(یادداشت مہندسی)

بررسی عددی تأثیر زوایای پره بر روی عملکرد پروانهی گریز از

مرکز

رضا آقایی طوق^۱، جبار غفاری^۲، ابوالقاسم مسگر پورطوسی^۳ و مسعود برومند^۴ دانشکده مهندسی هوافضا دانشگاه صنعتی امیرکبیر (تاریخ دریافت : ۲۷/ ۸/۸۷، تاریخ پذیرش:۹۰/ ۳/۳۱)

چکیدہ

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. Mesgarpoor-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 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 $k - \varepsilon$ 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

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

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

۳– دانشیار : tousi@aut.ac.ir

boromand@aut.ac.ir : دانشیار -۴

۱– مقدمه

برای تأمین جریان هوای مورد نیاز میکروتوربین های گازی، از کمپرسورهای گریز از مرکز استفاده می شود. بخش اصلی این کمپرسورها، پروانهای است که در آن، جریان هوا بهعلت رشد لایههای مرزی، جدایش جریان روی سطوح پره، شکل گیری جریان های ثانویه ناشی از دوران پروانه، انحنای زیاد گذرگاه جریان و جریان نشتی درون آن، یک جریان بسیار پیچیده می باشد. برای بهبود عملکرد آیرودینامیکی پروانه باید عوامل ایجاد افتها مشخص و متوقف شوند که با تحلیل سه بعدی و کامل جریان درون پروانه می توان به این هدف دست پیدا کرد.

دراین 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 درسال ۱۹۷۶ استفاده شده است.

۲- کارهای انجام شده

زنگنه درسال ۱۹۹۱روش هندسه ی قراردادی را برای جریان تراکمپذیر به کار برد. نتایج وی در ساخت اشکال مختلف پره با توجه به کم بودن خطا در تلرانسهای ساخت، مفید است[۱]. لیو⁽ و همکاران در سال ۲۰۰۰ مطالعه عددی جریان توربولانس سهبعدی را در یک پروانه گریز از مرکز با زاویه خمیدگی به پشت با به کارگیری دو مدل توربولانسی مختلف نجربی انجام داد و با مقایسه حلهای عددی و اندازه گیریهای تجربی قبلی نشان داد که در شرایط طراحی سرعت متوسط جریان و جریان وریان ثانویه در پروانه با مدل توربولانسی مختلف به خریان و انجام داد و با مقایسه حلهای عددی و اندازه گیریهای تجربی به خوبی نشان داد که در شرایط طراحی سرعت متوسط جریان و جریان و به خوبی پیشبینی می شود [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 شبیه سازی

آشفتگی جریان یک مدل دو معادلهای به کار رفته است[۳]. هلیورت و وان دن^۳، فرآیند پیش بینی تعامل روتور-حلزونی در یک کمپرسور گریز از مرکز یک طبقه را با استفاده از روش عددی انجام دادند[۴].

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

و ژان لی و چن هانپینگ⁶ بر اساس تئوری جریان سه بعدی در توربوماشین ها، یک کد تحلیل عددی شبه- سه بعدی را برای تحلیل جریان در کمپرسور گریز از مرکز تولید کرده و نتایج آن را با داده های محدود تجربی مقایسه کردند. نتایج نشان داد که از این کد در مطالعات مهندسی می توان استفاده کرد[۶].

آقایی و همکاران جهت معرفی مدل آشفتگی مناسب در تحلیل عددی سهبعدی توربوماشینهای شعاعی، چند نمونه مطالعاتی را با استفاده از مدلهای آشفتگی مختلف تحلیل و مطالعه کردند. آنان نشان دادند که استفاده از مدل مطالعه کردند آنان نشان دادند که استفاده از مدل ملالعه کردند آنان نشان دادند که استفاده از مدل تحلیل جریان درون کمپرسورهای گریز از مرکز مناسب تر 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 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، تحلیلعددی صورت می گیرد. مرحله اول، مربوط به تحلیلعددی 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

۱- Liv

۲- Wennerstorm

[&]quot;- Hillewaert and Van-den

٤- Tan and Yoan

^{°-} Li and Hanping

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



۴- معادلات حاکم و روش حل عددی

برای شبیه سازی جریان درون پروانه، باید معادلات بقاء در مختصات دوار¹ بیان گردد. به این ترتیب، اثرات ترمهای ناشی از دوران، شامل نیروهای کریولیس و گریز از مرکز، توسط ترم منبع در معادله مومنتوم لحاظ می گردد. معادلات حاکم بر جریان دائمی لزج تراکم پذیر در مختصات دوار (پیوستگی، مومنتم و انرژی) حاکم بر مدل سازی هستند که در مراجع مختلف ارائه شده و در این مقاله تکرار نمی شوند. در کار حاضر، با استناد به مراجع[۶-۲]، مدل آشفتگی $x - \varepsilon$ استاندارد استاد مدار در مند

گسستهسازی ترمهای انتشار به کمک روش بالاوزنده^۲ مرتبه دو و اتصال ترمهای فشار و سرعت با روش ساده انجام می*گ*یرد.

۵- شبکه محاسباتی

کانالهای پروانه کاملاً شبیه بههم و نسبت به محور چرخش متقارن میباشند و تحلیل جریان درون یکی ار آنها، جریان درون پروانه را بهخوبی 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

در جهت عمود بر جریان (پره تا پره) و تعداد کل گرههای محاسباتی، ۳۱۴٬۶۸۵ گره می باشد.



شکل (۲): دامنه یحل شامل فضای بین دو پره.

همچنین تراکم مناسبی درمجاورت مرزهای ورودی و خروجی و نواحی نزدیک به دیوارهها برای پیشبینی دقیق تر جریان، اعمال شده است. فاصله بیبعد از دیوارهها $\binom{+ y}{y}$ بین ۲۵ تا ۶۰ تغییر می کند. 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.

⁶⁻Rotating Reference Frame (REF) ^V- Upwind

	پارامتر			
٨–٩	۶-۸	4-9	1-4	محدوده
′∕. •/• ∧	% 1/40	' <u>΄</u> . λ/۶λ	% እ۹/۷۹	ضریب منظری
• <i>\\</i> \$-•/YY	•/۴-•/۶	•/٢-•/۴	•-•/Y	محدوده
%.Y/YF	·/.Υ/ ١ λ	/.YY/.	%.)Y/YA	انحراف
				زاويەe

شبكه	در	كيفيت	سنجش	معيارهاي	:(1)	جدول
------	----	-------	------	----------	------	------

۷- شرایط مرزی

در مرز ورودی، دبی جرمی و دمای سکون و در مرز خروجی، فشار استاتیک و دمای سکون جریان پشت وارد می شود. در دیوارهها شرط عدم لغزش و عدم انتقال حرارت اعمال شده است. قسمت دوار کانال با سرعت ثابت حول محور دوران می نماید 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. اندازه گیری های اکارت با استفاده از لیزر صورت گرفته و داده های به دست آمده ملاک خوبی برای ارزیابی دقت کارهای عددی است. شکل ۴ پره پروانه اکارت را در دونما نشان می دهد.

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 (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.





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

11- تأثیر کاهش زاویه خمیدگی به پشت بر عملکرد پروانه زاویه خمیدگی به پشت پره بر روی فیزیک جریان درون پروانه تأثیر قابل توجهی دارد [11]؛ اما، مک کاچئون در یک مطالعه بهینهسازی، مشاهده کرد که از نظر آیرودینامیکی، مقدار بهینهای برای زاویه خمیدگی به پشت وجود ندارد [17]. 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 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 پره تأیید شد. این مدل در جدول ۳ ارائه شده است. حال، از دیدگاه طراحی، تغییرات ساختاری ایجاد نشد (شکل نسبت فشار و نسبت دیفیوژن برای مدل اصلاح شده عبارتند از: $Pr = \frac{P_{02}}{P_{01}} = 4.4998$, $DR = \frac{W_1}{W_2}$



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

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

پارامتر	ورودى	خروجى
فشار استاتیک (Pa)	84945/10	774987/20
فشار سکون (Pa)	1 • 1880/0 •	400944/V·
دمای سکون (K)	۲۸۸/۸۰	409/11
سرعت نسبی (m/s)	۲۶۸/۵۰	۲۳۳
عدد ماخ نسبی	٠/٧٩٧	• / ۶ •
	•	

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.

۱۲– تأثیر افزایش زاویه ورودی پره بر عملکرد پروانه

با راهکاری مشابه، تنها دو درجه افزایش زاویه ورودی تأیید شد. با افزایش این مقدارو 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.

خروجى	ورودى	پارامتر
۲۳۳۶۰۷/۸۰	٨٣٦١٣/۵	فشار استاتیک (Pa)
488.38/2.	1•1٣1٩/1•	فشار سکون (Pa)
481/00	۲۸۸/۳۰	دمای سکون (K)
779/00	787/20	سرعت نسبی (m/s)
•/۵٨	•/४९४	عدد ماخ نسبی

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

نسبت فشار و نسبت دیفیوژن برای مدل اصلاح شده عبارتند از: $\Pr = \frac{P_{02}}{P} = 4.5997, \quad DR = \frac{w_1}{w_2} = 1.165.$

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

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 یکنواخت ر زاویه یجریان برای مدل نهایی است. در شکل ۱۲ مقایسه یخوبی 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.

سوں (۵). معایستانی تهایی صادی.	نتايج.	نهایی	مقايسەي	:(۵)	بدول
--------------------------------	--------	-------	---------	------	------

پارامتر				مدل	
$\eta_{ ext{Im}}$	ΔT_0	DR	Pr		
•/٨٨	١۶٨/٧	1/17	4/29	اصلی	
•/٩•٣	١٧١	1/1074	۴/۴۹۹۸	دوم	
•/٩٠٨	۱۷۳	1/180	۴/۵۹۹۷	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 به پشت در دستور کار قرار گرفت. دلایل انتخاب این دو پارامتر بهمنظ ور بهبود عملکرد پروانه بهقرار زیر است:

۱- محل واقع شدن ناحیه اتلاف جریان بیانگر تأثیرپذیری آن از این دو پارامتر به ویژه زاویه خمیدگی به پشت می باشد، 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 تاثیر کاهش زاویه خمیدگی به پشت پره بیشتر بود. در پایان پیشنهاد می شود با افزودن پره شکافنده، چگونگی شکل گیری نواحی اتلاف جریان و گسترش آن در پروانه و چگونگی نرخ افزایش شعاع در پره به منظور دستیابی به عملکرد مطلوب با مدل توربولانسی $\omega - x$ یا NRG

www.SID.ir

- 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.
- 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.
- 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.
- Eckardt, D., "Detailed Flow Investigations with in a High-Speed Centrifugal Compressor Impeller", Trans. ASME, 1976.
- Japikse, D. "Assessment of Single and Two-zone Modeling of Centrifugal Compressors. Studies in Component Performance: Part 3", ASME, No. 85-GT-73, 1985.
- Mc. Cutcheon, A.R.S. "Aerodynamic Design and Development of a High Pressure Ratio Turbocharger Compressor", IME, No. C73/78, 1978.

مراجع

- 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.
- 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.
- 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.
- 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.
- 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.