mass Flow Rate of Dirt Purge Hole on Heat Transfer and Flow Characteristics at a Turbine Blade Tip Underside," in *ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, 2018.
- [41] B. E. Launder and N. Shima, "Second-moment closure for the near-wall sublayer-Development and application," *AIAA journal*, vol. 27, pp. 1319-1325, 1989.
- [42] ص. نژاد، "مبانی جریان‌های آشفته و مدل‌سازی آن‌ها " انتشارات دانش نگار
- [43] B. Launder and N. Sandham, *Closure Strategies for Turbulent and Transitional Flows*, 2019.
- [44] P. Bernard, J. Wallace, and S. Yavuzkurt, "Turbulent Flow: Analysis, Measurement, and Prediction," *Applied Mechanics Reviews - APPL MECH REV*, vol. 56, 01/01 2003.

Abstract

Gas turbines are one of the main sources of electricity in the world. Researchers have always been interested in increasing productivity and efficiency. One of the ways to increase the efficiency of gas turbines is to increase the temperature of combustion products entering the turbines, but due to some considerations related to the material and melting temperature of moving and fixed parts of the turbine, this temperature increase is limited. One of the common methods to increase the temperature of combustion products Entrance to the turbine is the cooling of fixed and moving blades. In this regard, this study tries to increase the temperature of inlet combustion products by internal cooling method of moving blades. Provide turbine and thus increase the thermal efficiency of the turbine. The focus of this research is on cooling the end area of the moving turbine blade, where due to the inevitable leakage of combustion products due to the pressure difference between the high pressure front and low pressure area, is a critical area in terms of thermal loading. For internal cooling of this part of the blade, a cooling flow is passed through the spiral channels embedded inside the blades, this flow causes cooling by receiving heat from the body of the blade. To increase the heat transfer coefficient and Nusselt in the blades, we use heat transfer amplifiers such as pinfins, dimples and proturbations. These amplifiers improve heat transfer by increasing the heat transfer surface as well as increasing the turbulence parameters of the fluid flow. To simulate the complex turbulence behaviors of the three-dimensional fluid flow, Fluent software is used in the Reynolds range of 100,000 to 400,000. According to the results, the use of turboulators and thermal amplifiers increase heat transfer by almost 2.7 times compared to the channel mode without amplifier, while the pressure drop caused by these amplifiers is almost ten percent more.

Keywords: Gas Turbine, Internal Cooling Blade Tip Area, Pin Fin, Dimple, proturbation



Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

M.Sc. Thesis in Energy Conversion Engineering

Numerical study to improve heat transfer of the gas turbine blade cooling over the tip-wall of the two-pass channel using a combination of Fin, Dimple and proturtion techniques

By:

Amin Razi

Supervisor:

Prof. Mohammad Hassan Kayhani

Advisor:

Dr. Mahmood Norouzi

october 2020