

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی تبدیل انرژی

# مطالعه‌ی عددی بر روی هندسه دندانه‌های هلالی شکل در مسیر جریان درون یک کانال داخلی و مربعی داخل پره توربین گاز به منظور بهبود انتقال حرارت و خنک‌کاری داخلی

نگارنده: محمدصادق مقدس

استاد راهنما

دکتر محمود نوروزی

استاد مشاور

دکتر محمدحسن کیهانی

دی ۱۳۹۸

تقدیم به روح بلند شهید حاج حسن طهرانی مقدم و تمامی شهدای افتدار...

# تعمیر نامه

اینجانب محمدصادق مقدس دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه مطالعه‌ی عددی بر روی هندسه دندانه‌های هلالی شکل در مسیر جریان درون یک کانال داخلی و مربعی داخل پره توربین گاز به منظور بهبود انتقال حرارت و خنک‌کاری داخلی تحت راهنمایی دکتر محمود نوروزی متعهد می‌شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه 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 پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است .
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود 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 پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده ( یا بافتهای آنها ) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، 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 ، برنامه های رایانه ای ، 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 پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد.

## چکیده

در این مطالعه‌ی عددی به بررسی جریان سیال و ویژگی‌های انتقال حرارت در یک کانال خنک‌کاری با انواع متفاوتی از ریب‌های هلالی پرداخته شده است. جزئیات ساختار جریان آشفته، ویژگی‌های دمای سیال، انتقال حرارت، و مؤلفه‌ی عملکرد حرارتی، به وسیله‌ی استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی و مدل آشفتگی تنش‌های رینولدز به دست آمد. به منظور اعتبارسنجی مدل حل عددی و بررسی قابل قبول بودن محاسبات، نتایج عددی این مطالعه ( $Nu/Nu_0$ ) بر حسب مدل آشفتگی تنش‌های رینولدز و در عدد رینولدز ۲۰۰۰۰ در ناحیه‌ی بین ریب هفتم و هشتم، با داده‌های عددی مقایسه گردید. پنج هندسه‌ی متفاوت ریب با هدف بهبود عملکرد حرارتی کانال خنک‌کاری مورد بررسی قرار گرفت. این ریب‌ها شامل ریب‌های صاف و عمود بر راستای جریان، ریب‌های هلالی ساده، ریب‌های هلالی برش خورده، ریب‌های هلالی یکی در میان بزرگ و کوچک و ریب‌های  $m$  شکل و یکی در میان بزرگ و کوچک می‌باشد؛ همچنین محاسبات عددی در عددهای رینولدز بین ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ انجام پذیرفت. روشن است که ریب‌های هلالی با تولید گردابه‌های طولی بزرگ در دیواره‌های پایین دست ریب‌ها، موجب تقویت انتقال حرارت افزایش شدت اختلاط جریان می‌شود. همچنین این گردابه‌ها انرژی جنبشی آشفتگی را افزایش و ضخامت لایه مرزی را کاهش می‌دهد که باعث پایین آمدن دما در نزدیکی سطح هدف می‌شود. نتایج عددی نشان می‌دهند که کانال‌های با ریب‌های هلالی، عملکرد حرارتی بهتری نسبت به کانال با ریب‌های صاف خواهند داشت. کانال با ریب‌های هلالی به صورت یکی در میان بزرگ و کوچک نسبت به ریب‌های صاف، دارای  $1/8$  درصد افزایش انتقال حرارت و  $7/07$  درصد کاهش اصطکاک خواهند بود. به طور کلی کانال با ریب‌های هلالی به صورت یکی در میان بزرگ و کوچک بهترین عملکرد حرارتی را ارائه خواهند داد.

**کلمات کلیدی:** توربین‌گاز، انتقال حرارت، ریب، ریب‌های هلالی، افت فشار، خنک‌کاری، عملکرد حرارتی

# فهرست مطالب

ط	فهرست جداول	.....
ی	فهرست اشکال	.....
ل	فهرست علائم	.....
۱	فصل ۱: مقدمه	.....
۱-۱	مروری بر تاریخچه‌ی پیدایش توربین‌های گازی	.....
۲-۱	مزایا و معایب توربین‌های گازی	.....
۱-۲-۱	مزایای توربین گازی	.....
۲-۲-۱	معایب توربین گازی	.....
۳-۱	معرفی سیکل کاری توربین‌های گازی	.....
۴-۱	پره‌های توربین گازی	.....
۵-۱	خنک کاری توربین	.....
۱-۵-۱	خنک کاری با هوا	.....
۲-۵-۱	خنک کاری با آب	.....
۳-۵-۱	ضرورت خنک کاری پره‌ها و بررسی روش‌های موجود	.....
۶-۱	خنک کاری داخلی	.....
۱-۶-۱	مشکلات خنک کاری توربین	.....
۲-۶-۱	مواد با تحمل دمای بالا	.....
۳-۶-۱	خنک کاری توسط ریب‌ها	.....
۷-۱	مطالعات مشابه انجام شده	.....
۱-۷-۱	مطالعات آزمایشگاهی	.....
۲-۷-۱	مطالعات عددی	.....
۸-۱	معرفی تحقیق حاضر	.....
۱-۸-۱	تعریف مسئله	.....
۲-۸-۱	روش تحقیق	.....
۳-۸-۱	اهمیت و کاربرد	.....
۴-۸-۱	نوآوری‌ها	.....
۹-۱	معرفی هندسه‌های بررسی شده	.....
۱-۹-۱	کانال با ریب‌های صاف	.....

۳۱	۲-۹-۱	کانال مربعی با ریب‌های هلالی ساده.....
۳۱	۱-۲-۹-۱	ایده‌ی طرح ریب‌های هلالی.....
۳۳	۲-۲-۹-۱	هندسه‌ی بررسی شده در این مطالعه.....
۳۴	۳-۹-۱	کانال با ریب‌های هلالی برش خورده از وسط.....
۳۴	۱-۳-۹-۱	ایده‌ی ایجاد فاصله در وسط ریب‌ها.....
۳۴	۲-۳-۹-۱	هندسه‌ی بررسی شده در این مطالعه.....
۳۶	۴-۹-۱	کانال با ریب‌های هلالی یک‌درمیان بزرگ و کوچک.....
۳۶	۱-۴-۹-۱	ایده‌ی بزرگ و کوچک کردن ریب‌ها.....
۳۶	۲-۴-۹-۱	هندسه‌ی بررسی شده در این مطالعه.....
۳۷	۵-۹-۱	کانال با ریب‌های هلالی m شکل و یک‌درمیان بزرگ و کوچک.....
۳۷	۱-۵-۹-۱	ایده‌ی ریب‌های m شکل.....
۳۸	۲-۵-۹-۱	مورد بررسی شده در این مطالعه.....
۳۹	۲	فصل ۲: معادلات حاکم.....
۴۰	۱-۲	مقدمه.....
۴۰	۲-۲	معادله‌ی پیوستگی.....
۴۰	۳-۲	معادله‌ی مومنتوم.....
۴۱	۴-۲	معادله‌ی بقای انرژی.....
۴۱	۵-۲	جریان آشفته.....
۴۱	۶-۲	مفاهیم پایه.....
۴۳	۱-۶-۲	خصوصیات جریان سیال.....
۴۵	۲-۶-۲	آشفته‌گی.....
۴۷	۷-۲	معادلات حاکم بر جریان‌های آشفته.....
۴۷	۱-۷-۲	بررسی روش آماری برای تحلیل جریان‌های آشفته.....
۴۸	۲-۷-۲	محاسبه‌ی متوسط جمعی.....
۴۸	۳-۷-۲	محاسبه‌ی متوسط زمانی.....
۴۹	۴-۷-۲	مقایسه متوسط جمعی و متوسط زمانی.....
۵۰	۵-۷-۲	معادلات حرکت برای جریان‌های آشفته.....
۵۰	۶-۷-۲	معادله پیوستگی برای جریان آشفته.....
۵۱	۷-۷-۲	معادله‌ی مومنتوم در جریان‌های آشفته.....
۵۵	۸-۷-۲	معادله‌ی انرژی جنبشی آشفته‌گی برای جریان‌های آشفته.....
۵۷	۳	فصل ۳: روش حل عددی.....
۵۸	۱-۳	مقدمه.....
۵۹	۲-۳	هدف از انجام این مطالعه.....
۵۹	۳-۳	محدوده‌ی محاسباتی و شرایط مرزی.....

۶۱	۴-۳	متدهای حل عددی
۶۲	۵-۳	مدل‌های آشفتگی
۶۳	۱-۵-۳	مدل‌های لزجت گردابه‌ای
۶۴	۲-۵-۳	عوامل مؤثر در مدل‌سازی جریان‌های آشفته
۶۵	۳-۵-۳	مدل انتقال تنش‌های رینولدز یا مدل RSM
۶۶	۱-۳-۵-۳	دلایل استفاده از مدل تنش‌های رینولدز
۶۸	۲-۳-۵-۳	محاسبه‌ی معادله‌ی انتقالی صریح برای تانسور تنش رینولدز
۷۱	۳-۳-۵-۳	مزایا و معایب مدل انتقال تنش رینولدز
۷۳	۴	فصل ۴: نتایج و بررسی آن‌ها
۷۴	۱-۴	مقدمه
۷۴	۲-۴	شبکه‌بندی
۷۵	۱-۲-۴	تولید شبکه
۷۷	۲-۲-۴	بررسی تابع دیواره $(Y^+)$
۷۸	۱-۲-۲-۴	معیار تشخیص ناحیه دیواره
۷۹	۲-۲-۲-۴	مقدار $Y^+$ در نظر گرفته شده در این مطالعه
۷۹	۳-۲-۴	بررسی استقلال نتایج از شبکه
۸۱	۳-۴	انتخاب و اعتبار سنجی مدل حل عددی
۸۲	۴-۴	تحلیل داده‌ها
۸۳	۵-۴	بررسی شکل و ماهیت جریان
۸۴	۶-۴	مقایسه‌ی دما
۸۵	۷-۴	مقایسه‌ی مقدار ناسلت
۸۶	۸-۴	ضریب اصطکاک و افت فشار
۸۷	۹-۴	انتقال حرارت
۸۸	۱۰-۴	عملکرد حرارتی
۹۱	۵	فصل ۵: جمع‌بندی نتایج و ارائه‌ی پیشنهادها
۹۲	۱-۵	مقدمه
۹۳	۲-۵	نتایج حاصل از این مطالعه
۹۴	۳-۵	ارائه‌ی پیشنهاد برای مطالعات آینده
۹۶		مراجع
۱۰۰		ABSTRACT



# فهرست جداول

- جدول ۱-۳: جدول دسته‌بندی انواع مدل‌های آشفستگی ..... ۶۲
- جدول ۱-۴: مقایسه‌ی تأثیر تعداد شبکه بر انتقال حرارت و افت فشار ..... ۸۰

# فهرست اشکال

- شکل ۱-۱: نمایش ساده‌ای از چرخه‌ی برایتون ..... ۵
- شکل ۲-۱: بخش‌های مختلف پره‌ی توربین ..... ۷
- شکل ۳-۱: تصاویر شماتیک مسیر خنک‌کاری پره‌ها با هوا ..... ۹
- شکل ۴-۱: خنک‌سازی پره متحرک توربین گازی با آب ..... ۱۱
- شکل ۵-۱: چیدمان‌های مختلف بررسی شده در مطالعه‌ی زی و همکاران ..... ۲۴
- شکل ۶-۱: نمایشی از هندسه‌ی ریب‌های دارای مجرای همگرا و واگرا ..... ۲۶
- شکل ۷-۱: نمای سه بعدی از کانال با ریب‌های صاف ..... ۳۰
- شکل ۸-۱: نمایی از کانال با ریب‌های صاف ..... ۳۱
- شکل ۹-۱: نمایی از کانال با ریب‌های هلالی بررسی شده توسط زی و همکاران ..... ۳۲
- شکل ۱۰-۱: نمایی از هندسه‌ی ریب‌های هلالی بررسی شده توسط زی و همکاران ..... ۳۲
- شکل ۱۱-۱: هندسه‌ی ریب‌های هلالی ..... ۳۲
- شکل ۱۲-۱: هندسه‌ی ریب هلالی ساده‌ی بررسی شده در این مطالعه ..... ۳۳
- شکل ۱۳-۱: چیدمان‌های متفاوت ریب‌های برش خورده از وسط ..... ۳۴
- شکل ۱۴-۱: نمایی از هندسه‌ی ریب‌های هلالی برش خورده از وسط ..... ۳۵
- شکل ۱۵-۱: هندسه‌ی ریب هلالی برش خورده از وسط ..... ۳۵
- شکل ۱۶-۱: کانال با ریب‌های صاف یکی در میان کوچک شده ..... ۳۶
- شکل ۱۷-۱: کانال با ریب‌های هلالی یک‌درمیان بزرگ و کوچک ..... ۳۷
- شکل ۱۸-۱: تبدیل ریب‌های V شکل به W شکل در مطالعه هان و همکاران ..... ۳۷
- شکل ۱۹-۱: نمایی از هندسه‌ی ریب‌های هلالی m شکل و یک‌درمیان بزرگ و کوچک ..... ۳۸
- شکل ۱-۲: پروفیل‌های سرعت در لایه‌مرزی آرام و آشفته ..... ۴۲
- شکل ۲-۲: لایه‌مرزی سرعت و لایه‌مرزی حرارتی ..... ۴۳
- شکل ۳-۲: ادی‌های جریان آشفته ..... ۴۶
- شکل ۴-۲: منحنی سرعت لحظه‌ای و متوسط در میدان جریان آشفته ..... ۴۷
- شکل ۱-۳: دامنه‌ی محاسباتی (کانال مورد بررسی) ..... ۶۰
- شکل ۲-۳: مقایسه‌ی ارزش محاسباتی، دقت و کار آیی انواع مدل‌های آشفتگی ..... ۶۳
- شکل ۱-۴: نمونه‌ای از شبکه‌بندی ناحیه‌ی محاسباتی ..... ۷۶
- شکل ۲-۴: نمایی از شبکه‌بندی محدوده‌ی محاسباتی ..... ۷۷
- شکل ۳-۴: نمودار مقایسه‌ی نتایج تجربی و عددی ..... ۸۱
- شکل ۴-۴: خطوط جریان در قسمت میانی کانال ..... ۸۳

- شکل ۴-۵: مقایسه‌ی توزیع دما در دیواره‌ی ریب دار در هندسه‌های مختلف ریب ..... ۸۵
- شکل ۴-۶: مقایسه‌ی توزیع ناسلت در دیواره‌ی ریب دار در هندسه‌های مختلف ریب ..... ۸۶
- شکل ۴-۷: مقایسه‌ی زبری سطحی در دیواره‌ی پایینی برای اعداد رینولدز متفاوت ..... ۸۷
- شکل ۴-۸: مقایسه‌ی عدد ناسلت در اعداد رینولدز متفاوت ..... ۸۸
- شکل ۴-۹: عملکرد حرارتی کانال  $Nu/Nu_0/(f/f_0)^{1/3}$  در اعداد رینولدز متفاوت ..... ۸۹
- شکل ۴-۱۰: عملکرد حرارتی کانال  $Nu/Nu_0/(f/f_0)$  در اعداد رینولدز متفاوت ..... ۸۹

## فهرست علائم

واحد	عنوان	علامت
m	مقدار قوس ریب نسبت به یک خط صاف	b
Pa	فشار	P
m	فاصله بین ریب‌ها	p
m	عرض مقطع ریب	e
m	قطر هیدرولیکی کانال	D <sub>h</sub>
m	طول ضلع کانال	H
*	عدد ناسلت	Nu
*	رابطه دیتاس-بولتر (عدد ناسلت برای جریان هوای آشفته کاملاً توسعه یافته در کانال‌های صاف)	Nu <sub>0</sub>
*	ضریب اصطکاک فانینگ	f
*	ضریب اصطکاک برای جریان کاملاً توسعه یافته در یک کانال صاف	f <sub>0</sub>
m	ارتفاع ریب	h
m	طول قسمت میانی کانال	L
Pa	افت فشار	$\Delta P$
*	عدد پرانتل	Pr
W/m <sup>2</sup>	شار حرارتی	q
*	عدد رینولدز	Re
K	دمای محلی	T
K	دمای متوسط توده سیال	T <sub>f</sub>
m	عرض کانال	W
*	عدد بی بعد دیواره	Y <sup>+</sup>
Kg/m <sup>3</sup>	چگالی سیال	$\rho$
Pa.s	ویسکوزیته دینامیکی سیال	$\mu$
W/(m K)	ضریب حرارتی جابجایی سیال	$\lambda$
m/s	بردار سرعت	V
N	نیروی حجمی	B
J	آنتالپی	H1

J/gK	ظرفیت گرمایی ویژه	$C_p$
W/(m K)	ضریب هدایت گرمایی	$k$
m	لایه مرزی سرعت	$\delta$
m	لایه مرزی حرارتی	$\delta_t$
m/s	سرعت متوسط زمانی	$\bar{u}$
m/s	سرعت نوسانی	$u'$
s	لحظه‌ی محاسبه یک کمیت متوسط	$t_s$
s	بازه زمانی محاسبه یک کمیت متوسط	$\Delta t$
m	مؤلفه‌های مختصات کارتزین	$x, y, z$
s	مؤلفه‌های سرعت	$u, v, w$
m	فاصله المان سیال از دیواره	$Y$
m/s	سرعت مشخصه آشفتگی	$U_\tau$
$m^2/s$	ویسکوزیته سینماتیکی	$\nu$



# فصل ۱: مقدمه

## ۱\_۱ مروری بر تاریخچه‌ی پیدایش توربین‌های گازی

توربین گازی<sup>۱</sup> یا توربین احتراقی، به بیان ساده نوعی موتور احتراق داخلی است. اجزای این موتور شامل یک کمپرسور<sup>۲</sup> در بالادست و یک توربین در پایین دست خود می‌باشد که باهم کوپل<sup>۳</sup> می‌شوند و یک محفظه‌ی احتراق<sup>۴</sup> در بین آن‌ها قرار می‌گیرد. یکی از موارد استفاده از توربین‌های گازی تولید برق می‌باشد و بیش از هفتاد سال است که در این جهت مورد استفاده قرار می‌گیرند و بیست سال است که تولید این توربین‌ها بسیار افزایش یافته است. یک مخترع انگلیسی به نام جان باربر<sup>۵</sup> در سال ۱۷۹۱ موفق به ثبت اولین اختراع برای نوع مشابهی از توربین‌های امروزی شد. سپس یک پروژه‌ی ساخت توربین گازی در برلین و در سال ۱۹۰۴، توسط فرانتس استولز<sup>۶</sup> انجام شد بدین ترتیب که در تولید آن از نخستین کمپرسور محوری جهان استفاده شده بود، اما این پروژه با موفقیت همراه نبود و پس از مطالعات فراوان نهایتاً در اوایل قرن بیستم، اولین توربین گازی که از یک توربین چندطبقه‌ی عکس‌العملی و یک کمپرسور محوری چندطبقه تشکیل شده بود، ساخته شد. در سال‌های بعد، افراد و شرکت‌های متعددی بر روی ایده‌ی توربین‌های گازی مطالعه کردند که در این میان شرکت جنرال الکتریک آمریکا (بزرگ‌ترین تولیدکننده‌ی توربین‌های گازی در جهان) بخش توربین گازی خود را در سال ۱۹۱۸ راه‌اندازی کرد. در نهایت اولین توربین گازی جهان برای تولید برق، در سال ۱۹۳۹ توسط شرکت براون-باوری<sup>۷</sup> و در سوئیس ساخته شد [۱].

توربین گازی و توربین بخار<sup>۸</sup> از لحاظ عملکرد تشابه بسیاری به هم دارند؛ با این تفاوت که سیال عامل به جای بخار آب، هوا می‌باشد. بدین ترتیب که با ورود هوا به یک کمپرسور، فشار آن افزایش می‌یابد.

---

1 Gas Turbine

2 Compressor

3 couple

4 Combustion Chamber

5 John Barber

6 Franz Stolze

7 Brown Boveri Company

8 Steam Turbine



سپس با پاشش سوخت و اختلاط آن با هوا، اشتعال و احتراق انجام می‌شود که در طی این فرآیند انرژی به هوا تزریق شده و گازی با دمای بالا تولید می‌شود. این سیال با فشار و دمای بالا، پس از ورود به توربین، تا فشار خروجی<sup>۱</sup>، منبسط شده و طی این فرآیند کار خروجی محور<sup>۲</sup> تولید می‌شود. از این کار تولید شده، برای ایجاد حرکت در کمپرسور و سایر دستگاه‌های کوپل با محور مانند ژنراتورهای الکتریکی استفاده می‌شود. اگر انرژی‌ای در کار محور استفاده نشود، از طریق گازهای خروجی<sup>۳</sup> دارای دما یا سرعت بالا دفع می‌شود. هدف استفاده از توربین گاز، عامل مهم تعیین‌کننده‌ی طراحی آن می‌باشد؛ به این صورت که دارای حداکثر انرژی دریافتی و حداقل انرژی از بین رفته باشد. از جمله کاربردهای توربین‌های گازی می‌توان به تأمین نیروی پیشران هواپیما، قطار، کشتی و رانش ژنراتورهای الکتریکی و ... نام برد [۲].

## ۱-۱ مزایا و معایب توربین‌های گاز

### ۱-۱-۱ مزایای توربین گاز

- نسبت به موتورهای رفت و برگشتی: توان توربین گاز نسبت به وزن آن بسیار بالاتر می‌باشد؛ با سطح توان یکسان، اندازه‌ی آن کوچک‌تر می‌باشد؛ فقط در یک جهت حرکت می‌کند، که ارتعاش آن را به مراتب کمتر می‌کند؛ قطعات متحرک آن کمتر می‌باشد.
- دارای قابلیت اطمینان<sup>۴</sup> بیشتری، به‌خصوص در کاربردهایی که در آن توان خروجی با پایداری بالا مورد نیاز است، می‌باشد.

---

1 Exhaust Pressure  
2 Shaft  
3 Exhaust Gasses  
4 Reliability

- حرارت تلف شده تقریباً به طور کامل از اگزوز خارج می‌شود و در نتیجه دما در جریان اگزوز بالا است و برای جوشاندن آب در یک سیکل ترکیبی یا تولید هم‌زمان<sup>۱</sup> بسیار مناسب می‌شود.
- سرعت کاری بالا.
- فشار کاری کم.
- هزینه و مصرف مقدار کمتر روغن و روان کاری.
- قابلیت انجام کار با بازه‌ی گسترده‌ای از سوخت‌ها.
- با توجه به هوای اضافی<sup>۲</sup>، احتراق کامل سوخت صورت گرفته و عدم کوئنچ<sup>۳</sup> شعله بر روی سطوح سرد را شاهد هستیم که همین امر منجر به تولید بسیار کم گازهای سمی و گلخانه‌ای نظیر CO و HC می‌شود [۳].

## ۲\_۱\_۱ معایب توربین گاز

- قیمت بسیار زیاد.
- زمان راه‌اندازی بیشتر به نسبت موتورهای رفت و برگشتی [۳].

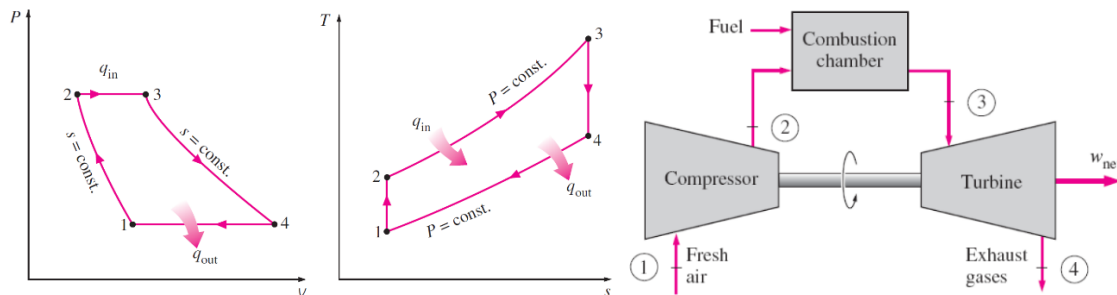
## ۲\_۱ معرفی سیکل کاری توربین‌های گازی

سیکل کاری تمام توربین‌های گازی مشابه یکدیگر می‌باشد. همان‌طور که در شکل ۲-۱ می‌بینیم، چهار فرآیند ترمودینامیکی شامل تراکم گاز به صورت آیزنتروپیک<sup>۴</sup>، احتراق فشار ثابت<sup>۵</sup>، انبساط گاز به صورت

---

1 Cogeneration  
2 Excess Air  
3 Quench  
4 Isentropic Compression  
5 Isobaric Combustion

آیزنتروپیک<sup>۱</sup> و انتقال حرارت به محیط به صورت فشار ثابت بر روی گازهایی که از چرخه‌ی یک توربین گاز ایده آل عبور می‌کنند، اعمال می‌شود. به مجموعه‌ی این فرآیندها چرخه برایتون<sup>۲</sup> می‌گویند [۲].



شکل ۱-۲: نمایش ساده‌ای از چرخه‌ی برایتون [۴]

گازهای عبوری از یک توربین گاز واقعی، نخست در یک کمپرسور سانتریفیوژ<sup>۳</sup> یا کمپرسور محوری<sup>۴</sup> شتاب گرفته، سپس با کاهش سرعت این گازها به وسیله‌ی یک نازل واگرا<sup>۵</sup>، فشار و دمای جریان افزایش می‌یابد. در یک چرخه‌ی ایده آل، این یک فرآیند آیزنتروپیک می‌باشد. البته در عمل به دلیل اصطکاک و آشفتگی<sup>۶</sup> جریان، مقداری از انرژی ناخواسته به هدر می‌رود. در مرحله‌ی بعد، گازها از دیفیوزر خارج و وارد محفظه احتراق شده و دمای گاز در این محفظه افزایش می‌یابد. در یک سیستم ایده آل، این فرآیند در فشار ثابت رخ می‌دهد و از آنجا که فشار ثابت است، بنابراین شاهد افزایش حجم مخصوص گازها می‌باشیم. لازم به ذکر است که در اثر وجود اصطکاک در یک سیستم واقعی، این کار با کمی افت فشار صورت می‌گیرد. در نهایت گازها با این حجم بالاتر با استفاده از پره‌های هدایت کننده‌ی نازل<sup>۷</sup> دچار انبساط شده، شتاب می‌گیرند و پس از آن وارد توربین می‌شوند. در یک چرخه‌ی ایده آل، این فرآیند به صورت آیزنتروپیک انجام می‌شود و با فشار اولیه‌ی خود از توربین خارج می‌شوند؛ اما در واقعیت این فرآیند آیزنتروپیک نبوده و دوباره مقداری انرژی در اثر اصطکاک و آشفتگی به هدر می‌رود.

- 
- 1 Isentropic Expansion
  - 2 Brayton Cycle
  - 3 Centrifugal Compressor
  - 4 Axial Compressor
  - 5 Diffuser
  - 6 Turbulence
  - 7 Nozzle Guide Vanes

در صورتی که توربین جهت تولید توان در یک محور مانند ژنراتور صنعتی<sup>۱</sup> و یا توربوپراب<sup>۲</sup> طراحی شده باشد، فشار گاز خروجی تا حد امکان نزدیک به فشار ورودی خواهد بود. در عمل باید بخشی از فشار در قسمت خروجی باقی بماند تا گازهای موجود کاملاً از اگزوز خارج شوند [۵].

## ۳\_۱ پره‌های توربین گاز

یکی از قطعات تشکیل‌دهنده‌ی توربین گاز پره‌ی توربین<sup>۳</sup> می‌باشد. این پره‌ها هم در کمپرسور و هم در توربین قرار داشته که خود به دو نوع پره‌های ثابت و متحرک تقسیم می‌شوند. وظیفه‌ی پره دریافت انرژی از گازی است که با دما و فشار بالا در محفظه‌ی احتراق تولید شده است. پره‌های توربین از جمله قطعات محدودکننده‌ی توربین‌های گازی هستند که این محدودکنندگی به دلیل آن است که هرچه دمای داخلی توربین (TIT)<sup>۴</sup> بیشتر باشد، راندمان<sup>۵</sup> توربین افزایش می‌یابد؛ اما این دمای بالا موجب وارد آمدن آسیب به پره‌ها می‌شود و در عملکرد توربین در دماهای بالا اختلال ایجاد می‌نماید. از این رو است که برای دوام آوردن در این محیط سخت، این پره‌ها را اغلب از موادی مقاوم و خاص مانند سوپر آلیاژها<sup>۶</sup> و آلیاژهای دیرگداز یا... تولید می‌کنند.

به‌طور کلی پره‌های توربین از سه قسمت عمده تشکیل می‌شوند:

(۱) ریشه‌ی پره که یکی از مهم‌ترین اجزای تشکیل‌دهنده‌ی پره است و ساخت آن از اهمیت

ویژه‌ای برخوردار است.

(۲) پایه‌ی<sup>۷</sup> پره که متصل‌کننده‌ی ریشه و ایرفویل<sup>۸</sup> است.

---

1 Industrial Generator

2 Turboprop

3 Turbine Blade

4 Turbine Internal Temperature

5 Efficiency

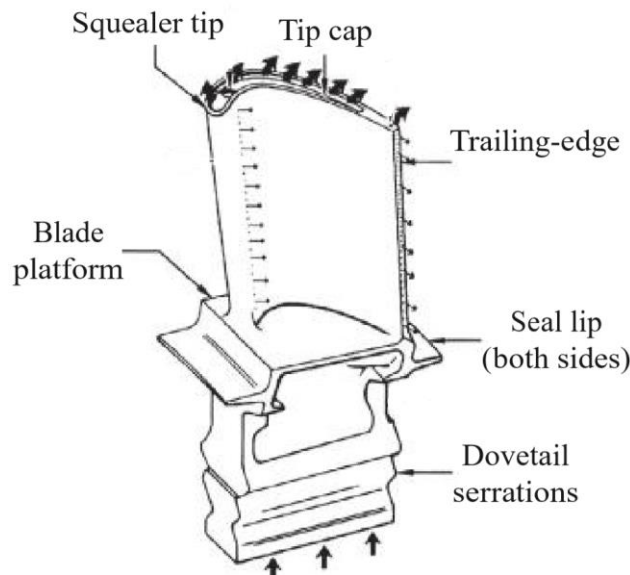
6 Super Alloys

7 Platform

8 Airfoil

۳) ایرفویل که اصلی‌ترین بخش پره بوده و از چندین بخش شامل لبه‌ی جلو (لبه‌ی حمله)<sup>۱</sup>، لبه‌ی پشت (لبه‌ی فرار)<sup>۲</sup>، سطح محدب (سطح مکش) و سطح مقعر (سطح فشار) تشکیل شده است.

هر سه جزء گفته شده در بالا، در شکل ۲-۲ به تفکیک نشان داده شده‌اند.



شکل ۲-۲: بخش‌های مختلف پره‌ی توربین [۶]

## ۴\_۱ خنک کاری توربین

لازم به ذکر است که در گذشته سیستم خنک کاری خاصی برای پره‌های توربین وجود نداشت؛ این در حالی است که امروزه فرآیند خنک کاری، در اکثر توربین‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد. به هر حال، استفاده از سیال با دمای بالا در چرخه‌ی کاری یک توربین، ضرورت خنک کاری آن را ایجاد می‌کند. عوامل به وجود آورنده‌ی تنش‌های حرارتی در پره‌های با دمای بالای توربین، شامل سرعت‌های بالای دورانی، توزیع دما به صورت غیریکنواخت در مناطق خاصی از پره و نیروهای اعمالی به پره (از جمله نیروهای استاتیکی و ضربه‌ای) توسط گاز عبوری می‌باشند که این نیروها عامل ایجاد تنش‌های ارتعاشی

1 Leading Edge  
2 Trailing Edge

و مضرى براى پره مى‌باشند. به‌منظور خنک‌كارى پره‌ها امروزه از روش‌هايى مانند ايجاد مسيره‌هاى توخالى در پره و جارى نمودن سيال خنك‌كننده از درون اين مسيره‌ها، استفاده مى‌شود. بدين منظور در طى فرآيند ريخته‌گرى پره، با استفاده از قالب‌هاى خاص و نيز با ايجاد مدارها، معابر و مسيره‌هاى خنك‌كارى، و هم‌زمان با استفاده از روش‌هاى سوراخ‌كارى به‌وسيله‌ى ليزر و ساير روش‌ها، انواع متفاوتى از سوراخ‌ها را روى سطح پره ايجاد مى‌نمايند. شايدان ذكر است كه يك وزن يك پره‌ى توخالى در مقايسه با يك پره‌ى توپر كمتر بوده و عدد بايو در آن خيلى كوچك‌تر خواهد بود و بنا بر اين توزيع دما در پره نسبتاً يكنواخت مى‌شود. سيال‌هاى خنك‌كننده‌اى كه تا امروز مورد استفاده قرار گرفته‌اند و يا به‌كارگيرى آن‌ها در دست بررسى است عبارت‌اند از: هوا و آب (بخار). در برخى موارد نيز به‌منظور خنك‌كارى پره‌هاى توربين از تركيب دو سيستم خنك‌كارى استفاده مى‌شود. در سيستم تركيبى، از آب جهت خنك‌كردن قسمت‌هاى دما بالا مانند پره‌هاى ثابت ورودى، و از هوا نيز براى خنك‌كارى بقيه پره‌ها استفاده مى‌شود [7].

## ۱\_۴\_۱ خنك‌كارى با هوا

خنك‌كارى توسط هوا شامل سه روش خنك‌كارى همرفتى<sup>۱</sup>، خنك‌كارى غشايى يا لايه‌اى<sup>۲</sup>، و خنك‌كارى برخوردى<sup>۳</sup> مى‌باشد.

هواى مورد استفاده جهت خنك‌كارى، براى آن‌كه از اتاق احتراق عبور نكند، مستقيماً از كمپرسور استخراج مى‌شود. اين هوا از فضاهاى خالى پره عبور مى‌كند؛ بدين ترتيب كه از پايين لبه‌ى جلويى وارد مى‌شود و پس از چند مرتبه تغيير جهت دادن و عبور در مسيره‌هاى تعبیه شده، از لبه‌ى عقبى خارج شده و وارد جريان اصلى گاز مى‌شود. خنك‌كارى غشايى هرگز به‌تنهائى استفاده نمى‌شود، بلكه هم‌زمان با خنك‌كارى همرفتى به كار مى‌رود. بر اساس تجربيات موجود در فناورى هواپيماسازى،

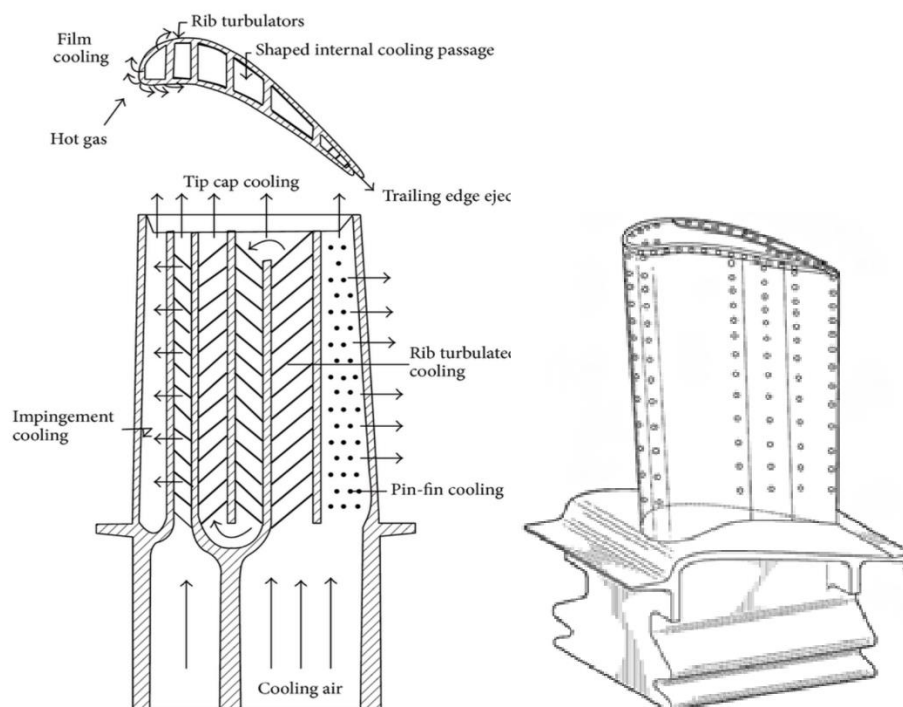
---

1 Convection Cooling

2 Film Cooling

3 Impingement Cooling

در خنک کاری لایه‌ای، هوا از سوراخ‌ها یا شیارهایی، از داخل و از محل لبه‌ی پره به لایه‌مرزی خارجی جاری شده و یک لایه (غشاء) محافظ و عایق بین پره و جریان گاز داغ عبوری ایجاد می‌کند. مزیت دیگر این روش علاوه بر خنک کاری، جلوگیری از خوردگی پره‌ها می‌باشد. به‌منظور انجام این روش با کار آیی مطلوب، هوای خروجی از این سوراخ‌ها باید بسیار تمیز و عاری از هرگونه ذرات خارجی باشد. مسیرهای خنک کاری پره‌های توربین در شکل ۲-۳ نشان داده شده است. برش عمودی در تصویر نشان می‌دهد که هوا از پایین قسمت جلویی پره وارد شده و پس از گذر از چند مسیر موازی در قسمت میانی به مسیر خود ادامه داده، و پس از چند مرتبه تغییر جهت دادن از لبه‌ی پشتی خارج می‌شود [۷].



شکل ۲-۳: تصاویر شماتیک مسیر خنک کاری پره‌ها با هوا [۶]

مسیر میانی ممکن است شامل دندانه‌ها، پین‌فین‌ها، دیمپل‌ها یا شیارهای طولی باشد که موجب افزایش انتقال حرارت می‌شوند. هندسه‌ی مطلوب، به نحوی است که در آن انتقال حرارت به‌خوبی انجام گیرد و افت فشار نیز اندک باشد. برش افقی پره که در شکل ۲-۳ نشان داده شده است، سطح مقطع

مسیرهای داخلی در یک خنک کاری همرفتی را نشان می‌دهد. تصویر سمت چپ شکل ۲-۳، سوراخ‌هایی را روی سطح پره به منظور خنک کاری غشایی نشان می‌دهد.

## ۲\_۴\_۱ خنک کاری با آب

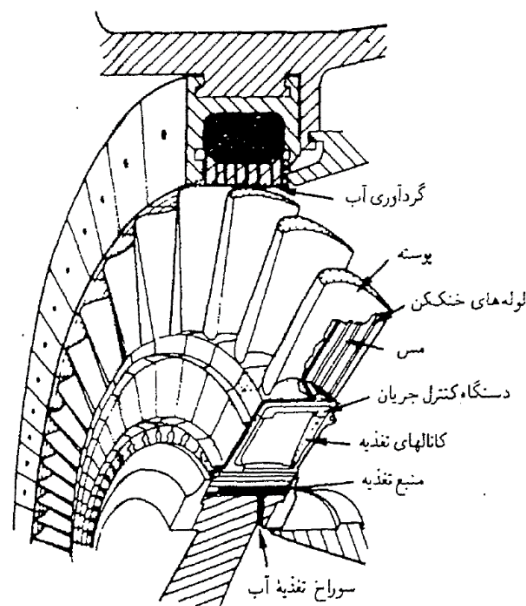
در برخی موارد از خنک کاری ترکیبی و با استفاده از آب خالص استفاده می‌شود. اگرچه که این روش‌ها نیازمند ابزار و امکانات بیشتری می‌باشند. مواردی نظیر ظرفیت گرمایی بالا و قابلیت انتقال حرارت بیشتر آب، موجب آن می‌شود که دمای فلز (به ازای دمای گاز یکسان) پایین‌تر نگه داشته شود و در نتیجه مشکلاتی از قبیل خوردگی و نشست رسوب (ناشی از سوختن ناخالص) کاهش پیدا می‌کند. خنک کاری با آب همچنین موجب بی‌نیازی طراحان از ایجاد سوراخ‌های هوای موجود در پره‌ها است که در خنک کاری غشایی مورد استفاده قرار می‌گیرند.

در طراحی توربین گازی که در آن از آب جهت خنک کاری بهره برده می‌شود، از طرح‌های آیرودینامیکی الگو گرفته می‌شود؛ ولی مسیرهای عبور گاز داغ تا حد ممکن کوتاه طراحی می‌شوند تا مساحت سطوحی که احتیاج به خنک کاری دارند به حداقل کاهش یابد. در طراحی پره‌های ثابت مسیرهای توخالی و کانال‌های جریان آبی در نظر گرفته می‌شوند که به صورت متوالی یا متوازی قرار می‌گیرند (که بی‌شبهت به پره‌های خنک کاری توسط هوا نیست). عملکرد این سیستم بدین صورت است که آب خنک‌کننده در حین گردش در یک مدار بسته وارد این کانال‌ها شده و با عبور از داخل آن‌ها از قسمت تعبیه شده خارج می‌شود. حرارت گرفته شده از این پره در یک مبدل گرمایی مورد بازیافت قرار می‌گیرد تا در قسمت بخار یک چرخه‌ی ترکیبی استفاده شود. آب ورودی باید به اندازه‌ی کافی گرم باشد تا از ایجاد شوک حرارتی پیشگیری شود و فشار آن نیز به مقدار کافی بالا باشد تا از جوشش آب ممانعت شده و به صورت تک فاز باقی بماند تا از ایجاد پدیده‌های مضر بعدی نظیر کاویتاسیون جلوگیری به عمل آید. در ایده‌ی این سیستم، پره‌های ثابت ردیف اول توربین از یک هسته با جنس ماده‌ای دارای مقاومت بالا ساخته شده و یک مخزن مسی که لوله‌های آب خنک‌کننده و یک



پوسته‌ی بیرونی در آن تعبیه می‌شوند، ساختمان یکپارچه‌ای را تشکیل داده و همگی تحت یک فشار ایزو استاتیکی و دمای بالا به یکدیگر متصل بوده و پره‌های ثابت را شکل می‌دهند.

پره‌های چرخان نیز توسط یک سیستم مدارباز آب، خنک می‌شوند. در این پره‌ها تحت فشار کم وارد پره شده سپس به جوش می‌آید و پس از خروج بخار از نوک پره با جریان گاز داغ مخلوط می‌شود. آب تبخیر شده نیز در اثر وجود نیروی گریز از مرکز، به‌طور شعاعی حرکت کرده و درون یک حفره‌ی تعبیه شده واقع در پوسته‌ی پره جمع می‌شود [۷].



شکل ۲-۴: خنک‌سازی پره متحرک توربین گازی با آب [۷]

### ۳\_۴\_۱ ضرورت خنک کاری پره‌ها و بررسی روش‌های موجود

با افزایش دمای سیال عامل ورودی، بازده سیکل یک توربین گازی افزایش می‌یابد، ولی احتمال آسیب و شکست حرارتی پره‌ها نیز بیشتر می‌شود. این افزایش دما بدون استفاده از روش‌های خنک کاری، به علت وجود محدودیت‌های متالورژیکی امکان‌پذیر نیست. همان‌طور که در بالا اشاره شد، دمای پره‌ها را می‌توان توسط خنک کاری با هوا<sup>۱</sup> یا مایع کاهش داد. در نگاه اول این تفکر به ذهن می‌رسد که به علت

1 Air cooling

ظرفیت حرارتی ویژه‌ی بالای مایعات و مزیت خنک کاری تبخیری، خنک کاری به‌وسیله‌ی مایع ثمربخش‌تر باشد؛ اما باید توجه داشت که این کار می‌تواند موجب بروز مشکلاتی نظیر نشتی، خوردگی و مانند آن‌ها شود. از سوی دیگر خنک کاری توسط هوا، امکان تخلیه‌ی هوا به محیط یا جریان اصلی را بدون بروز هیچ مشکلی فراهم می‌آورد. در توربین‌های گازی جدید دمای ورودی سیال بسیار بالا بوده و به دماهایی در حدود ۲۰۰۰ کلوین می‌رسد، درحالی‌که میزان این دما در کمپرسور حدود ۵۰ تا ۷۰ درصد دمای هوای ورودی به توربین است. مقدار هوای مورد نیاز برای خنک کاری در حدود یک تا سه درصد از جریان اصلی بوده و دمای پره را می‌تواند چیزی در حدود ۲۰۰ تا ۳۰۰ درجه سانتی‌گراد کاهش دهد. انواع مختلفی از روش‌های خنک کاری شامل جابه‌جایی<sup>۱</sup>، خنک کاری فیلمی<sup>۲</sup>، خنک کاری تبخیری<sup>۳</sup>، خنک کاری نفوذی<sup>۴</sup>، خنک کاری توسط پین‌فین<sup>۵</sup>، خنک کاری توسط دندانه‌ها<sup>۶</sup> و مانند آن در پره‌های توربین گاز مورد استفاده قرار می‌گیرند. درحالی‌که همه‌ی روش‌ها دارای مزایا و معایب مختص به خود می‌باشند، اما نقطه‌ی اشتراک آن‌ها استفاده از هوای خنک‌تر است که معمولاً از کمپرسور گرفته شده و منجر به دفع حرارت از پره‌های توربین می‌شود [۸].

## ۵\_۱ خنک کاری داخلی

خنک کاری داخلی، روشی است که به‌وسیله‌ی عبور دادن جریان سیال از درون مجاری و کانال‌های داخلی، برای کاهش دمای آن و توسط افزایش ضریب انتقال حرارت پره با سیال خنک‌کننده انجام می‌شود.

- 
- 1 Convection
  - 2 Film Cooling
  - 3 Transpiration Cooling
  - 4 Effusion Cooling
  - 5 Pin Fin Cooling
  - 6 Rib Cooling

در این نوع خنک کاری، سیال از ریشه‌ی پره وارد کانال خنک کاری<sup>۱</sup> می‌شود و پس از عبور از گذرگاه‌های مارپیچ<sup>۲</sup> داخلی و خنک کاری پره مجدداً از سمت ریشه خارج می‌شود.

روش عملکرد سیال در این نوع از خنک کاری بدین صورت است که جریان هوای خروجی از کمپرسور وارد مسیرهای داخلی ایرفویل شده و با انتقال حرارت به شکل جابه‌جایی موجب خنک شدن پره می‌شود. در نهایت سیال عامل پس از خنک کاری، از نوک پره، شکاف‌های لبه‌ی پشت و سوراخ‌های روی سطح ایرفویل خارج می‌شود.

## ۱\_۵\_۱ مشکلات خنک کاری توربین

یکی از مزایای به‌کارگیری روش‌های خنک کاری، ایجاد امکان جهت بالا بردن دمای ورودی توربین و به‌تبع آن افزایش بازده و توان تولیدی توربین گاز است. اما در کنار این مزایا معایبی نیز در این روش‌ها وجود دارد که وجود این معایب اجتناب‌ناپذیر است. برخی از معایب خنک کاری عبارت‌اند از:

- کاهش یافتن کار تولید شده توسط توربین به دلیل عدم عبور بخشی از هوای خنک‌کننده از یک یا چند طبقه‌ی توربین.
- کاهش آنتالپی به دلیل اختلاف هوای خنک کاری خنک‌تر با جریان گازهای گرم که منجر به کاهش کار توربین می‌شود.
- خنک کاری موجب کاهش دمای گازهای خارج شده و در دستگاه‌های همراه با بازیاب حرارتی، امکان انجام این فرآیند کمتر است.
- هزینه‌ی ساخت و تولید پره افزایش می‌یابد.
- خروج هوا از کمپرسور می‌تواند باعث ایجاد آشفستگی جریان در محفظه‌ی احتراق شود [۹].

---

1 Cooling Channel  
2 Spiral Passages

## ۲\_۵\_۱ مواد با تحمل دمای بالا

گسترش توربین‌های گازی تا حد زیادی به دلیل گسترش موادی است که در دمای بالا تحمل خوبی از خود نشان می‌دهند. در حوزه‌ی دماها و تنش‌های کاری زیاد، نیاز به تحقیقات وسیع‌تری در بخش روش‌های شکل‌دهی و ایجاد آلیاژهای جدید (سوپر آلیاژها) می‌باشد. به‌منظور غلبه بر دماهای بالای کاری، موادی از قبیل فلزات نسوز، سرامیک‌ها، ترکیبات درون فلزی<sup>۱</sup> و مواد ترکیبی بسیار توسعه یافته‌اند. همچنین جهت حفاظت آلیاژها از خوردگی و اکسیداسیون، در قسمت‌های دما بالای توربین، از پوشش محافظ حرارتی<sup>۲</sup> (لایه‌ای از سرامیک یا فلز) استفاده می‌شود. این پوشش‌های محافظ حرارتی، سرعت و مقدار انتقال حرارت به سطح پره را کاهش می‌دهند ولی اشکال بزرگ آن‌ها، مقدار ضریب انبساط حرارتی کوچک‌تری است که نسبت به موادی که روی آن‌ها کشیده می‌شوند، وجود دارد [۷].

## ۳\_۵\_۱ خنک کاری توسط ریب‌ها

می‌توان گفت رایج‌ترین روش به‌منظور افزایش ضریب انتقال حرارت در مسیرهای خنک کاری داخلی استفاده از زائده‌های دندانه‌ای در کانال‌های خنک کاری است. عدد رینولدز سیال، نحوه‌ی چیدمان ریب‌ها و نسبت ابعادی<sup>۳</sup> کانال از جمله عوامل مؤثر در بالا بردن ضریب انتقال حرارت در آن می‌باشد. نحوه تأثیرگذاری ریب‌ها تا حد زیادی شبیه به سایر روش‌های خنک کاری است. جریان سیال بعد از برخورد با سطح ریب‌ها دچار آشفتگی می‌شود، از دیواره جدا شده و پس از برخورد با سقف کانال مجدداً با اتصال لایه‌مرزی به دیواره‌ی کانال، انتقال حرارت افزایش می‌یابد.

---

1 Intermetallic Compounds  
2 Thermal Barrier Coating  
3 Aspect Ratio

## ۶\_۱ مطالعات مشابه انجام شده

### ۱\_۶\_۱ مطالعات آزمایشگاهی

بیشتر مطالعات تجربی بر روی کانال‌های ریب‌دار و ساکن انجام می‌شود که دلیل آن ساده‌تر بودن این حوزه می‌باشد که در این تحقیقات به مطالعه‌ی مشخصه‌های جریان، مقدار انتقال حرارت و ضریب اصطکاک پرداخته می‌شود. از جمله موارد مورد مطالعه می‌توان به مطالعه‌ی مقاطع کانال با اشکال هندسی متفاوت و ریب‌های با هندسه‌های گوناگون اشاره کرد.

به دلیل ایجاد شرایط به‌منظور مطالعه‌ی دقیق‌تر و مقایسه‌ی مطالعات تجربی و عددی متفاوت باهم، انتقال حرارت و ویژگی‌های جریان را در ناحیه‌ی کاملاً توسعه‌یافته‌ی کانال اندازه‌گیری می‌کنند. این ناحیه بخش عظیمی از کانال را شامل می‌شود و به دلیل صرف نظر از تأثیرات بالادست و پایین‌دست جریان، امکان تحلیل و بررسی آسان‌تر می‌گردد. در این قسمت به بعضی از مطالعات آزمایشگاهی صورت گرفته بر روی کانال‌های ساکن پرداخته می‌شود.

به‌منظور ایجاد روابطی بر مبنای تعدادی از مؤلفه‌های مختلف طراحی، بعضی از مطالعات تنها به بررسی انتقال حرارت و اصطکاک در کانال‌های ریب‌دار ساکن پرداخته‌اند. در این زمینه در مطالعه‌ی ای، باون و یان [۱۰] با به کارگیری روش کریستال مایع<sup>۱</sup> در یک کانال مربعی با ریب‌های صاف، اقدام به بررسی انتقال حرارت در ناحیه‌ی کاملاً توسعه‌یافته‌ی نموده‌اند که در این مطالعه مقادیر نسبت‌های  $p/e$  و  $e/H$  به ترتیب ۱۰ و ۰/۰۶۲۵ در نظر گرفته شده و نیز عدد رینولدز در محدوده‌ی ۱۵۰۰۰ تا ۵۰۰۰۰ در نظر گرفته شده است. در این کانال، مقادیر انتقال حرارت (عدد ناسلت محلی) در ناحیه‌ی توسعه‌یافته و نیز در ناحیه‌ی در حال توسعه، بر روی دیواره‌ی ریب‌دار (در محدوده‌ی بین ریب‌های دوم و سوم) و نیز به‌صورت توزیع‌های سه‌بعدی ارائه شده است. نتایج حاصل این مطالعه نشان داد که در کانال‌های

---

1 Liquid Crystal Technique

ریب‌دار، سرعت توسعه یافتگی حرارتی جریان در مقایسه با یک کانال صاف بسیار بیشتر است، همچنین مشاهده شد که ضریب انتقال حرارت کلی در دیواره‌ی کانال ریب‌دار حدوداً دو برابر بیشتر از کانال بدون ریب می‌باشد. وانگ و سانگ [۱۱] در سال ۲۰۰۵ طی مطالعه‌ی تجربی به بررسی توزیع انتقال حرارت در یک کانال مربعی و دارای ریب‌های صاف و برش خورده اقدام نمودند؛ در این مطالعه جریان با عدد رینولدز ۸۰۰۰ و ۲۰۰۰۰ از داخل کانالی که از سمت دیواره‌ی ریب‌دار به‌وسیله‌ی یک صفحه‌ی گرم کننده از داخل، تحت شار حرارتی یکنواخت قرار دارد، عبور می‌کند. نتایج این تحقیق نشان داد که ریب‌های صاف دارای انتقال حرارت، ضریب اصطکاک و عملکرد حرارتی بیشتری نسبت به ریب‌های برش خورده بوده و ساختارهای جریان سیال در هر دو مدل ریب به عدد رینولدز وابسته بوده و با افزایش عدد رینولدز، انتقال حرارت کاهش می‌یابد. در همان سال تسلیم و وادزورت [۱۲] و در ادامه کوروتکی و تسلیم [۱۳]، مقدار متوسط انتقال حرارت در کانال ریب‌داری با نسبت  $e/D_h$  و چیدمان یکی در میان را بررسی کردند. ابتدا تسلیم و وادزورت به مطالعه‌ی متوسط انتقال حرارت در سطح ریب‌های با گوشه‌های تیز پرداختند و پس از آن کوروتکی و تسلیم نتایج به دست آمده را با نتایج انتقال حرارت در سطح ریب‌های با گوشه‌های گرد مقایسه کردند. نتایج نشان می‌دهد که انتقال حرارت روی سطوح مذکور، به اندازه و فاصله‌ی ریب‌ها وابسته می‌باشد.

در ادامه به بیان مطالعات تجربی در کانال‌های چرخان<sup>۱</sup> پرداخته می‌شود. در این کانال‌ها تعداد متغیرهای مورد بررسی افزایش یافته و پارامترهایی همچون عدد دوران و فاصله‌ی میانگین از محور دوران نیز در اندازه‌گیری‌ها باید لحاظ شوند. به دلیل دوران کانال با سرعت بسیار زیاد به‌منظور شبیه‌سازی شرایط کاری پره‌ی توربین، اندازه‌گیری و ثبت پارامترهای جریان و انتقال حرارت بسیار دشوار می‌باشد. باوجود تمام مشکلات ذکر شده، اما به علت اهمیت مطالعه و بررسی در این زمینه، مطالعات مختلفی در این حوزه انجام شده است که به برخی از آنها اشاره می‌شود. جانسون و همکاران

---

1 Rotating Channels

[۱۴] اقدام به مطالعه بر روی کانال‌های سه پاس چرخان در نواحی در حال توسعه و کاملاً توسعه‌یافته نمودند و به‌وسیله‌ی ترموکوپل و فشارسنج، انتقال حرارت و افت فشار را اندازه‌گیری کرده و به بررسی اثرات اعداد رینولدز، عدد دوران، نیروی بویانسی و نیز متغیرهای هندسی (زاویه‌ی ریب و کانال و جهت جریان) در این کانال‌ها پرداختند. نتایج این مطالعه نشان داد که عدد دوران، تأثیر عمده‌ای بر مقدار انتقال حرارت در کانال‌های ریب‌دار داشته می‌تواند منجر به افزایش عدد ناسلت حداقل به میزان  $2/5$  برابر در لبه‌ی پشت و کاهش آن تقریباً به میزان  $0/5$  برابر در سطح جلویی می‌شود. همچنین نتایج نشان داد که پارامتر دوران بر افت فشار تأثیر ملموسی نخواهد داشت.

پارسونز و همکاران [۱۵] در مطالعه‌ی اقدام به بررسی اثر تغییرات در شرایط مرزی یک کانال ریب‌دار چرخان با سطح مقطع‌های مستطیلی نمودند و به مقایسه‌ی شرایط مرزی دما ثابت، شار حرارتی یکنواخت و دماهای متفاوت پرداختند و بدین منظور برای اندازه‌گیری انتقال حرارت، از تعدادی ترموکوپل استفاده نمودند. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که شرط مرزی دما ثابت در این کانال در مقایسه با شرط مرزی شار حرارتی یکنواخت، مقدار انتقال حرارت کمتری دارد. لیو و همکاران [۱۶] برای اندازه‌گیری پارامترهای جریان و فشار در یک کانال چرخان با ریب‌های با گوشه‌های گرد  $45^\circ$  درجه نسبت به جریان و با چیدمان یکی در میان، از روابط انتقال جرم و روش LDV<sup>۱</sup> استفاده نمودند. نتایج این مطالعه نشان داد که در شرایط یکسان، ریب‌های  $45^\circ$  درجه‌ی یکی در میان جابه‌جا شده  $2^\circ$  درجه نسبت به ریب‌های پشت سر هم و با زاویه‌ی  $45^\circ$  درجه، باعث کاهش اصطکاک حدوداً به میزان  $88\%$  می‌شوند. کیم و همکاران [۱۷] در مطالعه‌ی متفاوت، انتقال جرم را در کانال‌های دوپاس چرخان به‌وسیله‌ی روش تصعید نفتالین و به‌منظور مطالعه‌ی تأثیر عدد دوران و نسبت ابعاد کانال اندازه‌گیری کرده و علت تفاوت در ضرایب انتقال حرارت در سطح جلو و پشت پره را عدد دوران عنوان کردند.

---

1 Laser Doppler Velocimetry  
2 Staggered

در سال ۲۰۱۴ چانگ و همکاران [۱۸] در مورد مشخصات جریان آشفته و انتقال حرارت در یک کانال مستطیلی با ریب‌های نیم دایره‌ای به مطالعه‌ی آزمایشگاهی و عددی پرداختند. این کانال دارای نسبت ابعادی  $AR=5$  و نسبت‌های  $e/Dh=0.07$  و  $e/H=0.117$  می‌باشد. همچنین نسبت  $p/e$  برای ریب‌های متفاوت در بازه‌ای بین عدد ۸ و ۱۴ قرار دارد. در این مطالعه برای مدل‌سازی عددی از مدل‌های آشفته‌گی  $k-\omega$  و  $v2f$  استفاده شد همچنین نتایج مشخصات جریان، انتقال حرارت و افت فشار به صورت آزمایشگاهی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان دادند که انرژی جنبشی آشفته‌گی، وابستگی زیادی به میزان پخش جریان چرخشی دارد و نتایج عددی به دست آمده از مدل  $v2f$ ، با داده‌های تجربی انطباق مناسبی دارند. راک و همکاران [۱۹] در سال ۲۰۱۷ در یک کانال با گوشه‌های گرد و با استفاده از شکل‌های متفاوت ریب به اندازه‌گیری انتقال حرارت و افت فشار پرداختند. در این کانال نسبت  $p/e=10$  و  $e/Dh=0.0638$  می‌باشد. اعداد رینولدز در نظر گرفته شده در این مطالعه بین ۵۰۰۰۰ تا ۲۵۰۰۰ متغیر است. سه هندسه‌ی متفاوت از ریب در این کانال‌ها استفاده شده است. این هندسه‌ها شامل ریب‌های مستقیم با سطح مقطع مربع، ریب‌های مستقیم و ریب‌های ۶۰ درجه  $V$  شکل به سمت بالادست جریان با گوشه‌های گرد می‌باشد. در این مطالعه اصطکاک، مقدار ناسلت و عملکرد حرارتی کانال گزارش شده است. بالاترین میزان انتقال حرارت و عملکرد حرارتی توسط ریب‌های ۶۰ درجه  $V$  شکل به سمت بالادست جریان به دست آمد. در سال ۲۰۱۸ ما و همکاران [۲۰] به مطالعه‌ی تجربی در مورد بهبود انتقال حرارت جریان هوا و بخار درون کانال‌های با ریب‌های  $V$  شکل پرداختند. یکی از موارد بررسی شده تأثیر عدد رینولدز و زاویه‌ی ریب بر روی انتقال حرارت بخار و هوا خواهد بود. نتایج نشان دادند که ناسلت محلی متوسط برای جریان بخار در ریب‌های با زاویه‌های ۹۰، ۷۵، ۶۰ و ۴۵ درجه به ترتیب به میزان ۱۳/۹، ۲۰/۶، ۲۷/۱ و ۲۷/۹ درصد بالاتر از موارد مشابه نسبت به جریان هوای عبوری از روی همین ریب‌ها گزارش شده است.



## ۲\_۶\_۱ مطالعات عددی

نخستین مطالعات عددی در کانال‌های خنک کاری اکثراً بر پایه‌ی کانال‌های ساکن تک پاس و اغلب در هندسه‌های دو بعدی و ساده بوده است. کانال ساکن تک پاس اثر چرخش را که مؤلفه‌ای پر اهمیت در کانال‌های چند پاس می‌باشد را دربر نمی‌گیرد. همچنین کانال‌های ساکن اثرات نیروهای شناوری و کوریولیس که موجب تغییر در توزیع دما، سرعت و توربولانس می‌شود، را در نظر نمی‌گیرند. همچنین فرض دو بعدی بودن باعث می‌شود که در کانال‌های خنک‌کننده‌ی ریب‌دار و چرخان، ساختار سه بعدی جریان آشفته زیر سؤال رود؛ لکن باید توجه داشت که به تدریج درک مشکلات فوق و دیگر موارد موجود و تجزیه و تحلیل آن‌ها به مرور زمان و با گسترش روش‌ها و کدهای مورد استفاده در روش عددی و نیز دستگاه‌های سخت‌افزاری و نرم‌افزاری محاسباتی میسر می‌شود. در سال‌های اخیر مطالعات عددی فراوانی با هدف پیش‌بینی جریان و انتقال حرارت آشفته در کانال‌های ریب‌دار انجام شده است. در این مطالعات به مواردی همچون بررسی تأثیر زاویه‌ی ریب در کانال، شکل پروفیل مقطع کانال، شکل هندسه‌ی ریب‌ها، چیدمان، فاصله و نحوه‌ی قرارگیری ریب‌ها نسبت به یکدیگر پرداخته شده است. از جمله تحقیقات انجام شده در سال‌های اخیر می‌توان به جانگ و همکاران [۲۱] اشاره نمود که به بررسی مشخصه‌های جریان و انتقال حرارت در یک کانال دوپاس چرخان که توسط ریب‌های با زاویه‌ی ۶۰ درجه پوشیده شده‌اند، پرداختند. در این تحقیق ریب‌هایی به صورت متناوب و با زاویه‌ی ۶۰ درجه، بر روی یکی از دیواره‌های کانال، قرار گرفته‌اند. محاسبات عددی برای سیال عامل هوا در عدد رینولدز ۳۰۰۰۰، با گام بی‌بعد ریب ۱۰ و نیز نسبت ابعاد ۰/۲۲۵ انجام شده است. در این تحقیق از روش حجم محدود به همراه یک مدل لحظه‌ی دوم<sup>۱</sup> استفاده شده است و نتایج به دست آمده با مطالعات آزمایشگاهی مربوطه مقایسه گردیده‌اند. همچنین محاسبات عددی با استفاده از یک مدل  $k-\epsilon$ ، و به منظور ساده‌سازی بررسی جزئیات اثرات جریان ثانویه و تنش‌های به وجود آمده انجام شده است. نتایج عددی حاصل

---

1 Second-Moment

به وضوح برتری مدل لحظه‌ی دوم را نسبت به مدل  $k-\epsilon$  نشان می‌دهند. مدل لحظه‌ی دوم اشاره شده قادر است ویژگی‌های جریان سه بعدی و انتقال حرارت ناشی از وجود ریب‌های زاویه‌دار و خم  $180^\circ$  درجه در کانال را با دقت خوبی پیش‌بینی نماید. این امر موجب دستیابی به پیش‌بینی‌های عددی قابل اطمینانی می‌شود که با داده‌های آزمایشگاهی نیز مطابقت بسیار خوبی دارند. در این کانال مربعی دو پاس، ریب‌هایی که در این مطالعه مورد بررسی قرار می‌گیرند، ریب‌های زاویه‌دار  $60^\circ$  درجه و خم  $180^\circ$  درجه در کانال هستند که موجب پدید آمدن یک آشفتگی غیر ایزوتروپیک در جریان می‌شود که به میزان قابل توجهی بر توسعه‌ی لایه‌های مرزی حرارتی و مومنتوم در امتداد کانال تأثیر می‌گذارد.

جیا و همکاران [۲۲] بهبود انتقال حرارت را در کانال‌های مربعی با استفاده از ریب‌های V شکل را با استفاده از مدل آشفتگی  $v^2f-k-\epsilon$  مورد مطالعه و بررسی قرار دادند. همچنین مدل LES نیز با هدف ارزیابی دقت و قابلیت اطمینان نتایج به دست آمده توسط مدل RANS استفاده شده، و برای درک بهتر پدیده‌های فیزیکی مورد استفاده قرار گرفت. و در نهایت نتایج به دست آمده از مدل RANS استفاده شده، با داده‌های تجربی در دسترس مورد اعتبار سنجی قرار گرفت. محاسبات عددی برای ریب‌های  $45^\circ$  درجه‌ی V شکل و برای حالاتی که نوک ریب‌ها به سمت ورودی جریان و به سمت خروجی جریان باشد و برای چیدمان‌های قرارگیری ریب‌ها به صورت خطی بر روی یک دیواره، قرارگیری ریب‌ها به صورت خطی بر روی دو دیواره‌ی روبروی هم، قرارگیری ریب‌ها به صورت جابجا شده<sup>۱</sup> بر روی دو دیواره‌ی روبروی هم انجام گرفت. عدد رینولدز در این مطالعه بین ۴۰۰۰ تا ۳۲۰۰۰ متغیر بود و همچنین نسبت ارتفاع ریب به قطر هیدرولیکی کانال  $(e/D_h)$ ، ۰/۰۶۲۵ و ۰/۱۲۵ در نظر گرفته شد. نتایج نشان دادند که مدل  $v^2f-k-\epsilon$  به خوبی با داده‌های تجربی منطبق است؛ همچنین مشخص شد که ریب‌های V شکل با نوک ریب‌ها به سمت خروجی جریان، دارای ضریب انتقال حرارت بالاتری در دیواره‌ی ریب‌دار هستند، در حالی که ریب‌های V شکل با نوک ریب‌ها به سمت ورودی جریان ضریب انتقال حرارت بالاتری را در

---

1 Staggered

دیواره‌ی بدون ریب فراهم می‌کنند. همچنین در طراحی کانال‌های خنک کاری برای پره‌های توربین، ریب‌های ۷ شکل با نوک ریب‌ها به سمت خروجی جریان به‌عنوان ابزاری برای افزایش انتقال حرارت مؤثر می‌باشند. با این حال، باید توجه داشت که این امر باعث ایجاد مشکل افزایش افت فشار می‌شود.

مطالعه‌ی عددی بعدی که هندسه‌ی مطالعه‌ی حاضر الهام گرفته‌ی از آن می‌باشد در سال ۲۰۱۷ و توسط زی و همکاران [۲۳] انجام گرفت که به بررسی ویژگی‌های جریان و انتقال حرارت در یک کانال مربعی شامل ریب‌های هلالی بر روی یک دیواره‌ی آن، پرداخته است. این مطالعه‌ی عددی، مشخصات جریان سیال و ویژگی‌های انتقال حرارت در یک کانال خنک کاری با ریب‌های هلالی مختلف نصب شده بر روی یک دیواره را مورد بررسی قرار داده است. در این تحقیق بر اساس داده‌های تجربی موجود، یک سری از شبیه‌سازی‌ها با مدل‌های مختلف آشفتگی برای یافتن بهترین مدل عددی انجام می‌شود. سه نوع هندسه‌ی ریب شامل ریب‌های ۹۰ درجه، ریب‌های هلالی به سمت بالادست جریان و ریب‌های هلالی به سمت پایین دست جریان، با هدف بهبود عملکرد حرارتی کانال خنک‌کننده مورد استفاده قرار گرفته‌اند. عدد رینولدز مورد مطالعه در این تحقیق بین ۸۰۰۰ تا ۲۴۰۰۰ قرار دارد. به‌طور کلی ریب‌های هلالی با ایجاد گردابه‌های طولی که موجب آشفتگی شدن جریان می‌شود، باعث افزایش انتقال حرارت محلی در دیواره‌ها نیز می‌شود. چنین گردابه‌هایی همچنین انرژی جنبشی آشفتگی را افزایش داده، ضخامت لایه مرزی را کاهش می‌دهد و موجب کاهش دمای محلی در نزدیکی سطح نیز خواهد شد.

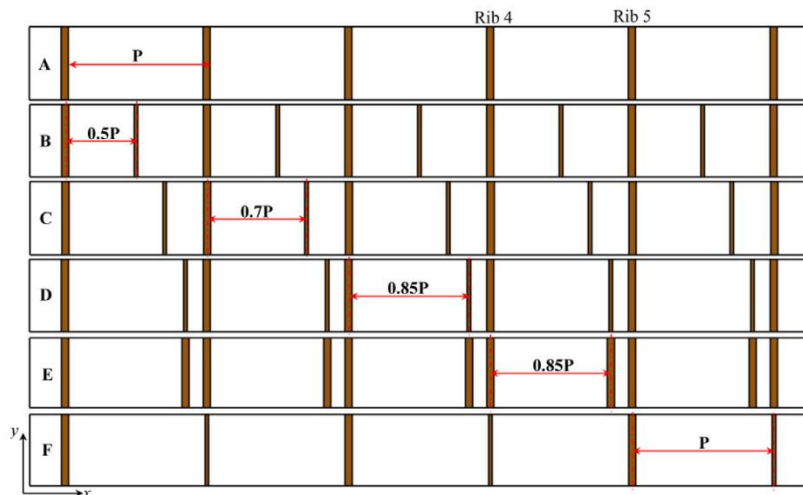
نتایج عددی نشان می‌دهد که استفاده از ریب‌های هلالی به‌طور قابل توجهی انتقال حرارت بهتری در مقایسه‌ی با ریب‌های صاف ۹۰ درجه دارند. در کانال‌های با ریب‌های هلالی عدد ناسلت متوسط بی‌بعد شده، ۲۱ تا ۴۱ درصد نسبت به کانال با ریب‌های صاف بیشتر است، درحالی‌که منجر به ۱۵ تا ۸۰ درصد افزایش افت فشار نیز می‌شود. ریب‌ها انتقال حرارت را افزایش می‌دهند اما باعث افت فشار نیز می‌شوند. اصطکاک با عدد رینولدز افزایش می‌یابد. در مقایسه با ریب‌های صاف، کانال با ریب‌های هلالی به سمت

پایین دست جریان، بالاترین افت فشار را ایجاد می کنند درحالی که میزان افت فشار در کانال با ریب های هلالی به سمت بالادست جریان، کمتر از این مقدار است. همچنین اصطکاک با افزایش عدد رینولدز نیز افزایش می یابد. نتایج نشان داد که به طور کلی، کانال با ریب های هلالی به سمت بالادست جریان، بهترین عملکرد حرارتی را ایجاد می کنند و در ریب های هلالی شکل، افزایش میزان قوس هلال، انتقال حرارت را افزایش داده، لکن افت فشار را نیز افزایش می دهد.

مطالعه ای عددی دیگری که توسط زی و همکاران [۲۴] در سال ۲۰۱۴ انجام پذیرفت، به بررسی هندسه ی ریب های برش خورده در یک کانال مربعی پرداخته است. ریب هایی که تا آن زمان به صورت عادی در کانال ها مورد استفاده قرار می گرفتند، با ایجاد یک برش در بدنه ی ریب، دستخوش تغییر شدند و مورد مطالعه قرار گرفتند. افزایش انتقال حرارت توسط ریب ها، در مقایسه با افزایش افت فشار در کانال، مؤلفه ای بسیار مهم در طراحی است. بنابراین، با توجه به اهمیت مقدار افت فشار در کانال های ریب دار، طراحی ریب های برش خورده (که طول آن ها کمتر از عرض کانال است)، یکی از گزینه های مؤثر برای برطرف کردن مشکل افت فشار می باشد. این مطالعه ای عددی بر روی ریب های برش خورده با فواصل مختلف و یا زوایای مختلف و با محاسبه ی انتقال حرارت در داخل یک کانال خنک کاری ساکن درون پره ی یک توربین گازی برای اعداد رینولدز ورودی بین ۱۰۰۰۰ تا ۵۰۰۰۰ انجام می شود. بدین منظور، شش نوع متفاوت از ریب های برش خورده با هم مقایسه شده اند. این هندسه ها شامل ریب های ۹۰ درجه با موقعیت های مختلف اتصال (روبروی هم، جابجا شده و زیگزاگی)، ریب های V شکل (نوک V به سمت پایین دست جریان)، ریب های زاویه دار (۴۵ درجه)، ریب های V شکل (نوک V به سمت بالادست جریان) می باشد. در همه ی حالت های یاد شده، در قسمت وسط تمامی ریب ها، یک شکاف قرار داده شده است. در این مطالعه، نتایج عددی نشان می دهند که به طور کلی، ریب های برش خورده عملکرد حرارتی خوبی برای استفاده در کانال های خنک کاری داخلی پره های ثابت و متحرک توربین دارند. جریان آشفته ی سه بعدی در این کانال، به صورت عددی و با استفاده از دینامیک سیالات

محاسباتی و توسط مدل آشفتگی  $v^2f$  و شرایط مرزی با شار حرارتی ثابت در تمامی سطوح کانال مورد بررسی قرار گرفته است. در تمامی هندسه‌های مذکور طول فاصله‌ی برش یافته، ۱۲ درصد از طول ریب و در وسط ریب‌ها می‌باشد. در این تحقیق نتایج نشان داد که ریب‌های برش خورده‌ی V شکل (نوک V به سمت بالادست جریان)، بالاترین میزان انتقال حرارت را فراهم می‌کنند، درحالی‌که ریب‌های ۹۰ درجه‌ی برش خورده بهترین وضعیت را در کاهش افت فشار از خود نشان می‌دهد. ریب‌های ۴۵ درجه برش خورده، دارای بیشترین میزان  $Nu/Nu_0/(f/f_0)^{1/3}$  می‌باشند و بهترین عملکرد حرارتی کلی را ارائه می‌دهند. این مقدار در ریب‌های ۹۰ درجه‌ی روبروی هم، در اعداد رینولدز بالا، نزدیک به ریب‌های ۴۵ درجه برش خورده می‌باشد. هندسه‌ی شامل ریب‌های برش خورده‌ی V شکل (نوک V به سمت بالادست جریان) در عملکرد کلی حرارتی ضعیف عمل می‌کند، هرچند بهترین عملکرد را در افزایش انتقال حرارت نشان از خود نشان می‌دهد.

زی و همکاران [۲۵] در سال ۲۰۱۳ ابتکار جدیدی در هندسه‌ی ریب‌ها به کار برده و به مطالعه‌ی عددی ساختار جریان و انتقال حرارت در یک کانال مربعی با ریب‌های صاف در پایین دست جریان پرداخته‌اند. در این کانال از چیدمان‌هایی با ریب‌های با سطح مقطع برابر و سطح مقطع نصف شده به صورت توأمان، به منظور یافتن بهینه‌ترین چیدمان و با هدف افزایش نرخ انتقال حرارت به وسیله‌ی کاهش افت فشار استفاده شد. عدد رینولدز ورودی کانال در بازه‌ی ۲۰۰۰۰ تا ۱۶۰۰۰۰ مورد بررسی قرار گرفت.



شکل ۲-۵: چیدمان‌های مختلف بررسی شده در مطالعه‌ی زی و همکاران [۲۳]

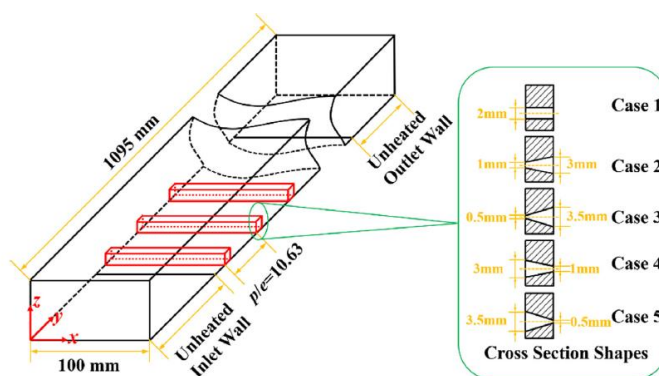
شش چیدمان متفاوت از این ریب‌ها مطابق شکل ۲-۵ در این مطالعه مورد بررسی قرار گرفت. برای دستیابی به جزئیات ساختار آشفته‌گی جریان، انتقال حرارت محلی و عملکرد حرارتی، از روش‌های دینامیک سیالات محاسباتی و از مدل آشفته‌گی  $\nu^2 f$  استفاده شد و شرط مرزی حرارتی شار ثابت برای تمامی سطوح کانال اعمال گردید. لازم به ذکر است که تنها به نتایج عددی حاصل از مدل آشفته‌گی یاد شده، اکتفا نشده و نتایج با داده‌های تجربی موجود در گذشته نیز مقایسه و اعتبارسنجی شده‌اند. چیدمان B در شکل فوق که شامل ریب‌های کوچک در وسط دو ریب بزرگ می‌باشد، بالاترین عدد ناسلت را در بالاترین عدد رینولدز را ارائه می‌کند در صورتی که سایر چیدمان‌ها قادر نیستند چنین افزایشی را در انتقال حرارت به وجود آورند. چیدمان D کمترین میزان اصطکاک را دارا می‌باشد و این در حالی است که چیدمان B، بیشترین این مقدار را نسبت به سایر چیدمان‌ها به خود اختصاص داده است. چیدمان D و F بالاترین میزان مؤلفه‌ی  $Nu/Nu_0/(f/f_0)$  را در تمامی اعداد رینولدز به خود اختصاص دادند و این امر به علت پایین بودن مقدار اصطکاک در این دو چیدمان می‌باشد. چیدمان B با وجود اینکه بهترین عملکرد را در افزایش انتقال حرارت داشت لکن عملکرد ضعیفی در میزان راندمان حرارتی از خود نشان داد. شایان ذکر است که بالاترین مقادیر مشخصه‌ی  $Nu/Nu_0/(f/f_0)^{1/3}$  در تمامی اعداد رینولدز بین ۲۰۰۰۰ تا ۱۶۰۰۰۰ متعلق به چیدمان F می‌باشد.

پس از آن راک و آریتر [۲۶] در سال ۲۰۱۸ اقدام به اندازه‌گیری انتقال حرارت و افت فشار در یک کانال با استفاده از شکل‌های متفاوت ریب نمودند که در این مطالعه، انتقال حرارت و جریان آشفته برای تعداد ۸ عدد هندسه‌ی ریب‌های V شکل و ریب‌های مستقیم با سطح مقطع و طول‌های متفاوت در عدد رینولدز ۱۰۵۰۰۰ بررسی گردید. دو اندازه‌ی متفاوت از ریب‌ها با نسبت‌های  $e/Dh=0.0638$  ,  $0.0652$  در نظر گرفته شد و نسبت  $p/e$  برابر با ۱۰ فرض شد. پس از بررسی‌های صورت گرفته، نتایج نشان داد که عدد ناسلت به میزان  $1/6$  تا  $1/8$  در ریب‌های صاف و  $2/2$  تا  $2/5$  در ریب‌های V شکل افزایش یافته است. همچنین مشخص شد که ضریب اصطکاک به میزان  $2/4$  تا  $2/9$  در ریب‌های صاف و  $2/8$  تا  $3/7$  در ریب‌های V شکل، افزایش یافته است. در نهایت و پس از بررسی تمامی هندسه‌های مورد مطالعه، نتایج نشان دادند که کانال با ریب‌های V شکل با زاویه ۱۲۰ درجه و با مقطع مربعی، دارای بهترین عملکرد حرارتی نسبت به کانال صاف، می‌باشد.

سپس در همان سال، وانگ و همکاران [۲۷] انتقال حرارت و خنک کاری جریان را تحت تأثیر ریب‌های موجی شکل در یک کانال تک پاس مربعی بررسی نمودند. طول کانال  $12/7$  میلی‌متر و با نسبت ابعادی ۱ در نظر گرفته شد. در این هندسه ارتفاع ریب ( $e$ ) و عرض ریب، هر دو برابر با  $1/58$  میلی‌متر و نسبت  $p/e$  نیز عددی برابر با ۱۰ در نظر گرفته شد. ابعاد و مختصات ریب موجی شکل دارای چهار پارامتر شامل ارتفاع ریب ( $e-3e$ )، شعاع انحنای ریب ( $0-5mm$ )، زاویه‌ی ریب ( $20-55^\circ$ ) و ضخامت ریب ( $0.5e-2e$ ) می‌باشد. عدد رینولدز اعمال شده در این مطالعه، بین ۱۰۰۰۰ تا ۴۰۰۰۰ در نظر گرفته شد. همچنین یک کانال با ریب‌های V شکل ۴۵ درجه با انتقال حرارت بالا نیز به‌عنوان مرجع و جهت مقایسه‌ی ریب‌های موجی شکل انتخاب گردید. نتایج نشان دادند که ارتفاع ریب، شعاع انحنای ریب و زاویه‌ی ریب تأثیر قابل توجهی بر روی انتقال حرارت می‌گذارند؛ درحالی‌که پارامتر ضخامت ریب، از تأثیر کمتری در این حوزه برخوردار است. پس از بررسی نتایج عددی مشخص گردید که فارغ از در نظر گرفتن اثرات اصطکاک، ریب‌های موجی شکل در مقایسه با ریب‌های V شکل ۴۵ درجه، دارای افزایشی

در نسبت  $Nu/Nu_0$  به میزان ۷ تا ۳۷ درصد می‌شوند. در نهایت می‌توان نتیجه گرفت که استفاده از ریب‌های موجی شکل در افزایش عملکرد از طریق بهبود انتقال حرارت می‌تواند مؤثر باشد.

زنگ و همکاران [۲۸] در سال ۲۰۱۹ از طریق هندسه‌ای جدید به بررسی انتقال حرارت و مشخصات جریان درون یک کانال مربعی با ریب‌های دارای مقطع با مجرای همگرا و واگرا پرداختند. در این تحقیق مشابه شکل تعداد ۵ نوع متفاوت از ریب‌هایی که در طول ریب دارای مقطع با مجرای صاف، مجرای همگرا و واگرا با زوایای متفاوت، مورد ارزیابی قرار گرفتند.



شکل ۲-۶: نمایشی از هندسه‌ی ریب‌های دارای مجرای همگرا و واگرا

تأثیر شکل مجرای مقطع و زاویه‌ی همگرا و واگرایی آن، در یک عدد رینولدز بین بازه‌ی ۱۰۰۰۰ تا ۲۵۰۰۰ مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان دادند که در ریب‌هایی با کوچک‌ترین زاویه‌ی مجرای شدت آشفتگی جریان در بالاترین سطح خود قرار دارد که این امر موجب ایجاد بالاترین میزان انتقال حرارت و نیز بالاترین مقدار در افت فشار می‌شود. نتایج نشان دادند که عملکرد حرارتی در هندسه‌هایی با کوچک‌ترین زاویه در مجاری موجود در مقطع ریب، بیشترین مقدار را داشته که این امر نتیجه‌ی افزایش در انتقال حرارت و محدود کردن افزایش در افت فشار می‌شود.

## ۷\_۱ معرفی تحقیق حاضر

همان‌گونه که در بخش قبل به تفصیل گزارش شد، تا به امروز مطالعات ارزشمند و فراوانی با استفاده از روش‌های تجربی و عددی و با هدف بهبود و ارتقاء انتقال حرارت و خنک‌کاری و همچنین کاهش افت



فشار در جریان‌های آشفته‌ی عبوری در یک کانال با مقاطع گوناگون انجام شده است. باید توجه داشت که هر یک از این مطالعات مکمل مطالعات گذشته بوده و به‌واسطه‌ی این مطالعات، به‌مرور زمان پیشرفت‌های زیادی در این حوزه صورت گرفته است.

در مطالعه‌ی حاضر نیز به‌منظور افزایش انتقال حرارت و کاهش افت فشار در یک کانال مربعی، از هندسه‌ی ریب‌هایی استفاده شده است که قادر خواهند بود مزایای هندسه‌های پیشین را حفظ و ارتقاء ببخشند و همچنین معایب و مشکلات سایر هندسه‌های ریب بررسی شده تا اکنون را برطرف سازند و به عبارتی موجب بهبود و ارتقاء در حوزه‌ی خنک‌کاری و تقلیل افت فشار تا حد ممکن شوند.

## ۱\_۷\_۱ تعریف مسئله

در این مطالعه از میان روش‌های گوناگون خنک‌کاری، روش استفاده از دندان‌ها در مسیر جریان سیال انتخاب شد. به این دندان‌ها اصطلاحاً ریب گفته می‌شود. بدین منظور در یک کانال مربعی، تعداد هشت عدد ریب بر روی یکی از دیواره‌های این کانال قرار داده شد تا اثرات انتقال حرارت جریان و افت فشار در آن مورد بررسی قرار گیرد. این بررسی‌ها بر روی هندسه‌ای محوری با ریب‌هایی به شکل هلال انجام شد و سایر هندسه‌ها نیز با ایجاد تغییراتی در هندسه‌ی فوق‌الذکر به وجود آمده و مورد مطالعه و بررسی قرار گرفتند.

## ۲\_۷\_۱ روش تحقیق

طبق آنچه که در بخش قبل آورده شد، تاکنون مطالعات فراوانی به دو روش تجربی و عددی انجام شده است. لکن باید با توجه به مشخصه‌های مطالعه‌ی در حال انجام از قبیل نوع هندسه‌ی مورد بررسی، منابع مورد مطالعه، شرایط و امکانات در دسترس و مواردی از این دست، روشی مناسب برای تحقیق برگزیده شود. به‌عنوان نمونه در مطالعه‌ای که دارای هندسه‌ای پیچیده باشد به‌نحوی که امکان ساخت آن هندسه در زمان انجام تحقیق فراهم نباشد و یا تهیه‌ی آن مستلزم صرف هزینه‌های گزاف باشد،

ناگزیر باید از روش‌های عددی استفاده کرد. عموماً با پیشرفت دستگاه‌های محاسباتی و تقویت مؤلفه‌های سخت‌افزاری و نرم‌افزاری و به علت کم هزینه بودن و عدم وجود مشکلاتی نظیر آنچه که به آن اشاره شد، در سال‌های اخیر استفاده از روش‌های عددی بسیار مورد توجه محققان قرار گرفته است. در مطالعه‌ی حاضر نیز به دلیل پیچیده بودن هندسه‌ی مورد بررسی و به‌منظور افزایش دقت در گزارش پیش‌بینی‌های علمی و کاهش محاسبات و خطاهای انسانی، از روش‌های عددی برای بررسی و مطالعه استفاده شده است. شایان ذکر است که در این مطالعه صرفاً به داده‌های عددی به دست آمده اکتفا نشده و جهت حصول اطمینان از صحت نتایج حاصل، از مطالعات تجربی مشابه که در گذشته انجام گرفته نیز استفاده شده است.

### ۳\_۷\_۱ اهمیت و کاربرد

امروزه باوجود پیشرفت‌های بسیار سریع در صنعت توربین‌های گازی و به دلیل کاربرد و اهمیت این توربین‌ها در صنایع مختلف، نیاز به بهبود و افزایش راندمان در این توربین‌ها بیش‌ازپیش احساس می‌شود. همان‌طور که می‌دانیم افزایش راندمان در توربین‌های گازی، مستلزم افزایش دمای ورودی به توربین می‌باشد. در واقع دمای ورودی به توربین نقطه‌ی عطف و عامل تعیین کننده در طراحی توربین می‌باشد. تمایل تولیدکنندگان در این صنعت به افزایش دمای ورودی به توربین، طراحان را به‌سوی طراحی توربین‌هایی سوق می‌دهد که بتوانند هرچه بیشتر، تحمل دمای بالای سیال ورودی را داشته باشند و بدین منظور باید از روش‌های متنوع خنک کاری داخلی و خارجی توربین‌های گازی بهره جست. در این میان صنایعی موفق‌ترند که بتوانند روش‌های خنک کاری به روز و پیشرفته‌تری را در تولیدات خود اعمال نمایند. کلیه‌ی مطالعات صورت گرفته تاکنون نیز به همین منظور انجام شده‌اند و در مطالعه‌ی حاضر نیز تلاش برای رسیدن به طراحی‌ای است که کامل کننده، ارتقاء دهنده و بهبود بخش طراحی‌های گذشته باشد تا بتواند به اهداف مذکور دست یابد.

## ۴\_۷\_۱ نوآوری‌ها

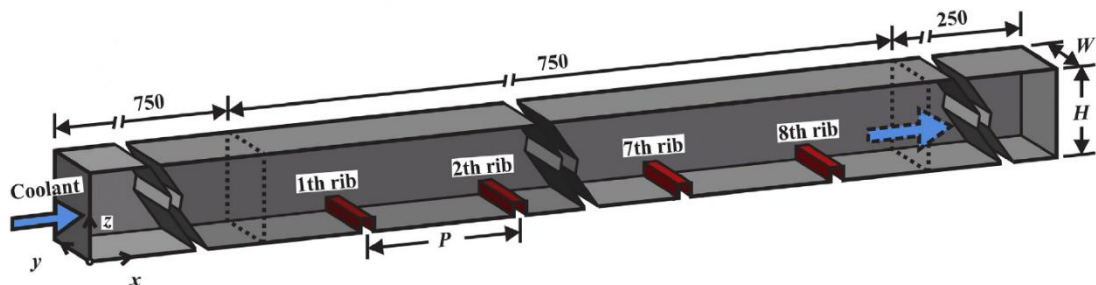
در این مطالعه نیز مانند مطالعات پیشین سعی بر بهبود انتقال حرارت و افزایش راندمان خنک کاری در پره‌ی توربین می‌باشد. لکن سعی شده است تا نقایص موجود در مطالعات پیشین برطرف و موارد مؤثر در بهبود خنک کاری تقویت شود. بدین منظور اولاً از هندسه‌ی جدیدی از ریب‌ها یعنی ریب‌هایی به شکل هلال استفاده شد که تا به امروز کمتر مورد بررسی قرار گرفته بود و تنها و برای نخستین بار در سال ۲۰۱۷ توسط زی و همکاران [۲۳] یک مورد از ریب‌های هلالی ساده مورد مطالعه قرار گرفته بود. ثانیاً با توجه به عنوان این مطالعه، تمرکز اصلی بر روی هندسه‌ی ریب‌های هلالی شکل قرار گرفت و بدین منظور سعی بر ایجاد هندسه‌های جدید از ریب‌ها شد که بتوانند نویدبخش ارتقاء هندسه‌های گذشته شوند. ترکیب برخی از ایده‌های ارائه شده در مطالعات پیشین، موجب ظهور هندسه‌های جدیدی می‌شوند که این هندسه‌های تلفیقی می‌توانند موجب افزایش راندمان خنک کاری نسبت به هندسه‌هایی شود که تاکنون به‌تنهایی مورد استفاده قرار می‌گرفتند. برخی از این موارد ترکیبی عبارت‌اند از: اعمال یک برش و فضای خالی در وسط ریب‌ها که این ایده ۲۰۱۴ توسط زی و همکاران [۲۴] مطرح شد و اعمال این ایده بر روی ریب‌های هلالی، هندسه‌ای متفاوت در بین ریب‌های تاکنون بررسی شده ایجاد نمود؛ مورد بعد استفاده از دو ردیف ریب V شکل در کنار هم در عرض کانال بود که این ایده ۲۰۰۴ توسط هان و همکاران [۲۹] ارائه شد و با در نظر گرفتن ریب هلالی به‌جای ریب V شکل و چیدمان دو ردیف از ریب‌های هلالی در کنار هم، موجب ایجاد هندسه‌ای جدید در میان هندسه‌های گذشته شد؛ در سال ۲۰۱۳ زی و همکاران [۲۵] اعمال ایده‌ای بسیار جدید بر روی ریب‌های صاف را مطرح نمودند بدین ترتیب که ابعاد مقطع ریب‌ها در طول کانال و به‌صورت یکی در میان به نصف کاهش پیدا کرد که این مدل نتایج مطلوبی را در پی داشت و در این مطالعه نیز این ایده بر روی ریب‌های هلالی اعمال شد و باعث پدید آمدن هندسه‌ای متنوع و جدید در میان ریب‌های بررسی‌شده‌ی پیشین شد. ترکیب هندسه‌های جدید به وجود آمده که در بالا ذکر شد نیز می‌تواند به‌عنوان ایده‌ای جدید مطرح شود و

بدین منظور استفاده‌ی توأمان از دو ردیف ریب‌های هلالی شکل در کنار هم و بزرگ و کوچک نمودن آن‌ها به صورت یکی در میان نیز منجر به تولید هندسه‌ای جدید می‌نماید که این هندسه نیز در این تحقیق مورد مطالعه قرار گرفت.

## ۸\_۱ معرفی هندسه‌های بررسی شده

### ۱\_۸\_۱ کانال با ریب‌های صاف

اولین و ساده‌ترین هندسه و مدلی که در این مطالعه مورد بررسی قرار می‌گیرد، مطابق شکل ۷-۲ کانالی است که با استفاده از ۸ عدد از ریب‌های ۹۰ درجه‌ی صاف و در قسمت میانی کانال، تجهیز شده است.

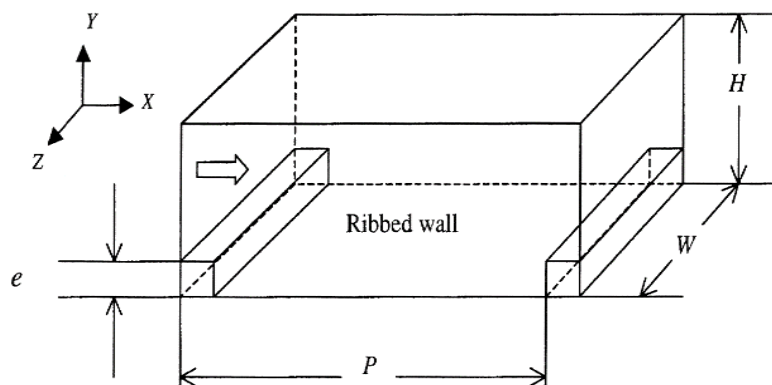


شکل ۷-۲: نمای سه بعدی از کانال با ریب‌های صاف [۲۳]

همان‌گونه که در شکل ۸-۲ دیده می‌شود، ریب‌ها به صورت کاملاً صاف بوده و هندسه‌ی این ریب‌ها مطابق آنچه در فصل قبل نیز به آن اشاره شد، یک مکعب مستطیل با مقطع مربع به ابعاد  $۷/۵ \times ۷/۵ \times ۵۰$  میلی‌متر می‌باشد که در مقطع عرضی کانال و عمود بر جهت جریان سیال خنک‌کننده قرار گرفته‌اند.

این هندسه در میان سایر هندسه‌های شبیه‌سازی شده، به عنوان مدل مرجع و پایه انتخاب می‌شود تا سایر مدل‌ها با آن مقایسه شده و از نظر عملکردی مورد بررسی قرار گیرند.

شایان ذکر است که این هندسه از آن جهت که در میان سایر موارد مورد بررسی در این مطالعه، تنها هندسه ای است که صورت آزمایشگاهی نیز مورد مطالعه قرار گرفته است، بسیار حائز اهمیت بوده و همان طور که در ادامه به آن خواهیم پرداخت، از این هندسه به منظور اعتبار سنجی مدل حل عددی نیز بهره گرفته شده است.

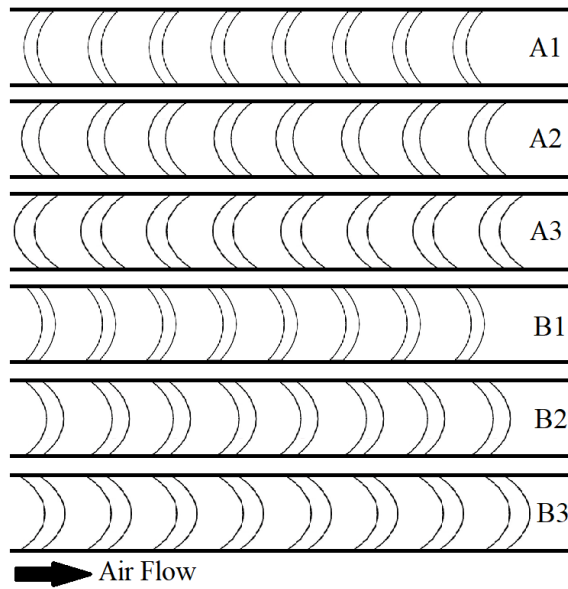


شکل ۲-۸: نمایی از کانال با ریب‌های صاف [۱۱]

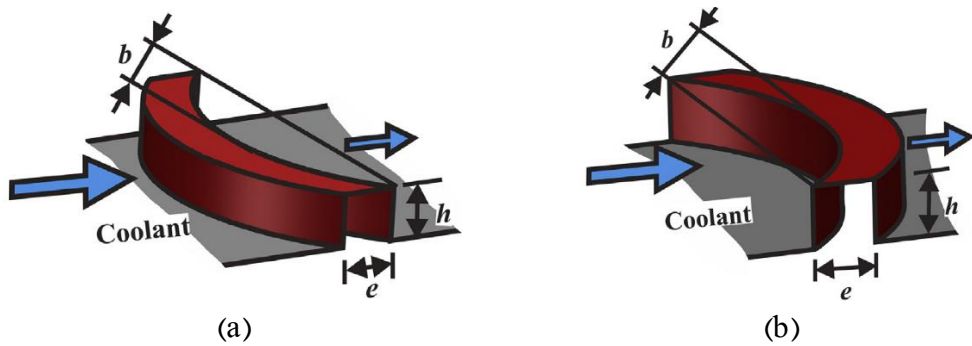
## ۲\_۸\_۱ کانال مربعی با ریب‌های هلالی ساده<sup>۱</sup>

### ۱\_۲\_۸\_۱ ایده‌ی طرح ریب‌های هلالی

طرح هلالی نمودن ریب‌ها برای نخستین بار در سال ۲۰۱۷ به وسیله‌ی زی و همکاران [۲۳] در مطالعه‌ی عددی ارائه شد که در طی این تحقیق، ۶ کانال شامل حالت‌های متفاوتی از ریب‌های هلالی را مورد بررسی قرار دادند؛ مطابق آنچه در شکل ۲-۹ مشاهده می‌شود، انحنای ریب در سه حالت از این هندسه‌ها به سمت ورودی جریان و انحنای سه عدد دیگر، به سمت خروجی جریان می‌باشد.

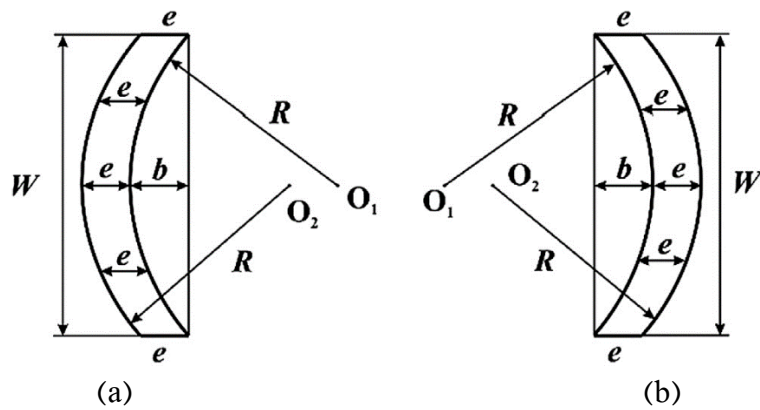


شکل ۹-۲: نمایی از کانال با ریب‌های هلالی بررسی شده توسط زی و همکاران [۲۳]



شکل ۱۰-۲: نمایی از هندسه‌ی ریب‌های هلالی بررسی شده توسط زی و همکاران [۲۳]

ابعاد و اندازه‌های این ریب‌ها با توجه به شکل ۱۱-۲ در جدول ۱-۲ آمده است.



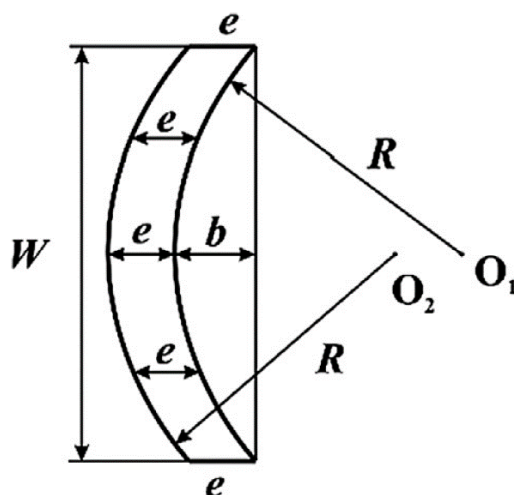
شکل ۱۱-۲: هندسه‌ی ریب‌های هلالی [۲۳]

جدول ۱-۲: ابعاد و اندازه‌های زیب‌های هلالی شکل در مطالعه‌ی زی و همکاران [۲۳]

A3	A2	A1	مدل
B3	B2	B1	
۰/۴	۰/۳	۰/۲	نسبت $b/W$

### ۱\_۲\_۸\_۲ هندسه‌ی بررسی شده در این مطالعه

مطابق با توضیحی که در قسمت قبل در مورد ایده‌ی زیب‌های هلالی شکل مطرح شد، هندسه‌ی A3 در شکل ۲-۹ که دارای بالاترین مقدار عملکرد حرارتی در میان سایر حالات از زیب‌های هلالی بررسی شده در آن تحقیق می‌باشد، با اعمال تغییراتی، مورد بهبود و ارتقاء قرار گرفت. بدین ترتیب کانالی با استفاده از ۸ عدد زیب هلالی مطابق شکل ۲-۱۲، در قسمت میانی کانال مطابق شکل ۲-۱۲ و با نسبت  $b/W=0.4$  شبیه‌سازی شد. همان‌طور که در بخش قبل گفته شد مقدار  $W$  نیز برابر با ۵۰ میلی‌متر و بنابراین مقدار  $b$  نیز برابر با ۲۰ میلی‌متر می‌باشد.

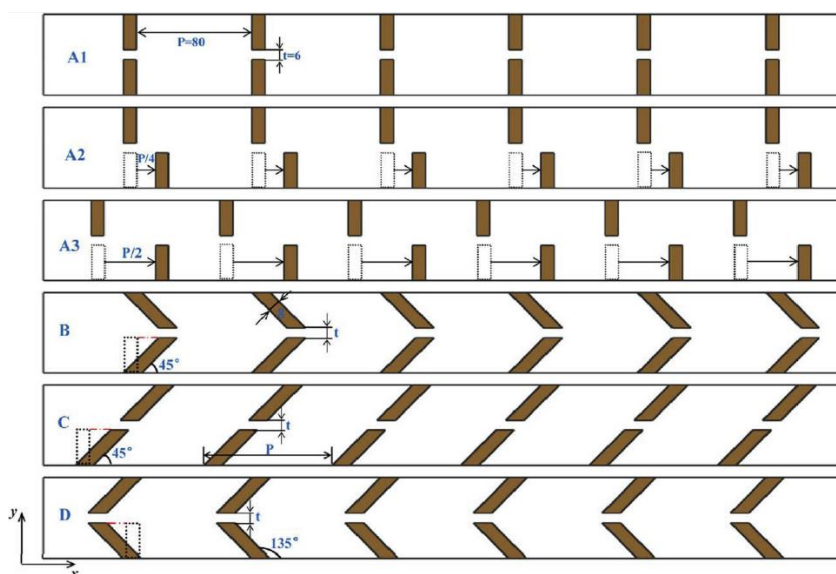


شکل ۲-۱۲: هندسه‌ی زیب هلالی ساده‌ی بررسی شده در این مطالعه [۲۳]

## ۱\_۸\_۳ کانال با ریب‌های هلالی برش خورده از وسط<sup>۱</sup>

### ۱\_۳\_۸\_۱ ایده‌ی ایجاد فاصله در وسط ریب‌ها

همان‌طور که در فصل اول نیز بیان شد، در سال ۲۰۱۴ میلادی زی و همکاران [۲۴] در مطالعه‌ی، ایده‌ای مطرح نمودند که یک شکاف مطابق شکل زیر در وسط ریب‌هایی از جمله ریب‌های صاف ۹۰ درجه، ریب‌های مورب ۴۵ درجه و ریب‌های V شکل، ایجاد شود. در نتیجه‌ی اعمال این تغییر و به علت کاهش اصطکاک در کانال، شاهد افزایش عملکرد حرارتی در کانال‌های مورد بررسی بودیم.

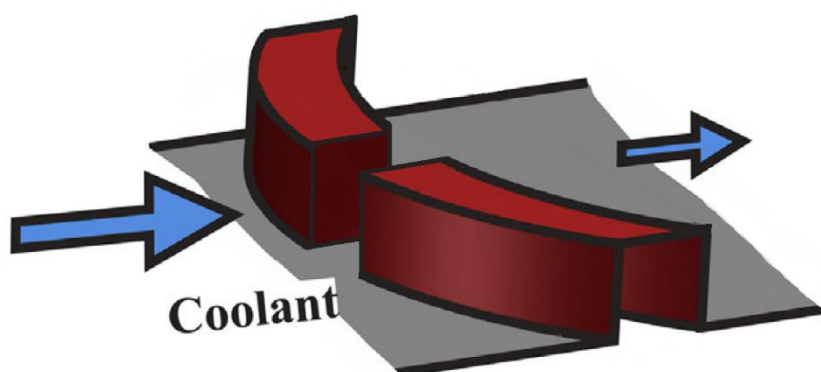


شکل ۲-۱۳: چیدمان‌های متفاوت ریب‌های برش خورده از وسط [۲۴]

### ۱\_۳\_۸\_۲ هندسه‌ی بررسی شده در این مطالعه

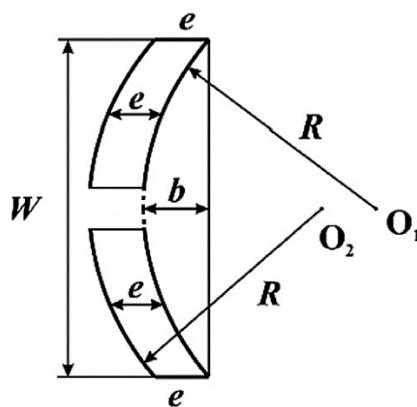
در مطالعه‌ی حاضر، از مطالعه‌ی زی و همکاران [۲۴] الگوبرداری صورت گرفت. بدین ترتیب مطابق شکل ۲-۱۴ با ایجاد یک شکاف به طول ۶ میلی‌متر بر روی هر ۸ عدد ریب هلالی، انتقال حرارت و عملکرد حرارتی در کانال مورد مطالعه و بررسی قرار گرفت.





شکل ۲-۱۴: نمایی از هندسه‌ی ریب‌های هلالی برش خورده از وسط

ابعاد و اندازه‌های کلی در این هندسه نیز مطابق شکل ۲-۱۵ بوده و با نسبت  $b/W=0.4$  اعمال شد. همان‌طور که در بخش قبل گفته شد، مقدار  $W$  نیز برابر با ۵۰ میلی‌متر و بنابراین مقدار  $b$  نیز برابر با ۲۰ میلی‌متر می‌باشد.

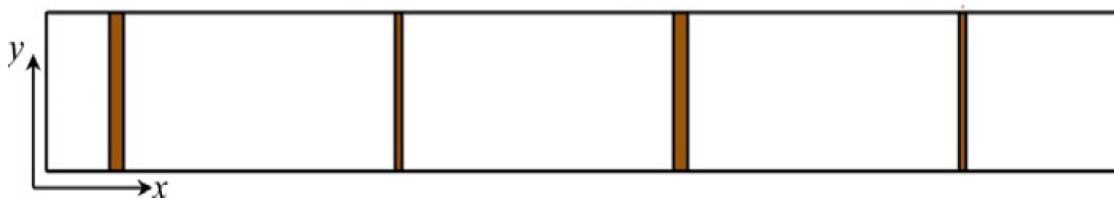


شکل ۲-۱۵: هندسه‌ی ریب هلالی برش خورده از وسط

## ۴\_۸\_۱ کانال با ریب‌های هلالی یک‌درمیان بزرگ و کوچک<sup>۱</sup>

### ۱\_۴\_۸\_۱ ایده‌ی بزرگ و کوچک کردن ریب‌ها

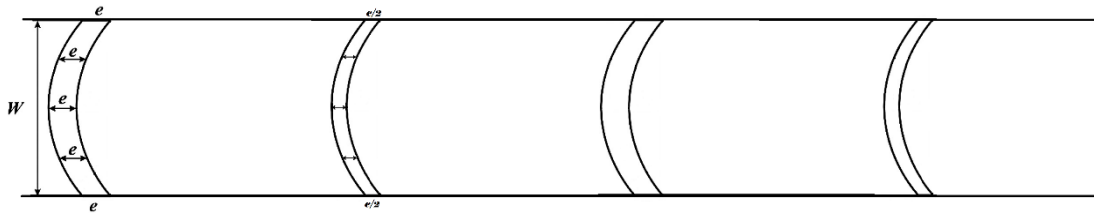
در سال ۲۰۱۳ میلادی مجدداً توسط زی و همکاران [۲۵]، همان‌طور که در شکل ۱۶-۲ مشاهده می‌شود، در مطالعه‌ی عددی طرحی از ریب‌ها ارائه شد که در آن ریب‌های صاف درون یک کانال به‌صورت یک‌درمیان، کوچک شدند تا یک کانال متشکل از ریب‌های بزرگ و کوچک به وجود آید. در این مطالعه مشخص شد که استفاده از ریب‌های یکی در میان کوچک شده، عملکرد حرارتی بالاتری نسبت به ریب‌های با اندازه‌های یکسان دارند. علت این موضوع نیز کاهش اصطکاک میان جریان سیال و دیواره‌ی کانال از طریق کاهش ارتفاع ریب و کاهش برخورد جریان با ریب‌ها می‌باشد.



شکل ۱۶-۲: کانال با ریب‌های صاف یکی در میان کوچک شده [۲۵]

### ۱\_۴\_۸\_۲ هندسه‌ی بررسی شده در این مطالعه

با استفاده از طرح کوچک نمودن ریب‌ها به‌صورت یکی در میان، همان‌طور که در شکل ۱۷-۲ می‌بینید، این تغییر بر روی ریب‌های هلالی شکل اعمال شد و بدین ترتیب، ابعاد و اندازه‌ها در این هندسه نیز مطابق شکل ۱۲-۲ و با نسبت  $b/W=0.4$  مورد بررسی قرار گرفت. همان‌طور که در بخش قبل گفته شد مقدار  $W$  نیز برابر با ۵۰ میلی‌متر و بنابراین مقدار  $b$  نیز برابر با ۲۰ میلی‌متر می‌باشد؛ با این تفاوت که در مقطع ریب‌ها، به‌جای استفاده از ابعاد  $۷/۵ \times ۷/۵$  میلی‌متر برای تمام ریب‌ها، به‌صورت یکی در میان از ریب‌هایی با مقطع  $۳/۷۵ \times ۳/۷۵$  میلی‌متر استفاده شده است.



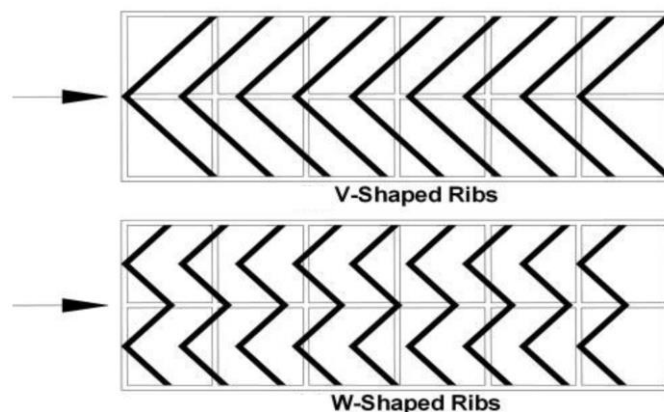
شکل ۱۷-۲: کانال با ریب‌های هلالی یک‌درمیان بزرگ و کوچک

## ۵\_۸\_۱ کانال با ریب‌های هلالی m شکل و یک‌درمیان بزرگ و کوچک

کوچک<sup>۱</sup>

### ۱\_۵\_۸\_۱ ایده‌ی ریب‌های m شکل

در سال ۲۰۰۴ میلادی توسط هان و همکاران [۲۹]، همان‌طور که در شکل ۱۸-۲ مشاهده می‌شود، در مطالعه‌ای، ایده‌ای مطرح شد که در آن به بررسی ریب‌های V شکل و قرار دادن هم‌زمان دو عدد ریب V شکل در کنار هم یعنی ریب‌های (M)W شکل درون یک کانال پرداخته شد و طی آن مشخص گردید که ریب‌های (M)W شکل، عملکرد حرارتی بالاتری نسبت به ریب‌های V شکل دارند.

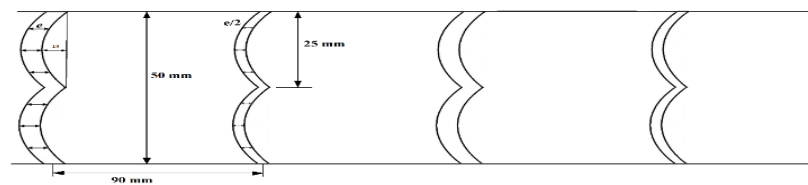


شکل ۱۸-۲: تبدیل ریب‌های V شکل به W شکل در مطالعه هان و همکاران [۲۹]

<sup>1</sup> A Square Channel With Half-Size & m Shaped Crescent Ribs

## ۱\_۸\_۵\_۲ مورد بررسی شده در این مطالعه

با استفاده از ایده‌ی ریب‌های  $m$  شکل و ایده‌ی کوچک کردن ریب‌ها به صورت یک‌درمیان (آنچه در بخش ۱\_۸\_۴ مطرح گردید) به‌طور هم‌زمان، این تغییر بر روی ریب‌های هلالی شکل انجام گرفت؛ بدین صورت که دو ردیف ریب هلالی کنار هم (به صورت  $m$  شکل) و با حالت یکی در میان بزرگ و کوچک در کانال قرار داده شدند. ابعاد و اندازه‌ها در این مدل نیز مطابق شکل ۲-۱۹ و با نسبت  $b/W=0.4$  مورد بررسی قرار گرفت. همان‌طور که در بخش قبل گفته شد مقدار  $W$  نیز برابر با ۲۵ میلی‌متر و بنابراین مقدار  $b$  نیز برابر با ۱۰ میلی‌متر می‌باشد؛ با این تفاوت که در مقطع ریب‌ها، به جای استفاده از ابعاد  $۷/۵ \times ۷/۵$  میلی‌متر برای تمام ریب‌ها، به صورت یک‌درمیان از ریب‌هایی با مقطع  $۳/۷۵ \times ۳/۷۵$  میلی‌متر استفاده شده است.



شکل ۲-۱۹: نمایی از هندسه‌ی ریب‌های هلالی  $m$  شکل و یک‌درمیان بزرگ و کوچک

## فصل ۲: معادلات حاکم

## ۱\_۲ مقدمه

در این بخش به بررسی و تشریح معادلات مورد نیاز برای تحلیل جریان و انتقال حرارت در این مسئله پرداخته شده است. معادلات بیان شده معادلاتی هستند که توسط نرم افزار شبیه سازی فلوئنت به کار گرفته می شوند و به حل مسئله ی مربوط می پردازد. معادلاتی که برای تحلیل جریان و انتقال حرارت مورد استفاده قرار می گیرند، شامل معادله ی مومنتوم، معادله ی پیوستگی و معادله ی انرژی هستند.

## ۲\_۲ معادله ی پیوستگی

اگر بر روی یک حجم کنترل<sup>۱</sup> ثابت، قانون بقای جرم را اعمال نماییم، معادله ی پیوستگی به صورت رابطه ی (۱-۲) به دست می آید:

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (1-2)$$

در رابطه ی بالا  $V$  بردار سرعت آن می باشد. اولین عبارت در این معادله بیان کننده ی نرخ افزایش دانسیته و دومین عبارت بیانگر نرخ شار جرمی است که از سطح حجم کنترل بر واحد حجم عبور می کند.

## ۳\_۲ معادله ی مومنتوم

اگر قانون دوم نیوتون را بر روی یک حجم کنترل ثابت و با ابعاد بسیار کوچک اعمال نماییم، معادله ی مومنتوم به صورت رابطه ی (۲-۲) در می آید:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla P + B + \mu \nabla^2 V \quad (2-2)$$

که  $V$  بردار سرعت،  $P$  معرف فشار،  $B$  نیروی حجمی و  $\mu$  ویسکوزیته می باشد. باید توجه داشت که معادلات پیوستگی و مومنتوم که در بالا به آن ها اشاره شد، به صورت کلی بیان شده اند. این معادله ها

---

1 Control Volume

با توجه به شرایط جریان به شکل‌های مختلفی تبدیل خواهند شد. معادلات مذکور در جریان‌های آرام، با در نظر گرفتن فرضیاتی به شکل ساده تبدیل می‌شوند و به روش تحلیلی قابل حل خواهند بود اما این معادلات در جریان‌های آشفته به شکل تحلیلی قابل حل نبوده و به علت پیچیدگی‌های موجود در معادلات برای حل عددی نیاز به ابزارهایی داریم.

## ۴\_۲ معادله‌ی بقای انرژی

معادله‌ی بقای انرژی برای یک جریان سیال به صورت رابطه‌ی (۲-۳) خواهد بود:

$$\rho c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u_j T_{,j} \right) = (\lambda T_{,j})_{,j} + H1 \quad (3-2)$$

در رابطه‌ی (۲-۳)، ترم H1 معرف آنتالپی می‌باشد.

## ۵\_۲ جریان آشفته

آشفته‌گی پدیده‌ی مهمی است که در یک میدان جریان ممکن است ظاهر شود. بیشتر سعی بر این است که جنبه‌های مختلف جریان آشفته را به اختصار شرح داده و مفاهیم پایه‌ی جریان بررسی شود.

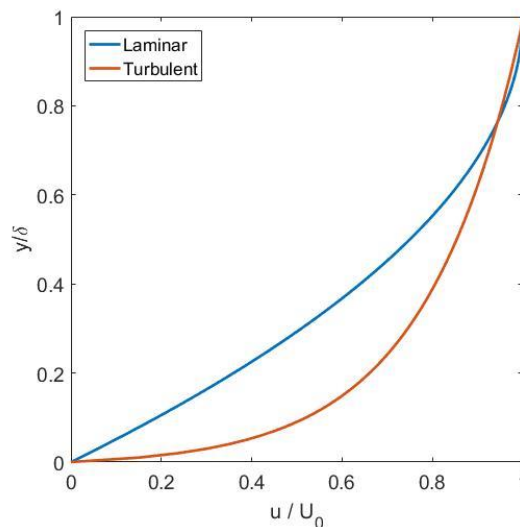
## ۶\_۲ مفاهیم پایه

در اکثر جریان‌های دارای رینولدز بالا، تأثیر نیروهای لزجت<sup>۱</sup> محدود به ناحیه‌ی نزدیک به سطح می‌شود. به این ناحیه، لایه‌مرزی می‌گویند. همان‌طور که می‌دانیم مطابق قوانین مکانیک سیالات، معمولاً لایه‌مرزی از یک دسته خطوط منظم جریان آغاز می‌شود و اختلال در جریان سیال در حد میکروسکوپی صورت می‌گیرد. به این لایه‌مرزی، لایه‌مرزی آرام گفته می‌شود. به علت وجود شرایط متفاوتی در شکل هندسی و میدان جریان، مثلاً زبری سطح، گرادیان فشار و سایر موارد، اختلال موجود در سیال افزایش

---

1 Viscosity

می‌یابد تا به سطح ماکروسکوپی برسد و خطوط جریان به صورت نامنظم تبدیل شوند. به این حالت از جریان، جریان آشفته گفته می‌شود. ناحیه‌ی گذرای هم بین دو لایه‌ی مرزی آرام و آشفته وجود دارد که به آن ناحیه‌ی گذار گفته می‌شود. در نتیجه‌ی اختلال شدید سیال در لایه‌مرزی آشفته و همچنین شار مومنوم قوی مربوط به آن، پروفیل سرعت در لایه‌مرزی آشفته پهن‌تر از پروفیل سرعت در ناحیه‌ی آرام است. این بدان معنی است که در لایه‌مرزی آشفته، گرادیان سرعت در نزدیکی دیواره بزرگ‌تر از مقدار آن در لایه‌مرزی آرام است [۳۰]. نمونه‌ای از پروفیل‌های سرعت لایه‌مرزی آرام و آشفته در شکل ۱-۲ نشان داده شده است.



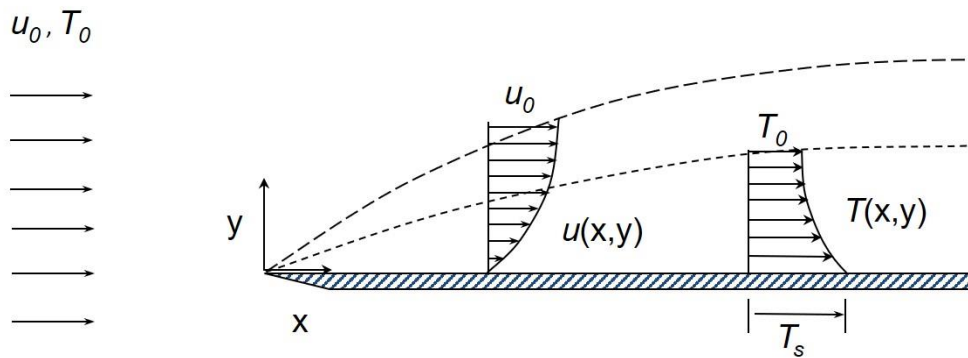
شکل ۱-۲: پروفیل‌های سرعت در لایه‌مرزی آرام و آشفته

لایه‌مرزی را به دو دسته‌ی لایه‌مرزی سرعت و لایه‌مرزی حرارتی دسته بندی می‌کنیم. در اغلب مسائل ضخامت لایه‌مرزی سرعت و لایه‌مرزی حرارتی یکسان نیست. در شکل ۲-۲ نمونه‌ای از این دو لایه‌مرزی به تصویر کشیده شده است. لازم به ذکر است که پارامتر بی- بعد عدد پرانتل از رابطه‌ی (۲-۶) به دست می‌آید:



$$Pr = \frac{\mu C_p}{k}$$

(۴-۲)



شکل ۲-۲: لایه مرزی سرعت و لایه مرزی حرارتی

این پارامتر نسبت انتقال مومنتوم به انتقال حرارت در جریان را نشان می‌دهد. از این رو می‌توان آن را به صورت ضخامت لایه مرزی سرعت به لایه مرزی حرارتی تعبیر کرد. اگر  $\delta$  و  $\delta_t$  برای نشان دادن ضخامت لایه مرزی سرعت و حرارت به کار روند، خواهیم داشت [۳۱]:

$$\delta_t > \delta \quad Pr < 1$$

$$\delta_t = \delta \quad Pr = 1$$

$$\delta_t < \delta \quad Pr > 1$$

## ۱\_۶\_۲ خصوصیات جریان سیال

برای پیدایش آشفستگی در یک میدان جریان ممکن است عوامل گوناگونی تأثیرگذار باشند که بعضی از پارامترهای مؤثر در پیدایش گردابه‌های جریان عبارت‌اند از:

- لزجت مولکولی
- عدد ماخ<sup>۱</sup> بالا

- تغییرات زیاد گردابه‌ای

- میدان نیروهای خارجی مانند شناوری<sup>۱</sup> و یا نیروی هیدرو مغناطیسی<sup>۲</sup>

تأثیر لزجت مولکولی بر روی لایه مرزی در نزدیک دیواره و در لایه آرام زیرین<sup>۳</sup> بسیار مشخص است. در اعداد ماخ بالاتر از ۵، اثر نوسانات چگالی بسیار حائز اهمیت می‌شود. پدیده‌ی احتراق قادر به تولید گردابه‌های خاص جریان است و این تغییرات زیاد ادی‌ها<sup>۴</sup> در ساختار موضعی آشفتگی تأثیر بسیار زیادی می‌گذارد. اثرات شناوری و یا نیروهای هیدرو مغناطیسی در برخی سیالات خاص نیز تأثیر مهمی در شکل‌گیری جریان خواهد داشت و می‌تواند موجب تغییر در ضخامت لایه مرزی شود. با پیدایش آشفتگی در میدان جریان، پدیده‌های فیزیکی گوناگونی تحت تأثیر آشفتگی جریان قرار می‌گیرند که از مهم‌ترین آن‌ها می‌توان موارد زیر را بر شمرد:

- انتقال مومنوم اصلی

- انتقال حرارت

- اضمحلال نوسانی حرارتی

- عکس‌العمل‌های شیمیایی

- سقوط تبخیر

علاوه بر این‌ها جریان‌های آشفته نیز مانند سایر پدیده‌های فیزیکی ویژگی‌های منحصر به فرد

خود را دارند که از جمله‌ی آن‌ها می‌توان موارد زیر را نام برد:

- جریان‌های آشفته همواره سه‌بعدی هستند.

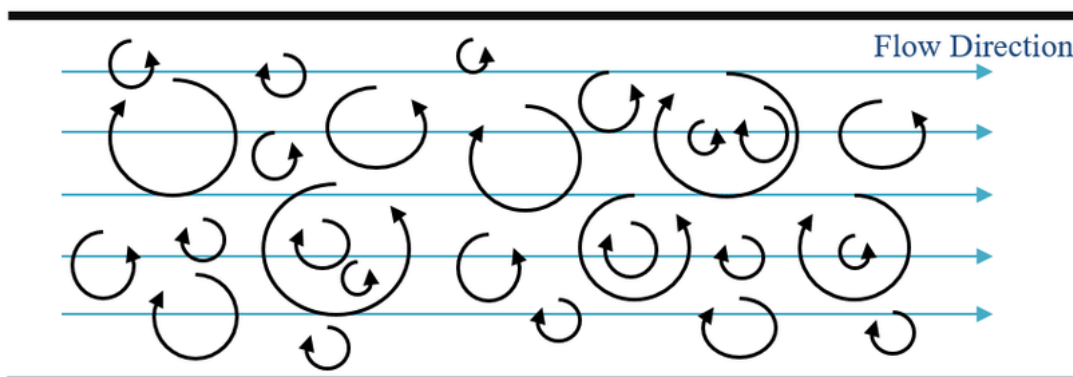
---

1 Buoyancy  
2 Hydromagnetic  
3 Sublayer  
4 Eddy

- آشفته‌گی مثال برجسته‌ای از سیستم‌های به‌شدت غیرخطی است.
- آشفته‌گی از جمله پدیده‌های همواره نا پایا است.
- جریان‌های آشفته همواره در رینولدزهای بالا ظاهر می‌شوند.
- آشفته‌گی از ویژگی‌های سیال نیست بلکه از ویژگی‌های جریان می‌باشد [۳۱].

## ۲\_۶\_۲ آشفته‌گی

در جریان‌هایی که عدد رینولدز بیشتر از عدد رینولدز بحرانی می‌باشد، نوساناتی در جریان ایجاد می‌شود که منجر به تغییرات جدی در رفتار جریان می‌شود. که در نهایت رفتار جریان به شکل تصادفی و نامنظم تبدیل شده و حتی با شرایط مرزی ثابت نیز کاملاً غیردائمی می‌باشد. سرعت، شتاب و دیگر خصوصیات سیال به‌صورت تصادفی، نوسانی و نامنظم دچار تغییر شده و هر کمیت را به‌صورت مجموع یک مؤلفه‌ی نوسانی و متوسط زمانی آن می‌توان در نظر گرفت. این منطقه، ناحیه‌ی جریان آشفته نام دارد. آشفته‌گی‌های ایجاد شده در یک جریان، همواره رفتاری سه‌بعدی داشته و به راستای تغییر کمیت در جریان ارتباطی ندارند. گردابه‌های آشفته ساز جریان، عامل ایجاد نوسانات و تغییرات در جریان‌های آشفته هستند. گردابه‌ها به ساختاری از جریان با رفتار مشابه اطلاق می‌شود. گردابه‌ها در محدوده‌ی گسترده‌ای از اندازه‌های بسیار کوچک تا اندازه‌های بسیار بزرگ، مثلاً در اندازه‌ی کانال وجود دارند. در شکل ۲-۳ گردابه‌های جریان آشفته و جریان آرام در مقایسه باهم نشان داده شده‌اند [۹].



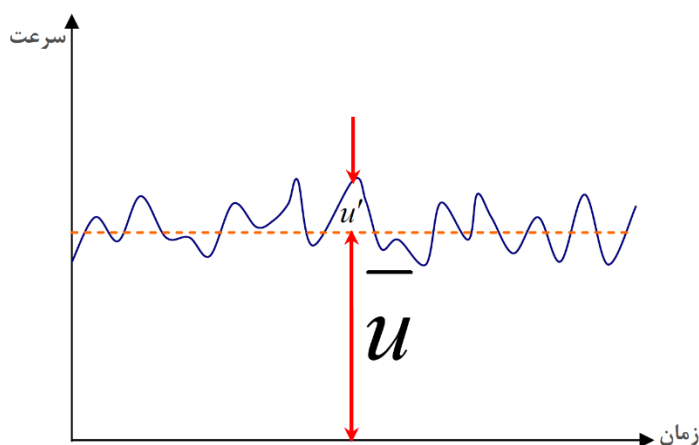
شکل ۳-۲ ادی‌های جریان آشفته [۳۲]

خطوط به رنگ سیاه در جریان نشان داده شده در شکل ۳-۲، اثر حرکت ادی‌ها و انتقال ذرات جریان به‌وسیله‌ی آن‌ها را نشان می‌دهد. با توجه به اینکه در جریان‌های آشفته ادی‌های درون جریان عامل انتقال و حرکت می‌باشند، بنابراین این ادی‌ها باعث نزدیک شدن ذرات سیال به یکدیگر می‌شوند. ذرات سیال به‌وسیله‌ی حرکت ادی‌ها در قسمت‌های مختلف جریان به یکدیگر نزدیک شده و در نتیجه جرم، انرژی و اندازه حرکت را نیز به همراه خود منتقل می‌کنند. باید توجه داشت که امروزه ره‌گیری مسیر حرکت ادی‌ها با در نظر گرفتن قدرت محاسباتی موجود، تنها در جریان‌های ساده ممکن است و از طرف دیگر در اعداد رینولدز بالا و در جریان‌های کاملاً آشفته، محاسبات لازم برای حل مستقیم معادلات ناویر استوکس وابسته به زمان، بسیار پیچیده بوده و نیازمند پیشرفت کامپیوترها در بخش سخت‌افزاری بوده و پیشرفت فناوری‌های جدید در این زمینه مانند جی پی و یو<sup>۱</sup> و سایر فناوری‌های از این قبیل می‌باشد [۹].

## ۷-۲ معادلات حاکم بر جریان‌های آشفته

### ۱-۷-۲ بررسی روش آماری برای تحلیل جریان‌های آشفته

جریان آشفته ای را در داخل یک لوله در نظر بگیرید. با در نظر گرفتن یک نقطه‌ی خاص از میدان جریان درون لوله‌ی مزبور و اندازه‌گیری سرعت آن نقطه برحسب زمان، منحنی‌ای شبیه شکل ۴-۲ به دست می‌آید:



شکل ۴-۲: منحنی سرعت لحظه‌ای و متوسط در یک نقطه مشخص از میدان جریان آشفته [۳۱]

همان‌طور که مشاهده می‌شود میدان سرعت آشفته  $u(t)$  حاصل مجموع دو قسمت سرعت متوسط  $\bar{u}$  و سرعت نوسانی  $u'$  می‌باشد:

$$u(t) = \bar{u}_{\text{Steady mean value}} + u'(t)_{\text{Flucluating component}} \quad (۵-۲)$$

سرعت متوسط زمانی  $\bar{u}$  را به شکل زیر تعریف می‌کنیم:

$$\bar{u} \equiv \frac{1}{T_1} \int_0^{T_1} u \, dt \quad (6-2)$$

که  $T_1$  در آن به قدری بزرگ در نظر گرفته می‌شود که برای مقادیر زمانی بیشتر از آن، تغییری در مقدار انتگرال فوق مشاهده نشود. به بیان دیگر  $\bar{u}$  مستقل از مقدار انتخاب شده برای  $T_1$  باشد. علامت بار (-) در بالای مؤلفه سرعت معرف کمیت متوسط زمانی و علامت پرایم (') نشان دهنده‌ی مؤلفه نوسانی سرعت می‌باشد. در بخش‌های آتی نیاز داریم که مؤلفه‌های نوسانی را به روش‌های گوناگون باهم ترکیب نماییم. در حالت کلی می‌توان کمیت متوسط  $\bar{\eta}$  را به دو روش محاسبه نمود [۳۱]:

الف) محاسبه‌ی متوسط زمانی<sup>۱</sup>

ب) محاسبه‌ی متوسط جمعی<sup>۲</sup>

## ۲\_۷\_۲ محاسبه‌ی متوسط جمعی

برای درک مفهوم این روش محاسبه‌ی متوسط، یک جریان آشفته با شرایط کاملاً تکرارپذیر را در یک آزمایش در نظر بگیرید. در صورتی که این آزمایش  $N$  بار انجام شود و در هر بار آزمایش مقادیر میدان  $\eta$  در لحظه  $t_s$  اندازه‌گیری شود، تعداد  $N$  مجموعه از مقادیر لحظه‌های  $\eta$  به دست می‌آید. متوسط جمعی  $\bar{\eta}$  عبارت است از [۳۱]:

$$\bar{\eta} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N [\eta(t_s)]_n \quad (7-2)$$

## ۳\_۷\_۲ محاسبه‌ی متوسط زمانی

برای محاسبه‌ی این نوع متوسط، در یک آزمایش مقادیر میدان  $\eta$  در طول مدت آزمایش اندازه‌گیری می‌شود و از مقادیر دریافت شده، نسبت به زمان متوسط‌گیری می‌شود:

---

1 Time Averaging  
2 Ensemble Averaging

$$\bar{\eta} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \eta dt \quad (8-2)$$

در محاسبه‌ی متوسط زمانی، بازه‌ی زمانی  $\Delta t$  نسبت به زمان مقیاس حرکت آشفته، که به واسطه‌ی وجود بزرگ‌ترین ادی‌هاست، بسیار بزرگ می‌باشد. اما در مسائل گذرا،  $\Delta t$  باید مانند میدان جریان متوسط و در مقایسه با زمان مقیاس کوچک‌تر باشد. به تعبیری دیگر، تقسیم‌بندی زمانی مسئله باید به شکلی انجام گیرد که رفتاری نزدیک به فیزیک مسئله و نیز به صورت گسسته حاصل شود [۳۱].

## ۴\_۷\_۲ مقایسه متوسط جمعی و متوسط زمانی

معادلاتی که توصیف‌کننده‌ی روش مدل‌سازی آماری می‌باشند، بر اساس متوسط‌گیری جمعی تعریف شده‌اند. ولیکن در اندازه‌گیری‌های عملی، عموماً کمیت‌های متوسط زمانی مورد استفاده قرار می‌گیرند. برای جریان‌های ساکن (از نظر آماری- زمانی<sup>۱</sup>) مانند جریان‌هایی که دربرگیرنده‌ی تپش‌ها<sup>۲</sup> و یا دیگر تغییرات وابسته به زمان در میدان جریان متوسط نیستند، محاسبه‌ی متوسط جمعی و متوسط زمانی نتایج یکسانی را گزارش خواهند داد. مجموعه قوانین ذیل در مبحث متوسط‌گیری مورد استفاده قرار خواهند گرفت. در صورتی که  $a$  و  $b$  مؤلفه‌های نوسانی بوده و  $c$  را به‌عنوان عدد ثابت فرض نماییم، به مجموعه قوانین رینولدز دست خواهیم یافت [۳۱]:

$$\overline{a + b} = \bar{a} + \bar{b} \quad (9-2)$$

$$\overline{ca} = c\bar{a} \quad (10-2)$$

$$\overline{ab} = \bar{a}\bar{b} + \overline{a'b'} \quad (11-2)$$

$$\frac{\partial \bar{a}}{\partial x} = \overline{\frac{\partial a}{\partial x}} \quad (12-2)$$

$$a' = 0 \quad (13-2)$$

---

1 Statistically Stationary  
2 Pulsation

که در آن،  $b = \bar{b} + b'$  و  $a = \bar{a} + a'$  می‌باشد. در کمیت‌های نوسانی، مقدار متوسط برابر صفر می‌باشد، و این بدان معنی است که  $\bar{a}' = \bar{b}' = 0$ . شایان ذکر است که این فرض آخر از حیث آماری فرض قابل قبولی می‌باشد. به منظور اندازه‌گیری عملی مؤلفه‌های نوسانی سرعت از مؤلفه‌ی  $\eta_{RMS}$  مطابق تعریف زیر می‌توان استفاده نمود [۳۱]:

$$\eta_{RMS} = \sqrt{\overline{\eta'^2}} = \left[ \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \eta'^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (۱۴-۲)$$

مزیت تعریف  $\eta_{RMS}$  آن است که می‌توان به وسیله‌ی حس‌گرهایی مانند سیم داغ، مقدار  $\eta_{RMS}$  را به دقت برای هر کمیت فیزیکی دلخواه در آزمایشگاه محاسبه نمود.

## ۵\_۷\_۲ معادلات حرکت برای جریان‌های آشفته

اکنون قصد داریم به بررسی معادلات حرکت در جریان‌های آشفته بپردازیم. از روش به کار رفته در این بخش، می‌توان در سایر مسائل نیز استفاده نمود. نخست باید معادلات را برای مجموع کمیت‌های متوسط و کمیت‌های نوسانی و یا به عبارتی برای کمیت‌های لحظه‌ای بنویسیم. سپس متوسط‌گیری زمانی را برای طرفین هر معادله انجام می‌دهیم. البته در این میان باید توجه داشت که اگر برای معادلات لحظه‌ای تساوی برقرار باشد، این تساوی برای دامنه‌ی مشخصی از زمان یعنی برای متوسط زمانی آن نیز برقرار خواهد بود؛ و در نهایت تا جایی که کمیت‌های متوسط زمانی ظاهر می‌شوند، باید معادلات را ساده‌سازی نمود [۳۱].

## ۶\_۷\_۲ معادله پیوستگی برای جریان آشفته

همان‌طور که می‌دانیم فرم دیفرانسیلی معادله‌ی پیوستگی به شکل زیر می‌باشد [۳۱]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (۱۵-۲)$$



در جریان آشفته، این معادله برای مقادیر لحظه ای نیز برقرار است. در صورتی که متوسط زمانی را در معادله ی فوق محاسبه نماییم، معادله ی حاصل به صورت زیر تبدیل خواهد شد:

$$\overline{\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i)} = 0 \quad (16-2)$$

با قرار دادن کمیت های لحظه ای به جای مجموع مقادیر متوسط زمانی و مقادیر نوسانی، و همچنین استفاده از قواعد متوسط گیری رینولدز، به معادله ی زیر خواهیم رسید:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{\rho} \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\overline{\rho' u_i'}) = 0 \quad (17-2)$$

از آنجا که در یک جریان تراکم ناپذیر، مقدار  $\rho' = 0$  می باشد، معادله فوق به شکل زیر تبدیل خواهد شد:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (18-2)$$

## ۷\_۷\_۲ معادله ی مومنتوم در جریان های آشفته

همان طور که در مباحث پیشین اشاره شد، معادله ی مومنتوم در یک جریان تراکم ناپذیر و با ویسکوزیته ی ثابت به شکل زیر می باشد:

$$\rho \left( \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = B_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (19-2)$$

این معادله برای جریان های آرام و نیز برای جریان های آشفته صادق می باشد؛ ولی برای یک جریان آشفته، متغیرهای وابسته ای مانند فشار و سرعت به کلی وابسته به زمان می باشند.

اکنون می خواهیم معادله ی (۲۱-۲) را بر حسب کمیت های متوسط زمانی بیان کنیم. بنابراین

با جایگذاری  $u_i = \bar{u}_i + u_i'$  و نیز  $P = \bar{P} + P'$  در معادله ی (۲۲-۲) خواهیم دید:

$$\begin{aligned} \rho \left( \frac{\partial(\bar{u}_i + u'_i)}{\partial t} + (\bar{u}_j + u'_j) \frac{\partial(\bar{u}_i + u'_i)}{\partial x_j} \right) \\ = B_i - \frac{\partial(\bar{P} + P')}{\partial x_i} + \frac{\partial^2(\bar{u}_i + u'_i)}{\partial x_j \partial x_j} \end{aligned} \quad (20-2)$$

با ساده‌سازی معادله‌ی (۲۰-۲) و همچنین انجام متوسط‌گیری زمانی در طرفین این معادله مشاهده خواهیم کرد:

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \overline{u'_j \frac{\partial u'_i}{\partial x_j}} \right) = B_i - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (21-2)$$

معمولاً ترم سوم در سمت چپ معادله‌ی (۲۱-۲) به صورت‌های مختلفی بیان می‌شود. با توجه

به معادله‌ی پیوستگی جریان‌های تراکم‌ناپذیر می‌دانیم که مقدار  $\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0$  می‌باشد. بنابراین:

$$u'_i \frac{\partial u'_j}{\partial x_j} = 0 \quad \text{and} \quad \overline{u'_i \frac{\partial u'_j}{\partial x_j}} = 0 \quad (22-2)$$

با اضافه و کم نمودن ترم  $\overline{u'_i \frac{\partial u'_j}{\partial x_j}}$  (که برابر صفر می‌باشد) در دو طرف معادله‌ی به‌دست‌آمده

برای مومنتوم، و با توجه به اینکه:

$$\overline{u'_i \frac{\partial u'_j}{\partial x_j}} + u'_j \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \overline{u'_i u'_j} \quad (23-2)$$

معادله‌ی مومنتوم در جریان‌های آشفته به شکل زیر ارائه می‌شود:

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = \bar{B}_i - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right) \quad (24-2)$$

تنها تفاوت معادله‌ی مومنتوم به‌دست‌آمده با معادله‌ی مومنتومی که شامل کمیت‌های لحظه

ای است، افزوده شدن جمله‌ی آخر (یعنی  $\rho \overline{u'_i u'_j}$ ) در سمت راست معادله‌ی فوق می‌باشد. این جمله

اصطلاحاً تنش رینولدز یا تنش آشفته نامیده می‌شود. تنها تفاوت معادلات حاکم بر جریان آرام با

جریان آشفته نیز تنها وجود همین جمله می‌باشد. به‌طور کلی این جمله از نظر فیزیکی یک تنش

نمی‌باشد، بلکه نشان‌دهنده‌ی تأثیر جابجایی مومنتوم (اینرسی) می‌باشد. شایان ذکر است که این جمله

از سمت راست معادله‌ی مومنتوم (یعنی از محلی که با ترم‌های اینرسی مواجه هستیم) به سمت چپ معادله انتقال یافته است. بنابراین ریشه و پایه‌ی این جمله برگرفته‌ی از مومنتوم می‌باشد [۳۱].

به‌طور کلی، معادلات بقاء حاکم بر یک جریان سیال آشفته، (یعنی بقای مومنتوم، انرژی، جرم و غلظت)، به شکل زیر بیان می‌شوند:

$$\begin{aligned} \rho \left( \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j u_{i,j} \right) &= -P_{,i} + (\rho - \rho_0) g_i && \text{بقای مومنتوم} \quad (25-2) \\ &+ [\mu(u_{i,j} + u_{j,i}) - \rho \overline{u'_i u'_j}]_{,j} \end{aligned}$$

$$u_{j,i} = 0 \quad \text{بقای جرم} \quad (26-2)$$

$$\rho c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u_j T_{,j} \right) = (\lambda T_{,j} - \rho c_p \overline{u'_j T'})_{,j} + H \quad \text{بقای انرژی} \quad (27-2)$$

مشخصه‌ی  $\lambda$  در معادله‌ی انرژی فوق‌الذکر بیانگر هدایت حرارتی<sup>۱</sup> می‌باشد. علت استفاده از این شکل، جلوگیری از بروز اشتباه این مشخصه با انرژی جنبشی آشفتگی (T.K.E)<sup>۲</sup> که آن را با K نشان می‌دهیم، می‌باشد.

معادلات فوق‌الذکر معادلاتی صریح بوده و آن‌ها را اصطلاحاً معادلات RANS<sup>۳</sup> می‌نامند و هیچ فرضی در ساده‌سازی و به دست آمدن آن‌ها صورت نگرفته است. ولی باید توجه داشت که در این معادلات تعداد مجهولات بیش از تعداد معادلات است و این بدان معنی است که این معادلات یک سیستم بسته<sup>۴</sup> را تشکیل نمی‌دهند. پس از فرآیند متوسط‌گیری، به علت غیرخطی بودن این معادلات، سه همبستگی<sup>۵</sup> و رابطه‌ی جدید بیان شده‌اند [۳۱]:

---

1 Thermal Conductivity  
2 Turbulence Kinetic Energy  
3 Reynolds Averaged Navier–Stokes  
4 Closed Set  
5 Correlation

$\overline{u_i' u_j'}$ : همبستگی بین نوسانات سرعت

$\overline{u_i' C'}$ : همبستگی بین نوسانات سرعت و غلظت اجزاء<sup>۱</sup>

$\overline{u_i' T'}$ : همبستگی بین نوسانات سرعت و دما

جمله‌ی  $\overline{\rho u_i' u_j'}$  بیانگر انتقال مومنتوم  $x_i$  در راستای  $x_j$  (و بالعکس) است. به این جمله اصطلاحاً تانسور تنش رینولدز گفته می‌شود.

به جمله‌ی  $\overline{\rho u_i' C'}$  شار جرمی آشفته<sup>۲</sup> گفته می‌شود که در اصطلاح انتقال غلظت جزء مولکولی در راستای  $x_i$  نامیده می‌شود.

به جمله‌ی  $\overline{\rho c_p u_i' T'}$  شار حرارتی آشفته<sup>۳</sup> گفته می‌شود که در اصطلاح انتقال آنتالپی (انتقال انرژی) در راستای  $x_i$  نامیده می‌شود.

تانسور تنش رینولدز بیانگر تأثیر رفتار ادی‌های ناشی از آشفتگی بر روی میدان جریان متوسط بوده و به‌عنوان یک تنش بر روی سیال عمل می‌کند.

تنش‌ها و شارهای آشفتگی در اکثر نواحی جریان، بسیار بزرگ‌تر از مقادیر متناظر در جریان آرام می‌باشند و بنابراین می‌توان از مقادیر متناظر جریان آرام در مقایسه‌ی با مقادیر جریان آشفته صرف نظر نمود.

از موارد هدف در مدل‌سازی جریان‌های آشفته، معین کردن ترم‌هایی همچون تنش رینولدز، شار حرارتی آشفته و یا شار جرمی آشفته توسط مرتبط نمودن مقادیر مشخصه‌های مزبور با کمیت‌های جریان متوسط و مخصوصاً گرادیان‌های موجود در جریان متوسط می‌باشد [۳۱].

---

1 Species Concentration  
2 Turbulent Mass Flux  
3 Turbulent Heat Flux

برای جریان‌های برشی ساده، ترکیب نمودن تنش برشی حاصل از میدان سرعت متوسط با

مؤلفه‌ی مربوط به آشفتگی موجب به وجود آمدن رابطه‌ی زیر خواهد شد:

$$\tau = \tau_{\text{laminar}} + \tau_{\text{turbulent}} = \mu \frac{d\bar{u}}{y} - \overline{\rho u'v'} \quad (28-2)$$

اندازه‌ی تنش‌های رینولدز  $\overline{\rho u'v'}$  به جز در ناحیه‌ی زیر لایه لزوج (ناحیه‌ی نزدیک دیواره)، در بقیه

نواحی، بزرگ‌تر از تنش‌های لزوج  $\mu \frac{d\bar{u}}{y}$  می‌باشد [۳۱].

## ۸\_۷\_۲ معادله‌ی انرژی جنبشی آشفتگی برای جریان‌های آشفته

در صورتی که مجدداً از معادله‌ی مومنتوم در یک جریان با ویسکوزیته‌ی ثابت و تراکم‌ناپذیر استفاده

کرده، و پس از ضرب نمودن مؤلفه‌ی سرعت در راستای  $i$  را با معادله‌ی مومنتوم با کمیت‌های لحظه‌ای

در همین راستا، معادله‌ی حاصل را ساده‌سازی نماییم، به معادله‌ی (۳۲-۲) خواهیم رسید:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{u_i u_i}{2} \right) = & - \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ u_i \left( \frac{P}{\rho} + \frac{u_j u_j}{2} \right) \right] + v \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ u_i \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \\ & - v \left[ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (29-2)$$

معادله‌ی (۳۲-۲) را اصطلاحاً معادله‌ی انرژی نامیده و دارای واحد انرژی می‌باشد. لذا این معادله

را نباید با قانون اول ترمودینامیک اشتباه نمود. باید توجه داشت که قانون اول ترمودینامیک بیانگر بقاء

و پایستاری انرژی در همه‌ی اشکال خود می‌باشد. و این در حالی است که معادله‌ی انرژی (۳۲-۲) از

قانون بقای مومنتوم حاصل شده است و انرژی حرارتی به هیچ صورتی در آن وجود ندارد. چنانچه مجدداً

ترم‌های تشکیل دهنده‌ی معادله‌ی (۳۲-۲) را به صورت مجموع مؤلفه‌ی نوسانی و مؤلفه‌ی متوسط زمانی

ترم مزبور بیان کنیم:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (30-2)$$

$$P = \bar{P} + P' \quad (31-2)$$

$$u_i u_i = \bar{u}_i \bar{u}_i + 2\bar{u}_i u'_i + u'_i u'_i \quad (32-2)$$

در نهایت با محاسبه‌ی متوسط زمانی از طرفین معادله‌ی (۲-۳۵) و تفاضل نتیجه‌ی به‌دست‌آمده

از حاصل ضرب  $\bar{u}_i$  در معادله‌ی مومنوم جریان‌های آشفته، به معادله‌ی ذیل خواهیم رسید:

$$\begin{aligned} & \overbrace{\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{u'_i u'_i}{2} \right)}^1 + \overbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \bar{u}_i \frac{u'_j u'_j}{2} \right]}^2 \\ & = - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} \left[ u'_i \left( \frac{P'}{\rho} + \frac{u'_j u'_j}{2} \right) \right]}_3 + \underbrace{u'_i u'_j \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}}_4 \\ & + v \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} \left[ u'_j \left( \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) \right]}_5 - v \underbrace{\left[ \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right] \frac{\partial u'_j}{\partial x_i}}_6 \end{aligned} \quad (۲-۳۳)$$

معادله‌ی (۲-۳۶) اصطلاحاً معادله‌ی انرژی جنبشی آشفته‌گی نام دارد و هر عبارت به شکلی یک

صورت خاص از انرژی و انتقال انرژی را بیان می‌کند:

۱. نرخ زمانی افزایش انرژی جنبشی آشفته‌گی.
۲. دیفیوژن جابه‌جایی انرژی جنبشی آشفته‌گی توسط میدان جریان متوسط.
۳. دیفیوژن جابه‌جایی انرژی آشفته‌گی کلی توسط آشفته‌گی جریان.
۴. تولید آشفته‌گی (انرژی کسب شده از میدان جریان متوسط).
۵. کار انجام شده توسط تنش‌های برشی لزج حرکات آشفته جریان.
۶. استهلاک و اضمحلال<sup>۱</sup> آشفته‌گی به‌واسطه‌ی حرکت آشفته جریان [۳۱].

---

1 Dissipation

# فصل ۳: روش حل عددی

## ۱\_۳ مقدمه

با توجه به اینکه انجام مطالعات آزمایشگاهی به خصوص در مورد کانال‌های ریب‌دار با هندسه‌های گوناگون ریب (که به‌عنوان اصلی‌ترین جزء شبیه‌سازی پره‌های ریب‌دار به حساب می‌آید)، هزینه‌بر می‌باشد، روش‌های عددی به کمک طراحان و محققان آمده و اطلاعات مورد نیاز مسئله را به آنان ارائه می‌کنند. از سوی دیگر گسترش روش‌های شبیه‌سازی عددی<sup>۱</sup> و افزایش سرعت پردازش و بهبود حافظه‌های کامپیوتری، موجب تمایل هر چه بیشتر محققان به انجام مطالعات نیمه تجربی (ترکیبی از روش‌های آزمایشگاهی و عددی) شده است. لذا استفاده از روش‌های شبیه‌سازی به‌وسیله‌ی دینامیک سیالات محاسباتی (CFD)<sup>۲</sup>، در مسائل مربوط به حوزه‌ی انتقال حرارت و جریان سیالات در اغلب مطالعات مدنظر قرار داده می‌شود. در صورت استفاده از روش‌های CFD، این امکان برای محققان فراهم می‌شود که بدون احتیاج به انجام آزمایش‌های تجربی جدید، شرایط و نتایج مختلف حاکم بر مسئله، بدون آنکه هزینه‌های مالی جدید را متحمل شوند، مورد تحلیل و بررسی قرار دهند. همچنین از نظر زمانی هم صرفه‌جویی قابل ملاحظه‌ای انجام می‌شود.

موارد عددی مورد مطالعه‌ی در این تحقیق بر مبنای مطالعات تجربی صورت گرفته در این زمینه می‌باشد. لذا، محدوده و مدل محاسباتی به نحوی انتخاب شده است که علاوه بر امکان مقایسه‌ی نتایج عددی با آزمایشگاهی، یک حالت ارتقاء یافته نسبت به یافته‌ها و نتایج مطالعات قبلی باشد. در این فصل به بیان جزئیات هندسه‌ی مسئله، شرایط مرزی حاکم، نحوه‌ی شبکه‌بندی، انتخاب مدل و روش‌های محاسباتی مورد استفاده می‌پردازیم.

---

1 Numerical Simulation  
2 Computational Fluid Dynamic



## ۲\_۳ هدف از انجام این مطالعه

یکی از روش‌های افزایش انتقال حرارت و بازده گرمایی در کانال‌های داخلی خنک کاری پره‌های توربین گاز، استفاده از ریب‌ها در مسیر جریان می‌باشد. این ریب‌ها با ایجاد و یا افزایش اغتشاش در جریان سیال ورودی به داخل کانال خنک کاری، موجب افزایش انتقال حرارت در کانال‌های داخل پره‌ی توربین می‌شوند. از طرفی نیز باید توجه داشت که استفاده از ریب‌ها در مسیر جریان سیال علاوه بر افزایش میزان خنک کاری، موجب افت فشار سیال عبوری از پره نیز می‌شود که این مورد برای طراحان، مسئله‌ی مطلوبی نخواهد بود. همان‌طور که در فصل‌های قبل اشاره شد، در سال‌های اخیر مطالعات زیادی بر روی خنک کاری از طریق ریب‌ها انجام گرفته است. در این مطالعه نیز سعی بر بهبود و ارتقاء مدل‌های قبلی می‌باشد.

هدف از انجام این مطالعه افزایش بازدهی حرارتی و بهبود انتقال حرارت توسط انواع خاصی از ریب‌های آشفته‌ساز جریان در یک کانال مستطیلی با مقطع مربع شکل می‌باشد که این کانال و این ریب‌ها می‌توانند در یک کانال داخلی به جهت خنک کاری پره‌ی یک توربین گاز، استفاده شود.

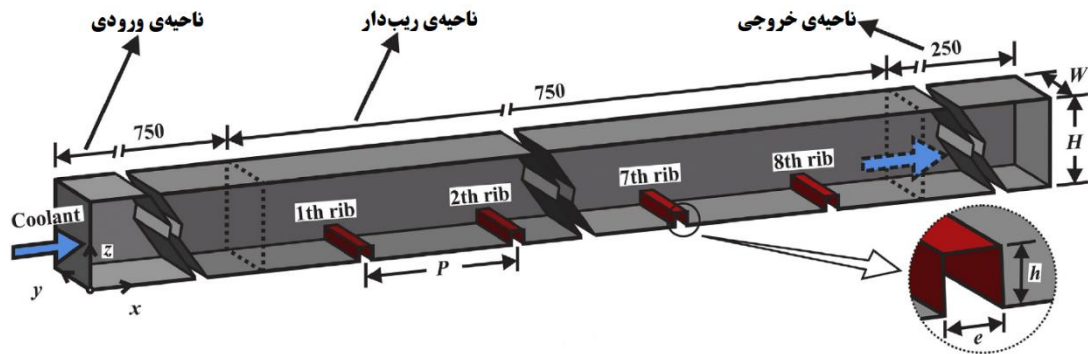
## ۳\_۳ محدوده‌ی محاسباتی و شرایط مرزی

دامنه‌ی محاسباتی متشکل از سه قسمت یعنی قسمت اول (ناحیه‌ی ورودی)، قسمت میانی (ناحیه‌ی ریب‌دار) و قسمت آخر (ناحیه‌ی خروجی) می‌باشد که در شکل ۱-۳ نشان داده شده است. بخش اول و آخر بخش‌های صاف<sup>۱</sup> و بدون ریب می‌باشند که به منظور یکنواخت ساختن جریان در بالادست و پایین‌دست تعبیه شده‌اند. طول ناحیه‌ی ورودی ۷۵۰ میلی‌متر و طول ناحیه‌ی خروجی ۲۵۰ میلی‌متر است. بخش میانی با ریب‌های روی دیواره‌ی کف پوشیده شده‌اند که طول این ناحیه نیز برابر با ۷۵۰

---

1 Smooth

میلی متر می باشد. سطح مقطع کانال دارای ابعادی  $(W \times H)$  برابر با  $50 \times 50$  میلی متر است. قطر هیدرولیکی کانال  $(D_h)$  نیز  $50$  میلی متر می باشد. هشت ردیف ریب با مقطع مربعی به ابعاد  $e \times h$  برابر با  $7,5 \times 7,5$  میلی متر در مسیر جریان و در قسمت میانی قرار گرفته اند. نسبت  $(p/h)$  برابر  $12$  است، همچنین نسبت  $(h/D_h)$  برابر با  $0,15$  می باشد.



شکل ۳-۱: دامنه‌ی محاسباتی (کانال مورد بررسی) [۲۳]

برای محدوده‌ی محاسباتی که در شکل مشاهده می شود، شرایط مرزی به صورت شرایط آزمایشگاهی استفاده شده در پژوهش وانگ و ساندن [۱۱] در نظر گرفته شده است. محدوده‌ی محاسباتی مورد مطالعه، یک کانال با مقطع مربعی می باشد. چهار دیواره به طول  $1750$  میلی متر و عرض  $50$  میلی متر، پیرامون این کانال را تشکیل داده اند. دو دیواره‌ی مربعی به ابعاد  $50 \times 50$  میلی متر نیز در مقطع ورودی و نیز در مقطع خروجی کانال وجود دارد. یک شرط مرزی با سرعت ثابت در مقطع ورودی کانال وجود دارد. عدد رینولدز نیز بر پایه‌ی سرعت ورودی کانال در بازه‌ی  $20000$  تا  $60000$  متغیر است. دمای سیال ورودی به کانال نیز ثابت و برابر با  $300$  کلوین در نظر گرفته شده است. یک شرط جریان خروجی<sup>۳</sup> نیز برای مقطع خروجی کانال در نظر گرفته شده است. همچنین شدت آشفتگی ورودی<sup>۴</sup> نیز  $5\%$  می باشد. توجه شود که عدد رینولدز به صورت زیر محاسبه می شود:

1 Width \* Height  
2 Hydraulic Diameter  
3 Outflow  
4 Inlet Turbulence Intensity

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (1-3)$$

که  $\rho$  چگالی هوا در ورودی،  $u$  سرعت ورودی،  $D_h$  قطر هیدرولیکی کانال و  $\mu$  لزجت دینامیکی هوا می باشد. در مقطع خروجی کانال نیز یک شرط مرزی جریان خروجی<sup>۱</sup> نیز در نظر گرفته می شود. دیواره‌ی کف کانال نیز از سه بخش ورودی، میانی و خروجی متشکل است. یک شار حرارتی یکنواخت به میزان  $q = 1000 \text{ W/m}^2$  به بخش میانی از دیواره‌ی پایین (ناحیه‌ی پوشیده شده از ریب‌ها) به طول ۷۵۰ میلی‌متر اعمال می شود. سایر دیواره‌ها و بخش‌های کانال همگی به صورت آدیاباتیک<sup>۲</sup> در نظر گرفته شده و شرط عدم لغزش<sup>۳</sup> نیز برای تمامی دیواره‌ها لحاظ شده است.

### ۴\_۳ متدهای حل عددی

دامنه‌ی محاسباتی به صورت هندسی با شبکه‌ی ساختاریافته‌ی مربعی گسسته‌سازی شده است که شامل المان‌های شش‌وجهی است. از مش ریزتر در نزدیکی تمام دیواره‌ها استفاده می شود تا به خوبی جریان و لایه‌های مرزی حرارتی را شبیه‌سازی کند. سیال عامل، هوای خشک در نظر گرفته شده و با خصوصیات فیزیکی شامل فشار محیط و دمای ۳۰۰ کلوین فعالیت می کند. بر اساس ویژگی‌ها و دقت و قدرت محاسباتی بالای مدل RSM، پیش‌بینی می شود که این مدل می تواند به خوبی اثرات انتقال حرارت و جریان را در کانال‌های ریب‌دار شبیه‌سازی نماید. شبیه‌سازی به صورت سه بعدی و در حالت پایا و با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت 19 بر اساس روش حجم محدود انجام می شود. الگوریتم SIMPLE برای کوپل کردن معادلات فشار و سرعت اعمال می شود. معادلات انرژی و مومنتوم با روش مرتبه‌ی ۲ آپ‌ویند گسسته شده‌اند.

---

1 Outflow  
2 Adiabatic  
3 No-Slip

## ۵\_۳ مدل‌های آشفتگی

تا به امروز صدها مدل آشفتگی معرفی شده‌اند که هر کدام در ناحیه ای به‌خصوص از میدان جریان و برای یک رژیم خاص جریان دقیق و معتبر می‌باشند. در کلیه‌ی مدل‌های آشفتگی، هدف نهایی به دست آوردن مقدار تنش رینولدز  $-\rho u_i' u_j'$  در بخش‌های مختلف از جریان می‌باشد.

به‌طور کلی می‌توانیم مدل‌های آشفتگی موجود را از دو منظر مورد بررسی قرار دهیم:

الف) روابط ساختاری حاکم بر لزجت گردابه<sup>۱</sup>

ب) مدل‌های لزجت گردابه‌ای<sup>۲</sup>

در روابط ساختاری حاکم بر مدل‌های لزجت گردابه‌ای به‌منظور معرفی رابطه‌ی بین پروفیل‌های موجود در میدان جریان متوسط و تنش‌های رینولدز موجود در معادلات RANS، از یک پارامتر مستقل که در اصطلاح ویسکوزیته‌ی آشفته  $\mu_t$  نامیده می‌شود، استفاده می‌شود. از طرفی برای محاسبه‌ی  $\mu_t$  تعریف شده در روابط ساختاری لزجت گردابه‌ای، از مدل‌های لزجت گردابه‌ای نیز استفاده می‌شود. مطابق آنچه در جدول ۱-۳ مشاهده می‌شود، سه رابطه به‌عنوان روابط اساسی و همچنین تعداد نه مدل تحت عنوان مدل‌های جریان آشفته شناخته می‌شوند. در ادامه به بررسی تعداد معادلات بیشتری خواهیم پرداخت [۳۱].

جدول ۱-۳: جدول دسته‌بندی انواع مدل‌های آشفتگی [۳۱]

روابط اساسی	مدل‌های بر مبنای RANS				
	مدل‌های لزجت گردابه‌ای			RSM	LES
	مدل‌های صفر معادله‌ای	مدل‌های یک معادله‌ای	مدل‌های دو معادله‌ای	Reynolds Stress Models	Large Eddy Simulation
Boussinesq Speziale Launder	Automatic Mixing Length User-Specified Mixing Length	Spalart-Allmaras	Standard k-ε Extended k-ε RNG k-ε Anisotropic k-ε Wilcox k-ω SST k-ω		

1 Eddy-Viscosity Constitutive Relation

2 Eddy-Viscosity Model

می‌توان با ترکیب هر کدام از ۳ عدد رابطه‌ی اساسی فوق‌الذکر و هر کدام از ۶ عدد مدل دو معادله‌ای ذکر شده در جدول بالا، به روابط جامعی جهت مدل‌سازی جریان‌های آشفته دست پیدا نماییم. اما باید توجه نمود که برای اعمال ترکیب در مدل  $k-\epsilon$  غیر ایزوتروپ، تنها مجاز به استفاده از یکی از دو مدل غیر ایزوتروپ یعنی *Speziale* و یا *Lauder* می‌باشیم. به‌منظور مقایسه‌ی انواع مدل‌های آشفتگی با یکدیگر، می‌توان از نمودار زیر استفاده نمود [۳۱]:

<b>افزایش دقت و کار آیی مدل</b>  	مدل‌های صفر معادله‌ای	<b>افزایش هزینه و زمان محاسبات</b>  
	مدل‌های یک معادله‌ای	
	Spalart-Allmaras	
	مدل‌های دو معادله‌ای	
	Standard $k-\epsilon$	
	Extended $k-\epsilon$	
	RNG $k-\epsilon$	
	Anisotropic $k-\epsilon$	
	Wilcox $k-\omega$	
	SST $k-\omega$	
	Reynolds Stress Models (RSM)	
	Large Eddy Simulation (LES)	
	Direct Numerical Simulation (DNS)	

شکل ۳-۲: مقایسه‌ی ارزش محاسباتی، دقت و کار آیی انواع مدل‌های آشفتگی با یکدیگر [۳۱]

### ۱\_۵\_۳ مدل‌های لزجت گردابه‌ای:

هدف استفاده از تمام مدل‌های لزجت گردابه‌ای، بیان رابطه‌ی بین مشخصه‌ی  $\mu_t$  و کمیت‌های محاسبه شده‌ی میدان جریان یا کمیت‌های فیزیکی جریان که قابل اندازه‌گیری هستند، می‌باشد. در حالت کلی می‌توان این مدل‌ها را به سه بخش تقسیم نمود:

(۱) مدل‌های صفر معادله‌ای<sup>۱</sup>

(۲) مدل‌های یک معادله‌ای<sup>۲</sup>

1 Zero Equation Model  
2 One Equation Model

### ۳) مدل‌های دو معادله‌ای<sup>۱</sup>

عملکرد مدل‌های صفر معادله‌ای بدین ترتیب است که در این مدل‌ها فقط از معادلات و روابط جبری با هدف توصیف رابطه‌ی بین  $\mu_t$  و خواص قابل اندازه‌گیری و یا محاسبه شده‌ی جریان استفاده می‌شود. در این میان از یک معادله‌ی انتقال PDE<sup>۲</sup> اضافی نیز در مدل‌های یک معادله‌ای، استفاده می‌شود، همچنین مدل‌های دو معادله‌ای نیز حاوی دو عدد معادله‌ی PDE اضافی هستند.

مشخص است که هیچ مدل آشفته‌گی جریانی در دست نیست که بتواند برای کلیه مسائل مهندسی مناسب باشد. در نظر گرفتن موارد زیر می‌تواند به انتخاب مدل آشفته‌گی از میان مدل‌های موجود کمک شایانی نماید:

الف) فیزیک جریان و محدوده‌ی محاسباتی که در مسئله‌ی مورد نظر با آن مواجه هستیم.

ب) وجود یا عدم وجود چند رژیم جریان مختلف در کنار هم به صورت هم‌زمان.

ج) میزان دقت مورد نیاز در حل مسئله.

د) امکانات سخت‌افزاری و محاسباتی قابل بهره‌برداری (شامل حافظه‌ی گرافیکی و یا مقدار و نوع پردازنده‌ی موجود).

ه) مدت زمان مورد نیاز برای دستیابی به جواب مد نظر [۳۱].

### ۳\_۵\_۲ عوامل مؤثر در مدل‌سازی جریان‌های آشفته:

برخی از عواملی که قادر به تأثیرگذاری بر شکل فیزیکی و عددی مدل‌سازی‌های جریان‌های آشفته می‌باشند، عبارت‌اند از:

(۱) شرایط مرزی مسئله<sup>۳</sup>

---

1 Two Equation Model  
2 Partial Differential Equations  
3 Boundary Conditions

(۲) میزان تراکم شبکه‌ها و توزیع فضایی آن‌ها<sup>۱</sup>

(۳) چگونگی فرآیند حل<sup>۲</sup>

مشخص است که به‌منظور مدل‌سازی جریان‌های آشفته، باید اطلاعات و دانش کافی در خصوص این جریان‌های و همچنین مدل‌های آشفتگی موجود و توانایی هر کدام از این مدل‌ها در اختیار باشد. این دانش این توانایی را در اختیار ما قرار خواهد داد که بهترین مدل آشفتگی را بر اساس دقت مورد انتظار، زمان مورد نیاز و منابع پردازش<sup>۳</sup> انتخاب نماییم. همچنین این دانش ما را قادر خواهد ساخت تا بتوانیم ارزیابی درستی از جواب حاصل داشته باشیم و بتوانیم در خصوص فیزیکی بودن و میزان نزدیک بودن جواب‌های به دست آمده به واقعیت اظهار نظر نماییم. به‌منظور انجام این قبیل ارزیابی‌ها بر روی جواب به دست آمده، معمولاً نیاز به انجام عملیاتی فراتر از روند حل مسئله مانند چک کردن میزان حساسیت جواب به دست آمده نسبت به شرایط مرزی اعمال شده و همچنین استقلال جواب نسبت به شکل و نحوه‌ی توزیع المان‌های میدان و سایر مشخصه‌های فیزیکی یا عددی مسئله می‌باشد [۳۱].

### ۳\_۵\_۳ مدل انتقال تنش‌های رینولدز<sup>۴</sup> یا مدل RSM:

همان‌طور که می‌دانیم در مدل‌های آشفتگی می‌توان میان مؤلفه‌های تنش رینولدز را با استفاده از رابطه‌ی ساختاری لزجت گردابه‌ای، با گرادیان‌های سرعت میدان جریان متوسط ارتباط ایجاد کرد. اما در مدل تنش‌های رینولدز، باید از یک معادله‌ی انتقالی برای محاسبه‌ی هر کدام از مؤلفه‌های تنش رینولدز کمک گرفته شود. اگر در یک مسئله‌ی سه بعدی، به تانسور تنش رینولدز توجه نماییم، مشخص می‌شود که تعداد تنش‌های رینولدزی که برای یک مسئله‌ی سه بعدی باید به‌صورت مستقل حل شوند، شش عدد می‌باشد؛ لذا در یک مسئله‌ی سه بعدی، جهت تعیین دقیق توزیع تنش‌های رینولدز، نیازمند شش معادله‌ی انتقالی می‌باشیم. این در حالی است که اگر بخواهیم از مدل آشفتگی مانند مدل دو

---

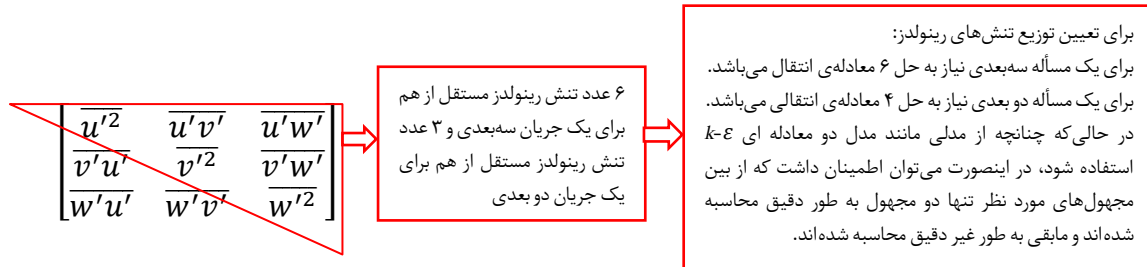
1 Mesh Density and Spatial Distribution

2 Solution Procedure

3 CPU Resources

4 Reynolds Stress Transport Model or RSTM

معادله‌های  $k-\epsilon$  در یک مسئله‌ی سه‌بعدی استفاده کنیم، در این صورت تنها می‌توان مطمئن بود که از بین شش عدد تنش رینولدز مجهول مورد نظر تنها دو عدد از تنش‌ها به‌صورت دقیق محاسبه شده‌اند و بقیه‌ی تنش‌ها به‌طور غیردقیق به دست آمده‌اند [۳۱].



### ۳\_۵\_۳ دلایل استفاده از مدل تنش‌های رینولدز:

برای مدل‌سازی جریان‌های لایه‌مرزی متصله<sup>۱</sup>، استفاده از مدل‌های لزجت گردابه‌ای تا جایی به‌خوبی جواب می‌دهد که فقط یکی از مؤلفه‌های تانسور تنش رینولدز حائز اهمیت باشد. در این جریان‌ها، مدل لزجت گردابه‌ای معرف و بیانگر مؤلفه‌ی غالب تنش رینولدز (که در این نوع جریان‌های این مؤلفه اغلب  $\overline{u'^2}$  است) می‌باشد. لکن در صورتی که جریان سیال آشغفته، نسبت به این حالت بسیار ساده‌ی فرضی اندکی تغییر نماید و یا در اصطلاح کمی پیچیده‌تر شود، دیگر فرض در نظر گرفته شده در مدل‌های لزجت گردابه‌ای که بیان می‌داشت که تنش‌های رینولدز فقط وابسته به گرادیان‌های سرعت میدان جریان متوسط است، برقرار نبوده و بنابراین دیگر مدل‌های لزجت گردابه‌ای دارای اعتبار نمی‌باشند.

گسترش مدل‌های دیفرانسیلی تنش‌های رینولدز نخست از سال ۱۹۶۸ در دانشگاه استنفورد و با سخنرانی دونالدسون<sup>۲</sup> و تأکید او بر اهمیت مدل‌سازی تنش‌های رینولدز آغاز شد. از همان زمان به بعد بود که مدل‌های لزجت گردابه‌ای به‌تدریج از دایره‌ی مدل‌سازی خارج شد و به‌جای آن، مؤلفه‌های مجهول در تانسور تنش رینولدز به‌صورت مستقیم از طریق حل معادلات انتقال دیفرانسیلی (که در این معادلات تنش‌های رینولدز به شکل متغیرهای وابسته ظاهر می‌شوند) به دست آمدند. مطابق آنچه در

1 Attached Boundary Layer Flows  
2 C.Donaldson



بالا مشاهده شد، تانسور تنش رینولدز یک تانسور متقارن<sup>۱</sup> می‌باشد و مفهوم آن این است که به‌منظور به دست آوردن توزیع تنش رینولدز درون میدان جریان، تنها به حل سه معادله‌ی انتقال در حالت دو بعدی و شش معادله‌ی انتقال در حالت سه‌بعدی نیاز می‌باشد:

$$\begin{bmatrix} \overline{u'^2} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{v'u'} & \overline{v'^2} & \overline{v'w'} \\ \overline{w'u'} & \overline{w'v'} & \overline{w'^2} \end{bmatrix} \quad \begin{bmatrix} \overline{u'^2} & \overline{u'v'} \\ \overline{v'u'} & \overline{v'^2} \end{bmatrix}$$

تانسور تنش رینولدز برای یک جریان دو بعدی                      تانسور تنش رینولدز برای یک جریان سه‌بعدی

شایان ذکر است که هنوز هم در هر دو حالت دو بعدی و سه‌بعدی، برای تعیین طول مقیاس<sup>۲</sup>، علاوه بر معادلات اشاره شده، به حل یک معادله‌ی اضافی دیگر نیز احتیاج داریم. بنابراین مدل تنش‌های رینولدز، پیچیده‌تر از مدل‌های رایج لزجت گردابه‌ای می‌باشد، ولی این مدل با وجود پیچیدگی مذکور، به دلیل ارائه‌ی توصیف به‌مراتب دقیق‌تری از آشفتگی نسبت به مدل‌های لزجت گردابه‌ای، هنوز جالب توجه می‌باشد و بر روی بازه‌ی بسیار گسترده و متنوعی از جریان‌های مطرح در مهندسی معتبر می‌باشند. این مدل قادر است بسیاری از اثرات پیچیده‌ی جریان‌های در مهندسی و طبیعت را پوشش دهد؛ از این دست جریان‌های که این مدل در تحلیل آن‌ها از توانایی خوبی برخوردار است می‌توان به مواردی همچون جریان‌های دارای چرخش<sup>۳</sup> و دوران<sup>۴</sup>، جریان‌های حاوی خطوط جریان منحنی<sup>۵</sup>، جریان‌های جابه‌جایی آزاد<sup>۶</sup> یا جریان‌های بویانت<sup>۷</sup> اشاره کرد.

نکته‌ای که باید در اینجا در نظر گرفت آن است که معمولاً جریان‌های آشفته دارای شکلی به شدت نامنظم و غیر ایزوتروپیک<sup>۸</sup> می‌باشند، یعنی باوجوداینکه اندازه‌ی تنش‌های اصلی آشفته (شامل  $\overline{u'^2}$ ,  $\overline{v'^2}$ ,  $\overline{w'^2}$ ) مخالف صفر می‌باشند، تفاوت قابل ملاحظه‌ای در مقادیر هر یک از عناصر تشکیل

---

1 Symmetric  
2 Length Scale  
3 Swirl Flows  
4 Rotational Flows  
5 Streamline Curvature Flows  
6 Free Convection Flows  
7 Buoyant Flows  
8 Anisotropic

دهنده‌ی این تنش‌های اصلی با یکدیگر وجود دارد. به‌عنوان نمونه در ساده‌ترین جریان آشفته که می‌توان در نظر گرفت (یعنی در ناحیه‌ی لگاریتمی یک جریان دو بعدی آشفته که بر روی یک صفحه‌ی تخت قرار دارد)، تنش‌های اصلی اشاره شده شامل مقادیر ذیل می‌باشند:

$$\overline{u'^2} = 1, \overline{v'^2} = 0.4, \overline{w'^2} = 0.6$$

این تفاوت زیاد بین مقادیر تنش‌های رینولدز بیان می‌کند که استفاده از مدل‌های لزجت گردابه‌ای و دو معادله‌ای نظیر  $k-\varepsilon$  و  $k-\omega$  و غیره حتی در یک جریان بسیار ساده‌ی آشفته و کلاسیک، عملاً هیچ دقت قابل توجهی را (علی‌الخصوص در جریان‌های سه‌بعدی) به دنبال نخواهد داشت. لذا در مواردی که با جریان‌هایی به شدت غیر ایزوتروپیک نظیر جریان‌های ثانویه‌ی حاصل شده از تنش<sup>۱</sup> و یا جریان‌های به شدت چرخشی<sup>۲</sup> مواجه هستیم، استفاده از مدل‌های لزجت گردابه‌ای تحت هیچ عنوان توصیه نمی‌شود [۳۱].

### ۳-۵-۳ محاسبه‌ی معادله‌ی انتقالی صریح برای تانسور تنش رینولدز:

با اندکی محاسبات طولانی و درعین حال ساده‌ی ریاضی، می‌توان به معادله‌ی انتقالی صریح برای تانسور تنش رینولدز دست یافت. برای این منظور تصور نمایید که با سیالاتی دارای چگالی ثابت مواجه هستیم. (همان‌گونه که پیش‌ازاین ذکر شده بود، در جریان‌های دارای سرعت‌های پایین‌تر از محدوده‌ی هایپرسونیک، پدیده‌ی آشفتگی و معادلات آن اثرپذیری بسیار کمی از تراکم‌پذیری جریان، از خود نشان می‌دهند).  $f_i$  معرف نیروهای حجمی (بویانسی و یا کوریولیس) می‌باشد. لازم به ذکر است که از نمادهای  $\bar{\square}$  و  $\square'$  به‌منظور نمایش مؤلفه‌های متوسط و نوسانی کمیت‌های آشفته استفاده می‌نماییم:

معادله‌ی پیوستگی:

$$\frac{\partial u_k}{\partial x_k} = 0 \quad (۳-۱) \quad \text{معادله‌ی لحظه‌ای}$$

1 Stress Driven Secondary Flows  
2 Highly Swirling Flows

$$\frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} = 0 \quad \text{معادله‌ی متوسط} \quad (۲-۳)$$

$$\frac{\partial u'_k}{\partial x_k} = 0 \quad \text{تفریق دو معادله‌ی فوق از یکدیگر} \quad (۳-۳)$$

نتیجه‌ی (۱): هر دو کمیت متوسط و نوسانی، شرایط تراکم‌ناپذیری را ارضاء می‌نمایند.

معادله مومنتم:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_k \frac{\partial u_i}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + v \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k \partial x_k} + f_i \quad \text{معادله‌ی لحظه‌ای} \quad (۴-۳)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_k \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k} + \overline{u'_k \frac{\partial u'_i}{\partial x_k}} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + v \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_k \partial x_k} + \bar{f}_i \quad \text{معادله‌ی متوسط} \quad (۵-۳)$$

$$\frac{D \bar{u}_i}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_k} (v \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k} - \overline{u'_i u'_k}) + \bar{f}_i \quad \text{تفریق دو معادله‌ی فوق از یکدیگر} \quad (۶-۳)$$

که در رابطه‌ی (۶-۳)، اپراتور  $\frac{D}{Dt}$  بیانگر مشتق مادی می‌باشد.

نتیجه‌ی (۲): معادلات جریان متوسط، در واقع همان معادلات جریان لحظه‌ای<sup>۱</sup> هستند، تنها

با این تفاوت که در این معادلات تنش‌های ظاهری اضافی نیز به‌عنوان تنش‌های رینولدز  $\overline{u'_i u'_j}$  وجود

دارند. شایان ذکر است که در این معادلات، پارامتری که به‌وسیله‌ی نوسانات جریان آشفته منتقل

می‌گردد نیرو نبوده و بلکه مومنتم می‌باشد.

$$\begin{aligned} \text{تفریق دو معادله} \quad \frac{\partial u'_i}{\partial t} + \bar{u}_k \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} + u'_k \frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial x_k} + u'_k \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} - \overline{u'_k \frac{\partial u'_i}{\partial x_k}} \\ \text{فوق از یکدیگر} \quad = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + v \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_k \partial x_k} + \bar{f}_i \end{aligned} \quad (۷-۳)$$

$$\begin{aligned} \text{به صورت مشابه} \quad \frac{\partial u'_j}{\partial t} + \bar{u}_k \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} + u'_k \frac{\partial \bar{u}'_j}{\partial x_k} + u'_k \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} - \overline{u'_k \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}} \\ = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_j} + v \frac{\partial^2 \bar{u}_j}{\partial x_k \partial x_k} + \bar{f}_j \end{aligned} \quad (۸-۳)$$

<sup>1</sup> Instantaneous

حال چنانچه عبارت  $\overline{u'_i(A7)_j} + \overline{u'_j(A7)_i}$  را تشکیل دهیم، معادله‌ی انتقالی برای تنش‌های

رینولدز در مدل RSM به دست می‌آید:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\overline{u'_i u'_j})}{\partial t} + \overline{u_k} \frac{\partial(\overline{u'_i u'_j})}{\partial x_k} + \left[ (\overline{u'_i u'_k}) \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_k} + (\overline{u'_j u'_k}) \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_k} \right] + \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j u'_k}) \\ = -\frac{1}{\rho} \left( \overline{u'_i \frac{\partial P'}{\partial x_j}} + \overline{u'_j \frac{\partial P'}{\partial x_i}} \right) + \nu \left( \overline{u'_i \frac{\partial^2 u'_j}{\partial x_k \partial x_k}} + \overline{u'_j \frac{\partial^2 u'_i}{\partial x_k \partial x_k}} \right) \\ + (\overline{u'_i f'_j} + \overline{u'_j f'_i}) \quad (۸-۳) \\ = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ -\frac{P'}{\rho} + (u'_i \delta_{jk} + u'_j \delta_{ik}) + \nu \frac{\partial(\overline{u'_i u'_j})}{\partial x_k} \right] \\ + \frac{P'}{\rho} \left( \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial x_i} \right) - \nu \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_k} \frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial x_k} + (\overline{u'_i f'_j} + \overline{u'_j f'_i}) \end{aligned}$$

نتیجه‌ی (۳): معادلات انتقال تنش رینولدز:

$$\frac{D}{Dt} (\overline{u'_i u'_j}) = \frac{\partial(d_{ijk})}{\partial x_k} + P1_{ij} + G_{ij} + \varphi_{ij} - \varepsilon_{ij} \quad (۹-۳)$$

که در آن:

$\frac{D}{Dt} (\overline{u'_i u'_j}) = \frac{\partial(\overline{u'_i u'_j})}{\partial t} + \overline{u_k} \frac{\partial(\overline{u'_i u'_j})}{\partial x_k}$	Advection (By Mean Flow) جابجایی آشفتگی به واسطه جریان متوسط <span style="float: right;">(۱۰-۳)</span>
$P1_{ij} = - \left[ (\overline{u'_i u'_k}) \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_k} + (\overline{u'_j u'_k}) \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_k} \right]$	Production (By Mean Strain) تولید آشفتگی به واسطه کرنش متوسط <span style="float: right;">(۱۱-۳)</span>
$G_{ij} = (\overline{u'_i f'_j} + \overline{u'_j f'_i})$	Production (By Body Force) تولید آشفتگی به واسطه نیروی حجمی <span style="float: right;">(۱۲-۳)</span>
$\varphi_{ij} = \frac{P'}{\rho} \left( \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial x_i} \right)$	Pressure-Strain Correlation همبستگی بین فشار و کرنش آشفته <span style="float: right;">(۱۳-۳)</span>
$\varepsilon_{ij} = 2\nu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}}$	Dissipation اضمحلال آشفتگی <span style="float: right;">(۱۴-۳)</span>

$$d_{ijk} = v \frac{\partial(\overline{u'_i u'_j})}{\partial x_k} - \frac{P'}{\rho} + (u'_i \delta_{jk} + u'_j \delta_{ik}) - \overline{u'_i u'_j u'_k}$$

Diffusion (۱۵-۳)  
دیفیوژن یا پخش آشفتگی

نتیجه‌ی (۴): معادله‌ی انتقال انرژی جنبشی آشفتگی

از آنجا که رابطه‌ی متناظر برای انرژی جنبشی آشفتگی به صورت  $K = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}$  می‌باشد، با نگاهی به رابطه‌ی (۳-۹) می‌توان مشاهده نمود که تنها با عوض نمودن زیروند  $j, k$  به زیروند  $i$  و در انتها با تقسیم نمودن معادلات حاصل بر عدد ۲ می‌توانیم به معادله‌ی انتقالی انرژی جنبشی آشفتگی دست یابیم [۴۳]:

$$\frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial d_i^{(k)}}{\partial x_i} + P^{(k)} + G^{(k)} - \varepsilon$$

(۱۶-۳)

که در آن:

$$P^{(k)} = -\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j}$$

Production (By Mean Sorain) (۱۷-۳)  
تولید انرژی جنبشی آشفتگی به واسطه کرنش متوسط

$$G^{(k)} = u'_i f'_i$$

Production (By Body Force) (۱۸-۳)  
تولید انرژی جنبشی آشفتگی به واسطه نیروی حجمی

$$\varepsilon = v \overline{\left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j}\right)^2}$$

Dissipation (۱۹-۳)  
اختلال انرژی جنبشی آشفتگی

$$d_i^{(k)} = v \frac{\partial k}{\partial x_i} - \frac{P' u'_i}{\rho} - \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_j u'_k}$$

Diffusion (۲۰-۳)  
دیفیوژن با پخش انرژی جنبشی آشفتگی

### ۳\_۳\_۵\_۳ مزایا و معایب مدل انتقال تنش رینولدز:

این مدل شامل مزایای ذیل می‌باشد:

(۱) در مقایسه با مدل‌های صفر معادله‌ای، یک معادله‌ای و دو معادله‌ای، به فیزیک

آشفتگی و واقعیت جریان، بسیار نزدیک‌تر می‌باشد.

(۲) مؤلفه‌های جابه‌جایی و تولید، به دلیل آنکه مؤلفه‌هایی صریح می‌باشد، نیاز به مدل‌سازی ندارند.

معایب این مدل شامل موارد زیر می‌باشد:

(۱) سطح پیچیدگی این مدل بسیار بالا است و برای مؤلفه‌های بسیار مهم آن (یعنی مؤلفه‌های اضمحلال لزج و توزیع مجدد) نیازمند مدل‌سازی می‌باشیم.

(۲) استفاده از این مدل هزینه‌ی محاسباتی بالایی را در پی خواهد داشت (بدین ترتیب که شش معادله‌ی انتقال تنش در سه بعد وجود دارد و به دلیل آن که دیگر مؤلفه‌ی تحت عنوان ویسکوزیته‌ی آشفته ( $\mu_T$ ) در میان معادلات وجود ندارد) و این مدل تمایل بسیاری به ناپایداری‌های عددی دارد. شایان ذکر است که وجود مؤلفه‌ی ویسکوزیته‌ی آشفته ( $\mu_T$ ) در مدل‌های RANS، به‌عنوان یک عامل میراکننده‌ی اغتشاشات جریان، موجب میرا شدن و نهایتاً از بین رفتن اغتشاشات و ناپایداری‌های عددی موجود می‌گردد. لذا با حذف نقش این مؤلفه در مدل تنش‌های رینولدز، می‌توان انتظار داشت که مسئله به‌طور ناخواسته دستخوش ناپایداری‌های عددی شده و با رشد این ناپایداری‌ها، همگرایی مسئله با مشکل جدی مواجه شود [۳۱].

# فصل ۴: نتایج و بررسی آن‌ها

## ۱\_۴ مقدمه

در این فصل به مواردی از جمله بررسی، تحلیل و مقایسه‌ی نتایج کامل مسئله در حالت‌های مختلف هندسی، برای ریب‌ها پرداخته شده و یک دید کلی نسبت به نوع جریان، میزان انتقال حرارت و افت فشار در کانال‌های ریب‌دار و مزیت وجود هندسه‌های متفاوت از ریب‌های هلالی شکل در یک کانال خنک کاری نسبت به استفاده از ریب‌های صاف، و مقایسه‌ی این هندسه‌های مختلف با یکدیگر به دست خواهد آمد.

ابتدا به نحوه‌ی شبکه‌بندی هندسه‌های مورد مطالعه پرداخته می‌شود؛ سپس عدم وابستگی نتایج به شبکه‌بندی و ماهیت جریان حاکم به‌وسیله‌ی نمایش خطوط جریان و میدان سرعت در هر یک از هندسه‌های مورد مطالعه مشخص می‌گردد و همچنین به‌منظور اعتباربخشی به داده‌های عددی، آن‌ها را با نتایج تجربی مقایسه می‌نماییم؛ و سپس به‌طور جداگانه به تعریف مؤلفه‌های مورد استفاده جهت تحلیل نتایج به دست آمده در این فصل پرداخته می‌شود به دلیل تأثیرگذاری افت فشار در عملکرد حرارتی، به مقایسه‌ی این مؤلفه در کانال‌ها می‌پردازیم. با بررسی هم‌زمان میزان انتقال حرارت و افت فشار، عملکرد حرارتی تعیین گردیده و مقدار این عملکرد در اعداد رینولدز متفاوت بررسی می‌شود در نهایت بهترین حالت در میان هندسه‌های ریب‌های هلالی در اعداد مختلف رینولدز تعیین می‌گردد.

## ۲\_۴ شبکه‌بندی

برای به‌کارگیری روش‌های CFD، لازم است که میدان جریان را گسسته سازی نمود و بدین منظور باید دامنه‌ی محاسباتی مسئله را با المان‌های کوچکی تقسیم و شبکه‌بندی نمود تا امکان حل معادلات مربوط به جریان و انتقال حرارت بر روی این شبکه‌ها فراهم آید. به عبارت دیگر، متغیرهای مورد نیاز برای بررسی جریان و انتقال حرارت در بخش‌های کوچک مجزا و در کنار هم که دامنه‌ی محاسباتی را تشکیل می‌دهند، محاسبه شده و توسط شبکه‌ی مورد مطالعه قرار می‌گیرند. به‌طورکلی دو نوع شبکه‌بندی وجود دارد:



(۱) شبکه‌ی ساختاریافته<sup>۱</sup>

(۲) شبکه‌ی غیر ساختاریافته<sup>۲</sup>

به‌طور کلی به‌منظور شبیه‌سازی مسائل و حل معادلات جبری حاصل از آن در شبکه‌ی ایجاد شده و در محدوده‌ی مسئله‌ی مورد بررسی، باید درون این محدوده و مرزهای آن، مجموعه‌ای از نقاط شبکه تعیین شوند. معمولاً نقاط داخلی شبکه بر روی خطوط شبکه توزیع می‌شوند. لذا به راحتی می‌توان نقاط شبکه را نسبت به خطوط شبکه مشخص نمود. به این نوع شبکه که نقاط آن با خط‌هایش مرتبط است، شبکه‌ی ساختاریافته می‌گویند.

در حالی که نقاط شبکه با خط‌های شبکه مرتبط نباشند، نقاط شبکه باید به‌صورت جداگانه مشخص شوند. چنین شبکه‌ای را که نقاط آن با خط‌هایش مرتبط نیست، شبکه‌ی غیر ساختاریافته می‌نامند. معمولاً در مسائل با هندسه‌های پیچیده، از شبکه‌ی غیر ساختاریافته استفاده می‌شود. علت این موضوع، استفاده از المان‌های مثلثی در حالت دوبعدی و المان‌های هرمی یا شش‌وجهی در حالت سه‌بعدی در شبکه‌های غیر ساختاریافته و به‌منظور تجزیه‌ی محدوده‌ی میدان حل و شبکه‌بندی می‌باشد. دلیل انتخاب این نوع از المان‌ها در شبکه‌های غیر ساختاریافته، منطبق شدن آسان المان‌های مثلثی و شش‌وجهی در هر مرزی می‌باشد. شایان ذکر است که گرچه تولید شبکه‌ی ساختاریافته با المان‌های چهار ضلعی-شش‌وجهی در مسائل با هندسه‌ی پیچیده، امری غیرممکن نیست، ولی کاری بسیار زمان‌بر خواهد بود [۳۳].

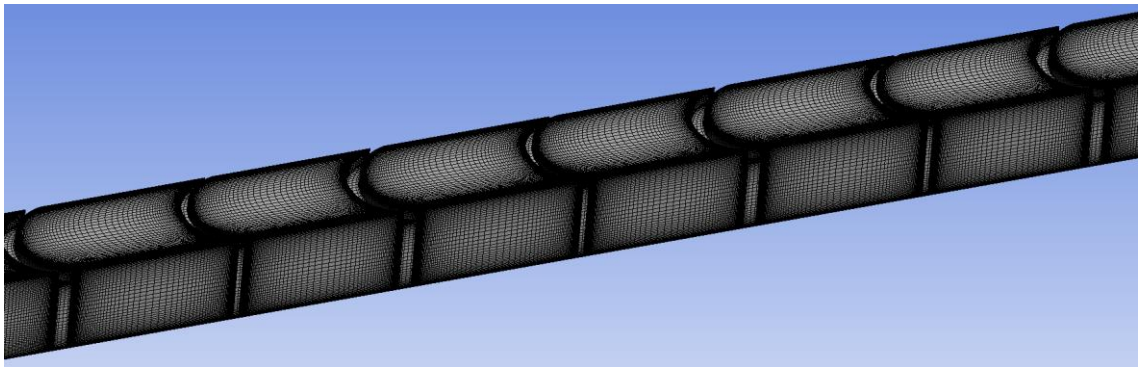
## ۱\_۲\_۴ تولید شبکه

همان‌طور که گفته شد، شبکه‌بندی ناحیه‌ی محاسباتی یکی از مهم‌ترین مراحل در شبیه‌سازی عددی است و یک شبکه‌بندی خوب یا بهینه لازم است که قابلیت نشان دادن تمامی جزئیات جریان در

---

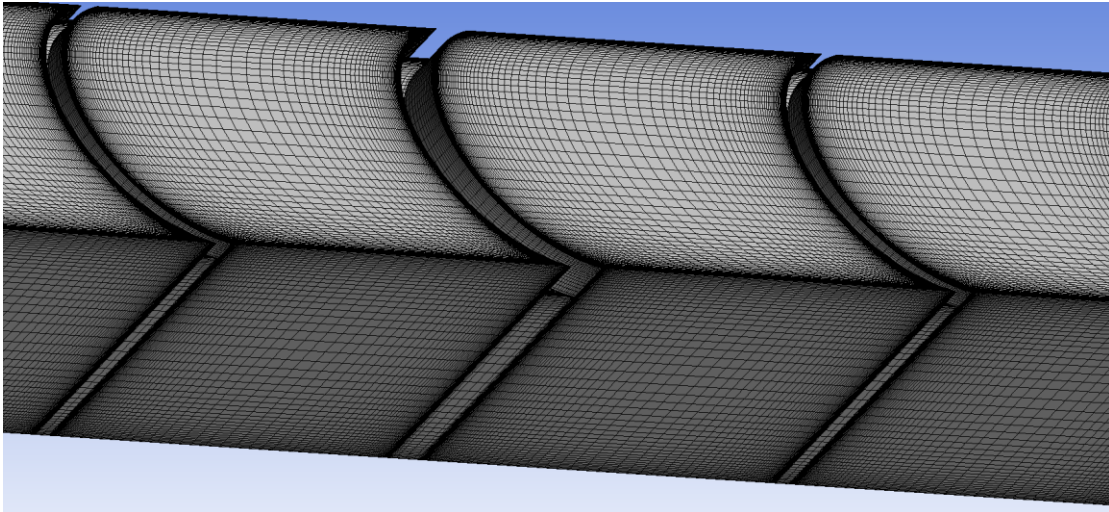
1 Structured Grid  
2 Unstructured Grid

محدوده‌ی مورد نظر با کمترین تعداد المان‌های ممکن را داشته باشد. بنابراین از آنجا که یک شبکه‌ی ساختاریافته بسیار باصرفه‌تر و دقیق‌تر از یک شبکه‌ی غیر ساختاریافته است و نیز در مطالعه‌ی حاضر جهت جریان موازی با مرزهای دیواره می‌باشد، امکان ایجاد شبکه‌ی ساختاریافته در هندسه‌های مورد مطالعه وجود داشته و این نوع شبکه‌بندی برای شبیه‌سازی انتخاب شده است. لازم به ذکر است که در هندسه‌ی مطالعه‌ی حاضر به علت پیچیدگی شکل ظاهری هندسه‌های مورد بررسی، قسمت زیادی از زمان تحقیق، صرف تولید شبکه مطابق با شکل ۴-۱ شده است.



شکل ۴-۱: نمونه‌ای از شبکه‌بندی ناحیه‌ی محاسباتی

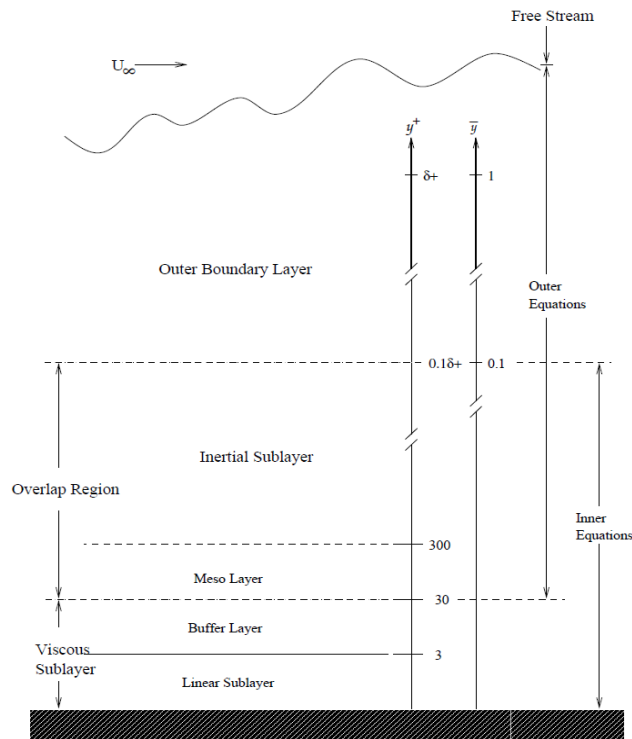
همان‌طور که در شکل ۴-۲ مشاهده می‌شود در محدوده‌ی محاسباتی مورد مطالعه، از شبکه‌های کوچک‌تری در نزدیکی لبه‌ی دیواره‌ها و ریب‌ها استفاده شده است؛ یا به بیانی دیگر، در نزدیکی مرزهای هندسه‌ی مورد مطالعه، زیرناحیه‌هایی فرضی تشکیل شده است. باید گفت که یکی از دلایل تقسیم‌بندی به زیرناحیه‌های فرضی، پیچیده بودن شبیه‌سازی جریان و انتقال حرارت در نزدیکی دیواره‌ها و ریب‌ها می‌باشد. لایه‌مرزی در این نواحی، پیچیده‌تر از نواحی مرکز کانال می‌باشد؛ لذا برای شبیه‌سازی آن باید از شبکه‌های کوچک‌تری استفاده گردد، تا توانایی نشان دادن اثرات آشفتگی و جزئیات دقیقی از جریان و انتقال حرارت در نواحی لایه‌مرزی را داشته باشد. همچنین باید دقت شود که این تقسیم‌بندی به نحوی انجام شود که انحنای جریان در لبه‌های ریب‌ها را به‌خوبی پیش‌بینی نماید.



شکل ۴-۲: نمایی از شبکه‌بندی محدوده‌ی محاسباتی

## ۲\_۲\_۴ بررسی تابع دیواره ( $Y^+$ )

همان‌گونه که می‌دانیم یکی از حساس‌ترین بخش‌ها جهت شبیه‌سازی جریان‌های آشفتنه، شبیه‌سازی جریان در نزدیکی دیواره‌های هندسه‌ی مورد بررسی است. چراکه دیواره خود یکی از عوامل تولید و از بین رفتن گردابه‌ها می‌باشد.



شکل ۴-۱۵: نمایش نواحی مختلف در لایه‌مرزی آشفتنه [۳۴]

مطابق آنچه در شکل ۴-۱۵ می بینیم به طور کلی در جریان های آشفته، لایه مرزی جریان در نزدیکی دیواره به بخش هایی از جمله ناحیه داخلی<sup>۱</sup>، ناحیه لایه مزو<sup>۲</sup>، ناحیه زیرلایه ویسکوز<sup>۳</sup> شامل ناحیه بافر<sup>۴</sup> و ناحیه زیرلایه خطی<sup>۵</sup>، ناحیه لگاریتمی<sup>۶</sup> و ناحیه خارجی<sup>۷</sup> تقسیم می شود [۳۵].

#### ۴\_۲\_۲\_۱ معیار تشخیص ناحیه دیواره

تشخیص محدوده ی هر کدام از این نواحی به یک معیار نیاز دارد که این معیار چیزی جز  $Y^+$  نمی باشد. این مؤلفه ی بی بعد، تابعی از سرعت مشخصه ی آشفتگی، لزجت سینماتیکی و فاصله ای است که المان سیال از دیواره قرار دارد و به صورت زیر تعریف می گردد.

$$Y^+ = \frac{Y U_\tau}{\nu} \quad (۱-۴)$$

$$U_\tau^2 \approx \frac{\tau_w}{\rho} \quad (۲-۴)$$

که  $U_\tau$  سرعت مشخصه ی آشفتگی،  $\nu$  ویسکوزیته ی سینماتیکی و  $Y$  فاصله المان سیال از دیواره می باشد. در میان مدل های آشفتگی، مدل تنش های رینولدز و مدل  $k-\varepsilon$  از توابع دیواره برای بخش های نزدیک دیواره و با هدف ایجاد ارتباط میان ناحیه ی کاملاً آشفته و ناحیه ی تحت تأثیر لزجت مولکولی استفاده می کنند و می بایست شبکه بندی مناسبی در نزدیکی دیواره انتخاب شود [۳۵].

مدل آشفتگی  $k-\omega$  برخلاف مدل آشفتگی  $k-\varepsilon$  عملکرد متفاوتی نسبت به دیواره دارد. این تفاوت در آنجاست که در این مدل به جای استفاده از تابع دیواره، زیر ناحیه ی لزج به طور مستقیم حل می گردد و می بایست از شبکه های کوچک تری در نزدیکی دیواره استفاده شود.

- 
- 1 Interial Sublayer
  - 2 Meso Layer
  - 3 Viscous Sublayer
  - 4 Buffer Layer
  - 5 Linear Sublayer
  - 6 Log Layer
  - 7 Outer Layer

در صورت استفاده از توابع دیواره در مدل‌های آشفتگی، مقدار  $Y^+$  باید در محدوده ای بین ۳۰ تا ۳۰۰ قرار گیرد؛ لکن در مدل آشفتگی SST k- $\omega$  جهت پیش‌بینی صحیح جدایش در لایه مرزی جریان، مقدار  $Y^+$  باید تقریباً برابر یک در نظر گرفته شود [۳۶].

#### ۲\_۲\_۴ مقدار $Y^+$ در نظر گرفته شده در این مطالعه

با توجه به توضیحاتی که در بخش قبل داده شد و با توجه به اینکه در این مطالعه از مدل تنش‌های رینولدز استفاده شده است در این مطالعه در مدل تنش‌های رینولدز نیز از توابع دیواره برای بررسی رفتار سیال در نزدیکی دیواره استفاده شده است، بنابراین مقدار بی‌بعد  $Y^+$  برای این مدل در شبکه‌بندی کلی ناحیه‌ی محاسباتی باید در محدوده ای بین ۳۰ تا ۳۰۰ قرار گیرد. بدین منظور، شبکه‌بندی ناحیه‌ی محاسباتی به نحوی انجام گرفت با که توجه به شکل ۲-۴، مقدار  $Y^+$  در نواحی نزدیک مرزها و دیواره‌های کانال و ریب‌ها در حدود ۴۵ در نظر گرفته شده است.

#### ۳\_۲\_۴ بررسی استقلال نتایج از شبکه

استقلال نتایج از شبکه در مسائل شبیه‌سازی عددی به‌منظور رسیدن به دو هدف مورد بررسی قرار می‌گیرد:

(۱) برگزیدن شبکه‌بندی بهینه برای جلوگیری از اتلاف زمان و هزینه‌ی محاسباتی.

(۲) بررسی اثر کوچک کردن شبکه‌ها بر همگرایی نتایج حل.

با بررسی انواع گوناگونی از شبکه‌بندی‌ها و مقایسه‌ی نتایج به دست آمده از حل آن‌ها، مشخص می‌شود که بعد از به کار بردن تعداد معینی از شبکه‌ها، تغییر محسوسی در جواب‌های به دست آمده برای مسئله ایجاد نمی‌شود. بنابراین با هدف جلوگیری از اتلاف زمان و کاهش هزینه‌های محاسبات، تعداد شبکه‌هایی که بیش از آن‌ها، ریز کردن شبکه تأثیر چندانی در بهبود نتایج ندارد، در مطالعات انتخاب می‌گردند و به‌عنوان تعداد شبکه‌ی بهینه انتخاب می‌شوند. جالب‌توجه است درعین حال که

کوچک‌تر کردن بیشتر شبکه اغلب منجر به افزایش دقت و واقعی شدن حل، هرچند با کاهش سرعت همراه می‌شود، اما در اکثر مسائل آشفتگی، ریز کردن بیش‌ازحد شبکه ممکن است نتیجه ای برعکس داده و باعث شود که همگرایی در حل ایجاد نشود. بنابراین برای جلوگیری از بروز مشکلات فوق و نیز صرفه‌جویی در زمان و هزینه‌ی محاسبات، باید یک شبکه‌بندی با تعداد شبکه‌ی مناسب اختیار شود [۳۳].

در این مطالعه به‌منظور بررسی استقلال نتایج از شبکه، سه نوع شبکه‌بندی با تعداد المان‌های متفاوت در نظر گرفته شده و متوسط عدد ناسلت روی صفحه‌ی پایین کانال و افت فشار در قسمت میانی کانال برای (Case A) در نشان داده شده است.

جدول ۱-۴ نشان داده شده است.

جدول ۱-۴: مقایسه‌ی تأثیر تعداد شبکه بر انتقال حرارت و افت فشار

۳۲۷۳۱۲۷	۲۱۴۸۵۵۴	۱۵۱۲۴۳۶	تعداد شبکه
۸۴/۸۲۹۷	۸۳/۵۲۴۷	۸۳/۳۱۰۵	Nu
Baseline	٪ ۱/۵۳۸	٪ ۲/۹۶۹	درصد اختلاف
۳۱/۴۰۲۳	۳۱/۲۸۷۲	۳۱/۴۱۸۶	$\Delta P$
Baseline	٪ ۰/۳۶۶	٪ ۰/۰۵۱	درصد اختلاف

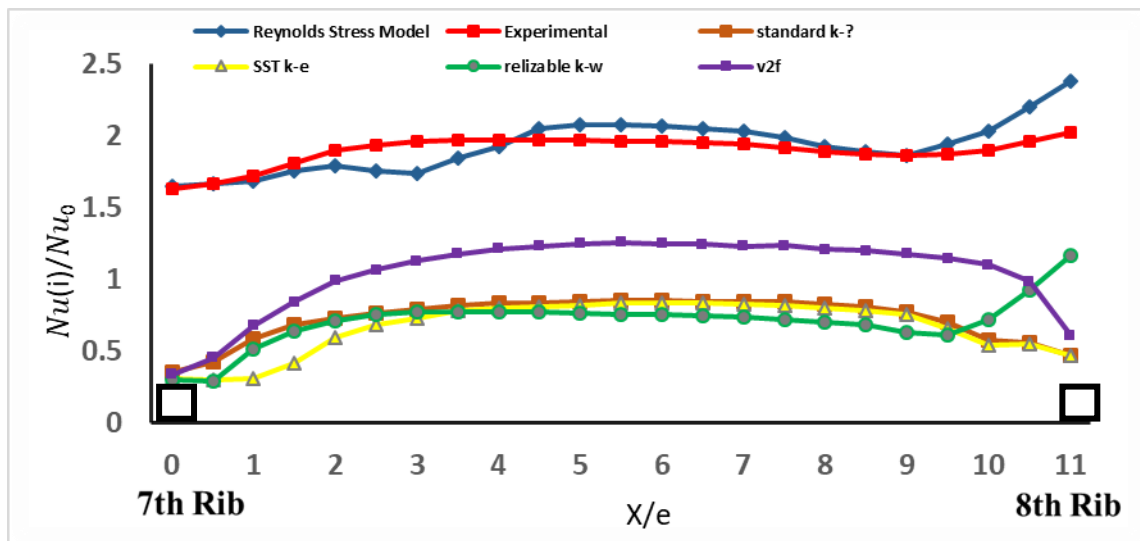
همان‌طور که در نشان داده شده است.

جدول ۱-۴ مشاهده می‌شود، به‌طور نسبی، میزان اختلاف کمی بین این سه شبکه وجود دارد. نتایج عددی حاصل از دو شبکه‌ی آخر، میزان اختلاف ۱/۵۳۸ درصد برای عدد ناسلت و ۰/۳۶۶ درصد برای افت فشار را نشان می‌دهد که این میزان اختلاف با توجه به اتلاف زمان و هزینه‌های محاسباتی در شبکه‌های کوچک‌تر، قابل قبول است. بنابراین شبکه‌بندی مشابه تعداد مش ۲۱۴۸۵۵۴ در (Case A)، برای سایر حالات نیز در نظر گرفته شد.

## ۳\_۴ انتخاب و اعتبار سنجی مدل حل عددی

همان‌گونه که در انتهای فصل قبل اشاره شد، با توجه به دقت حل و پیش‌بینی دقیق‌تر مؤلفه‌های آشفتگی جریان در مدل آشفتگی تنش‌های رینولدز، و مزایای بسیار این مدل نسبت به سایر مدل‌های آشفتگی، از این مدل آشفتگی به‌منظور شبیه‌سازی و انجام ادامه‌ی محاسبات استفاده خواهد شد.

برای اعتبار‌سنجی، شبیه‌سازی کانال با ریب‌های صاف با استفاده از چندین مدل آشفتگی انجام گرفت. این مدل‌ها شامل مدل‌های  $k-\varepsilon$  استاندارد و واقعی، SST  $k-\omega$ ،  $v^2f$  و مدل تنش‌های رینولدز بر روی کانال مربعی و شامل هشت عدد از ریب‌های صاف<sup>۱</sup>، انجام گرفت و عدد ناسلت متوسط  $(Nu(i)/Nu_0)$  که در رینولدز  $2000$ ،  $Nu_0 = 55.023$  می‌باشد و ناسلت متوسط در محدوده‌ی طولی بین ریب هفتم و هشتم، محاسبه گردید و نتایج حاصل با نتایج آزمایشگاهی به دست آمده از مطالعه‌ی تجربی وانگ و ساندن [۱۱] مقایسه شد. همان‌طور که در شکل ۳-۴ مشاهده می‌شود، نتایج حاصل از شبیه‌سازی با مدل تنش‌های رینولدز نسبت به سایر مدل‌های بررسی شده، با دقت بسیار خوبی با نتایج آزمایشگاهی مطابقت و هم‌پوشانی دارد.



شکل ۳-۴: نمودار مقایسه‌ی نتایج تجربی و عددی

## ۴\_۴ تحلیل داده‌ها

گام نهایی پس از انجام محاسبات عددی، تبدیل داده‌های خام به دست آمده به صورتی است که بتوان با استفاده از آن‌ها، نتایج را توصیف و با مطالعات دیگر مقایسه نمود. در این بخش شرایط حاکم بر مسئله در نظر گرفته شده و به بیان متغیرهای مورد استفاده به منظور تحلیل داده‌های عددی، پرداخته می‌شود.

متغیرهای مورد استفاده در این مطالعه جهت تحلیل نتایج به شکل زیر تعریف می‌شوند. اگر  $q$  شار حرارتی دیواره،  $T$  دمای محلی<sup>۱</sup>،  $T_f$  دمای مرجع یا دمای متوسط توده‌ی سیال<sup>۲</sup>،  $D_h$  برابر با قطر هیدرولیکی کانال و  $\lambda$  ضریب حرارتی جابه‌جایی سیال باشد، عدد ناسلت محلی به صورت زیر بیان می‌شود:

$$Nu = \frac{q}{T - T_f} \frac{D_h}{\lambda} \quad (۳-۴)$$

از رابطه‌ی دیتاس-بولتر<sup>۳</sup> عدد ناسلت تعریف شده برای جریان هوای آشفته‌ی کاملاً توسعه‌یافته

( $Pr \approx 0.7$ ) در کانال‌های صاف، محاسبه می‌شود:

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (۴-۴)$$

اگر  $\Delta P$  افت فشار در قسمت میانی و  $L$  طول قسمت میانی کانال باشد، ضریب اصطکاک

به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$f = \frac{\Delta P}{2\rho u^2} \frac{D_h}{L} \quad (۵-۴)$$

ضریب اصطکاک برای جریان کاملاً توسعه‌یافته در یک کانال صاف، به صورت زیر بیان می‌شود:

$$f_0 = 0.046 Re^{-0.2} \quad (۶-۴)$$

برای تعیین عملکرد حرارتی، از دو رابطه‌ی ای که توسط هان و همکاران [۳۷] برای شرایط دبی

جرمی ثابت ارائه شده است، استفاده می‌گردد. اگر  $f/f_0$  ضریب اصطکاک بی‌بعد شده و  $Nu/Nu_0$  عدد

1 Local Temperature

2 Mass-averaged Temperature

3 Dittus-Boelter



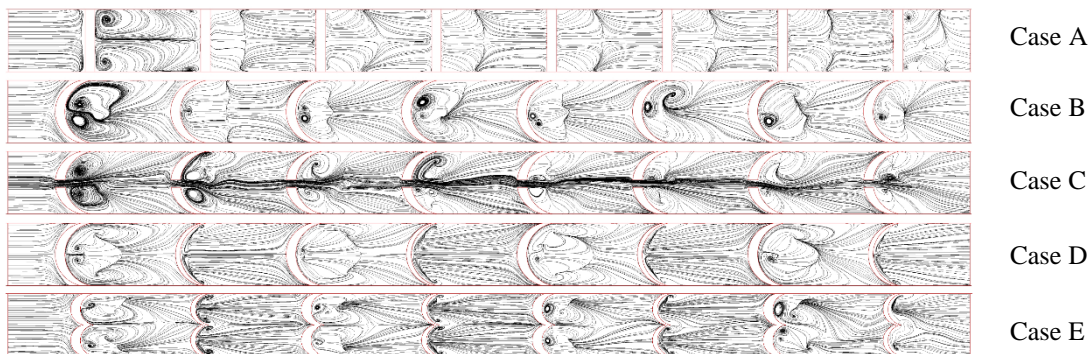
ناسلت بی بعد شده یا نسبت افزایش انتقال حرارت باشد، عملکرد حرارتی کانال<sup>۱</sup> یا CBR<sup>۲</sup> به صورت رابطه‌های زیر نشان داده می‌شود:

$$CBR1 = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (۷-۴)$$

$$CBR2 = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)} \quad (۸-۴)$$

## ۵\_۴ بررسی شکل و ماهیت جریان

برای بررسی رفتار جریان سیال عامل (هوا) در داخل کانال خنک کننده، باید خطوط جریان را که ارتباط مستقیمی با میدان سرعت حاکم بر کانال دارند، مورد مطالعه قرار داد. در شکل ۴-۴ خطوط جریان موجود در پنج نوع ریب مورد بررسی در این پژوهش و در عدد رینولدز ۲۰۰۰۰، روی صفحه ای به فاصله ۲ میلی‌متر از کف کانال نمایش داده شده است.



شکل ۴-۴: خطوط جریان در صفحه‌ی Y=2mm در قسمت میانی کانال برای هندسه‌های مورد بررسی

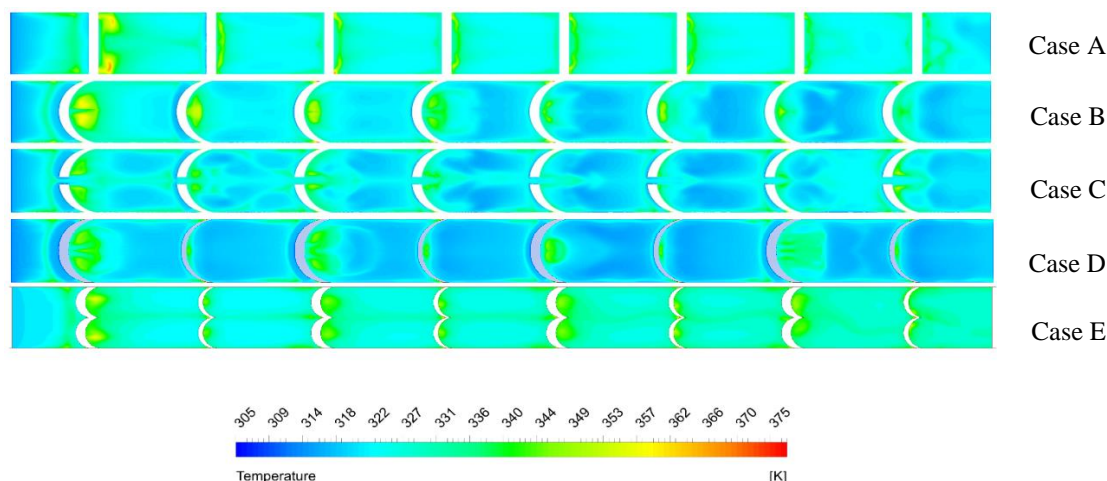
همان‌گونه که در این شکل مشخص است، ریب‌های قرار داده شده در مسیر جریان باعث ایجاد زبری مصنوعی شده و بر تلاطم جریان افزوده‌اند، اما در نواحی پشت ریب باعث ایجاد جریان‌های ثانویه یا گردابی شده‌اند. به علت وجود گردابه‌های تولید شده در پشت ریب‌ها، افت سرعت و انتقال حرارت در این بخش‌ها رخ می‌دهد. مشاهدات نشان می‌دهد هرچه میزان این جریان‌های گردابی که موجب محبوس

1 Thermal Performance  
2 Cost Benefit Ratio

شدن سیال در این مناطق و در نتیجه افت شدید انتقال حرارت می‌شوند، کوچک‌تر باشند؛ عملکرد حرارتی کانال افزایش پیدا می‌کند. در (Case A)، به دلیل هندسه‌ی صاف ریب‌ها، گردابه‌های بسیار کمی تشکیل شده است و بنابراین آشفته‌گی ایجاد شده در جریان و همچنین انتقال حرارت کاهش خواهد یافت. در (Case B)، که به‌عنوان حالت مبناست، به‌جز در منطقه‌ی پشت ریب اول که گردابه‌های بزرگی ایجاد شده است، در پشت سایر ریب‌ها شاهد وجود گردابه‌های نسبتاً کوچکی هستیم. بنابراین در این حالت، انتظار می‌رود انتقال حرارت خوبی را شاهد باشیم. در (Case C)، به علت وجود یک فاصله‌ی خالی در وسط ریب‌ها، جریان به سهولت از میان ریب‌ها عبور کرده و سیال کمتر دستخوش برخورد با موانع شده و آشفته‌گی اندکی در آن به وجود می‌آید؛ همچنین خطوط جریان نشان‌دهنده‌ی ایجاد گردابه‌های بزرگ در این حالت هستند. با توجه به موارد گفته شده نمی‌توان انتظار انتقال حرارت قابل قبولی در این هندسه را داشت. در (Case D) اندازه‌ی این گردابه‌ها کوچک‌تر از هندسه‌های دیگر می‌باشد و در نتیجه سرعت جریان در این نوع کانال بیشتر از سایر حالات بوده و انتظار می‌رود انتقال حرارت قابل قبولی را داشته باشیم. در (Case E)، به دلیل دو برابر شدن تعداد ریب‌ها در هر ردیف، تعداد گردابه‌های تشکیل شده و جریان‌های ثانویه در پشت ریب‌ها نیز افزایش یافته و بنابراین می‌توان پیش‌بینی نمود که افت سرعت و انتقال حرارت در کانال نیز افزایش یابد.

## ۶\_۴ مقایسه‌ی دما

با هدف بررسی دمای سیال در نواحی متفاوت کف کانال و در هندسه‌های مختلف مورد مطالعه، توزیع دما در دیواره‌ی پایینی کانال برای هندسه‌های مختلف و در عدد رینولدز ۲۰۰۰۰ رسم، و با یکدیگر مقایسه شده‌اند.

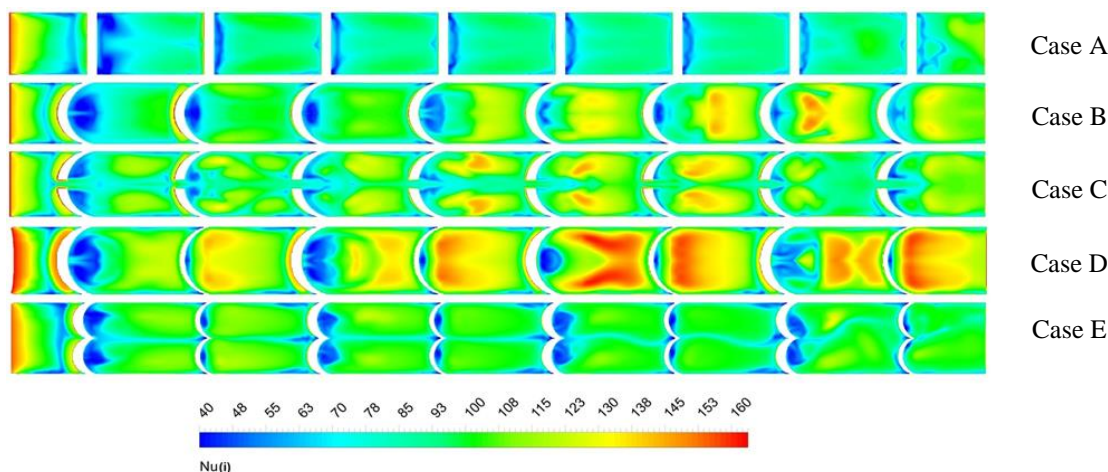


شکل ۴-۵: مقایسه‌ی توزیع دما در دیواره‌ی ریب دار در هندسه‌های مختلف ریب در رینولدز ۲۰۰۰۰

همان‌گونه که در شکل ۴-۵ می‌بینید، در (Case A)، در نواحی پشت و نزدیک ریب‌ها دما بالاتر از سایر مناطق بوده و در نواحی مابین ریب‌ها نیز، کاهش محسوسی در دما مشاهده نمی‌شود. در (Case B)، کاهش دمای منظمی را شاهد هستیم که از ریب اول شروع شده و به تدریج هرچه به ریب آخر نزدیک می‌شویم، بر میزان کاهش دما، افزوده می‌شود. در (Case C) اما، همان‌گونه که شاهد هستیم به دلیل وجود فاصله‌ی خالی در میان ریب‌ها، در خط مرکزی کانال کاهش دما و انتقال حرارت قابل توجهی اتفاق نمی‌افتد و تنها در برخی نواحی در نزدیکی دیواره‌های جانبی، کاهش دما را ملاحظه می‌کنیم. در (Case D) و در نواحی بین ریب‌ها و پشت ریب‌ها، سیال با دمای پایین‌تری فعالیت دارد و هرچه به سمت آخرین ریب پیش می‌رویم این کاهش دما در میان ریب‌ها افزایش می‌یابد. در (Case E) مشابه (Case A)، نه در نواحی بین ریب و نه در بخش‌های جلوی ریب، شاهد کاهش دمای قابل توجهی نیستیم بلکه هرچه به انتها نزدیک‌تر می‌شویم، افزایش دمای سیال را مشاهده می‌نماییم.

## ۷\_۴ مقایسه‌ی مقدار ناسلت

برای بررسی شدت و میزان خنک کاری سیال عامل در داخل کانال، توزیع عدد ناسلت محلی برای هر کدام از هندسه‌های ریب، در صفحه‌ی کف کانال در عدد رینولدز ۲۰۰۰۰ رسم، و با یکدیگر مقایسه شده‌اند.



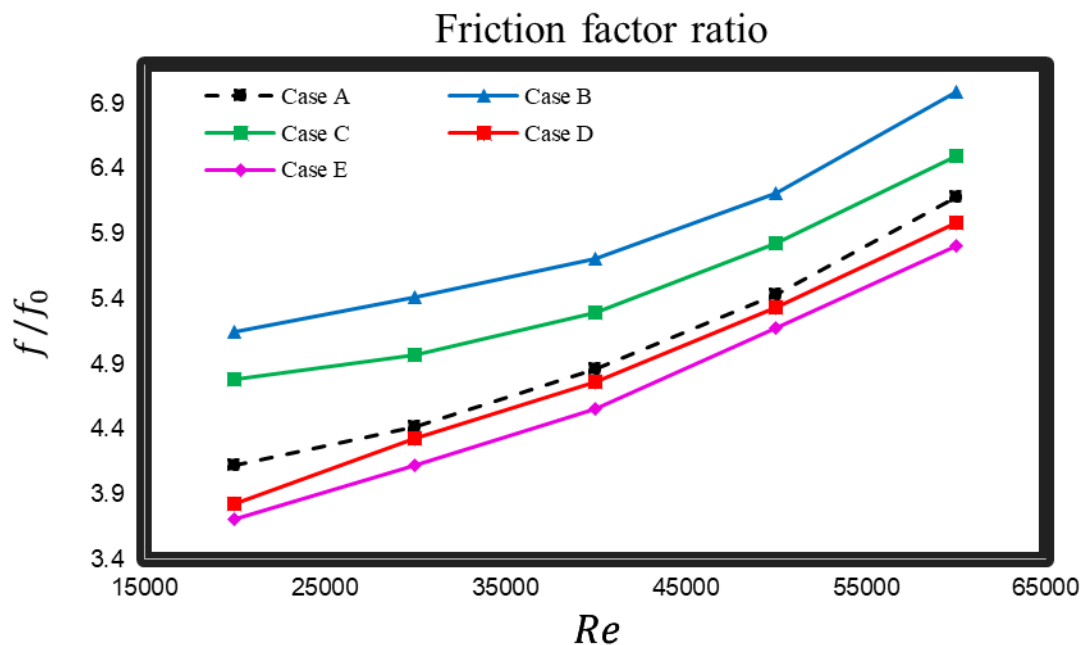
شکل ۴-۶: مقایسه‌ی توزیع ناسلت در دیواره‌ی ریب دار در هندسه‌های مختلف ریب در رینولدز ۲۰۰۰۰

همان‌گونه که در شکل ۴-۶ می‌بینید، در (Case A)، انتقال حرارت پایینی را در نواحی پشت و میان ریب‌ها مشاهده می‌نماییم. در (Case B)، در حین گذر جریان از ریب‌های هلالی ساده، رفته‌رفته بر میزان انتقال حرارت در مناطق پشت و مابین ریب‌ها افزوده می‌شود. در (Case C)، مقدار بسیار کمی از رشد انتقال حرارت را در فضای بین ریب‌های چهارم تا هفتم شاهد هستیم اما در قبل و بعد از این منطقه انتقال حرارت قابل توجهی را مشاهده نمی‌کنیم. در (Case D)، به‌طور کلی و بخصوص در نواحی پشت ریب‌ها، مقدار عدد ناسلت نسبت به سایر هندسه‌ها بیشتر است که این موضوع نشان‌دهنده‌ی میزان بیشتر اثر انتقال حرارت و بهبود خنک کاری نسبت به سایر حالات می‌باشد. در (Case E)، در نواحی پشت ریب‌ها انتقال حرارت پایینی را ملاحظه می‌نماییم و همچنین مطابق آنچه در تصویر دیده می‌شود با گذر جریان از ناحیه‌ی ریب‌دار، از مقدار ناسلت و در نتیجه انتقال حرارت جریان کاسته می‌شود.

## ۸\_۴ ضریب اصطکاک و افت فشار

شکل ۴-۷ مقدار ضریب اصطکاک بی‌بعد شده ( $f/f_0$ ) را برای حالت‌های مختلف مورد بررسی

در این مطالعه در اعداد رینولدز بین ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ نشان می‌دهد:

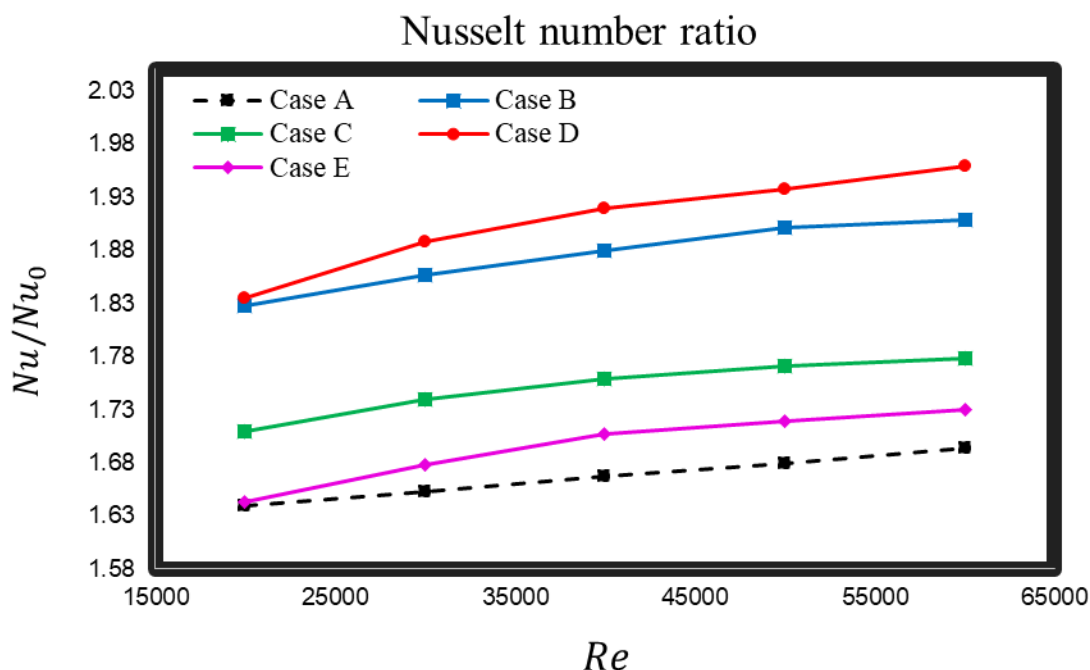


شکل ۴-۷: مقایسه‌ی زبری سطحی در دیواره‌ی پایینی برای اعداد رینولدز متفاوت

همان‌طور که در نمودار فوق مشاهده می‌شود، مقدار ضریب اصطکاک برای هر کدام از حالات بررسی شده، نشان می‌دهد که بالاترین میزان افت فشار و اصطکاک متعلق به (Case B) می‌باشد. لازم به ذکر است که (Case D) و (Case E) یعنی ریب‌های یک‌درمیان لاغر شده در هر دو حالت، کمترین میزان اصطکاک و افت فشار را نسبت به مابقی حالات دارا می‌باشد. هندسه‌ی خاص استفاده شده در این دو حالت یعنی بزرگ و کوچک کردن ریب‌ها موجب برخورد کمتر سیال با آن‌ها شده و بنابراین افت فشار جریان کاهش می‌یابد. مطابق آنچه در نمودار دیده می‌شود، مؤلفه‌ی اصطکاک ( $f/f_0$ ) در هر پنج حالت ریب مطالعه شده، با افزایش عدد رینولدز، افزایش می‌یابد.

## ۹\_۴ انتقال حرارت

شکل ۴-۸ مقدار ناسلت بی‌بعد شده ( $Nu/Nu_0$ ) بر روی دیواره‌ی پایینی و انتهایی در قسمت میانی کانال را برای حالت‌های مختلف مورد بررسی در این مطالعه در اعداد رینولدز بین ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ نشان می‌دهد:



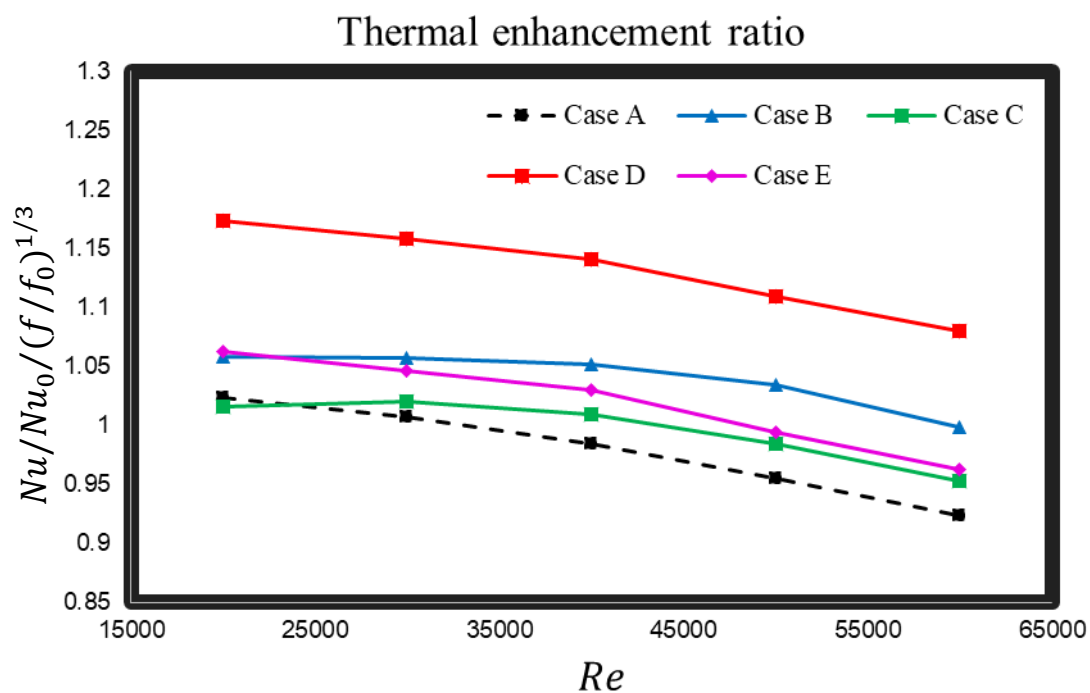
شکل ۴-۸: مقایسه‌ی عدد ناسلت بر روی دیواره‌ی انتهایی قسمت میانی در اعداد رینولدز متفاوت

همان‌طور که در نمودار فوق مشاهده می‌شود، مقدار ناسلت بی‌بعد شده برای هر کدام از حالات بررسی شده، نشان می‌دهد که (Case D) یعنی ریب‌های یک‌درمیان لاغر شده، بیشترین میزان انتقال حرارت را نسبت به مابقی حالات دارا می‌باشد. لازم به ذکر است (Case B) یعنی ریب‌های هلالی ساده نیز مقدار انتقال حرارت نزدیکی به (Case D) دارد. این در حالی است که (Case E)، علی‌رغم داشتن پایین‌ترین میزان افت فشار نسبت به سایر حالت‌ها، انتقال حرارت پایین‌تری نیز نسبت به دیگر هندسه‌های ریب هلالی از خود نشان داد.

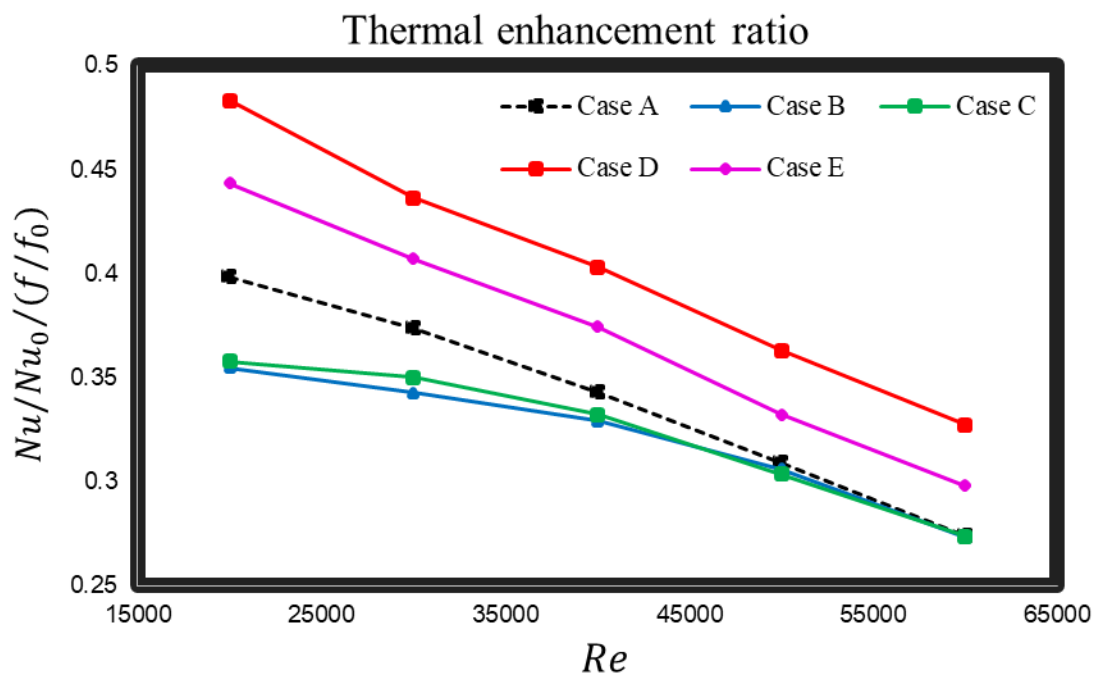
## ۱۰\_۴ عملکرد حرارتی

شکل ۴-۹ و شکل ۴-۱۰، عملکرد حرارتی را مطابق روابط (۴-۷) و (۴-۸) برای هندسه‌های

مختلف مورد بررسی در این مطالعه در اعداد رینولدز بین ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ نشان می‌دهد:



شکل ۴-۹: عملکرد حرارتی کانال  $(Nu/Nu_0/(f/f_0)^{1/3})$  با هندسه‌های مختلف ریب در اعداد رینولدز متفاوت



شکل ۴-۱۰: عملکرد حرارتی کانال  $(Nu/Nu_0/(f/f_0))$  با هندسه‌های مختلف ریب در اعداد رینولدز متفاوت

همان‌طور که در نمودار فوق مشاهده می‌شود، مقدار عملکرد حرارتی برای هر کدام از حالات

بررسی شده، نشان می‌دهد که (Case D) یعنی ریب‌های یک‌درمیان کوچک شده، بیشترین میزان بازده

حرارتی را نسبت به مابقی هندسه‌ها دارا می‌باشد. شایان ذکر است که در تمامی هندسه‌ها، با افزایش عدد رینولدز، عملکرد حرارتی کانال کاهش می‌یابد.



## فصل ۵: جمع‌بندی نتایج و ارائه‌ی پیشنهادها

## ۱\_۵ مقدمه

در تحقیق حاضر به بررسی تأثیر شکل هندسی ریب‌های هلالی بر نوع جریان، میزان انتقال حرارت و در نتیجه میزان عملکرد کانال‌های خنک‌کننده، به‌منظور خنک‌کاری پره‌های توربین گاز پرداخته شد. در این مطالعه، چهار نوع متفاوت از هندسه‌های ریب هلالی مورد مطالعه قرار گرفت. این انواع متفاوت با استفاده از ایده‌های متفاوت هندسی ارائه شده توسط طراحان مختلف و ترکیب این ایده‌ها و به‌کارگیری در هندسه‌ی ریب‌های هلالی شکل، مورد بررسی و مطالعه قرار گرفت. این طرح‌ها و ایده‌ها بر روی ریب‌های ساده، مورب، V شکل، W شکل و ... اعمال شده بود؛ و با استفاده از آن‌ها در ریب‌های هلالی، گام جدیدی در بهبود انتقال حرارت و عملکرد حرارتی در کانال‌های خنک‌کاری برداشته شد. این مهم با استفاده از مدل‌سازی هندسی و انتخاب روش‌های شبیه‌سازی عددی مناسب انجام پذیرفت. در فصل قبلی به تفصیل، در دو قسمت مجزا میدان جریان، رفتار نزدیک دیواره، مقادیر اصطکاک کانال، میزان انتقال حرارت و در نهایت عملکرد حرارتی هندسه‌های مختلف در اعداد رینولدز گوناگون بررسی شده و مناسب‌ترین حالت برای هندسه‌ی ریب تعیین گردید. در فصل جاری نیز به‌صورت خلاصه به ارائه‌ی نتایج به دست آمده پرداخته و پیشنهادهایی برای انجام مطالعات جدید در زمینه‌ی بررسی خنک‌کاری در پره‌های توربین گاز ارائه می‌گردد.

لازم به ذکر است، هیچ‌یک از متغیرهای بررسی شده برای کانال‌های خنک‌کننده، به‌تنهایی توانایی تأمین شرایط بهتر خنک‌کاری را نداشته و لازم است برآیند تمامی متغیرها سبب افزایش عملکرد حرارتی کانال گردد تا بتوان در مورد انتخاب بهترین هندسه نظر قطعی را بیان نمود. بنابراین صرف بهتر بودن یکی از متغیرها در انواع حالت‌های هندسی مورد مطالعه، مثلاً پایین‌تر بودن ضریب اصطکاک یا سایر مؤلفه‌ها به‌تنهایی، برای انتخاب آن هندسه به‌عنوان هندسه‌ی بهینه کافی نمی‌باشد.

## ۲\_۵ نتایج حاصل از این مطالعه

(۱) ریب‌های هلالی ساده (Case B)، باعث افزایش انتقال حرارت می‌شوند، اما افت فشار را نیز افزایش می‌دهند. بنابراین سایر مدل‌های بررسی شده به‌منظور ارتقاء این مدل ارائه و پیشنهاد شدند.

(۲) به‌طور کلی کانال‌های خنک کاری با ریب‌های هلالی می‌توانند مقدار انتقال حرارت را نسبت به کانال با ریب‌های صاف افزایش دهند. به‌عنوان مثال در عدد رینولدز ۲۰۰۰۰، در (Case B) ۱۱/۵ درصد، در (Case C) ۴/۲۶ درصد، در (Case D) ۱۱/۸ درصد و در (Case E) ۰/۲ درصد، افزایش انتقال حرارت را در مقایسه با کانال با ریب‌های صاف (Case A) شاهد هستیم.

(۳) نتایج نشان داد که در اعداد رینولدز بین ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰، با بالا رفتن عدد رینولدز، مقدار انتقال حرارت در کانال‌های ریب‌دار مورد بررسی در این مطالعه افزایش می‌یابد اما باید توجه داشت که هرچه عدد رینولدز بیشتر شود، شیب این افزایش کاهش می‌یابد.

(۴) ریب‌ها اگرچه انتقال حرارت را افزایش می‌دهند، اما باعث افزایش افت فشار در کانال نیز می‌شوند. در نتایج حاصل به‌وضوح مشاهده شد که کانال با ریب‌های هلالی ساده (Case B)، بالاترین افت فشار و کانال با ریب‌های هلالی m شکل و یکی در میان بزرگ و کوچک (Case E)، پایین‌ترین افت فشار را نسبت به سایر حالت‌ها نشان می‌دهند. (Case B) ۲۵ درصد و (Case C) ۱۶ درصد افزایش اصطکاک را در مقایسه با ریب‌های صاف (Case A) نشان می‌دهد. این در حالی است که (Case D) ۷/۰۷ درصد و (Case E) ۱۰/۱۹ درصد کاهش مقدار اصطکاک را در مقایسه با ریب‌های صاف (Case A) نشان می‌دهند.

(۵) نتایج عددی نشان می‌دهد که مقدار اصطکاک و افت فشار در کانال، با افزایش عدد رینولدز افزایش می‌یابد.

۶) ریب‌های هلالی باعث افزایش انتقال حرارت در کانال می‌شود به این ترتیب که با تشکیل گردابه‌های طولی در کانال، باعث افزایش اختلاط جریان می‌شود و انرژی جنبشی آشفته و ضخامت لایه مرزی را کاهش می‌دهند. بنابراین، دمای سیال در نزدیکی سطح هدف، کاهش می‌یابد.

۷) ریب‌های هلالی m شکل و یکی در میان بزرگ و کوچک (Case E)، افت فشار بسیار پایینی نسبت به سایر مدل‌ها دارا می‌باشد اما افزایش انتقال حرارت بسیار کمی از خود نشان دادند.

۸) در همه‌ی رینولدزهای مورد مطالعه با در نظر گرفتن انتقال حرارت و تلفات اصطکاکی به صورت هم‌زمان، می‌توان نتیجه گرفت که کانال با ریب‌های هلالی یکی در میان بزرگ و کوچک (Case D) دارای بهترین عملکرد بوده و عملکرد حرارتی آن در بیشترین حالت برابر  $1/17$  می‌باشد که  $14/62$  درصد از (Case A) بیشتر است.

۹) با بررسی میزان افت فشار و اصطکاک در هندسه‌ی ریب‌های یکی در میان بزرگ و کوچک شده یعنی در موارد (Case D) و (Case E) می‌توان به‌طور کلی نتیجه گرفت که بزرگ و کوچک کردن ریب‌ها به صورت یکی در میان، به میزان بسیار خوبی باعث کاهش اصطکاک و افت فشار نسبت به هندسه‌های مشابه ولی با سایزهای یکسان هستند.

## ۳\_۵ ارائه‌ی پیشنهاد برای مطالعات آینده

۱) کانال‌های ریب‌دار واقعی، از دو یا سه پاساژ خنک کاری تشکیل شده‌اند که در آن‌ها جریان ابتدا در حال توسعه بوده و سپس کاملاً توسعه یافته می‌شود. همچنین این کانال‌های چند پاس در انتهای خود و محل اتصال به همدیگر، دارای یک خم U شکل<sup>۱</sup> می‌باشند که تأثیر مهمی بر جریان و انتقال حرارت دارد. با مدل‌سازی کل کانال، نتایج واقعی‌تر و دقیق‌تر خواهد بود.

---

1 U-Bend

۲) مطالعه‌ی حاضر به بررسی انتقال حرارت، افت فشار و عملکرد حرارتی در یک کانال ساکن با ریب‌های هلالی شکل پرداخته شده است. به‌منظور بررسی اثرات خنک کاری ریب‌های مطالعه شده در پره‌های چرخان توربین، بررسی اثر چرخش در کانال‌های با ریب‌های هلالی (بخصوص ریب (Case D))، می‌تواند به بررسی دقیق‌تر رفتار سیال در کانال با ریب‌های هلالی کمک شایانی نماید.

۳) کانال مورد بررسی در این تحقیق با نسبت ابعاد یک در نظر گرفته شده بود (یک کانال با مقطع مربعی). می‌توان از نسبت ابعاد مختلف (کانال‌های مستطیلی و...) جهت تحلیل‌های گسترده‌تر استفاده نمود. همچنین می‌توان کانال‌هایی با مقاطع متفاوت مانند مثلث و ... را با توجه به محل استقرار در پره مطالعه کرد.

۴) در این مطالعه چهار هندسه از ریب‌های هلالی مورد مطالعه قرار گرفت که در آینده می‌توان شکل‌های مختلف دیگری را نیز بررسی کرد. به‌علاوه می‌توان هندسه‌های پیشنهادی در این پروژه را با تغییر اندازه‌ی ارتفاع و سطح مقطع، شکل ریب را تغییر داده و نتایج را به‌صورت تابعی برحسب این متغیرها بیان نمود. همچنین می‌توان روی فاصله‌ی ریب‌ها نیز تحقیق و بررسی نمود.

۵) می‌توان ریب هلالی مورد مطالعه در این پروژه را با تغییر اندازه‌ی قوس هلال ریب، بررسی کرد و مقدار بهینه‌ی انحنا در این‌گونه از ریب‌ها را یافت و از آن در مطالعات بعدی استفاده نمود.

۶) همچنین می‌توان با تغییر پارامترها و روش‌های حل توربولانس و استفاده از روش‌های جدیدتر و دقیق‌تری مانند LES و DNS به نتایج واقعی‌تری نزدیک شد.

## مراجع

---

1 Massachusetts Institute of Technology, MIT gas turbine laboratory, "Early Gas Turbine History", Retrieved From [http://web.mit.edu/aeroastro/labs/gtl/early\\_GT\\_history.html](http://web.mit.edu/aeroastro/labs/gtl/early_GT_history.html)

2 R. E. Sonntag, C. Borgnakke (2006) "Introduction to engineering thermodynamics" (Second ed.).

3 M. Brain (2000) "How Gas Turbine Engines Work" Retrieved from <https://science.howstuffworks.com/transport/flight/modern/turbine.htm>

4 Cengel Y., Boles M. (2010) "Thermodynamics: An Engineering Approach with Student Resources DVD", McGraw-Hill Education.

5 Waumans T., Vleugels P., Peirs J., Al-Bender F., Reynaerts D. (2006) "Rotordynamic behaviour of a micro-turbine rotor on air bearings: modelling techniques and experimental verification", International Conference on Noise and Vibration Engineering, P182, ISMA.

6 Han J. C., Dutta S., Ekkad S. V. (2000) "Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology", Taylor and Francis.

۷ الوکیل، م. م. (۱۳۷۵) "نیروگاه‌های حرارتی" جلد اول، کاظم سراپچی، چاپ اول، مرکز نشر دانشگاهی، تهران.

۸ تقی زاده ف، (۱۳۹۴)، پایان‌نامه ارشد: "طراحی و بهینه‌سازی چیدمان اغتشاشگرها در خنک کاری داخلی پره‌های توربین گازی"، دانشکده مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد.

۹ عباسی ب، (۱۳۹۰)، پایان‌نامه ارشد: "بررسی عددی خنک کاری پره‌های توربین گاز"، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان.

10 Baughn J. W., Yan X. (1992) "Local Heat Transfer Measurement in Square Ducts with Transverse Ribs", ASME HTD., 202, pp. 1-7.

11 Wang L., Sunden B. (2007) "Experimental investigation of local heat transfer in a square duct with continuous and truncated ribs", J. of. Experimental Heat Transfer., 179–197.

- 
- 12 Taslim M. E., Wadsworth C. M. (1997) "An Experimental Investigation of the Rib Surface-Averaged Heat Transfer Coefficient in a Rib Roughened Square Passage", ASME J. of. Turbomachinery., 119, pp. 610-616.
- 13 Korotky G. J., Taslim M. E. (1998) "Rib Heat Transfer Coefficient Measurements in a Rib-Roughened Square Passage", ASME J. of. Turbomachinery., 120, pp. 376-385.
- 14 Johnson B. V. Wagner J. H., Steuber G. D. (1993) "Effects of Rotation on Coolant Passage Heat Transfer", Coolant Passage with Trips Normal and Skewed to the Flow, Pratt & Whitney East Hartford, Connecticut, NASA Contractor Report 4396, Vol. II.
- 15 Parsons J.A., Han J.C., Zhang Y. (1997) "Wall Heating Effect on Local Heat Transfer Measurement in a Rotating Cooling Passage With Smooth Walls", Proceedings of the ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Stockholm, Sweden, Paper no.98-GT-160.
- 16 Liou T. M., Hawang Y.S., Li Y.C. (2006) "Flowfield and pressure Measurements in a Rotating Two-Pass Duct with staggered Ribs Skewed 45 degrees to the Flow", Transactions of the ASME., Vol. 128, pp. 340-346.
- 17 Kim K. M., Kim Y.Y, Lee D.H., Rhee D.H., Cho H.H. (2006) "Influence of Duct Aspect Ratio on Heat/Mass Transfer in Coolant Passages with Rotation", International J. of. Heat and Fluid Flow.
- 18 Chung H. S., Lee G. H., Nune M. J., Bae K., & Jeong H. M. (2014) "Study on the Thermal and Flow Characteristics on the Periodically Arranged Semi-Circular Ribs in a Rectangular Channel", J. of. Experimental Heat Transfer., 27, 56-71.
- 19 Ruck S., Köhler S., Schlindwein G., Arbeiter F. (2017) "Heat transfer and pressure drop measurements in channels roughened by variously shaped ribs on one wall", J. of. Experimental Heat Transfer.
- 20 Ma C., Ji Y., Zang S., Chen H. (2018) "An experimental study on convective heat transfer performance of steam and air flow in V-shaped rib roughened channels", J. of. Experimental Heat Transfer.
- 21 Jang Y. J., Chen H. C., Han J. C. (2001) "Computation of Flow and Heat Transfer in Two-Pass Channels With 60 deg Rib", J. of. Heat Transfer., 563-575.
- 22 Jia R., Sundén B., Faghri M. (2005) "Computational Analysis of Heat Transfer Enhancement in Square Ducts With V-Shaped Ribs: Turbine Blade Cooling", J. of. Heat Transfer, 425-433.

---

23 Xie G., Liu X., Yan H., Qin J. (2017) "Turbulent flow characteristics and heat transfer enhancement in a square channel with various crescent ribs on one wall", *International J. of. Heat and Mass Transfer.*, 115, 283–295.

24 Xie G., Liu J., Ligrani P. M., Sunden B. (2014) "Flow structure and heat transfer in a square passage with offset mid-truncated ribs", *International J. of. Heat and Mass Transfer.*, 71, 44–56.

25 Xie G., Zheng S., Zhang W., Sundén B. (2013) "A Numerical Study of Flow Structure and Heat Transfer in a Square Channel with Ribs Combined Downstream Half-Size or Same-Size Ribs", *J. of. Apply Thermal Engineering.*, 61, pp. 289–300.

26 Ruck S., Arbeiter F. (2018) "Detached eddy simulation of turbulent flow and heat transfer in cooling channels roughened by variously shaped ribs on one wall", *International J. of. Heat and Mass Transfer.*, 118, 388–401.

27 Wang L., Wang S., Wen F., Zhou X., Wang Z. (2018) "Heat transfer and flow characteristics of U-shaped cooling channels with novel wavy ribs under stationary and rotating conditions", *International J. of. Heat and Mass Transfer.*, 126, 312–333.

28 Zheng D., Wang X., Yuan Q. (2019) "The flow and heat transfer characteristics in a rectangular channel with convergent and divergent slit ribs", *International J. of. Heat and Mass Transfer.*, 141, 464–475.

29 Wright L. M., Fu W.L, Han J.C. (2004) "Thermal Performance of Angled, V-Shaped, and W-Shaped Rib Turbulators in Rotating Rectangular Cooling Channels (AR54:1)", *International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Vienna, Austria, June 13–17, Paper No. 2004-GT-54073.*

۳۰ کلیچ، م. ر، (۱۳۷۹)، پایان‌نامه ارشد: "حل جریان تراکم پذیر آشفته حول اجسام نامتقارن دوبعدی"، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف.

۳۱ صنیعی نژاد، م، (۱۳۸۸)، "مبانی جریان‌های آشفته و مدل‌سازی آن‌ها". انتشارات دانش نگار، تهران.

32 PANDYA S. (2016), MASTER OF SCIENCE. thesis, "Experimental Study of Proppant Transport in Horizontal and Directional Wells", Graduate College, University Of Oklahoma.

۳۳ صفاری اسکویی. ز، (۱۳۹۳)، پایان‌نامه ارشد: " اثر تغییر شکل ریب‌ها در بهبود عملکرد حرارتی کانال‌های خنک‌کن ریب دار در پره‌های توربین گاز "، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه ارومیه.

34 George W. K. (2013) "Lectures in Turbulence for the 21st Century", Department of Aeronautics Imperial College of London.



---

35 Wilcox D.C. (2006) “Turbulence Modeling for CFD”, Third Edit, DCW Industries, California.

36 Ansys Co. (2015) “Turbulence Modeling”, Introduction to ANSYS Fluent, Lecture 7, 16.0 Release, ANSYS, Inc.

37 Han J.C., Park J.S. (1988) “Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators”, International. J. of. Heat Transfer., 31, 183–195.

---

## Abstract

This numerical study reports on fluid flow and heat transfer characteristics in a cooling channel with various crescent ribs mounted on one wall. The details of turbulent flow structure temperature fields, local heat transfer, normalized heat transfer, and thermal performance factor were obtained using Computation Fluid Dynamics (CFD) with the Reynolds Stress Model (RSM). To validate the numerical model and make the computations convincing, the present numerical results ( $Nu/Nu_0$ ) based on Reynolds Stress Model at the condition of  $Re=20,000$  are compared in region of between 7th and 8th ribs with experimental data. Five kinds of ribs, i.e., the straight rib, the simple crescent rib, the offset mid-truncated crescent ribs, the combined half-size and same-size crescent ribs and the combined half-size and same-size 'm' shaped crescent ribs, are considered to improve thermal performance of the cooling channel. The studied Reynolds number varies from 20,000 to 60,000. Mechanisms underlying the enhanced heat transfer by ribs are clarified. It is found that the crescent ribs evidently enhance local heat transfer on the endwall downstream the ribs by generating longitudinal vortices, which intensify flow mixing. Such vortices also increase the turbulent kinetic energy and reduce thickness of the boundary layer, which lowers local temperature nearby the target surface. Numerical results show that the cases with crescent ribs significantly outperform the case with straight ribs with respect to heat transfer performance. The channel with the combined half-size and same-size crescent ribs provide a 11.8% higher normalized average Nusselt number relative the straight ribbed channel, and a 7.07% lower pressure drop. Overall, the case with combined half-size and same-size crescent ribs concave to the stream-wise direction provides the best thermal performance.

**Keywords:** Gas Turbine, Heat Transfer, Rib, Crescent Ribs, Pressure Drop, Cooling, Thermal Performance.



Shahrood University of  
Technology

Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

M.Sc. Thesis in Energy Conversion Engineering

# **A numerical study of various crescent ribs geometry on the way of a fluid flow passing in a square channel in a gas turbine blade to enhance cooling and heat transfer**

By: Mohammad Sadegh Moghaddas

Supervisor:

Dr. Mahmood Norouzi

Advisor:

Dr. Mohammad Hassan Kayhani

January, 2020