

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی تبدیل انرژی

بررسی ترکیب آرایه جت‌های مماسی و ضربه‌ای در بهبود

خنک‌کاری لبه پیشرو پره توربین گاز

نگارنده:

سجاد سیاوشیان

استاد راهنما:

دکتر محمدحسن کیهانی

استاد مشاور:

دکتر محمود نوروزی

مهر ۱۴۰۰

شماره: ۲۵/۲۴-۱۲۱۰

تاریخ: ۱۴۰۲/۹/۲۷

شماره:

تاریخ:

ویرایش:

باسمه تعالی

فرمهای ارزشیابی پایان نامه کارشناسی ارشد

مربوط به ورودی‌های ۹۴ به بعد



مدیریت تحصیلات تکمیلی

فرم شماره (۳) صورتجلسه نهایی دفاع از پایان نامه دوره کارشناسی ارشد

با نام و یاد خداوند متعال، ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای سجاد سیاوشیان با شماره دانشجویی ۹۵۰۸۲۴۴ رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان بررسی ترکیب آرایه جت های مماسی و ضربه ای در بهبود خنک کاری لبه پیشرو پره توربین گاز که در تاریخ ۱۴۰۲/۰۷/۲۷ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار شد به شرح ذیل اعلام می گردد:

☒ الف) درجه عالی: نمره ۱۹-۲۰	☐ ب) درجه خیلی خوب: نمره ۱۸-۱۸/۹۹
☐ ج) درجه خوب: نمره ۱۶-۱۷/۹۹	☐ د) درجه متوسط: نمره ۱۴-۱۵/۹۹
☐ هـ) کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول و نیاز به دفاع مجدد دارد	
نوع تحقیق: ☒ نظری ☐ عملی	

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنمای اول	دکتر محمد حسن کیهانی	استاد	
۲- استاد راهنمای دوم			
۳- استاد مشاور	دکتر محمود نوروزی	دانشیار	
۴- استاد داور اول	دکتر محمد محسن شاه مردان	استاد	
۵- استاد داور دوم	دکتر علی سر رشته داری	استادیار	
۶- نماینده تحصیلات تکمیلی	دکتر احمد نظری	استادیار	

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده: دکتر مهدی گردویی

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:

تقدیم به :

پدر بزرگوار و مادر مهربانم

خدای را بسی شاکرم که از روی کرم پدر و مادری فداکار نسبیم ساخته تا در سایه درخت پر بار وجودشان بیاسایم و از ریشه آنها شاخ و برگ گیرم و از سایه وجودشان در راه کسب علم و دانش تلاش نمایم. والدینی که بودنشان تاج افتخاری است بر سرم و نامشان دلیلی است بر بودنم، چرا که این دو وجود، پس از پروردگار، مایه هستی ام بوده اند دستم را گرفتند و راه رفتن را در این وادی زندگی پر از فراز و نشیب آموختند. آموزگارانی که برایم زندگی، بودن و انسان بودن را معنا کردند.

تقدیر و تشکر :

خداوند سبحان را سپاسگذارم که به بنده حقیر توفیق انجام و اتمام پژوهش حاضر را عنایت فرمود.

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 و تمامی دوستانم تشکر و

قدردانی

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

تعهدنامه

اینجانب سجاد سیاوشیان دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان‌نامه بررسی ترکیب آرایه جت های مماسی و ضربه ای در بهبود خنک کاری لبه پیشرو پره توربین گاز 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 مورداستفاده 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

یکی از راه‌های افزایش بهروری در توربین‌های گازی بالا بردن دمای جریان ورودی به آن‌ها می‌باشد. افزایش دما به دلیل محدودیت دمایی جنس آلیاژ پره‌های توربین موجب به خطر افتادن عمر کاری آن خواهد شد که با خنک‌کاری نواحی مختلف پره، موجب از بین رفتن بار حرارتی بیش از اندازه خواهد شد. خنک‌کاری ضربه‌ای جت سیال با بیشترین پتانسیل افزایش ضریب محلی انتقال حرارت موجب کاهش تاثیرات جریان نقطه سکون و همچنین کاهش میزان انتقال حرارت در لبه پیشرو به عنوان بحرانی‌ترین ناحیه‌ی پره در برابر برخورد جریان سیال داغ می‌شود. در این مطالعه به شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی چهار کانال مقعر با آرایش، تعداد و شکل جت‌های چندگانه مماسی و عمودی به صورت ترکیبی و تکی با هدف مقایسه‌ی میزان و توزیع افت فشار کل کانال و انتقال حرارت روی سطح هدف در محدوده رینولدز ۱۰۰۰۰ و ۱۵۰۰۰ در حالتی که پره دارای چرخش نبوده پرداخته شده است. در تمام کانال‌های خنک کننده مجموع مساحت تمامی سوراخ‌های جت خنک‌کننده پاششی به سطح هدف بایکدیگر برابر در نظر گرفته شده‌اند. جهت اعتبارسنجی نتایج عددی نسبت به مدل آزمایشگاهی از چندین مدل توربولانسی استفاده شده، که با توجه به نتایج، مدل توربولانسی اسپالارت آلماراس بهترین نتیجه عددی را ارائه کرده است. در بررسی دیده شده که دبی گذرنده از سوراخ‌های جت در تمامی حالات مورد بررسی از سمت جریان بالادست به پایین دست در حال افزایش می‌باشد. با توجه به در نظر گرفتن دمای ثابت برای سطح هدف، میزان ناسلت جت‌های استوانه‌ای عمودی بیشترین و در مقایسه با جت‌های مماسی و همچنین ترکیب جت‌های عمودی - مماسی با قطر متفاوت به ترتیب در حدود ۵۷ و ۱۶ درصد بیشتر بوده است. همچنین جت ترکیبی عمودی - مماسی با قطرهای یکسان کمترین توزیع ناسلت در صفحه مقعر را داشته است. میزان افت فشار و اصطکاک در کانال‌های مورد بررسی تفاوت قابل توجهی با یکدیگر نداشته‌اند.

کلیدواژگان: توربین‌گاز، خنک‌کاری داخلی، لبه پیشرو، جت سیال ضربه‌ای عمودی و مماسی

فهرست مطالب

فصل ۱: مقدمه	۱
۱-۱ مقدمه	۲
۱-۲ انتقال حرارت و سیستم خنک کاری توربین گاز	۲
۱-۳ خنک کاری داخلی	۵
۱-۳-۱ خنک کاری ضربه‌ای جت سیال خنک کننده	۷
۱-۴ خنک کاری خارجی	۹
۱-۵ پوشش حرارتی	۱۰
۱-۶ مروری بر تحقیقات پیشین	۱۱
۱-۷ معرفی تحقیق حاضر	۳۵
۱-۸ مروری بر فصل‌های پایان نامه	۳۵
فصل ۲: معادلات حاکم	۳۷
۲-۱ مقدمه	۳۸
۲-۲ معادلات حاکم	۳۹
۲-۳ مدل‌های توربولانسی	۴۱
۲-۳-۱ مدل توربولانسی اسپالارت آلماراس	۴۴
۲-۳-۲ مدل کی اپسیلون	۴۶
۲-۳-۳ مدل کی امگا	۴۸
۲-۳-۴ رفتار جریان در نزدیک دیواره	۵۰
۲-۴ معادلات بکار برده شده در تحلیل نتایج	۵۲
فصل ۳: بیان مسئله و روش عددی	۵۵
۳-۱ شرح مسئله	۵۶
۳-۲ مدل آزمایشگاهی	۵۷
۳-۳ هندسه‌ی میدان حل	۵۸
۳-۴ مدل‌سازی مسئله	۶۱
۳-۴-۱ شرایط مرزی و خواص سیال	۶۱
۳-۴-۲ شبکه‌بندی ناحیه محاسباتی	۶۲

۶۴	۳-۴-۳ استقلال از شبکه
۶۴	۳-۴-۴ تنظیمات حل گر و روش عددی
۶۵	۳-۵ معیار همگرایی
۶۷	فصل ۴: نتایج حاصل از شبیه سازی
۶۸	۴-۱ مقدمه
۶۸	۴-۲ صحت سنجی
۷۲	۴-۳ توزیع جریان جرمی در نازل های جت های ضربه ای
۷۸	۴-۴ عملکرد جریان داخلی و افت فشار
۹۰	۴-۵ میزان و توزیع انتقال حرارت
۹۵	فصل ۵: نتیجه گیری و پیشنهادها
۹۶	۵-۱ مقدمه
۹۶	۵-۲ نتایج و دستاوردها
۹۷	۵-۳ پیشنهادهایی برای کارهای آینده
۹۸	مراجع:

فهرست جدول‌ها

جدول ۱-۱: مشخصات هندسه جت [۱۴].....	۱۶
جدول ۱-۲: ثوابت مدل توربولانسی اسپالارت آلماراس.....	۴۶
جدول ۲-۲: ثوابت مدل توربولانسی کی اومگا SST.....	۵۰
جدول ۱-۳: پارامترهای اساسی هندسی طرح‌های خنک‌کننده.....	۵۹
جدول ۲-۳: خواص هوا به عنوان سیال خنک‌کننده در مدل‌های مورد شبیه‌سازی.....	۶۲
جدول ۳-۳: بررسی مقدار شارحرارتی مستقل از شبکه‌بندی برای سطح هدف مقعر جت‌های عمودی در رینولدز ۱۵۰۰۰.....	۶۴
جدول ۱-۴: میزان اختلاف فشار و ضریب اصطکاک در هندسه‌های مورد بررسی در رینولدز ۱۰۰۰۰.....	۷۹
جدول ۲-۴: میزان اختلاف فشار و ضریب اصطکاک در هندسه‌های مورد بررسی در رینولدز ۱۵۰۰۰.....	۸۰
جدول ۳-۴: مقادیر کمی ناسلت متوسط بر روی سطح مقعر هندسه‌های مورد بررسی در رینولدز ۱۰۰۰۰.....	۹۲
جدول ۴-۴: مقادیر کمی ناسلت متوسط بر روی سطح مقعر هندسه‌های مورد بررسی در رینولدز ۱۵۰۰۰.....	۹۳

فهرست شکل‌ها

- شکل ۱-۱: نشان دهنده سیستم خنک‌کاری و توزیع شار حرارتی بر روی پره‌های توربین مرحله اول [۴] ۴
- شکل ۲-۱: طرح روش‌های مختلف خنک‌کاری داخلی و خارجی بر روی سطوح مختلف آن [۳] ۵
- شکل ۳-۱: نشان دهنده سطح مقطع متفاوت گذرگاه‌های خنک‌کننده داخلی در پره‌ی توربین‌گاز [۵]. ۷
- شکل ۴-۱: ارتباط تقویت ضریب انتقال حرارت نسبت به ضریب افت فشار روش‌های مختلف خنک‌کاری توربین‌گاز [۷] ۸
- شکل ۵-۱: نمایش طرح رایج جت خنک‌کننده پره توربین‌گاز [۱۰] ۹
- شکل ۶-۱: شماتیک طرح معمول خنک‌کننده خارجی توربین‌گازی توسط سوراخ‌های خنک‌کاری [۱۱] ۱۰
- شکل ۷-۱: نمودار توزیع عدد ناسلت برای سه ردیف جت [۲] ۱۲
- شکل ۸-۱: توزیع دما و عدد ناسلت را بر روی سطح هدف پاشش در آرایش منظم و نامنظم [۱۳] ۱۵
- شکل ۹-۱: ساختار هندسی و شرایط مرزی [۱۴] ۱۶
- شکل ۱۰-۱: تغییرات نرخ جریان جرمی هر نازل جت را با E/D مختلف هنگامی که M برابر 0.4 می باشد [۱۴] ۱۷
- شکل ۱۱-۱: تاثیر اختلاف دما برای آرایش خطی (a) مقدار ناسلت (b) ضریب انتقال حرارت [۱۶] ... ۱۹
- شکل ۱۲-۱: توزیع مقدار ناسلت و تاثیر رینولدز بر روی آن [۱۶] ۱۹
- شکل ۱۳-۱: میانگین عدد ناسلت در طول محور کانال برای خنک‌کننده DSC با مدل‌های مختلف حفره جت [۲۰] ۲۳
- شکل ۱۴-۱: تاثیر α مختلف بر روی ناسلت میانگین و نسبت افت فشار [۲۲] ۲۵
- شکل ۱۵-۱: توزیع عدد ناسلت، الف. کانتور مقدار ناسلت در α مختلف ب. کانتور عدد ناسلت را در N مختلف [۲۲] ۲۶
- شکل ۱۶-۱: هندسه جت‌های پاششی [۲۳] ۲۷
- شکل ۱۷-۱: توزیع میانگین مقدار ناسلت در جهت x (جانبی) [۲۳] ۲۸
- شکل ۱-۲: نواحی سه‌گانه‌ی جریان نزدیک دیواره به همراه پارامتر بی بعد سرعت و فاصله از دیواره [۱] ۵۱
- شکل ۱-۳: مدل خنک‌کاری داخلی مرسوم ضربه جت سیال در ناحیه لبه پیشرو [۱۹] ۵۶

شکل ۳-۲: هندسه مدل خنک‌کننده یانگ و همکارانش [۱۹] ۵۷

شکل ۳-۳: تصویری از چینش وسایل مربوط به مطالعه‌ی آزمایشگاهی بر روی انتقال حرارت جت خنک‌کننده توسط یانگ و همکارانش [۱۹] ۵۸

شکل ۳-۴: طرح‌های مورد بررسی شبیه‌سازی عددی ۶۱

شکل ۳-۵: نمایش شبکه‌بندی نواحی مختلف کانال خنک‌کننده ۶۳

شکل ۳-۶: نمایش روند حل پارامترهای عددی جریان و انتقال حرارت کانال خنک‌کننده ۶۶

شکل ۴-۱: مقایسه مقدار ناسلت بر روی خط‌المرکزین صفحه‌ی هدف کانال مقعر ناشی از جت‌های ضربه‌ای عمودی ۶۹

شکل ۴-۲: کانتور سرعت بی‌بعد و خطوط جریان سیال جت خنک‌کننده عمودی الف. در حالت سه‌بعدی ب. صفحه‌ی متقارن ۷۰

شکل ۴-۳: توزیع ناسلت سطح هدف مدل خنک‌کاری جت ضربه‌ای یانگ و همکارانش به وسیله مدل توربولانسی اسپالارت آلماراس ۷۱

شکل ۴-۴: جریان جرمی خروجی از جت‌ها در مدل جت عمودی در رینولدز ۱۰۰۰ و ۱۵۰۰۰ ۷۲

شکل ۴-۵: کانتور سرعت بی‌بعد و خطوط جریان در خروجی جت مقاطع مختلف در رینولدز ۱۵۰۰۰ ۷۳

شکل ۴-۶: مقادیر جریان جرمی خروجی از جت‌ها در مدل ترکیبی جت‌های عمودی و مماسی با قطر یکسان ۸/۳ میلی‌متر در رینولدز ۱۰۰۰ و ۱۵۰۰۰ ۷۴

شکل ۴-۷: کانتور سرعت بی‌بعد و خطوط جریان در خروجی جت‌های مماسی و عمودی مقاطع مختلف در رینولدز ۱۵۰۰۰ ۷۴

شکل ۴-۸: مقادیر جریان جرمی خروجی از جت‌های ترکیبی عمودی و مماسی با قطر مختلف در رینولدز ۱۰۰۰ و ۱۵۰۰۰ ۷۵

شکل ۴-۹: کانتور سرعت بی‌بعد و خطوط جریان در خروجی جت‌های مماسی و عمودی مقاطع مختلف در رینولدز ۱۵۰۰۰ ۷۶

شکل ۴-۱۰: مقادیر جریان جرمی خروجی از جت‌های مماسی با قطر ۸/۳ میلی‌متر در رینولدز ۱۰۰۰ و ۱۵۰۰۰ ۷۷

شکل ۴-۱۱: کانتور سرعت بی‌بعد و خطوط جریان در خروجی جت‌های مماسی و عمودی مقاطع مختلف در رینولدز ۱۵۰۰۰ ۷۷

شکل ۴-۱۲: کانتور سرعت بی‌بعد و خطوط جریان سیال جت خنک‌کننده چهار مدل مورد بررسی در

صفحه $z = 0$	۷۸
شکل ۴-۱۳: کانتور سرعت بی‌بعد سرعت جریان خنک‌کننده توسط جت‌های عمودی در رینولدز ۱۵۰۰۰	۸۲
شکل ۴-۱۴: کانتور سرعت بی‌بعد سرعت جریان خنک‌کننده توسط جت‌های مماسی در رینولدز ۱۵۰۰۰	۸۳
شکل ۴-۱۵: کانتور سرعت بی‌بعد سرعت جریان خنک‌کننده توسط ترکیب جت‌های مماسی و عمودی در رینولدز ۱۵۰۰۰	۸۴
شکل ۴-۱۶: کانتور سرعت بی‌بعد و خطوط جریان جت‌های عمودی در صفحه YZ برای مقاطع مختلف در رینولدز ۱۵۰۰۰	۸۷
شکل ۴-۱۷: کانتور سرعت بی‌بعد و خطوط جریان جت‌های عمودی در صفحه YZ برای مقاطع مختلف در رینولدز ۱۵۰۰۰	۸۷
شکل ۴-۱۸: کانتور سرعت بی‌بعد و خطوط جریان جت‌های ترکیبی عمودی و مماسی با قطر ۸/۳ میلی‌متر در صفحه YZ برای مقاطع مختلف در رینولدز ۱۵۰۰۰	۸۸
شکل ۴-۱۹: کانتور سرعت بی‌بعد و خطوط جریان جت‌های ترکیبی عمودی و مماسی با قطر ۹/۸ و ۲/۰۷۵ میلی‌متر در صفحه YZ برای مقاطع مختلف در رینولدز ۱۵۰۰۰	۸۹
شکل ۴-۲۰: نمایش سطح هدف مورد بررسی در حالات مختلف	۹۰
شکل ۴-۲۱: کانتور توزیع ناسلت جت‌های مورد بررسی در رینولدز ۱۵۰۰۰	۹۲

فهرست علائم

دما	$T(K)$	ضریب اصطکاک	f
دمای توده سیال	$T_b(K)$	ضریب اصطکاک دیتوس- بولتر	f_0
دمای دیواره	$T_w(K)$	هدایت حرارتی	$\lambda \left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$
سرعت سیال ورودی کانال	$U \left(\frac{m}{s} \right)$	شار حرارتی دیواره	$q'' \left(\frac{W}{m^2} \right)$
بردار سرعت مطلق	$\vec{V} \left(\frac{m}{s} \right)$	ثابت آشفتگی	C_μ
بردار سرعت نسبی	$\vec{W} \left(\frac{m}{s} \right)$	قطر هیدرولیکی	$D_h(m)$
تانسور مرتبه دوم تنش رینولدز	$\overline{U'_i U'_j}$	عدد ناسلت متوسط	Nu
عدد بی بعد فاصله از دیواره	y^+	تانسور شار حرارتی آشفتگی	$\overline{U'_j T'}$
		زمان	t
		فشار	$P(Pa)$
		عدد پرانتل	Pr
		عدد رینولدز	Re

فصل ۱ : مقدمه

۱-۱ مقدمه

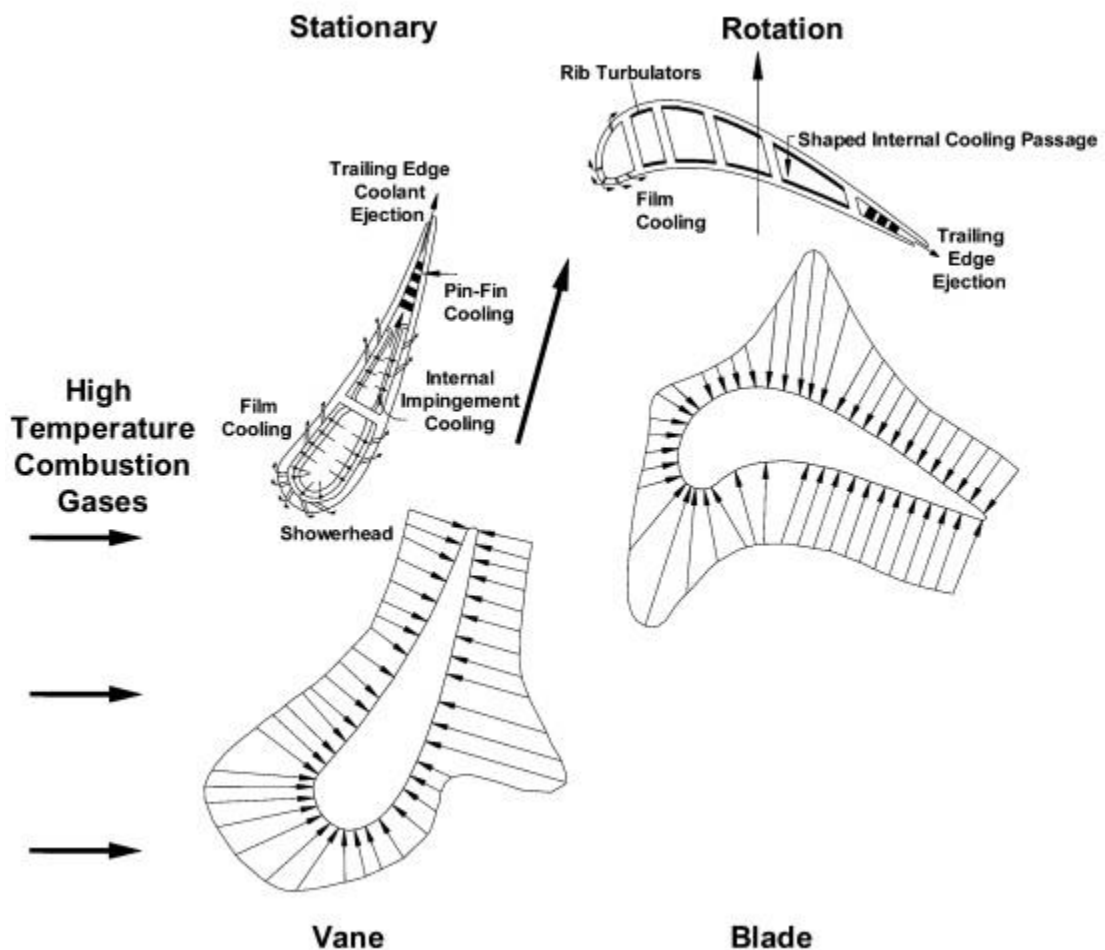
با توجه به افزایش سطح تقاضا به انرژی الکتریسیته، اکنون توربین‌های گازی بخش جدایی ناپذیر از جامعه شده‌اند. آن‌ها به‌طور گسترده برای کاربردهای متعدد صنعتی نظیر تولید توان در نیروگاه‌ها و همچنین تامین پیشران‌ها هواپیماها مورد استفاده قرار می‌گیرند. چرخه ترمودینامیکی عملکرد توربین گاز نشان دهنده این است که افزایش دمای هوای ورودی به توربین سبب افزایش قابل توجه راندمان حرارتی آن خواهد شد. لذا دمای سیال داغ ورودی به توربین بسیار بالاتر از سطح تحمل و مجاز آلیاژ فلز پره‌های آن می‌باشد. بنابراین برای بهره‌مندی و کارکرد ایمن، پره‌ها نیازمند سیستم‌های خنک‌کاری کارآمدی هستند تا بتوانند نقاط داغ بر روی تمامی سطوح را حذف کنند. در طراحی توربین‌های گازی پیشرفته توسعه فرآیند خنک‌کاری نقش حیاتی در افزایش عملکرد حرارتی و توان خروجی آن‌ها را دارا می‌باشند. برای رسیدن به این هدف باید درک عمیقی از پیچیدگی‌های جریان آشفته سه‌بعدی و پیچیده‌ای که اطراف پره‌ها ناشی می‌گردد، داشته باشیم. از این رو لازم است که ضریب انتقال حرارت محلی و همین‌طور توزیع محلی دمای پره با دقت بالایی تعیین شود. با توجه به بار حرارتی بیش از اندازه موجود در امتداد خط سکون پره‌های توربین‌گازی، مجموعه‌ای از جت‌های ضربه‌ای اغلب در جهت آن بر روی سطح داخلی لبه پیشرو جهت خنک‌کاری برخورد می‌کنند. سیستم خنک‌کاری توسط جت برخوردی بالاترین ضریب انتقال حرارتی را در مقایسه با سایر حالت‌های خنک‌کننده تک فاز را فراهم می‌کند. مهم‌ترین پارامترهای موثر بر جت برخوردی شامل شکل جت، نسبت فاصله جت تا صفحه‌ی هدف به قطر جت، زاویه‌ی جت، نسبت فاصله جت به قطر جت‌ها و عدد رینولدز جت بستگی دارد. اغلب آرایه‌هایی از سوراخ‌های جت در خنک‌کاری اجزای توربین گاز برای افزایش ناحیه هدف خنک‌کننده استفاده می‌شود.

۱-۲ انتقال حرارت و سیستم خنک‌کاری توربین گاز

توربین‌های گازی تحت شرایطی که دمای ورودی به آن‌ها بیش از 1926.66°C درجه سانتیگراد

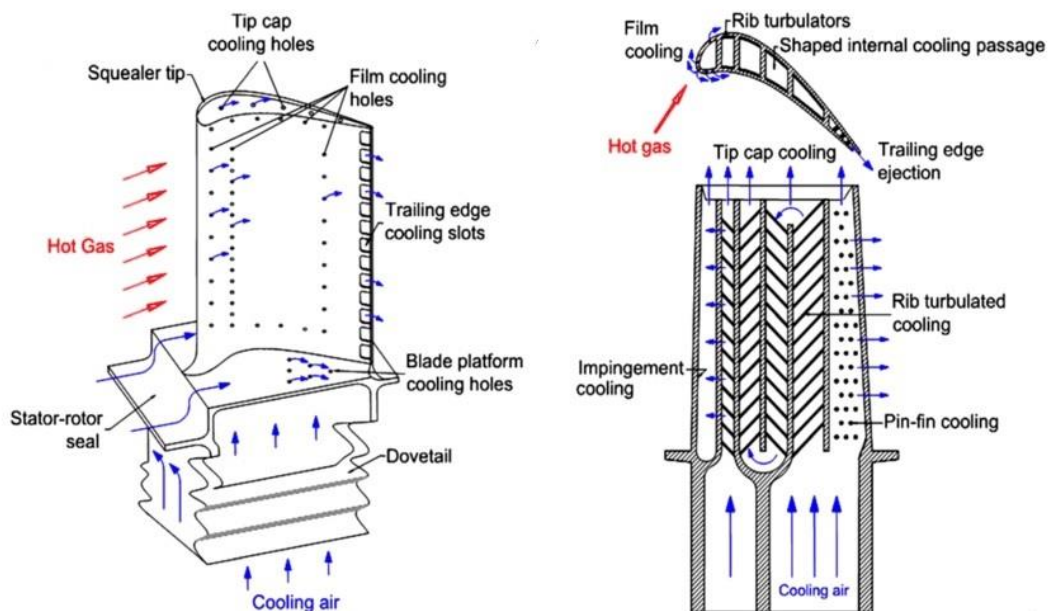
(F ۳۵۰) و نسبت تراکم آن فراتر از ۳۰ هستند عملکرد کلی آن‌ها برای دوام طولانی مدت و ایمن در مسیر گازهای داغ با محدودیت همراه خواهد شد. هنگامی که دمای ورودی توربین بیش از حد دمای ذوب سوپر آلیاژهای آن می‌باشد. پره‌های ثابت و متحرک باید خنک شوند تا دوام آن‌ها در شرایط کاری بحرانی به بیشترین حالت خود برسد. برای مقابله با افزایش دمای توربین، تولید کنندگان آن به روش‌های گوناگون توسط خنک‌کاری جابه‌جایی در چند دهه گذشته اعتماد کردند. معمولاً هوای خنک‌کننده از طریق گذرگاه‌های باریک تو خالی عبور داده می‌شوند و در آنجا حرارت از دیواره پره‌های ثابت و متحرک از طریق همرفتی حذف خواهد شد. در طرح‌های اولیه خنک‌کاری از کانال‌های صاف و دایرویی استفاده می‌شد. اما مهندسان به سرعت دریافتند که افزایش سطح انتقال حرارت در این کانال‌ها موجب افزایش انتقال حرارت همرفتی و حذف نقاط داغ بیشتری از پره‌های توربین خواهد شد. البته این افزایش سطح حرارتی موجب افزایش وزن توربین خواهد شد که مساله بهینه‌سازی در روش خنک‌کاری باید سر لوحه کار قرار گیرد. به طور کلی مکانیزم‌های خنک‌کاری باید کمترین افت فشار را در عبور از گذرگاه‌ها ایجاد کنند. این هوای خنک‌کننده معمولاً ۳ الی ۵ درصد از هوای متراکم تولید شده از کمپرسور را به خود اختصاص می‌دهد [۳]. بنابراین به ازای یک مقدار هوای خنک‌کننده ثابت با توجه به کاهش افت فشار باید بیشترین میزان انتقال حرارت را در گذرگاه‌های داخلی توربین گاز ایجاد کنیم. خنک‌کاری توربین گاز شامل هندسه بسیار پیچیده جریان داخلی به همراه جریان‌های ثانویه به وجود آمده ناشی از افزایش سطوح حرارتی در مسیر گذرگاه‌ها است. در روش‌های خنک‌کاری پیشرفته انواع روش‌های مختلف افزایش عملکرد حرارتی در سرتاسر پره صورت می‌گیرد. پره‌های توربین گاز هم از درون و هم از بیرون خنک می‌شوند. خنک‌کاری از درون را که خنک‌کاری داخلی نامیده شده است در آن سیال خنک‌کننده از مسیرهای مارپیچ شکل قرار داده شده در درون پره و جذب گرما از سطح خارجی پره صورت می‌گیرد. خنک‌کاری از بیرون، خنک‌کاری فیلمی نیز نامیده می‌شود. هوای خنک‌کن درونی از طریق تعدادی سوراخ یا شکاف به بیرون دمیده می‌شوند تا یک لایه از هوای خنک‌کن در روی سطح برای محافظت از سطح خارجی پره از گازهای داغ احتراقی بوجود آید. در توربین‌های گازی اولین پره‌ای که در معرض بیشترین شدت آشفته‌گی گاز داغ و بار حرارتی گاز داغ خروجی از محفظه‌ی احتراق قرار دارد، پره ثابت طبقه‌ی اول می‌باشد [۳]. بعد از سرعت بخشیدن جریان داغ ناشی از پره‌ی ثابت، این جریان به اولین پره چرخان

مرحله اول که تولید کننده توان می‌باشند، برخورد خواهد کرد که در مقایسه با اولین پره در میزان سطح آشفته‌گی و بار حرارتی کمتری قرار دارد اما سرعت سیال در این بخش دو یا سه برابر سیال برخورد کننده به اولین پره می‌باشد. علاوه بر این، پره‌ها یک جریان ناپیوسته را از گوشه انتهایی پره‌های استاتور بالادست دریافت می‌کنند. شکل ۱-۱ نشان دهنده میزان توزیع شار حرارتی جریان داغ در مرحله اول پره‌های توربین می‌باشد. در این شکل خنک‌کاری جت خنک‌کننده، ریب‌های آشفته‌ساز بر روی سطوح گذرگاه‌ها و همچنین پین‌فین‌ها در لبه‌ی پسرو پره مورد استفاده قرار گرفته است. اخیراً هم در پی مطالعات انجام شده، نشان دهنده اثرات مطلوبی بر روی سیستم خنک‌کاری گذاشته و به عنوان روش جدید استفاده می‌گردد [۴].



شکل ۱-۱: نشان دهنده سیستم خنک‌کاری و توزیع شار حرارتی بر روی پره‌های توربین مرحله اول [۴]
 با توجه به شکل ۱-۲ یک سیستم خنک‌کاری مدرن را نشان می‌دهد. در این شکل خنک‌کاری جت

خنک کننده، ریب‌های آشفته‌ساز بر روی سطوح گذرگاه‌ها و همچنین پین‌فین‌ها در لبه‌ی پسرو پره مورد استفاده قرار گرفته است. اخیراً هم در پی مطالعات انجام شده، نشان دهنده اثرات مطلوبی بر روی سیستم خنک‌کاری گذاشته و به عنوان روش جدید استفاده می‌گردد. 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 توزیع‌ها را برای پره‌های دارای خنک‌کاری فیلمی و یا فاقد خنک‌کاری فیلمی بدرستی پیش‌بینی کند تا یک خنک‌کاری کارآمد داشته باشد.



شکل ۱-۲: طرح روش‌های مختلف خنک‌کاری داخلی و خارجی بر روی سطوح مختلف آن [۳]

۳-۱ خنک‌کاری داخلی

خنک‌کاری داخلی، یکی از روش‌ها برای خنک‌کاری پره توربین‌گاز می‌باشد. که با عبور دادن سیال خنک‌کننده گرفته شده از کمپرسور در مسیر پیچیده گذرگاه‌های داخلی این عمل انجام می‌شود. هدف اصلی آن کاهش دمای سطح بیرونی پره به وسیله افزایش ضریب انتقال حرارت پره با سیال خنک‌کننده است. جریان هوای خارج شده از قسمت میانی کمپرسور وارد کانال‌ها و مسیرهای مارپیچ

داخل پره‌ی توربین شده و با انتقال حرارت به روش جابه‌جایی، باعث خنک شدن آن می‌شود. طراحی این گذرگاه‌ها بر اساس پروفیل پره توربین گاز خواهد بود که باعث بی‌قاعدگی در سطح مقطع این گذرگاه‌ها می‌شود. بنابراین مطابق شکل سطح مقطع پره در نزدیکی لبه‌ی پیشرو، این گذرگاه‌ها باریک و در نزدیکی لبه‌ی پسرو، عریض می‌شوند. به عبارت دیگر سطح مقطع کانا‌های خنک‌کننده داخلی مطابق شکل ۱-۳ همواره در طول وتر پره در حال تغییر است [۵]. در حال حاضر طرح‌های خنک‌کاری داخلی برای توربین گاز شامل خنک‌کاری ضربه‌ای جت سیال خنک‌کننده^۱، ریب مغشوش‌کننده^۲، پین‌فین^۳، دیمپل (حفره) و برآمدگی^۴ و یا دیگر مکانیزم‌هایی که دربردارنده اغتشاش بیشتر جریان و افزایش سطح حرارتی می‌باشند، تقسیم‌بندی می‌شوند. با به کارگیری این مکانیزم‌ها در مسیر جریان عبوری هوای خنک‌کننده در گذرگاه‌های چند پاسه باعث بهبود امر خنک‌کاری در داخل پره‌ها خواهند شد. هر کدام از این روش‌ها با توجه به نوع کارآمدیشان در بهبود خنک‌کاری و میزان افت فشار ایجاد شده ناشی از استفاده آن‌ها، در قسمت‌های مختلف در کانال خنک‌کننده‌ی درونی پره‌های ثابت و متحرک توربین استفاده می‌شود. معمولاً برای افزایش خنک‌کاری از ریب، دیمپل و پین‌ها در قسمت میانی و انتهایی درون پره استفاده می‌شود. و همچنین از خنک‌کاری ضربه‌ای جت سیال خنک‌کننده در لبه‌ی حمله^۵ تیغه استفاده می‌شود. برای پره‌های ثابت توربین عمدتاً از خنک‌کاری جت سیال خنک‌کننده به همراه پین و دیگر آشفته‌کننده‌ها استفاده می‌شود و برای پره‌های متحرک برای مؤثر واقع شدن خنک‌کاری عمدتاً از پین‌ها استفاده می‌شود [۶].

¹Jet impingement

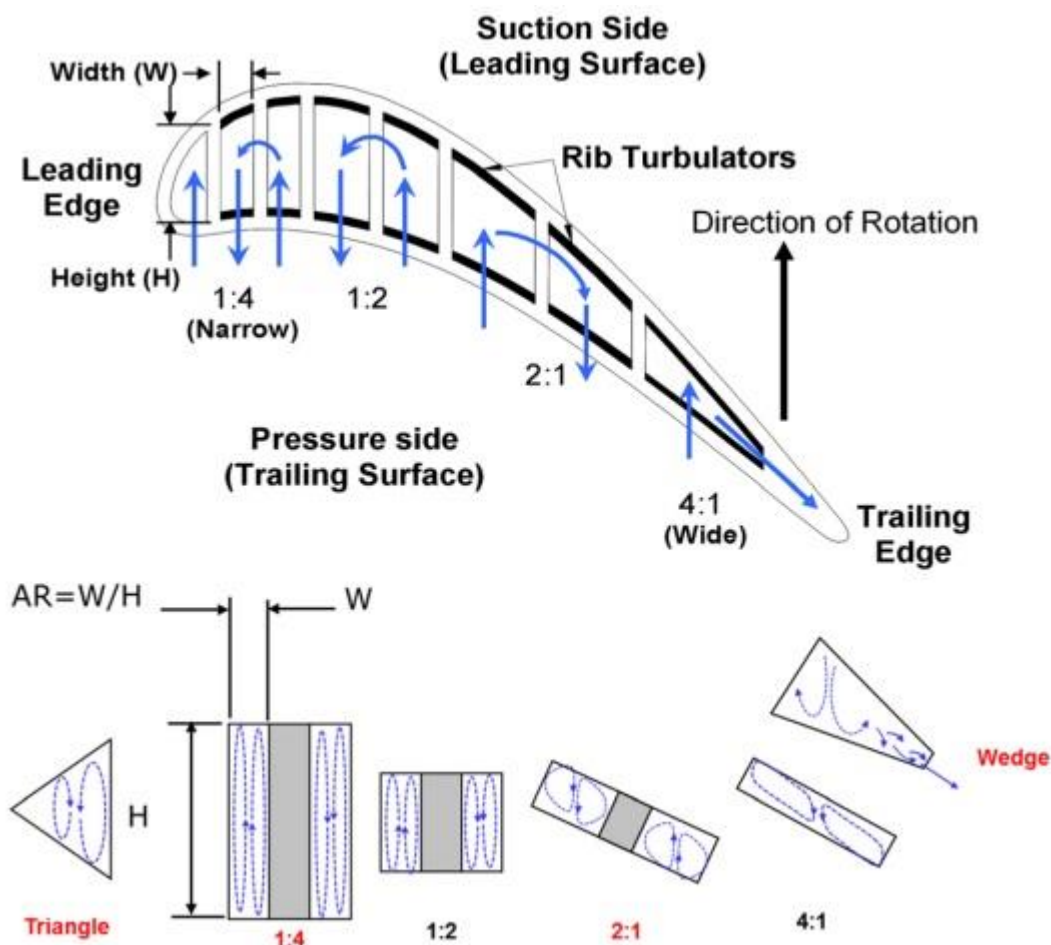
²Rib-turbulator

³ Pin-fin

⁴dimple

⁵Protrusion

⁶ Leading edge

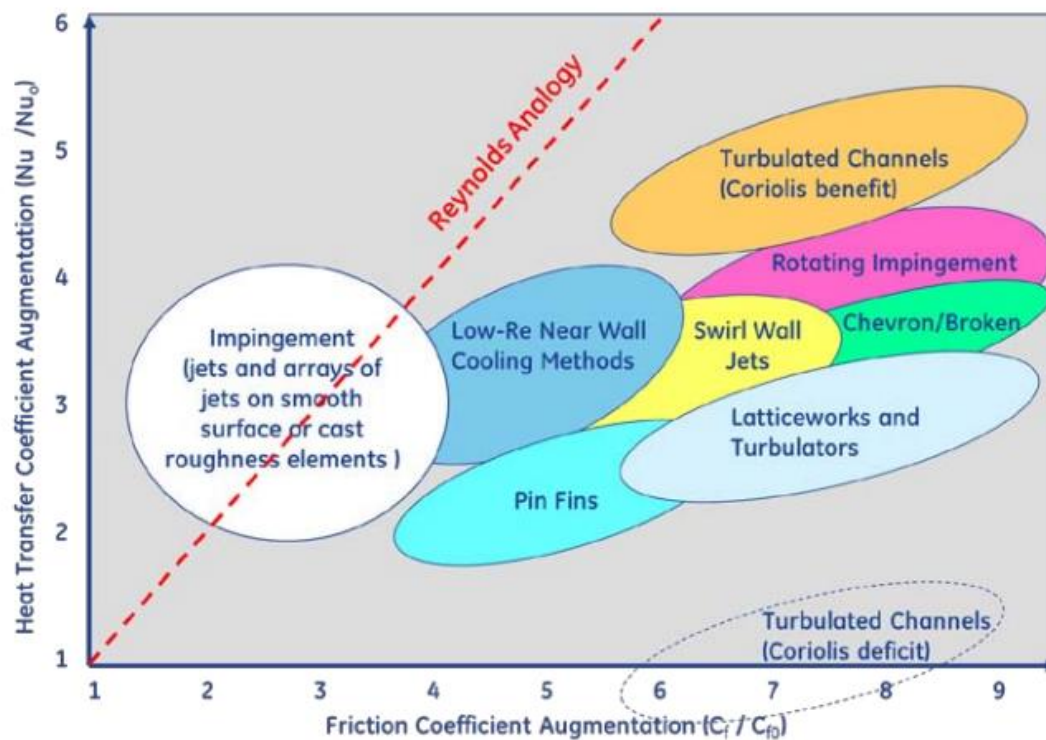


شکل ۳-۱: نشان دهنده سطح مقطع متفاوت گذرگاه‌های خنک‌کننده داخلی در پره‌ی توربین‌گاز [۵]

۱-۳-۱ خنک‌کاری ضربه‌ای جت سیال خنک‌کننده

به‌طور کلی استفاده از تکنیک‌های متنوع افزایشده خنک‌کاری به‌طور معمول ضریب انتقال حرارت را در کمترین و بیشترین حالت به ترتیب برابر ۱٫۵ و ۵ برابر جریان توربولانس توسعه یافته کانال صاف افزایش می‌دهد همانطور که در شکل ۴-۱ نشان داده شده است، این پیشرفت برای افزایش ضریب انتقال حرارت معمولاً با مقدار افزایش ضریب اصطکاک بسیار بالاتر اتفاق می‌افتد. توجه به این نکته بسیار مهم است زیرا اکثر روش‌های خنک‌کننده در داخل موتور در محدوده افت فشار مجاز بسیار محدود هستند، که مستقیماً بر کارایی از طریق کاهش تولید توان خروجی و یا نیروی جلو برندگی تأثیر می‌گذارد. از بین تمام روش‌های خنک‌کننده، خنک‌کاری جت به تنهایی در منطقه‌ای از آنالیز

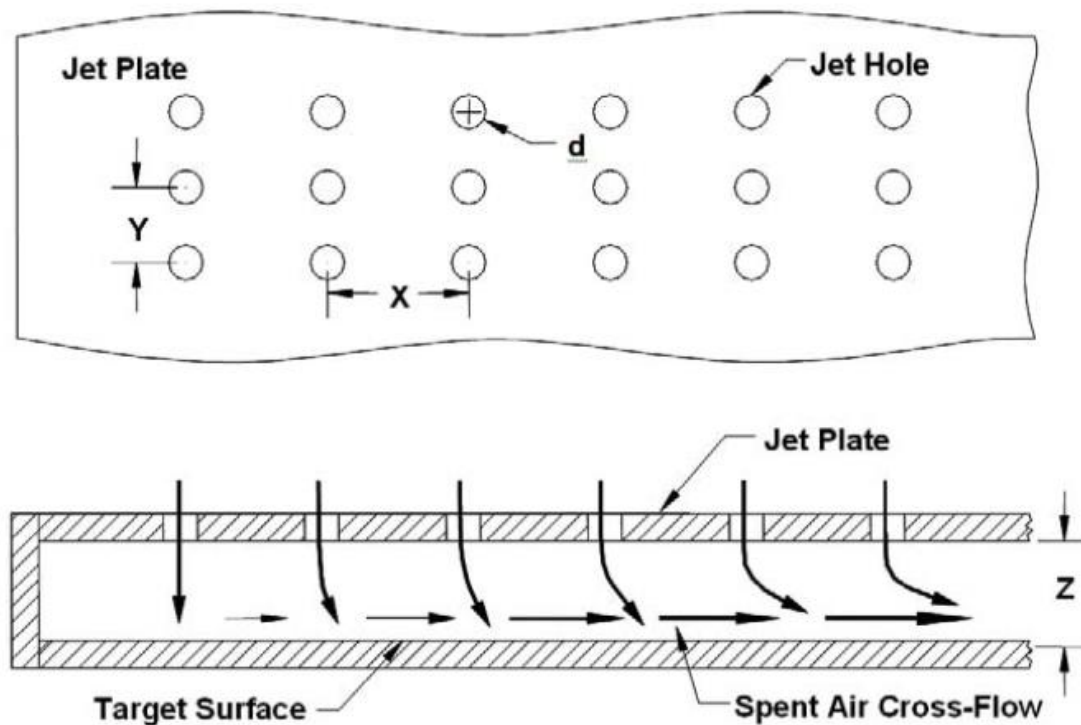
رینولدز مشخص شده، میزان افزایش ضریب انتقال حرارت معادل اصطکاک است. این روش نیازمند هدایت و کنترل افت فشار ناشی از شتابدهندگی جریان جت‌ها خواهد بود اما افت فشار ناچیزی به علت ماهیت طبیعی جت برخوردی بوجود می‌آید.



شکل ۴-۱: ارتباط تقویت ضریب انتقال حرارت نسبت به ضریب افت فشار روش‌های مختلف خنک‌کاری توربین‌گاز [۷]

یکی از مؤثر و کارآمدترین روش‌های خنک‌کاری داخلی، پره‌های توربین‌گاز 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 خنک‌کننده، 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 خنک‌کننده عمل می‌کند که علتش می‌تواند

انحراف کمتر جریان در آرایه‌ی خطی باشد [۹]. شکل ۵-۱ نشان دهنده آرایه‌ای از جت‌های عمودی که به صورت خطی سیال را به دیواره هدف پرتاب و عمل خنک‌کاری را انجام می‌دهد.

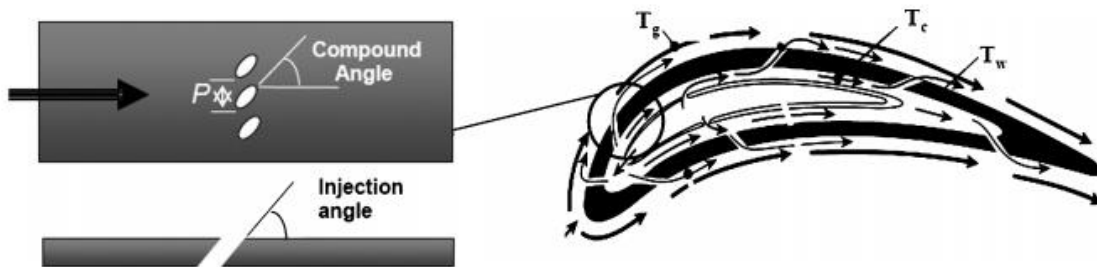


شکل ۵-۱: نمایش طرح رایج جت خنک‌کننده پره توربین‌گاز [۱۰]

۴-۱ خنک‌کاری خارجی

هوای خنک‌کننده گرفته شده پس از عبور از کانال‌های داخلی تعبیه شده درون پره‌ی توربین‌گاز و انجام عمل خنک‌کاری از سوراخ‌های ریزی که در قسمت‌های مختلف سطح پره (نواحی لبه‌ی حمله و سطوح پیشرو و پسرو) قرار دارد خارج خواهد شد. این سیال خنک‌کننده خارجی با ایجاد یک لایه مرزی بر روی سطح بیرونی پره مانع جریان حرارتی ناشی از محفظه‌ی احتراق به پره می‌شود. به عبارت دیگر تزریق هوای خنک بر روی سطح پره ایجاد یک پوششی از هوای خنک می‌کند که سطح پره را در برابر جریان گازهای داغ احتراق حفاظت می‌کند و منجر به کاهش بار حرارتی بر روی پره می‌شود [۱۱]. این روش برای پره‌های ثابت و متحرک توربین‌گاز بسته به شرایط کاری مختلف و مراحل

مختلف پره‌های توربین مورد استفاده قرار می‌گیرد. شکل ۶-۱ نشان دهنده نمایی از طرح معمول در خنک‌کاری خارجی بوسیله سه سوراخ بیرونی روی سطح خارجی پره می‌باشد. سیستم خنک‌کننده توربین‌گاز به گونه‌ای طراحی می‌شود که حداکثر دمای سطح تیغه و گرادیان دمایی در کل سطح پره، بیشتر از استحکام حرارتی مجاز تیغه نباشد و طول عمر و کارکرد پره را تهدید نکند.



شکل ۶-۱: شماتیک طرح معمول خنک‌کننده خارجی توربین‌گازی توسط سوراخ‌های خنک‌کاری [۱۱]

۵-۱ پوشش حرارتی

برای عملکرد مناسب‌تر پره‌های توربین در شرایط کاری سخت موتورهای موجود سطح بیرونی پره توسط یک سوپر آلیاژ نیکل پوشش داده می‌شوند. برای دماهای بالای جریان ورودی به روتور در توربین‌های گاز پیشرفته، روش‌های پوششی خاصی، نظیر جامد سازی مستقیم و پره‌های تک بلوره‌ای با پوشش محافظ حرارتی به کار برده می‌شوند. پوشش محافظ حرارتی همچون یک عایق برای تیغه‌های توربین عمل می‌کند و اجازه می‌دهد که دمای جریان ورودی به روتور ۱۰۰ تا ۱۵۰ درجه سانتی‌گراد بالاتر از حد مجاز مواد پایه‌ای آلیاژ پره باشد که این مسئله می‌تواند باعث افزایش بازده توربین شود. به‌طور 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 سرامیک‌های ساخته‌شده از زیرکونیوم و روش‌های پوششی نامبرده، ضخامت پوشش که معمولاً بین ۵ تا ۵۰ میلی‌متر می‌باشد، وابسته است. آزمایشگاه دولتی ایالات متحده و سازندگان توربین‌های گاز و صنایع مربوط، مطالعات زیادی را در مورد شناخت پوشش‌های بهتر، روش‌های بهتر پوششی، کنترل ضخامت پوشش و آزمون‌های خوردگی در دماهای

بالا برای تعیین طول عمر پوشش محافظ حرارتی انجام داده‌اند. تعیین تأثیرات زبری این پوشش‌ها و جدا شدن ذرات آن در عملکرد آئرودینامیکی و انتقال حرارت در توربین نیز بسیار مهم است.

۶-۱ مروری بر تحقیقات پیشین

بمنظور افزایش توان و راندمان، دمای جریان گاز ورودی به توربین‌گاز فراتر از سطح دمایی محدوده‌ی تحمل دمایی مواد تشکیل دهنده آن می‌رسد. بنابراین روش‌های خنک‌کاری از نقاط بحرانی پره در مقابل صدماتی که گاز داغ به آن وارد می‌کند، جلوگیری خواهد کرد. محققان زیادی سال‌هاست که بر روی افزایش عملکرد خنک‌کاری توربین‌گاز در حال تحقیق و توسعه می‌باشند که منجر به افزایش روز افزون این صنعت شده است. یکی از قسمت‌های حساس و بحرانی خنک‌کنندگی لبه پیشرو پره می‌باشد. این نقطه را به دلیل ایجاد و قرار گرفتن در جریان نقطه سکون، بالاترین نرخ انتقال حرارت را دارا می‌باشد. بنابراین در این مطالعه به وسیله چهار شکل مختلف، توسط دو کانال، تامین‌کننده و هدف که توسط جت‌های استوانه‌ای و نیم استوانه‌ای بکدیگر متصل شده‌اند به میزان جریان و انتقال حرارت خنک‌کاری ناشی از تاثیر جت‌ها بر روی سطح مقعر کانال هدف در قسمت لبه پیشرو پره پرداخته شده است. در این بخش مروری بر ادبیات فعالیت‌های عددی و آزمایشگاهی انجام‌شده، مطابق با محورهای اصلی این پژوهش می‌پردازیم.

ابراهیم و همکاران [۲] در سال ۲۰۰۵ در یک آزمایش عددی انتقال حرارت جت پاششی با یک جت تنها و آرایشی از جت‌ها را بر روی سطح جامد نشان داده‌اند. پارامترهای آزمایش عبارتند از:

۱- عدد رینولدز بین ۳۰۰۰ تا ۲۳۰۰۰

۲- فاصله جت تا صفحه هدف z/d از ۲ تا ۱۴

۳- اشکال سطح هدف مسطح مقعر محدب

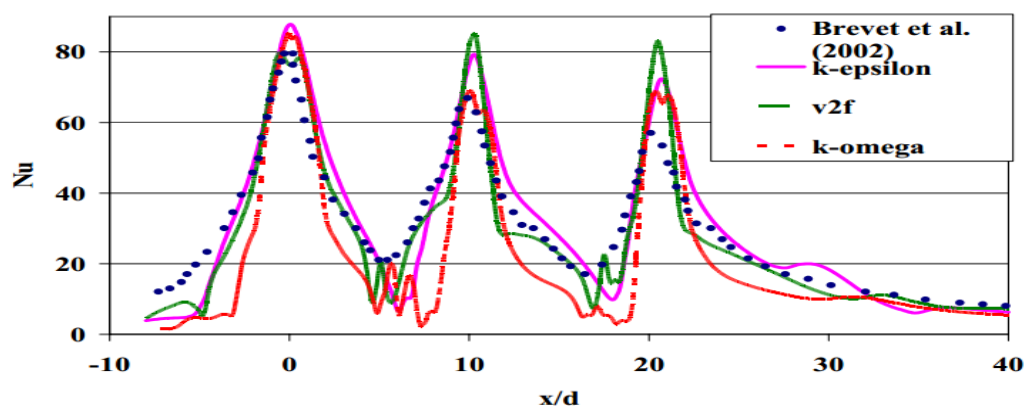
۴- یک ردیف از هفت جت که به سطح صاف پاشش می‌کند و یک سر کانال بسته شده است.

۵- سه ردیف شامل هفت جت که به سطح صاف پاشش می کنند و یک سر کانال بسته است.

۶- از چهار مدل CFD نرم افزار فلوئنت در نظر گرفته شده است: جریان آرام، مدل استاندارد K-

ε ، مدل K- ω و مدل $v^2 - f$

عدد ناسلت پیش بینی شده با نتایج آزمایش های تجربی چاپ شده مقایسه شده است. مدل $v^2 - f$ در مجموع بهترین عملکرد را ارائه می دهد، هرچند مدل K- ω برای بیشتر جریان ها به استثناء مناطق نزدیک به نقطه سکون پیش بینی خوبی را ارائه داده است. همانطور که انتظار می رفت مدل ها با z/d بزرگتر و شعاع بزرگتر از محور جت ها همبستگی بهتری با داده ها دارند. برای چندین جت در یک ردیف ($z/d=2$)، دوباره مدل $v^2 - f$ همبستگی بهتری با داده های آزمایشات تجربی نشان می دهد. مدل K- ω خوب نیست و مدل K- ε عدد ناسلت را بیشتر از مقدار واقعی پیش بینی می کند. برای چندین جت در سه ردیف ($z/d=5$)، داده های بدست آمده از سه مدل بطور کلی با داده های تجربی همبستگی دارد. شکل ۷-۱ بصورت مقایسه ای نمودار ناسلت را برای سه مدل توربولانسی نمایش داده شده است. با این حال، مدل های K- ω و K- ε کاهش عدد ناسلت در نقاط برخورد از جت های بالا دست با به پایین دست را به خوبی نشان می دهد که در مدل $v^2 - f$ به خوبی پیش بینی نشده است.



شکل ۷-۱: نمودار توزیع عدد ناسلت برای سه ردیف جت [۲]

اویسال و همکاران [۱۲] در سال ۲۰۰۶ بر روی انتقال حرارت بر روی سطح داخلی که در معرض پاشش یک جت با سایز حفره و فاصله متغیر مطالعاتی را انجام داده‌اند. آزمایش انتقال حرارت در حال حاضر بر روی سطوح داخلی یک کانال مستطیلی که تحت تأثیر یک ردیف جت پاششی با قطرهای مختلف قرار دارد انجام شده و نتایج زیر حاصل گشته است. رویکرد متغیر قطر جت به طور قابل توجهی ماهیت انتقال حرکت در سیستم را در مقایسه با مورد یکنواخت قطر جت تغییر می‌دهد. مقدار بالای نسبت جریان متقاطع به جریان جت بسیار قابل توجه می‌باشد. در نتیجه، انتقال حرارت بر روی سطح هدف تأثیر کم جریان متقاطع را نشان می‌دهد. در واقع ویژگی‌های انتقال حرارت در محل برخورد جت با سطح هدف بسیار شبیه به ویژگی‌های برخورد یک جت تنها با سطح هدف است. این بدان معناست که جت‌های همسایه تأثیر بسیار کمی بر روی همدیگر می‌گذارند. مشخصات انتقال حرارت بر روی سطحی که جت‌ها روی آن قرار دارند با سطح هدف بسیار متفاوت می‌باشد. تأثیر جریان متقاطع کاملاً مشهود است. پدیده انتقال حرکت در نزدیکی صفحه جت در نتیجه تداخل دیوار جانبی و جریان برگشتی جت، بعد از برخورد به سطح هدف قرار داشته که سرعت شستشو به مقدار قابل توجهی نسبت به جت اصلی کمتر است. پیک انتقال حرارت که به طور معمول در نزدیکی محل برخورد مرکز جریان جت قرار دارد به میزان قابل توجهی به سمت پایین منتقل می‌شود. این تغییر با کاهش فاصله جت با سطح هدف بیشتر می‌شود که این نشان دهنده نفوذ قوی‌تر جریان متقاطع است. بطور کلی، متوسط انتقال حرارت در صفحه جت تقریباً یک سوم تا نیمی از مقادیر مربوطه در صفحه هدف است. انتظار می‌رود فضای بین جت و سطح هدف بر قدرت جریان متقاطع تأثیر بگذارد. در بین سه فاصله مختلف جت با هدف یعنی $0.73, 1.45$ و $\frac{H}{D_h} = 2.18$ ، مورد ۱،۴۵ همیشه بیشترین انتقال حرارت را در هر دو صفحه هدف و جت را به همراه دارد. با این حال، تفاوت انتقال حرارت بین این سه مورد نسبتاً متعادل است. هنگامی که فضای بین جت با سطح هدف کوچک باشد، جت برای رسیدن به توسعه یافتگی آشفته‌گی مناسب برای افزایش انتقال حرارت با شکست مواجه می‌شود. از سوی دیگر، اگر فضای بین جت و سطح هدف بزرگ باشد پاشش جت بیش از اندازه پراکنده شده و در نتیجه توان

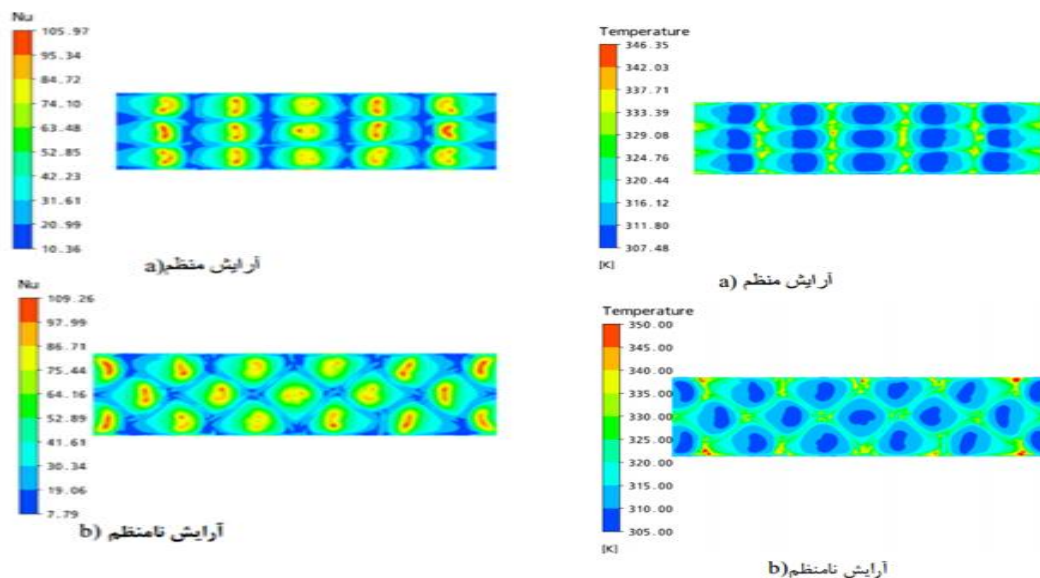
نفوذ در جریان متقاطع را نداشته که باعث کاهش انتقال حرارت می‌شود.

جینگزو و همکاران [۱۳] در سال ۲۰۰۹ بر روی ویژگی‌های جریان و انتقال حرارت جریان خنک‌کننده پاششی مورد مطالعه قرار دادند. لبه پیشرو^۱ پره توربین گاز بصورت خم بوده و خم بودن صفحه هدف پاشش بر جریان و انتقال حرارت در خنک‌کاری پاششی تاثیر می‌گذارد. در بخش میانی پره‌ها شعاع خمیدگی پره نسبت به قطر جت بزرگتر می‌باشد. معمولاً جت پاششی در جهت عمود بر صفحه هدف تصور می‌شود. علاوه بر این، به علت پراکندگی^۲ جریان جت، جریان متقاطع^۳ مشخصات جریان و انتقال حرارت جت‌های همسایه را تغییر می‌دهد. در پره توربین گاز از چند ردیف جت پاششی استفاده می‌شود. در بخش‌های میانی پره برای خنک‌کاری پاششی جت بصورت عمود بر سطح هدف فرض می‌شود. به ترتیب شکل ۱-۸ توزیع دما و عدد ناسلت را بر روی سطح هدف پاشش در آرایش منظم و نامنظم نشان می‌دهد. در دو آرایش، متناظر با هر نازل پاششی یک ناحیه دما پایین و یک پیک عدد ناسلت در صفحه هدف ظاهر می‌شود. در ناحیه میانی جریان متقاطع تاثیر کمی بر انتقال حرارت دارد، توزیع دما و عدد ناسلت متناسب هستند، اما نزدیکی هر دو سمت خروجی چپ و راست، نفوذ جریان متقاطع بر انتقال حرارت قابل توجه می‌باشد و نشان می‌دهد که توزیع دما و عدد ناسلت متناسب (متقارن) نیستند. به طور کلی، توزیع دما و عدد ناسلت بر روی صفحه هدف همراه است با آرایش نازل‌های پاششی، متوسط عدد ناسلت در آرایش منظم بالاتر از آرایش نامنظم می‌باشد.

¹ leading edge

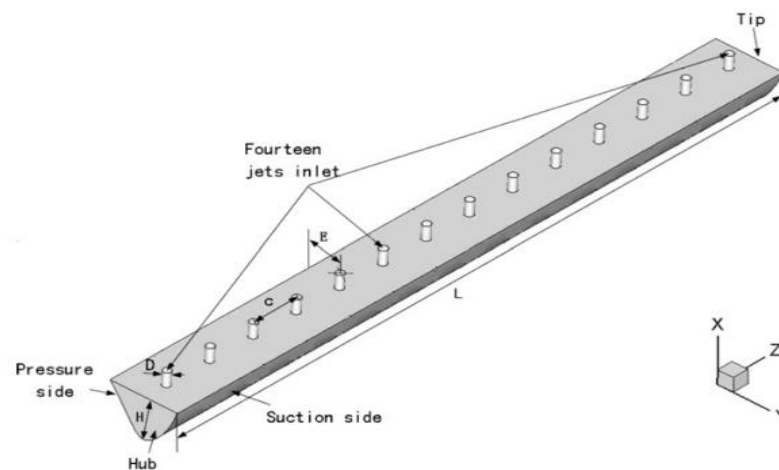
² scattered

³ transverse flow



شکل ۸-۱: توزیع دما و عدد ناسلت را بر روی سطح هدف پاشش در آرایش منظم و نامنظم [۱۳]

لیو و همکاران [۱۴] در سال ۲۰۱۱ بر روی تاثیر موقعیت نازل پاششی بر روی خنک کاری پاششی در لبه پیشرو پره توربین مورد مطالعه قرار دادند. شبیه سازی برای یک پره با یک ردیف جت دایره ای در پنج موقعیت مختلف و هفت جریان عدد ماخ مختلف ورودی انجام می شود که در شکل ۹-۱ می توان مشاهده کرد. نتایج بدست آمده عدد میانگین ناسلت برای سراسر ناحیه نشان می دهد که عدد ناسلت در لبه پیشرو پره با افزایش عدد ماخ افزایش و با کاهش فاصله بین نازل جت و سطح فشار افزایش می یابد. آرایش نازل جت و شکل ورودی خنک کننده باید توزیع ضریب انتقال حرارت را بیشتر بهینه کند.



شکل ۱-۹: ساختار هندسی و شرایط مرزی [۱۴]

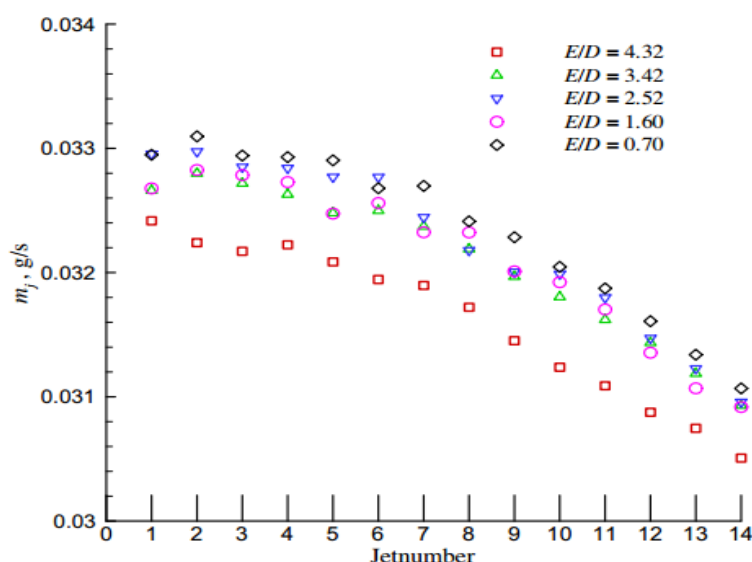
جدول ۱-۱: مشخصات هندسه جت [۱۴]

Dimension	Values
L (mm)	42
D (mm)	0.5
H (mm)	3
C (mm)	3
E (mm)	2.16, 1.71, 1.26, 0.80, 0.35
Number of jets	14

جدول ۱-۱ مشخصات هندسی سیستم خنک‌کاری مطالعه‌ی لیو و همکارانش را نشان داده می‌دهد. موقعیت نازل جت و سرعت جت پاششی تاثیر قابل توجه‌ای بر اندازه محدوده اصلی سرعت جت خنک‌کننده و موقعیت ناحیه سکون دارند و به همین دلیل برای آنها جریان بحرانی و انتقال حرارت از نوع خنک‌کننده پاششی در نظر می‌گیرند. به منظور مطالعه این اثرات، شبیه‌سازی عددی در پنج نوع مختلف E/D : 0.7, 1.6, 2.52, 3.42, 4.32 با فاصله جت‌های ورودی (فاصله جت‌ها با هم) و قطر نازل جت به ترتیب 3mm و 0.5mm انجام می‌شود. علاوه بر این، هفت M مختلف از 0.1 تا 0.7 برای هر E/D محاسبه می‌شود. همه این مواد جریان تراکم پذیر است. برای تجزیه و تحلیل راحت،

¹ Mach

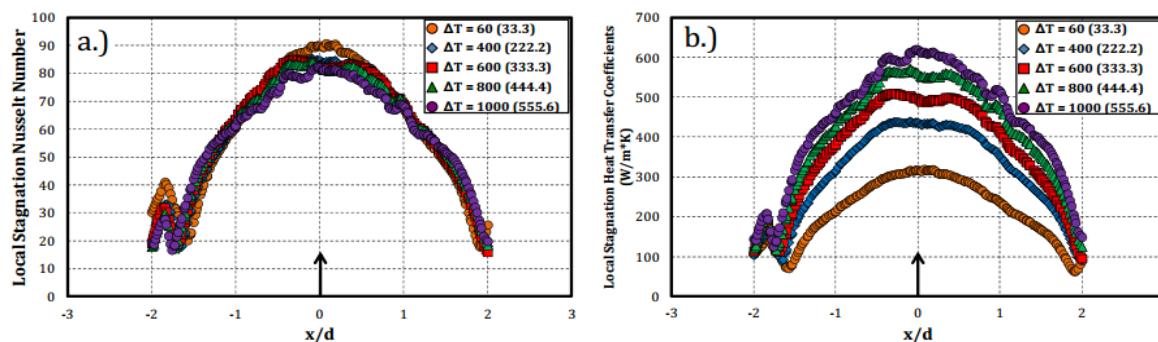
پیشنهاد شده است که نازل جت از شماره ۱ به طرف بالا از تویی چرخ شمارش شود. همان طور که شرایط مرزی سرعت ورودی برای تمام جت‌های پاششی مشخص شده است، فشار استاتیکی مایع در هنگام عبور جریان از لبه پیشرو کاهش می‌یابد. با این حال، M و E/D همچنین می‌توانند فشار استاتیکی و همچنین نرخ جریان جرمی را تحت تاثیر قرار دهند. شکل ۱-۱۰ تغییرات نرخ جریان جرمی هر نازل جت را با E/D مختلف هنگامی که M برابر ۰.۴ است نشان می‌دهد. به جز نسبت $E/D=1.6$ نرخ جریان جرمی برای همه نازل‌های جت با کاهش E/D کمی افزایش می‌یابد و نرخ جریان جرمی از نازل جت شماره ۱ تا ۱۴ در جهت جریان گام به گام کاهش می‌یابد.



شکل ۱-۱۰: تغییرات نرخ جریان جرمی هر نازل جت را با E/D مختلف هنگامی که M برابر ۰/۴ می‌باشد [۱۴].

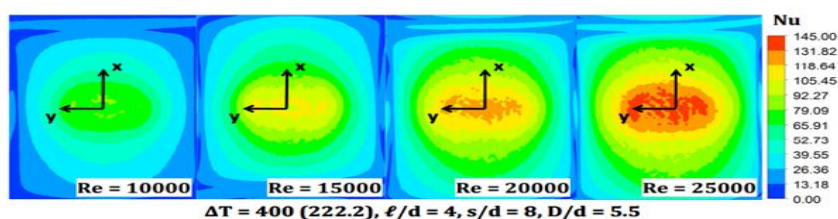
تسلیم و همکاران [۱۵] در سال ۲۰۱۱ مطالعاتی را درباره بررسی جریان متقاطع در خنک کاری جت پاششی در لبه پسرو انجام داده‌اند. حفره‌های خنک کننده لبه پستی پره توربین گاز نقش مهمی را در ثابت نگه داشتن دمای لبه پیشرو در طراحی ایرفویل بازی می‌کند. در این مطالعه محل و ضریب انتقال حرارت متوسط در یک بخش آزمایش با شبیه سازی حفره خنک کننده لبه پستی در ایرفیل توربین با استفاده از تکنیک کریستال مایع در حالت پایدار اندازه گیری شد. کانال اول که شبیه ساز قسمت حفره‌های خنک کننده و کانال مجاور حفره لبه پستی که هوای خنک کننده کانال لبه پستی را از طریق یک ردیف حفره ها تقسیم شده بین دو کانال تامین می‌کند یازده جت متقاطع از حفره‌ها

وارد کانال لبه پستی می‌شوند و خروجی ردیف دوم حفره‌ها بر روی دیوار مخالف با آرایش خطی و درهم می‌باشد. دو زاویه جت مورد بررسی قرار گرفت. به جز جریان متقاطع جت های اول و آخر که هر کدام ساختار مختلف دارند مابقی جت ها نتایج انتقال حرارت مشابه از سطح هدف از خود تولید کردند. جت های دارای زاویه ۵ درجه ضریب انتقال حرارت بالاتری بر روی سطح هدف تولید کردند. جت های زاویه دار نیز سطح ضریب انتقال حرارت مشابه را بر روی دیوار روبه روی دیوار هدف تولید می‌کنند. پیش بینی‌های عددی ضریب انتقال حرارت پاششی در بیشتر موارد با مقادیر اندازه گیری شده همخوانی خوبی داشته بنابراین دینامیک سیالات محاسباتی می‌تواند یک ابزار قابل قبول در طراحی جریان خنک کننده ایرفیل باشد. مارتین و همکاران [۱۶] در سال ۲۰۱۲ پاشش جت خنک‌کننده به لبه پیشرو پره توربین را با دمای مشابه موتور مورد بررسی قرار داده‌اند. پاشش بر روی نیم سیلندر، سطح مقعر برای مدل کردن لبه پیشرو ایرفیل توربین های گاز مدرن استفاده شد. اختلاف دمای بین جت پاششی و سطح هدف متنوع است و از $\Delta T = 60^{\circ}\text{F}$ (33.3°C) (معمول در آزمایش آزمایشگاه های سنتی) تا $\Delta T = 1000^{\circ}\text{F}$ (555.6°C) (نماینده دما در موتور های مدرن). علاوه بر تغییرات دما، تاثیر عدد رینولدز جت هم مورد بررسی قرار گرفته است ($Re_j=5000-25000$). در شبیه سازی عددی فعلی، اختلاف دما به ۱۰۰۰ درجه فارنهایت (۵۵۵٫۶ درجه سانتیگراد) می‌رسد که یک تفاوت واقع گرایانه بین درجه حرارت خنک کننده و پره موتورهای توربین گاز جدید می‌باشد. شکل ۱-۱۱ (a) عدد ناسلت محلی در طول خط سکون برای ۵ اختلاف دما مختلف را نشان می‌دهد. اساساً تمام این پنج منحنی با هم همسان هستند به جز $\Delta T = 60^{\circ}\text{F}$ (33.3°C) که بیشترین اختلاف را با چهار تای دیگر دارد. بطور کلی، این نشان می‌دهد که عدد ناسلت پاششی به تغییرات درجه حرارت غیر حساس هستند حتی در دورترین نقاط.



شکل ۱۱-۱: تاثیر اختلاف دما برای آرایش خطی (a) مقدار ناسلت (b) ضریب انتقال حرارت [۱۶]
همانطور که در بیشتر مطالعات جت پاششی بر روی سطح صاف و منحنی نشان داده شده است، شبیه سازی های عددی نشان می دهند که عدد ناسلت به صورت یکنواخت با افزایش عدد رینولدز افزایش می یابد. و این به وسیله توزیع عدد ناسلت در شکل ۱-۱۲ نشان داده شده است. به طور کلی، ناحیه

تحت تاثیر افزایش انتقال حرارت ناشی از جت پاششی تغییر نمی کنند. فقط بزرگی عدد ناسلت محلی با افزایش عدد رینولدز افزایش می یابد. برخی از تحریف ها در کانتور ها به ویژه در رینولدز های بالا قابل مشاهده است.



شکل ۱۲-۱: توزیع مقدار ناسلت و تاثیر رینولدز بر روی آن [۱۶]

لین و همکاران [۱۷] در سال ۲۰۱۳ افزایش انتقال حرارت و افت فشار در خنک کاری محفظه های چرخشی دوگانه را مورد بررسی قرار داده اند. با ادغام دو چمبر چرخان استاندارد یک شکل جدیدی از خنک کای به نام چمبرها چرخان دوگانه ایجاد (DSC) می شود. در خنک کاری DSC پدیده اصلی فیزیکی جریان چرخشی در چمبر چرخشی می باشد و از مزایای جریان چرخشی، افزایش انتقال

¹ double swirl chambers

حرارت و حفظ آن می باشد. علاوه بر این، سه پدیده فاصله جت با جت (8 - ... - 2 = $\frac{S}{d}$)، فاصله جت با سطح هدف (8 - ... - 2 = $\frac{L}{d}$)، نسبت قطر سطح هدف به قطر جت (5.5 - ... - 3.6 = $\frac{D}{d}$) بطور مستقل متفاوت می باشد. این بررسی پارامتری به توسعه و اعتبار بخشیدن به یک روش تجربی جدید کمک کرده است، که می توان برای تحقیقات مربوط به اختلاف دمای زیاد بین سطح و سیال مورد استفاده قرار گیرد. علاوه بر این، این مطالعه دامنه همبستگی های موجود را که در حال حاضر برای پیش بینی ضریب انتقال حرارت برای برخورد جت به لبه پیشرو استفاده می شود را گسترش داده است. با استفاده از یک وسیله پاششی ویژه طراحی شده اثرات دما، رینولدز و سه مدل هندسی به طور مستقل مشخص و جدول بندی شده است. بیشترین اختلاف دما ۲۰۴،۴۴ درجه سانتیگراد (۴۰۰ درجه فارنهایت) بوده که تأثیر ناچیزی بر روی عدد ناسلت دارد. اختلاف عدد ناسلت بدست آمده از بیشترین اختلاف دما و کمترین اختلاف دما کمتر از ۷،۵٪ محاسبه شده است. به طور کلی، عدد ناسلت با افزایش عدد رینولدز افزایش می یابد. با افزایش عدد رینولدز مقدار جریان جرمی جت ها بیشتر شده و در نتیجه میزان انتقال حرارت از سطح افزایش پیدا می کند. با کاهش فاصله جت با سطح هدف و فاصله جت با جت، پتانسیل خنک کاری افزایش پیدا کرده است. با این حال، با کاهش بیشتر از مقدار $\frac{L}{d} = 4$ و $\frac{S}{d} = 4$ مقدار ناسلت در ناحیه سکون افزایش پیدا نمی کند. با افزایش قطر سطح هدف استوانه ای، میانگین عدد ناسلت در ناحیه سکون به مقدار ضعیفی افزایش یافته است. کوستر و همکاران [۱۸] در سال خنک کاری لبه پیشرو پره توربین گاز با چمبرهای چرخشی دوگانه را مورد بررسی قرار داده اند. فن آوری خنک کاری چمبرهای چرخشی دوگانه (DSC) توسط نویسندگان معرفی شده است و به دلیل دو چرخش خلاف جهت هم باعث افزایش قابل توجه انتقال حرارت می شود. در خنک کاری DSC با اتصال جریان چرخشی در وسط چمبر به جریان پاشش کننده باعث تداوم چرخش شده که برای خنک کاری لبه پیشرو پره توربین مناسب ترین می باشد. علاوه بر این، به دلیل دو چرخش در دو طرف مکشی و فشاری پره در نزدیکی لبه پیشرو باعث بهتر خنک شدن می شود. در این کار، سه مدل خنک کاری لبه پیشرو (پاششی نرمال، چمبر چرخشی، چمبر چرخشی دوگانه)

به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفته است. با ورودی و عدد رینولدز یکسان بر اساس قطر هیدرولیکی کانال، خنک‌کاری DSC نسبت به دو مدل دیگر نسبت عدد ناسلت بیشتری را نشان می‌دهد. در نقاط پایین دست پاشش، به دلیل اثر خطی پاشش، خنک‌کاری DSC دارای دو برابر شار حرارتی در ناحیه لبه پیشرو نسبت به کانال با خنک‌کاری استاندارد برخوردار است. چندین مدل توربلانس مختلف برای محاسبات با STAR CCM+ مورد استفاده قرار گرفته است که برخی از تغییرات را در پیش بینی انتقال حرارت نشان می‌دهد. مدل $K-\omega$ SST بهترین توافق را با نتایج تجربی نشان می‌دهد. سه مدل مختلف خنک‌کاری داخلی برای لبه پیشرو (پاششی نرمال، چمبر چرخشی، چمبر چرخشی دوگانه) به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفته است. این مدل‌ها در دو شکل فیزیکی ۱- یک جت ورودی ۲- دو جت ورودی مورد مقایسه قرار گرفته است. در هر دو شکل فیزیکی، خنک‌کاری DSC در مقایسه با خنک‌کاری مرجع عملکرد بسیار بهتری را ارائه می‌دهد. در سطحی که مستقیماً جت بر روی آن پاشش می‌کند مقدار انتقال حرارت در مدل DSC تقریباً ۱۰۰٪ نسبت به مدل پاششی مرجع بیشتر می‌باشد. زیرا با اتصال مجدد دو چرخش، یک اثر برخورد خطی در مدل DSC ایجاد می‌شود که برای خنک‌کاری لب پیشرو پره توربین بسیار مناسب می‌باشد. با توجه به اثر پاشش خطی در ناحیه پایین دست نقاط سکون می‌تواند به خوبی خنک شوند. برای حالت پاشش با دو جت در قسمت میانی بین دو جت بیشترین مقدار شار حرارتی در مدل DSC نسبت به مدل پاششی مرجع حدود ۲۲۵٪ بیشتر می‌باشد. در مقایسه بین تک جت و دو جت می‌توان مشاهده کرد که هر چه تعداد جت‌ها بیشتر شود انتقال حرارت کاهش می‌یابد ولی افت فشار کلی بسیار کاهش می‌یابد.

یانگ و همکاران [۱۹] در سال ۲۰۱۴ برخورد ناپایدار خنک‌کننده در کانال لبه پیشرو پره را بصورت تجربی و عددی مورد بررسی قرار داده‌اند. شکل آزمایش حاضر، عبور خنک‌کننده را در لبه پیشرو پره توربین شبیه سازی می‌کند. کانال هدف استوانه‌ای توسط جت‌ها پاشش کننده با خروجی در جهت

محوری در یک سر کانال تأمین می‌شود. یک ردیف جت پاششی به تعداد ۱۰ عدد که در امتداد یک سطح صاف داخلی قرار گرفته که یک طرف کانال را شامل می‌شود. طرف دیگر کانال یک دایره ۲۴۰ درجه‌ای است که شامل سطح هدف می‌شود. مقدار رینولدز بر اساس قطر جت برابر ۱۵۰۰۰، ۱۰۰۰۰ و ۲۰۰۰۰ است. مهمترین عواملی که بر روی توزیع عدد ناسلت محلی تأثیر می‌گذارند عبارتند از: جریان متقاطع، ساختار گردابه کلون-هلمهولتز و ناپایداری. نوسانات ناپایدار باعث برخورد جت‌ها در یک بازه زمانی بر مکان‌های مختلف در منطقه ایستایی می‌شود که باعث متغیر شدن مکان بیشترین مقدار ناسلت می‌شود. توسعه ناپایدار، تولید و توسعه سه بعدی گردابه کلون-هلمهولتز از جمله توسعه جفت گردابه، اجزای کلیدی مرتبطی هستند که باعث نوسان جت‌های برخورد می‌شود.

لین و همکاران [۲۰] در سال ۲۰۱۵ انتقال حرارت در شکل جدیدی از خنک‌کاری لبه پیشرو پیشرفته را بصورت عددی مورد بررسی قرار داده‌اند. شکل جدیدی از خنک‌کاری لبه پیشرو پره توربین در کار حاضر معرفی شده که بصورت عددی مورد بررسی قرار گرفته است. در ابتدا، یک اعتبار سنجی عددی سینماتیک بر روی چندین جت پاشش کننده بر روی یک خط که به سطح هدف مقعر پاشش می‌کند ارائه شده است. از چندین مدل آشفتگی برای نشان دادن تغییرات انتقال حرارت استفاده شده است. شکا ۱-۱۳ نشان دهنده‌ی میانگین عدد ناسلت در طول محور کانال برای خنک‌کننده DSC با مدل‌های مختلف حفره جتمی‌باشد مطابق این شکل مدل اسپالارت آلماراس بهترین توافق را با داده‌های تجربی نشان داده است. پس از آن تأثیرات پارامترهای هندسی، به عنوان مثال نسبت اختلاط، شکل حفره‌های جت پاشش کننده و شعاع نوک برآمدگی مورد بررسی قرار گرفته است و نتایج زیر حاصل گشته است.

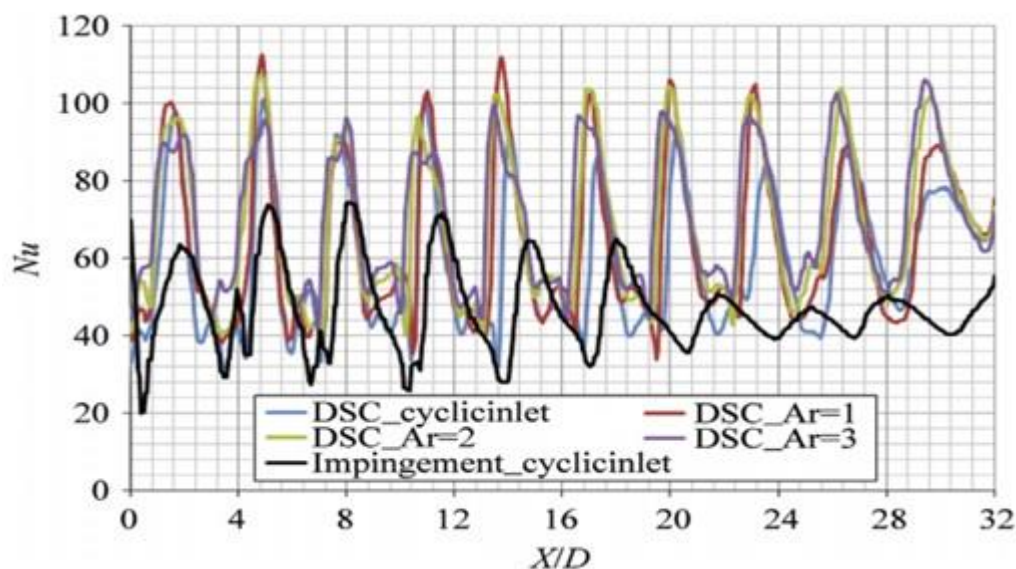
- ۱- با استفاده از شرایط مرزی یکسان و شکل اصلی یکسان، خنک‌کننده DSC ۲۴٪ نسبت به حالت خنک‌کاری با چندین جت پاششی انتقال حرارت بیشتری را ایجاد می‌کند.

¹ Kelvin-Helmholtz

۲- پارامتر هندسی نسبت ادغام تأثیر ناچیزی بر روی عملکرد انتقال حرارت و افت فشار در حالت DSC لبه پیشرو مورد بررسی قرار گرفته دارد.

۳- حفره جت پاششی مستطیل شکل در حالت خنک کاری DSC می تواند میزان انتقال حرارت و افت فشار را به طور قابل ملاحظه ای افزایش دهد.

۴- برآمدگی خفیف با نسبت شعاع r/D از ۰,۵ تا ۱ باعث افزایش انتقال حرارت در خنک کاری DSC می شود. در شعاع های $r/D > 1$ افت فشار بسیار به حالت خنک کاری با چندین جت پاششی خطی نزدیک است.



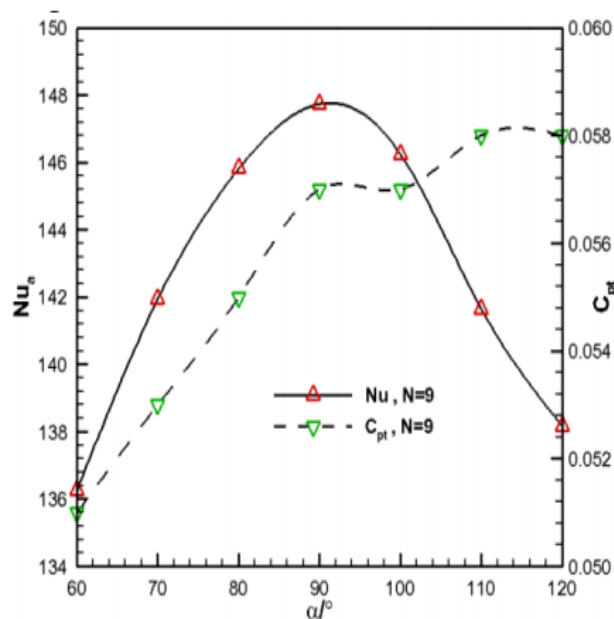
شکل ۱-۱۳: میانگین عدد ناسلت در طول محور کانال برای خنک کننده DSC با مدل های مختلف حفره جت [۲۰]

لوسیچ و همکاران [۲۱] در سال ۲۰۱۵ تأثیر تعداد حفره های پاشش کننده بر روی انتقال حرارت در کانال پره توربین گاز را مورد بررسی قرار داده اند. در این مطالعه تجربی تأثیر تعداد حفره های پاشش کننده بر روی انتقال حرارت در کانال باریک مورد مطالعه قرار می گیرد. کانال شامل دو ردیف جت با تعداد متغیر حفره از ۵ تا ۱۰ عدد در جهت محوری کانال می شود. توزیع ضریب انتقال حرارت محلی برای تمام دیواره های داخلی کانال با استفاده از تکنیک کریستال مایع گذرا و در طیف وسیعی از اعداد

رینولدز (۲۰۳۰۰-۴۱۵۰۰) بدست می‌آید. نتایج کاهش انتقال حرارت در مناطق بازتر و نفوذ کمتر تعدادی از جت‌های که در موقعیت بالادست کانال قرار دارند را نشان می‌دهد. برای توزیع جریان جرمی جت در یک رینولدز معین می‌توان به این نکته اشاره کرد که با اضافه کردن تعداد حفره‌ها در هر ردیف، جریان جرمی جت محلی جت‌های بالادست کاهش می‌یابد زیرا باید افزایش سرعت جرمی جت‌های پایین دست را جبران کند. با این حال، در کانال‌های طولانی‌تر با تعداد بیشتر حفره در هر ردیف بر نسبت جریان جرمی متقاطع به جریان جرمی جت ($\frac{G_{cf}}{G_j}$) در جت‌های بالادست تأثیر نمی‌گذارد، که فقط به سطح مقطع کانال بستگی دارد. بدیهی است که جریان عرضی در عرض کانال کمتر افزایش می‌یابد. نتایج انتقال حرارت نشان می‌دهد که با اضافه شدن تعداد حفره‌ها در هر ردیف بر روی موقعیت ضریب انتقال حرارت در قسمت‌های بالادست کانال تأثیر نمی‌گذارد. برای کانال‌های با عرض‌ها متفاوت می‌توان به این نکته اشاره کرد که، کانال‌های باریک‌تر این ویژگی را دارند که در مناطق بالادست کانال جت‌ها می‌توانند نواحی بیشتری را تحت پوشش قرار دهند و کانال‌های با عرض بزرگ‌تر دارای این ویژگی هستند که در مناطق پایین دست کانال، باعث کاهش اثرات جریان متقاطع می‌شود. میانگین عدد ناسلت ردیف به ردیف نشان می‌دهد که تغییر اندازه کانال و تعداد حفره‌ها هیچ تأثیری در مقابله با جریان متقاطع ندارد، بجز اولین جت‌ها که به دلیل عدم جریان متقاطع به ویژگی‌های جت تنهای برخوردی بسیار نزدیک است. میانگین عدد ناسلت کل سطح هدف نشان می‌دهد که با افزایش تعداد حفره‌ها به ۱۰ عدد و طولانی‌تر شدن کانال نسبت به کانالی که دارای ۵ عدد حفره است مقدار انتقال حرارت در هر ردیف به اندازه ۱۰-۱۵٪ کاهش می‌یابد.

دو و همکاران [۲۲] در سال ۲۰۱۶ تأثیر زاویه جت بر روی گردابه‌های لب پیشرو پره توربین گاز را مورد بررسی قرار داده‌اند. انتقال حرارت گردابی به شدت وابسته به جزئیات میدان جریان است. شکل ۱۵-۱ کانتور عدد ناسلت را در α مختلف نشان می‌دهد. واضح است که زاویه نازل جت تأثیراتی بر روی انتقال حرارت دارد. از یک طرف، موقعیت ناحیه عدد ناسلت بالا خیلی به جهت جت هوا خنک

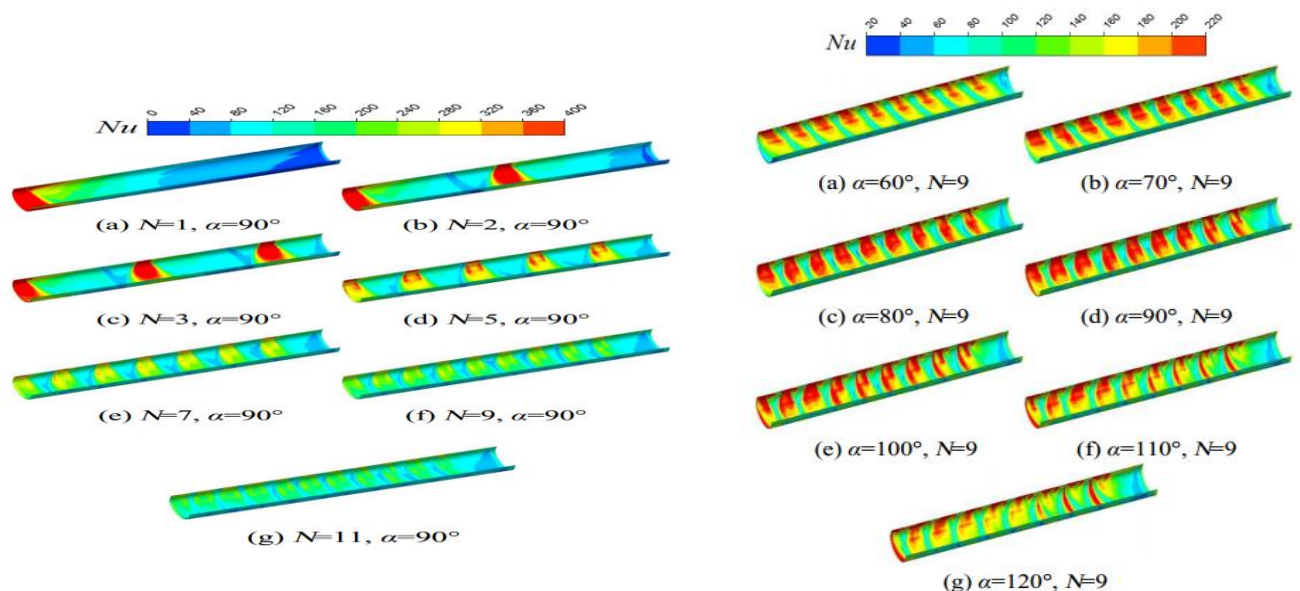
کننده وابسته است، یعنی زاویه نازل جت. از سوی دیگر، به دلیل اینکه زاویه نازل جت به $\alpha=90^\circ$ تبدیل می‌شود سرعت چرخش کاهش یافته و منجر به ضعیف شدن اثر جارو کردن بر روی دیوار هدف می‌شود، در نتیجه شدت انتقال حرارت کاهش می‌یابد. شکل ۱-۱۵ عدد ناسلت میانگین و نسبت افت فشار کل را در α های مختلف نشان می‌دهد. می‌توان مشاهده کرد که زمانی α از 60° تا 120° درجه افزایش می‌یابد، ابتدا ناسلت افزایش یافته و سپس کاهش می‌یابد و به بالاترین حد خود در 90° درجه می‌رسد. در این حال، از آنجا که اثر اختلاط با افزایش α افزایش می‌یابد و این باعث افزایش افت فشار کلی می‌شود. شکل ۱-۱۴ کانتور عدد ناسلت را در تعداد مختلف جت نشان می‌دهد. رفتار انتقال حرارت در مقایسه با زاویه جت بیشتر تحت تاثیر تعداد نازل جت قرار می‌گیرد. در تعداد نازل جت کم (به عنوان مثال $N=1,2,3$)، ناحیه ناسلت بالا در نزدیکی ورودی ها مشاهده می‌شود که توسط سرعت جت بالا تقویت می‌شود. علاوه بر این، رفتار توزیع عدد ناسلت در فاصله زیاد جت با جت کاملاً غیر یکنواخت است. با افزایش N ، سرعت جت کاهش و فاصله جت با جت کاهش می‌یابد. از این رو، شدت انتقال حرارت در ناحیه ناسلت بالا کاهش می‌یابد و توزیع عدد ناسلت به طور یکنواخت تغییر می‌کند.



شکل ۱-۱۴: تاثیر α مختلف بر روی ناسلت میانگین و نسبت افت فشار [۲۲]

نیل جردن و همکاران [۲۳] در سال ۲۰۱۶ انتقال حرارتی پاششی بر روی سطح مقعر سیلندر با هندسه متغیر جت را مورد بررسی قرار داده‌اند. این تحقیق تجربی با استفاده از تکنیک بلوری مایع برای به دست آوردن توزیع عدد ناسلت دقیق در یک سطح مقعر استوانه‌ای که لبه‌ی جلو یک ایرفویل توربین را مدل می‌کند استفاده شده است. تأثیر شکل سوراخ و شرایط ورود و خروج حفره‌های مختلف بررسی شده

است. دو شکل سوراخ مورد مطالعه قرار گرفته است: سوراخ استوانه‌ای و شکل مسابقه‌ای^۱. برای هر شکل سوراخ، قطر هیدرولیکی و جریان جرمی به مجموعه‌ای از جت‌ها حفظ می‌شود. در نتیجه،



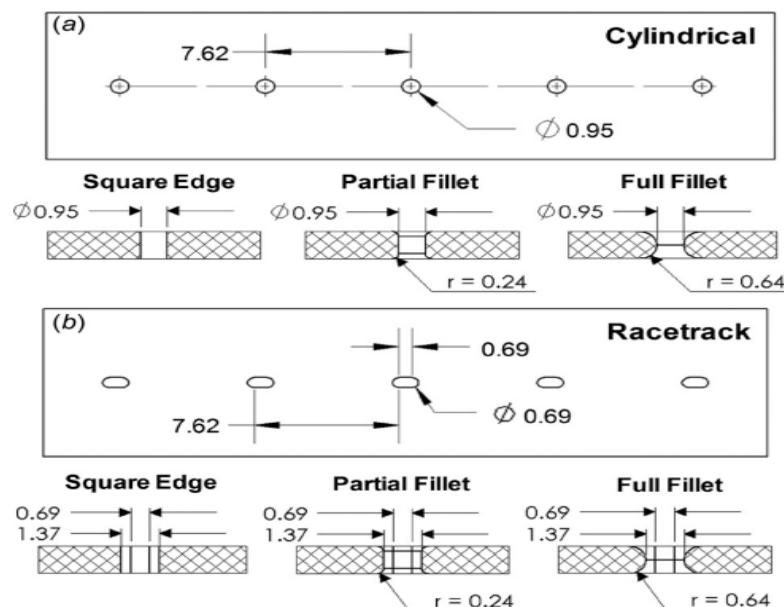
ب

الف

شکل ۱-۱۵: توزیع عدد ناسلت. الف. کانتور مقدار ناسلت در α مختلف ب. کانتور عدد ناسلت را در N مختلف [۲۲]
عدد رینولدز جت بین دو آرایه جت متفاوت است. عدد رینولدزهای ۱۳۶۰۰، ۲۷۲۰۰ و ۴۰۷۰۰ برای سوراخ‌های استوانه‌ای مورد بررسی قرار گرفته و عدد رینولدز ۱۱۵۰۰، ۲۳۰۰۰ و ۳۴۶۰۰ برای سوراخ‌های مسابقه‌ای مورد بررسی قرار گرفته است. سه حالت ورود و خروج برای هر نوع سوراخ مورد

^۱ racetrack

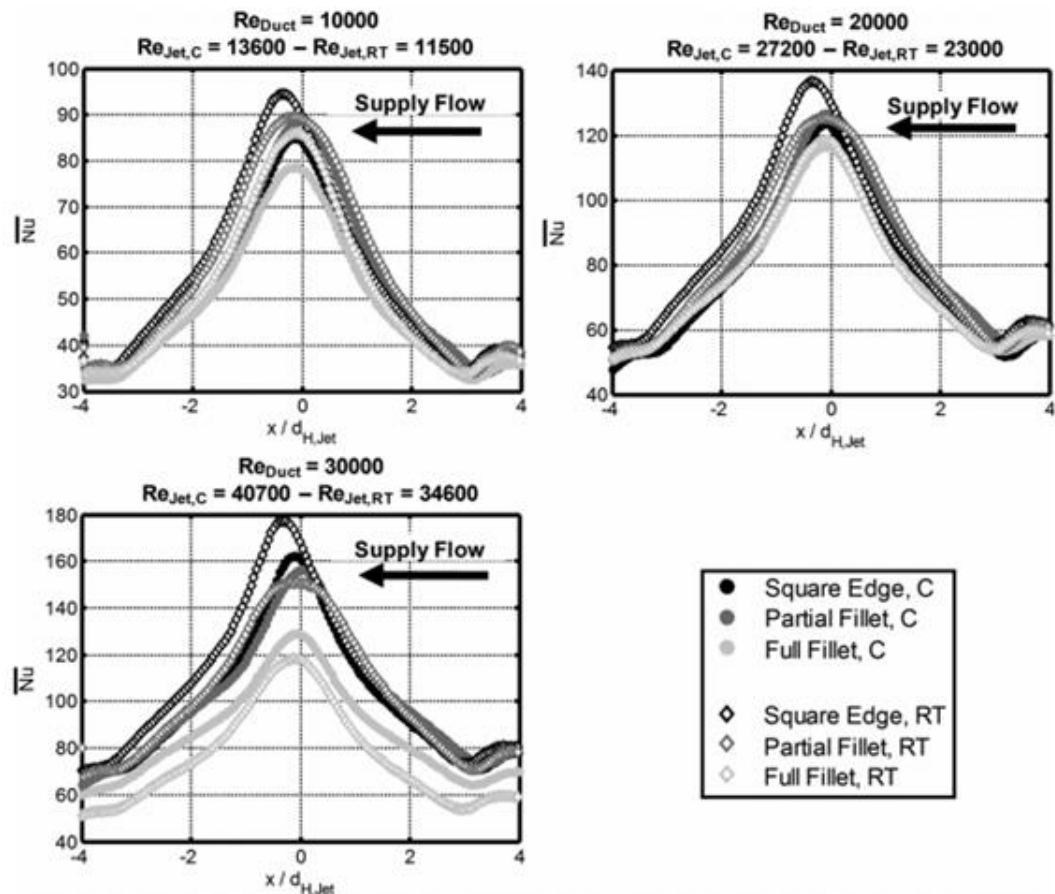
بررسی قرار می گیرد: یک مربع لبه دار، یک قسمت به طور جزئی فیلت (پخ) شده و یک سوراخ کاملاً فیلت. شکل ۱۶-۱ مشخصات هندسی مدل مورد بررسی را نشان می دهد.



شکل ۱۶-۱: هندسه جت های پاششی [۲۳]

شکل ۱۷-۱، مقایسه مقادیر اعداد ناسلت را در جهت x نشان می دهد. در اینجا، تفاوت های زیادی بین هندسه های مختلف جت مشاهده می شود. لبه مربعی، حفره مسابقه ای، بالاترین مقدار عدد ناسلت میانگین را دارا می باشد. با این حال، با افزایش عدد رینولدز، اضافه کردن فیلت ها به طور قابل توجهی مقدار ناسلت در ناحیه سکون ($-0.25 \leq y/dH_{jet} \leq 0.25$) از حفره های مسابقه ای نسبت به استوانه ای کاهش می یابد. در مقایسه مقادیر جانبی، هر دو حفره های جزئی و کاملاً فیلت استوانه ای نسبت به سوراخ هایی که به صورت مسابقه ای شکل می گیرند بهتر عمل می کنند. با این حال، در خارج از منطقه سکون، به طور کلی حفره های مسابقه ای هستند که اعداد ناسلت بزرگتری نسبت به یک سوراخ استوانه ای معادل تولید می کنند.

¹ fillet



شکل ۱-۱۷: توزیع میانگین مقدار ناسلت در جهت X (جانبی) [۲۳]

ترزیس و همکاران [۲۴] در سال ۲۰۱۶ ارتباط بین ساختار جریان و افزایش انتقال حرارت جابجایی برای چندین جت پاشش کننده را مورد بررسی قرار داده‌اند. در این مطالعه، ارتباط بین ساختار جریان و افزایش انتقال حرارت جابجایی بصورت تجربی برای دو نمونه کانال باریک با جت‌های پاشش کننده با ماکزیمم فاصله صفحه جت با سطح هدف $Z/D=2-3$ و با استفاده از وضوح بالای میدان جریان و سطح انتقال حرارت آزمایش مورد بررسی قرار گرفته است. برخی از نتایج قابل توجه به شرح زیر است.

در غیاب جریان متقاطع در جت اول $\frac{G_{cf}}{G_j} = 0$ بیشترین مقدار انتقال حرارت عمدتاً ناشی از افزایش مولفه سرعت عمودی محلی W است و پروفیل سرعت به منظور عبور از ناحیه فشار بالا در منطقه ایستایی دوباره تنظیم می‌شود. بنابراین، جریان به اطراف جت پاششی برخورد کرده و انتقال حرارت محلی را افزایش می‌دهد. علاوه بر این، با شتاب گرفتن جریان در ناحیه دیواره جت باعث افزایش

سرعت و نیز ممکن است تأثیر مثبتی بر روی شکل گیری ماکزیمم انتقال حرارت داشته باشد. از طرف دیگر، پیک ثانویه انتقال حرارت در منطقه‌ای ظاهر می‌شود که هر دو مولفه سرعت کاهش می‌یابد. با این حال، توزیع نوسانات سرعت که معیاری برای اندازه‌گیری انرژی جنبشی آشفتگی است، نشان دهنده ارتباط بسیار قوی با توزیع ضریب جابجایی در محل پیک ثانویه دارد.

ژو و همکاران [۲۵] در سال ۲۰۱۷ تأثیر انحنای بر روی انتقال حرارت پاشش جت بر روی سطح مقعر را بصورت تجربی مورد مطالعه قرار داده‌اند. در این کار مطالعه گسترده‌ای بر روی عملکرد انتقال حرارت یک برخورد جت دایروی بر روی سطح مقعری که دارای شار حرارتی ثابتی است انجام شده است. جایی که اثرات عدد رینولدز، نسبت فاصله جت با سطح هدف H/d و نسبت انحنای d/D بر روی عدد ناسلت مورد بررسی قرار گرفت و معادلات میانگین ناسلت مبتنی بر داده‌های تجربی بدست آمد. خلاصه نتایج مطالعه حاضر به شرح زیر است.

۱- با افزایش عدد رینولدز میانگین عدد ناسلت در نقطه ایستایی به میزان قابل توجه‌ای افزایش یافته و این نشان می‌دهد که افزایش فشار یا سرعت ورودی جت یک راه موثر برای افزایش انتقال حرارت در یک سیستم ضد یخ است.

۲- مقدار عدد ناسلت با کاهش فاصله جت با سطح هدف افزایش می‌یابد. انحنای سطح دو تأثیر بر عملکرد انتقال حرارت پاششی جت می‌گذارد. برای قطر سطح ثابت، با افزایش قطر جت نسبت انحنای سطح d/D و مقدار میانگین عدد ناسلت افزایش می‌یابد. در مقابل، برای قطر جت ثابت، با افزایش مقدار d/D مقدار میانگین عدد ناسلت کاهش می‌یابد. با افزایش انحنای بدون بعد D/L و قبل از رسیدن به حداکثر مقدار خود باعث افزایش میانگین عدد ناسلت می‌شود.

ژو و همکاران [۲۶] تأثیر شکل کانال هدف بر روی عملکرد خنک‌کاری چرخشی دوگانه در لبه پیشرو پره توربین گاز را مورد بررسی قرار داده‌اند. سه آرایش جریان مورد آزمایش قرار گرفت: در آرایش اول

¹ anti-icing

جریان از سمت راست کانال مجاور وارد و از سمت چپ کانال لبه پیشرو خارج شده و در آرایش دوم جریان خروجی از سمت راست کانال لبه پیشرو خارج شده و در طرح سوم جریان از دو سمت کانال لبه پیشرو خارج می شود. این آرایش ها برای پنج مدل حفره های متقاطع تنظیم می شود و تمرکز مطالعه بر روی نرخ وابستگی انتقال حرارت به جریان محور تولید شده توسط حفره های متقاطع بالادست است. نتایج عددی از یک مدل دینامیک سیالات محاسباتی سه بعدی با 1.1×10^6 میلیون مش شش ضلعی نا منظم بدست آمده است. از مدل آشفتگی $k-\epsilon$ قابل درک در ترکیب با تقویت رفتار نزدیک دیوار برای مناطق نزدیک دیوار استفاده شده است. سایر مدل های آشفتگی RANS موجود با داده های مشابه هیچ نتیجه بهتری نسبت به نتایج از پیش اندازه گیری شده نداشته است. عدد ناسلت در ناحیه نوک کانال لبه پیشرو و فشار، مکش طرفین برای رینولدز ۸۰۰۰ تا ۵۵۰۰۰ و یک فاصله ثابت بین حفره های متقاطع و لبه پیشرو گزارش شده است. به منظور اعتبار سنجی نتایج بدست آمده از محاسبات عددی با نتایج آزمایش تجربی مورد مقایسه قرار گرفته است. نتایج نشان می دهد که جریان محوری ایجاد شده توسط جت های بالادست بر روی عدد ناسلت تأثیر می گذارد زیرا قدرت برخورد جت های پایین دست به لبه پیشرو را به شدت کاهش می دهد. آرایش جریان تأثیر زیادی بر روی نتایج انتقال حرارت دارد. اختلاف بین نتایج تجربی و عددی به طور متوسط بین ۰.۳ تا ۲۴.۵٪ می باشد با این حال، همبستگی بین این دو نتایج را می توان به وضوح مشاهده کرد.

مهمترین نتایج این مطالعه عبارت است از:

- ۱- جریان محوری تولید شده توسط جت های بالا دست تأثیر زیادی بر روی ضریب انتقال حرارت جابجایی می گذارد و مانع پاشش جت بر روی لبه یا نوک کانال می شود. با این حال، در مناطق جانبی در اثر انحراف جریان جت میزان خنک کاری در این ناحیه بهبود پیدا کرده است.

¹ realizable

² enhanced wall treatment approach

۲- میدان سرعت محوری در کانال تغذیه با توزیع فشار در دو کانال باعث ایجاد تغییرات جریان

جرمی در هر یک از حفره‌ها می‌گردد.

۳- عدد ناسلت در ناحیه نوک و طرفین در طول کانال لبه پیشرو دچار تغییرات زیادی شده و

ماهیت این تغییرات به آرایش جریان بستگی دارد.

۴- بالاترین مقدار عدد ناسلت در ناحیه نوک و طرفین لبه پیشرو به طور کلی مربوط به آرایش

جریان نوع دوم (دایره‌ای) بوده و حفره پنجم دارای بالاترین عملکرد می‌باشد.

ضریب انتقال حرارت پیش بینی شده در معالعه عددی با مدل آشفتگی $k-\epsilon$ همراه با تقویت رفتار در

نزدیک دیواره با مقادیر اندازه گیری شده در مطالعات تجربی بسیار منطقی می‌رسد، بنابراین، CFD

می‌تواند ابزار مناسبی برای طراحی مدارهای خنک‌کاری در ایرفویل در نظر گرفت.

فازی و همکاران [۲۷] بهینه سازی چرخش با یک واحد خنک‌کننده ترکیبی برای لبه پیشرو پره

توربین گاز را مورد مطالعه قرار داده‌اند. شبیه سازی CFD برای بررسی ویژگی‌های میدان جریان و

انتقال حرارت برای یک واحد خنک‌کاری ترکیبی در لبه پیشرو پره توربین گاز انجام شده است. تأثیر

شرایط مختلف عدد رینولدز نازل و نسبت دما مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. مدل آشفتگی

بکار برده شده به توافق منطقی با داده‌های تجربی دست یافته و معتبر می‌باشد. در یک عدد رینولدز

یکسان، سرعت متوسط محلی خنک‌کننده در هر نازل مخروطی به طور چشمگیری پنج و نیم برابر

افزایش می‌یابد. همچنین، سرعت متوسط محلی در نزدیکی دیواره پایین‌دست لبه پیشرو هر نازل

افزایش یافته و در جهت محیطی کاهش می‌یابد. نازل‌های پاششی باعث ایجاد گردابه‌های ناهمگن در

اطراف جت شده و با افزایش عدد رینولدز قدرت پاشش هم افزایش می‌یابد. چیدمان مبهم نازل‌ها

چرخشی و پاششی باعث ایجاد تماس بیشتر و یکنواخت‌تر خنک‌کننده روی سطح مورد نظر شده و

افت حرکتی کمتری دارد. سرعت محوری در امتداد جهت محوری به سمت پایین دست در نزدیکی

هسته جریان افزایش می‌یابد. توزیع سرعت پیچیده‌ای وجود دارد که مانع افزایش چرخش پایدار در

واحد خنک‌کننده ترکیبی می‌شود. با افزایش عدد رینولدز مقدار سرعت خنک‌کننده بیشتر شده و در نتیجه مقدار افت فشار افزایش می‌یابد. در واحد خنک‌کننده ترکیبی، انتقال حرارت محلی با افزایش عدد رینولدز افزایش می‌یابد. همچنین، چیدمان مبهم نازل‌ها پاششی با توجه به نازل‌های چرخشی نقش عمده‌ای در کاهش اثر جریان متقابل دارد. علاوه بر این، این امر به کاهش مناطقی با ناسلت کم کمک کرده که به نوبه خود باعث افزایش راندمان خنک‌کاری می‌شود. نسبت دما با عدد رینولدز ثابت تأثیر کمی بر روی عدد ناسلت دارد. وقتی عدد رینولدز از ۱۰۰۰۰ به ۲۵۰۰۰ در نسبت دما ثابت افزایش می‌یابد، عدد کلی ناسلت ۹۹٫۷ درصد افزایش می‌یابد. همچنین، وقتی که نسبت دما از ۰٫۶۵ به ۰٫۹۵ در رینولدز ثابت افزایش می‌یابد، مقدار کل ناسلت به میزان ۱۱ درصد افزایش می‌یابد. علاوه بر این، واحد خنک‌کاری ترکیبی می‌تواند به طور کلی ۴۷٫۹٪ افزایش و ۳۹٫۸٪ افزایش عدد کلی ناسلت را نسبت به مدل آزمایشگاهی جت چرخشی در رینولدزهای به ترتیب ۱۰۰۰۰ و ۱۵۰۰۰ داشته باشد. و همچنین عدد ناسلت به مقدار ۶۳٫۵٪ و ۶۶٫۳٪ افزایش را در رینولدزهای به ترتیب ۱۰۰۰۰ و ۱۵۰۰۰ نسبت به مدل آزمایشگاهی جت پاششی ایجاد نماید. یک ارتباطی بین عدد ناسلت به عنوان تابعی از عدد رینولدز و نسبت دما خنک‌کننده جریان اصلی در محدوده مشخص بدست می‌آید.

جینگ و همکاران [۲۸] جریان و انتقال حرارت در چمبرهای چرخشی با توزیع چندین شکاف خروجی و ساختار گودی و برآمدگی را بصورت عددی مورد بررسی قرار داده‌اند. ویژگیها انتقال حرارت و جریان بصورت عددی مورد بررسی قرار گرفته و با یک چمبر معمولی مقایسه شده است. سپس گودی‌ها و برآمدگی‌های بصورت نوآوری با آرایش‌های مختلف (DN, DS, PN, PS) وارد چمبر می‌شوند. سپس تأثیر نسبت دما به تفصیل مورد بررسی قرار گرفته و نتایج زیر حاصل گردیده است:

- ۱- ساختار جریان معمولاً "گردابه‌های داخلی + گردابه‌های خارجی" در مناطق پاشش جت تشکیل شده و می‌توان توسعه یافتگی جریان چرخشی را در چمبر چرخشی منعکس کند. در چمبرهای چرخشی معمولی SC1، ساختار چرخش توسط جریان متقاطع ضعیف می‌شود. در

حالی که با ایجاد شکاف‌های خروجی جدید از تشکیل جریان متقاطع جلوگیری کرده و در نتیجه گردابه‌های با مقیاس بزرگتر و شدت چرخش بیشتر و پایدار ایجاد شده و حتی با ایجاد خروجی محور در چمبر جدید تأثیر کمی بر روی الگوی جریان می‌گذارد.

۲- جت‌های مماسی مناطقی با ناسلت بالا به شکل قطره اشک تولید می‌کنند. در چمبر چرخشی معمولی، جریان متقاطع میزان انتقال حرارت را در پایین دست پاشش تضعیف می‌کند. در حالی که در چمبر چرخشی جدید، به دلیل بهره بردن از خروجی جریان جدید توزیع جریان یکنواخت‌تر و مناطق دارای ناسلت بالا حفظ و گسترش یافته است.

۳- مقدار میانگین ناسلت با افزایش رینولدز چه در چمبر SC1 و SC2 افزایش می‌یابد ولی میانگین ناسلت در چمبر SC2 به مقدار ۷,۷-۱۴,۶٪ نسبت به حالت SC1 بهبود می‌یابد. ضریب اصطکاک در چهار مدل چمبر چرخشی با افزایش رینولدز کاهش می‌یابد. مقاومت جریان با اضافه کردن جریان خروجی محوری در حالت‌های SC3 و SC4 به ترتیب ۵۰٪ و ۶۰٪ کاهش پیدا کرده است. راندمان کلی حرارتی در هر یک از چمبرها با بزرگتر شده رینولدز کمی کاهش می‌یابد و در حالت SC4، TP بیشترین بهبود را به اندازه ۴۶,۹٪ تولید شده است.

۴- گودی و برآمدگی می‌تواند تأثیر خوبی بر روی جریان محلی ایجاد کند ولی بر روی الگوی جریان کلی تأثیر کمی دارد. جریان جت از لبه جلویی گودی جدا شده و یک گردابه جداگانه‌ای را تولید می‌کند و سپس در نیمه عقب گودی به آن متصل شده و ناحیه‌ای با ناسلت بالا ایجاد می‌کند. بطور همزمان، ناحیه‌ای با انرژی جنبشی آشفستگی بالای در نزدیکی گودی شکل می‌گیرد، در حالی که در امتداد محیط دایروی چمبر کاهش می‌یابد. جریان جت به لبه جلویی برآمدگی برخورد کرده و باعث افزایش انتقال حرارت می‌شود، در حالی که در لبه عقب برآمدگی هیچ جدایش جریان مشهودی ایجاد نشده است.

۵- مقدار ناسلت نسبی و ضریب اصطکاک در هر یک از چمبرها با گودی و برآمدگی با افزایش

رینولدز کاهش می‌یابد. مقدار انتقال حرارت در محفظه‌های با گودی حالت DN و DS نسبت به حالت SC4 کمتر است ولی گودی‌ها مقاومت کمتری در مقابل جریان ایجاد می‌کند. برآمدگی به طور کلی راندمان حرارتی را در حالت PN به اندازه ۱۵,۷٪ بهبود می‌بخشد. به طور همزمان، برآمدگی به طور قابل توجهی مقاومت جریان را کاهش می‌دهد و این کاهش در ماکزیمم مقدار خود به اندازه ۶۴,۶٪ می‌باشد. عملکرد کلی حرارتی هر یک از چمبرها با گودی و برآمدگی با افزایش رینولدز روند نزولی را نشان می‌دهد، که همگی بالاتر از حالت SC4 هستند. نمودار عملکرد حرارتی نشان می‌دهد که آرایش جت‌ها با خروجی محوری نسبت به عدم وجود خروجی محوری عملکرد بهتر دارند و برآمدگی بر گودی برتری دارد. حداکثر مقدار عملکرد حرارتی در حالت PN با ۵۴,۸٪ بهبود بدست می‌آید.

۶- با افزایش نسبت دما، میانگین عدد ناسلت و ضریب اصطکاک چمبرهای SC4 و PN همه حالت‌ها افزایش می‌یابد. در حالی که روند تغییر عملکرد حرارتی ابتدا افزایش و سپس کاهش را نشان می‌دهد. حداکثر عملکرد حرارتی در SC4 و PN به ترتیب ۰,۹۲ و ۰,۸۹ بدست آمده است. به طور نسبی، نسبت دما تأثیر بیشتری بر روی مقاومت جریان چمبر چرخشی دارد. در برنامه‌های کاربردی، با تنظیم نسبت دمایی می‌توان بهینه‌ترین عملکرد خنک‌کننده چرخشی را بدست آورد.

روی هم رفته، محفظه‌های چرخشی توسعه یافته می‌توانند به طور مؤثری عمل کرده و باعث کاهش مقاوت جریان و افزایش انتقال حرارت می‌شوند و پدیده گودی و برآمدگی باعث افزایش کلی عملکرد انتقال حرارت خواهد شد که یک روش خنک‌کننده با راندمان بالا را برای لبه پره توربین فراهم می‌کند.

۷-۱ معرفی تحقیق حاضر

در این مطالعه به شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی جت خنک‌کننده در لبه‌ی حمله پره‌ی توربین‌گاز پرداخته شده است. با توجه به دو طرح اساسی خنک‌کاری جت ضربه‌ای یعنی جت ضربه‌ای عمودی و مماسی به سطح هدف، به مطالعه چهار طرح مختلف جت خنک‌کننده شامل جت عمودی، جت مماسی و ترکیب این دو جت با یکدیگر پرداخته شده است. تا بتوان بر اساس میزان توزیع انتقال حرارت سطح هدف بهترین آرایش یا ترکیب جت خنک‌کننده را شناسایی کرد. اندازه سوراخ‌های جت در چهار طرح مورد بررسی به گونه‌ای تنظیم شده است که مجموع مساحت جت‌های خنک‌کننده با یکدیگر برابر باشند. در این مطالعه با بررسی جریان و میزان انتقال حرارت بر روی سطح هدف سعی شده است تا میزان و توزیع انتقال حرارت به صورت یکنواخت افزایش پیدا کند.

۸-۱ 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 پرداخته شده 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 پرداخته شده است. در فصل چهارم به نتایج حاصل از میزان و توزیع ناسلت، افت فشار برای مدل اعتبار سنجی شده و همچنین به صورت مقایسه‌ای به شبیه‌سازی عددی چهار کانال مقعر با آرایش، تعداد و شکل جت‌های چندگانه مماسی و عمودی به صورت ترکیبی و تکی با هدف مقایسه‌ی توزیع یکنواخت و میزان افزایش ضریب انتقال حرارت روی سطح هدف پرداخته شده است. در فصل پنجم نتیجه‌گیری حاصل از این تحقیق و پیشنهادهایی برای تحقیقات آینده ارائه می‌شود.

فصل ۲: معادلات حاکم

۲-۱ مقدمه

این پژوهش به حل جریان و انتقال حرارت سیال تراکم‌ناپذیر در حالت پایا جهت بررسی میزان خنک‌کاری جت‌های مماسی و عمودی ناشی از کانال تامین کننده جریان به کانال هدف و در ادامه به سطح مقعر هدف می‌باشد. در این قسمت معادلات جریان توربولانس مختصراً توضیح داده شده است. به‌طور کلی روش‌هایی که برای تحلیل جریان توربولانس به کار می‌رود را می‌توان به سه دسته‌ی کلی برای جریان‌ات پیچیده تقسیم نمود که عبارتند از روش شبیه‌سازی عددی مستقیم^۱، روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ^۲ و روش متوسط‌گیری رینولدز^۳ می‌باشند که بسته به میزان پیچیدگی‌های جریان و تعداد شبکه‌بندی وابسته به قدرت محاسباتی سیستمی که در اختیار داریم، اصول شبیه‌سازی خود را بر اساس روش‌های گفته شده پایه ریزی می‌کنیم. تا بتوان بر اساس سیستم محاسباتی و انتخاب مدل توربولانسی مناسب بهترین نتیجه را از شبیه‌سازی موردنظر دریافت کرد. به عبارت دیگر تفاوت این روش‌ها بر روی نمایش دادن میزان و مقیاس گردابه‌های بزرگ و کوچک ایجاد شده در جریان آشفته می‌باشند. دیدگاه معمول برای پیش‌بینی رفتار جریان‌های آشفته، حل معادلات متوسط شده ناویر-استوکس برای مقادیر متوسط زمانی می‌باشد. تئوری رینولدز بر این اساس است که حرکت سیال شامل نوسانات اتفاقی پیرامون یک مقدار متوسط می‌باشد و جریان را به دو قسمت متوسط و انحراف از مقدار متوسط تقسیم نموده سپس با انتگرال‌گیری از معادله‌ی ممنتوم و انرژی نسبت به زمان به معادلات جدیدی رسید. این معادلات همانند معادلات قبلی بوده اما در هرکدام ترم‌هایی اضافی ظاهر می‌شوند. اساس مدل‌های توربولانسی بیان شده بر اساس این روش پایه‌ریزی شده است. در

¹ Direct numerical simulation (DNS)

² Large eddy simulation (LES)

³ Reynolds average method

اغلب کاربردها و مسائل مهندسی و صنعتی یک مدل رنژ^۱ مناسب، در کنار یک شبکه محاسباتی باکیفیت خوب اکثر مشخصه‌های جریان را باکیفیت بالایی می‌تواند با هزینه‌ی محاسباتی و زمان مقرون به صرفه 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 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 می‌شود. اغتشاشات جریان، همان نوسانات تصادفی (بی‌نظمی‌ها)، سه‌بعدی، غیرمنظم و بعضاً متناوب و متغیر بازمان متغیرهای جریان، در بازه‌های زمانی و مکانی کوچک می‌باشند 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 روش‌های مورد استفاده در بررسی جریان‌های اغتشاشی به کار بردن تجزیه‌ی 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 می‌شوند.

¹ Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS)

$$U = \bar{U} + U' \quad (3-2) \quad P = \bar{P} + P' \quad (2-2) \quad T = \bar{T} + T' \quad (1-2)$$

$$\bar{U}_i(\vec{x}, t) = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} U_i dt \quad (4-2)$$

$$\bar{P}_i(\vec{x}, t) = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} P_i dt \quad (5-2)$$

$$\bar{T}_i(\vec{x}, t) = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} T_i dt \quad (6-2)$$

نهایتاً متوسط‌گیری از روابط حاصله، معادلات متوسط‌گیری شده ناویر-استوکس و انرژی به دست می‌آید. این فرآیند متوسط‌گیری توسط عملگرهای (۴-۲) تا (۶-۲) انجام می‌شود. Δt مقداری مابین مقیاس زمانی نوسانات و مقیاس زمانی کلی مسئله می‌باشد.

برای اینکه متوسط‌گیری 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 می‌تواند هر یک از مؤلفه‌های 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 متوسط‌گیری زمانی، معادلات حاکم به صورت زیر تبدیل می‌شوند.

معادله‌ی پیوستگی:

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

معادله‌ی ممنتوم:

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

معادله‌ی 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 به‌منظور محاسبه‌ی جریان متوسط را از بین می‌برد، 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 آشفته‌گی می‌نامند، می‌شوند. این تانسورهای تنش مجهول توسط روشی که به آن مدل توربولانسی گفته می‌شود، تقریب زده‌شده و این مدل‌ها بر اساس نوع رفتار با این تانسورها طبقه‌بندی می‌شوند.

۲-۳ مدل‌های توربولانسی

اولین نظریه برای تخمین ترم $\overline{U_i' U_j'}$ توسط بوزینسک^۱ 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 ضربی 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

¹ boussinesq

می باشد.

$$-\overline{U_j U_i} = \nu_t \frac{\partial \overline{U}}{\partial y} \quad (11-2)$$

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

$$\nu_t = \text{const} V'_{rms} \Lambda = \text{const} \Lambda^2 \frac{\partial \overline{U}}{\partial y} \equiv l^2 \frac{\partial \overline{U}}{\partial y} \quad (12-2)$$

در رابطه‌ی (۱۲-۲) l طول اختلاط پранتل می باشد. 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 اضافه شده به سرعت‌های اصلی است بر اساس میانگین سرعت‌های نوسانی در سه جهت به صورت زیر تعریف می گردد:

$$|U'| \approx |V'| \approx |W'| \approx V'_{rms} \quad k = \frac{1}{2} (\overline{U'^2 + V'^2 + W'^2}) \approx V'^2_{rms} \quad (13-2)$$

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

$$\overline{\rho U'_j T'} = \alpha_t \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} \quad \alpha_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (14-2)$$

همان طور که مشاهده می شود، مقدار پخش گردابه‌ای از طریق عدد پранتل 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 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 اغتشاشات، اثر غالب بر روی متوسط جریان دارد، مانند جریان‌های شدت چرخشی^۱، جریان‌هایی با انحنای زیاد خطوط جریان ناشی از خم، جریان‌های کاملاً سه‌بعدی با پدیده‌های جهتی و جریان‌های ثانویه حاصل از تنش^۲، مدل تنش رینولدزی نتایج متفاوت و کاملاً مناسب‌تری نسبت به مدل‌های بر پایه لزجت گردابه‌ای ارائه می‌کند [۲۹]. نکته‌ی مهم این است که در هر دو روش لزجت گردابه‌ای و تنش رینولدزی، تمامی مقیاس‌های اغتشاشی از طریق

¹ Anisotropy

² Highly swirling flows

³ Stress-driven secondary flow

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 یک معادله‌ای اسپالارت آلماراس و دو معادله‌ای همانند کی اپسیلون^۱ و کی امگا^۲ شده‌ایم. که در ادامه به شرح معادلات آن می‌پردازیم.

۱-۳-۲ مدل توربولانسی اسپالارت آلماراس

در مدل‌های تک معادله‌ای، یک معادله برای یافتن قسمتی از عبارت مربوط به لزجت گردابه‌ای نوشته می‌شود و معادله دیگر با بررسی و تحقیق در ماهیت مساله بدست می‌آید. این مدل‌ها بر عکس مدل صفر معادله‌ای که در آن مقدار لزجت گردابه‌ای ثابت فرض می‌شود، از یک معادله انتقال برای تعیین مقدار لزجت گردابه‌ای به صورت تابعی از متغیرهای جریان استفاده می‌کنند بنابراین به متغیرها و معادلات سیستم ۱ معادله و ۱ متغیر اضافه می‌کنند. تنها مدل تک معادله‌ای در نرم افزار فلوئنت مدل اسپالارت آلماراس می‌باشد. حل جریان مغشوش در این مدل تنها با حل معادله انتقال لزجت گردابه‌ای سینماتیکی (یک معادله PDE) و بدون محاسبه مقیاس طولی مربوط به ضخامت لایه برشی محلی، انجام می‌شود. در صورت استفاده از این مدل در موارد کاربرد متناسب با اهداف طراحی آن، می‌توان با صرف هزینه محاسباتی پایین نتایج قابل قبولی از این مدل استخراج نمود. بعلاوه استفاده از این مدل برای کاربردهای متناسب با آن در شبکه‌های محاسباتی بزرگ بسیار اقتصادی است. در این مدل تعادل خوبی بین دقت و سادگی مدل وجود دارد همچنین حل جریان در این مدل، در مقایسه با مدل‌های دو معادله‌ای به خوبی همگرا می‌شود. توانایی این مدل در تطبیق با تغییرات سریع مقیاس‌های طولی جریان خصوصاً تغییرات ناگهانی، از جریان تحت تاثیر دیواره به جریان‌های برشی آزاد (مانند تخلیه یک جت با ابعاد محدود به محیطی با ابعاد نامتناهی) و همچنین در نظر گرفتن اثرات زیر مدل‌ها (مثل مسائل احتراق یا جابجایی آزاد و نیروهای گرانشی) پایین می‌باشد. بعلاوه

¹ K- ϵ model

² K- ω

می‌توان از این مدل برای رسیدن به حل‌های خام جهت درک رفتار کلی و تقریبی جریان‌های آشفته‌ی متناسب با کاربرد این مدل بر روی شبکه‌های محاسباتی درشت استفاده نمود. در این مدل برای اینکه ناحیه لایه مرزی به‌درستی در نظر گرفته شود، باد ارتفاع بدون بعد اولین سلول محاسباتی شبکه در نزدیکی مرز جامد در حدود $\bar{v}$ باشد. متغیر انتقالی در این مدل، $\bar{v}$ است، که به جز در نزدیکی دیواره (زیر لایه لزج و لایه بافر) مشابه لزجت گردابه‌ای سینماتیکی بوده و معادله انتقال آن به صورت زیر می‌باشد:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{v} u_i) = G_v + \frac{1}{\sigma_v} \left[\frac{\partial}{\partial x_i} \{(\mu + \rho \bar{v}) \frac{\partial \bar{v}}{\partial x_i}\} + C_{b2} \rho \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x_i} \right)^2 \right] - Y_v + S_v \quad (15-2)$$

در رابطه بالا ترم‌های G_v و S_v به ترتیب تولید و اتلاف لزجت گردابه‌ای، σ_v عدد پرانتل و C_{b2} عددی ثابت می‌باشند. و منظور از پانویس v لزجت سینماتیکی مولکولی است. لزجت گردابه‌ای دینامیکی توسط رابطه زیر که در آن f_{v1} تابع میراکنندگی و C_{v1} عددی ثابت است.

$$\mu_{t=}\rho \bar{v} f_{v1} \quad f_{v1} = \frac{\chi^3}{\chi^3 + C_{v1}^3} \quad \chi^3 = \frac{\bar{v}}{v} \quad (16-2)$$

ترم‌های تولید لزجت گردابه‌ای و اتلاف لزجت گردابه‌ای در این مدل توسط روابط زیر محاسبه می‌شوند:

$$G_v = C_{b1} \rho \bar{S} \bar{v} \quad \bar{S} = S + \frac{\bar{v}}{k^2 d^2} f_{v2} \quad f_{v2} = 1 - \frac{\chi}{1 + \chi f_{v1}} \quad (17-2)$$

$$Y_v = C_{w1} \rho f_w \left(\frac{\bar{v}}{d} \right)^2 \quad f_w = g \left[\frac{1 + C_{w3}^6}{g^6 + C_{w3}^6} \right]^{\frac{1}{6}} \quad g = r + C_{w2} (r^6 - r)$$

$$r \equiv \frac{\bar{v}}{Sk^2 d^2} \quad C_{w1} = \frac{C_{b1}}{k^2} + \frac{(1+C_{b2})}{\sigma_v^-} \quad \Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

در روابط فوق d فاصله از دیواره و Ω_{ij} تانسور متوسط نرخ چرخش می‌باشد. ثوابت این مدل به همراه به طور یکجا در جدول زیر آمده شده است.

جدول ۱-۲: ثوابت مدل توربولانسی اسپالارت آلماراس

σ_v^-	C_{b1}	C_{b2}	C_{w2}	C_{w3}	C_{prod}	C_{v1}
۰/۶۶۷	۰/۱۳۵۵	۰/۶۲۲	۰/۳	۲	۲	۷/۱

۲-۳-۲ مدل کی اپسیلون

یکی از مدل‌های معروف جریان‌های اغتشاشی در مسائل دینامیک سیالات محاسباتی که به‌عنوان یک مدل استاندارد و پرکاربرد در صنعت شناخته شده است، مدل $K-\epsilon$ یا $k-\epsilon$ می‌باشد. این مدل توسط لاندرو^۱ و اسپالدینگ^۲ [۳۰] 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 فلوئنت دارای سه زیرشاخه می‌باشد، تفاوت اصلی این سه زیر مدل، در روش محاسبه‌ی لزجت گردابه‌ای، عدد پرانتز اغتشاشی که پخش^۳ 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:

^۱ Launder

^۲ Spalding

^۳ diffusion

*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 [۳۱] به منظور رفع نقص مدل استاندارد، این مدل را رونمایی کردند. این 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:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (18-2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S \varepsilon - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (19-2)$$

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.

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (21-2) \quad C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{KU^*}{\varepsilon}} \quad (20-2)$$

ضرایب بالا به صورت روابط زیر می‌باشد.

¹ Launder and sandham

$$A_0 = 4.04$$

$$A_s = \sqrt{6} \cos \phi$$

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W)$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{S^3}$$

$$S = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \Omega_{ij}\Omega_{ij}}$$

$$\Omega'_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k$$

$$\Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk}\omega_k$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon}$$

$$C_{2\varepsilon} = 1.9$$

$$\sigma_\varepsilon = 1.2$$

$$\sigma_k = 1$$

۳-۲-۳ مدل کی امگا

یکی از مشکلات عمده در مدل سازی جریان های مغشوش، پیش بینی دقیق جدایش جریان از روی سطوح صاف می باشد. پیش بینی پدیده ی 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 ماریچ چند پاسه ی خنک کاری داخلی توربین گاز). مدل هایی مانند کی اپسیلون غالباً در پیش بینی نقطه شروع و مقدار جدایش جریان در حضور گرادیان فشار نامطلوب دچار خطا می شوند. در حقیقت مدل های کی اپسیلون شروع جدایش را خیلی دیر و مقدار آن را کمتر پیش بینی می کند. در این مدل به جای ε به تحلیل $\omega = \frac{\varepsilon}{k}$ که به آن نرخ ویژه اتلاف گفته می شود و مقیاس از معکوس مدل کی اپسیلون یک مدل دو معادله ای است که به طور کلی در آن اصلاحات مربوط به اثرات عدد رینولدز پایین^۱ تراکم پذیری و توزیع جریان برشی^۲ در نظر گرفته شده است. [۲۹].

* مدل کی امگا SST

این مدل یکی از مهم ترین و بهترین مدل های خانواده ی کی امگا بوده و برای پیش بینی دقیق شروع و

¹ Low-Re corrections

² Shear flow

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 به‌اصطلاح 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 [۱]:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (2-22)$$

ثابت آن به‌صورت روابط (۲-۲۶) تعریف می‌شود:

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^4) \quad (2-23)$$

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

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

$$F_1 = \tanh \{ \Phi_1^4 \} \quad (24-2)$$

$$\Phi_1 = \left\{ \min \left[\max \left[\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right], \frac{4 \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\} \quad (25-2)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (26-2)$$

$$G_k = \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_i}, 10 \beta^* k \omega \right) \quad (27-2)$$

$$Y_k = \beta^* k \omega \quad (28-2)$$

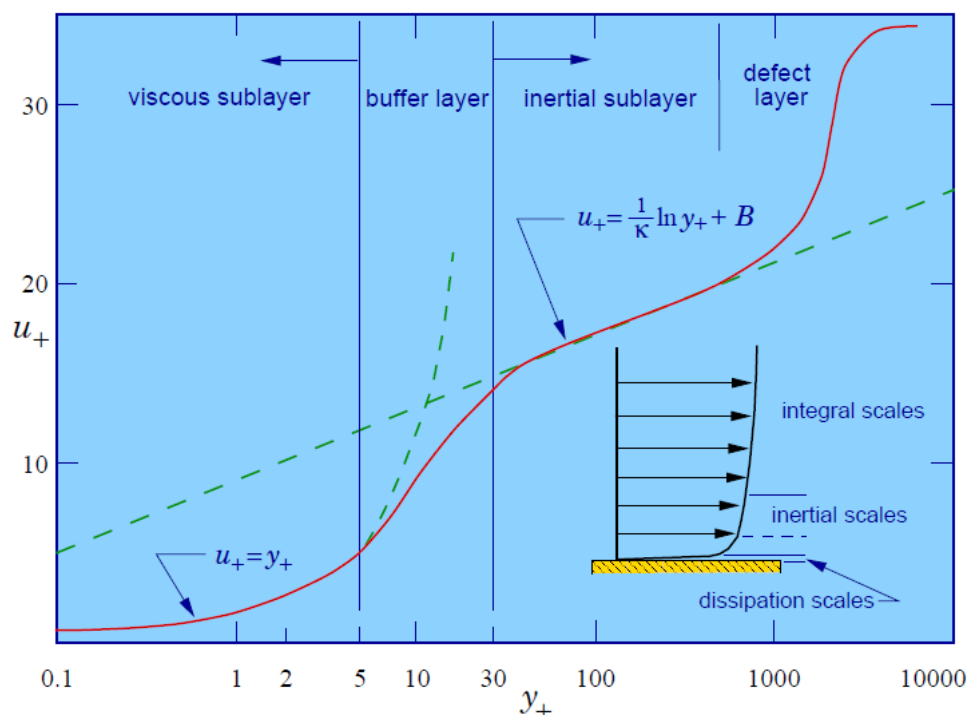
ضرایب مدل کی امگا مطابق جدول به شرح زیر می باشد:

جدول ۲-۲: 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	۰/۵۶	۰/۴۴

۲-۳-۴ رفتار جریان در نزدیک دیواره

بررسی نتایج تجربی موجود، نشان می دهد که در ناحیه ی نزدیک دیواره، جریان را می توان به سه ناحیه ی مختلف تقسیم کرد. همان طور که از شکل زیر مشاهده می شود، در داخلی ترین ناحیه که زیر لایه ی لزج نامیده می شود جریان آرام است و لزجت مولکولی نقش اساسی را در معادلات انتقال حرارت و ممنتوم دارد. در لایه ی خارجی که لایه ی کاملاً مغشوش نامیده می شود، لزجت آشفتگی یا لزجت گردابه ای نقش تعیین کننده ای بر روی پارامتر مختلف ایفا می کند. در ناحیه ی بین این دو که لایه ی بافر نام دارد، هر دو لزجت مولکولی و آشفتگی از اهمیت یکسانی برخوردارند.



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

در شکل ۱-۲ فاصله‌ی بی بعد دیواره 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 بی بعد بسیار مهم u^+ و y^+ است. قابل ذکر است که u_τ ، سرعت اصطکاکی می‌باشد. که برابر رابطه‌ی ۲-۳۲ خواهد بود [۱].

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (29-2)$$

$$C_f = 0.027 Re_x^{-\frac{1}{7}} \quad (30-2)$$

در رابطه‌ی ۵۰-۲، 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.

$$y = \frac{\mu y^+}{\sqrt{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2 \cdot C_f}} \quad (31-2)$$

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.

۴-۲ معادلات بکار برده شده در تحلیل نتایج

این پژوهش به بررسی میزان عدد ناسلت سطوح هدف، ضریب و افت اصطکاک کانال، پرداخته است. در این قسمت به روابط و چگونگی بدست آوردن این دو پارامتر اساسی در این پژوهش پرداخته می‌شود: میزان عدد ناسلت، بدست آمده است. در این مطالعه میزان ناسلت را در حالت دما ثابت مورد بررسی قرار دادیم. روابط موردنیاز برای بدست آوردن ناسلت به شرح زیر می‌باشد:

$$Nu = \frac{q_t''}{T_w - T_{inlet}} \frac{D_{h_{jet}}}{\lambda} = \frac{h_t D_{h_{jet}}}{\lambda} \quad (32-2)$$

در اینجا ناسلت متوسط بر اساس قطر هیدرولیکی جت‌ها به صورت رابطه ۳۲-۲ محاسبه می‌گردد. در هندسه‌های ترکیبی جت‌های عمودی-مماسی، مقدار قطر هیدرولیکی سوراخ‌های جت با یکدیگر متفاوت هستند به همین منظور برای محاسبه قطر هیدرولیکی آن‌ها باید از مقدار معادل استفاده می‌شود [۳۲].

$$D_h = \frac{\sum_{i=1}^n D_i^2}{\sum_{i=1}^n D_i} \quad (33-2)$$

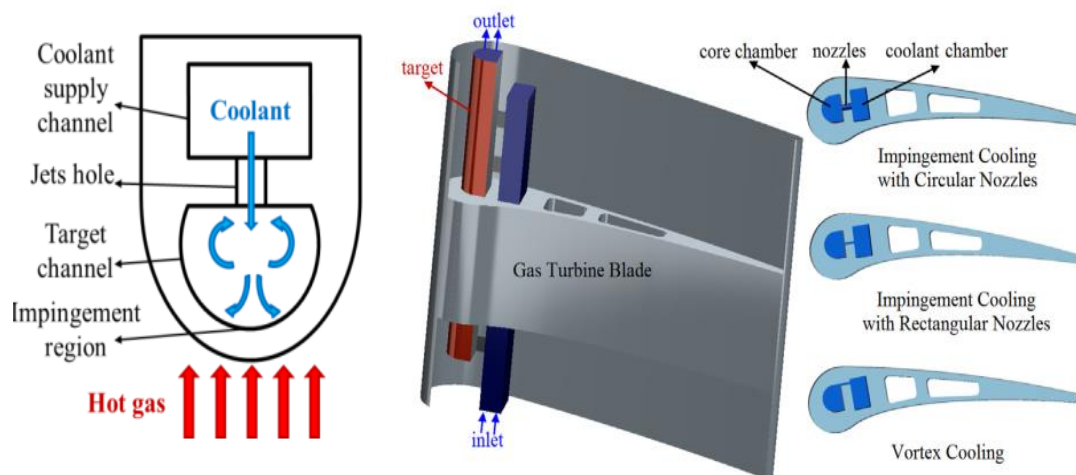
در رابطه قطر هیدرولیکی D_i ، قطر هر جت می‌باشد. رابطه ۳۳-۲ بیانگر قطر میانگین و برابر قطر هیدرولیکی می‌باشد. برای جت‌های عمودی و مماسی، قطر هیدرولیکی به ترتیب برابر همان قطر دایروی و نیم دایروی خود نیز می‌باشند. ضریب افت اصطکاک نیز بر اساس رابطه ۳۴-۲ محاسبه می‌شود. در این رابطه قطر هیدرولیکی بر اساس ورودی کانال تامین‌کننده جریان و Δx برابر طول کل کانال از ورودی تا خروجی می‌باشد.

$$f = \frac{(\Delta p)_{total}}{2\rho V^2} \frac{D_{h_inlet}}{\Delta x} \quad (34-2)$$

فصل ۳: بیان مسئله و روش عددی

۳-۱ شرح مسئله

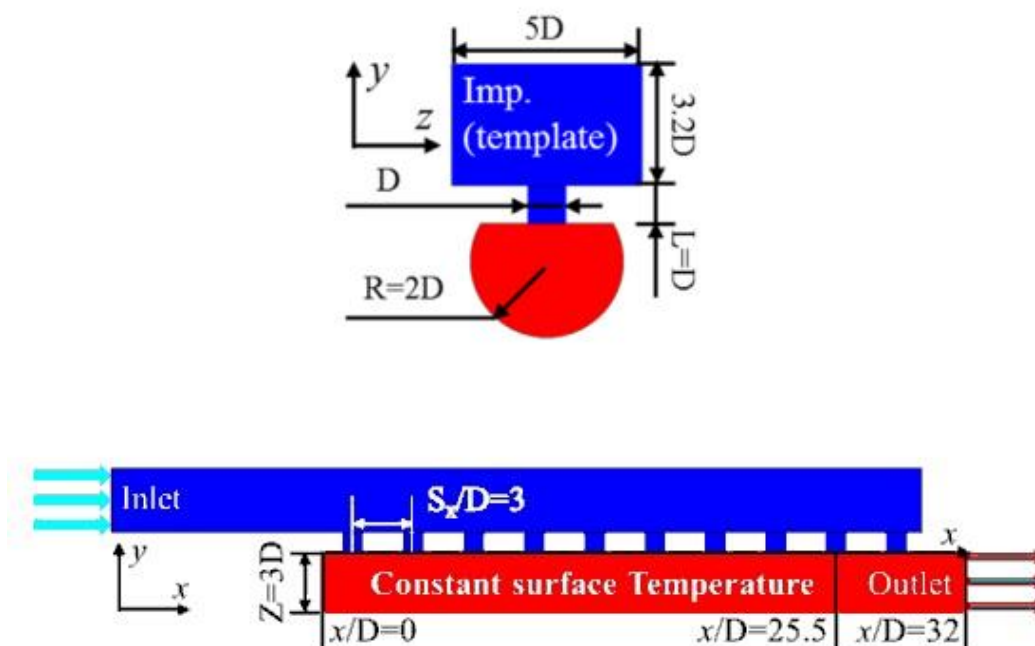
در این پژوهش به بررسی عددی و شبیه‌سازی جریان و انتقال حرارت کانال تامین کننده جریان جت و همچنین کانال هدف که توسط سوراخ‌های جت به یکدیگر وصل شده‌اند پرداخته می‌شود. شکل ۳-۱ نشان دهنده سیستم واقعی خنک‌کننده به وسیله جت ضربه‌ای در لبه پیشرو پره توربین گاز می‌باشد. جهت مطالعه بر روی جت خنک‌کننده ضربه‌ای از مدل آزمایشگاهی یانگ و همکارانش [۱۹] به عنوان مرجع شبیه‌سازی استفاده شده است. در ابتدا با کاهش فاصله سطح هدف نسبت سوراخ‌های جت خنک‌کننده به صورت مقایسه‌ای با محوریت ترکیب جت‌های عمودی و مماسی به بررسی مقادیر انتقال حرارت سطح هدف پرداخته شده است. به طور کلی چهار آرایش و شکل هندسی مختلف جت خنک‌کننده در این پژوهش مورد مطالعه قرار گرفته است. بطوری که مجموع مساحت سیال عبوری از سوراخ‌های جت پاشیده شده به سطح هدف آن با یکدیگر برابر است.



شکل ۳-۱: مدل خنک‌کاری داخلی مرسوم ضربه جت سیال در ناحیه لبه پیشرو [۱۹]

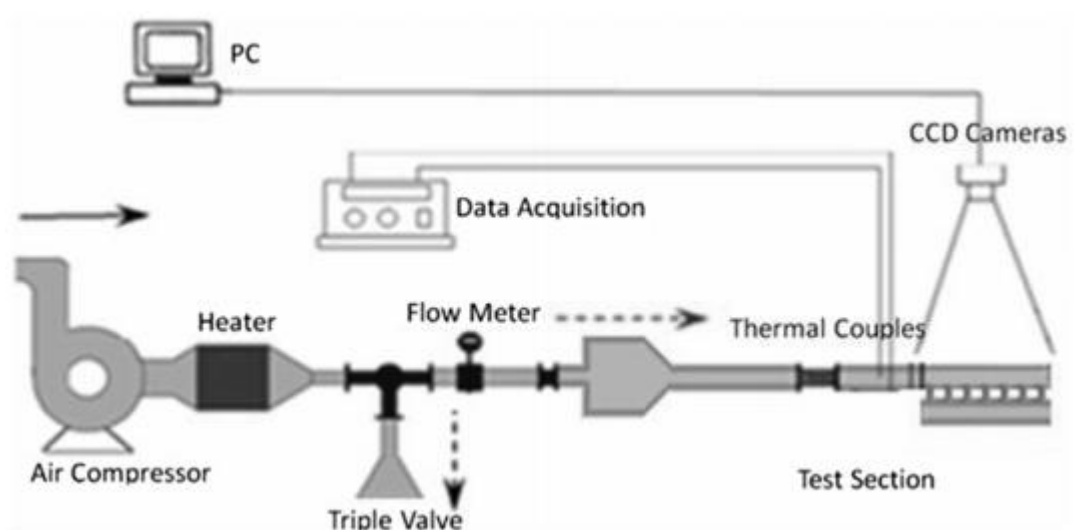
۳-۲ مدل آزمایشگاهی

یانگ و همکارانش در مطالعه تجربی و عددی در سال ۲۰۱۲ به خنک کاری جت ضربه‌ای در ناحیه‌ی مقعر لبه پیشرو پره توربین گازی پرداختند. در این مطالعه از این پژوهش جهت اعتبار سنجی استفاده شده است. این مدل خنک کننده مطابق شکل ۲-۳ شامل یک کانال بالادستی یا تامین کننده جریان و یک کانال هدف مقعر می‌باشد. که این دو کانال توسط ۱۰ سوراخ جت عمودی به یکدیگر متصل شده‌اند. به طوری که جریان خنک کننده از جریان بالادست وارد و به داخل کانال هدف توسط سوراخ‌های جت به صفحه‌ی مقعر کانال هدف پاشیده و از کانال هدف به محیط خارج می‌شود. سطح هدف را یک کمان ۲۴۰ درجه دایروی تشکیل داده است.



شکل ۲-۳: هندسه مدل خنک کننده یانگ و همکارانش [۱۹]

این مطالعه در سه عدد رینولدز در محدوده‌ی ۱۰۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ به وسیله ترموگرافی کریستال مایع به طور ویژه میزان توزیع و عدد ناسلت سطح هدف ارزیابی شده است. در حالت عددی تمامی دیواره‌ها به جز دیواره هدف بدون انتقال حرارت یا به عبارت دیگر بی‌درو و برای سطح هدف شرط مرزی دما ثابت در نظر گرفته شده است. در شکل ۳-۳ طرح‌واره‌ای از وسایل و تجهیزات ارزیابی آزمایشگاهی جت ضربه‌ای عمودی خنک‌کننده می‌باشد.



شکل ۳-۳: تصویری از چینش وسایل مربوط به مطالعه‌ی آزمایشگاهی بر روی انتقال حرارت جت خنک‌کننده توسط یانگ و همکارانش [۱۹]

۳-۳ هندسه‌ی میدان حل

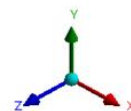
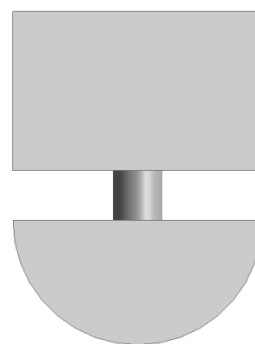
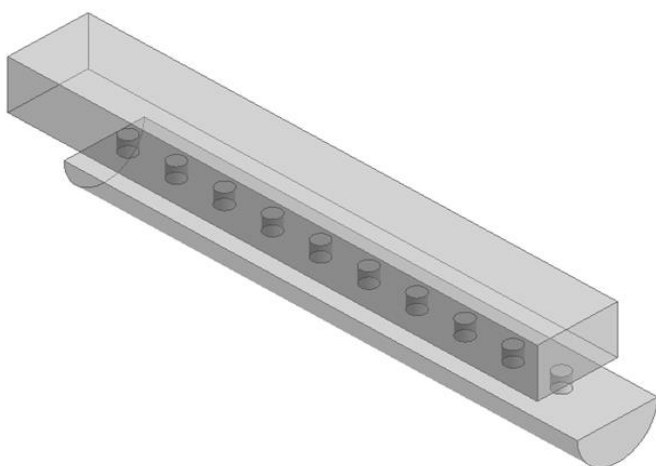
در این پژوهش عددی چهار هندسه مختلف مورد بررسی قرار گرفته است. در اینجا به بیان جزئیات هندسی این کانال‌های خنک‌کننده پرداخته می‌شود. در تمامی هندسه‌های مورد ارزیابی قطر هیدرولیکی و طول کانال‌های تامین‌کننده جریان جت‌ها و همچنین کانال سطح هدف با یکدیگر برابر می‌باشند. بنابراین طول کانال تامین‌کننده و هدف به ترتیب برابر ۳۳۰ و ۳۲۰ میلی‌متر و قطر هیدرولیکی کانال تامین‌کننده برابر ۴۰ میلی‌متر است. با تغییر فاصله ۱۰ میلی‌متری فاصله جت‌ها به صفحه‌ی هدف، زاویه‌ی انحنای سطح هدف مورد بررسی در چهار هندسه مختلف مورد بررسی از ۲۴۰

درجه به ۱۸۰ درجه کاهش یافته است. این کاهش اندازه با هدف اثر گذاری بیشتر جت بر روی سطح هدف لحاظ شده است. هندسه‌های مورد ارزیابی در این مطالعه شامل جت ضربه‌ای مماسی نیم استوانه‌ای، جت ضربه‌ای عمودی استوانه‌ای، ترکیب جت ضربه‌ای مماسی و عمودی استوانه‌ای با قطر یکسان 8/3mm و در حالت قطرهای عمودی و مماسی غیر یکسان، حالت ترکیب جت ضربه‌ای نیم استوانه‌ای مماسی و عمودی استوانه‌ای به ترتیب با قطر 2/075mm و 9/8mm، مورد ارزیابی قرار گرفته است. اندازه قطرهای جت‌ها بر اساس مجموع یکسان مساحت جت‌ها و دبی جرمی گذرنده از این ۱۰ سوراخ خنک‌کننده در جت عمودی طراحی شده‌اند. با تقسیم دبی گذری بر قسمت‌های مختلف علاوه بر جت‌های عمودی، جت‌های مماسی را ایجاد کردیم. به همین منظور تعداد جت‌ها در هندسه‌های مورد بررسی با یکدیگر متفاوت خواهد بود. به‌طوری که برای هندسه جت‌های مماسی دارای ۲۰ جت نیم استوانه‌ای در دو طرف کانال هدف به صورت مماسی با قطر 10mm و برای ترکیب جت‌های مماسی و عمودی با قطرهای مختلف دارای جت ۱۹ جت نیم استوانه‌ای و استوانه‌ای می‌باشد که تمامی هندسه‌ها مورد بررسی دارای مجموع ۹ جت به صورت مماسی در دو طرف کانال هدف به صورت مماسی می‌باشد. مساحت یکسان در سوراخ‌های خنک‌کاری ضربه‌ای می‌باشند. شکل ۳-۴ اشکال چهار هندسی مورد بررسی در این پژوهش را نشان داده است. در جدول ۳-۱ پارامترهای مختلف هندسی جت ضربه‌ای عمودی با قطر 10mm را نمایش داده است.

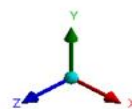
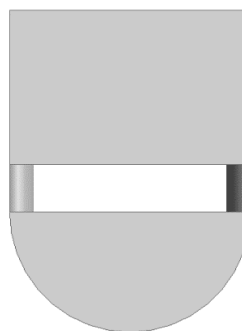
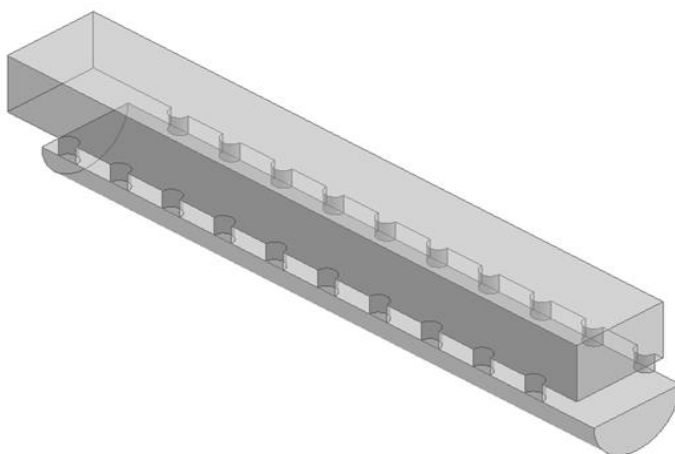
جدول ۳-۱: پارامترهای اساسی هندسی طرح‌های خنک‌کننده

Z/D	L/D	R/D	P_n/D	$P_{n\&t}/D$	P_t/D
۲	۱	۲	۳	۳	۱/۵

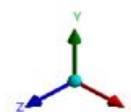
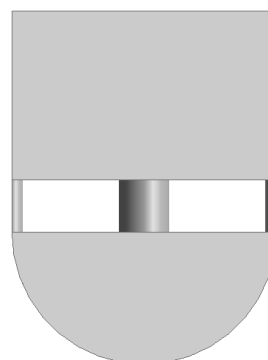
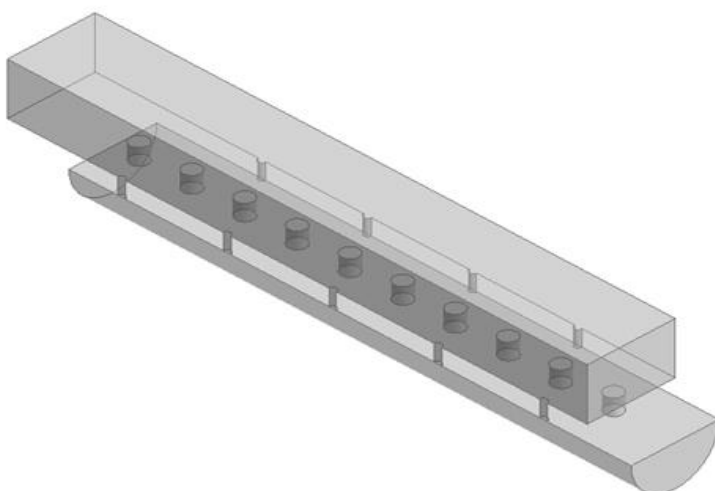
در این جدول P_n گام جت عمودی و $P_{n\&t}$ گام جت‌های مماسی در ترکیب با جت‌های عمودی در دو طرف سطوح کناری کانال هدف قرار گرفته‌اند و P_t گام جت‌های مماسی در کانالی که فقط جت‌های مماسی در دو طرف کانال هدف به صورت مماسی به سطح هدف پاشیده می‌شود.



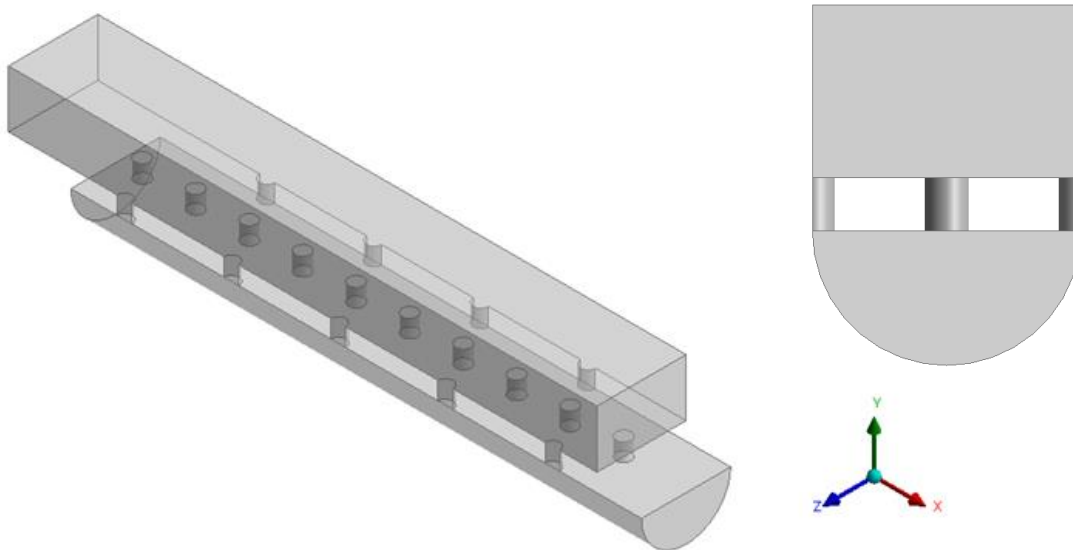
الف. جت عمودی (مورد اول)



ب. جت مماسی (مورد دوم)



ج. ترکیب جت ضربه‌ای استوانه‌ای مماسی و عمودی استوانه‌ای به ترتیب با قطر $2/075\text{mm}$ و $9/8\text{mm}$ (مورد سوم)



د. ترکیب جت ضربه‌ای مماسی و عمودی استوانه‌ای با قطر یکسان 8/3mm (مورد چهارم)

شکل ۳-۴: طرح‌های مورد بررسی شبیه‌سازی عددی

۳-۴ مدل‌سازی مسئله

در پژوهش حاضر با هدف تحلیل و حل مسئله از نرم‌افزار دیزاین مدلر جهت ترسیم اشکان هندسی مختلف و برای ایجاد شبکه‌ی محاسباتی از فلوئنت مشینگ 2020R2 و شبیه‌سازی جریان و انتقال حرارت؛ معادلات پیوستگی، ممنتوم، انرژی و معادلات اغتشاشاتی با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت ۱۷/۲ استفاده شده است. در این بخش نیز بطور اجمالی به بررسی ایجاد شبکه در دامنه‌ی محاسباتی و سپس نتایج استقلال از شبکه و تعداد شبکه موردنیاز پرداخته و در ادامه تنظیمات حل‌گر و روش عددی و معیارهای همگرایی حل مسئله را مشخص کرده است.

۳-۴-۱ شرایط مرزی و خواص سیال

شرایط مرزی و خواص سیال این پژوهش بر اساس مطالعات آزمایشگاهی و عددی یانگ و همکارانش می‌باشد که بر این اساس سیال خنک‌کننده هوا به عنوان گاز ایده‌ال و سیال تراکم‌ناپذیر با خواص ترمودینامیکی ثابت در محاسبات عددی انجام شده مورد استفاده قرار گرفته است. در جدول ۲-۳ خواص ترمودینامیکی در نظر گرفته شده آورده شده است. در این شبیه‌سازی دو عدد رینولدز ۱۰۰۰۰ و ۱۵۰۰۰ بر اساس قطر هیدرولیکی جت‌ها مورد ارزیابی قرار گرفته است که هر کدام در ورودی از

قسمت ورودی کانال تامین کننده به ترتیب برابر جریان با دبی جرمی ۰/۰۱۶۳ و ۰/۰۲۴۵ می باشد. در قسمت ورودی از شرط مرزی سرعت ورودی و در خروج از شرط فشار خروجی استفاده شده و سیال به محیط تخلیه می شود. همچنین دمای ورودی سیال برابر ۳۴۸/۱۵ کلوین در نظر گرفته شده است. محاسبه سرعت ورودی بر اساس مساحت کانال تامین کننده جریان خنک کننده بر اساس رینولدز ۱۰۰۰۰ و ۱۵۰۰۰ به ترتیب برابر ۸ و ۱۲ متر بر ثانیه تعیین شده است. برای در نظر گرفتن بار حرارتی لبه پیشرو، از شرط مرزی حرارتی دما ثابت در سطح هدف مقعر برابر ۴۱۹/۱۵ کلوین استفاده شده است. سایر دیواره ها بی درو و بدون انتقال حرارت می باشند بطوری که در نرم افزار فلوئنت شار حرارتی آن ها را برابر صفر قرار داده ایم. شدت آشفته گی برابر ۵ درصد در ورودی و خروجی می باشد.

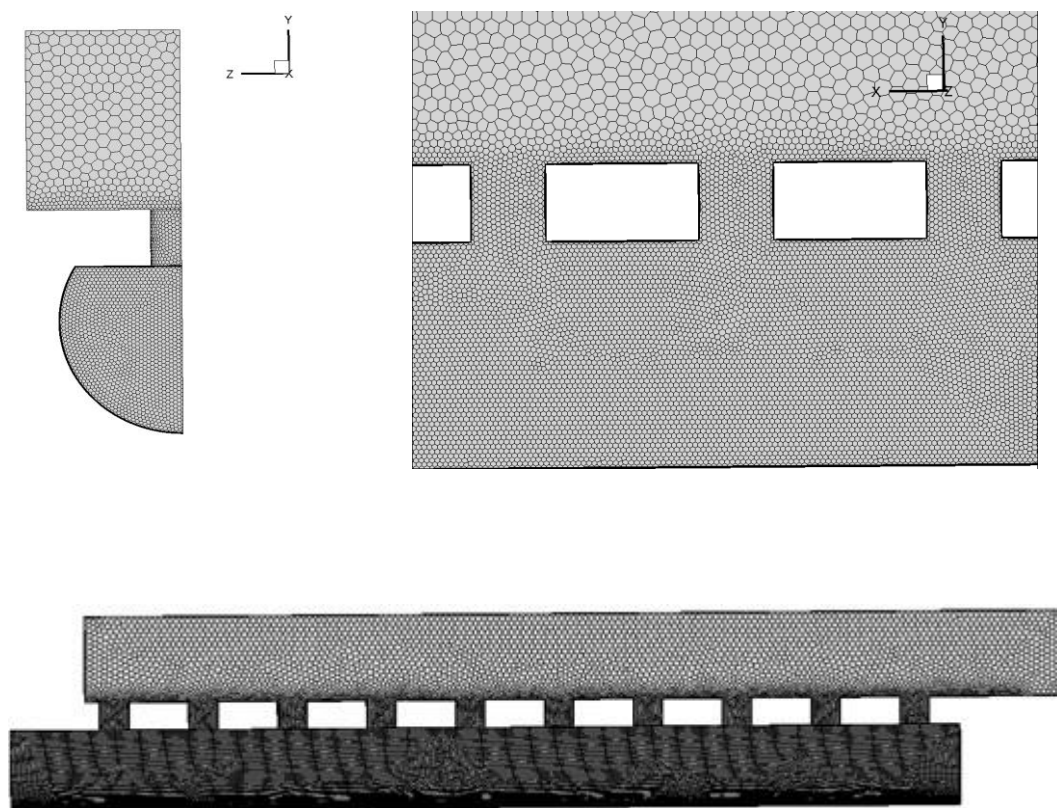
جدول ۳-۲: خواص هوا به عنوان سیال خنک کننده در مدل های مورد شبیه سازی

$\mathcal{M} (kg/kgmol)$	$T_{inlet} (K)$	$\rho (kg/m^3)$	$\lambda (W/m.k)$	$\mu (kg/m.s)$	$C_p (KJ/k.kg)$	Pr
29	۳۴۸/۱۵	۱/۲۸	۰/۰۲۴۲	۱/۷۱۸e-۵	۱۰۰۶/۴۳	۰/۷۱

۲-۴-۳ شبکه بندی ناحیه محاسباتی

با توجه به حساسیت مدل های توربولانسی به نوع برخورد با شبیه سازی زیر لایه لزج باید توجه ویژه ای به این ناحیه گردد. به همین منظور به دلیل پیچیدگی جریان و انتقال حرارت جت ها و ماهیت مدل های توربولانسی استفاده شده برای نشان دادن رفتار دیواره باید زیر لایه لزج را به طور کامل شبیه سازی نمود. به همین منظور مقادیر y^+ در نزدیکی دیواره را در حدود ۱ در نظر گرفته شده است تا شبیه سازی این ناحیه بسیار مهم در جریان و انتقال حرارت بدرستی صورت گیرد. به همین منظور از ویژگی تراکم شبکه در نزدیکی دیواره ها استفاده شده است و با توجه به مقادیر سرعت ورودی و مقدار y^+ فاصله اولین سلول از دیواره مشخص می گیرد که برای هر رینولدز و سرعت باید جداگانه محاسبه گردد. بعد از اولین سلول نزدیک به دیواره شش لایه در جهت عمودی با نرخ رشد ۱/۰۵ تراکم

صورت یافته تا به جریان میانی برسد. به دلیل دقت بیشتر و تمرکز بر روی کانال هدف و محاسبه دقیق انتقال حرارت و نمایش دادن دقیق گردابه‌های جریان بر روی سطح هدف از ویژگی ریز کردن شبکه بندی به وسیله نرم افزار فلوئنت مشینگ استفاده شده است. به عبارت دیگر مش حجم، با تمرکز بر سطوح انحنادار در کانال هدف از تراکم بیشتری نسبت به کانال تامین کننده جریان جت خنک کننده در سیستمی خنک کاری ضربه‌ای را دارد. در شکل ۳-۵ که در نماهای مختلف شبکه‌بندی کانال عمودی مدل اعتبار سنجی شده را نشان می‌دهد به خوبی این تراکم شبکه مشهود است. برای شبکه بندی حجم ناحیه میانی (بعد از لایه نسبت تراکم ایجاد شده برای شبیه‌سازی لایه مرزی) از شبکه بندی شش وجهی پلی هدرال استفاده شده است که موجب همگرایی و حجم شبکه‌بندی کمتر ناحیه مورد شبیه‌سازی می‌گردد. نسبت نرخ رشد از کوچکترین به بزرگترین المان در ناحیه میانی حجم محاسباتی برابر ۱/۲ در نظر گرفته شده است.



شکل ۳-۵: نمایش شبکه‌بندی نواحی مختلف کانال خنک‌کننده

۳-۴-۳ استقلال از شبکه

جهت بررسی استقلال از تعداد سلول محاسباتی از چهار شبکه با تراکم حجمی مختلف شامل ۷۰۱۴۵۴، ۱۱۸۲۹۹۶، ۲۱۹۲۵۳۳ و ۳۱۱۷۳۷۵ استفاده شده است. با توجه به اعتبار سنجی نتایج عددی با مدل اسپالارت الماراس و همچنین بنا به نتایج شار حرارتی، مقدار ۲۱۹۲۵۳۳ مقرون به صرفه در هزینه‌های محاسباتی می‌باشد. جدول ۳-۳ مقادیر شار حرارتی شبکه‌های مختلف را گزارش کرده است. تمامی شبکه‌ها نسبت به شبکه بندی بیشترین المان سنجیده شده‌اند. لازم به ذکر است که مقادیر شار حرارتی محاسبه شده برای مدل آزمایشگاهی یانگ و همکارانش برای جت‌های عمودی در رینولدز ۱۵۰۰۰ می‌باشد. در نرم افزار فلوئنت مشینگ اندازه کوچکترین و بزرگترین المان سطح برابر ۰/۱۷ و ۰/۷ میلی‌متر می‌باشد. و در شبکه بندی حجم اندازه المان های حجمی را با نسبت ۱/۲ از کوچکترین المان به بزرگترین المان برابر ۱/۷ میلی‌متر در نظر گرفتیم.

جدول ۳-۳: بررسی مقدار شارحرارتی مستقل از شبکه‌بندی برای سطح هدف مقعر جت‌های عمودی در رینولدز ۱۵۰۰۰

ردیف	تعداد شبکه	مقدار متوسط شار حرارتی سطح هدف	میزان خطا.٪
۱	۷۰۱۴۵۴	۷۵۹۵/۱۲	۳/۱
۲	۱۱۸۲۹۹۶	۷۴۹۲/۱	۱/۷
۳	۲۱۹۲۵۳۳	۷۴۴۳/۱۷	۱/۱
۴	۳۱۱۷۳۷۵	۷۳۶۰/۶۵	-

۳-۴-۴ تنظیمات حل گر و روش عددی

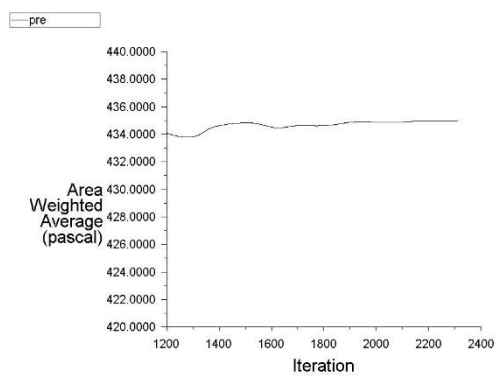
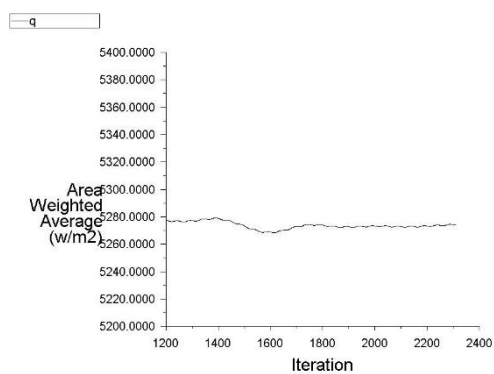
تمامی معادلات جریان و انرژی در حالت پایا حل شده است. به دلیل ناچیز بودن اختلاف دمای سیال ورودی و خروجی که در حدود ۱۵ درجه سانتی‌گراد می‌باشد، سیال خنک‌کننده را تراکم ناپذیر با خواص حرارتی فیزیکی ثابت در نظر گرفته شده است. جهت حل هم زمان سرعت و فشار از الگوریتم

سیمپل سی بهره گرفته و همچنین برای گسسته سازی معادلات ممنوم، انرژی و معادلات توربولانسی تک معادله‌ای اسپالارت الماراس باید از طرح پیشرو مرتبه دوم استفاده کرد تا نتایج مطلوب تری حاصل شود. اما برای گسسته سازی معادله فشار از حالات استاندارد نیز استفاده شده است. در طول روند محاسبات توسط نرم افزار فلونت و کاهش باقی‌مانده‌های معادلات حل شونده از فاکتور زیر تخفیف برای حل معادلات ممنوم و انرژی استفاده شده است تا همگرایی بهتری نیز حاصل گردد.

۳-۵ معیار همگرایی

به‌منظور اطمینان پیدا کردن از همگرا شدن معادلات و تغییر نکردن نتایج، شروط زیر را به‌عنوان معیارهای همگرایی معادلات حاکم بر حل عددی مسئله انتخاب شده است.

۱. مقدار باقی‌مانده‌ی معادلات پیوستگی، ممنوم $10e-4$ و انرژی باید کمتر از $10e-7$ باشد.
۲. اختلاف دبی جرمی ورودی و خروجی از کانال‌های خنک‌کننده‌ی داخلی، کمتر از $10e-5$ باشد.
۳. نمودار شارحرارتی متوسط سطح مقعرکانال هدف و همچنین مقدار فشار کل کانال در هر تکرار باید نمایش داده شود. به‌طوری که عمل شبیه‌سازی تا زمانی که روند تغییرات پارامترهای جریان و انتقال حرارت بسیار جزئی شود، نباید حل را متوقف کرد. شکل ۳-۶ نشان دهنده ثابت بودن روند تغییرات پارامترهای اساسی جریان و انتقال حرارت می‌باشد.



الف.

ب.

شکل ۳-۶: نمایش روند حل پارامترهای عددی جریان و انتقال حرارت کانال خنک کننده
الف. میزان فشار کانال در هر تکرار ب. میزان شار حرارتی متوسط سطح هدف در هر تکرار

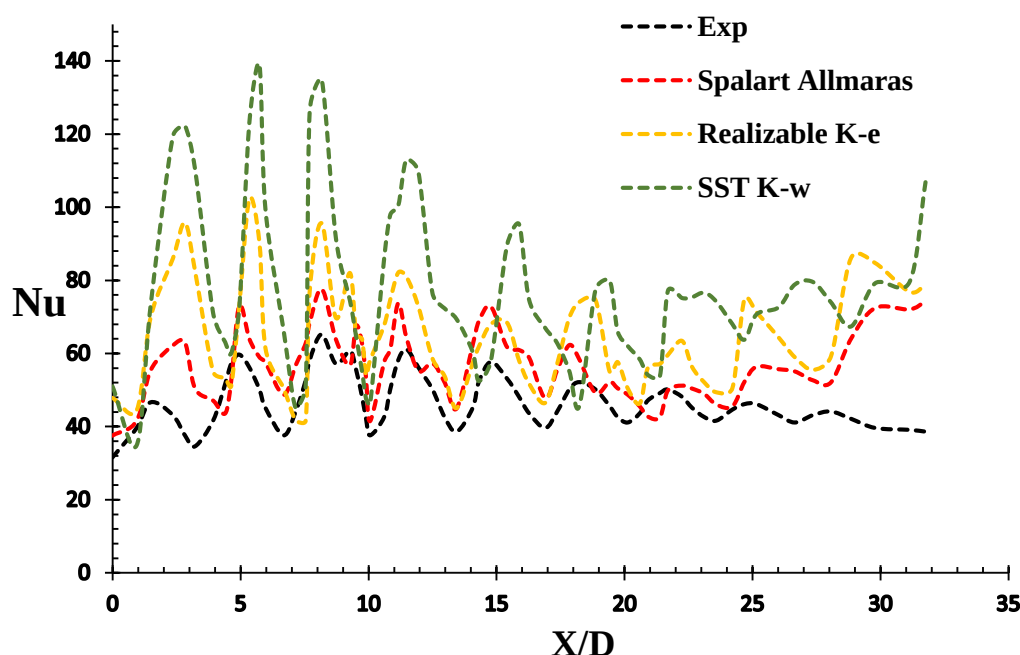
فصل ۴: نتایج حاصل از شبیه‌سازی

۴-۱ مقدمه

در این فصل به نتایج مربوط به شبیه‌سازی چهار کانال جت ضربه‌ای مماسی نیم استوانه‌ای، جت ضربه‌ای عمودی استوانه‌ای، ترکیب جت ضربه‌ای مماسی و عمودی استوانه‌ای با قطر یکسان 8/3mm و در حالت قطرهای عمودی و مماسی غیر یکسان، حالت ترکیب جت ضربه‌ای نیم استوانه‌ای مماسی و عمودی استوانه‌ای به ترتیب با قطر 2/075mm و 9/8mm، پرداخته شده است.

۴-۲ صحت سنجی

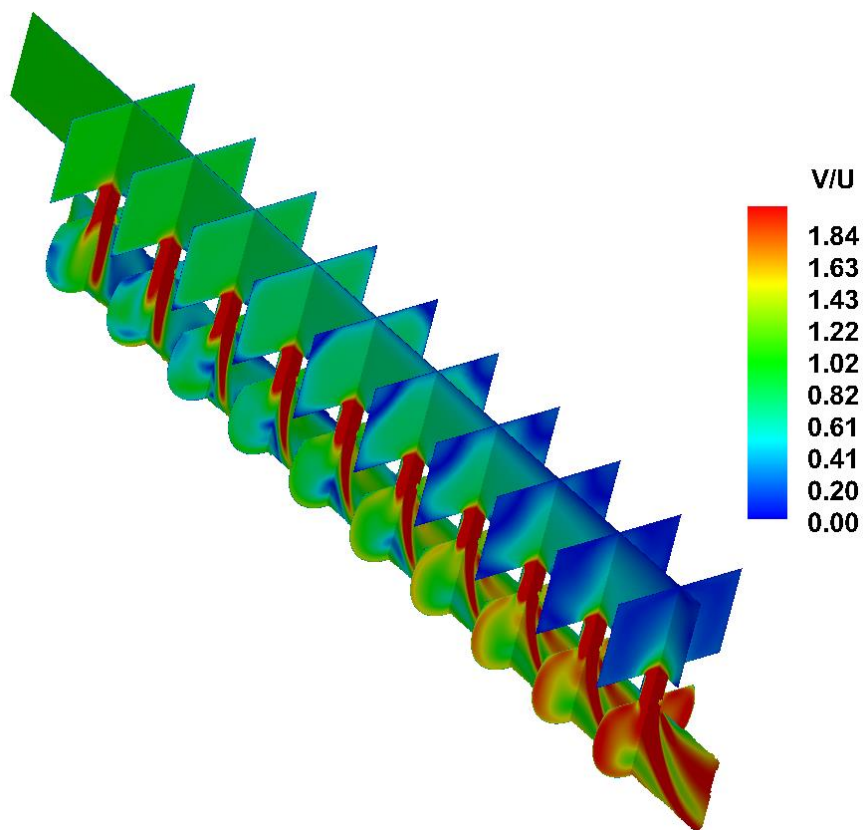
جهت اعتبار سنجی شبیه‌سازی و مقایسه با نتایج آزمایشگاهی یانگ و همکارانش توسط نرم افزار فلوئنت از سه مدل توربولانسی استفاده شده است. مدل‌های مورد بررسی جهت اعتبار سنجی در این پژوهش شامل مدل توربولانسی تک معادله‌ای اسپالارت آلماراس و مدل‌های دو معادله‌ای $k - \varepsilon$ و $k - \omega SST$ می‌باشند. درصد خطای متوسط گیری شده به نسبت نتایج آزمایشگاهی بر روی خط تقارن سطح هدف به ترتیب برابر ۱۲٫۷٪، ۲۲٫۱۰٪ و ۳۷٫۲۸٪ می‌باشند. لذا با توجه به میزان درصد خطای مدل‌های آشفتگی مورد بررسی، مدل اسپالارت آلماراس نسبت به دو مدل دیگر عملکرد و درصد خطای کمتری داشته و نتایج آن نسبت به داده‌های آزمایشگاهی از واقعیت بهتری برخوردار است. به بیان دیگر دو مدل توربولانسی دیگر مقادیر ناسلت را بیش از واقعیت پیش‌بینی می‌کنند. در شکل ۴-۱ نمودار مقادیر ناسلت بر روی خط تقارن سطح هدف برای سه مدل توربولانسی مورد بررسی به همراه داده‌های آزمایشگاهی به صورت مقایسه‌ای نمایش داده شده است.



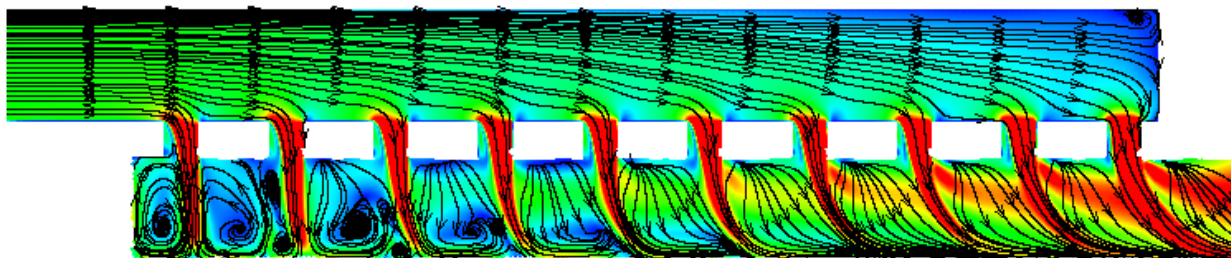
شکل ۴-۱: مقایسه مقدار ناسلت بر روی خط‌المرکزین صفحه‌ی هدف کانال مقعر ناشی از جت‌های ضربه‌ای عمودی

شکل ۴-۲ و ۴-۳ به ترتیب مقادیر سرعت بی‌بعد، خطوط جریان و توزیع ناسلت بدست آمده با استفاده از مدل توربولانسی اسپارلارت آلماراس برای مدل خنک‌کننده یانگ و همکارانش را نشان می‌دهد. مطابق کانتور نسبت سرعت و خطوط جریان در صفحه‌ی تقارن $z = 0$ دیده می‌شود که اندازه و مقیاس گردابه‌های ناشی از پاشیده شدن یا ضربه زدن سیال به دیواره هدف از چهارمین جت به سمت جریان پایین دست توسط جریان اصلی درون کانال هدف از بین رفته و جریان جتی که بطور مستقیم و عمودی به ناحیه روبروی خود برخورد می‌کرده، توسط این جریان منحرف می‌شود. اما در چهار ردیف اول جت عمودی جریان جت تقریباً به صورت مستقیم به صفحه هدف روبروی خود برخورد می‌کند و سرعت جریان اصلی درون کانال هدف کمتر می‌باشد. بنابراین اندک اندک با ادغام جریانات ناشی از نازل‌های جت به کانال هدف قدرت جریان اصلی بیشتر از جریان عمودی هر نازل جت می‌شود.

الف

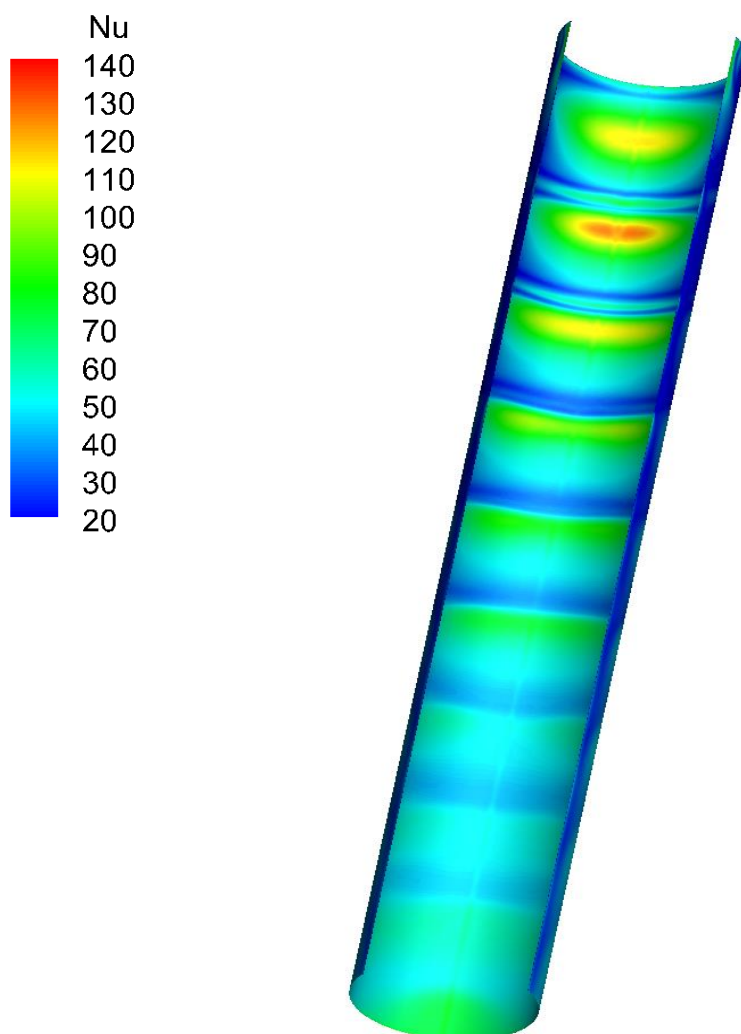


ب.



شکل ۴-۲: کانتور سرعت بی‌بعد و خطوط جریان سیال جت خنک‌کننده عمودی الف. در حالت سه‌بعدی ب. صفحه‌ی متقارن $z = 0$ در کانال هدف

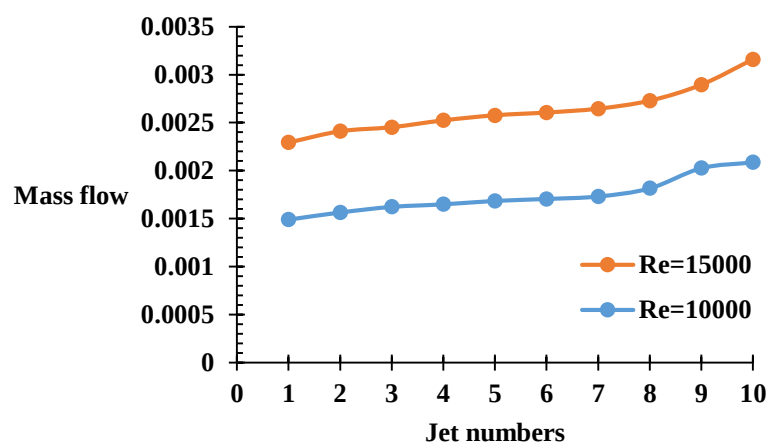
استفاده از مدل توربولانسی تک معادله‌ای در روند شبیه‌سازی جت‌های عمودی خنک‌کننده موجب خواهد شد که ناسلت را در ابتدای سطح مقعر کانال خنک‌کننده هدف بیشتر از مقدار واقعی محاسبه گردد. اما در ادامه این روند پیش‌بینی نسبت به داده‌های آزمایشگاهی نزدیکتر می‌باشد. به عبارت دیگر روند شبیه‌سازی توزیع ناسلت در جریان پایین دست صفحه مقعر به نتایج آزمایشگاهی مقدار نزدیکتری دارد. همچنین توزیع میدان ناسلت ناشی از جت‌های پایین‌دست بر روی سطح مقعر توزیع یکنواختی نسبت به جت‌های بالادست خواهند



شکل ۴-۳: توزیع ناسلت سطح هدف مدل خنک‌کاری جت ضربه‌ای یانگ و همکارانش به وسیله مدل توربولانسی اسپالارت آلماراس

۳-۴ توزیع جریان جرمی در نازل‌های جت‌های ضربه‌ای

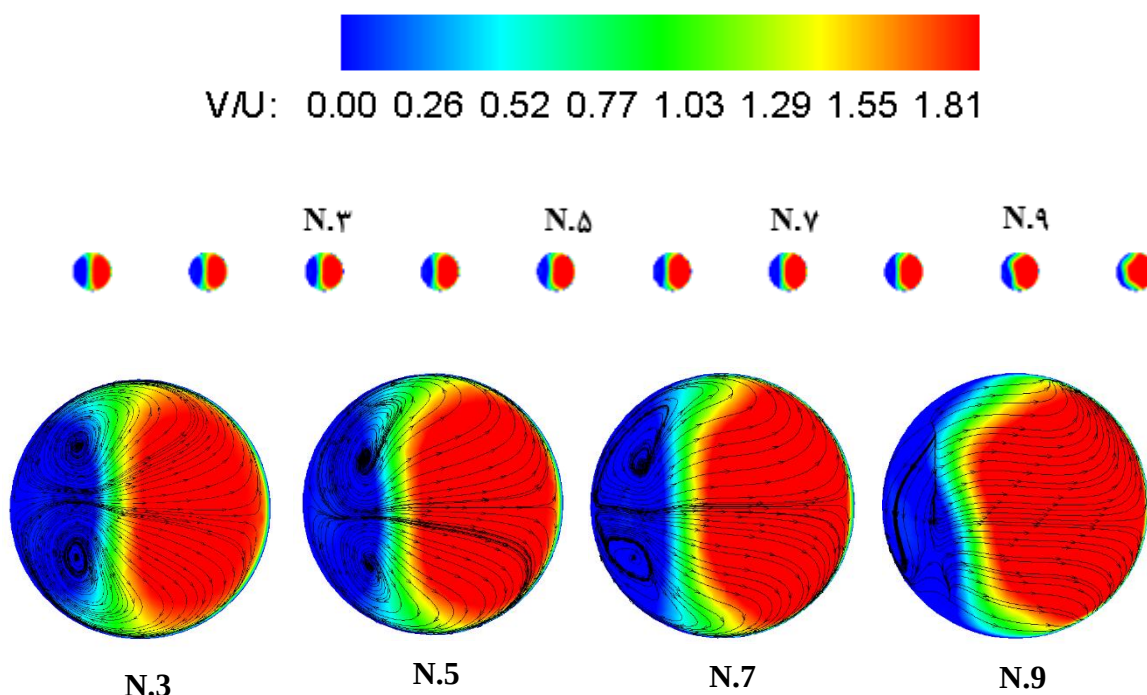
با توجه به مطالعات آزمایشگاهی و محاسبات عددی، می‌دانیم که اکثر مدل‌های خنک‌کننده مقایسه با یکدیگر دارای جریان جرمی یکسانی به عنوان شرایط مرزی هستند. به دلیل معرفی محفظه خنک‌کننده، می‌توان توزیع جریان جرمی واقعی جت‌ها را بدست آورد. با توجه به این که در چهار مدل مورد بررسی اندازه مجموع قطر هیدرولیکی سوراخ جت‌ها یکسان در نظر گرفته شده، مشاهده می‌شود که جریان جرمی خروجی از هر جت در تمامی مدل‌های مورد بررسی به سمت جریان پایین دست حالت افزایشی داشته است. این به این دلیل است که فشار در محفظه خنک‌کننده ثابت بوده است، در حالی که فشار در محفظه هدف در امتداد جهت جریان پایین دست به سمت خروج کاهش می‌یابد. در نتیجه، افزایش اختلاف فشار بین نازل‌های جت باعث افزایش جرم جریان خروجی آن‌ها می‌شود.



شکل ۴-۴: جریان جرمی خروجی از جت‌ها در مدل جت عمودی در رینولدز ۱۰۰۰ و ۱۵۰۰۰

شکل ۴-۴ نشان دهنده نمودار تغییرات دبی جرمی هندسه ۱۰ جت عمودی در رینولدزهای ۱۰۰۰۰ و ۱۵۰۰۰ می‌باشد. تغییرات نرخ جرمی جریان خروجی جت دهم نسبت به جت اول برای رینولدز ۱۰۰۰۰ و ۱۵۰۰۰ به ترتیب برابر ۴۰ و ۳۸ درصد افزایش داشته است. و اختلاف جریان جرمی خروجی هر جت به جت مجاورش در حدود ۱۱ درصد نیز افزایش داشته است. شکل ۴-۵ نشان‌دهنده کانتور سرعت و

خطوط جریان در $y/D = 2$ در خروج از نازل جت به کانال هدف می‌باشد. که به انتخاب چهار مقطع از جت‌های عمودی به تصویر کشیده شده است. واضح است که ناحیه پرسرعت در این مقطع از جت ۱ تا ۱۰ در حال افزایش می‌باشد. و ناحیه سرعت پایین‌تر نیز در حال کاهش است و جریان جرمی

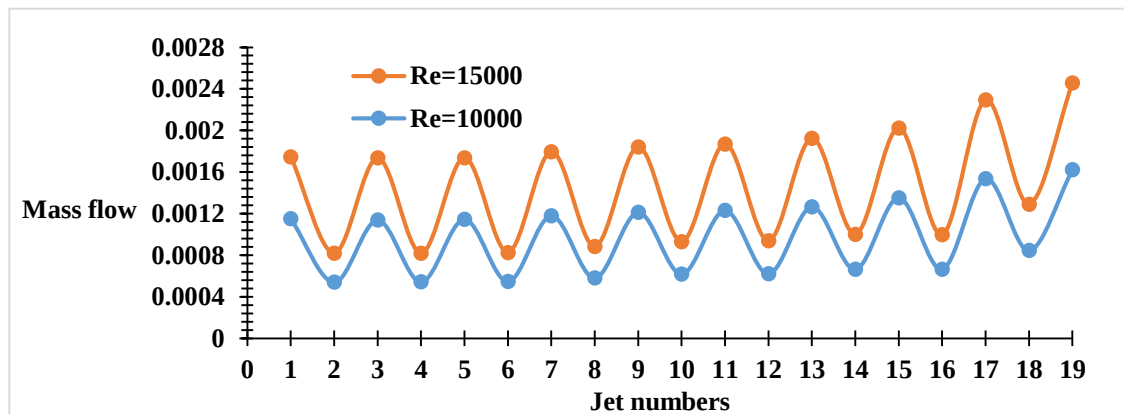


شکل ۴-۵: کانتور سرعت بی‌بعد و خطوط جریان در خروجی جت مقاطع مختلف در رینولدز ۱۵۰۰۰

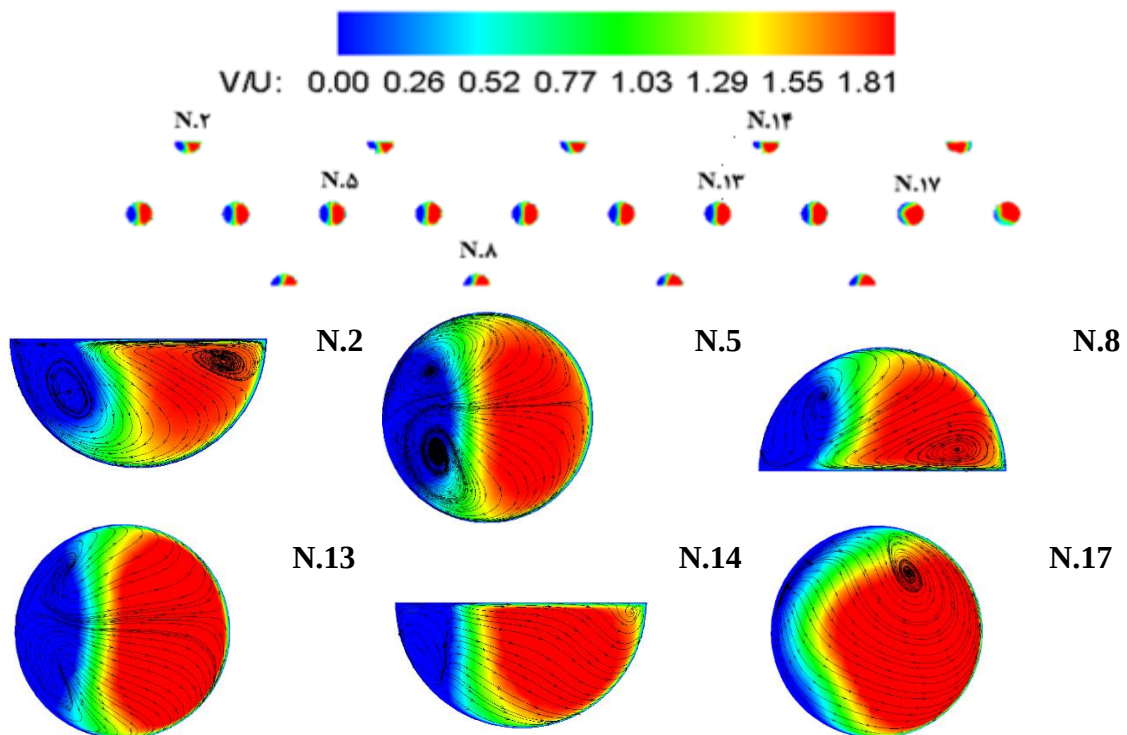
افزایش چشمگیری پیدا می‌کند.

شکل ۴-۶ نشان‌دهنده تغییرات نمودار جریان جرمی خروجی از ترکیب جت‌های مماسی و عمودی در رینولدز ۱۰۰۰۰ و ۱۵۰۰۰ می‌باشد. تعداد این جت‌ها برابر ۱۹ عدد بوده است، به طوری که قطر جت‌های عمودی و مماسی یکسان و برابر ۸/۳mm می‌باشد. اما مساحت جت‌های مماسی نصف جت‌های عمودی است. تغییرات جریان جرمی خروجی از جت‌های عمودی و مماسی مجاور همدیگر تقریباً برابر و با شیب خیلی جزئی به سمت جریان خروجی از جت کانال هدف حالت افزایشی داشته است. اما

این مقدار برای جت‌های عمودی و مماسی در نزدیک خروجی افزایش قابل ملاحظه‌ای داشته است. لازم به ذکر است که در این مدل میزان اختلاف جریان جرمی خروجی از جت‌های عمودی و مماسی یکسان نبوده و دارای اختلاف ۵۳/۶ درصدی نسبت به یکدیگر می‌باشند.

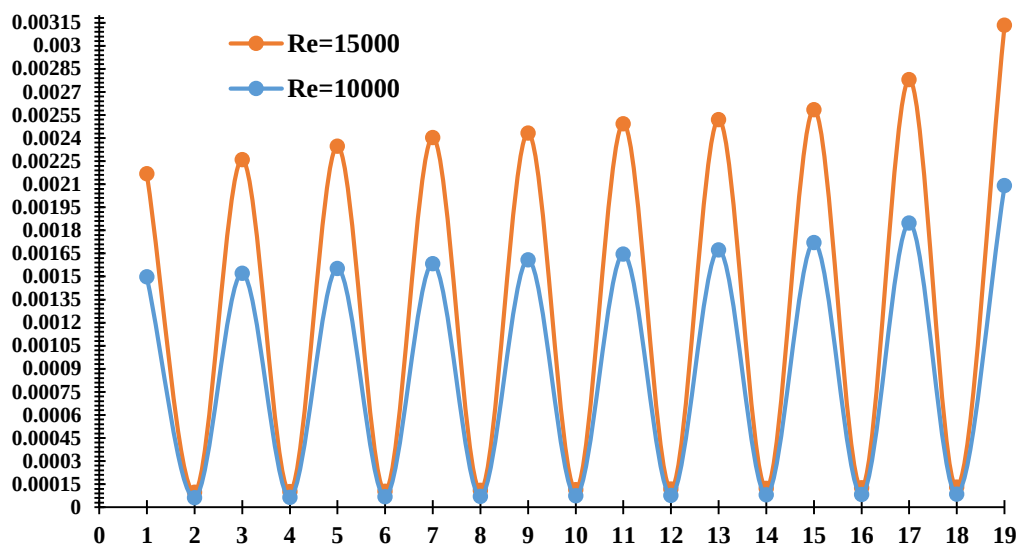


شکل ۴-۶: مقادیر جریان جرمی خروجی از جت‌ها در مدل ترکیبی جت‌های عمودی و مماسی با قطر یکسان ۸/۳ میلی‌متر در رینولدز ۱۵۰۰۰ و ۱۰۰۰۰



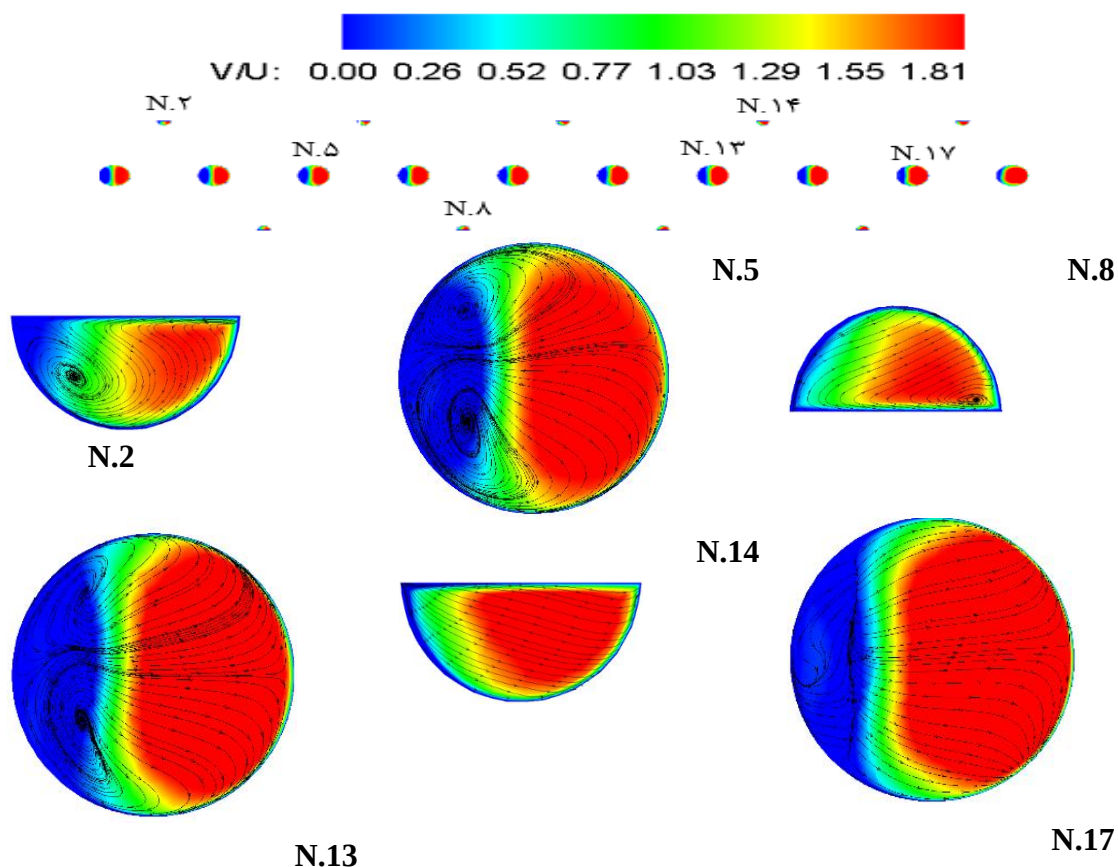
شکل ۴-۷: کانتور سرعت بی‌بعد و خطوط جریان در خروجی جت‌های مماسی و عمودی مقاطع مختلف در رینولدز ۱۵۰۰۰

شکل ۴-۷ نیز نمایانگر کانتور سرعت و خطوط جریان در $y/D_n = 2/41$ در قسمت خروجی جت‌ها به کانال هدف است. همانند حالت عمودی مشاهده می‌گردد که با افزایش جت‌ها در طول مسیر میزان متوسط سرعت خروجی از جت‌های عمودی و مماسی در حال افزایش می‌باشد.



شکل ۴-۸: مقادیر جریان جرمی خروجی از جت‌های ترکیبی عمودی و مماسی با قطر مختلف در رینولدز ۱۵۰۰۰ و ۱۰۰۰۰

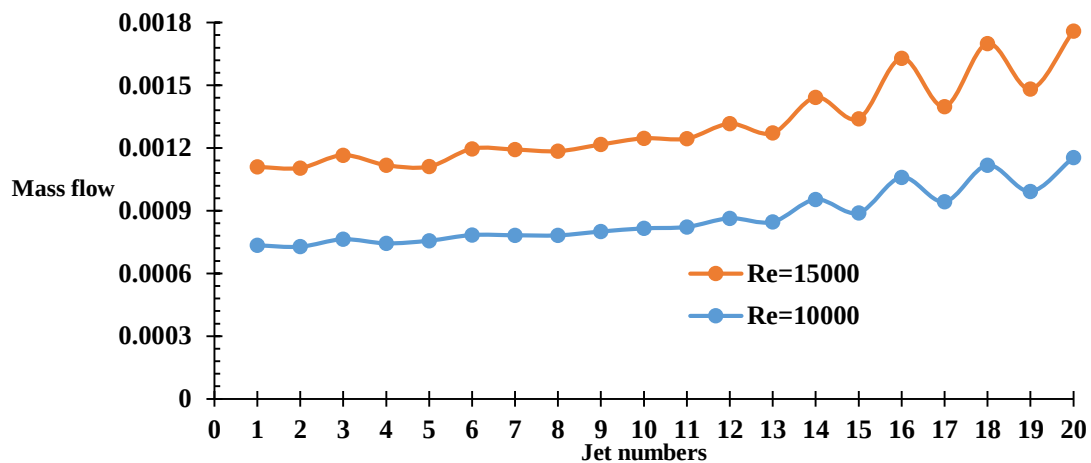
بمنظور بررسی میزان قطرهای جت‌های عمودی و مماسی در مدل سوم با در نظر گرفتن مجموع مساحت جت‌های خنک‌کننده، مقدار قطر جت‌های عمودی و مماسی را به ترتیب $9/8$ و $2/0.75$ میلی‌متر در نظر گرفتیم. تعداد و محل قرار گیری جت‌ها همانند مدل ترکیب جت‌های مماسی و عمودی با قطر یکسان می‌باشد. شکل ۴-۸ بیانگر مقدار کمی جریان جرمی خروجی از جت‌ها به کانال هدف را در صفحه $y/D_n = 2/04$ می‌باشد. همانند مدل قبل مقدار جریان جرمی گذرنده از جت‌های عمودی و مماسی مجاور یکدیگر تقریباً با مقدار شیب جزئی اندکی در حال افزایش می‌باشد. این میزان افزایش جزئی برابر 0.4% درصد است. به دلیل کوچک بودن قطر جت‌های مماسی نسبت به جت‌های عمودی، جریان جرمی خروجی از آن‌ها اختلاف بسیار زیادی با یکدیگر دارند. شکل ۴-۹ نشان دهنده کانتور سرعت و خطوط جریان آرایش و ترکیب جت‌های مماسی و عمودی با یکدیگر می‌باشد.



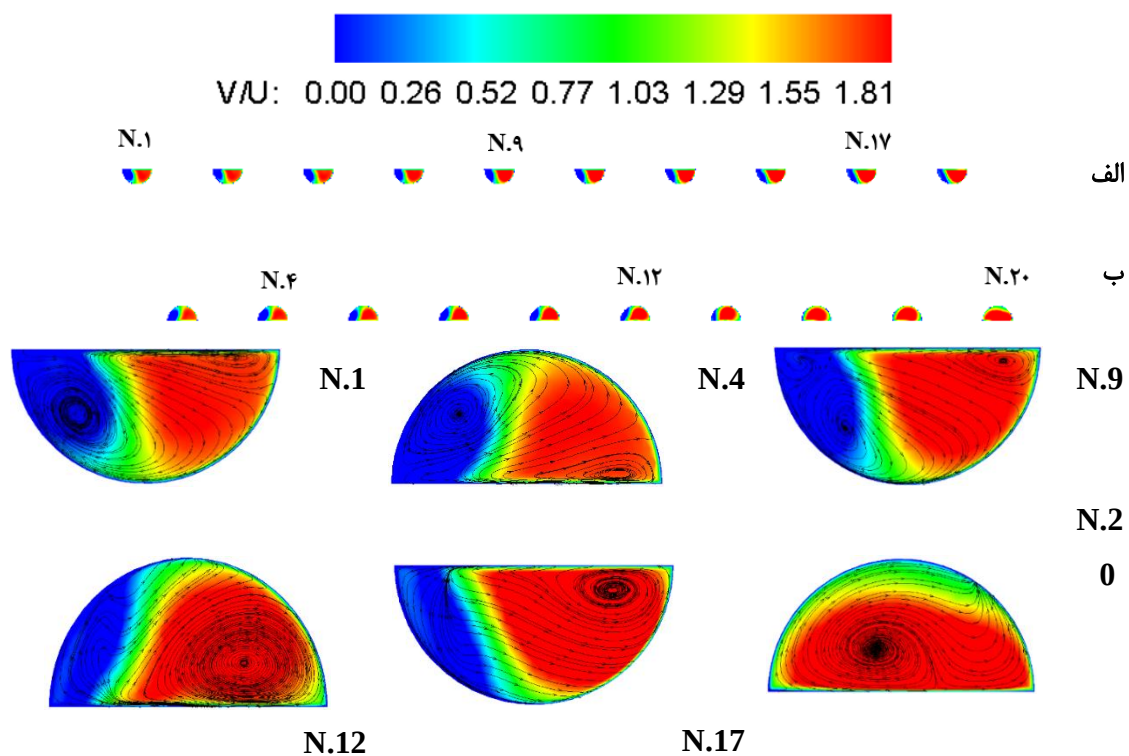
شکل ۹-۴: کانتور سرعت بی‌بعد و خطوط جریان در خروجی جت‌های مماسی و عمودی مقاطع مختلف‌در رینولدز ۱۵۰۰۰

در مدل چهارم جت‌های مماسی به صورت غیرخطی نسبت به یکدیگر در دو طرف کانال هدف قرار گرفته است. بنا به یکسان بودن مجموع مساحت جت‌ها در حالت مقایسه‌ای با یکدیگر در آن حالت نیز تعداد جت‌های مماسی در مجموع برابر ۲۰ عدد می‌باشد. قطر جت‌های مماسی نیم دایره‌ای برابر ۸/۳ میلی‌متر می‌باشند. شکل ۴-۱۰ نشان‌دهنده جریان جرمی گذرنده از جت‌های مماسی می‌باشد. در این مدل هم همانند سه مدل خنک‌کننده مورد بررسی جت‌های تخلیه شونده به کانال هدف در جریان پایین دست مقدار جریان جرمی بیشتری به جت مجاور خود در بالادست دارند. این میزان افزایش جزئی برابر ۵/۰ درصد است البته این دبی خروجی از جت‌های ۱۳ تا ۲۰ حالت نوسانی خواهند داشت. به طوری که ردیف الف در شکل ۴-۱۱ مقدار جریان جرمی کمتری نسبت به ردیف ب دارد. کانتورهای جریان جت مماسی در ردیف ب نیز میزان سرعت بیشتری از جت ۱۴ تا آخرین جت در این ردیف را

داشته‌اند.



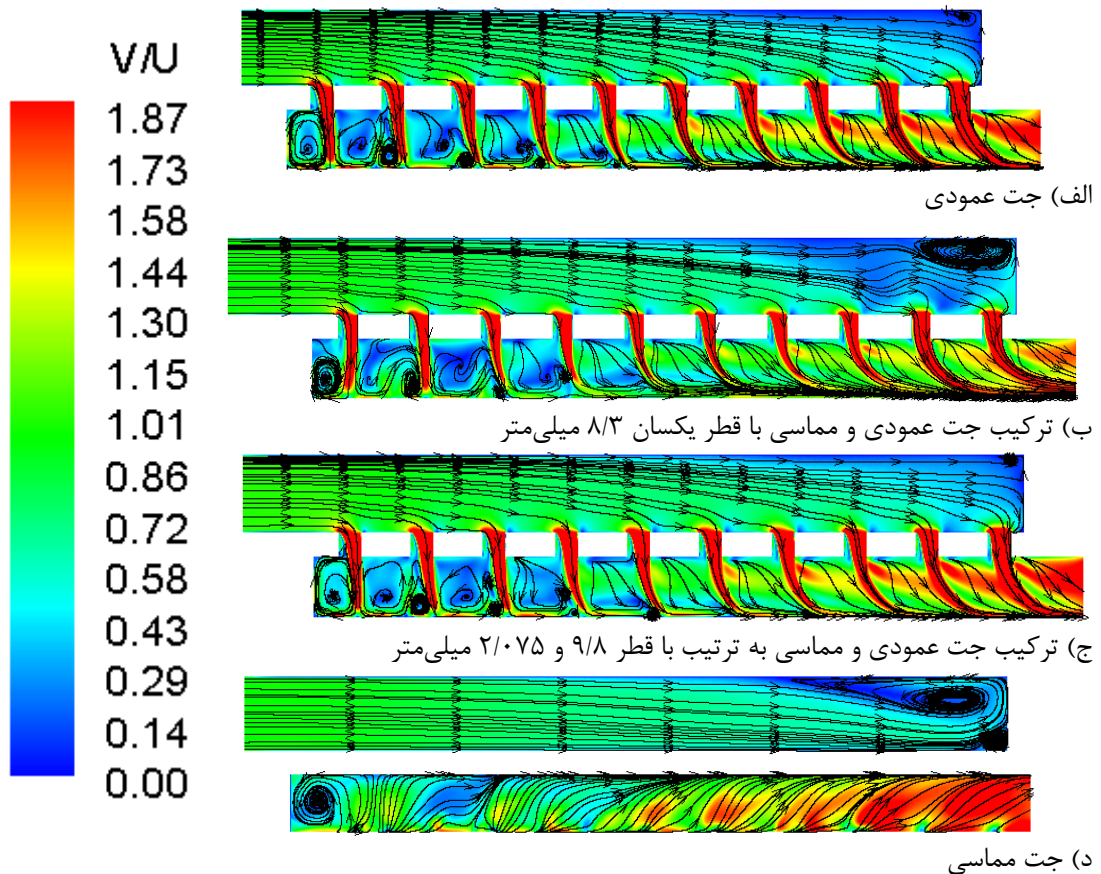
شکل ۴-۱۰: مقادیر جریان جرمی خروجی از جت‌های مماسی با قطر ۸/۳ میلی‌متر در رینولدز ۱۰۰۰۰ و ۱۵۰۰۰



شکل ۴-۱۱: کانتور سرعت بی‌بعد و خطوط جریان در خروجی جت‌های مماسی و عمودی مقاطع مختلف در رینولدز ۱۵۰۰۰

۴-۴ عملکرد جریان داخلی و افت فشار

شکل ۴-۱۲ نشان دهنده خطوط جریان و کانتور بی بعد در صفحه متقارن $Z=0$ ، چهار مدل خنک کننده مورد بررسی را نشان می دهد. به طوری کلی در مدلی که دارای جت عمودی می باشد، سیال خنک کننده از محفظه تامین کننده به صورت عمودی و کاملاً مستقیم بر سطح هدف پاشیده خواهد



شکل ۴-۱۲: کانتور سرعت بی بعد و خطوط جریان سیال جت خنک کننده چهار مدل مورد بررسی در صفحه $z = 0$ شد و موجب ایجاد دو گردابه‌ی خلاف جهت هم در کانال هدف می گردد. همانطور که از دیدن جریان عرضی مشخص می گردد، در جریان پایین دست اثرات جت بر روی صفحه هدف کمتر می شود و جریان اصلی بر جریان جت هر نازل غلبه خواهد کرد. این حالت از نازل جت ۴ به بعد در جت های عمودی مشهود است. به عبارت دیگر به دلیل افزایش سرعت جریان متقاطع، خطوط جریان از نازل جت ها به تدریج در جهت جریان عرضی منحرف کمی می شوند. با افزایش نازل جت به سمت پایین دست، خطوط جریان انحراف بیشتری دارند. هر چقدر قطر هیدرولیکی جت بزرگتر باشد تاثیر

پذیری جت عمودی بر کانال و سطح مقعر هدف نیز بیشتر خواهد شد و جریان متقاطع جت‌ها در کانال هدف قدرتمندتر شده است. در حالت مماسی، همانطور که از شکل ۴-۱۲ دیده می‌شود جریان متقاطع جت‌های مماسی قدرت کمتری به نسبت جت‌های عمودی دارند. همچنین روند افزایشی سرعت توده سیال در جت‌های مماسی با روند کندتری به نسبت جت‌های صرفاً عمودی و حالت ترکیبی در جریان است.

جهت طراحی سیستم‌های خنک‌کاری داخلی توربین‌های گازی میزان افت فشار و ضریب اصطکاک از اهمیت فراوانی برخوردار است. در جدول ۴-۱ و ۴-۲ مقادیر افت فشار و ضریب اصطکاک در رینولدهای ۱۰۰۰۰ و ۱۵۰۰۰ آورده شده است.

جدول ۴-۱: میزان اختلاف فشار و ضریب اصطکاک در هندسه‌های مورد بررسی در رینولدز ۱۰۰۰۰

هندسه	ΔP	f
جت عمودی	۴۵۲/۷۷	۱/۳۴۴۶
ترکیب جت عمودی و مماسی با قطر یکسان ۸/۳ میلی‌متر	۴۳۲/۲۲	۱/۲۸۳۶
ترکیب جت عمودی و مماسی با قطرهای ۹/۸ و ۲/۰۷۵ میلی‌متر	۴۴۸/۲۲	۱/۳۳۱۱
جت مماسی	۴۵۶/۸۲	۱/۳۵۶۶

مدل خنک‌کننده با جت مماسی بالاترین میزان افت فشار و اصطکاک را در بین مدل‌های مورد بررسی از خود نشان می‌دهد و هندسه ترکیب جت عمودی و مماسی با قطر یکسان ۸/۳ میلی‌متر کمترین میزان افت فشار در کانال را ایجاد می‌کند. این حالت برای هر دو رینولدز ۱۰۰۰۰ و ۱۵۰۰۰ اتفاق افتاده است. بجز دو هندسه‌ی جت‌های مماسی و ترکیب عمودی و مماسی با قطر یکسان ۸/۳ میلی‌متری، از

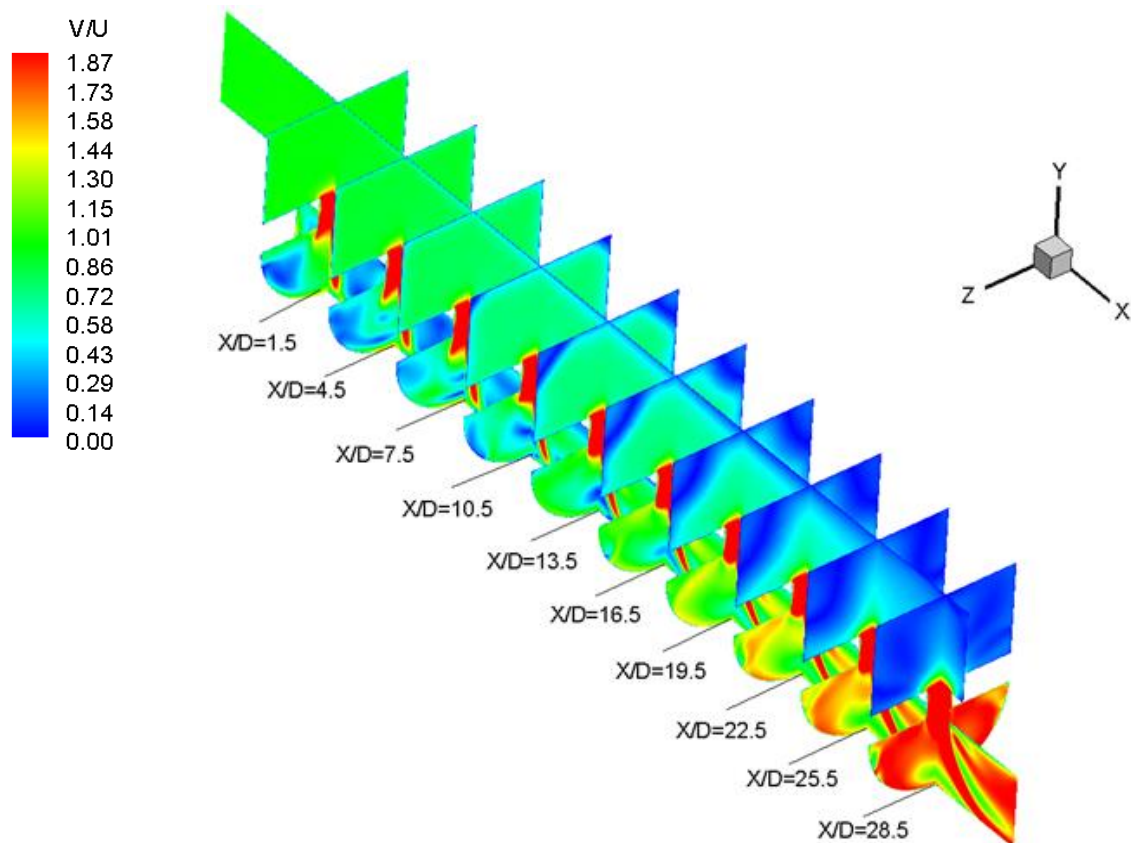
بررسی نتایج مقادیر افت فشار و ضریب اصطکاک هندسه‌های مختلف در رینولدزهای مورد بررسی مشاهده می‌گردد که تفاوت چشمگیری وجود ندارد. میزان افت اصطکاک و افت فشار جت‌های مماسی در حدود ۶ درصد از ترکیب جت‌های عمودی و مماسی با یکدیگر بیشتر است. که با افزایش رینولدز این اختلاف تغییری ندارد.

جدول ۴-۲: میزان اختلاف فشار و ضریب اصطکاک در هندسه‌های مورد بررسی در رینولدز ۱۵۰۰۰

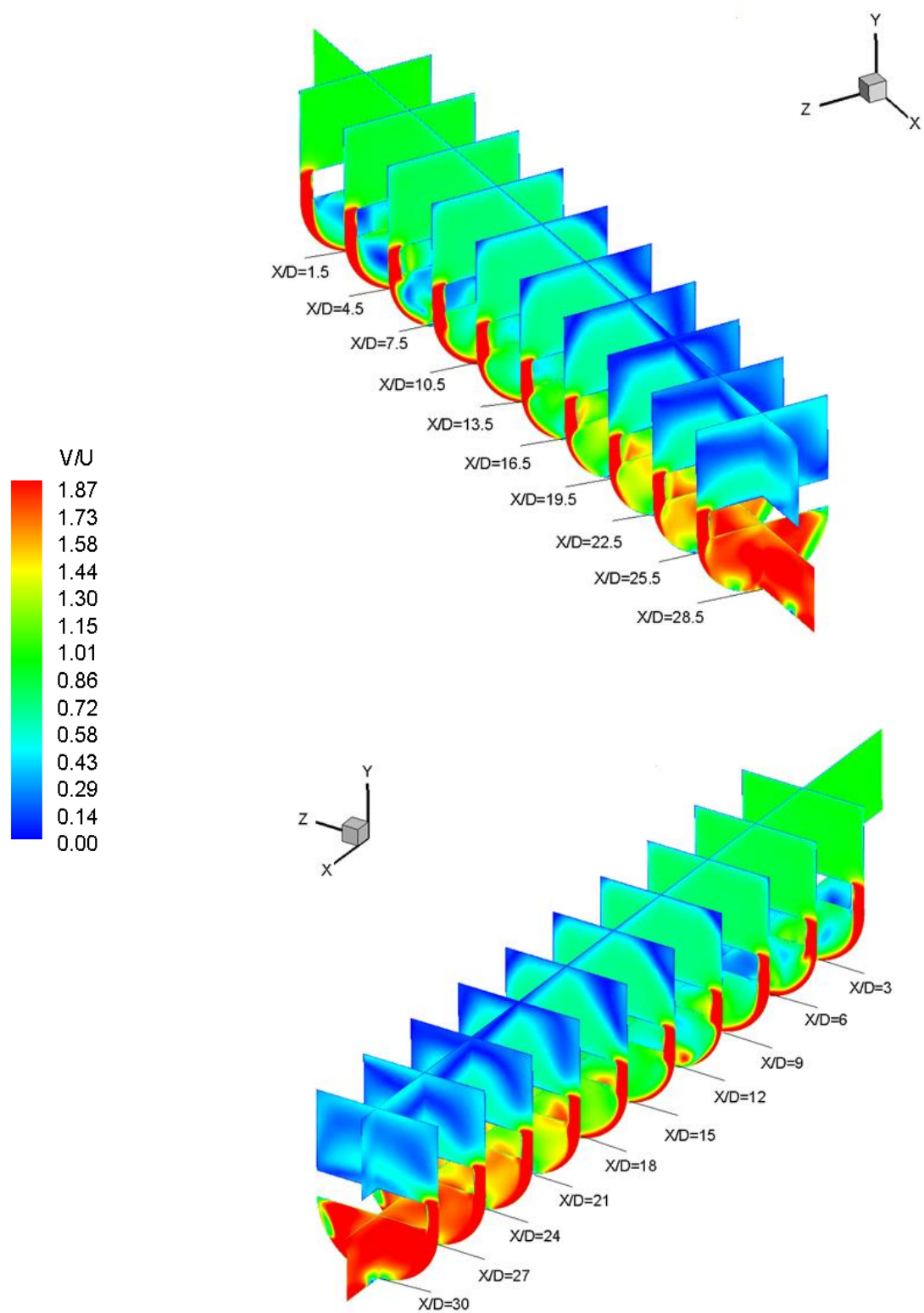
هندسه	ΔP	f
جت عمودی	۱۰۲۴/۰۳	۱/۳۵۲۸
ترکیب جت عمودی و مماسی با قطر یکسان ۸/۳ میلی‌متر	۹۷۳/۹۴	۱/۲۸۶۶
ترکیب جت عمودی و مماسی با قطرهای ۹/۸ و ۲/۰۷۵ میلی‌متر	۱۰۱۰/۱۶	۱/۳۳۴۴
جت مماسی	۱۰۲۹/۱۰	۱/۳۵۹۵

برای مشاهده بهتر جزئیات جریان داخلی به صورت مقطعی، خطوط جریان و کانتور عرضی هر نازل جت در X/D های مختلف نشان داده شده است. در شکل‌های ۴-۱۳ تا ۴-۱۵ کانتور سرعت متقارن جریان اصلی در کانال هدف و تامین‌کننده جریان و نازل جت‌های عمودی و مماسی و ترکیب آن‌ها با یکدیگر در رینولدز ۱۵۰۰۰ به تصویر کشیده شده است. در این اشکال به صورت دقیق موقعیت هر X/D برای هندسه‌های مختلف خنک‌کاری ضربه‌ای توسط جت‌ها مشخص شده است. از آنجایی در حالت ترکیبی موقعیت قرارگیری جت‌های مماسی و عمودی با یکدیگر یکسان بوده است، در شکل ۴-۱۵ ترکیب جت‌های مماسی و عمودی با قطرهای مختلف نمایش داده شده است. در تمامی اشکال مورد بررسی دیده می‌شود که همواره مقادیر سرعت در جریان پایین دست با ادغام جریان جت‌های وارده شده و برخورد به سطح مقعر هدف، به میزان جریان اصلی درون کانال هدف افزوده می‌گردد. در

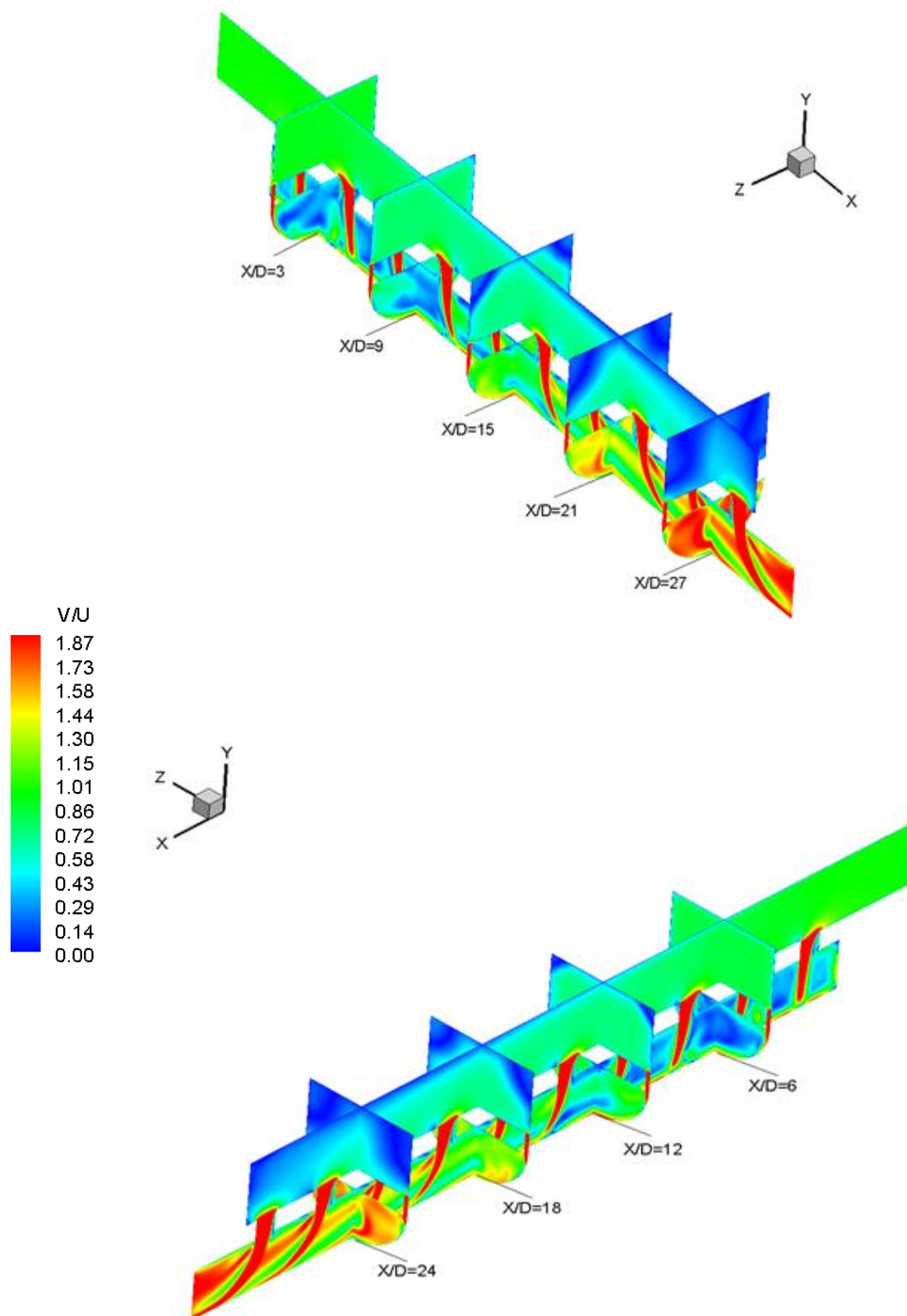
شکل ۴-۱۳ برای جت‌های اولیه، سیال با سرعت به سطح مقعر برخورد می‌کند و به طور مستقیم بر سطح تصویر خود بر روی سطح مقعر هدف برخورد کرده و تاثیر خود را می‌گذارد. و باعث به وجود آمدن گردابه در ناحیه‌ی کانال هدف می‌گردد. این عامل باعث کاهش و افزایش موضعی به ترتیب دما و ضریب انتقال حرارت نیز می‌گردد. با اضافه شدن جت‌های دیگر و تخلیه به کانال هدف جریان ثانویه‌ای علاوه بر جریان جت‌ها حاکم می‌شود این جریان باعث می‌گردد که جریان جت‌های بعدی تاثیرشان به صورت مستقیم در ناحیه‌ی تصویر جت‌ها بر روی سطح مقعر اثر نکرده و کمی این اثر گذاری نسبت به آن فاصله بگیرد. جریان اصلی به وجود آمده ناشی از تجمع جریان جرمی جت‌ها باعث می‌گردد میزان سرعت در کانال حالت یکنواخت و بیشتری را داشته باشد که باعث یکنواختی در میزان انتقال حرارت بر روی صفحه مقعر هدف می‌شود. این پدیده به صورت واضح از جت ۴ تا ۱۰ بسیار مشهود می‌باشد.



شکل ۴-۱۳: کانتور سرعت بی‌بعد سرعت جریان خنک‌کننده توسط جت‌های عمودی در رینولدز ۱۵۰۰۰



شکل ۴-۱۴: کانتور سرعت بی بعد سرعت جریان خنک کننده توسط جت های مماسی در رینولدز ۱۵۰۰۰



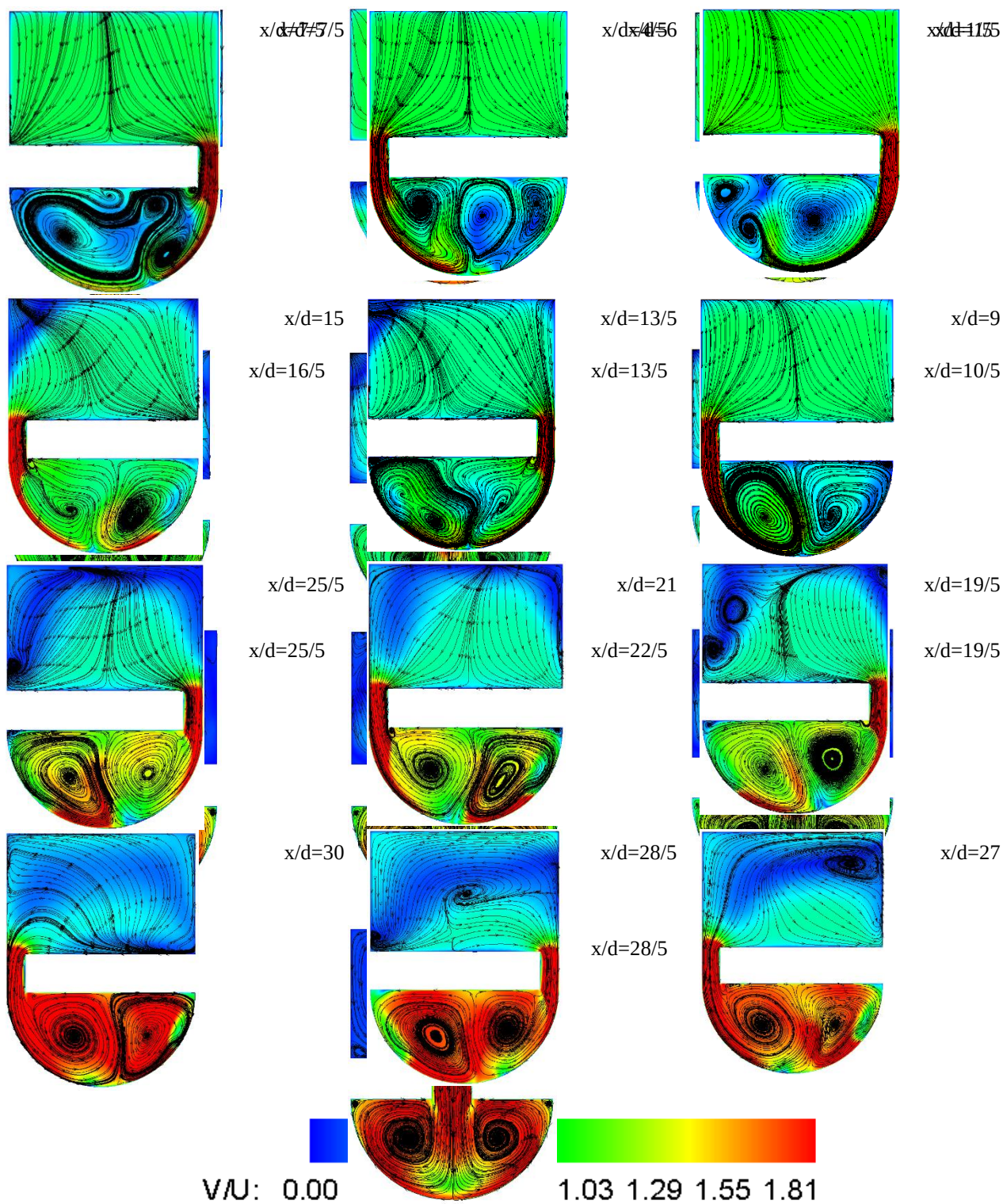
شکل ۴-۱۵: کانتور سرعت بی بعد سرعت جریان خنک کننده توسط ترکیب جت های مماسی و عمودی در رینولدز ۱۵۰۰۰

شکل ۴-۱۴ نشان دهنده جت‌های مماسی می‌باشد. این جت‌ها در دو طرف کانال هدف به صورت مماسی به سطح مقعر هدف پاشیده می‌شود. در شکل ۴-۱۴ هر دو ردیف با موقعیت‌هایی دقیق آن‌ها در صفحه X/D مشخص شده است. در این هندسه نیز هر جت بیشتر بر نیمی از صفحه هدف تاثیر می‌گذارد و در نیمه‌ی دیگر گردابه‌های نامتقارنی بوجود می‌آید. به همین خاطر سرعت به صورت غیر یکنواخی در کانال توزیع می‌گردد. اما با تخلیه بیشتر جت‌ها به داخل کانال هدف قدرت جریان اصلی بیشتر شده و موجب یکنواختی و بیشتر شدن توزیع سرعت می‌گردد. شکل ۴-۱۵ کانتور سرعت جریان در صفحات مختلف هندسه ترکیبی جت‌های مماسی و عمودی را نشان می‌دهد. در حالت ترکیبی با تغییر قطر جت‌های عمودی و مماسی به مقایسه آن‌ها پرداخته شده است. با کاهش قطر جت عمودی و اضافه کردن آن به جت‌های مماسی موجب می‌گردد که قدرت جت‌های عمودی کمتر شود و میزان انتقال حرارت در نوک پیشرو پره کمتر و عمل خنک‌کاری کاهش یابد. جریان در مقطع‌های مختلف به گونه‌ای است که حتی جریان نازل جت به سطح هدف برخورد نکرده و این جریان توسط جریان اصلی کانال هدف به مقدار قابل توجهی تضعیف می‌گردد. که با پیش روی کردن جت‌ها به جریان پایین‌دست این پدیده بیشتر قابل دیدن می‌باشد.

برای درک عمیق و توصیفی از ساختار و ویژگی‌های خطوط جریان و کانتور سرعت در صفحه‌ی YZ درون کانال تامین‌کننده که توسط نازل‌های مختلف استوانه‌ای و نیم استوانه‌ای به صورت عمودی و مماسی و ترکیبی از آن‌ها که به کانال هدف متصل شده است. اشکال ۴-۱۶ الی ۴-۱۹ نمایانگر جزئیات این جریانات می‌باشد. این اشکال موجب مطالعه دقیق ساختار جریان در موارد مورد بررسی می‌گردد. در تحلیل هندسه‌ی جت‌های عمودی مربوط به شکل ۴-۱۶ در رینولدز ۱۵۰۰، که دارای ۱۰ جت عمودی می‌باشد. در مقطع عرضی جت اول $x/d=1/5$ سیال خنک‌کننده مستقیماً به دیواره مقعر هدف برخورد می‌کند و بر اثر کوآندا^۱ ناشی از جت سیال بر سطح مقعر، سیال جت شده به طرفین دیواره‌های خمیده هدف جریان پیدا کرده و دو گرداب در مقیاس بزرگ تشکیل خواهد شد. این پدیده

¹ Coanda effect

به دلیل کاهش فشار ناگهانی در نزدیک دیواره ناشی از سرعت بالای جت اتفاق می‌افتد و باعث خواهد شد که سیال بر روی سطح مقعر حرکت کرده و خطوط جریان همانند انحنای سطح مقعر شکل پذیری پیدا می‌کنند. با بررسی تاثیر جت‌ها در جریان پایین‌دست می‌توان دریافت که با افزایش قدرت جریان اصلی ناشی از جریان خروجی جت‌های خروجی، جت‌ها نمی‌توانند مستقیماً به دیواره هدف برخورد کنند. و مقدار برآیند سرعت سیال در کانال هدف بیشتر خواهد شد. و برای جت‌های $x/d < 16/5$ دیده می‌شود که خطوط جریان و گردابه‌های حاصل شده آرایش و شکل یکنواختی به خود می‌گیرند. شکل ۴-۱۷ که بیانگر خطوط جریان در مقاطع عرضی برای هندسه با جت‌های نیم استوانه‌ای می‌باشد. باز هم می‌توان پدیده کوآندا را به طور واضح در مقطع $x/d=1/5$ مشاهده کرد. این پدیده منجر خواهد شد تا جریان به صورت مماسی تا بیش از نیمی از سطح مقعر هدف بدون انحراف در بر گیرد. و موجب ایجاد سه گردابه در این ناحیه می‌گردد. اولین جت مماسی در سمت راست کانال هدف قرار گرفته است و جت مماسی بعدی در سمت چپ با فاصله ۱۵ میلی‌متری روبروی آن قرار گرفته است. دیده می‌شود که جریان اصلی درون کانال هدف موجب خواهد شد سرعت افزایشی مماسی بر روی سطح مقعر با انحراف و کاهش همراه است. با قدرت گرفتن جریان اصلی و کمتر شدن تاثیرات جریان جت مماسی، دو گردابه با مقیاس مختلف و خلاف جهت در مقاطع عرضی x/d ملاحظه می‌گردد. و همانند هندسه‌ی جت‌های عمودی، نیز جریان اصلی با افزایش جت‌ها قدرت بیشتری خواهد گرفت. در حالت ترکیبی و استفاده از جت‌های عمودی و مماسی با قطرهای مختلف دیده است که خطوط جریان توسط جت‌های تحت تاثیر قرار خواهند گرفت و جریان غیر یکنواخت و پیچیده‌تری را نسبت به حالت استفاده تکی از جت‌ها شاهد هستیم. آرایش قرار گیری جت‌گیری‌ها در حالت ترکیبی همانند یکدیگر می‌باشند. و تنها قطر جت‌های عمودی و مماسی با یکدیگر متفاوت می‌باشند.

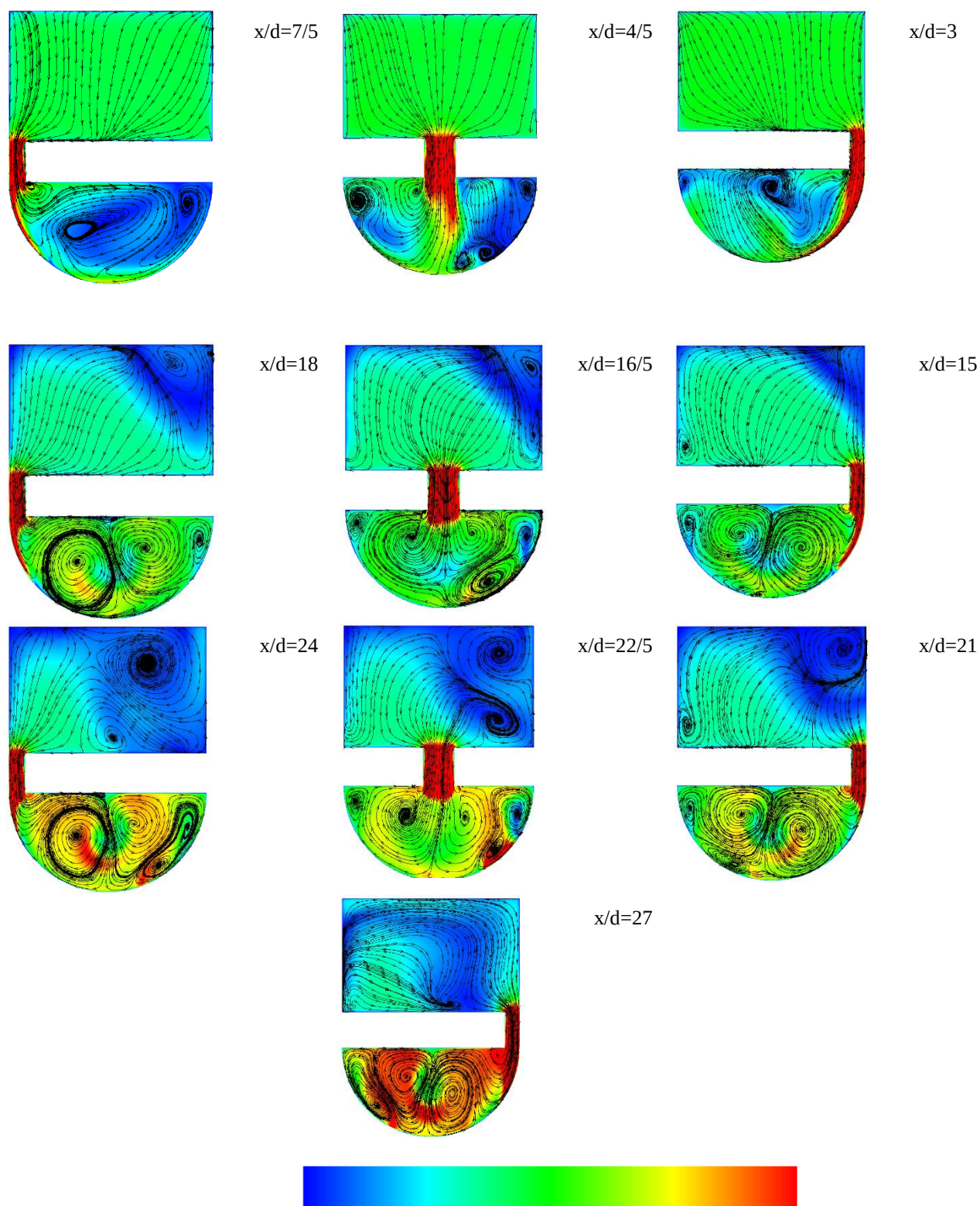


در رینولدز ۱۵۰۰۰

شکل ۴-۱۷: کانتور

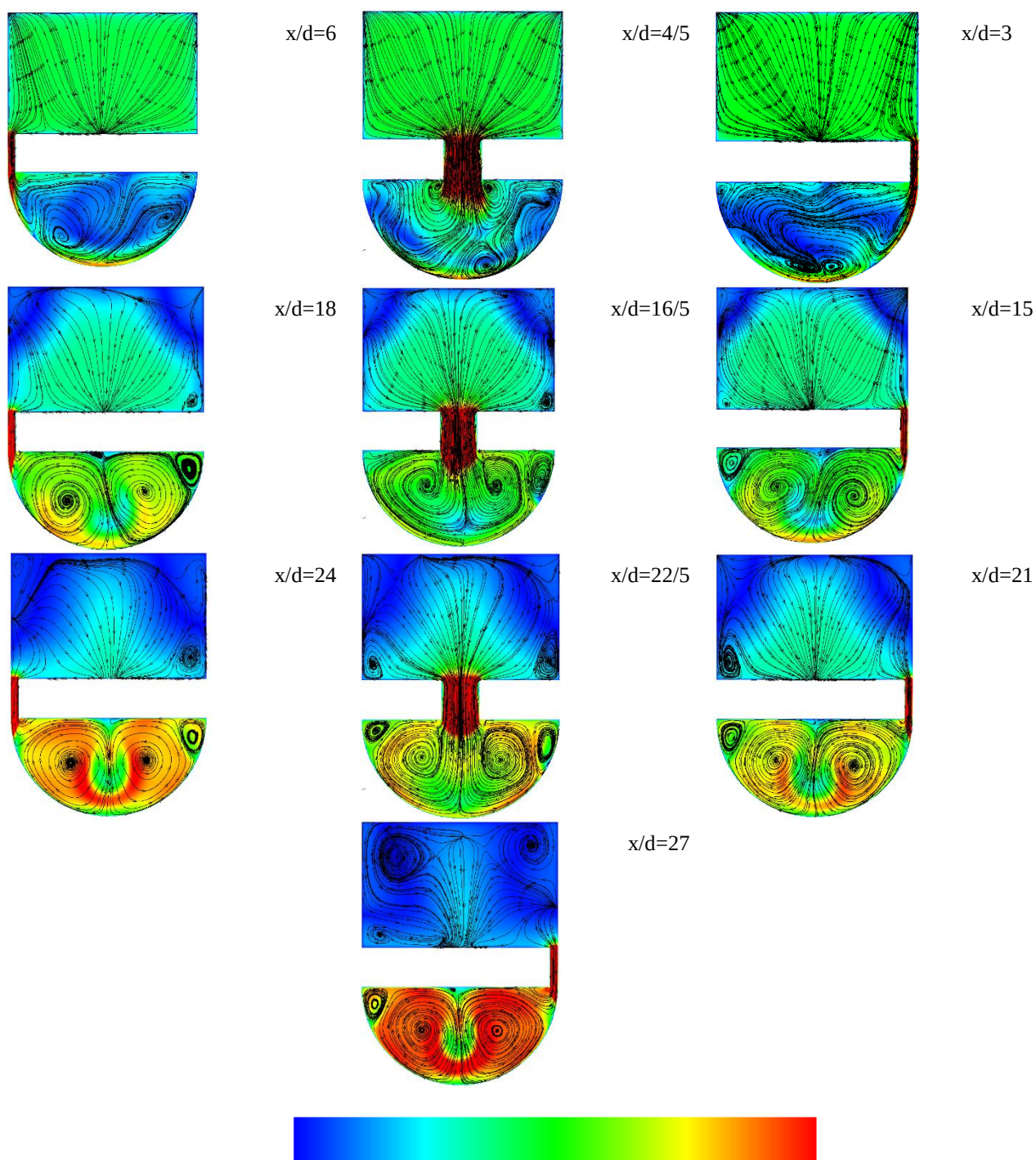
$V/U: 0.00$ 0.26 0.52 0.77 1.03 1.29 1.55 1.81

شکل ۴-۱۶: کانتور سرعت بی‌بعد و خطوط جریان جت‌های عمودی در صفحه YZ برای مقاطع مختلف در رینولدز ۱۵۰۰۰



V/U : 0.00 0.26 0.52 0.77 1.03 1.29 1.55 1.81

شکل ۴-۱۸: کانتور سرعت بی‌بعد و خطوط جریان جت‌های ترکیبی عمودی و مماسی با قطر ۸/۳ میلی‌متر در صفحه YZ برای مقاطع مختلف در رینولدز ۱۵۰۰۰

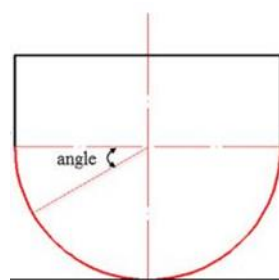


شکل ۴-۱۹: کانتور سرعت بی‌بعد و خطوط جریان جت‌های ترکیبی عمودی و مماسی با قطر ۹/۸ و ۲/۰۷۵ میلی‌متر در صفحه YZ برای مقاطع مختلف در رینولدز ۱۵۰۰۰

شکل ۱۸-۴ و ۱۹-۴ به ترتیب کانتور سرعت و خطوط جت‌های ترکیبی عمودی و مماسی در صفحه YZ را برای صفحه متقارن جت‌ها نمایش داده است. دیده می‌شود که جت‌های مماسی و عمودی بر ساختار جریان به وجود آمده هر یک تاثیر مستقیم دارد. در شکل ۱۸-۴ قطر جت‌های مماسی و عمودی با یکدیگر برابر می‌باشند. در این هندسه جت‌های مماسی در ابتدای کانال هدف قرار گرفته‌اند و جریان جت عمودی بعد از خود را تحت تاثیر قرار می‌دهد. بنابراین در ناحیه $x/d=4/5$ جت عمودی به دلیل تاثیر جت مماسی در پایین دست، برآیند جریان جت عمودی به سمت راست متمایل شده است. بطور کلی جت‌های ترکیبی موجب ایجاد گردابه‌های نامتقارن و بی‌سازمان در مقاطع مختلف می‌گردد. به دلیل کوچک بودن قطر جت‌های مماسی و افزایش قطر جت‌های عمودی در شکل ۱۹-۴ بطور واضح دیده می‌شود که تاثیر جت‌های مماسی بر خطوط و برآیند سرعت جریان کمتر خواهد شد.

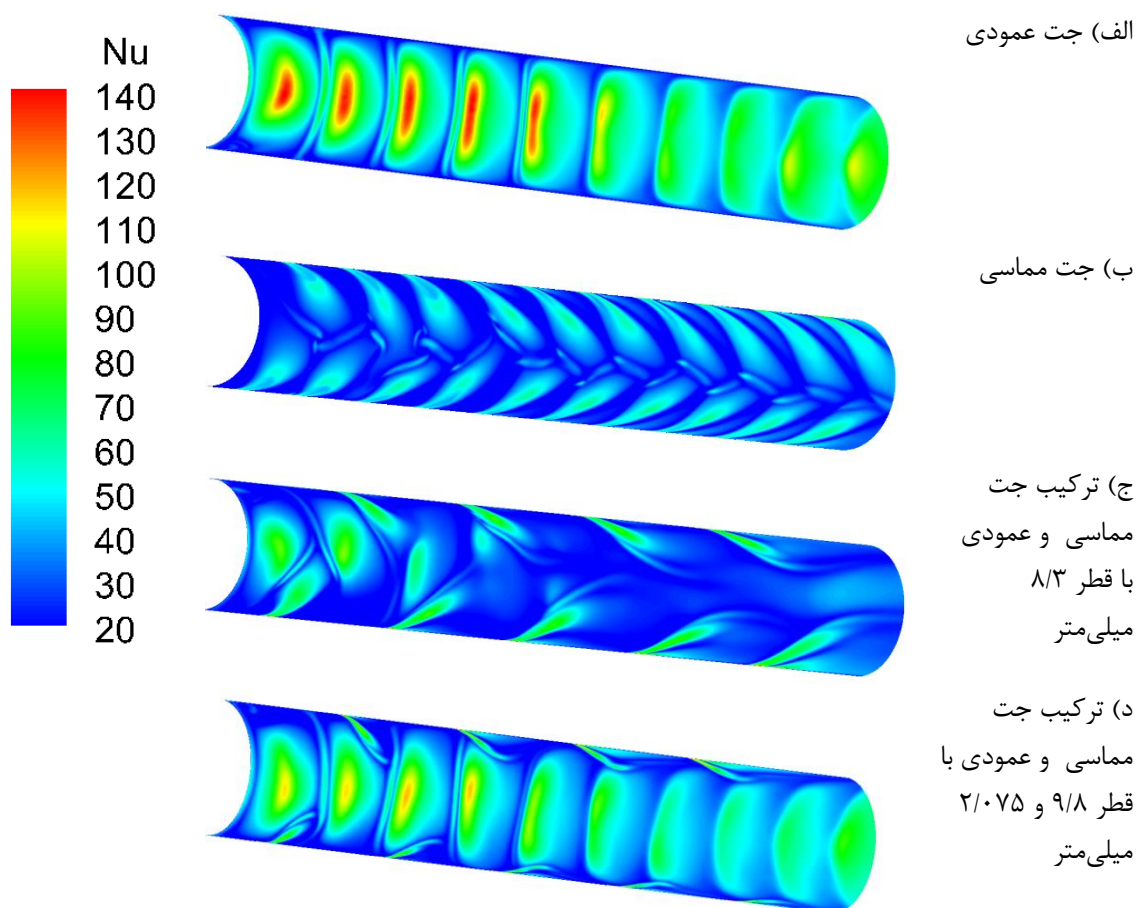
۴-۵ میزان و توزیع انتقال حرارت

جهت بررسی میزان انتقال حرارت بر روی مقدار متوسط و توزیع ناسلت را برای ناحیه مشخص شده در شکل ۲۰-۴ بدست آورده شده است. زاویه سطح مقعر مورد بررسی برای تحلیل میزان انتقال حرارت سطح مقعر برابر ۹۰ درجه می‌باشد.



شکل ۲۰-۴: نمایش سطح هدف مورد بررسی در حالات مورد بررسی

شکل ۴-۲۱ میزان توزیع ناسلت را برای چهار هندسه مختلف مورد بررسی را نمایش داده است. هر چقدر سیال خنک‌کننده با سرعت بالاتری به سطح هدف برخورد کند باعث افزایش سرعت لایه مرزی یا به اصطلاح شسته شدن آن می‌گردد که افزایش میزان انتقال حرارت را در پی خواهد داشت. با توجه به بررسی توزیع ناسلت توسط آرایش‌های مختلف جت خنک‌کننده دیده شده است که جت‌های عمودی میزان ناسلت محلی بیشتری را در سطح مقعر به وجود می‌آورند. این فراوانی ناسلت بیشتر در وسط صفحه مقعر دیده خواهد و همچنین با افزایش تعداد جت‌ها در پایین دست توزیع یکنواخت‌تری هم در سطح مقعر ایجاد می‌کند. در حالت جت مماسی هم تمرکز توزیع ناسلت بیشتر در گوشه‌های کناری سطح مقعر خواهد بود. توزیع ناسلت برای حالت ترکیب جت‌های مماسی و عمودی با قطرهای مختلف، دیده شده است که هر چقدر قطر جت‌های مماسی را کمتر و به جت‌های عمودی اضافه کنیم توزیع ناسلت بیشتر و یکنواخت‌تری را خواهیم داشت. علاوه بر توزیع ناسلت، مقدار ناسلت متوسط بر روی سطح مقعر برای چهار هندسه مورد مطالعه قرار گرفته شده است. در جداول ۴-۳ و ۴-۴ مقادیر عددی ناسلت متوسط هندسه‌ها با آرایش و نوع جت‌های مختلف را در رینولدزهای ۱۰۰۰۰ و ۱۵۰۰۰ مورد بررسی قرار گرفته است. هندسه با جت عمودی بیشترین مقدار متوسط را در کانال ایجاد می‌کند. و ترکیب جت عمودی و مماسی با قطرهای یکسان $\frac{8}{3}$ میلی‌متر، کمترین ناسلت را داشته است. میزان عددی ناسلت کانال با جت‌های عمودی در رینولدز ۱۰۰۰۰ به صورت مقایسه‌ای با میزان ناسلت کانال با جت‌های ترکیبی عمودی-مماسی با قطر متفاوت و جت‌های مماسی به ترتیب در حدود ۱۶ و ۵۶ درصد بیشتر می‌باشد. میزان متوسط ناسلت متوسط در کانال با جت‌های مماسی و حالت کانال با جت‌های ترکیبی عمودی-مماسی با قطر یکسان تقریباً یکسان است. اما توزیع ناسلت در حالت مماسی از یکنواختی بهتری بهرمنند است. با افزایش رینولدز در محدوده مورد بررسی متوسط میزان ناسلت برای جت‌های عمودی برابر ۳۷ درصد افزایش داشته است.



شکل ۴-۲۱: کانتور توزیع ناسلت جت‌های مورد بررسی در رینولدز ۱۵۰۰۰

جدول ۴-۳: مقادیر کمی ناسلت متوسط بر روی سطح مقعر هندسه‌های مورد بررسی در رینولدز ۱۰۰۰۰

Nu	هندسه
35/98	جت عمودی
23/92	ترکیب جت عمودی و مماسی با قطر یکسان ۸/۳ میلی‌متر
30/94	ترکیب جت عمودی و مماسی با قطرهای ۹/۸ و ۲/۰۷۵ میلی‌متر
22/86	جت مماسی

جدول ۴-۴: مقادیر کمی ناسلت متوسط بر روی سطح مقعر هندسه‌های مورد بررسی در رینولدز ۱۵۰۰۰

Nu	هندسه
49/46	جت عمودی
31/16	ترکیب جت عمودی و مماسی با قطر یکسان ۸/۳ میلی‌متر
41/96	ترکیب جت عمودی و مماسی با قطرهای ۹/۸ و ۲/۰۷۵ میلی‌متر
30/98	جت مماسی

فصل ۵: نتیجه‌گیری و پیشنهادها

۵-۱ مقدمه

در این مطالعه به شبیه‌سازی سه‌بعدی عددی میزان انتقال حرارت و ضریب اصطکاک جریان جت خنک‌کننده در لبه‌ی حمله پره‌ی توربین‌گاز پرداخته شده است. خنک‌کاری جت ضربه‌ای از یک کانال تامین‌کننده جریان، که توسط نازل‌های جت به کانال هدف متصل شده، تشکیل شده است. با توجه به جت‌های عمودی و مماسی به عنوان فرآیندهای اساسی در زمینه‌ی خنک‌کاری با جت ضربه‌ای، چهار آرایش و نوع جت‌های مختلف را با هدف بررسی ساختار جریان و توزیع انتقال حرارت در دو عدد رینولدز ۱۰۰۰۰ و ۱۵۰۰۰ مورد مطالعه قرار گرفته است. نوع و ساختار آرایش این نازل‌های استوانه‌ای جت شامل جت‌های عمودی، جت‌های مماسی روبروی هم به صورت غیر خطی، ترکیب جت‌های عمودی-مماسی با قطر یکسان و غیر یکسان با آرایش غیرخطی می‌باشد. لذا در این فصل نتایج حاصل از این مطالعه به همراه پیشنهادهایی جهت کارهای آینده بمنظور بهینه‌سازی و عملکرد بهتر سیستم خنک‌کاری ضربه‌ای ارائه شده است.

۵-۲ نتایج و دستاوردها

مدل آشفستگی یک معادله‌ای اسپالارت آلماراس با خطایی مناسب پیشبینی دقیقی از میزان انتقال حرارت جت‌های عمودی در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی داشته است. میزان خطای عددی در این مدل نسبت به نتایج آزمایشگاهی برابر ۱۲/۷ درصد گزارش شده است. مدل‌های توربولانسی دو معادله‌ای بررسی شده در این پژوهش اختلاف قابل توجهی با نتایج آزمایشگاهی داشته و مقادیر ناسلت را بیش از اندازه‌ی واقعی پیش‌بینی کرده‌اند. در بحث سنجش بین حالات و آرایش‌های مورد بررسی جت‌های عمودی و مماسی، نازل‌های استوانه‌ای عمودی علاوه بر ساختار جریان یکنواخت در کانال هدف، مقدار و توزیع ناسلت را به صورت محلی و متوسط بر روی سطح مقعر به عموان لبه پیشرو پره توربین، بیشتر از سه کانال مورد بررسی با آرایش جت‌های مماسی و ترکیب جت‌های عمودی-مماسی در دو طرف شده است. بطوری که مقدار متوسط ناسلت سطح مقعر ناشی از تاثیر جت‌های عمودی در

مقایسه با جت‌های مماسی و بهترین نوع آرایش ترکیبی جت‌های عمودی-مماسی به ترتیب در حدود ۵۶ و ۱۶ درصد افزایش داشته است. نتایج نشان داده که در ترکیب جت‌های عمودی و مماسی با آرایش مورد بررسی هر چقدر قطر جت‌های مماسی کمتر باشد توزیع انتقال حرارت با مقدار بیشتری بر روی سطح هدف اتفاق می‌افتد. در بررسی میزان افت فشار و ضریب اصطکاک ایجاد شده درون کانال‌ها، دیده شده است تفاوت یا آرایش جت‌ها، تاثیر چشم‌گیری نداشته است.

۳-۵ پیشنهادهایی برای کارهای آینده

جهت ادامه پژوهش بمنظور بهبود خنک‌کاری داخلی توسط جت ضربه‌ای به عنوان یکی از تاثیرگذارترین روش‌های موثر در نقاط داغ پره، مخصوصاً لبه پیشرو، می‌توان از پیشنهادهای ذکر شده استفاده کرد.

- مطالعه و بررسی آرایش و نوع جت‌های عمودی و مماسی برای پره‌های چرخان توربین و تاثیراتی که نیروی کوریولیس بر جریان و انتقال حرارت می‌گذارد.
- بررسی تاثیر شکل هندسی نازل جت‌های عمودی و مماسی بر روی سطح هدف .
- ایجاد زبری و افزایش سطح حرارتی به وسیله افزاینده‌های حرارتی همانند دیمپل، پین‌فین و برآمدگی.
- استفاده از سطوح مقعری که باعث چرخش دو گانه سیال در کانال هدف می‌گردد.
- استفاده از سوراخ‌های خروجی سیال در سطح هدف به منظور خنک‌کاری خارجی و بهبود اثر خنک‌کاری ضربه‌ای [۳۳] .
- استفاده از مدل‌های توربولانسی پیچیده تر جهت پیش‌بینی دقیق جریان و انتقال حرارت آشفته همانند مدل توربولانسی تنش رینولدزی و شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ (LES).

مراجع:

- [1] س. زین‌العابدینی، "اصول شبیه‌سازی مقدماتی و پیشرفته دینامیک سیالات محاسباتی با استفاده از نرم‌افزار های فلوئنت و سی‌اف‌ایکس".
- [2] M. B. Ibrahim, B. J. Kochuparambil, S. V. Ekkad, and T. W. Simon, "CFD for jet impingement heat transfer with single jets and arrays," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2005, pp. 359-373.
- [3] J.-C. Han, "Fundamental Gas Turbine Heat Transfer," *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, vol. 5, p. 021007, 06/01 2013.
- [4] J.-C. Han, "Turbine Blade Cooling Studies at Texas A&M University: 1980-2004," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer - J THERMOPHYS HEAT TRANSFER*, vol. 20, pp. 161-187, 04/01 2006.
- [5] W.-L. Fu, L. M. Wright, and J.-C. Han, "Rotational Buoyancy Effects on Heat Transfer in Five Different Aspect-Ratio Rectangular Channels With Smooth Walls and 45Degree Ribbed Walls," *Journal of Heat Transfer*, vol. 128, pp. 1130-1141, 2006.
- [6] 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.
- [7] R. Amano, *Impingement Jet Cooling in Gas Turbines*, 2014.
- [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. HAN and R. J. GOLDSTEIN, "Jet-Impingement Heat Transfer in Gas Turbine Systems," *Annals of the New York Academy of Sciences*, vol. 934, pp. 147-161, 2001.
- [11] D. G. Bogard and K. A. Thole, "Gas Turbine Film Cooling," *Journal of Propulsion and Power*, vol. 22, pp. 249-270, 2006.
- [12] U. Uysal, P.-W. Li, M. Chyu, and F. Cunha, "Heat transfer on internal surfaces of a duct subjected to impingement of a jet array with varying jet hole-size and spacing," 2006.
- [13] Z. Jingzhou, X. Hao, and Y. Chengfeng, "Numerical Study of Flow and Heat Transfer Characteristics of Impingement/Effusion Cooling," *Chinese Journal of Aeronautics*, vol. 22, pp. 343-348, 2009/08/01/ 2009.
- [14] Z. Liu and Z. Feng, "Numerical simulation on the effect of jet nozzle position on impingement cooling of gas turbine blade leading edge," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, pp. 4949-4959, 11/01 2011.
- [15] M. Taslim and A. Nongsang, "Experimental and numerical cross-over jet impingement in an airfoil trailing-edge cooling channel," 2011.
- [16] E. L. Martin, L. M. Wright, and D. C. Crites, "Computational investigation of jet

- impingement on turbine blade leading edge cooling with engine-like temperatures," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2012, pp. 311-322.
- [17] G. Lin, K. Kusterer, D. Bohn, T. Sugimoto, R. Tanaka, and M. Kazari, "Investigation on heat transfer enhancement and pressure loss of double swirl chambers cooling," *Propulsion and Power Research*, vol. 2, pp. 177-187, 2013.
 - [18] K. Kusterer, G. Lin, D. Bohn, T. Sugimoto, R. Tanaka, and M. Kazari, "Leading edge cooling of a gas turbine blade with double swirl chambers," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2014, p. V05AT12A024.
 - [19] L. Yang, J. Ren, H. Jiang, and P. Ligrani, "Experimental and numerical investigation of unsteady impingement cooling within a blade leading edge passage," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 71, pp. 57-68, 2014/04/01/ 2014.
 - [20] G. Lin, K. Kusterer, A. H. Ayed, D. Bohn, T. Sugimoto, R. Tanaka, *et al.*, "Numerical investigation on heat transfer in an advanced new leading edge impingement cooling configuration," *Propulsion and Power Research*, vol. 4, pp. 179-189, 2015/12/01/ 2015.
 - [21] S. Lluçia, A. Terzis, P. Ott, and M. Cochet, "Heat transfer characteristics of high crossflow impingement channels: Effect of number of holes," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 229, pp. 560-568, 2015.
 - [22] C. Du, L. Li, X. Chen, X. Fan, and Z. Feng, "Numerical study on effects of jet nozzle angle and number on vortex cooling behavior for gas turbine blade leading edge," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2016, p. V05BT11A014.
 - [23] C. Neil Jordan, L. M. Wright, and D. C. Crites, "Impingement heat transfer on a cylindrical, concave surface with varying jet geometries," *Journal of Heat Transfer*, vol. 138, 2016.
 - [24] A. Terzis, "On the correspondence between flow structures and convective heat transfer augmentation for multiple jet impingement," *Experiments in Fluids*, vol. 57, pp. 1-14, 2016.
 - [25] Y. Zhou, G. Lin, X. Bu, L. Bai, and D. Wen, "Experimental study of curvature effects on jet impingement heat transfer on concave surfaces," *Chinese Journal of Aeronautics*, vol. 30, pp. 586-594, 2017.
 - [26] J. Zhou, X. Wang, J. Li, and W. Hou, "Effects of Target Channel Shapes on Double Swirl Cooling Performance at Gas Turbine Blade Leading Edge," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 141, 2019.
 - [27] H. Fawzy, Q. Zheng, N. Ahmad, and Y. Jiang, "Optimization of A Swirl with Impingement Compound Cooling Unit for A Gas Turbine Blade Leading Edge," *Energies*, vol. 13, p. 210, 2020.
 - [28] Q. Jing, Y. Xie, and D. Zhang, "Numerical investigation on the flow and heat transfer in swirl chambers with distributed multi exit slots and dimple/protrusion structure," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 119, p. 104923, 2020.
 - [29] "A. Fluent, "Theory Guide 17.2," *Antsy Inc. USA*, 2016.

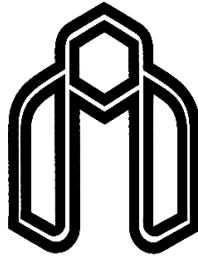
- [30] B. E. Launder and N. Shima, "Second-moment closure for the near-wall sublayer-Development and application," *AIAA journal*, vol. 27, pp. 1319-1325, 1989.
- [31] B. Launder and N. Sandham, *Closure Strategies for Turbulent and Transitional Flows*, 2019.
- [32] U. Uysal, P.-W. Li, M. K. Chyu, and F. J. Cunha, "Heat Transfer on Internal Surfaces of a Duct Subjected to Impingement of a Jet Array with Varying Jet Hole-Size and Spacing," *Journal of Turbomachinery*, vol. 128, pp. 158-165, 2005.
- [33] J. Zhou, X. Wang, J. Li, and W. Hou, "Comparison between impingement/effusion and double swirl/effusion cooling performance under different effusion hole diameters," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 141, pp. 1097-1113, 10/01 2019.

Abstrac

One way to increase the efficiency of gas turbines is to raise the inlet flow temperature to them. Increasing temperature due to the temperature limit of the alloy material of the turbine blades will endanger its operational life, which with Cooling different areas of the blade will eliminate excessive heat load. Cooling of jet impingement with the highest potential increases the local heat transfer coefficient, reduces the effects of Stagnation Point, and also reduces the heat transfer rate at the leading edge as the most critical area of the blade against the collision of hot fluid flow. In this study, three-dimensional numerical simulation of four concave channels with arrangement, number and shape of multiple tangential and vertical jets in combination and individually with the aim of comparing the amount and distribution of total channel pressure drop and heat transfer on the target surface in Reynolds range 10000 and 150000 in stationary. In all cooling channels, the total area of all spray jet holes is equal to the target surface. To validate the numerical results, several turbulence models have been used, which has provided the best numerical result according to the laboratory results of the Spalart Almaras turbulence model. It has been observed in the study that the flow rate from the jet holes is increasing from the upstream to the downstream in all the studied cases. Considering the constant temperature for the target surface, the Nusselt rate of vertical cylindrical jets was the highest and in comparison with tangential jets as well as the combination of vertical tangential jets with different diameters were about 57% and 16%, respectively. Also, the tangential-vertical hybrid jet with the same diameters had the lowest Nusselt distribution in the concave plane. The amount of pressure drop and friction in the studied channels were not significantly different from each other.

Keywords:

Gas Turbine, internal cooling, leading edge, vertical and tangential jet impingement



Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

M.Sc. Thesis in Energy Conversion Engineering

**Investigating the combination of tangential and Impingement
jets for improving the cooling of the
leading edge of the gas turbine blade**

By: Sajad Siavoshian

Supervisor:

Prof. Mohammad Hassan Kayhani

Advisor:

Dr. Mahmood Norouzi

October 2021