

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده‌ی مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان‌نامه کارشناسی ارشد  
مهندسی مکانیک-گرایش تبدیل انرژی

عنوان

تحلیل عددی سه‌بعدی افزایش میزان انتقال حرارت از پره‌های توربین گازی چرخان

نگارنده:

سید حسین میری سنگتراشانی

استاد راهنما:

دکتر علی خالقی

استاد مشاور:

دکتر محمود نوروزی

بهمن ۱۳۹۷

شماره: ۱۵۵/۲۹۷/۲  
تاریخ: ۹۷/۱۲/۴

باسمه تعالی



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 سید حسین میری سنگتراشانی با شماره دانشجویی ۹۴۱۷۵۵۴ رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان تحلیل عددی سه بعدی افزایش میزان انتقال حرارت از پره های توربین گازی چرخان که در تاریخ ۱۳۹۷/۱۱/۰۹ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

قبول (با درجه: <input checked="" type="checkbox"/> نوبت.....) <input type="checkbox"/> مردود			
نوع تحقیق: <input checked="" type="checkbox"/> نظری <input type="checkbox"/> عملی			
عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنمای اول	دکتر علی خالقی	استادیار	
۲- استاد راهنمای دوم	_____	_____	_____
۳- استاد مشاور	دکتر محمود نوروزی	دانشیار	
۴- نماینده تحصیلات تکمیلی	دکتر علی سررشته داری	استادیار	
۵- استاد ممتحن اول	دکتر محسن نظری	دانشیار	
۶- استاد ممتحن دوم	دکتر پوریا اکبرزاده	دانشیار	

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده: دکتر محمد محسن شاه مردان

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:

تبصره: در صورتی که کسی مردود شود حداکثر یکبار دیگر (در مدت مجاز تحصیل) می تواند از پایان نامه خود دفاع نماید (دفاع مجدد نباید زودتر از ۴ ماه برگزار شود).

## تقدیم‌نامه

از پدر گر قالب تن یافتم      از معلم جان روشن یافتم

تقدیم به دست‌های زحمت‌کش پدرم و محبت‌های بی‌دریغ مادرم؛

و همچنین تقدیم به برادر عزیزتر از جانم و استاد گرامی‌ام که با کمک‌های خود مرا در راه تألیف این پایان‌نامه یاری دادند.

## سپاس‌گزاری

منت خدای را عزوجل که طاعتش موجب قربت و به شکر اندرش مزید نعمت، هر نفسی که فرو می‌رود مدد جیاتست و

چون برمی‌آید مفرح ذات، پس در هر نفسی دو نعمت موجودست و بر هر نعمت شگرتی واجب.

## عدی

پس از حمد خداوند باری تعالی بر خود لازم می‌دانم تا زحمات اساتید گرانقدرم را ارج نهم. بسیار خرسندم که افتخار شاگردی اساتید فرزانه جناب آقای دکتر علی خالقی و دکتر محمود نوروزی را دارم، بیش از همه سپاس‌گزار زحمات، محبت‌ها و راهنمایی‌های ایشان هستم و از خداوند رحمان بهترین‌ها را برای ایشان آرزو دارم.

از اساتید بزرگوار آقایان دکتر محسن نظری و دکتر پوریا اکبرزاده که خالصانه از علم خویش به من آموختند و زحمت داوری این پایان‌نامه را نیز متقبل شدند، کمال تقدیر و تشکر را دارم.

بر خود لازم می‌دانم از تمامی عزیزانی که به هر نحوی در طول دوران تحصیل و تهیه این مجموعه مرا یاری دادند صمیمانه تشکر و قدرانی نمایم و از خداوند متعال برای همه ایشان موفقیت و سربلندی را خواستارم.

## تعهد نامه

اینجانب سید حسین میری سنگتراشانی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته تبدیل انرژی دانشکده‌ی مکانیک و مکاترونیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان‌نامه تحلیل عددی سه‌بعدی افزایش میزان انتقال حرارت از پره‌های توربین گازی چرخان تحت راهنمایی دکتر علی خالقی متعهد می‌شوم:

- تحقیقات در این پایان‌نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش‌های محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان‌نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ‌جایی ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد 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 بوده اند 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 می‌باشد. 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.

متن این صفحه باید در ابتدای نسخه‌های تکثیر شده پایان‌نامه وجود داشته باشد

## چکیده

در این تحقیق یک کانال U شکل با چیدمان پله‌های آشفته‌ساز تخت و یک کانال U شکل بدون مانع در اعداد رینولدز مختلف (۱۹۵۰۰، ۳۵۵۰۰ و ۵۲۰۰۰) شبیه‌سازی شده است. در ادامه‌ی روند شبیه‌سازی در جهت بهبود هندسه پله‌های آشفته‌ساز تخت هندسه‌ی جدیدی به‌صورت پله‌های آشفته‌ساز منحنی شکل ایجاد گردیده است که گردابه‌های ایستا ایجاد شده در جهت جریان پله‌های آشفته‌ساز تخت را از بین برده و مانع ایستا بودن گردابه‌ها در پشت پله می‌شود. در نتیجه سبب افزایش میزان انتقال حرارت از سطح پره می‌گردد. همچنین در این پژوهش به بررسی تأثیر چرخان بودن کانال در هندسه‌های متفاوت در اعداد رینولدز (۱۹۵۰۰، ۳۵۵۰۰) و در  $Ro=0/1$  پرداخته شده است. در ادامه روند شبیه‌سازی به بررسی تأثیر چرخان بودن کانال در عدد رینولدز ۱۹۵۰۰ در  $Ro=0$ ،  $Ro=0/1$  و  $Ro=0/2$  پرداخته شده است. با بررسی نتایج حاصل شده برای هندسه‌های بدون چرخش، هندسه‌ی پله‌های آشفته‌ساز منحنی شکل انتقال حرارت بهتری را نسبت به هندسه پله تخت در  $Ro=0$ ،  $Ro=0/1$  دارا می‌باشد و عدد ناسلت در حدود ده درصد بهبود می‌یابد. همچنین تأثیر چرخش در  $Ro=0/1$  و رینولدز ۱۹۵۰۰، سبب بهبودی ۲۰ درصدی عدد ناسلت و در رینولدز ۳۵۵۰۰ سبب بهبودی ده درصدی عدد ناسلت می‌شود.

**واژگان کلیدی:** خنک‌کاری پره، آشفته‌ساز پله‌ای، انتقال حرارت، کانال U شکل، دینامیک سیالات محاسباتی.

## عنوان‌ها

د	تقدیم‌نامه.....
ه	سیاس‌گزارى.....
و	تعهد نامه.....
ز	چکیده.....
ی	فهرست شکل‌ها.....
م	فهرست جدول‌ها.....
ن	فهرست نشانه‌ها.....
۱	فصل ۱ مقدمه.....
۲	۱-۱- مقدمه.....
۵	۱-۲- روش‌های خنک‌کاری.....
۵	۱-۲-۱- خنک‌کاری داخلی.....
۷	۱-۲-۲- خنک‌کاری خارجی.....
۸	۳-۱- اهداف پژوهش.....
۸	۴-۱- نوآوری.....
۹	فصل ۲ مروری بر منابع.....
۱۰	۱-۲- مقدمه.....
۱۱	۲-۲- مروری بر ادبیات موضوع.....
۱۸	۳-۲- نمونه هندسه‌های مختلف.....
۲۹	۴-۲- ضرورت انجام پژوهش.....
۳۰	۵-۲- روش تحقیق.....
۳۱	فصل ۳ روش تحقیق.....
۳۲	۱-۳- مقدمه.....
۳۲	۲-۳- معادلات حاکم.....
۳۲	۳-۳- مدل‌سازی آشفته‌گی.....
۳۳	۴-۳- مدل‌سازی جریان‌های آشفته.....



۳۳	..... RANS بر روش‌های ۱-۴-۳
۳۷	..... انتخاب مدل آشفتگی ۵-۳
۳۸	..... روش‌های شبیه‌سازی توربوماشین‌ها ۶-۳
۳۸	..... دستگاه مختصات چرخان ۷-۳
۳۹	..... معادلات حاکم در دستگاه چرخان ۸-۳
۴۰	..... فرمولاسیون سرعت نسبی ۱-۸-۳
۴۰	..... فرمولاسیون سرعت مطلق ۲-۸-۳
۴۰	..... انواع هندسه‌ها ۹-۳
۴۳	..... تولید شبکه ۱۰-۳
۴۴	..... شرایط مرزی ۱۱-۳

#### فصل ۴ نتایج..... ۴۷

۴۸	..... مقدمه ۱-۴
۴۸	..... استقلال حل از شبکه ۲-۴
۴۹	..... صحنه‌گذاری ۳-۴
۵۴	..... نتایج ۴-۴

#### فصل ۵ نتیجه‌گیری و پیشنهادهای..... ۷۱

۷۳	..... منابعها
----	---------------

## فهرست شکل‌ها

- شکل ۱-۱: خنک‌کننده پره توربین گاز (الف) خنک‌کننده خارجی (ب) خنک‌کننده داخلی [۲]..... ۳
- شکل ۲-۱: چیدمان آشفته‌سازها در داخل کانال خنک‌کاری و نحوه تشکیل گردابه‌ها در پیکربندی‌های متفاوت ..... ۶
- شکل ۳-۱: جریان عبوری از فرورفتگی که دو جفت گردابه و یک هسته اصلی را نشان می‌دهد [۸]..... ۷
- شکل ۴-۱: خنک‌کاری خارجی [۹]..... ۸
- شکل ۱-۲: جزئیات هندسی سیستم ترکیبی زیر شده با دنده ۷ شکل و پولک [۲۶]..... ۱۹
- شکل ۲-۲: چهار شکل پله مورد مطالعه [۵۳]..... ۲۱
- شکل ۳-۲: تصویر شماتیک کانال مستطیلی با برآمدگی‌های ثانویه، همه ابعاد به میلیمتر است [۵۴]..... ۲۲
- شکل ۴-۲: هشت کانال با فرورفتگی با برآمدگی‌های متفاوت یا آرایش متفاوت [۵۴]..... ۲۳
- شکل ۵-۲: چهار شکل متفاوت فرورفتگی [۵۵]..... ۲۴
- شکل ۶-۲: توصیف دقیق ابعاد کانال (الف) هندسه پلان کانال (ب) هندسه سطح مقطع کانال (ج) هندسه فرورفتگی و سوراخ‌کننده [۵۶]..... ۲۵
- شکل ۷-۲: معرفی فرورفتگی مرزدار [۵۷]..... ۲۷
- شکل ۸-۲: هندسه هیت‌سینک [۵۸]..... ۲۸
- شکل ۹-۲: پارامترهای هندسی ساختارهای مختلف (جهت جریان از چپ به راست است) [۵۸]..... ۲۸
- شکل ۱۰-۲: یک کانال خنک‌کننده دومسیره داخل پره توربین [۵۹]..... ۲۹
- شکل ۱۱-۲: تصویر شماتیک از کانال مورد آزمایش [۵۹]..... ۲۹
- شکل ۱-۳: بررسی تغییرات سرعت در دو دستگاه مختصات چرخان و ساکن [۶۳]..... ۳۹
- شکل ۲-۳: مقایسه سرعت یک نقطه در دو دستگاه ساکن و چرخان [۶۳]..... ۳۹
- شکل ۳-۳: کانال بدون مانع ..... ۴۱
- شکل ۴-۳: کانال با پله تخت ..... ۴۱

- شکل ۳-۵ کانال با پله منحنی شکل ..... ۴۲
- شکل ۳-۶ شبکه تولیدشده برای کانال با پله منحنی شکل ..... ۴۳
- شکل ۳-۷ شرایط مرزی هندسه ..... ۴۵
- شکل ۴-۱ مقایسه ناسلت برحسب تعداد المان در  $Re=19500, Ro=0/1$  ..... ۴۸
- شکل ۴-۲ تغییرات  $Nu/Nu_0$  در طول کانال بدون مانع بدون چرخش در  $Re=52000$  ..... ۴۹
- شکل ۴-۳ صحنه‌گذاری نتایج برای کانال همراه با پله تخت در  $Re=19500$  ..... ۵۰
- شکل ۴-۴ بردار سرعت در طول کانال با پله تخت بدون چرخش در  $Re=19500$  ..... ۵۱
- شکل ۴-۵ صحنه‌گذاری برای کانال نتایج همراه با پله تخت در  $Re=35500$  ..... ۵۲
- شکل ۴-۶ صحنه‌گذاری نتایج برای کانال همراه با پله تخت در  $Re=52000$  ..... ۵۲
- شکل ۴-۷ شرایط مرزی هندسه صحنه‌گذاری با چرخش ..... ۵۳
- شکل ۴-۸ شبکه هندسه صحنه‌گذاری با چرخش ..... ۵۳
- شکل ۴-۹ مقایسه  $Nu/Nu_0$  روی صفحه  $LS$  ..... ۵۴
- شکل ۴-۱۰ مقایسه  $Nu/Nu_0$  روی صفحه  $TS$  ..... ۵۴
- شکل ۴-۱۱ خطوط جریان پس از پله تخت ..... ۵۵
- شکل ۴-۱۲ خطوط جریان پس از پله منحنی شکل ..... ۵۵
- شکل ۴-۱۳ تغییرات  $Nu/Nu_S$  برحسب رینولدز در حالات مختلف پله بدون چرخش ..... ۵۶
- شکل ۴-۱۴ تغییرات  $Nu/Nu_S$  برحسب رینولدز در حالات مختلف پله در  $Ro=0/1$  ..... ۵۷
- شکل ۴-۱۵ تغییرات  $f/f_S$  برحسب رینولدز در حالات مختلف پله بدون چرخش ..... ۵۸
- شکل ۴-۱۶ تغییرات  $f/f_S$  برحسب رینولدز در حالات مختلف پله در  $Ro=0/1$  ..... ۵۸
- شکل ۴-۱۷ تغییرات  $THP_s$  برحسب رینولدز در حالات مختلف پله بدون چرخش ..... ۵۹
- شکل ۴-۱۸ تغییرات  $THP_s$  برحسب رینولدز در حالات مختلف پله در  $Ro=0/1$  ..... ۵۹
- شکل ۴-۱۹ تغییرات  $Nu/Nu_S$  برحسب  $Ro$  های مختلف در  $Re=19500$  ..... ۶۱

- شکل ۴-۲۰ تغییرات  $f/f_s$  برحسب  $Ro$  های مختلف در  $Re=19500$  ..... ۶۱
- شکل ۴-۲۱ تغییرات  $THP_s$  برحسب  $Ro$  های مختلف در  $Re=19500$  ..... ۶۲
- شکل ۴-۲۲ توزیع دما روی سطح دیواره داغ هندسه پله تخت برای  $Re=19500, Ro=0$  ..... ۶۲
- شکل ۴-۲۳ توزیع دما روی سطح دیواره داغ هندسه پله منحنی شکل برای  $Re=19500, Ro=0$  ..... ۶۳
- شکل ۴-۲۴ توزیع دما سیال در میان کانال با پله تخت برای  $Re=19500, Ro=0$  ..... ۶۴
- شکل ۴-۲۵ توزیع دما سیال در میان کانال با پله منحنی شکل برای  $Re=19500, Ro=0$  ..... ۶۴
- شکل ۴-۲۶ خطوط جریان در مقاطع عرضی مختلف برای هندسه پله تخت و  $Re=19500, Ro=0$  ..... ۶۵
- شکل ۴-۲۷ مقدار عدد ناسلت محلی در مجاورت دیوار برای هندسه پله تخت با  $Re=19500, Ro=0$  ..... ۶۶
- شکل ۴-۲۸ مقدار عدد ناسلت محلی در مجاورت دیوار برای هندسه پله منحنی شکل با  $Re=19500, Ro=0$  ..... ۶۶
- شکل ۴-۲۹ توزیع دما روی سطح دیواره داغ هندسه پله تخت برای  $Re=19500, Ro=0/1$  ..... ۶۷
- شکل ۴-۳۰ توزیع دما روی سطح دیواره داغ هندسه پله منحنی شکل برای  $Re=19500, Ro=0/1$  ..... ۶۷
- شکل ۴-۳۱ مقدار عدد ناسلت محلی در مجاورت دیوار برای هندسه پله منحنی شکل با  $Re=19500, Ro=0/1$  ..... ۶۷
- شکل ۴-۳۲ توزیع دما سیال در میان کانال با پله منحنی شکل برای  $Re=19500, Ro=0/1$  ..... ۶۹
- شکل ۴-۳۳ خطوط جریان در مقاطع عرضی مختلف برای هندسه پله منحنی شکل  $Re=19500, Ro=0/1$  ..... ۶۹

## فهرست جدول‌ها

- جدول ۱-۳ اطلاعات هندسی [۵۳] ..... ۴۲
- جدول ۱-۴ شرایط هندسه کانال بدون مانع با چرخش برای صحنه‌گذاری ..... ۵۲
- جدول ۲-۴ تغییرات دمای خروجی در اعداد رینولدز مختلف در هندسه پله منحنی شکل بدون چرخش ..... ۶۰
- جدول ۳-۴ تغییرات دمای خروجی در اعداد رینولدز مختلف در هندسه پله تخت بدون چرخش ..... ۶۰
- جدول ۴-۴ تغییرات دمای خروجی در اعداد رینولدز مختلف در هندسه کانال بدون مانع بدون چرخش ..... ۶۰

## فهرست نشانه‌ها

$Nu_s$	عدد ناسلت کانال بدون مانع	$f$	ضریب اصطکاک
$P(\text{Pa})$	فشار	$f_0$	ضریب اصطکاک دیتوس - بولتر
$Pr$	عدد پرانتل	$h \left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$	ضریب انتقال حرارت جابجایی
$Re$	عدد رینولدز	$k \left( \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \right)$	انرژی جنبشی آشفتگی
$Ro$	عدد روزی	$k \left( \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right)$	هدایت حرارتی
$T(\text{K})$	دما	$q'' \left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right)$	شار حرارتی دیواره
$T_b(\text{K})$	دمای توده	$\vec{r}(\text{m})$	بردار موقعیت
$T_s(\text{K})$	دمای صفحه	$\vec{A}(\text{m}^2)$	بردار سطح مقطع
$U \left( \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$	سرعت سیال ورودی کانال	$C_\mu$	ثابت آشفتگی
$\vec{V} \left( \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$	بردار سرعت مطلق	$D_h(\text{m})$	قطر هیدرولیکی
$\vec{W} \left( \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$	بردار سرعت نسبی	$Nu$	عدد ناسلت
		$Nu_0$	عدد ناسلت دیتوس - بولتر

## علائم یونانی

$\tau \left( \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right)$	تانسور تنش	$\alpha(^{\circ})$	زاویه بین سوراخ مکنده و فرورفتگی
$\vec{\omega} \left( \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$	سرعت دورانی	$\rho \left( \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)$	چگالی

$$\mu_t \left( \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

$$\mu \left( \frac{\text{Kg}}{\text{m. s}} \right)$$

لزجت توربولانس

$$\varepsilon \left( \frac{\text{m}^2}{\text{s}^3} \right)$$

لزجت

$$\nu \left( \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

$$\theta(\text{deg})$$

نرخ اضمحلال انرژی

لزجت سینماتیکی

زاویه بین مرکز فرو رفتگی و خط عمود





# فصل ۱ مقدمه

## ۱-۱- مقدمه

تکنیک‌های استفاده‌شده برای افزایش نرخ انتقال حرارت در خنک‌کننده داخلی ایرفویل‌های توربین گاز شامل پله‌های آشفته‌ساز، پین‌فین‌ها، سطوح فرورفتگی‌دار، سطوح با آرایه‌ای از پله، کانال‌های چرخان و سطوح زبر می‌باشند. طبق گفته لیگرانی<sup>۱</sup> و همکاران [۱]، تمام این ابزارها برای افزایش جریان‌های ثانویه و سطوح آشفستگی به‌منظور افزایش اختلاط و در برخی موارد برای ایجاد گردابه‌های در جهت جریان، عمل می‌کنند. این گردابه‌ها و جریان‌های ثانویه نه‌تنها باعث افزایش جابجایی حرارت به دور از سطوح می‌شوند بلکه تولید آشفستگی سه‌بعدی با ایجاد گردادیان سرعت در حجم قابل‌توجهی از جریان را نیز افزایش می‌دهند؛ این‌ها بعد از بزرگ‌تر شدن بخش‌هایی از میدان جریان، آشفستگی‌ها را افزایش می‌دهند. علاوه بر این تمام ابزارهای ذکرشده افزایش انتقال حرارت را توسط افزایش مساحت سطح برای انتقال حرارت جابجایی، فراهم می‌کنند. هدف کلی برای این فناوری‌های داخلی خنک‌کننده، حداقل هزینه افت فشار و افزایش میزان انتقال حرارت در مسیرهای خنک‌کننده است. شکل ۱-۱ یک خنک‌کننده داخلی برای یک پره توربین چند مسیره را از هان<sup>۲</sup> و همکاران [۲] ارائه می‌دهد. در چنین آرایشی هوای خنک‌کننده از طریق پره وارد ایرفویل می‌شود و سپس از یکی از چند مسیر داخلی عبور می‌کند. به دلیل شکل پره، مسیرهای خنک‌کننده در بسیاری از نقاط به‌طور کلی محصورشده‌اند و به همین دلیل سرد کردن سخت است. این مسیرهای خنک‌کننده به‌طور کلی دارای اشکال سطح مقطع پیچیده هستند، زیرا باید با کانتورهای خارجی ایرفویل‌های توربین سازگار باشند. در حفره‌های لبه حمله<sup>۳</sup> و فرار<sup>۴</sup> ایرفویل، ابزاری که حداکثر ضریب انتقال حرارت را برای یک نرخ جریان ارائه می‌دهند، نیاز است. هندسه لبه حمله با یک نسبت سطح فلزی خنک‌کننده به سطح فلزی گاز داغ کوچک مشخص می‌شود، درحالی‌که یک لبه فرار نازک، محدودیت‌های هندسی را برای اندازه‌های مسیر و دسترسی به سیال خنک‌کننده‌ی هوا ایجاد می‌کند. به همین علت سرمایه‌ی برخوردی و محفظه‌های چرخان معمولاً در نزدیکی لبه‌ی حمله ایرفویل، هم به‌صورت جداگانه و هم با پین‌فین و شکل‌های پیچیده‌تر آشفته‌ساز، معمولاً در نزدیکی لبه فرار ایرفویل به کار گرفته می‌شوند. پله‌های آشفته‌ساز و یا افزایش‌دهنده‌های آشفستگی نیز در مسیرهای نزدیک بخش‌های میانی ایرفویل واقع شده است. گاهی فرورفتگی‌ها و یا المان‌های زبری شکل نیز در همه قسمت‌های داخلی ایرفویل یا به‌تنهایی یا به همراه سایر دستگاه‌ها استفاده می‌شوند. پس از عبور از این

---

<sup>1</sup> Ligrani

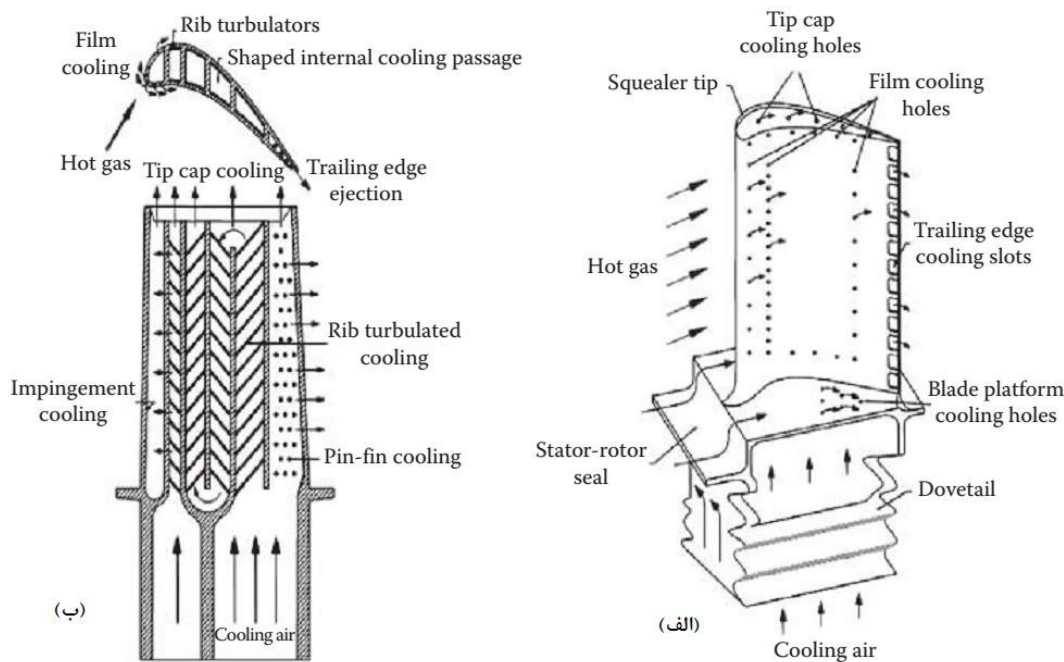
<sup>2</sup> Han

<sup>3</sup> leading

<sup>4</sup> trailing

دستگاه‌ها، هوای خنک‌کننده از طریق سوراخ‌های خنک‌کننده فیلم خارج می‌شود یا از مسیرهای خروجی عبور می‌کند که به بخش دیگری از ایرفویل وارد می‌شود.

محدودیت‌های مهم و متعددی برای توسعه پیکربندی‌های خنک‌کننده داخلی توربین گاز اعمال شده است. رضایت این محدودیت‌ها مستلزم توجه هم‌زمان به انواع مسائل فنی چند رشته‌ای است. این شامل تولید، فضای در دسترس، شکل ایرفویل، نیازهای سطح خنک‌کننده ایرفویل، تلفات آیرودینامیکی، در دسترس بودن خنک‌کننده، افت قانون دوم و هزینه افت فشار، علاوه بر انتقال حرارت و ملاحظات حرارتی است. در نتیجه روند کنونی طراحی خنک‌کننده توربین پیشرفته نیازمند توسعه هم‌زمان طرح‌های حفاظت حرارتی خارجی، مانند خنک‌سازی فیلم، به همراه فناوری‌های خنک‌کننده داخلی، مانند در نظر گرفتن متغیرهای رسانش در اجزای جامد و نیز مسائل مربوط به هزینه‌های افت فشار آیرودینامیکی است. یکی از راه‌هایی که طراحان، سازندگان و محققان در تلاش برای برآورده شدن این نیازهای بیشمار در پیش گرفته‌اند، توسعه فن‌آوری‌های خنک‌کننده داخلی است که ترکیبی از ابزار مختلف را درون یک مسیر از سیستم خنک‌کننده استفاده می‌کنند. نتیجه این اهداف، حفاظت حرارتی بهینه و هزینه‌های افت فشار حداقل و افزایش میزان انتقال حرارت است.



شکل ۱-۱: خنک‌کننده پره توربین گاز (الف) خنک‌کننده خارجی (ب) خنک‌کننده داخلی [۲]

تعداد کمی از بررسی‌های موجود، استفاده از ابزار ترکیبی را برای افزایش انتقال حرارت مسیر داخلی در نظر گرفته‌اند. به عنوان مثال پله‌های آشفته‌ساز، پین‌فین‌ها و فرورفتگی‌ها باهم [۳]، ترکیب پین‌فین‌ها و فرورفتگی‌ها [۴] و ترکیب پله‌های آشفته‌ساز و پین‌فین‌ها [۵] از جمله آن‌ها می‌باشد. نتایج این مطالعات با اطلاعات

به دست آمده قبل از سال ۲۰۰۳ بدون اثرات چرخشی توسط لیگرانی و همکاران مقایسه شد [۱]. این داده‌ها شامل نتایج تقویت انتقال حرارت برای کانال‌های خنک‌کننده داخلی، با پله آشفته‌ساز، پین‌فین‌ها، سطوح فرورفتگی‌دار، سطوح با برآمدگی، محفظه‌های چرخان یا سطوح زبر مقایسه شد.

این مقایسه نشان می‌دهد که تمام داده‌های جدید که از سال ۲۰۰۳ تاکنون به دست آمده، از توسعه داده‌های به دست آمده از تحقیقات پیش از سال ۲۰۰۳، بدون اثرات چرخشی جمع‌آوری شده است [۱]. آرایش جدیدتر با امیدوارکننده‌ترین ویژگی‌های عملکردی ممکن است تحقیقات سال‌های ۱ و ۲ [۶] باشد، زیرا نسبت عدد ناسلت برابر با  $4/2$  و نسبت ضریب اصطکاک  $7/8$  به دست آمده است. نتیجه‌گیری مشابه در رابطه با گسترش داده‌ها نیز با توجه به پارامترهای عملکرد حرارتی متوسط کل،  $Nu/Nu_0/(f/f_0)$  و  $Nu/Nu_0/(f/f_0)^{1/3}$ ، وقتی با نسبت ضریب اصطکاک  $f/f_0$  تغییر می‌کنند، به دست آمد.

این مقایسه‌ها منجر به این نتیجه‌گیری می‌شود که پیشرفت در توانایی ما برای ارائه حفاظت حرارتی متوسط مکانی کل بهتر، از سال ۲۰۰۳ به حداقل رسیده است. با این حال، به‌رغم این نتیجه، بسیاری از فن‌آوری‌های تقویت انتقال حرارت که از سال ۲۰۰۳ توسعه یافتند، در مقایسه با بسیاری از دستگاه‌های توسعه‌یافته قبل از آن زمان، ممکن است حفاظت حرارتی محلی را بهبود بخشد. این حفاظت حرارتی محلی بیشتر مربوط به گرادیان‌های محلی دما و انتقال حرارت است که همچنین برای دوام و قابلیت اطمینان درازمدت موتورهای توربین‌گاز، بسیار مهم هستند. گرادیان دمای محلی در مورد میزان تنش حرارتی محلی نیز مهم است. بدین ترتیب بهترین پیکربندی‌ها با کمترین تنش‌های حرارتی، آن‌هایی هستند که دارای پایین‌ترین گرادیان دمای محلی هستند.

مقایسه داده‌های تجربی کانال چرخان [۷] و نتایج لیگرانی و همکاران [۱] نشان داد که چرخش اثر کمی بر عملکرد کلی حرارت به‌عنوان تابعی از ضریب اصطکاک، دارد. همچنین تأیید شد که ویژگی‌های عملکرد مکانی متوسط کلی از مطالعات کانال چرخشی، به‌طور کلی حساس به تغییرات عدد چرخش هستند. این نتیجه عمدتاً به دلیل اثر چرخش بر سمت فشار (یا فرار<sup>۳</sup>) و سمت مکش (یا حمله<sup>۴</sup>) جریان‌های کانال داخلی است. تفاوت در نسبت عدد ناسلت محلی برای سمت‌های فشار و مکش به‌طور کلی نتیجه افزایش عدد چرخش و چرخش ناشی از جریان ثانویه ناشی از گردابه کریولیس<sup>۵</sup> است. برای کانال‌ها با جریان شعاعی خارجی، اثرات این

<sup>1</sup> Salameh

<sup>2</sup> Sunden

<sup>3</sup> Trailing

<sup>4</sup> Leading

<sup>5</sup> Coriolis

جریان‌های ثانویه باعث تقویت انتقال حرارت محلی در سمت‌های فشار (یا فرار) کانال می‌شود و انتقال حرارت محلی در سمت‌های مکش (یا حمله) کاهش می‌یابد (در مقایسه با کانال‌های مشابه بدون چرخش). برای دو طرف یک کانال چرخشی با جریان شعاعی داخلی، روندهای مختلفی با افزایش عدد چرخش وجود دارد. عدد رینولدز و عدد چرخش از رابطه (۱-۱) قابل محاسبه است:

$$\begin{cases} Re = \frac{UD_h}{\nu} \\ Ro = \frac{\Omega D_h}{U} \end{cases} \quad (1-1)$$

که در آن  $U$  سرعت ورودی متوسط مکانی،  $D_h$  قطر هیدرولیکی کانال،  $\nu$  لزجت سینماتیک و  $\Omega$  سرعت زاویه‌ای چرخشی است.

برای پیشرفت بیشتر فن‌آوری‌های تقویت انتقال حرارت در خنک‌سازی داخلی اجزای موتورهای توربین گاز، داده‌های تجربی باکیفیت بالا مورد نیاز است. هر آزمایشی مستلزم مستندسازی کامل از ویژگی‌های مربوطه از جمله توزیع متوسط محلی و توزیع متوسط مکانی عدد ناسلت سطح و همچنین هزینه افت فشار مسیر کلی جریان و نسبت ضریب اصطکاک است. شرایط عملیاتی موتور با چرخش و بدون چرخش باید در هر زمان ممکن، همسان باشد. بهبود عملکرد حرارتی اضافی را می‌توان با دستگاه‌های منحصربه‌فرد با استفاده از دانش دقیق و گسترده‌ای از اثرات و تعاملات بین هندسه و جزئیات پیکربندی و جریان حاصل و ویژگی‌های انتقال حرارت، به دست آورد. استفاده از دستگاه‌های ترکیبی جدید نیز فرصت‌های عالی برای بهبود عملکرد حرارتی خنک‌کننده داخلی ارائه می‌دهد. علاوه بر این داده‌های آزمایشی چرخش باکیفیت بالا (بالأخص داده‌های محلی و مکانی)، به‌ویژه با جریان‌های مختلف داخلی و خارجی و انواع دستگاه‌های تقویت انتقال حرارت مورد نیاز است.

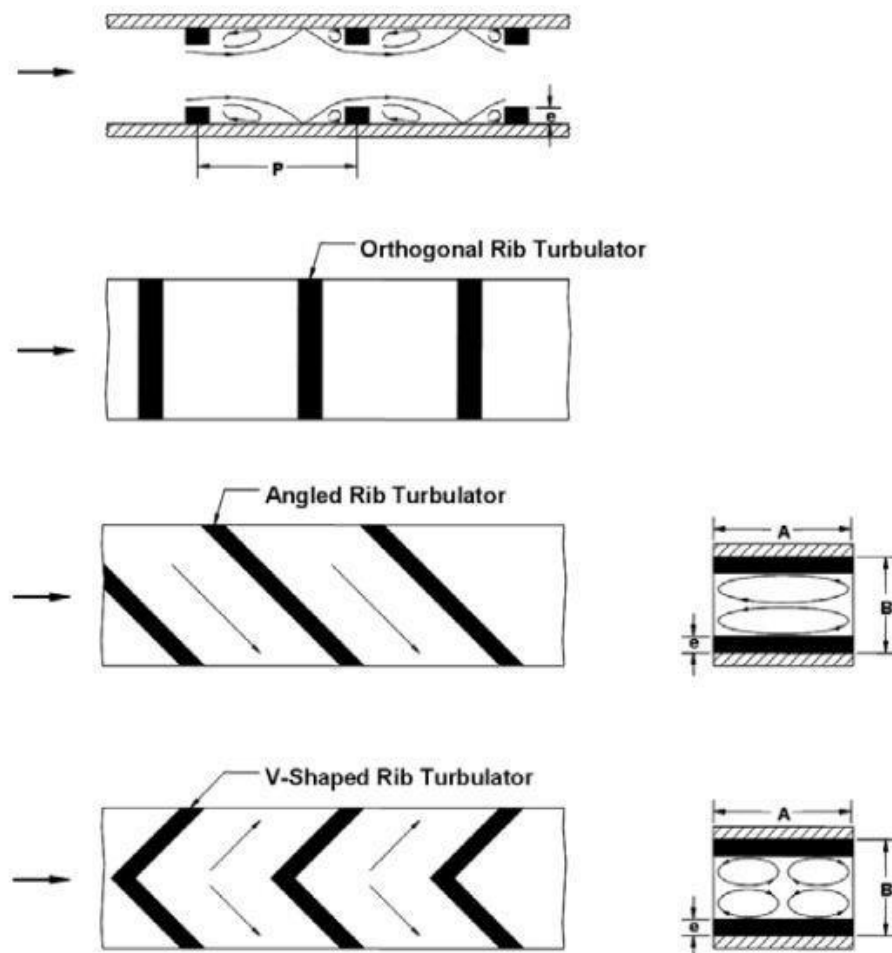
## ۲-۱- روش‌های خنک‌کاری

### ۱-۲-۱- خنک‌کاری داخلی

سیال با عبور از داخل کانال و برخورد با دیواره پره انتقال حرارت را افزایش می‌دهد و برای اینکه انتقال حرارت افزایش یابد از روش‌های مختلفی برای این کار استفاده می‌شود که به برخی از موارد آن در متن زیر پرداخته شده است.

## ۱-۱-۲-۱- آشفته‌ساز پله‌ای

یک روش متداول برای خنک‌کاری داخلی استفاده از آشفته‌سازهای پله‌ای<sup>۱</sup> می‌باشد و عدد رینولدز سیال، چیدمان آشفته‌سازها و نسبت ابعاد کانال در میزان افزایش انتقال حرارت تأثیرگذار می‌باشند. سیال با برخورد به آشفته‌سازها از سطح دیواره جدا شده و با عبور از روی آشفته‌سازها در پشت آن باعث ایجاد گردابه می‌شود که بسته به نوع آرایش آشفته‌سازها تعداد گردابه‌های متفاوت ایجاد می‌کند و با توجه به این مورد میزان انتقال حرارت هر نوع آرایش آشفته‌سازها با توجه به نوع قرارگیری‌شان متفاوت می‌باشد. که گردابه‌های ایجاد شده در پشت آن به دام می‌افتند که در شکل ۲-۱ می‌باشد.

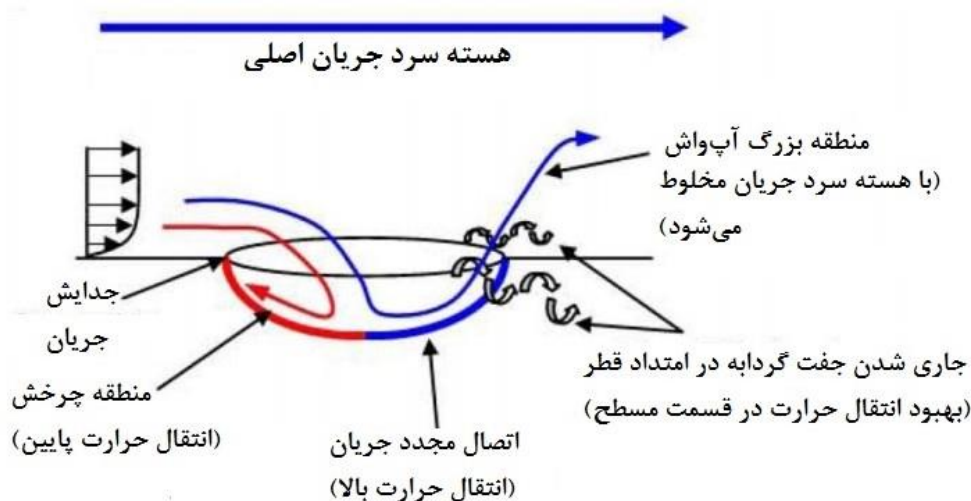


شکل ۲-۱: چیدمان آشفته‌سازها در داخل کانال خنک‌کاری و نحوه تشکیل گردابه‌ها در پیکربندی‌های متفاوت

<sup>۱</sup> Rib

### ۱-۲-۱-۲- فرورفتگی

تحقیقات زیادی باید در جهت بهینه‌سازی اشکال فرورفتگی‌ها<sup>۱</sup> انجام شود تا به مرحله‌ای برسند که بتوانند جایگزین پله‌های آشفته‌ساز شوند. فرورفتگی افت فشار پایین‌تری را در مقایسه با پله‌ها اعمال می‌کند؛ از آنجایی که عبور جریان را مسدود نمی‌کند، در نتیجه باعث حداقل کاهش فشار می‌شود و بنابراین می‌تواند در مراحل بعدی توربین استفاده شود. علاوه بر این جفت گردابه‌های تولیدشده توسط فرورفتگی‌ها به وسیله جریان به پایین دست منتقل می‌شوند، بنابراین انتقال حرارت افزایش می‌یابد [۱]. این موضوع در شکل ۳-۱ توضیح داده شده است. تخلیه اولیه جریان خروجی از فرورفتگی، حرارت را از فرورفتگی به جریان اصلی سرد بالای فرورفتگی می‌کشد [۸].

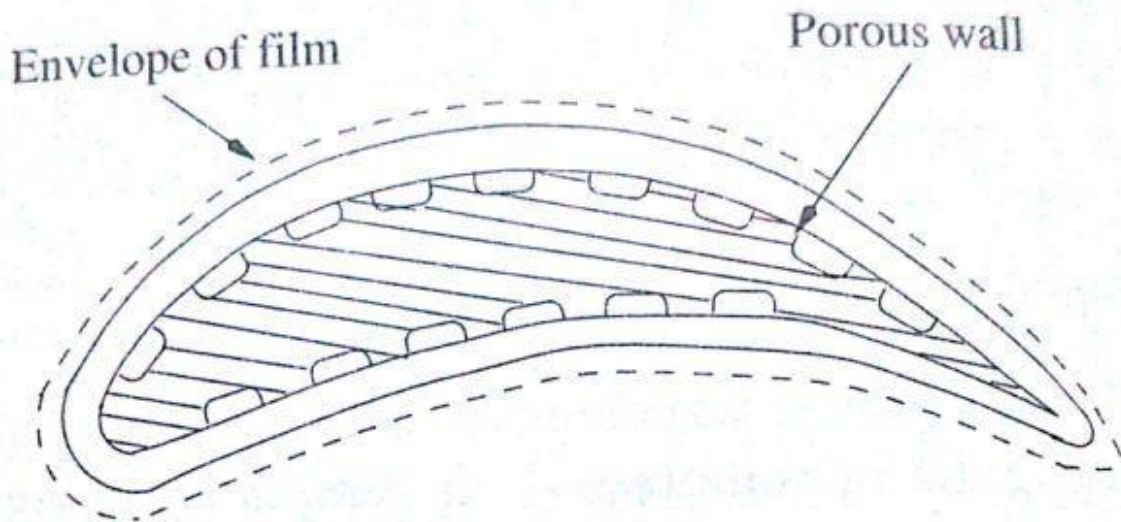


شکل ۳-۱: جریان عبوری از فرورفتگی که دو جفت گردابه و یک هسته اصلی را نشان می‌دهد [۸]

### ۱-۲-۲-۱- خنک‌کاری خارجی

خنک‌کاری سطح خارجی پره توربین گاز با استفاده از هوای فشرده شده کمپرسور صورت می‌گیرد که در سطح پره سوراخ‌های ایجاد می‌کنند که سیال هوا زمانی که از داخل پره عبور می‌کنند یک لایه‌ای از هوای خنک بر روی سطح پره تشکیل می‌شود که سبب این می‌شود که پره بتواند دمای بالاتری را تحمل کند که به صورت عایقی مابین هوای داغ خارج و پره می‌باشد؛ معایب اصلی این روش مقاومت ضعیف در درجه حرارت بالا و عدم مقاومت در برابر اکسیداسیون می‌باشد (شکل ۴-۱).

<sup>۱</sup> Dimple



شکل ۱-۴: خنک‌کاری خارجی [۹]

### ۳-۱- اهداف پژوهش

اهداف این پژوهش عبارت‌اند از:

- بهبود میزان انتقال حرارت از سطح پره‌های توربین گازی با استفاده از تغییرات هندسی در سیستم خنک‌کاری داخلی که سبب افزایش انتقال حرارت موردنظر ما می‌شود.
- بررسی تأثیر چرخان بودن کانال بر انتقال حرارت.

### ۴-۱- نوآوری

نوآوری این پژوهش عبارت‌اند از:

- بهبود انتقال حرارت از سطح پره توربین گازی با استفاده از تغییرات هندسی در کانال داخلی سیستم خنک‌کاری که سبب افزایش انتقال حرارت موردنظر ما می‌شود. با از بین بردن گردابه‌های که در جهت جریان در نزدیکی پله تخت ایجاد می‌شود.
- بررسی تأثیر چرخان بودن کانال برای کانال‌های بدون چرخش.



## فصل ۲ مروری بر منابع

## ۲-۱- مقدمه

توربین‌های گاز در سراسر جهان صنعتی نقش فزاینده‌ای ایفا می‌کنند. درحالی‌که این موتورها به‌طور قابل ملاحظه‌ای برای نیروی هوایی و تولید برق زمینی استفاده می‌شوند، برای نیروی دریایی و سایر کاربردهای صنعتی نیز به کار می‌روند. همان‌طور که تقاضا برای قدرت به شکل الکتریسیته یا نیرو، همچنان افزایش می‌یابد، مهندسان باید موتورهایی را برای رفع این تقاضا توسعه دهند. خروجی قدرت را می‌توان با افزایش دمای گاز ورودی به توربین افزایش داد. با این حال افزایش دمای گاز باید با احتیاط انجام شود. دمای این جریان اصلی گاز داغ توسط اجزای توربین یعنی پره‌های توربین، محدود می‌شود. گازهای بسیار گرم باعث ایجاد تنش‌های شدید حرارتی شده و منجر به خرابی زود هنگام تیغه یا پره می‌شود که باعث آسیب رساندن به موتور می‌شود. تکنیک‌های مختلف خنک‌کننده در طراحی موتور برای افزایش عمر قطعات توربین اجرا شده است. هوا از کمپرسور خارج و به پره‌های توربین تزریق می‌شود. این هوای خنک‌کننده از اجزای داخلی عبور و گرما را قبل از خروج از پره از طریق سوراخ‌های خنک‌کننده فیلم از پره دور می‌کند. این هوای نسبتاً خنک یک فیلم محافظ روی سطح پره تشکیل می‌دهد که پره را از جریان اصلی گاز داغ محافظت می‌کند. تعدادی از روش‌ها معمولاً در ترکیب‌های مختلفی برای حذف گرما از سطح پره به صورت خنک‌کننده داخلی استفاده می‌شود. در داخل، برخورد جت یک تکنیک رایج برای لبه حمله است. یکی از روش‌های خنک‌کننده برای لبه‌های فرار، خنک‌کننده پین‌فین است. پین‌هایی که به دو سمت فشار و مکش کانال خنک‌کننده متصل می‌شوند، پشتیبانی ساختاری را فراهم می‌کنند، درحالی‌که انتقال حرارت را در این مسیر خنک‌کننده افزایش می‌دهند.

با خنک شدن لبه‌های حمله و فرار پره‌ها، تنها منطقه مرکزی باقی می‌ماند. تعدادی از مسیرهای مارپیچ را می‌توان به‌عنوان کانال‌های خنک‌کننده هوا استفاده کرد. این کانال‌های خنک‌کننده به‌طور معمول با پله‌های آشفته‌ساز پوشانده می‌شود. این پله‌ها انتقال حرارت را با ترک لایه مرزی و ایجاد اختلاط اضافی سیال گرم‌تر در کنار دیواره کانال با هوای نسبتاً خنک‌تر در نزدیکی مرکز کانال افزایش می‌دهند. مقطع کانال‌ها بسته به جایی که کانال در پره قرار دارد، متفاوت است. به عبارت دیگر، کانال‌های نزدیک به لبه حمله ممکن است فاصله‌ی نسبتاً بزرگی بین سطوح حمله و فرار داشته باشند (در کانال خنک‌کننده، سطح حمله‌ی کانال در سمت مکش پره قرار دارد و سطح فرار در سمت فشار). در نزدیکی لبه فرار پره ممکن است عکس این موضوع برای کانال‌های خنک‌کننده وجود داشته باشد؛ یعنی این کانال‌ها فاصله بسیار کمی بین سطوح حمله و فرار دارند. کانال‌ها در نزدیکی مرکز پره‌ها متفاوت از دو کانال مجاور لبه‌های حمله و فرار هستند و ممکن است

دارای سطح مقطع مربعی باشند. اگرچه خنک‌سازی اجزای توربین با هوا از کمپرسور به‌طور مؤثر باعث افزایش عمر قطعات می‌شود، اما کارایی کلی موتور را نیز کاهش می‌دهد. هوای خنک‌کننده مقدار سیال مورد استفاده برای تولید انرژی را کاهش می‌دهد. بنابراین باید تعادل بین افزایش دمای گاز و استخراج گاز برای خنک نگه‌داشتن حفظ شود. درک جریان از کانال‌های خنک‌کننده می‌تواند منجر به طراحی مؤثر خنک‌کننده شود که مقدار خنک‌کننده را به حداقل می‌رساند. این طرح‌های خنک‌کننده بهینه‌سازی شده منجر به داشتن موتورهایی می‌شود که با افزایش تولید برق کارآمدتر می‌شوند.

## ۲-۲- مروری بر ادبیات موضوع

طی چند دهه گذشته، افزایش تقاضا برای بازده بالاتر موتورهای توربین گاز، دمای ورودی توربین را به سطوح بالاتر افزایش داده است. ورود چنین دمای بالایی به توربین می‌تواند به‌طور قابل توجهی باعث افزایش هزینه تعمیر و نگهداری ایرفویل‌ها و کاهش طول عمر آن‌ها شود و یا حتی به آن‌ها آسیب دائمی برساند. برای توسعه ایرفویل‌های توربین بسیار بادوام که بتوانند بارهای شدید حرارتی را تحمل کنند، فناوری‌های خنک‌سازی داخلی نیاز به توسعه دارند.

هان<sup>۱</sup> و همکاران [۲] مروری دقیق از پارامترهای مختلف هندسی و جریان مانند فاصله پله، جهت آن‌ها، نسبت ابعاد کانال، شکل پله و غیره ارائه کردند که بر انتقال حرارت کانال تأثیر می‌گذارد. تسلیم<sup>۲</sup> و همکاران [۱۰] عملکرد ترموهیدرولیکی پله‌های V شکل، با زاویه ۹۰ درجه، ۴۵ درجه و دیگر پله‌های زاویه‌ای گسسته را مقایسه کردند. آن‌ها مشاهده کردند که جریان ثانویه تولیدشده توسط پله‌های زاویه‌ای باعث تقویت انتقال حرارت بیشتر نسبت به پله ۹۰ درجه می‌شود. موشیزاکی<sup>۳</sup> و همکاران [۱۱] به‌طور تجربی اثر ترکیبی خم ۱۸۰ درجه و پله را بر روی انتقال حرارت و عملکرد اصطکاک در یک کانال دومسیره مورد مطالعه قراردادند. آن‌ها گزارش دادند که آرایش پله‌ها به دلیل تعاملات بین جریان ثانویه ناشی از خم و جریان ثانویه ناشی از پله باعث تغییر قابل توجه افت فشار و انتقال حرارت کل کانال می‌شود. اکاد<sup>۴</sup> و هان [۱۲] اولین افرادی بودند که توزیع دقیق ناسلت را برای یک کانال مربعی دومسیره با استفاده از تکنیک کریستال مایع گذرا گزارش کردند. مطالعه آن‌ها بینش مفیدی را در مورد نقش جریان ثانویه ناشی از پله در انتقال حرارت محلی ارائه داده است. چاندر<sup>۵</sup>

<sup>۱</sup> Han

<sup>۲</sup> Taslim

<sup>۳</sup> Mochizuki

<sup>۴</sup> Ekkad

<sup>۵</sup> Chandra

و همکاران [۱۳] تأثیر تعداد مختلف پله‌ها را بر انتقال حرارت و اصطکاک کانال مستطیل شکل بررسی کردند. آن‌ها با افزایش عدد رینولدز و با افزودن هر پله، کاهش عملکرد انتقال حرارت را مشاهده کردند. لی<sup>۱</sup> و همکاران [۱۴] توزیع انتقال حرارت در یک کانال پله‌دار با پله‌های V شکل و زاویه‌ای با نسبت عرض بالا بررسی کرده و مشاهده کردند که پله‌های V شکل موازی حداکثر بهبود انتقال حرارت را تولید می‌کنند. جنکینز<sup>۲</sup> و همکاران [۱۵] برای بررسی توزیع انتقال حرارت و افت فشار در یک کانال خنک‌کننده پله‌دار دومی‌سیره با نسبت ابعاد مختلف با فاصله‌های مختلف دیوار تقسیم‌کننده، از تکنیک کریستال مایع استفاده کردند. علاوه بر این، آن‌ها به‌طور جداگانه تأثیرات افزایش خم و پله را مطالعه کرده و مشاهده کردند که خم به‌طور قابل توجهی در افزایش انتقال حرارت در کانال خروجی نقش دارد. هان و همکاران [۱۶] آزمایشاتی را بر روی پله‌های زاویه‌دار مختلف انجام داده و گزارش کردند که پله V شکل ۶۰ درجه دارای بیشترین تقویت انتقال حرارت است. ون<sup>۳</sup> و همکاران [۱۷] آزمایش‌هایی بر روی پله‌ی زاویه‌دار ۴۵ درجه انجام دادند و پیشرفت‌هایی (نرمالیز شده با Dittus-Boelter) را، از  $3/53$  تا  $1/79$  برابر برای رینولدز از ۹۰۰۰ تا ۷۶۰۰۰ گزارش کردند. تاندا<sup>۴</sup> و ابرام<sup>۵</sup> [۱۸] آزمایش‌هایی را با استفاده از ترموگرافی کریستال مایع حالت پایدار بر روی آشفته‌سازهای زاویه‌ای ۴۵ درجه برای رینولدز از ۹۰۰۰ تا ۳۵۵۰۰ انجام دادند و افزایش انتقال حرارت در محدوده  $2/7$  تا  $1/8$  را گزارش کردند. تاندا [۱۹] برای بررسی اثر نسبت گام به ارتفاع پله ۴۵ درجه در یک کانال مستطیلی با نسبت ابعاد پنج از تکنیک ترموگرافی کریستال مایع حالت پایدار استفاده کرد. این نویسنده گزارش داد که نسبت گام به ارتفاع پله  $(p/e) = 13/33$  برای مورد دیواره پله‌دار تنها، مخصوصاً برای عدد رینولدز بالاتر، ترجیح داده شده است. آستاریتا<sup>۶</sup> و کاردن<sup>۷</sup> [۲۰] آزمایش‌هایی را بر روی پله‌ها ۳۰ و ۴۵ درجه با استفاده از ترموگرافی IR برای دامنه‌ی رینولدز از ۱۶۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ انجام دادند. این نویسندگان بهبود حرارت انتقال کمی را برای مورد  $p/e = 20$  گزارش دادند. چندین محقق مطالعات عددی را بر روی کانال دومی‌سیره انجام دادند که شامل پله‌های آشفته‌ساز است. این تحقیقات بر روی حل فیزیک جریان پیچیده در خم ۱۸۰ درجه و جریان‌های ثانویه ناشی از پله‌های آشفته‌ساز متمرکز شده است. یکی از این مطالعات توسط مارتا<sup>۸</sup> و موشیزاکی [۲۱] انجام شد که در آن

---

<sup>1</sup> Lee

<sup>2</sup> Jenkins

<sup>3</sup> Won

<sup>4</sup> Tanda

<sup>5</sup> Abram

<sup>6</sup> Astarita

<sup>7</sup> Cardone

<sup>8</sup> Murata

نویسندگان نتایج شبیه‌سازی بزرگ ادی (LES) را برای اثر جهت‌گیری پله در انتقال حرارت آشفته، گزارش داده‌اند. در این مطالعه، محدوده محاسباتی یک خم ۹۰ درجه را قبل از اینکه خنک‌کننده بر روی پله‌های آشفته‌ساز در مسیر اول، جریان یابد شامل می‌شود. نویسندگان گزارش دادند که انتقال حرارت در کانال دومسیره عمدتاً تحت تأثیر جریان‌های ثانویه ناشی از خم قرار دارد. لو<sup>۱</sup> و جیانگ<sup>۲</sup> [۲۲] تحقیقات تجربی و عددی را برای بررسی انتقال حرارت آشفته در یک کانال مستطیلی انجام دادند که در آن پله‌ها با زاویه‌های مختلف در مقابل جریان سیال قرار داشت. مدل توربولانس SST  $k - \omega$  انتخاب شده است و نتیجه‌گیری شد که انتقال حرارت با افزایش عدد رینولدز و کاهش گام پله افزایش می‌یابد. جانگ<sup>۳</sup> و همکاران [۲۳] محاسباتی را برای یافتن انتقال حرارت و میدان جریان در یک کانال دومسیره انجام دادند که دارای پله‌هایی است که در زاویه ۶۰ درجه با جریان بالک قرار دارند. به‌منظور حل جریان آشفته از یک مدل RANS همراه با RSM مرتبه دوم نزدیک به دیواره با مدل لزجت ادی دولایه  $k - \varepsilon$  ایزوتروپیک استفاده شد. نویسندگان گزارش دادند که آشفته‌سازهای زاویه‌دار باعث ایجاد آشفتنگی شدید به علت اثرات ترکیبی پله‌های زاویه‌دار و خم ۱۸۰ درجه گردید که به‌نوبه خود تأثیر قابل توجهی بر انتقال حرارت در مسیر دوم داشت. شیخ<sup>۴</sup> و همکاران [۲۴] بررسی‌های عددی را برای مطالعه جریان و انتقال حرارت سه‌بعدی در یک کانال U شکل با یک مقطع مربعی شامل پله آشفته‌ساز زاویه‌دار بر روی هر دو دیواره انجام دادند. این مطالعه عدد رینولدز بین ۲۵۰۰۰ تا ۳۵۰۰۰۰ را شامل شده و نویسندگان همچنین اثرات چرخش در انتقال حرارت را بررسی کردند. با توجه به طیف گسترده‌ی اعداد رینولدز مورد بررسی توسط نویسندگان، آن‌ها گزارش دادند که در اعداد رینولدز کمتر، گرادیان فشار ناشی از خم اثر غالب را در انتقال حرارت داشته و در اعداد رینولدز بیشتر جریان‌های ثانویه ناشی از پله، بر انتقال حرارت در خم و مسیر دوم را غالب است. در گذشته چندین مطالعه تجربی و عددی برای کشف انتقال حرارت و دینامیک سیال در یک کانال فرورفتگی دار انجام شده است. با این حال، داده‌های تجربی در مورد فرورفتگی‌ها در کانال دومسیره بسیار پراکنده است. یکی از این مطالعات توسط ژو<sup>۵</sup> و آچاریا<sup>۶</sup> [۲۵] انجام شد و آزمایشات انتقال جرم را روی کانال مربعی دومسیره با فرورفتگی نیمکره انجام دادند که با استفاده از تکنیک تصعید نفتالین انجام شد. مشاهدات رایج در بسیاری از مطالعات کانال فرورفتگی‌دار، نشان می‌دهد که کانال

<sup>1</sup> Lu

<sup>2</sup> Jiang

<sup>3</sup> Jang

<sup>4</sup> Shih

<sup>5</sup> Zhou

<sup>6</sup> Acharya

فرورفتگی دار انتقال حرارت کمتری نسبت به کانال پله‌دار دارد، اما هزینه فشار کمتری را دارد. این کیفیت فرورفتگی‌ها، آن را به یک گزینه دارای پتانسیل در مطالعات کانال ترکیبی تبدیل می‌کند که در آن می‌تواند به افزایش انتقال حرارت بیشتر کمک کند و درعین حال افت فشار کمتری نیز داشته باشد. کانال‌های ترکیبی یک مسیر شامل پله و فرورفتگی توسط چانگ<sup>۱</sup> و همکاران [۲۶] مورد بررسی قرار گرفته است. آن‌ها به بررسی تأثیرات پله‌های V شکل و فرورفتگی‌های استوانه‌ای با فاصله بسیار نزدیک برای اعداد رینولدز نسبتاً پایین (حداکثر عدد رینولدز ۳۰۰۰۰) پرداختند. این نویسندگان گزارش دادند که ترکیبی از پله‌ها و فرورفتگی‌ها باعث افزایش انتقال حرارت بیشتر در مقایسه با پله تنها است. یکی دیگر از مشاهدات جالب این بود که بهبود ناسلت نرمالیز شده با رابطه Dittus-Boelter، در طیف وسیعی از اعداد رینولدز مورد مطالعه، یکنواخت باقی مانده است. بسیاری از تجهیزات افزایش انتقال حرارت با کاهش ناسلت نرمالیز شده توسط افزایش عدد رینولدز، ناکارآمد می‌شوند و به این ترتیب برای کاربردهایی با عدد رینولدز بالا از جمله در توربین‌های زمینی کمتر مؤثر است. با این حال، حداکثر عدد رینولدز که توسط [۲۲] مورد مطالعه قرار گرفت هنوز برای نتیجه‌گیری کلی کم است. چوی<sup>۲</sup> و همکاران [۲۷] ویژگی‌های انتقال حرارت کانال ترکیبی (تک مسیر) را با پله ۴۵ درجه و فرورفتگی استوانه‌ای با استفاده از ترموگرافی کریستال مایع مورد مطالعه قرار دادند. کانال هموار دارای نسبت ابعاد ۲ و ۴ بود. شش پیکربندی در سه عدد رینولدز مورد مطالعه قرار گرفت و مشخص شد که کانال ترکیبی با نسبت ابعاد ۲ دارای بیشترین افزایش انتقال حرارت و بالاترین عملکرد هیدرولیکی حرارتی در مقایسه با سایر موارد است. یکی دیگر از مطالعات پارامتری که توسط چوی و همکاران [۲۸] انجام شده است، اثرات پیکربندی فرورفتگی را در افزایش انتقال حرارت در کانال‌های ترکیبی گزارش می‌کند. آن‌ها گزارش کردند که نسبت عمق به قطر فرورفتگی ۰/۲۲ بهترین نتیجه انتقال حرارت را دارد. ژانگ<sup>۳</sup> و همکاران [۲۹] تحقیق عددی انتقال جریان و انتقال حرارت را در مجرای مستطیلی با ترکیبی از پله ۹۰ درجه، فرورفتگی کروی و برآمدگی کروی انجام دادند. این نویسندگان ابعاد بهینه از برآمدگی و فرورفتگی را برای عملکرد هیدرولیکی حرارتی بالاتر تعیین کرده‌اند. اخیراً شن<sup>۴</sup> و همکاران [۳۰] مطالعه عددی جریان سیال و انتقال حرارت را در یک کانال U شکل با ترکیبی از پله ۹۰ درجه و فرورفتگی و ترکیبی از پله و برآمدگی انجام دادند. این نویسندگان به این

---

<sup>1</sup> Chang

<sup>2</sup> Choi

<sup>3</sup> Zhang

<sup>4</sup> Shen

نتیجه رسیدند که ترکیبی از پله و برآمدگی افزایش انتقال حرارت بیش تر از پله تنها در مقایسه با ترکیب پله و فرورفتگی نشان می دهد.

مطالعات بسیاری بر روی تکنیک‌های مختلف در یک گذرگاه داخلی برای افزایش سرعت انتقال حرارت و افزایش کارایی سیستم و کاهش بار حرارتی توربین‌های گازی انجام شده است. بیشتر تقویت انتقال حرارت بر لایه مرزی تأثیر می گذارد به طوری که آن را نازک تر کرده و یا تا حدی آن را شکسته، که اغلب باعث مقاومت بالاتر در برابر جریان می شود. تحقیقات قبلی نشان داده است که فرورفتگی‌ها می توانند افزایش قابل توجه انتقال حرارت را در کانال‌های محصور شده با هزینه افت فشار نسبتاً کم در مقایسه با انواع دیگر ابزار تقویت انتقال حرارت مانند فین‌ها، پین‌ها و پله‌های آشفته‌ساز، نشان دهند. برخلاف آشفته‌سازهای دیگر، انتقال حرارت از سطح دارای فرورفتگی افزایش یافته است، زیرا ساختارهای گردابه باعث افزایش اختلاط می شوند، سیال «سرد» را از خارج لایه مرزی حرارتی در تماس با دیوار قرار داده و انتقال حرارت را افزایش می دهند. لیگرانی<sup>۱</sup> و همکاران [۱] انواع مختلفی از تکنیک‌های تقویت انتقال حرارت را مقایسه کردند و نتیجه گرفتند که فرورفتگی‌ها عملکرد کلی بهتری را نسبت به پین فین، پله آشفته‌ساز و سایر سطوح زبری نشان می دهند. در طول چند دهه، فرورفتگی‌ها توجه زیادی را برای افزایش انتقال حرارت در گذرگاه‌های خنک‌کننده داخلی به دست آورده‌اند، زیرا آزمایش‌ها و محاسبات عددی بسیاری انجام شده است. بنکر<sup>۲</sup> و دانلان<sup>۳</sup> [۳۱] انتقال حرارت و ضریب اصطکاک را برای جریان‌های داخل لوله‌های دایروی با سطوح فرورفتگی دار با عمق‌ها و تراکم‌های سطح مختلف بررسی کردند. این مطالعه نخستین بینش را در مورد انتقال حرارت و اثرات اصطکاکی آرایش‌های مختلف فرورفتگی برای جریان‌های آشفته فراهم کرد. مون<sup>۴</sup> و همکاران [۳۲] افزایش انتقال حرارت با استفاده از سطوح محدب را به طور آزمایشگاهی اندازه‌گیری کردند. آنها نتیجه گرفتند که افزایش انتقال حرارت با استفاده از یک الگوی سطح محدب، در مقایسه با یک کانال بدون مانع، در اعداد رینولدز نسبتاً کم مؤثر است. لیگرانی و همکاران [۳۳] تجسم جریان، اندازه‌گیری فشار و سرعت را بر روی ساختار جریان دیوار فرورفتگی دار انجام دادند. آنها مشاهده کردند که یک جفت گردابه اولیه به طور منظم از مرکز هر فرورفتگی پرتاب شده و دو جفت گردابه ثانویه در نزدیکی لبه‌های عرضی هر یک از فرورفتگی‌ها تشکیل می شود. کیم<sup>۵</sup> و همکاران [۳۴] با استفاده از تکنیک TCL (کریستال مایع گذرا)، آزمایشات مربوط به ضرایب انتقال حرارت دقیق را در یک کانال

<sup>1</sup> Ligrani

<sup>2</sup> Bunker

<sup>3</sup> Donnellan

<sup>4</sup> Moon

<sup>5</sup> Kim

مستطیلی بدون مانع و فرورفتگی دار چرخان انجام داد. نتایج نشان داد که ضریب انتقال حرارت در سطح فرار بالاتر از سطح حمله است. سیلوا<sup>۱</sup> و همکاران [۳۵] ساختار جریان و انتقال حرارت افزایش یافته در جریان کانال با سطوح فرورفتگی را، که عمدتاً کاربرد هیت سینک در خنک‌سازی میکروالکترونیک در رژیم جریان لمینار بود، بررسی کردند. نتایج محاسبه شده، یک ارزیابی نسبی از تکنولوژی فرورفتگی برای بهبود انتقال حرارت در سیستم‌های میکروالکترونیک را فراهم کرد. وی<sup>۲</sup> و همکاران [۳۶] پیش‌بینی‌های عددی انتقال حرارت و ویژگی‌های جریان هیت سینک را با سطوح پله‌دار و فرورفتگی دار در جریان آرام انجام دادند. اطلاعات طراحی از این تحقیق، فرصت‌هایی را برای بهینه‌سازی عملکرد حرارتی هیت سینک بدون استفاده از آزمایش‌های پرهزینه و وقت‌گیر فراهم کرد. الیان و تفتی [۳۷] انتقال جریان و حرارت را در یک کانال با فرورفتگی و برآمدگی با LES (شبیه‌سازی‌های بزرگ‌ادی) مورد بررسی قرار دادند. مشخص شد که وقتی جریان پایدار و آرام باشد، ممکن است فرورفتگی‌ها و برآمدگی‌ها بر پایه هندسه مورد مطالعه، سطوح بادوام تقویت انتقال حرارت نباشند. رائو و همکاران [۳۸] جریان آشفته و انتقال حرارت در داخل کانال‌های پین‌فین-فرورفتگی را با استفاده از یک مدل آشفتگی قابل‌اجرا، مورد بررسی عددی قرار دادند. مشخص شد که عملکرد انتقال حرارت کنترلی کانال‌های پین‌فین-فرورفتگی بهبود یافته است و فرورفتگی‌های عمیق‌تر عدد ناسلت نسبتاً بالاتری را فراهم می‌کند. پارک<sup>۳</sup> و همکاران [۳۹]، ون<sup>۴</sup> و لیگرانی [۴۰]، ساختارهای آشفته و انتقال حرارت محلی بر روی سطوح فرورفتگی را با استفاده از نرم‌افزار FLUENT با مدل  $k - \epsilon$  قابل‌اجرا بدون توابع دیواره، پیش‌بینی کردند. آن‌ها ادعا کردند که به علت جابجایی جریان چرخشی و اتصال مجدد در داخل حفره‌های فرورفتگی و همچنین جریان ثانویه فوری و اختلاط، جفت گردابه، حاوی مقادیر افزایشی از نفوذادی برای حرکت و گرما است. شبیه‌سازی عددی تقویت انتقال حرارت در کانال‌های دومی‌سیره با پره توسط ژی و همکاران [۴۱، ۴۲] انجام شد. آن‌ها دریافتند که مزایای افزایش انتقال حرارت با استفاده از سطوح فرورفتگی دار و یا دارای برآمدگی قابل‌توجه است، حتی اگر کاهش فشار اضافی در نظر گرفته شود. از آثار ذکر شده فوق می‌توان دریافت که در میان روش‌های امکان‌پذیر خنک کردن پره‌های توربین، فرورفتگی‌های مختلف دارای مزایای بالقوه تقویت انتقال حرارت متوسط با هزینه کاهش فشار نسبتاً کم است. در سال‌های اخیر، تلاش‌های بیشتری برای تعیین تنظیمات مطلوب کانال‌های فرورفتگی انجام شده است. تحقیقات پیشین در مورد افزایش

---

<sup>1</sup> Silva

<sup>2</sup> Wee

<sup>3</sup> Park

<sup>4</sup> Won



انتقال حرارت از ردیف‌های فرورفتگی به‌طور عمده در فرورفتگی کروی و پارامترهای مرتبط، شامل قطر چاپ، عمق، فاصله ردیف و تنظیم ردیف بوده است. محمود و لیگرانی [۴۳] کارهای آزمایشی و عددی را در زمینه انتقال حرارت با فرورفتگی انجام دادند. داده‌های آزمایشی آن‌ها برای فرورفتگی‌ها با نسبت عمق مختلف نشان داد که افزایش در نرخ انتقال حرارت برای اعداد رینولدز مختلف، تقریباً در یک سطح باقی ماند، در حالی که با افزایش عدد رینولدز برای فرورفتگی‌های عمیق‌تر، افت فشار به‌طور قابل‌توجهی افزایش یافت. کیم<sup>۱</sup> و چوی [۴۴] به‌طور تجربی به بررسی اثر پیکربندی فرورفتگی در ضریب انتقال حرارت در یک کانال چرخان پرداختند. نتایج نشان داد که اگر سطح فرورفتگی به سطح انتهایی تبدیل شود، ضریب انتقال حرارت بر روی سطح فرورفتگی بالاتر است. علاوه بر این، ضریب انتقال حرارت بالاتر برای فرورفتگی‌های عمیق‌تر، کانال‌های باریک و یا فرورفتگی‌های پراکنده با همان قطر مشاهده شد. چانگ و همکاران [۴۵] انتقال حرارت برخورد جت را بر روی یک سطح محدب-مقعر بررسی کردند. تغییرات انتقال حرارت ناشی از تنظیم عدد رینولدز جت ( $Re$ ) و فاصله جدایی ( $S/D_j$ ) در محدوده  $5000 \leq Re \leq 15000$  و  $0.5 \leq S/D_j \leq 11$  به ترتیب با سه خروج از مرکزیت  $E/H = 0, 1/4, 1/2$ ، به ترتیب مورد بررسی قرار گرفتند. پارک و لیگرانی [۴۶] انتقال حرارت و ویژگی‌های جریان سیال را برای هفت سطح مختلف فرورفتگی در یک کانال به‌طور عددی پیش‌بینی کردند. آن‌ها دریافتند که بالاترین میزان افزایش گرما و مهم‌ترین افزایش‌های محلی و کلی لزجت ادی برای مؤمنتم و نفوذ ادی برای گرما توسط فرورفتگی‌های کروی و فرورفتگی استوانه‌ای ایجاد شده است. جردن<sup>۲</sup> و رایت<sup>۳</sup> [۴۷] افزایش انتقال حرارت یک کانال مستطیلی ( $AR=3:1$ ) را با فرورفتگی‌های  $V$  شکل با استفاده از تکنولوژی جدید TSP (رنگ حساس به حرارت) به‌صورت آزمایشگاهی مطالعه کردند. نتایج نشان داد که طراحی فرورفتگی‌های  $V$  شکل ارائه‌شده، جایگزین امیدوارکننده‌ای برای پله‌های سنتی یا فرورفتگی‌های نیمه کروی است. با توجه به کارهای فوق، ممکن است بتوان فرورفتگی با عملکرد حرارتی بهتری را در مقایسه با فرورفتگی‌های کروی معمولی تحت شرایط خاص پیدا کرد. چن و همکاران [۴۸] به‌صورت عددی افزایش انتقال حرارت در جریان آشفته کانال با یک سطح فرورفتگی را تحلیل کردند. مطالعات آن‌ها نشان داد که افزایش انتقال حرارت به‌شدت به جریان ثانویه تشدید شده و ساختارهای گردابه در لایه پایین‌دست فرورفتگی‌های نامتقارن مرتبط است. آزمایش انجام‌شده توسط کانوک جارویجیت<sup>۴</sup> و مارتینز بوتس<sup>۵</sup> [۴۹] نشان داد که شکل

<sup>1</sup> Kim

<sup>2</sup> Jordon

<sup>3</sup> Wright

<sup>4</sup> Kanokjaruvijit

<sup>5</sup> Martinez botas

نیم کروی با توجه به اقتصاد، تولید و افت فشار، باید انتخاب بهتری باشد. تحقیق در مورد اثر هندسه فرورفتگی نشان داد که فرورفتگی نیم کروی و خمیده بیضی شکل، عملکرد چندان متفاوتی ندارند. اخیراً توجهات به ساختار جریان و افزایش انتقال حرارت توسط ترکیبی از فرورفتگی‌های کروی و برآمدگی در کانال‌های مستطیلی معطوف شده است. الشروف<sup>۱</sup> و همکاران [۵۰] به صورت عددی به بررسی اثر ترکیبی فرورفتگی کروی و برآمدگی بر جریان و انتقال حرارت یک کانال مستطیلی کم عمق در رژیم جریان آرام پرداختند. افزودن یک برآمدگی در پایین دست فرورفتگی باعث افزایش ۳۰ درصدی تقویت انتقال حرارت در بالای آن می شود که برای هر برآمدگی جداگانه بدون هیچ گونه افزایش در میزان افت فشار رخ می دهد. هاوان<sup>۲</sup> و همکاران [۵۱] انتقال حرارت محلی و عملکرد حرارتی را بر روی دیوارهای فرورفتگی-برآمده برای مبدل‌های حرارتی بررسی کردند. آن‌ها دریافتند که جریان‌های ثانویه متنوع تولید شده از فرورفتگی-برآمدگی همسو می شوند و گردابه ناشی از بالادست، به شدت بر الگوی پایین دست در دیوارهای الگوی یک طرفه تأثیر می گذارند. ژانگ<sup>۳</sup> و همکاران [۵۲] از فرورفتگی و برآمدگی به طور موفقیت آمیزی برای کنترل ضخامت لایه مرزی و ساختارهای جریان استفاده کردند.

### ۲-۳- نمونه هندسه‌های مختلف

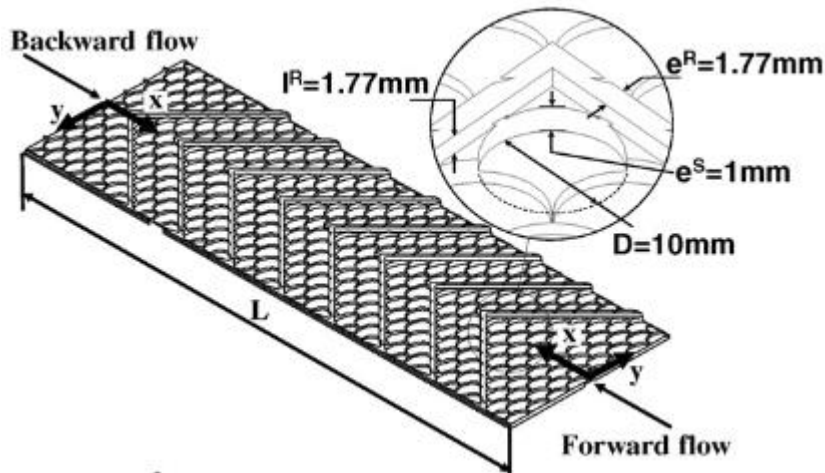
چانگ<sup>۴</sup> و همکاران [26] در سال ۲۰۰۸ یک سیستم نوین افزایش انتقال حرارت را ارائه کردند که در آن پولک‌های عمیق و پله‌های ۷ شکل، باهم ترکیب شده بودند. در محدوده اعداد رینولدز از ۱۰۰۰ تا ۳۰۰۰۰، عملکرد انتقال حرارت و افت فشار در کانال مستطیلی ترکیبی با جریان‌های بالک از جلو و عقب آزمایش شدند (شکل ۲-۱).

<sup>1</sup> Alshroof

<sup>2</sup> Hwang

<sup>3</sup> Zhang

<sup>4</sup> Chang



شکل ۲-۱: جزئیات هندسی سیستم ترکیبی زیر شده با دنده ۷ شکل و پولک [۲۶]

عدد ناسلت متوسط برای جریان توسعه یافته ( $\overline{Nu}$ ) با میانگین گرفتن داده‌های ناسلت محلی که در محل پله‌های میانی جمع‌آوری شدند، به دست آمد.  $Nu_\infty$  مقدار ناسلت برای جریان توسعه یافته در تیوب با دیواره بدون مانع می‌باشد. رابطه  $\overline{Nu}$  با عدد رینولدز به صورت معادلات (۲-۱) و (۲-۲) به دست آمد:

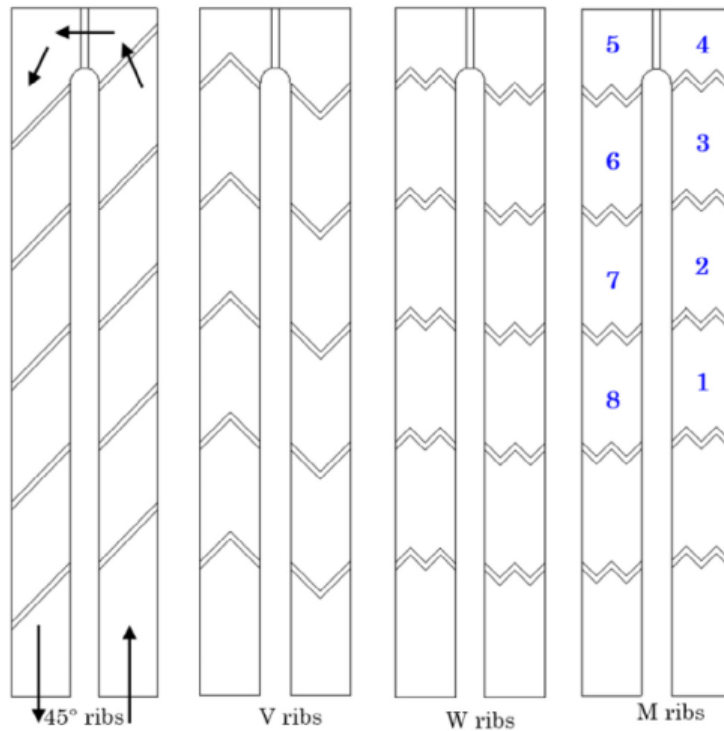
$$\overline{Nu} = 0.157 \times Re^{0.787} \quad (\text{برای جریان جلو}) \quad (۲-۱)$$

$$\overline{Nu} = 0.49 \times Re^{0.649} \quad (\text{برای جریان عقب}) \quad (۲-۲)$$

اثرات افزایش انتقال حرارت که با  $\overline{Nu}/Nu_\infty$  نشان داده شده برای جریان‌های از جلو و از عقب به ترتیب به صورت ۹/۵-۱۳/۶ و ۹-۱۲/۳ در رژیم آرام و ۶/۸-۶/۳ و ۵/۷-۴/۳ در جریان آشفته بود. در واقع در اعداد رینولدز کمتر از ۳۰۰۰ نسبت  $\overline{Nu}/Nu_\infty$  با افزایش عدد رینولدز افزایش یافته و در اعداد رینولدز بین ۳۰۰۰ تا ۳۰۰۰۰ با افزایش عدد رینولدز کاهش می‌یابد. نسبت  $\overline{Nu}/Nu_\infty$  برابر ۶/۸ در عدد رینولدز ۳۰۰۰ با جریان روبه جلو در کانال مطالعه شده بالاترین سطح را در میان تمام ابزار افزایش انتقال حرارت تک و ترکیبی تا آن زمان داشته‌اند. اثرات عدد رینولدز بر  $\overline{Nu}$  در سیستم ترکیبی این مطالعه به میزان قابل توجهی محدوده عدد رینولدز مؤثر را برای افزایش انتقال حرارت گسترش داد. سیستم ترکیبی ارائه شده هزینه افت فشار بالایی دارد با نسبت  $C_f/C_{f\infty}$ ، ۲۴ و ۳۷ به ترتیب برای جریان آشفته به سمت جلو و به سمت عقب. اما اثرات مهم افزایش انتقال حرارت هزینه افت فشار را جبران می‌کند.  $C_f$  ضریب اصطکاک فانیگ و  $C_{f\infty}$  ضریب اصطکاک فانیگ برای جریان توسعه یافته در تیوب با دیواره بدون مانع می‌باشد.

سینگ و همکاران [۵۳] مطالعه تجربی و عددی جریان و انتقال حرارت را در یک کانال دومیسیره با هندسه‌های مختلف پله انجام دادند. عملکرد هیدرولیکی حرارتی چهار پله مختلف، ۴۵ درجه،  $V$ ،  $W$  و  $M$  شکل در شکل ۲-۲ گزارش شده و مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. آزمایشات بر روی عدد رینولدز از ۱۹۵۰۰ تا ۶۹۰۰۰ انجام شد. نسبت ابعاد کانال ۱:۱ (مربع)، نسبت گام به ارتفاع پله  $(p/e)$  ۱۶ و نسبت ارتفاع به قطر هیدرولیکی کانال  $(e/D_h)$  ۰/۱۲۵ بود. توزیع دقیق عدد ناسلت در دیواره پله‌دار با استفاده از ترموگرافی کریستال مایع گذرا به دست آمد. برای درک دقیق ضرایب انتقال حرارت اندازه‌گیری شده آزمایشگاهی، شبیه‌سازی‌های عددی (با استفاده از ANSYS Fluent) برای حل میدان جریان پیچیده متشکل از اشکال پله آشفته‌ساز انجام شد. برای شبیه‌سازی‌های عددی نسخه قابل اجرا از مدل توربولانس  $k - \epsilon$  به دلیل توانایی آن برای پیش‌بینی جریان‌های مجزای پشت پله انتخاب شد. همچنین شبیه‌سازی CFD با فشار اندازه‌گیری شده در آزمایش در چندین نقطه‌ی کانال دو گذر، اعتبارسنجی شد. علاوه بر اعتبارسنجی جریان، نتایج انتقال حرارت عددی به دست آمده با نتایج تجربی ارزیابی و مقایسه شده و بحث در مورد نقش جریان‌های ثانویه، انرژی جنبشی آشفته و غیره برافزایش تقویت انتقال حرارت به علت حضور پله‌ها ارائه شد.

مشخصات اصطکاکی و انتقال حرارت با دو روش ارائه شده است: ۱- انتقال حرارت نرمالیزه با رابطه Dittus-Boelter برای جریان آشفته توسعه‌یافته در مجرای دایروی هموار  $(Nu/Nu_0)$  و ضریب اصطکاک نرمالیزه با رابطه بلازیوس (برای ضریب اصطکاک در کانال هموار)  $(f/f_0)$  ۲- انتقال حرارت نرمالیزه با کانال هموار  $(Nu/Nu_s)$ ، ضریب اصطکاک نرمالیزه با کانال هموار  $(f/f_s)$ .



شکل ۲-۲: چهار شکل پله مورد مطالعه [۵۳]

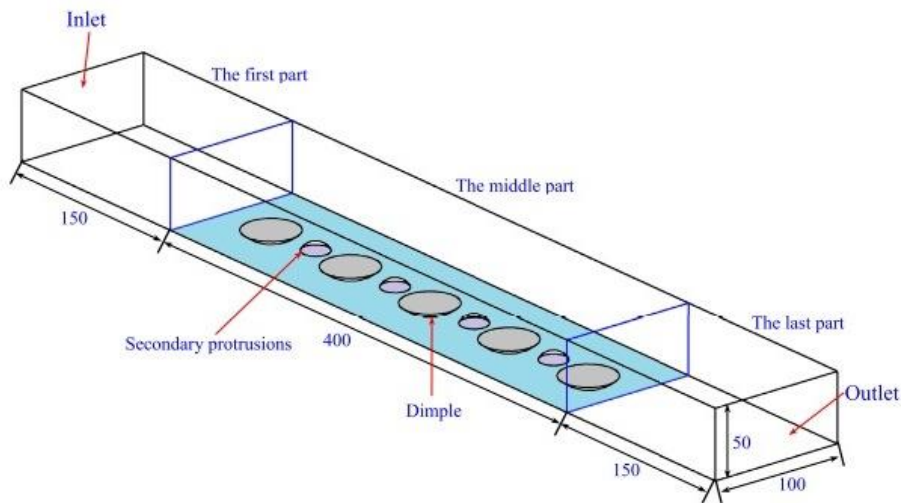
مشاهده شد که پله‌های V- شکل و پله‌های ۴۵ درجه در مقایسه با پله‌های W و M شکل، افزایش انتقال حرارت و عملکرد هیدرولیکی حرارتی بالاتری دارند و نتایج پله‌های ۴۵ درجه و V شکل به هم نزدیک است. همچنین  $Nu/Nu_s$  برای همه پله‌ها پایین‌تر از مقادیر  $Nu/Nu_0$  متناظر است. اما عملکرد هیدرولیکی حرارتی ( $THP_s$  و  $THP_0$ ) برای هر شکل پله یکسان هستند.

لیو<sup>۱</sup> و همکاران [۵۴] خصوصیات جریان و عملکرد انتقال حرارت کانال‌های فرورفتگی مستطیلی با برآمدگی‌های ثانویه از نظر عددی بررسی و مقایسه کردند. آرایش ویژه یک حفره فرورفتگی معمولی است که یک برآمدگی کوچک ثانویه در بالادست آن قرار دارد. پارامترهای اصلی در نظر گرفته شده نسبت ارتفاع و موقعیت نسبی برآمدگی‌های ثانویه است. جریان‌های توربولنت سیال و نتایج انتقال حرارت سطح با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی با یک مدل آشفتگی  $k-\epsilon$  RNG<sup>۲</sup> معتبر در هشت کانال مستطیل شکل با چینش‌های مختلف برآمدگی ثانویه به دست آمد. کانال‌ها به دو گروه تقسیم شدند. یک گروه برای بررسی تأثیر ارتفاع برآمدگی‌ها (گروه B) و گروه دیگر موقعیت نسبی بین برآمدگی‌ها و فرورفتگی‌ها که با زاویه نسبی ( $\theta$ ) بیان شده است (گروه C). تمام نتایج تحت جریان پایا با محدوده اعداد رینولدز از ۵۰۰۰ تا ۲۵۰۰۰ تعیین شد. شکل ۲-۳ تصویر شماتیک

<sup>۱</sup> Liu

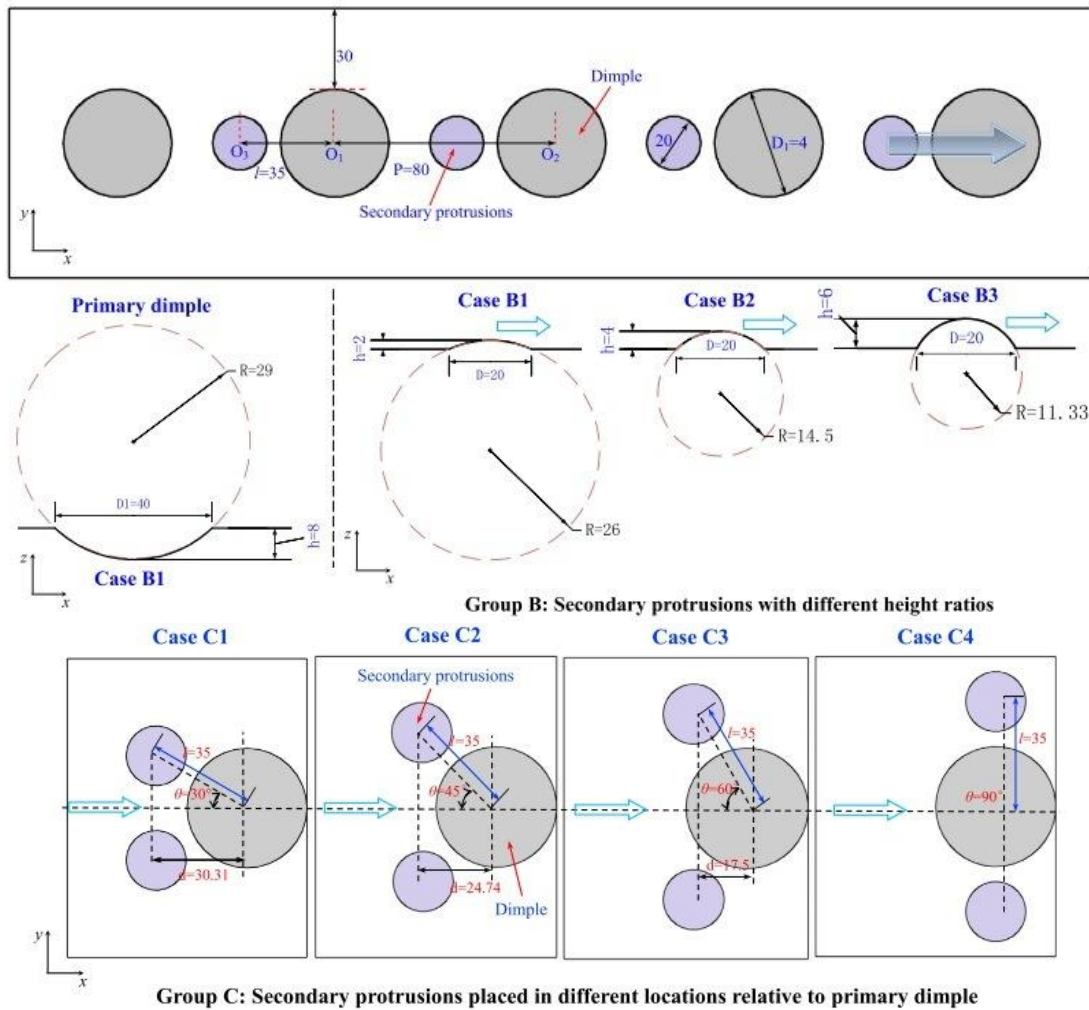
<sup>۲</sup> Re-Normalization Group

کانال مستطیلی با برآمدگی‌های ثانویه را نشان می‌دهد. جزئیات اشکال و ابعاد فرورفتگی‌ها، برآمدگی‌ها و کانال در شکل (۷-۲) نشان داده شده است.



شکل ۲-۳: تصویر شماتیک کانال مستطیلی با برآمدگی‌های ثانویه، همه ابعاد به میلیمتر است [۵۴]

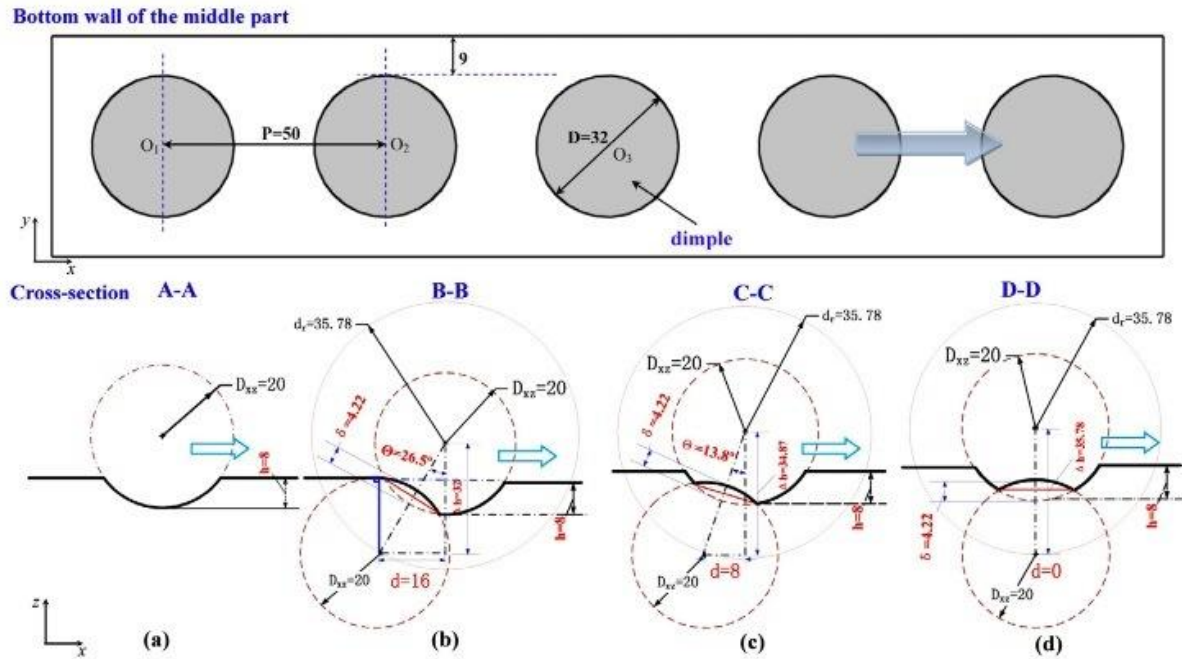
آن‌ها نتیجه گرفتند که برآمدگی‌های ثانویه موجب ایجاد جریان‌های رو به پایین و کاهش وسعت جریان‌های چرخشی در مجاورت فرورفتگی اولیه می‌شوند و سپس انتقال حرارت متوسط محلی از سطح فرورفتگی اولیه به میزان زیادی بهبود می‌یابد. علاوه بر این، برآمدگی‌های ثانویه می‌توانند اتصال مجدد را بهبود بخشیده و ساختارهای گردابه خروجی از فرورفتگی را تقویت کنند. انتقال حرارت با افزایش ارتفاع برآمدگی‌های ثانویه افزایش می‌یابد، اما افت فشار نیز به‌طور قابل‌توجهی افزایش می‌یابد. بزرگ‌ترین ضریب بهبود سطحی  $Nu/Nu_0/(f/f_0)$  با نسبت عمق  $0/1$  و بزرگ‌ترین ضریب بهبود حجمی  $Nu/Nu_0/(f/f_0)^{1/3}$  حاصل از نسبت عمق  $0/2$  است. در صورتی که برآمدگی‌ها در نزدیکی منطقه مرکزی قرار گرفته باشند، همان‌طور که در مورد C1 وجود دارد، ساختار گردابه که در پایین دست برآمدگی‌های ثانویه شکل گرفته در فرورفتگی باقی‌مانده و توسعه می‌یابد. عمل ساختارهای گردابه می‌تواند اختلاط آشفته را در پایین دست فرورفتگی بهبود بخشد. با یک برآمدگی ثانویه که از خط مرکزی فاصله دارد، افزایش انتقال حرارت ضعیف است. تقویت انتقال حرارت و مزایای عملکرد حرارتی کلی یک کانال فرورفتگی با برآمدگی‌های ثانویه در مقایسه با کانال‌های فرورفتگی مرسوم مشهود است اما با هزینه افزایش افت فشار همراه است (شکل ۲-۴).



شکل ۲-۴: هشت کانال با فرورفتگی با برآمدگی‌های متفاوت یا آرایش متفاوت [۵۴]

ژی<sup>۱</sup> و همکاران [۵۵] خصوصیات جریان و عملکرد انتقال حرارت را برای یک کانال مستطیلی فرورفتگی با برآمدگی داخلی، در اعداد رینولدز از ۷۵۰۰ تا ۲۷۵۰۰ به صورت عددی بررسی کردند. هدف این بود که اختلاط جریان و انتقال حرارت مربوطه، به خصوص در منطقه گردش جریان، جایی که انتقال حرارت در یک فرورفتگی معمولی بسیار پایین است، افزایش یابد. نتایج حاصل از جریان آشفته سیال و انتقال حرارت با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی با مدل آشفتگی  $k - \epsilon$  RNG به دست آمد. همان‌طور که در شکل ۲-۵ دیده می‌شود چهار کانال فرورفتگی با برآمدگی داخلی متفاوت طراحی شدند. مکان‌های برآمدگی که در حفره فرورفتگی در امتداد جریانی قرار دارند، پارامترهای اصلی طراحی هستند.

<sup>۱</sup> Xie

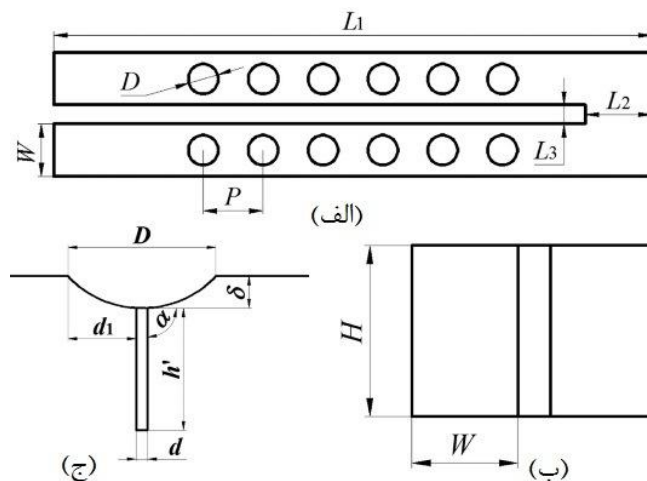


شکل ۲-۵: چهار شکل متفاوت فرورفتگی [۵۵]

که در شکل فوق: Case A (a): فرورفتگی معمولی؛ Case B (b):  $d = 16, \Delta h = 32, \theta = 26.5^\circ$ ; Case (c):  $d = 8, \Delta h = 34.87, \theta = 13.8^\circ$ ; Case D (d):  $d = 0, \Delta h = 35.78, \theta = 0$ . تمام ابعاد به میلیمتر است. در این مطالعه ساختار فرورفتگی با برآمدگی داخلی، جریان‌های چرخشی را در قسمت‌های بالادست فرورفتگی‌ها مهار می‌کند. جریان‌های چرخشی در مقیاس کوچک عمدتاً در اطراف برآمدگی‌های داخلی توزیع می‌شوند. علاوه بر این، جداسازی و اتصال مجدد جریان نیز با اضافه کردن برآمدگی‌های داخلی تغییر می‌کنند و خروج از فرورفتگی‌ها در مقایسه فرورفتگی‌های کروی معمولی (مورد A) تضعیف می‌شود. این فرورفتگی‌ها به‌طور قابل‌ملاحظه‌ای انتقال حرارت متوسط محلی را از سطح منحنی فرورفتگی با سرکوب جریان‌های چرخشی و افزایش انتقال حرارت در قسمت‌های بالادست فرورفتگی‌ها، بهبود می‌بخشند. فرورفتگی با برآمدگی داخلی همچنین دارای مزیت کاهش هزینه افت فشار نسبت به کانال‌های کروی معمولی (مورد A) دارند. مورد D (برآمدگی داخلی درست در مرکز فرورفتگی متناظر است)، بهترین عملکرد حرارتی کلی را از نظر پارامتر  $Nu/Nu_0/(f/f_0)^{1/3}$  (ضریب بهبود حجمی) برای همه اعداد رینولدز در نظر گرفته شده به دست می‌دهد. مورد B (فاصله افقی بین مرکز برآمدگی داخلی و فرورفتگی ۱۶ میلیمتر است)، به علت ساختار خاص هندسی، بالاترین انتقال حرارت را با بزرگ‌ترین هزینه افت فشار در اعداد رینولدز نسبتاً بالا فراهم می‌کند که باعث می‌شود برخورد جریان در پایین دست قوی‌تر شود. عملکرد کلی حرارتی به‌وضوح توسط فرورفتگی با برآمدگی داخلی در مقایسه با فرورفتگی‌های کروی معمولی بدون افزودن مناطق گرم شده، بهبود می‌یابد.



روش‌های خنک‌کننده داخلی و خارجی عمدتاً در پره‌های توربین گاز ترکیب شده‌اند که در آن کانال‌های مارپیچ برای خنک‌سازی داخلی بیشتر معمول است. ساختار فرورفتگی یک رویکرد تقویت انتقال مؤثر در کانال خنک‌کننده به علت مزیت قابل توجه آن در هزینه فشار است. استخراج توده از سوراخ مکنده<sup>۱</sup> روی سطح کانال خنک‌کننده برای تشخیص خنک شدن فیلم، اجتناب‌ناپذیر است. هدف از مطالعه شن<sup>۲</sup> و همکاران [۵۶]، آنالیز عددی اثر سوراخ خروجی بر یک گذرگاه داخلی U شکل با ساختارهای فرورفتگی است. روش RANS و LES هر دو به‌عنوان مدل عددی برای ارائه جریان دقیق و داده‌های انتقال حرارت به ارائه شد. کانال مستطیلی U شکل مورد بررسی شامل دو گذر (پاس) و یک خم ۱۸۰ درجه با نسبت ارتفاع به عرض ۲ است. شکل ۲-۶ جزئیات ابعاد کانال را نشان می‌دهد. موقعیت‌های مختلف سوراخ مکنده و زاویه نصب به‌عنوان ساختار مطلوب نسبی در این مقاله به دست آمدند. کانال‌ها در سه گروه دسته‌بندی شدند. گروه اول (Case 1) کانال هموار، گروه دوم (Case 2) کانال با فرورفتگی و گروه سوم (Case 3 تا Case 9) کانال با فرورفتگی و سوراخ مکنده است. تفاوت کانال‌های گروه سوم در موقعیت ( $d_1$ ) و زاویه نصب ( $\alpha$ ) سوراخ‌های مکنده می‌باشد.



شکل ۲-۶: توصیف دقیق ابعاد کانال (الف) هندسه پلان کانال (ب) هندسه سطح مقطع کانال (ج) هندسه فرورفتگی و سوراخ مکنده [۵۶]

نتایج نشان داد که نرخ انتقال حرارت در مسیر دوم نسبت به مسیر اول با افزایش قابل توجه انتقال حرارت توسط فرورفتگی، بالاتر است. سوراخ خروجی ویژگی‌های جریان در داخل حفره فرورفتگی و بین ردیف‌های فرورفتگی را تغییر داده و افزایش نرخ انتقال حرارت را نتیجه داد. با مقایسه موارد مختلف سوراخ مکنده، مواردی که سوراخ‌های مکنده در داخل حفره فرورفتگی نصب شده، به‌طور قابل توجهی دارای نرخ انتقال حرارت

<sup>1</sup> Bleed holes

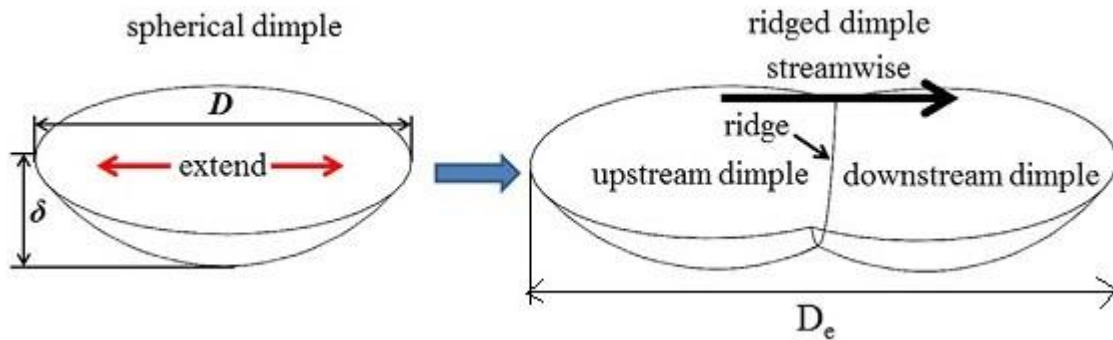
<sup>2</sup> Shen

بیشتری نسبت به موارد دیگر هستند. برای هزینه فشار، کانال فرورفتگی با یا بدون سوراخ، دارای نسبت اصطکاک بسیار کمتری نسبت به کانال پله‌ای معمول است. عملکرد حرارتی کانال فرورفتگی با سوراخ مکنده (چکه‌ای) با کانال معمولی پله‌ای و کانال پین فین قابل مقایسه است. پس از اثر استخراج جریان از سوراخ، عملکرد بهتر در نسبت اصطکاک و عملکرد حرارتی به دست آمد.

به‌عنوان یک ساختار نوآورانه، فرورفتگی‌های مرزدار<sup>۱</sup> دارای پتانسیل بالایی برای افزایش انتقال حرارت هستند. این نوع فرورفتگی در شکل ۲-۷ نشان داده شده است. در مطالعه ژنگ<sup>۲</sup> و همکاران [۵۷]، اثرات فرورفتگی‌های مرزدار بر روی انتقال حرارت، ویژگی‌های جریان و تولید آنتروپی در یک کانال خنک‌کننده مستطیلی هوا با نسبت ابعاد ۲:۱ به صورت عددی بررسی شد. تجزیه و تحلیل مقدماتی و جامع با توجه به تأثیرات گسترش نسبت  $r = D_e/D$  و عدد رینولدز  $Re$  و نیز مقایسه با نتایج حاصل از فرورفتگی کروی، انجام شد. نشان داده شد که وقتی فرورفتگی‌های مرزدار مورد استفاده قرار می‌گیرد، انتقال حرارت در مقایسه با فرورفتگی کروی، بیشتر افزایش می‌یابد و با افزایش  $r$ ، اثر آن به‌طور قابل توجهی افزایش می‌یابد. فرورفتگی کروی عمدتاً روی دیواره فرورفتگی تأثیر می‌گذارد، درحالی‌که اثر فرورفتگی‌های مرزدار بر افزایش انتقال حرارت عمدتاً در دیواره‌های جانبی و دیواره بالایی منعکس می‌شود. علاوه بر این، سطح مناطق با دمای بالا در مرزهای جانبی همه‌ی دیواره‌ها با افزایش  $r$  به‌طور قابل توجهی کاهش می‌یابد. علاوه بر این، انرژی جنبشی آشفته TKE کل، در دامنه فرورفتگی کروی در سطح نسبتاً پایینی است. هنگامی که فرورفتگی‌های مرزدار به کار گرفته شدند، منطقه‌ی قابل توجهی از TKE بالا در دامنه بالای دیوار فرورفتگی تشخیص داده شد و سهم منطقه با TKE بالا در این دامنه با افزایش  $r$  افزایش یافت. علاوه بر این، متوسط نرخ تولید آنتروپی انتقال حرارت و نرخ تولید آنتروپی کل، به‌طور قابل ملاحظه‌ای با به‌کارگیری فرورفتگی‌های مرزدار کاهش یافت، درحالی‌که افزایش کمی در متوسط نرخ تولید آنتروپی اصطکاک مشخص شد. به‌کارگیری فرورفتگی‌های مرزدار به‌طور قابل توجهی حداکثر دمای دیوار را کاهش داده و یکنواختی دما را به‌طور قابل ملاحظه‌ای بهبود بخشید و با افزایش  $r$ ، برای عملیات ایمن و پایدار دستگاه‌های مهندسی بسیار مفید است.

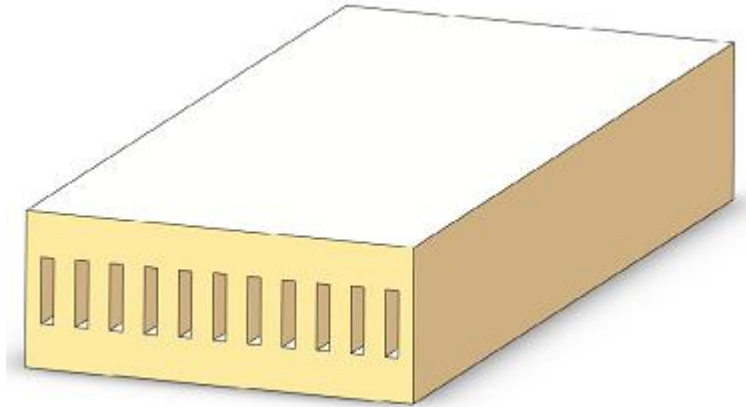
<sup>1</sup> Ridged dimples

<sup>2</sup> Zheng

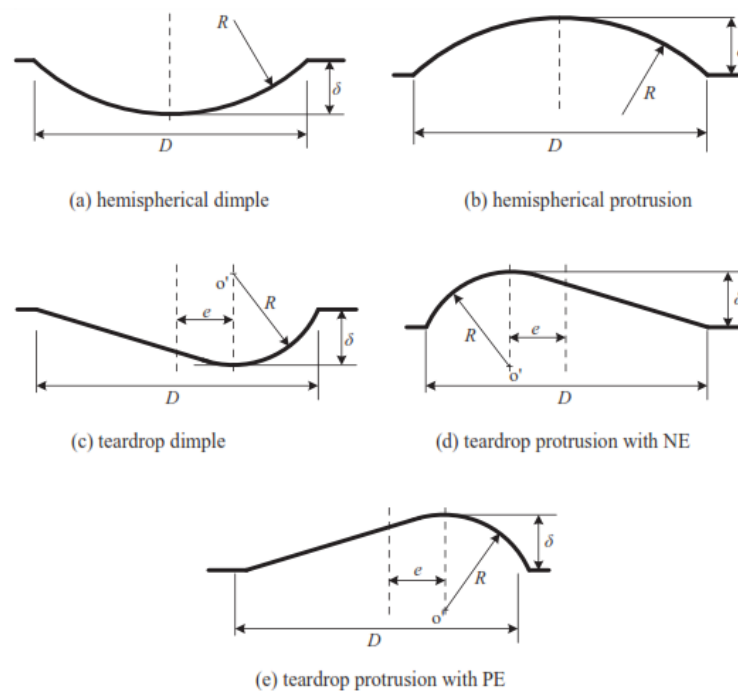


شکل ۲-۷: معرفی فرورفتگی مرزدار [۵۷]

در مطالعه ژئ و همکاران [۵۸] برای هندسه هیت سینک شکل ۲-۸ مشخصات جریان و انتقال حرارت در فرورفتگی‌ها (فرورفتگی) و برآمدگی‌های به شکل اشک با خروج از مرکزیت‌های مختلف بررسی و با فرورفتگی و برآمدگی نیم‌کره مقایسه شد. مدل  $k - \epsilon$  آشفته به همراه عملکرد دیوار تقویت شده به کار گرفته شد و اعتبارسنجی استقلال از مش انجام شد. نتیجه نشان داد در فرورفتگی و برآمدگی با خروج از مرکزیت مثبت (PE) جریان به راحتی سطح اشک مانند را پوشش داده و با انرژی بیشتر به سمت عقب پیش می‌رود. با افزایش عدد رینولدز،  $Nu/Nu_0$  به طور یکنواخت کاهش می‌یابد و برای برآمدگی‌های اشک مانند وقتی  $e/D_h$  از ۰/۴ به ۰/۴ افزایش می‌یابد،  $Nu/Nu_0$  افزایش می‌یابد. اما در فرورفتگی اشک مانند وقتی  $e/D_h$  از صفر به ۰/۱ تغییر می‌کند،  $Nu/Nu_0$  به آرامی کاهش می‌یابد و وقتی  $e/D_h$  بزرگ‌تر از ۰/۱ است، افزایش می‌یابد. در برآمدگی‌های اشک مانند با افزایش رینولدز و  $e/D_h$ ، کاهش  $f/f_0$  می‌یابد. اما برای فرورفتگی اشک مانند، وقتی  $e/D_h < 0.2$ ،  $f/f_0$  با افزایش عدد رینولدز افزایش می‌یابد، وقتی  $e/D_h = 0.2$  تغییری نمی‌کند و وقتی  $e/D_h > 0.2$  کاهش می‌یابد. مقدار  $f/f_0$  برای  $e/D_h = 0.3$  وقتی اعداد رینولدز از ۷۰۰۰ تا ۹۰۰۰ تغییر می‌کند به آرامی افزایش می‌یابد (شکل ۲-۹). در برآمدگی هر چه مرکز برآمدگی به طرف پایین دست حرکت می‌کند، عملکرد حرارتی (TP) به تدریج افزایش می‌یابد. در حالی که برای فرورفتگی مقدار TP در  $e/D_h = 0.1$  حداقل است و وقتی  $e/D_h > 0.1$  افزایش می‌یابد. زمانی که  $e/D_h = 0.4$ ، TP برای فرورفتگی و برآمدگی ماکزیمم است. از نظر افزایش انتقال حرارت و ذخیره انرژی، فرورفتگی و برآمدگی به شکل اشک عملکرد خوبی برای اعداد رینولدز پایین داشته است.



شکل ۲-۸: هندسه هیت سینک [۵۸]



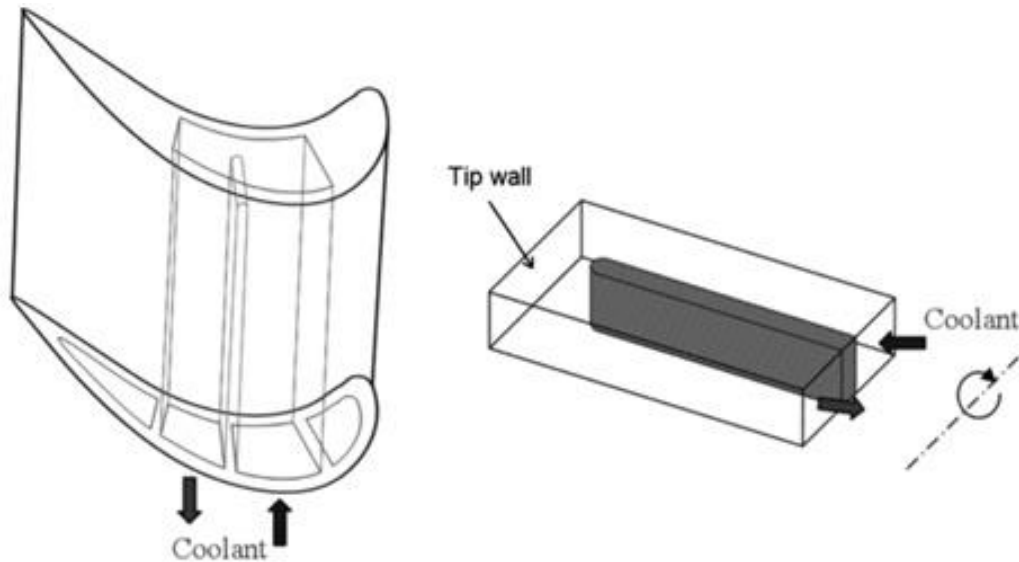
شکل ۲-۹: پارامترهای هندسی ساختارهای مختلف (جهت جریان از چپ به راست است) [۵۸]

وانگ<sup>۱</sup> و همکاران [۵۹] انتقال حرارت و افت فشار در ناحیه چرخش جریان در یک کانال دو گذر را به صورت آزمایشگاهی مورد بررسی قرار دادند (شکل ۲-۱۱). روش ترموگرافی کریستال مایع برای اندازه گیری نرخ انتقال حرارت محلی استفاده شد. هشت مورد از جمله یک سطح بدون مانع و هفت سطح مختلف سخت شده با پله مورد آزمایش قرار گرفتند. اعداد رینولدز تست شده به ترتیب ۲۰۰۰۰ و ۲۶۰۰۰ است. این کانال مربوط به خنک کننده داخلی پره توربین گازی است (شکل ۲-۱۰). نتایج نشان داد که انتقال حرارت روی دیوار بیرونی بدون مانع تحت تأثیر برخورد جریان قرار دارد. هنگامی که پله‌ها بر روی دیوار بیرونی قرار گرفتند، الگوهای

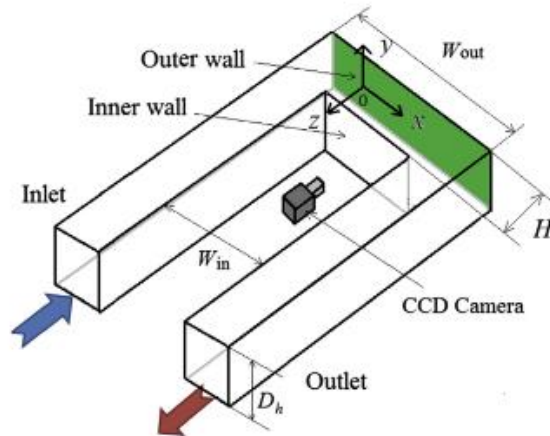
---

<sup>1</sup> Wang

انتقال حرارت به طور قابل توجهی تغییر کردند. باین حال، حضور پله‌ها انتقال حرارت را با هزینه‌ی افزایش انتقال حرارت غیریکنواخت و افت فشار، افزایش می‌دهد. به منظور ارائه تنظیمات پله بهینه، عملکرد حرارتی ارزیابی شد تا انتقال حرارت افزایش یافته و افت فشار افزایش یافته را متعادل کند. نتایج را می‌توان برای توسعه تکنیک‌های خنک‌کننده در توربین‌های گاز و اعتبارسنجی شبیه‌سازی‌های عددی استفاده کرد.



شکل ۲-۱۰: یک کانال خنک‌کننده دومسیره داخل پره توربین [۵۹]



شکل ۲-۱۱: تصویر شماتیک از کانال مورد آزمایش [۵۹]

## ۲-۴- ضرورت انجام پژوهش

امروزه کاربرد وسیع توربین‌های گازی به‌ویژه در توربین‌های نیروگاهی و موتورهای جت، سازندگان را بر آن می‌دارد تا بتوان بیشتری از توربین‌ها به دست آورند. لازمه این امر بالا رفتن دمای گازهای ورودی توربین می‌باشد. که این دماهای بالا خارج از حد تحمل آلیاژها می‌باشند و باعث به وجود آمدن معایب ساختاری

می‌گردد و طول عمر پره را کاهش می‌دهد. در این پژوهش سعی بر آن است تا انتقال حرارت طرح خنک‌کننده را افزایش و معایب ایجادشده در دمای بالا را کاهش دهیم. از این رو انجام هر پژوهش و مطالعه‌ای که سبب افزایش انتقال حرارت از سطح طرح خنک‌کننده شود، مفید واقع می‌شود.

## ۲-۵- روش تحقیق

در این پژوهش سیستم خنک‌کننده پره‌های توربین گاز مورد بررسی قرار گرفته است. ابتدا کانال‌های داخلی سیستم خنک‌کننده پره‌ی توربین شبیه‌سازی شده و سپس با تحلیل عددی به کمک نرم‌افزارهای تجاری به ارائه‌ی روشی برای افزایش میزان انتقال حرارت از پره‌های توربین با استفاده از پله‌های منحنی شکل، با تغییر در هندسه کانال‌های داخلی پره، پرداخته شده است.

## فصل ۳ روش تحقیق

## ۳-۱- مقدمه

قدم‌های هر شبیه‌سازی عبارت‌اند از آماده‌سازی هندسه، شبکه‌بندی و انتخاب روش حل، در این فصل پس از ارائه معادلات حاکم و روش‌های گسسته‌سازی، اطلاعاتی هندسه و شبکه تولیدشده روی آن شرح داده خواهد شد.

## ۳-۲- معادلات حاکم

معادلات پیوستگی (۱-۳)، ممنتوم (۲-۳) و انرژی (۳-۳) برای یک سیال تراکم‌ناپذیر به ترتیب به صورت زیر نوشته می‌شوند [۵۵].

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (1-3)$$

$$\frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (2-3)$$

$$\frac{\partial u_i T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3-3)$$

که در آن  $u_i$  و  $u_j$  به ترتیب سرعت سیال در جهت عرضی و طولی،  $\rho$  چگالی سیال،  $p$  فشار،  $\mu$  لزجت دینامیکی سیال و  $Pr$  عدد پرانتل می‌باشد و در معادله انرژی ترم اتلافات حرارتی نداریم زیرا با توجه به رابطه زیر زمانی که عدد  $Br \geq 1$  باشد آن‌گاه ترم اتلافات حرارتی حائز اهمیت می‌شود.

$$Br = \frac{\mu U^2}{K \Delta T} \quad (4-3)$$

که  $\mu$  لزجت دینامیکی سیال،  $U$  سرعت ورودی سیال،  $k$  هدایت حرارتی ثابت و  $\Delta T$  اختلاف دمای ورودی و خروجی سیال می‌باشد.

## ۳-۳- مدل‌سازی آشفستگی

از مدل توربولانس  $k - \varepsilon$  RNG برای بررسی میدان جریان آشفته، سه‌بعدی و انتقال حرارت در کار حاضر استفاده شده است. مدل‌سازی حجم محدود با استفاده از نرم‌افزار شبیه‌سازی FLUENT 18.2 انجام شده است.



این کد از روش حجم محدود برای حل معادلات حاکم جریان سیال و انتقال حرارت با شرایط مرزی مناسب استفاده می‌کند. رابطه بین میدان‌های فشار و سرعت توسط الگوریتم معادلات مربوط به فشار<sup>۱</sup> (SIMPLE) انجام می‌شود. (الگوریتم SIMPLE از رابطه بین اصلاحات فشار و سرعت استفاده می‌کند تا قانون بقای جرم را برآورده سازد و میدان فشار را بدست آورد) برای محدوده رینولدز مختلف، ساختار جریان آشفته و ویژگی‌های انتقال حرارت برای آرایش‌های پله آشفته‌ساز مورد بررسی قرار گرفته است.

### ۳-۴- مدل‌سازی جریان‌های آشفته

اگر از دیدگاه امروزی به مسئله آشفتگی بپردازیم، شاید بیشترین پیشرفت نسبت به دهه‌های ۱۹۷۰ و ۱۹۸۰ میلادی، پیشرفت در روش‌های محاسباتی باشد (و سخت‌افزار لازم برای اجرای آن‌ها). اولین آن‌ها LES بود که به‌وسیله دردورف<sup>۲</sup> در سال ۱۹۷۰ ارائه شد [۶۰]. به دنبال آن به‌سرعت روش DNS به‌وسیله اورساگ<sup>۳</sup> و پترسون<sup>۴</sup> در سال ۱۹۷۲ ارائه شد [۶۱]. همچنین گستره‌ی وسیعی از روش RANS در آن سال مورد بررسی قرار گرفت از آن زمان تا دهه ۱۹۹۰ به دلیل کمبود امکانات محاسباتی برای روش‌های LES و DNS، روش RANS به‌طور گسترده‌ای مورد استفاده قرار گرفت.

از نظر ماهیت محاسبات، روش LES بین روش RANS و DNS محسوب می‌شود. روش RANS با متوسط گیری زمانی، مقادیر متوسط متغیرها محاسبه می‌شود اما روش DNS بدون هیچ‌گونه مدل‌سازی و با اعمال شبکه‌بندی در حد کوچک‌ترین مقیاس‌ها به حل جریان می‌پردازد. در روش RANS، پارامترها به دو جمله نوسانی و متوسط که شامل تمامی مقادیر نوسان است مدل‌سازی می‌شوند. مزیت LES نسبت به RANS در آن است که ابتدا مقیاس‌های بزرگ از مقیاس‌های کوچک جدا شده و سپس نوسان موجود در مقیاس‌های کوچک مدل‌سازی می‌شود. در LES می‌توان مطمئن بود که هرگونه حرکتی در مقیاس‌های شامل انرژی‌های بزرگ، به‌صورت مستقیم، مانند روش DNS محاسبه می‌شود.

### ۳-۴-۱- مروری بر روش‌های RANS

معادلات RANS، معادلات متوسط زمانی برای حرکت جریان سیال هستند. ایده تشکیل‌دهنده این معادلات، تجزیه رینولدز است که به‌وسیله آن یک مقدار لحظه‌ای به مقادیر متوسط زمانی و نوسانی خود تجزیه شده

<sup>۱</sup> Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations

<sup>۲</sup> Deardorff

<sup>۳</sup> Orszag

<sup>۴</sup> Peterson

است. از معادلات RANS برای توصیف جریان‌های آشفته استفاده می‌شود. این معادلات بر اساس خواص جریان آشفته، تقریبی از حل‌های متوسط زمانی معادلات ناویراستوکس ارائه می‌دهند. سمت چپ این معادله تغییراتی را در ممنتوم اجزای سیال با توجه به ناپایداری و جابجایی در جریان متوسط نمایش می‌دهد. این تغییرات به وسیله نیروهای جسمی، تنش‌های مربوط به میدان فشار، تنش‌های لزجی و تنش‌های ظاهری مربوط به سرعت نوسانی (که به تنش رینولدز معروف‌اند) متوازن می‌شوند. این عبارت تنش رینولدز غیرخطی، نیاز به مدل‌سازی اضافی به منظور نزدیکی به معادله RANS برای حل شدن دارد و مدل‌های آشفتگی مختلفی را ایجاد می‌کنند. در اینجا به معرفی مختصر چهار مدل آشفتگی اسپالارت آماراس،  $k - \omega$  SST،  $k - \varepsilon$ ،  $k - \varepsilon$  RNG، می‌پردازیم.

### ۳-۴-۱-۱-۱-۱ مدل آشفتگی $k-\varepsilon$

این مدل یکی از مدل‌های آشفتگی متداول است؛ اگرچه عملکرد مناسبی در گرادیان‌های فشار معکوس بزرگ ندارد. مدل  $k-\varepsilon$  یک مدل دو معادله‌ای است؛ به عبارتی شامل دو معادله انتقالی اضافی برای محاسبه خواص آشفتگی جریان می‌باشد. از این معادلات می‌توان برای محاسبه تأثیرات جابجایی در انرژی آشفتگی بهره برد. اولین متغیر انتقالی، انرژی آشفتگی جنبشی یا همان  $k$  است و دومین متغیر انتقالی در این مدل، اتلاف آشفتگی یا همان اپسیلون است. به عبارتی می‌توان گفت که  $k$ ، انرژی را در آشفتگی و اپسیلون مقیاس آشفتگی را معین می‌کند. همچنین لاندر<sup>۱</sup> و شارما<sup>۲</sup> نیز در تحقیقات خود مدل  $k-\varepsilon$  استاندارد را به نمایش گذاشتند [۶۲]. هدف اصلی مدل  $k-\varepsilon$  را می‌توان بهبود مدل طول مختلط<sup>۳</sup> دانست، به گونه‌ای که بتواند یک توصیف جبری برای مقیاس طول آشفتگی در جریان‌های با پیچیدگی زیاد بیان کند. مدل  $k-\varepsilon$  برای جریان‌های داخلی و خارجی و جریان‌های با دیواره محدود با گرادیان فشار نسبتاً کوچک دقت و عملکرد خوبی دارد. متعاقباً دقت این مدل برای جریان‌های با فشار معکوس زیاد، کاهش می‌یابد.

### ۳-۴-۱-۲-۱-۲ مدل آشفتگی RNG

مدل RNG به منظور مدل کردن حرکت در مقیاس‌های کوچک‌تر و تأثیرات آن‌ها به وسیله نرمال‌سازی مجدد معادلات ناویراستوکس گسترش داده شده است. در مدل استاندارد  $k-\varepsilon$ ، لزجت گردابی به وسیله مقیاس طول آشفتگی منفرد تعیین می‌شود، بنابراین پخش آشفتگی محاسبه شده تنها در مقیاس‌های مخصوصی اتفاق

<sup>1</sup> Launder

<sup>2</sup> Sharma

<sup>3</sup> Mixing-Length Model

می‌افتند. در حالی که در واقعیت همه مقیاس‌های حرکت در پخش آشفتگی شرکت دارند. روش RNG یک ابزار ریاضی برای استخراج مدل آشفتگی شبیه به مدل  $k-\epsilon$  است، منجر به یک قالب اصطلاح شده از معادلات اسپیلون می‌شود که برای محاسبه مقیاس‌های متفاوت حرکت، از طریق تغییرات در عبارت‌های معادله اسپیلون مورد استفاده قرار می‌گیرد.

### ۳-۱-۴-۳- مدل آشفتگی SST

مدل آشفتگی SST یک مدل دو معادله‌ای لزجت گردابی است که بسیار متداول است. کاربرد روابط کا اومگا در بخش درونی لایه مرزی باعث می‌شود که این مدل در تمام ناحیه زیر لایه لزج نزدیک دیواره عملکرد بسیار مناسبی داشته باشد و لذا مدل SST می‌تواند به‌عنوان یک مدل آشفتگی رینولدز پایین بدون هیچ‌گونه تابع میرایی اضافی مورد استفاده قرار گیرد. روابط SST در جریان آزاد به رفتار  $k-\epsilon$  گرویده می‌شود و از مشکلات  $k-\epsilon$  که به خواص آشفتگی جریان آزاد ورودی بسیار حساس است، جلوگیری می‌کند. پژوهشگرانی که از مدل آشفتگی SST استفاده می‌کنند، عقیده دارند که این مدل رفتار بسیار مناسبی در جدایش جریان و گرادیان فشار معکوس از خود بروز می‌دهد. مدل SST سطح آشفتگی بزرگی را در نواحی با تنش نرمال زیاد (شبیه نواحی سکون و یا نواحی با شتاب زیاد) تولید می‌کند. این توانایی مدل SST، یک مزیت و برتری را نسبت به مدل  $k-\epsilon$  بیان می‌کند.

در حالت کلی می‌توان مدل‌های آشفتگی را به صورت زیر تقسیم‌بندی کرد:

- مدل‌های جبری آشفتگی:

○ مدل طول اختلاط پرانتل

○ مدل سیببسی-اسمیت

○ مدل بالدوین-لوماکس

- مدل‌های تک معادله‌ای آشفتگی:

○ مدل اسپالارات-آماراس

○ مدل بالدوین-بارس

- مدل‌های دو معادله‌ای آشفتگی:

○ مدل کا- اپسیلون

○ مدل کا - امگا

○ مدل کا - تاو

- مدل تنش‌های رینولدز

مدل‌های جبری جواب‌های دقیقی برای جریان‌های ساده مانند جریان بر روی صفحه بدون مانع و جت‌ها می‌دهند. همچنین دارای سرعت حل بالا می‌باشند. اما به‌صورت عمومی نمی‌توان از آن‌ها استفاده کرد، برای شبیه‌سازی جدایش مناسب نیستند و معمولاً نیاز به اطلاعاتی راجع به لایه‌مرزی دارند. در مقابل مدل‌های یک معادله‌ای و دو معادله‌ای با داشتن سرعت حل کمتر، دقت بالاتر را دارا می‌باشند.

تاکنون صدها مدل آشفتگی ارائه شده است که هر یک برای رژیم‌های خاص جریانی و حتی در ناحیه‌ای خاص از میدان جریان معتبر و دقیق می‌باشند. هدف نهایی تمام مدل‌های آشفتگی، محاسبه اندازه تنش رینولدز  $-\rho \overline{u_i' u_j'}$  در نقاط مختلف جریان می‌باشد. مدل‌های آشفتگی موجود را می‌توان از دو منظر نگریست:

الف) روابط اساسی حاکم بر لزجت ادی<sup>۱</sup>

ب) مدل‌های لزجت ادی<sup>۲</sup>

روابط اساسی حاکم بر ادی لزجت از یک متغیر منفرد که اصطلاحاً لزجت آشفته  $\mu_t$  نامیده می‌شود برای بیان رابطه بین تنش‌های رینولدز موجود در معادلات RANS و پروفیل‌های موجود در میدان جریان متوسط استفاده می‌کنند. از سوی دیگر مدل‌های ادی لزجت نیز برای  $\mu_t$  معرفی شده در روابط اساسی ادی لزجت استفاده می‌شود. در اینجا سه رابطه به‌عنوان روابط اساسی و نیز نه مدل به‌عنوان مدل‌های جریان آشفته معرفی می‌شوند. می‌توان هر یک از سه عدد رابطه اساسی را با هر یک از شش عدد مدل دو معادله‌ای ترکیب نمود تا به ترکیب‌های جامع‌تری برای مدل‌سازی جریان‌های آشفته دست‌یافت.

<sup>۱</sup> Eddy-Viscosity Constitutive Relation

<sup>۲</sup> Eddy-Viscosity Model

## ۳-۵- انتخاب مدل آشفتگی

در بین مدل‌های ذکر شده در بالا مدل  $k - \varepsilon$  RNG نتایج نزدیک‌تری را به داده‌های تجربی ارائه می‌دهند [۵۵].

معادلات  $k$  و  $\varepsilon$ :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \sigma_k (\mu + \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (۵-۳)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \sigma_\varepsilon (\mu + \mu_t) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - \mathfrak{R} \quad (۶-۳)$$

که در آن  $\sigma_k = 1, \sigma_\varepsilon = 1.3, C_{\varepsilon 1} = 1.42, C_{\varepsilon 2} = 1.68$

عبارت  $P_k$  به صورت زیر بیان می‌شود:

$$P_k = \tau_{ij} S_{ij} = -\rho \overline{u_i u_j} S_{ij} \quad (۷-۳)$$

که در آن  $S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$  و  $\mathfrak{R}$  به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\mathfrak{R} = \rho \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (۸-۳)$$

که در آن  $\eta = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}, \eta_0 = 4.38, \beta = 0.012$  لزجت آشفتگی مورد استفاده در معادله از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (۹-۳)$$

که در آن  $C_\mu = 0.085$ . به همین ترتیب، مقادیر پیش‌فرض ثابت‌های مدل RNG به کار گرفته می‌شوند. توجه داشته باشید که مدل RNG به‌طور کلی با توابع میرایی استفاده نمی‌شود. در مدل  $k - \varepsilon$  RNG، معادله  $\varepsilon$  شامل یک اصلاح وابسته به کرنش از طریق متغیر  $\mathfrak{R}$  است که از این محدودیت برای مدل  $k - \varepsilon$  استاندارد برای جریان‌های پیچیده اجتناب می‌کند. علاوه بر این، در مقایسه با مدل RSM، مدل  $k - \varepsilon$  RNG به‌طور کلی نیاز به تعداد کمتری نقاط شبکه دارد، به این معنی که به‌طور کلی منابع محاسباتی پایین‌تری مورد نیاز است.

### ۳-۶- روش‌های شبیه‌سازی توربوماشین‌ها

در شبیه‌سازی توربوماشین‌ها، به‌طور کل دو روش وجود دارد:

۱- شبیه‌سازی سیستم به‌صورت گذرا: در این روش که با عنوان مش متحرک<sup>۱</sup> نیز شناخته می‌شود، شبیه‌سازی به‌صورت وابسته به زمان انجام می‌گیرد. شبکه روتور با گذر زمان دوران می‌کند. این شبیه‌سازی نیاز به استفاده از منابع محاسباتی قدرتمند دارد.

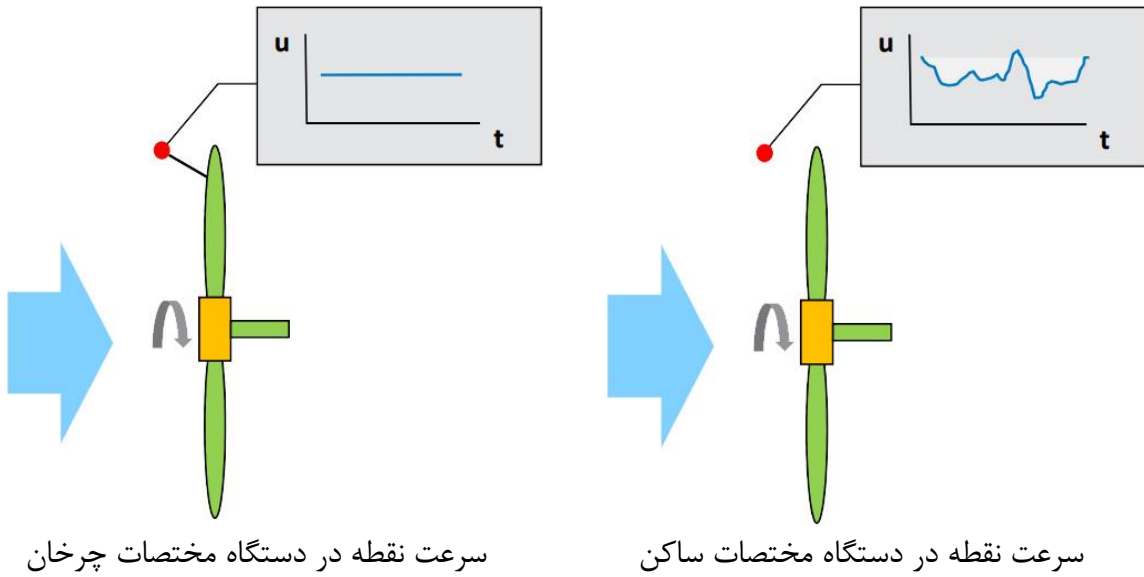
۲- شبیه‌سازی به روش دستگاه مختصات چرخان<sup>۲</sup>: در این روش بجای جابجایی پره، معادلات سیال به دستگاه مختصاتی که روی محور پره قرار گرفته و با آن می‌چرخد، منتقل می‌شوند. این روش عموماً به‌صورت پایا حل می‌شود. دلیل آن که می‌توان یک توربوماشین (که ذاتاً حرکتی ناپایا دارد) را پایا در نظر گرفت، جلوتر توضیح داده خواهد شد. به‌واسطه حل پایا، این روش حجم محاسباتی کمتری نسبت به روش قبل دارد. از این‌رو در این پروژه از روش دستگاه مختصات چرخان در شبیه‌سازی استفاده شد.

### ۳-۷- دستگاه مختصات چرخان

همان‌طور که ذکر گردید در این روش یک دستگاه مختصات متحرک روی محور دوران پره تعریف می‌شود. نقطه قرمز رنگ نشان داده‌شده در شکل زیر را در نظر بگیرید. اگر سرعت نقطه در دستگاه مختصات جهانی (دستگاه مختصات ساکن) را برحسب زمان مانیتور کنید، سرعت با توجه به تغییر موقعیت پره نسبت به نقطه در حال تغییر است. اما فرض کنیم که نقطه موردنظر با دستگاه مختصات در حال چرخش باشد. در این صورت به دلیل عدم تغییر موقعیت پره نسبت به نقطه، سرعت موردنظر تغییری ندارد از این‌رو در شبیه‌سازی‌های توربوماشین‌ها جهت پیدا کردن حل پایای مسئله از دستگاه مختصات چرخان استفاده می‌شود (شکل ۳-۱).

<sup>۱</sup> Moving Mesh (Sliding Mesh)

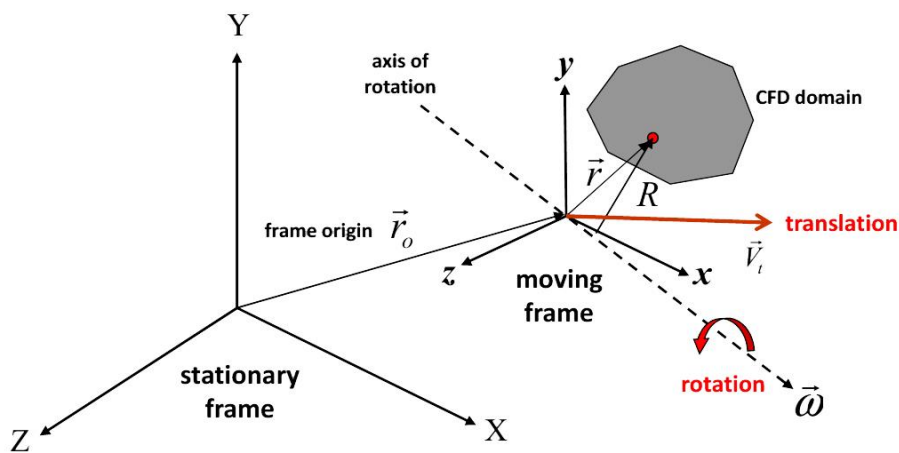
<sup>۲</sup> Moving Reference Frame



شکل ۳-۱ بررسی تغییرات سرعت در دو دستگاه مختصات چرخان و ساکن [۶۳]

### ۳-۸- معادلات حاکم در دستگاه چرخان

با اضافه شدن دستگاه مختصات چرخان می‌توان دو نوع سرعت تعریف نمود؛ سرعت مطلق که منظور همان سرعت در دستگاه ساکن است و سرعت نسبی که سرعت سیال در دستگاه چرخان می‌باشد (شکل ۳-۲).



شکل ۳-۲ مقایسه سرعت یک نقطه در دو دستگاه ساکن و چرخان [۶۳]

با توجه به شکل می‌توان روابط زیر برای سرعت‌ها را استخراج نمود [۶۳]:

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (۳-۱۰)$$

که  $\vec{V}$  سرعت مطلق<sup>۱</sup>،  $\vec{W}$  سرعت نسبی<sup>۲</sup> و  $\vec{\omega}$  سرعت دورانی<sup>۳</sup>

### ۳-۸-۱- فرمولاسیون سرعت نسبی

اگر معادلات حاکم با رابطه ۳-۹ جایگذاری شود:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{W} = 0 \quad (11-3)$$

$$\frac{\partial \rho \vec{W}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{W} \otimes \vec{W}) + \rho (2\vec{\omega} \times \vec{W} + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}) = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau}_r + \vec{F}_b \quad (12-3)$$

که  $F_b$  نیروهای حجمی و  $\tau$  تنش برشی است. همان طور که مشخص هست در رابطه ذکر شده تمام سرعت‌ها بر حسب  $\vec{W}$  (سرعت نسبی) می‌باشند. از این رو معادله بالا را فرمولاسیون سرعت نسبی<sup>۴</sup> می‌نامند. دو ترم به معادله ممنتوم اضافه شده است که به ترتیب نماینده شتاب کوریولیس و گریز از مرکز هستند.

### ۳-۸-۲- فرمولاسیون سرعت مطلق

اما فرمولاسیون سرعت مطلق<sup>۵</sup> به صورت زیر مطرح می‌شود [۶۳]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{V} = 0 \quad (13-3)$$

$$\frac{\partial \rho \vec{V}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \otimes \vec{V}) + \rho (\vec{\omega} \times \vec{V} - \vec{\omega} \times \vec{V}_t) = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau} + \vec{F}_b \quad (14-3)$$

### ۳-۹- انواع هندسه‌ها

برای بررسی اثر ایجاد مانع در افزایش انتقال حرارت درون کانال سه نوع هندسه مختلف مورد بررسی قرار گرفت.

۱- کانال بدون مانع؟ این هندسه شامل یک کانال رفت و برگشتی است که هیچ‌گونه مانع روی دیواره در نظر گرفته نشده است؛ این هندسه در شکل ۳-۳ دیده می‌شود.

<sup>1</sup> Absolute Velocity

<sup>2</sup> Relative Velocity

<sup>3</sup> Angular Velocity

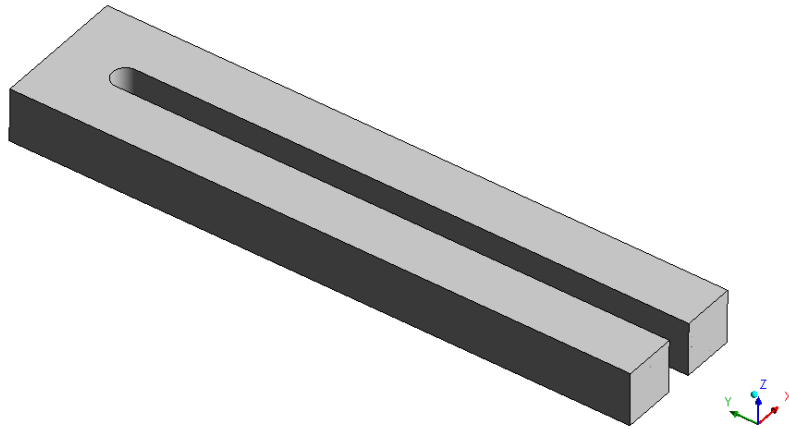
<sup>۴</sup> Relative Velocity Formulation

<sup>5</sup> Absolute Velocity Formulation

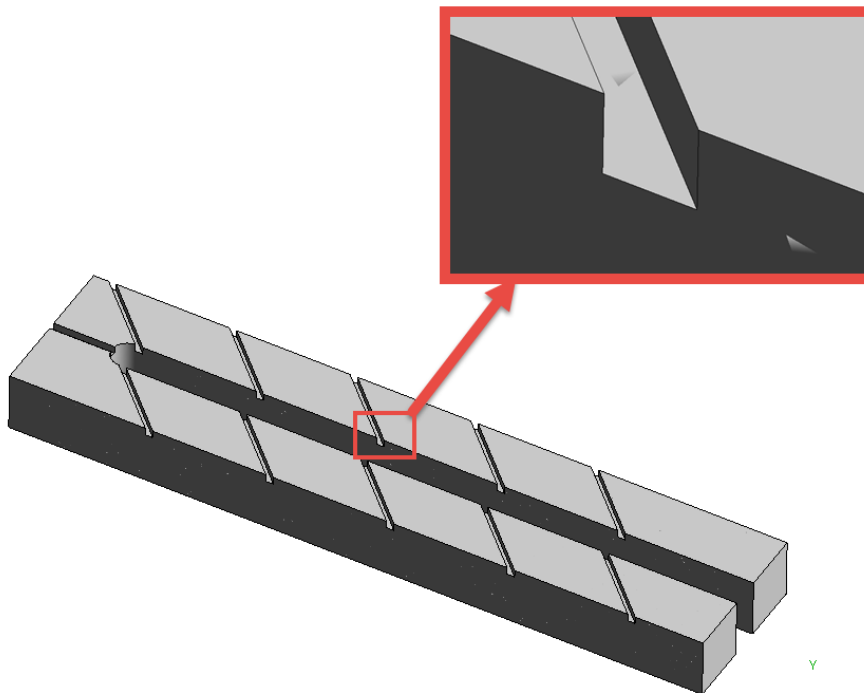
<sup>6</sup> Smooth Channel



- ۲- کانال با پله تخت<sup>۱</sup> (کانال پله‌دار): این کانال همراه با تعداد مشخصی مانع است که سطوح آنها غیرمنحنی می‌باشد؛ این هندسه در شکل ۳-۴ نشان داده شده است.
- ۳- کانال با پله منحنی شکل<sup>۲</sup> (کانال پله‌دار هموارشده): این کانال مشابه هندسه نوع دوم است، ولی برای کاهش افت فشار و بهبود جریان گردابه‌ای در پشت مانع‌ها، سطوح آن منحنی شکل و هموارشده است؛ این هندسه در شکل ۳-۵ دیده می‌شود.



شکل ۳-۳ کانال بدون مانع

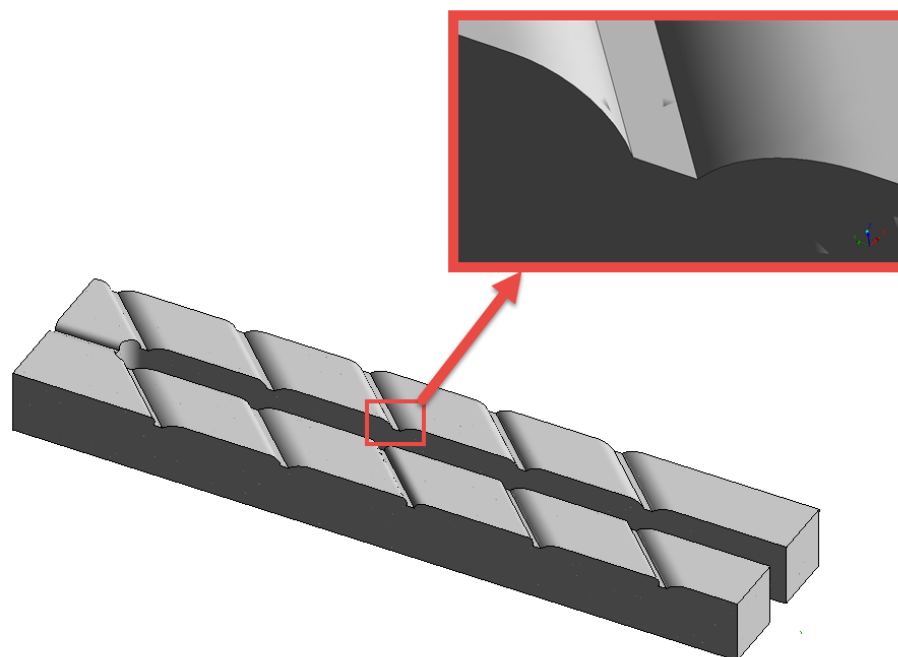


شکل ۳-۴ کانال با پله تخت

---

<sup>1</sup> Rib Channel

<sup>2</sup> Smoothed Rib Channel



شکل ۳-۵ کانال با پله منحنی شکل

هندسه کانال‌های بدون مانع و پله تخت با توجه به اطلاعات ارائه‌شده در مرجع [۵۳] شبیه‌سازی شده است. اطلاعات مربوط به این دو هندسه در جدول ۳-۱ ذکر شده است.

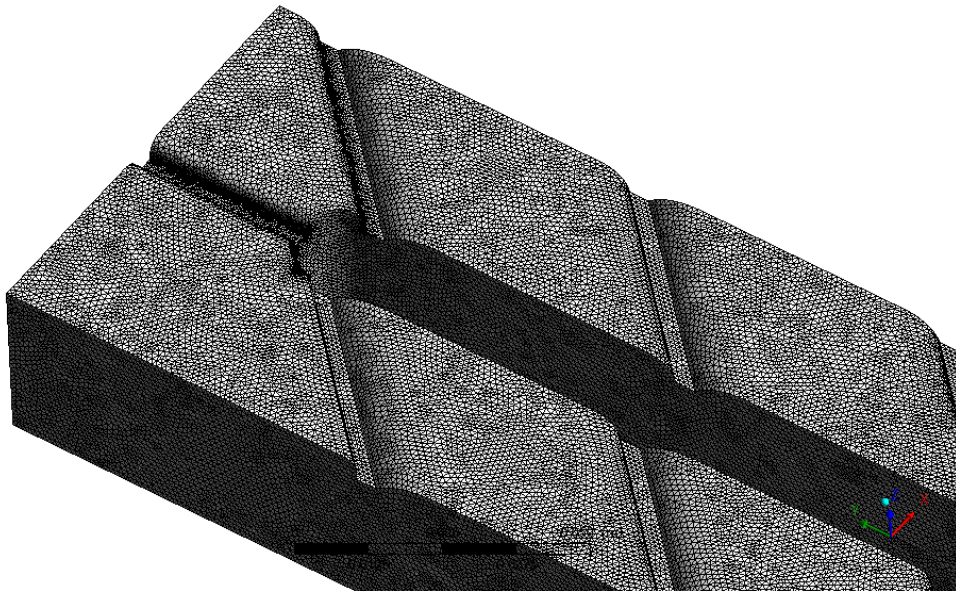
جدول ۳-۱ اطلاعات هندسی [۵۳]

طول و عرض مقطع ورودی	۰/۰۳۲ متر
طول کانال	۰/۳۶۸ متر
زاویه پله	۴۵ درجه
ارتفاع پله	۴ میلیمتر
طول پله	۴ میلیمتر
گام پله	۶۴ میلیمتر

هندسه سوم در جهت بهبود هندسه دوم ارائه شده است و با ایجاد اتصالی منحنی شکل بین پله و کانال از ایجاد گردابه ایستا در جهت کانال جلوگیری می‌نماید.

### ۳-۱۰- تولید شبکه

برای تولید شبکه از نرم‌افزار ANSYS Meshing استفاده شد. شبکه تولیدی شامل المان‌های چهاروجهی<sup>۱</sup> در میان هندسه و برای لایه‌مرزی از المان‌های منشوری<sup>۲</sup> در مجاور مرزهای دیوار استفاده شد. با توجه به افزایش گردایان‌های جریان‌ی نظیر سرعت و فشار در مجاورت پله و خم، این نواحی با مش ریزتر شبکه‌بندی شدند. شبکه نشان داده شده شکل ۳-۶ شامل ۴ میلیون المان می‌باشد. تعداد المان‌های لایه مرزی ۱۰ ردیف با ضریب رشد ۱/۲ در نظر گرفته شد.



شکل ۳-۶ شبکه تولیدشده برای کانال با پله منحنی شکل

<sup>۱</sup> Tetrahedra

<sup>۲</sup> Prism

## ۳-۱۱- شرایط مرزی

شبیه‌سازی در سه حالت کانال بودن چرخش  $Ro=0$ ، کانال با چرخش  $Ro=0/1$  و کانال با چرخش  $Ro=0/2$  در نظر گرفته شد. برای حالت بدون چرخش سه عدد رینولدز مختلف (۱۹۵۰۰، ۳۵۵۰۰ و ۵۲۰۰۰) [۵۳] و برای هندسه با چرخش دو عدد رینولدز (۱۹۵۰۰ و ۳۵۵۰۰) مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین چرخش در  $Ro=0/2$  برای  $Re=19500$  مورد محاسبه قرار گرفت.

شرایط مرزی هندسه مشابه با مرجع [۵۳] و به صورت زیر در نظر گرفته شد.

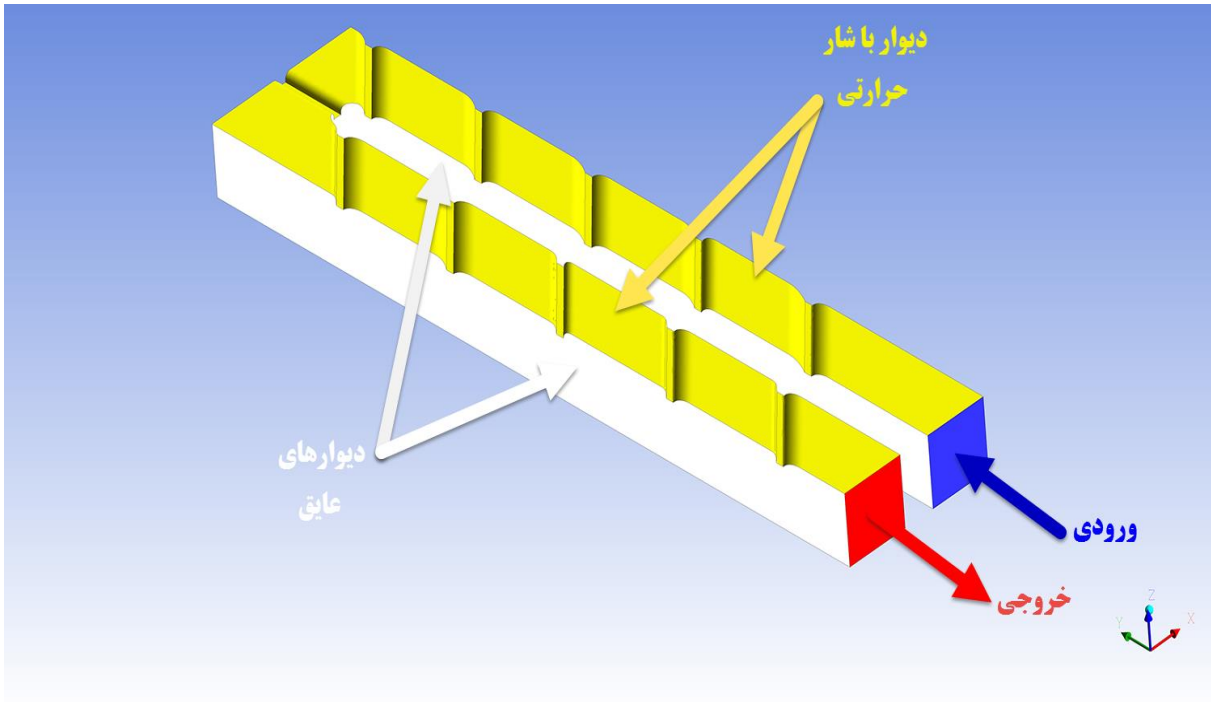
- حل به صورت پایا<sup>۱</sup> انجام گرفت.
  - شرط مرزی ورودی: برای ورودی از شرط مرزی سرعت<sup>۲</sup> استفاده شد. مقدار سرعت ورودی با توجه به رینولدز جریان و خواص هوا محاسبه شد. دمای ورودی برای تمامی حالات ۲۷۸ کلوین قرار داده شد.
  - شرط مرزی خروجی: از شرط مرزی فشار خروجی<sup>۳</sup> با فشار نسبی صفر استفاده شد.
  - شرط مرزی دیوار: برای دیواره بالایی کانال بدون مانع و دیواره‌های همراه با پله منحنی شکل و تخت از شرط شار حرارتی ثابت و برابر با ۵۰۰۰ وات بر مترمربع استفاده شد. برای باقی دیواره‌ها از شرط مرزی عایق استفاده شد. همچنین برای تمامی دیواره‌ها شرط عدم لغزش لحاظ شد (شکل ۳-۷).
- همچنین در حالت کانال با چرخش، دوران سیال حول محور  $x$  (با توجه به شکل ۳-۷) در نظر گرفته شد که مقدار آن با استفاده از فرمول زیر محاسبه می‌گردد:

$$Ro = \frac{\Omega D_h}{V} \quad (15-3)$$

<sup>1</sup> Steady

<sup>2</sup> Velocity inlet

<sup>3</sup> Pressure outlet



شکل ۳-۷ شرایط مرزی هندسه



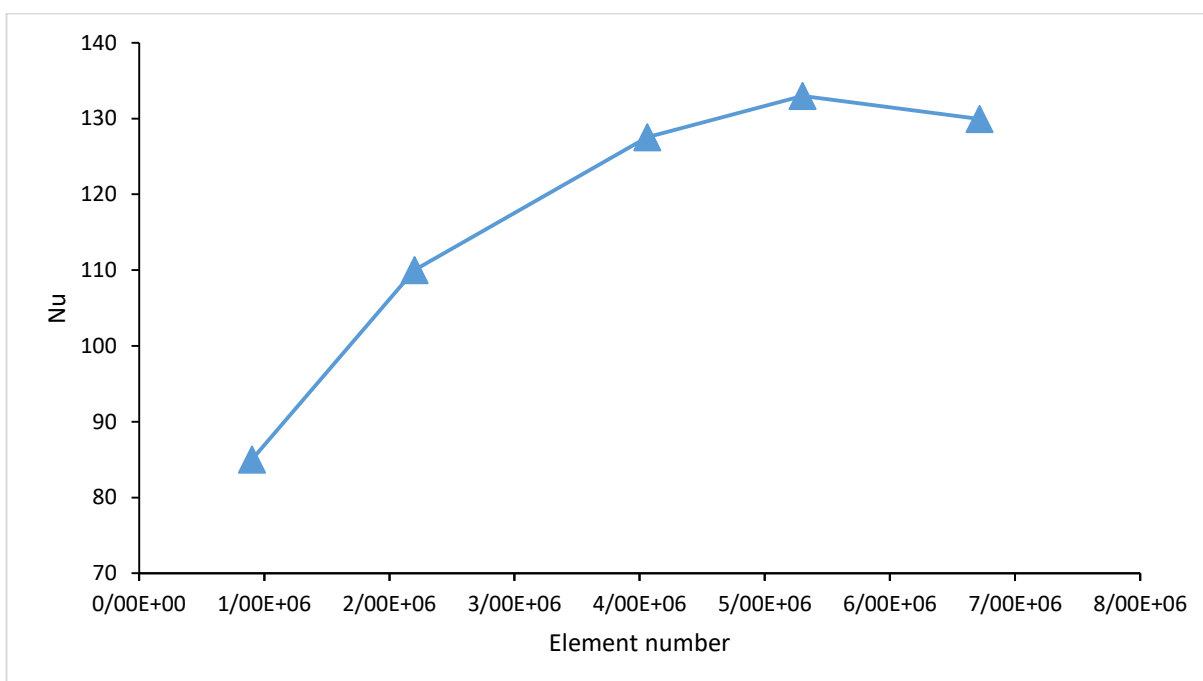
## فصل ۴ نتایج

## ۴-۱- مقدمه

در این فصل نتایج مربوط به شبیه‌سازی سه هندسه مختلف کانال درج خواهد شد. همچنین نتایج مربوط به صحت‌گذاری و استقلال حل از شبکه مورد بحث قرار خواهد گرفت.

## ۴-۲- استقلال حل از شبکه

برای بررسی استقلال حل از شبکه هندسه مورد بحث، چند شبکه با تراکم المان مختلف تولید شد. این پنج شبکه به ترتیب شامل  $9 \times 10^5$ ،  $2.2 \times 10^6$ ،  $4.1 \times 10^6$ ،  $5.3 \times 10^6$  و  $6.7 \times 10^6$  المان می‌باشند. تغییر ناسلت متوسط برحسب تعداد المان در شکل ۴-۱ نشان داده شده است.



شکل ۴-۱ مقایسه ناسلت برحسب تعداد المان در  $Ro=0/1$  و  $Re=19500$

همان‌طور که از شکل ۴-۱ مشخص است، مقدار عدد ناسلت برای سه شبکه آخر مشابه می‌باشد. از این رو می‌توان نتایج هندسه با ۴ میلیون المان را مستقل از اندازه المان دانست.

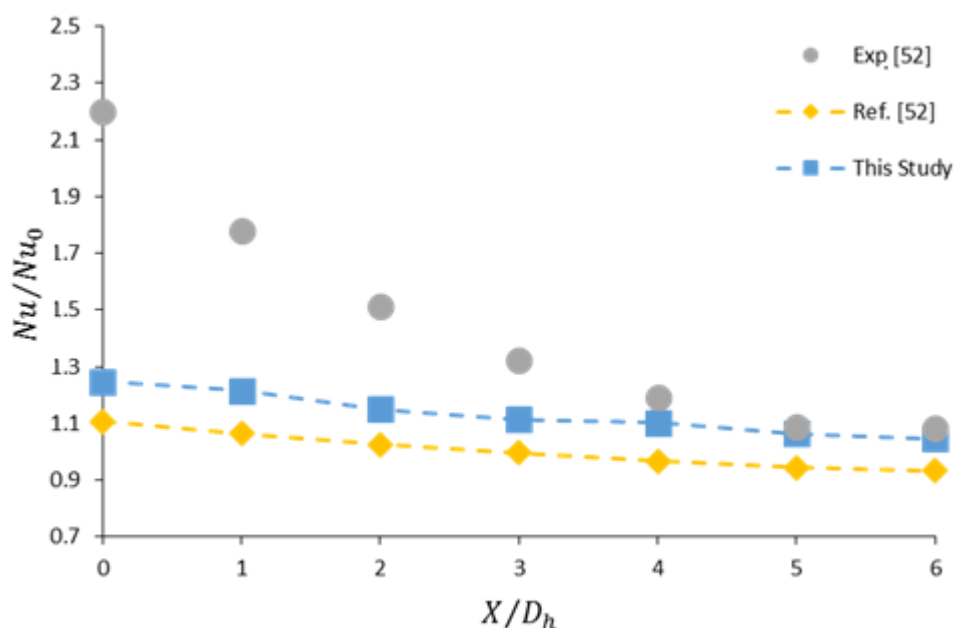
همچنین برای سه شبکه اطمینان حاصل شد که مقدار ارتفاع بی‌بعد المان مجاور دیوار ( $Y^+$ )، در محدوده مناسب و در حدود ۱ باشد. همچنین برای تولید شبکه لایه‌مرزی، ۱۰ لایه المان با ضریب رشد  $1/2$  در نظر گرفته شد.



## ۳-۴- صحنه‌گذاری

برای صحنه‌گذاری شبیه‌سازی، نتایج هندسه بدون چرخش ارائه‌شده در مرجع [۵۳] و هندسه با چرخش مرجع [۶۴] مجدد شبیه‌سازی شد.

هندسه [۵۳] مشابه با هندسه همین تحقیق بوده که شرایط مرزی آن در بخش ۳-۱۱- آورده شده است. جریان درون کانال بدون مانع و بدون چرخش هندسه شد. مقدار  $Nu/Nu_0$  در طول مسیر رفت گزارش شده است (شکل ۲-۴).



شکل ۲-۴ تغییرات  $Nu/Nu_0$  در طول کانال بدون مانع بدون چرخش در  $Re=52000$

که مقدار  $Nu_0$  با توجه به رابطه Ditus-Boelter به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$Nu_0 = 0.023 Re_{D_h}^{0.8} Pr^{0.4} \quad (1-4)$$

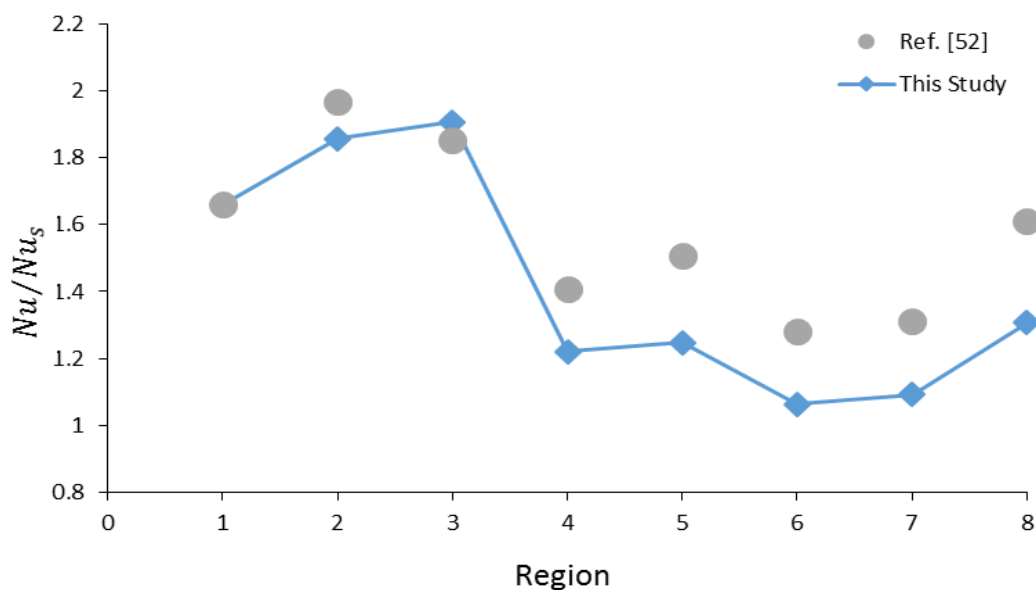
برای محاسبه مقادیر  $Re$  و  $Pr$  از داده‌های مرز ورودی استفاده می‌شود. در مرجع [۵۳] مقدار عدد ناسلت محلی در طول کانال گزارش شده است و بدین منظور می‌بایست برای هندسه شبیه‌سازی شده مقدار عدد ناسلت در مقاطع مختلف استخراج کرده تا بتوان با نتایج مرجع مقایسه نمود. از این رو مقدار عدد ناسلت محلی در هفت نقطه مختلف استخراج شده و با نتایج مرجع [۵۳] گزارش شد (شکل ۲-۴).

با مقایسه نتایج عددی و آزمایشگاهی در (شکل ۴-۲)، مشاهده می‌شود در ابتدای کانال اختلاف نتایج بالا می‌باشد اما در طول کانال این اختلاف کاهش یافته و نتایج نزدیک خواهند شد. همچنین در ابتدای خم<sup>۱</sup>، نتایج عددی و آزمایشگاهی به مقدار یک نزدیک شده‌اند؛ این بدان معناست که :

$$Nu = Nu_0 \quad (۲-۴)$$

طی حرکت جریان درون کانال و قبل از رسیدن به خم، جریان به سمت توسعه‌یافتگی پیش می‌رود. از طرفی رابطه دایتوس-بولتر برای کانال توسعه‌یافته ارائه شده است. در انتهای کانال رفت و قبل از رسیدن به خم (ابتدای خم) جریان توسعه‌یافته شده و به یک میل خواهد کرد.

برای صحت‌گذاری نتایج کانال همراه با پله تخت بدون چرخش در رینولدزهای مختلف، از نتایج مرجع [۵۳] که در شکل ۴-۳، شکل ۴-۵ و شکل ۴-۶ گزارش شده، استفاده گردیده است.

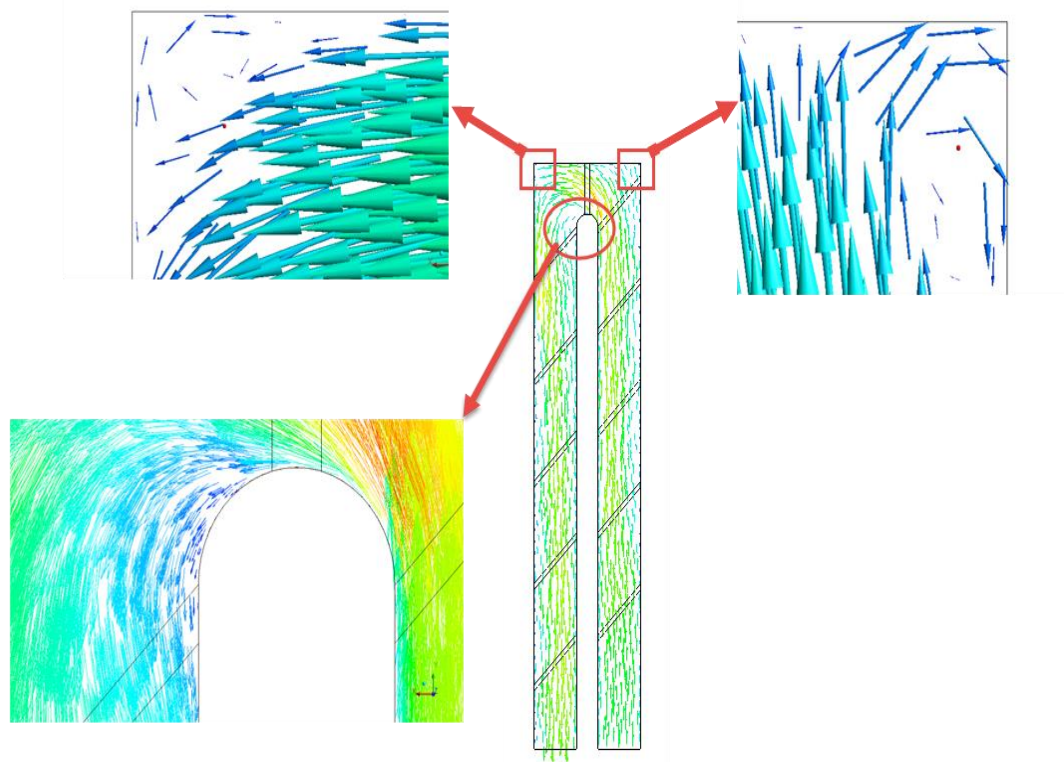


شکل ۴-۳ صحت‌گذاری نتایج برای کانال همراه با پله تخت در  $Re=19500$

نتایج شکل ۴-۳ مربوط به مقادیر  $Nu/Nu_s$  در رینولدز  $19500$  برای نواحی مختلف است. نحوه چیدمان هر ناحیه در شکل ۲-۲ نشان داده شده است. منظور از  $Nu_s$  مقدار عدد ناسلت برای هندسه بدون مانع است.

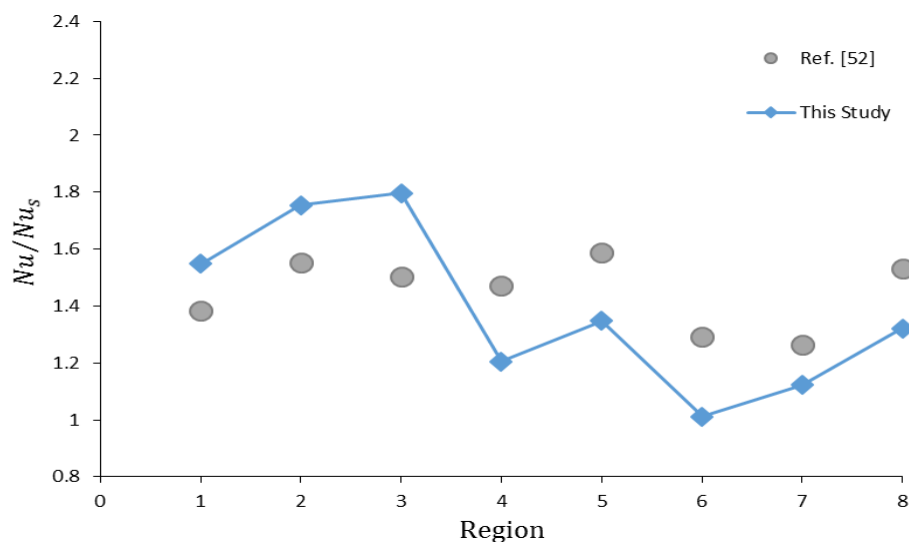
<sup>1</sup> Bend

برای درک بهتر در مورد چگونگی تغییر ناسلت در نواحی مختلف، بردارهای سرعت در صفحه میانی کانال در شکل ۴-۴ درج شده است.

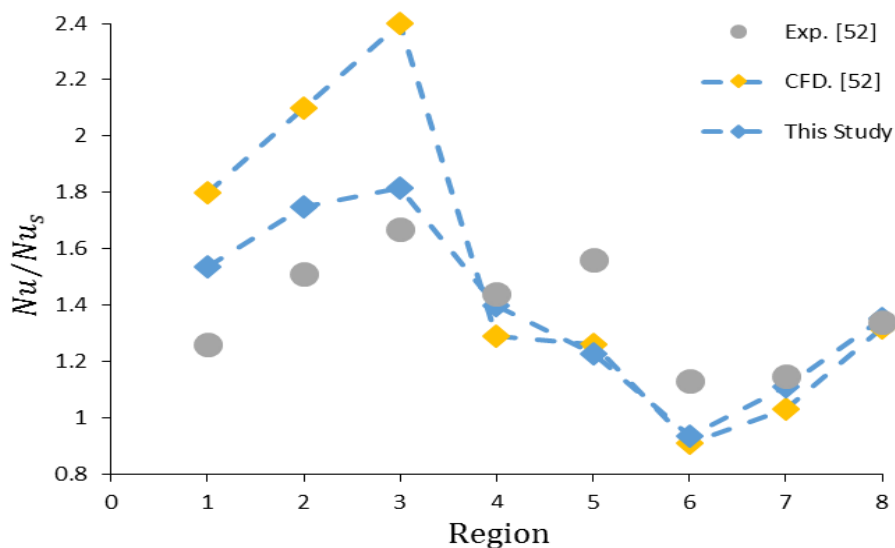


شکل ۴-۴ بردار سرعت در طول کانال با پله تخت بدون چرخش در  $Re=19500$

با توجه به شکل ۴-۴ در گوشه‌های خم دو ناحیه جریان ثانویه دیده می‌شود. جهت نمایش بهتر جریان، شکل‌های جانبی ۸ برابر بزرگ‌تر نشان داده شده‌اند. وجود نواحی با جریان ثانویه موجب کاهش ناسلت خواهد شد. به همین دلیل در شکل ۳-۴ برای نواحی ۴ و ۵ افت ناسلت دیده می‌شود. دیگر افت ناسلت مربوط به ناحیه ۶ است که دلیل آن کاهش سرعت و احتمال وقوع جدایش است و در نتیجه کاهش ضریب انتقال حرارت است.



شکل ۴-۵ صحه‌گذاری نتایج برای کانال همراه با پله تخت در  $Re=35500$



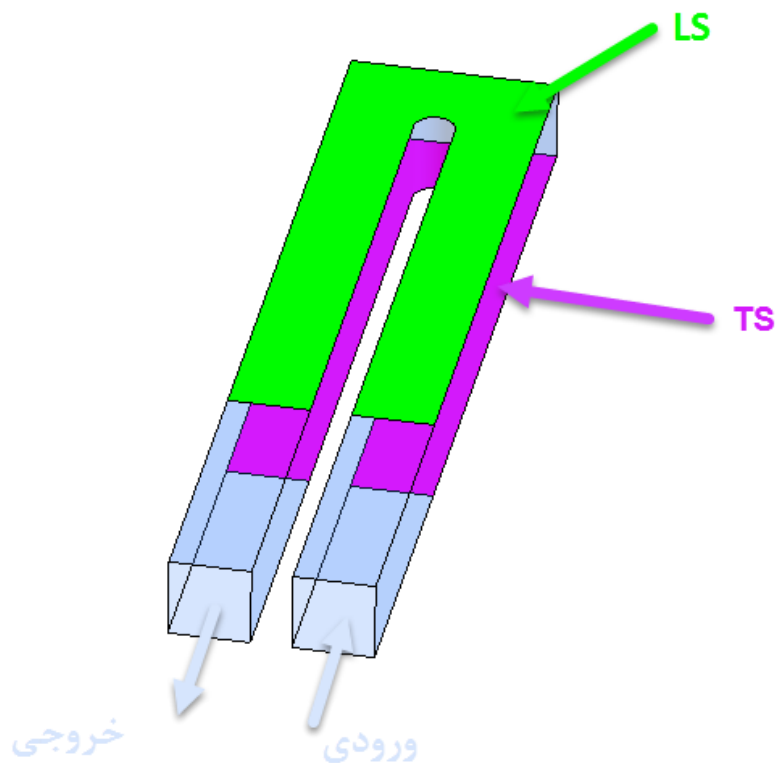
شکل ۴-۶ صحه‌گذاری نتایج برای کانال همراه با پله تخت در  $Re=52000$

برای صحه‌گذاری نتایج شبیه‌سازی با چرخش از نتایج مرجع [۶۴] استفاده خواهد شد. اطلاعات این هندسه در جدول ۴-۱ درج شده است.

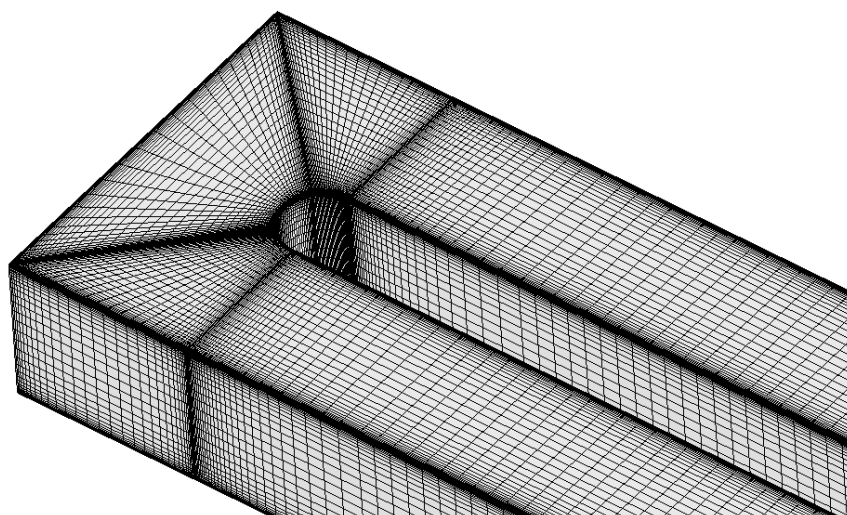
جدول ۴-۱ شرایط هندسه کانال بدون مانع با چرخش برای صحه‌گذاری

طول و عرض مقطع ورودی	۰/۰۲۴ متر
طول کانال	۰/۲۷ متر

طبق اطلاعات مقاله، در ورودی  $Re=20000$  و  $Re=0/1$  و دمای ورودی ۲۷۵ کلوین، دمای دیواره‌های بالا و پایین<sup>۱</sup> ۲۸۰ کلوین و بقیه دیواره‌ها عایق در نظر گرفته شدند (شکل ۷-۴). شبکه‌بندی این هندسه به صورت شکل ۸-۴ می‌باشد.



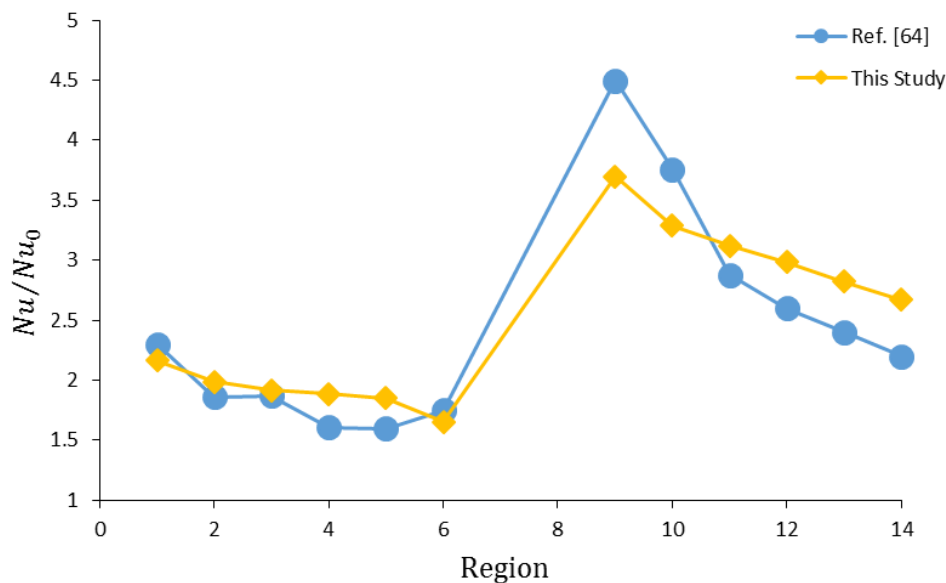
شکل ۷-۴ شرایط مرزی هندسه صحنه‌گذاری با چرخش



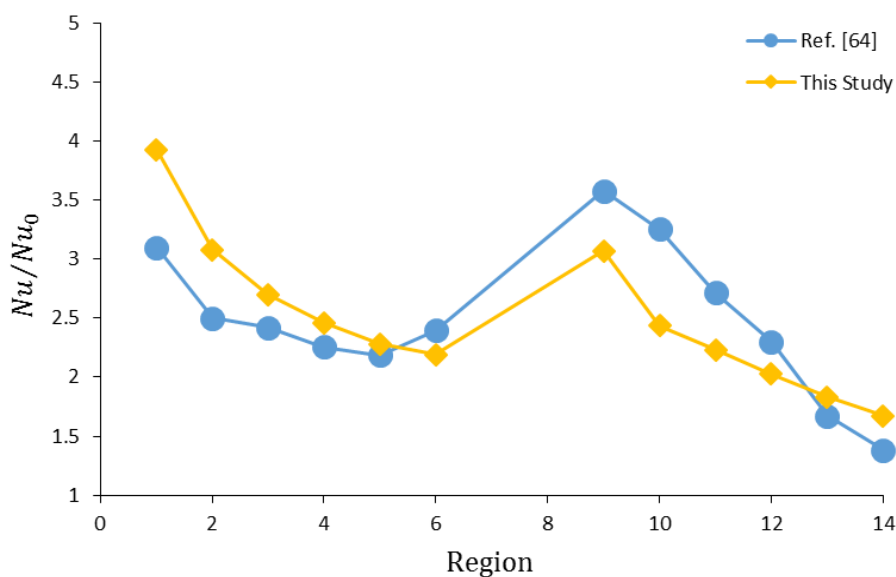
شکل ۸-۴ شبکه هندسه صحنه‌گذاری با چرخش

<sup>۱</sup> Leading side , Trailing side

ناسلت بی بعد شده در طول کانال برای صفحات پشت و جلو در شکل ۹-۴ و شکل ۱۰-۴ درج شده است.



شکل ۹-۴ مقایسه  $Nu/Nu_0$  روی صفحه LS



شکل ۱۰-۴ مقایسه  $Nu/Nu_0$  روی صفحه TS

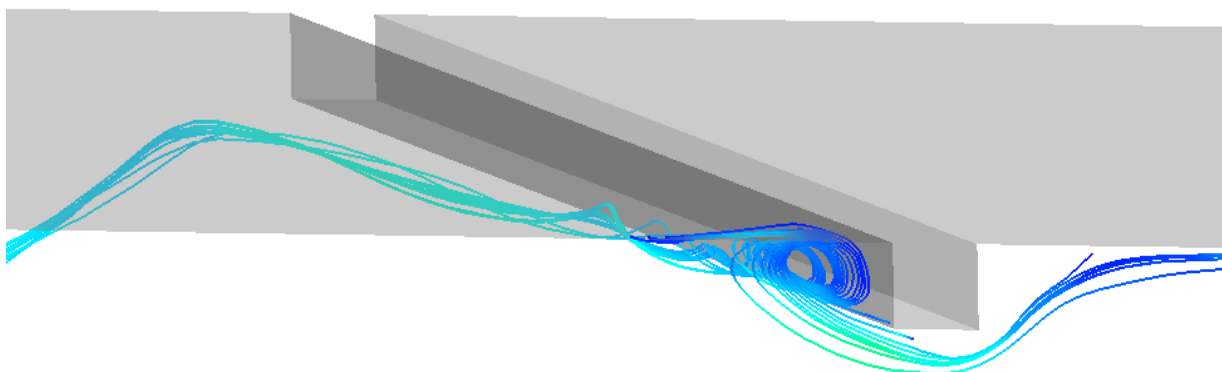
#### ۴-۴- نتایج

شبیه‌سازی برای سه عدد رینولدز  $Re=19500$ ،  $35500$ ،  $52000$  در  $Ro=0$  و  $Re=19500$ ،  $35500$  در  $Ro=0/1$

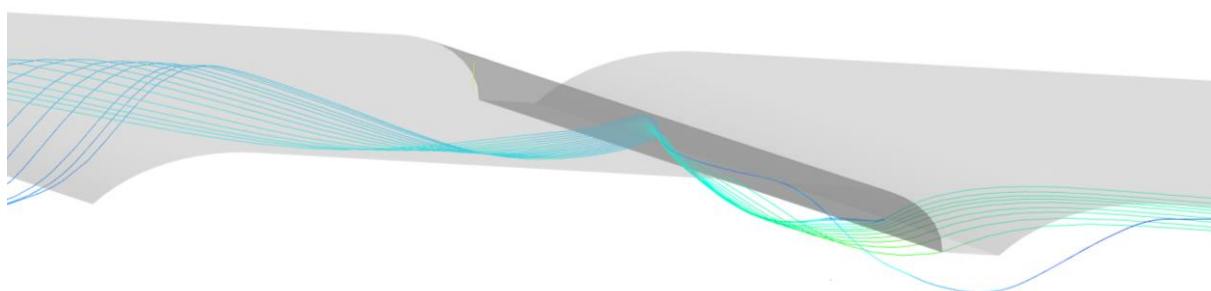
و  $Re=19500$  در  $Ro=0/2$  انجام گرفت. در مجموع سه نوع هندسه مدنظر قرار گرفته است؛

- کانال بدون مانع؛ این هندسه ساده‌ترین کانال قابل استفاده است.

- کانال همراه با پله تخت؛ این هندسه در جهت بهتر نمودن فرآیند انتقال حرارت در کانال بدون مانع تولید شده است. ایجاد پله موجب افزایش آشفتگی و اختلاط جریان و در نتیجه افزایش انتقال حرارت خواهد شد؛ این مورد را می‌توان در شکل ۴-۱۱ مشاهده نمود.
- کانال همراه با پله منحنی شکل؛ این هندسه در جهت بهبود فرآیند حرکت جریان در هندسه قبل (پله تخت) ارائه شده است. یکی از مشکلات هندسه پله تخت به وجود آمدن گردابه‌های ایستا در پشت پله‌ها و افزایش افت فشار می‌باشد. در شکل ۴-۱۲ خطوط جریان روی پله منحنی شکل نشان داده شده است.



شکل ۴-۱۱ خطوط جریان پس از پله تخت



شکل ۴-۱۲ خطوط جریان پس از پله منحنی شکل

هندسه‌های دوم و سوم در جهت بهبود انتقال حرارت کانال بدون مانع بوده‌اند. از این رو مطلوب است برای مقایسه بهتر، تغییرات عدد ناسلت نسبت به کانال بدون مانع سنجیده شود. منظور از متغیر  $Nu/Nu_s$ ، نسبت ناسلت هندسه‌های دوم و سوم (کانال با پله تخت و کانال با پله منحنی شکل) به ناسلت کانال بدون مانع است.

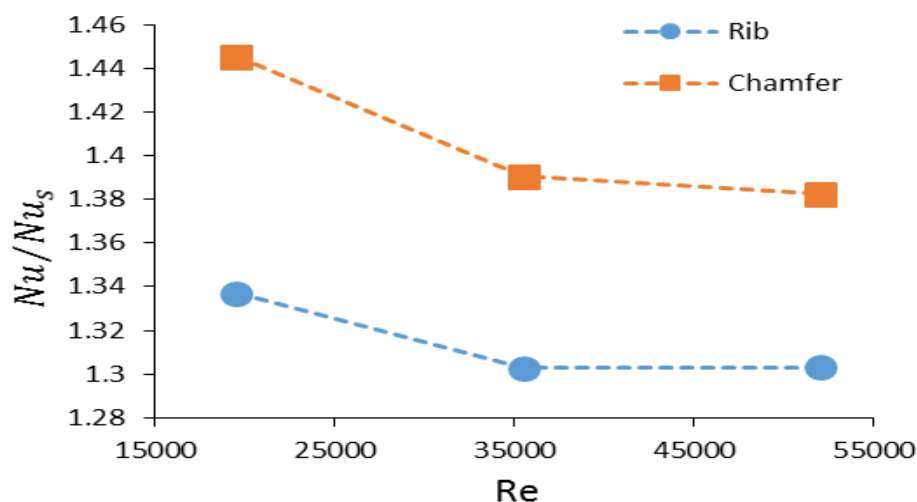
شکل ۴-۱۱ و شکل ۴-۱۲ بیانگر اتفاقاتی است که برای خطوط جریان پس از عبور از پله رخ می‌دهد همان‌طور که مشخص است جریان پس از عبور از پله تخت شکل ۴-۱۱ موجب ایجاد گردابه‌های ایستا شده که سبب افزایش دمای دیواره می‌شود. همان‌گونه که در شکل ۴-۱۲ آمده است در جهت بهبود خنک‌کاری هندسه پله منحنی شکل مانع ایجاد گردابه‌های ایستا می‌شود و از افزایش دمای دیواره نزدیک پله جلوگیری می‌کند که یک نتیجه مطلوب محسوب می‌شود.

به‌منظور محاسبه ناسلت متوسط برای هر کانال از مفهوم زیر استفاده شده است:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} = \frac{q''}{(T_s - T_b)} D_h \quad (۴-۳)$$

که برای تمام شبیه‌سازی‌ها مقادیر  $q''$  شار حرارتی،  $D_h$  قطر هیدرولیکی و  $k$  هدایت حرارتی ثابت است. همچنین مقدار  $T_b$  دمای توده سیال است.

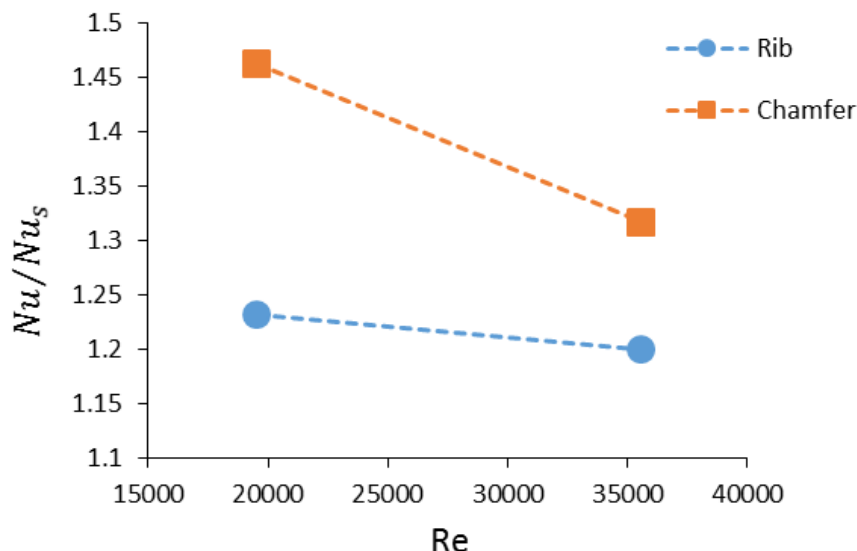
با محاسبه مقدار عدد ناسلت برای هر یک از حالات می‌توان  $Nu/Nu_s$  برای شبیه‌سازی‌های مختلف را به‌صورت زیر گزارش نمود (شکل ۴-۱۳ و شکل ۴-۱۴).



شکل ۴-۱۳ تغییرات  $Nu/Nu_s$  برحسب رینولدز در حالات مختلف پله بدون چرخش



با توجه به شکل ۴-۱۳ می‌توان بیان کرد که با بهبود هندسه داخلی کانال، انتقال حرارت بهتری نسبت به حالت قبل (پله تخت) را دارا می‌باشد؛ در نتیجه خنک‌کاری بهتری صورت می‌گیرد. همچنین می‌توان نتیجه گرفت در رینولدزهای بالا مقدار ناسلت تقریباً به مقداری ثابت میل می‌کند.



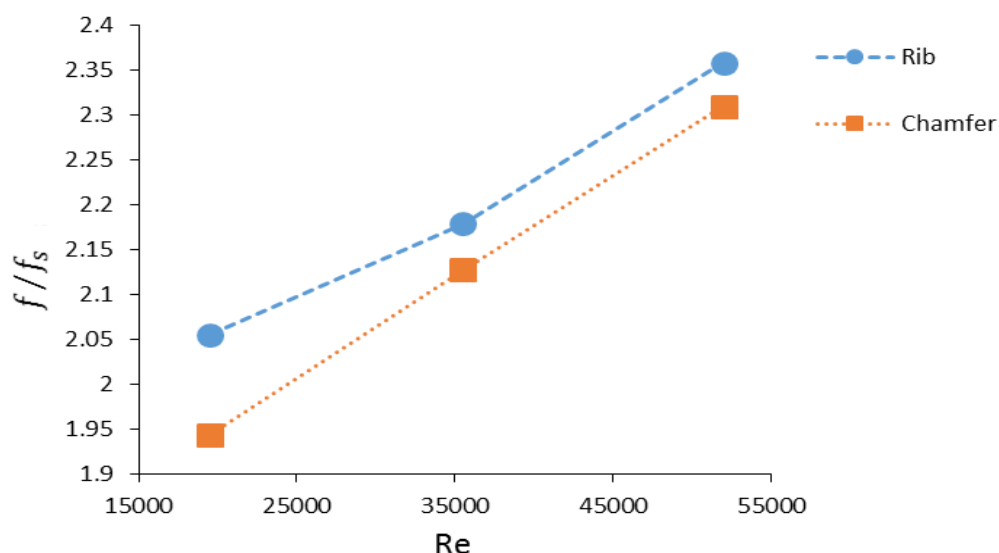
شکل ۴-۱۴ تغییرات  $Nu/Nu_s$  بر حسب رینولدز در حالات مختلف پله در  $Ro=0/1$

در شکل ۴-۱۴ روند تغییرات عدد ناسلت برای کانال با پله منحنی شکل نسبت به کانال با پله تخت برای حالت چرخان نشان داده شده است که با توجه به نتایج کانال با پله منحنی شکل انتقال حرارت بهتری را نسبت به حالت کانال با پله تخت دارا می‌باشد، با تغییر هندسه داخلی کانال انتقال حرارت بهبود یافته است، مهم‌ترین دلیل این بهبود تغییر هندسه داخلی کانال می‌باشد.

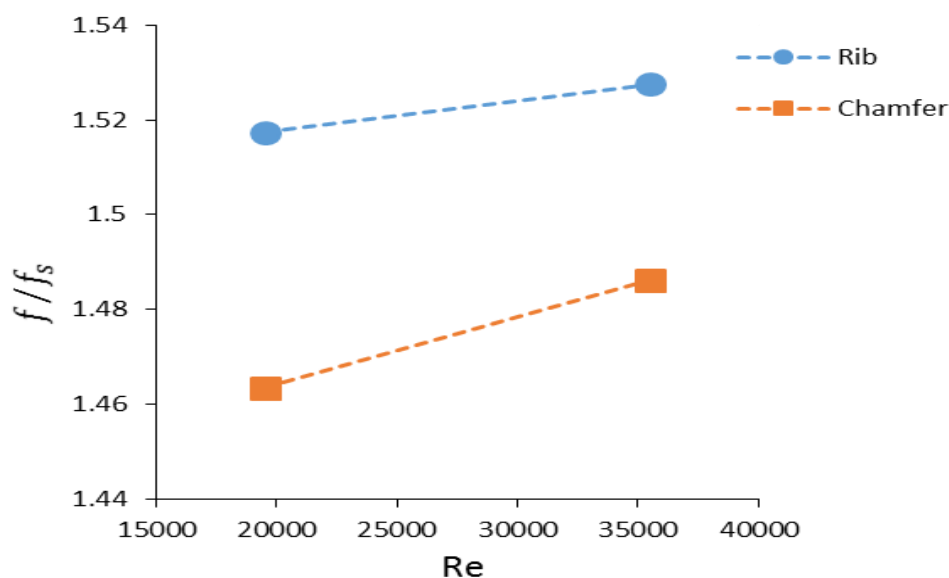
در شکل ۴-۱۵ و شکل ۴-۱۶ نسبت  $f/f_s$  بر حسب رینولدز برای حالات مختلف چرخش و بدون چرخش نمایش داده شده است. مقدار ضریب اصطکاک  $f$  به صورت زیر می‌باشد:

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho V^2 \frac{L}{D_h}} \quad (4-4)$$

که  $\Delta P$  افت فشار از ورودی تا خروجی،  $L$  طول کانال،  $D_h$  قطر هیدرولیکی است. همچنین  $f_s$  بیانگر ضریب افت برای حالت بدون مانع می‌باشد.



شکل ۱۵-۴ تغییرات  $f/f_s$  برحسب رینولدز در حالات مختلف پله بدون چرخش



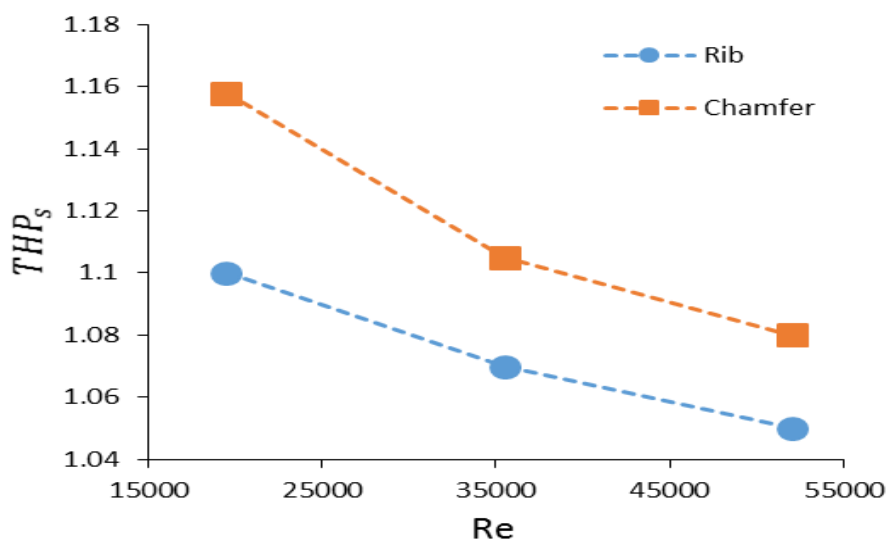
شکل ۱۶-۴ تغییرات  $f/f_s$  برحسب رینولدز در حالات مختلف پله در  $\alpha=0^\circ$

همانطور که از شکل ۱۵-۴ مشخص است، ضریب اصطکاک برای تمامی حالات پله منحنی شکل کمتر از پله تخت است. دلیل این موضوع تغییر مقطع ناگهانی بوجود آمده توسط پله تخت در جهت جریان است که موجب ایجاد گردابه ایستا در پشت آن و در نتیجه سبب افزایش میزان افت فشار شده است. این موضوع را می توان برای حالت با چرخش نیز مشاهده و توسعه داد (شکل ۱۶-۴).

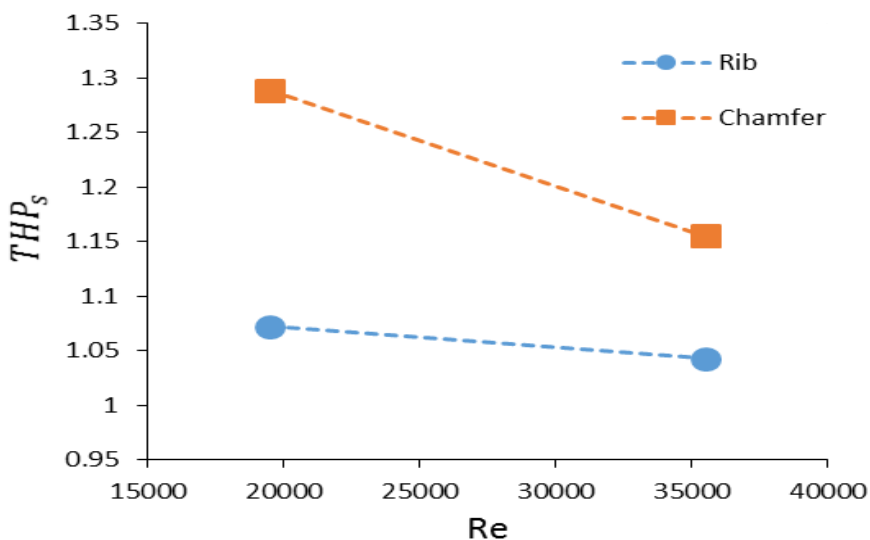
همچنین جهت درک بهتر مقدار عملکرد حرارتی هیدرولیکی هندسه در حالات مختلف در شکل ۴-۱۷ و شکل ۴-۱۸ نشان داده شده است.

مقدار عملکرد هیدرولیکی حرارتی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$THP_s = \frac{Nu/Nu_s}{(f/f_s)^{1/3}} \quad (4-5)$$



شکل ۴-۱۷ تغییرات  $THP_s$  برحسب رینولدز در حالات مختلف پله بدون چرخش



شکل ۴-۱۸ تغییرات  $THP_s$  برحسب رینولدز در حالات مختلف پله در  $Ro=0.1$

با توجه به توضیحات داده شده در مورد مقایسه عدد ناسلت و ضریب اصطکاک بین کانال با پله تخت و پله منحنی شکل، انتظار می‌رود مقدار عملکرد هیدرولیکی حرارتی در حالات با چرخش و بدون چرخش برای کانال با پله منحنی شکل بیشتر از کانال با پله تخت باشد که شکل ۴-۱۷ و شکل ۴-۱۸ این موضوع را تایید می‌کنند.

جدول ۲-۴ تغییرات دمای خروجی در اعداد رینولدز مختلف در هندسه پله منحنی شکل بدون چرخش

عدد رینولدز	دمای خروجی (کلوین)
۱۹۵۰۰	۲۹۰/۱۰۷۱
۳۵۵۰۰	۲۸۴/۵۸۶۴
۵۲۰۰۰	۲۸۲/۵۴۸۳

جدول ۳-۴ تغییرات دمای خروجی در اعداد رینولدز مختلف در هندسه پله تخت بدون چرخش

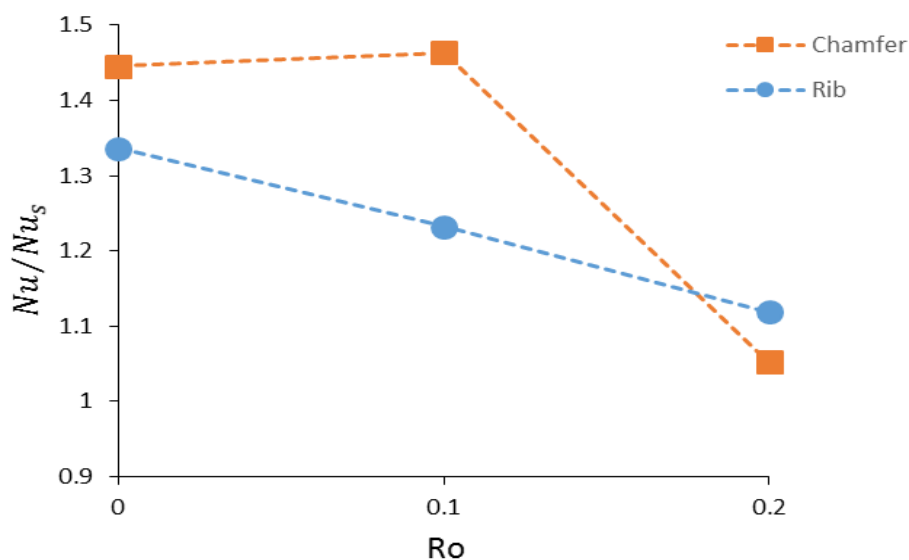
عدد رینولدز	دمای خروجی (کلوین)
۱۹۵۰۰	۲۹۱/۰۷۸۷
۳۵۵۰۰	۲۸۵/۱۱۳۴
۵۲۰۰۰	۲۸۲/۸۷۱۸

جدول ۴-۴ تغییرات دمای خروجی در اعداد رینولدز مختلف در هندسه کانال بدون مانع بدون چرخش

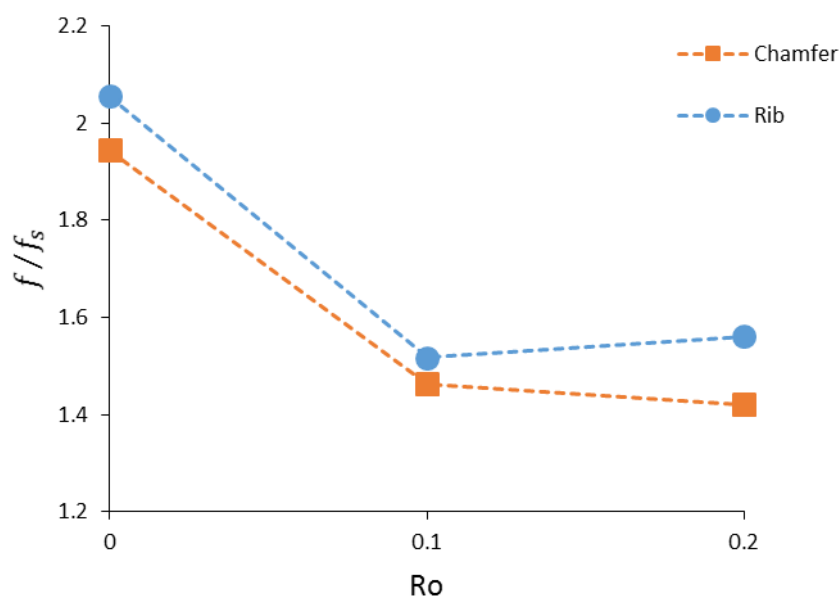
عدد رینولدز	دمای خروجی (کلوین)
۱۹۵۰۰	۲۸۹/۵۸۲۶
۳۵۵۰۰	۲۸۴/۳۲۵۸
۵۲۰۰۰	۲۸۲/۳۳۳۲

همان گونه که در جدول ۲-۴، جدول ۳-۴ و جدول ۴-۴ آمده است دمای خروجی سیال در رینولدزهای پایین بیشتر از رینولدزهای بالا می باشد که نشان می دهد سیال با دیواره (دیواره دارای پله) انتقال حرارت بیشتری را انجام داده است به همین علت در رینولدز ۱۹۵۰۰ برای هندسه های پله تخت و پله منحنی شکل عدد ناسلت از رینولدزهای دیگر بیشتر است.

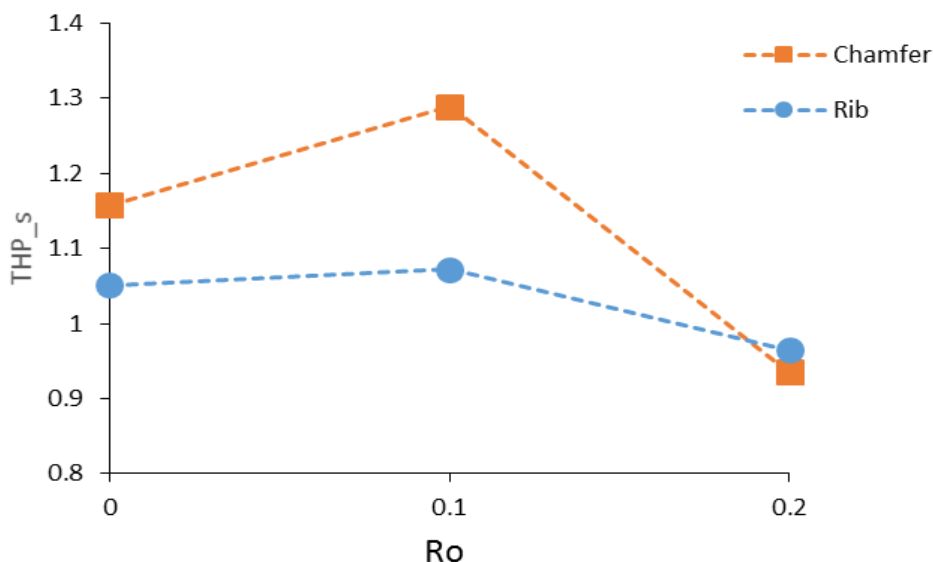
در این قسمت به مقایسه عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و همچنین عملکرد حرارتی هیدرولیکی در  $Ro=0$ ،  $Ro=0/10$  و  $Ro=0/20$  در رینولدز ۱۹۵۰۰ پرداخته شده است.



شکل ۴-۱۹ تغییرات  $Nu/Nu_s$  برحسب  $Ro$ های مختلف در  $Re=19500$

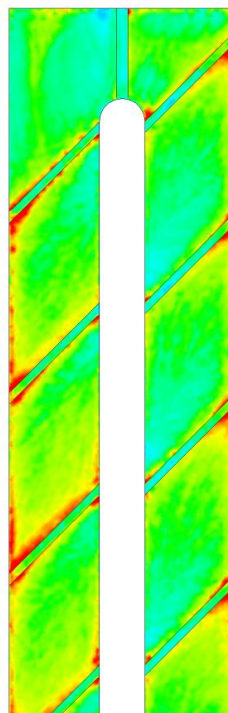
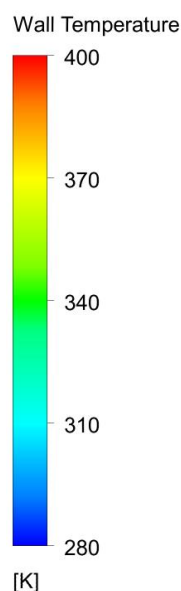


شکل ۴-۲۰ تغییرات  $f/f_s$  برحسب  $Ro$ های مختلف در  $Re=19500$

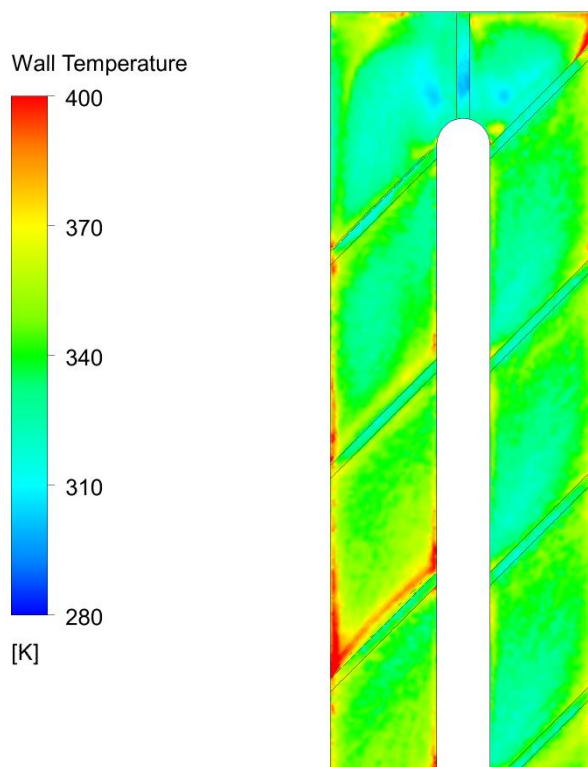


شکل ۴-۲۱ تغییرات  $THP_s$  بر حسب  $Ro$ های مختلف در  $Re=19500$

همان‌طور که در شکل ۴-۱۹ نشان داده شده عدد ناسلت در  $Ro=0$  و  $Ro=0/1$  برای حالت پله منحنی شکل بهتر از حالت پله تخت می‌باشد و همچنین با توجه به شکل ۴-۲۰ ضریب اصطکاک کمتری را پله منحنی شکل نسبت به حالت پله تخت دارا می‌باشد و از طرفی با توجه به شکل ۴-۲۱ با بررسی عملکرد حرارتی هیدرولیکی این نتیجه حاصل می‌شود که چرخش در  $Ro=0$ ،  $Ro=0/1$  سبب افزایش میزان انتقال حرارت و در  $Ro=0/2$  سبب کاهش میزان انتقال حرارت شده است.



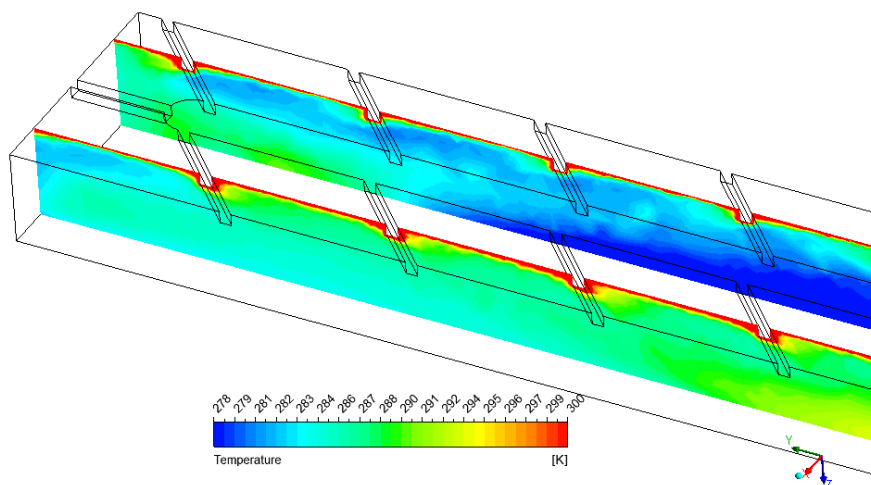
شکل ۴-۲۲ توزیع دما روی سطح دیواره داغ هندسه پله تخت برای  $Ro=0$  و  $Re=19500$



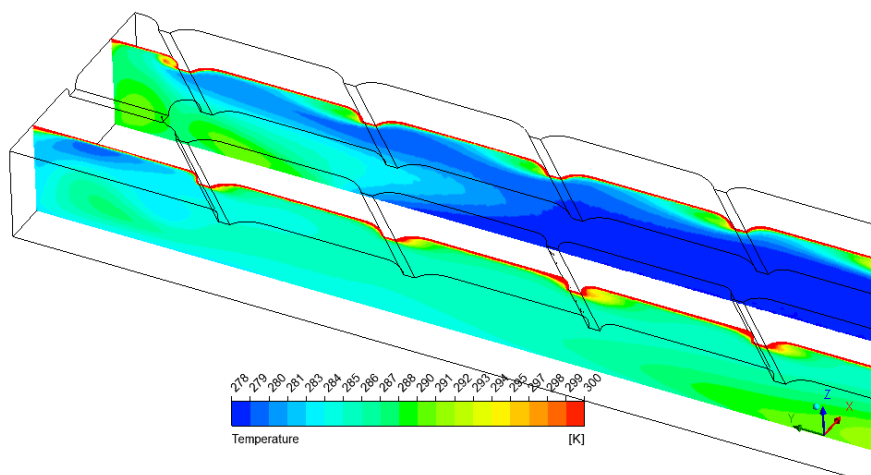
شکل ۴-۲۳ توزیع دما روی سطح دیواره داغ هندسه پله منحنی شکل برای  $Re=19500$  و  $Ro=0$

همان‌طور که از مقایسه شکل ۴-۲۲ و شکل ۴-۲۳ مشخص است، با بهبود شکل پره، توزیع حرارت یکنواخت‌تر شده است. در حالت پله تخت (شکل ۴-۲۲)، به‌واسطه ایجاد گردابه‌های ایستا در پشت پله، افزایش دما دیده می‌شود. دلیل این موضوع ایستا بودن جریان در آن ناحیه و تشکیل گردابه‌های ایستا است. اما با هموار کردن شکل پره این توزیع حرارت بهبود یافته و ناحیه افزایش دما کمتر به‌وجود آمده است (شکل ۴-۲۳).

طبق معادله ۴-۳ با افزایش اختلاف دمای دیواره و سیال، میزان انتقال حرارت کاهش می‌یابد. در نتیجه هندسه کانال همراه با پله تخت به‌واسطه ایجاد نواحی دمابالا موجب کاهش مقدار انتقال حرارت می‌شود که نتیجه مطلوب محسوب نمی‌شود. برای درک بهتری از توزیع حرارت سیال مجار دیوار، در شکل ۴-۲۴ و شکل ۴-۲۵ با استفاده تعریف دو صفحه طولی در راستای جریان، توزیع دمای سیال نشان داده شده است.



شکل ۴-۲۴ توزیع دما سیال در میان کانال با پله تخت برای  $Re=19500$  و  $Ro=0$



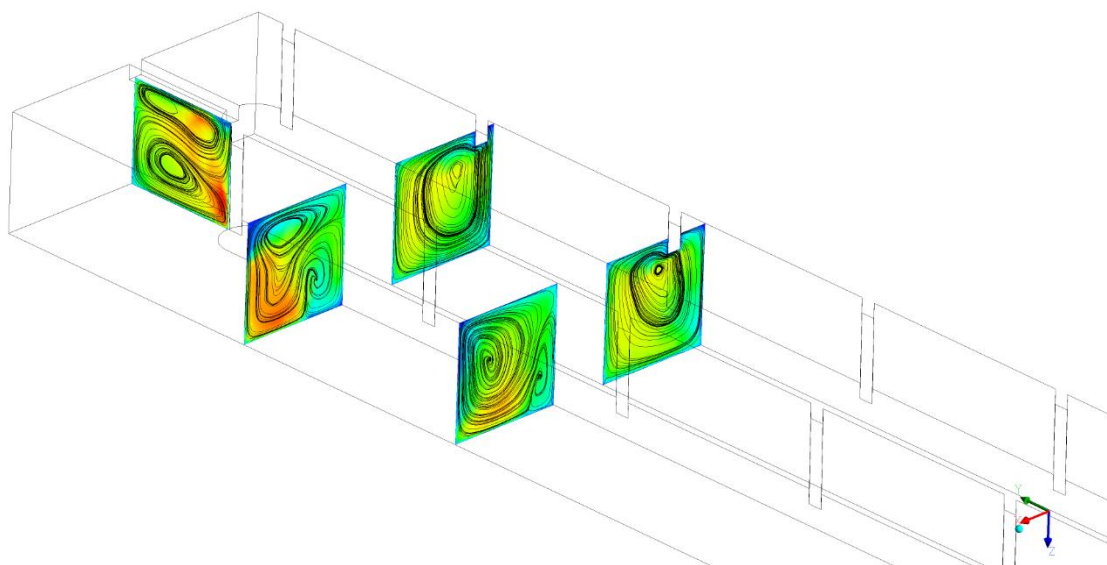
شکل ۴-۲۵ توزیع دما سیال در میان کانال با پله منحنی شکل برای  $Re=19500$  و  $Ro=0$

با توجه به شکل ۴-۲۴، نواحی ضخیمی از جریان دما بالا در نزدیکی پله دیده می‌شود. تخت بودن پله موجب ایجاد گردابه‌های ایستا در پشت پله می‌شود که این گردابه‌های ایستا سبب افزایش دما در آن ناحیه می‌شود اما در حالت پله منحنی شکل ۴-۲۵ به دلیل تغییر هندسی پله، ناحیه گردابه‌های ایستا از بین رفته، در نتیجه ضریب انتقال حرارت و عدد ناسلت افزایش خواهد یافت (مقایسه شکل ۴-۱۱ و شکل ۴-۱۲ بیانگر از بین رفتن گردابه‌های ایستا می‌باشد).



به همین دلیل عدد ناسلت گزارش شده برای حالات پله منحنی شکل همواره در تمامی شبیه‌سازی‌ها، بدون چرخش و با چرخش، بیشتر بوده است (شکل ۴-۱۳ و شکل ۴-۱۴).

طبق گزارش‌های مرجع [۵۳]، در طول جریان درون کانال با پله تخت و بدون چرخش، گردابه‌هایی ایستا در طول جریان تشکیل می‌شود؛ این گردابه‌ها به‌درستی در هندسه شبیه‌سازی شده دیده می‌شوند (شکل ۴-۲۶). این گردابه‌ها عموماً در نزدیکی پله تشدید می‌شوند. در خم به‌واسطه چرخش ۱۸۰ درجه‌ای جریان، دو گردابه گزارش شده است.

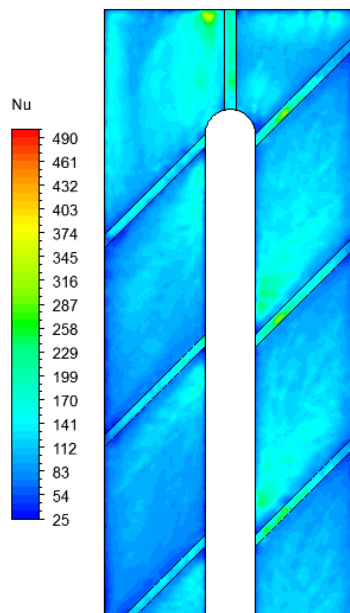


شکل ۴-۲۶ خطوط جریان در مقاطع عرضی مختلف برای هندسه با پله تخت و  $Re=19500$  و  $Ro=0$

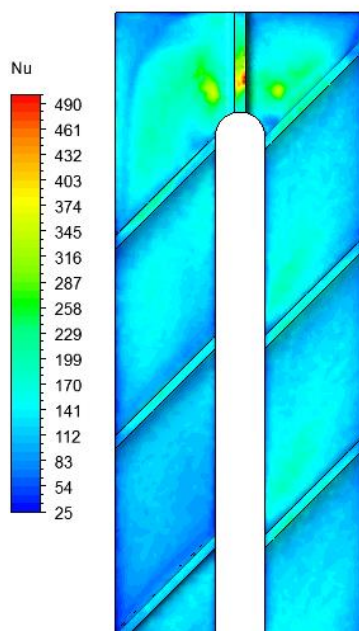
با توجه به شکل ۴-۲۶ وجود گردابه‌ها در نواحی خاصی از دامنه دیده می‌شود. برای مثال در پاس اول، گردابه‌ها در گوشه سمت راست بالای پاس متمرکز شده‌اند. این تمرکز موجب افزایش دمای محلی سیال در آن ناحیه خواهد شد. این موضوع تأییدکننده توزیع دمای نشان داده‌شده در شکل ۴-۲۲ است. همچنین در پاس دوم گردابه‌ها در گوشه سمت چپ بالای کانال شکل گرفته و موجب افزایش دمای محلی در آن ناحیه شده است؛ می‌توان همین تحلیل را نسبت به توزیع دما در شکل ۴-۲۳ داشت.

همچنین با توجه به شکل ۴-۲۶، در پاس اول شاهد یک گردابه در نزدیکی پله هستیم. وجود گردابه موجب پخش شدن دمای سیال مجاور دیواره در کانال می‌شود (شکل ۴-۲۵). اما این پخش‌شدگی محدود به مجاورت گردابه می‌شود. بدین معنا که دمای سیال نزدیک به دیواره بالاتر از نواحی دیگر است. پس از عبور جریان از خم، دو گردابه ایجاد می‌شود. در نتیجه دمای سیال بیشتر در مقطع توزیع شده و شاهد افزایش دمای توده سیال

در مقطع خواهیم بود. این دو گردابه در پاس دوم هم دیده می‌شوند که به‌موجب آن دمای توده سیال در پاس دوم افزایش یافته است (شکل ۴-۲۵). این تحلیل را می‌توان برای کانال با پله منحنی شکل نیز ارائه داد.



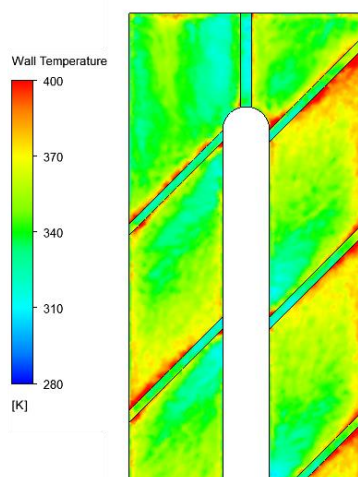
شکل ۴-۲۷ مقدار عدد ناسلت محلی در مجاورت دیوار برای هندسه پله تخت با  $Re=19500$  و  $Ro=0$



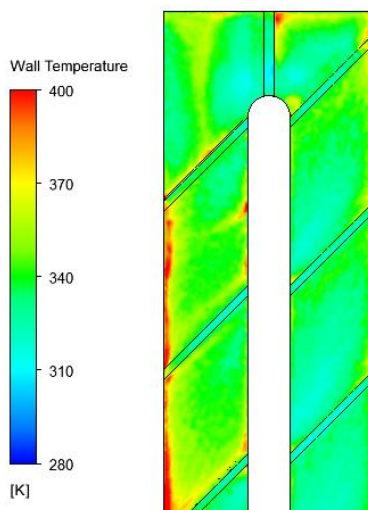
شکل ۴-۲۸ مقدار عدد ناسلت محلی در مجاورت دیوار برای هندسه پله منحنی شکل با  $Ro=0$  و

$$Re=19500$$

مقدار عدد ناسلت محلی در مجاورت دیوار برای دو حالت پله تخت و منحنی شکل برای حالت هندسه بدون چرخش در شکل ۲۷-۴ و شکل ۲۸-۴ نشان داده شده است. با تغییر شکل پله، مقدار محلی عدد ناسلت افزایش یافته است. دلیل این موضوع افزایش انتقال حرارت جابجایی و از بین رفتن گردابه‌های ایستا در پشت پله‌ها می‌باشد. همچنین بیشینه عدد ناسلت برای دو هندسه در وسط ناحیه خمیدگی<sup>۱</sup>، جایکه جریان ۱۸۰ درجه می‌چرخد، می‌باشد.



شکل ۲۹-۴ توزیع دما روی سطح دیواره داغ هندسه پله تخت برای  $Re=19500$  و  $Ro=0/1$

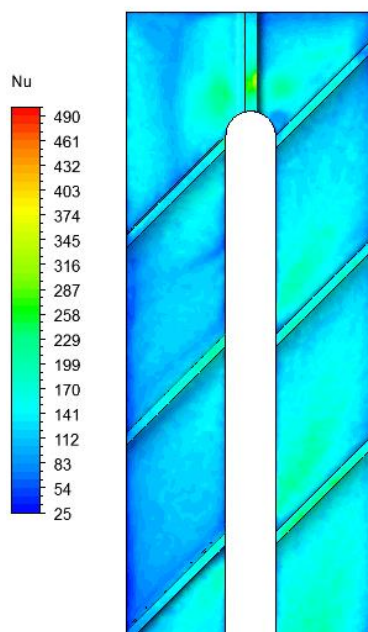


شکل ۳۰-۴ توزیع دما روی سطح دیواره داغ هندسه پله منحنی شکل برای  $Re=19500$  و  $Ro=0/1$

<sup>۱</sup> Bend

مقایسه بین دمای دیواره برای حالات پله در هندسه‌های با چرخش در شکل ۴-۲۹ و شکل ۴-۳۰ نشان داده شده است. همان‌گونه که مشخص است با از بین رفتن نواحی که گردابه‌های ایستا تشکیل می‌شود دمای دیواره کاهش یافته است. مشابه با حالت بدون چرخش، ایجاد انحنا در جلو و عقب پله موجب بهبود توزیع دما و کاهش نواحی ماکسیمم دما شده است.

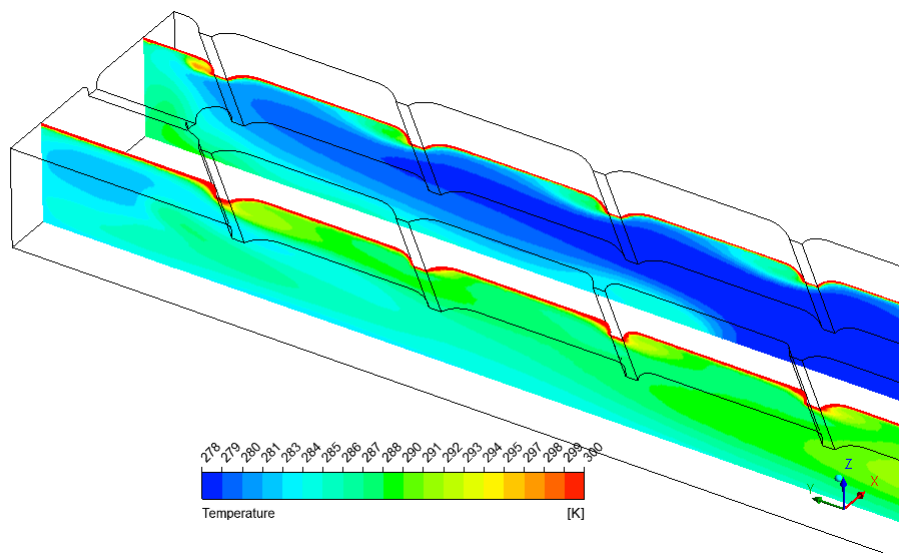
همچنین برای توزیع عدد ناسلت محلی روی دیواره داغ (دیواره‌ای که شار به آن وارد شده است):



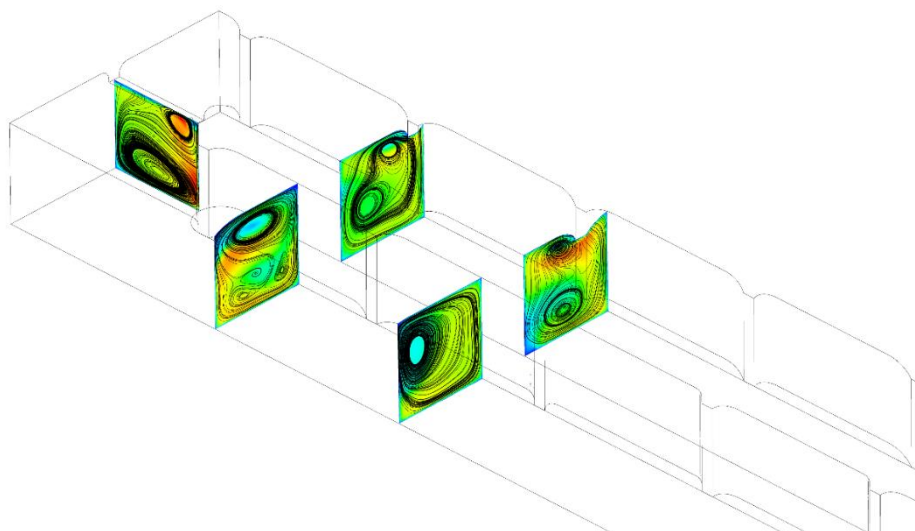
شکل ۴-۳۱ مقدار عدد ناسلت محلی در مجاورت دیوار برای هندسه پله منحنی شکل با  $Ro=0/1$  و

$$Re=19500$$

با توجه به شکل ۴-۳۱، توزیع عدد ناسلت محلی در مجاورت دیواره برای پله منحنی شکل بهبود یافته است. این موضوع در هماهنگی کامل در توزیع دمای به دست آمده در طول کانال است که در شکل ۴-۳۲ نشان داده شده است. همان‌طور که مشخص است در پاس دوم نواحی ضخیم‌تری نسبت به پاس اول از جریان دما بالا در نزدیکی پله دیده می‌شود به همین دلیل ناسلت در پاس دوم کمتر از پاس اول است (شکل ۴-۳۱).



شکل ۴-۳۲ توزیع دما سیال در میان کانال با پله منحنی شکل برای  $Re=19500$  و  $Ro=0.1$



شکل ۴-۳۳ خطوط جریان در مقاطع عرضی مختلف برای هندسه پله منحنی شکل  $Re=19500$  و  $Ro=0.1$

همان گونه که در شکل ۴-۳۳ مشاهده می شود، یک جفت گردابه کوریولیس با توجه به چرخش ایجاد شده است که جفت گردابه کوریولیس باعث شده است که توزیع دمای سیال کانال در پاس اول بیشتر باشد نسبت به پاس دوم، ولی در پاس دوم به دلیل اینکه گردابه ها نزدیک دیواره بالا تمرکز پیدا کرده است سبب کاهش توزیع دما در طول کانال شده است و بدلیل اینکه توزیع دما در دو پاس متفاوت می باشد ناسلت محلی در دو پاس رفت و برگشت تفاوت دارد.



## فصل ۵ نتیجه‌گیری و پیشنهادها

در این تحقیق انواع مانع در کانال مورد بررسی قرار گرفت. بدین منظور سه هندسه مختلف شبیه‌سازی شدند؛ کانال بدون مانع، کانال با مانع به شکل پله تخت و کانال با پله منحنی شکل. نوآوری این تحقیق در ایجاد انحنای محل اتصال پله بوده است که موجب بهبود فرآیند انتقال حرارت شده است.

پارامترهای از جمله عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و عملکرد حرارتی هیدرولیکی برای سه هندسه مقایسه شدند و بهترین هندسه کانال با پله منحنی شکل انتخاب شد. این کانال با بهبود هندسه در محل اتصال پله‌های آشفته‌ساز و سطح پره به کانال موجب کاهش افت فشار و افزایش ضریب انتقال حرارت در مجاورت دیواره شده است. دلیل این موضوع از بین رفتن ناحیه گردابه‌های ایستا در پشت پله و عبور بهتر جریان از روی پله می‌باشد که مانع ایستا بودن سیال شده و همین امر مانع آن شده است که دمای دیواره (سطح پره) در آن نقاط افزایش یابد. در ادامه برای چرخان بودن کانال این نتیجه حاصل شده، که چرخان بودن کانال در  $Ro=0/1$  و عدد رینولدز  $19500$  تاثیر بیشتری بر روی انتقال حرارت به نسبت عدد رینولدز  $35500$  داشت و همچنین با مقایسه چرخان بودن کانال در  $Ro=0$ ،  $Ro=0/1$  و  $Ro=0/2$  در رینولدز  $19500$  این نتیجه حاصل شد که در  $Ro=0$ ،  $Ro=0/1$  سبب افزایش میزان انتقال حرارت و در  $Ro=0/2$  انتقال حرارت کاهش یافته است.

در ادامه پیشنهاد می‌شود جهت توسعه این تحقیق مطالعات زیر صورت پذیرد:

- مطالعه پارامتری بر روی انواع ابعاد هندسی زبری‌ها نظیر طول، ارتفاع، زاویه و ...
- استفاده از مدل‌های آشفتگی LES و DES برای بهتر بررسی کردن گردابه‌ها
- استفاده هم‌زمان از هندسه‌ی پله منحنی شکل و فرورفتگی



## منبعها

- [1] P. M. Ligrani, M. M. Oliveira, and T. Blaskovich, "Comparison of heat transfer augmentation techniques," *AIAA journal*, vol. 41, no. 3, pp. 337-362, 2003.
- [2] J.-C. Han, S. Dutta, and S. Ekkad, *Gas turbine heat transfer and cooling technology*. CRC Press, 2012.
- [3] A. Murata, S. Nishida, H. Saito, K. Iwamoto, Y. Okita, and C. Nakamata, "Heat transfer enhancement due to combination of dimples, protrusions, and ribs in narrow internal passage of gas turbine blade," in *ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2011, pp. 1173-1182: American Society of Mechanical Engineers.
- [4] Y. Rao, C. Wan, Y. Xu, and S. Zang, "Local heat transfer characteristics in channels with pin fin and pin fin-dimple arrays," in *ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2011, pp. 1205-1216: American Society of Mechanical Engineers.
- [5] S. C. Siw, M. K. Chyu, and M. A. Alvin, "Effects of pin detached space on heat transfer in a rib roughened channel," *Journal of Turbomachinery*, vol. 135, no. 2, p. 021029, 2013.
- [6] T. Salameh and B. Sunden, "Comparison of continuous and truncated ribs on internal blade tip cooling," in *ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2012, pp. 1-9: American Society of Mechanical Engineers.
- [7] 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, no. 11, pp. 1130-1141, 2006.
- [8] L. M. Wright and J.-C. Han, "Enhanced Internal Cooling of Turbine Blades and Vanes," 2006.
- [9] T. N. Farshad, "Designing and optimized arrangement of rib turbulators in turbine blade internal cooling," Master of Science Ferdowsi University of Mashhad, 2, 2016.
- [10] M. Taslim, T. Li, and D. Kercher, "Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped and discrete ribs on two opposite walls," in *ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, 1994, pp. V004T09A018-V004T09A018: American Society of Mechanical Engineers.
- [11] S. Mochizuki, A. Murata, and M. Fukunaga, "Effects of rib arrangements on pressure drop and heat transfer in a rib-roughened channel with a sharp 180 deg turn," *Journal of Turbomachinery*, vol. 119, no. 3, pp. 610-616, 1997.
- [12] S. V. Ekkad and J.-C. Han, "Detailed heat transfer distributions in two-pass square channels with rib turbulators," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 40, no. 11, pp. 2525-2537, 1997.
- [13] P. Chandra, C. Alexander, and J. Han, "Heat transfer and friction behaviors in rectangular channels with varying number of ribbed walls," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, no. 3, pp. 481-495, 2003.
- [14] E. Lee, L. M. Wright, and J.-C. Han, "Heat transfer in rotating rectangular channels (AR= 4: 1) with V-shaped and angled rib turbulators with and without gaps," in *ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference*, 2003, pp. 661-670: American Society of Mechanical Engineers.

- [15] S. C. Jenkins, F. Zehnder, I. V. Shevchuk, J. von Wolfersdorf, B. Weigand, and M. Schnieder, "The effects of ribs and tip wall distance on heat transfer for a varying aspect ratio two-pass ribbed internal cooling channel," *Journal of Turbomachinery*, vol. 135, no. 2, pp. 21-31, 2013.
- [16] J. Han, Y. Zhang, and C. Lee, "Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs," *Journal of Heat Transfer*, vol. 113, no. 3, pp. 590-596, 1991.
- [17] S. Won, N. Burgess, S. Peddicord, and P. Ligrani, "Spatially resolved surface heat transfer for parallel rib turbulators with 45 deg orientations including test surface conduction analysis," *Journal of heat transfer*, vol. 126, no. 2, pp. 193-201, 2004.
- [18] G. Tanda and R. Abram, "Forced convection heat transfer in channels with rib turbulators inclined at 45 deg," *Journal of Turbomachinery*, vol. 131, no. 2, pp. 27-34, 2009.
- [19] G. Tanda, "Effect of rib spacing on heat transfer and friction in a rectangular channel with 45 angled rib turbulators on one/two walls," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, no. 5-6, pp. 1081-1090, 2011.
- [20] T. Astarita and G. Cardone, "Convective heat transfer in a square channel with angled ribs on two opposite walls," *Experiments in Fluids*, vol. 34, no. 5, pp. 625-634, 2003.
- [21] A. Murata and S. Mochizuki, "Effect of rib orientation and channel rotation on turbulent heat transfer in a two-pass square channel with sharp 180° turns investigated by using large eddy simulation," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, no. 12-13, pp. 2599-2618, 2004.
- [22] B. Lu and P.-X. Jiang, "Experimental and numerical investigation of convection heat transfer in a rectangular channel with angled ribs," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 30, no. 6, pp. 513-521, 2006.
- [23] Y.-J. Jang, H.-C. Chen, and J.-C. Han, "Computation of flow and heat transfer in two-pass channels with 60 deg ribs," *Journal of heat transfer*, vol. 123, no. 3, pp. 563-575, 2001.
- [24] T. I.-P. Shih, Y.-L. Lin, and M. A. Stephens, "Fluid flow and heat transfer in an internal coolant passage," *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 7, no. 5, pp. 351-364, 2001.
- [25] F. Zhou and S. Acharya, "Mass/Heat Transfer in Dimpled Two - Pass Coolant Passages with Rotation," *Annals of the New York Academy of Sciences*, vol. 934, no. 1, pp. 424-431, 2001.
- [26] S. Chang, T.-M. Liou, K. Chiang, and G. Hong, "Heat transfer and pressure drop in rectangular channel with compound roughness of V-shaped ribs and deepened scales," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, no. 3-4, pp. 457-468, 2008.
- [27] E. Y. Choi, Y. D. Choi, W. S. Lee, J. T. Chung, and J. S. Kwak, "Heat transfer augmentation using a rib-dimple compound cooling technique," *Applied Thermal Engineering*, vol. 51, no. 1-2, pp. 435-441, 2013.
- [28] E. Y. Choi, Y. D. Choi, and J. S. Kwak, "Effect of dimple configuration on heat transfer coefficient in a rib-dimpled channel," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, vol. 27, no. 4, pp. 653-659, 2013.
- [29] D. Zhang, S. Guo, Z. Shen, and Y. Xie, "Numerical study on flow and heat transfer performance of rectangular heat sink with compound heat transfer enhancement structures," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 6, p. 457650, 2014.
- [30] Z. Shen, Y. Xie, and D. Zhang, "Numerical predictions on fluid flow and heat transfer in U-shaped channel with the combination of ribs, dimples and protrusions under rotational effects," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 80, pp. 494-512, 2015.

- [31] R. S. Bunker and K. F. Donnellan, "Heat transfer and friction factors for flows inside circular tubes with concavity surfaces," in *ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference*, 2003, pp. 21-29: American Society of Mechanical Engineers.
- [32] H. Moon, T. O'Connell, and R. Sharma, "Heat transfer enhancement using a convex-patterned surface," in *ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air*, 2002, pp. 887-895: American Society of Mechanical Engineers.
- [33] P. Ligrani, J. Harrison, G. Mahmmod, and M. Hill, "Flow structure due to dimple depressions on a channel surface," *Physics of fluids*, vol. 13, no. 11, pp. 3442-3451, 2001.
- [34] S. Kim, E. Y. Choi, and J. S. Kwak, "Effect of channel orientation on the heat transfer coefficient in the smooth and dimpled rotating rectangular channels," *Journal of heat transfer*, vol. 134, no. 6, p. 064504, 2012.
- [35] C. Silva, E. Marotta, and L. Fletcher, "Flow structure and enhanced heat transfer in channel flow with dimpled surfaces: application to heat sinks in microelectronic cooling," *Journal of Electronic Packaging*, vol. 129, no. 2, pp. 157-166, 2007.
- [36] H. Wee, Q. Zhang, P. M. Ligrani, and S. Narasimhan, "Numerical predictions of heat transfer and flow characteristics of heat sinks with ribbed and dimpled surfaces in laminar flow," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 53, no. 11, pp. 1156-1175, 2008.
- [37] M. A. Elyyan and D. K. Tafti, "Large eddy simulation investigation of flow and heat transfer in a channel with dimples and protrusions," *Journal of Turbomachinery*, vol. 130, no. 4, p. 041016, 2008.
- [38] Y. Rao, Y. Xu, and C. Wan, "A numerical study of the flow and heat transfer in the pin fin-dimple channels with various dimple depths," *Journal of Heat Transfer*, vol. 134, no. 7, p. 071902, 2012.
- [39] J. Park, P. Desam, and P. Ligrani, "Numerical predictions of flow structure above a dimpled surface in a channel," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 45, no. 1, pp. 1-20, 2004.
- [40] S. Y. Won and P. Ligrani, "Numerical predictions of flow structure and local Nusselt number ratios along and above dimpled surfaces with different dimple depths in a channel," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 46, no. 6, pp. 549-570, 2004.
- [41] G. Xie, B. Sundén, and Q. Wang, "Predictions of enhanced heat transfer of an internal blade tip-wall with hemispherical dimples or protrusions," *Journal of Turbomachinery*, vol. 133, no. 4, p. 041005, 2011.
- [42] G. Xie, B. Sundén, and W. Zhang, "Comparisons of pins/dimples/protrusions cooling concepts for a turbine blade tip-wall at high Reynolds numbers," *Journal of Heat Transfer*, vol. 133, no. 6, p. 061902, 2011.
- [43] G. Mahmood and P. Ligrani, "Heat transfer in a dimpled channel: combined influences of aspect ratio, temperature ratio, Reynolds number, and flow structure," *International Journal of Heat and mass transfer*, vol. 45, no. 10, pp. 2011-2020, 2002.
- [44] K.-Y. Kim and J.-Y. Choi, "Shape optimization of a dimpled channel to enhance turbulent heat transfer," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 48, no. 9, pp. 901-915, 2005.
- [45] S. W. Chang, Y. J. Jan, and S. F. Chang, "Heat transfer of impinging jet-array over convex-dimpled surface," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 49, no. 17-18, pp. 3045-3059, 2006.

- [46] J. Park and P. Ligrani, "Numerical predictions of heat transfer and fluid flow characteristics for seven different dimpled surfaces in a channel," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 47, no. 3, pp. 209-232, 2005.
- [47] C. N. Jordan and L. M. Wright, "Heat transfer enhancement in a rectangular (AR= 3: 1) channel with V-shaped dimples," in *ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2011, pp. 1505-1516: American Society of Mechanical Engineers.
- [48] Y. Chen, Y. T. Chew, and B. C. Khoo, "Enhancement of heat transfer in turbulent channel flow over dimpled surface," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, no. 25-26, pp. 8100-8121, 2012.
- [49] K. Kanokjaruvijit and R. F. Martinez-botas, "Jet impingement on a dimpled surface with different crossflow schemes," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 48, no. 1, pp. 161-170, 2005.
- [50] O. Alshroof, J. Reizes, V. Timchenko, and E. Leonardi, "Flow structure and heat transfer enhancement in laminar flow with protrusion-dimple combinations in a shallow rectangular channel," in *ASME 2009 Heat Transfer Summer Conference collocated with the InterPACK09 and 3rd Energy Sustainability Conferences*, 2009, pp. 785-795: American Society of Mechanical Engineers.
- [51] S. D. Hwang, H. G. Kwon, and H. H. Cho, "Local heat transfer and thermal performance on periodically dimple-protrusion patterned walls for compact heat exchangers," *Energy*, vol. 35, no. 12, pp. 5357-5364, 2010.
- [52] D. Zhang, Z. Shen, and Y. Xie, "Study on flow control and heat transfer performance based on secondary dimple/protrusion," in *Zhongguo Dianji Gongcheng Xuebao(Proceedings of the Chinese Society of Electrical Engineering)*, 2012, vol. 32, no. 17, pp. 44-50: Chinese Society for Electrical Engineering.
- [53] P. Singh, B. V. Ravi, and S. V. Ekkad, "Experimental and numerical study of heat transfer due to developing flow in a two-pass rib roughened square duct," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 102, pp. 1245-1256, 2016.
- [54] J. Liu, Y. Song, G. Xie, and B. Sundén, "Numerical modeling flow and heat transfer in dimpled cooling channels with secondary hemispherical protrusions," *Energy*, vol. 79, pp. 1-19, 2015.
- [55] G. Xie, J. Liu, P. M. Ligrani, and W. Zhang, "Numerical analysis of flow structure and heat transfer characteristics in square channels with different internal-protruded dimple geometrics," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 67, pp. 81-97, 2013.
- [56] Z. Shen, H. Qu, D. Zhang, and Y. Xie, "Effect of bleed hole on flow and heat transfer performance of U-shaped channel with dimple structure," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 66, pp. 10-22, 2013.
- [57] L. Zheng, Y. Xie, and D. Zhang, "Numerical investigation on heat transfer performance and flow characteristics in a rectangular air cooling channel (AR= 2) with ridged dimples," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 107, pp. 403-417, 2017.
- [58] Y. Xie, H. Qu, and D. Zhang, "Numerical investigation of flow and heat transfer in rectangular channel with teardrop dimple/protrusion," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 84, pp. 486-496, 2015.
- [59] C. Wang, L. Wang, and B. Sundén, "Heat transfer and pressure drop in a smooth and ribbed turn region of a two-pass channel," *Applied Thermal Engineering*, vol. 85, pp. 225-233, 2015.
- [60] J. W. Deardorff, "A numerical study of three-dimensional turbulent channel flow at large Reynolds numbers," *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 41, no. 2, pp. 453-480, 1970.

- [61] S. A. Orszag and G. Patterson, "Numerical simulation of turbulence," in *Statistical models and Turbulence*: Springer, 1972, pp. 127-147.
- [62] B. E. Launder and B. Sharma, "Application of the energy-dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc," *Letters in heat and mass transfer*, vol. 1, no. 2, pp. 131-137, 1974.
- [63] "Ansys fluent V19 Theory guid," in *Ansys fluent*.
- [64] P. Singh, W. Li, S. V. Ekkad, and J. Ren, "A new cooling design for rib roughened two-pass channel having positive effects of rotation on heat transfer enhancement on both pressure and suction side internal walls of a gas turbine blade," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 115, pp. 6-20, 2017.

## Abstract

In this study, a U-shaped channel has been simulated with flat ribturbulator and a smooth U-shaped channel in Reynolds numbers 19500, 35500, 52000. Following the simulation process to improve the geometry of the flat ribturbulators, a new geometric has been created as a curved ribturbulator. that eliminates the static vortices created in the direction stream of the flat ribturbulator and prevents of the static vortices in Behind the rib. in result, it increases the amount of heat transfer from the surface of the blade. Also, the effect of channel rotation on different geometries in Reynolds numbers (19500, 35500) and  $Ro = 0.1$  was investigated in this study. In Following the simulation process, the effect of the channel rotation in the Reynolds number of 19500 and  $Ro = 0$ ,  $Ro=0.1$ ,  $Ro = 0.2$  was investigated. The results showed that for non-rotation geometries, the geometry of the curved-shaped ribturbulator has a better heat transfer than flat ribturbulator in  $Ro = 0$ ,  $Ro = 0.1$ , and Nusselt number is improved about 10%. Also, the rotational effect of  $Ro = 0.1$  and Reynolds 19500 Leading to 20% improvement in the Nusselt number and at 35500 Reynolds, a 10% improvement in Nusselt number.

**Keywords:** Blade Cooling, Rib, Heat Transfer, U-shape Channel, CFD



**Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering  
M.Sc. Thesis in Energy Conversion Engineering**

**Numerical investigation Three-dimensinal of heat transfer  
enhancement from rotating gas turbine blade**

**Written by**

**Seyyed Hossein miri sangtarashani**

**Supervisor**

**Dr. Ali khaleghi**

**Advisor**

**Dr. Mahmoud Noroozi**

**January 2019**