

افزایش اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای پره توربین در حال چرخش با استفاده از سوراخ تزریق شکل داده‌شده

محسن قاضی^۱، امیرحسین معینی^۲، مهران رجبی زرگرآبادی^{۳*}

اطلاعات مقاله	چکیده
دریافت مقاله: ۱۳۹۴/۰۳/۲۲	در تحقیق حاضر، افزایش اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای پره توربین با استفاده از مجرای گسترش‌یافته طولی انجام شده است. در این باره خنک‌کاری لایه‌ای پره توربین در سه سرعت چرخش صفر، ۳۰۰ و ۵۰۰ دور بر دقیقه با استفاده از دو نوع سوراخ استوانه‌ای و سوراخ گسترش‌یافته طولی مورد بررسی قرار گرفته است. تحلیل عددی سه‌بعدی میدان جریان و انتقال حرارت آشفته خنک‌کاری لایه‌ای در پره توربین با استفاده از مدل‌های اصلاح‌شده رینولدز پایین $k - \epsilon$ انجام شده است. برای خنک‌کاری با سوراخ استوانه‌ای، نتایج شبیه‌سازی عددی تحقیق حاضر در سرعت‌های دورانی مختلف با مقادیر تجربی موجود مقایسه شده است. نتایج عددی به‌دست‌آمده نشان می‌دهد مدل‌های رینولدز پایین توانایی قابل‌قبولی در پیش‌بینی اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای در پره توربین دارد. نتایج به‌دست‌آمده نشان می‌دهد افزایش سرعت دورانی پره به‌دلیل ایجاد شتاب کریولیس، منجر به انحراف جریان هوای خنک‌کننده از روی خط مرکزی می‌شود. انحراف جریان هوای خنک‌کننده باعث کاهش میزان اثربخشی در خط مرکزی پره، به‌ویژه در پایین‌دست سوراخ تزریق می‌شود. همچنین تزریق هوای خنک از طریق سوراخ گسترش‌یافته طولی منجر به کاهش اختلاط هوای خنک و جریان هوای گرم می‌شود. مقایسه نتایج نشان می‌دهد اثربخشی خنک‌کاری سوراخ گسترش‌یافته طولی به‌طور محسوسی بیشتر از اثربخشی سوراخ استوانه‌ای است.
پذیرش مقاله: ۱۳۹۴/۰۹/۰۷	
واژگان کلیدی: پره توربین، خنک‌کاری لایه‌ای، انتقال حرارت آشفته، سرعت چرخش، سوراخ شکل داده‌شده.	

۱- مقدمه

راندمان و قدرت خروجی را از توربین استخراج کرد. یکی از روش‌های متداول برای محافظت پره توربین از گازهای داغ مجاور، استفاده از روش خنک‌کاری لایه‌ای است. در این روش، هوای خنک‌کننده به‌صورت لایه جداکننده بین گاز داغ و جداره پره شکل می‌گیرد، که به دلیل اختلاط هوای خنک‌کننده با جریان اصلی، اثربخشی آدیاباتیک خنک‌کاری در پایین دست جریان به‌سرعت کاهش می‌یابد. بررسی‌های متعدد قبلی نشان می‌دهد که خنک‌کاری لایه‌ای به عوامل مختلفی چون نسبت شار جرمی، میزان اغتشاش جریان آزاد، انحنای سطح، ناپایداری جریان، اندازه، شکل و موقعیت سوراخ و زاویه تزریق بستگی دارد. بوگارد و تول مقاله‌ای مروری را منتشر کرده‌اند که به بررسی این عوامل

امروزه نیاز گسترده صنایع هوافضا (موتورهای پیش‌رانش) و صنایع تولید قدرت (نیروگاه‌ها، سیستم‌های تولید برق و...) به توربین‌های گاز، موجب شده است تحقیقات گسترده‌ای در زمینه بهینه‌سازی عملکرد، افزایش اثربخشی، کارکرد در حالت ایده‌آل و رفع مشکلات آن آغاز شود. از نظر ترمودینامیکی افزایش راندمان توربین از طریق افزایش دمای گاز ورودی امکان‌پذیر است. در توربین‌های گاز مدرن، با وجود پیشرفت قابل‌ملاحظه در متالوژی پره توربین، دمای گازهای ورودی بیشتر از دمای بحرانی پره است. هم‌زمان با تحقیق و توسعه مواد با قدرت تحمل دماهای بالا، باید از روش‌های خنک‌کاری مؤثر نیز بهره‌گرفت تا بتوان حداکثر

* پست الکترونیک نویسنده مسئول: rajabi@semnan.ac.ir

۱. کارشناس ارشد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه سمنان

۲. کارشناس ارشد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه سمنان

۳. استادیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه سمنان، سمنان

مختلف پرداختند و درمورد توزیع اثربخشی آدیاباتیک خنک‌کاری به نتایج خوبی رسیدند. تحقیقات نمیدلی و همکاران بر روی پره متقارن نشان می‌دهد مدل $k - \epsilon$ استاندارد با توابع دیواره توانایی کافی برای مدل‌سازی جریان و انتقال حرارت بر روی پره ندارد و پخش جانبی میدان دما را کمتر از مقادیر تجربی محاسبه می‌کنند [۷]. در چنین جریان‌هایی، گرادیان‌های بزرگ سرعت و دما در نواحی نزدیک دیواره پیش می‌آید که برای مدل‌سازی دقیق آن لازم است معادلات حاکم در تمام نواحی از جمله زیرلایه لزج با استفاده از شبکه‌بندی کوچک‌تر حل شوند. مدل‌های آشفتگی رینولدز پایین که به‌جای استفاده از توابع دیواره در مدل‌سازی ناحیه نزدیک دیواره، معادلات حاکم را بر کل میدان حل اعمال می‌کنند، می‌توانند پیش‌بینی جریان و انتقال حرارت را در این نواحی بهبود بخشند [۴].

این امکان با اصلاح معادله استهلاک و تعریف تابع میرایی فراهم می‌شود. در سال‌های اخیر، مدل‌های $k - \epsilon$ رینولدز پایین به دلیل سادگی و قابلیت کاربرد مناسب در پیش‌بینی جریان و انتقال حرارت در ناحیه نزدیک دیواره در مدل‌سازی بسیاری از جریان‌های مهم صنعتی به کار گرفته شده‌اند.

ژیتائو و همکاران با انتخاب مدل آشفتگی ناهمسان‌گرد به بررسی خنک‌کاری لایه‌ای تحت چرخش پرداختند [۸]. مدل انتخابی آن‌ها، مدل آشفتگی ناهمسان‌گرد دولایه‌ای TLVA بود که به مقایسه آن با مدل آشفتگی ایزوتروپ، شامل مدل‌های $k - \omega$ و $k - \epsilon$ و SST پرداختند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد پیش‌بینی انحراف لایه خنک‌کاری در مدل TLVA نسبت به سه مدل ایزوتروپ دیگر به شرایط واقعی بسیار نزدیک‌تر است. همچنین مدل TLVA عملکرد بهتری نسبت به مدل‌های ایزوتروپ دارد و اثر خنک‌کاری محلی (η) مطابقت بیشتری با نتایج تجربی دارد. به غیر از اثر خنک‌کاری، انحراف لایه خنک‌کاری از مرکز که ناشی از نیروهای کوریولیس و گریز از مرکز تحت مختصات چرخان است نیز با این مدل بهتر پیش‌بینی می‌شود. دون لی و همکاران اثر متغیرهای هندسی سوراخ فن شکل^۱ را بر خنک‌کاری لایه‌ای بررسی کردند [۹]. آن‌ها با استفاده از الگوریتم فرا ابتکاری به بهینه‌سازی این هندسه پرداختند. سوراخ فن شکل با چهار متغیر طراحی هندسی زاویه تزریق

و تأثیر آن‌ها بر اثربخشی خنک‌کاری پرداخته است [۱]. طی دو دهه اخیر با توجه به رشد چشمگیر توانمندی رایانه‌ها، بر دامنه کاربرد روش‌ها و تحلیل‌های عددی افزوده شده است. یکی از زمینه‌های مورد توجه محققان این شاخه، بررسی توانایی‌ها و ضعف‌های مدل‌های آشفتگی در شبیه‌سازی میدان جریان و انتقال حرارت انواع خنک‌کاری است. تحقیقات بسیاری در زمینه پیش‌بینی جریان و انتقال حرارت لایه‌ای انجام شده است. بازدید تهران و اندروز تحقیقات خود را بر روی اثر نرخ‌های مختلف تراکم گازهای داغ برای خنک‌کاری لایه‌ای انجام دادند [۲]. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که اثربخشی خنک‌کاری به‌طور قابل‌ملاحظه‌ای با افزایش تعداد سوراخ‌های خنک‌کاری افزایش می‌یابد. آمر و همکاران مقایسه‌ای بین مدل‌های آشفتگی مختلف در پیش‌بینی جریان خنک‌کاری لایه‌ای دو ردیف سوراخ جابه‌جاشده انجام دادند [۳]. آن‌ها از طریق مقایسه جواب‌های حاصل از مدل‌های آشفتگی $k - \epsilon$ و $k - \omega$ غیرایزوتروپ، $k - \omega$ بهبود یافته مختلف با نتایج تجربی موجود نتیجه گرفتند توانایی مدل‌های آشفتگی برای پیش‌گویی جریان خنک‌کاری لایه‌ای با نسبت سرعت و فاصله پایین دست از سوراخ‌های جت رابطه‌ای مستقیم دارد. رجبی و بازدید تهرانی به منظور بهبود پیش‌بینی جریان خنک‌کننده لایه‌ای از از مدل‌های مرتبه دوم برای مدل‌سازی جریان و انتقال حرارت آشفته استفاده کردند [۴]. مدل سه‌بعدی متقارن مورد استفاده آن‌ها با زاویه تزریق ثابت ۳۵ درجه بود. نتایج تحلیل عددی به‌دست‌آمده آن‌ها در مدل‌سازی توزیع دما و اثربخشی خنک‌کاری تطابق بسیار خوبی با داده‌های تجربی موجود دارد. طیبی رهنی و همکاران به بررسی مقایسه‌ای مدل‌سازی خنک‌کاری لایه‌ای با دو روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ (LES) و معادلات متوسط‌گیری شده رینولدز (RANS) پرداختند [۵]. مدل دینامیکی ارائه‌شده آن‌ها بسیار ساده‌تر و در عین حال مناسب‌تر نسبت به مدل‌های موجود است. نتایج عددی به‌دست‌آمده مطابقت بسیار خوبی با مقادیر تجربی موجود داشت.

لیک هال و همکاران [۶] با استفاده از روش‌های TLK و $k - \epsilon$ همراه با توابع دیواره به بررسی بازدهی خنک‌کاری در دو زاویه جانبی صفر و ۴۵ درجه در نسبت دمش‌های

¹ Laidback Fan-Shaped Hole

بررسی سوراخ فن شکل تغییر دادند. نتایج حاکی از آن است که در نرخ‌های دمش بالا، شدت اغتشاش جریان اصلی می‌تواند منجر به افزایش اثربخشی جانبی خنک‌کاری لایه‌ای شود.

تحقیقات بسیاری در زمینه خنک‌کاری لایه‌ای بر روی سطح صاف ساکن انجام شده که ممکن است تا حدی با شرایط واقعی کارکرد پره‌های توربین متفاوت باشد؛ چراکه چرخش و انحنای پره سبب می‌شود تا شرایط جریان در بالادست و پایین‌دست سوراخ تزریق تغییر کند و لایه مرزی و گردابه‌های تشکیل‌شده متفاوت باشد. نقطه سکون در نزدیکی لبه حمله پره توربین که به شدت در معرض جریان آزاد گاز داغ قرار دارد به‌عنوان بحرانی‌ترین قسمت پره محسوب می‌شود و خنک‌کاری آن می‌تواند عمر پره را به مقدار قابل‌توجهی افزایش دهد. در تحلیل عددی حاضر پیش‌بینی جریان و انتقال حرارت خنک‌کاری لایه‌ای، در نزدیکی سوراخ تزریق سیال خنک‌کننده که به دو صورت استوانه‌ای^۱ و گسترش‌یافته‌ی طولی^۳ است بر روی یک پره سه‌بعدی در حال چرخش، با استفاده از مدل‌های آشفتگی دو معادله‌ای $k - \epsilon$ رینولدز پایین انجام شده است. نتایج به‌دست‌آمده با مقادیر تجربی ژئی تائو (Zhi tao) و همکاران [۱۱] مورد مقایسه قرار گرفته است. همچنین تأثیر سوراخ گسترش‌یافته طولی بر اثربخشی خنک‌کاری پره توربین در سرعت‌های مختلف چرخش پره توربین بررسی شده است.

۲- هندسه و شرایط مرزی

هندسه پره، همانند هندسه تحقیق تجربی آقای ژئی تائو و همکاران است، که شامل دو بلوک مجزا است. کانال جریان اصلی و سوراخ تزریق سیال خنک‌کننده که سیال خنک‌کننده از طریق آن وارد کانال جریان اصلی می‌شود. همچنین هندسه گسترش‌یافته طولی سوراخ تزریق سیال خنک‌کننده بر اساس هندسه پیشنهادی آقای لی‌لک (Leylek) انتخاب شده است [۱۲]. هندسه و نمای کلی پره در حال چرخش به‌همراه سوراخ هوای خنک در شکل (۱) مشخص شده است. در شکل (۲) شرایط مرزی و شبکه محاسباتی ایجادشده نشان داده شده است. شبکه‌های ایجاد شده به‌صورت با سازمان^۴ است و در نزدیکی دیواره‌ها شبکه‌ها ریزتر شده‌اند تا مقدار γ^+ در محدوده‌ی مجاز ۳۰

سوراخ، زاویه گسترش جانبی، زاویه گسترش روبه‌جلو و نسبت طول به قطر سوراخ تعریف می‌شود. افزایش زاویه گسترش روبه‌جلو باعث کاهش اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای و زاویه گسترش جانبی بیشترین اثر را بر بهبود خنک‌کاری خواهد داشت.

مطالعات عددی بر روی یک ردیف از سوراخ‌های هم‌گرا در سمت مکش تیغه با عدد رینولدز بین ۴۰۰,۰۰۰ تا ۶۰۰,۰۰۰ و نرخ دمش ۰/۵ تا ۳ توسط یاوو و همکاران انجام شده است [۱۰]. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که با افزایش نرخ دمش از ۰/۵ تا ۳ ضریب آنتالپی حدود ۰/۰۲۵ تا کاهش پیدا می‌کند که به دلیل افزایش نفوذ جت به جریان اصلی و افزایش تلفات ناشی از اختلاط است. این حالت با افزایش عدد رینولدز نیز اتفاق می‌افتد. قراب به بررسی عددی خنک‌کاری لایه‌ای با استفاده از سوراخ تزریق با خروجی شکل‌داده‌شده ترکیبی پرداخت [۲۲ و ۲۳]. سوراخ تزریق استوانه‌ای با چهار نوع شکل مختلف خروجی بررسی شده عبارت‌اند از: دوزنقه، بیضی با زاویه ترکیبی ۰ تا ۹۰، مستطیل و مربع، که با نرخ دمش ۰/۵ تا ۱ مورد بررسی و تحلیل قرار گرفت. نتایج حاکی از آن است که طرح ترکیبی منجر به کاهش ضخامت لایه مرزی و افزایش اثربخشی خنک‌کاری می‌شود. مونتمولی و همکاران به بررسی عددی و آزمایشگاهی هندسه جدید خنک‌کاری لایه‌ای با نسبت گسترش‌یافتگی زیاد پرداختند [۲۴]. مطالعات آنان یک طرح نوآورانه را پیشنهاد می‌کند که باعث بهبود پوشش جانبی و تقلیل بلندشدن جت از سطح می‌شود. لیانگ و همکاران به بررسی تجربی خنک‌کاری لایه‌ای لبه‌های جلویی سوراخ‌های استوانه‌ای فن شکل با شیب و زوایای مختلف پرداختند [۲۵]. آنها چهار مدل تجربی با چهار نرخ متفاوت دمش را برای بررسی اثر شکل سوراخ تزریق انجام دادند. لیانگ و همکاران در تحقیق دیگری به بررسی عددی و تجربی حساسیت خنک‌کاری لایه‌ای سوراخ فن شکل با توجه به شکل‌های مختلف خروجی آن و شدت آشفتگی جریان اصلی پرداختند [۲۶]. آنها عملکرد خنک‌کاری لایه‌ای دو سوراخ فن شکل را در چهار نرخ دمش مختلف با استفاده از روش اندازه‌گیری کریستال مایع گذرا^۱ بررسی کردند. آن‌ها شکل گوشه‌های خروجی سوراخ‌ها را از لبه تیز به گوشه‌های گرد برای

³ Forward-Diffused Hole

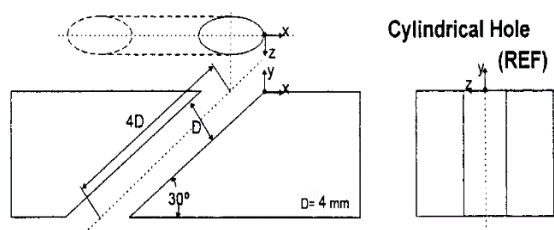
⁴ Structured

¹ Transient Liquid Crystal Measurement Technique

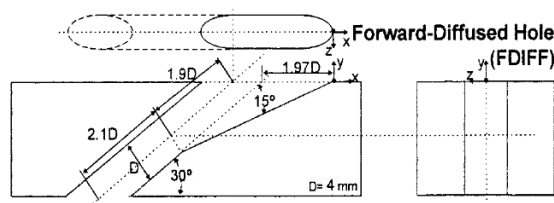
² Cylindrical Hole

برابر با 0.2 کیلوگرم بر ثانیه و دمای برابر با $321/15$ کلون در نظر گرفته شده است. توزیع یکنواخت برای ε و k با شدت آشفتگی جریان آزاد برابر با 0.5 و قطر هیدرولیکی 0.082 متر اعمال شده است.

برای سطح تحتانی سوراخ تزریق، شرط مرزی ورودی دبی جرمی و برابر با $10^{-4} \times 1/9.06$ کیلوگرم بر ثانیه با دمای $311/15$ کلون در نظر گرفته شده است. توزیع یکنواخت برای ε و k با شدت آشفتگی جریان آزاد برابر با 0.5 و همچنین قطر هیدرولیکی برابر با 0.052 متر اعمال شده است. در مرز خروجی کانال، معادله موقعیت گرادیان صفر با تعیین سطح خروجی کانال به‌عنوان جریان خروجی اعمال شده است.



(الف) سوراخ تزریق دایروی



(ب) سوراخ تزریق گسترش یافته طولی

شکل ۳: هندسه‌ی سوراخ تزریق سیال خنک‌کننده [۱۲]

۳- معادلات حاکم

در تحقیق حاضر، معادلات حاکم در حالت سه‌بعدی و پایا حل شده و خواص آشفتگی به‌صورت همسان‌گرد فرض شده‌اند. مدل‌سازی عددی میدان جریان و حرارت شامل حل معادلات پیوستگی، معادلات متوسط‌گیری شده مومنتم و انرژی در دستگاه مختصات چرخان است. این معادلات در حالت کلی به‌صورت زیر خواهند بود:

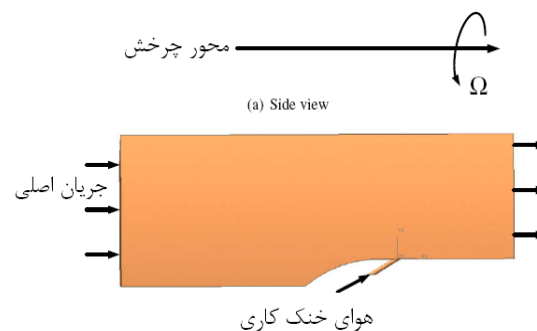
$$\nabla \cdot \mathbf{U} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{U}) + \nabla \cdot (\rho \vec{U} \vec{U}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\tau) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2)$$

در حالت پایا و در نظر گرفتن دستگاه مختصات چرخان:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{U}_r \vec{U}) + \rho(\vec{\omega} \times \vec{U}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\tau) + \vec{F} \quad (3)$$

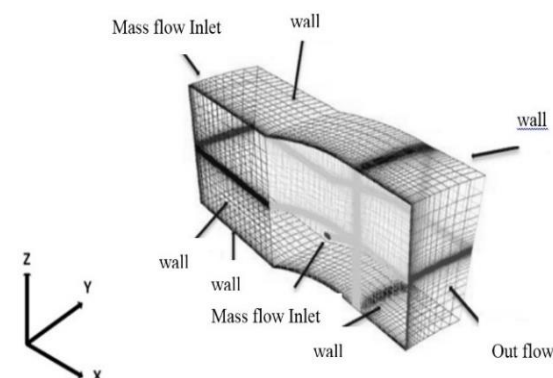
تا 300 قرار گیرد. همچنین در نزدیکی سوراخ به‌دلیل بالابودن گرادیان‌های میدان جریان و انتقال حرارت، شبکه ریز شده است تا ضمن قرارگرفتن ضریب منظر در محدوده مجاز، حل دقیق‌تر شود. ابعاد انتخابی برای کانال اصلی جریان، مکعب مستطیلی به ابعاد $(110, 75, 270)$ میلی‌متر به ترتیب در جهات X, Y, Z است.



شکل ۱: نمای کلی موقعیت و جهت چرخش پره [۱۱]

ابعاد هندسه موردبررسی در تحقیق حاضر مطابق مرجع [۱۱] در نظر گرفته شده است. زاویه تزریق هوای خنک 30 درجه، قطر سوراخ تزریق 4 میلی‌متر و طول سوراخ $5/75$ برابر اندازه قطر سوراخ است. فاصله مرکز سوراخ در محل تقاطع با دیواره معبر اصلی جریان، از بالادست جریان 45 تا پایین دست جریان $13/5$ برابر اندازه قطر سوراخ تزریق است. کل کانال حول محور دورانی در فاصله 450 میلی‌متر از آن حول محور X می‌چرخد.

همچنین در شکل (۳) دو نوع سوراخ تزریق استوانه‌ای و گسترش‌داده شده طولی مورد استفاده در خنک‌کاری پره توربین نشان داده شده است.



شکل ۲: هندسه و شرایط مرزی پره مورد بررسی

سیال انتخابی، هوا در فشار اتمسفر بوده، به‌صورت گاز ایده‌آل تراکم‌ناپذیر در نظر گرفته شده است. در ورودی کانال جریان اصلی، از شرط مرزی دبی جرمی استفاده شده و مقدار آن در ورودی، به‌صورت یک پروفیل یکنواخت و

$$\rho U_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + f_1 C_i$$

$$\mu_t \frac{\varepsilon}{k} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho f_2 C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} + E \quad (8)$$

که در این روابط

$$\mu_t = \rho f_\mu C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (9)$$

$$\bar{\varepsilon} = \varepsilon + D \quad (10)$$

$$Re_T = \frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon}; Re_y = \frac{\rho \sqrt{ky}}{y};$$

$$Re_s = \frac{\rho(\mu \varepsilon / \rho)^{1/4} y}{\mu} \quad (11)$$

توابع تجربی میرایی f_μ ، f_1 و f_2 و ترم های E و D که برای اصلاح معادلات در نواحی نزدیک دیواره به کار گرفته شده، در جداول (۱) و (۲) نشان داده شده‌اند. این توابع در مرجع [۱۴] به تفصیل بررسی شده‌اند. همچنین C_1 ، C_μ ، C_2 ، σ_ε و ثابت‌های تجربی بوده که مقادیر آنها به ترتیب ۰/۹، ۱/۴۴، ۱/۹۲، ۱/۰، ۱/۳ است. این ثوابت در مدل‌های آشفتگی رینولدز بالا نیز به‌طور مشابه مورد استفاده قرار می‌گیرند.

در این تحقیق برای شبیه‌سازی ترم‌های آشفتگی از سه مدل آشفتگی رینولدز پایین استفاده شده است که به تفکیک در جداول (۱) و (۲) بیان شده‌اند [۱].

که در این رابطه U ، سرعت مطلق، U_r ، سرعت نسبی و ω ، سرعت چرخش پره است. رابطه بین سرعت مطلق و سرعت نسبی و همچنین معادله تانسور تنش به‌صورت زیر است:

$$\vec{U}_r = \vec{U} - (\vec{\omega} \times \vec{r}) \quad (4)$$

$$\tau = \mu [(\nabla \vec{U} + \nabla \vec{U}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{U} I] \quad (5)$$

که در رابطه فوق I ، تانسور واحد و ترم دوم سمت راست معادله اتساع حجمی است. با در نظر گرفتن ترم سرعت نسبی، معادله (۳) به‌صورت زیر خواهد شد:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{U}_r \vec{U}_r) + \rho (2 \vec{\omega} \times \vec{U}_r + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times r) = -\nabla P + \nabla \cdot (\tau) \vec{F} \quad (6)$$

که در این رابطه $\rho (2 \vec{\omega} \times \vec{U}_r)$ نیروی کوریولیس است. بر اساس تقریب بوزینسک تانسور تنش رینولدز، τ ، از طریق چسبندگی آشفتگی $\nu_t = \frac{\mu_t}{\rho}$ با گرادیان محلی سرعت متوسط مرتبط می‌شود [۱۳]. مقدار لزجت آشفتگی با حل معادلات زیر ε برای کمیت‌های انرژی جنبشی آشفتگی k و نرخ استهلاک آن به دست می‌آید:

$$\rho U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \quad (7)$$

جدول ۱: مقادیر توابع میرایی برای مدل‌های مختلف [۱۵-۱۸]

Model	f_μ
LS [۱۱-۱۲]	$\exp[-3.4/(1+Re_T/50)^2]$
AKN [۱۳]	$\{1 + 5.0/Re_T^{3/4} \exp[-(Re_T/200)^2]\} [1 - \exp(-Re_\nu/14)]^2$
CHC [۱۴]	$[1 - \exp(-0.0215 Re_y)]^2 (1 + 31.66/Re_T^{5/4})$

جدول ۱: ادامه

Model	f_1	f_2
LS	۱,۰	$1 - 0.3 \exp(-Re^2_T)$
AKN	۱,۰	$\{1 - 0.3 \exp[-(Re_T/6.5)^2]\} [1 - (Re_\nu/3.1)]^2$
CHC	۱,۰	$[1 - 0.01 \exp(-Re^2_T)]$
		$[1 - \exp(-0.0631 Re_y)]$

جدول ۲: مقادیر ترم‌های مختلف مدل‌ها

Model	D	E	$\varepsilon_w - B.C.$
LS	$2\nu\left(\frac{\partial\sqrt{k}}{\partial y}\right)^2$	$2\mu\nu_t\left(\frac{\partial^2 U}{\partial y^2}\right)^2$.
AKN	.	.	$\varepsilon_w = \nu\left(\frac{\partial^2 k}{\partial y^2}\right)^2$
CHC	.	.	$\varepsilon_w = \nu\left(\frac{\partial^2 k}{\partial y^2}\right)^2$

پس از تحلیل عددی میدان دما، اثربخشی خنک‌کاری از رابطه (۱۲) قابل محاسبه خواهد بود.

$$\eta = \frac{T_w - T_\infty}{T_{jet} - T_\infty} \quad (15)$$

که در این رابطه، T_w دمای دیواره، T_∞ دمای جریان اصلی و T_{jet} دمای جت برخوردار است. همچنین اثربخشی متوسط جانبی بر اساس مقدار متوسط اثربخشی خنک‌کاری در جهت جانبی Z از رابطه (۱۶) به دست می‌آید.

$$\bar{\eta} = 1/L \int_L \eta dz \quad (16)$$

۴- حل عددی

معادلات حاکم شامل معادلات پیوستگی، ممنتوم، انرژی و معادلات انتقال k و ε است که بر اساس روش حجم محدود گسسته شده است. ارتباط میان فشار و سرعت از طریق الگوریتم سیمپل برقرار شده است.

شبکه‌های ایجادشده به صورت با سازمان هستند و در نزدیکی دیواره‌ها شبکه‌ها ریزتر شده‌اند تا مقدار y^+ در محدوده مجاز قرار گیرد. همچنین با استفاده از شبکه‌بندی مناسب در ناحیه سوراخ خنک‌کاری، میزان کشیدگی سلول‌ها به مقدار کمتر از ۰/۷ کاهش داده شده است. به منظور دستیابی به حل مستقل از شبکه‌بندی، در سه حالت با تعداد گره‌های ۵۰۲۱۴۰، ۷۲۴۴۳۰ و ۹۱۹۲۵۰ المان‌شش‌وجهی با سازمان شبکه‌بندی انجام شده است. با بررسی و مقایسه توزیع اثربخشی جانبی میانگین خنک‌کاری لایه‌ای حل مستقل از شبکه‌بندی، تعداد ۷۲۴۴۳۰ سلول برای تحلیل عددی انتخاب شده است. حل معادلات حاکم با استفاده از نرم‌افزار تجاری فلوئنت انجام

برای مدل‌سازی شار حرارتی آشفته ارتباط میان شار حرارتی آشفته و گرادیان دمای متوسط از طریق معرفی ضریب نفوذ حرارتی آشفته (α_t) برقرار می‌شود:

$$\overline{u_i \theta} = -\alpha_t \frac{\partial \theta}{\partial x_i} \quad (12)$$

ضریب نفوذ حرارت آشفته در این روش با در نظر گرفتن عدد پرانتل آشفته (Pr_t) به عنوان نسبت لزجت آشفته به ضریب نفوذ حرارت آشفته و با استفاده از رابطه زیر مدل‌سازی می‌شود:

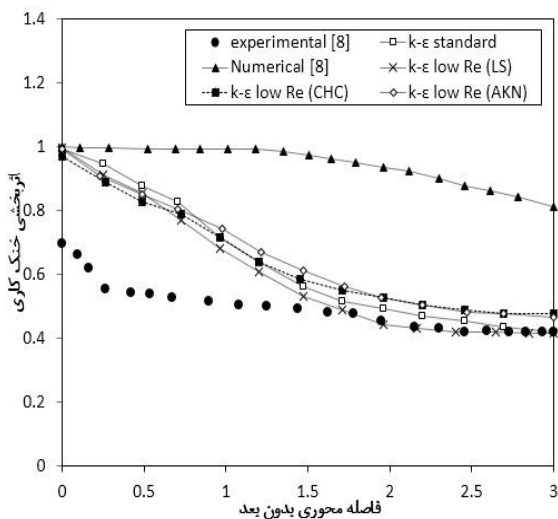
$$\alpha = \frac{\nu_t}{Pr_t} \quad (13)$$

در بسیاری از تحقیقات انجام‌شده، ضریب نفوذ حرارت آشفته از طریق عدد پرانتل آشفته ثابت ($Pr_t = 0.9$) مدل‌سازی شده است. مشاهدات تجربی نشان داده است که مقدار ۰/۹ مرتبط با ناحیه لگاریتمی در جریان آشفته درون کانال است. مقدار عدد پرانتل آشفته تابعی از عدد رینولدز جریان است [۱۹ و ۲۰]. همچنین بر اساس تحقیقات انجام‌شده [۱۵ و ۱۷] مقدار عدد پرانتل آشفته (Pr_t) وابسته به مقادیر عدد پرانتل مولکولی (Pr) است. در مقاله حاضر به منظور در نظر گرفتن تأثیرات ذکرشده، در مدل‌سازی عدد پرانتل آشفته به جای استفاده از فرض مرسوم Pr_t ثابت، از رابطه زیر استفاده شده است [۲۱]:

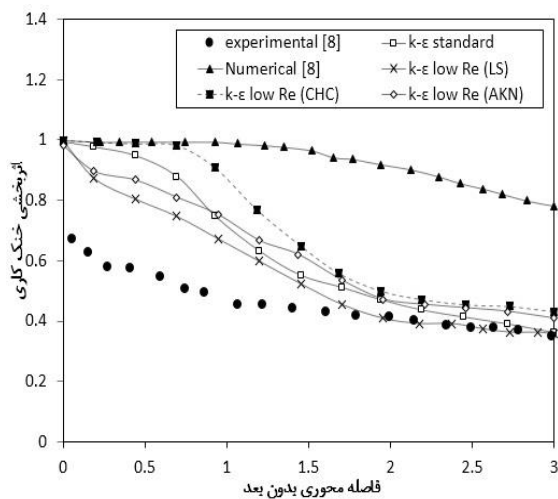
$$Pr_t = K_1 + K_2 \left(\frac{1}{Pr_{Rem}} \right) \quad (14)$$

مقادیر K_1 ، K_2 و m در معادله (۱۱) بر اساس اندازه‌گیری تجربی به دست آمده و به ترتیب برابر است با $K_1 = 0.9$ ، $m = 0.888$ و $K_2 = 182$ که در این تحقیق با توجه به این فرمول مقدار $Pr_t = 0.98$ محاسبه شده است.

در نزدیکی سوراخ تزریق نزدیک به یک برآورد می‌کند ولی در نزدیکی سوراخ تزریق ($\frac{x}{D} = 1.5$) افت زیاد اثربخشی با شیب تند رخ داده، در ادامه این کاهش اثربخشی با شیب کمتری ادامه می‌یابد. در نواحی پایین دست $\frac{x}{D} > 1.5$ نتایج عددی مطابقت قابل قبولی با مقادیر تجربی دارند. در شکل‌های (۵)-الف و (۵)-ب اثربخشی بر روی خط مرکزی و در سرعت دورانی‌های ۳۰۰ و ۵۰۰ دور بر دقیقه نشان داده شده است.



الف: سرعت دورانی ۳۰۰ rpm



ب: سرعت دورانی ۵۰۰ rpm

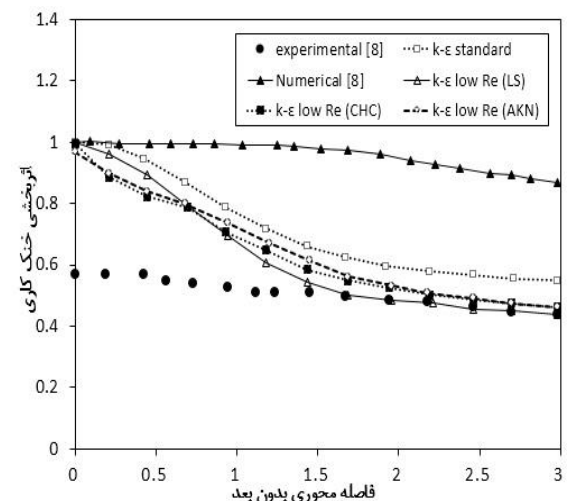
شکل ۵: مقایسه تغییرات اثربخشی خنک کاری بر روی خط مرکزی

سرعت دورانی پره و ایجاد شتاب کریولیس منجر به انحراف جریان جت از روی خط مرکزی شده، در نتیجه میزان اثربخشی در پایین دست سوراخ تزریق کاهش می‌یابد.

شده است. معیار هم‌گرایی، مجموع باقی مانده‌های کمتر از 10^{-4} در نظر گرفته شده است.

۵- بحث پیرامون نتایج

شکل‌های (۴) و (۵) مقایسه مقادیر تجربی و نتایج عددی اثربخشی خنک کاری لایه‌ای روی خط مرکزی پره را نشان می‌دهد. تحلیل عددی با استفاده از مدل‌های آشفتگی $k - \epsilon$ استاندارد و مدل‌های رینولدز پایین (AKN, LS, AKN) ، (CHC) به دست آمده است.

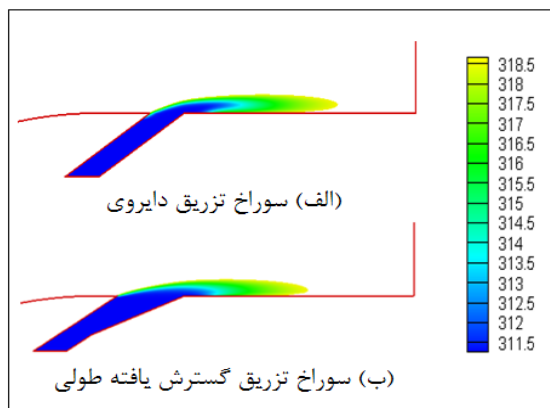


شکل ۴: مقایسه تغییرات اثربخشی خنک کاری بر روی خط مرکزی

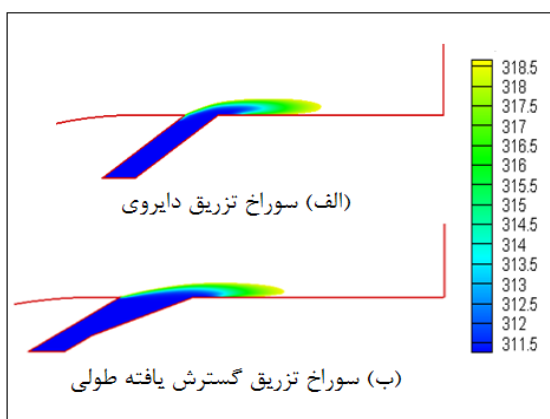
نتایج تجربی و عددی نشان می‌دهد بیشترین مقدار اثربخشی خنک کاری مربوط به نواحی نزدیک سوراخ تزریق است. با افزایش فاصله از سوراخ تزریق، اختلاط لایه سیال خنک با هوای گرم اطراف پره توربین موجب کاهش اثربخشی خنک کاری روی خط مرکزی می‌شود. مطابق نتایج تجربی شکل (۴)، بیشینه مقدار اثربخشی در حالت پره بدون چرخش برابر با ۰/۵۷ است. در کلیه روش‌های عددی موجود، میزان بیشینه اثربخشی در نزدیکی سوراخ تزریق و نزدیک به یک تخمین زده شده است. با افزایش فاصله از سوراخ تزریق اثربخشی پیش‌بینی شده به تدریج کاهش می‌یابد. در نواحی پایین دست $\frac{x}{D} > 1.5$ نتایج شبیه‌سازی عددی مطابقت قابل قبولی با مقادیر تجربی دارند.

در میان روش‌های مختلف، نتایج به دست آمده از مدل $k - \epsilon$ استاندارد بیشترین اختلاف را با نتایج تجربی دارد. اگرچه روش‌های $k - \epsilon$ رینولدز پایین، میزان اثربخشی را

می‌توانند تأثیرگذار باشند. در سرعت‌های دورانی کم، اثر شتاب کریولیس ناچیز است.



شکل ۷- توزیع دما در صفحه $z = 0$ در سرعت دورانی $\omega = 300rpm$



شکل ۸- توزیع دما در صفحه $z = 0$ در سرعت دورانی $\omega = 500rpm$

با افزایش سرعت دورانی از صفر به ۳۰۰ و ۵۰۰ دور بر دقیقه، نیروهای به‌وجودآمده در اثر شتاب کریولیس، جریان سیال خنک‌کننده را به سطح پره می‌چسباند. به همین دلیل در نزدیکی سوراخ تزریق $(\frac{x}{D} = 0.1)$ با افزایش سرعت دورانی از صفر به ۳۰۰ و ۵۰۰ دور بر دقیقه، اثربخشی خنک‌کاری افزایش می‌یابد ولی با افزایش $\frac{x}{D}$ پیشروی در جهت پایین‌دست سوراخ تزریق، در یک سرعت دورانی ثابت به‌علت پخش شدن سیال خنک‌کننده بر روی سطح پره و همچنین انحراف آن از روی سطح، میزان اثربخشی خنک‌کاری بر روی خط مرکزی کاهش می‌یابد [۱۱].

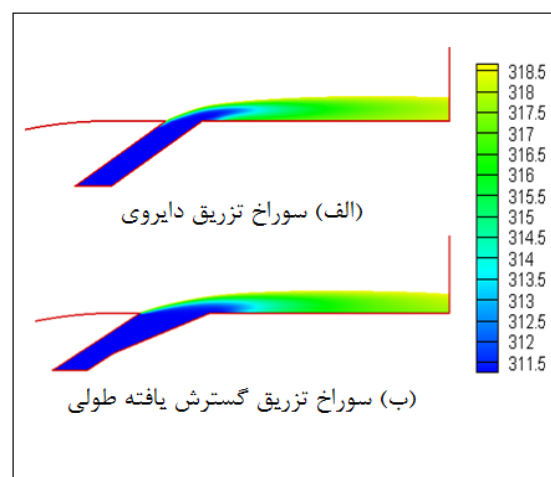
شکل (۹) الی (۱۱) چگونگی توزیع دما روی سطح پره را برای مدل آشفتگی $k - \epsilon$ رینولدز پایین (LS) در سرعت

همان‌طور که مشاهده می‌شود در هر سه حالت صفر، ۳۰۰ و ۵۰۰ دور بر دقیقه در پایین‌دست سوراخ تزریق مدل آشفتگی LS به داده‌های تجربی نزدیک بوده، خطای آن در مقایسه با سایر مدل‌های آشفتگی کمتر است.

به‌طور کلی مدل‌های آشفتگی $k - \epsilon$ رینولدز پایین، به‌علت استفاده از توابع استهلاکی و عدم استفاده از توابع دیواره، توانایی قابل‌قبولی در پیش‌بینی جریان و انتقال حرارت نزدیک دیواره دارند.

با توجه به نتایج به‌دست‌آمده و برای پرهیز از تکرار، در ادامه بررسی‌ها به نتایج به‌دست‌آمده از مدل آشفتگی LS اکتفا می‌کنیم.

شکل‌های (۶) الی (۸) کانطور دما را در صفحه تقارن گذرنده از مرکز سوراخ‌های تزریق برای مدل آشفتگی LS نشان می‌دهد. در این نما چگونگی تأثیر سیال خنک‌کننده بر جریان اصلی در سرعت دورانی‌های مختلف نشان داده شده است.



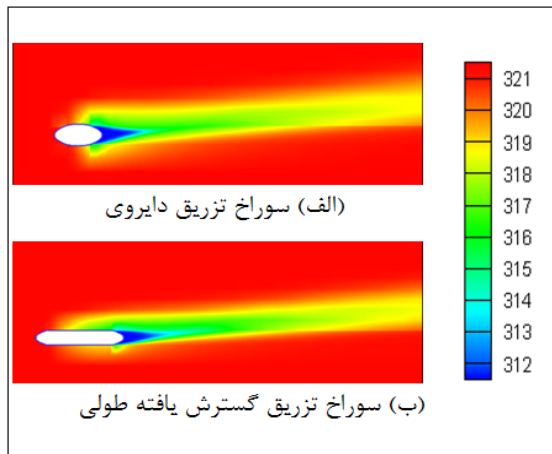
شکل ۶- توزیع دما در صفحه $z = 0$ در سرعت دورانی $\omega = 0rpm$

با فاصله‌گرفتن از سوراخ به‌علت نفوذ جریان تزریقی در جریان اصلی و فاصله‌گرفتن توده سیال خنک‌کننده از دیواره‌های داغ جریان اصلی با سیال خنک تزریقی مخلوط شده، باعث افزایش دمای دیواره می‌شوند.

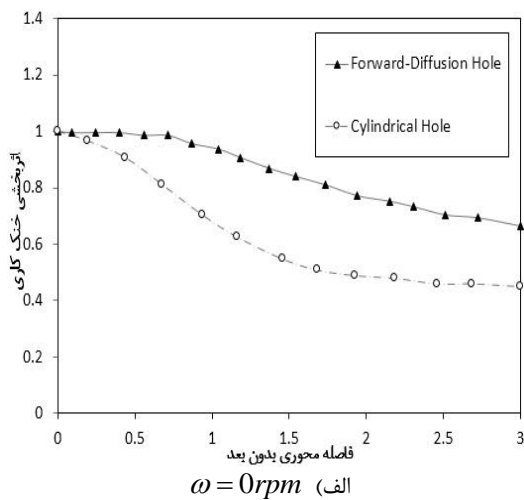
برای بررسی اثرات چرخش باید به بررسی نیروهای وارد بر جریان پرداخت. با توجه به جهت چرخش که در شکل (۲) نشان داده شده است در اثربخشی دو نیرو در اثر شتاب گریز از مرکز در جهت عرضی (مثبت Z) و شتاب کریولیس در جهت عمود بر صفحه ($-y$) به وجود می‌آید [۱۱].

با توجه به اندازه سرعت دورانی هریک از این نیروها

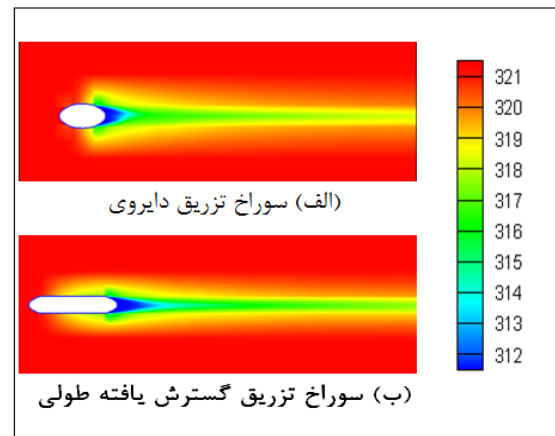
سرعت دورانی ($\omega = 500rpm$)، میزان اثربخشی خنک کاری سوراخ گسترش یافته طولی در نواحی نزدیک سوراخ تزریق به حدود دو برابر اثربخشی سوراخ استوانه‌ای می‌رسد. در پایین دست پره اختلاف مقادیر اثربخشی دو هندسه به تدریج کاهش می‌یابد.



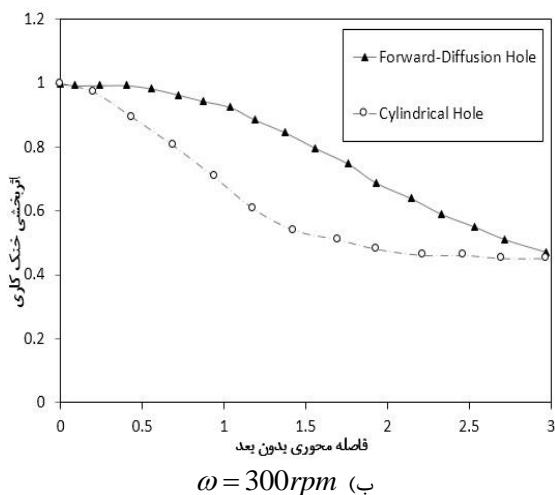
شکل ۱۱- توزیع دما در سطح پره در سرعت دورانی $\omega = 500rpm$



شکل ۹- توزیع دما در سطح پره در سرعت دورانی $\omega = 0rpm$



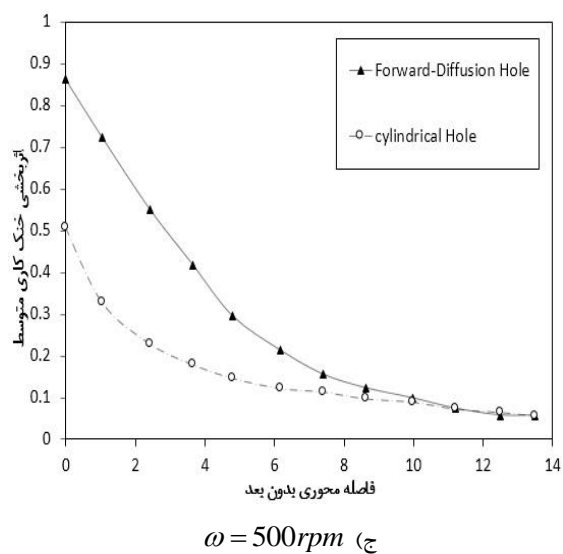
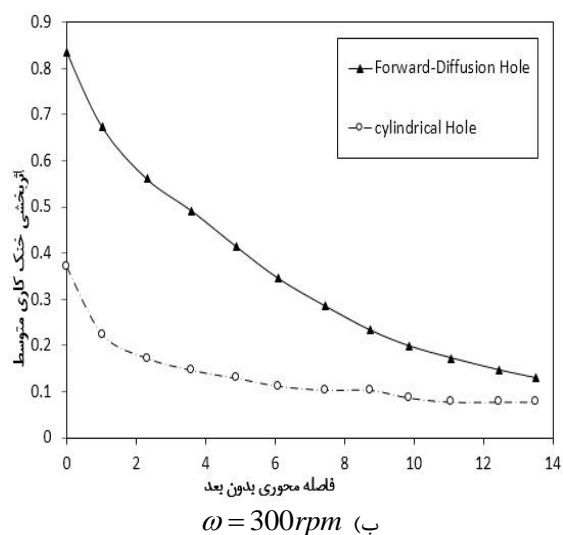
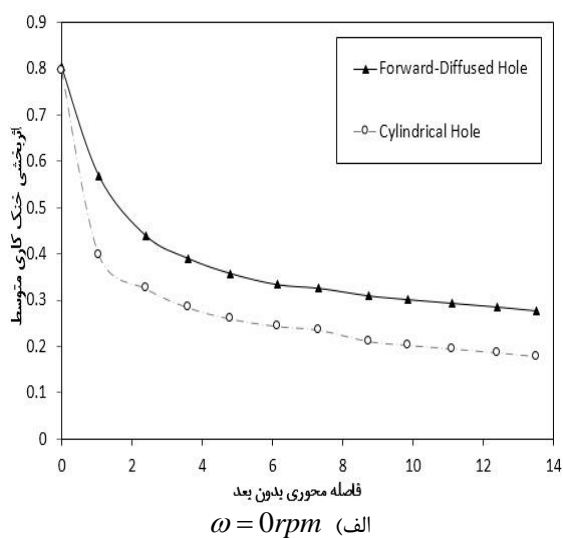
شکل ۱۰- توزیع دما در سطح پره در سرعت دورانی $\omega = 300rpm$



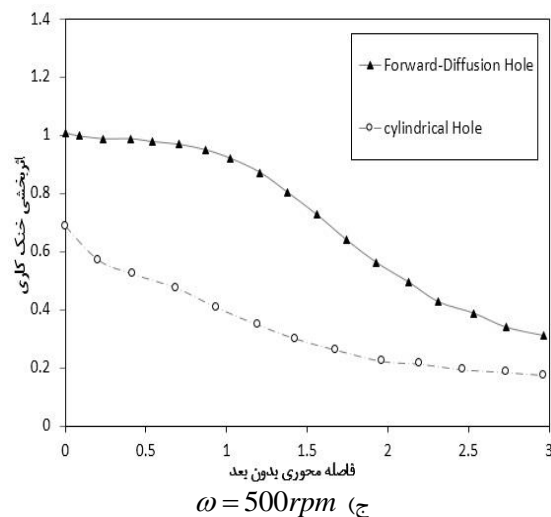
شکل (۱۲) مقایسه تغییرات (اثربخشی خنک کاری) η در دو سوراخ تزریق بر روی خط مرکزی نشان داده شده است. مطابق شکل، با افزایش سرعت دورانی، میزان اثربخشی در راستای خط مرکزی کاهش می‌یابد. همچنین اثربخشی خنک کاری سوراخ شکل گسترش یافته طولی در سرعت‌های مختلف دورانی ($\omega = 0.300, 500rpm$) به‌طور محسوسی از سوراخ استوانه‌ای بیشتر است. با افزایش

دورانی‌های مختلف نشان می‌دهد. به‌طور کلی مقدار بیشینه راندمان، در نزدیکی سوراخ تزریق بوده، هرچه از سوراخ تزریق در جهت جریان اصلی دور می‌شویم به دلیل اختلاط جریان اصلی با جریان خنک‌کننده میزان راندمان خنک کاری کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش سرعت دورانی، به‌علت انحراف جت جریان خنک‌کننده بر روی سطح پره از میزان راندمان خنک کاری بر روی خط مرکزی کاسته می‌شود.

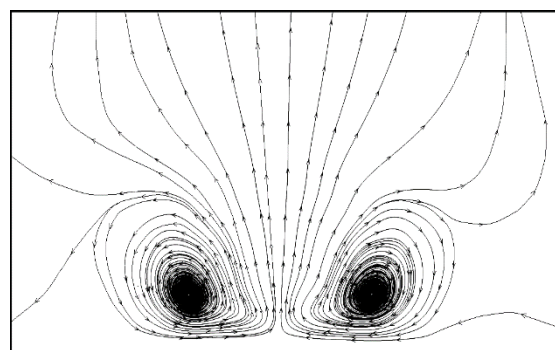
سوراخ گسترش یافته خواهد شد.



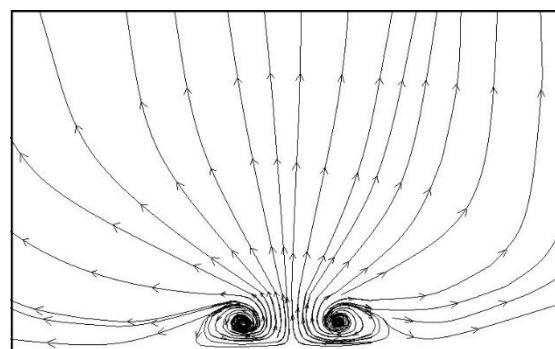
شکل ۱۴: مقایسه نمودار اثربخشی متوسط بر روی خط مرکزی در سرعت دورانی‌های مختلف



شکل ۱۲: مقایسه نمودار اثربخشی بر روی خط مرکزی در سرعت دورانی‌های مختلف



الف) سوراخ تزریق بیضوی



ب) سوراخ تزریق گسترش یافته طولی

شکل ۱۳: خطوط جریان و بردارهای سرعت نزدیک سطح پره
 شکل (۱۳) خطوط جریان همراه بردارهای سرعت را در نزدیکی سطح پره نشان می‌دهد. مطابق شکل، ناحیه تشکیل جریان ثانویه در خنک کاری با سوراخ تزریق گسترش یافته طولی کوچک‌تر از این ناحیه در سوراخ تزریق بیضوی است. در نتیجه اختلاط هوای خنک کاری با جریان گرم در سوراخ گسترش یافته طولی کمتر از سوراخ بیضوی خواهد بود. این امر منجر به افزایش اثربخشی خنک کاری

عددی نشان می‌دهد به کارگیری مدل‌های آشفته‌گی رینولدز پایین به جای استفاده از توابع دیواره، سبب بهبود نتایج در مقایسه با مقادیر تجربی موجود می‌شود.

افزایش سرعت چرخش پره به واسطه ایجاد شتاب کریولیس، منجر به انحراف جریان هوای خنک‌کننده از خط مرکزی سوراخ تزریق می‌شود. در اثر انحراف جریان هوای خنک‌کننده میزان اثربخشی در خط مرکزی پره به‌ویژه در پایین‌دست سوراخ تزریق کاهش می‌یابد. همچنین اختلاط هوای خنک‌کاری با جریان گرم در سوراخ گسترش‌یافته طولی کمتر از سوراخ بیضوی است که این امر منجر به افزایش اثربخشی خنک‌کاری سوراخ گسترش‌یافته می‌شود. مقایسه نتایج نشان می‌دهد اثربخشی خنک‌کاری سوراخ گسترش‌یافته طولی به‌ویژه در نواحی نزدیک سوراخ تزریق، به میزان قابل‌توجهی بیشتر از اثربخشی سوراخ استوانه‌ای خواهد بود.

شکل (۱۴) مقایسه تغییرات اثربخشی متوسط جانبی، $\bar{\eta}$ را برای دو سوراخ استوانه‌ای و گسترش‌یافته طولی روی خط مرکزی در سرعت دورانی‌های مختلف نشان می‌دهد. اثربخشی متوسط جانبی از رابطه (۱۶) محاسبه شده است.

۶- نتیجه‌گیری

در این تحقیق، حل عددی سه‌بعدی خنک‌کاری پره توربین در حال چرخش در سرعت دورانی‌های مختلف مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته است. مدل‌های آشفته‌گی مختلفی برای پیش‌بینی میدان جریان و انتقال حرارت آشفته مورد ارزیابی قرار گرفته است. این مدل‌ها شامل مدل‌های $k - \varepsilon$ رینولدز پایین (AKN، CHC و LS) و همچنین مدل $k - \varepsilon$ استاندارد است که با نتایج تجربی مقایسه شده است. برای خنک‌کاری سطح پره از دو نوع سوراخ استوانه‌ای و سوراخ گسترش‌یافته طولی استفاده شده است. نتایج شبیه‌سازی

۶- مراجع

- [1] Bogard, D. G., Thole, K. A., "Gas Turbine Film Cooling", Journal of Propulsion and Power, Vol. 22, 2006, pp. 249-270.
- [2] Bazdidi-Tehrani, F., Andrews, G.E., "Full Coverage Discrete Hole Film Cooling: Investigation of the Effect of Variable Density Ratio", ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 116, 1994, pp. 587-596 .
- [3] Amer, A.A., Jubran, B.A., Hamdan, M.A., "Comparison of Different Two Equation Turbulence Models for Prediction of Film Cooling From Two Rows of Holes", Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 21, 1992, pp.143-162.
- [4] Rajabi-Zargarabadi M., Bazdidi-Tehrani, F., "Implicit Algebraic Model for Predicting Turbulent Heat Flux in Film Cooling Flow", International Journal. Numer. Meth. Fluids, Vol. 64, 2010, pp. 517-531.
- [5] M. Taeibi-Rahni, M., Ramezanizadeh, D.D., Ganji, A., Darvan, E., Ghasemi, Soheil Soleimani, H., Bararnia, "Comparative Study of Large Eddy Simulation of Film Cooling Using a Dynamic Global-Coefficient Subgrid Scale Eddy-viscosity Model With RANS and Smagorinsky Modeling", International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 38, May 2011, pp. 659-667.
- [6] Lakehal, D., Theodoridis, G., Rodi, W., "Computation of Film Cooling of a Flat Plate by Lateral Injection from a Row of Holes", Int. J. Heat & Fluid Flow, Vol. 19, 1998, pp. 418-430.
- [7] Nemdili, W., Azzi, A., Theodoridis, G., Jurban, B.A., "Reynolds Stress Transport Modeling of Film Cooling at the Leading Edge of a Symmetrical Turbine Blade", Heat Transfer Engineering, Vol. 29, 2008, pp. 950-960.
- [8] Guoqiang Xu, Jianqin Zhu, Zhi Tao, "Application of the TLVA Model for Predicting Film Cooling Under Rotating Frames", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 53, 2010, pp. 3013-3022.
- [9] Ki-Don Lee, Kwang-Yong Kim, "Surrogate Based Optimization of a Laidback Fan-shaped Hole for Film-cooling", International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 32, 2011, pp. 226-238.
- [10] Yao Yu, Zhang Jing-zhou, Tan Xiao-ming, "Numerical Study of Film Cooling from Converging Slot-hole on a Gas Turbine Blade Suction Side", International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 52, 2014, pp. 61-72.
- [11] Zhi Tao, Zhenming Zhao, Shuting Ding, Guoqiang Xu, Hongwei Wu., "Suitability of Three different two-equation turbulence models in predicting effusion cooling performance over a rotating blade", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol 52, 2009, pp. 1268-1275.
- [12] Walters, D.K., Laylek, J.H., "A Detailed Analysis of Film Cooling Physics: Part III- Streamwise Injection

- with Cylindrical Holes", ASME Journal of Turbomachinery, Vol.122, 1996, pp. 122-132.
- [13] Boussinesq, J., "Essay on the theory of water flow", Memories of Science Academy (Paris), Vol. 23, 1877, pp. 601-680.
- [14] Wang, S.J., Mujumdar, A.S., "A Comparative Study of Five Low Reynolds Number $k-\epsilon$ Model for Impingement Heat Transfer", Applied Thermal Engineering, Vol. 25, 2005, pp. 31-44.
- [15] Chang, K.C., Hsieh, W.D., Chen, C.S., "A Modified Low-Reynolds Number Turbulence Model Applicable to Recirculating Flow in Pipe Expansion". Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 117, 1995, pp. 417-423.
- [16] Hsieh, W.D., K.C. Chang, "Calculation of Wall Heat Transfer in Pipe-expansion Turbulence Flows", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, 1998, pp. 144-131.
- [17] Abe, K., Kondoh, T., Nagano, Y., "A New Turbulence Model for Predicting Fluid Flow and Heat Transfer in Separating and Reattaching Flows I: Flow Field Calculations", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 37, 1994, pp. 139-151.
- [18] Launder, B.E., Sharma, B.I., "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, 1974, pp. 131-138.
- [19] Weigand, B., Ferguson, J. R., Crawford, M. E., "An Extended Kays and Crawford Turbulent Prandtl Number Model", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 40, 1997, pp. 4191-4196.
- [20] Jischa, M., Rieke, H. B., "Modeling Assumptions for Turbulent Heat Transfer", Proc. Seventh Int. Heat Transfer Conference of Muchen, Vol. 3, 1982, pp. 257-262.
- [21] So, R. M. C., Sommer T. P., "A Near-wall Eddy Conductivity Model for Fluids with Different Prandtl Numbers", International of Heat and Mass Transfer, Vol. 116, 1994, pp. 884-854.
- [22] Mohamad, G. Ghorab, "Cooling Performance and Flow-field Analysis of a Hybrid Scheme with Different Outlet Configurations", Thermal Engineering, Vol. 61, 2013, pp. 799-816.
- [23] Mohamad, G. Ghorab, "Film Cooling Effectiveness and Heat Transfer Analysis of a Hybridscheme with Different Outlet Configurations", Thermal Engineering, Vol. 63, 2014, pp. 200-217.
- [24] Montomoli, F., D'Ammaro, S. Uchida, "Numerical and Experimental Investigation of a New Film Cooling Geometry with High P/D Ratio", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 66, 2013, pp. 366-375.
- [25] Cun-liang Liu, Hui-ren Zhu, Zong-wei Zhang, Du-chun Xu., "Experimental Investigation on the Leading Edge Film Cooling of Cylindrical and Laidback Holes With Different Hole Pitches", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 55, 2012, pp. 6832-6845.
- [26] Cun-liang Liu, Jin-long Liu, Hui-ren Zhu, A-sai Wu, Yi-hong He, Zhi-xiang Zhou, "Film Cooling Sensitivity of Laidback Fan-shape Holes to Variations in Exit Configuration and Mainstream Turbulence Intensity", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 89, 2015, pp. 1141-1154.