

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده‌ی مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان‌نامه کارشناسی ارشد
مهندسی مکانیک-گرایش تبدیل انرژی

عنوان

مطالعه عددی اثر هندسه‌ی ترانشه با تغییر شکل لبه ترانشه بر روی بازده خنک کاری
فیلمی در توربین گاز

نگارش

علیرضا بخشی نژاد بهمبری

استاد راهنما:

دکتر محمدحسن کیهانی

استاد مشاور:

دکتر محمود نوروزی

بهمن ۱۳۹۹

دانشکده: مهندسی مکانیک و مکاترونیک

گروه: مکانیک سیالات

پایان نامه کارشناسی ارشد آقای علیرضا بخشی نژاد بهمبری به شماره دانشجویی ۹۷۳۴۲۵۴ تحت عنوان
مطالعه عددی اثر هندسه‌ی ترانشه با تغییر شکل لبه ترانشه بر روی بازده خنک کاری فیلمی در
توربین گاز در تاریخ ۱۳۹۹/۱۱/۱۸ توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک کارشناسی ارشد در
مهندسی مکانیک-تبدیل انرژی مورد ارزیابی و با درجه‌ی موردپذیرش قرار گرفت.

امضاء	اساتید مشاور	امضاء	اساتید راهنما
	دکتر محمود نوروزی		دکتر محمدحسن کیهانی

امضاء	نماینده تحصیلات تکمیلی	امضاء	اساتید داور
	دکتر اکبر ملکی		دکتر علی خالقی
			دکتر مسلم صبوری

تقدیم نامہ

تقدیم به همه عزیزانی که مرا آموختند و تقدیم به خانواده‌ام که صبورانه تا اتمام این مجموعه در کنارم بودند.

سپاس‌گزاری

سپاس خدای را عزوجل را که مرا یاری رساند تا بتوانم این مقطع تحصیلی را به پایان رسانده و گامی در راستای اعتلای علم بردارم.

اساتید گرانقدر جناب آقای دکتر محمدحسن کیهانی و دکتر محمود نوروزی که افتخار شاگردی هردوی شان را در طول این دوره تحصیلی داشته‌ام، بهترین‌ها را از خداوند تبارک‌وتعالی برایشان آرزو دارم.

از اساتید بزرگوار جناب آقایان دکتر علی خالقی و دکتر مسلم صبوری که زحمت داوری این پایان‌نامه را بر عهده داشتند و نقطه نظرات مفید خود را جهت محتوای این پژوهش ارائه نمودند، کمال تشکر را دارم.

همچنین از یاری دوست و همکلاسی عزیزم مهندس محمدرضا عطاری که به هر نحوی در طول دوران تحصیل و تهیه این مجموعه مرا یاری داد صمیمانه تشکر و قدردانی نمایم.

تهدیه نامه

اینجانب علیرضا بخشی نژاد بهمبری دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته تبدیل انرژی دانشکده مکانیک و مکترونیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه مطالعه عددی اثر هندسه تراشه با تغییر شکل لبه تراشه بر روی بازده خنک کاری فیلمی در توربین گاز تحت راهنمایی دکتر محمدحسن کیهانی و دکتر محمود نوروزی متعهد می شوم:

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش های 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 جایی ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد 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 می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که از موجود زنده (بافت های آن ها) 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 می باشد. 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 نمی باشد.

لیست مقالات مستخرج از پایان نامه

۱- On the effect of geometry of w-wave trenches on film cooling performance of gas turbine blades

چکیده

توربین‌های گازی برای دستیابی به راندمان حرارتی بالاتر نیازمند افزایش دمای گاز ورودی به توربین می‌باشند. افزایش دما منجر به اعمال بار حرارتی مازاد حد تحمل آلیاژ پره‌های توربین گشته که جهت کارکرد مناسب، خنک کاری پره‌های توربین بسیار ضروری است. در این پژوهش با تمرکز بر خنک کاری خارجی پره‌ی توربین، به تغییر ساختار هندسه ترانشه در جهت افزایش راندمان خنک کاری و کاهش جریان خنک برخاسته از سطح پره توربین گاز پرداخته شده است. شبیه‌سازی سه‌بعدی صورت گرفته با استفاده از روش‌های عددی بوده که به جهت صحت سنجی، سه مدل توربولانسی متفاوت مورد بررسی قرار گرفته که مدل توربولانسی $k-\epsilon$ realizable نتایج دقیق‌تری را ارائه کرده و به عنوان مدل مورد استفاده در این تحقیق در نظر گرفته شده است. برای بهبود راندمان خنک کاری فیلمی پره‌های توربین، از ترانشه‌ها با هندسه‌ی متفاوت در شرایط خنک کاری و در نسبت دمش‌های $M=0.5, 1$ and 2 استفاده شده است؛ به عبارت دیگر، در روند شبیه‌سازی علاوه بر هندسه ترانشه عرضی ساده که به جهت صحت سنجی و مقایسه نتایج مدل‌سازی صورت گرفته، ساختار ترانشه w شکل با سه دامنه متفاوت همراه با تغییرات لبه‌ی پایین دست مورد بررسی قرار گرفته است. استفاده از این ساختارهای ترانشه موج w ، سبب تضعیف جفت گردابه خلافگرد (CRVP) می‌شود که از عوامل برخاستگی جریان خنک از سطح و نفوذ آن به جریان داغ می‌باشد. پخش یکسان جریان خنک و افزایش سپر حرارتی در سطح پره منجر به بهبود راندمان خنک کاری و کاهش دمای سطح می‌گردد. همچنین بر اساس اطلاعات و نتایج حاصل شده، استفاده از فیلتهای شعاع متغیر بر لبه‌ی پایین دست ترانشه‌های w شکل منجر به بهبود قابل توجه راندمان خنک کاری در جهات جانبی و امتداد خط مرکزی گردیده است. در بررسی تغییرات اندازه‌ی فیلتهای شعاع متغیر، ترانشه‌های موج w با دامنه‌ی طویل‌تر عملکرد مناسب‌تری را نسبت به ترانشه با دامنه کوتاه‌تر داشته است. به‌طور کلی ترانشه‌های w شکل در نسبت دمش‌های بالا عملکرد مناسب‌تری به ثبت رسانده‌اند و در نسبت دمش $M=2$ ، به‌طور متوسط میزان راندمان خنک کاری جانبی در بهترین حالت طراحی ترانشه w شکل در حدود ۲۳ درصد و با اعمال فیلتهای شعاع متغیر در حدود ۳۹٫۶ درصد نسبت به ترانشه عرضی افزایش یافته است. افزایش نسبت دمش و استفاده از فیلتهای شعاع متغیر به ترتیب سبب افزایش و پخش گسترده‌تر نسبت ضریب انتقال حرارت در صفحه خنک کاری می‌گردد. همچنین، استفاده از فیلتهای شعاع متغیر بر ترانشه‌های موج w با دامنه‌ی بالاتر نتایج مناسبی را در NHFR نسبت به باقی هندسه‌ها در تمامی نسبت‌های دمش ارائه کرده‌اند.

واژگان کلیدی: پره توربین گاز، نسبت دمش، هندسه ترانشه، خنک کاری فیلمی، جفت گردابه خلافگرد

فهرست مطالب

فهرست جداول.....	ج
فهرست اشکال.....	د
فهرست علائم.....	ز
فصل ۱ مقدمه.....	۱
۱-۱- مقدمه.....	۲
۲-۱- پارامترهای مؤثر بر خنک کاری خارجی.....	۵
۳-۱- مکانیزم و پارامترهای مؤثر در خنک کاری.....	۶
۴-۱- روش های خنک کاری.....	۸
۱-۴-۱- خنک کاری داخلی.....	۸
۲-۴-۱- خنک کاری خارجی.....	۸
۵-۱- مروری بر تحقیقات پیشین.....	۱۰
۱-۵-۱- خنک کاری با ایجاد ترانشه.....	۱۵
۶-۱- تعریف مسئله.....	۳۱
۷-۱- ضرورت انجام پژوهش.....	۳۱
۸-۱- روش تحقیق.....	۳۲
۹-۱- اهداف پژوهش.....	۳۲
۱۰-۱- نوآوری.....	۳۲
فصل ۲ معادلات حاکم و بیان مسئله.....	۳۵
۱-۲- مقدمه.....	۳۶
۲-۲- معادلات حاکم بر مسئله.....	۳۶
۳-۲- مدلسازی آشفتگی.....	۳۸
۴-۲- مختصری درباره‌ی مدلسازی جریان های آشفته.....	۳۹
۱-۴-۲- روش های RANS.....	۴۲
۵-۲- انتخاب مدل آشفتگی.....	۴۸
۶-۲- دسته بندی روش های شبیه سازی خنک کاری فیلمی.....	۴۹
۷-۲- پارامترهای تأثیرگذار بر خنک کاری خارجی.....	۴۹
۱-۷-۲- نسبت دمش و چگالی.....	۴۹

۵۰	۲-۷-۲- راندمان خنک کاری فیلمی
۵۱	۲-۷-۳- دمای بی بعد
۵۲	۲-۷-۴- ضریب انتقال حرارت
۵۲	۲-۷-۵- کاهش فلاکس حرارتی خالص
۵۳	۲-۷-۶- معیار Q
۵۳	۲-۸- هندسه مدل
۶۰	۲-۹- تولید شبکه
۶۱	۲-۱۰- شرایط مرزی

فصل ۳ نتایج..... ۶۵

۶۶	۳-۱- مقدمه
۶۶	۳-۲- صحه گذاری و استقلال از شبکه
۶۹	۳-۳- عملکرد خنک کاری ترانسه های موج W و مقایسه با ترانسه عرضی
۸۷	۳-۴- تأثیر فیلتر با شعاع متغیر بر عملکرد خنک کاری فیلمی ترانسه های موج W
۹۹	۳-۵- بررسی نرخ انتقال حرارت بر ترانسه های مختلف
۱۰۲	۳-۶- کاهش شار حرارتی خالص

فصل ۴ نتیجه گیری و پیشنهادها..... ۱۰۵

منابع..... ۱۰۹

فهرست جداول

- جدول ۱-۱: اندازه و طول پرامترهای متغییر هندسه مورد بررسی [۴۴]..... ۲۹
- جدول ۱-۲: ابعاد ترانشه مستطیلی و اندازه‌های بکار رفته در طراحی..... ۵۸
- جدول ۲-۲: شعاع‌های فیلتر ترانشه‌های موج W..... ۵۹
- جدول ۳-۲: شرایط مرزی..... ۶۲
- جدول ۱-۳: شروط مرزی و پارامترهای طراحی استفاده شده توسط مراجع..... ۶۸

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱: پره های هادی مرحله اول نازل توربین برای موتور GE CF6 [۱] ۳
- شکل ۱-۲: روش های خنک کاری داخلی و خارجی پره [۱] ۴
- شکل ۱-۳: شماتیک خروج جریان از جت خنک کننده و ساختار CRVP ایجاد شده در جریان اصلی [۳] ۵
- شکل ۱-۴: حفره با هندسه های مختلف برای بهبود راندمان خنک کاری فیلمی [۹] ۹
- شکل ۱-۵: حفره ی تزریق جریان خنک در ترانشه های مختلف طراحی شده برای بهبود راندمان خنک کاری فیلمی [۱۰، ۱۱] ۱۰
- شکل ۱-۶: ساختار گردابه در سوراخ استوانه ای و سوراخ شیپ [۲۱] ۱۴
- شکل ۱-۷: پنج حالت مختلف قرارگیری ترانشه ی عرضی [۴۱] ۲۲
- شکل ۱-۸: حالات هندسی ترانشه ی مورد بررسی در آزمایش [۴۲] ۲۳
- شکل ۱-۹: (الف) نمای ایزومتریک هندسه (ب) ساختار ترانشه های سینوسی و عرضی [۴۳] ۲۴
- شکل ۱-۱۰: ابعاد هندسی با کاهش عرض ترانشه و شکل قرار گیری ترانشه در هندسه محاسباتی [۱۰] ۲۵
- شکل ۱-۱۱: هندسه طراحی شده برای بررسی عملکرد خنک کاری خارجی [۱۰] ۲۶
- شکل ۱-۱۲: پرامتر های متغیر هندسه مورد بررسی در دو نمای مختلف [۴۴] ۲۷
- شکل ۱-۱۳: پرامتر های متغیر هندسه مورد بررسی در دو نمای مختلف [۴۴] ۲۸
- شکل ۲-۱: شماتیک ارائه گردیده برای بررسی دقت سه روش حل عددی بر اساس نرخ اتلاف انرژی و مقیاس آشفستگی ها [۴۵] ۴۰
- شکل ۲-۲: هندسه محاسباتی ترانشه عرضی ۵۵
- شکل ۲-۳: هندسه محاسباتی ترانشه موج w ۵۵
- شکل ۲-۵: نقاط هندسی ترانشه موج w در سه دامنه متفاوت ۵۶
- شکل ۲-۴: هندسه محاسباتی ترانشه موج w با شعاع متغیر ۵ در لبه پایین دست ترانشه ۵۶

- شکل ۲-۶ ابعاد هندسی مدل ترانشه عرضی ۵۷
- شکل ۲-۸ پارامترهای متغیر ترانشه موج w همراه با شماتیک حالات مختلف طراحی کیس ۱ ۵۹
- شکل ۲-۷ شماتیک ترانشه های موج w (الف) ترانشه موج w (ب) ترانشه موج w با اعمال فیلتر شعاع متغیر ۵۹
- شکل ۲-۹ شبکه تولید شده برای (الف) ترانشه موج w (ب) ترانشه عرضی ۶۰
- شکل ۲-۱۰ شرایط مرزی مدل ۶۳
- شکل ۳-۱ مقایسه ی نتایج شبیه سازی عددی با داده های تجربی ۶۸
- شکل ۳-۲ پرامتر $y+$ در امتداد دیواره پایین دست ترانشه ۶۹
- شکل ۳-۳ پخش راندمان خنک کاری فیلمی در نسبت دمش (الف) $M=0.5$ (ب) $M=1$ (پ) $M=2$ ۷۲
- شکل ۳-۴ پخش راندمان خنک کاری فیلمی در نسبت دمش (الف) $M=0.5$ (ب) $M=1$ (پ) $M=2$ ۷۵
- شکل ۳-۵ متوسط راندمان صفحه خنک کاری فیلمی در نسبت دمش های متفاوت ۷۶
- شکل ۳-۶ راندمان خنک کاری فیلمی در امتداد خط مرکزی سوراخ در نسبت دمش های $M=1$ و $M=2$ ۷۷
- شکل ۳-۷ بردارهای سرعت و توزیع دمای بدون بعد در مقطع $X/D=4$ در سه نسبت دمش مختلف (الف) ترانشه عرضی (ب) case 1 (پ) case 2 (ت) case 3 ۷۸
- شکل ۳-۸ گردابه های خروجی از جت خنک کننده بر اساس معیار Q در جهت مولفه x در نسبت دمش $M=1$ بر روی صفحه خنک کاری (الف) ترانشه عرضی (ب) case 1 (پ) case 2 (ت) case 3 ۸۰
- شکل ۳-۹ کانتورهای راندمان خنک کاری و گردابه های شکل گرفته در ناحیه ترانشه ها در نسبت دمش $M=1$ (الف) ترانشه عرضی (ب) case 1 (پ) case 2 (ت) case 3 ۸۱
- شکل ۳-۱۰ خطوط جریان خروجی از سوراخ خنک کاری و گردابه های مولفه x در مقطع عرضی $X/D=4$ در نسبت دمش $M=1$ (الف) ترانشه عرضی (ب) case 1 (پ) case 2 (ت) case 3 ۸۳
- شکل ۳-۱۱ مولفه y سرعت و توزیع دمای بی بعد در برش جانبی در نسبت دمش $M=1$ (الف) ترانشه عرضی (ب) case 1 (پ) case 2 (ت) case 3 ۸۴
- شکل ۳-۱۲ توزیع گردابه و سرعت مولفه y در مقطع عمودی در ناحیه خروجی سوراخ خنک کاری در نسبت دمش $M=1$ (الف) ترانشه عرضی (ب) case 1 (پ) case 2 (ت) case 3 ۸۶

- شکل ۳-۱۳ توزیع انرژی جنبشی آشفته‌گی دربرش جانبی در نسبت دمش $M=1$ (الف) ترانشه عرضی (ب) case 1
 ۸۷ case 2 (پ) case 3 (ت)
- شکل ۳-۱۴ پخش راندمان خنک کاری فیلمی در نسبت دمش (الف) $M=0.5$ (ب) $M=1$ (پ) $M=2$ ۹۰
- شکل ۳-۱۶ متوسط راندمان صفحه خنک کاری فیلمی در نسبت دمش های متفاوت ۹۴
- شکل ۳-۱۷ راندمان خنک کاری فیلمی در امتداد خط مرکزی سوراخ در نسبت دمش های $M=1$ و $M=2$ ۹۵
- شکل ۳-۱۸ بردارهای سرعت و توزیع دمای بدون بعد در مقطع $X/D=4$ در سه نسبت دمش مختلف ۹۶
- ۹۶ (الف) case 1- $R_{2.5}$ (ب) case 1- R_5 (پ) case 2- $R_{2.5}$ (ت) case 2- R_5 (ج) case 3- $R_{2.5}$ (چ) case 3- R_5
- شکل ۳-۱۹ مولفه y سرعت و توزیع دمای بی بعد دربرش جانبی در نسبت دمش $M=1$ (الف) case 1- $R_{2.5}$ (ب) case
 ۹۷ case 1- R_5 (پ) case 2- $R_{2.5}$ (ت) case 2- R_5 (ج) case 3- $R_{2.5}$ (چ) case 3- R_5
- شکل ۳-۲۰ توزیع سرعت کل دربرش جانبی در نسبت دمش $M=1$ (الف) TT (ب) case 1 (پ) case 2 (ت) case 3
 ۹۸ case 1- R_5 (ج) case 2- R_5 (چ) case 3- R_5 (ح)
- شکل ۳-۲۱ پخش ضریب انتقال حرارت در نسبت دمش (الف) $M=1$ (ب) $M=2$ ۱۰۰
- شکل ۳-۲۲ نسبت پخش ضریب انتقال حرارت متوسط عرضی در نسبت دمش (الف) $M=0.5$ (ب) $M=1$ (پ)
 ۱۰۱ $M=2$
- شکل ۳-۲۳ پخش کاهش شار حرارتی خالص متوسط عرضی در نسبت دمش (الف) $M=0.5$ (ب) $M=1$ (پ)
 ۱۰۴ $M=2$

فهرست علائم

A	دامنه‌ی ترانشه	(mm)	R	شعاع فیلت	(mm)
D	قطر سوراخ خنک کاری فیلمی	(mm)	Re	عدد رینولدز	
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی	$\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$	T	دما	(K)
H	عمق ترانشه	(mm)	U	سرعت متوسط	$\left(\frac{m}{s}\right)$
m	شار جرمی	$\left(\frac{kg}{s}\right)$	W	عرض ترانشه	(mm)
P	فشار	(Pa)	X	محور مختصات در راستای جریان	
P	گام سوراخ		Y	محور مختصات در راستای عمود بر صفحه خنک کاری	
q	شار حرارتی دیواره	$\left(\frac{W}{m^2}\right)$	Z	محور مختصات در راستای عرض صفحه خنک کاری	

علائم یونانی و زیرنویس‌ها

aw	دیواره آدیاباتیک	η	راندمان خنک کاری فیلمی آدیاباتیک
c	خنک کننده	$\bar{\eta}$	راندمان خنک کاری فیلمی متوسط عرضی
θ	دمای بی بعد	η_c	راندمان خنک کاری فیلمی حول خط مرکز
ρ	چگالی	$\bar{\bar{\eta}}$	راندمان خنک کاری فیلمی صفحه

بدون تزریق فیلم	0	با تزریق فیلم	f
جریان اصلی داغ	∞	زاویه تزریق خنک کننده	β

فصل ۱ مقدمه

۱-۱- مقدمه

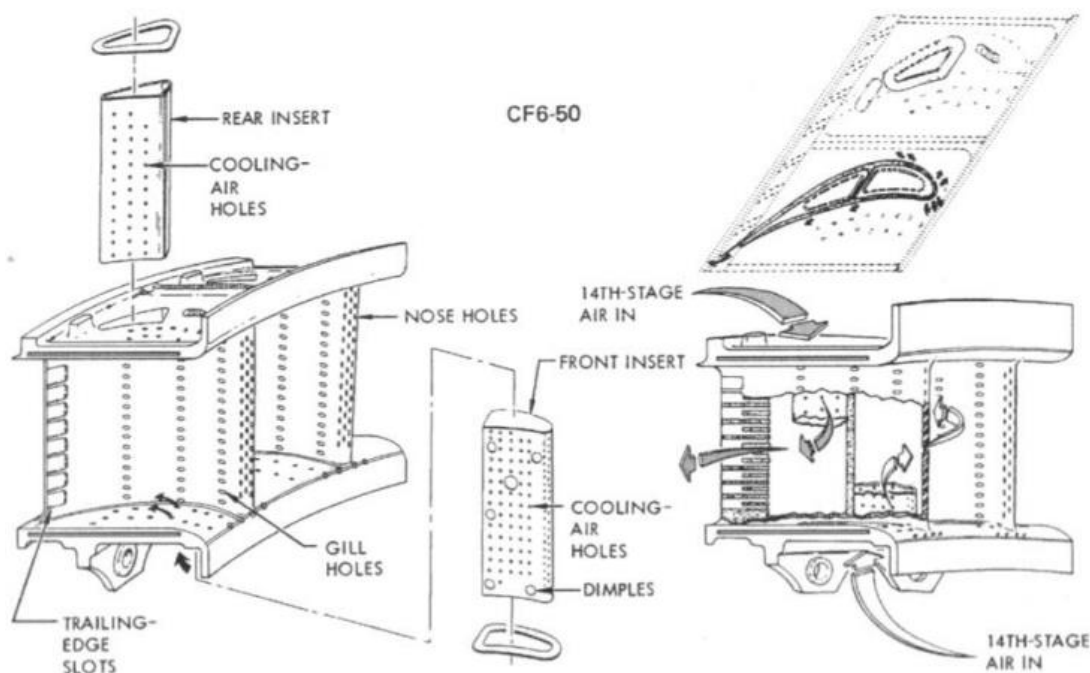
توربین‌های گازی کاربرد بسیاری در موتورهای پیشران در صنعت هوایی^۱، موارد صنعتی و تولید انرژی دارند. افزایش دمای ورودی به توربین برای دستیابی به راندمان حرارتی و توان خروجی بالا صورت می‌گیرد. این افزایش دما باعث اعمال بار حرارتی مازاد حد تحمل پره‌های موجود در توربین گاز می‌گردد. برای حفاظت حرارتی پره‌های توربین به‌طور کلی دو روش وجود دارد. روش اول خنک کاری خارجی می‌باشد، مانند خنک کاری فیلمی و روش دوم خنک کاری داخلی که با استفاده از آشفستگی ناشی از دندانه‌های داخل پره سعی در افزایش نرخ انتقال حرارت و بهبود راندمان خنک کاری دارد. خنک کاری فیلمی^۲ به‌طور عمده برای کاهش بار حرارتی ناشی از دمای زیاد وارده بر روی پره‌های توربین گازی استفاده می‌گردد [۱]. ساختار این خنک کاری فیلمی بدین گونه می‌باشد که هوای خنک از طریق استیج‌های کمپرسور به سوراخ‌های اریب خنک کاری که بر روی سطح پره تعبیه شده‌اند رسانده می‌شود. در ادامه، این هوای خنک بر روی پره ایجاد لایه‌ای از هوای خنک می‌کند که مانند سپری از پره در برابر جریان داغ ورودی از محفظه‌ی احتراق حفاظت می‌کند و بار حرارتی بر روی پره را کاهش می‌دهد [۲]. امروزه استفاده از روش خنک کاری فیلمی در صنعت توربین گاز چه در پره‌های ثابت و متحرک و دیگر اجزا داغ موتور بسیار کاربردی و رایج است. پره‌های هادی مرحله‌ی اول که با نام پره‌ی راهنمای نازل^۳ (NVG) هم نامیده می‌شوند، خشن‌ترین محیط را در تماس با جریان اصلی دارند که از محفظه احتراق با بالاترین دما خارج می‌شود. شکل ۱-۱ که عملکرد یک پره‌ی مرحله اول را نشان می‌دهد در سطح خود ردیف‌هایی از سوراخ‌های طراحی شده برای تزریق جریان خنک دارد. همچنین هر پره از کانال‌های مارپیچ ساخته شده است که شکل ۱-۲ گردش هوای خنک را در این کانال نشان می‌دهد. با افزودن ریب و پین فین به این ساختار مارپیچ می‌توان مقدار حرارت دفع شده را افزایش داد. نهایتاً این جریان خنک که از کانال مارپیچ خارج می‌گردد، به سمت سوراخ‌های موجود بر روی سطح پره جهت

¹ Aircraft propulsion

² Film Cooling

³ nozzle guide vanes

خنک کاری فیلمی هدایت می‌شود. در تمامی موارد پس از خنک کاری داخلی جریان به صورت جت از سطوح پره خارج می‌گردد. گرچه استفاده از شکاف^۱ بر روی پره تأثیرات کمتری بر فیلم جریان خنک ایجاد شده بر سطح پره دارد، اما به دلیل کاستن مواد از پره خود باعث ضعف در ساختار و مقاومت مکانیکی می‌گردد. از این رو استفاده از سوراخ برای خنک کاری موضعی کاربرد بیشتری پیدا می‌کند. گرچه استفاده از سوراخ اثرات نامناسبی بر جریان اصلی دارد که باعث ایجاد جفت گردابه خلافگرد می‌گردد. در حالی که، استفاده از شکاف در این زمینه جریان را به صورت لایه‌ای از فیلم خنک^۲ و بدون گردابه وارده جریان اصلی کرده و منفعلانه‌تر عمل می‌کند.



شکل ۱-۱: پره های هادی مرحله اول نازل توربین برای موتور GE CF6 [۱]

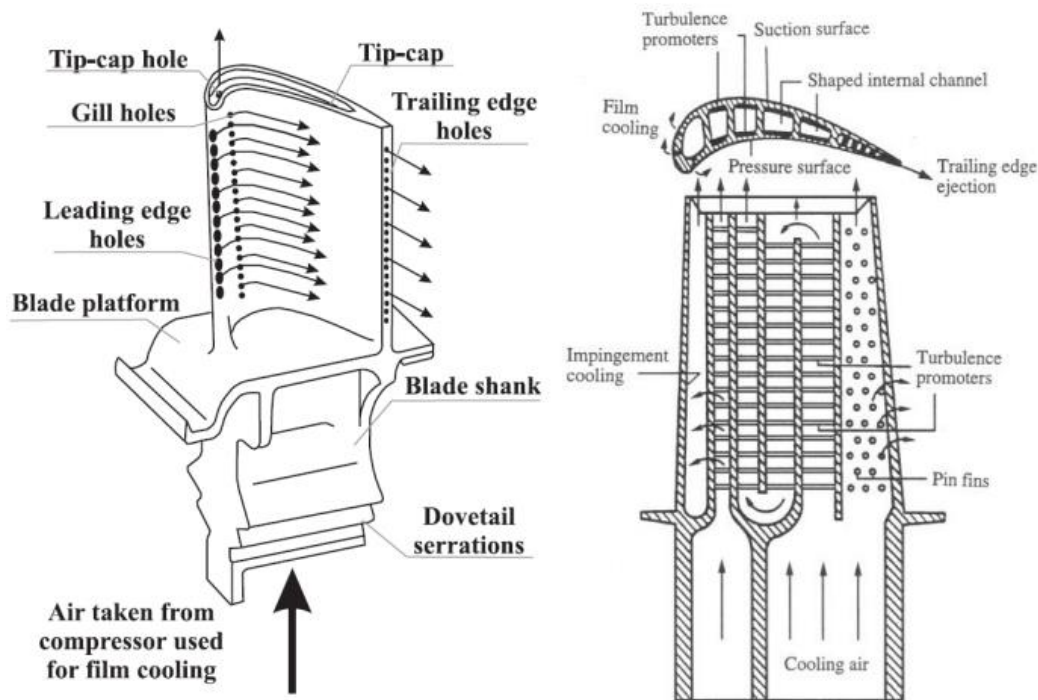
از این رو هندسه سوراخ خنک کننده، ترکیب چینش آن ها بر سطح، ساختار جریان در داخل و خروجی سوراخ به جریان اصلی بسیار حائز اهمیت می‌گردد. عملکرد خروج جریان جت از سوراخ خنک کننده بدین صورت هست که به دلیل گرادیان فشاری که در جریان اصلی^۳ وجود دارد، به سمت پایین دست

^۱ slot

^۲ Directed blanket

^۳ Main flow

جریان در خروجی جت متمایل می‌گردد. به دلیل مومنتم و چگالی بالاتر جت تزریق شونده، که ناشی از دمای پایین‌تر می‌باشد، به سمت خارج پرتاب می‌شود که یک ساختار استوانه‌ای^۱ را در مسیر تجربه می‌کند و خود را با این ساختار تطبیق می‌دهد. درنهایت، سبب ایجاد جریان گردشی پایایی در داخل لوله استوانه‌ای می‌گردد که در ادامه، با انتقال حرکت چرخشی ایجادشده از داخل لوله به جریان اصلی

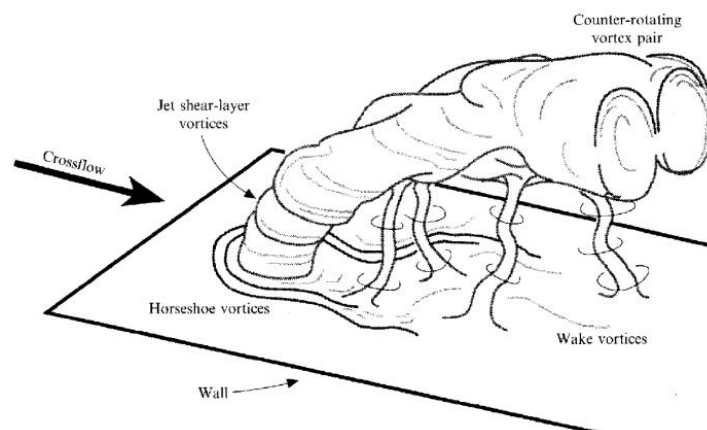


شکل ۱-۲: روش های خنک کاری داخلی و خارجی پره [۱]

منجر به ایجاد تنش بر روی سطح استوانه‌ای جت می‌گردد. به دلیل سرعت و حرکت جت در پایین‌دست، ساختار ایجادشده‌ی جت به صورت جفت گردابه خلاف گرد^۲ ایجاد می‌شود که به دور یکدیگر چرخش می‌کنند. در پایین‌دست جریان اصلی، این حرکت گردابه‌ها باعث نفوذ جریان جت خنک به جریان داغ و جداسازی جریان از سطح و کاهش راندمان خنک کاری آدیاباتیک می‌گردد. تزریق بیشتر جریان خنک از سوراخ‌های موجود در سطح پره به جریان اصلی حاصل از احتراق، برخاستگی بیشتر جریان خنک از سطح پره و در نتیجه افزایش نفوذ به جریان اصلی را با خود همراه دارد. ساختار ورتکس ایجادشده توسط

^۱ cylindrical structure

^۲ two counter-rotating vortices



شکل ۱-۳: شماتیک خروج جریان از جت خنک کننده و ساختار CRVP ایجاد شده در جریان اصلی

[۳]

جت را روشکو و همکاران [۴] در شکل ۱-۳ گزارش کرده‌اند. البته شماتیک ارائه شده تنها یک طرح ساده شده از برخورد و عملکرد جت در جریان اصلی است. پارامترهایی همچون طول و شیب سوراخ، نسبت دمش، نسبت فلاکس مومنتوم (جریان نوسانی)، نسبت چگالی، شدت و میزان توربلانس در جریان اصلی، ضخامت لایه مرزی و دیگر موارد مرتبط با جریان جت در عملکرد خنک کاری تأثیرگذار است.

۱-۲- پارامترهای مؤثر بر خنک کاری خارجی

برای بهینه‌سازی راندمان حرارتی کلی یک موتور توربین گازی، نیاز به ارزیابی صحیح از راندمان خنک کننده فیلمی و بررسی عملکرد کلی هر نوع ساختار خنک کننده است. راندمان خنک کاری فیلمی آدیاباتیک، در رابطه ۱-۱ به صورت یک دمای بدون بعد تعریف شده که برای توصیف عملکرد خنک کننده استفاده می‌شود.

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_{aw}}{T_{\infty} - T_{coolant}} \quad (1-1)$$

اثر خنک کاری فیلمی در درجه اول با درجه حرارت دیواره آدیاباتیک تعریف می‌شود که با T_{aw} نشان داده می‌شود. این دما همان دمای سطح دیواره‌ی بدون شار حرارتی است که برای بررسی راندمان حرارتی مورد محاسبه و تحت خنک کاری قرار می‌گیرد. از پارامترهای کاربردی دیگر، در بررسی عملکرد

فیلم خنک کاری می‌توان به فلاکس حرارتی اعمال شده بر دیواره در حالت خنک کاری فیلمی اشاره کرد. شواهد تجربی نشان داده که افزایش توربلانس باعث افزایش فعل و انفعالات بین جریان خنک کننده و جریان اصلی می‌گردد که در نهایت منجر به افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود. در رابطه ۱-۲ فلاکس حرارتی در دیواره با اعمال شرط خنک کننده‌ی فیلمی داده شده است [۵].

$$q = h(T_w - T_{aw}) \quad (2-1)$$

بهبود پارامترهای مذکور، روش‌های متنوعی برای کنترل و تغییر شکل ساختار جریان در خصوص ورود جریان خنک کننده از سوراخ خنک کاری به جریان اصلی استفاده شده است. از جمله می‌توان به تغییر شکل خروجی سوراخ جریان خنک، تغییر زاویه سوراخ نسبت به جریان اصلی و ایجاد ترانسه در ناحیه سوراخ اشاره کرد [۶]. ساختار گردابه در جریان اصلی بر روی بازده خنک کاری^۱ فیلمی تأثیر زیادی دارد، به نوعی که ورتکس کلیه‌ای^۲ و جفت گردابه‌ی خلافگرد^۳ (CRVP) با ایجاد جریان برخاسته و گردابه نعل اسبی^۴ بانفوذ در لایه مرزی سیال خنک کننده مانعی بر عملکرد مناسب ساختار فیلم در خنک کاری خارجی هست [۳،۷]. یکی از راه‌های خنثی‌سازی این ورتکس‌ها و بهبود خنک کاری استفاده از ترانسه می‌باشد. علاوه بر این یک محدودیت خنک کاری فیلمی پخش جانبی^۵ فیلم خنک کننده می‌باشد که توسط ترانسه امکان پذیر است.

۳-۱- مکانیزم و پارامترهای مؤثر در خنک کاری

بهبود راندمان توربین‌های پیشرفته گازی نیازمند افزایش دمای گاز ورودی به توربین است. این رشد محدودیت آلیاژی مواد و اجزای تشکیل دهنده من جمله پره توربین را به دنبال دارد. تنش‌های حرارتی

¹ Cooling Effectiveness

² kidney vortices

³ counter-rotating vortex pairs

⁴ Horseshoe vortices

⁵ lateral spread

را بر روی تیغه‌ها ایجاد می‌کند و در نتیجه سبب مشکل در عملکرد موتور می‌شود. دستیابی به دوام مناسب و قابلیت اطمینان، نیازمند استفاده از تکنیک‌های خنک کاری پیشرفته برای تیغه‌های توربین می‌باشد. برای تأمین منبع خنک، مقداری هوا از استیج‌های کمپرسور استخراج گردیده و به سمت پره‌های توربین توسط کانال‌کشی‌های درون اسپول هدایت می‌شود. این هوای خنک در ابتدا باید از کانال‌های داخلی تعبیه‌شده در پره عبور کند و گرمای آن سطوح را قبل از رسیدن به مرحله‌ی خنک کاری خارجی که بر سطح پره انجام می‌شود جذب نماید. این فرایند به خنک کاری داخلی معروف می‌باشد. در مرحله بعد هوای برای خروج از پره‌ها و ادامه‌ی پروسه خنک کاری از طریق سوراخ‌های ایجادشده بر سطح پره با ایجاد فیلم هوای خنک مقدار حرارت سطح را می‌کاهد و با ایجاد سپر حرارتی از برخورد مستقیم جریان داغ بر سطح پره جلوگیری می‌کند. تکنیک‌های خنک‌کننده فیلمی سال‌هاست مورد مطالعه قرار گرفته است. با این حال، عملکرد فیلم خنک‌کننده در موتورهای توربین گازی تحت تأثیر تنظیمات و هندسه سوراخ خنک‌کننده فیلم و همچنین وضعیت جریان آزاد قرار دارد. تنظیمات سوراخ خنک کاری فیلمی، شامل اثرات هندسه سوراخ خنک کاری فیلمی (شکاف امتدادار^۱ یا سوراخ‌های موضعی^۲، سوراخ مستقیم یا سوراخ گسترش‌یافته)، جهت‌گیری‌های سوراخ (زاویه ساده یا زاویه مرکب^۳)، منبع خنک‌کننده داخلی (کانال یا پلنوم) است. فیلم خنک‌کننده، نتیجه تعامل عملکرد خنک‌کننده و جریان آزاد است. اثرات جریان آزاد شامل آشفتگی جریان آزاد^۴، برخاستگی ناپایدار^۵، گرداب‌های عبوری، نسبت دمش و نسبت تراکم است. علاوه بر این، عملکرد فیلم بستگی به انحنای سطح، زبری سطح و غیره دارد. بسته به ناحیه موجود در تیغه توربین و ویژگی محلی جریان اصلی، طراحی خنک‌کننده فیلمی متفاوت است [۸].

^۱ continuous slot

^۲ discrete holes

^۳ compound angle

^۴ freestream turbulence

^۵ unsteady wake

مهیاسازی پارامترهای طراحی برای دستیابی به راندمان بالاتر در خنک کاری فیلمی منجر به افزایش عمر قطعات و کاهش هزینه‌های نگهداری و اورهال موتور می‌گردد.

۱-۴- روش‌های خنک کاری

۱-۴-۱- خنک کاری داخلی

عملکرد این نوع خنک کاری مبتنی بر عبور سیال خنک از داخل کانال و برخورد با دیواره‌های داخلی پره و فرایند انتقال حرارت می‌باشد. این نوع از خنک کاری که مربوط به ساختار داخلی پره می‌باشد، زیرمجموعه و روش‌های متفاوتی جهت افزایش انتقال حرارت و کاهش دمای پره دارد که خارج از حوصله این پژوهش است.

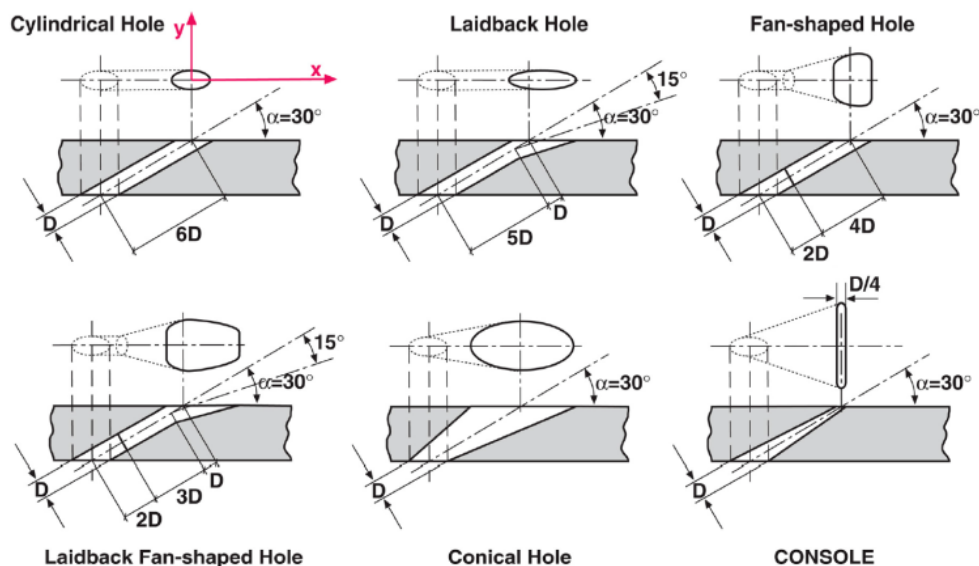
۱-۴-۲- خنک کاری خارجی

خنک کاری خارجی پره توربین گاز در ادامه مسیر هوای ارسالی فشرده‌شده توسط کمپرسور به کانال‌کشی‌های داخلی پره صورت می‌گیرد. با ایجاد منفذهایی در سطح پره، هوا را به‌صورت لایه‌ای از هوای خنک بر روی سطح پره گسترده می‌سازد که سبب این می‌شود یک‌لایه مقاومتی از سیال خنک بر روی پره ایجاد شود و توانایی آن را در تحمل دمای بالا بهبود بخشد. تاکنون روش‌های متنوعی جهت بسیط سازی سیال خنک بر پره ارائه گردیده که در ادامه به مواردی از آن‌ها اشاره می‌کنیم.

۱-۴-۲-۱- تغییر ساختار هندسه حفره

به‌طور کلی مطالعات انجام‌شده بر روی سوراخ‌های تزریق هوای خنک نشان می‌دهد که در مواردی که سرعت عمودی خنک‌کننده بسیار بالا باشد باعث نفوذ بیشتر در جریان اصلی و برخاستگی جریان خنک از سطح می‌گردد که در نتیجه راندمان خنک کاری افت می‌کند. بدین معنی که ساختار دیفیووزری در خروجی جریان خنک کمک شایانی به افزایش چسبندگی به سطح می‌کند. طبق تعریف دیفیووزر که

سرعت متوسط جریان خروجی را کاهش می‌دهد، جریان خنک‌کننده کمتری به داخل جریان اصلی نفوذ کرده و در نتیجه راندمان خنک کاری افزایش می‌یابد. از طراحی‌های برجسته و حائز اهمیت در



شکل ۴-۱ حفره با هندسه های مختلف برای بهبود راندمان خنک کاری فیلمی [۹]

تغییر ساختار خروجی سوراخ تزریق می‌توان به حفره‌های فن شکل^۱، حفره مخروطی^۲، حفره با جت دابل و حفره شیب^۳ نسبت به حفره ساده سیلندری اشاره کرد. در شکل ۴-۱ نمونه‌هایی از هندسه‌های مذکور آورده شده است.

۴-۲-۲-۱- تغییرات ترانشه

در دو دهه اخیر، خنک‌کننده‌ی ترانشه‌ای شکل به دلیل داشتن پتانسیل ایجاد فیلم خنک‌کننده با سوراخ گرد، لایه محافظتی‌ای مطابق با هندسه حفره فن شکل و با تأثیرپذیری از مزایای خنک کاری شکافی^۴، به‌عنوان یک پیکربندی بسیار امیدوارکننده ظاهر شده است. ایده‌ی طراحی این ساختار خنک کاری، از قرارگیری یک حفره دایره‌ای در داخل یک شکاف عرضی به وجود می‌آید. طبق نتایج حاصل‌شده

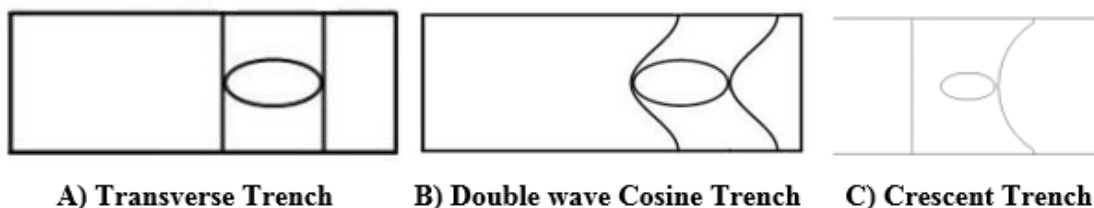
^۱ Fan-shaped Hole

^۲ Holes with Conical Diffuser

^۳ Shaped

^۴ slot film cooling

از این طرح جریان خروجی از حفره پس از برخورد با دیواره‌های داخلی ترانشه مومنتوم اولیه خود را از دست داده و دیفیوز گردیده سپس با عبور از بالای دیواره ترانشه به صورت مسطح و یکنواخت در سطح پخش می‌گردد. ترانشه‌های عرضی در تحقیقات اخیر با اشکال متفاوتی همچون Cosine wave، مستطیلی و هلالی شکل مورد بررسی قرار گرفته‌اند. ساختارهای پیچیده هندسی، افزایش بازه خنک کاری را به همراه داشته‌اند و در شکل ۵-۱ نمونه‌هایی از این طرح‌ها نشان داده شده است.



شکل ۵-۱ حفره‌ی تزریق جریان خنک در ترانشه‌های مختلف طراحی شده برای بهبود راندمان خنک کاری فیلمی [۱۰،۱۱]

۵-۱- مروری بر تحقیقات پیشین

افزایش دمای ورودی توربین روشی مؤثر برای دستیابی به رانش^۱ بیشتر موتورهای توربین گازی است. در حال حاضر، دمای ورودی توربین فراتر از حد تحمل مواد پره است. خنک‌کننده فیلمی یکی از روش‌های اصلی خنک کاری خارجی است که با تزریق لایه‌ای از هوای نسبتاً خنک در امتداد سطح پره توربین، از تماس مستقیم پره توربین با گاز داغ جلوگیری می‌کند [۱۰].

گلدشتاین و همکاران [۱۲] برخی از اثرات عدد رینولدز بر راندمان^۲ خنک کاری فیلمی و همچنین اثر زاویه‌ی تزریق سوراخ‌های خنک‌کننده نسبت به جریان اصلی را در تحقیق خود به ثبت رساندند. یکی از نتیجه‌گیری اصلی آن‌ها، این بود که در نسبت دمش‌های کم، پخش جت‌ها تقریباً یکدست است و افزایش جریان جرم از طریق سوراخ‌ها منجر به افزایش راندمان در امتداد خط میانی در پایین دست

^۱ Thrust

^۲ effectiveness

سوراخ‌ها می‌شود. سینه‌ها و همکاران [۱۳] به تأثیر تغییر نسبت چگالی خنک‌کننده به جریان اصلی (DR) در رنج تغییرات از ۱,۲ تا ۲,۰ پرداختند. بخش عظیم داده‌های به‌دست‌آمده از تحقیقات آن‌ها منجر به تعمیم و شناخت رفتار متقابل بین جریان اصلی و مقدار شار مومنتم جریان خنک منجر شد. آن‌ها [۱۴] همچنین نتیجه گرفتند که راندمان متوسط جانبی^۱ به‌شدت به گسترش جانبی جت‌ها بستگی دارد، واقعیتی که باعث افزایش سریع استفاده از سوراخ‌های خنک‌کننده به شکل فن^۲ در دهه ۱۹۹۰ می‌شود. پیشرفت عمده در فن‌آوری خنک کاری فیلمی تغییر از سوراخ‌های گرد به سوراخ‌های شیب^۳ می‌باشد.

ژانگ و همکاران [۱۵] با طرح یک ایده نوآورانه برای رسیدن به راندمان حرارتی بالاتر و جایگزینی برای سوراخ‌های خنک کاری معمول و سنتی سعی در کاهش برخاستگی جریان خنک داشتند. آن‌ها با استفاده از چهار مدل توربولانسی با نام‌های $k-\omega$, $k-\epsilon$, Reynolds-stress و Spalart-Allmaras با عملکرد متفاوت دیواره^۴ سعی در مطابقت نتایج عددی با نتایج تجربی را داشتند. نتایج حاصل از تحقیق آن‌ها به بهبودی راندمان حرارتی و کاهش تنش حرارتی در ایده‌ی نوآورانه منجر گردید و همچنین، آن‌ها تأثیرات شبکه در نزدیکی دیواره‌ها را بسیار مهم برشمردند چراکه اثر کیفیت شبکه بر جواب نهایی را از مدل توربولانسی و رفتار دیواره مؤثرتر می‌دانستند.

وانگ و همکاران [۱۶] در مطالعه‌ی خود مبنی بر تأثیر شکل سوراخ بر عملکرد خنک کاری فیلمی، با در نظرگیری ۴ مدل سوراخ با زاویه تزریق ۳۵ درجه نسبت به جریان اصلی که شامل سوراخ فن شکل، استوانه‌ای، مخروطی و طرح نوآورانه سوراخ‌های ترکیب‌شده که زاویه هرکدام از سوراخ‌ها نسبت به هم ۳۰ درجه می‌باشد، در نسبت‌های دمش ۰,۲۵، ۰,۵، ۰,۷۵ و ۱ پرداختند. در بخش گزارش نتایج، سوراخ مخروطی نسبت به دیگر سوراخ‌ها بهترین عملکرد خنک‌کننده را در راستای خط مرکزی مجاور خروجی

^۱ laterally averaged effectiveness

^۲ fan-shaped cooling holes

^۳ shaped

^۴ with different wall treatments

سوراخ داشته و سوراخ‌های مخروطی و فن شکل بهترین عملکرد را در نسبت دمش ۰,۷۵ داشته‌اند. راندمان خنک کاری فیلمی با افزایش نسبت دمش از ۰,۲۵ تا ۱ برای سوراخ‌های ترکیب‌شده، فن شکل و مخروطی افزایش می‌یابد. سوراخ‌های ترکیب‌شده برای نسبت دمش ۱، بالاترین راندمان خنک کاری در پایین‌دست و مقادیر جانبی را کسب کرده است. همچنین، در نسبت دمش‌های مختلف سوراخ‌های ترکیب‌شده پایین‌ترین مقدار غیریکنواختی توزیع را در مقایسه با دیگر شکل‌ها دارد. این نشان‌دهنده‌ی عملکرد بهتر خنک کاری فیلمی چه در پایین‌دست و چه در پخش جانبی می‌باشد. نتایج این به کاهش تمرکز تنش حرارتی در سطوح دیواره منجر می‌گردد. خواجه حسنی و همکاران [۱۷] در مطالعه خود در مورد اثرات محل سوراخ‌های خواهر مجزا^۱ بر عملکرد خنک‌کننده فیلمی پنج حالت متفاوت را بررسی کردند. محل ترکیب سوراخ‌های خواهر در بالا و پایین‌دست به صورت جداگانه در جهت‌های طولی و عرضی تغییر کرده است. نتایج حاصله از تحقیق آن‌ها به عدم اثربخشی و جابجایی سوراخ‌های خنک کاری خواهر در جهت طولی جریان در نسبت‌های دمش مختلف اشاره دارد؛ درحالی‌که جابجایی سوراخ‌های خواهر در جهت عرضی تأثیرات قابل توجهی بر راندمان خنک کاری داشته است. به طور نمونه در جابجایی جفت سوراخ خواهر از موقعیت ± 0.75 عرضی به موقعیت ± 1 عرض صفحه خنک کاری در نسبت دمش ۱ و ۱,۵ حدود ۴۹ الی ۷۹ درصد افزایش راندمان جانبی کسب‌شده است. قراب^۲ و همکاران [۱۸] در مطالعه‌ی خود، سوراخ فیلمی ترکیبی^۳ را ارائه کردند که ساختاری مانند خروجی سوراخ‌های فن شکل دارد. در بخش لوله انتقال خنک‌کننده از دو زانویی با زوایای و طول‌های متفاوت نسبت به هم در مسیر جریان، از ورودی به خروجی سوراخ استفاده کردند. آن‌ها در سه نسبت دمش مختلف به بررسی آزمایش پرداختند. در بخش نتایج ضرایب انتقال حرارت متوسط جانبی و خط مرکزی برای طرح ترکیبی در پایین‌دست صفحه برای نسبت‌های مختلف دمش مقادیری نزدیک به میانگین واحد از خود نشان داد. همچنین در نسبت دمش‌های بالا، نتایج ضریب انتقال حرارت طرح ترکیبی

^۱ discrete sister hole configuration

^۲ Ghorab

^۳ Hybrid film hole geometry

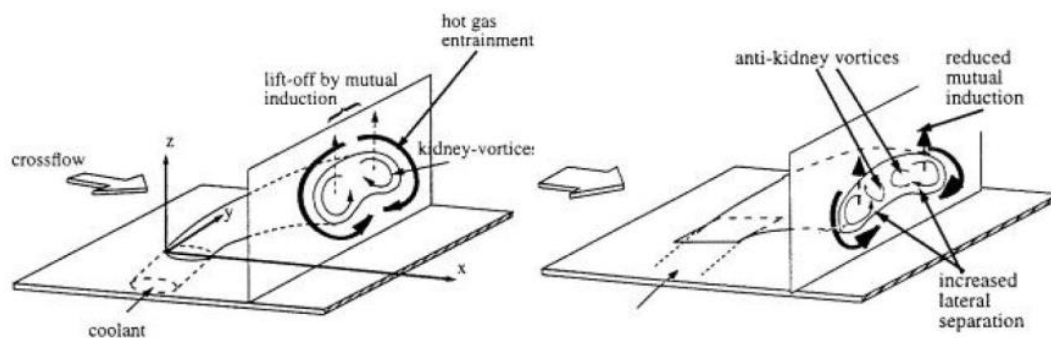
شبیه سوراخ ساده و فن شکل بوده است و از لحاظ راندمان خنک کاری بالاترین مقدار را نزدیک به راندمان واحد کسب کرد. ژانگ و همکاران [۱۹] در تحقیق خود، اثرات خنک کاری اتصال یک سوراخ گرد به سوراخ‌های شکافی^۱ با ابعاد مختلف در نسبت دمش‌های ۱ تا ۲ بررسی کردند. به‌طور کلی، سوراخ با مکانیسم دیفیوژر از سوراخ به شکاف عملکرد مناسب‌تری را در بهبود عملکرد خنک کاری نسبت به بقیه حالات از خود نشان داد. در اتصال سوراخ گرد به شکاف با عرض کمتر، ضریب انتقال حرارت متوسط بالاتری در صفحه نسبت به سوراخ استوانه‌ای ایجاد می‌کند. دانگل و همکاران [۲۰] در مطالعه خود، در نسبت‌های دمش مختلف، بر اثرات هندسه و جهت‌گیری گردابه‌های ناشی از حفره‌های جانبی پرداختند. این حفره‌ها وظیفه خنثی‌سازی جفت گردابه‌های خلا فگردد ایجاد شده از حفره‌های اصلی در خنک‌کاری فیلمی بر عهده‌دارند. ضریب انتقال حرارت و راندمان فیلمی با استفاده از تکنولوژی ترموگرافی مادون قرمز گذرا^۲ به‌طور تجربی اندازه‌گیری شد. در بخش نتایج حضور سوراخ‌های ضد تشکیل گردابه، موجب خنثی‌سازی گردابه‌های تولید شده توسط سوراخ اصلی می‌شود و مومنوم حرکت جریان در جت اصلی کاهش پیدا می‌کند. این خود باعث بهبود پوشش فیلمی در هر دو جهت پایین‌دست و جانبی می‌شود. از لحاظ خنک کاری بهبود قابل توجهی در نزدیکی حفره‌های ضد تشکیل گردابه به پایه و منبع سوراخ اولیه دیده شد.

از تأثیرات شناخته شده در استفاده از سوراخ‌های فن شکل به سه مورد می‌توان اشاره کرد که چسبندگی جریان بر سطح پره از نتایج آن هست. سطح وسیع‌تر خروجی لوله فن شکل، منجر به پخش جانبی بهتر و جفت گردابه چرخان کوچک‌تر می‌گردد. نتیجه آن می‌تواند افزایش تماس جفت گردابه چرخان با سطح را به همراه داشته باشد. اساس و منشأ تشکیل این گردابه‌های چرخان از خود لوله استوانه‌ای تزریق نشات می‌گیرد. به‌طوری‌که این گردابه‌ها در تماس با دیوارهای جانبی^۳ لوله تزریق دچار پیچش و چرخش می‌گردند. در ادامه، زمانی که جت به جریان اصلی تزریق می‌گردد، گردابه‌های

^۱ round-to slot hole

^۲ transient infrared thermography

^۳ side walls



شکل ۱-۶ ساختار گردابه در سوراخ استوانه ای و سوراخ شیب [۲۱]

موجود سعی در همراستا سازی خود با جریان اصلی می کنند که به دلیل مومنتوم و چرخش زاویه ای که از پیش در لوله تزریق به دست آورده اند، حالت گردابه ی طولی در امتداد سطح به خود می گیرند. در ادامه، با حرکت در طول جریان اصلی به دلیل رشد و بزرگ شدن گرداب به سمت خارج از سطح رانده می شود که در نتیجه جدایش از سطح را به دنبال دارد. سوراخ فن شکل، در کنار گسترده سازی جریان بر سطح دو جفت گردابه کوچک تر تحت عنوان ضد جفت گردابه کلیه ای^۱ ظاهر می شود [۲۱]. نام این جفت گردابه ها، از قرارگیری در میانه ی جفت گردابه ی بزرگ^۲ و چرخش خلاف جهت جفت گردابه اصلی نشأت گرفته می شود. این جفت گردابه جدید، حرکت جفت گردابه بزرگ تر را خنثی می کند و سرعت نفوذ جریان اصلی در جریان خنک کننده را کاهش می دهد. سومین اثر هندسه با سوراخ های فن دار این است که پخش جانبی جریان خنک افزایش می دهد و جریان های جت را به گسترش بر سطح هدایت می کند. علاوه بر این، سوراخ های فن دار تعامل سریع تری را در برخورد با جریان داغ دارند. به طور معمول سوراخ های فن شکل راندمان بالای ۵۰٪ دارند [۲۱]. در شکل ۱-۶ که به مقایسه حفره گرد و حفره شیب به صورت شماتیک پرداخته شده است. وجود دو ضد گردابه کلیه ای در ساختار هندسه سوراخ شیب، تضعیف دو گردابه ی خارجی و نزدیکی بیشتر سیال خنک به سطح را به همراه دارد.

^۱ anti-kidney vortex pair

^۲ CRVP

سام وبر ایل^۱ و همکاران [۲۲] اثرات تلاطم در خنک کاری فیلمی را با سوراخ‌های شیپ^۲ بررسی کردند و دریافتند که سوراخ‌های استوانه‌ای و شیپ رفتار متفاوتی را در شرایط آشفته نشان می‌دهند. آن‌ها دریافتند که افزایش تلاطم برای عملکرد سوراخ‌های شیپ مضر است. آن‌ها همچنین مواردی را ذکر کردند که در آن آشفتگی در نواحی بین سوراخ‌ها، پایین‌دست در خروجی‌ها، صرفاً به دلیل پخش شتاب‌یافته جانبی جریان^۳، راندمان را بین ۵۰ تا ۱۰۰ درصد افزایش می‌دهد. یافته‌های آن‌ها نشان داد که مقدار تلاطم کم اجازه می‌دهد تا جت‌های حفره شیپ به سطح بچسبند که در نسبت‌های دمش بالاتر نیز صادق هست. برای سوراخ‌های شیپ که به هم نزدیک هستند، افزایش مقدار آشفتگی درواقع باعث کاهش کارایی می‌شود، زیرا در خروجی جت‌ها، جریان‌ها بلافاصله شروع به ترکیب باهم می‌کنند و تلاطم زیاد در این ناحیه کمکی به خنک کاری نمی‌کند.

۱-۵-۱- خنک کاری با ایجاد ترانشه

اساس عملکرد خنک کاری با ترانشه بدین گونه است که با قرار دهی حفره‌های تزریق هوای خنک در شکاف‌های عرضی در سطح پره سعی در بهبود خنک کاری فیلمی دارد. در این بین پارامترهای طراحی از جمله ساختار هندسه ترانشه، عرض و عمق شکاف و نسبت آن با شعاع حفره اهمیت پیدا می‌کند. جریان جت خنک‌کننده که از سوراخی که در ترانشه تعبیه‌شده خارج می‌گردد با برخورد به دیواره‌ی عمودی پایین‌دست ترانشه باعث سیرکوله و پر کردن فضای ترانشه می‌شود؛ بنابراین جریان خنک‌کننده به صورت یک‌دست و جانبی از ترانشه خارج می‌شود که مقدار بازده خنک کاری فیلمی را در راستای جانبی بهبود می‌دهد [۲۳، ۲۴]. در کنار این مزیت، مقدار مومنتم جریان خنک‌کننده که از ترانشه خارج می‌گردد کم می‌شود و باعث فرونشاندن جفت گردابه‌ی خلافگرد (CRVP) و کاهش برخاستگی جت خنک می‌گردد.

^۱ Saumweber et

^۲ shaped holes

^۳ accelerated spanwise diffusion

بونکر [۲۵] هندسه‌ای را مبنی بر قراردعی سوراخ خنک کاری در ترانشه ارائه داد و بهبود وسیعی در راندمان آدباتیک خنک کاری دست‌یافت. وی به این نتیجه رسید که ترانشه کم‌عمق عملکرد بهتری نسبت به ترانشه عمیق دارد و از طرفی ساخت ترانشه کم‌عمق بسیار آسان‌تر است زیرا عمق آن با ضخامت TBC^۱ قابل قیاس و تنظیم می‌باشد و قرار گرفتن آن روی یک ایرفیل باعث آسیب‌رسانی به جزء فلزی قطعه توربین نمی‌شود. وای و بوگارد [۲۳] به بررسی راندمان خنک کاری فیلمی یک ترانشه عرضی با ساختارهای مختلف در سمت مکش پره هادی^۲ توربین پرداختند و در نتایج خود به کاهش عرض دیواره ترانشه در بهبود راندمان تا ۳۰۰٪ در نسبت دمش ۱٫۴ دست یافتند و همچنین بر نقش کلیدی لبه‌ی پایین‌دست ترانشه بر راندمان خنک کاری در مقایسه با لبه‌ی جلویی ترانشه اشاره کردند. استراتون و همکاران [۲۶] در نسبت‌های دمش و چگالی متفاوت ساختار توربولانس و بازده خنک کاری فیلمی را مورد بررسی قراردادند. در گزارش خود به نقش نامطلوب آشفته‌گی جریان و جفت گردابه‌ی خلافتگرد (CRVP) در برخاستگی جریان پایین‌دست که مؤثر در بهبود راندمان حرارتی و ترکیب کمتر جریان خنک با جریان داغ می‌باشد اشاره کردند. لی و همکاران [۲۷] به بررسی راندمان سوراخ خنک کاری واقع‌شده در ترانشه دندان‌اره‌ای با زوایای مختلف به‌صورت تجربی با جریان گذرای کریستال مایع و حل عددی پرداختند. در گزارشات خود به افزایش ضریب انتقال حرارت متوسط جانبی^۳ برای شکاف دندان‌اره‌ای^۴ در مقایسه با سوراخ استوانه‌ای در تمام نسبت‌های دمش اشاره کردند. همچنین بهترین زاویه را برای دندان‌اره در نسبت دمش بالا را ۶۰ درجه نسبت به محور اصلی و همچنین از افزایش اثرات زاویه کناره بر بهبود راندمان اشاره کردند. آن و همکاران [۲۸] به بررسی عملکرد خنک کاری فیلمی یک سوراخ استوانه‌ای با بلاک هلالی شکل در پایین‌دست جریان پرداختند. نتایج نشان داد که راندمان خنک کاری جانبی به‌طور محسوس در زمانی که این بلوک در پایین‌دست جریان قرار دارد افزایش می‌یابد و دلیل آن را پخش جریان خنک‌کننده در جهات جانبی ذکر می‌کنند. لی و کیم [۲۹] عملکرد خنک

^۱ Thermal barrier coating

^۲ Turbine vane

^۳ spanwise averaged

^۴ saw tooth slot

کاری فیلمی را با سوراخ‌های استوانه‌ای که در یک ترانشه عرضی برای ابعاد مختلف ترانشه با نسبت‌های دمش متفاوت ارزیابی کرده‌اند و یک هندسه بهینه را پیشنهاد دادند. به منظور تجزیه و تحلیل جریان آشفته و عملکرد خنک کاری فیلمی، تجزیه و تحلیل سه بعدی Navier-Stokes رینولدز متوسط با استفاده از مدل انتقالی تلاطم توربولانسی تنش برشی^۱ استفاده کردند. شبکه‌های محاسباتی^۲ چهاروجهی (مثلثی) و شش‌وجهی (مربعی یا مستطیلی) آزمایش شده و حل عددی را با مقایسه داده‌های تجربی مورد صحت سنجی قرار دادند. آن‌ها با مقایسه نتایج حاصله از حل عددی و توزیع راندمان خنک کاری تجربی، شبکه چهاروجهی با لایه‌های منشوری^۳ را به عنوان شبکه مورد استفاده در حل عددی انتخاب کردند. اوگونتاده و همکاران [۳۰] با تغییر شکل خروجی ترانشه به عملکرد بسیار مناسبی در خنک کاری دست یافته‌اند. آن‌ها با مقایسه ساختارهای متفاوت فیلت^۴ و پخ^۵ در خروجی ترانشه سعی در فرونشاندن حرکت عمودی جت و افزایش راندمان خنک کاری داشتند. اثر کوآنداء^۶ که در ارتباط با میدان‌های فشار و اختلاط توربولانس ناشی از سطوح منحنی می‌باشد، بر چسبیدگی جریان خنک کننده به سطح دیواره پایین دست جریان بسیار تأثیرگذار بوده است. جیا و همکاران [۳۱] با تمرکز بر تغییر زاویه سوراخ موجود در ترانشه عرضی و بدون آن، نسبت به جریان اصلی به بررسی اثرات ناشی از آن به طور عددی و تجربی پرداخته‌اند. عدد رینولدز بر اساس اندازه گیری‌های آزمایش انجام شده، در جریان اصلی بر اساس سرعت جریان آزاد و قطر سوراخ خنک کاری مقدار ۴۰۰۰ می‌باشد. زاویه سوراخ‌های استفاده شده به ترتیب ۰، ۴۵ و ۹۰ درجه بوده که در مجموع به تولید شش هندسه برای آزمایش منجر گردید. آن در ۳ نسبت دمش ۰، ۵، ۱، ۰ و ۱، ۵ به شبیه سازی هندسه‌های مختلف طراحی شده بر اساس RANS^۷ با مدل توربولانسی K-ε برای نشان دادن جزئیات و الگوهای جریان پرداختند. به عنوان نتایج

^۱ shear stress transport turbulence model

^۲ computational meshes

^۳ the tetrahedral mesh with prism layers

^۴ fillet

^۵ chamfer

^۶ Coanda effect

^۷ Reynolds-averaged navier-stokes equations

تحقیق آن‌ها به برتری زوایای ۴۵ و ۹۰ درجه در بهبود خنک کاری در تزریق محوری اشاره کردند. دلیل خود را تشکیل گردابه های جانبی و به دنبال آن پخش جانبی جت‌ها در این نوع قرارگیری سوراخ‌ها بیان کردند و بیشترین سهم راندمان را در تمامی حالات خنک کاری، زاویه ۴۵ درجه کسب کرده است. شرایوگل و همکاران [۳۲] بر روی یک ترانشه ی بال عقب‌گرد^۱ که دو بخش جداگانه را شامل می‌شود، الگوریتم بهینه‌سازی ژنتیک را به‌صورت عددی انجام دادند. نتایج آن‌ها از بهبود ۵۶ درصدی ترانشه جدید در مقایسه با ترانشه عرضی در نسبت بالاترین نسبت دمش اشاره دارد. آن‌ها در پی گزارشات خود، به کاهش عرض ترانشه و به دنبال آن ترکیب کمتر جریان خنک با جریان داغ و بهبود پخش جانبی جریان خنک در پی استفاده از ترانشه جاروبکی اشاره کردند. هوانگ و همکاران [۳۳] در مطالعه خود، بر روی یک پره راهنمای توربین^۲، با ترانشه هایی به عمق 0.75D و پهنای 2.5D پرداختند. این مطالعه برای سه حالت مختلف ترانشه عرضی، دنداندار و بدون ترانشه در سطح مکش و فشار پره توربین انجام شد. درنهایت، به بررسی توزیع دمای و راندمان خنک کاری بر سطوح پره پرداختند. آن‌ها به خنثی‌سازی مؤثر گردابه ی کلیه در سمت مکش پره توسط دو جفت گردابه که از لبه ترانشه تشکیل و در خلاف جهت جفت گردابه کلیه‌ای شروع به چرخش می‌کند. همچنین به بهبود قابل توجه راندمان ترانشه دنداندار نسبت به ترانشه مستطیلی در سطح مکش پره اشاره کردند. کالقاتگی و همکاران [۲] با ارائه یک مدل حفره^۳ با شکل V در پایین‌دست به افزایش ۵۰ الی ۸۰ درصدی ضریب انتقال حرارت و راندمان ۲۰۰ الی ۳۰۰ درصدی فیلم خنک‌کننده دست یافتند. از عامل اصلی افزایش عملکرد حفره V شکل، تشکیل جفت گردابه ی خلافگرد معکوس (anti-CRVP) می باشد. این جفت گردابه منجر به نگه‌داشتن جت خنک در نزدیکی دیواره خنک کاری می گردد. همچنین برخورد مستقیم جت خنک با برآمدگی لبه V شکل منجر به تشکیل جریان ثانویه و ورتکس ترنادو^۴ می شود. برآمدگی لبه V از عوامل اصلی پخش جانبی سیال خنک می‌باشد. همچنین تأثیرات تغییر نسبت دمش ۱,۵ و ۲

^۱ swept shape of the trench

^۲ turbine guide vane

^۳ crater

^۴ tornado vortex

برای حفره با عمق 0.75D منجر به افزایش به ترتیب ۲۰ و ۱۰ درصد در راندمان خنک کاری مؤثر بوده است. هو و همکاران [۳۴] با استفاده از LES^۱ به شبیه‌سازی خنک کاری فیلمی بر روی هندسه یک صفحه مسطح و یک ترانشه پرداخته‌اند. آن‌ها به توزیع جانبی پایین‌دست خنک‌کننده و چسبیدگی بهتر به دیوار در هندسه‌ی ترانشه دار و همچنین در نسبت دمش ۰.۵، به قرارگیری جفت گردابه چرخان در بین دو ضد گردابه اشاره کردند. زونیکا و همکاران [۳۵] با مقایسه عملکرد سوراخ فن شکل و سوراخ فن شکل موجود در ترانشه به نتایجی مبنی بر مضرات قرار دهی سوراخ فن شکل در ترانشه در نسبت‌های بالای دمش بر عملکرد خنک کاری دست یافتند. بنابراین استفاده از سوراخ‌های فن شکل و به‌طور کلی تر ساختارهای متفاوت سوراخ در ترانشه بهبودی بر عملکرد خنک کاری نداشته است. همچنین به دلیل نتایج حاصله، تمرکز بیشتر تحقیقات در زمینه‌ی ترانشه‌های خنک کاری به ساختار هندسی و لبه‌های پایین‌دست ترانشه اختصاص یافته است. کروز و همکاران [۳۶] تغییراتی را در بالادست ترانشه ایجاد کردند. آن‌ها با ایجاد یک المان مستطیلی در بالادست ترانشه، که سپری محافظتی در برابر نفوذ جریان اصلی گاز و کاهش مقدار اختلاط بین جریان خنک‌کننده ترانشه با گاز داغ را به همراه دارد، سعی در بهبود راندمان خنک کاری داشتند. وانگ و همکاران [۱۱] در تحقیق خود یک مدل ترانشه هلالی را به‌عنوان ایده جدید به مقایسه با ترانشه عرضی پرداختند که توزیع دما و تنش حرارتی را بررسی کردند. نتایج بدین گونه بود که ترانشه هلالی تأثیرات مثبتی در پخش جانبی خنک‌کننده داشت و در زمینه پخش تنش حرارتی، ترانشه عرضی توانایی ایجاد گرادیان حرارتی بیشتری را نسبت به صفحه مسطح بدون ترانشه دارد. بنابراین، انبساط حرارتی در نزدیکی حفره نسبت به دیگر مناطق متفاوت بوده و تمایل به ایجاد تمرکز تنش در نزدیکی حفره فیلمی به‌طور بالقوه دارد. همچنین با مقایسه ترانشه هلالی با مدل ترانشه عرضی، مدل هلالی توانایی بیشتری در پخش جت خنک‌کننده در جهات جانبی نسبت به مدل عرضی ترانشه دارد که در نسبت‌های دمش بالاتر نیز در پیوستگی جانبی در ناحیه پایین‌دست بسیار مفید می‌باشد. بنابراین، آن‌ها ترانشه هلالی را به دلیل ایجاد گرادیان حرارتی پایین‌تر و به دنبال

^۱ large eddy simulation

آن پخش حرارتی یکدست‌تر مدلی مناسب برای کاهش تمرکز تنش در اطراف سوراخ خنک‌کننده معرفی کردند.

چن و همکاران [۳۷] به صورت تجربی با ایجاد یک رمپ در بالادست ردیف سوراخ‌های تزریق جریان خنک بر روی یک صفحه مسطح به بررسی راندمان خنک کاری فیلمی و ضریب انتقال حرارت در ناحیه پایین دست سوراخ‌ها با نسبت‌های مختلف دمش پرداختند. آن‌ها رمپ‌ها را با زوایای ۸٫۵، ۱۵ و ۲۴ درجه طراحی و در بالادست جریان در فاصله‌ای به اندازه‌ی قطر سوراخ تزریق نسبت به آن قراردادند. در گزارش آن‌ها، از تأثیر مثبت رمپ بخصوص در نسبت دمش‌های بالای ۱ اشاره شده و در نسبت‌های دمش پایین از ایجاد جریان چرخشی در بالادست جریان درست در پشت رمپ که باعث کاهش حفاظت فیلمی در پایین دست جریان می‌شود. آن‌ها همچنین در نتایج خود در استفاده از رمپ ۲۴ درجه در نسبت دمش ۱٫۴ به افزایش راندمان خنک کاری فیلمی تا حدود ۵۰ درصد نسبت به حالت مبنا بدون رمپ دست یافتند. ژینگ و همکاران [۳۸] با ایجاد یک پله در بالادست ترانسه عرضی در تلاش اصلاح لایه مرزی و تعامل آن با جریان خنک‌کننده جهت بهبود عملکرد خنک کاری فیلمی و پخش جانبی خنک‌کننده بودند. آن‌ها در تحقیق خود، پله را در ۵ فاصله متفاوت ۰٫۵، ۱٫۰، ۱٫۵ و ۲٫۰ میلی‌متر نسبت به ترانسه قراردادند و عملکرد خنک کاری فیلمی در نسبت چگالی ۰٫۹۷ با بازه نسبت دمش ۰٫۵ الی ۲ مورد بررسی قراردادند. در نتایج خود به عملکرد پله در فاصله صفر به عنوان بالاترین راندمان خنک کاری آدیاباتیک و همچنین به کاهش فشار کل درازای این مزیت اشاره کردند.

شای و همکاران [۳۹] در پی تحقیقات خود بر روی سوراخ استوانه‌ای واقع در ترانسه به بررسی مدل تزریق خلاف جهت جریان اصلی^۱ پرداخته‌اند. عرض ترانسه‌های مورد آزمایش آن‌ها از 2d الی 4d در تزریق خلاف جریان متفاوت بوده و عمق آن 0.75D می‌باشد. در کنار موارد مختلف تزریق خلاف جهت جریان، یک مدل ترانسه هم‌جهت جریان^۲ با عرض 2D و عمق 0.75D برای حالت مبنا مورد بررسی

^۱ Backward flow

^۲ Forward flow

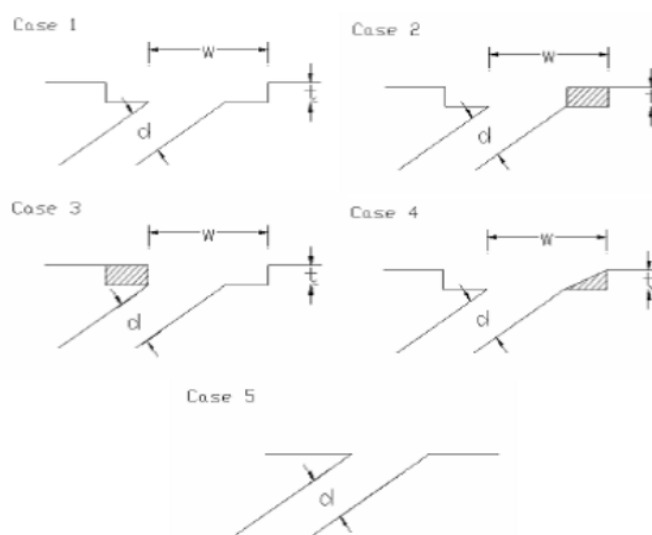
قرار گرفته است. اندازه‌گیری حرارتی گذرا برای تمامی حالات توسط دوربین IR Camera صورت گرفته است و نسبت‌های دما از ۰,۲۵ الی ۴ متفاوت می‌باشد. نتایج، به بهبود کلی نرخ انتقال حرارت در تزریق خلاف جهت در مقایسه با تزریق هم‌جهت با جریان در نسبت دماهای کمتر از ۱ اشاره می‌کند که دلیل این را تعامل پرمایه‌ی جریان جت برگشتی با جریان اصلی می‌دانند. گرچه در نسبت دماهای بالاتر از ۱ ناحیه بزرگی از چرخش در پایین‌دست در تزریق خلاف جهت تشکیل می‌شود که باعث می‌شود نرخ انتقال حرارت مقدار بسیار کمی از حالت هم‌جهت جریان کمتر شود. در موارد تزریق به خلاف جهت، ترانسه برای کاهش نرخ کلی انتقال حرارت، در مقایسه با سناریوی نبود ترانسه، در اکثر نسبت‌های دمنده کمک می‌کند و عرض ترانسه در نسبت دماهای بالاتر از ۱ بر انتقال حرارت دیواره به‌جز در ناحیه نزدیک سوراخ تأثیر چندانی ندارد. وانگ و همکاران [۴۰] به تأثیر فیلِت و زاویه دیواره در بالا و پایین‌دست ترانسه عرضی با مقطع مستطیلی پرداخته‌اند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که با افزایش شعاع (R_1) لبه جلویی ترانسه مقدار راندمان آدیاباتیک خنک کاری فیلمی کاهش می‌یابد، ولی با افزایش شعاع (R_2) لبه انتهایی مقدار راندمان خنک کاری افزایش می‌یابد. همچنین پی بردند که افزایش زاویه دیواره‌ی پایین‌دست (θ_2) در جهت داخل ترانسه راندمان را افزایش خواهد داد.

۱-۵-۱-۱- نمونه‌هایی از هندسه‌ی ترانسه

لو^۱ و همکاران [۴۱] مطالعه‌ای را از محل قرارگیری دیواره ترانسه برای مجموعه‌ای از سوراخ‌های استوانه‌ای، نشان داده‌شده در شکل ۱-۷ ارائه‌شده مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها مجموعه‌ای از ترانسه‌ها را با چهار ترتیب مختلف بررسی کردند که یکی با شکاف بالادست و پایین‌دست (مورد ۱)، با شکاف بالادست و بدون شکاف پایین‌دست (مورد ۲)، بدون شکاف بالادست، اما با شکاف پایین‌دست (مورد ۳) و دیگری با شکاف بالادست و پایین‌دست با لبه زاویه‌دار (مورد ۴) و مورد ۵ یک سوراخ استوانه‌ای ساده است.

^۱ Lu

هدف از مطالعه آن‌ها ارزیابی عمیق‌تر عملکرد ترانشه‌ها بود. آن‌ها دریافتند که هندسه‌ی شکاف^۱ ترانشه تا حد زیادی بر عملکرد خنک‌کاری فیلمی در پایین‌دست از شکاف تأثیر می‌گذارد. آن‌ها با استفاده از تکنیک گرماسنجی مادون‌قرمز گذرا^۲ در یک تونل باز، راندمان فیلم و h_{TC} را برای سه نسبت دمشی مختلف اندازه‌گیری کردند. آن‌ها نسبت تراکم را در مقدار ۱,۲۲ نگه داشتند. مهم‌ترین نتایج آن‌ها بدین‌صورت بود که مورد ۴ که دارای شکاف پایین‌دست با لبه زاویه‌دار است، بهترین ضریب عملکرد در نسبت‌های دمش متوسط و پایین داراست. آن‌ها خاطرنشان کردند که مورد ۲ در بیشترین نسبت دمش بهترین عملکرد را داشت.



شکل ۱-۷ پنج حالت مختلف قرارگیری ترانشه‌ی عرضی [۴۱]

لو و همکاران [۴۲] مطالعه دیگری را در خصوص ترانشه‌های عرضی انجام دادند. آن‌ها سوراخ‌های ترانشه را در سه مقادیر مختلف h/D (۰,۵، ۰,۷۵ و ۱,۰) و دو عرض ترانشه w/D (۲ و ۳) آزمایش کردند. آن‌ها مقدار h_{TC} و راندمان فیلم را با ترموگرافی مادون‌قرمز در سه نسبت مختلف دمش^۴ ۰,۵، ۱,۰، ۱,۵ و ۲,۰ اندازه‌گیری کردند. آن‌ها همچنین یک بررسی و آنالیز CFD^۵ از مهم‌ترین یافته‌های

^۱ slot

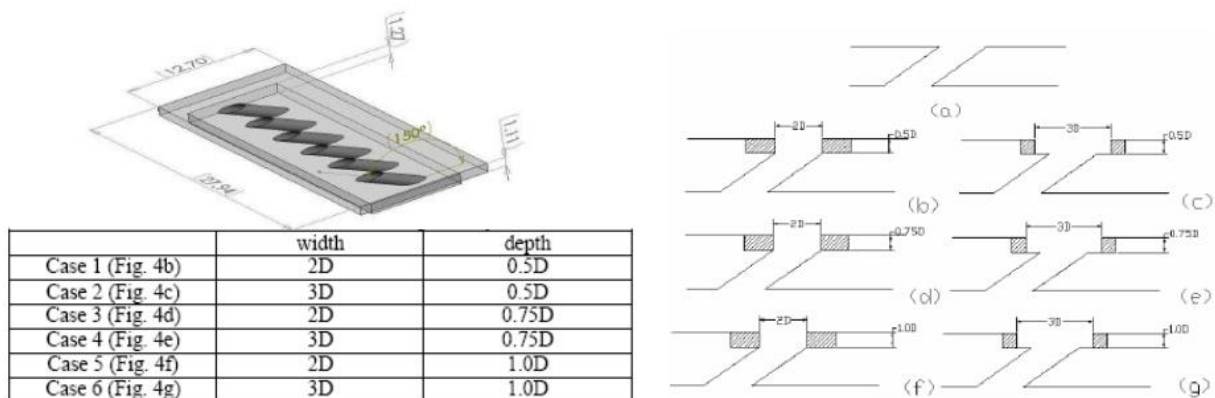
^۲ transient infrared thermography technique

^۳ heat transfer coefficient

^۴ M=blowing ratios

^۵ Computational fluid dynamics

خود را برای توضیح مشاهدات اندازه‌گیری شده، انجام دادند. بخش تجربی آزمایش، شامل یک تونل باد بوده که با تولید جریان اصلی هوا و سپس هدایت آن به یک شبکه‌ی^۱ حساس به گرما انجام شد. نسبت چگالی مایع خنک‌کننده به جریان اصلی ۱,۰۷ بود. سرعت جریان اصلی در حدود ۱۳,۸ متر بر ثانیه ثابت نگه‌داشته شده و دارای شدت تلاطم ۲ درصد بوده است. قطر سوراخ‌های آزمایش ۱,۲۷ سانتی‌متر و L/D آن‌ها در حدود ۳ برآورد شد. زاویه سوراخ‌ها ۳۰ درجه بود. موارد انجام‌شده در مطالعه در شکل ۸-۱ نشان داده‌شده است.



شکل ۸-۱ حالات هندسی ترانشه‌ی مورد بررسی در آزمایش [۴۲]

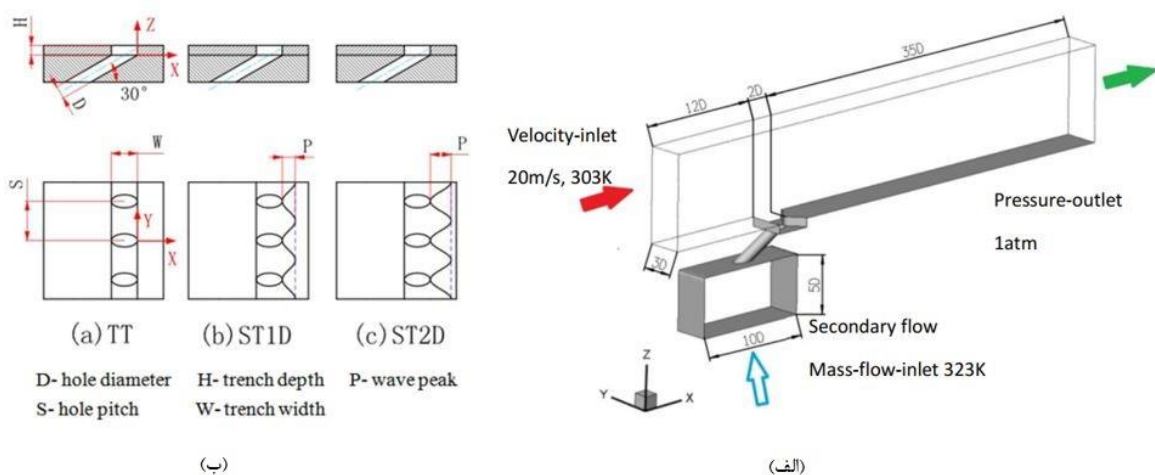
نتایج منتشره از آن‌ها نشان می‌دهد که موارد سه و چهار، دو ترانشه با ارتفاع ترانشه به قطر لوله (h/D) ۰,۷۵، بهترین راندمان فیلم را در بین موارد مختلف ترانشه از خود نشان داده است، مقدار $0.75D$ عمق بهینه برای ترانشه‌ها را ارائه می‌دهد. توضیحی که نویسندگان برای این پیشرفت آورده‌اند این است که ترانشه سرعت متوسط خروجی را کاهش می‌دهد. در مورد پهن‌تر، کاهش ۲۰٪، برای مورد باریک ۳۰٪ است. کاهش حرکت باعث می‌شود تا جریان خنک‌کننده به دیوارها نزدیک‌تر باشد. آن‌ها دریافتند که نتایج محاسباتی آن‌ها با داده‌های تجربی مشاهده‌شده موافقت دارد.

وی و همکاران [۴۳] باهدف بررسی عملکرد خنک کاری فیلمی بر یک ترانشه با شکل موج سینوسی^۲ تحقیقات خود را به‌صورت تجربی بر روی ترانشه انجام دادند. همچنین، با مدل‌سازی عددی و صحنه

^۱ mesh

^۲ sine-wave shaped trench

سنجی داده‌های حاصله با روش تجربی به طراحی و شبیه‌سازی روی ترانше‌های سینوسی با ابعاد مختلف پرداخته‌اند. در طراحی ترانسه سینوسی آن‌ها دیواره‌ی پایین‌دست ترانسه در مدل‌های مختلف دست‌خوش تغییر بوده و سوراخ خنک‌کننده درست مماس بر قله‌ی موج سینوسی می‌باشد، همچنین در دو مدل متفاوت طراحی ترانسه‌ی سینوسی دامنه موج افزایش یافته است. عمق ترانسه‌ها به ترتیب 0.75D و 1D بوده و قله‌ی موج‌ها 1D و 2D و نسبت دمش از ۰.۵ الی ۲ در ۴ بازه متفاوت می‌باشد. برای حل عددی آن‌ها از شبیه‌سازی RANS با مدل توربولانسی $k-\epsilon$ با رفتار دیواره پیشرفته^۱ استفاده کرده‌اند. سرعت جریان اصلی 20 m/s و فشار خروجی فشار اتمسفر در نظر گرفته‌اند و عدد رینولدز در نزدیکی خروجی سوراخ که بر اساس فاصله ایجادشده از ابتدای لایه مرزی بوده ۵۱۶۰۰۰ می‌باشد. شدت توربولانس در جریان اصلی ۲٪ و جریان کاملاً توسعه یافته می‌باشد. قطر سوراخ هوای خنک برابر 10mm و گام سوراخ‌ها 3D می‌باشد. عرض ترانسه‌ها 2D و زاویه شیب سوراخ استوانه‌ای ۳۰ درجه می‌باشد. نتایج گزارش شده به ساختار کاملاً متفاوت گردابه‌های^۲ سینوسی نسبت به ترانسه عرضی اشاره دارد. به گونه‌ای که ضد جفت گردابه‌های^۳ خلا فگردد^۳ به پخش جانبی جت در جهت عرضی کمک کرده و عامل ایجاد آن را شکل سینوسی لبه پایین‌دست ترانسه ذکر کرده‌اند. با در نظرگیری این گردابه‌های سرکوب



شکل ۹-۱ (الف) نمای ایزومتریک هندسه (ب) ساختار ترانسه‌های سینوسی و عرضی [۴۳]

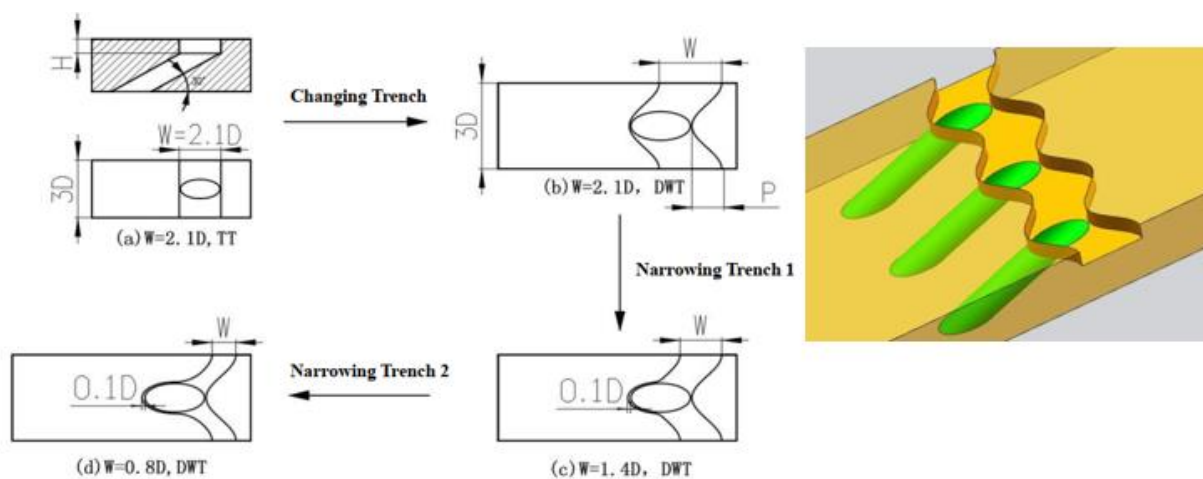
^۱ enhanced wall treatment

^۲ vortex structures

^۳ Anti-counter-rotating vortices

گر که مانع از برخاستگی جریان خنک می‌شود، راندمان فیلم خنک‌کننده افزایش یافته است. در نسبت دمش‌های ۰,۵ و ۱ ساختار ST2D با ارتفاع ترانشه 1D بهترین عملکرد و در نسبت‌های ۱,۵ و ۲ ساختار ترانشه ST2D با ارتفاع 0.75D بهترین عملکرد را نسبت به سایر هندسه‌ها داشته است. همچنین ترانشه سینوسی مقاومت به حرکت جریان جت خنک‌کننده‌ی کمتری نسبت به ترانشه عرضی، به دلیل ساختار منعطف‌تر اشاره کردند. در شکل ۹-۱ هندسه محاسباتی و ترانشه‌های طراحی‌شده در مسئله نشان داده شده است.

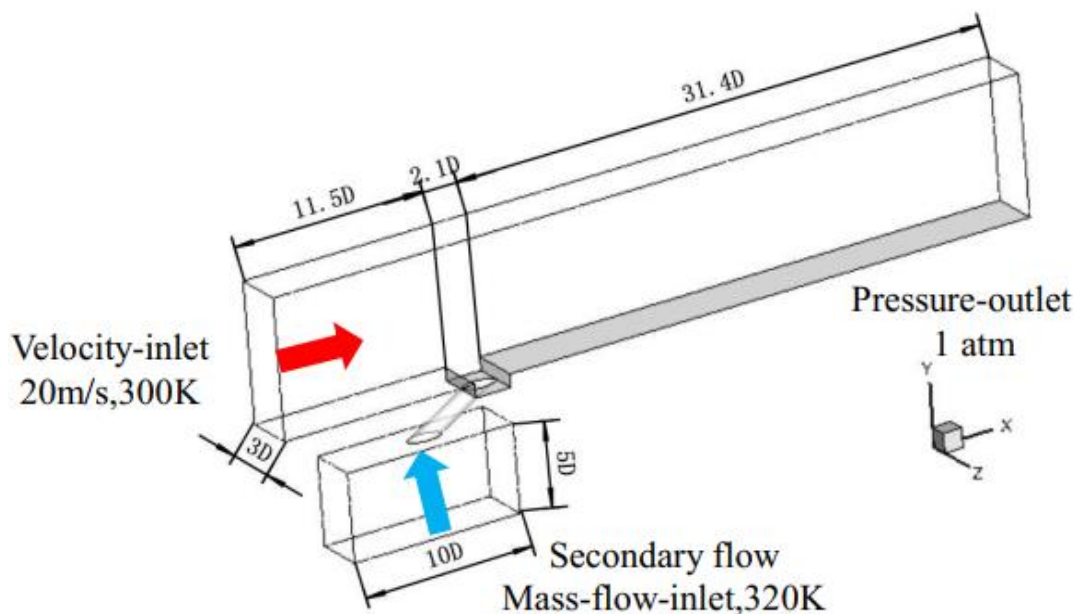
ژانگ و همکاران [۱۰] در پی تحقیقات صورت گرفته در [۴۳] به بررسی عددی ترانشه با دو موج کسینوسی^۱ در لبه جلویی و پشتی ترانشه در عرض‌های متفاوت پرداخته‌اند. در این مطالعه عملکرد خنک کاری و ضریب انتقال حرارت را با استفاده از RANS و مدل توربولانسی K-ε realizable با رفتار دیواره پیشرفته شبیه‌سازی کردند. ترانشه‌ها با عرض‌های متفاوت 0.8D، 1.4D و 2.1D و عمق 0.75D طراحی شده که در شکل زیر ابعاد هندسی که با روندی کاهشی در عرض و شکل قرارگیری ترانشه در هندسه محاسباتی نمایش داده شده است.



شکل ۹-۱ ابعاد هندسی با کاهش عرض ترانشه و شکل قرارگیری ترانشه در هندسه محاسباتی [۱۰]

^۱ cosine wave

قطر سوراخ خنک‌کننده 10mm و زاویه آن نسبت به جریان اصلی ۳۰ درجه می‌باشد. گام ترانشه ها 3d و سرعت ورودی جریان اصلی 20 m/s و همچنین دماهای جریان اصلی و ثانویه به ترتیب 300K و 320K می‌باشد. در بخش محاسبه ضریب انتقال حرارت شار 10000 W/m^2 بر سطح دیواره به‌عنوان شرط مرزی در نظر گرفته‌شده و فشار خروجی برابر با فشار اتمسفر می‌باشد. در شکل ایزومتریک زیر ابعاد دقیق هندسه شبیه‌سازی‌شده نشان داده‌شده است.



شکل ۱۱-۱ هندسه طراحی شده برای بررسی عملکرد خنک کاری خارجی [۱۰]

در بخش نتایج از بهبود ۲۰ الی ۶۳ درصدی راندمان متوسط خنک کاری عرضی^۱ ترانشه با موج دوبل^۲ در برابر ترانشه ساده مستطیلی گزارش کرده و گردابه های خلاف جهت گرد سرکوب گر^۳ که باعث چسبندگی فیلم در پایین دست ترانشه دو موج کسینوسی اشاره کردند. همچنین باریک کردن عرض ترانشه به بهبود جریانات همسان عرضی جت^۴ کمک می‌کند. در ترانشه با عرض 0.8D از برخورد

^۱ span-wise averaged

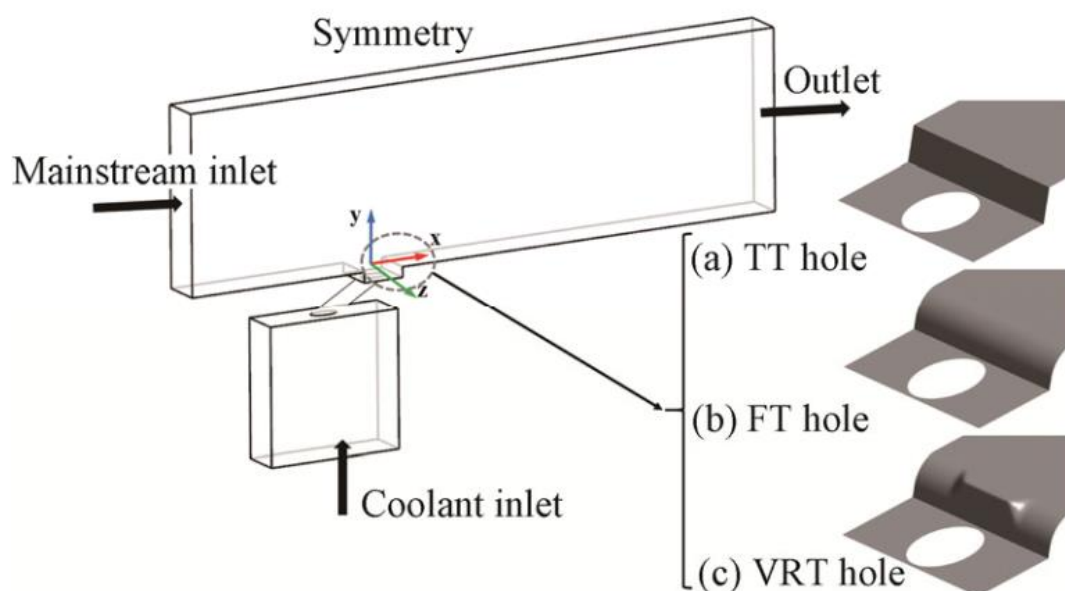
^۲ Double-wave trench

^۳ anti-counter-rotating vortices

^۴ span-wise uniformity of jet

مستقیم و سریع جت با ناحیه میانی اشاره کرده‌اند که باعث کاهش راندمان خنک کاری فیلمی و نابودی جریان‌ات عرضی می‌گردد. ضریب انتقال حرارت در تمامی ترانشه‌ها در هر نسبت دمش تقریباً به یکدیگر شباهت داشته اما در خط مرکزی سوراخ شاهد افزایش ضریب انتقال حرارت می‌باشند. با افزایش عرض ترانشه، تدریجاً ناحیه نزدیک خروجی ترانشه شاهد کاهش ضریب بالای انتقال حرارت می‌باشد و ضریب انتقال حرارت متوسط عرضی برای ترانشه زوج موج با عرض‌های $0.8D$ و $2.1D$ بالاتر از ترانشه با زوج موج با عرض $1.4D$ در نسبت دمش بالا می‌باشند. به همین دلیل راندمان خنک کاری فیلمی در شرایط $1.4D$ با افزایش اندک ضریب انتقال حرارت بهتر است.

روی و همکاران [۴۴] در مطالعه‌ی خود مبنی بر شبیه‌سازی عددی ترانشه با فیلت^۱ و ترانشه با شعاع‌های متغیر فیلت^۲ پرداخته‌اند. آن‌ها تغییرات شعاع لبه پایین‌دست و عرض ترانشه را با نسبت‌های مختلف دمش و چگالی متفاوت بر اثربخشی خنک کاری فیلمی بررسی کردند. ناحیه محاسباتی شامل یک کانال جریان اصلی، پلنیم^۳ (ناحیه آماده‌سازی جریان خنک‌کننده) و سوراخ‌های موجود در ترانشه با



شکل ۱-۱۲ پرامترهای متغیر هندسه مورد بررسی در دو نمای مختلف [۴۴]

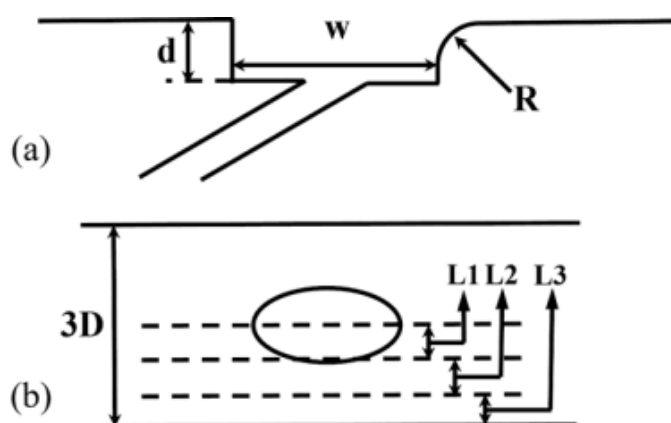
^۱ fillet

^۲ Variable radius fillet

^۳ plenum

قطر 12.7 mm با زاویه تزریق ۳۰ درجه است. مبدأ مختصات در فاصله ی 15D پایین دست ورودی جریان اصلی و فاصله عمودی دیواره خنک کاری تا پلنیم برابر 3D می باشد. عمق ترانشه مورد بررسی 0.75D و گام 3D در نظر گرفته شده همچنین عرض ترانشه 3D و 2.2D بر اساس نوع طراحی و بازه تغییرات شعاع فیلت ترانشه از 0D تا 0.5D در پایین دست متغیر می باشد. برای مقایسه نتایج از یک ترانشه عرضی با عرض 3D استفاده شده که نتایج آن را با مدل تجربی صحنه سنجی می کنند. در شکل های زیر هندسه های ترانشه و هندسه محاسباتی به صورت ایزومتریک با ابعاد آن نشان داده شده است.

در مجموع ۶ مورد مختلف با طول و شعاع های مختلف مورد بررسی واقع شده و در مورد ۴ که ترانشه با فیلت شعاع متغیر می باشد عرض ترانشه برابر 2.2D می باشد. پارامترهای متغیر ترانشه در شکل و اندازه و طول آن ها در جدول ۱-۱ ارائه شده است.



شکل ۱-۱۳: پارامترهای متغیر هندسه مورد بررسی در دو نمای مختلف

برای اعتبار و صحنه سنجی در تحقیق سه نسبت دمش ۰,۵، ۱ و ۱,۵ را بر اساس RANS با دو مدل توربولانسی k-ε standard و k-ε realizable که بهترین تخمین را نسبت به نتایج واقعی نشان داده اند که در انتخاب نهایی مدل standard معادله انتخاب می گردد.

در بررسی راندمان حرارتی متوسط عرضی در موارد مختلف مورد آزمایش در نسبت دانسیته ۱,۰۸ به جز در نسبت دمش ۰,۵ در تمامی نسبت دمش‌ها مورد ۴ و در نسبت ۰,۵ مورد ۶ بهترین راندمان را از خود نشان داد. در نسبت دانسیته ۲ مورد ۶ در دو نسبت دمش ۰,۵ و ۱ از لحاظ عملکرد نسبت به سایرین برتری داشته و در نسبت دمش ۱,۵ مورد ۴ بهترین عملکرد را از خود نشان داد. در بررسی عملکرد حرارتی مورد ۴ که در حالت شعاع متغیر ترانشه استفاده شده با نسبت دانسته ۲ نتایج بسیار بستگی به نسبت دمش داشته به طور نمونه در نسبت دمش ۱,۵ مورد ۱-۴ و در نسبت دمش ۰,۵ و ۱ مورد ۴-۴ بهترین عملکرد را نشان داده‌اند.

جدول ۱-۱: اندازه و طول پرامترهای متغیر هندسه مورد بررسی [۴۴]

	Trench width, w	Fillet radius, R	Trench depth, d	P/D
Case 1		0D		
Case 2	3D	0.25D	0.75D	3
Case 3		0.5D		
Case 4		0D		
Case 5	2.2D	0.25D	0.75D	3
Case 6		0.5D		

	L1	L2	L3	R _{min}	R _{max}
Case 4-1	0.5D	0.25D	0.75D	0.025D	0.5D
Case 4-2	0.75D	0.25D	0.5D		0.25D
Case 4-3	0.5D	0.25D	0.75D		0.75D
Case 4-4	0.5D	0.25D	0.75D		

شکل فیلت می‌تواند مقدار مؤلفه y سرعت را کاهش دهد که فیلت با شعاع بیشتر به کاهش بیشتر آن کمک می‌کند. این اشاره به این دارد که مؤلفه‌های سرعت طولی^۱ بیشتر در نظر گرفته شده و به نسبت سهم اثربخشی خنک کاری در جهت طولی افزایش می‌یابد. ناحیه‌ی کم‌فشار در پایین دست لبه‌ی ترانشه، در نزدیکی خط مرکزی منجر به جمع شدگی بیشتر خنک‌کننده در این ناحیه می‌گردد.

^۱ Streamwise

برای مورد ۴ که ترانشه با لبه‌ی شعاع متغیر می‌باشد، بهبود عملکرد در نسبت دمش ۱ و ۱٫۵ قابل‌دستیابی بود و گسترش راندمان بالای خنک‌کننده مستقیم طولی در نزدیکی خط مرکزی صفحه در مقایسه با ترانشه عرضی بهبود پیدا کرده است. با استفاده از اشکال متفاوت در لبه‌ی پایین‌دست ترانشه، می‌توان با کمک تنوع توزیع فشار و ایجاد مانع برای آثار جت خنک‌کننده در پخش جریان خنک‌کننده در جهات جانبی، راندمان خنک‌کاری را بهبود بخشید. نتایج نشان‌دهنده آن می‌باشد که تغییرات لبه پایین‌دست بر پخش فشار و به دنبال آن پخش جانبی خنک‌کننده مؤثر می‌باشد. همچنین فیلتر پایین‌دست می‌تواند نفوذ خنک‌کننده به جریان داغ را کاهش دهد و میانگین راندمان جانبی را در ترانشه‌ها با لبه‌های باریک در نسبت دمش متوسط بهبود بخشد. بهبود راندمان خنک‌کاری در نزدیکی خط مرکزی صفحه از اثرات مثبت فیلتر در پایین‌دست ترانشه می‌باشد. این بهبود راندمان با افزایش بیشتر شعاع فیلتر به جر در نسبت دمش بالا، نمایان‌تر می‌گردد. ترانشه با لبه فیلتر در مقایسه با ترانشه عرضی منجر به کاهش پخش جانبی خنک‌کننده برای ترانشه‌های وسیع‌تر و با شعاع بیشتر می‌گردد. کاهش بیشتر در جهت جریان جانبی، آثار مخرب در عملکرد خنک‌کاری کلی در پایین‌دست جریان را به دنبال دارد. در کنار این، افزایش نسبت دانسیته منجر به اثربخشی بیشتر در خنک‌کاری با ساختارهای فیلتر برای ترانشه می‌گردد. مورد ۴ فیلتر گسترش جریان‌های مستقیم و پخش جانبی خنک‌کننده را تضمین می‌کند، به همین دلیل راندمان خنک‌کاری پایین‌دست را بیشتر در نسبت دمش ۱ و ۱٫۵ تقویت می‌کند.

به‌طور کلی آنچه در تحقیقات و مطالعات پیشین صورت گرفته، هندسه‌ی ترانشه‌ها بسیار حائز اهمیت بوده است. به‌عبارت‌دیگر، اکثر محققان به دلیل یافته‌ها و نتایج حاصل‌شده از بررسی رفتار جریان خنک در تعامل با جریان داغ تمرکز خود را بر لبه‌ی پایین‌دست ترانشه‌ها قرار داده‌اند. همچنین به تأثیر منفی افزایش شعاع فیلترها و به بیان دقیق‌تر اثر کاهش ارتفاع دیواره لبه پایین‌دست ترانشه در رابطه با افزایش نسبت دمش بر راندمان خنک‌کاری اشاره کرده‌اند. بنابراین در این پژوهش علاوه بر معرفی ترانشه با هندسه‌ی جدید سعی در بهبود راندمان خنک‌کاری فیلمی و ایجاد هندسه‌ای است که افزایش

شعاع فیلت بر لبه‌ی پایین‌دست ترانشه تأثیر منفی‌ای بر راندمان خنک کاری فیلمی در ارتباط با افزایش نسبت دمش نداشته باشد.

۱-۶- تعریف مسئله

بر اساس پژوهش‌های صورت گرفته در خصوص خنک کاری فیلمی پارامترهای مختلفی مورد توسط محققین موردتحقیق و بررسی قرار گرفته است. پارامترهایی نظیر نسبت دمش، نسبت مومنتوم و نسبت چگالی که در زیرمجموعه‌ی پارامترهای مربوط به جریان قرار می‌گیرند؛ از سوی دیگر پارامترهای هندسی همچون زاویه تزریق خنک‌کننده، شکل و هندسه ترانشه و سوراخ، عرض و عمق ترانشه، زاویه قرارگیری سوراخ نسبت به جریان اصلی و دیمپل‌ها و ریب‌هایی در بالادست یا پایین‌دست ترانشه در زمینه خنک کاری فیلمی موردبررسی به صورت عدد و آزمایشگاهی انجام گرفته است. بنابراین، در این پژوهش باهدف بهبود راندمان و عملکرد خنک کاری فیلمی به بررسی ساختار هندسه‌های مختلف در ترانشه پرداخته می‌شود و همچنین تأثیر فیلت با شعاع متغیر در لبه پایین‌دست این ترانشه‌ها در نسبت دمش‌های مختلف با استفاده از روش‌های عددی بررسی می‌شود.

۱-۷- ضرورت انجام پژوهش

از آنجائی که محرک عملکردی اصلی هواپیماها و نیروگاه‌های سیکل ترکیبی، توربین گازی است، افزایش راندمان این توربین‌ها دارای اهمیت است. از ترمودینامیک توربین گاز، سیکل برایتون، می‌دانیم که پارامترهای کلی طراحی که عملکرد سیکل را تعیین می‌کنند، نسبت فشار و ماکزیمم دمای سیکل در ورودی توربین می‌باشند. با افزایش دمای ورودی توربین، انتقال حرارت به پره‌های توربین نیز افزایش می‌یابد و به‌منظور اینکه پره‌ها از دوام خوبی برخوردار باشند و دچار تسلیم^۱ نگردند، نیاز است تا از سیستم خنک کاری پره توربین گازی استفاده شود. در این پژوهش با بهینه‌سازی هندسه‌ی مناسب

^۱ failure

برای افزایش راندمان خنک کاری به مطالعه خنک کاری فیلمی می‌پردازیم که نتایج پژوهش در خنک کاری توربین‌های گازی و افزایش راندمان و توسعه آن‌ها قابل استفاده می‌باشد.

۸-۱- روش تحقیق

در این پژوهش ابتدا با مطالعه و گردآوری مطالب مورد نیاز از جمله مقالات علمی معتبر و کتاب‌های مربوط کسورات و ضعف‌های موضوع مورد تحلیل قرار گرفته است. سپس هندسه‌های سیستم خنک کننده خارجی پره‌ی توربین شبیه‌سازی شده و در ادامه‌ی آن با تحلیل عددی به کمک نرم‌افزارهای تجاری به ارائه‌ی روشی برای افزایش میزان راندمان حرارتی در سطح پره‌های توربین با استفاده از ساختار W شکل و فیلتر در لبه‌ی ترانشه، پرداخته شده است.

۹-۱- اهداف پژوهش

اهداف این پژوهش عبارت‌اند از:

- بهبود میزان راندمان حرارتی خنک کاری خارجی در پره‌های توربین گازی که با استفاده از تغییرات هندسی صورت می‌گیرد.
- بررسی نسبت دمش‌های مختلف در خنک کاری برای هندسه‌های گوناگون مورد تحقیق که در نهایت با مقایسه آن‌ها در نسبت‌های معین به دستیابی به حالتی بهینه و مناسب‌تر در خصوص این مهم می‌انجامد.

۱۰-۱- نوآوری

نوآوری این پژوهش عبارت‌اند از:

- تغییر شکل هندسه‌ی ترانشه و ترکیبی بهینه‌تر از هندسه‌ی ترانشه برای رسیدن به راندمان حرارتی بالاتر
- ایجاد فیلتر بر لبه‌های پایین‌دست ترانشه
- بررسی بازده خنک‌کاری فیلمی در نسبت دمش‌های مختلف با در نظر گرفتن موارد پیشین

فصل ۲ معادلات حاکم و بیان مسئله

۲-۱- مقدمه

رویکرد تجربی عمدتاً مبتنی بر آنالیز تشابهی است، به گونه‌ای که اندازه‌گیری‌های انجام‌شده در آزمایشگاه، به توصیف رفتار کلی سیستم و مسئله موردنظر می‌پردازد. بخش بزرگی از جامعه مکانیک سیالات هنوز درگیر تجزیه و تحلیل تجربی است؛ اما به لطف رشد سریع توانمندی رایانه‌ها و همچنین کاهش هزینه در تهیه و آماده‌سازی آن‌ها، در مقایسه با کارهای تجربی و آزمایشگاهی به‌صرفه‌تر می‌باشد [۴۵]. امروزه می‌توان به کمک کامپیوتر و استفاده از نرم‌افزارهای شبیه‌سازی موجود در زمینه بررسی رفتار سیالات و اثر متقابل آن نسبت به محیط اطراف خود، به دقت نسبتاً مطلوبی در مقایسه با حل تجربی دست‌یافت. اصولاً در هر شبیه‌سازی پس از بررسی و ارزیابی ابعاد و اندازه‌های مسئله، شروع به طراحی و آماده‌سازی مدل هندسی کرده سپس با ایجاد شبکه‌بندی مناسب که از اساسی‌ترین بخش‌ها در فرآیند و حتی در نتایج خروجی می‌باشد؛ با انتخاب روش حل متناسب با هندسه و شرایط مرزی مسئله روند شبیه‌سازی طبق اصول موجود پیگیری و نتایج پس از مقایسه و تحلیل استخراج می‌گردد. روند کلی در فصل پیشه رو بدین صورت می‌باشد که در ابتدا معادلات حاکم بر مسئله ارائه و اطلاعاتی در خصوص مدل‌ها، هندسه و شبکه تولیدشده روی آن شرح داده خواهد شد.

۲-۲- معادلات حاکم بر مسئله

معادلات پیوستگی (۱-۲)، مومنتوم (۲-۲) و انرژی (۳-۲) در مختصات کارتزین برای یک سیال تراکم ناپذیر به ترتیب به صورت زیر نوشته می‌شوند.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1-2)$$

$$\begin{aligned}
\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z}\right) &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \\
\left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z}\right) &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) \\
\left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z}\right) &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right)
\end{aligned} \tag{۲-۲}$$

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z}\right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) + \mu \phi \tag{۳-۲}$$

که در آن u ، v و w به ترتیب سرعت سیال در جهت طول، عرضی و عمودی می‌باشد و همچنین ρ چگالی سیال، p فشار، ν ویسکوزیته سینماتیکی سیال و ϕ نرخ تلفات ویسکوزیته می‌باشد. رویکرد حل معادلات میانگین رینولدز ناویر-استوکس (RANS) و انرژی در فرم کلی متوسط گیری شده در جریان آشفته به صورت زیر بیان می‌شوند که شامل معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی می‌باشد.

$$\nabla \cdot (\rho \bar{u}) = 0 \tag{۴-۲}$$

$$\begin{aligned}
\nabla \cdot (\rho \bar{u} \bar{u}) &= -\frac{d\bar{p}}{dx} + \nabla \cdot (\mu \nabla u) + \left\{ -\frac{\partial(\rho \overline{u'u'})}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \overline{u'v'})}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \overline{u'w'})}{\partial z} \right\} \\
\nabla \cdot (\rho \bar{v} \bar{u}) &= -\frac{d\bar{p}}{dy} + \nabla \cdot (\mu \nabla v) + \left\{ -\frac{\partial(\rho \overline{v'u'})}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \overline{v'v'})}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \overline{v'w'})}{\partial z} \right\} \\
\nabla \cdot (\rho \bar{w} \bar{u}) &= -\frac{d\bar{p}}{dz} + \nabla \cdot (\mu \nabla w) + \left\{ -\frac{\partial(\rho \overline{w'u'})}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \overline{w'v'})}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \overline{w'w'})}{\partial z} \right\}
\end{aligned} \tag{۵-۲}$$

$$\rho C_p \frac{D\bar{T}}{Dt} = k \nabla^2 T - \rho C_p \frac{\partial}{\partial x} \overline{T'u'} + -\rho C_p \frac{\partial}{\partial x} \overline{T'v'} - \rho C_p \frac{\partial}{\partial x} \overline{T'w'} \tag{۶-۲}$$

ترم‌های $((\overline{\rho u' u'}), (\overline{\rho u' v'}), (\overline{\rho u' w'}), (\overline{\rho v' v'}), (\overline{\rho v' w'}), (\overline{\rho w' w'}))$ در معادله مومنتوم به‌عنوان تنش رینولدز شناخته می‌شوند. علامت بار در بالای ترم‌های معادلات نشان‌دهنده مقدار متوسط جزء می‌باشد. مؤلفه‌های سرعت (u', v', w') بصورت زیر تعریف می‌شود:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i$$

مؤلفه $\bar{u}_i$ نماینده سرعت متوسط و u'_i نشان‌دهنده سرعت اغتشاشی می‌باشد.

۲-۳- مدل‌سازی آشفتگی

از مدل‌های توربولانس $k - \varepsilon$ RNG، $k - \varepsilon$ standard و $k - \varepsilon$ realizable برای بررسی میدان جریان آشفته به‌طور سه‌بعدی استفاده شده و در بخش تنظیمات دیواره مدل، رفتار دیواره پیشرفته^۱ استفاده شده است. همچنین، در این مسئله به دلیل اینکه در شرایط مرزی پارامترهایی مبنی بر انتقال حرارت وجود دارد، خواستار بررسی رفتار ترموهیدرولیکی جریان است. بنابراین، استفاده از معادله انرژی در معادلات حاکم لازم می‌باشد. مدل‌سازی حجم محدود با استفاده از نرم‌افزار شبیه‌سازی FLUENT انجام شده است. مکانیسم عملکرد نرم‌افزار فلوئنت به این صورت بوده که با تبدیل معادلات جریان و انتقال حرارت حاکم بر سیالات به معادلات جبری به روش حجم محدود امکان حل عددی این معادلات فراهم می‌کند. به‌طوری‌که ناحیه محاسباتی موردنظر را با تقسیم‌بندی به المان‌های کوچک‌تر و اعمال شرایط مرزی، بر روی هر المان به تحلیل و تقریب‌هایی دست می‌یابد که پس از همگرایی موردنیاز که توسط کاربر تعیین می‌شود می‌توان میدان سرعت، فشار و دما در ناحیه موردنظر به دست آورد. الگوریتم معادلات SIMPLEC که شکل اصلاح شده SIMPLE می‌باشد در مدل‌سازی استفاده شده که نرخ همگرایی را در مسائل بهبود می‌بخشد. عملکرد این الگوریتم بدین صورت است که با استفاده از ضرایب تصحیح در معادلات سرعت تغییرات کوچکی در زمینه معادلات مومنتوم SIMPLE ایجاد می‌کند.

^۱ Enhanced wall treatment

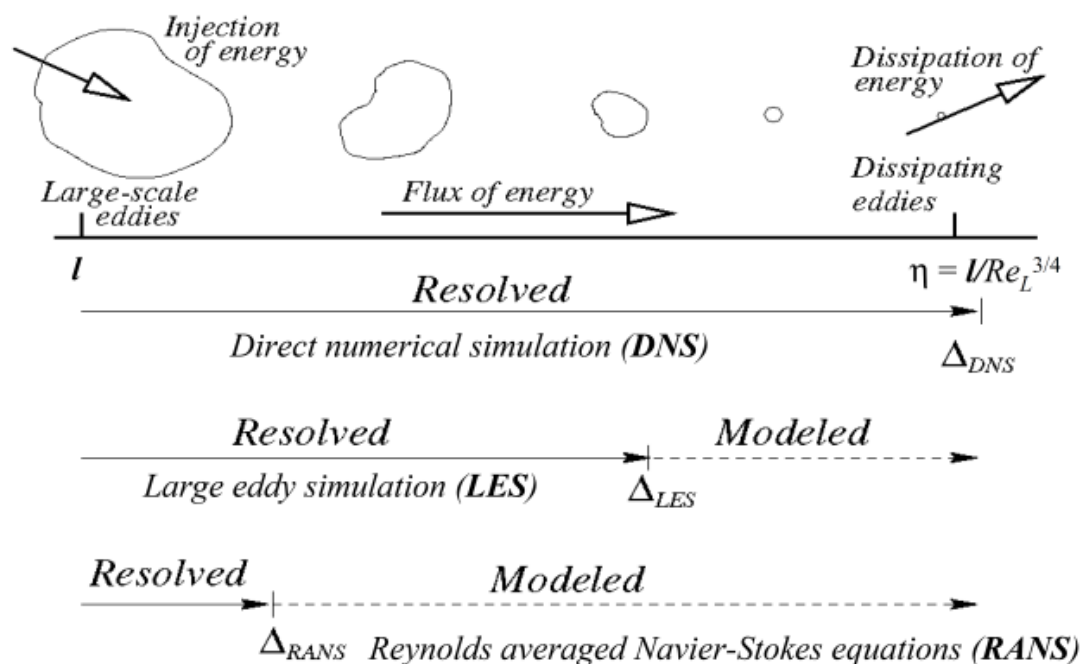
۲-۴- مختصری درباره‌ی مدلسازی جریان‌های آشسته

به‌طور کلی در حل عددی مسائل دینامیک سیالات محاسباتی سه روش شناخته‌شده با نام‌های شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ^۱، شبیه‌سازی عددی مستقیم^۲ و حل مسئله به‌صورت تکرار عددی بر اساس حل معادلات میانگین رینولدز ناویر-استوکس موجود می‌باشد. دقیق‌ترین روش حل عددی روش DNS می‌باشد که در این روش ثبت تمامی انرژی‌های اتلافی جنبشی واقع‌شده در مقیاس‌های کوچک زمانی و طولی بدون هیچ‌گونه مدلسازی و با اعمال شبکه‌بندی بسیار ریز در حد کوچک‌ترین مقیاس‌ها به حل عددی نسبتاً دقیق معادلات ناویراستوکس و پیوستگی در مسئله می‌پردازد که برای یک شبیه‌سازی موفق کوچک‌ترین مقیاس زمانی و طولی لازم می‌باشد. به‌عنوان بزرگ‌ترین مشکل استفاده از روش DNS که با افزایش شبکه و عدد رینولدز همراه می‌شود، احتیاج به استفاده از کامپیوترهای پردازنده و حافظه بالا می‌باشد. به‌عنوان جایگزین روش DNS روش RANS می‌باشد که با متوسط‌گیری زمانی معادله حرکت، مقادیر متوسط متغیرها را محاسبه می‌کند. در شکل زیر شماتیکی از مفاهیم روش‌های LES, RANS و DNS در نمودار انرژی ارائه‌شده است [۴۵].

همان‌طور که در شکل ۲-۱ نشان داده‌شده روش LES بین دو روش RANS و DNS می‌باشد. در LES این اطمینان ایجاد می‌شود که هر حرکتی در مقیاس‌هایی شامل انرژی‌های بزرگ به‌صورت مستقیم، مانند روش DNS محاسبه می‌شود. البته از لحاظ زمانی در شبیه‌سازی به روش LES که نیازمند بازه زمانی طولانی‌تری برای رسیدن به جواب مسئله نسبت به روش DNS می‌باشد؛ نیاز به قدرت محاسباتی کمتر و در نتیجه از نظر هزینه کمتری می‌باشد. همچنین تفاوت حل در LES نسبت به RANS بدین‌صورت می‌باشد که گردابه‌های بزرگ به‌طور مستقیم محاسبه می‌شود و سپس مقیاس‌های بزرگ شبکه از مقیاس‌های کوچک تفکیک‌شده و ادامه حل، نوسان‌های ایجادشده در مقیاس‌های کوچک شبیه‌سازی و مدل می‌گردد.

¹ Large-Eddy Simulations

² Direct Numerical Simulations



شکل ۱-۲ شماتیک ارائه گردیده برای بررسی دقت سه روش حل عددی بر اساس نرخ اتلاف انرژی و مقیاس آشفتگی ها [۴۵]

در چند دهه اخیر، دینامیک سیالات محاسباتی به یک ابزار عمده در مهندسی تبدیل شده است که به لطف پیشرفتی که در تکنولوژی کامپیوتری صورت گرفته، توانایی استفاده در کاربردهای صنعتی با هزینه و زمان به صرفه را دارا می باشد. استفاده از RANS هزینه محاسبات را به طور عمده کاهش می دهد و مدل های RANS از لحاظ زمانی تنها به پنج درصد زمان لازم برای حل LES نیاز دارند [۴۶]. منشأ معادلات ناویر-استوکس بر اساس متوسط زمانی به اواخر قرن نوزدهم برمی گردد. تحقیقات نظام مندی در مورد آشفتگی و همچنین تلاش برای تدوین و فرموله کردن روابط پدیده شناختی ناشی از آشفتگی انجام شد. رینولدز^۱ [۴۷] (۱۸۹۵) نتایج تحقیقات خود را در مورد تلاطم منتشر کرد و از آزمایشات در جریان درون لوله یک گروه بدون بعد را مبنی بر اهمیت تلاطم به دست آورد که به عدد رینولدز معروف شد. اولین تلاش ها برای تهیه توضیحات ریاضی از تنش های آشفته، توسط بوشینسک^۲

^۱ Reynolds

^۲ Boussinesq

[۴۸] (۱۸۷۷) با معرفی مفهوم ویسکوزیته گردابی^۱ انجام شد. پرانتل [۴۹] (۱۹۲۴) با کشف لایه مرزی و در پی آن معرفی مدل مفهوم طول اختلاط^۲ روابط جبری تنش‌های آشفتگی را شرح داد. این پیشرفت، سنگ بنای تمام تلاش‌های مدل‌سازی آشفتگی را برای بیست سال بعد خود نهاد که مدل طول آشفتگی به‌عنوان جبری یا مدل صفر معادله^۳ شناخته می‌شود. بعدها نیز پرانتل [۵۰] با ارائه اولین مدل تک معادله‌ای با اعمال ویسکوزیته آشفتگی که به انرژی جنبشی آشفتگی وابسته می‌باشد، به حل معادله‌ی دیفرانسیلی برای تخمین دقیق معادله انرژی آشفتگی پرداخت؛ که هر دو مدل صفر و تک معادله‌ای به دلیل وابستگی به خصوصیات جریان برای تعیین مقیاس طول آشفتگی ناکامل شناخته می‌شوند. کولموگوروف^۴ [۴۶] (۱۹۴۲) با معرفی اولین مدل کامل آشفتگی که با مدل‌سازی انرژی جنبشی آشفتگی K و پارامتر دومی تحت عنوان ω که نرخ اتلاف انرژی را بر واحد حجم و زمان بیان می‌کرد. این معادلات به معادلات $K-\omega$ که مدل دو معادله‌ای اند اشاره دارد و تنوع این مفاهیم تحت عنوان مدل $(\varepsilon=K^n\omega^m)$ $K-\varepsilon$ شناخته می‌شود که به جای ω از ε برای نرخ اتلاف مدل استفاده گردید. روتا [۵۱] (۱۹۵۱) در پی توسعه کارهایی که بوشینسک برای تقریب در مدل ویسکوزیته توربولانسی انجام داده بود به مدلی موفقیت‌آمیز برای حل تنش رینولدز با استفاده از PDE دست‌یافت که به تقریب مرتبه دو موسوم گشت. برای جریان سه‌بعدی این مدل‌های تقریب مرتبه دو، هفت معادله ارائه می‌کند که یک معادله برای مقیاس طول آشفتگی و شش معادله برای تنش رینولدز می‌باشد. بنابراین به‌طور کلی مدل‌های آشفتگی بر اساس RANS به چهار دسته تقسیم و توسعه داده‌شده‌اند که عبارت‌اند از:

- مدل‌های جبری (صفر معادله^۵): mixing length model

- مدل‌های تک معادله‌ای آشفتگی: Spalart-Almaras

¹ eddy viscosity

² concept of the mixing-length

³ zero-equation model

⁴ Kolmogorov

⁵ Zero-Equation

- مدل‌های دو معادله‌ای آشفتگی: $k-\epsilon$ style models (standard, RNG, realizable), $k-\omega$ model

- مدل تنش‌های رینولدز (تقریب مرتبه دو^۱): Reynolds stress model

حل مسائل آشفتگی و روش‌های محاسباتی با افزایش کیفیت و قدرت قطعات کامپیوتری در دهه‌های ۷۰ و ۸۰ میلادی بیشترین پیشرفت به خود دید.

۲-۴-۱- روش‌های RANS

در جریان آشفته، هر یک از متغیره‌ای جریان به دو بخش میانگین و بخش نوسانی تجزیه می‌شوند که به‌عنوان تجزیه رینولدز شناخته می‌شود. حل مسئله در این روش‌ها با متوسط‌گیری زمانی از معادلات ناویر-استوکس انجام می‌گردد و درنهایت تقریبی از حل‌های معادلات ناویر-استوکس متوسط‌گیری شده (RANS) حاکم بر جریان به‌عنوان نتایج ارائه می‌دهد. بااین‌حال غیرخطی بودن معادلات ناویر-استوکس بدان معنی است که نوسانات سرعت هنوز هم در معادلات RANS دیده می‌شوند، به‌طوری‌که سرعت به دو بخش سرعت متوسط و سرعت نوسانی تقسیم می‌گردد که مجموعشان سرعت لحظه‌ای^۲ در جریان آشفته را تشکیل می‌دهد. معادله سرعت لحظه‌ای $u_i(x_i, t)$ به‌صورت زیر تعریف می‌شود که در آن $U_i(x_i)$ سرعت متوسط و $u'_i(x_i, t)$ سرعت لحظه‌ای می‌باشد.

$$u_i(x_i, t) = U_i(x_i) + u'_i(x_i, t) \quad (۷-۲)$$

حال با جایگذاری سرعت لحظه‌ای در معادله حرکت ناویراستوکس و همچنین میانگین زمان‌گیری از حل منجر به حذف‌ترم سرعت نوسانی می‌گردد که معادله آن به‌صورت معادله زیر تبدیل می‌شود که به معادله میانگین مومنتم رینولدز معروف است.

^۱ Second-Order Closure Models

^۲ instantaneous velocity

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_k \frac{\partial u_i}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\nu \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) \quad (۸-۲)$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_k \frac{\partial U_i}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \right) - \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_k}) \quad (۹-۲)$$

آخرین جمله $(\overline{u'_i u'_k})$ که در معادله مومنتم ایجادشده به رابطه تانسور واگرایی یا تنش رینولدز معروف است. همچنین در حل مسئله‌ای که تغییرات دمای جریان را در خود دارد، سرعت نوسانی و دما در معادله انرژی ظاهر می‌گردند [۵۲، ۵۳]. عبارت تنش رینولدز باعث اختلاف در محاسبات معادلات تنش می‌گردد که برای نزدیک سازی نتایج به معادله RANS نیاز به استفاده از مدل‌های آشفتگی را ایجاد می‌کند. تاکنون مدل‌های مختلفی از مدل‌های آشفتگی ارائه گردیده که در زیر سه مدل $k-\epsilon$ realizable، $k-\epsilon$ RNG و $k-\epsilon$ standard که در حل استفاده شده شرح داد می‌شود.

۲-۴-۱-۱- مدل آشفتگی $k-\epsilon$ Standard

مدل انتقال دو معادله‌ای^۱ که در اینجا به عنوان مدل آشفتگی $k-\epsilon$ شناخته می‌شود به دنبال تحقیقات چو^۲ [۵۴] بر اضمحلال گردابه‌ها ایجاد گردید. چو [۵۵] این تصور را ایجاد کرد که k می‌تواند با اتلاف گردابه (ω) همراه باشد و بر این اساس ترم ϵ که از مشتقات نوسانات سرعت می‌باشد از تحقیقات وی حاصل شده است. در ادامه محققانی چون جونز، شارما و لاندن [۵۶، ۵۷] در دهه ۷۰ میلادی با بازنویسی معادلات $k-\epsilon$ آن را به شکل امروزی توسعه دادند. مدل $k-\epsilon$ یک مدل دو معادله‌ای بوده که تانسور تنش به عنوان تابعی جبری از گرادیان سرعت محلی و دو متغیر مقیاس آشفتگی می‌باشد و این متغیرها توسط دو معادله انتقالی مدل برای محاسبه خواص آشفتگی جریان حل می‌شوند. مدل دو معادله‌ای $k-\epsilon$ از دو متغیر انتقالی k که انرژی جنبشی آشفتگی و دیگری ϵ که نرخ اتلاف آشفتگی را بیان می‌کند. مدل دو

^۱ two-equation transport model

^۲ Chou

معادله‌ای $k-\varepsilon$ در زیر نشان داده شده است. در معادله اول که انرژی آشفتگی k می باشد معادله انتقال را در خود دارد و معادله دوم که نرخ اتلاف را محاسبه می کند.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_i k)}{\partial x_i} = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \quad (10-2)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_1 P_k \frac{\varepsilon}{k} - C_2 \rho \varepsilon \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (11-2)$$

مقادیر ثابت $\sigma_k = 1, \sigma_\varepsilon = 1.3, C_{\varepsilon 1} = 1.42, C_{\varepsilon 2} = 1.68$ از طریق آزمایش بر جریان های آشفته اساسی حاصل شده است. مقدار $C_{\varepsilon 1}$ نرخ رشد لایه های برش را کنترل می کند و σ_ε از ثابت فون کارمن حاصل شده است [۵۸]. از لحاظ ابعادی نرخ اتلاف به انرژی جنبشی آشفتگی و مقیاس طول آشفتگی مرتبط می باشد که در زیر نشان داده شده است.

$$\varepsilon \sim \frac{k^{3/2}}{L_t} \quad (12-2)$$

به طور کلی این مدل آشفتگی برای بسیاری از مسائل CFD نتایج خوبی تقریب می زند. مدل $k-\varepsilon$ در جریان های داخلی مانند جریان لوله و خارجی مانند صفحه تخت و شبیه سازی احتراق و همچنین جریان با تغییرات گرادیان فشار اندک نتایج و عملکرد خوبی دارد. از محدودیت ها و نقاط ضعف این مدل می توان به عملکرد آن در جریان های با گرادیان فشار زیاد، جدایش وسیع و جریان با چرخش و انحنای زیاد اشاره کرد.

۲-۴-۱-۲ مدل آشفتگی k-ε RNG

یاخوت و همکاران^۱ [۵۹] با ارائه مدل جدیدی از $k-\varepsilon$ که بر مبنای تئوری Renormalization Group قرار داشت به بهبود و افزایش عملکرد مدل در مقایسه با مدل استاندارد دست یافتند که بر این اساس به مدل RNG معروف شد. این مدل که اثرات حرکتی در مقیاس کوچک تر را محاسبه می کند همانند

^۱ Yakhot, et al

مدل k-ε Standard از دو معادله برای حل مسئله آشفتگی استفاده می‌کند؛ به‌طور کلی در فرم و ساختار معادلات شباهت‌هایی با مدل استاندارد وجود دارد ولی تفاوت اصلی مدل RNG در مقایسه با مدل استاندارد در فرمولاسیون معادله اتلاف می‌باشد. مدل استاندارد به‌عنوان دمپ‌کننده گردابه شناخته‌شده از این‌رو تغییرات در معادله ε مدل RNG افزایش دقت در جریان‌های چرخشی، کششی وسیع، سطوح دارای انحنای زیاد و بهبود رفتار در ناحیه نزدیک دیواره را با خود به همراه دارد [۵۲]. معادلات مدل RNG با فرض صرف‌نظر از نیروی بویانسی به‌صورت زیر بازنویسی می‌شوند.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_i k)}{\partial x_i} = P_k - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (۱۳-۲)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} P_k \frac{\varepsilon}{k} - C_{2\varepsilon}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (۱۴-۲)$$

که P_k در عبارت زیر مبسوط گردیده است:

$$P_k = \tau_{ij} S_{ij} = -\rho \bar{u}_i \bar{u}_j S_{ij} \quad (۱۵-۲)$$

و $C_{2\varepsilon}^*$ برابر است با:

$$C_{2\varepsilon}^* = C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta / \eta_0)}{1 + \beta \eta^3}$$

$$\eta = \frac{Sk}{\varepsilon} \quad (۱۶-۲)$$

$$S = (2S_{ij}S_{ij})^{1/2}$$

مقادیر $C_\mu = 0.0845$, $\sigma_k = 0.7194$, $\sigma_\varepsilon = 0.7194$, $C_{\varepsilon 1} = 1.42$, $C_{\varepsilon 2} = 1.68$, $\eta_0 = 4.38$, $\beta = 0.012$

ثابت بوده و توسط یاخوت و همکاران ارائه‌شده‌اند.

۲-۴-۱-۳- مدل آشفتگی k-ε realizable

شیه و همکاران^۱ [۶۰] مدل جدیدی را با اعمال تغییراتی بر معادله نرخ اتلاف و ویسکوزیته ادی^۲ برای بهبود عملکرد مدل سازی جریان در مقایسه با مدل استاندارد ارائه کردند که جریان های حول هندسه های پیچیده، لایه های مرزی تحت گرادیان ها با فشار معکوس بالا، جدایش پایین دست جریان و همچنین گردابه های ایجاد ناشی از جدایش را به خوبی مدل کند. همچنین در مدل realizable از معادله نرخ آشفتگی این انتظار وجود دارد که پایداری عددی در محاسبات جریان آشفته افزایش یابد، بخصوص زمانی که از روش های پیچیده تر مانند روش مرتبه دو^۳ استفاده شود. معادله نرخ اتلاف بر اساس میانگین مربعات معادله نوسان گردابه^۴ در رینولدزهای آشفته^۵ بنا شده است [۶۱]. بر اساس توضیحات ذکر شده، معادلات مدل k-ε realizable به صورت زیر نوشته می شود:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (۱۷-۲)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} P_b - S_\varepsilon \quad (۱۸-۲)$$

که:

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, \quad S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (۱۹-۲)$$

در معادله انرژی آشفته عبارت P_k نشان دهنده تولید انرژی جنبشی آشفتگی به دلیل گرادیان های متوسط سرعت می باشد که به صورت حالت استاندارد مدل k-ε محاسبه می شود.

^۱ Shih et al.

^۲ eddy viscosity

^۳ second order closures

^۴ mean-squared vorticity fluctuation

^۵ large turbulence Reynolds number

همچنین ترم P_b در هر دو معادله انرژی و آشفتگی نشان دهنده تولید انرژی جنبشی آشفتگی ناشی از نیروی بویانسی می باشد. مدل سازی ویسکوزیته آشفته باعث تمایز مدل $k-\varepsilon$ realizable نسبت به مدل های قبلی گردیده است که ترم μ_t در هر دو معادله انرژی و آشفتگی حضور دارد که به صورت زیر تعریف می شود.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (20-2)$$

و عبارت C_μ موجود در معادله بالا برابر است با:

$$C_\mu = \frac{1}{4.04 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}}, A_s = \sqrt{6} \cos \phi, U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \bar{\Omega}_{ij}\bar{\Omega}_{ij}} \quad (21-2)$$

مقادیر موجود در معادله U^* برابر:

$$\bar{\Omega}_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k, \Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (22-2)$$

که $\bar{\Omega}_{ij}$ متوسط نرخ چرخش تانسور نسبت به دستگاه مبنا با سرعت زاویه ای ω_k می باشد. مقادیر ثابت معادلات $k-\varepsilon$ realizable نیز برابر با $\sigma_k = 1.0, C_{1\varepsilon} = 1.44, C_2 = 1.9, \sigma_\varepsilon = 1.2$ می باشد [۶۲].

بررسی رفتار سیال در جریان آرام به وسیله معادلات پیوستگی، مومنتم و انرژی انجام می پذیرد. اصولاً حل دقیق که بر اساس معادلات و روابط ریاضی بنا شده است دارای سرعت بالا می باشد ولی در عوض نیازمند تعیین شرایط مرزی و همچنین تعیین جزئیات درزمینه ساختار لایه مرزی دار می باشد که در هندسه های پیچیده دیگر توانایی پاسخگویی را ندارد. باین وجود در واقعیت مسائل مهندسی، ما با هندسه و جریان های متنوعی روبرو هستیم که منجر به افزایش آشفتگی و نوسانات حرکت سیال می شود که بررسی و حل آن را مشکل تر می کند. معیار عدد رینولدز مشخص کننده نوع چنین جریانی

بوده که نسبت نیروهای اینرسی به ویسکوز می‌باشد. عدد رینولدز عددی بی‌بعد بوده با نماد Re در معادله زیر نشان داده شده است.

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (2-23)$$

که در آن ρ دانسیته سیال، U ترم سرعت، L ترم نشان‌دهنده طول مشخصه و μ ویسکوزیته دینامیک می‌باشد. در جریان آشفته که عدد رینولدز در مقادیر بالایی می‌باشد، نیروی اینرسی بر نیروی ویسکوز غالب می‌شود و منجر به حرکات تصادفی و نوسانی توسط ذرات سیال می‌گردد که در مختصات سه‌بعدی ناپایداری و محدوده‌ای از مقیاس‌های آشفتگی را به خود اختصاص می‌دهد. بسته به نوع و خواسته‌های مدل‌سازی سطوح متفاوتی از حلگرها با دقت و هزینه محاسباتی متفاوت وجود دارد که در مطالب پیشین به آن‌ها پرداخته شد. با توجه به خواسته‌ها و شرایط موجود در این مسئله استفاده از روش حل گر RANS برای مدل‌سازی جریان آشفته می‌تواند به هزینه و دقت قابل قبولی در مقایسه با روش DNS دست یابد. به‌طور کلی برای حل معادلات روش RANS که میانگین حل زمانی خصوصیات مسئله را در جواب گزارش می‌کند، نیاز به محاسبه‌ی تنش‌های رینولدز $(-\rho \overline{u'_i u'_j})$ می‌باشد. به دلیل این که تعداد مجهولات از تعداد معادلات بیشتر است، یافتن مدل مناسب برای حل تنش‌های رینولدز موجود در معادلات RANS بکار می‌رود، چالشی در مدل‌سازی توربلانس می‌باشد.

۲-۵- انتخاب مدل آشفتگی

در مقایسه‌ای که در بخش نتایج بین مدل‌های استاندارد، RNG و realizable صورت گرفته، بهترین مدل از لحاظ شباهت کانتور و مقدار راندمان حرارتی در مقاطع مختلف صفحه خنک کاری نسبت به داده‌های تجربی مدل $k-\epsilon$ realizable می‌باشد. در نتایج به‌دست‌آمده با استفاده از مدل RNG به عدم تطابق کانتور ها، نمودارهای راندمان خنک کاری متوسط، گستردگی بیش‌ازحد کانتور در نقاط خنک و همچنین توزیع بسیار نامتقارن خنک‌کننده بر روی صفحه در نسبت دمش ۲ در مقایسه با نتایج تجربی

اشاره کرد. در مدل standard مقادیر راندمان حرارتی و کانتور ها شباهت بیشتری به نتایج داشته ولی به دقت استفاده از مدل realizable در شبیه سازی و رسیدن به نتایج تجربی نمی رسد.

۲-۶- دسته بندی روش های شبیه سازی خنک کاری فیلمی

در شبیه سازی خنک کاری فیلمی، به طور کل دو روش وجود دارد:

۱- شبیه سازی به صورت گذرا: در این روش شبیه سازی جریان سیال در کانال به صورت وابسته به زمان انجام می گیرد. در شبیه سازی گذرا معمولاً از روش های LES و DNS استفاده می شود که به بررسی دقیق تر گردابه ها و تأثیر آنها بر راندمان خنک کاری پرداخته می شود. در هردوی این روش ها علاوه بر استفاده از سیستم های قدرتمند کامپیوتری، به زمان و تعداد شبکه بیشتری برای حل نیاز می باشد.

۲- شبیه سازی به صورت پایا: در این شبیه سازی معمولاً بر اساس میانگین زمانی معادلات ناویر استوکس حل صورت می گیرد و عموماً از روش های RANS برای مدل سازی استفاده می شود. در این روش هزینه تأمین سخت افزار کامپیوتری به نسبت DNS کمتر بوده ولی به نسبت کیفیت شبکه در آن بسیار مهم می باشد و با وجود دمپ بعضی گردابه ها و عدم ثبت آنها در نتایج خروجی اما به نسبت نتایج قابل قبولی را در مقایسه با داده های تجربی ارائه می دهد.

۲-۷- پارامترهای تأثیرگذار بر خنک کاری خارجی

۲-۷-۱- نسبت دمش و چگالی

راندمان خنک کاری فیلمی به طور کلی متأثر از ساختار جریانی می باشد که حاصل اثر متقابل دو جریان جت خنک کننده و جریان داغ اصلی است. این ساختارهای جریان ایجاد شده، به طور مستقیم با پارامترهای هندسی سوراخ خنک کننده و شرایط طراحی مرتبط است. شرایط طراحی به طور کلی، بر نوع

جریان و راندمان خنک کاری تأثیرگذار بوده که از جمله آن‌ها می‌توان به نسبت چگالی^۱ و نسبت شار جرمی یا نسبت دمش^۲ اشاره کرد. در روابط که به معرفی این پارامترهای بی‌بعد می‌کند، تغییرات سرعت و همچنین چگالی که ناشی از تغییرات دمای گاز بوده ارائه گردیده است.

$$DR = \frac{\rho_c}{\rho_h} \quad (24-2)$$

$$M = \frac{\rho_c u_c}{\rho_h u_h} \quad (25-2)$$

که اندیس c به جریان خنک‌کننده، اندیس h به جریان داغ اشاره دارد و ترم u در معادله نسبت دمش به سرعت سیال توسعه‌یافته و پایا اشاره دارد.

۲-۷-۲- راندمان خنک کاری فیلمی

تأثیر دمای گاز بر سطح دیواره بدون اعمال شار حرارتی را دمای آدیاباتیک دیواره خنک کاری گویند. بنابراین به‌کارگیری فیلم خنک‌کننده به کاهش دمای آدیاباتیک دیواره T_{aw} منجر می‌گردد. توزیع اثربخشی فیلم در امتداد خط مرکزی^۳ و میانگین عرضی^۴ از لبه‌ی بالادست تا پایین‌دست صفحه موردنظر که تحت تأثیر جت خنک‌کننده قرار گرفته، توسط پارامتری بنام اتا (η) موردبررسی می‌گیرد. به‌طور کلی راندمان حرارتی متوسط عرضی را با $\bar{\eta}$ ، راندمان خنک کاری متوسط صفحه‌ای را با $\bar{\eta}$ و راندمان خنک کاری در امتداد خط مرکزی را با η_c نشان می‌دهند. دمای جریان اصلی، دمای دیواره آدیاباتیک و دمای جت خنک‌کننده به ترتیب برابر T_∞ ، T_{aw} و T_c می‌باشد که در زیر ارائه شده است.

$$\eta = \frac{T_\infty - T_{aw}}{T_\infty - T_c} \quad (26-2)$$

¹ density ratio (DR)

² blowing ratio (M)

³ centerline

⁴ span wised average

در رابطه بالا که نشان‌دهنده پارامتر بی‌بعد η می‌باشد، ارتباط بین جریان خنک با جریان اصلی نهفته است که در صورت رسیدن به حالت ایده آل خود یعنی $\eta = 1$ جریان خنک‌کننده بیشترین اثر خود را بر دیواره‌ی آدیاباتیک نهاده است. این مقدار معمولاً در خروجی جریان جت خنک به جریان اصلی مشاهده می‌شود که در ادامه‌ی مسیر خود به سمت پایین‌دست جریان اصلی از مقدار آن کاسته می‌شود. همچنین زمانی که پارامتر راندمان خنک کاری عدد صفر را نشان دهد به عدم تأثیر فیلم خنک‌کننده بر دیواره اشاره دارد. به‌طور کلی تمامی تلاش محققین در زمینه خنک کاری فیلمی بهبود پارامتر η بر صفحه خنک شونده می‌باشد و از لحاظ اهمیت اثربخشی و کارایی، افزایش $\bar{\eta}$ که به پخش عرضی جریان خنک‌کننده اشاره دارد، تأثیر بیشتری بر خنک کاری پره نسبت به η_c دارد. در ادامه فرمول‌های محاسبه راندمان حرارتی متوسط عرضی $\bar{\eta}$ و راندمان خنک کاری متوسط صفحه‌ای $\bar{\eta}$ ارائه شده است:

$$\bar{\eta} = \frac{1}{L} \int_0^L \eta \, dz \quad (27-2)$$

$$\bar{\eta} = \frac{1}{A} \iint_0^A \eta \, dA \quad (28-2)$$

۲-۷-۳- دمای بی‌بعد^۱

برای بررسی اثرات جریان جت خنک بر جریان اصلی با توجه به میزان بازه دمایی بین جریان اصلی و خنک، از پارامتر بی‌بعدی تحت عنوان دمای بی‌بعد θ استفاده می‌گردد که در زیر ارائه گردیده است.

$$\theta = \frac{T_g - T}{T_g - T_c} \quad (29-2)$$

^۱ dimensionless temperature

۲-۷-۴- ضریب انتقال حرارت

ضریب انتقال حرارت باوجود فیلم خنک کننده به صورت زیر تعریف می شود:

$$h_f = \frac{q_f}{T_w - T_f} \quad (۳۰-۲)$$

که T_w دمای دیواره با اعمال شار حرارتی و T_f دمای فیلم می باشد.

ضریب انتقال حرارت بدون وجود فیلم خنک کننده بر روی یک صفحه صاف به صورت زیر تعریف می شود:

$$h_0 = \frac{q_0}{T_w - T_\infty} \quad (۳۱-۲)$$

۲-۷-۵- کاهش فلاکس حرارتی خالص^۱

عملکرد کلی خنک کاری فیلمی (NHFR) توسط پارامتر کاهش فلاکس حرارتی خالص ارزیابی می شود. پارامتر کاهش فلاکس حرارتی خالص با در نظرگیری هردو پارامتر راندمان خنک کاری و نرخ انتقال حرارت عملکرد خنک کننده را ارزیابی می کند. NHFR با مقادیر مثبت نشان دهنده عملکرد مناسب خنک کننده و مقادیر منفی این پارامتر عملکرد نامناسب خنک کننده را نشان می دهد. پارامتر کاهش فلاکس حرارتی خالص متوسط عرضی به صورت زیر تعریف می شود:

$$\overline{NHFR} = 1 - \frac{q_f}{q_0} = 1 - \frac{\bar{h}_f}{h_0} \left(1 - \frac{\bar{\eta}}{\phi} \right) \quad (۳۲-۲)$$

که ϕ عملکرد کلی خنک کاری می باشد و مقدارش بسته به شرایط واقعی موتور از ۰,۵ الی ۰,۷ می باشد. در مطالعه حاضر این مقدار ۰,۶ در نظر گرفته شده است.

^۱ Net heat flux reduction (NHFR)

۲-۷-۶- معیار Q

یکی از معیارهای تشخیص و شناسایی میدان گردابه ها معیار Q است. این تانسور که رابطه‌ی میان کرنش برشی محلی و مقدار گردابه ها را ارائه می‌دهد. رابطه‌ی آن به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$Q = \frac{1}{2} (tr(\bar{D})^2 - tr(\bar{D}^2)) = \frac{1}{2} \|\bar{\Omega}\|^2 - \|\bar{S}\|^2 \quad (۳۳-۲)$$

تانسور گرادیان سرعت $\bar{D}$ را می‌توان بصورت D_{ij} نوشت که یک تانسور مرتبه دو می‌باشد و به دو بخش متقارن (S_{ij}) و پاد متقارن (Ω_{ij}) تقسیم می‌شود و در ادامه ارائه شده است.

$$D_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j}, D_{ij} = S_{ij} + \Omega_{ij} \quad (۳۴-۲)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (۳۵-۲)$$

۲-۸- هندسه مدل

در این پژوهش، ابتدا هندسه‌ی هر ترانشه و همچنین ترانشه عرضی، در نرم افزارهای مربوطه جهت تعریف ناحیه محاسباتی مدل می‌گردد. ترانشه عرضی توسط داده‌ها و اطلاعات ارائه شده در مرجع [۱۰] طراحی گردیده است. در ادامه ترانشه مدل موج w (w-wave) به عنوان مدل نوآورانه با سه دامنه مختلف^۱ مورد بررسی قرار گرفته است و عملکرد فیلت با شعاع متغیر^۲ در لبه پایین دست ترانشه مورد تحقیق و بررسی قرار گرفته است. بنابراین به طور کلی هندسه‌های مورد تحقیق در این مسئله به موارد زیر دسته‌بندی می‌گردند:

^۱ w-wave trench with three different amplitudes

^۲ variable fillet radius

۱- هندسه ترانشه عرضی^۱: هندسه و ابعاد استفاده شده در این مدل همان طور که ذکر شد توسط مرجع [۱۰] ارائه گردیده و برای صحه سنجی و مقایسه تحت بررسی قرار گرفته است. هندسه ترانشه عرضی به قرار گیری سوراخ فیلم خنک کننده در یک ترانشه مستطیلی اشاره دارد که در شکل ۲-۲ نشان داده شده است.

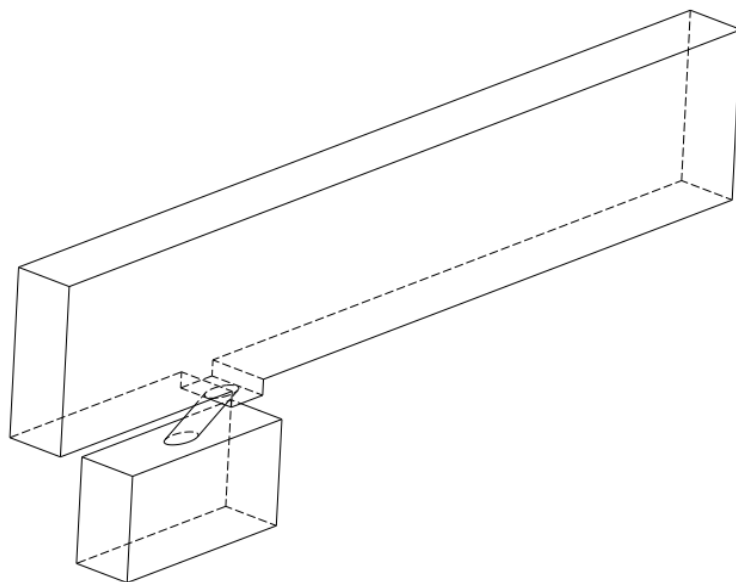
۲- هندسه ترانشه موج w^2 (w-wave): هندسه و ابعاد کانال این مدل دقیقاً همانند ترانشه عرضی می باشد با این تفاوت که در این مدل ترانشه موج w جایگزین ترانشه ساده (عرضی) گردیده است. ساختار هندسی این ترانشه همانند حرف w انگلیسی بوده و با سه دامنه متفاوت ارائه گردیده است. هندسه محاسباتی این مدل در شکل ۲-۳ ارائه شده و نقاط هندسی این ترانشه ها بر اساس دستگاه محور مختصات پیش فرض در شکل ۲-۵ نشان داده شده است.

۳- هندسه ترانشه موج w با اعمال فیلت با شعاع متغیر در لبه پایین دست ترانشه^۳: ساختارها و ابعاد ترانشه های موج w در این حالت ثابت بوده است ولی با اعمال فیلت در لبه ی پایین دست این تراشه ها به بررسی بهبود عملکرد خنک کاری پرداخته می شود. شکل ۲-۴ ناحیه محاسباتی را برای تراشه موج w با شعاع R_5 نشان می دهد.

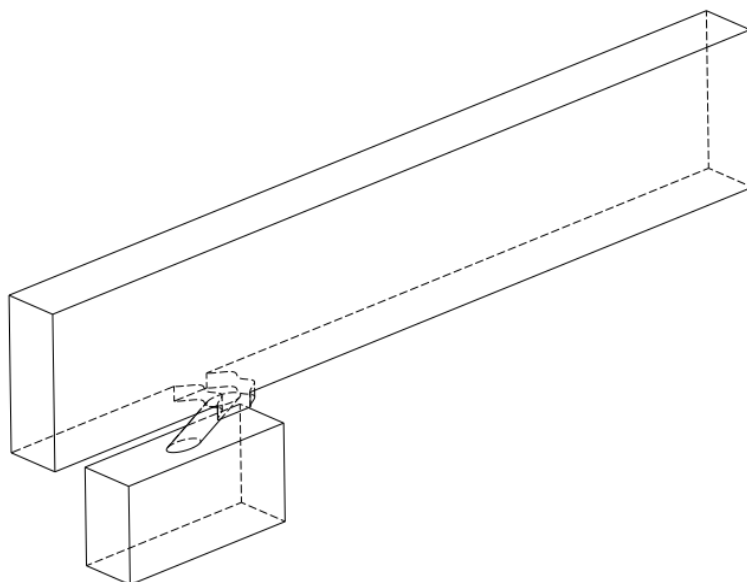
¹ transverse trench

² w-wave trenches

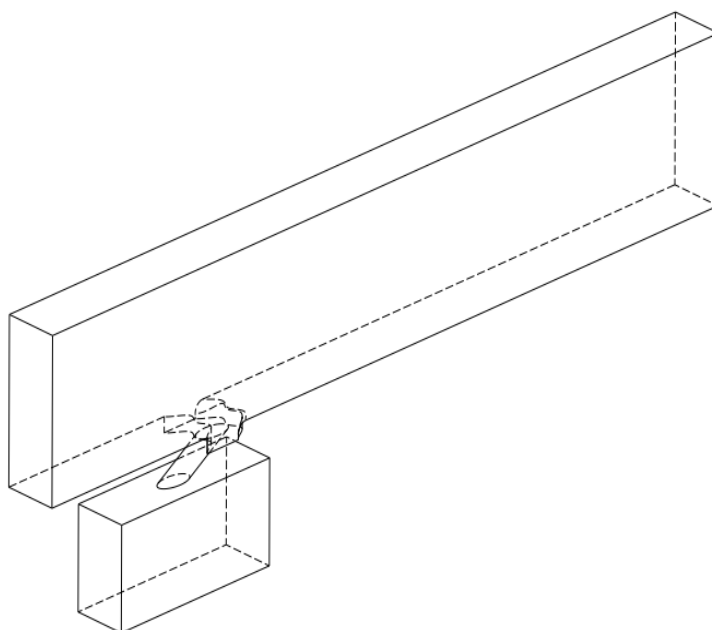
³ w-wave trenches by applying a variable radius fillet



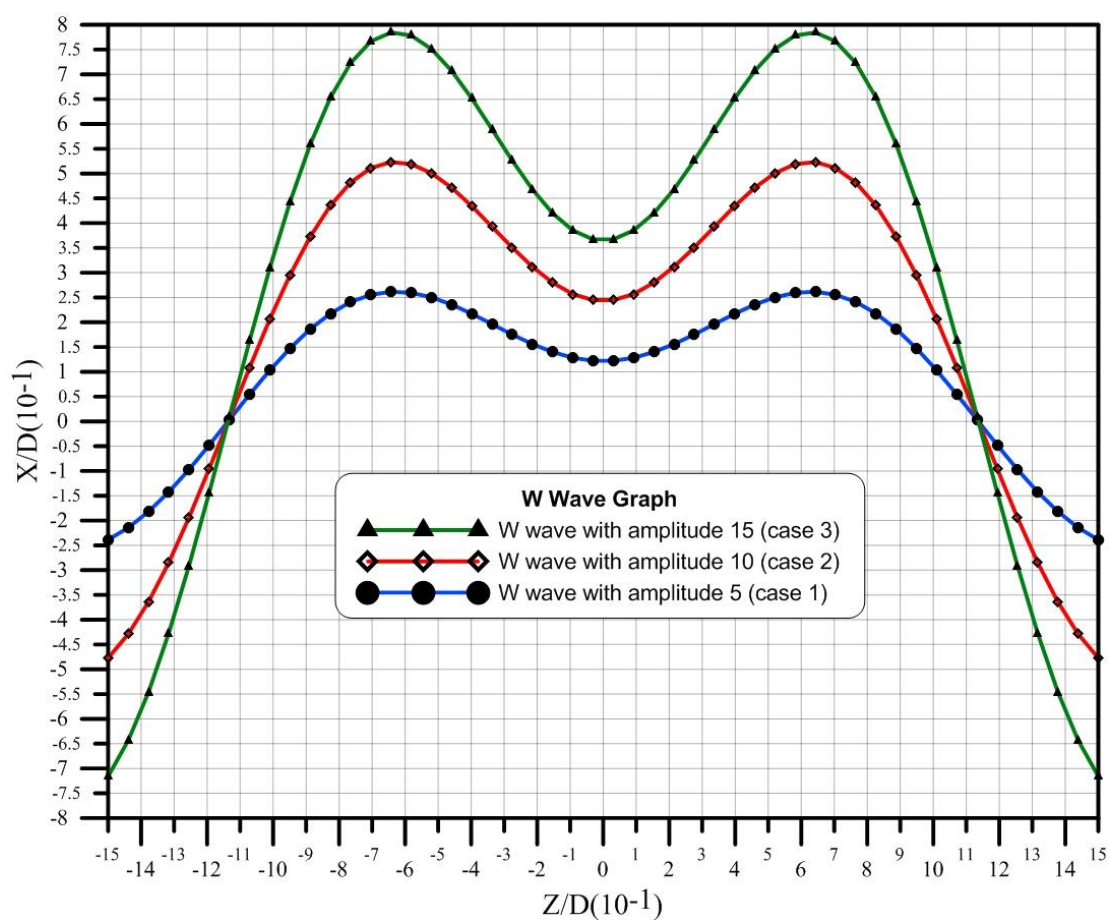
شکل ۲-۲- هندسه محاسباتی ترانشه عرضی



شکل ۲-۳- هندسه محاسباتی ترانشه موج W

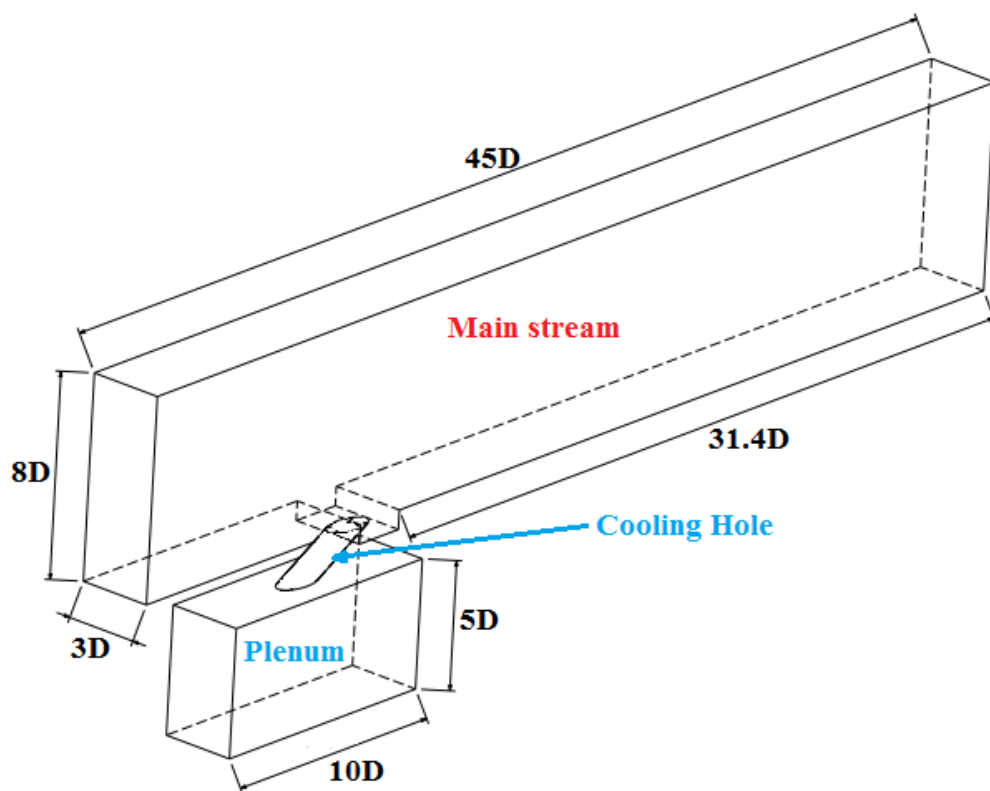


شکل ۲-۴- هندسه محاسباتی ترانشه موج W با شعاع متغیر ۵ در لبه پایین دست ترانشه



شکل ۲-۵ نقاط هندسی ترانشه موج W در سه دامنه متفاوت

ابعاد هندسه محاسباتی توسط مرجع در شکل ۲-۶ ارائه گردیده که از ناحیه محاسباتی جریان اصلی، سوراخ خنک کاری و پلنیوم تشکیل شده است. پلنیوم که در مراجع به عنوان ناحیه چرخش و آماده سازی جریان خنک نامیده می شود توسط لوله ای به ناحیه عبور جریان داغ که در شکل با نام ناحیه جریان اصلی نشان داده شده متصل می شود. جت خنک کننده پس از طریق لوله به جریان اصلی تزریق می شود و با جریان داغ عبوری ترکیب می شود. عرض کانال پلنیوم برابر با عرض کانال جریان اصلی برابر با $3D$ می باشد. شیب لوله جت خنک کننده برابر 30° درجه نسبت به پلنیوم می باشد. قطر لوله برابر با 10mm می باشد و باقی ابعاد همان طور که در شکل نشان داده شده بر اساس آن اندازه گذاری می شود. در جدول ۲-۱ به طور کلی ابعاد تراشه مستطیلی (عرضی) و همچنین اندازه گذاری های ریزتر موجود در ناحیه محاسباتی ارائه شده است.



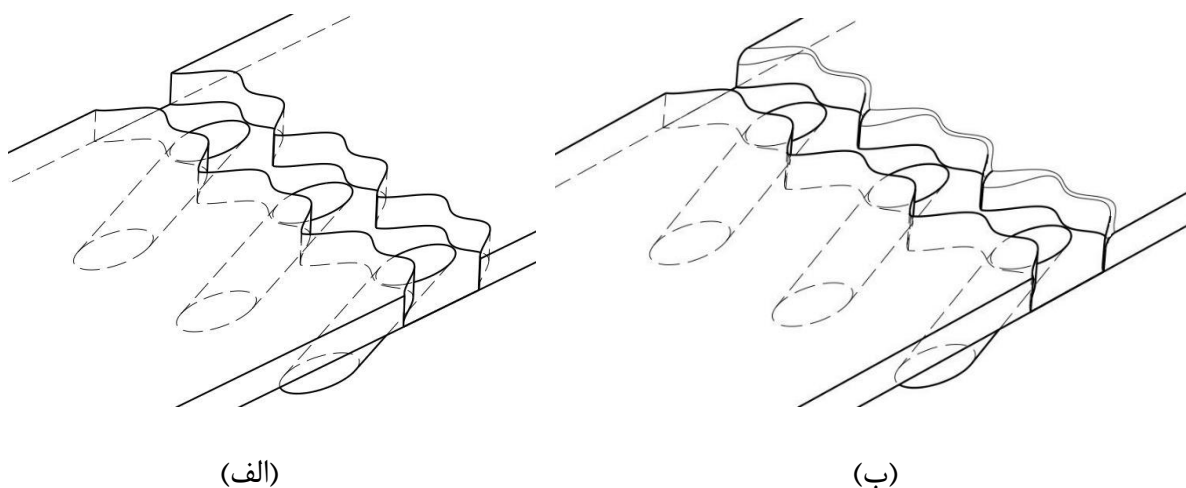
شکل ۲-۶ ابعاد هندسی مدل تراشه عرضی

شماتیک تراشه های موج w همراه با لبه ی فیلت شده در شکل ۲-۷ ارائه گردیده است. ابعاد این تراشه ها به همراه مبدأ مختصات فرضی در شکل ۲-۸ ارائه گردیده است. راستای طولی جریان محور x

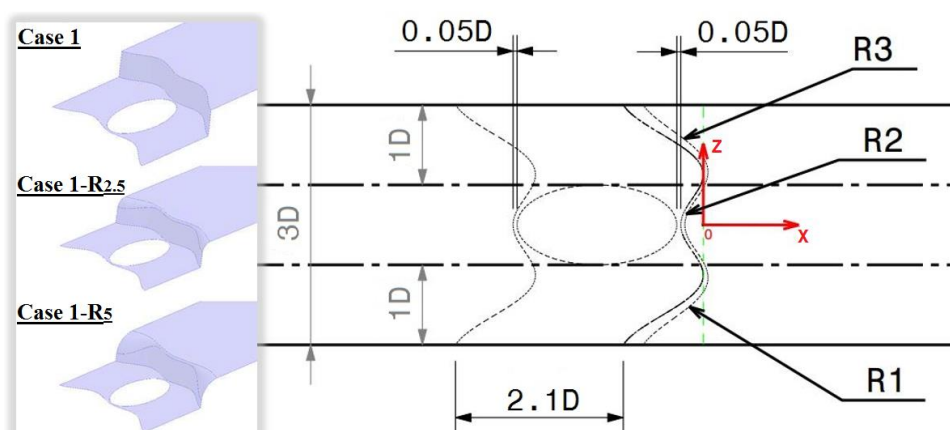
راستای عرضی محور z و راستای عمود بر صفحه محور y دستگاه مختصات را نشان می‌دهد. همچنین در شکل اشاره شده از دو خط کمکی در راستای x برای ترسیم دقیق محل اعمال فیله‌های با شعاع متغیر استفاده گردیده است که دارای فاصله $1D$ نسبت به هم هستند. همچنین عرض ترانشه در طراحی موج w همانند عرض ترانشه مستطیلی برابر با $2.1D$ می‌باشد که در شکل نشان داده شده است. شعاع فیلتهای با حرف R در شکل ارائه گردیده که بسته به کیس (case) مورد بررسی متفاوت بوده و برای نمونه کیس یک (case 1) با فیلتهای شعاع متغیر و حالت ساده به صورت ایزومتریک در کنار شکل ارائه شده است. در حالت ساده هندسه‌های موج w مقادیر شعاع‌های فیلتهای برابر با صفر می‌باشد. اندازه‌ی شعاع فیلتهای در لبه پایین دست ترانشه موج w ، در جدول ۲-۲ ارائه شده است که هر یک از ترانشه‌های موج w با دامنه‌ی متفاوت را به عنوان یک case (کیس) مجزا در نظر گرفته و در جدول نشان داده شده است. بعلاوه در جدول بر اساس نوع ترانشه موج w مبنی بر حالت ساده یا فیلتهای لبه‌ی پایین دست کیس نام گذاری شده‌اند. در ادامه که به بررسی و مقایسه‌ی کیس‌ها با مدل ترانشه عرضی در بخش نتایج پرداخته می‌شود با همین نام گذاری‌های ارائه گردیده در جدول شناخته و معرفی می‌گردند.

جدول ۲-۱ ابعاد ترانشه مستطیلی و اندازه‌های بکار رفته در طراحی

قطر سوراخ خنک کاری (D)	10mm
عرض ترانشه (w)	2.1D
عمق ترانشه (H)	0.75D
گام سوراخ (P)	3D
فاصله‌ی لبه‌ی سوراخ تا لبه‌های پایین و بالادست تراشه	0.05D



شکل ۷-۲ شماتیک ترانشه های موج W (الف) ترانشه موج W (ب) ترانشه موج W با اعمال فیلتر شعاع متغیر R2.5



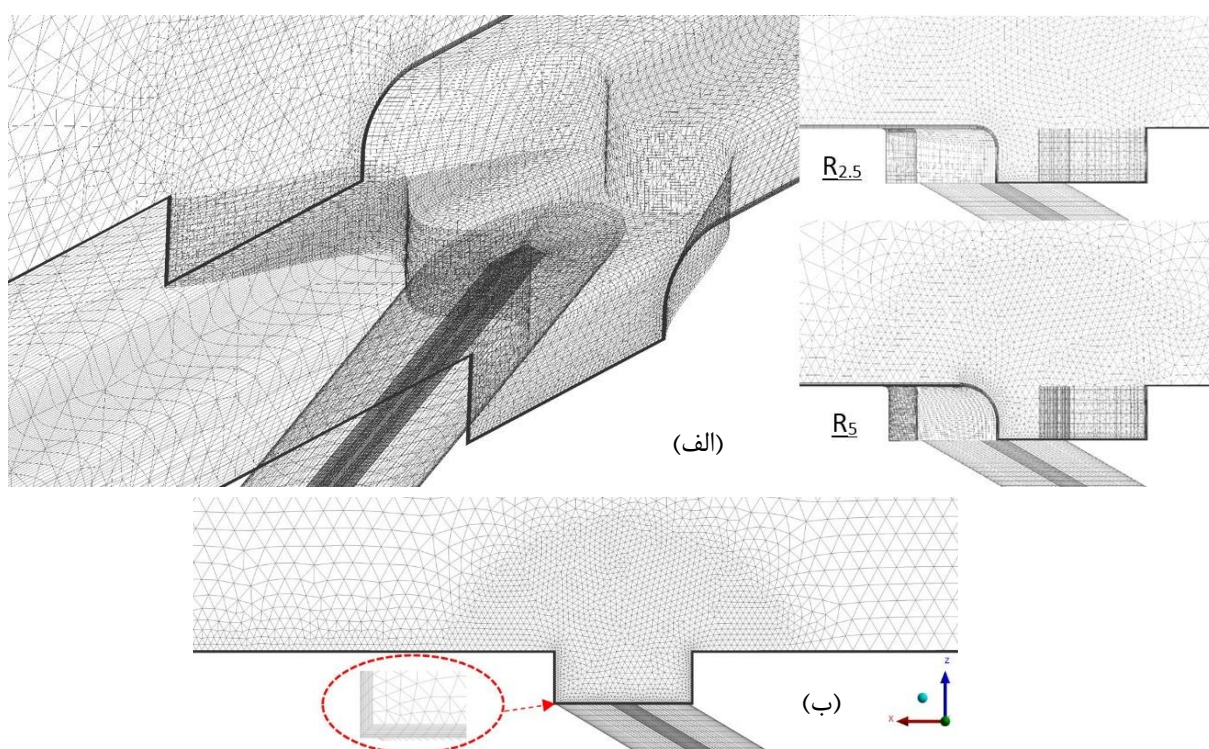
شکل ۸-۲ پارامترهای متغیر ترانشه موج W همراه با شماتیک حالات مختلف طراحی کیس ۱

جدول ۲-۲ شعاع های فیلتر ترانشه های موج W

هندسه مورد بررسی	انواع	R1(mm)	R2(mm)	R3(mm)
Case 1 (w-wave with	Simple	-	-	-
	R2.5	2.5	0.5	2.5

amplitude 5)	R_5	5	0.5	5
Case 2 (w-wave with amplitude 10)	Simple	-	-	-
	$R_{2.5}$	2.5	0.5	2.5
	R_5	5	0.5	5
Case 3 (w-wave with amplitude 15)	Simple	-	-	-
	$R_{2.5}$	2.5	0.5	2.5
	R_5	5	0.5	5

۹-۲- تولید شبکه



شکل ۹-۲ شبکه تولید شده برای (الف) ترانشه موج W (ب) ترانشه عرضی

برای تولید شبکه از نرم افزار ANSYS Meshing استفاده شده است، شبکه از نوع مرکب^۱ می باشد به طوری که برای دستیابی به کیفیت بالاتر در شبکه، المان های چهاروجهی در ناحیه ی جریان اصلی و پلنیوم جریان خنک و المان شش وجهی^۲ در ساختار شبکه ی لوله تزریق جریان خنک استفاده شده است. در مجاورت مرزهای دیواره از شبکه بندی لایه مرزی با تراکم بالاتر استفاده شده است. در شکل ۲-۹ زیر نماهایی از شبکه های تولید شده برای مدل ترانشه عرضی که به منظور راستی آزمایی و شبکه ی موج w ای که مدل نوآورانه در این تحقیق می باشد، ارائه گردیده است.

۲-۱۰- شرایط مرزی

شبیه سازی در یک کانال با ابعاد مشابه یکدیگر ولی با ترانشه و فیلتهای متفاوت از لحاظ ساختاری صورت گرفته که در تمامی موارد نسبت دمش های ($M=0.5, 1, 2$) و به تناسب آن راندمان خنک کاری مورد بررسی قرار گرفته است.

شرایط مرزی و هندسی مدل مشابه با مرجع [۱۰] و به صورت اطلاعات درج شده در جدول زیر در نظر گرفته شد. همچنین، توضیحات مربوط به شرایط مرزی در ادامه ارائه گردیده و در بخش محاسبه ضریب انتقال حرارت شار وارد بر دیواره صفحه خنک کاری مورد بررسی برابر با $q=10,000 \text{ W/m}^2$ در نظر گرفته شده است. محاسبه ضریب انتقال حرارت (h) برای کیس های مختلف بدین صورت می باشد که با اعمال شار ثابت بر دیواره در حالت تزریق جریان خنک و با فیلم (h_f) ابتدا مقدار ضریب انتقال حرارت را محاسبه کرده سپس محاسبه ی ضریب انتقال حرارت بر روی صفحه مسطح و بدون تزریق جریان خنک و فیلم (h_0) پرداخته می شود. در نهایت نسبتی برای ضریب انتقال حرارت با فیلم به حالت بدون فیلم برای بررسی عملکرد کلی خنک کاری در نظر گرفته می شود.

^۱ hybrid

^۲ Tetrahedral and hexahedral

جدول ۲-۳ شرایط مرزی

zones	Inlet	Outlet	Side walls
Mainstream	Temperature=300k Velocity=20 $\frac{m}{s}$	Pressure= 1 atm	symmetric
Plenum	Temperature=320k Mass=depend on blowing ratios	To mainstream by inclined hole	

- حل به صورت پایا^۱ انجام گرفته است.
- شرط مرزی ورودی جریان داغ: برای ورودی از شرط مرزی سرعت^۲ استفاده شد. مقدار سرعت ورودی در جریان اصلی با توجه به مرجع انتخابی برابر 20m/s و در بخش مقدار دمای ورودی جریان اصلی برای تمامی حالات ۳۰۰ کلوین قرار داده شد.
- شرط مرزی ورودی جریان خنک کننده: در این ورودی از شرط مرزی دبی جرمی^۳ استفاده شده که برای نسبت دمش های مختلف (M=0.5, 1, 2) با توجه به سرعت ورودی و سرعت خروجی اندازه گیری شده در لوله تزریق خنک کننده در جریان اصلی حساب شده است. جهت این شرط مرزی در راستای عمود بر صفحه و در راستای محور Z می باشد.
- شرط مرزی خروجی: شرط مرزی استفاده شده در این قسمت از شرط فشار خروجی^۴ با فشار یک اتمسفر استفاده شد.

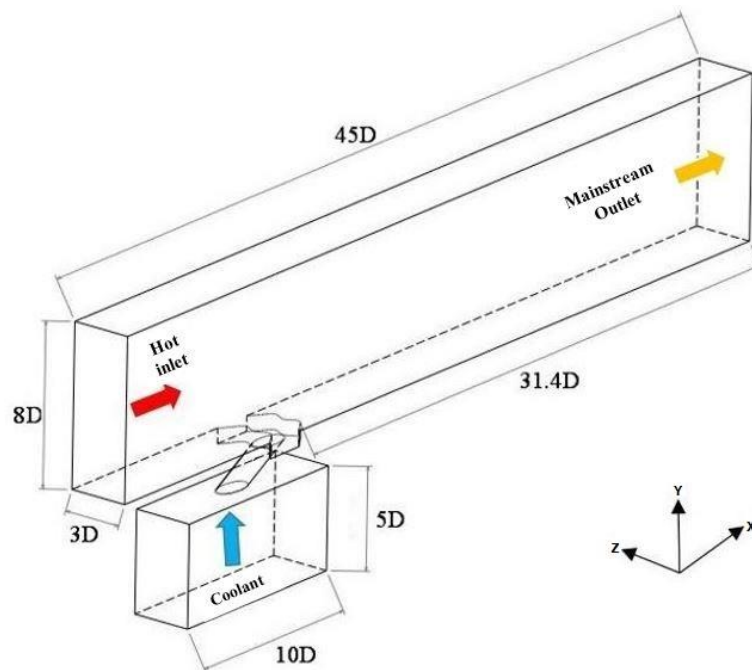
¹ Steady

² Velocity inlet

³ Mass inlet

⁴ Pressure outlet

- شرط مرزی دیواره‌ها: برای دو دیواره جانبی در کانال اصلی از شرط آینه^۱ استفاده شده است و برای تمامی دیواره‌ها شرط عدم لغزش لحاظ شد.
- همچنین جهت جریان در کانال اصلی در راستای محور x (با توجه به شکل ۱۰-۲) در نظر گرفته شد و عرض کانال محور z می‌باشد.



شکل ۱۰-۲ شرایط مرزی مدل

^۱ Symmetric

فصل ۳ نتایج

۳-۱- مقدمه

نتایج حاصل از شبیه‌سازی نیازمند صحت‌گذاری و راستی آزمایی با نتایج تجربی و داده‌های پیشین می‌باشد. بنابراین پیش از ارائه و بحث در مورد مدل‌های نوآورانه به بررسی و شبیه‌سازی مدل تجربی پرداخته می‌شود و در ادامه به مقایسه‌ی عملکرد خنک کاری مدل نوآورانه با مدل ترانشه عرضی پرداخته و مستندات لازم ارائه می‌گردد.

۳-۲- صحت‌گذاری و استقلال از شبکه

راستی آزمایی مدل ترانشه عرضی با مقایسه نتایج راندمان خنک کاری فیلمی متوسط عرضی^۱ با داده‌های آزمایشگاهی [۴۲، ۴۳] و شبیه‌سازی عددی [۱۰] صورت گرفته است که شرایط مرزی و پارامترهای مختص هر مرجع در جدول ۳-۱ ارائه شده است. داده‌های آزمایشگاهی طبق اظهار مراجع به دلیل عدم قطعیت در اندازه‌گیری^۲ دارای خطا می‌باشند که برای مراجع [۴۲] و [۴۳] به ترتیب ۳ و کمتر از ۱۰ درصد تعیین شده است و در شکل ۳-۱ با خطوط عمودی خطا نمایش داده شده‌اند. مدل‌های آشفتگی بررسی شده در این تحقیق مدل $k-\epsilon$ Standard، $k-\epsilon$ RNG و $k-\epsilon$ realizable می‌باشند که پس از مقایسه نتایج و همچنین بررسی شباهت توزیع کانتورهای خنک کاری فیلمی، به برتری و نزدیکی بیشتر مدل $k-\epsilon$ realizable به نتایج تجربی دست یافت. برای بررسی استقلال از شبکه، چندین شبکه با تعداد المان مختلف تولید شده است. همان‌طور که در شکل ۳-۱ نشان داده شده مقایسه‌ی مدل‌های توربولانسی همراه با نتایج تجربی در نسبت دمش یک^۳ گزارش شده است. بر اساس شکل، در شبیه‌سازی عددی توسط مدل $k-\epsilon$ Standard، نتایج راندمان خنک کاری متوسط عرضی مقادیری بیش از نتایج تجربی را پیش‌بینی کرده است. در مقابل مدل realizable که نتایج نزدیک‌تری به داده‌های تجربی و

^۱ laterally-averaged film cooling effectiveness

^۲ the uncertainty in the measurement of cooling effectiveness

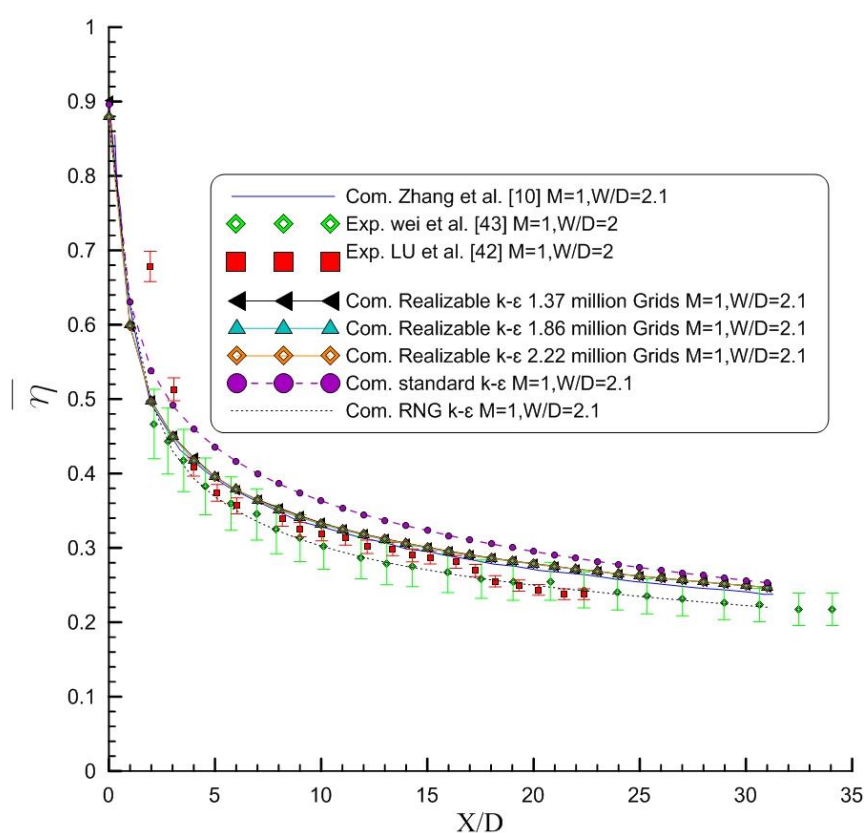
^۳ blowing ratio 1

همچنین نتایج محاسباتی [۱۰] دارد، از لحاظ پخش فیلم خنک کاری نیز دارای توافق و همسانی مناسب‌تری نسبت به مدل استاندارد ارائه کرده است. به‌طور کلی نتایج عددی حاصله از شبیه‌سازی مدل‌های آشفستگی استاندارد و realizable از لحاظ کانتور پخش فیلم خنک‌کننده به نتایج تجربی شبیه بوده‌اند؛ اما در مبحث میزان راندمان خنک کاری فیلمی متوسط عرضی، مدل realizable نتایج دقیق‌تری را ارائه می‌دهد. بیشترین میزان اختلاف بین این دو مدل در ناحیه $X/D < 20$ می‌باشد و در ناحیه $X/D < 3$ نتایج به داده‌های آزمایشگاهی نسبتاً نزدیک بوده اما با حرکت به سمت پایین دست صفحه خنک کاری این اختلاف برجسته‌تر می‌گردد. مدل توربولانسی RNG که در شکل دارای مقادیری کمتر از دو مدل استاندارد و realizable می‌باشد، نسبت به داده‌های تجربی از لحاظ مقداری نزدیک بوده اما از لحاظ توزیع فیلم خنک‌کننده دارای کانتورهایی بسیار کشیده‌تر در جهت جریان^۱ اصلی می‌باشد که در مقایسه با کانتورهای تجربی توافق مناسبی را نشان نمی‌دهد. همچنین استفاده از مدل RNG در شبیه‌سازی ترانسه عرضی در نسبت دمش ۲، نتایجی کاملاً نامتقارن و غیر همسان ارائه داده است. بنابراین بر اساس مقایسه بین سه مدل توربولانسی در نسبت دمش‌های مختلف، مدل $k-\epsilon$ realizable به‌عنوان مدل انتخاب‌شده در حل این مسائل استفاده می‌گردد و بیشترین اختلاف بین مدل realizable و داده‌های آزمایشگاهی حدود ۱۵ درصد بوده که در نقاط انتهایی صفحه در پایین دست ترانسه می‌باشد. در بحث استقلال از شبکه، شبکه‌های تولیدی از لحاظ تراکم شبکه در مقادیر 1.37m, 1.86m و 2.22m (million) المان می‌باشند. لازم به ذکر است که در هر سه شبکه تعداد لایه‌مرزی نزدیک دیواره برابر ۱۶ بوده و نرخ رشد لایه‌ها برابر با ۱,۰۲ و مقدار y^+ در تمامی نسبت دمش‌ها کمتر از ۱ بوده است. همان‌طور که در شکل نشان داده‌شده، تفاوت بسیار اندکی در راندمان خنک کاری متوسط عرضی بین سه شبکه مشاهده می‌شود؛ بنابراین شبکه با تراکم 1.37m به‌عنوان شبکه‌بندی مستقل از اندازه المان در ایجاد شبکه در مدل‌های مختلف بکار گرفته شده است.

^۱ stream wise

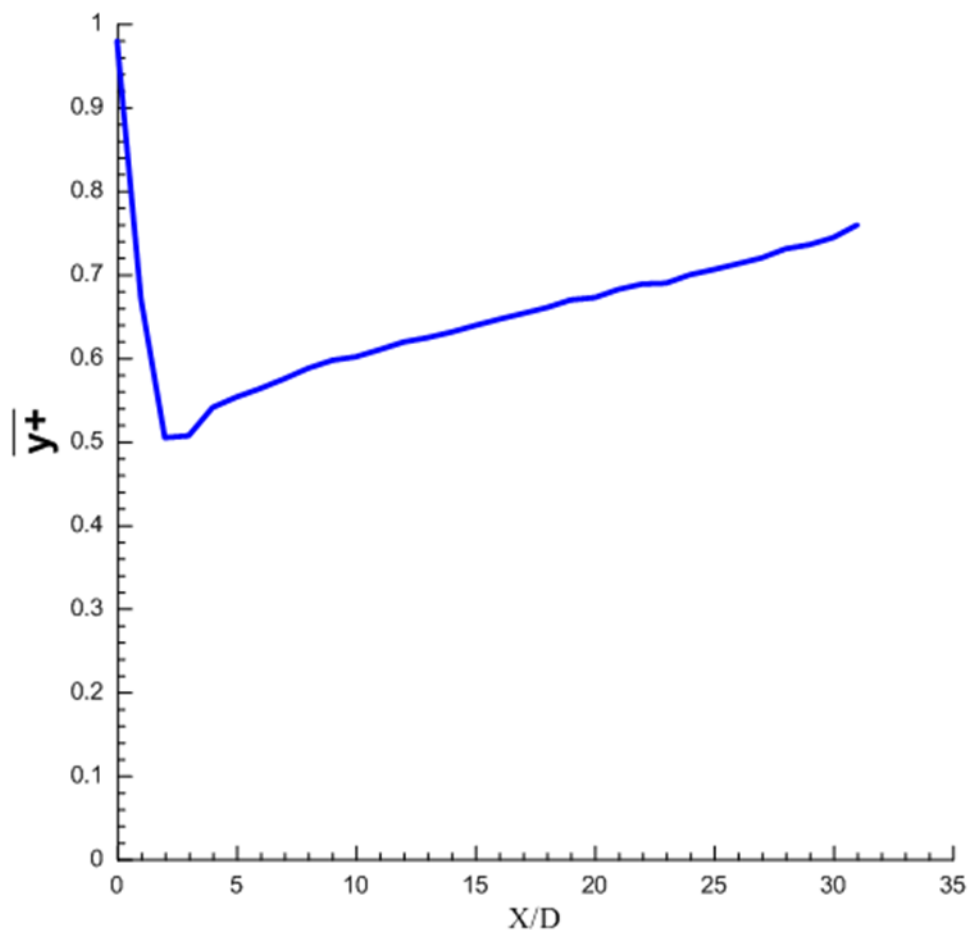
جدول ۱-۳ شروط مرزی و پارامترهای طراحی استفاده شده توسط مراجع

شروط مرزی و پارامترهای طراحی	Zhang et al. [10]	Lu et al. [42]	Wei et al. [43]
U (m/s)	20	13.8	20
T _c (K)	320	296	323
T _g (K)	300	321	303
D	10	12.7	10
S/D	3	3	3
H/D	0.75	0.75	0.75
W/D	2.1	2	2



شکل ۱-۳ مقایسه ی نتایج شبیه سازی عددی با داده های تجربی

شکل ۳-۲ پارامتر y^+ متوسط عرضی در امتداد دیواره پایین دست را برای ترانسه عرضی نشان می دهد.



شکل ۳-۲ پارامتر y^+ در امتداد دیواره پایین دست ترانسه

۳-۳- عملکرد خنک کاری ترانسه های موج W و مقایسه با

ترانسه عرضی

شبیه سازی ترانسه های موج w در سه نسبت دمش $M=0.5, 1$, and 2 توسط نرم افزار فلوئنت انجام شده است. نتایج و کانتور های حاصل از حل با ترانسه ی عرضی مقایسه می گردد.

کانتور های راندمان خنک کاری فیلمی ترانسه های موج w و ترانسه عرضی در شکل ۳-۳ در سه

نسبت دمش مختلف نشان داده شده است. همان طور که در شکل ۳-۳ (الف) مشهود است، راندمان

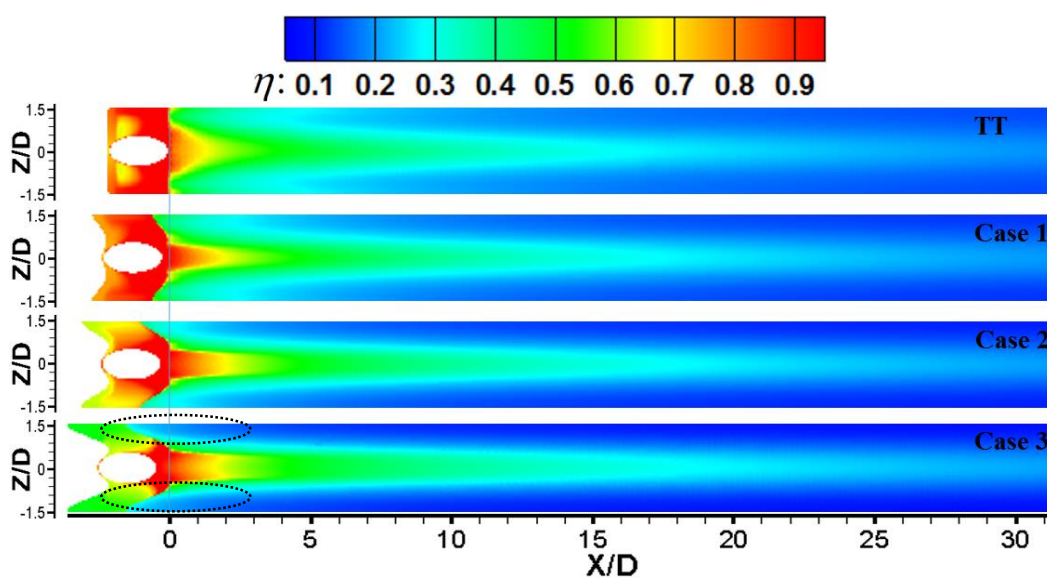
خنک کاری کیس های موج w ای و ترانشه عرضی در نسبت دمش $M=0.5$ ارائه گردیده که ترانشه عرضی پخش جانبی^۱ گسترده تری از جت خنک کننده بر سطح خنک کاری نسبت به باقی کیس ها بخصوص در نواحی نزدیک دیواره ی پایین دست ترانشه ارائه می دهد. به بیان دیگر، هر سه کیس موج w تمایل به گسترش خنک کننده در جهت جریان دارند که تا ناحیه ی $X/D < 2$ تمرکز خنک کننده ادامه پیدا می کند. پخش جانبی خنک کننده در این نسبت دمش برای ترانشه های موج w کمتر می باشد. همچنین، درست در نقطه پایین دست دیواره ترانشه موج w با دامنه ۱۵ کاهش فیلم خنک کننده را می توان مشاهده کرد (در شکل ۳-۳ (الف) case 3 این نقاط مشخص گردیده) که منجر به نقاط داغ^۲ بر روی دیواره می گردد. استفاده از تراشه موج w با دامنه ۱۵ در این نسبت دمش در کاربردهای صنعتی و تولیدی پیشنهاد نمی گردد. در عوض، در نسبت دمش $M=1$ عملکرد خنک کاری فیلمی متوسط جانبی در کیس های موج w ای به نسبت بهتر از ترانشه عرضی بوده که در شکل ۳-۳ (ب) نشان داده شده است. کیس سه (case 3) با دامنه ۱۵ به دلیل داشتن برآمدگی^۳ میانی برجسته تر و همچنین دیواره های جانبی ترانشه طویل تر، جریان متمرکز و کشیده تری از خنک کننده در ناحیه خط مرکزی سوراخ از خود نشان داده است. با افزایش نسبت دمش به مقدار $M=2$ ، می توان شاهد برتری غالب ترانشه های موج w نسبت به ترانشه مستطیلی (عرضی) بود که در شکل ۳-۳ (پ) ارائه گردیده است. همان گونه که پخش راندمان خنک کاری در شکل ۳-۳ (پ) و (ب) ارائه شده، کیس های موج w جت خنک کننده را به صورت یکنواخت روی سطح خنک کاری پخش کرده اند. در کیس های موج w ، افزایش دامنه ی ترانشه، علاوه بر بهبود راندمان متوسط خنک کاری جانبی، به افزایش راندمان در جهت جریان حول خط مرکزی هم منجر می گردد. همچنین به دلیل افزایش مومنتوم جت در نسبت دمش های بالاتر، در ترانشه های موج w به دلیل وجود برآمدگی در ناحیه ی میانی موج w ، جت خنک کننده پس از خروج از لوله ی تحویلی و ورود به ناحیه ترانشه با برخورد به برآمدگی ترانشه موج w دچار انحراف در جهات

^۱ lateral spreading

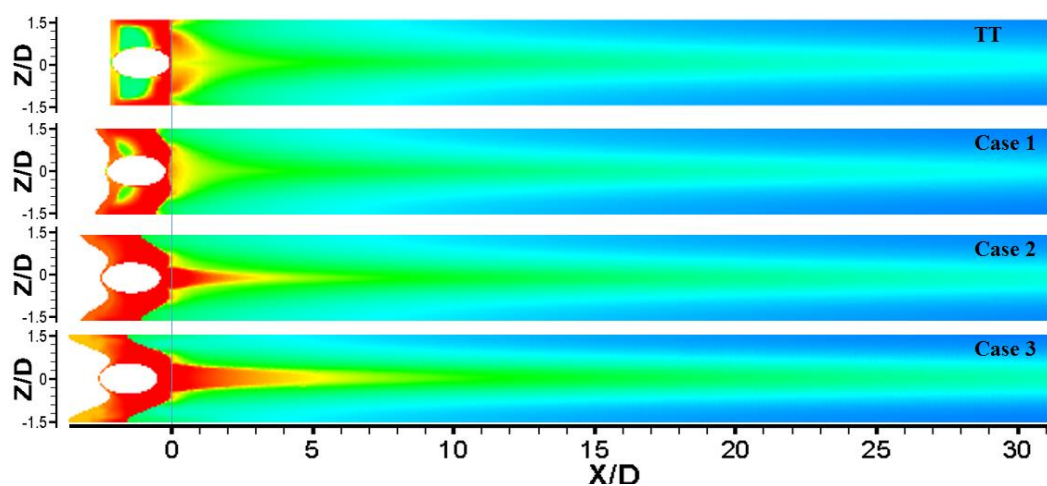
^۲ hot spots

^۳ protrusion

جانبی و برخاستگی جریان ثانویه^۱ می‌گردد. در case 3 مومنتوم جریان جت‌های خنک‌کننده به دلیل دیوارهای جانبی گسترده‌تر و داشتن زاویه‌ی کمتر دیواره‌های ترانشه با دیوارهای جانبی جریان اصلی کاهش چشمگیری داشته که به تحویل جریان خنثی‌تر به برآمدگی میانی ترانشه موج W و کاهش ارتفاع خنک‌کننده نسبت به سطح خنک کاری منجر می‌گردد.

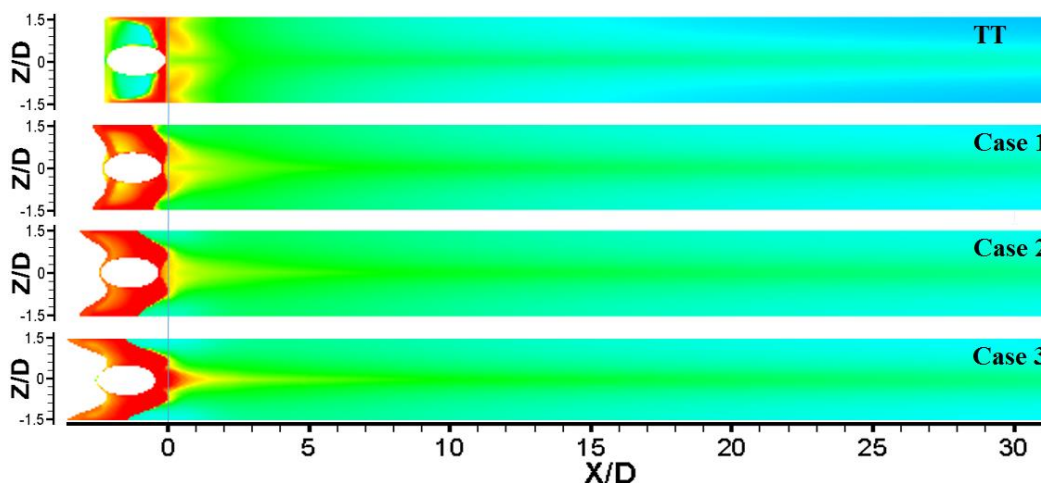


(الف)



(ب)

^۱ provokes a secondary flow



(پ)

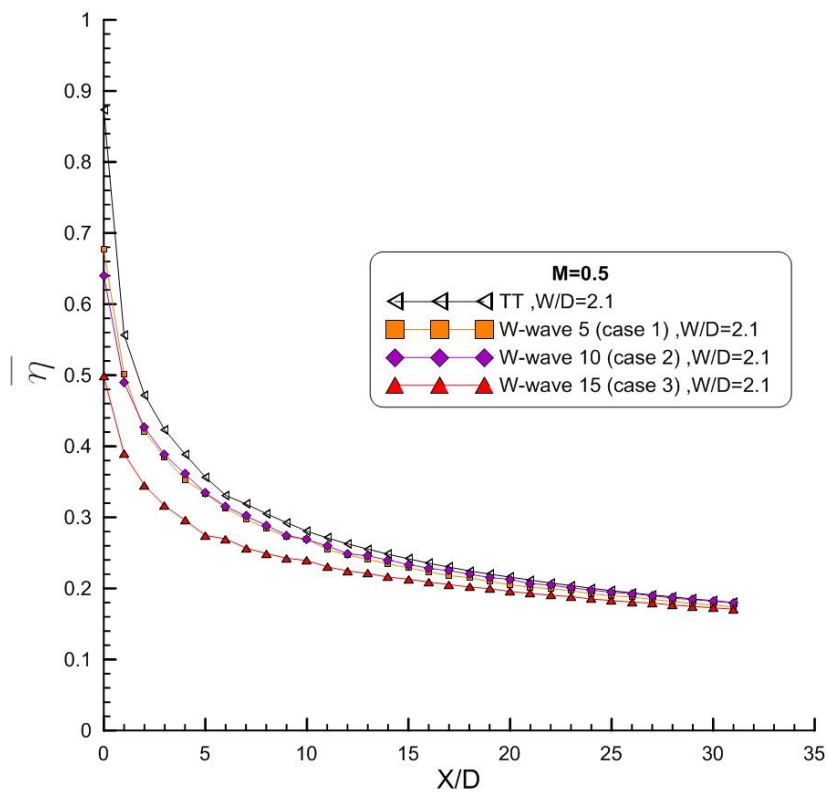
شکل ۳-۳ پخش راندمان خنک کاری فیلمی در نسبت دمشی (الف) $M=0.5$ (ب) $M=1$

(پ) $M=2$

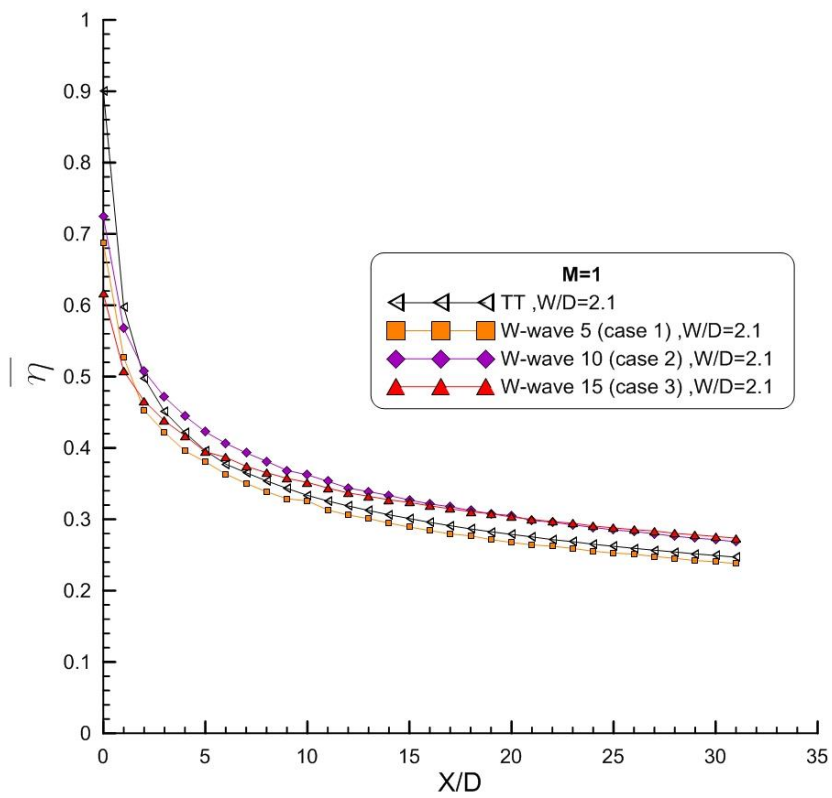
شکل ۳-۴ راندمان خنک کاری فیلمی متوسط عرضی را بر اساس نواحی موجود در صفحه خنک کاری برای ترانشه عرضی و سه کیس موج w در سه نسبت دمشی $M=0.5, 1$, and 2 گزارش می‌کند. نقطه‌ای مبدأ همان‌طور که در شکل ۳-۳ نشان داده شده توسط یک خط عرضی برای ترانشه‌ها مشخص گردیده است. این خط برای اندازه‌گیری و محاسبه‌ی عملکرد ترانشه‌ها در شرایط یکسان طرح گردیده است. در شکل ۴-۳ (الف) که نتایج راندمان خنک کاری عرضی را در نسبت دمشی $M=0.5$ گزارش می‌کند، بیشترین کاهش مربوط به case 3 در ناحیه $X/D < 20$ می‌باشد. همان‌طور که از کانتورهای ترانشه عرضی در شکل ۳-۳ (الف) مشخص بود، بالاترین راندمان خنک کاری عرضی در پایین‌ترین نرخ نسبت دمشی به این ترانشه تعلق دارد. تمامی کیس‌های موج w بعد از ناحیه $X=20$ رفتاری به نسبت با شیب ملایم‌تر از خود نشان داده‌اند و کیس‌های ۱ و ۲ نسبت به کیس ۳ افت کمتری داشته‌اند. در شکل ۴-۳ (ب) که تغییرات عملکرد خنک کاری جانبی را در نسبت دمشی $M=1$ گزارش می‌کند، علیرقم کاهش‌های جزئی در ناحیه نزدیکی پایین‌دست ترانشه ($X/D < 4$)، عملکرد خنک کاری خنک کاری کیس ۲ و ۳ نسبت به ترانشه عرضی بهتر بوده است. اگرچه، case 2 در ناحیه $X/D < 20$ دارای برتری اندکی نسبت به case 3 بوده، اما با افزایش فاصله از ترانشه در ناحیه $X/D > 21$ شاهد برتری case 3 در عملکرد و پوشش فیلم هستیم. چیرگی ترانشه‌های موج w در نسبت دمشی $M=2$ نسبت به حالت عرضی مشهود

است. تمامی کیس های موج w در نواحی ابتدایی سطح خنک کننده تا حدودی عملکردی ضعیف تر نسبت به ترانشه عرضی داشته اند، اما در ادامه ی مسیر حرکت خنک کننده کیس ها برتری خود را نسبت به ترانشه عرضی نشان می دهند. در بین کیس های ارائه شده case 2 بالاترین عملکرد خنک کاری را دارد که به طور میانگین ۲۳ درصد از لحاظ راندمان خنک کاری عرضی بیشتر از ترانشه عرضی در طول کل صفحه خنک کاری می باشد. علاوه بر این رفتار case 3 در انتهای صفحه خنک کاری در نسبت دمش $M=2$ ، درست مانند عملکرد آن در نسبت دمش $M=1$ بوده که تا حدودی نسبت به باقی کیس ها دچار کاهش شیب نزولی و بهبود عملکرد در نقاط انتهایی صفحه می باشد. این برتری در ناحیه $X/D > 11$ خود را نشان داده که در آن case 3 به مقادیری بالاتر از case 1 در راندمان خنک کاری جانبی دست می یابد. متوسط راندمان صفحه خنک کاری فیلمی^۱ که اثر کلی جت خنک کننده بر صفحه را ارائه می دهد در نسبت دمش های متفاوت در شکل ۳-۵ نشان داده شده است. در نسبت دمش $M=0.5$ ، ترانشه عرضی بالاترین متوسط راندمان صفحه خنک کاری فیلمی را نسبت به باقی کیس ها دارد.

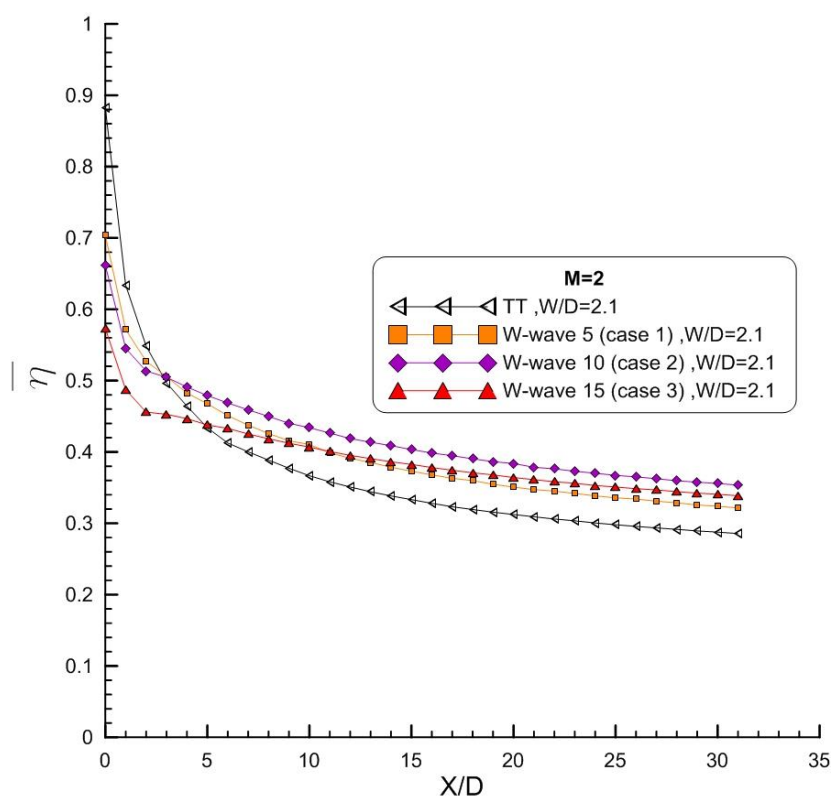
¹ area-average film cooling effectiveness



(الف)



(ب)



(پ)

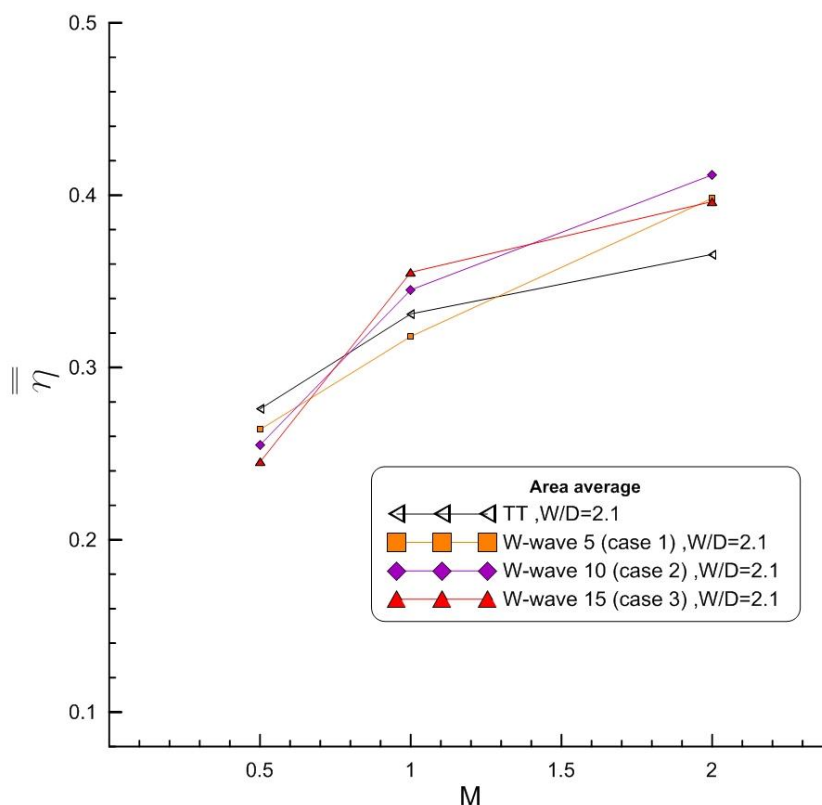
شکل ۴-۳ پخش راندمان خنک کاری فیلمی در نسبت دمش $M=0.5$ (الف)

$M=1$ (ب) $M=2$ (پ)

در نسبت دمش $M=0.5$ ، case 1 عملکرد مناسب‌تری نسبت به باقی کیس‌ها از خود ارائه کرد. بهترین عملکرد متوسط راندمان صفحه خنک کاری فیلمی در نسبت دمش $M=1$ مربوط به case 3 می‌باشد و در نسبت دمش $M=2$ ، بالاترین عملکرد به case 2 اختصاص یافته است.

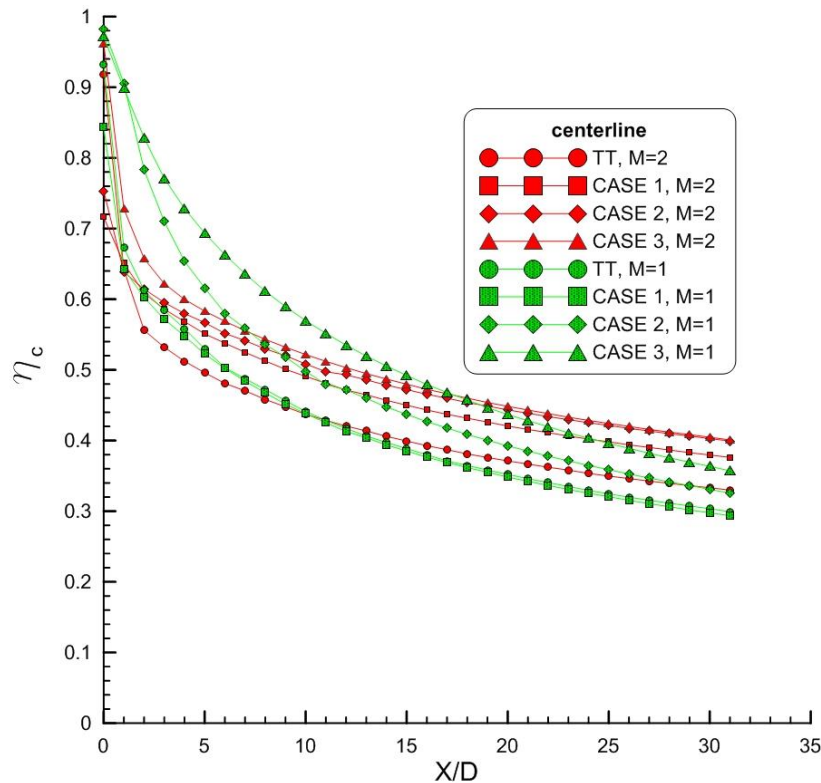
در شکل ۶-۳ راندمان خنک کاری فیلمی در امتداد خط مرکزی^۱ در دو نسبت دمش گزارش شده است. افزایش دامنه‌ی ترانسه موج w منجر به بهبود عملکرد خنک کاری در امتداد خط مرکزی در هر نسبت دمش شده است.

^۱ Centerline film cooling effectiveness



شکل ۳-۵ متوسط راندها صفحه خنک کاری فیلمی در نسبت دمش های متفاوت

جزئیات دقیق تر میدان های جریان در پایین دست ترانسه در شکل ۳-۷ ارائه شده که توزیع دمای بدون بعد و بردارهای سرعت را در نسبت دمش های مختلف نشان می دهد. نمای عمودی حاصل از برش عرضی در سطح مقطع ناحیه جریان اصلی بود که در فاصله $X/D=4$ قرار دارد. در نسبت دمش پایین که در شکل ۳-۷ ارائه شده، مقایسه ی دمای بدون بعد بین کیس های موج W و ترانسه عرضی نشان دهنده ی تمرکز خنک کننده در ناحیه خط مرکزی سوراخ می باشد. همچنین مشاهده می گردد که ترانسه عرضی بر اساس کانتورهای دمای بی بعد سطح بیشتری از مقطع هم جوار سطح خنک کاری را پوشش داده و در کیس ها با افزایش دامنه ی ترانسه از case 1 به case 3 شاهد کاهش پخش دمای بعد در راستای عرضی هستیم.



شکل ۳-۶ راندها خنک کاری فیلمی در امتداد خط مرکزی سوراخ در
نسبت دمش های $M=2$ و $M=1$

هسته‌ی گردابه‌ها^۱ در تمامی موارد در یک‌فاصله برابر از صفحه قرار دارد. در کیس‌های موج w می‌توان شاهد جفت گردابه خلاف‌گرد^۲ به همراه جفت گردابه خلاف‌گرد معکوس^۳ در بین آن‌ها بود. در نسبت دمش $M=1$, case 2 عملکرد بهتری در توزیع خنک‌کننده داشته که در کانتور دمای بی‌بعد مشهود است و در case 3 جریان خروجی از تمایل به تمرکز در ناحیه‌ی نزدیک خط مرکز سوراخ دارد. علاوه براین، هسته‌ی گردابه‌ها در نسبت دمش ۱ از ترانشه عرضی به ترانشه موج w یک‌روند نزولی از $Y/D=0.65$ در ترانشه عرضی به مقدار $Y/D=0.45$ در کیس ۳ از خود نشان داده است. این کاهش ارتفاع هسته گردابه‌ها به بهبود چسبندگی سیال خنک به سطح کمک خواهد کرد. افزایش نسبت دمش به $M=2$ منجر به جدایش بیشتر جریان از سطح می‌گردد.

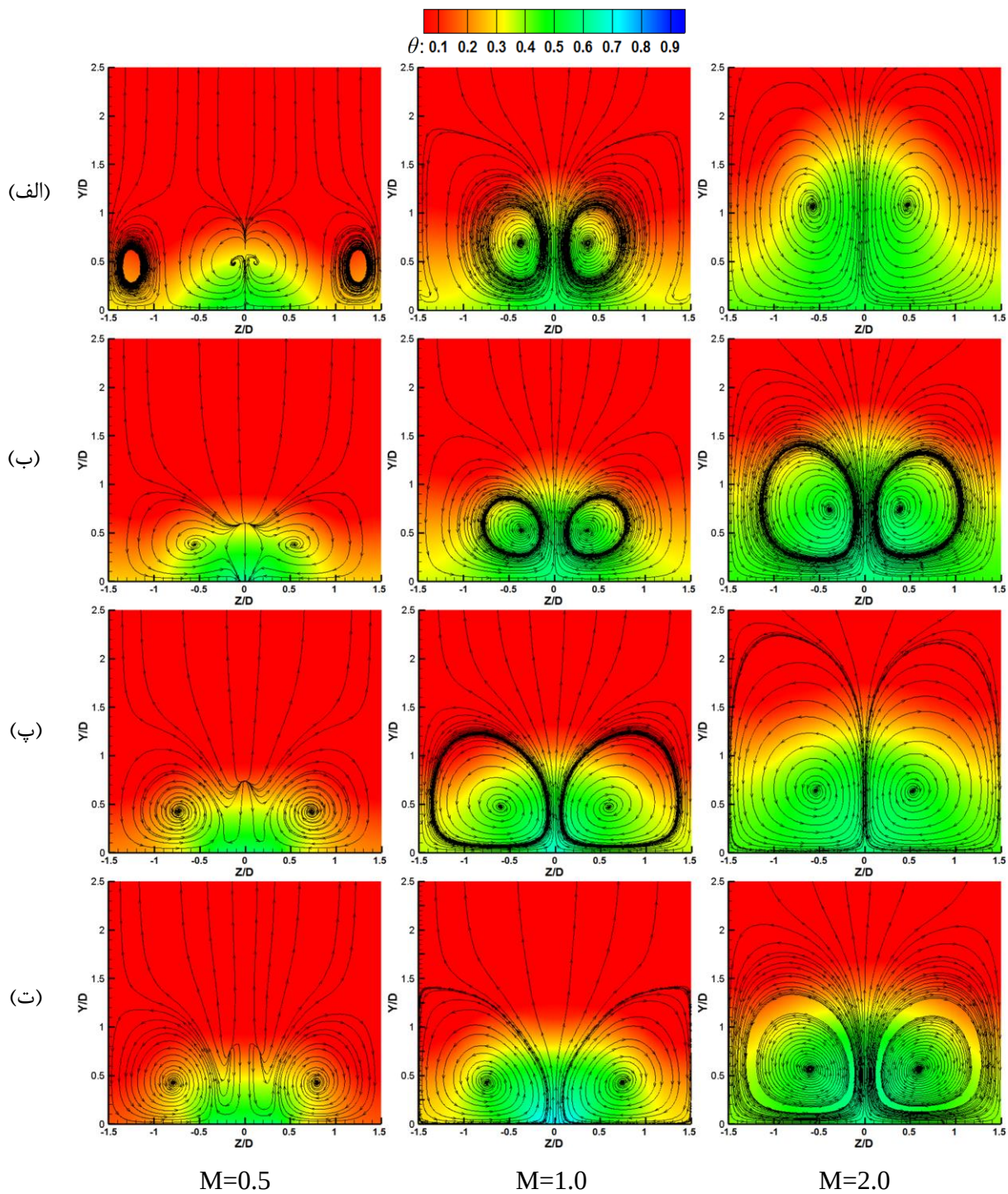
¹ the core of vortices

² counter-rotating vortex pairs

³ anti-counter-rotating vortex pairs

بر اساس شکل در نسبت دمش $M=1$ ، کانطور های دمای بی بعد در مقطع عرضی زده شده برخاسته

تر گشته اند. بیشترین برخاستگی جریان مربوط به ترانشه عرضی می باشد که به نفوذ بیشتر جریان خنک



شکل ۳-۷ بردارهای سرعت و توزیع دمای بدون بعد در مقطع $X/D=4$ در سه نسبت دمش مختلف (الف) ترانشه

عرضی (ب) case 1 (پ) case 2 (ت) case 3

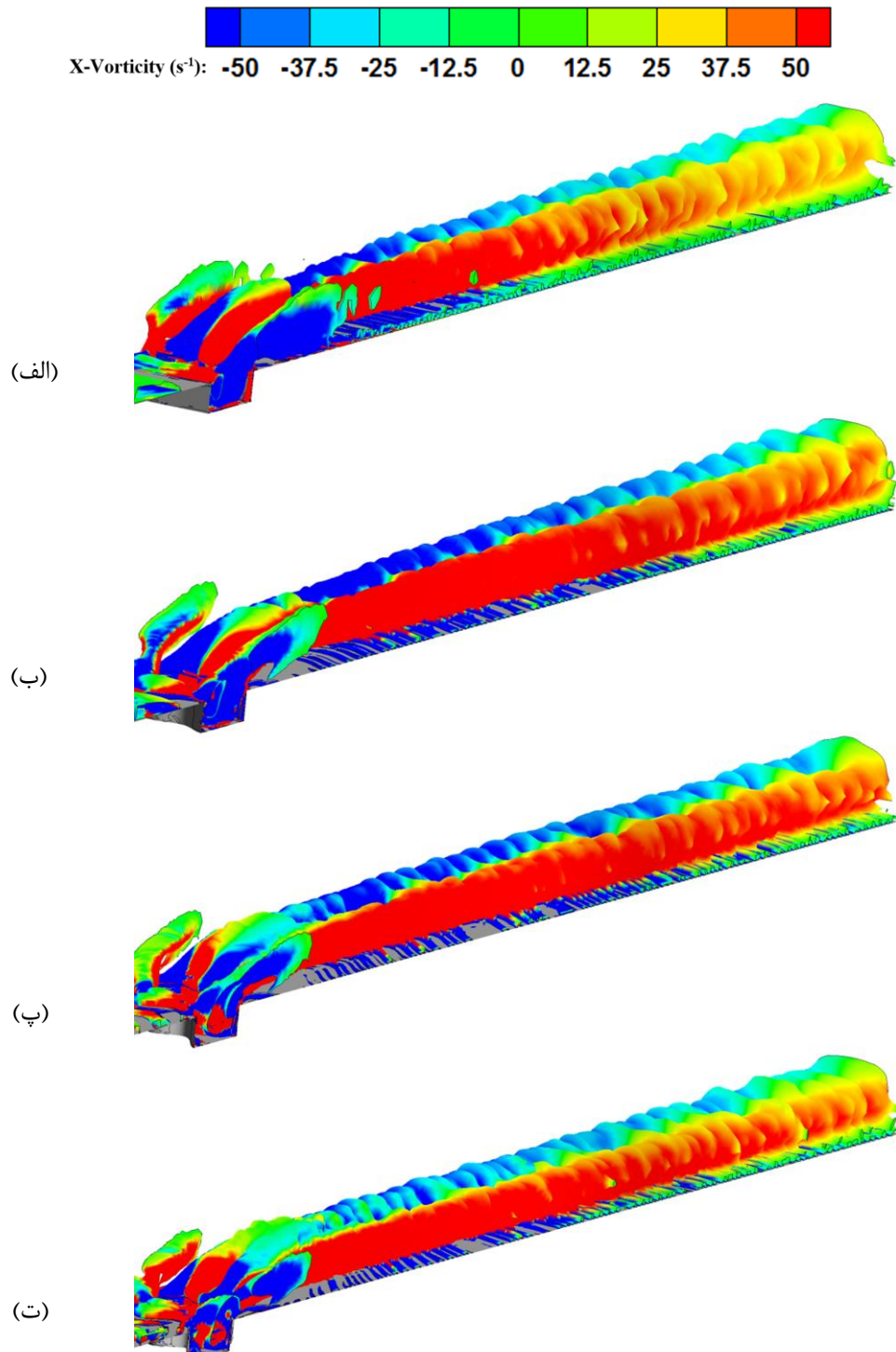
در جریان داغ اشاره دارد. افزایش دامنه ترانشه موج w منجر به توزیع گسترده‌تر و ارتفاع پایین‌تر دمای بی‌بعد شده است.

همچنین در نسبت دمش $M=2$ جفت گردابه خلافگرد (CRVP) به سبب افزایش مومنوم جت خنک‌کننده تقویت‌شده و جفت گردابه خلافگرد معکوس ناپدیدشده‌اند.

ارتفاع هسته‌ی گردابه‌ها از ترانشه عرضی به case 3 روند کاهشی را طی می‌کند و به سطح خنک‌کننده نزدیک‌تر می‌گردد. کاهش ارتفاع هسته گردابه‌ها به تأثیر مثبت ساختار ترانشه‌ها دلالت دارد که ارتفاع هسته‌ی گردابه در ترانشه عرضی از $Y/D=1$ به حدود $Y/D=0.5$ در case 3 رسیده است. در شکل ۳-۸ گردابه‌های خارج‌شده از جت خنک‌کننده و گسترش آن در صفحه‌ی پایین‌دست ترانشه‌ها در نسبت دمش $M=1$ نشان داده شده است. این گردابه‌ها که بر اساس معیار Q استخراج شده‌اند [۶۳]، گردابه‌های مؤلفه x می‌باشند. همان‌طور که از شکل مشهود است گردابه‌ها با حرکت به سمت پایین‌دست از قدرتشان کاسته می‌شود که کاهش شدت رنگ کانتور‌ها نمایانگر این مسئله می‌باشد. رنگ قرمز در کانتور‌های گردابه نشانه ساعت‌گرد بودن و رنگ آبی نشانه پادساعت‌گرد بودن گردابه می‌باشد. با بررسی دقیق‌تر می‌توان پی برد که ارتفاع گردابه‌های case 3 و case 2 از ارتفاع دو گردابه دیگر کمتر است که به چسبیدگی بیشتر خنک‌کننده به سطح خنک کاری اشاره می‌کند. گردابه‌های اصلی که به مسیر اصلی جریان خنک‌کننده اشاره دارد نقش غالب را در برخاستگی جریان خنک‌کننده ایفا می‌کنند.

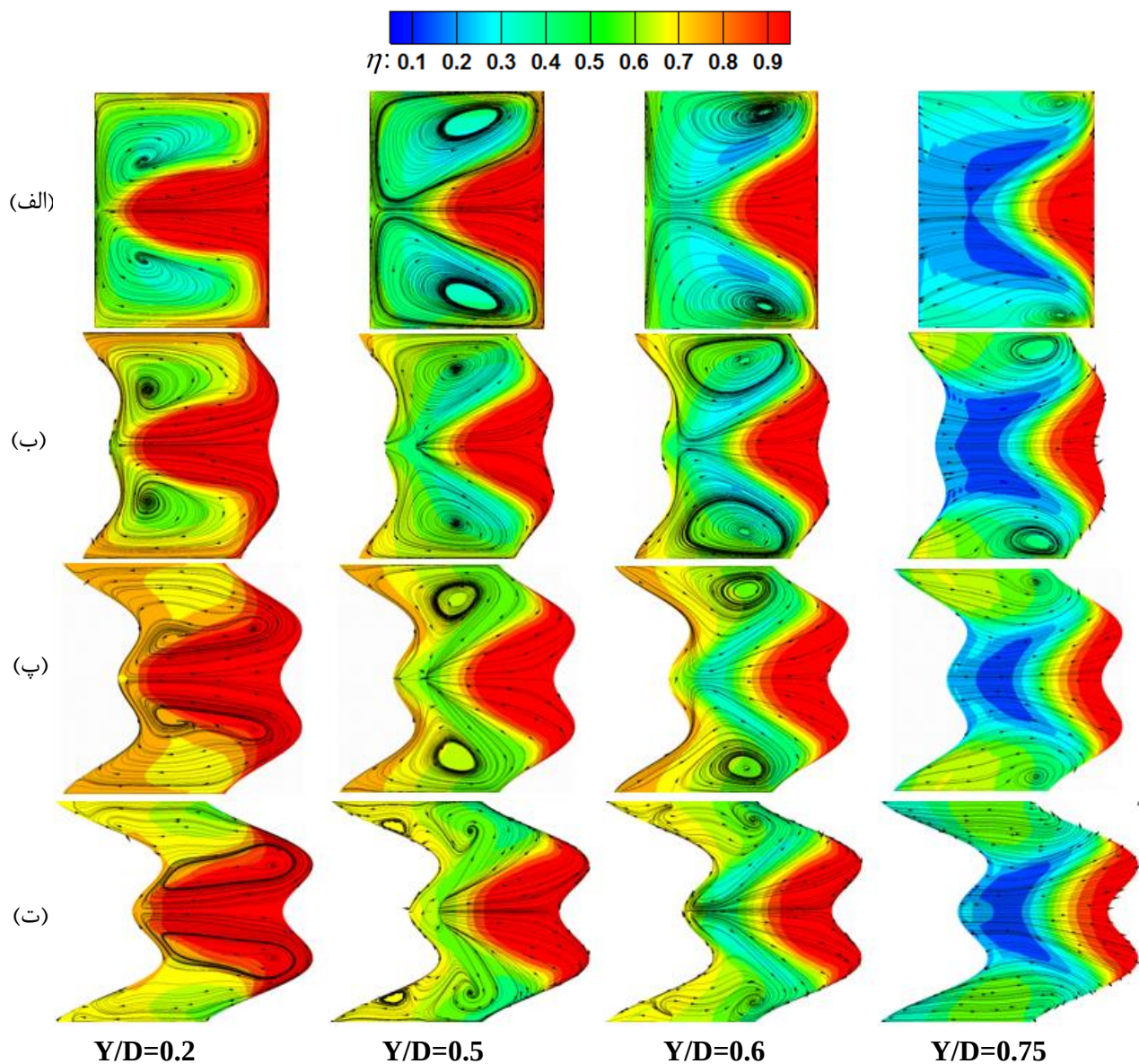
همچنین در وجوه جانبی گردابه‌های اصلی که امتداد بیشتری بر روی سطح خنک‌کننده داشته‌اند، دو گردابه که از جهات جانبی ترانشه‌ها نشات گرفته‌اند، درست در خلاف جهت چرخش گردابه‌های اصلی می‌باشند. این گردابه‌های جانبی که دارای مومنوم و قدرت کمتری می‌باشند، در تخریب ساختار گردابه‌های جداکننده‌ی جریان از سطح مؤثر بوده و در بهبود راندمان خنک کاری نقش قابل‌توجهی را ایفا می‌کنند. بر اساس شکل ۳-۸ (ت)، گردابه‌های جانبی case 3 تمایل بیشتری به نزدیکی به سطح

خنک کاری دارند. علاوه بر این، همجواری با گردابه های اصلی در امتداد سطح و چرخش در خلاف جهت هر کدام یک از آنها باعث خنثی سازی و کاهش ارتفاع گردابه های اصلی گردیده است.



شکل ۳-۸ گردابه های خروجی از جت خنک کننده بر اساس معیار Q در جهت مولفه x در نسبت دم $M=1$ بر روی صفحه خنک کاری (الف) ترانشه عرضی (ب) case 1 (پ) case 2 (ت) case 3

گردابه های ایجادشده پس از برخورد جت خنک کننده به دیواره پایین دست ترانشه به همراه کانتور های راندمان خنک کاری در سطح مقطع های مختلف نسبت به کف ترانشه در شکل ۳-۹ ارائه شده است. همان طور که از موقعیت گردابه ها می توان یافت، گردابه ها در مقطع $Y/D=0.2$ از ترانشه ها در ناحیه پیشین سوراخ تزریق جت تشکیل می گردند.



شکل ۳-۹ کانتور های راندمان خنک کاری و گردابه های شکل گرفته در ناحیه ترانشه ها در

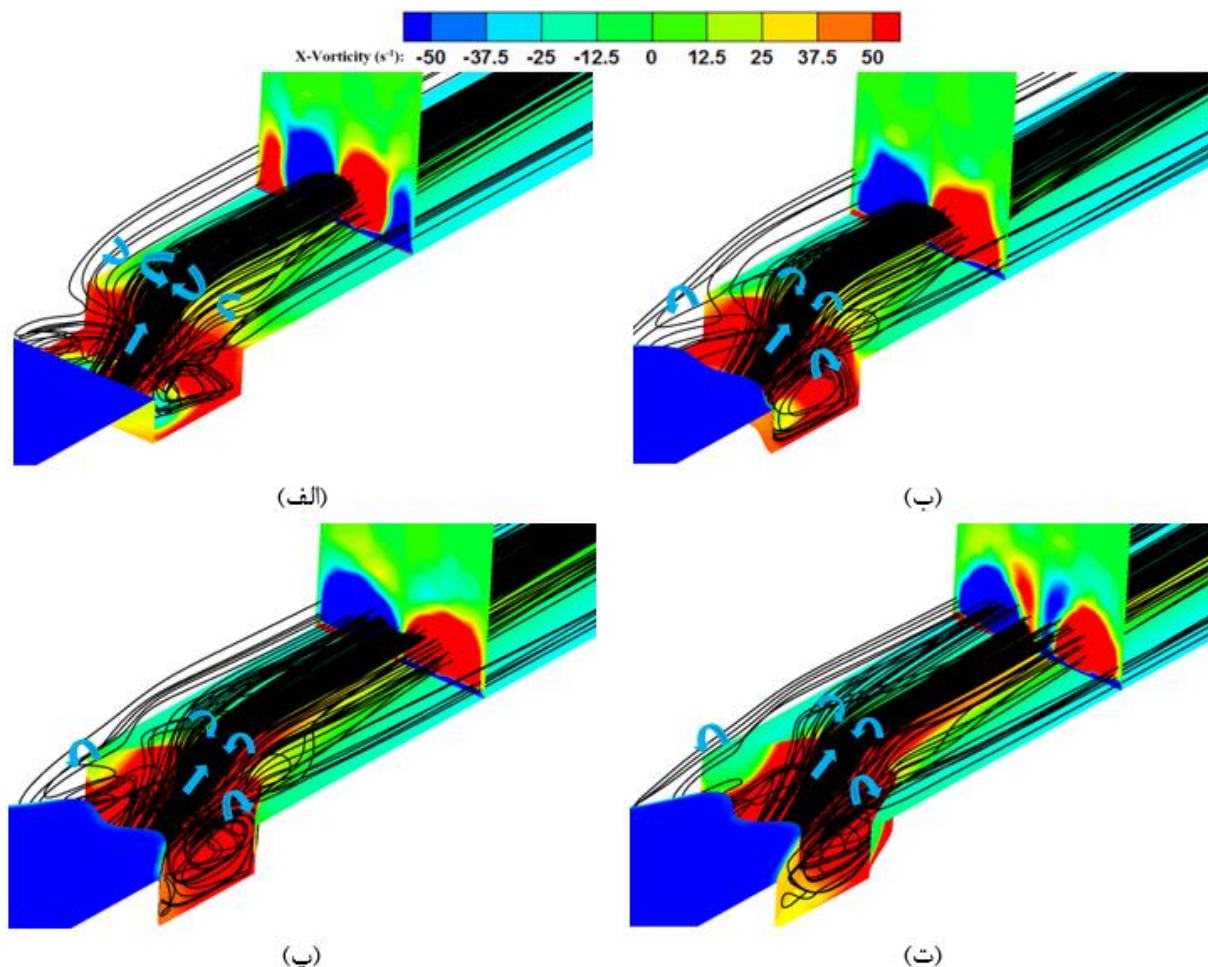
نسبت دمش $M=1$ (الف) ترانشه عرضی (ب) case 1 (پ) case 2 (ت) case 3

در ادامه با افزایش فاصله از کف، این گردابه ها^۱ به لبه های کناری پایین دست ترانشه متمایل می گردند. بر اساس شکل، در سطح مقطع های $Y/D=0.5$ و $Y/D=0.6$ گردابه ها از ترانشه ی عرضی به سمت case 3 کوچک تر می گردند که بخصوص در مورد case 3 می توان شاهد چهار گردابه در مقاطع بود. در سطح مقطع $Y/D=0.75$ که سطح هم تراز با صفحه ی خنک کاری می باشد، قدرت گردابه ها از ترانشه عرضی به سمت case 3 روندی کاهشی داشته که نمایانگر تأثیر مثبت ساختار ترانشه ها در کاهش گردابه های چرخان^۲ و به عبارت دیگر کاهش قدرت جفت گردابه خلاف گرد (CRVP) می باشد. خطوط جریان و گردابه های تصویر شده در صفحه عرضی $X/D=4$ در نسبت دمش $M=1$ در شکل ۳-۱۰ نشان داده شده است. جت خنک کننده پس از برخورد با دیواره پایین دست ترانشه ها مجموعه ای از جریانات آشفته را در درون ترانشه تشکیل می دهد که بسته به ساختار ترانشه، شکل گیری جریان و چرخش ها متفاوت است. بخش اعظم خطوط جریان خنک کننده در ناحیه خروجی سوراخ تزریق انباشته شده است و بخش باقی مانده در داخل محدوده ی ترانشه شروع به چرخش و پخش در جهت جانبی می کنند. در شکل ۳-۱۰ (الف) که خطوط جریان ترانشه عرضی را نشان می دهد، جت خروجی پس از برخورد با دیواره ی مسطح پایین دست ترانشه ایجاد جفت گردابه خلاف گرد (CRVP) می کند و باقی جریان پس از برخورد، از دو سمت دیگر که هم جوار دیواره ی پایین دست ترانشه عبور می کنند و به تشکیل جفت گردابه خلاف گرد معکوس (anti-CRVP) می انجامد. از سوی دیگر، ترانشه های موج w با داشتن برجستگی در میانه ی ترانشه، جت خنک کننده را به دو جریان اصلی تقسیم می کند. جریان خنک کننده که از سوراخ استوانه ای مستقیماً به برجستگی میانی ترانشه برخورد کرده، تولید جفت گردابه خلاف گرد معکوس (anti-CRVP) می کند. بخش باقی از جریان خنک کننده پس از برخورد به دیواره ی پایین دست ترانشه برگشت داده می شود و در ترانشه موج w ای شروع به چرخش می کند که در نهایت پس از خروج از دیواره های هم جوار دیواره پایین دست تشکیل جفت گردابه خلاف گرد (CRVP)

^۱ Tornado Vortices

^۲ spiral Vortices

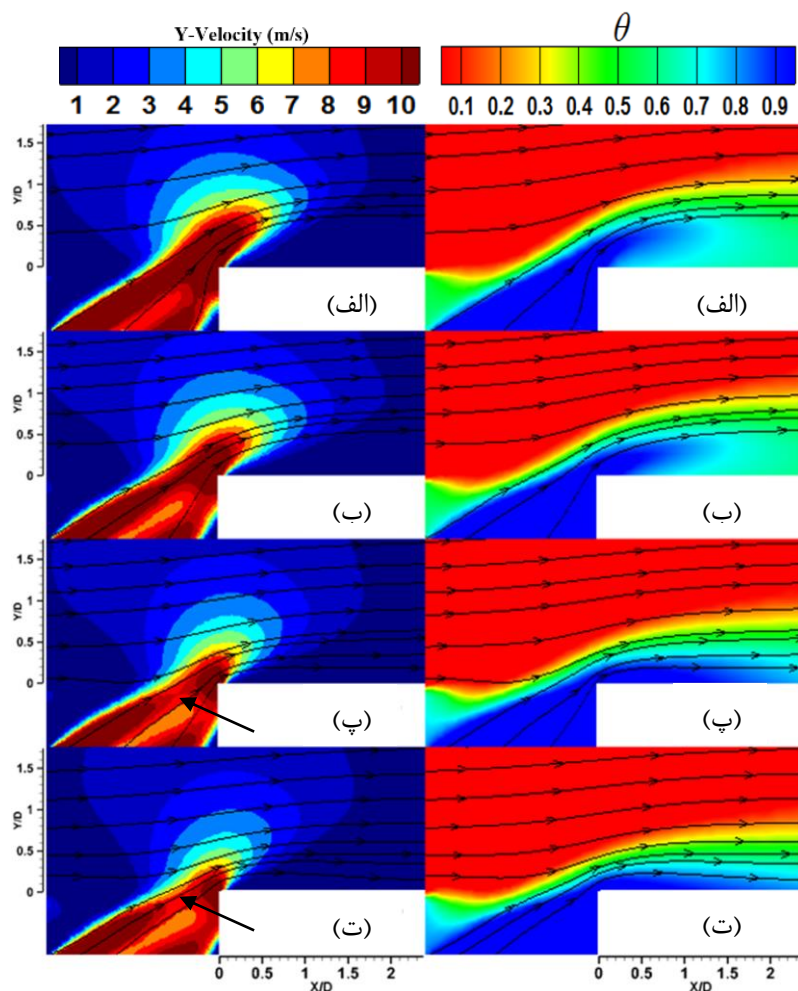
می‌دهد. مزیت اصلی ترانشه‌های موج w وجود دیواره‌های جانبی طولی‌تر می‌باشد که باعث کاهش مومنتوم عمودی خنک‌کننده (در جهت محور y) می‌شود. بر اساس شکل ۳-۱۰ (ت)، خطوط جریانی که از ترانشه با دامنه بیشتر (case 3) خارج می‌شود نسبت به ترانشه‌های با دامنه کوتاه‌تر به سطح خنک کاری نزدیک‌تر است. جهت چرخش CRVP و anti-CRVP خلاف یکدیگر می‌باشد و در ترانشه‌های موج w و ترانشه عرضی محل تشکیل این گردابه‌ها عکس هم می‌باشد. علاوه بر این، مؤلفه x پخش گردابه‌ها در صفحه‌ی برشی عرضی نشان داده شده که CRVP و anti-CRVP با جهات چرخش متفاوت بارنگ قرمز که گردابه ساعت گرد و رنگ آبی نشان‌دهنده گردابه پادساعت گرد می‌باشد. در case 3، جفت گردابه خلافگرد معکوس (anti-CRVP) نسبت به باقی موارد قوی‌تر می‌باشد که تا حدی در ناحیه‌ی بالایی جفت گردابه خلافگرد (CRVP) تشکیل شده است که در پوشش فیلمی و عدم نفوذ



شکل ۳-۱۰ خطوط جریان خروجی از سوراخ خنک کاری و گردابه‌های مؤلفه x در مقطع عرضی $X/D=4$ در

نسبت دمش $M=1$ (الف) ترانشه عرضی (ب) case 1 (پ) case 2 (ت) case 3

خنک کننده در جریان اصلی مؤثر می باشد. کانتورهای مؤلفه y سرعت و توزیع دمای بی بعد برای هر ترانشه در نسبت دمش $M=1$ در نمای برش جانبی حول خط مرکزی سوراخ ($Z/D=0$) در شکل ۱۱-۳ نشان داده شده است.



شکل ۱۱-۳ مؤلفه y سرعت و توزیع دمای بی بعد در برش جانبی در نسبت دمش $M=1$ (الف) ترانشه عرضی (ب) case 1 (پ) case 2 (ت) case 3

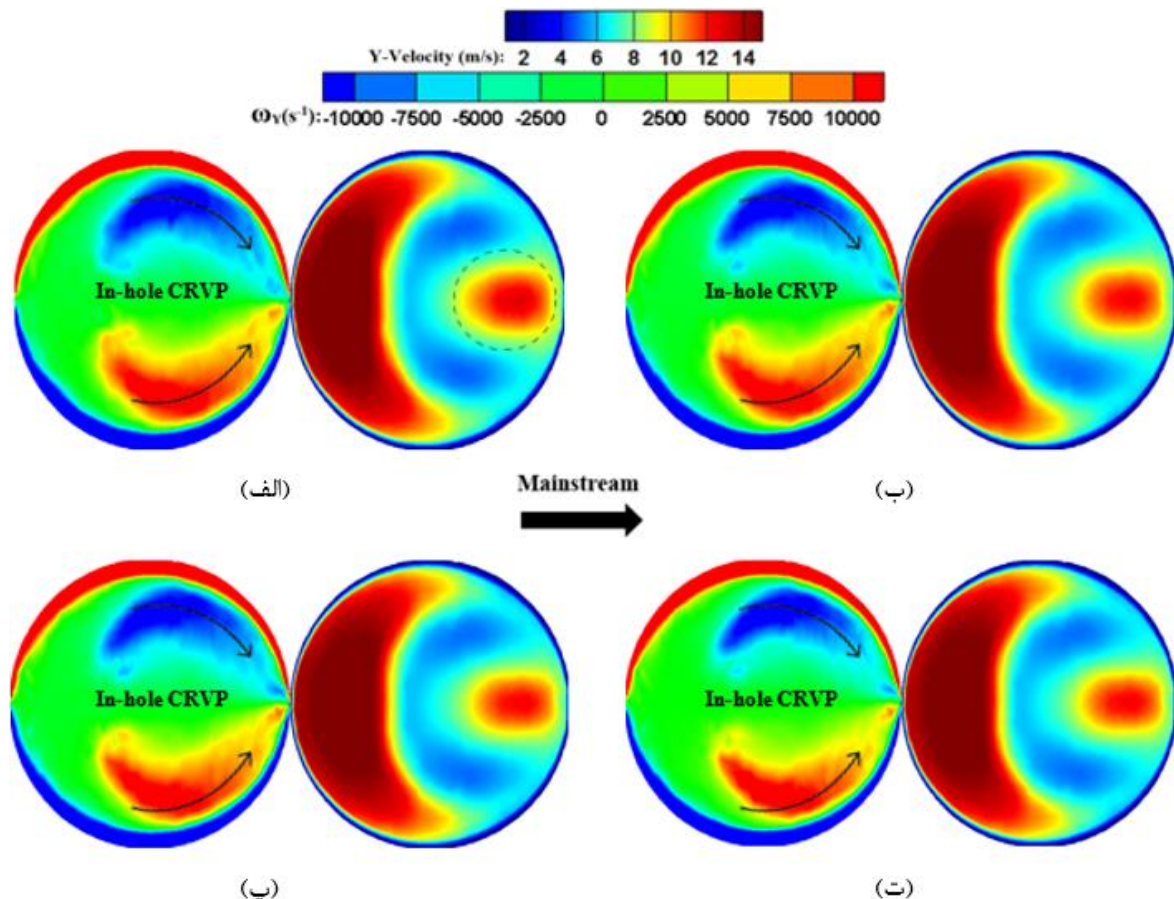
طبق کانتورها می توان به رابطه ی بین توزیع دمای بی بعد و مؤلفه y سرعت در این مقطع پی برد. بر اساس شکل ۱۱-۳ (الف) خنک کننده از سوراخ به طور مستقیم و به آسانی وارد ناحیه جریان اصلی می شود که کانتورهای مؤلفه y سرعت مقدار آن را نشان می دهد. نتایج این نوع تزریق منجر به افزایش

نفوذ جریان خنک به جریان اصلی و انباشت توزیع دمای کم بی‌بعد در جوار لبه‌ی ترانشه می‌گردد. این تمرکز جریان خنک‌کننده در نزدیکی پایین‌دست ترانشه بهبود عملکرد خنک کاری را در ابتدای صفحه به همراه دارد، اما در میانه و نقاط انتهایی صفحه خنک کاری منجر به جدایش جریان و کاهش راندمان خنک کاری می‌شود. در مورد کیس های موج w ، با افزایش دامنهی ترانشه به دلیل ترکیب جریان در ترانشه و ممانعت به‌عمل‌آمده در مسیر جریان جت خنک‌کننده و همچنین کاهش مومنوم منجر به کاهش مؤلفه‌ی y سرعت در تزریق مستقیم جریان می‌شود. نتیجه‌ی تقلیل سرعت به‌صورت تمایل جریان به نزدیکی به دیواره پایین‌دست ترانشه (که در شکل ۳-۱۱ (پ) و (ت) کاهش مؤلفه y سرعت اشاره‌شده است) دیده می‌شود. همچنین بر اساس کانتورهای دمای بی‌بعد case 2 و case 3 دارای ارتفاع کمتری نسبت به صفحه خنک کاری هستند که در پوشش فیلمی در طول کل صفحه مؤثر می‌باشد.

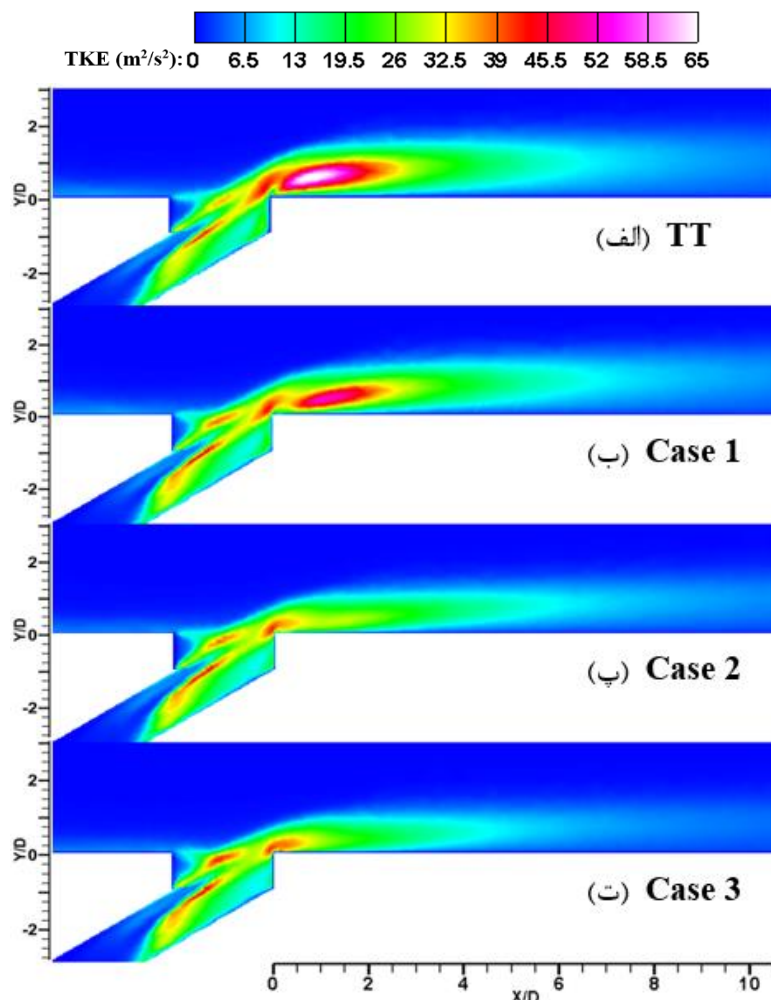
شکل ۳-۱۲ کانتورهای گردابه و سرعت در جهت مؤلفه y را برای ترانشه عرضی و سه کیس دیگر در ناحیه خروجی سوراخ در نسبت دمش یک نشان می‌دهد. طبق شکل، گردابه های in-hole CRVP را می‌توان در مقطع عمودی داخل لوله مشاهده کرد که در تشکیل CRVP در جریان اصلی نقش اصلی را بر عهده دارد. همچنین بر اساس شکل ۳-۱۲ (الف)، هردو کانتور ترانشه عرضی، شامل گردابه و سرعت در جهت y ، دارای شدت و قدرت بیشتری بوده که منجر به افزایش قدرت نفوذ جریان خنک‌کننده در جریان اصلی می‌شود. نتایج این نوع تزریق جریان خنک‌کننده را می‌توان در شکل ۳-۱۳ (الف) در نمای میانی در خط مرکزی جریان اصلی مشاهده کرد. همان‌طور که از کانتور انرژی جنبشی آشفتگی^۱ برای ترانشه عرضی مشهود است، ناحیه‌ی وسیع‌تری از آشفتگی حاصل از ترکیب جریان را ارائه می‌دهد که کانتورهای آشفتگی مقدار و شدت آن را نشان می‌دهد. علاوه بر این، ارتفاع و فاصله از سطح آشفتگی ترانشه عرضی در مقایسه با باقی کیس ها بیشتر می‌باشد که به افزایش اختلاط آشفتگی و رقیق شدن

^۱ turbulent kinetic energy (TKN)

جریان خنک‌کننده خارج‌شده از سوراخ و کاهش پوشش فیلمی منجر می‌گردد. از طرف دیگر، بر اساس شکل ۳-۱۳ (پ) و (ت)، ترانشه‌ها با دامنه‌ی بالاتر، ارتفاع و شدت کمتری دارند، که به کاهش افت اختلاط توربلانس و جلوگیری از اضمحلال مومنتم جریان خنک‌کننده به سمت بالای صفحه اشاره دارد.



شکل ۳-۱۲ توزیع گردابه و سرعت مولفه y در مقطع عمودی در ناحیه خروجی سوراخ خنک‌کاری در نسبت دم $M=1$ (الف) ترانشه عرضی (ب) case 1 (پ) case 2 (ت) case 3



شکل ۳-۱۳ توزیع انرژی جنبشی آشفتگی دربرش جانبی در نسبت دمشی

M=1 (الف) ترانشه عرضی (ب) case 1 (پ) case 2 (ت) case 3

۳-۴- تأثیر فیلِت با شعاع متغیر بر عملکرد خنک کاری فیلمی

ترانشه های موج W

در این بخش با اعمال فیلِت با شعاع متغیر بر دیواره پایین دست ترانشه به بررسی راندمان خنک کاری در نسبت دمشی های مختلف پرداخته می شود و همانند بخش قبلی کانتور ها و بحث در مورد رفتار جریان مورد بررسی قرار می گیرد. جزئیات اندازه فیلِت های بکار رفته در شکل ۲-۸ و جدول ۲-۲ موجود می باشد.

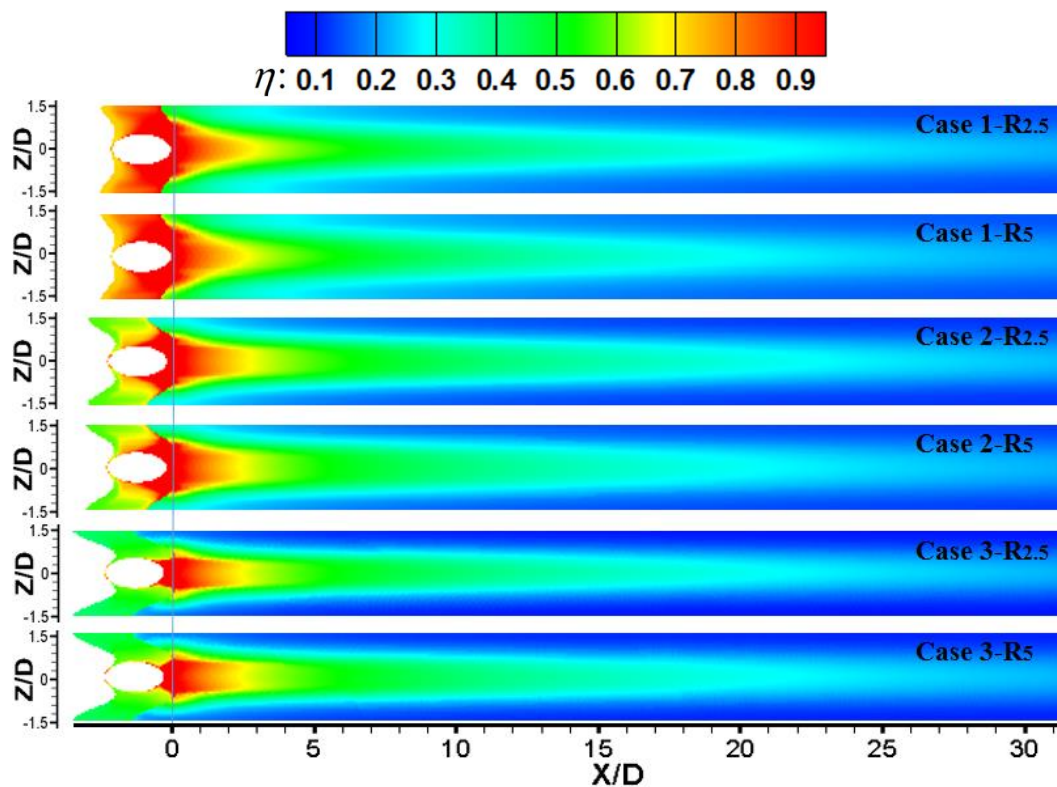
اثر کوآندا^۱ که در تعامل سیال با سطوح منحنی به وجود می‌آید، در پیوستگی و چسبندگی سیال به دیواره مؤثر می‌باشد [۶۴]. تحقیقاتی [۳۰، ۴۴] در زمینه استفاده از فیلِت در ترانشه‌های عرضی مبنی بر اثر پدیده کوآندا انجام شده است.

استفاده از فیلِت با شعاع متغیر در رفتار سیال در ترانشه‌های موج w بدین صورت می‌باشد که سیال خنک موجود در ترانشه پس از برخورد و چرخش مومنوم اولیه خود را ازدست داده است و با اعمال فیلِت امکان عبور هموارتر را از دو دیوار جانبی انتهایی ترانشه دارد. توزیع راندمان خنک کاری ترانشه‌های موج w با اعمال فیلِت با شعاع متغیر (VRF) در نسبت دمش‌های مختلف در شکل ۳-۱۴ ارائه شده است. تمامی کیس‌ها نسبت به حالت بدون فیلِت در پخش جانبی خنک‌کننده پیشرفت چشمگیری داشته‌اند. بر اساس کانتور ها، افزایش شعاع فیلِت منجر به بهبود عملکرد خنک کاری در هر دو جهت جانبی و طولی^۲ می‌شود. شکل ۳-۱۴ (الف) کانتور راندمان خنک کاری را برای شش ترانشه موج w با شعاع فیلِت‌های متفاوت در نسبت دمش $M=0.5$ نشان می‌دهد. همان‌طور که از شکل مشهود است ترانشه‌ی موج w با دامنه ۵ عملکرد مناسب‌تری در پخش جانبی خنک‌کننده بخصوص در نواحی نزدیک پایین دست ترانشه داشته است. دلیل این برتری را می‌توان ساختار دیواره‌های ترانشه یافت که بیشترین شباهت را نسبت به ترانشه‌ی عرضی دارد. به‌طور کلی case 1 دارای سطح مقطع ترانشه کمتری نسبت به باقی کیس‌ها می‌باشد. در نسبت دمش $M=0.5$ که مومنوم جریان خنک برای غلبه بر دیواره‌های ترانشه آن چنان قابل توجه نیست، پس از برخورد به دیواره‌های پایین دست دچار گردش درون محوطه ترانشه‌ها می‌شود. حال با توجه به این که case 1 دارای سطح مقطع کمتری می‌باشد، نسبت مومنوم به سطح بالاتری نسبت به باقی ترانشه‌ها داشته که این خاصیت منجر به برتری در این نسبت دمش می‌گردد. بر اساس کانتورهای موجود در شکل ۳-۱۴ (ب) case 1-R_{2.5} کمترین تأثیر را نسبت به باقی کیس‌ها از اعمال فیلِت در نسبت دمش $M=1$ پذیرفته است. کیس‌های با شعاع فیلِت ۵ نسبت به

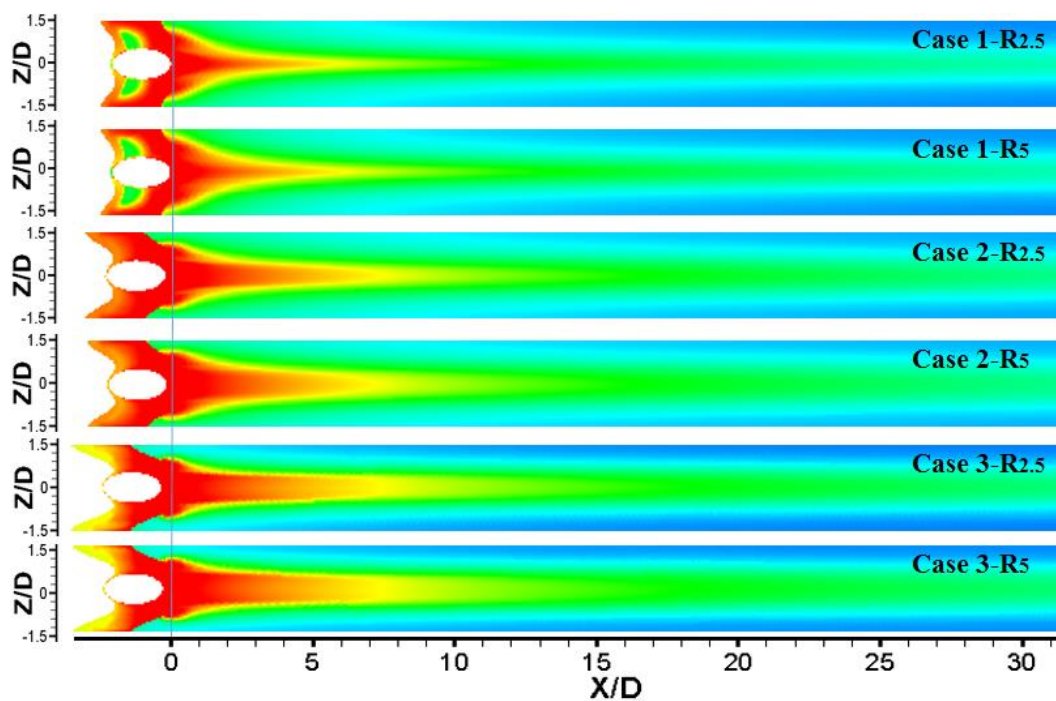
¹ Coanda effect

² streamwise expansion and lateral spreading

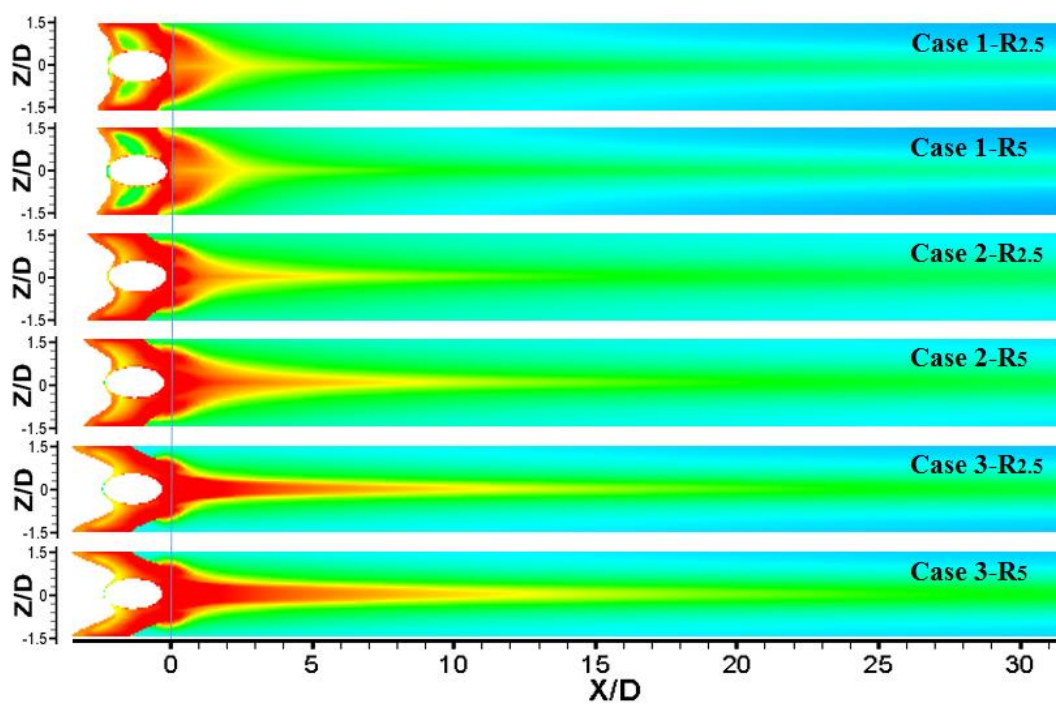
کیس های با شعاع ۲,۵ از لحاظ پخش جانبی جریان موفق تر عمل کرده اند که در شکل مشهود می باشد. همچنین case 3-R_{2.5,5} دارای بیشترین پخش طولی می باشد. مقادیر راندمان خنک کاری فیلمی متوسط برای ترانسه های موج w فیلته شده در نسبت دمش های M=0.5, 1, and 2 در شکل ۳-۱۵ ارائه شده است. در شکل ۳-۱۵ (الف)، case 1-R₅ بهترین عملکرد را در خنک کاری فیلمی نشان می دهد و بدترین عملکرد به case 3-R₅ اختصاص می یابد. در هر دو مورد فیلته از case 2، پوشش فیلم و راندمان خنک کاری عرضی عملکردی متوسط نسبت به دو کیس دیگر از خود ارائه داده است.



(الف)



(ب)



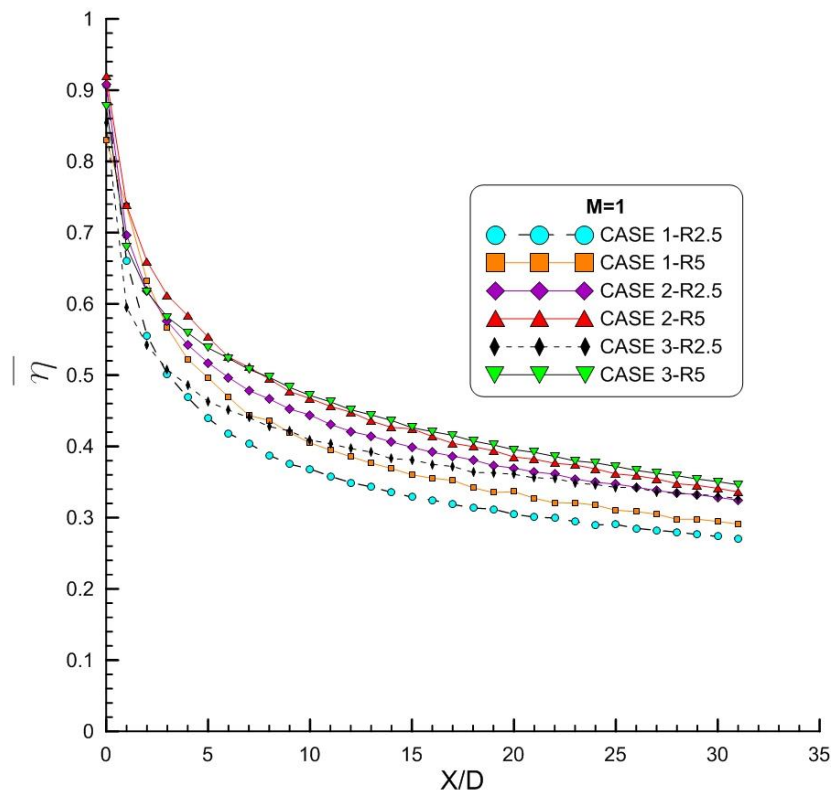
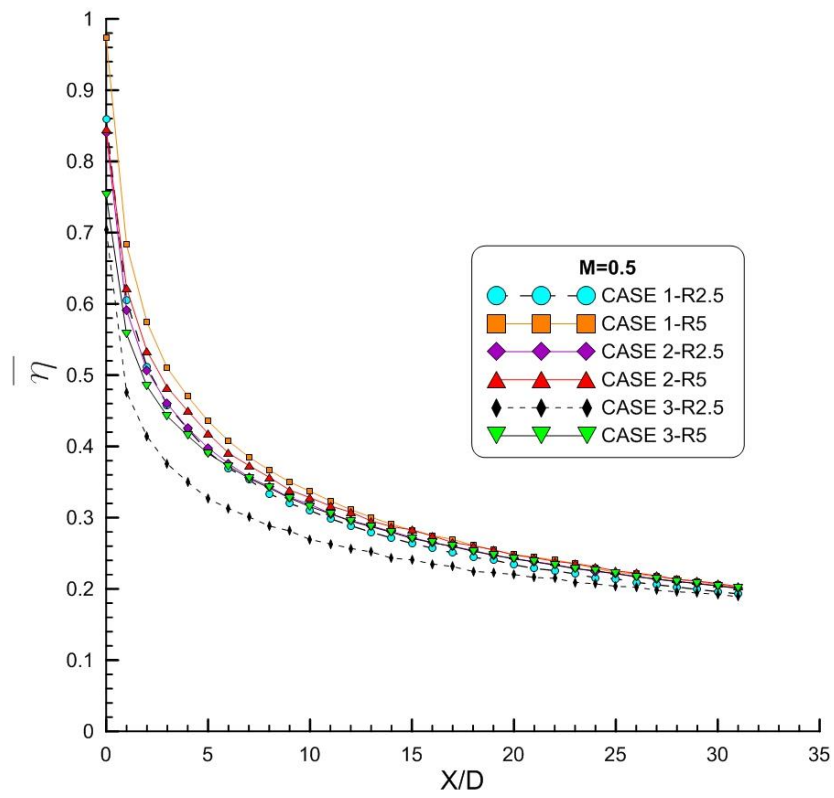
(پ)

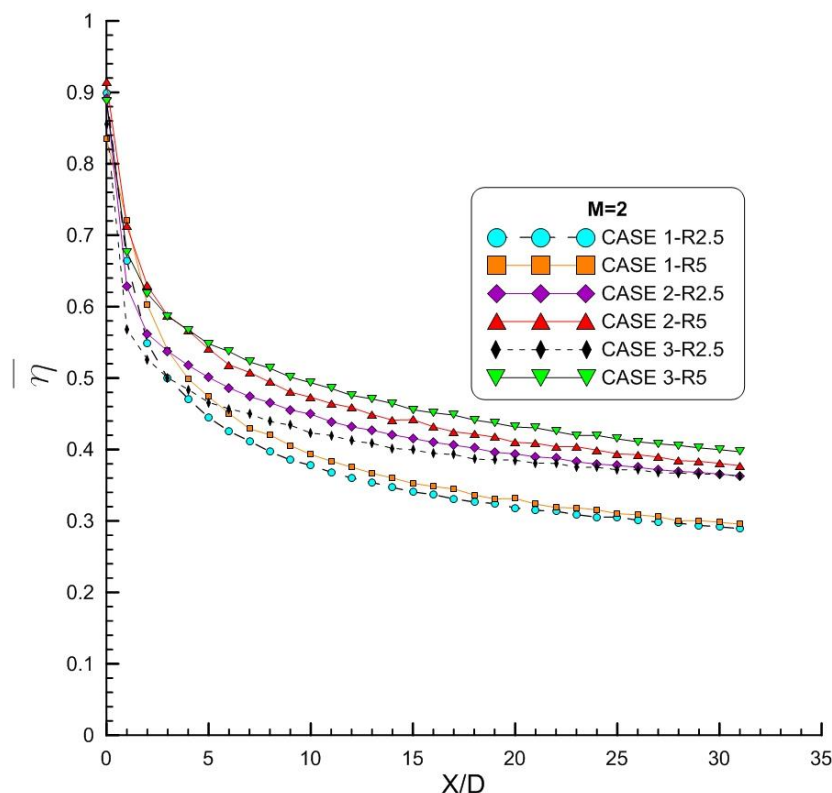
شکل ۳-۱۴ پخش راندمان خنک کاری فیلمی در نسبت دمش (الف) $M=0.5$ (ب) $M=1$

(پ) $M=2$

در نسبت دمش ۱ که در شکل ۳-۱۵ (ب) نشان داده شده، افزایش شعاع فیلِت منجر به بهبود عملکرد خنک کاری گشته که افزایش دامنه ترانشه اثر آن را بهبود داده است. case 2-R₅ در ناحیه $X/D < 7$ عملکردی بهتر از case 3-R₅ داشته، اما در ادامه case 3-R₅ در نواحی پایین دست صفحه بهتر بوده است. از لحاظ ساختاری به دلیل شباهت نسبی case 1 (دامنه کمتر) به ترانشه عرضی، استفاده از فیلِت در لبه انتهایی ترانشه همچون کیس ها با دامنه ی بالاتر مؤثر نبوده است. با افزایش نسبت دمش به $M=2$ ، به افزایش قابل توجه راندمان خنک کاری عرضی کیس های فیلِت شده ۲ و ۳ نسبت به کیس ۱ می توان اشاره کرد. همچنین با مقایسه ی نتایج case 1 در نسبت دمش 2, and $M=1$ ، می توان به تغییر نه چندان راندمان خنک کاری در این ترانشه نسبت به تغییرات نسبت دمش در این بازه پی برد. در case 2-R₅ و case 3-R₅ می توان شاهد بالاترین عملکرد در نسبت دمش $M=2$ بود. بر اساس شکل ۳-۱۵ (ب) و (پ)، به طور میانگین case 3-R₅ از نظر عملکرد خنک کاری فیلمی متوسط عرضی حدود ۱۹،۱ درصد در نسبت دمش $M=1$ و ۳۴،۵ درصد در نسبت دمش $M=2$ از case 1-R₅ بیشتر می باشد و در مقایسه با ترانشه عرضی در نسبت دمش $M=2$ حدود ۳۹،۶ درصد افزایش داشته است. متوسط راندمان صفحه خنک کاری فیلمی که اثر کلی جت خنک کننده بر صفحه را ارائه می دهد در نسبت دمش های متفاوت در شکل ۳-۱۶ نشان داده شده است و در شکل ۳-۱۷ که راندمان خنک کاری فیلمی در امتداد خط مرکزی^۱ را نشان می دهد. اعمال فیلِت در دیواره ی پایین دست ترانشه ها سبب تغییرات مؤثری بر خطوط جریان و توزیع دمای بی بعد می گردد که در برش مقطعی در ناحیه $X/D=4$ در شکل ۳-۱۸ برای تمامی کیس ها ارائه گردیده است. در نسبت دمش $M=0.5$ ، پوشش فیلم بهبود یافته است که می توان به هر دو فیلِت از case 1 اشاره کرد که نسبت به دیگر کیس ها در خنثی سازی جفت گردابه خلافتگر عملکرد بهتری داشته اند. در نسبت دمش $M=1$ ، هسته ی گردابه های case 2 و case 3 نسبت به case 1 در ارتفاع کمتری از سطح می باشند و کانتور های دمای بی بعد در case 2 بخصوص در هر دو جهت جانبی هسته خنک کننده گسترش مناسب تری داشته اند.

¹ Centerline film cooling effectiveness





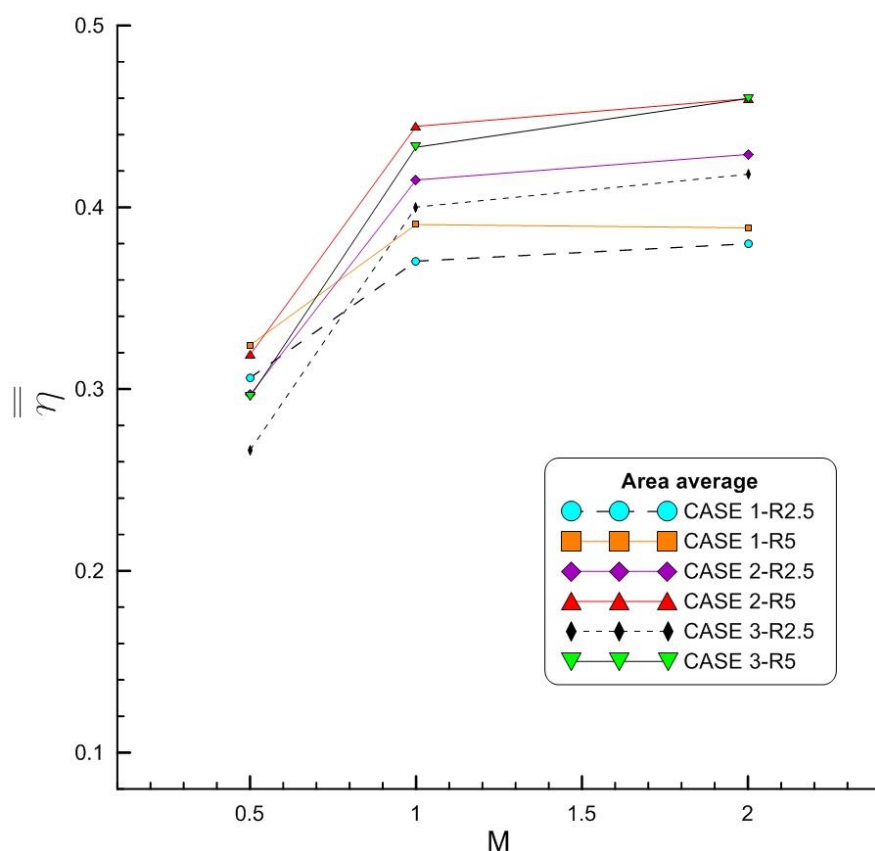
(پ)

شکل ۳-۱۵ پخش راندمان خنک کاری فیلمی در نسبت دمش $M=0.5$ (الف)

(ب) $M=1$ (پ) $M=2$

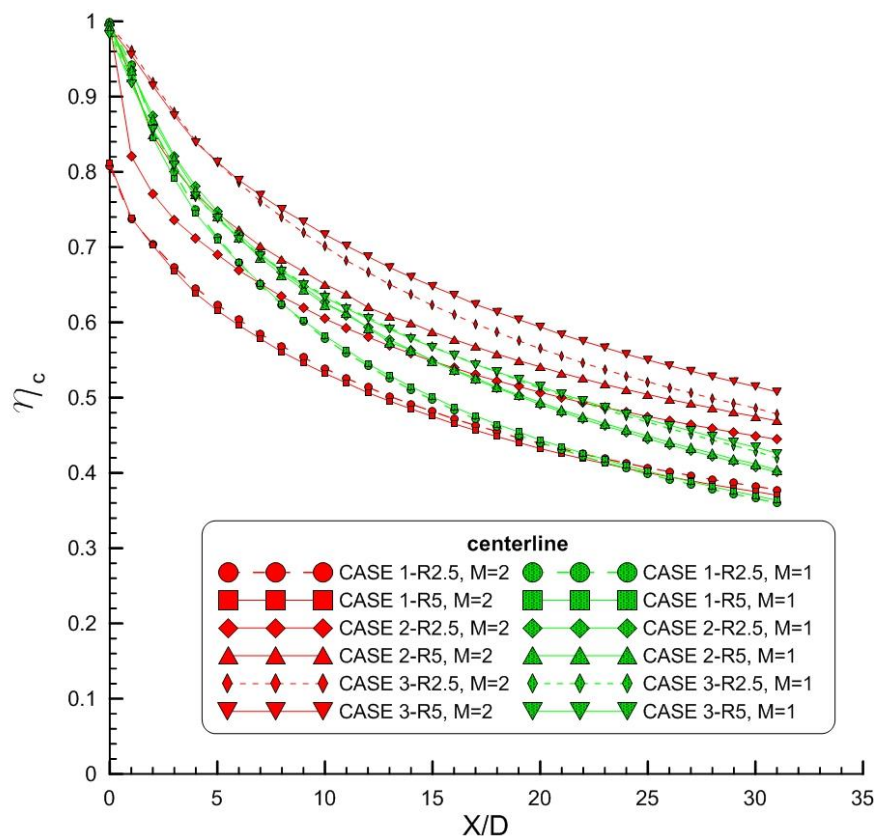
در شکل ۳-۱۸ (چ) در نسبت دمش $M=1$ می‌توان به تمرکز هسته جریان خنک‌کننده در ناحیه‌ی خط مرکزی اشاره کرد که از لحاظ شدت کانتور نسبت به باقی کیس‌ها متمرکزتر می‌باشد. تأثیر مثبت این تمرکز جریان را می‌توان در بهبود پخش جانبی خنک‌کننده در نقاط انتهایی صفحه خنک کاری یافت که در شکل ۳-۱۵ (ب) ارائه شده است. همچنین می‌توان به فاصله‌ی بیشتر بین جفت گردابه خلاف گرد از یکدیگر به دلیل وجود ضد جفت گردابه خلاف گرد قوی‌تر در case 3 نسبت به باقی کیس‌ها اشاره کرد. غلبه‌ی جفت گردابه خلاف گرد در نسبت دمش $M=2$ مشهود می‌باشد. به عنوان نمونه در نسبت دمش ۲، مرکز گردابه case 1-R_{2.5} در ناحیه $Y/D=0.75$ که در مقایسه با case 3-R5 با مقدار $Y/D=0.45$ کاهش پیدا کرده است. این کاهش ارتفاع هسته گردابه‌ها، به افزایش راندمان خنک کاری و نزدیکی بیشتر سیال خنک‌کننده به سطح اشاره دارد. همچنین با افزایش دامن‌های ترانشه‌های موج w

می‌توان شاهد کشیدگی هسته‌ی گردابه‌ها در جهت جانبی بود. بیشترین برخاستگی جریان خنک‌کننده با توجه به توزیع دمای بی‌بعد در نسبت دمش $M=2$ مربوط به case 1 با شعاع فیلت ۲,۵ می‌باشد و case 3-R₅ دارای بیشترین تمرکز جریان خنک در امتداد خط مرکزی می‌باشد. شکل ۳-۱۹ که کانتورهای مؤلفه y سرعت و توزیع دمای بی‌بعد در نسبت دمش $M=1$ در نمای میانی حول خط مرکزی سوراخ ($Z/D=0$) نشان می‌دهد. همان‌طور که از کانتورهای مؤلفه y سرعت مشاهده می‌گردد، گرادیان سرعت متمایل به دیواره‌ی پایین‌دستی ترانشه گردیده و خاصیت چسبندگی جریان در ناحیه فیلت شده بهبود چشمگیری یافته است. طبق شکل، یک‌روند نزولی را در تزریق مستقیم خنک‌کننده از سوراخ می‌توان شاهد بود که با باریک شدن مؤلفه y سرعت در case 1-R_{2.5} شروع گردیده و به کاهش قابل توجه در case 3-R₅ می‌انجامد. همچنین، بر اساس کانتورهای دمای بی‌بعد یک‌روند کاهشی را از case 1 تا case 3 در ارتفاع خنک‌کننده از سطح خنک کاری را می‌توان مشاهده کرد.

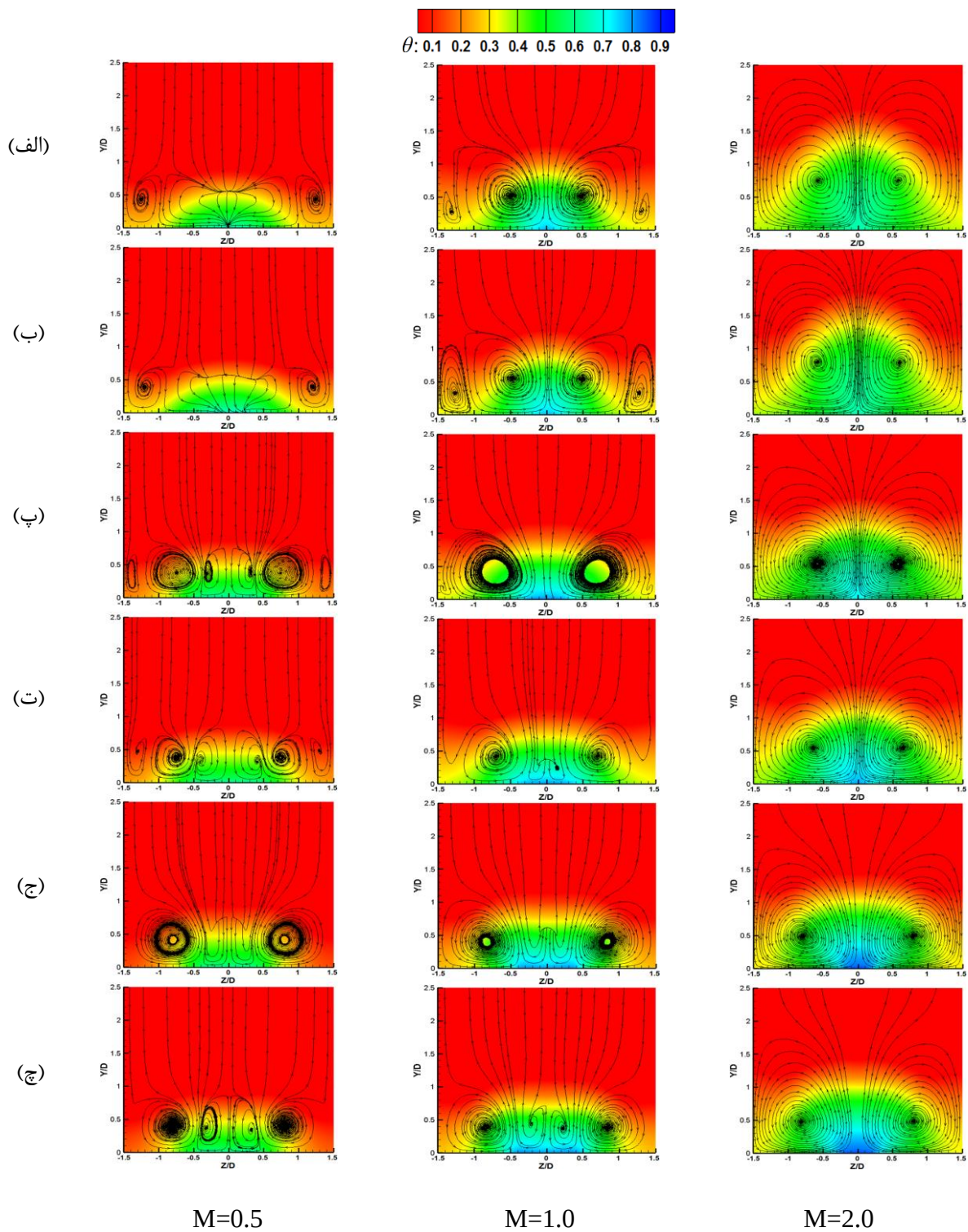


شکل ۳-۱۶ متوسط راندمان صفحه خنک کاری فیلمی در نسبت دمش های متفاوت

در شکل ۳-۲۰ توزیع سرعت کل را در نمای برش خرده حول خط مرکزی سوراخ ($Z/D=0$) برای ترانشه عرضی و کیس ها به طور ساده و با شعاع فیلد ۵ در نسبت دمش ($M=1$) نشان می دهد. کانتور های سرعت کل در ترانشه عرضی به مراتب بر خاستگی و فاصله از سطح بیشتری از سطح خنک کننده ارائه می دهد. در مقابل کیس ها با دامنه ی بالاتر، از مومنتوم جریان کاسته اند و استفاده از فیلد در لبه های ترانشه تأثیر بسزایی در کاهش سرعت و نزدیکی آن به سطح دارد.

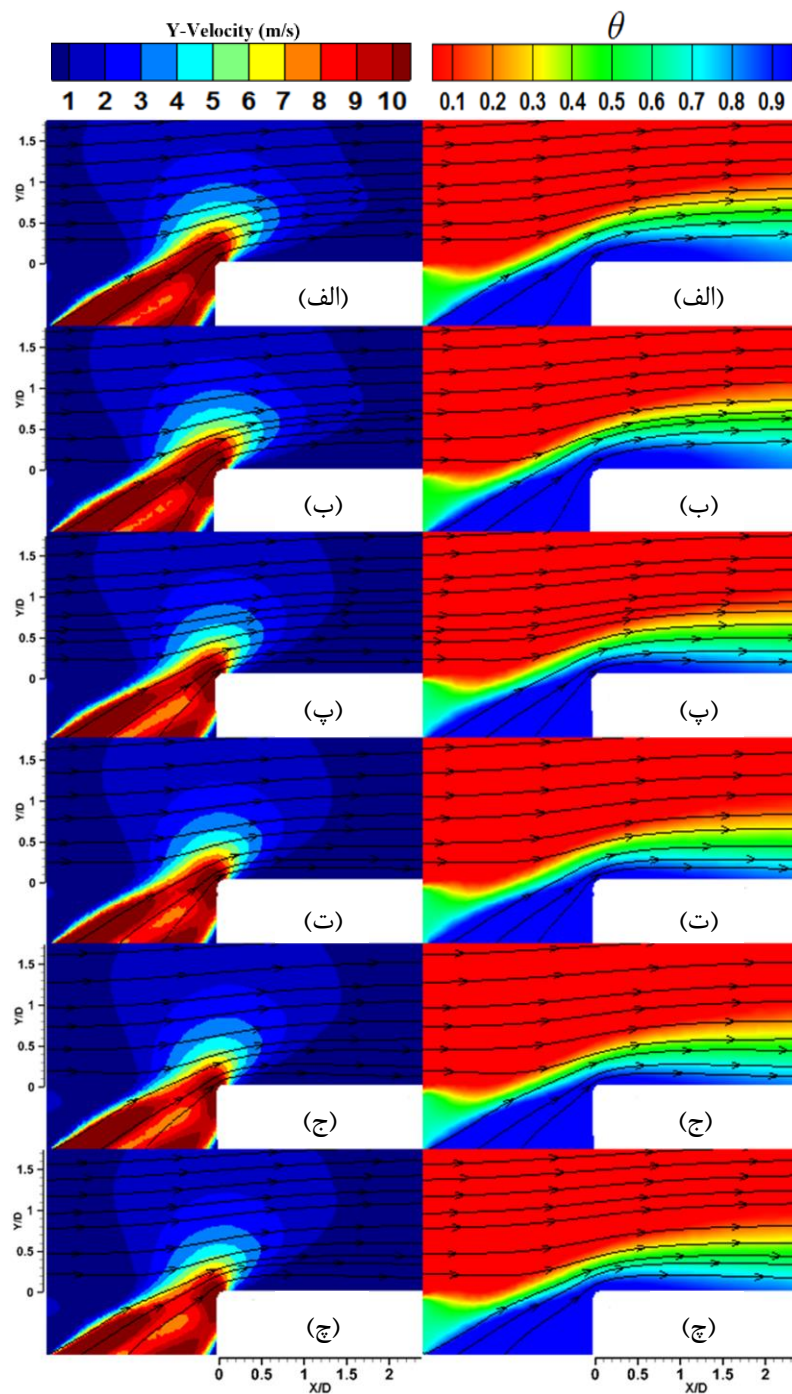


شکل ۳-۱۷ راندمان خنک کاری فیلمی در امتداد خط مرکزی سوراخ در نسبت دمش های $M=1$ و $M=2$



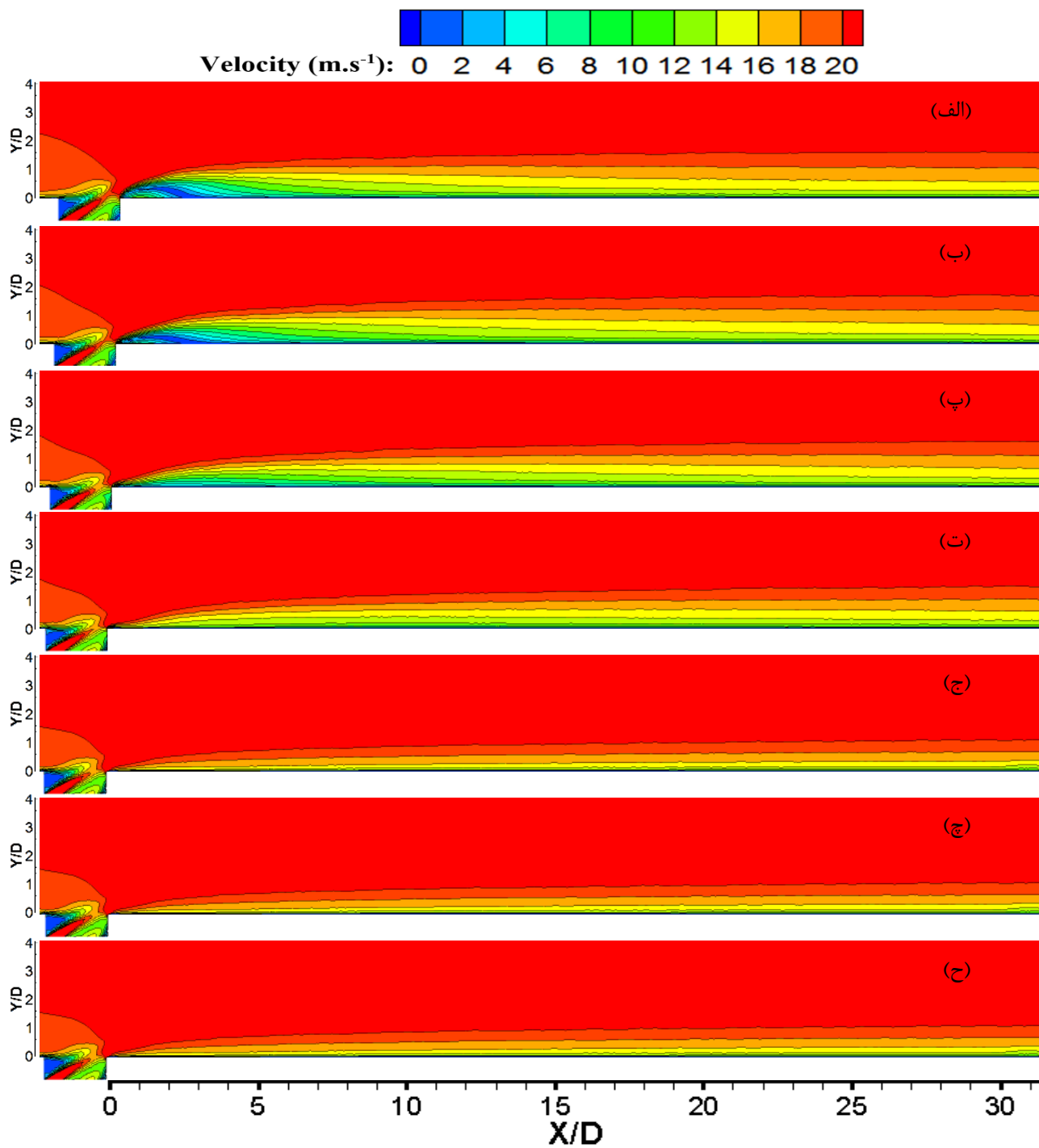
شکل ۳-۱۸ بردارهای سرعت و توزیع دمای بدون بعد در مقطع $X/D=4$ در سه نسبت دمش مختلف

(الف) case 1-R_{2.5} (ب) case 1-R₅ (پ) case 2-R_{2.5} (ت) case 2-R₅ (ج) case 3-R_{2.5} (ج) case 3-R₅



شکل ۱۹-۳ مولفه y سرعت و توزیع دمای بی بعد در برش جانبی در نسبت دمش $M=1$ (الف) - case 1-

$R_{2.5}$ (ب) case 1- R_{5} (پ) case 2- $R_{2.5}$ (ت) case 2- R_{5} (ج) case 3- $R_{2.5}$ (چ) case 3- R_{5}

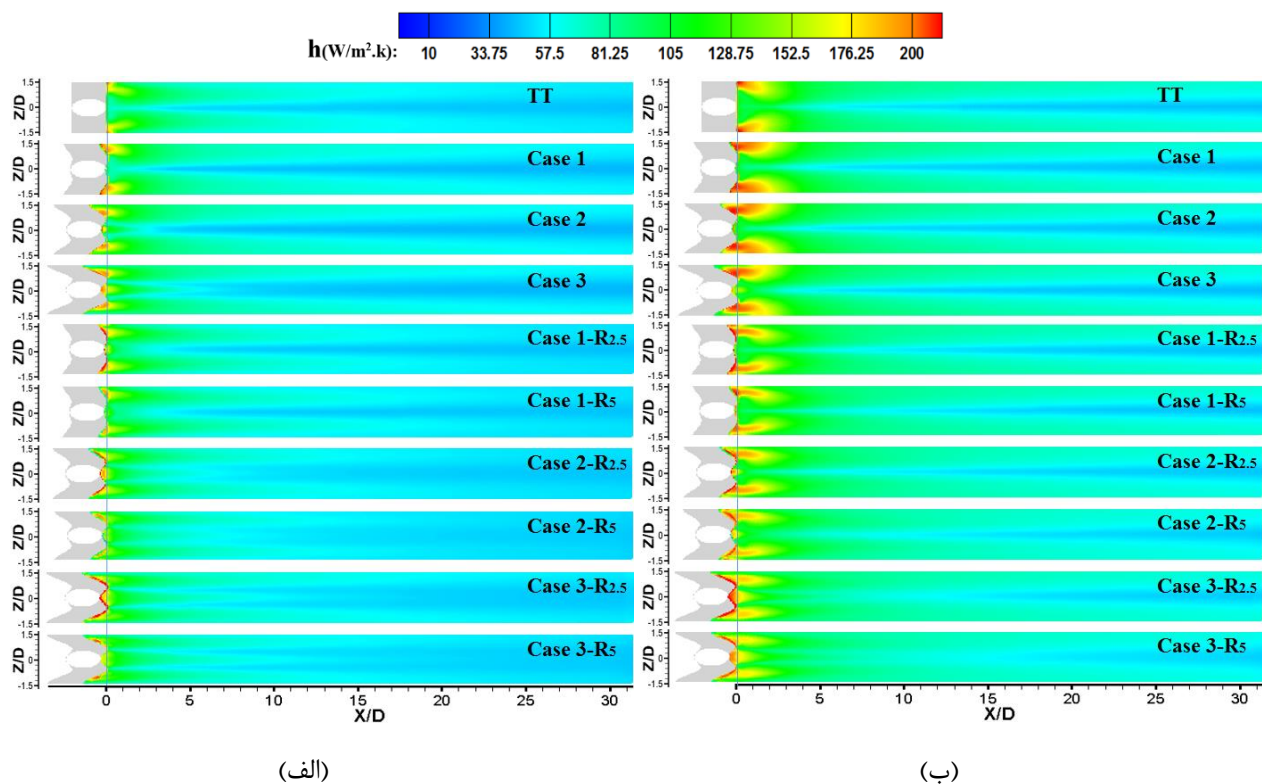


شکل ۳-۲۰ توزیع سرعت کل در برش جانبی در نسبت دمشی $M=1$ (الف) TT (ب) case 1 (پ) case

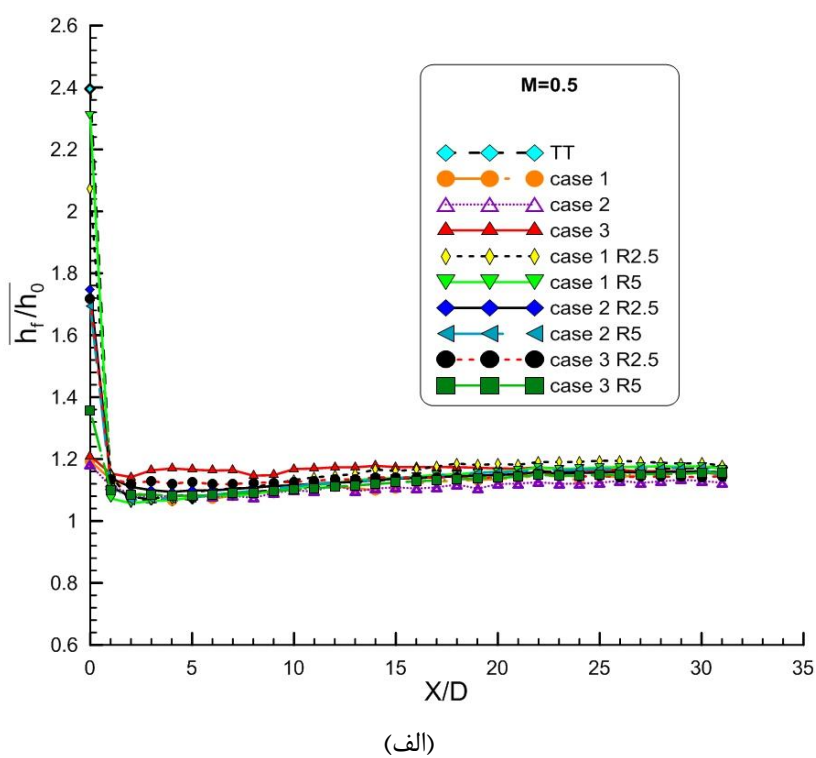
2 (ت) case 3 (ج) case 1-R₅ (چ) case 2-R₅ (ح) case 3-R₅

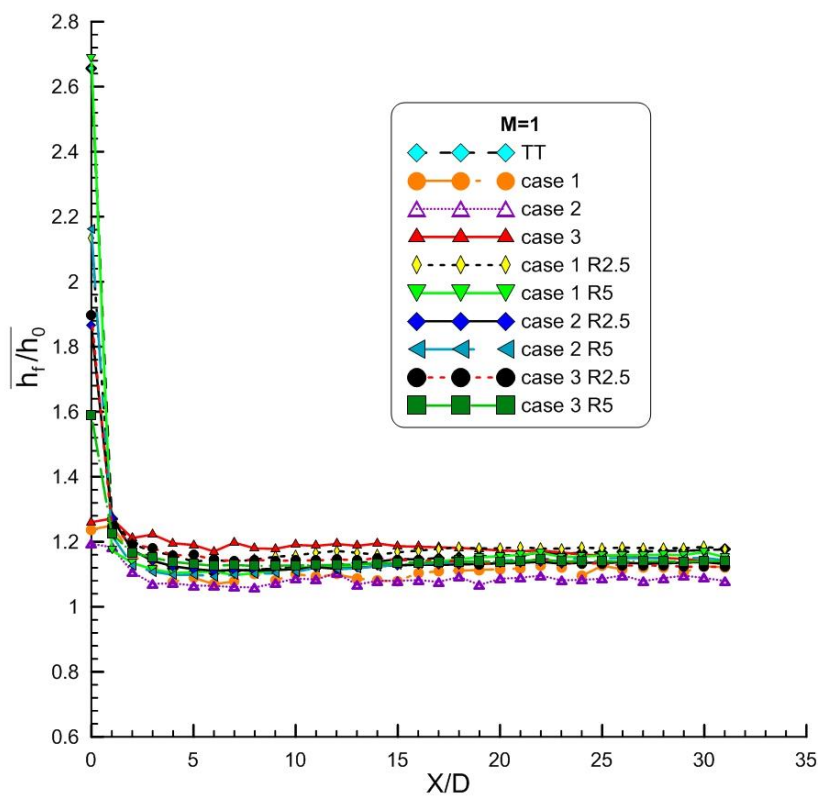
۳-۵- بررسی نرخ انتقال حرارت بر ترانشه های مختلف

توزیع ضریب انتقال حرارت برای کیس های مختلف در شکل ۳-۲۱ در نسبت دمش های ۱ و ۲ نشان داده شده است. بر اساس شکل ۳-۲۱ (ب)، افزایش نسبت دمش منجر به افزایش نرخ انتقال حرارت گردیده است، به عبارت دیگر، افزایش سرعت جریان خنک کننده خارج شده از سوراخ خنک کاری سبب بهبود لایه ی مرزی آشفتگی تشکیل شده بر روی صفحه ی خنک کاری و افزایش نرخ انتقال حرارت شده است. علاوه براین، کیس های بدون اعمال فیلتر دارای تمرکز حرارتی بالاتری نسبت به کیس های فیلتر شده در ناحیه لبه ی پایین دست ترانشه دارند و همچنین افزایش شعاع فیلتر منجر به کاهش این نقاط و پخش آن در تمام سطح صفحه گردیده است. شکل ۳-۲۲ نسبت نرخ انتقال حرارت متوسط عرضی $(\overline{h_f}/\overline{h_0})$ برای تمام کیس ها در سه نسبت دمش متفاوت نشان می دهد. نسبت نرخ انتقال حرارت متوسط عرضی $(\overline{h_f}/\overline{h_0})$ از نسبت ضریب انتقال حرارت متوسط عرضی باوجود فیلم خنک کننده $(\overline{h_f})$ ، که بروی صفحه ی ترانشه اندازه گیری شده، و بدون وجود فیلم خنک کننده بر روی یک صفحه ی مسطح $(\overline{h_0})$ به دست آمده است. استفاده از فیلتر در لبه ی پشتی ترانشه ها باعث افزایش نسبت ضریب انتقال حرارت متوسط عرضی بخصوص برای کیس های ۱ و ۲ شده است. علاوه بر این، بر اساس شکل ۳-۲۲، نسبت ضریب انتقال حرارت متوسط عرضی با افزایش نسبت دمش در کل بازه خنک کاری افزایش یافته است. در نسبت دمش ۲، برتری فیلتر های Case 1 در میزان نسبت ضریب انتقال حرارت متوسط عرضی در ناحیه $X/D > 15$ ظاهر می شود (در پایین دست صفحه خنک کاری شکل ۳-۲۱ (ب) مشهود است) و همچنین بر اساس نتایج اعمال فیلتر های کیس ۲ و ۳ مقادیر کمتری را از خود ارائه داده است.

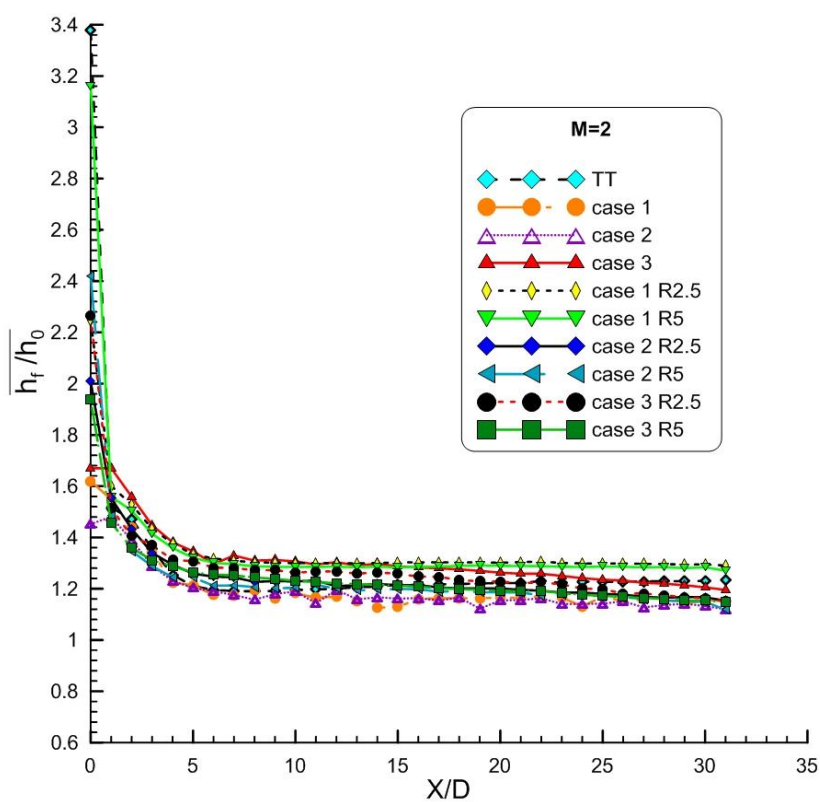


شکل ۲۱-۳ پخش ضریب انتقال حرارت در نسبت دمشی (الف) $M=1$ (ب) $M=2$





(ب)



(پ)

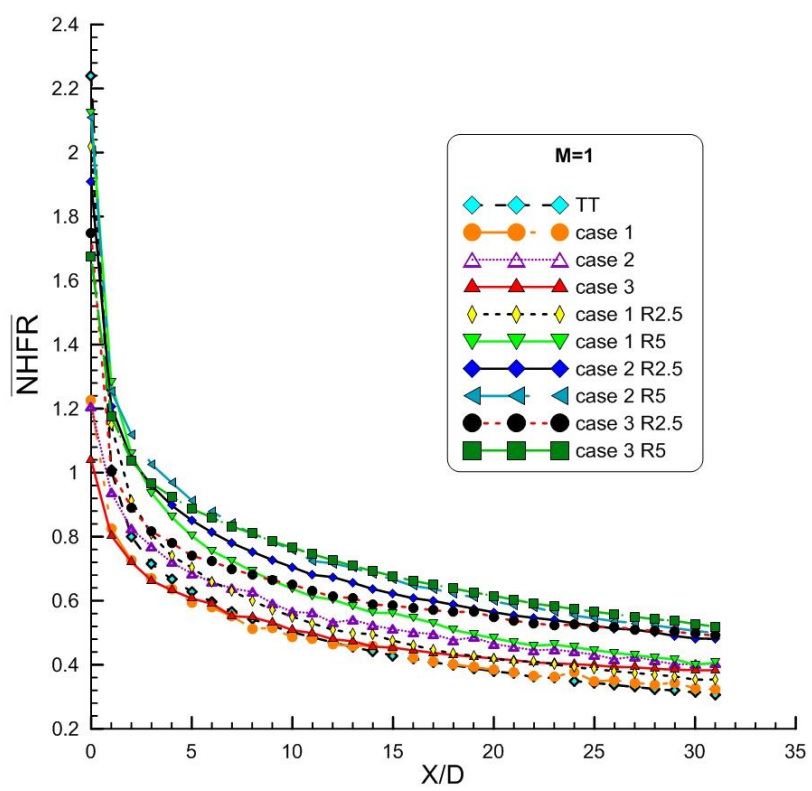
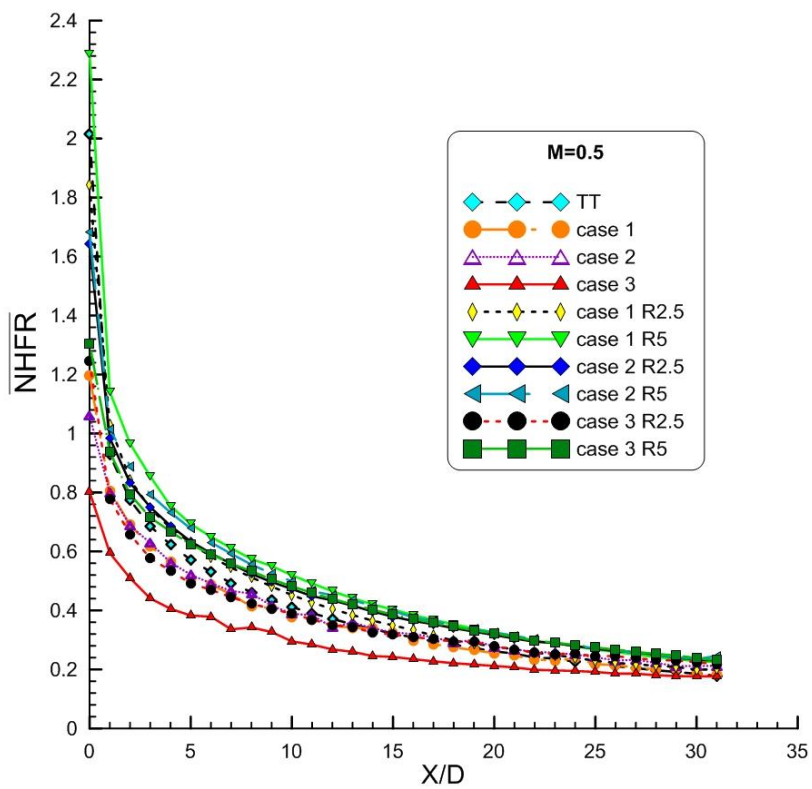
شکل ۲۲-۳ نسبت پخش ضریب انتقال حرارت متوسط عرضی در نسبت دمشی (الف) $M=0.5$

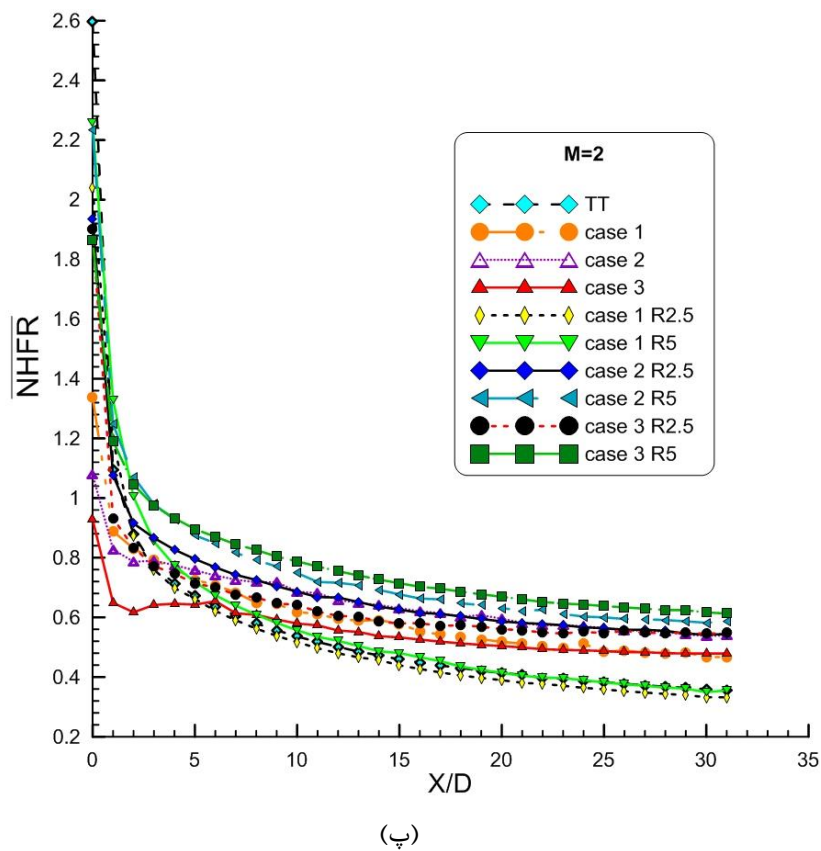
(ب) $M=1$ (پ) $M=2$

۳-۶- کاهش شار حرارتی خالص^۱

کاهش شار حرارتی خالص پارامتری علاوه بر راندمان خنک کاری و ضریب انتقال حرارت است که عملکرد کلی خنک کاری را ارزیابی می‌کند. شکل ۳-۲۳ کاهش شار حرارتی متوسط عرضی را در طول صفحه خنک کاری در نسبت‌های دمش مختلف نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود Case 3- R5 بهترین عملکرد را در تمام نسبت‌های دمش داشته است و افزایش نسبت دمش سبب افزایش پارامتر کاهش شار حرارتی خالص متوسط عرضی گردیده است. در نسبت دمش ۲، کم‌ترین میزان کاهش شار حرارتی خالص متوسط عرضی مربوط به موارد فیلت شده کیس ۱ است. از سوی دیگر، موارد فیلت شده کیس ۲ نتایج مناسبی را در برابر فیلت شده کیس ۳ ارائه می‌دهد که در بازه‌ی متوسط جایگزین مناسبی برای کیس ۳ است. بر اساس نتایج حاصله از کاهش شار حرارتی خالص متوسط عرضی، استفاده از ترانسه‌های موج W نتایج مناسبی را در مقایسه با ترانسه عرضی در نسبت دمش‌های مختلف از خود ارائه کرده‌اند که گزینه‌های جایگزینی در جهت بهبود عملکرد کلی انتقال حرارت ارائه می‌دهند.

^۱ Net heat flux reduction(NHFR)





شکل ۳-۲۳ پخش کاهش شار حرارتی خالص متوسط عرضی در نسبت دمشی (الف) $M=0.5$ (ب) $M=1$ (پ) $M=2$

فصل ۲۴ نتیجه گیری و پیشنهادها

در این تحقیق مقایسه خنک کاری فیلمی بین ترانشه عرضی و ترانشه های موج w در سه دامنه‌ی مختلف به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاصل از شبیه سازی با مدل آشفتگی $k-\epsilon$ realizable به توافق مناسبی با داده های تجربی رسیده اند. همچنین استفاده از فیلترهای شعاع متغیر در دیواره‌ی پایین دست ترانشه های موج w بررسی عملکرد خنک کاری بررسی شد.

بهبود قابل توجهی در پوشش فیلم، در ترانشه های موج w نسبت به ترانشه عرضی در نسبت دمش های بالای $M=1$ می توان شاهد بود. در نسبت دمش $M=2$ ، case 2 با دامنه‌ی ۱۰ نسبت به دو کیس دیگر عملکردی بهتری داشته و به طور متوسط ۲۳ درصد نسبت به ترانشه عرضی در راندمان خنک کاری جانبی بهتر بوده است. استفاده از ترانشه موج w با دامنه‌ی طولی تر در کاهش نفوذ خنک کننده در جریان اصلی و مؤلفه عمودی سرعت مؤثر بوده است. همچنین، ترانشه های موج w با دامنه‌ی بیشتر عملکرد بهتری در خنک کاری خط مرکزی صفحه دارند و ارتفاع گردابه ها در جهت محور عمودی سطح خنک کاری کاهش می یابد. برآمدگی در میانه‌ی ترانشه های موج w سبب تشکیل جفت گردابه خلافگرد معکوس (anti-CRVP) می گردد که در خنشی سازی اثر جفت گردابه خلافگرد و بهبود پخش جانبی فیلم خنک کاری مؤثر است. استفاده از فیلترهای شعاع متغیر در ترانشه های موج w با دامنه‌ی طولی تر بسیار مؤثرتر از دامنه‌ی کوتاه تر می باشد و افزایش شعاع فیلتر، در عملکرد خنک کاری فیلمی چه در امتداد خط مرکزی و پخش جانبی مؤثر بوده است. تأثیرات افزایش شعاع در case 2 و case 3 در نسبت دمش های بالاتر از $M=1$ به وضوح مشهود است. در نسبت دمش $M=2$ ، راندمان متوسط عرضی به طور میانگین در case 3-R₅ در حدود ۳۹٫۶ درصد نسبت به ترانشه عرضی افزایش یافته است. فیلتر در تضعیف جفت گردابه خلافگرد با سرکوب و کاهش ارتفاع گردابه نقش مفیدی داشته که به گستردگی هسته‌ی گردابه ها در جهت عرضی و بهبود پوشش فیلم کمک کرده است. براساس کانتورهای توزیع ضریب انتقال حرارت می توان نتیجه گرفته که با افزایش شعاع فیلتر، از تمرکز نقاط در لبه‌ی پایین دست ترانشه ها کاسته و در تمام سطح گسترده می گردد. افزایش نسبت دمش و استفاده از فیلتر شعاع متغیر سبب افزایش نسبت ضریب انتقال حرارت در صفحه خنک کاری می گردد. همچنین

فیلِت کیس های ۲ و ۳ نتایج مناسبی را در کاهش شار حرارتی خالص نسبت به باقی کیس ها در تمامی نسبت های دمش ارائه کرده اند.

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

- مدل های آشفتگی LES و DES در شناخت بهتر گردابه های مسبب جدایش و چسبندگی جریان از سطح بسیار مؤثر می باشد.
- از لحاظ هندسی می توان با ایجاد تغییراتی در اندازه ی برآمدگی میانی و فاصله فرورفتگی های موج W از دیوارهای ناحیه محاسباتی سبب تغییراتی در بهبود راندمان خنک کاری گردید.

منبع

- [1] J.-C. Han, S. Dutta, and S. Ekkad, Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology, 2nd ed. New York: Taylor and Francis, 2012.
- [2] C. Soares, "4 - Gas Turbine Major Components and Modules," in Gas Turbines, C. Soares Ed. Burlington: Butterworth-Heinemann, 2008, pp. 119-166.
- [3] T. F. Fric and A. Roshko, "Vortical structure in the wake of a transverse jet," Journal of Fluid Mechanics, vol. 279, pp. 1-47, 1994, doi: 10.1017/S0022112094003800.
- [4] H. Zuniga, "Study Of Film Cooling Effectiveness: Conical, Trenched And Asymmetrical Shaped Holes," University of Central Florida, Doctoral Dissertation in Mechanical Engineering, 2009.
- [5] O. Tamunobere, "Heat Transfer and Film Cooling on a Gas Turbine Blade and Shroud," Louisiana State University, Doctoral Dissertation in Mechanical Engineering, 2015.
- [6] P. Kalghatgi and S. Acharya, "Improved Film Cooling Effectiveness With a Round Film Cooling Hole Embedded in a Contoured Crater," Journal of Turbomachinery, vol. 137, no. 10, p. 101006, 2015, doi: 10.1115/1.4030395.
- [7] P. Kalghatgi and S. Acharya, "Flow Dynamics of a Film Cooling Jet Issued From a Round Hole Embedded in Contoured Crater," Journal of Turbomachinery, vol. 141, no. 8, p. 081006, 2019, doi: 10.1115/1.4043071.
- [8] K. Liu, "Parametric Study of Gas Turbine Film-Cooling," Texas A & M University, Doctoral Dissertation, 2012.
- [9] C. Saumweber and A. Schulz, "Free-stream effects on the cooling performance of cylindrical and fan-shaped cooling holes," Journal of turbomachinery, vol. 134, no. 6, p. 061007, 2012.
- [10] B.-l. Zhang, L. Zhang, H.-r. Zhu, J.-s. Wei, and Z.-y. Fu, "Numerical study on the influence of trench width on film cooling characteristics of double-wave trench," in Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, 2017, vol. 50879: American Society of Mechanical Engineers, p. V05AT12A008.
- [11] Z. Wang, C. Zhang, W.-j. Du, and S.-j. Li, "Multi-field coupling analysis on the film-cooling with transverse and arched trenches," Journal of Thermal Science and Technology, vol. 14, no. 1, pp. JTST0012-JTST0012, 2019.
- [12] R. J. Goldstein, E. R. G. Eckert, and J. W. Ramsey, "Film cooling with injection through holes: adiabatic wall temperatures downstream of a circular hole," Journal of Engineering for Power, vol. 90, no. 4, p. 384-393, 1968.

- [13] A. Sinha, D. Bogard, and M. Crawford, "Film-cooling effectiveness downstream of a single row of holes with variable density ratio," *Journal of Turbomachinery*, vol. 113, no. 3, p. 442-449, 1991.
- [14] A. Sinha, D. G. Bogard, and M. Crawford, "Gas turbine film cooling: flowfield due to a second row of holes," *Journal of Turbomachinery*, vol. 113, no. 3, p. 450-456, 1991.
- [15] X. Zhang and I. Hassan, "Film cooling effectiveness for an advanced-louver cooling scheme for gas turbines," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, vol. 20, no. 4, pp. 754-763, 2006.
- [16] J. Wang, K. Tian, J. Luo, and B. Sundén, "Effect of hole configurations on film cooling performance," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 75, no. 11, pp. 725-738, 2019.
- [17] S. Khajehhasani and B. A. Jubran, "A numerical investigation of film cooling performance through variations in the location of discrete sister holes," *Applied Thermal Engineering*, vol. 107, pp. 345-364, 2016.
- [18] M. Ghorab and I. Hassan, "An experimental investigation of a new hybrid film cooling scheme," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, no. 21-22, pp. 4994-5007, 2010.
- [19] J.-z. Zhang, X.-d. Zhu, Y. Huang, and C.-h. Wang, "Investigation on film cooling performance from a row of round-to-slot holes on flat plate," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 118, pp. 207-225, 2017.
- [20] A. Dhungel, Y. Lu, W. Phillips, S. V. Ekkad, and J. Heidmann, "Film cooling from a row of holes supplemented with antivortex holes," *Journal of Turbomachinery*, vol. 131, no. 2, p. 021007, 2009.
- [21] B. A. Haven and M. Kurosaka, "Kidney and anti-kidney vortices in crossflow jets," *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 352, pp. 27-64, 1997.
- [22] C. Saumweber, A. Schulz, and S. Wittig, "Free-stream turbulence effects on film cooling with shaped holes," *J. Turbomach.*, vol. 125, no. 1, pp. 65-73, 2003.
- [23] S. K. Wayne and D. G. Bogard, "High-resolution film cooling effectiveness measurements of axial holes embedded in a transverse trench with various trench configurations," *Journal of turbomachinery*, vol. 129, no. 2, p. 294-302, 2007.
- [24] Y. Lu, H. Nasir, and S. V. Ekkad, "Film cooling from a row of holes embedded in transverse slots," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, vol. 47268, pp. 585-592, 2005.
- [25] R. S. Bunker, "Film cooling effectiveness due to discrete holes within a transverse surface slot," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, vol. 36088, pp. 129-138, 2002.
- [26] Z. T. Stratton and T. I. Shih, "Effects of density and blowing ratios on the turbulent structure and effectiveness of film cooling," *Journal of Turbomachinery*, vol. 140, no. 10, p. 101007, 2018.

- [27] G.-c. Li, P. Yang, W. Zhang, Z. Wu, and Z.-h. Kou, "Enhanced film cooling performance of a row of cylindrical holes embedded in the saw tooth slot," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 132, pp. 1137-1151, 2019.
- [28] B. An, J. Liu, C. Zhang, and S. Zhou, "Film cooling of cylindrical hole with a downstream short crescent-shaped block," *Journal of Heat Transfer*, vol. 135, no. 3, p. 031702, 2013.
- [29] K.-D. Lee and K.-Y. Kim, "Film cooling performance of cylindrical holes embedded in a transverse trench," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 65, no. 2, pp. 127-143, 2014.
- [30] H. Idowu Oguntade, G. E Andrews, A. Burns, D. B Ingham, and M. Pourkashanian, "Improved trench film cooling with shaped trench outlets," *Journal of turbomachinery*, vol. 135, no. 2, p. 021009, 2013.
- [31] J. Li, J. Ren, and H. Jiang, "Film cooling performance of the embedded holes in trenches with compound angles," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, vol. 43994, pp. 1415-1424, 2010.
- [32] P. Schreivogel, B. Kröss, and M. Pfitzner, "Study of an optimized trench film cooling configuration using scale adaptive simulation and infrared thermography," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2014, vol. 45721: American Society of Mechanical Engineers, p. V05BT13A003.
- [33] K. Huang, J. Zhang, C. Wang, and Y. Shan, "Numerical evaluation on single-row trenched-hole film cooling performances on turbine guide vane under engine-representative conditions," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 76, no. 4, pp. 198-219, 2019.
- [34] R. Hou, F. Wen, Y. Luo, X. Tang, and S. Wang, "Large eddy simulation of film cooling flow from round and trenched holes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 144, p. 118631, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118631>.
- [35] H. A. Zuniga and J. S. Kapat, "Effect of increasing pitch-to-diameter ratio on the film cooling effectiveness of shaped and cylindrical holes embedded in trenches," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, vol. 48845, pp. 863-872, 2009.
- [36] B. Kröss and M. Pfitzner, "Numerical and Experimental Investigation of the Film Cooling Effectiveness and Temperature Fields Behind a Novel Trench Configuration at High Blowing Ratio," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2012, vol. 44700: American Society of Mechanical Engineers, pp. 1197-1208.
- [37] S. P. Chen, M. K. Chyu, and T. I.-P. Shih, "Effects of upstream ramp on the performance of film cooling," *International journal of thermal sciences*, vol. 50, no. 6, pp. 1085-1094, 2011.
- [38] D. Zheng, X. Wang, F. Zhang, and Q. Yuan, "Numerical investigation on the dual effect of upstream steps and transverse trenches on film cooling performance," *Journal of Aerospace Engineering*, vol. 32, no. 4, p. 04019028, 2019.
- [39] B. Shi, X. Li, J. Ren, and H. Jiang, "High Resolution Heat Transfer Measurements of Cylindrical Holes Embedded in a Trench With Backward Injection," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2018, vol. 51104: American Society of Mechanical Engineers, p. V05CT19A029.

- [40] C. Wang, X. Sun, and J. Zhang, "Uncertainty analysis of trench film cooling on flat plate," *Applied Thermal Engineering*, vol. 156, pp. 562-575, 2019.
- [41] Y. Lu, H. Nasir, and S. Ekkad, "Film cooling from a row of holes embedded in transverse trenches," *ASME Paper GT2005-68598*, 2005.
- [42] Y. Lu, A. Dhungel, S. V. Ekkad, and R. S. Bunker, "Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches," *Journal of turbomachinery*, vol. 131, no. 1, p. 011003, 2009.
- [43] J.-s. Wei, H.-r. Zhu, C.-l. Liu, H. Song, C. Liu, and T. Meng, "Experimental study on the film cooling characteristics of the cylindrical holes embedded in sine-wave shaped trench," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2016, vol. 49804: American Society of Mechanical Engineers, p. V05CT19A017.
- [44] R. Hou, F. Wen, T. Cui, X. Tang, and S. Wang, "Effect of Different Trench Lips on Downstream Film Cooling Effectiveness and Flow Fields," *Journal of Thermal Science*, vol. 28, no. 2, pp. 340-353, 2019.
- [45] N. Foroozani, "Numerical Study of Turbulent Rayleigh-Benard Convection with Cubic Confinement," *Università degli studi di Trieste, Doctoral Dissertation*, 2015.
- [46] A. Kolmogorov, "Equations of turbulent motion of an incompressible fluid," *Izvestia Academy of Sciences, USSR; physics*, Vol. 6, pp. 56-58, 1942.
- [47] O. Reynolds, "On the dynamical theory of incompressible viscous fluids and the determination of the criterion," *Proceedings of the Royal Society of London*, vol. 56, no. 336-339, pp. 40-45, 1894.
- [48] J. Boussinesq, "Theorie de l'ecoulement tourbillant, Mem. pres," *Acad. Science*, vol. 23, p. 46-50, 1877.
- [49] L. Prandtl, "7. bericht über untersuchungen zur ausgebildeten turbulenz," *ZAMM-Journal of Applied Mathematics and Mechanics/Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, vol. 5, no. 2, pp. 136-139, 1925.
- [50] L. Prandtl, "Über ein neues Formelsystem für die ausgebildete Turbulenz," *Göttingen: Vandenhoeck & Ruprecht (in German)*, pp. 6-19, 1945.
- [51] J. Rotta, "Statistische theorie nichthomogener turbulenz," *Zeitschrift für Physik*, vol. 129, no. 6, pp. 547-572, 1951.
- [52] B. Andersson, R. Andersson, L. Håkansson, M. Mortensen, R. Sudiyo, and B. Van Wachem, "Computational fluid dynamics for engineers," *Cambridge university press*, 2011.
- [53] A. Hellsten, "New two-equation turbulence model for aerodynamics applications," *Helsinki University of Technology, Doctoral Dissertation*, 2004.
- [54] P. Chou, "On an extension of Reynolds' method of finding apparent stress and the nature of turbulence," *Chinese Journal of Physics*, vol. 4, no. 1, pp. 1-33, 1940.

- [55] P. Y. Chou, "On velocity correlations and the solutions of the equations of turbulent fluctuation," Quarterly of Applied Mathematics, vol. 3, no. 1, pp. 38-54, 1945.
- [56] B. Launder, A. Morse, W. Rodi, and D. Spalding, "Prediction of free shear flows: a comparison of the performance of six turbulence models," p. NASA Langley (Also as NASA Report SP-321), vol. 1, 1973.
- [57] B. E. Launder and B. I. Sharma, "Application of the energy-dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc," Letters in heat and mass transfer, vol. 1, no. 2, pp. 131-137, 1974.
- [58] B. E. Launder, P.A. Durbin, B.A. Petterson Reif John Wiley and Sons, Baffins Lane, and Chichester, "Statistical Theory and Modelling for Turbulent Flows," The Aeronautical Journal (1968), vol. 105, no. 1047, pp. 295-295, 2001, doi: 10.1017/S0001924000012136.
- [59] V. Yakhot and L. M. Smith, "The renormalization group, the ϵ -expansion and derivation of turbulence models," Journal of scientific computing, vol. 7, no. 1, pp. 35-61, 1992.
- [60] T. Shih, WW Liou, and A. Shabbir, "A new ke eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows," Computers and Fluids, no. 24, p. 227-238, 1995.
- [61] C. Zhang, C. P. Bounds, L. Foster, and M. Uddin, "Turbulence modeling effects on the CFD predictions of flow over a detailed full-scale sedan vehicle," Fluids, vol. 4, no. 3, p. 1-28, 2019.
- [62] ANSYS Fluent 18.0 User's Guide , Fluent documentation, Fluent Inc, 2017.
- [63] V. Holmén, "Methods for vortex identification," LUND UNIVERSITY LIBRARIES, Master's Theses in Mathematical Sciences, 2012.
- [64] R. Wille and H. Fernholz, "Report on the first European Mechanics Colloquium, on the Coanda effect," Journal of Fluid Mechanics, vol. 23, no. 4, pp. 801-819, 1965.

Abstract

Gas turbines require to increase the inlet temperature of the turbine in order to achieve higher thermal efficiency. Increasing the temperature leads to the inevitable heat load exceeding the endurance of the turbine blade alloys, which is essential for proper operation, cooling of the turbine blades. In this study, focusing on the performance of external cooling, the structure of the trench geometry was changed in order to increase the film cooling effectiveness and reduce the cooling flow detachment from the surface of the gas turbine blade. Three-dimensional simulation is performed using numerical methods. For validation, three different turbulence models have been studied and the k- ϵ realizable turbulence model has provided more accurate results and has been considered as the model used in this research. To improve the film cooling effectiveness of turbine blades, trenches with different geometry have been conducted under the same cooling conditions and at blowing ratios of $M = 0.5, 1$ and 2 . In other words, in the simulation process, in addition to the simple transverse trench for validation and comparison of modeling results, the w-wave trench structure with three different amplitudes with downstream edge variations has been investigated. The utilization of w-wave trench structures weakens the counter-rotating vortex pair (CRVP), which is one of the factors causing the cool flow to rise from the surface and penetrate into the hot stream. Formal distribution of coolant flow and increase of heat shield on the blade surface leads to improved effectiveness and reduced surface temperature.

Furthermore, based on the information and results, the use of variable radius fillets (VRF) on the downstream edge of the w-wave trenches led in a significant improvement in cooling effectiveness in the lateral directions and along the hole centerline. In the examination of variable radius fillets enlargement, the w-wave trenches with longer amplitudes performed better than trenches with shorter amplitudes. In general, the w-wave trenches have a better performance at high blowing ratios and at blowing ratio of $M=2$, the average-lateral cooling performance in the best case of w-wave trench designs is about 23% and with variable radius fillets, about 39.6% Increased relative to the transverse trench.

The results of laterally averaged heat transfer coefficient (HTC) ratio illustrate that increasing blow ratio and using VRF promoted the amount of HTC in the downstream surface. Furthermore, the use of VRF on higher amplitude w-wave trenches has yielded good results in NHFR than other geometries in all blow ratios.

Keywords: Gas Turbine Blade, Blowing ratio, Trench Geometry, Film cooling, Counter-rotating vortex pairs



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

**Numerical study on the effect of trench Geometry with changing
shape of trench lip on the film cooling effectiveness of gas turbines**

Written by

Alireza Bakhshinejad Bahambari

Supervisor

Dr. Mohammad Hassan Kayhani

Advisor

Dr. Mahmoud Noroozi

February 2021