



بهینه‌سازی عملکرد یک کمپرسور ۱۰ طبقه با استفاده از روش انحنا خط جریان و در نظر گرفتن معیارهای آیرودینامیکی

علیرضا فتاحی^۱، عبدالله شادآرام^{۲*}

۱- دانشجوی دکترای مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

۲- دانشیار مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

* تهران، صندوق پستی ۱۹۹۹-۱۹۳۹۵، shadaram@kntu.ac.ir

چکیده- در مقاله حاضر، یک روش جدید برای طراحی بهینه پره‌های کمپرسور جریان محوری چندطبقه، با در نظر گرفتن عملکرد کلی کمپرسور در کل بازه عملکردی آن، ارائه شده است. این روش قابلیت بازطراحی پروفیل پره و بازطراحی زوایای نصب طبقات مختلف کمپرسور را داشته و از یک تحلیلگر جریان، یک الگوریتم بهینه‌سازی و یک سیستم تولید هندسه پارامتریک کمپرسور تشکیل شده است. یک کد دوبعدی انحنا خط جریان برای تحلیل جریان سیال و محاسبه پارامترهای عملکردی کمپرسور توسعه داده شده است. پارامترهای طراحی شامل پارامترهای هندسی و عملکرد آیرودینامیکی پره‌ها می‌باشند. برای ارزیابی روش ارائه شده، افزایش راندمان یک کمپرسور ده طبقه مورد مطالعه قرار گرفته است. هندسه سه طبقه اول کمپرسور ثابت فرض شده است. هندسه سه طبقه میانی بهینه شده است و چهار طبقه انتهایی فقط بازطراحی زاویه نصب شده‌اند. بهینه‌سازی کمپرسور یکبار با فرض طراحی دوباره طبقات میانی و یکبار هم، با فرض طراحی دوباره طبقات میانی و تغییر زاویه نصب طبقات انتهایی، انجام شده است. در بهترین شرایط به ترتیب ۱/۱۸ و ۱/۸۳ درصد افزایش راندمان، در دوره‌های ۱۰۰ و ۹۵ درصد دور نامی کمپرسور، به دست آمده است.

کلیدواژگان: هماهنگ‌سازی طبقات، بهبود راندمان، محدودیت‌های آیرودینامیکی

Optimization of a 10-stage axial flow compressor using streamline curvature method with respect to aerodynamic criteria

A. Fathi¹, A. Shadaram^{2*}

1- PhD Student, Mech. Eng., K. N. Toosi Univ. of Tech., Tehran, Iran

2- Assoc. Prof., Mech. Eng., K. N. Toosi Univ. of Tech., Tehran, Iran

* P. O. B. 19395-1999 Tehran, shadaram@kntu.ac.ir

Abstract- This paper has been presented a new method for optimum design of multi-stage axial flow compressor blades considering overall performance and stage matching. This tool is made up of an optimization algorithm, a flow solver and a parametric geometry generation system. A two-dimensional streamline curvature code has been improved to evaluate the compressor performance parameters and flow field. Design parameters consist of geometrical parameters and aerodynamic performance parameters include the minimum loss of blade and allowable range of incidence. The efficiency increment of a 10-stage compressor has been investigated to evaluate the proposed method. The geometry of three front stages of compressor is fixed, the geometry of three middle stages is optimized and four rear stages have been re-staggered. At the first, compressor is optimized by re-designing middle stages and second, it is optimized by re-designing middle stages and re-staggering rear stages. In bestcase, compressor efficiency has been improved by 1.18 in nominal speed and 1.83 percent in 95% of nominal speed.

Keywords: Stage Matching, Efficiency Improvement, Aerodynamic Constrain

۱- مقدمه

امروزه با استفاده از روش‌های مختلف طراحی بهینه از جمله طراحی آیرودینامیکی بهبودهای زیادی در کمپرسورهای محوری ایجاد شده است. به طور کلی، طراحی آیرودینامیکی کمپرسور محوری با اهداف افزایش راندمان، افزایش نسبت فشار، محدوده وسیع عملیاتی و افزایش حاشیه سرج انجام می‌شود که این اهداف به طور جداگانه اثرات مختلفی بر پیکربندی کمپرسور دارند. طراحی کمپرسور معمولاً یک مسئله چندهدفه بوده که در فرایند بهینه‌سازی آن چندین پارامتر عملکردی درگیر خواهند بود. با توجه به اینکه الگوریتم‌های بهینه‌سازی چند هدفه معمولاً نیاز به تعداد زیادی شبیه‌سازی دارند، از این رو استفاده از آن‌ها هزینه‌های محاسباتی بالایی خواهد داشت. این مشکل، زمانی که پارامترهای عملکرد کمپرسور در نقاط عملیاتی مختلف محاسبه شوند، حادث می‌شود. در این شرایط، چندین تحلیل جریان برای هریک از پیکربندی‌های کمپرسور نیاز است.

استفاده از طراحی سه‌بعدی دینامیک سیالات محاسباتی برای کل کمپرسور زمان‌بر و منحصر به پارامترهای خاص مانند لین^۱، سوئیپ^۲ و زاویه نصب^۳ است. دلانی و ولبرن [۱] یک سیستم دینامیک سیالات محاسباتی برای طراحی کمپرسورهای چندطبقه توسعه داده‌اند که برای طراحی مجدد و بهبود عملکرد هسته یک کمپرسور صنعتی استفاده شده است. این سیستم توانایی بهبود هماهنگی طبقات کمپرسور محوری را نیز دارد. زاویه خروجی استاتور و انحنای سطح مکش پروفیل استاتور برای بهبود کارایی کمپرسور در نقطه طراحی بهینه شده‌اند. حدود ۳ میلیون نقطه برای مدلسازی صفحه اختلاطی یک کمپرسور ۱۲ طبقه در طراحی مجدد نیاز است. چن و همکاران [۲]، تروچی و همکاران [۳] و سیداپچی و همکاران [۴] روش‌هایی برای طراحی سه‌بعدی یک ردیف پره ارائه نموده‌اند. رویژ و دانگ [۵] یک روش طراحی معکوس سه‌بعدی لزج با قابلیت مدلسازی کمپرسور چندطبقه، با هدف افزایش هماهنگی آیرودینامیکی طبقات کمپرسور محوری، توسعه داده‌اند.

هزینه‌های محاسباتی فرایند بهینه‌سازی چندهدفه پره‌های کمپرسور می‌توانند با یکپارچه‌کردن روش‌های مختلف طراحی آیرودینامیکی و ابزارهای آنالیز کاهش یابند. پارک و همکارانش

یک روش طراحی چندوجهی با تقارن محوری برای یک بوستر سه‌طبقه ارائه نموده‌اند که در آن یک تحلیل گر متقارن محور جریان با مدل‌های لایه مرزی برای طراحی آیرودینامیکی کوپل شده‌اند [۶]. این کد قابلیت در نظر گرفتن اثرات پیچیده انحنای مسیر جریان را نیز دارد. سهر [۷] و همکارانش یک سیستم طراحی برای کمپرسورهای جریان محوری با عملکرد بالا ارائه نموده‌اند. فلسفه طراحی این روش بر بهینه‌سازی پارامترهای مختلف مانند توزیع کار و شکل پروفیل پره‌ها، به منظور کاهش افت‌های جریان، متمرکز است. در این تحقیق، از روش آنالیز سه‌بعدی برای ارزیابی طراحی‌های انجام‌شده استفاده شده است. ردی و همکارانش [۸] یک روش برای طراحی کمپرسورهای چندطبقه محوری ارائه نموده‌اند. این ابزار از به هم پیوستن یک کد بهینه‌سازی با یک کد تحلیل جریان میان‌گذر انحنای خط جریان تشکیل شده است. پارامترهای طراحی شامل نسبت فشار، ضریب صلبیت و زاویه خروجی می‌باشند. در این روش، از روابط تجربی افت و انحراف زاویه خروجی استفاده شده است که منحصر برای پره‌های معمول مانند ناکا موجود می‌باشند.

کسکین و همکارانش [۹] از یک الگوریتم نیوتن-لاگرانژ برای بهینه‌سازی راندمان و حاشیه سرج یک کمپرسور ۹ طبقه استفاده نموده‌اند. در تحقیقات آن‌ها هندسه دیواره‌های کمپرسور و توزیع فشار طبقات، به عنوان پارامترهای طراحی، در نظر گرفته شده‌اند. برای تحلیل جریان کمپرسور، از یک کد انحنای خط جریان استفاده شده و محدودیت‌ها نیز به صورت عبارت‌های پنالتی در تابع هدف وارد می‌شوند. دی ساوسا و همکارانش [۱۰] یک رویه برای بهینه‌سازی یک کمپرسور ۸ طبقه به همراه پره راهنمای ورودی آن ارائه نموده‌اند. نسبت تیپ به هاب و نسبت فاصله بین پره‌ها به وتر متغیرهای طراحی آن‌ها بوده که توسط یک الگوریتم بهینه‌سازی بر پایه گرادیان و یک تحلیل گر جریان خط-میانی بهینه شده‌اند. ۳ درصد افزایش بازده ایزنتروپیک نسبت به طراحی اولیه نتیجه فعالیت آن‌ها بوده است.

روش‌های بهینه‌سازی بر پایه دینامیک سیالات محاسباتی منحصر به یک ردیف پره یا یک طبقه کمپرسور بوده و یا اینکه برای بهینه‌سازی کل کمپرسور مستلزم استفاده از کامپیوترهایی با توان محاسباتی خیلی زیاد می‌باشند. با توجه به اینکه بهینه‌سازی‌های سطح پایین‌تر مانند جریان میان‌گذر و تحلیل گر

1. Lean
2. Swipe
3. Re-staggered

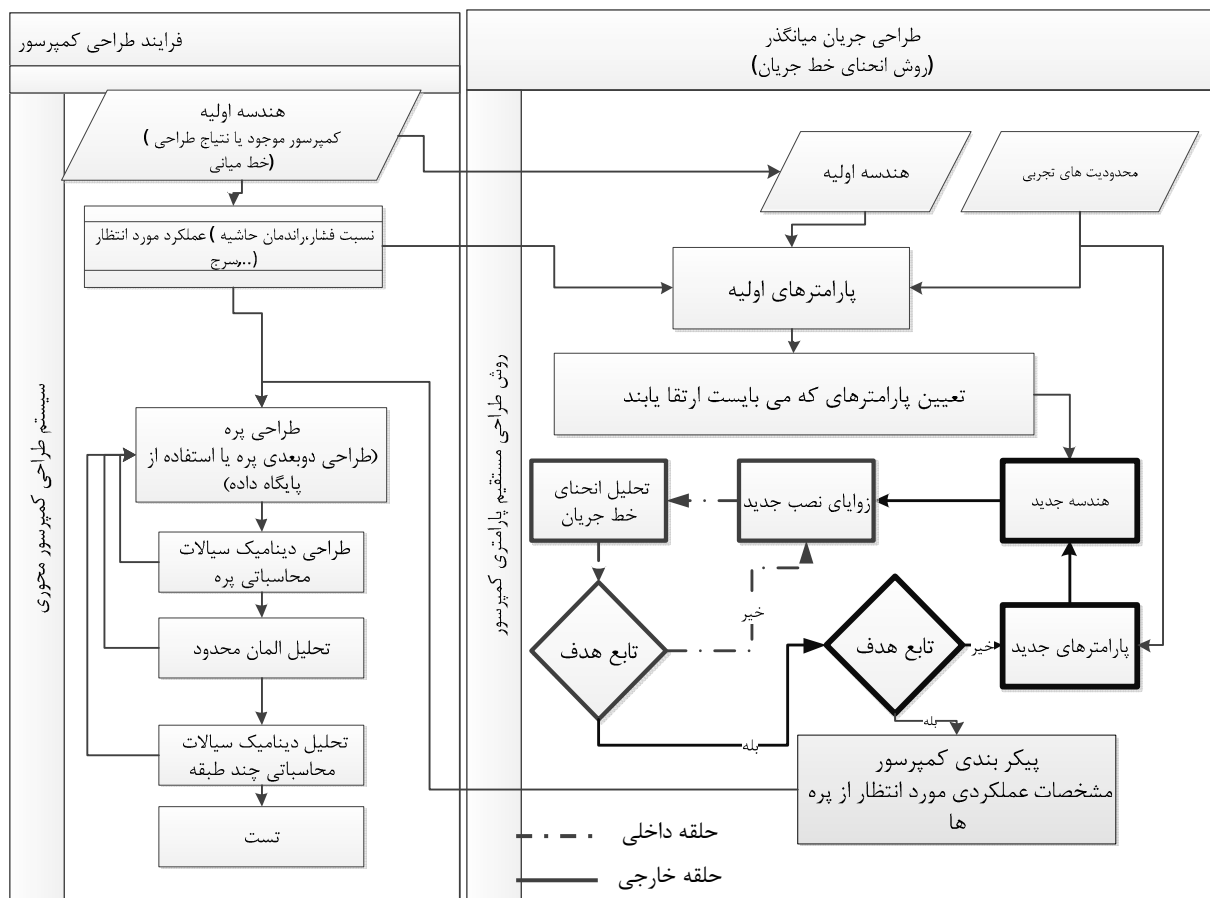
پره با استفاده از محدودیت‌ها و تعریف یک تابع هدف واسط انجام شده است. بدین منظور، پارامترهای زاویه نصب، بارگذاری پره و مقادیر عملکردی پره در شرایط طراحی و خارج از نقطه طراحی برای مقاطع مختلف هر یک از پره‌ها تعریف می‌شود که در طراحی کل کمپرسور پارامتر طراحی هستند و در طراحی پروفیل پره هدف طراحی می‌باشند.

۲- توصیف مسئله

رویه کلی فرایند طراحی پره‌های کمپرسور در شکل ۱ نشان داده شده است. از یک روش تحلیل خط وسط برای طراحی اولیه کمپرسور استفاده می‌شود. توزیع کار و زاویه چرخش جریان خروجی پره‌ها در هر مرحله با هدف رسیدن به یک منحنی عملکردی مطلوب بهینه می‌شوند. تابع هدف طراحی افزایش راندمان و مشخصات عملکردی با در نظر گرفتن یک حاشیه سرج می‌باشد.

جریان خط- میانی از روابط تجربی برای تخمین عملکرد استفاده می‌کنند، استفاده از آن‌ها فقط برای طراحی اولیه و طراحی با استفاده از پره‌های معمول معتبر است.

روش ارائه‌شده در مقاله حاضر توانایی بهینه‌سازی کل کمپرسور با استفاده از کامپیوترهای معمولی را دارد و استفاده از آن محدود به پره‌های معمول مانند دی‌سی‌ای، ناکا و غیره نیست. این روش جدید برای طراحی بهینه پره‌های کمپرسور جریان محور چندطبقه، با در نظر گرفتن عملکرد کلی کمپرسور در کل بازه عملکردی آن، ارائه شده است. عملکرد کلی کمپرسور با در نظر گرفتن دبی جرمی، نسبت فشار، راندمان و حاشیه سرج مورد انتظار طراحی به صورت یک تابع چندهدفه تعریف شده و در شرایط مختلف عملکردی با تغییر پارامترهای هندسی و عملکردی مقاطع دوبعدی پره بهینه می‌شود. از یکپارچه‌کردن مقاطع دوبعدی، پروفیل سه‌بعدی پره به دست می‌آید. ارتباط بین طراحی جریان میان‌گذر و طراحی پروفیل



شکل ۱ نمودار فرایند بهینه‌سازی عملکرد کمپرسور

در صفحه نصف‌النهاری می‌باشد. ایستگاههای محاسباتی از طریق خطوط جریان با یکدیگر ارتباط پیدا می‌کنند. خصوصیات هندسی جریان، مانند شیب و انحنای خطوط جریان در گره‌های محاسباتی هر یک از ایستگاه‌ها، از طریق همین خطوط جریان تعیین می‌شوند و با یکدیگر ارتباط پیدا می‌کنند. سایر خصوصیات دینامیکی و ترمودینامیکی نیز از روی همین خطوط جریان از ایستگاه‌های محاسباتی بالادست به ایستگاه‌های محاسباتی پایین‌دست انتقال پیدا می‌کنند.

روش مدل‌سازی به این صورت است که ابتدا هندسه کمپرسور و میدان محاسباتی اولیه بر اساس حدس خطوط جریان تشکیل می‌گردد. سپس معادلات جریان برای به‌دست آوردن سرعت‌های نصف‌النهاری حل می‌گردد و بر مبنای سرعت‌های به‌دست آمده از یک‌سو افت‌ها و زاویه انحراف جریان و از سوی دیگر انسداد جریان با تحلیل لایه مرزی محاسبه می‌شود. تمامی این تحلیل‌ها بایستی با یکدیگر سازگار باشند. شروط همگرایی وجود این سازگاری را تضمین می‌کنند. پس از آنکه سرعت‌های نصف‌النهاری در هر شبه‌نرمال به‌دست آمدند، میدان سرعت به‌دست آمده لزوماً با خطوط جریان فعلی سازگار نیست؛ بدین معنی که با میدان سرعت به‌دست آمده و خطوط جریان فعلی، ممکن است دبی‌های جرمی متفاوتی از ورقه‌های جریان عبور کند. بنابراین بایستی مکان جدید خطوط جریان طوری بازجانیابی شوند که از تمامی ورقه‌های جریان دبی یکسانی عبور کند. نهایتاً، با بازجانیابی خطوط جریان، حدس اولیه خطوط جریان در جهت رسیدن به خطوط جریان واقعی تصحیح می‌شوند.

به ازای هر ردیف پره یک شبه‌نرمال در ورود و یک شبه‌نرمال در پشت پره قرار داده شده است. مهم‌ترین منبع خطا در این روش مربوط به وارد کردن اثرات لزجت است. بنابراین روابط افت تاثیر زیادی بر عملکرد تخمین زده شده دارد. در این مقاله، افت‌های جریان به چهار دسته تقسیم شده اند: افت‌های پروفیلی، ثانویه، افت‌های دیواره و اثرات لقی سر پره. افت کلی از جمع این افت‌ها به‌دست می‌آید.

$$\overline{\omega}_t = \overline{\omega}_{sec} + \overline{\omega}_p + \overline{\omega}_E + \overline{\omega}_{tip} \quad (1)$$

در این مقاله، رویه تخمین افت ارائه‌شده توسط برونو و همکارانش [۱۲] برای محاسبه افت‌های پروفیلی پره‌های غیراستاندارد استفاده شده است. در این روش، پروفیل‌های

از طراحی جریان میان‌گذر برای نیل به اهداف طراحی قبل از وارد شدن به مرحله طراحی جزئی استفاده می‌شود. در این مرحله، توزیع شعاعی پارامترهای طراحی اولیه بهینه می‌شود. ورودی‌ها توسط یک سری قیود، شامل ضریب پخش هر ردیف پره و بازده هر طبقه کمپرسور، محدود می‌شوند.

محاسبات طراحی جریان میان‌گذر بر روی صفحه نصف‌النهاری کمپرسور انجام می‌شود و هدف آن بهینه‌سازی زوایای ورودی و خروجی جریان و همچنین عملکرد آئرو دینامیکی هر یک از مقاطع پره در شرایط مختلف عملکردی است. با استفاده از آنالیزهای بین پره‌ای، پروفیل مناسب مقاطع مختلف طوری طراحی می‌شود که زوایای ورودی و خروجی و عملکرد آئرو دینامیکی مورد انتظار را برآورده نماید. در فرایند طراحی پروفیل‌های پره، محدودیت‌های مکانیکی و ساختی نیز باید در نظر گرفته شوند. شکل ۱ مولفه‌های سیستم بهینه‌سازی کمپرسور شامل ابزار پارامتره‌سازی هندسه و عملکرد پره‌ها، تحلیل گر جریان و ابزار بهینه‌سازی را نشان می‌دهد.

عملکرد کمپرسور توسط یک کد انحنای خط جریان در شرایط مختلف محاسبه می‌شود. تابع هدف از نسبت پارامترهای عملکردی محاسبه‌شده به پارامترهای عملکردی مورد انتظار محاسبه می‌شود. روش بهینه‌سازی اتخاذشده یک روش تکرار است که در هر مرحله هندسه جدید با استفاده از نتایج شبیه‌سازی‌های قبلی، مقادیر مورد انتظار و محدودیت ایجادشده توسط طراح محاسبه می‌شود. پارامترهای طراحی نهایی‌شده برای طراحی پروفیل پره استفاده خواهند شد.

۱-۲- روش انحنای خط جریان

برای ارزیابی عملکرد کمپرسور، یک کد انحنای خط جریان^۱ توسعه داده شده است. در روش انحنای خط جریان، معادلات بقای مومنوم، پیوستگی و انرژی به صورت کوپل با روابط افت در طول خطوط جریان مختلف و شبه‌نرمال‌ها حل می‌شوند. فرم نهایی این معادلات در راستای خطوط جریان در مرجع [۱۱] آورده شده است. شبه‌نرمال‌ها در واقع ایستگاه‌های محاسباتی را تشکیل می‌دهند که بر روی آن‌ها معادلات نرمال مومنوم جهت به‌دست آوردن توزیع سرعت نصف‌النهاری حل خواهند شد. صفحه نصف‌النهاری برابر است با صفحه Θ ثابت. مختصات نصف‌النهاری در واقع مختصات در راستای تصویر خطوط جریان

1. Streamline curvature method

الگوریتم حاضر می‌تواند برای یک دور خاص نمودار عملکردی را به طور خودکار محاسبه نماید. روش کار به این صورت است که حل عددی برای دبی بالا و در ناحیه خفگی شروع می‌شود. تحلیل انحنای خط جریان با استفاده از پارامترهای تنظیمی می‌تواند شرایط خفگی یا استال را تشخیص دهد. پس از تشخیص ناحیه خفگی، حل را متوقف کرده و طبق گام مشخص شده در تنظیمات، حل دبی بعدی شروع می‌شود. پس از پیدا کردن نقطه اول نمودار، یک گام به عقب برگشته و با گام ریزتری، که آن هم قابل تنظیم است، نقاط دیگر را حل می‌کند. پس از ورود به ناحیه استال و با توجه به شرایطی که کاربر تعیین کرده، حل را متوقف و فایل نمودار عملکردی را تولید می‌کند. از اطلاعات این فایل برای محاسبه تابع هدف استفاده می‌شود.

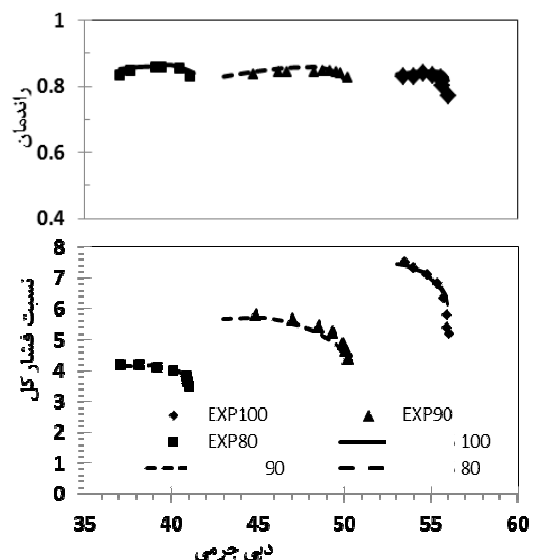
۲-۲- پارامترهای طراحی

شکل ۳ نتایج حاصل از تحلیل انحنای خط جریان در یک کمپرسور محوری ۱۶ طبقه را نشان می‌دهد. مقدار زاویه حمله و افت پروفیلی در هر ردیف پره، به ازای شش نقطه مختلف کاری (یک نقطه در نزدیک استال، یک نقطه نزدیک چوک و یک نقطه بین چوک و استال در دورهای ۱۰۰ و ۷۰ درصد دور نامی) کمپرسور، نمایش داده شده است. تغییرات زاویه حمله در روتور اول حدود ۲۰ درجه، در طبقات میانی حدود ۱۰ درجه و در طبقات انتهایی ۴۰ درجه می‌باشد. به همین ترتیب مقدار افت در طبقات میانی حدود ۲ درصد و در طبقات انتهایی تا ۱۰ درصد می‌رسد. به عنوان یک قانون کلی در طراحی این کمپرسور، طبقات میانی تغییرات زاویه حمله زیادی ندارند. بنابراین، تمرکز طراح باید در کاهش مقدار افت در زاویه طراحی پره باشد. در مورد روتور اول و طبقات انتهایی تغییرات زاویه حمله چشمگیر است. بنابراین، طراح باید تمرکز خود را بر طراحی پره‌ای که نسبت به تغییرات زاویه حمله حساسیت کمتری دارد معطوف دارد.

در روش تحلیل انحنای خط جریان استفاده شده در این مقاله، یک شبه‌نرمال در ورودی پره و یک شبه‌نرمال در خروجی پره وجود دارد (شکل ۴). هر ردیف پره توسط تعدادی مقاطع شبه سه‌بعدی تعریف می‌شود که توسط خطوط جریان از یکدیگر مجزا می‌شوند. این مقاطع با رابطه تعیین افت، رابطه

دو بعدی مقاطع مختلف پره در یک تحلیل گر جریان بین پره‌ای مورد بررسی قرار می‌گیرد و مقدار افت، به ازای زوایای جریان مختلف و عدد ماخ ورودی مختلف، محاسبه می‌شود. سپس یک رابطه محاسبه افت برای هر ردیف پره تعریف می‌شود. پارامترهای اصلی این رابطه افت کمینه و بازه مجاز زوایای ورودی جریان می‌باشند.

زاویه انحراف جریان خروجی تاثیر زیادی بر تخمین عملکرد کمپرسور در شرایط خارج طراحی دارد. زاویه انحراف به صورت زاویه بین جریان خروجی از پره و زاویه خروجی پره تعریف می‌شود. در این مقاله، از مدل‌های لیبلین [۱۳] و سستی و همکاران [۱۴] برای محاسبه زاویه انحراف در زاویه ورودی طراحی پره و از مدل کارمدی و سورلینگ [۱۵] برای محاسبه زاویه انحراف در شرایط خارج از طراحی استفاده شده است. کد انحنای خط جریان با استفاده از نتایج تجربی مربوط به کمپرسور ۱۰ طبقه زیر صوت مدل ناکا-۱۰ طبقه [۱۶] اعتباربخشی شده است. شکل ۲ نتایج به دست آمده از کد انحنای خط جریان را با نتایج تست آزمایشگاهی کمپرسور مقایسه نموده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، نتایج مربوط به نسبت فشار و راندمان کل کمپرسور هم‌خوانی خوبی با نتایج آزمایشگاهی دارند. از این رو نتایج به دست آمده از انحنای خط جریان دقت لازم برای تحلیل جریان در فرایند بهینه‌سازی کمپرسور را دارد.



شکل ۲ مقایسه نتایج تحلیل انحنای خط جریان کمپرسور و داده‌های تجربی [۱۶]

1. NACA 10-Stage

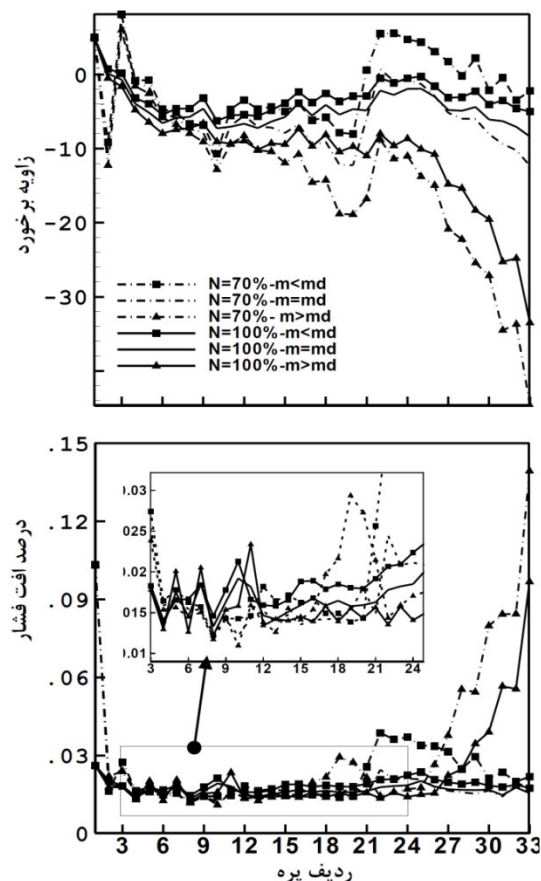
در این مقاله، تعداد پره‌ها و ابعاد نصف‌النهاری پره‌ها و کانتورهای هاب و تیپ ثابت در نظر گرفته شده‌اند و فقط پروفیل پره بهینه‌سازی می‌شود. شکل ۴ پارامترهای مختلف استفاده شده و توزیع آن‌ها برای یک ردیف پره در تحلیل‌گر انحنای خط جریان را نشان می‌دهد. توزیع زاویه نصب به صورت یک منحنی بیزیر سه‌نقطه‌ای در راستای شعاعی تعریف شده است. با توجه به اینکه مختصات هاب و تیپ مشخص است، سه پارامتر برای تعریف منحنی بیزیر کافی می‌باشد. توزیع بارگذاری پره نیز با یک بیزیر سه‌نقطه‌ای و چهار پارامتر تعریف می‌شود. راندمان هر مقطع از پروفیل پره توسط منحنی افت آن تعریف می‌شود. منحنی افت با استفاده از مقادیر مینیم افت و زاویه استال و زاویه چوک تعریف می‌شود. هر یک از این مقادیر توسط یک منحنی بیزیر سه‌نقطه‌ای پارامتره می‌شوند.

زاویه جریان ورودی به ردیف پره بهینه‌شده از تحلیل بالادست محاسبه می‌شود. با استفاده از تعریف بارگذاری پره و ضریب جریان ورودی به پره، زوایای نسبی جریان ورودی و خروجی از پره محاسبه می‌شوند. با استفاده از توزیع شعاعی زاویه نصب، زوایای ورود و خروج نسبی، زاویه انحراف و تعریف پره‌های استاندارد و خط کمبر پره محاسبه می‌شود. توزیع ضخامت پروفیل نیز براساس پره‌های استاندارد محاسبه می‌شود. پروفیل اولیه در یک فرایند بهینه‌سازی به گونه‌ای تغییر می‌کند که بتواند شرایط عملکردی مورد انتظار شامل بازه عملکرد و افت کمینه را ارضا نماید. فرایند بهینه‌سازی سطوح پره بر اساس تابع هدف (۲) انجام می‌شود [۱۷]. بهینه‌سازی راندمان پره عملاً یک تعادل بین کاهش مقدار افت در نقطه طراحی و افزایش بازه عملکردی با حفظ راندمان مناسب است که با تنظیم وزن‌های تابع هدف می‌توان به این مهم دست یافت.

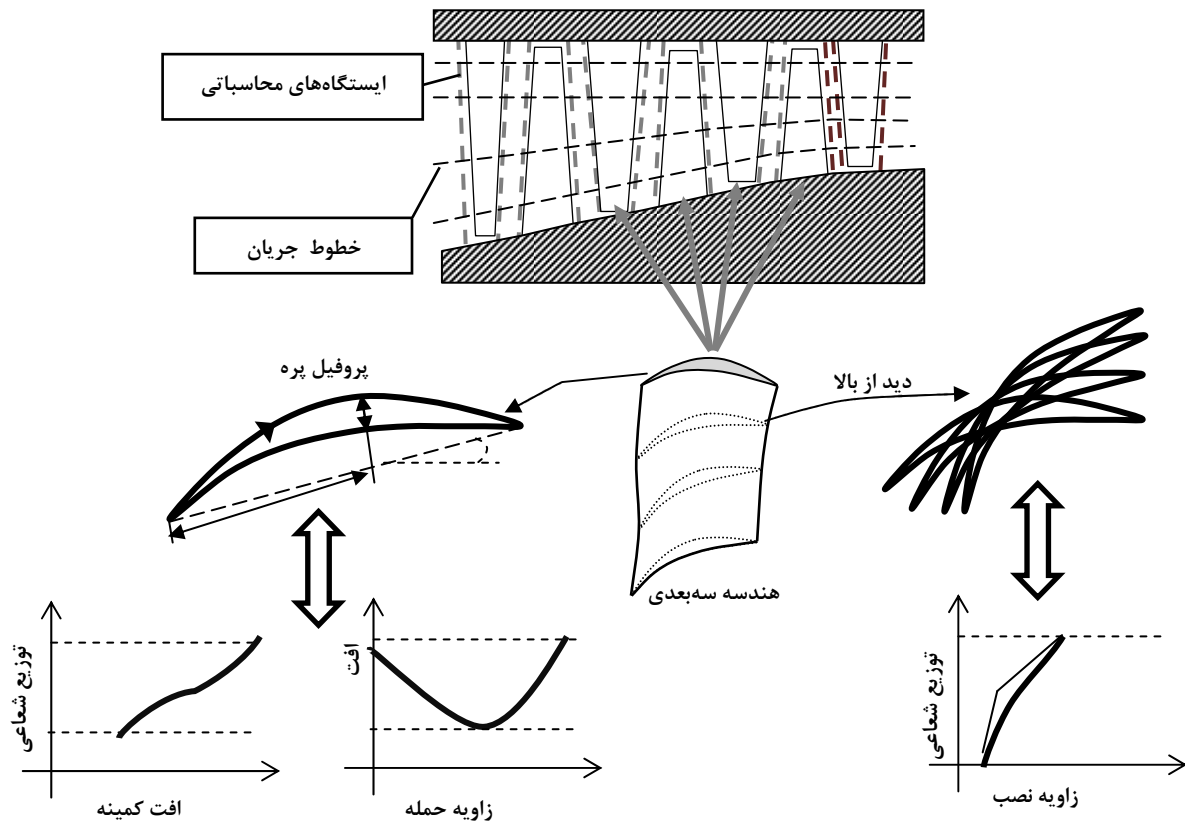
$$OBJ = W1 \times \frac{\omega_{min}}{\omega_{min.ref}} + W2 \times \frac{\alpha_{min.ref}}{\alpha_{min}} + W3 \times \frac{\Delta\alpha_{ref}}{\Delta\alpha} \quad (2)$$

عملیات بهینه‌سازی پروفیل پره فقط برای یک سری پره منتخب انجام خواهد شد. سایر پره‌ها نیز طی یک فرایند بازطراحی زاویه نصب با پره‌های بهینه‌شده هماهنگ خواهند شد. هماهنگ‌سازی به دو صورت انجام می‌گیرد؛ اولی فقط با تغییر زاویه نصب هر ردیف پره و دیگری با تغییر زاویه نصب مقاطع مختلف هر ردیف پره. انتخاب روش بازطراحی زاویه نصب برای هر ردیف پره به ملاحظات طراح بستگی دارد.

تعیین زاویه خروج، زاویه نصب و ضریب برای^۱ پره در تحلیل‌گر انحنای خط جریان جایگزین می‌شوند. بنابراین، روابط افت و زاویه انحراف، زاویه نصب و ضریب برای هر پروفیل سه‌بعدی پره به عنوان پارامترهای طراحی برای بهینه‌نمودن عملکرد کلی کمپرسور به کار گرفته شده‌اند. به عبارت دیگر، به جای بهینه نمودن پروفیل پره، در ابتدا پارامترهای فوق بهینه می‌شوند، سپس به ازای هر دسته از پارامترها، که نشانگر یک مقطع شبه سه‌بعدی از پره می‌باشند، یک پروفیل طراحی می‌شود. روش طراحی پروفیل برای دستیابی به پارامترهای فوق در مراجع [۱۷] و [۱۸] به طور مفصل شرح داده شده و اعتباربخشی شده است. البته این پارامترها باید در فضای امکان‌پذیر بهینه شوند؛ به عبارت دیگر، به طور یقین بتوان هر دسته از پارامترها را با یک پروفیل شبه سه‌بعدی معادل نمود.



شکل ۳ مقادیر افت پروفیل و زاویه حمله در خط وسط ردیف پره‌های یک کمپرسور ۱۶ طبقه (نتایج حاصل از تحلیل انحنای خط جریان)



شکل ۴ پارامترهای هندسی و عملکردی استفاده برای تعریف پره

۲-۳- محدودیت‌ها

طراح بازه گسترده‌ای از انتخاب‌ها را برای پارامترهای مختلف دارد که باعث افزایش زمان طراحی شده یا ممکن است منجر به پیکربندی‌هایی شود که عملاً امکان‌پذیر نباشند. طراح با استفاده از ملاحظات عملی می‌تواند تعداد انتخاب‌ها را به طور قابل ملاحظه‌ای کاهش دهد. وارد کردن محدودیت‌ها و استفاده از زیر بهینه‌سازی‌ها می‌تواند تعداد پارامترها و هزینه‌های محاسباتی را کاهش دهد. سه دسته از محدودیت‌ها برای بهینه سازی کمپرسور به شرح ذیل در نظر گرفته شده است.

محدودیت‌های هندسی: این محدودیت‌ها مربوط به ابعاد و اندازه و تعداد پره‌ها می‌باشند. با توجه به اینکه بهینه‌سازی پروفیل پره مد نظر است، ابعاد نصف‌النهاری و طول وتر و تعداد پره‌ها تغییرات محدودی خواهند داشت که توسط طراح مشخص می‌شوند. در روش ارائه‌شده مقاطع دوبعدی پره بهینه شده و از یکپارچه‌سازی این مقاطع پروفیل سه‌بعدی تولید می‌شود. مشکل اساسی هموار کردن سطح پره نهایی می‌باشد.

تعداد زیادی محدودیت برای اطمینان از یکنواختی سطوح پره سه‌بعدی وارد شده است.

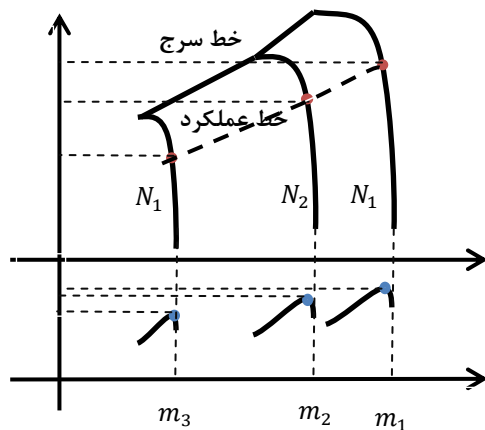
محدودیت‌های عملکردی: این محدودیت‌ها به خاطر اطمینان از عملکرد مناسب کمپرسور وارد می‌شوند که شامل بارگذاری پره، عدد ماخ ورودی و خروجی، پارامتر کخ برای اطمینان از پایداری، عدد دی هالر، ضریب پخش و زوایای مطلق جریان می‌باشند. در فرایند بهینه‌سازی، پس از تولید هندسه در هر مرحله از بهینه‌سازی محدودیت‌های فوق بررسی می‌شوند. عدم احراز شرایط فوق باعث رد شدن هندسه انتخابی و تولید یک مقدار جریمه در تابع هدف خواهد شد. آنگیر [۱۱] و کامپستی [۱۹] روش اعمال محدودیت‌های فوق بر روی پارامترهای عملکردی طبقه شامل ضریب جریان، ضریب کار و ضریب عکس‌العمل را به طور کامل ارائه نموده‌اند. در فعالیت حاضر، با مشخص شدن هندسه در هر مرحله از بهینه‌سازی یک حل اولیه بر روی جریان انجام شده و پارامترهای عملکردی طبقه تولید می‌شوند و با مقادیر حدی‌شان مقایسه می‌شوند.

۲-۴- تابع هدف

در حال حاضر تکنیک‌های طراحی کمپرسور پیشرفت‌های زیادی داشته‌اند که هدفشان افزایش راندمان، ضریب جریان، نسبت فشار و حاشیه سرج کمپرسور می‌باشد که نهایتاً منجر به تولید توربین‌های گازی سبک‌تر، عملکرد با کارایی بهتر و ابعاد کوچک‌تر می‌شود. هدف بهینه‌سازی کمپرسور بستگی به فلسفه طراحی کمپرسور دارد. با استفاده از یک تابع هدف مناسب و جامع، می‌توان فلسفه‌های طراحی مختلف را به فرایند بهینه‌سازی تحمیل نمود. استفاده از تابع هدف مناسب هم بر زمان بهینه‌سازی و هم بر نتایج مورد انتظار تاثیر دارد.

شکل ۶ پارامترهای استفاده‌شده برای تعریف تابع هدف را نشان می‌دهد. معادله (۳) تابع هدف پیشنهادی برای بهینه‌سازی عملکرد کل کمپرسور را نشان می‌دهد. کلیه پارامترها توسط مقادیر مورد انتظارشان بی‌بعد شده‌اند. در این معادله N ضریب وزنی مربوط به دوره‌های مختلف کمپرسور و W ضریب وزنی پارامترهای مختلف مانند نسبت فشار، ظرفیت جریان و راندمان می‌باشد.

$$OBJ = W_1 \sum_{i=1}^n N_i \frac{Pr_i}{Pr_{ref}} + W_2 \sum_{i=1}^n N_i \frac{\eta_i}{\eta_{ref}} + W_3 \sum_{i=1}^n N_i \frac{CM_i}{CM_{ref}} + \sum P_T \quad (3)$$



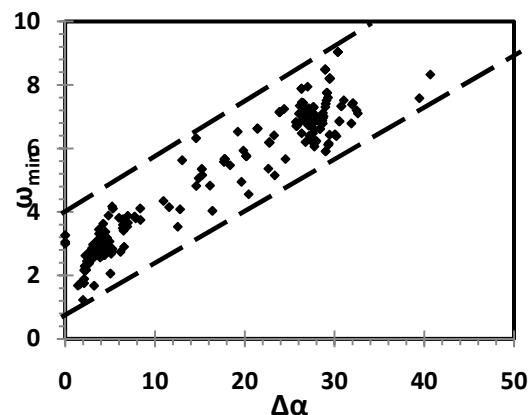
شکل ۶ پارامترهای عملکردی استفاده‌شده برای تعریف تابع هدف

تمامی پارامترها بر روی خط عملکرد تعریف می‌شوند. خط عملکرد با در نظر گرفتن یک حاشیه سرج از خط سرج به دست آمده است. عبارت P_T برای وارد کردن محدودیت‌های مسئله شامل محدودیت برای عدد ماخ حداکثر، ضریب شکل و زاویه پیچش می‌باشد. اگر مقادیر این متغیرها بیشتر از مقادیر حدی

محدودیت‌های تجربی: در صورتی که هیچ محدودیت

عملکردی برای ایرفویل‌ها در فرایند طراحی وجود نداشته باشد، مقادیر پارامترهای عملکردی به سمت کاهش افت مینیمم و افزایش بازه عملکرد خواهد رفت. در صورتی که در حالت واقعی نمی‌توان یک پره با هر عملکرد دلخواهی را تولید نمود. به این منظور یک سری محدودیت عملکردی برای تضمین امکان طراحی پره مورد نظر اعمال خواهد شد. این محدودیت‌ها با استفاده از تجربیات طراح و مطالعه عملکرد پره‌های استاندارد قابل حصول است.

شکل ۵ نمودار افت کمینه بر حسب بازه عملکرد پره بین زاویه حمله چوک و زاویه حمله استال برای حدود ۲۲۰ پروفیل مختلف در عدد ماخ حدود ۰/۵ را نشان می‌دهد. این نقاط از حل جریان بین پره‌های مربوط به هر یک از ایرفویل‌ها در زوایای برخورد و اعداد ماخ مختلف به دست آمده است. از برخورد خط چین‌ها با محور عمودی یک ناحیه امکان‌پذیر برای عملکرد پره به دست می‌آید که به صورت محدودیت وارد الگوریتم بهینه‌سازی می‌شود.



شکل ۵ فضای حالت امکان‌پذیر برای عملکرد پره

علاوه بر محدودیت‌های ذکر شده محدودیت‌های عملکردی کل کمپرسور شامل حداقل حاشیه سرج، ظرفیت جریان، نسبت فشار و راندمان نیز اعمال خواهند شد. بعضی از محدودیت‌ها در حین تولید هندسه در هر مرحله از بهینه‌سازی وارد می‌شوند. بعضی دیگر پس از انجام یک حل اولیه بر روی هر ردیف پره و محاسبه خصوصیات عملکرد هر مرحله بررسی می‌شوند و تعدادی از آن‌ها به صورت جملات پنهانی در تابع هدف کلی طراحی کمپرسور وارد می‌شوند.

باشد، تابع هدف توسط عبارت‌های پنالتی جریمه می‌شود. مقادیر این وزن‌ها و محدودیت‌ها توسط طراح برای وارد کردن فلسفه طراحی انتخاب می‌شوند.

در این مقاله هدف ارائه یک سیستم برای بهینه‌سازی شبه سه بعدی پره‌های کمپرسور منطبق با فلسفه طراحی در نظر گرفته شده توسط طراح می‌باشد. بدین منظور وزن جملات و عبارت محدودیت‌های متناسب با فلسفه‌های طراحی مختلف اعتبار بخشی می‌شوند.

۳- نتایج و بحث

هدف بهینه‌سازی کمپرسور بیشینه‌کردن مقدار تابع هدف به منظور افزایش نسبت فشار، راندمان و ظرفیت جریان بدون نقض کردن محدودیت‌های هندسی و حاشیه مجاز نسبت به خط سرج می‌باشد. افزایش راندمان در نقطه طراحی معادل با کاهش مقدار افت کمینه در زاویه حمله طراحی پره و هماهنگی چیدمان طبقات، به صورتی که در نقطه طراحی زاویه ورودی به همه پره‌ها نزدیک به زاویه حمله طراحی پره باشد، است. به عبارت دیگر پارامترهای عملکردی پره باید در ناحیه نزدیک به مبدا مختصات در فضای حالت نشان داده شده در شکل ۵ باشند. برای حالتی که افزایش بازه عملکرد مهم باشد، هماهنگی طبقات باید به نحوی باشد که با تغییر سرعت چرخش کمپرسور، زاویه حمله ورودی به هر پره، در مقاطع مختلف نزدیک به سرعت طراحی، نزدیک به زاویه طراحی باشد. عملکرد هر ردیف پره نیز باید به گونه‌ای باشد که حساسیت کمتری نسبت به شرایط ورودی داشته باشد.

با توجه به اینکه عملکرد کل کمپرسور متأثر از توزیع شعاعی زوایای ورود و خروج و عملکرد آیرودینامیکی پره‌ها می‌باشد، الگوریتم ارائه‌شده برای بهینه‌سازی کمپرسور پارامترهای هندسی و عملکردی پره را بر اساس تابع هدف بهینه می‌کند. در این مقاله، هدف بهینه‌سازی عملکرد و راندمان یک کمپرسور جریان محوری ۱۰ طبقه می‌باشد. در این کمپرسور، طبقات ۴ تا ۶ و ۷ تا ۱۰ به طور مجزا، با فلسفه طبقات تکرارشونده، طراحی شده‌اند. نسبت فشار طراحی این کمپرسور ۱۴/۲ در دبی تصحیح‌شده ۷۹/۲ می‌باشد. طبقات ابتدایی این کمپرسور تقریباً خط وسط ثابت طراحی شده‌اند، ولی طبقات میانی و انتهایی هاب ثابت هستند. کلیه استاتورها شروddار بوده و روتورها توسط پوشش ساییده شونده آب‌بندی شده‌اند. طبقه اول این کمپرسور ترنسونیک می‌باشد. در این قسمت از پره‌های بهینه‌شده استفاده شده است؛ بنابراین بهبود عملکرد این

۲-۵- الگوریتم بهینه‌سازی

در کار حاضر پره‌های کمپرسور به سه دسته تقسیم می‌شوند: (۱) پره‌هایی که بدون تغییر باقی می‌مانند، (۲) پره‌هایی که هندسه‌شان تغییر می‌کند و (۳) پره‌هایی که فقط بازطراحی زاویه نصب می‌شوند. این الگوریتم دارای دو حلقه مجزا با یک تابع هدف یکسان می‌باشند.

هندسه پره‌های منتخب برای بهینه‌سازی پارامتره شده، سپس یک حل اولیه برای محاسبه پارامترهای عملکردی طبقات بر روی آن‌ها انجام می‌شود. با استفاده از این پارامترها و هندسه پره، محدودیت‌های بهینه‌سازی بررسی می‌شوند. در صورتی که محدودیت‌ها ارضا نشوند، پارامترهای هندسی تغییر کرده و هندسه جدید تولید می‌شود. در حلقه بهینه‌سازی داخلی بازطراحی زاویه نصب برای طبقات پایین‌دست پره‌های جدید انجام می‌شود (شکل ۱). تابع هدف، در این بخش از بهینه‌سازی، همان معادله (۳) است. مقدار تابع هدف در حلقه بهینه‌سازی خارجی برابر با مقدار بهینه‌شده تابع هدف در حلقه داخلی می‌باشد. این عملیات تا بهینه‌شدن مقدار تابع هدف حلقه خارجی ادامه پیدا می‌کند. از آنجا که عملکرد کمپرسور حساسیت زیادی به تغییرات هندسه و هماهنگی طبقات دارد، استفاده از دو حلقه بهینه‌سازی این امکان را به وجود می‌آورد که به ازای هر تغییر ایجادشده در هندسه پره‌های کمپرسور بهترین هماهنگی طبقات نیز به دست آمده و تابع هدف در این حالت محاسبه شود. از طرف دیگر، استفاده از دو حلقه باعث کاهش پارامترهای طراحی در هر حلقه طراحی خواهد شد.

با توجه به اینکه ماهیت پارامترهای بهینه‌سازی در حلقه خارجی متفاوت است، برای جلوگیری از مشکلات مربوط به مقادیر بهینه محلی، از روش الگوریتم ژنتیک برای حلقه

پارامتره می‌شود. این پارامترها به عنوان پارامترهای اولیه وارد الگوریتم بهینه‌سازی می‌شوند.

در حلقه اول، ۷۲ پارامتر مربوط به طراحی دوباره پره به عنوان حدس اولیه وارد بهینه‌ساز الگوریتم ژنتیک شده و به ازای هر دسته از این ۷۲ پارامتر ۱۰ پارامتر مربوط به بازطراحی زاویه نصب با استفاده از یک روش بر پایه گرادینان بهینه می‌شوند. پس از هر بار بهینه‌سازی پارامترهای بازطراحی زاویه نصب، تابع هدف الگوریتم ژنتیک محاسبه می‌شود. این فرایند تا بهینه‌سازی نهایی کل کمپرسور ادامه می‌یابد.

بهینه‌سازی کمپرسور در دو حالت انجام شده است. در حالت اول، هدف افزایش راندمان فقط با طراحی دوباره سه طبقه میانی کمپرسور است. حالت دوم بهبود راندمان با طراحی دوباره طبقات میانی و بهینه‌سازی زاویه نصب طبقات انتهایی برای هماهنگ‌سازی طبقات کمپرسور است. در طی این بهینه‌سازی‌ها هندسه دیواره‌ها و طبقات اول و میزان لقی نوک پره ثابت بوده‌اند.

حداقل ظرفیت گذردهی جریان و نسبت فشار کمپرسور برابر با مقادیر آن‌ها در نقطه عملکرد کمپرسور اولیه فرض شده است. نقطه عملکرد با در نظر گرفتن ۱۵ درصد حاشیه سرج نسبت به خط سرج به دست می‌آید.

منحنی‌های عملکرد در سرعت‌های مختلف کمپرسور با استفاده از تحلیل گر انحنای خط جریان محاسبه می‌شوند. نقطه سرج بر اساس معیار شیب صفر برای هر خط سرعت به دست می‌آید و نقطه عملکرد با استفاده از تعریف حاشیه سرج ناسا [۲۱] به دست می‌آید. معادله (۵) فرمول محاسبه حاشیه سرج را نشان می‌دهد.

$$SM = 1 - \left[\frac{\pi_{OP} \times \dot{m}_{corr, Surge}}{\pi_{Surge} \times \dot{m}_{corr, OP}} \right] \quad (5)$$

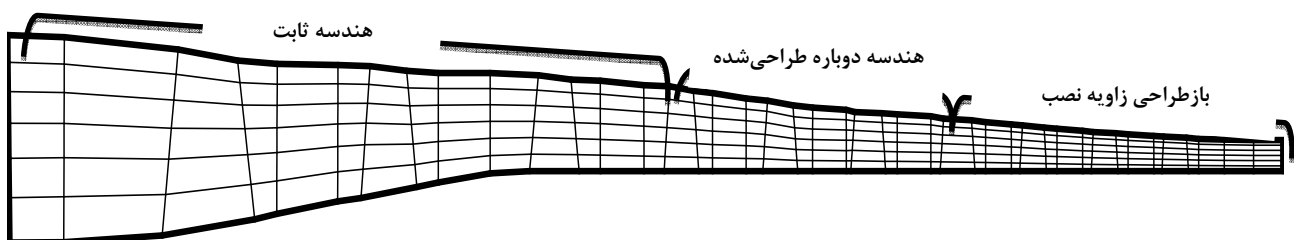
پره‌ها مد نظر نیست. تمامی طبقات میانی و انتهایی کمپرسور به صورت طبقات تکرارشونده و بر اساس فلسفه زاویه خروج ثابت طراحی شده‌اند. پروفیل طبقات میانی و انتهایی تماماً از پروفیل‌های استاندارد دی‌سی‌ای می‌باشند.

نمای کمپرسور به همراه ایستگاه‌های محاسباتی در شکل ۷ نشان داده شده است. این کمپرسور به سه قسمت تقسیم شده است: الف) طبقات ابتدایی که هندسه آن‌ها تغییر نمی‌کند، ب) طبقات میانی که دوباره طراحی می‌شوند و ج) زاویه نصب طبقات انتهایی که به منظور هماهنگ‌شدن با طبقات بهینه‌شده باز طراحی می‌شوند.

در این مقاله، هدف بهبود عملکرد و راندمان کمپرسور با استفاده از روش ارائه‌شده می‌باشد. در این راستا، برای طراحی دوباره طبقات میانی، هر ردیف پره با استفاده از توزیع شعاعی زاویه خروج، ضریب برای پره، مقدار افت کمینه در زاویه طراحی و بازه بین زاویه چوک و استال آئرو دینامیک پره توسط چند جمله‌ای‌های بی‌زیر و توانی پارامتره می‌شود. تعداد پارامترهای مورد نیاز برای تعریف هر پره ۱۲ پارامتر می‌باشد. برای بازطراحی زاویه نصب طبقات انتهایی، تغییرات زاویه نصب اولین روتور و اولین استاتور توسط دو تابع درجه ۲ پارامتره می‌شود. تغییرات زاویه نصب طبقات پایین دست، به صورت نسبتی از تغییرات این دو ردیف، با استفاده از معادله (۴) پارامتره می‌شوند.

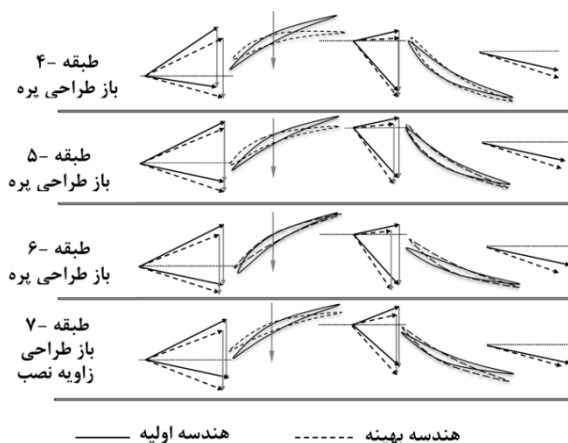
$$\Delta\gamma_i / \Delta\gamma_{ref} = [(N + 1 - i) / N]^n \quad (4)$$

این رابطه نیز دارای دو پارامتر می‌باشد. در مجموع ۱۰ پارامتر برای بازطراحی زاویه نصب طبقات انتهایی نیاز است. برای بهینه‌سازی کمپرسور ۸۲ پارامتر در نظر گرفته شده است. برای تعیین حدس اولیه این پارامترها، هندسه کمپرسور دوباره



شکل ۷ شماتیک طبقات و ایستگاه‌های محاسباتی کمپرسور ۱۰ طبقه

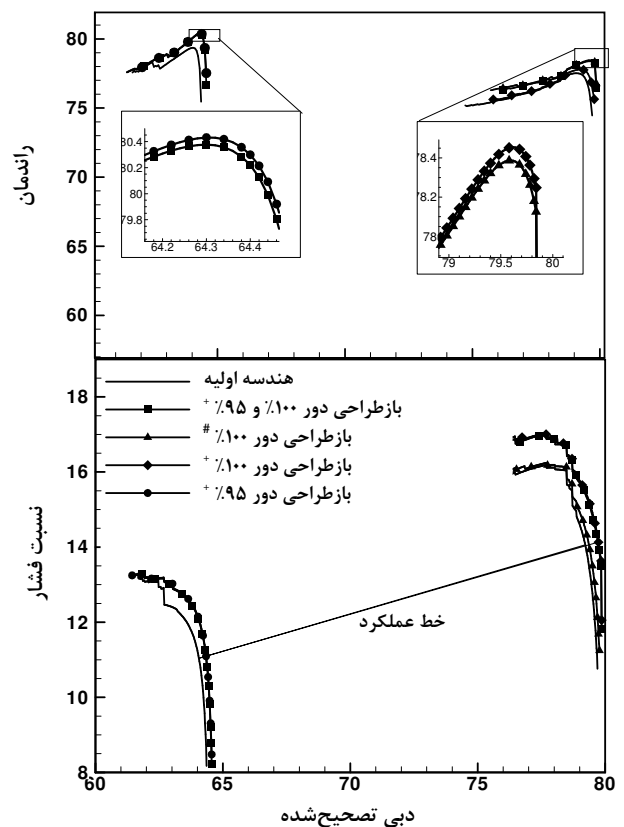
استاتیک خروجی و سرعت محوری جریان می‌شود. مثلث سرعت مربوط به خروجی جریان از روتور نشان می‌دهد که زاویه جریان خروجی از روتور در حالت بهینه‌شده کمتر است. بنابراین، زاویه ورودی پره استاتور طبقه اول در حالت بهینه نسبت به هندسه اولیه کمتر است. کاهش افت‌های استاتور نیز موجب کاهش سرعت محوری شده، به طوری که سرعت محوری در ورود به طبقه پنجم در حالت بهینه برابر با حالت اولیه است. زاویه نسبی جریان ورودی به روتورهای طبقات پنجم و ششم نیز کمتر از حالت اولیه است. زاویه ورودی به استاتورهای طبقات پنجم و ششم نیز کاهش یافته است. از آنجا که سرعت محوری جریان و زاویه خروجی جریان از طبقه ششم در حالت بهینه‌شده کمتر از حالت اولیه است، برای بهبود راندمان، زاویه نصب طبقات پایین‌دست تغییر یافته است.



شکل ۹ مقایسه زوایای جریان و شکل پره‌های کمپرسور اولیه با کمپرسورهای بهینه‌شده

شکل ۱۰ مقدار تغییرات زاویه‌های ورودی و خروجی کمپرسور را در دو حالت با مقدار اولیه مقایسه می‌کند. در حالتی که فقط طراحی دوباره طبقات میانی مد نظر بوده است، تغییرات زاویه‌ها، نسبت به حالتی که هم طبقات میانی دوباره طراحی شده‌اند و هم زوایای نصب طبقات انتهایی تغییر کرده است، کمتر است. هر چه قدر مقدار کاهش افت‌های پره‌های طبقات میانی بزرگ‌تر باشد، تغییرات زوایای جریان نیز بیشتر بوده و به تبع آن زوایای ورودی و خروجی پره‌ها تغییر می‌کند. با توجه به اینکه در حالت اول زوایای پره‌های پایین‌دست ثابت است، تغییرات زیاد زاویه ورودی به این طبقات باعث افزایش افت‌های این طبقات شده و اثر افزایش راندمان ناشی از طبقات

شکل ۸ منحنی‌های عملکردی کمپرسور بهینه‌شده را با مقادیر اولیه آن‌ها مقایسه می‌کند. در حالت اول، راندمان کمپرسور ۰/۴ درصد، در دور ۱۰۰ درصد دور نامی، افزایش داشته است. در حالت دوم، به ترتیب ۱/۱۸ و ۱/۸۳ درصد در دورهای ۱۰۰ و ۹۵ درصد دور نامی افزایش داشته است. افزایش راندمان معادل با کاهش افت‌ها در پره‌های کمپرسور می‌باشد. افزایش راندمان در حالت دوم با افزایش دبی عبوری و نسبت فشار همراه بوده است. افزایش دبی کمپرسور باعث افزایش زاویه و سرعت محوری جریان ورودی به روتور طبقه چهارم می‌شود.

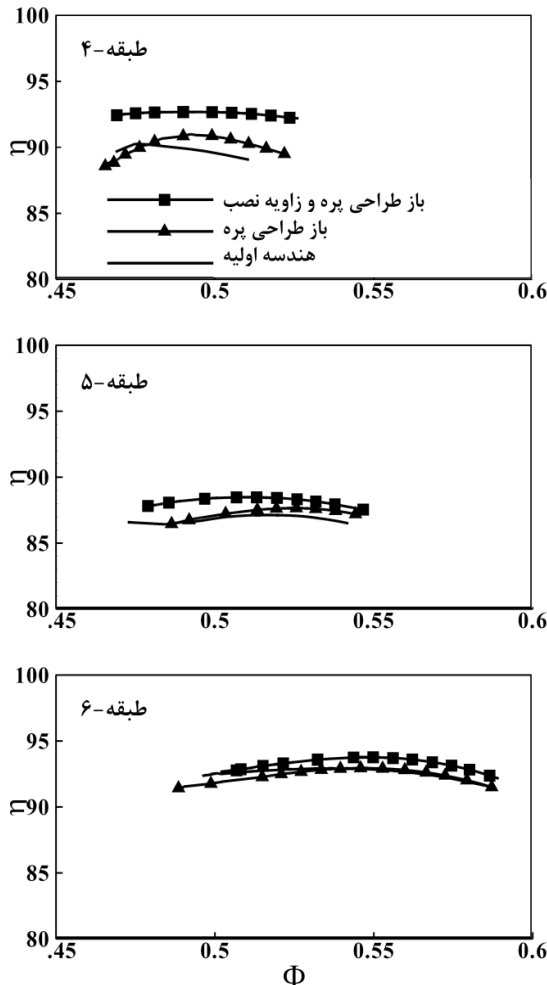


+ بازطراحی پره به همراه بازطراحی زوایای نصب پایین‌دست
بازطراحی پره بدون بازطراحی زوایای نصب پایین‌دست

شکل ۸ مقایسه منحنی‌های عملکردی کمپرسور اولیه با کمپرسورهای بهینه‌شده

با توجه به شکل ۹، زاویه جریان نسبی ورودی به روتور کاهش یافته و به تبع آن زاویه ورودی پره در حالت بهینه‌شده کمتر شده است. کاهش افت‌های جریان گذرنده از روتور در حالت بهینه‌شده نسبت به کمپرسور اولیه باعث کاهش دمای

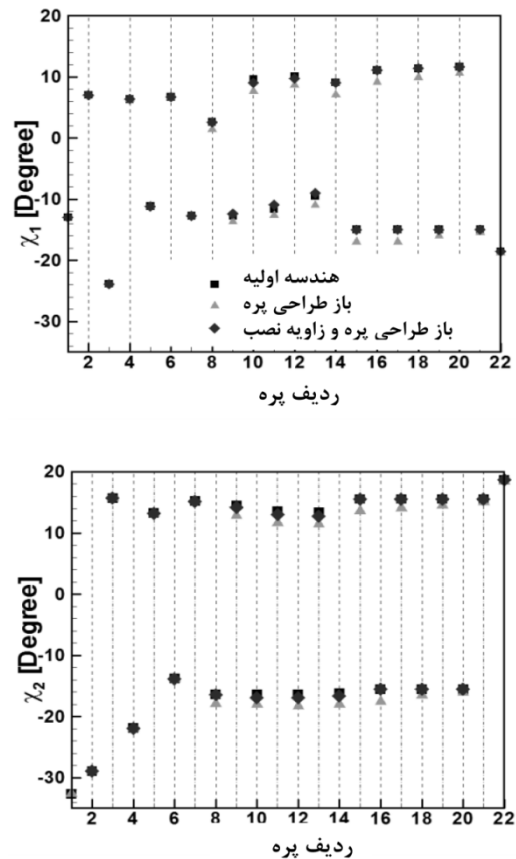
می‌باشند، بازشدن مسیر گاز باعث افزایش دبی عبوری از کمپرسور شده است. شکل ۸ افزایش ۰/۵ درصدی دبی را برای حالتی که هم طراحی دوباره و هم تغییر زاویه نصب طبقات انتهایی مد نظر بوده است نشان می‌دهد. در حالت اول، که هیچ تغییر در زوایای نصب طبقات انتهایی وجود نداشته، تغییر محسوسی در دبی عبوری به وجود نیامده است.



شکل ۱۱ مقایسه منحنی‌های راندمان بر حسب ضریب جریان کمپرسور اولیه با کمپرسورهای بهینه‌شده

شکل ۱۳ تغییرات زوایای ورودی و خروجی جریان و تغییرات زوایای پرها را برای پروفیل‌های مربوط به خط جریان میانی و خط جریان نوک پره مقایسه می‌نماید. با توجه به اینکه تغییرات زوایای نسبی جریان در نوک پره کمتر است، زوایای ورودی و خروجی پروفیل نوک روتور تغییر زیادی نداشته، ولی زاویه نصب استاتور زیاد شده است.

میانی را خنثی می‌کند. بنابراین، افزایش راندمان در طبقات میانی در حالت اول محدودتر است.



شکل ۱۰ مقایسه زوایای ورودی و خروجی پره‌های کمپرسور اولیه با کمپرسورهای بهینه‌شده

در شکل ۱۱ تغییرات راندمان طبقات میانی در حالت‌های بهینه‌شده با حالت اولیه مقایسه شده‌اند. بر اساس شکل ۱۰، افزایش راندمان پرها باعث کاهش زاویه ورودی و خروجی پرها نسبت به حالت اولیه شده است که این خود باعث افزایش بارگذاری طبقات و نسبت فشار هر مرحله شده است. شکل ۱۲ تغییرات ضریب کار بر حسب ضریب جریان را در طبقات ۴ تا ۶ نشان می‌دهد. با توجه به اینکه تغییرات زوایا در حالت دوم بیشتر بوده، ضریب کار طبقات در این حالت افزایش بیشتری داشته است. تغییر زاویه و تغییر ضریب کار در طبقه چهارم بیشتر از دیگر طبقات است.

تغییر زاویه نصب طبقات پایین‌دست موجب بازشدن مسیر گاز در روتورهای طبقات انتهایی شده است. با توجه به اینکه طبقات انتهایی محدودکننده حداکثر جریان عبوری از کمپرسور

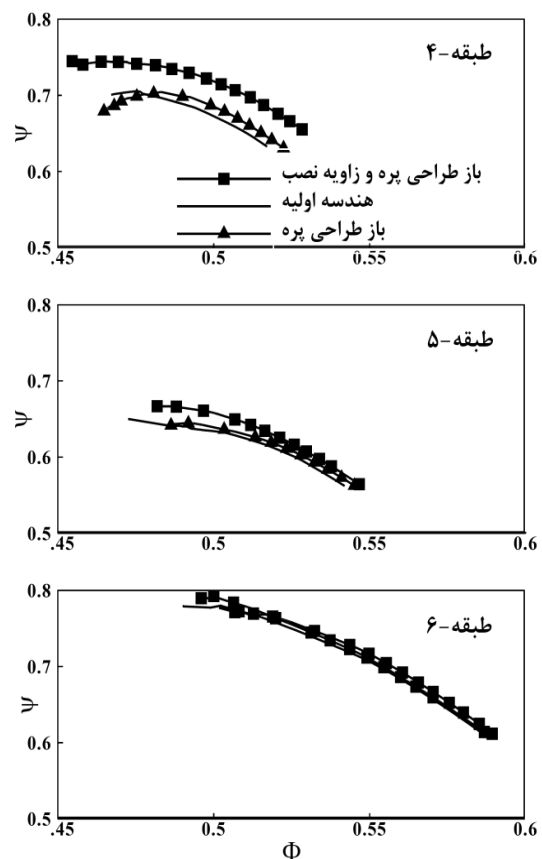
و افزایش توام راندمان نقطه طراحی و نقطه عملکرد در دور ۹۵ درصد دور نامی بهینه شده است. در هر سه مورد، افزایش راندمان با افزایش نسبت فشار و دبی عبوری از کمپرسور همراه بوده است (شکل ۸). مقدار افزایش راندمان با هدف افزایش توام راندمان نقطه طراحی و نقطه عملکرد در دور ۹۵ درصد، نسبت به دو حالت قبلی، کمتر است. زیرا هندسه با در نظر گرفتن توام شرایط طراحی و خارج از طراحی بهینه شده است.

طبقات میانی و طبقات انتهایی کمپرسور اولیه با منطق پره‌های باز تکرارشونده طراحی شده بودند. با توجه به اینکه روش بهینه‌سازی ارائه‌شده هندسه مقاطع مختلف پره را بر اساس تابع هدف و شرایط جریان ورودی آن بهینه می‌کند، پروفیل پره‌های طبقات مختلف بعد از بهینه‌سازی یکسان نمی‌باشند. استفاده از پروفیل‌های باز طراحی‌شده برای طبقات مختلف موجب کاهش هزینه‌های تولید کمپرسور خواهد شد. بنابراین طرح بهینه مستلزم یک مقایسه بین درآمد به دست آمده از افزایش راندمان و ظرفیت گذر دبی جریان و افزایش هزینه‌های تولید می‌باشد. استفاده از محدودیت‌های فیزیک اعمال شده و توابع چندجمله‌ای مناسب در فرایند بهینه‌سازی موجب تولید پره‌هایی با سطوح هموار و با خصوصیات آئرو دینامیکی مناسب شده است.

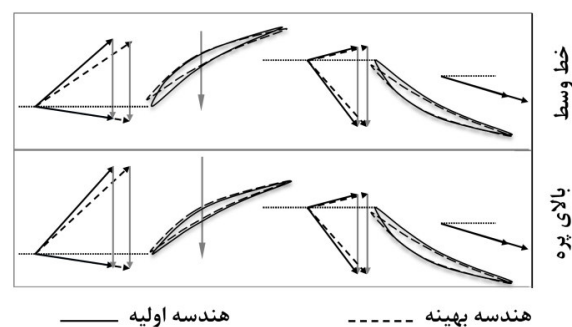
۴- نتیجه‌گیری

در مقاله حاضر، یک الگوریتم برای بهینه‌سازی پره‌های کمپرسور جریان محوری با در نظر گرفتن عملکرد کلی کمپرسور و هماهنگی طبقات ارائه شده است. در این روش، قابلیت بازطراحی پروفیل پره و بازطراحی زاویه نصب طبقات مختلف کمپرسور وجود دارد. این روش از یک تحلیل گر جریان یک الگوریتم بهینه‌سازی و یک سیستم تولید هندسه پارامتریک کمپرسور تشکیل شده است. از یک مدل اعتباربخشی شده تحلیل شبه سه بعدی انحنای خط جریان برای تحلیل جریان سیال و محاسبه پارامترهای عملکردی کمپرسور استفاده شده است. پارامترهای طراحی شامل پارامترهای هندسی و پارامترهای عملکردی آئرو دینامیکی پره شامل مینیمم افت و بازه زاویه حمله مجاز به پره است.

در این مقاله، افزایش راندمان یک کمپرسور ۱۰ طبقه مورد مطالعه قرار گرفته است. بهینه‌سازی کمپرسور در دو حالت



شکل ۱۲ مقایسه منحنی‌های ضریب کار بر حسب ضریب جریان کمپرسور اولیه با کمپرسورهای بهینه‌شده



شکل ۱۳ مقایسه مقدار تغییر زوایای جریان و شکل پره‌ها در خط میانی و نوک پره‌های کمپرسور

افزایش راندمان طبقات میانی کمپرسور همراه با هماهنگ سازی طبقات انتهایی امکان بهبود راندمان بیشتری نسبت به افزایش راندمان تنها دارد. افزایش راندمان کمپرسور با طراحی دوباره طبقات و هماهنگ‌سازی طبقات، با سه هدف، افزایش راندمان نقطه طراحی، افزایش راندمان نقطه عملکرد در دور ۹۵

زاویه جریان خروجی	β_2
نسبت فشار کل در نقطه عملکردی	π_{OP}
نسبت فشار کل در نقطه سرج	π_{Surge}
ضریب افت $(Pt2 - Pt1)/(Pt1 - P1)$	$\bar{\omega}$
ضریب جریان	φ
زاویه نصب	γ

زیرنویس

مقادیر مرجع	ref
افت کمینه	min
پروفیل	P
جریان ثانویه	sec
لایه مرزی دیواره	E
نشستی بالای پره	tip
افت کل	t

۶- مراجع

- [1] Wellborn S. R., Delaney R. A., "Redesign of a 12-Stage Axial-Flow Compressor using Multistage CFD", *ASME Paper*, No. 2001-GT-0351.
- [2] Chen N. X., Zhang H. W., Xu Q., Huang W.G., "Application of Simple Gradient-Based Method and Multi-Section Blade Parameterization Technique to Aerodynamic Design Optimization of a 3D Transonic Single Rotor Compressor", *ASME Paper*, 2009, No. GT2009-59783.
- [3] Terauchi K., Kariya D., Maeda S., Yoshiura K., "Redesign of an 11-Stage Axial Compressor for Industrial Gas Turbine", *ASME Paper*, 2005, No. GT2005-68689.
- [4] Siddappaji K., Dey S., Park K., Turner M. G., Merchant A., "Optimization of a 3-Stage Booster: Part 2-the Parametric 3D Blade Geometry Modeling Tool", *ASME Paper*, 2011, No. GT2011-46664.
- [5] Rooij M. P. C., Dang T. Q., "Improving Aerodynamic Matching of Axial Compressor Blading using a Three-Dimensional Multistage Inverse Design Method", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 129, 2007, No. JTM000108.
- [6] Siddappaji K., Dey S., Park K., Turner M. G., Merchant A., "Optimization of a 3-Stage Booster: Part 1-The Axisymmetric Multi-Disciplinary Optimization Approach to Compressor Design", *ASME Paper*, 2011, No. GT2011-46569.
- [7] Sehra A., Cohn A., Alto P., "Design of a High-Performance Axial Compressor for Utility Gas

انجام شده است. در حالت اول، هدف افزایش راندمان فقط با طراحی دوباره سه طبقه میانی کمپرسور است. حالت دوم بهبود راندمان با طراحی دوباره طبقات میانی و بهینه‌سازی زاویه نصب طبقات انتهایی برای هماهنگ‌سازی طبقات کمپرسور است. در حالت اول، راندمان کمپرسور ۰/۴ درصد و در حالت دوم به ترتیب ۱/۱۸ و ۱/۸۳ درصد در دورهای ۱۰۰ و ۹۵ درصد دور نامی افزایش داشته است. افزایش راندمان طبقات میانی باعث تغییر الگوی جریان ورودی به طبقات پایین‌دست شده که در صورت عدم هماهنگ‌سازی طبقات پایین‌دست باعث افزایش افت این طبقات می‌شود. به طوری که ممکن است افزایش افت ناشی از عدم تطابق عملکرد طبقات انتهایی بیشتر از کاهش افت ناشی از بهینه‌سازی عملکرد طبقات میانی باشد.

۵- فهرست علائم

cl	ضریب برا (نیروهای آیرودینامیکی مماسی / سطح مماسی پره × هد دینامیکی خروجی)
CM	دبی جرمی تصحیح‌شده
i	شمارنده ردیف پره
χ_1	زاویه ورودی پره
χ_2	زاویه خروجی پره
$\dot{m}_{corr,OP}$	دبی جرمی تصحیح‌شده در نقطه عملکردی
$\dot{m}_{corr,Surge}$	دبی جرمی تصحیح‌شده در نقطه سرج
m	دبی جرمی هر نقطه عملکرد (kg/s)
md	دبی جرمی نقاط روی خط عملکردی کمپرسور در هر دور (kg/s)
N_i	ضریب وزنی برای سرعت‌های مختلف
N	تعداد کل ردیف‌هایی که زاویه نصبشان بازطراحی شده
n	ضریب توانی
OBJ	تابع هدف
SLC	انحنای خط جریان
SM	حاشیه سرج
Wi	ضریب وزنی جملات تابع هدف
یونانی	
$\Delta\alpha$	بازه زوایای برخورد

- [15] Creveling H. F., Carmody R. H., *Axial Flow Compressor Computer Program for Calculating Off-Design Performance -Program IV-*, General Motors, Allison Division, Indianapolis, 1968, Prepared for NASA, Report, CR-72427.
- [16] Johnson I. A., *Investigation of a 10-Stage Subsonic Axial Compressor: I-Aerodynamic Design*, NACA Research Memorandum RM, 1952, E52B18 NACA, Washington, DC.
- [17] Koller U., Mo'nig R., Ku'sters B., Schreiber H. A., "Development of Advanced Compressor Airfoils for Heavy-Duty Gas Turbines-Part I: Design and Optimization," *Journal of Turbomachinery*, 2000, Vol. 122, No. JTM000397, pp. 397-405.
- [18] Sieverding F., Ribi B., Casey M., Meyer M., "Design of Industrial Axial Compressor Blade Sections for Optimal Range and Performance", *Journal of Turbomachinery*, 2004, Vol. 126, No. JTM000323, pp. 323-431.
- [19] Cumpsty N. A., *Compressor Aerodynamics*, Krieger Publishing Company, Malabar, Florida USA, 2004.
- [20] Coleman T. F., Li Y., "On the Convergence of Reflective Newton Methods for Large-Scale Nonlinear Minimization Subject to Bounds", *Mathematical Programming*, 1994, Vol. 67, No. 2, pp. 189-224.
- [21] Castiella J., *A Novel Design Methodology for Enhanced Compressor Performance Based on a Dynamic Stability Metric*, Master's Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 2005.
- Turbine", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 114, Issue 2, 1992, p. 277.
- [8] Reddy E. S., Curtis D. R., Reddy D. R., Malak M. F., "A Performance Enhancement Tool for a Multi-Stage Compressor", *ASME, SAE and ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*, Lake Buena Vista, FL, 1996.
- [8] Keskin A., Bestle D., "Application of Multi-Objective Optimization to Axial Compressor Preliminary Design", *Aerosp. Sci. Technol.*, Vol. 10, 2006, pp. 581-589.
- [8] De Sousa F., da Silva R. J., Barbosa J. R., "Single Objective Optimization of a Multi-Stage Compressor using a Gradient-Based Method Applied to a Specially Developed Design Computer Code", *Sixth World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization*, Rio de Janeiro, Brazil, 2005.
- [11] Aungier R. H., *Axial-Flow Compressors*, ASME Press, New York, 2003.
- [12] Bruna D., Turner M. G., Cravero C., "The Development of an Aerodynamic Performance Prediction Tool for Modern Axial Flow Compressor Profiles", *ASME Paper*, 2006, No. GT2006-900187.
- [13] Lieblein S., "Incidence and Deviation Angle Correlations for Compressor Cascades", *ASME J. Basic Eng.*, Vol. 82, 1960, pp. 575-587.
- [14] Ceti M., Hirsch Ch., Serovy G. K., Ucer A. S., "An Off-Design Loss and Deviation Prediction Study for Transonic Axial Compressors", *ASME Paper*, 1989, No. 89-GT-324.