

پیش‌بینی جدایش جریان در مجرای توربینی فشارپایین در شرایط طراحی و دور از نقطه طراحی

شیدوش و کیلی‌پور^۱، مهدی حبیب‌نیا رمی^۲، روزبه ریاضی^۳، مسعود محمدی^۴

۱ استادیار دانشکده علوم و فنون نوین، دانشگاه تهران، تهران، vakilipour@ut.ac.ir

۲ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده علوم و فنون نوین، دانشگاه تهران، تهران

۳ استادیار دانشکده علوم و فنون نوین، دانشگاه تهران، تهران

۴ دانشجوی دکتری، دانشکده علوم و فنون نوین، دانشگاه تهران، تهران

تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۰۱/۱۴

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۰۶/۱۰

چکیده

در این مقاله، مطالعه عددی میدان جریان عبوری از مجرای یک توربین گازی فشارپایین تحت بار بالا در شرایط طراحی و خارج از نقطه طراحی انجام شده است. برای این منظور از بسته نرم‌افزاری اوپن فوم استفاده شده است. در گام نخست، آثار ریزش شبکه بر نتایج روش‌های معادلات میانگیری رینولدز و شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ با مدل اسپالارت - آلماراس بررسی و با نتایج تجربی مقایسه شده است. نتایج نشان می‌دهد که در انتهای سطح فشاری تیغه، یک افت فشار غیرفیزیکی رخ می‌دهد که به شدت به تراکم شبکه و نوع مدل آشفتگی وابسته است. در گام دوم نشان داده می‌شود که تنها مدل اسپالارت - آلماراس قادر به پیش‌بینی جدایش جریان پدیدآمده از گذرش جریان در شبکه‌بندی با تراکم مختلف نزدیک دیواره است. نتایج عددی این مدل نقطه جدایش را در نزدیکی موقعیت $0/85$ طول سطح مکش پیش‌بینی می‌کند. این در حالی است که اندازه‌گیری‌های تجربی نقطه جدایش را در نزدیکی موقعیت $0/70$ طول سطح مکش تعیین کرده‌اند. در گام سوم، مدل‌سازی عملکرد خارج از نقطه طراحی تیغه با اعمال زوایای مثبت و منفی جریان ورودی نسبت به شرایط طراحی مجرا صورت می‌گیرد. نتایج حل عددی با مدل اسپالارت - آلماراس حاکی است که یک حباب جدایش روی سطح فشار به وجود می‌آید. محاسبه افت فشار کل در شرایط جریان ورودی با انحرافی بین $+8$ و -20 درجه نسبت به حالت طراحی نشان می‌دهد که مدل‌های $k-\omega$ و اسپالارت - آلماراس کمترین افت فشار را در نقطه طراحی پیش‌بینی می‌کنند.

واژگان کلیدی

مجرای توربینی فشارپایین، شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ، مدل‌های آشفتگی معادلات میانگیری رینولدز^۲، جدایش جریان، عملکرد دور از نقطه طراحی

۱. مقدمه

در موتورهای توربینی نسل جدید، توربین‌های فشارپایین تحت بار و چرخش زاویه جریان بیشتری قرار گرفته‌اند. توربین‌های فشارپایین به‌عنوان یکی از اجزای اصلی در موتورهای توربینی، انرژی جریان گاز را استخراج و صرف گرداندن ملخ‌ها، محورها و ردیف‌های اول کمپرسور می‌کنند. توربین‌های فشارپایین تا ۳۰ درصد از وزن موتور را به‌خود اختصاص می‌دهند و از این‌رو، افزایش کارایی ائرودینامیکی آنها عاملی مؤثر در کاهش وزن و هزینه ساخت موتورهای توربینی به‌شمار می‌آید.

مطالعات تجربی بسیاری جهت بررسی و شناخت رفتار جریان درون مجراهای توربینی فشارپایین صورت گرفته است. این مطالعات نشان از افت انرژی شدید به‌دلیل جدایش ناشی از گذرش جریان دارد [۱]. جریان‌های برشی تولیدشده در هر ردیف توسط میدان جریان به ردیف بعدی منتقل می‌شود. از سوی دیگر، حرکت نسبی ردیف‌های تیغه سبب غیردائم شدن انتقال دنباله‌های برشی به ردیف‌های بعدی می‌شود. بنابراین، حضور دنباله‌های ورودی^۲ عامل مهم دیگری در تعیین جریان گذار و همچنین جدایش روی تیغه توربین است. هادسون و دومینی به بررسی عملکرد یک مجرای توربینی فشارپایین در حالت خارج از طراحی^۴ در زوایای مختلف جریان ورودی پرداخته‌اند [۲]. آنها محل شکل‌گیری حباب جدایش جریان را در زوایای صفر، ۲۰/۳- و ۸/۶+ درجه نسبت به زاویه ورود در حالت طراحی محاسبه کردند و نشان دادند که در زاویه ۸/۶+ درجه از حالت طراحی، حباب جدایشی^۵ روی سطح فشار^۶ به‌وجود نمی‌آید و سطح مکش افزایش سرعت شدیدی را در لبه حمله خود تجربه می‌کند. همچنین آنها نشان دادند که در زاویه ۲۰/۳- درجه از حالت طراحی، شرایط لایه مرزی در سطح مکش مشابه حالت طراحی است. در این حالت، جریان طی عبور از بالاترین نقطه این سطح جدا شده و در نهایت، پس از عبور از حالت گذرش در مکانی نزدیک به لبه فرار به سطح می‌چسبد. بر روی سطح فشار در فاصله ۳ تا ۲۵ درصد وتر افقی تیغه، فشار استاتیکی ثابت می‌ماند که نشان از وجود حباب جدایش بزرگی بر روی این سطح است. استیگر و هادسون به تحقیق و بررسی پدیده گذرش روی سطح مکش با بهره‌گیری از سامانه اندازه‌گیری LDA و سیلندرهایی برای ایجاد دنباله پرداختند [۳]. بنا بر گزارش آنها، این روش دید جدیدی از پدیده گذرش در اثر دنباله‌های القایی به‌دست داده است. همچنین

آنها طی مطالعه دیگری، از این روش برای استخراج روابط تولید انرژی در دنباله‌های ناهمسان هدایت شده به‌درون مجرای توربین بهره گرفتند [۴]. محاسبات آنها نشان داد که هدایت دنباله توسط سینماتیک ساده‌ای قابل تشریح است و هرگونه افزایش در میزان القای دنباله‌های آشفته به ردیف‌های تیغه، شدت آشفستگی حاکم بر جریان روی سطح تیغه را نیز افزایش می‌دهد. اوپوکا و همکاران [۵] تغییر در پاسخ شرایط گذرش روی سطح مکش به سرعت جریان آزاد توسط میدان فشار در پایین دست را آشکار ساختند. به‌گفته آنها میدان پتانسیل حاکم بر ردیف تیغه‌های پایین دست تأثیر بسیار مهمی بر لایه مرزی ردیف بالادست دارد. همچنین، بررسی آثار میزان آشفستگی جریان توسط آنها نشان داد که در سطوح بالاتر آشفستگی، پدیده گذرش به‌صورت جریان چسبیده و نه حالت جداشده اتفاق می‌افتد. کول و هادسون [۶] آثار گردابه‌های موجود در جریان آزاد را بر روی سازوکار گذرش جریان در مجرای توربین فشار پایین بررسی کردند. آنها نشان دادند که با برخورد گردابه‌های جریان آزاد، حباب جدایش کوتاه‌تر شده و نقطه بازگشت جریان به‌سمت حباب بازمی‌گردد. در پژوهشی دیگر، ژو و همکاران [۷] آثار ضخامت لبه فرار تیغه توربین فشار پایین را بر میزان افت ناشی از جدایش جریان روی سطح مکش آن بررسی کردند. آزمایش‌های آنها نشان داد که افزایش ضخامت لبه فرار تیغه ابتدا سبب کاهش و سپس باعث افزایش افت فشار می‌شود. علاوه بر کارهای تجربی، تلاش‌های بسیاری نیز به‌وسیله شبیه‌سازی‌های عددی برای ایجاد درک بهتر از میدان جریان و انتقال گرمای حاکم در مجرای توربین فشارپایین انجام شده است. وو و دارین [۸] شبیه‌سازی عددی دقیقی از ساختار جریان در مجرای توربین تی. ۱۰۶ با تمرکز بر شروع پیدایش گردابه‌های طولی در این مجرا ارائه دادند. آنها نشان دادند که این گردابه‌ها نتیجه اثر ناپایداری گورتلر نیستند. نتیجه مطالعه آنها چنین شد که گردابه‌های طولی پاسخ اجباری به دنباله‌های ایجادشده بوده و همچنین، پیش‌بینی هرچه دقیق‌تر این پدیده افزایش کارایی در عملکرد توربین‌ها را در پی خواهد داشت. میکالاسی و همکاران [۹] محاسبات جریان به روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ^۸ را در حضور آثار دنباله‌های ورودی در لایه مرزی به‌کار بستند و به‌دنبال آن، کار خود را با نتایج مطالعات وو و دارین [۸] مقایسه کردند. آنها متذکر شدند که روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ دقت

γRe_{θ} تحلیل کردند. آنها نشان دادند که مدل LKE حساسیت کمتری نسبت به هندسه و شرایط بالادست جریان دارد. در قالب تحلیل‌های عددی، رهیافت شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ توانسته نتایج مناسب و قابل قبولی در پیش‌بینی جدایش و گذرش جریان به‌دست داده است [۱۶-۱۷].

در این مقاله، جریان درون مجرای توربین فشارپایین تی. ۱۰۶ ای. در شرایط طراحی و خارج از نقطه طراحی شبیه‌سازی شده است. هدف از این تحقیق، مقایسه دو روش شبیه‌سازی معادلات میانگیری رینولدز و گردابه‌های بزرگ در پیش‌بینی جدایش جریان روی تیغه توربین بوده است. به‌همین دلیل از میان انواع مدل‌های موجود در روش معادلات میانگیری رینولدز از دو مدل $k-\omega$ و $k-\epsilon$ به‌عنوان پرکاربردترین مدل‌های این روش استفاده شده است. به‌علاوه، از قابلیت‌های مدل یک‌معادله‌ای SA نیز که ذاتاً مدلی توسعه‌یافته برای جریان‌های تراکم‌پذیر است، به‌عنوان مدل SGS در روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ استفاده شده است. این شبیه‌سازی‌ها بر المان‌های چهاروجهی^{۱۹} به روش حجم محدود در بسته نرم‌افزاری اوپن فوم^{۲۰} پیاده‌سازی و اجرا شده است. در شرایط طراحی، به ارائه آثار ریزش‌شدن شبکه محاسباتی و مدل آشفتگی و در شرایط خارج از طراحی، به پیش‌بینی و مطالعه کارایی مجرای توربین در زوایای ورود جریان مثبت و منفی پرداخته شده است.

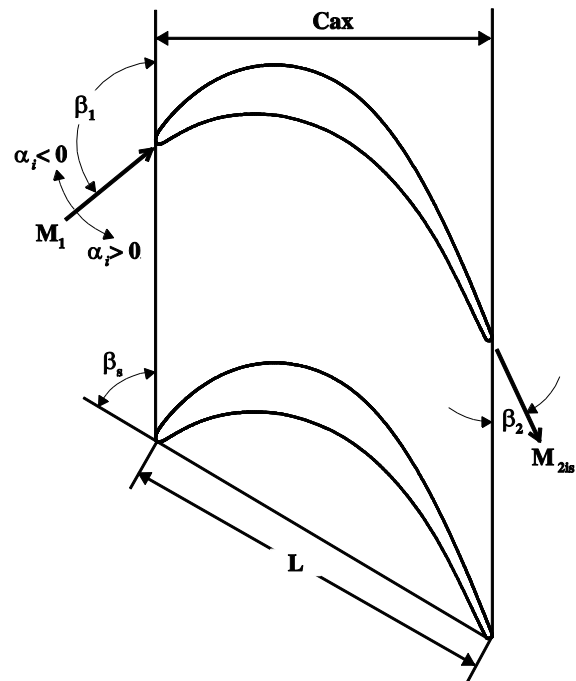
۲. مجرای توربین تی. ۱۰۶ ای.

در بین مجراهای توربینی فشارپایین، مجرای توربینی تی. ۱۰۶ ای. یکی از پرکاربردترین آنها در مقالات تجربی و عددی است. نخستین کار تجربی صورت گرفته بر مجرای تی. ۱۰۶ توسط هوهیزل [۱۸] و نخستین مطالعه عددی آن به‌وسیله هیلدبرنت و فانتر [۱۹] گزارش شده است. در شکل ۱ پروفیل تیغه و زاویه جریان‌های ورودی و خروجی در یک مجرای توربینی تی. ۱۰۶ ای. مشاهده می‌شود. در این شکل، زیروندهای^{۲۱} ۱، ۲ و is به‌ترتیب شرایط جریان ورودی، خروجی و آیزنتروپیک^{۲۲} را نشان می‌دهند. به‌دلیل تعداد زیاد نقاط پروفیل این تیغه و محدودیت مقاله حاضر، از آوردن مختصات این نقاط خودداری شده است؛ اما اطلاعات کامل این تیغه در مرجع [۲۰] قابل دسترسی است. در جدول ۱، اندازه‌ها و شرایط جریان در نقطه طراحی برای مجرای تی. ۱۰۶ ای. ارائه شده است. باید توجه داشت که عدد رینولدز جریان آیزنتروپیک در این

بیشتری با توجه به توزیع فشار روی سطح تیغه نشان داده و نیز انحراف کمتری در بخش گذرش لایه مرزی بر سطح مکش از خود بروز داده است. لودفیر و دیک [۱۰] آثار عدد رینولدز بر شرایط گذرش در مجرای تی. ۱۰۶ ای.^۹ با استفاده از مدل آشفتگی $k-\omega$ را مطالعه کردند. پیشنهاد آنها بهره‌گیری از روش ترکیبی معادلات میانگیری رینولدز و شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ برای پیش‌بینی بهتر گردابه‌های بزرگ در جریان‌های با اعداد رینولدز پایین بود. ویسینک و همکاران [۱۱] روش شبیه‌سازی عددی مستقیم^{۱۰} را برای حل میدان جریان با شدت آشفتگی^{۱۱} چهار درصد اعمال کردند. بنا بر نتایج آنها مشخص شد که اختلالات شدید در جریان، ناپایداری لایه‌برشی در نیمه انتهایی سطح مکش تیغه را به‌دنبال خواهد داشت. نتیجه شبیه‌سازی عددی صورت‌گرفته توسط ماتسورا و کیتو [۱۲] به‌روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ جزئیات مهمی از ویژگی‌های جریان در حضور و اعمال شدت آشفتگی را نشان داد. از نظر آنها، وجود شدت آشفتگی در میدان جریان به کاهش قابل توجه انتشار دنباله‌های فشار منجر می‌شود. در مقابل، کاهش شدت آشفتگی در جریان آزاد، نوسانات ناپایدار دنباله‌های مذکور را در ناحیه جدایش سطح مکش تیغه توربین به‌دنبال خواهد داشت. ولز و همکاران در پژوهش خود به مقایسه روش‌های شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ، شبیه‌سازی انطباق ابعاد^{۱۲}، انتقال تنش برشی^{۱۳}، اسپالارت آلماراس^{۱۴} و $k-\epsilon$ پرداختند [۱۳]. در میان مدل‌های ذکرشده، آنها به‌طور قاطع برتری روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ را در پیش‌بینی الگوهای جریان نظیر پدیده گذرش اعلام داشتند. به‌علاوه، از نظر آنها روش شبیه‌سازی انطباق ابعاد در مقایسه با روش‌هایی که مقیاس‌های زیرشبکه را مدل می‌کنند به‌طور ذاتی رفتاری اتلافی از خود نشان می‌دهند.

قیدونی و همکاران [۱۴] روش گالرکین گسسته^{۱۵} با دقت مرتبه دوم را برای شبیه‌سازی جریان گذرا روی مجرای توربینی تی. ۱۰۶ ای.^{۱۶} به‌کار بستند. برجسته‌ترین بخش کار آنها بهره‌گیری از هر دو مدل آشفتگی رینولدزپایین و رینولدزبالا بوده است. نتایج نیز نشان‌دهنده کارآمدی روش گالرکین گسسته در مدل‌سازی لایه مرزی در هر دو حالت گذرش و بازچسبیده (حتی در شبکه‌بندی درشت) است. پاچپانی و همکاران [۱۵] جدایش و گذرش جریان را در سه مجرای توربینی تی. ۱۰۶ ای.، تی. ۱۰۶ سی.^{۱۷} و تی. ۱۰۸^{۱۸} با استفاده از دو مدل گذرش؛ یعنی LKE و

مقاله براساس طول وتر اصلی تیغه (L) و سرعت خروجی مقطع مجرای توربینی (V_{2is}) محاسبه شده است.



شکل ۱. هندسه و مشخصه‌های مجرای تی. ۱۰۶ ای.

جدول ۱. پارامترهای مجرای تی. ۱۰۶ ای. در شرایط طراحی

۱۹۸ میلی‌متر	L	وتر تیغه
۱۷۰ میلی‌متر	C_{ax}	وتر محوری تیغه
$1/5 \times 10^5$	Re_2	عدد رینولدز خروجی
۰/۵۹	M_{2is}	عدد ماخ آیزنتروپیک خروجی
$< 0/5$	Tu	شدت آشفتگی
۱۲۷/۷ درجه	β_1	زاویه جریان ورودی
۲۶/۸ درجه	β_2	زاویه جریان خروجی

۳. بسته نرم‌افزاری اوپن فوم

بسته نرم‌افزاری اوپن فوم مجموعه‌ای از کتابخانه‌های ++C است که برای حل گسترده وسیعی از مسائل مکانیک سیالات، انتقال گرما، احتراق و مکانیک جامدات توسعه یافته است. این نرم‌افزار برای حل جریان سیال و انتقال گرما از روش حجم محدود استفاده می‌کند. این بسته نرم‌افزاری در کتابخانه‌های خود مجموعه کاملی از مدل‌های آشفتگی (روش شبیه‌سازی عددی مستقیم، شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ و RANS) و توابع دیواره را در بر دارد که در

تولید و توسعه یک حلگر نیز قابل دسترسی است [۲۱]. در مقایسه با دیگر زبان‌های برنامه‌نویسی، این بسته از تمامی مزایا، کارایی‌ها و قابلیت‌های زبان شی‌گرایی ++C بهره گرفته و در قالب یک نرم‌افزار منبع باز قابل توسعه است. این نرم‌افزار منبع باز برای حل مسائل دینامیک سیالات محاسباتی توسط شرکت OpenCFD در گروه ESI توسعه یافته و توسط بنیاد اوپن فوم^{۲۴} منتشر شده است [۲۱].

۴. معادلات حاکم و مدل‌سازی آشفتگی

با توجه به تراکم‌پذیری جریان درون مجرای توربین حاضر، از روش میانگین‌گیری وزنی بر مبنای چگالی (میانگین‌گیری فور) استفاده شده است که به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۲]:

$$\tilde{\phi} = \frac{\overline{\rho\phi}}{\bar{\rho}} \quad (1)$$

در این رابطه $\tilde{\phi}$ مقدار میانگین وزنی کمیت موردنظر و $\bar{\rho\phi}$ و $\bar{\rho}$ کمیت‌های میانگین‌گیری شده به روش رینولدز هستند که به صورت زیر تعریف می‌شوند [۲۲]:

$$\overline{\rho\phi} = \frac{1}{T} \int_0^T \rho\phi dt \quad (2)$$

$$\bar{\rho} = \frac{1}{T} \int_0^T \rho dt$$

با اعمال رابطه ۱ در معادلات بقای جرم، ممنتوم و انرژی، شکل میانگین‌گیری شده وزنی آنها به دست می‌آید [۲۳]:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{u}_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial (\bar{t}_{ji} + \tau_{ji})}{\partial x_j} \quad (4)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} E)}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\rho} \tilde{u}_j H)}{\partial x_j} =$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(-q_{Lj} - q_{Tj} + \bar{t}_{ji} u_i'' - \rho u_j'' \frac{1}{2} u_i'' u_i'' \right) \quad (5)$$

$$+ \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\tilde{u}_i (\bar{t}_{ij} + \tau_{ij}) \right)$$

در روابط فوق H و E به ترتیب انرژی و آنتالپی کل بوده و به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$E = \tilde{e} + \frac{1}{2} \tilde{u}_i \tilde{u}_i \quad (6)$$

$$H = \tilde{h} + \frac{1}{2} \tilde{u}_i \tilde{u}_i \quad (7)$$

[۲۴] پیشنهاد شده است. برای ایجاد رابطه بین تنش‌های رینولدزی و تغییرات سرعت میانگین، فرضیه بوزینیسک^{۲۵} پیاده‌سازی شد که دو پارامتر ذکر شده را توسط لزجت آشفتگی به یکدیگر مرتبط می‌سازد. بدین ترتیب، با استفاده از انرژی آشفتگی و نرخ اتلاف آن، لزجت دنباله μ_T با رابطه ۱۵ تعیین می‌شود:

$$\mu_T = \bar{\rho} C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (۱۵)$$

مقادیر k و ε از معادلات انتقال آنها حاصل می‌شوند [۲۴]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\bar{\rho} k)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho} \tilde{u}_i k)}{\partial x_i} = \\ P_k - \bar{\rho} \varepsilon (1 + M_t^2) \\ + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) \end{aligned} \quad (۱۶)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\bar{\rho} \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho} \tilde{u}_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \\ \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) \\ + C_{\varepsilon 1} P_k \frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (۱۷)$$

در روابط ۱۶ و ۱۷ عبارت تولید P_k با معادله ۱۸ به نرخ کرنش S مرتبط می‌شود:

$$P_k = \tau_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \quad (۱۸)$$

مقدار $M_t = \sqrt{1.5k/a^2}$ برای محاسبه آثار تراکم‌پذیری به‌کار می‌رود (a سرعت صوت است). ثابت‌های معادلات ۱۵ تا ۱۷ نیز برابر است با:

$$\begin{aligned} \sigma_k &= 1.0 \\ \sigma_\varepsilon &= 1.3 \\ c_\mu &= 0.09 \\ c_{\varepsilon 1} &= 1.35 \\ c_{\varepsilon 2} &= 1.80 \end{aligned}$$

۲-۴. مدل استاندارد k- ω

دومین مدل آشفتگی مورد نظر در این پژوهش، مدل k- ω است که با تغییر خودکار از تابع دیواره به فرمول‌بندی با عدد رینولدز پایین براساس فواصل شبکه حل، رفتار بهتری را در حل میدان آشفتگی از خود نشان داده و لایه مرزی را نسبت مدل k- ε با دقت

تانسور تنش لزجتی $\bar{\tau}_{ij}$ ، تانسور کرنش S_{ij} و عبارت پخش گرمای q_{ij} با استفاده از روابط ۸ تا ۱۰ محاسبه می‌شوند:

$$\bar{\tau}_{ij} = 2\mu \left(S_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \quad (۸)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (۹)$$

$$q_{ij} = -k \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} \quad (۱۰)$$

که ضریب هدایت گرمایی است. برای بسته‌شدن معادلات حاکم، فرض گاز ایده‌آل طبق معادله ۱۱ در نظر گرفته می‌شود:

$$P = \bar{\rho} R \tilde{T} \quad (۱۱)$$

سایر عبارت‌های معادلات ۴ و ۵ نیز به‌صورت زیر مدل می‌شوند:

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho u_i'' u_j''} = 2\mu_T \left(S_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \bar{\rho} k \delta_{ij} \quad (۱۲)$$

$$q_{Tj} = \overline{\rho u_j'' h''} = -\frac{\mu_T}{Pr_T} \frac{\partial \tilde{h}}{\partial x_j} \quad (۱۳)$$

$$t_{ji} u_i'' - \overline{\rho u_j'' \frac{1}{2} u_i'' u_i''} = \left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \quad (۱۴)$$

لزجت آشفتگی μ_T در روابط فوق مطابق با نوع مدل آشفتگی تعیین می‌گردد که در بخش بعد به آن پرداخته شده است. با توجه به ناپایداری ذاتی جریان و به‌ویژه، اعداد رینولدز نسبتاً کم در توربین‌های فشارپایین، میدان جریان در حالت گذر است و میل شدیدی به جداشدن از بخش انتهایی سطح مکش تیغه دارد. وجود دو عامل مذکور توانایی پیش‌بینی روش‌های RANS در مدلسازی جریان در مجرای توربین‌های فشارپایین تحت بار بالا را محدود می‌سازد. به همین دلیل در شبیه‌سازی حاضر، هر دو روش RANS و LES به‌کارگرفته شده است. از سوی دیگر، توانایی روش LES در مقابل مدل‌های $k-\varepsilon$ و $k-\omega$ در پیش‌بینی رفتار جریان، به‌ویژه در ناحیه لایه برشی مورد ارزیابی قرار گرفته است.

۱-۴. مدل استاندارد k- ε

در مدلسازی آشفتگی جریان، مدل استاندارد $k-\varepsilon$ رایج‌ترین مدل آشفتگی دو معادله‌ای است که توسط لاندرو و اسپالدینگ

بالتری پیش‌بینی می‌کند. در مدل آشفتگی $k-\omega$ ، لزجت گردابه‌ای به شکل ۱۹ تعریف می‌شود [۲۳]:

$$\mu_T = \frac{\rho k}{\omega} \quad (19)$$

به طوری که k و ω به ترتیب انرژی سینماتیکی آشفتگی و نرخ ویژه اتلافاند که از معادلات انتقال پیشنهادی ویل کاکس [۲۳] به دست می‌آیند:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = P_k - \beta^* \rho \omega k \quad (20)$$

$$+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_k \mu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\alpha \omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 \quad (21)$$

$$+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_\omega \mu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right)$$

در معادلات ۲۰ و ۲۱، P_k مشابه مدل $k-\varepsilon$ محاسبه شده و مقادیر ثابت برابر است با:

$$\sigma_k = 1.0$$

$$\sigma_\omega = 0.5$$

$$\beta^* = 0.09$$

$$\alpha = 0.52$$

۳-۴. روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ

در این روش ساختارهای آشفتگی که مقیاس طولی آنها از حدی بزرگتر باشد به طور مستقیم حل شده و ساختارهای با مقیاس طولی کوچکتر مدل می‌شوند. ساختارهای کوچک آشفتگی رفتاری همسان و فراگیر داشته و نسبت به ساختارهای بزرگتر کمتر تحت تاثیر شرایط مرزی هستند. از این رو، مدل کردن ساختارهای کوچک آسان‌تر شده و به اصلاحات کمتری در پیاده‌سازی و اعمال برای جریان‌های متفاوت به نسبت معادلات حاکم در روش معادلات میانگیری رینولدز نیاز خواهد داشت. از منظر حجم محاسباتی، روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ مابین روش شبیه‌سازی عددی مستقیم و روش معادلات میانگیری رینولدز^{۲۶} قرار می‌گیرد. برای به دست آوردن معادلات حرکت حاکم برای گردابه‌های بزرگ (قابل حل مستقیم)، گردابه‌های بزرگ و کوچک باید از یکدیگر تمیز داده شوند. روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ براساس یک تابع فیلترگیری مکانی عمل می‌کند. کمیت

فیلترگیری شده به صورت زیر تعریف و با علامت بار ($\bar{\quad}$) مشخص می‌شود [۲۴]:

$$\bar{f}_x = \int_{\Omega} f(x) G(x, x') dx' \quad (22)$$

که در آن Ω بیانگر محدوده کل میدان حل بوده و G به عنوان تابع فیلترگیری، مشخص کننده ساختار و اندازه گردابه‌های کوچک می‌باشد. نوع علائم به کاررفته در معادلات جرم و ممتوم برای روش LES مشابه روابط معادلات RANS است. با این حال، به دلیل وجود برخی تفاوت‌ها در معادله انرژی، این معادله برای روش LES به شکل زیر بازنویسی می‌شود [۲۵]:

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \tilde{E})}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\bar{\rho} \tilde{E} + \bar{\rho}) \tilde{u}_j + \tilde{q}_{Lj} - \tilde{\sigma}_{ij} \tilde{u}_i \right) = \quad (23)$$

$$- \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\gamma C_v Q_j + \frac{1}{2} J_j - D_j \right)$$

به طوری که در این رابطه Q_j مقیاس زیرشبکه برای شار گرمایی است و به صورت رابطه ۲۴ تعریف و مدل می‌شود [۲۵]:

$$Q_j \approx - \frac{\bar{\rho} v_T}{Pr_T} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} \quad (24)$$

در رابطه اخیر، J_j جمله پخش آشفتگی زیرشبکه‌ای است که به صورت ۲۵ تعریف و مدل‌سازی می‌شود:

$$J_j \approx \tilde{u}_k \tau_{jk} \quad (25)$$

جمله D_j نیز مربوط به پخش لزجتی مقیاس زیرشبکه است که کوچکترین پارامتر در معادله انرژی کل بوده و از نظر بزرگی در حدود ۵ درصد گرادیان Q_j است و به همین علت از معادله انرژی حذف می‌شود. همانطور که از معادلات حاکم برای LES پیداست، تنها عبارت باقیمانده برای بستن معادلات، تعیین لزجت گردابه‌ای زیرشبکه μ_t است. در این مقاله از مدل یک معادله‌ای اسپالارت - آلماراس به دلیل عملکرد مناسب آن در جریان‌های تراکم‌پذیر، به ویژه در نزدیکی دیواره‌ها که گرادیان فشار معکوس وجود دارد، انتخاب شده است. در مدل اسپالارت - آلماراس، ترم لزجت گردابه‌ای به شکل ۲۶ بیان می‌گردد [۲۶]:

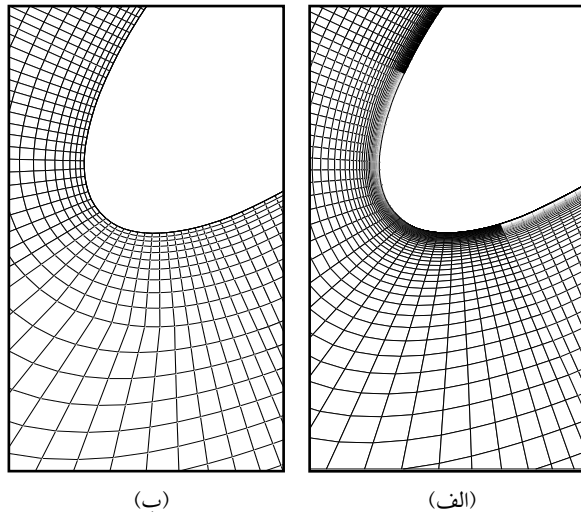
$$\mu_t = \bar{\rho} \tilde{v} f_{v1} \quad (26)$$

$$f_{v1} = \frac{\chi^3}{\chi^3 + c_{v1}^3} \quad (27)$$

$$\chi = \tilde{v} / \nu$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{v}) + \frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{v}) = S_p + D - S_D + S_t \quad (28)$$

شبکه‌بندی درشت با حدود ۲۵۰۰۰ سلول و در شبکه‌بندی ریز با حدود ۴۲۰۰۰ سلول محاسباتی گسسته‌سازی شده است. شکل ۲ چیدمان شبکه در نزدیکی لبه حمله تیغه را در دو شبکه‌بندی درشت (چپ) و ریز (راست) نشان می‌دهد.



شکل ۲. تراکم شبکه در نزدیکی لبه حمله تیغه در (الف) شبکه ریز، (ب) درشت

با توجه به این شکل، بیشترین تفاوت بین دو ساختار شبکه‌بندی درشت و ریز در لایه مرزی مشاهده می‌شود. محاسبات جریان بر هر دو ساختار با اعمال شرایط مرزی طراحی در ورودی انجام شده است. مقدار میانگین γ^+ محاسبه شده روی سطوح تیغه برای مدل‌های آشفتگی متفاوت و هر دو نوع شبکه‌بندی میدان حل در جدول ۲ ارائه شده است. در شکل ۳ خطوط جریان و عدد ماخ ثابت (کانتور) در نزدیکی لبه فرار تیغه نمایش داده شده است. روی سطح مکش، جریان علاوه بر تغییر جهت، شتاب گرفته و به عدد ماخ ۰/۷ در محدوده یک‌سوم ابتدایی مجرا می‌رسد. بیشترین مقدار عدد ماخ روی سطح مکش تیغه بیش از ۰/۷ محاسبه شده که البته کانتور مرتبط با آن در شکل ۳ نشان داده نشده است. در سطح فشار نیز جریان می‌چرخد و عدد ماخ آن با نرخ کمتری افزایش یافته و در مقطعی که مجرا را ترک می‌کند، مقدار آن به ۰/۶ می‌رسد. با توجه به دینامیک جریان در دو طرف تیغه مشاهده می‌گردد که بیشترین میزان بارگذاری روی تیغه در نیمه اول آن رخ می‌دهد. گردابه‌های تولیدشده در لبه فرار ایرفویل عامل اصلی افت فشار کل در مجرای توربینی است که نمای بزرگ آن در شکل ۳ نشان داده شده است. این گردابه‌ها به علت

در رابطه ۲۸ پارامترهای S_p ، D ، S_D و S_l به ترتیب عبارت تولید، پخش، اتلاف و چشمه می‌باشند و به‌طور مناسب مدل شده [۲۶] که به دلیل مفصل بودن روابط حاکم، از تشریح و گنجانیدن معادلات مربوط به هریک از این پارامترها اجتناب می‌شود. در ادامه، مدل اسپالارت - آلماراس در روش LES به اختصار با عبارت LES-SA نشان داده می‌شود.

۵. نتایج حل عددی

در شرایط طراحی، جریان درون مجرای توربین فشارپایین در محدوده زیرصوت است و لایه مرزی روی سطح تیغه‌ها بیشترین اثر را بر میدان جریان درون مجرا دارد. از این‌رو، در شبیه‌سازی حاضر برای حل جریان تراکم‌پذیر و گذرا در نرم‌افزار اوپن فوم، از حلگر rhoPimpleFoam استفاده شده است. این حلگر ترکیبی از دو الگوریتم تراکم‌پذیر PISO و SIMPLEC است. اندازه گام زمانی حل طوری انتخاب شده است که عدد کورانت - فریدریک - لوی 37 در طول حل از عدد یک فراتر نرود. میدان جریان درون مجرای توربین توسط مرزهای ورودی، خروجی، تناوبی و دیواره‌های تیغه احاطه شده است. کمیت‌های جریان در مقطع ورودی به‌گونه‌ای تنظیم شده‌اند که اعداد رینولدز (Re_2) و ماخ آیزنتروییک (M_{2is}) در مقطع خروجی با مقادیر ارائه شده در جدول ۱ برابر شود. فشار استاتیک مقطع خروجی جریان که در موقعیت ۰/۵۳ طول وتر تیغه دور از لبه فرار قرار دارد، به‌طور یکنواخت تنظیم شده است. ضریب فشار روی سطح تیغه از رابطه ۲۹ محاسبه می‌شود:

$$Cp = \frac{P_1 - P}{P_1 - P_2} \quad (29)$$

در این رابطه P_1 ، P و P_2 به ترتیب فشار کل، فشار روی سطح تیغه و فشار در مقطع خروجی است. برای صحت‌گذاری بر نتایج عددی پژوهش حاضر، از مقایسه ضریب فشار با نتایج گزارش شده توسط استیگر و همکاران [۲۷] استفاده می‌شود.

۵-۱. جریان در شرایط نقطه طراحی

در شرایط طراحی، جریان با زاویه ۱۲۷/۷ درجه وارد مجرا می‌شود. برای دستیابی به دقت مطلوب در نتایج عددی، انتخاب یک شبکه‌بندی با کیفیت مناسب امری ضروری است. بدین دلیل، شبیه‌سازی حاضر بر دو ساختار شبکه‌بندی چهاروجهی با تراکم شبکه متفاوت نزدیک دیواره اجرا شده است. میدان حل در

جدایش ناشی از گذرش جریان به وجود آمده و توسط میدان جریان به ردیف‌های بعدی تیغه منتقل می‌شوند.

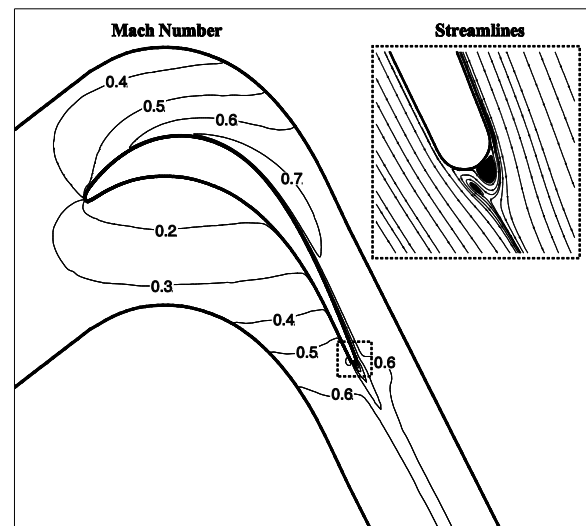
جدول ۲. مقدار میانگین γ^+ روی سطوح تیغه

ریز	متوسط	درشت	شبکه عددی		
			سطح فشار	سطح مکش	γ^+ (میانگین)
۰/۰۶۰	۰/۷۳۰	۷/۱۱	k-ε	سطح فشار	۱۰/۸۳
۰/۰۰۱	۰/۰۵۱	۳/۲۹	k-ω		
۰/۰۹۵	۰/۹۲۰	۴/۸۷	LES-SA		
۰/۱۲۰	۲/۷۸	۱۰/۶۵	k-ε	سطح مکش	۱۰/۸۳
۰/۰۰۴	۰/۰۹	۸/۱۶	k-ω		
۰/۱۴۳	۱/۱۳	۹/۵۲	LES-SA		

از مدل‌های آشفتگی افت فشار متفاوتی را پیش‌بینی کرده‌اند. تراکم‌پذیری و جدایش ناشی از گذرش جریان عوامل اصلی تفاوت مدل‌های آشفتگی LES-SA، k-ω و k-ε نسبت به یکدیگر در پیش‌بینی میزان افت فشار در این ناحیه می‌باشند. چنین افت فشاری را در نتایج عددی دیگر مراجع نظیر [۸، ۹، ۱۴، ۲۸ و ۲۹] نیز می‌توان دید. البته، نتایج این دو نمودار نشان می‌دهد که مدل LES-SA نسبت به مدل‌های RANS حساسیت کمتری به تراکم شبکه میدان حل دارد. علاوه بر این، افزایش تراکم شبکه در نزدیکی دیواره، پاسخ مدل k-ω را نسبت به k-ε به میزان بیشتری بهبود داده است. در شبکه‌بندی ریزتر، هر دو مدل LES-SA و k-ω نتایج قابل قبولی را در توزیع فشار لایه برشی^{۲۸} نزدیک به ناحیه انتهایی سطح فشار از خود نشان می‌دهند.

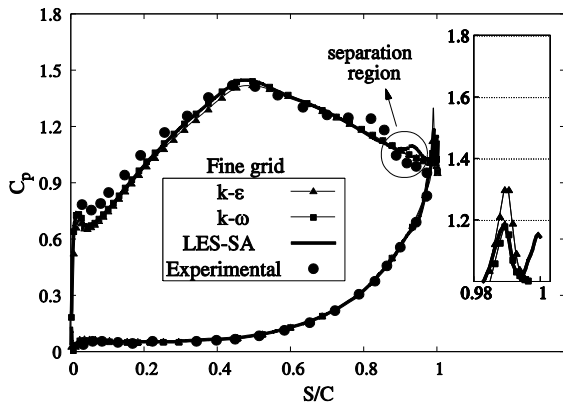
در شکل ۵ ناحیه جدایش در بخش انتهایی سطح مکش، با یک دایره مشخص شده است. شکل ۶ نیز جزئیات ضریب فشار را بر هر دو شبکه‌بندی میدان حل در ۱۵ درصد انتهایی سطح مکش ارائه می‌دهد. در این شکل آثار دقت شبکه‌بندی و مدل‌های آشفتگی متفاوت در پیش‌بینی جدایش جریان را می‌توان دید. چنانکه مشاهده می‌شود مدل‌های آشفتگی k-ε و k-ω در هیچ‌یک از شبکه‌بندی‌های میدان حل نتوانسته‌اند جدایش لایه برشی بر سطح تیغه را پیش‌بینی کنند. از سوی دیگر، مدل LES-SA کاهش شیب نمودار ضریب فشار در نزدیکی $S/C=0/۸۵$ را در هر دو نوع شبکه‌بندی پیش‌بینی می‌کند. به لحاظ اصول ناپایداری، این ناحیه به انحراف روبه بالای لایه برشی جدا شده نسبت داده می‌شود.

همان‌طور که در نتایج دیده می‌شود، ناحیه جدایش ناشی از گذرش جریان در انتهای سطح مکش تیغه نسبتاً کوچک است. عدم پیش‌بینی این نوع جدایش جریان در مدل‌های k-ε و k-ω را می‌توان به دلیل ضعف ذاتی آنها در پیش‌بینی گذرش جریان به‌ویژه در نواحی با گرادیان فشار معکوس دانست که موجب می‌شود در جریان‌های پیچیده، همراه با گرادیان فشار زیاد، پیش‌بینی جدایش و انحنای زیاد خط جریان با کاستی‌هایی همراه باشد. از این‌رو، دلیل اصلی عدم پیش‌بینی این نوع جدایش در انتهای سطح مکش تیغه توسط مدل‌های فوق نیز به همین موضوع بازمی‌گردد. در مقابل، مدل SA ذاتاً مدل مناسبی برای جریان‌های با گرادیان معکوس و جدا شده است و این موضوع در کنار مزیت استفاده از شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ به پیش‌بینی ناحیه گذرش و جدایش ناشی از آن کمک کرده است.

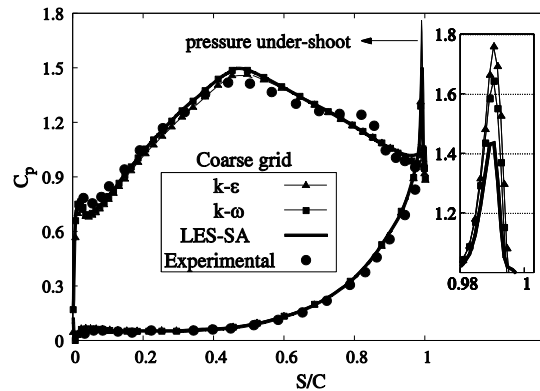


شکل ۳. کانتورهای عدد ماخ جریان درون مجرا در شرایط طراحی

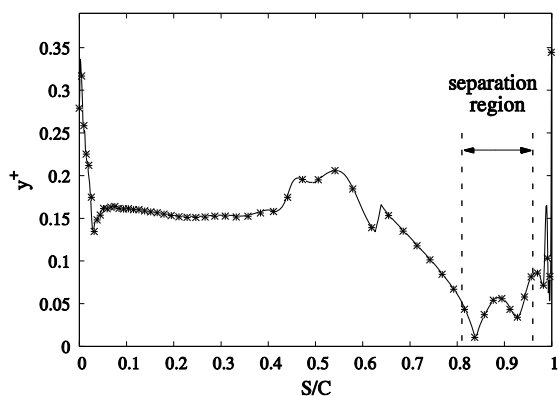
شکل‌های ۴ و ۵ تغییرات ضریب فشار در طول سطح تیغه را به ترتیب روی شبکه‌بندی‌های درشت و ریز نمایش می‌دهند. این شکل‌ها نشان‌دهنده دقت قابل قبول نتایج عددی در مقایسه با نتایج تجربی استیگر و همکاران [۲۷] بوده و حاکی از آن است که جدایش جریان در موقعیتی نزدیک به $S/C=0/۷۰$ رخ می‌دهد. همان‌طور که در این شکل‌ها ملاحظه می‌شود، ضریب فشار محاسبه شده روی سطح فشار تیغه یک افزایش شدید و غیرفیزیکی در انتهای لبه فرار را نشان می‌دهد که علت آن افت ناگهانی فشار در اثر انحنای زیاد تیغه در لبه فرار است. جزئیات این افت شدید در نمایی بزرگتر در همین دو شکل نمایش داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، هر یک



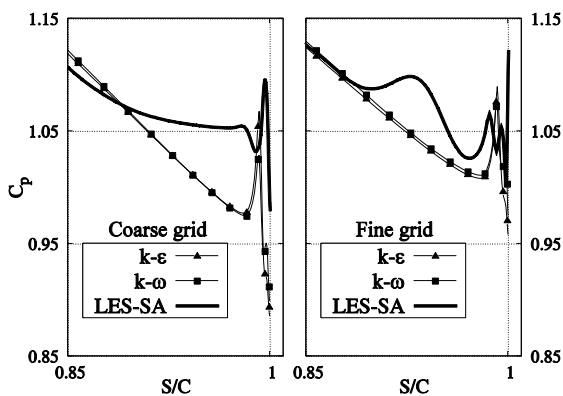
شکل ۵. توزیع ضریب فشار روی سطوح تیغه محاسبه شده در شبکه ریز



شکل ۴. توزیع ضریب فشار روی سطوح تیغه محاسبه شده در شبکه درشت



شکل ۷. توزیع مقدار y^+ بر سطح مکش تیغه در شبکه ریز



شکل ۶. جزئیات ضریب فشار در ۱۵ درصد انتهایی سطح مکش محاسبه شده در شبکه بندی درشت (چپ) و ریز (راست)

فشاری را در نزدیکی لبه حمله ایرفویل روی سطح مکش تیغه نشان می‌دهد؛ در حالی که مدل‌های $k-\omega$ و LES-SA این افت فشار را بسیار کمتر پیش‌بینی می‌کنند. ثانیاً، مدل LES-SA ناحیه‌ای چرخشی در میدان جریان مجاور نیمه ابتدایی سطح فشار تیغه پیش‌بینی می‌کند که با آنچه توسط هادسون و دومینی [۲] و کالزادا و آلونسو [۲۸] گزارش شده مطابقت دارد.

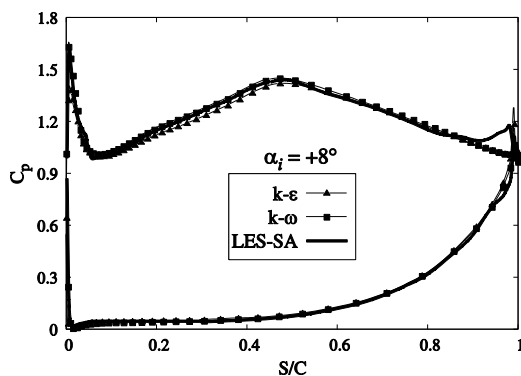
مدل آشفتگی LES-SA، نقطه بازگشت به سطح جریان جدا شده در طرف فشاری تیغه را در $S/C = 0/5$ محاسبه می‌کند. در انحراف -20° درجه زاویه جریان ورودی، ناحیه جدایش در انتهای سطح مکش نیز در نتایج مدل LES-SA قابل مشاهده است (شکل ۸). توزیع ضریب فشار در طول سطوح تیغه درون مجرای توربین در زاویه انحراف $+8^\circ$ درجه جریان ورودی در شکل ۹ ارائه شده است. به جز ناحیه انتهایی سطح مکش، که جدایش ناشی از گذر جریان در آن آشکار است، در سایر نواحی نتایج مدل‌های آشفتگی تقریباً یکسان است. شکل ۱۰ جزئیات ضریب

۲-۵. جریان در شرایط دور از نقطه طراحی

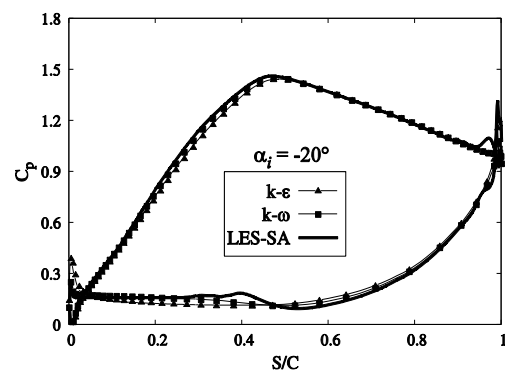
آزمون‌های تجربی صورت گرفته نشان می‌دهد که تغییرات زاویه در ورود جریان به مجرای تی. ۱۰۶ ای. در بازه 8° تا 20° درجه، به ترتیب بیشتر و کمتر از زاویه استاندارد طراحی این تیغه‌ها اتفاق می‌افتد. از این رو، برای پوشش کامل آثار ناشی از تغییر در زاویه ورود جریان، در این پژوهش محاسبات روی کل این بازه صورت گرفته و شرایط دور از نقطه طراحی مربوط به دو زاویه جریان ورودی -20° و $+8^\circ$ درجه (نسبت به زاویه جریان در نقطه طراحی) ارائه شده است. با تغییر زاویه جریان ورودی نسبت به زاویه طراحی، شرایط جریان در دو طرف تیغه تغییر می‌کند. در شکل ۸ نتایج عددی حاصل از اعمال زاویه -20° درجه به جریان ورودی نمایش داده شده است. مدل‌های آشفتگی به کار گرفته شده، به جز در دو ناحیه، ضریب فشار روی سطح تیغه را به طور مشابه محاسبه می‌کنند. این دو ناحیه، نیمه اول روی سطح فشار و ۱۵ درصد انتهایی در سطح مکش (ناحیه جدایش) است. اولاً، مدل $k-\varepsilon$ افت

فشار را در ۲۰ درصد نهایی طول سطح مکش تیغه و در شرایط دور از نقطه طراحی نشان می‌دهد. برخلاف مدل‌های $k-\varepsilon$ و $k-\omega$ ، مدل LES-SA جدایش لایه برشی نزدیک سطح تیغه را در هر دو زاویه ورودی و ورود پیش‌بینی کرده است. در انحراف مثبت جریان ورودی، جریان میل به جدا شدن از سطح مکش در بخش ۱۵ درصد نهایی طول آن را دارد. بنابراین، ناحیه جدایش از سطح در انحراف مثبت نسبت به شرایط طراحی سهم بیشتری از سطح مکش تیغه را به خود اختصاص می‌دهد. در شکل ۱۱ توزیع ضریب فشار حاصل از مدل LES-SA روی سطوح مکش و فشار تیغه در هر دو زاویه انحراف دور از نقطه طراحی مشاهده می‌شود. چون تغییر زاویه جریان ورودی سبب تغییر موقعیت نقطه سکون در لبه حمله تیغه می‌شود، نیمه جلویی سطح مکش تیغه بیشترین تأثیر را از انحراف زاویه جریان ورودی داشته است. در زاویه انحراف منفی، نقطه سکون لبه حمله روی سطح مکش تیغه واقع شده که این خود سبب افزایش فشار روی سطح مکش نسبت به حالت طراحی می‌شود. از طرف دیگر زاویه انحراف مثبت سبب قرارگیری نقطه سکون روی سطح فشار تیغه شده و فشار استاتیک روی

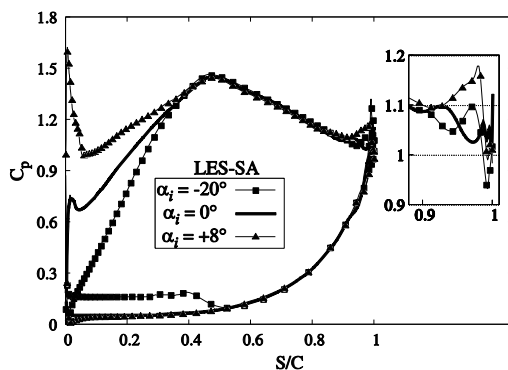
سطح مکش کاهش و در نتیجه، بارگذاری در نیمه جلویی تیغه افزایش می‌یابد. ناحیه جدایش ناشی از گرادین مثبت فشار به وجود آمده در زاویه انحراف ۲۰- درجه در طرف سطح فشار تیغه سبب کاهش فشار روی نیمه جلویی سطح فشاری شده که البته این موضوع در کنار افزایش شدید فشار روی سطح مکش، در مجموع منجر به کاهش شدید بارگذاری تیغه در نیمه جلویی آن می‌شود. علاوه بر این، زاویه انحراف مثبت، همان‌طور که انتظار می‌رود منجر به افزایش ناحیه جدایش ناشی از گذر جریان در بخش انتهایی سطح مکش تیغه می‌شود. شایان ذکر است که جریان جدا شده بر سطح فشار تیغه در $S/C = 0.5$ به سطح می‌چسبد. تمامی موارد پیش‌بینی شده در شرایط دور از نقطه طراحی با آنچه هادسون و دومینی [۲] از نتایج اندازه‌گیری‌های تجربی خود مشاهده و گزارش کرده‌اند، همخوانی دارد. نسبت افت فشار کل بین مرزهای ورودی و خروجی به فشار کل ورودی در شکل ۱۲ نمایش داده شده است. مدل‌های $k-\omega$ و LES-SA کمترین میزان افت فشار کل را در نقطه طراحی پیش‌بینی کرده‌اند، در حالی که مدل $k-\varepsilon$ چنین روندی را نشان نمی‌دهد.



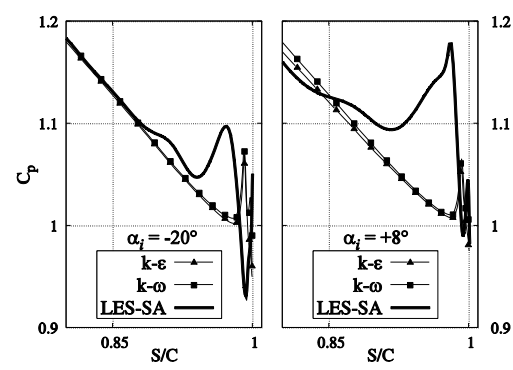
شکل ۹. توزیع فشار روی سطوح تیغه در شرایط جریان ورودی با انحراف +۸ درجه



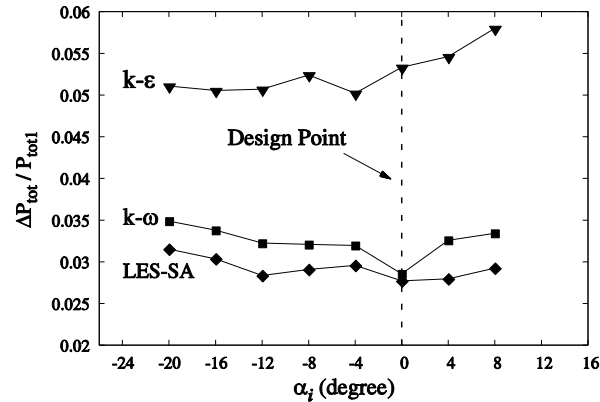
شکل ۸. توزیع فشار روی سطوح تیغه در شرایط جریان ورودی با انحراف ۲۰- درجه



شکل ۱۱. تأثیر زاویه جریان ورودی بر ضریب فشار محاسبه شده در مدل LES-SA



شکل ۱۰. جزئیات ناحیه جدایش روی سطح مکش در نزدیکی لبه فرار تیغه در زوایای انحراف +۸ و ۲۰- درجه



شکل ۱۲. مقایسه افت فشار کل در زوایای متفاوت جریان ورودی

۶. نتیجه‌گیری

مکش تیغه را دارد. همچنین، نتایج عددی حاصل از حل جریان در شرایط دور از نقطه طراحی نشان داد که تنها مدل آشفتگی LES-SA قادر به پیش‌بینی جدایش ناشی از گرادیان فشار مثبت و بازگشت جریان بر سطوح فشار و مکش تیغه است. به‌طور کلی، نتایج حاصل از مدل آشفتگی LES-SA با نتایج تجربی به‌دست آمده در مرجع [۲] از لحاظ کیفی منطبق است. از سوی دیگر، نتایج عددی حاکی از آن است که کمترین میزان افت فشار کل در مجرای توربین که توسط مدل‌های $k-\omega$ و LES-SA محاسبه شده در نقطه طراحی اتفاق می‌افتد.

میدان جریان حاکم در مجرای توربین فشارباین تی. ۱۰۶ ای. در شرایط طراحی و دور از نقطه طراحی به‌روش عددی مدل‌سازی و حل شد. در این کار از سه مدل آشفتگی $k-\epsilon$ ، $k-\omega$ و LES-SA و بر سه ساختار شبکه‌بندی با فشردگی‌های متفاوت در نزدیکی سطح تیغه بهره گرفته شد. مدل‌های $k-\omega$ و LES-SA نسبت به مدل $k-\epsilon$ حساسیت کمتری در ایجاد جواب‌های غیرفیزیکی ناحیه انتهایی سطح فشار تیغه از خود نشان می‌دهند. در مدل‌سازی شرایط طراحی مشاهده شد که تنها مدل LES-SA توانایی پیش‌بینی ناحیه جدایش ناشی از گذرش جریان در انتهای سطح

۷. مأخذ

- [1] Hodson, H. P., R. J. Howell. "Bladerow interactions, transition, and high-lift aerofoils in low-pressure turbines." *Annual Review of Fluid Mechanics*, 37, 2005, pp. 71–98.
- [2] Hodson, H. P., R. G. Dominy. "The off-design performance of a low-pressure turbine cascade." *ASME Journal of Turbomachinery*, 109(2), 1987, pp. 201–209.
- [3] Stieger, R., H. P. Hodson. "The transition mechanism of highly loaded low-pressure turbine blades." *ASME Journal of Turbomachinery*, 126 (4), 2004, pp. 536–543.
- [4] Stieger, R., H. P. Hodson. "The unsteady development of a turbulent wake through a downstream low-pressure turbine blade passage." *ASME Journal of Turbomachinery*, 127 (2), 2005, pp. 388–394.
- [5] Opoka, M. M., R. L. Thomas, H. P. Hodson. "Boundary layer transition on the high lift T106A low-pressure turbine blade with an oscillating downstream pressure field." *ASME Journal of Turbomachinery*, 130(2), 2008.
- [6] Coul, J. D., H. P. Hodson. "Unsteady boundary-layer transition in low-pressure turbines." *Journal of Fluid Mechanics*, 681, 2011, pp. 370–410.
- [7] Zhou, C., H. P., Hodson, C. Himmel. "The effects of trailing edge thickness on the losses of ultrahigh lift low pressure turbine blades." *ASME Journal of Turbomachinery*, 136, 2014, 081011-1–9.
- [8] Wu, X. P. A. Durbin. "Evidence of longitudinal vortices evolved from distorted wakes in a turbine passage." *Journal of Fluid Mechanics*, 446, 2001, pp. 199–228.

- [9] Michelassi, V., J. G. Wissink, J. Fröhlich, W. Rodi. "Large-eddy simulation of flow around low-pressure turbine blade with incoming wakes." *AIAA Journal*, 41 (11), 2003, pp. 2143–2156.
- [10] Lodefier, K., E. Dick. "Modelling of unsteady transition in low-pressure turbine blade flows with two dynamic intermittency equations." *Journal of Flow, Turbulence and Combustion*, 76 (2), 2005, pp. 103–132.
- [11] Wissink, J. G., W. Rodi, H. P. Hodson. "The influence of disturbances carried by periodically incoming wakes on the separating flow around a turbine blade." *Journal of Heat and Fluid Flow*. 27 (4), pp. 721–729.
- [12] Matsuura, K., C. Kato. "Large-eddy simulation of compressible transitional flows in a low-pressure turbine cascade." *AIAA Journal*. 45 (2), 2007, pp. 442–457.
- [13] Velez, C., P. Coronado, H. Al-Kuran, M. Ilie. "Numerical computations of turbine blade aerodynamics; comparison of LES, SAS, SST, SA, and k- ϵ . AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 2011.
- [14] Ghidoni, A., A. Colombo, S. Rebay, F. Bassi. "Simulation of the transitional flow in a low pressure gas turbine cascade with a high-order discontinuous galerkin method." *ASME Journal of Fluids Engineering*, 135 (7), 2013, pp. 071 101–8.
- [15] Pacciani, R., M., Marconcini, A., Arnone, F. Bertini. "Predicting high-lift low-pressure turbine cascades flow using transition-sensitive turbulence closures." *ASME Journal of Turbomachinery*, 136: 2014, pp. 1–11.
- [16] Zhang, W., Z., Zou, L., Qi, J., Ye, L. Wang. "Effects of freestream turbulence on separated boundary layer in a low-Re high-lift LP turbine blade." *Computers and Fluids*. 109, 2015, pp. 1–12.
- [17] Nagabhushana Rao, V., P. G., Tucker, R. J., Jeferson-Loveday, J. D., Coull. "Large eddy simulations in low-pressure turbines: Effect of wakes at elevated free-stream turbulence." *Int. Journal of Heat and Fluid Flow*, 43, 2013, pp. 85–95.
- [18] Fottner, L. "Test cases for computation of internal flows in aero engine components." *AGARD-AR-275*, 1990, pp. 112–123.
- [19] Hildebrandt, T., L. Fottner. "A numerical study of the influence of grid refinement and turbulence modeling on the flow field inside a highly loaded turbine cascade." *ASME Journal of Turbomachinery*. 121 (4), 1999, pp. 709–716.
- [20] T106 LP Turbine Database, <http://www-g.eng.cam.ac.uk/whittle/T106/Start.html> (accessed November 01, 2015)
- [21] OpenFOAM, The Open Source CFD Toolbox, User Guide, OpenCFD Ltd., 12 2014. Available online at <http://www.openfoam.org> (accessed November 02, 2015)
- [22] Favre, A. "Equation des Gaz Turbulents Compressibles." *Journal de Mecanique*, 4(3), 1956, pp. 361-390.
- [23] Wilcox, David C. *Turbulence Modeling for CFD*, 3rd ed. DCW Industries, Inc., 2006.
- [24] Launder, B. E., D. B. Spalding. "The numerical computation of turbulent flows." *Journal of Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering Articles*. 3 (2), 1974, pp. 269–289.
- [25] Martin, M. Pino, Ugo Piomelli, and Graham V. Candler. "Subgrid-scale models for compressible large-eddy simulations." *Theoretical and Computational Fluid Dynamics* 13 (5), 2000, pp. 361-376.
- [26] Spalart, P. R., S. R. Allmaras. "A one equation turbulence model for aerodynamic flows." *La Recherche Aerospaciale*. 1, 1994, pp. 5–21.
- [27] Stieger, R. D., D. Hollis, H. P. Hodson. "Unsteady surface pressures due to wake-induced transition in a laminar separation bubble on a low-pressure cascade." *ASME Journal of Turbomachinery*, 126 (4), 2004, pp. 544–550.
- [28] Calzada, P. D. L., A. Alonso. "Numerical investigation of heat transfer in turbine cascades with separated flows." *ASME Journal of Turbomachinery*, 125 (2), 2003, pp. 260–266.
- [29] A. Raab, Duden, I., L. Fottner. "Controlling the secondary flow in a turbine cascade by three-dimensional airfoil design and endwall contouring." *ASME Journal of Turbomachinery*, 121, 1999, pp. 191–199.

-
1. LES
 2. Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS)
 3. incoming wakes
 4. off-design
 5. separation bubble
 6. pressure surface
 7. T106
 8. Large Eddy Simulation (LES)
 9. T106A
 10. Direct Numerical Simulation (DNS)
 11. turbulence intensity
 12. Scale Adaptive Simulation (SAS)
 13. Shear Stress Transport (SST)
 14. Spalart-Allmaras (SA)
 15. Discontinuous Galerkin
 16. T106A
 17. T106C
 18. T108
 19. quadrilateral elements
 20. Open Field Operation and Manipulation
(OpenFOAM)
 21. subscript
 22. isentropic
 23. object oriented
 24. OpenFOAM Foundation
 25. Boussinesq hypothesis
 26. RANS
 27. Courant-Friedrichs-Lewy (CFL)
 28. shear layer