

مطالعه مدل‌های اغتشاشی جهت شبیه‌سازی جریان گذرنده از زنجیره پره‌های استاتور یک توربین گازی

مرتضی بیاره^{*۱}

علیرضا کریمی دهکردی^۲

کمال شیریان دهکردی^۳

افشین احمدی ندوشن^۴

چکیده

در این پژوهش، عملکرد مختلف مدل‌های جریان آشفته برای شبیه‌سازی جریان سیال گذرنده از زنجیره‌ی پره‌های استاتور یک توربین گاز با استفاده از نرم‌افزار فلونتت مورد بررسی قرار گرفته است. معادلات ناویر-استوکس به روش حجم محدود، روی شبکه محاسباتی گسسته سازی و از الگوریتم سیمپل برای کوپل کردن معادلات سرعت و فشار استفاده شده است. مدل‌های جریان مغشوش دو معادله‌ای $k-\varepsilon$ ، $k-\omega$ ، RNG ، $k-\omega$ ، SST و مدل پنج معادله‌ای تنش رینولدز (RSM) جهت شبیه‌سازی جریان اعمال شده و عملکرد این مدل‌ها با مقایسه ضریب فشار حاصل از کار حاضر و نتایج آزمایشگاهی در چهار ناحیه‌ی مختلف سومین پره از زنجیره مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج حاصل نشان می‌دهند که دقت مدل‌های اغتشاشی مذکور در برآورد ضریب فشار استاتیکی در مناطق مختلف زنجیره‌ی پره مذکور تفاوت اندکی دارد اما مدل دو معادله‌ای $k-\omega$ SST و مدل پنج معادله‌ای RSM تطابق مناسب‌تری با نتایج تجربی دارند. از آنجا که عدد رینولدز جریان کوچک است، جریان به صورت تراکم ناپذیر فرض شده و نتایج کار حاضر را می‌توان برای توربین‌های آبی نیز به کار برد.

واژه‌های کلیدی

زنجیره پره‌ها، استاتور، توربین گاز، مدل‌های جریان مغشوش، عدد رینولدز، ضریب فشار

۱. استادیار، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد، m.bayareh@eng.sku.ac.ir

۲. دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی مالک شتر، شاهین شهر، اصفهان

۳. فارغ‌التحصیل کارشناسی ارشد، دانشگاه آزاد نجف‌آباد، اصفهان

۴. استادیار، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد

مقدمه

عملکرد مدل‌های $k-\epsilon$ در جریان‌هایی که خطوط جریان انحنا دارند (نظیر آنچه در اطراف پره توربین دیده می‌شود) ضعیف است. مدل $k-\epsilon$ استاندارد (لاندر^۸ و همکاران، ۱۹۷۴) به علت پایداری عددی و سادگی آن، یکی از مدل‌های دو معادله‌ای رایج در کاربردهای صنعتی است (منتر و فلورین^۹، ۱۹۹۲). از معایب عمده این مدل این است که در مناطق با انحنا زیاد، نرخ ایجاد انرژی اغتشاشی را بسیار بیشتر از مقدار واقعی آن برآورد می‌کند و این امر باعث بروز خطا در محاسبه لزجت اغتشاشی و تنش‌های مربوط به آن می‌شود (محمودی و همکاران، ۲۰۰۵). همچنین، این مدل دقت پایینی در شبیه‌سازی لایه‌مرزی با گرادیان فشار معکوس دارد (بردشاو^{۱۰}، ۱۹۹۷).

مدل $k-\epsilon$ Realizable در جریان‌های چرخشی، لایه‌مرزی همراه با گرادیان فشار معکوس و نواحی جدایش و گردابی دارای دقت بالاتری نسبت به سایر مدل‌های روش $k-\epsilon$ است و مدل دو معادله‌ای $k-\omega$ SST برای شبیه‌سازی جریان در توربوماشین‌ها مناسب است، زیرا دقت خوبی در شبیه‌سازی نواحی دارای جدایش و گرادیان معکوس دارد (شی^{۱۱} و همکاران، ۱۹۹۵). این مدل به علت سادگی و پایداری عددی و دقت بالا در ناحیه زیر لایه لزج، بسیار مورد استفاده قرار گرفته است (اسپالارت^{۱۲} و همکاران، ۲۰۰۰). از طرفی، یکی از پدیده‌های مهم در توربین‌های گازی، به وجود آمدن جریان ثانویه ناشی از اثرات لزجت، گرادیان سرعت و فشار ناشی از لایه‌مرزی است. همچنین، هنگامی که این جریان در مسیر منحنی بین پره‌های توربین حرکت کرده و یا با

امروزه توربین گازی به‌طور وسیعی در نیروگاه‌ها، موتور وسایل حمل‌ونقل دریایی و هوایی برای تولید توان استفاده می‌شود (محمودی و انصاری، ۲۰۱۰ و تورنیر^۱ و همکاران، ۲۰۱۰). از این‌رو، افزایش بازدهی توربین با بهینه‌سازی دمای کاری توربین (محمودی و همکاران، ۲۰۰۵ و تاکیشی^۲ و همکاران، ۱۹۹۰) یا به‌طور ویژه بهینه‌سازی پروفیل پره آن (برگوبرو^۳ و همکاران، ۲۰۰۱ و چو^۴ و همکاران، ۲۰۰۲) به‌طور گسترده‌ای مورد مطالعه و تحقیق قرار گرفته است. از طرفی، هزینه انجام آزمایش‌های تجربی در توربین گازی بسیار زیاد است و نیاز به استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی برای شبیه‌سازی جریان در این‌گونه مسائل ضروری است. از آنجاکه جریان در توربین گاز مغشوش است، نیاز به مدل‌سازی صحیح جریان مغشوش نیز وجود دارد. مدل‌های زیادی برای شبیه‌سازی اغتشاشات جریان ارائه شده است (ویلیامز^۵ و همکاران، ۲۰۱۰) که در بخش بعدی به تفصیل توضیح داده خواهند شد. برای شبیه‌سازی جریان در یک توربین گاز، برخی از محققان، معادلات ناویر-استوکس را با استفاده از مدل‌های اغتشاشی حل کرده و نتایج قابل‌توجهی ارائه کرده‌اند (بالدوین^۶ و همکاران، ۱۹۷۸)؛ اما این مدل‌ها در پیش‌بینی آنچه در لبه حمله و به‌ویژه لبه فرار به علت پدیده جدایش رخ می‌دهد، مناسب نیستند (جوئما^۷ و همکاران، ۲۰۰۷). علاوه بر این، مدل‌های جبری در نواحی وقوع شوک و همچنین با شدت اغتشاش ورودی بالا، پیش‌بینی مناسبی ندارند (جوئما و همکاران، ۲۰۰۷).

7 Djouimaa
8 Launder
9 Menter & Florian
10 Bradshaw
11 Shih
12 Spalart

1 Tournier
2 Takeishi
3 Burguburu
4 Cho
5 Williams
6 Baldwin

فی^۶، ۲۰۱۶) با استفاده از مدل یک معادله اسپالارت-آلماراس به شبیه‌سازی و تحلیل جریان گذرنده از کمپرسورهای گریز از مرکز و توربین‌های محوری پرداختند. آن‌ها نشان دادند که مدل اغتشاشی ذکر شده به همراه یک مدل اختلاط می‌تواند جریان پایدار در این توربوماشین‌ها را به خوبی پیش‌بینی کند. موهی^۷، ۲۰۱۷) عملکرد یک توربین محوری را با استفاده از مدل $k-\omega$ SST بررسی کرده و نشان داد که این مدل در اعداد رینولدز بالا و نواحی نزدیک دیواره کارایی مناسب‌تری نسبت به مدل $k-\epsilon$ دارد.

چنانچه از مطالعه پژوهش‌های پیشین می‌توان نتیجه گرفت که جهت شبیه‌سازی جریان در توربوماشین‌ها، مدل‌های اغتشاشی یک و دو معادله‌ای، مورد استفاده قرار گرفته‌اند که در اغلب موارد پیش‌بینی مناسبی از شرایط جریان به دنبال داشته‌اند. در کار حاضر مدل‌های دو معادله‌ای جریان مغشوش و نیز مدل پنج معادله‌ای تنش رینولدز جهت شبیه‌سازی جریان مغشوش گذرنده از زنجیره پره‌های استاتور یک توربین گازی مورد مطالعه قرار خواهد گرفت. در این پژوهش، کارایی این مدل‌های اغتشاشی مورد بحث قرار می‌گیرد تا نتیجه‌ای نسبتاً کلی از کاربرد این روش‌ها جهت مدل کردن جریان مغشوش به دست دهد. از نتایج کار حاضر می‌توان برای شبیه‌سازی جریان‌های تراکم ناپذیر (مثلاً جریان در توربین‌های آبی و پمپ‌ها) نیز با دقت بسیار مناسب استفاده نمود، چراکه به دلیل عدد ماخ پایین، جریان به صورت تراکم ناپذیر فرض شده است.

لبه حمله برخورد داشته باشد، اثرات این پدیده روی الگوی جریان بیشتر می‌شود.

افت ناشی از جریان ثانویه موجب کاهش ۲ تا ۴ درصدی در بازده می‌شود (لاستیوکا^۱، ۲۰۰۹). در مطالعات انجام شده قبلی، ضعف مدل یک معادله‌ای اسپالارت-آلماراس و مدل‌های گروه $k-\epsilon$ در تعیین پروفیل سرعت در جریان ثانویه مشاهده شده است (دان^۲ و همکاران، ۲۰۰۹ و گلیک^۳ و همکاران، ۱۹۷۶). این مشاهدات همچنین نشان داده که مدل اغتشاشی $k-\omega$ SST ویژگی‌های جریان ثانویه را با دقت بیشتری پیش‌بینی می‌کند و از این رو مدل مناسبی برای تحلیل این‌گونه جریان‌ها است.

مدل پنج معادله‌ای تنش رینولدز دارای دقت بالایی در شبیه‌سازی جریان‌های دوار با انحنای خطوط جریان و با گرادیان معکوس فشار و همچنین جریان‌های ثانویه است (اسپالارت و همکاران، ۲۰۰۰)؛ البته این دقت به همراه افزایش هزینه و زمان محاسباتی خواهد بود (بردشاو و همکاران، ۱۹۹۷).

مشیزی و همکاران (۲۰۱۴) میدان جریان لزج و غیر لزج را روی زنجیره پره‌های یک توربین گازی با استفاده از مدل اغتشاشی $k-\omega$ بررسی کردند و نشان دادند که مدل مذکور با مدل اغتشاشی بالدوین-لوماکس^۴ تطابق مناسبی دارد. همچنین، نتایج آن‌ها نشان داد که وقوع شوک در میدان جریان نتایج مشابهی برای جریان‌های لزج و غیر لزج به دنبال دارد. قناییت و تولی^۵، ۲۰۱۶) جریان پایدار و ناپایدار گذرنده از یک مرحله از توربین محوری را بررسی کردند. آن‌ها گزارش کردند که مدل $k-\omega$ SST برای کاربردهای توربوماشین‌ها نتایج بسیار خوبی در قیاس با سایر مدل‌های اغتشاشی ارائه می‌دهد. پنگ چنگ و فنگ-

5 Ghenaiet & Touli
6 Pengcheng & Fangfei
7 Muhi

1 Lastiwka
2 Dunn
3 Celik
4 Baldwin-Lomax

لزجت دینامیکی هستند. جمله $\overline{u_i u_j}$ مجموعه تنش‌های رینولدز است که باید مدل‌سازی شوند.

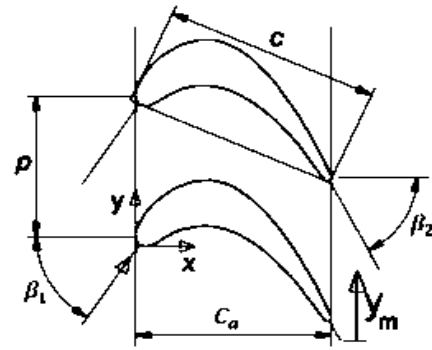
مدل‌های اغتشاشی

مدل اسپالارات-آلماراس

مدلی یک معادله‌ای است که برای بسته شدن معادله انرژی جنبشی مغشوش پیشنهاد شده است. این مدل و به‌طور کلی مدل‌های یک معادله‌ای مزیت چندانی نسبت به مدل طول اختلاط پراوتل ندارند و برای مدل‌کردن تنها برخی از جریان‌ها که در آن‌ها جدایی جریان اتفاق می‌افتد، پیش‌بینی مناسبی دارند.

مدل‌های دو معادله‌ای

مدل‌های دو معادله‌ای پایه و اساس بسیاری از مدل‌های اغتشاشی هستند که در سال‌های اخیر ارائه شده‌اند. این مدل‌ها ساده‌ترین مدل‌های اغتشاشی کامل هستند و کماکان برای شبیه‌سازی جریان‌های مغشوش غیرتعادلی دقت کافی ندارند. از جمله مدل‌های دو معادله‌ای می‌توان به دو مدل شناخته‌شده $k-\varepsilon$ و $k-\omega$ اشاره کرد. در مدل $k-\varepsilon$ ، دو معادله انرژی جنبشی مغشوش و اتلاف را مدل می‌کنند که به آن‌ها معادلات انتقالی می‌گویند. در مدل $k-\omega$ ، به‌جای معادله نرخ اتلاف از معادله انتقالی برای ω استفاده می‌شود. ω نرخ اتلاف انرژی بر واحد زمان بر واحد حجم است. مدل تنش رینولدز $k-\omega$ یا همان $k-\omega$ SST از فرمول‌بندی بهبودیافته لزجت مغشوش بهره می‌برد و انتقال از نواحی نزدیک دیواره را با استفاده از مدل $k-\omega$ و نواحی دور از دیواره را با استفاده از مدل $k-\varepsilon$ به‌خوبی مدل می‌کند. در واقع، این مدل یک مدل اغتشاشی ترکیبی است. چنانچه قبلاً ذکر شد، مدل $k-\varepsilon$ به سه نوع تقسیم می‌شود. مدل $k-\varepsilon$ RNG نسبت به مدل استاندارد کارایی بیشتری در جریان‌های برشی پیچیده دارد. مدل $k-\varepsilon$ RNG برای جریان‌هایی با نرخ برش بالا، جریان‌های چرخشی و جدایی جریان پیش‌بینی مناسب‌تری دارد. مدل $k-\varepsilon$ Realizable برای جریان‌های چرخشی،



شکل (۱): پارامترهای هندسی زنجیره پره‌ها

جدول (۱): پروفیل پره استاتور (مقادیر عددی)

پارامترهای هندسی	مقدار
طول وتر (C)	۲۱۷/۸ میلی‌متر
وتر محوری (C _a)	۱۹۶ میلی‌متر
گام (P)	۱۵۱/۶ میلی‌متر
ارتفاع پره (S)	۳۲۰ میلی‌متر
زاویه ورودی جریان (β_1)	۵۶/۴ درجه
زاویه چرخش جریان	۱۱۹ درجه

معادلات حاکم

معادلات حاکم بر جریان تراکم‌ناپذیر لزج گذرنده از زنجیره پره‌های یک توربین گازی شامل معادلات پیوستگی و ممنتوم هستند که پس از متوسط‌گیری زمانی به‌صورت زیر درمی‌آیند.
معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

معادله ممنتوم:

$$\rho \left(\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial t} + \overline{u}_k \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_k} \right) = - \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} \right) - \rho \frac{\partial \overline{u}_i \overline{u}_j}{\partial x_j} \quad (2)$$

در این روابط $\frac{\partial}{\partial t}$ مشتق زمانی، $\frac{\partial}{\partial x_i}$ مشتق مکانی در جهت i ، u_i مؤلفه سرعت در جهت i ، P فشار، ρ چگالی و μ

به‌صورت هموار تبدیل می‌کند. به دلیل پایین بودن سرعت در بخش ورودی، جریان به‌صورت تراکم ناپذیر حل می‌شود. میدان جریان با استفاده از روش حجم محدود حل می‌شود. بدین منظور، دامنه‌ی حل به سطح‌های کوچک‌تر، تقسیم‌بندی شده و کلیه معادلات در این قسمت‌ها حل می‌شوند. در درون سلول‌ها گرادیان‌ها و مشتق‌ها با استفاده از اطلاعات مربوط به شبکه و رابطه‌ی گرین‌گوس^۱ محاسبه می‌شوند.

دامنه حل عددی متشکل از یک پره استاتور با شرط مرزی تقارن در بالا و پایین آن است؛ با کمک این شرط مرزی می‌توان زنجیره پره‌ها را مدل‌سازی کرد که به کاهش دامنه حل و در نتیجه کاهش زمان محاسبات می‌انجامد.

شبکه محاسباتی مورد استفاده از نوع مثلثی است. مزیت استفاده از این نوع شبکه، تمرکز نقاط در نواحی مورد نظر و با نسبت دلخواه است، بدون این‌که روی سایر نواحی تأثیر بگذارد. از آنجاکه هندسه مسئله نامتقارن است، استفاده از شبکه ساختاریافته امکان‌پذیر نیست. از سوی دیگر، شبکه‌بندی با سلول‌های مثلثی در مغشوش شدن جریان که هدف این پژوهش است، تأثیرگذار است. تراکم المان‌ها در نزدیکی دیواره موجب می‌شود که اثرات لایه‌مرزی به‌خوبی تسخیر شود. در واقع، شبکه مجاور سطح پره‌ها تا اندازه‌ای ریز می‌شود که حداقل سه گره در لایه‌مرزی واقع شود. این مهم باعث تعیین صحیح گرادیان‌های فشار بالا و جدایی در نزدیکی دیواره می‌شود (لاستیوکا^۲ و همکاران، ۲۰۰۹). جهت تسخیر لایه‌مرزی در مجاورت سطوح پره‌ها، این نواحی دارای تعداد نقاط محاسباتی بیشتری هستند. معادلات ناویر-استوکس با استفاده از روش حجم محدود، گسسته‌سازی می‌شوند. در تمامی شبیه‌سازی‌ها شدت اغتشاش در ورودی برابر ۰/۳ درصد و عدد رینولدز ورودی بر اساس سرعت جریان آزاد و طول وتر پره برابر ۲۲۳۰۰۰ است که مطابق با شرایط

جریان‌های لایه‌مرزی با گرادیان فشار معکوس قوی و برگشت جریان کارایی بهتری دارد. در اینجا معادلات انتقالی مدل $k-\varepsilon$ استاندارد برای انرژی جنبشی و نرخ اتلاف، به ترتیب زیر آورده شده است:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (4)$$

که k انرژی جنبشی مغشوش، ε نرخ اتلاف و μ_T لزجت مغشوش است. ثابت‌های مدل نیز به‌صورت زیر هستند:

$$C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.92, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad (5)$$

مدل پنج معادله‌ای تنش رینولدز

این مدل برای جریان‌های سه‌بعدی و با نرخ چرخش بالا به کار می‌رود. این مدل هزینه محاسباتی بسیار بالایی دارد و تنش‌های رینولدز را به‌صورت زیر مدل می‌کند:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{u_i u_j}) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho \overline{u_k u_i u_j}) = P_{ij} + F_{ij} + D_{ij}^T + \phi_{ij} - \varepsilon_{ij} \quad (6)$$

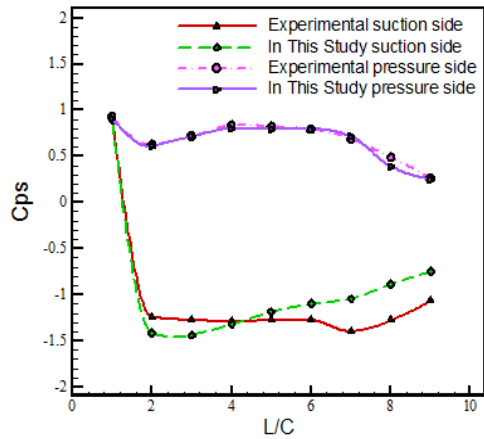
که P_{ij} ، F_{ij} ، D_{ij} و ϕ_{ij} به ترتیب تولید تنش، تولید چرخش، پخش مغشوش و کرنش فشاری هستند.

روش حل عددی و تعریف مسئله

در کار حاضر، جریان گذرنده از زنجیره پره‌های استاتور یک توربین گازی با استفاده از نرم‌افزار انسیس فلونت شبیه‌سازی می‌شود. هر مرحله یک توربین گازی شامل یک ردیف پره ساکن (استاتور) و یک ردیف پره متحرک (روتور) است. پره‌های ساکن سرعت گاز را افزایش می‌دهند تا در قسمت روتور انرژی سیال آزاد شود. سطح مقطع پره‌های ساکن و متحرک ایرفویل است که جریان را

1 Green-Gauss
2 Lastiwka

برای خروجی فرض شده و سایر دیواره‌های مربوط به دامنه حل دارای شرط مرزی تقارن هستند.



شکل (۳): مقایسه ضریب فشار برحسب طول بدون بعد و تر در کار حاضر و لی و همکاران.

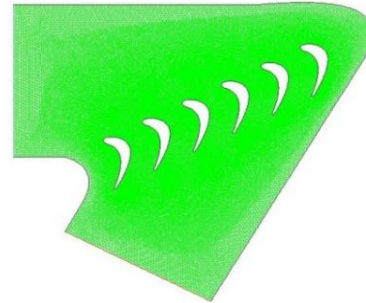
جدول (۲): استقلال ضریب فشار استاتیکی از شبکه محاسباتی

تعداد گره‌ها	ضریب فشار استاتیکی (C _{PS})
۲۸۶۴۶	۱/۲۶۳۲۱۵
۳۴۳۴۳	۱/۲۶۰۵۸۱
۴۱۸۴۱	۱/۲۵۴۵۶۸
۵۱۶۶۶	۱/۲۳۴۶۶۳
۶۲۰۱۷	۱/۲۳۲۸۵۶
۸۵۲۸۵	۱/۲۳۰۰۸۸

استقلال حل از شبکه

برای دستیابی به نتایج دقیق‌تر، استقلال نتایج از شبکه‌ی محاسباتی الزامی است. بدین منظور، شش شبکه با تعداد سلول‌های مختلف ۲۸۶۴۶ تا ۸۵۲۸۵ مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاصل از محاسبه ضریب فشار استاتیکی در جدول (۲) نشان داده است. جدول مذکور نشان می‌دهد که مقدار ضریب فشار استاتیکی به ازای مقادیر بیش از ۵۰۰۰۰ سلول چندان تغییری نمی‌کند. از آنجاکه هزینه محاسباتی ارتباط مستقیم با اندازه شبکه حل دارد، شبکه با تعداد ۶۲۰۱۷ سلول برای ادامه شبیه‌سازی‌ها مورداستفاده قرار خواهد گرفت.

جریان در کار تجربی (لی^۱ و همکاران، ۲۰۰۸) در نظر گرفته شده است. در شکل (۲) شبکه حل در اطراف پره استاتور نشان داده شده است.



شکل (۲): شبکه حل در اطراف زنجیره‌ی پره‌های استاتور

اعتبارسنجی

به منظور بررسی صحت کد مورداستفاده، نتایج حاصل از این تحقیق با نتایج تجربی مقایسه می‌شود. شکل (۳) تغییرات ضریب فشار استاتیکی پره‌ی توربین را برحسب طول بدون بعد و تر نشان می‌دهد. هر پره شامل دو قسمت است: قسمت فوقانی یا همان سطح مکش (suction side) و قسمت تحتانی یا سطح فشار (pressure side) که با تعریف ۳۴ نقطه در قسمت تحتانی و ۲۶ نقطه در قسمت فوقانی، داده‌های مورد نیاز استخراج شده‌اند.

همان‌طور که در شکل (۳) دیده می‌شود، نتایج حاصل از پژوهش حاضر هم‌خوانی مناسبی با نتایج تجربی دارد. حداکثر میزان خطا حدود ۸ درصد است که در مقایسه نتایج عددی و تجربی قابل قبول است. این خطا ناشی از سه‌بعدی بودن جریان در پژوهش تجربی است.

شرایط مرزی

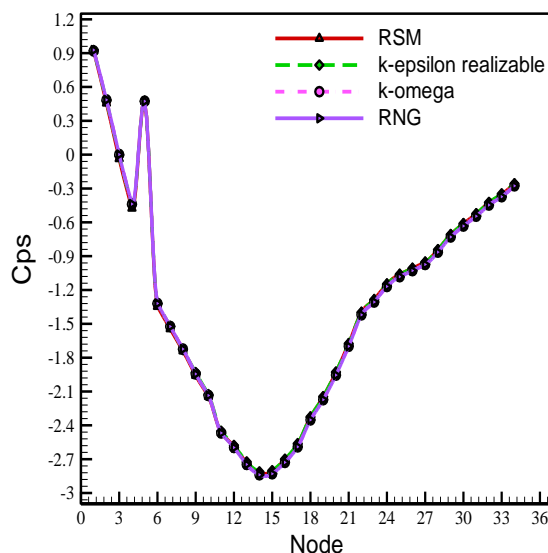
شرایط مرزی به منظور استخراج پاسخ‌های دقیق، نزدیک به واقعیت و همچنین هم‌گرایی در زمانی کوتاه‌تر حائز اهمیت است. شرط مرزی ورودی به صورت سرعت یکنواخت و سطح پره‌ها به صورت آدیاباتیک در نظر گرفته شده است. شرط مرزی فشار ثابت (فشار محیط)

نتایج

گرادیان فشار معکوس روی سطح مکش، در این ناحیه امکان وقوع جدایش جریان در نزدیکی انتهای پره وجود دارد. همچنین، افت‌های اصلی پره نیز در این ناحیه رخ می‌دهند. برای پره‌های با بارگذاری زیاد، جدایش جریان دغدغه اصلی در طراحی است. با افزایش بارگذاری، فشار در سطح مکش کاهش می‌یابد و در نتیجه سرعت و عدد ماخ زیاد می‌شود و این می‌تواند منجر به وقوع موج ضربه‌ای شود. جهت بررسی کیفی عملکرد مدل‌های اغتشاشی مختلف، درصد خطا طبق رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$\text{درصد خطا} = \frac{\text{کار حاضر-کار آزمایشگاهی}}{\text{کار آزمایشگاهی}} \times 100 \quad (8)$$

نتایج کیفی حاصل از محاسبه درصد خطا در جدول (۳) آمده است. طبق این جدول، مدل اغتشاشی $k-\omega$ در مناطق مختلف و به خصوص در نواحی ۱ و ۳ پاسخ‌های نزدیک تری به نتایج تجربی دارد. از طرفی مدل اغتشاشی RSM دارای بالاترین انحراف از داده‌های تجربی است.



شکل (۴): تغییرات ضریب فشار روی سطح مکش پره‌ی سوم

در این بخش، عملکرد مدل‌های اغتشاشی در نقاطی از سطح پره که دقت محاسبه توزیع فشار در آنجا کمتر است بررسی می‌شود. شکل‌های (۴) و (۵) توزیع ضریب فشار را روی دو سطح مکشی و فشاری نشان می‌دهند. چهار ناحیه بحرانی روی پره سوم انتخاب شده و مقادیر ضریب فشار به دست آمده در آن نقاط مقایسه می‌شوند. این نواحی عبارت‌اند از:

ناحیه ۱ (نقطه سکون): نقطه سکون مطابق با نقطه شماره ۱ در شکل (۵) است (شماره نقطه در محور افقی مشخص شده است). فشار سکون (P_t)، فشار استاتیکی (P_s) و فشار دینامیکی ($\frac{1}{2}\rho u^2$) از رابطه زیر پیروی می‌کنند:

$$P_t = P_s + \frac{1}{2}\rho u^2 \quad (7)$$

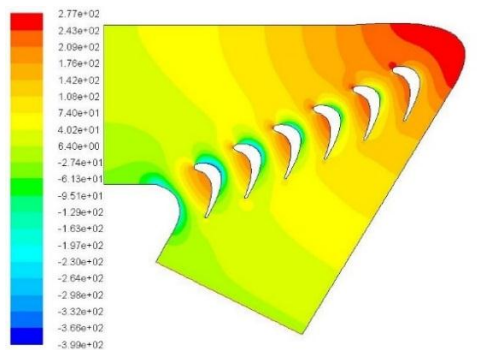
ناحیه ۲ (نزدیک به لبه فرار در ناحیه مکش پره): لبه فرار مطابق با نقطه شماره ۳۶ در شکل (۴) است. در این قسمت به علت نزدیکی به لبه فرار، جریان دچار آشفتگی زیاد و تعیین ضریب فشار با خطای بالاتری همراه خواهد بود.

ناحیه ۳ (شروع جدایش در ناحیه فشار پره): ناحیه آغاز جدایش مطابق با نقاط شماره ۲ تا ۶ در شکل (۵) است. در این ناحیه، جدایش جریان از روی سطح پره آغاز می‌شود و به همین منظور دارای اهمیت بالایی است.

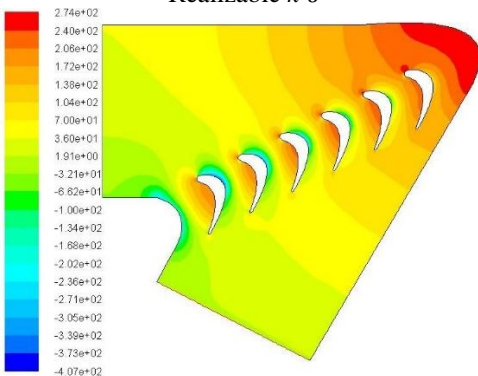
ناحیه ۴ (در سمت مکش پره): این ناحیه در نزدیکی نقطه سکون مطابق با نقاط شماره ۲ تا ۴ در ناحیه مکش شکل (۴) بوده و به علت وجود تغییرات زیاد سرعت دارای اهمیت است.

کمترین مقدار ضریب فشار روی سطح مکش مربوط به ناحیه‌ای است که سرعت در آن بیشترین مقدار را دارد. بیشترین مقدار ضریب فشار در نقطه سکون رخ می‌دهد. توزیع فشار در بیشتر پره‌ها، تنها در نواحی نوک و انتهای پره تغییر زیادی می‌کند. نیروی برآ که کار محوری را تولید می‌کند در نتیجه تغییرات فشار روی پره قابل محاسبه است. سرعت در سطح فشاری از ابتدا تا انتهای پره با کاهش ضریب فشار زیاد می‌شود؛ اما در قسمت مکش، سرعت ابتدا زیاد می‌شود و سپس با توجه به گرادیان فشار معکوس، کاهش می‌یابد. به دلیل وجود

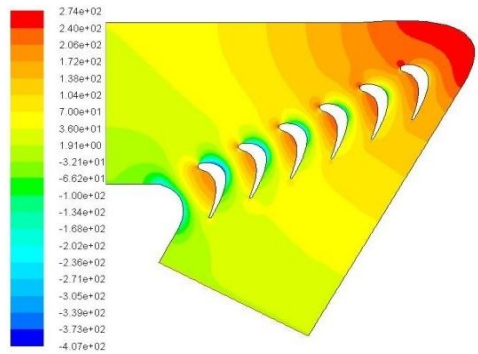
می‌کنند. از سوی دیگر، مدل $k-\epsilon$ Realizable دارای زمان شبیه‌سازی کمتری نسبت به مدل RSM است.



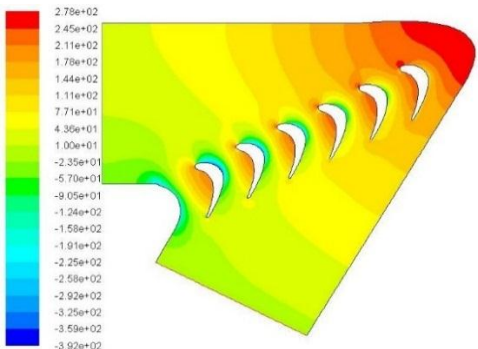
Realizable $k-\epsilon$



RNG $k-\epsilon$

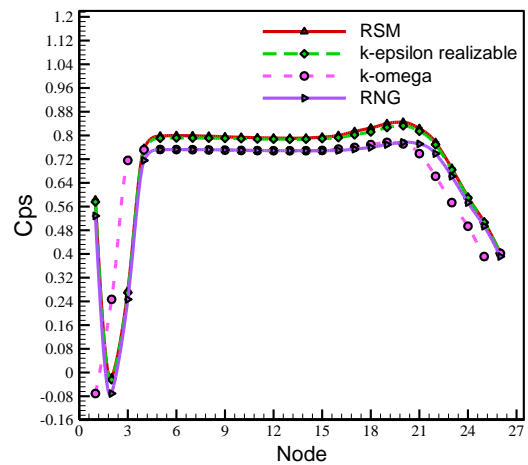


$k-\omega$



RSM

شکل (۶): شمارگر فشار در اطراف زنجیره پره‌ها



شکل (۵): تغییرات ضریب فشار روی سطح فشار پره‌ی سوم

جدول (۳): درصد خطای مدل‌های اغتشاشی مختلف

مدل اغتشاشی	ناحیه ۱	ناحیه ۲	ناحیه ۳	ناحیه ۴
Realizable $k-\epsilon$	۷	۲۲	۴	۳۲
$k-\omega$	۰/۵	۲۰	۰/۲	۲۱
RNG $k-\epsilon$	۷/۵	۲۲	۰/۲۶	۵/۵
RSM	۸	۲۹	۸/۶	۷

نتایج جدول (۳) نشان می‌دهد که مدل $k-\omega$ کمترین خطا را در تعیین سرعت پس از ناحیه جدایش در انتهای لبه فرار دارد. این دقت بالاتر را می‌توان به لحاظ شدن اثرات انتقال تنش در این روش که باعث افزایش دقت در پیش‌بینی جریان‌هایی با گرادیان معکوس فشار می‌شود، نسبت داد. مدل RSM، به دلیل حل معادلات تنش رینولدز، دقت زیادی در پیش‌بینی جریان‌هایی با تغییرات چرخش شدید و نقاط جدایش دارد؛ اما در نزدیک دیواره، به دلیل اثرات دیواره بر روی پارامترهای فشار-کرنش، دقت این روش کاهش پیدا می‌کند. بنابراین، می‌توان گفت که مدل RSM با وجود پیش‌بینی جزئیات بیشتری از جریان در قیاس با مدل $k-\omega$ دارای خطای بالاتری است. مطابق با نتایج بدست آمده، دو مدل اغتشاشی RSM و $k-\omega$ پاسخ‌های مناسب‌تری در پیش‌بینی نتایج ارائه

جریان‌های گذرنده از زنجیره پره‌ها در توربوماشین‌ها استفاده شود و نتایج قابل قبولی ارائه دهد. همان‌طور که در بخش مقدمه ذکر شد، از مدل‌های اغتشاشی مختلفی برای مدل‌کردن جریان گذرنده از یک مرحله از توربوماشین‌ها و یا زنجیره پره‌ها استفاده شده است. کار حاضر نشان می‌دهد که نقطه‌ضعف این مدل‌ها در پیش-بینی دقیق جریان در نواحی همراه با پدیده جدایی تقریباً غیرقابل اجتناب است.

به‌منظور مشاهده کیفی الگوی جریان بدست آمده اطراف پره استاتور، شمارگر فشار جریان در اطراف زنجیره پره‌های استاتور برای مدل‌های اغتشاشی مدنظر در شکل (۶) آورده شده است. بر اساس این شکل، مکان وقوع نقطه سکون در لبه حمله و ناحیه گردابی در انتهای لبه فرار، قابل مشاهده است.

نتیجه‌گیری

در کار حاضر، شبیه‌سازی عددی جریان گذرنده از زنجیره پره‌های استاتور یک توربین گازی با زاویه چرخش بالای جریان صورت گرفت. معادلات حاکم بر جریان با استفاده از روش حجم محدود گسسته سازی شدند و از الگوریتم سیمپل جهت کوپل کردن معادلات فشار و سرعت استفاده گردید. سه مدل اغتشاشی دو معادله‌ای و یک مدل اغتشاشی پنج معادله‌ای جهت بررسی توزیع فشار روی سطح زنجیره‌ی پره‌ها و همچنین تعیین سرعت متناظر با فشار به کار گرفته شد تا مناسب‌ترین مدل اغتشاشی به‌منظور پیش‌بینی مناسب توزیع سرعت و فشار انتخاب شود. چهار ناحیه بحرانی مختلف روی سطوح مکش و فشار پره‌ها انتخاب شد و عملکرد این مدل‌های اغتشاشی به‌ویژه در این نواحی بررسی گردید. نتایج نشان دادند که در سطح مکش پره، گرادیان فشار معکوس رخ می‌دهد که می‌تواند موجب جدایش جریان و در نتیجه مسبب افت شود. در سطح فشار، نواحی نزدیک به نقطه سکون در جلوی پره و ناحیه فرار جزء نقاط بحرانی بودند که توزیع فشار در این نقاط نسبت به دیگر نقاط روی پره متفاوت بود. بر اساس شبیه‌سازی‌های صورت گرفته در کار حاضر، مدل‌های اغتشاشی $k-\omega$ و RSM در مقایسه با نتایج تجربی، پیش‌بینی دقیق‌تری را در نواحی بحرانی نشان دادند. از آنجاکه مدل اغتشاشی دو معادله‌ای $k-\omega$ دارای زمان محاسباتی کمتری نسبت به مدل RSM است، می‌توان گفت که این مدل می‌تواند برای بررسی

فهرست علائم

A	مساحت میدان حل، m^2
C	طول وتر پره، m
C_a	وتر محوری، m
C_{ps}	ضریب فشار استاتیکی
D_{ij}	پخش مغشوش
F_{ij}	تولید چرخش
k	انرژی جنبشی مغشوش، J
l	فاصله از نقطه سکون، m
P_{ij}	تولید تنش
p_t	فشار سکون، Pa
p_s	فشار استاتیکی، Pa
t	زمان، s
u	سرعت، m/s

حروف یونانی

ε	نرخ اتلاف
μ	لزجت دینامیکی، $Pa.s$
ρ	چگالی، kg/m^3
τ	تنش برشی، Pa
ϕ_{ij}	کرنش فشاری

مراجع

- 15- Lastiwka, D. "Influence of rotor blade scaling on the numerical simulation of a high pressure gas turbine". Diss. University of Ottawa, 2009.
- 16- Dunn, Dwain, Glen Snedden, and T. W. Von Backstrom. (2009) "Turbulence model comparisons for a low pressure 1.5 stage test turbine." ISABE 2009 1258.
- 17- Celik, Ismail B. and Jun Li. (2005) "Assessment of numerical uncertainty for the calculations of turbulent flow over a backward-facing step." International journal for numerical methods in fluids 49(9), 1015-1031.
- 18- W. Q. Li and Weiryand, (2008), "Tip clearance flow in turbine cascades", Chinese Journal of Aeronautics, 21, 193-199.
- 19- S. A. Moshizi, A. Madadi, and M. J. Kermani. (2014) "Comparison of inviscid and viscous transonic flow field in VKI gas turbine blade cascade", Alexandria Engineering Journal, 53, 275-280.
- 20- A. Ghenaïet and K. Touil, (2016) "Characterization of component interactions in two-stage axial turbine", Chinese Journal of Aeronautics, 29 (4), 893-913.
- 21- D. Pengcheng and N. Fanghei (2016) "Validation of a novel mixing-plane method for multistage turbomachinery steady flow analysis", Chinese Journal of Aeronautics, 29 (6), 1563-1574.
- 22- M. O. Muhi, (2017) "Numerical prediction an axial turbine performance used for automative engines turbocharger", Journal of Babylon University, 25 (5), 1736-1750.
- 1- Tournier, Jean-Michel, and Mohamed S. El-Genk. (2010) "Axial flow, multi-stage turbine and compressor models." Energy Conversion and Management, 51(1), 16-29.
- 2- Mahmoudi, M. and Ansari, M. R. (2005) "Numerical investigation of turbine blade trailing edge flow ejection effects on Mach number distribution of gas turbine blade surface using RNG. K-E turbulence models." 47-59.
- 3- Takeishi, K. et al. (1990) "An experimental study of heat transfer and film cooling on low aspect ratio turbine nozzles." Journal of Turbomachinery 112 (3), 488-496.
- 4- Burguburu, Stéphane, Clément Toussaint, and B. Leroy. (2001) "Numerical Optimization of Turbomachinery Blades Aerodynamic Design Using a Gradient Method Coupled with a Navier-Stokes Solver."
- 5- Cho, Soo-Yong, Eui-Soo Yoon, and Bum-Seog Choi. (2002) "A study on an axial-type 2-D turbine blade shape for reducing the blade profile loss." KSME international journal 16(8), 1154-1164.
- 6- Williams, Steven Tyler. (2010) "3-D Visualization of a Zero-Pressure Gradient Turbulent Boundary Layer", Diss. Auburn University.
- 7- Baldwin, Barrett Stone, and Harvard Lomax. (1978) "Thin layer approximation and algebraic model for separated turbulent flows.", American Institute of Aeronautics and Astronautics.
- 8- Djouimaa, S. L. Messaoudi, and Paul W. Giel. (2007) "Transonic turbine blade loading calculations using different turbulence models—effects of reflecting and non-reflecting boundary conditions." Applied Thermal Engineering 27(4), 779-787.
- 9- Launder, Brian Edward, and D. B. Spalding. (1974) "The numerical computation of turbulent flows." Computer methods in applied mechanics and engineering 3(2), 269-289.
- 10- Menter, Florian R. (1992) "Performance of popular turbulence model for attached and separated adverse pressure gradient flows." AIAA journal 30(8), 2066-2072.
- 11- Bradshaw, P. (1997) "Understanding and prediction of turbulent flow" International journal of heat and fluid flow 18(1), 45-54.
- 12- Shih, Tsan-Hsing, et al. (1995) "A new k- ϵ eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows." Computers & Fluids 24(3), 227-238.
- 13- Shih, Tsan-Hsing, et al. (1995) "A new k- ϵ eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows." Computers & Fluids 24(3), 227-238.
- 14- Spalart, Philippe R. "Strategies for turbulence modelling and simulations. (2000) " International Journal of Heat and Fluid Flow 21(3), 252-263.