

(یادداشت مهندسی)

بررسی عددی تأثیر زوایای پره بر روی عملکرد پروانه‌ی گریز از**مرکز**رضا آقایی طوق^۱، جبار غفاری^۲، ابوالقاسم مسگرپورطوسی^۳ و مسعود برومند^۴

دانشکده مهندسی هوافضا

دانشگاه صنعتی امیرکبیر

(تاریخ دریافت: ۸۸/۷/۲۷؛ تاریخ پذیرش: ۹۰/۳/۳۱)

چکیده

این مقاله در رابطه با تأثیر زوایای پره بر روی پارامترهای عملکردی پروانه‌ی کمپرسور گریز از مرکز، مانند نسبت فشار، نسبت دیفیوژن و راندمان ارائه شده است. در ضمن، ابعاد و سایر پارامترهای هندسی ثابت نگه داشته شده است. این بررسی با استفاده از دانش دینامیک سیالات محاسباتی و با کمک نرم‌افزار فلونت صورت گرفته است. دامنه‌ی حل عددی برای پیش‌بینی عملکرد پروانه، از ورودی آن در جهت محوری تا خروجی پروانه در جهت شعاعی می‌باشد. کار عددی ارائه شده، شامل تحلیل جریان در پروانه‌ی اولیه و دو مدل دیگر است. در این دو مدل، زاویه‌ی ورودی و زاویه‌ی خمیدگی به پشت پروانه تغییر یافته‌اند. مدل آشفتگی به کار رفته در این کار، $k - \epsilon$ استاندارد می‌باشد که می‌تواند لزجت گردابه‌ای را رصد کند. درستی عملکرد مدل عددی، با استفاده از داده‌های تجربی آزمایش‌های اکارت (۱۹۷۶) ارزیابی شده است.

واژه‌های کلیدی: میکروتوربین، کمپرسور گریز از مرکز، مکانیک سیالات عددی، زاویه ورودی پره، زاویه خمیدگی به پشت

(Engineering Note)

Numerical Study of the Effects of Blade Angles on the Performance of Centrifugal Impellers

R. Aghaei-Tog, J. Ghaffari, A. Mesgarpour-Tousi and M. Boroumand

Aerospace Eng. Dep't.
Amirkabir Univ. of Tech.

(Received: 19 Oct., 2009; Accepted: 21 June, 2011)

ABSTRACT

This paper is concerned with the influence of blade angles on centrifugal impeller performance parameters such as pressure ratio, diffusion ratio and efficiency. The other basic geometric parameters are held constant. The influence of the blade angles change on the observed values was determined from numerical solution of the flow in the impeller with help of the FLUENT software. The numerical simulation focused on the air flow from compressor impeller inlet to exit, and the performance of impeller is predicted. The numerical solution was performed for original impeller geometry and for two other cases, in which blade inlet angle and backward sweep was changed. The standard $k - \epsilon$ turbulence model was used to obtain the eddy viscosity. Performance of the code was verified using measured data for the Eckardt impeller.

Keywords: Micro-turbine, Centrifugal Compressor, CFD, Blade Inlet Angle, Backward Sweep

۱- دانشجوی دکتری (نویسنده پاسخگو) : reza_tog@aut.ac.ir

۲- کارشناس ارشد: ghaffari.jabbar@mapnaturbine.com

۳- دانشیار : tousi@aut.ac.ir

۴- دانشیار : boroumand@aut.ac.ir

۱- مقدمه

برای تأمین جریان هوای مورد نیاز میکروتوربین‌های گازی، از کمپرسورهای گریز از مرکز استفاده می‌شود. بخش اصلی این کمپرسورها، پروانه‌ای است که در آن، جریان هوا به‌علت رشد لایه‌های مرزی، جدایش جریان روی سطوح پره، شکل‌گیری جریان‌های ثانویه ناشی از دوران پروانه، انحنای زیاد گذرگاه جریان و جریان نشستی درون آن، یک جریان بسیار پیچیده می‌باشد. برای بهبود عملکرد آیرودینامیکی پروانه باید عوامل ایجاد افت‌ها مشخص و متوقف شوند که با تحلیل سه بعدی و کامل جریان درون پروانه می‌توان به این هدف دست پیدا کرد. در این مقاله، فرآیند بهبود عملکرد کمپرسور یک میکروتوربین گاز، با اصلاح هندسی پروانه در قالب یک کار عددی راستی‌سنجی و ارائه شده است. برای راستی‌سنجی نتایج مطالعه، از نتایج تجربی پروانه اکارت در سال ۱۹۷۶ استفاده شده است.

۲- کارهای انجام شده

زنگنه در سال ۱۹۹۱ روش هندسه‌ی قراردادی را برای جریان تراکم‌پذیر به کار برد. نتایج وی در ساخت اشکال مختلف پره با توجه به کم بودن خطا در تفرانس‌های ساخت، مفید است [۱]. لیو^۱ و همکاران در سال ۲۰۰۰ مطالعه عددی جریان توربولانس سه‌بعدی را در یک پروانه گریز از مرکز با زاویه خمیدگی به پشت با به‌کارگیری دو مدل توربولانسی مختلف انجام داد و با مقایسه حل‌های عددی و اندازه‌گیری‌های تجربی قبلی نشان داد که در شرایط طراحی سرعت متوسط جریان و جریان ثانویه در پروانه با مدل توربولانسی $K-\epsilon$ استاندارد به خوبی پیش‌بینی می‌شود [۲].

از جمله افرادی که مطالعات عددی با ارزشی در زمینه تحلیل جریان پروانه‌های گریز از مرکز داشته‌اند، می‌توان به موارد زیر اشاره کرد.

ونرستروم^۲ (۱۹۹۱)، نشان داد که پره‌های ترانسونیک با زاویه تمایل عملکرد آیرودینامیکی خوبی دارند. برای این کار از یک کد تحلیل عددی سه بعدی با معادلات ناویر-استوکس (با میان‌یابی رینولدز) استفاده کرده است. برای شبیه‌سازی

آشفستگی جریان یک مدل دو معادله‌ای به کار رفته است [۳].

هلیسورت و وان دن^۳، فرآیند پیش‌بینی تعامل روتور-حلزونی در یک کمپرسور گریز از مرکز یک طبقه را با استفاده از روش عددی انجام دادند [۴].

تان و یوان^۴ با استفاده از یک روش ضمنی براساس روش ضمنی متقارن گاوس-سایدل، در ترکیب با روش‌های قطری و حذفی گاوس، توانستند الگوی پیچیده‌ی جریان درون کمپرسور گریز از مرکز را تحلیل نمایند [۵].

و ژان لی و چن هانپینگ^۵ بر اساس تئوری جریان سه بعدی در توربوماشین‌ها، یک کد تحلیل عددی شبه-سه بعدی را برای تحلیل جریان در کمپرسور گریز از مرکز تولید کرده و نتایج آن را با داده‌های محدود تجربی مقایسه کردند. نتایج نشان داد که از این کد در مطالعات مهندسی می‌توان استفاده کرد [۶].

آقای و همکاران جهت معرفی مدل آشفستگی مناسب در تحلیل عددی سه‌بعدی توربوماشین‌های شعاعی، چند نمونه مطالعاتی را با استفاده از مدل‌های آشفستگی مختلف تحلیل و مطالعه کردند. آنان نشان دادند که استفاده از مدل $k-\epsilon/RNG$ در مقایسه با مدل پره‌زین‌های مانند RSM برای تحلیل جریان درون کمپرسورهای گریز از مرکز مناسب‌تر است [۷].

۳- معرفی مدل و روش کار

مدل استفاده شده در کار حاضر، پروانه ۱۲ پره‌ای کمپرسور گریز از مرکز سامانه توربوکمپرسور یک میکروتوربین خاص است. این پروانه، برای ایجاد نسبت فشار ۴/۲ در دور ۵۰,۰۰۰ rpm طراحی شده است. دبی جرمی آن ۰/۹۶ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد. شکل ۱ نمایی از مدل مورد مطالعه را نشان می‌دهد.

در تحقیق حاضر، پس از ارائه معادلات و تشریح روند حل عددی، ابتدا با استفاده از نتایج تجربی اکارت، این روش اعتبارسنجی شده و سپس در سه مرحله، تحلیل عددی صورت می‌گیرد. مرحله اول، مربوط به تحلیل عددی مدل اولیه و شناسایی نواحی اتلاف و جزئیات جریان درون پروانه است. در مراحل دوم و سوم، تغییرات هندسی مورد نظر اعمال شده و در

۳- Hillewaert and Van-den

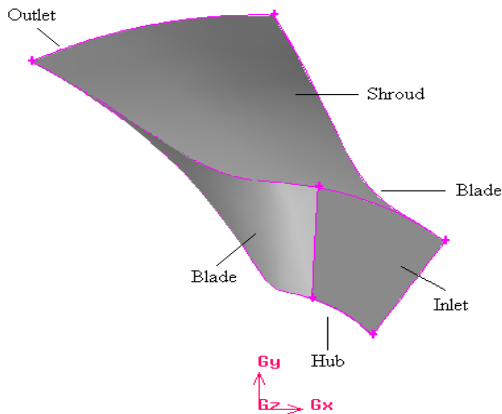
۴- Tan and Yoan

۵- Li and Hanping

۱- Liv

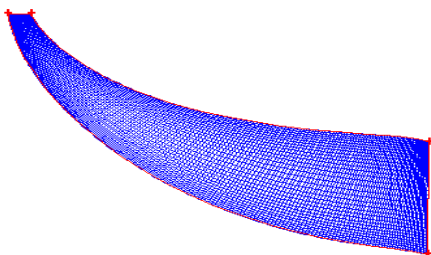
۲- Wennerstorm

در جهت عمود بر جریان (پره تا پره) و تعداد کل گره‌های محاسباتی، ۳۱۴,۶۸۵ گره می‌باشد.



شکل (۲): دامنه‌ی حل شامل فضای بین دو پره.

همچنین تراکم مناسبی در مجاورت مرزهای ورودی و خروجی و نواحی نزدیک به دیواره‌ها برای پیش‌بینی دقیق‌تر جریان، اعمال شده است. فاصله بی‌بعد از دیواره‌ها (y^+) بین ۲۵ تا ۶۰ تغییر می‌کند. شکل ۳، نمونه‌ای از شبکه محاسباتی تولید شده به کمک نرم‌افزار گمبیت را نشان می‌دهند. همچنین به منظور بررسی استقلال شبکه، شبکه ریزتری با تعداد ۴۴۱,۰۰۰ گره ایجاد شده است.

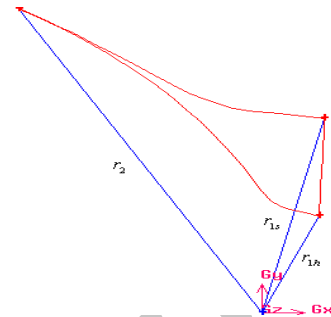


شکل (۳): توزیع شبکه روی پره.

۶- بررسی کیفیت شبکه

در نرم‌افزار گمبیت، معیارهایی برای بررسی کیفیت شبکه و اطمینان از کیفیت مطلوب آن وجود دارند که مهمترین آنها نسبت منظر و انحراف زاویه می‌باشند. مقادیر این معیارها برای شبکه محاسباتی، در جدول ۱ ارائه شده است.

هر مورد بار دیگر، مدل تحلیل می‌شود. در نهایت با بررسی نتایج، جمع‌بندی نهایی صورت خواهد گرفت.



شکل (۱): نمای پره (جلو).

۴- معادلات حاکم و روش حل عددی

برای شبیه‌سازی جریان درون پروانه، باید معادلات بقاء در مختصات دوار^۱ بیان گردد. به این ترتیب، اثرات ترم‌های ناشی از دوران، شامل نیروهای کریولیس و گریز از مرکز، توسط ترم منبع در معادله مومنتوم لحاظ می‌گردد. معادلات حاکم بر جریان دائمی لزج تراکم‌پذیر در مختصات دوار (پیوستگی، مومنتم و انرژی) حاکم بر مدل‌سازی هستند که در مراجع مختلف ارائه شده و در این مقاله تکرار نمی‌شوند. در کار حاضر، با استناد به مراجع [۶-۷]، مدل آشفتگی $k-\epsilon$ استاندارد استفاده شده است.

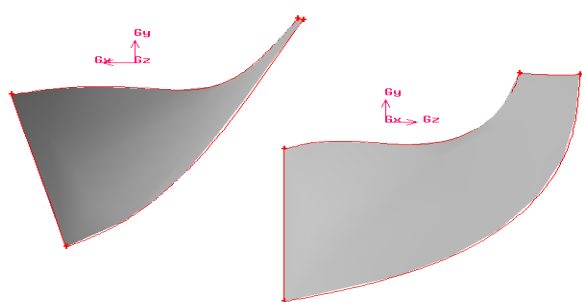
گسسته‌سازی ترم‌های انتشار به کمک روش بالاوزنده^۲ مرتبه دو و اتصال ترم‌های فشار و سرعت با روش ساده انجام می‌گیرد.

۵- شبکه محاسباتی

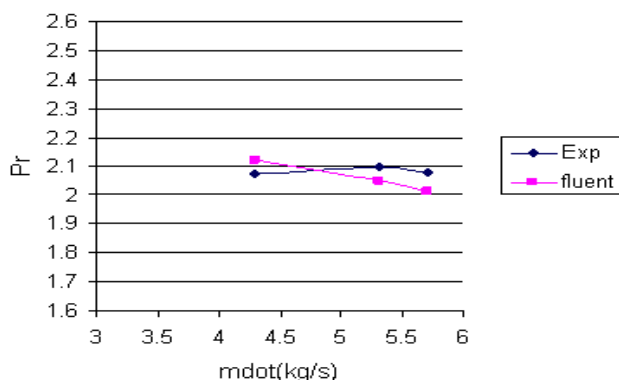
کانال‌های پروانه کاملاً شبیه به هم و نسبت به محور چرخش متقارن می‌باشند و تحلیل جریان درون یکی از آنها، جریان درون پروانه را به خوبی پیش‌بینی می‌کند. این روش، در تحلیل کمپرسورهای گریز از مرکز، روش متداولی است [۱۰-۷]. شکل ۲، محدوده محاسباتی را نشان می‌دهد.

شبکه‌ی محاسباتی از نوع شش وجهی (هرمی) با سازمان با ۱۸۵ گره در جهت محوری، ۲۷ گره در جهت شعاعی و ۶۳ گره

6-Rotating Reference Frame (REF)
۷- Upwind



شکل (۴): پره پروانه‌ی آزمایش شده توسط اکارت.



شکل (۵): مقایسه نتایج تحلیل عددی با نتایج تجربی.

۱۰- بررسی نتایج مربوط به مدل اولیه

نتایج حاصله از تحلیل مدل اولیه در جدول ۲ ارائه شده است. با توجه به جدول فوق، نسبت فشار و نسبت دیفیوژن عبارتند از:

$$Pr = \frac{P_{02}}{P_{01}} = 4.29, \quad DR = \frac{w_1}{w_2} = 1.12.$$

که نشان‌دهنده انطباق نتایج با اهداف طراحی است. نواحی اتلاف جریان در شکل ۶ ارائه شده است. اتلاف جریان در جایی که نرخ افزایش شعاع در طول مجرا بیشتر است رخ می‌دهد. سرعت دورانی زیاد پره و گرادیان فشار مثبت بیشتر در مقایسه با پروانه اکارت باعث بزرگ‌تر شدن این ناحیه شده است.

جدول (۱): معیارهای سنجش کیفیت در شبکه

محدوده	مقدار			پارامتر
	۸-۹	۶-۸	۴-۶	۱-۴
ضریب منظری	٪ ۰/۰۸	٪ ۱/۴۵	٪ ۸/۶۸	٪ ۸۹/۷۹
محدوده	۰/۶-۰/۷۷	۰/۴-۰/۶	۰/۲-۰/۴	۰-۰/۲
انحراف زاویه e	٪ ۲/۷۴	٪ ۷/۱۸	٪ ۷۲/۸۰	٪ ۱۷/۲۸

۷- شرایط مرزی

در مرز ورودی، دبی جرمی و دمای سکون و در مرز خروجی، فشار استاتیک و دمای سکون جریان پشت وارد می‌شود. در دیواره‌ها شرط عدم لغزش و عدم انتقال حرارت اعمال شده است. قسمت دوار کانال با سرعت ثابت حول محور دوران می‌نماید و قسمت ثابت آن در مختصات غیر دوار قرار دارد.

۸- ارزیابی درستی نتایج تحلیل عددی

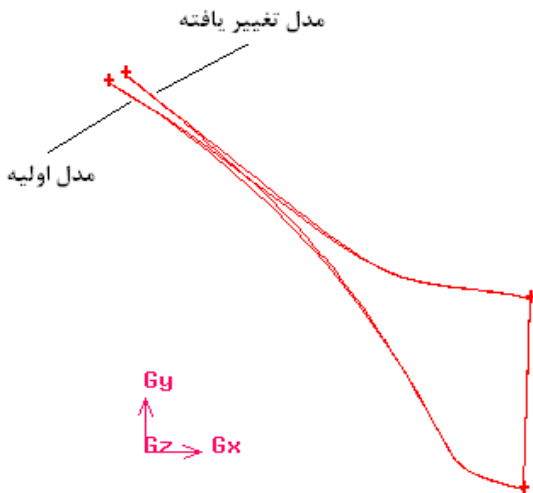
برای ارزیابی صحت نتایج عددی از داده‌های تجربی اکارت [۱۰] استفاده شده است. اندازه‌گیری‌های اکارت با استفاده از لیزر صورت گرفته و داده‌های به‌دست آمده ملاک خوبی برای ارزیابی دقت کارهای عددی است. شکل ۴ پره پروانه اکارت را در دونما نشان می‌دهد.

۹- بررسی نتایج تحلیل عددی پروانه اکارت

پروانه‌ی اکارت در سرعت طراحی ۱۴,۰۰۰ rpm و دبی جرمی ۵/۳۱ کیلوگرم بر ثانیه دارای نسبت فشار ۲/۱ می‌باشد [۱۰]. این مدل در سرعت طراحی و در سه جریان جرمی متفاوت تحلیل شده و نتایج آن با نتایج تجربی مقایسه می‌گردد. نسبت فشار و نسبت دیفیوژن به‌دست آمده عبارتند از:

$$Pr = \frac{P_{02}}{P_{01}} = 2.05, \quad DR = \frac{w_1}{w_2} = 1.24 > 1.$$

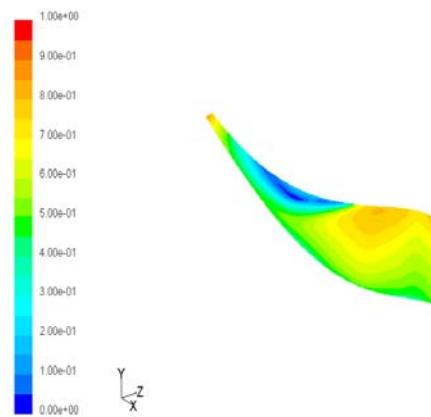
این نسبت فشار حدود ۲٪ با مقدار تجربی (۲/۱) اختلاف دارد. انطباق خوب نتایج عددی و تجربی شکل ۵ توان کد عددی و مدل توربولانسی انتخاب شده را در مدل‌سازی نشان می‌دهد.



شکل (۷): مقایسه‌ی هندسه‌ی پره تغییر یافته با مدل اولیه.

جدول (۲): نتایج تحلیل عددی مدل اولیه.

پارامتر	ورودی	خروجی
فشار استاتیک (Pa)	۸۵۲۴۱/۷۱	۲۲۲۲۷۷/۴۳
فشار سکون (Pa)	۱۰۱۳۴۳	۴۳۵۱۹۰/۲۰
دمای سکون (K)	۲۸۸/۷۸	۴۵۷/۵۱
سرعت نسبی (m/s)	۲۶۳/۲	۲۳۵/۱
عدد ماخ نسبی	۰/۷۸	۰/۶۰

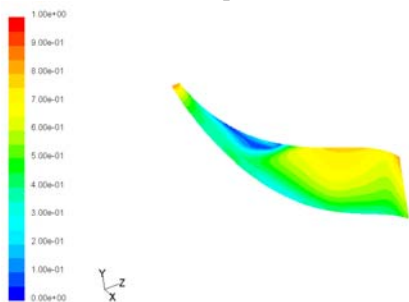


شکل (۶): کانتور عدد ماخ نسبی در مقطع میانی کانال.

جدول (۳): نتایج حاصل از تحلیل عددی برای مدل دوم.

پارامتر	ورودی	خروجی
فشار استاتیک (Pa)	۸۴۹۴۷/۱۰	۲۲۴۶۸۷/۲۰
فشار سکون (Pa)	۱۰۱۳۲۵/۵۰	۴۵۵۹۴۴/۷۰
دمای سکون (K)	۲۸۸/۸۰	۴۵۹/۷۰
سرعت نسبی (m/s)	۲۶۸/۵۰	۲۳۳
عدد ماخ نسبی	۰/۷۹۷	۰/۶۰

افزایش قابل توجه نسبت فشار و نسبت دیفیوژن در مقایسه با مدل اولیه ناشی از کاهش نواحی اتلاف و انسداد جریان می‌باشد. کانتور عدد ماخ نسبی شکل ۸ بیانگر کاهش قابل توجه ناحیه اتلاف در مقایسه با مدل اولیه (شکل ۶) می‌باشد.



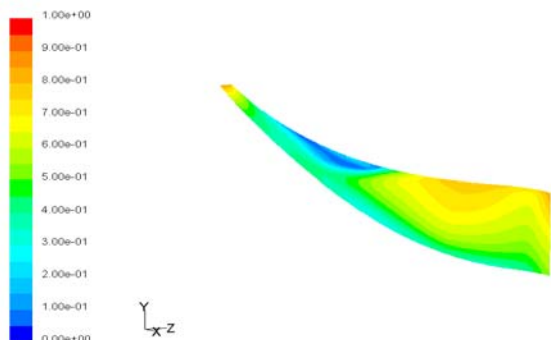
شکل (۸): کانتور عدد ماخ نسبی در مقطع میانی کانال.

۱۱- تأثیر کاهش زاویه خمیدگی به پشت بر عملکرد پروانه

زاویه خمیدگی به پشت پره بر روی فیزیک جریان درون پروانه تأثیر قابل توجهی دارد [۱۱]؛ اما، مک کاجئون در یک مطالعه بهینه‌سازی، مشاهده کرد که از نظر آیرودینامیکی، مقدار بهینه‌ای برای زاویه خمیدگی به پشت وجود ندارد [۱۲]. مقدار این زاویه با الزامات مکانیکی مانند افزایش تنش‌ها در اثر افزایش سرعت نوک پره در ورود تعیین می‌شود. در این کار، با اعمال تغییرات پله‌ای در این زاویه و بررسی تأثیرات آن در کاهش اتلاف پروانه، کاهش ۳ درجه‌ای زاویه خمیدگی به پشت پره تأیید شد. این مقدار کاهش زاویه، سبب کاهش قابل ملاحظه ناحیه اتلاف و افزایش نسبت فشار گردید. در عین حال، از دیدگاه طراحی، تغییرات ساختاری ایجاد نشد (شکل ۷). نتایج عددی این مدل در جدول ۳ ارائه شده است. نسبت فشار و نسبت دیفیوژن برای مدل اصلاح شده عبارتند از:

$$Pr = \frac{P_{02}}{P_{01}} = 4.4998, \quad DR = \frac{w_1}{w_2} = 1.1524.$$

است که در اثر افزایش مومنتوم سیال در ابتدای کانال و مقابله بهتر با گرادیان فشار مثبت در نواحی تغییر انحنای پره می‌باشد.



شکل (۱۰): کانتور عدد ماخ نسبی در مقطع میانی کانال.

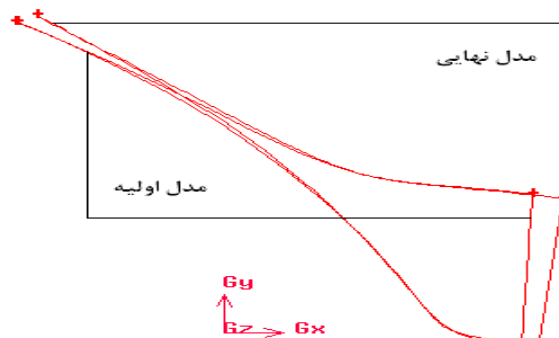
۱۳- مقایسه‌ی نهایی نتایج مدل‌های تحلیل شده

پارامترهای عملکردی مربوط به مدل‌های تحلیل شده در سرعت طراحی در جدول ۵ ارائه شده است. این جدول نشان می‌دهد که اعمال اصلاحات در زوایای خروجی و ورودی پروانه، موجب بهبود عملکرد پروانه شده است. گرچه با انجام این تغییرات، اندکی دمای خروجی افزایش یافته، اما بدیهی است که تأثیر افزایش نسبت فشار در افزایش راندمان بیشتر است. شکل ۱۱ نشان‌دهنده‌ی توزیع یکنواخت‌تر زاویه‌ی جریان برای مدل نهایی است. در شکل ۱۲ مقایسه‌ی خوبی برای توزیع آن‌تروپی در سه مدل مختلف ارائه شده است. با توجه به این شکل، کاهش آن‌تروپی در مدل نهایی به وضوح قابل مشاهده است.

جدول (۵): مقایسه‌ی نهایی نتایج.

پارامتر				مدل
η_{Im}	ΔT_0	DR	Pr	
۰/۸۸	۱۶۸/۷	۱/۱۲	۴/۲۹	اصلی
۰/۹۰۳	۱۷۱	۱/۱۵۲۴	۴/۴۹۹۸	دوم
۰/۹۰۸	۱۷۳	۱/۱۶۵	۴/۵۹۹۷	نهایی

۱۲- تأثیر افزایش زاویه ورودی پره بر عملکرد پروانه
 با راه‌کاری مشابه، تنها دو درجه افزایش زاویه ورودی تأیید شد. با افزایش این مقدار و بهبود عملکرد پروانه (افزایش نسبت فشار و دیفیوژن)، راندمان پروانه افزایش یافته است (شکل ۹). جدول ۴ نتایج حاصل از تحلیل عددی را نشان می‌دهد.



شکل (۹): مقایسه‌ی هندسه‌ی مدل نهایی با مدل اولیه.

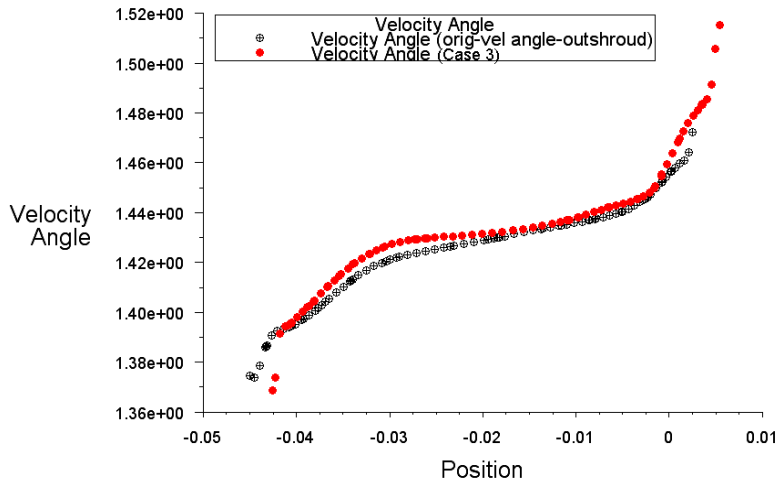
جدول (۴): نتایج حاصل از تحلیل عددی برای مدل سوم.

پارامتر	ورودی	خروجی
فشار استاتیک (Pa)	۸۳۶۱۳/۵	۲۳۳۶۰۷/۸۰
فشار سکون (Pa)	۱۰۱۳۱۹/۱۰	۴۶۶۰۳۶/۳۰
دمای سکون (K)	۲۸۸/۳۰	۴۶۱/۵۰
سرعت نسبی (m/s)	۲۶۷/۳۰	۲۲۹/۵۰
عدد ماخ نسبی	۰/۷۹۷	۰/۵۸

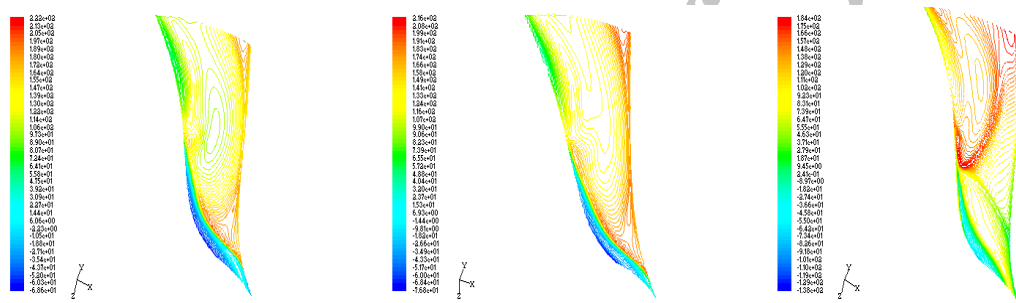
نسبت فشار و نسبت دیفیوژن برای مدل اصلاح شده عبارتند از:

$$Pr = \frac{P_{02}}{P_{01}} = 4.5997, \quad DR = \frac{w_1}{w_2} = 1.165.$$

افزایش نسبت فشار با توجه به افزایش جزئی نسبت دیفیوژن، ناشی از افزایش مومنتوم سیال ورودی می‌باشد. کانتور عدد ماخ نسبی برای مقطع میانی کانال در شکل ۱۰، ناحیه اتلاف در مدل نهایی را نشان می‌دهد. این شکل بیانگر کاهش مجدد ناحیه اتلاف جریان



شکل (۱۱): مقایسه‌ی توزیع زاویه جریان- مدل اولیه و نهایی.



(ج)

(ب)

(الف)

شکل (۱۲): مقایسه توزیع آنتریبی نزدیک پوسته الف- مدل اولیه؛ ب- مدل دوم؛ ج- مدل نهایی.

۱۴- نتیجه‌گیری

کار حاضر با هدف بهبود عملکرد پروانه کمپرسور گریز از مرکز انجام گرفت. جریان شبیه‌سازی شده وجود ناحیه اتلافی در نزدیکی پوسته در خط اثر نوک پروفیل نوک پره با پوسته‌ی پروانه و در انتهای کانال را نشان می‌دهد. این ناحیه‌ی اتلاف، ناشی از پیچش زیاد و در واقع تغییرات با شیب بیش‌تر شعاع پره و گرادیان فشار مثبت است. برای بهبود عملکرد پروانه و کاهش این ناحیه، اعمال تغییرات در زاویه‌ی پره در ورودی و زاویه خمیدگی به‌پشت در دستور کار قرار گرفت. دلایل انتخاب این دو پارامتر به‌منظور بهبود عملکرد پروانه به‌قرار زیر است:

- ۱- محل واقع شدن ناحیه اتلاف جریان بیانگر تأثیرپذیری آن از این دو پارامتر به ویژه زاویه خمیدگی به‌پشت می‌باشد.
 - ۲- تغییرات کوچک در این پارامترها، بدون تغییر کلیات طرح، تأثیر قابل توجهی بر عملکرد پروانه دارد و
 - ۳- تغییرات مذکور باعث کوچک‌تر شدن ناحیه اتلاف جریان، افزایش نسبت فشار و نسبت دیفیوژن گردید. میزان تأثیر کاهش زاویه خمیدگی به‌پشت پره بیشتر بود.
- در پایان پیشنهاد می‌شود با افزودن پره شکافنده، چگونگی شکل‌گیری نواحی اتلاف جریان و گسترش آن در پروانه و چگونگی نرخ افزایش شعاع در پره به‌منظور دستیابی به عملکرد مطلوب با مدل توربولانسی $k-\omega$ یا $k-\varepsilon/RNG$ بررسی شود.

مراجع

7. Aghaei-Tog, R., Tousi, A.M., and Tourani, A. "Comparison of Turbulence Methods in CFD Analysis of Compressible Flows in Radial Turbomachines", *J. Aircraft Eng. and Aerospace Tech.*, Vol. 80, No. 6, pp. 657-665, 2008.
8. Aghaei-Tog, R. and Tousi, A.M. "1-D Design and 3-D CFD Analysis of the Flow Field in Centrifugal Turbo-Machines", ICCES05, IIT Madras, India, 2005.
9. Aghaei-tog, R. and Tousi, A.M., "Design and CFD Analysis of Centrifugal Compressor for a Micro-gas Turbine", *J. Aircraft Eng. and Aerospace Tech.*, Vol. 79/ 2, No. 07, 2007.
10. Eckardt, D., "Detailed Flow Investigations with in a High-Speed Centrifugal Compressor Impeller", *Trans. ASME*, 1976.
11. Japikse, D. "Assessment of Single and Two-zone Modeling of Centrifugal Compressors. Studies in Component Performance: Part 3", *ASME*, No. 85-GT-73, 1985.
12. Mc. Cutcheon, A.R.S. "Aerodynamic Design and Development of a High Pressure Ratio Turbocharger Compressor", *IME*, No. C73/78, 1978.
1. Zangeneh, M., "A Compressible Three Dimensional Blade Design Method for Radial and Mixed Flow Turbo Machinery Blades", *Int. J. Num. Methods in Fluids*, Vol. 13, No. 5, pp. 599-624, 1991.
2. Zhengxian, L. "Computational and Experimental Investigation of 3-D Turbulent Flow Field in Centrifugal Impeller", *Fluid Mach.*, Vol. 28, No. 4, pp. 9-12, 2000.
3. Hah, C. and Wennerstorm, A.J "Three-Dimensional Flow Fields inside a Transonic Compressor with Swept Blades", *ASME J. Turb.*, Vol. 113, No. 1, pp. 241-250, 1991.
4. Hillewaert, K. and Van-Den Braembussche, R.A. "Numerical Simulation of Impeller-Volute Interaction in Centrifugal Compressors", *J. Turbomach.*, Vol. 121, No. 3, pp. 603-608, 1999.
5. Dazhi, T. and Xin, Y. "Application of Higher-Order High Resolution Scheme for Turbulence Flow in Centrifugal Impeller Passage", *Turbine Tech.*, Vol. 45, No. 3, pp. 139-141, 2003.
6. Li, Z., Hanping, C., and Zhong, X. "A Quasi 3-D Numerical Analysis of a Centrifugal Compressor Impeller", *Fan Tech.*, Vol. 5, pp. 3-7, 2000.

Archive of SID