ISSN: 2476-6909; Modares. Mech. Eng. 2027;27(03):239-253.

Modares Mechanical Engineering

DOI: 10.48311/mme.2026.121354.83042
journal homepage: mme.modares.ac.ir

Multi-Point Optimization of Centrifugal Compressor Impeller Geometry Based on a Target Performance Curve Using Machine Learning and a Genetic Algorithm

Mohsen Ebrahimi, Amir Nejat*

School of Mechanical Engineering, College of Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran

ARTICLE INFO

Article Type
Original Research

Article History
Received: July 07, 2026
Revised: August 25, 2026
Accepted: September 04, 2026
ePublished: October 29, 2026

ABSTRACT

In the present study, an inverse design method has been developed to optimize and improve the performance of centrifugal compressors based on the performance curve. The core idea of this method is to create an accurate surrogate model for predicting compressor performance and combine it with multi-objective optimization techniques to enhance performance across a range of operating points. In this approach, the surrogate model predicts the compressor efficiency and pressure ratio according to its geometric parameters with sufficient accuracy, and the genetic algorithm iteratively modifies the compressor geometry until the target performance curve is achieved. This approach allows the centrifugal compressor geometry to be inversely designed based on the desired performance curve. The proposed method is also generalizable to other geometries, and problem variables, including geometric parameters and objective functions, can be redefined according to design requirements. The use of multi-point optimization in this approach ensures that the designed compressors perform satisfactorily not only at the design point but also at off-design operating conditions. The results of this study indicate that the compressor efficiency improved by up to 7% and the pressure ratio by up to 9% at certain operating points. Accordingly, the developed design algorithm provides a reliable and accurate means to enhance the performance of centrifugal compressors and can serve as a fast and trustworthy method for the inverse design of centrifugal compressors based on a desired performance curve.

Keywords: Centrifugal Compressor, Inverse Design, Neural Network, Performance Improvement, Computational Fluid Dynamics

How to cite this article
Ebrahimi M, Nejat A, Multi-Point Optimization of Centrifugal Compressor Impeller Geometry Based on a Target Performance Curve Using Machine Learning and a Genetic Algorithm. Modares Mechanical Engineering; 2027;27(03):239-253.

*Corresponding author's email: Nejat@ut.ac.ir
*Corresponding ORCID ID: 0000-0001-6331-5470

Copyright© 2027, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.

شاپا: ۶۹۰۹-۲۴۷۶؛ مهندسی مکانیک مدرس. ۲۵۳-۲۳۹:(۰۳)۲۷;۱۴۰۵

مهندسی مکانیک مدرس

DOI: 10.48311/mme.2026.121354.83042

صفحه اصلی مجله: mme.modares.ac.ir

بهینه‌سازی چندنقطه‌ای ایمپلر کمپرسور گریز از مرکز بر اساس منحنی عملکرد هدف با استفاده از یادگیری ماشین و الگوریتم ژنتیک

محسن ابراهیمی، امیر نجات*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشکدگان فنی، دانشگاه تهران، تهران، ایران

اطلاعات مقاله

نوع مقاله
مقاله پژوهشی

تاریخچه مقاله
دریافت: ۱۴۰۵/۰۴/۱۶
بازنگری: ۱۴۰۵/۰۶/۰۳
پذیرش: ۱۴۰۵/۰۶/۱۳
ارائه آنلاین: ۱۴۰۵/۰۸/۰۷

چکیده

در پژوهش حاضر یک روش طراحی معکوس به‌منظور بهینه‌سازی و بهبود عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز بر مبنای منحنی عملکرد توسعه داده شده است. ایده اصلی این روش ایجاد یک مدل جایگزین با دقت مناسب برای تخمین عملکرد کمپرسور و ترکیب آن با روش‌های بهینه‌سازی چندهدفه برای بهبود عملکرد کمپرسور در مجموعه‌ای از نقاط کارکرد است. در این روش مدل جایگزین راندمان و نسبت فشار کمپرسور را بر اساس پارامترهای هندسی آن با دقت مناسب تخمین می‌زند و الگوریتم ژنتیک هندسه‌ی کمپرسور را تا رسیدن به منحنی عملکرد دلخواه به‌صورت تکراری اصلاح می‌کند. با استفاده از این رویکرد می‌توان هندسه‌ی کمپرسور گریز از مرکز را به‌صورت معکوس و صرفاً بر اساس منحنی عملکرد هدف طراحی کرد. روش توسعه داده در این پژوهش به هندسه‌های دیگر نیز تعمیم‌پذیر است و متغیرهای مسئله از جمله پارامترهای هندسی و توابع هدف را می‌توان بر اساس الزامات طراحی باز تعریف کرد. استفاده از بهینه‌سازی چندنقطه‌ای در این روش باعث شده است تا کمپرسورهای ایجاد شده علاوه بر نقطه طراحی در سایر نقاط کارکرد نیز عملکرد قابل‌قبولی داشته باشند. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد که راندمان کمپرسور در برخی از نقاط کارکرد تا ۷ درصد و نسبت فشار آن تا ۹ درصد بهبود یافته است. براین‌اساس می‌توان گفت که الگوریتم طراحی توسعه داده شده در این پژوهش امکان بهبود عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز را با دقت مناسب فراهم می‌آورد و می‌تواند به‌عنوان یک روش سریع و قابل‌اطمینان برای طراحی معکوس کمپرسورهای گریز از مرکز بر مبنای منحنی عملکرد دلخواه استفاده شود.

کلیدواژه‌ها: کمپرسور گریز از مرکز، طراحی معکوس، شبکه‌ی عصبی، بهبود عملکرد، دینامیک سیالات محاسباتی

نحوه ارجاع به این مقاله

ابراهیمی محسن، نجات امیر، بهینه‌سازی چندنقطه‌ای ایمپلر کمپرسور گریز از مرکز بر اساس منحنی عملکرد هدف با استفاده از یادگیری ماشین و الگوریتم ژنتیک، مهندسی مکانیک مدرس. ۲۵۳-۲۳۹:(۰۳)۲۷;۱۴۰۵.

*پست الکترونیکی نویسنده عهده‌دار مکاتبات: Nejat@ut.ac.ir

*شناسه ارکید نویسنده عهده‌دار مکاتبات: ۰۰۰۰-۰۰۰۱-۶۳۳۱-۵۴۷۰

Copyright© 2027, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.

۱- مقدمه

ویژگی‌های منحصربه‌فرد کمپرسورهای گریز از مرکز از جمله محدوده‌ی کارکرد وسیع آن‌ها باعث شده است تا این نوع از کمپرسورها به طور گسترده در صنایع مختلف مورد استفاده قرار گیرند [۱]. کمپرسورهای گریز از مرکز معمولاً بخش قابل‌توجهی از انرژی مجموعه را مصرف می‌کنند و افزایش راندمان آن‌ها می‌تواند تأثیر قابل‌توجهی در کاهش مصرف انرژی داشته باشد. طراحی کمپرسور با راندمان بیش‌تر همچنین باعث کاهش تنش‌های وارد بر قطعات و افزایش طول عمر آن‌ها خواهد شد [۲و۳]. ازاین‌رو توسعه‌ی روش‌های موثر برای طراحی و بهینه‌سازی کمپرسورهای گریز از مرکز همواره یکی از موضوعات موردتوجه پژوهشگران بوده است.

یکی از روش‌های متداول برای طراحی کمپرسورهای گریز از مرکز استفاده از رویکرد طراحی معکوس است. در این روش هندسه‌ی کمپرسور بر اساس توزیع از پیش تعیین‌شده کمیت‌های جریان به صورت مستقیم ایجاد می‌شود. بررسی مطالعات مرتبط نشان می‌دهد که استفاده از روش‌های طراحی معکوس می‌تواند به اصلاح بارگذاری پره و بهبود راندمان کمپرسور منجر شود. زنگه با فرض جریان تراکم‌پذیر یک روش طراحی سه‌بعدی با استفاده از توزیع سرعت مماسی متوسط در صفحه‌ی نصف‌النهاری ارائه کرد [۴]. نیلی احمدآبادی و همکاران با ترکیب روش طراحی معکوس و حلگر دو بعدی اویلری هندسه‌ی مناسب برای یک مجرای s-شکل را طبق توزیع فشار مطلوب ایجاد کردند [۵]. دمولینار و براموسخه با به‌کارگیری معادلات اویلر روش دیگری بر اساس توزیع فشار از پیش تعیین شده معرفی کردند [۶]. یو و زنگنه به کمک حلگر لزج معادلات ناویر -استوکس یک الگوریتم طراحی معکوس برای کمپرسورهای گریز از مرکز توسعه دادند [۷]. ورس و براموسخه به بهینه‌سازی کانال بازگشتی و دیفیوزر بدون پره کمپرسور گریز از مرکز بر اساس توزیع بارگذاری پره پرداختند [۸]. نیلی احمدآبادی و همکاران با استفاده از الگوریتم گلوله-اسپاین و حلگر شبه‌سه‌بعدی یک روش طراحی برای صفحه‌ی نصف‌النهاری ارائه کردند [۹].

روش‌های طراحی معکوس معرفی شده اغلب بر اساس مجموعه‌ای از فرضیات و ساده‌سازی‌ها توسعه داده شده‌اند که دقت نتایج و تعمیم‌پذیری این روش‌ها را کاهش می‌دهد. با در نظر گرفتن این محدودیت‌ها پژوهشگران روش‌های دیگری بر اساس دینامیک سیالات محاسباتی ارائه کردند که امکان حل جریان به صورت سه‌بعدی و بررسی اثرات لزجت سیال را با دقت مناسب فراهم می‌آورد. دانیلیشین و همکاران با تعریف هندسه‌ی یک کمپرسور گریز از مرکز به‌صورت پارامتریک به بهینه‌سازی آن با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی پرداختند [۱۰]. پی و همکاران از الگوریتم ژنتیک چند هدفه و دینامیک سیالات محاسباتی برای بهبود عملکرد پمپ گریز از مرکز استفاده کردند [۱۱]. اوهیمی و مک‌نبولا با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی و الگوریتم ژنتیک چندهدفه، بهینه‌سازی یک توربین فرانسیس را بررسی کردند [۱۲].

روش‌های مبتنی بر دینامیک سیالات محاسباتی با وجود آنکه از دقت مناسبی برخوردار هستند؛ اما استفاده مستقیم از آن‌ها در فرایند بهینه‌سازی هزینه‌ی محاسباتی زیادی خواهد داشت. یک راه حل متداول به کارگیری مدل‌های جایگزین برای تخمین مشخصه‌های عملکردی کمپرسور است. نتایج پژوهش‌های انجام شده نشان می‌دهد که با استفاده از مدل‌های جایگزین مانند پاسخ سطح و کریجینگ می‌توان راندمان و نسبت فشار کمپرسور را با دقت مناسب و هزینه محاسباتی نسبتا کم پیش‌بینی کرد. یی و همکاران از ترکیب روش پاسخ سطح و الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی راندمان آدیاباتیک کمپرسور محوری روتور ۳۷ استفاده کردند [۱۳]. شو و همکاران با استفاده از تحلیل رگرسیون و الگوریتم ژنتیک به بهینه‌سازی کمپرسور گریز از مرکز با هدف بهبود راندمان پرداختند [۱۴]. ها و کانگ از مدل کریجینگ و الگوریتم جستجوی الگو برای افزایش راندمان کمپرسور و پایداری جریان خروجی استفاده کردند [۱۵]. زنگنه و همکاران یک روش طراحی سه‌بعدی بر اساس مدل پاسخ سطح برای بهینه‌سازی کمپرسورهای گریز از مرکز ارائه دادند [۱۶]. شیم و همکاران یک مدل پاسخ سطح با هدف افزایش راندمان و پایداری جریان برای پمپ گریز از مرکز توسعه دادند [۱۷]. وانگ و همکاران با تعریف یک مدل اتلاف هیدرولیکی برای پمپ‌های گریز از مرکز به بهینه‌سازی راندمان هیدرولیکی با استفاده از روش پاسخ سطح پرداختند [۱۸]. سولک و همکاران با استفاده از نتایج به‌دست‌آمده از دینامیک سیالات محاسباتی، یک مدل جایگزین مبتنی بر روش پاسخ سطح برای توربین کاپلان توسعه دادند [۱۹].

مدل‌های جایگزین بررسی شده اگرچه در بسیاری از مسائل بهینه‌سازی نتایج قابل قبولی ارائه کرده‌اند؛ اما دقت این مدل‌ها می تواند با افزایش متغیرهای طراحی و پیچیده تر شدن روابط بین آن‌ها کاهش یابد. در این شرایط روش‌های یادگیری ماشین از جمله شبکه‌ی عصبی به دلیل دقت بالا در یادگیری الگوهای پیچیده می‌توانند استفاده شوند. بررسی پژوهش های انجام شده نشان می‌دهد که مدل‌های جایگزین مبتنی بر یادگیری ماشین می‌توانند به خوبی روابط بین متغیرهای هندسی کمپرسور و مشخصه‌های عملکردی آن را برای مسائل بهینه‌سازی پیچیده با دقت مناسب تخمین بزنند. ایبارکی و همکاران با استفاده از شبکه‌ی عصبی و الگوریتم ژنتیک به بهینه‌سازی کمپرسور گریز از مرکز با هدف افزایش راندمان پرداختند [۲۰]. لی و همکاران بهینه‌سازی دیفیوزرهای پره‌دار کمپرسور گریز از مرکز را با استفاده از الگوریتم یادگیری ماشین XGBoost بررسی کردند [۲۱]. ژانگ و همکاران از یک شبکه‌ی عصبی برای بهینه‌سازی ایمپلر کمپرسورهای گریز از مرکز با ضریب جریان بالا استفاده کردند [۲۲]. عامری‌مهر و نجات با استفاده از شبکه عصبی یک روش طراحی دو

بعدی برای کمپرسورهای گریز از مرکز بر مبنای منحنی عملکرد دلخواه ارائه کردند [۲۳].

باوجودآنکه پژوهش‌های انجام شده با استفاده از روش‌های یادگیری ماشین نتایج دقیق و قابل‌قبولی ارائه کرده‌اند؛ اما بخش قابل‌توجهی از این پژوهش‌ها با هدف ایجاد طراحی بهینه برای یک نقطه کارکرد انجام شده‌اند. طراحی و بهینه‌سازی کمپرسور با چنین رویکردی الزاماً عملکرد بهینه کمپرسور در نقاط خارج از طراحی را تضمین نمی‌کند و ممکن است منجر به کاهش شدید راندمان کمپرسور در این نقاط شود.

این پژوهش با درنظرگرفتن ایرادات ناشی از طراحی و بهینه‌سازی کمپرسور برای یک نقطه‌ی کارکرد، رویکرد جامع‌تری برای بهبود عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز در چند نقطه‌ی کارکرد ارائه می‌کند. روش توسعه داده شده در این پژوهش بر خلاف روش‌های موجود که در آن‌ها طراحی و بهینه‌سازی کمپرسور با تعریف یک نقطه‌ی کارکرد انجام می‌شود؛ مجموعه‌ای از نقاط کارکرد را برای طراحی و بهینه‌سازی در نظر می‌گیرد تا کمپرسور طراحی‌شده در طیف گسترده‌ای از نقاط کارکرد عملکرد قابل‌قبولی ارائه کند.

این روش طراحی و بهینه‌سازی با استفاده از یک مدل جایگزین از نوع شبکه‌ی عصبی رابطه‌ی غیرخطی میان متغیرهای هندسی کمپرسور و مشخصه‌های عملکردی آن مانند راندمان و نسبت فشار را تقریب می‌زند. سپس یک الگوریتم ژنتیک با استفاده از این مدل جایگزین هندسه‌ی کمپرسور تا رسیدن به هندسه‌ای با منحنی عملکرد آن منطبق بر منحنی عملکرد تعیین شده اصلاح می‌کند. به‌عبارت‌دیگر در این روش مجموعه‌ای از نقاط منحنی عملکرد هدف به‌عنوان ورودی مسئله طراحی تعریف می‌شوند و الگوریتم بهینه‌سازی با استفاده از مدل جایگزین ایجادشده، متغیرهای هندسی کمپرسور را به‌گونه‌ای تعیین می‌کند که اختلاف بین منحنی عملکرد پیش‌بینی‌شده و منحنی عملکرد هدف در این نقاط به حداقل مقدار ممکن برسد.

روش توسعه داده شده این امکان را فراهم می‌کند که به‌جای تمرکز بر بهبود عملکرد در یک نقطه طراحی، مجموعه‌ای از نقاط کارکرد منحنی عملکرد هدف مستقیماً به‌عنوان معیارهای طراحی تعریف شوند. در نتیجه، فرایند طراحی از بهینه‌سازی مبتنی بر یک نقطه کارکرد به بهبود عملکرد کمپرسور در مجموعه‌ای از شرایط کارکرد گسترش می‌یابد. انتظار می‌رود چنین رویکردی بتواند ضمن حفظ عملکرد مناسب در شرایط طراحی، از افت راندمان کمپرسور در نقاط خارج از طراحی را کاهش دهد و امکان تولید هندسه‌ای را فراهم آورد که منحنی عملکرد آن با منحنی عملکرد ازپیش‌تعیین‌شده تطابق بیشتری داشته باشد.

۲- مدل‌سازی و معادلات حاکم

۲-۱- مدل‌سازی هندسی

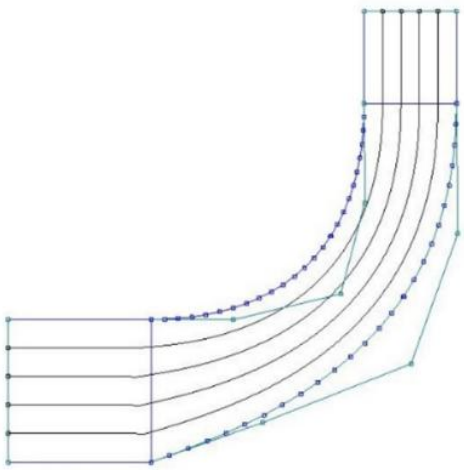
کمپرسور NASA low speed که در مطالعه‌ی هاتوی و همکاران [۲۴] به‌صورت تجربی بررسی شده است، به‌عنوان هندسه‌ی مرجع در این پژوهش در نظر گرفته شده است. مشخصات این کمپرسور به صورت خلاصه در جدول ۱ گزارش شده است.

ترسیم هندسه‌ی کمپرسور مرجع در صفحه‌ی نصف‌النهاری با استفاده از معادله‌ی بزیر پنج نقطه‌ای انجام شده است [۲۵]. شکل ۱ نمایی از منحنی‌های هاب و شرود در صفحه‌ی نصف‌النهاری و نقاط کنترلی آن‌ها را نمایش می‌دهد.

جدول ۱ مشخصات اصلی کمپرسور NASA low-speed و شرایط کارکرد آن در نقطه‌ی طراحی

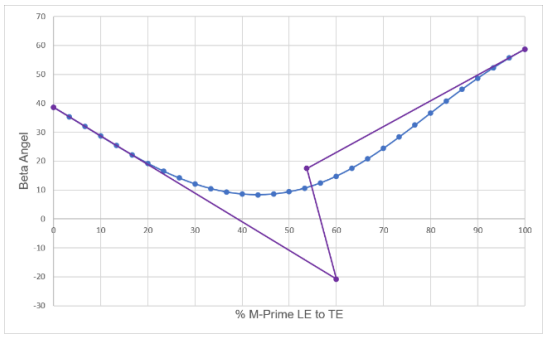
Table 1 Main Specifications and Design-Point Operating Conditions of the NASA low-Speed Compressor

Parameter	Value	Unit
Number of impeller blades	20	–
Impeller backsweep angle	55	deg
Tip clearance	0.254	cm
Rotational speed	1862	rpm
Design mass flow rate	30	kg/s
Pressure ratio at design point	1.141	–
Isentropic efficiency at design point	0.922	–



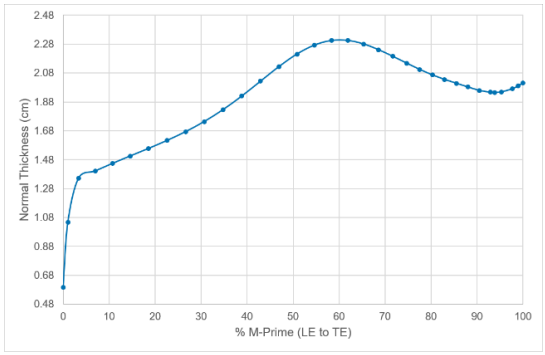
شکل ۱ ترسیم نمای نصف‌النهاری کمپرسور NASA low speed در محیط نرم‌افزار DesignModeler با استفاده از منحنی‌های بزیر پنج نقطه‌ای

Fig. 1 Meridional geometry of the NASA low-speed compressor created in ANSYS DesignModeler based on five-point Bézier curves



شکل ۲ توزیع زوایای پره بر حسب تعریف بتا با استفاده از منحنی بزیر چهار نقطه‌ای برای اسپن اول کمپرسور NASA low speed

Fig. 2 Blade angle distribution based on the beta definition generated using a four-point Bézier curve for the first span of the NASA low-speed compressor



شکل ۳ توزیع ضخامت پره با استفاده از مختصات دو بعدی برای اسپن اول کمپرسور NASA low speed

Fig. 3 Blade thickness distribution generated using two-dimensional coordinates for the first span of the NASA low-speed compressor

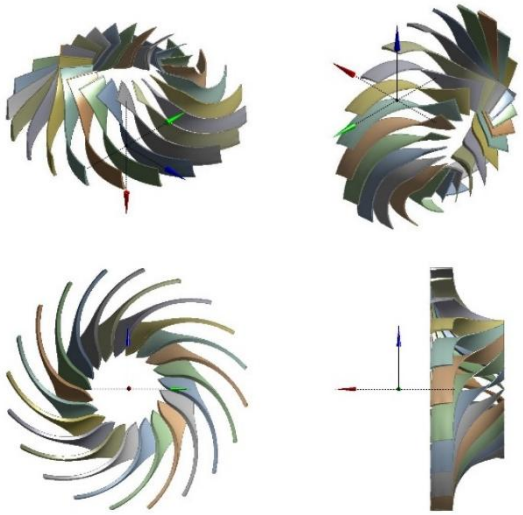
پروفیل پره در پژوهش مرجع [۲۴] به‌صورت مختصات دو بعدی در ۶ اسپن به فاصله‌ی مساوی گزارش شده است. برای ترسیم هندسه به صورت پارامتریک، مختصات دو بعدی پروفیل پره به فرم توزیع زاویه و ضخامت تبدیل شده است. توزیع زوایای پره به صورت منحنی بزیر چهار نقطه‌ای و بر حسب تعریف بتا در نظر گرفته شده است. در شکل ۲ توزیع زوایای پره برای اسپن اول نمایش داده شده است.

ضخامت پره جزء اهداف بهینه‌سازی این پژوهش نبوده است و توزیع آن مطابق شکل ۳ به‌صورت مختصات دوبعدی در نظر گرفته شده است.

شکل ۴ نمایی از هندسه‌ی سه‌بعدی کمپرسور NASA low speed را نمایش می‌دهد که با استفاده از داده‌های پژوهش مرجع در نرم‌افزار DesignModeler ایجاد شده است.

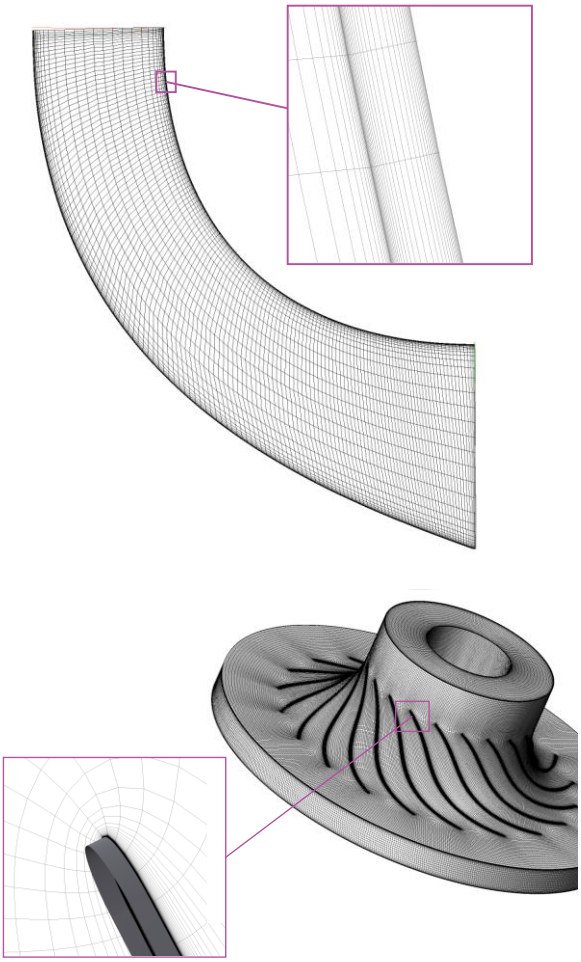
۲-۲- شبکه‌ی محاسباتی

در این پژوهش از نرم‌افزار TurboGrid برای ایجاد شبکه‌ی محاسباتی سازمان‌یافته استفاده شده است. شکل ۵ نمونه‌ای از شبکه‌ی محاسباتی ایجاد شده برای کمپرسور NASA low speed را نشان می‌دهد.



شکل ۴ هندسه‌ی سه‌بعدی کمپرسور NASA low speed در نرم‌افزار DesignModeler

Fig. 4 Three-dimensional geometry of the NASA low-speed compressor in ANSYS DesignModeler



شکل ۵ شبکه‌ی محاسباتی سازمان‌یافته کمپرسور NASA low speed در محیط نرم‌افزار TurboGrid

Fig. 5 Structured mesh of the NASA low-speed compressor generated in ANSYS TurboGrid

جدول ۲ مشخصات شبکه‌های محاسباتی ایجاد شده برای دو مدل متفاوت آشفتگی

Table 2 Mesh specifications for two different turbulence models

Turbulence model	First layer thickness (m)	Growth rate	Number of elements	$Y+$
$k-\omega\ SST$	5e-06	1.05	1.2e06	1.102
$k-\epsilon$	5e-03	1.05	4.4e05	107

مدل‌سازی جریان با استفاده از دو مدل آشفتگی $k-\omega\ SST$ و $k-\epsilon$ انجام شده است که برای حل عددی هر کدام یک شبکه‌ی محاسباتی مجزا ایجاد شده است. مقدار ارتفاع اولین لایه در شبکه‌ی ایجاد شده برای مدل $k-\omega\ SST$ ۵ میکرون در نظر گرفته شده است تا مقدار $Y+$ کمتر از ۱ به دست آید. برای ایجاد شبکه‌ی محاسباتی مدل $k-\epsilon$ مقدار ارتفاع لایه‌ی اول ۵ میلی‌متر تعریف شده است که بر اساس آن میانگین $Y+$ حدود ۱۰۷ گزارش شده است. مشخصات مربوط به شبکه‌های محاسباتی ایجاد شده برای هر یک از مدل‌های آشفتگی در جدول ۲ گزارش شده است.

۲-۳- شرایط مرزی و مدل‌سازی جریان

جریان سیال در کمپرسورهای گریز از مرکز به‌صورت جریان تراکم‌پذیر آشفته و با استفاده از مجموعه معادلات متوسط‌گیری شده ناویر - استوکس حل شده است. این معادلات به‌صورت روابط ۱ و ۲ نمایش داده شده است [۲۶].

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t}+\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{u}_i)}{\partial x_i}=0 \qquad (۱)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\tilde{u}_i)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_j\tilde{u}_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\bar{t}_{ji}-\overline{\rho u_j" u_i"}\right]+S_M \qquad (۲)$$

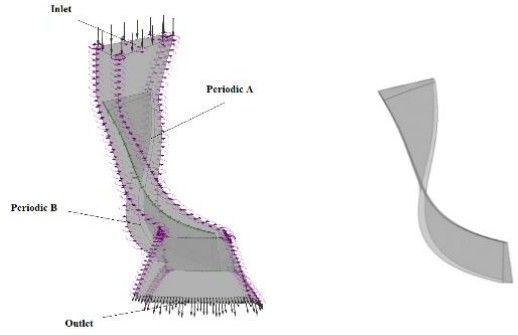
عبارت $-\overline{\rho\acute{u}_i\acute{u}_j}$ در رابطه‌ی ۲ تانسور تنش رینولدز است که برای مدل‌سازی آن در این پژوهش از دو مدل آشفتگی $k-\epsilon$ [۲۷] و $k-\omega\ SST$ [۲۸] استفاده شده است. S_M ترم منبع است و به دلیل استفاده از چارچوب مرجع چندگانه در معادله مومنتوم لحاظ شده است. معادله‌ی انرژی برای سیال تراکم‌پذیر آشفته به صورت رابطه‌ی ۳ تعریف می‌شود [۲۹].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}E)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho}\tilde{u}_jH)= \frac{\partial}{\partial x_j}\left[-q_{L_j}-q_{T_j}+\overline{\bar{t}_{ji}u_i"}-\overline{\rho u_j"\frac{1}{2}u_i"u_i"}\right]+ \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\tilde{u}_i(\bar{t}_{ij}+\bar{\rho}\tau_{ij})\right]+S_E \qquad (۳)$$

جدول ۳ شرایط مرزی کمپرسور NASA low speed برای حل فضای نمونه

Table 3 Boundary conditions for the NASA low-speed compressor simulation

Boundary condition	Type	Value	
Domain inlet	Inlet	P total	1 bar
		T	288.15 (K)
Domain outlet	Outlet	Mass flow rate	18-42 (kg/s)
Shroud	Counter rotating wall	-	
Hub	No slip wall	-	
Blade	No slip wall	-	
Periodic	Internal periodic	-	



(b) (a)

شکل ۶ الف) پره‌ی کمپرسور NASA low speed ب) نوع شرایط مرزی و محل اعمال آن

Fig. 6 a) NASA low-speed compressor blade b) Types of boundary conditions and their locations

در معادله‌ی ۳ E انرژی کل و H آنتالپی کل سیال است. همچنین q_{L_j} شار حرارتی لمینار و q_{T_j} شار حرارتی جریان آشفته است. ترم منبع ناشی از چارچوب مرجع چندگانه نیز به صورت S_E به معادله‌ی انرژی اضافه شده است.

حل عددی جریان در این پژوهش با استفاده از نرم‌افزار ANSYS CFX انجام شده است. شرایط مرزی در ورودی ایمپلر کمپرسور به‌صورت دما و فشار سکون تعریف شده است و در خروجی کمپرسور شرط مرزی دبی جرمی اعمال شده است. شرایط مرزی مسئله در حالت کلی به‌صورت جدول ۳ تعریف می‌شود.

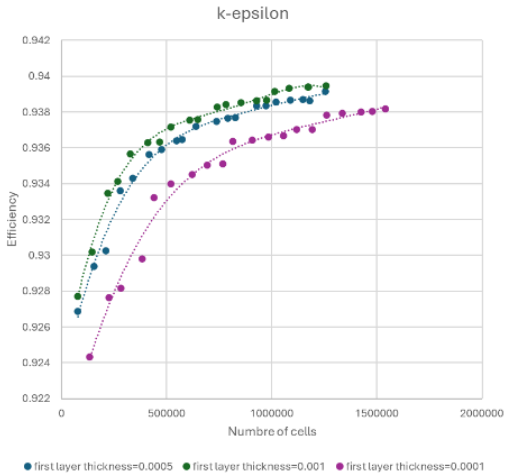
به دلیل وجود لقی در لبه‌ی پره، سطح شرود ساکن است و به‌صورت Counter rotating wall در نظر گرفته می‌شود. نحوه‌ی اعمال شرایط مرزی مسئله در شکل ٦ نمایش داده شده است.

برای مدل‌سازی سیال کاری از معادلات حالت هوا به‌صورت گاز ایده‌آل استفاده شده است. جریان سیال به‌صورت متناوب و با فرض حالت پایا حل شده است. سرعت دورانی سیال حول محور چرخش ۱۸۶۲ دور بر دقیقه است. معادلات آشفتگی جریان به فرم مرتبه اول گسسته‌سازی شده‌اند و گسسته‌سازی سایر معادلات به‌صورت مرتبه دوم است. برای صحت سنجی نتایج از دو مدل آشفتگی $k-\omega\ SST$ و $k-\epsilon$ استفاده شده است و حل عددی سایر نقاط فضای طراحی با استفاده از مدل $k-\epsilon$ انجام شده است.

۲-۴- استقلال از شبکه

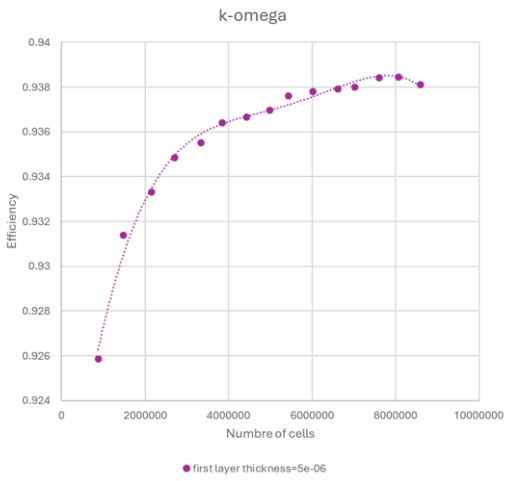
استقلال از شبکه برای دو مدل آشفتگی $k-\omega\ SST$ و $k-\epsilon$ بر اساس راندمان کمپرسور انجام شده است که نتایج آن در شکل ۷ و شکل ۸ نمایش داده شده است.

ازآنجایی‌که مدل آشفتگی $k-\epsilon$ از تابع دیوار استفاده می‌کند؛ به‌منظور تعیین مقدار مناسب y+ سه شبکه‌ی محاسباتی با ضخامت لایه اول ۱، ۰/۵ و ۰/۱ میلی‌متر ایجاد شده است. مقدار تابع y+ برای این شبکه‌ها به ترتیب ۲۲۰، ۱۴۴ و ۲۴ به‌دست‌آمده است. بررسی شکل ۷ نشان می‌دهد که شبکه با ضخامت لایه اول ۱ میلی متر و مقدار y+ حدود ۲۲۰ در محدوده قانون لگاریتمی نتایج دقیق‌تری ایجاد کرده است. همچنین افزایش تعداد المان‌های شبکه به بیش از ۶۰۰ هزار المان نیز تأثیر چندانی بر نتایج ندارد.



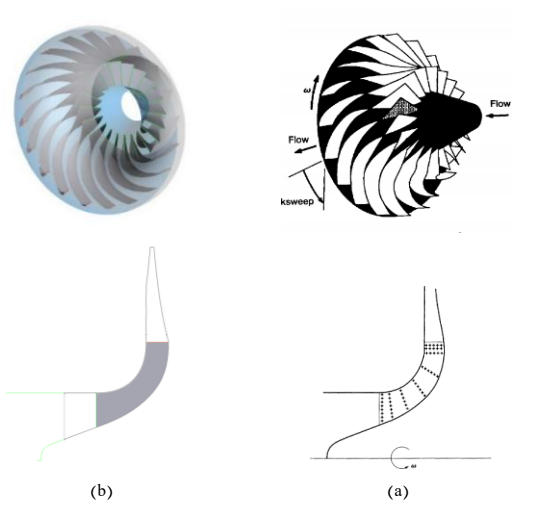
شکل ۷ نتایج بررسی استقلال از شبکه بر اساس تغییرات راندمان کمپرسور برای شبکه‌ی محاسباتی $k-\epsilon$

Fig. 7 Grid independence study results based on compressor efficiency variations for the k-ε computational mesh



شکل ۸ نتایج بررسی استقلال از شبکه بر اساس تغییرات راندمان کمپرسور برای شبکه‌ی محاسباتی $k-\omega\ SST$

Fig. 8 Grid independence study results based on compressor efficiency variations for the k-ω SST computational mesh



شکل ۹ مقایسه‌ی هندسه‌ی کمپرسور و مدل سه‌بعدی **الف)** نمایی از هندسه‌ی واقعی کمپرسور NASA low speed [۲۴] **ب)** مدل سه‌بعدی ایجاد شده در نرم‌افزار TurboGrid

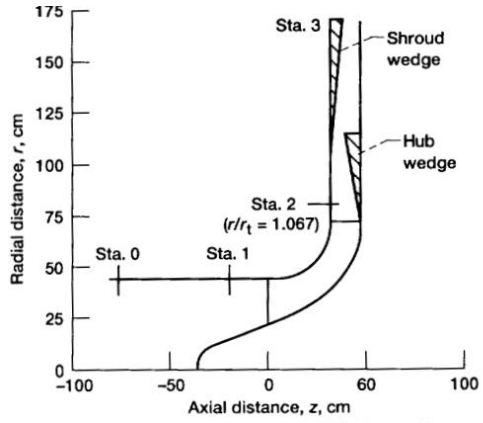
Fig. 9 Comparison of the compressor geometry and the three-dimensional model a) Actual NASA low-speed compressor geometry [24] b) Three-dimensional model generated using TurboGrid software.

بر اساس شکل ۸ می‌توان گفت که تغییرات نتایج حل $k-\omega\ SST$ برای شبکه‌هایی با بیش از ۴ میلیون المان ناچیز است.

۲-۵- اعتبارسنجی

کمپرسور NASA low speed [۲۴] به‌عنوان مرجع اعتبارسنجی روش حل عددی انتخاب شده است. شکل ۹ نمایی از مدل هندسی ایجاد شده در نرم‌افزار TurboGrid و کمپرسور مرجع را مقایسه می‌کند.

شرایط مرزی ورودی مطابق پژوهش مرجع به‌صورت توزیع فشار سکون و زاویه‌ی ورود سیال در صفحه‌ای به فاصله‌ی ۲۰/۷۳۲ سانتی‌متر از لبه‌ی حمله پره تعریف شده است. شرایط مرزی خروجی نیز به‌صورت دبی جرمی ثابت در نظر گرفته شده است. صفحه‌ی صفر در شکل ۱۰ ورودی کمپرسور و صفحه‌ی یک محل اعمال شرایط مرزی ورودی است.



شکل ۱۰ محل اندازه‌گیری شرایط مرزی در نمای نصف‌النهاری کمپرسور NASA low speed [۲۴]

Fig. 10 Locations of boundary condition measurements in the meridional view of the NASA low-speed compressor [24]

جدول ۴ مقایسه‌ی نتایج حل عددی و مقادیر تجربی گزارش‌شده برای کمپرسور NASA low speed

Table 4 Comparison of numerical results with experimental data reported for the NASA low-speed compressor

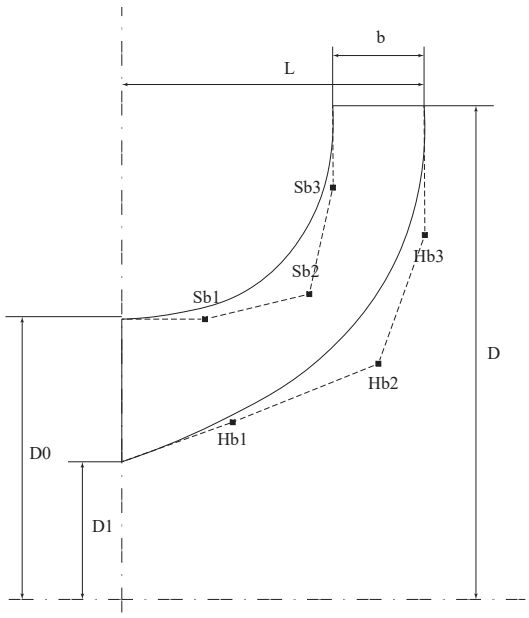
Mass flow rate (kg/s)	Parameter	Validation results		
		Experimental value	CFD result	Error (%)
30	Total pressure ratio	1.14	1.139	**0.17**
	Total temperature ratio	1.042	1.040	**0.19**
	Isentropic efficiency (%)	92.2	93.1	**0.97**
23.6	Total pressure ratio	1.169	1.165	**0.27**
	Total temperature ratio	1.050	1.048	**0.18**
	Isentropic efficiency (%)	93.1	91.8	**1.39**

نتایج حاصل از حل عددی و مقادیر تجربی گزارش شده در پژوهش مرجع [۲۴] برای دو نقطه‌ی کارکرد در جدول ٤ با یکدیگر مقایسه شده است.

بر اساس داده‌های جدول ٤ بیش‌ترین میزان خطا ۱٫۳۹ درصد گزارش شده است که بیانگر صحت روش حل عددی است.

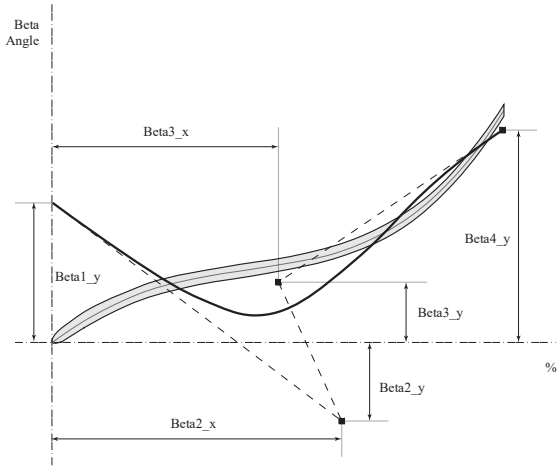
۲-۶- فضای نمونه و تحلیل حساسیت

متغیرهای بهینه‌سازی این پژوهش در حالت کلی شامل دبی جرمی و مشخصه‌های هندسی کمپرسور در دو صفحه‌ی نصف‌النهاری و پره به پره است. شکل ۱۱ نمایی از متغیرهای هندسی کمپرسور NASA low speed در صفحه‌ی نصف‌النهاری را نمایش می‌دهد. متغیرهای هندسی کمپرسور در این صفحه شامل ابعاد کلی و نقاط کنترلی منحنی‌های هاب و شرود است.



شکل ۱۱ متغیرهای هندسی کمپرسور NASA low speed در صفحه‌ی نصف‌النهاری

Fig. 11 Geometric variables of the NASA low-speed compressor on the meridional plane

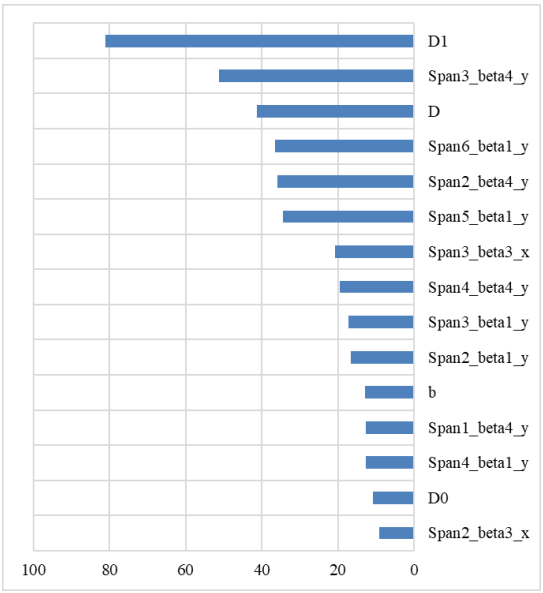


شکل ۱۲ متغیرهای هندسی کمپرسور NASA low speed در صفحه‌ی مماسی

Fig. 12 Geometric variables of the NASA low-speed compressor on the tangential plane

در صفحه‌ی پره به پره، مقادیر توزیع زوایای پره در راستای جهت نصف‌النهاری در ۶ اسپن با فاصله‌ی مساوی از هاب تا شرود در نظر گرفته شده است. شکل ۱۲ متغیرهای هندسی در صفحه‌ی مماسی را برای اسپن اول نمایش می‌دهد.

برای انجام تحلیل حساسیت ابتدا یک فضای نمونه با استفاده از تمام متغیرهای هندسی ایجاد شده است. محدوده‌ی تغییرات هر یک از متغیرها ۲۰ درصد در نظر گرفته شده است و راندمان کمپرسور به‌عنوان معیار تحلیل حساسیت انتخاب شده است. شکل ۱۳ نتایج تحلیل حساسیت را برای ۱۰ متغیر هندسی با بیشترین تأثیر نشان می‌دهد.



شکل ۱۳ نتایج تحلیل حساسیت متغیرهای هندسی کمپرسور مرجع در نقطه‌ی طراحی

Fig. 13 Sensitivity analysis results of the geometric variables of the reference compressor at the design point

پس از انجام تحلیل حساسیت از مجموع ۵۲ متغیر هندسی ۲۱ متغیر برای بهینه‌سازی انتخاب شده است. برای ایجاد فضای نمونه ۲۰۴۸ نقطه‌ی طراحی با استفاده از الگوریتم سوبول ایجاد شده است که به صورت عددی حل شده‌اند. ازآنجایی‌که نقاط طراحی به‌صورت تصادفی انتخاب شده‌اند؛ ایجاد هندسه و یا شبکه‌ی محاسباتی برای برخی از این نقاط امکان‌پذیر نبوده است. حل عددی تعدادی از هندسه‌ها نیز واگرا شد. فضای نمونه نهایی این پژوهش شامل ۱۶۰۰ نقطه طراحی است که حل آن‌ها با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی منجر به جواب‌های معتبر شده است.

۳- بهینه‌سازی

روش طراحی و بهینه‌سازی این پژوهش با ایجاد یک مدل جایگزین و ترکیب آن با الگوریتم ژنتیک توسعه داده شده است. استفاده از مدل جایگزین در مقایسه با دینامیک سیالات محاسباتی به توان پردازشی به‌مراتب کمتری نیاز دارد و اصلاح هندسه را به‌صورت تکراری با استفاده از الگوریتم ژنتیک امکان‌پذیر می‌کند. الگوریتم ژنتیک توسعه داده شده نیز می‌تواند با اصلاح هندسه‌ی کمپرسور راندمان و نسبت فشار آن را در نقاط کارکرد متفاوت افزایش دهد تا منحنی عملکرد مطلوب به دست آید.

۳-۱- مدل جایگزین

مدل جایگزین استفاده شده در این پژوهش از نوع شبکه‌ی عصبی است که بر اساس داده‌های به‌دست‌آمده از حل عددی فضای نمونه با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی ایجاد شده است. در این پژوهش برای مدل‌سازی راندمان و نسبت فشار کمپرسور از دو شبکه‌ی عصبی مجزا استفاده شده است که ساختاری مشابه دارند. این ساختار شامل ۲۲ نورون در لایه‌ی ورودی، چهار لایه‌ی پنهان با ٦٤ نورون و یک نورون در لایه‌ی خروجی است. تابع سگیموید به‌عنوان تابع فعال‌سازی در تمامی لایه‌های شبکه‌ی عصبی در نظر گرفته شده است. تابع هزینه به‌صورت MSE تعریف شده است و از الگوریتم بهینه‌سازی adamW برای کاهش آن استفاده شده است. الگوریتم Dropout با نرخ ۰٫۳ در لایه‌های پنهان شبکه‌ی عصبی اعمال شده است. آموزش شبکه‌ی عصبی با استفاده از الگوریتم k-fold و ایجاد ۵ دسته انجام شده است. نتایج آموزش شبکه‌ی عصبی و صحت سنجی آن به‌صورت جدول ۵ خلاصه شده است.

جدول ۵ مقدار خطای شبکه‌های عصبی ایجاد شده برای مدل‌سازی راندمان و نسبت فشار کمپرسور

Table 5 Prediction error of the developed neural networks for modeling compressor efficiency and pressure ratio

		Train dataset		Validation dataset	
		MSE	R2	MSE	**R2**
Fold 1	eff	0.000090	0.9874	0.000452	**0.9291**
	Pr	0.000001	0.9998	0.000049	**0.9876**
Fold 2	eff	0.000106	0.9850	0.000446	**0.9360**
	Pr	0.000001	0.9998	0.000036	**0.9922**
Fold 3	eff	0.000083	0.9883	0.000505	**0.9280**
	Pr	0.000001	0.9998	0.000048	**0.9888**
Fold 4	eff	0.000056	0.9918	0.000349	**0.9280**
	Pr	0.000002	0.9995	0.000035	**0.9921**
Fold 5	eff	0.000055	0.9921	0.000351	**0.9514**
	Pr	0.000001	0.9998	0.000058	**0.9865**
Avg	eff	0.000078	0.9889	0.000420	**0.9397**
	Pr	0.000001	0.9876	0.000045	**0.9894**

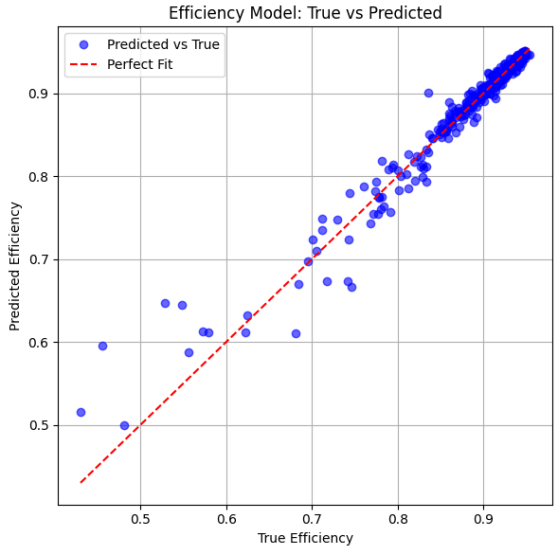
بررسی داده‌های جدول ۵ نشان می‌دهد که هر دو شبکه‌ی عصبی عملکرد قابل‌قبولی داشته‌اند؛ اما دقت شبکه‌ی عصبی ایجاد شده برای نسبت فشار بیشتر است. در شکل ١٤ راندمان پلی‌تروپیک و نسبت فشار پیش‌بینی شده با مقدار حل عددی مقایسه شده است.

۳-۲- الگوریتم بهینه‌سازی

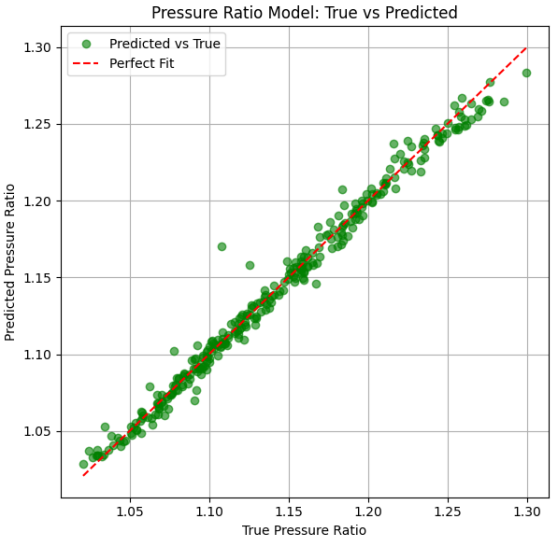
تابع هدف بهینه‌سازی در این پژوهش مطابق رابطه‌ی ۵ به صورت میانگین راندمان کمپرسور در نقاط کارکرد دلخواه تعریف شده است.

$$f(x) = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\eta_i(x) \qquad (۵)$$

در این رابطه N تعداد نقاط کارکرد انتخاب شده و η راندمان پلی‌تروپیک کمپرسور است. قید عدم افت فشار نیز مطابق رابطه‌ی ٦ و به صورت صریح اعمال شده است تا افزایش راندمان منجر به افت نسبت فشار نشود.



(a)



(b)

شکل ۱۴ مقایسه‌ی پیش‌بینی شبکه‌ی عصبی و نتایج حاصل از حل عددی در تمام نقاط فضای طراحی برای الف)راندمان و ب)نسبت فشار

Fig. 14 Comparison of neural network predictions and numerical simulation results at all design space points

$$g(x)_i = Pr_i - Pr_{i,\ base} \geq 0 \qquad (۶)$$

بهینه‌سازی هندسه کمپرسور در این پژوهش با استفاده از الگوریتم NSGA-II [۳۰] انجام شده است تا علاوه بر بهینه‌سازی تک‌هدفه امکان حل مسائل پیچیده‌تر با چند تابع هدف نیز وجود داشته باشد. هر نمونه در این جمعیت نشان دهنده‌ی یک طراحی هندسی مشخص است که کروموزوم آن شامل ۲۱ پارامتر هندسی کمپرسور به صورت یک بردار عددی است. در این الگوریتم برازندگی افراد هر نسل توسط مدل جایگزین ارزیابی می‌شود تا نیازی به استفاده از روش های پر هزینه‌ی دینامیک سیالات محاسباتی نباشد. پس از ارزیابی برازندگی افراد نسل بعد با استفاده از عملگرهای طبیعی ایجاد شده‌اند. احتمال تقاطع برای تولید فرزندان جدید از والدین ۸۵ درصد در نظر گرفته شده است. نرخ جهش نیز ۱۰ درصد تعیین

جدول ۶ مشخصات الگوریتم ژنتیک NSGA-II استفاده شده برای بهینه‌سازی کمپرسور

Table 6 Parameters of the NSGA-II Genetic Algorithm Used for Compressor Optimization

Parameter	Value
Number of Design Variables	21
Population Size	200
Initial Population Generation Method	Random
Number of Generations	300
Crossover Probability	0.85
Mutation Probability	0.1
Eliminate duplicates	True

شده است تا تنوع جمعیت حفظ شود. این فرایند تا ۳۰۰ نسل ادامه یافته است تا از همگرایی الگوریتم اطمینان حاصل شود. در نهایت یک پاسخ با بهترین مقدار تابع هدف به‌عنوان خروجی الگوریتم معرفی شده است که جواب مسئله‌ی بهینه‌سازی است. مشخصات الگوریتم ژنتیک به صورت خلاصه در جدول ٦ گزارش شده است.

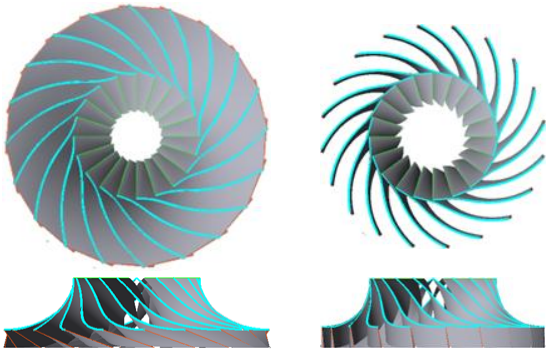
۴- نتایج

برای ارزیابی عملکرد الگوریتم طراحی ابتدا هندسه‌ی کمپرسور بهینه با طراحی پایه مقایسه می‌شود. جدول ۷ ابعاد کلی و مشخصات هندسی کمپرسور بهینه را با مقادیر پایه مقایسه می‌کند.

جدول ۷ ابعاد و مشخصات هندسی طراحی بهینه و مقایسه‌ی آن با طراحی پایه

Table 7 Dimensions and geometric specifications of the optimized design and comparison with the baseline design

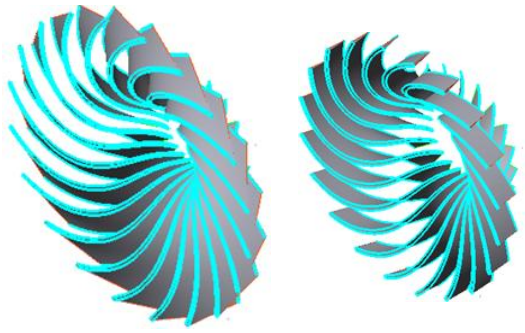
Parameter	Unit	Baseline	Optimized
L	cm	46.494	47.158
D	cm	76.200	91.425
D1	cm	43.256	43.719
D0	cm	21.485	17.192
b	cm	14.035	12.321
Hxb1	-	0.6338	0.5074
Hxb2	-	0.1486	0.1188
Hyb2	-	0.2741	0.2370
Hyb3	-	0.6373	0.6027
Sxb1	-	0.6145	0.7374
Sxb2	-	0.1107	0.1328
Syb2	-	0.1182	0.1050
Syb3	-	0.6236	0.7483
span1_beta1_y	deg	38.63	46.36
span1_beta2_y	deg	-20.78	-16.63
span1_beta3_y	deg	17.44	16.14
span1_beta4_y	deg	58.68	52.06
span6_beta1_y	deg	56.50	51.62
span6_beta2_y	deg	23.14	25.97
span6_beta3_y	deg	41.70	41.08
span6_beta4_y	deg	57.34	45.88



(b) (a)

شکل ۱۵ هندسه‌ی سه بعدی کمپرسور از نمای فوقانی و جانبی **الف)** هندسه‌ی پایه **ب)** هندسه‌ی بهینه

Fig. 15 Three-dimensional geometry of the compressor from top and side views **(a)** Baseline geometry **(b)** Optimized geometry



(b) (a)

شکل ۱۶ هندسه‌ی سه بعدی کمپرسور از نمای ایزومتریک **الف)** هندسه‌ی پایه **ب)** هندسه‌ی بهینه

Fig. 16 Three-dimensional isometric view of the compressor (**a)** Baseline geometry (**b)** Optimized geometry

بر اساس داده‌های جدول ۷ مقدار قطر خروجی در میان ابعاد کلی بیش‌ترین میزان تغییرات را داشته است و طول محوری کمپرسور تقریبا ثابت باقی مانده است. در شکل ۱۵ و شکل ۱۶ هندسه‌های سه‌بعدی با یکدیگر مقایسه شده است.

جدول ۸ مقایسه‌ی نسبت فشار و راندمان آدیاباتیک طراحی بهینه با طراحی پایه در پنج نقطه‌ی کارکرد

Table 8 Pressure ratio and adiabatic efficiency of the optimized design compared with the baseline design at five operating points

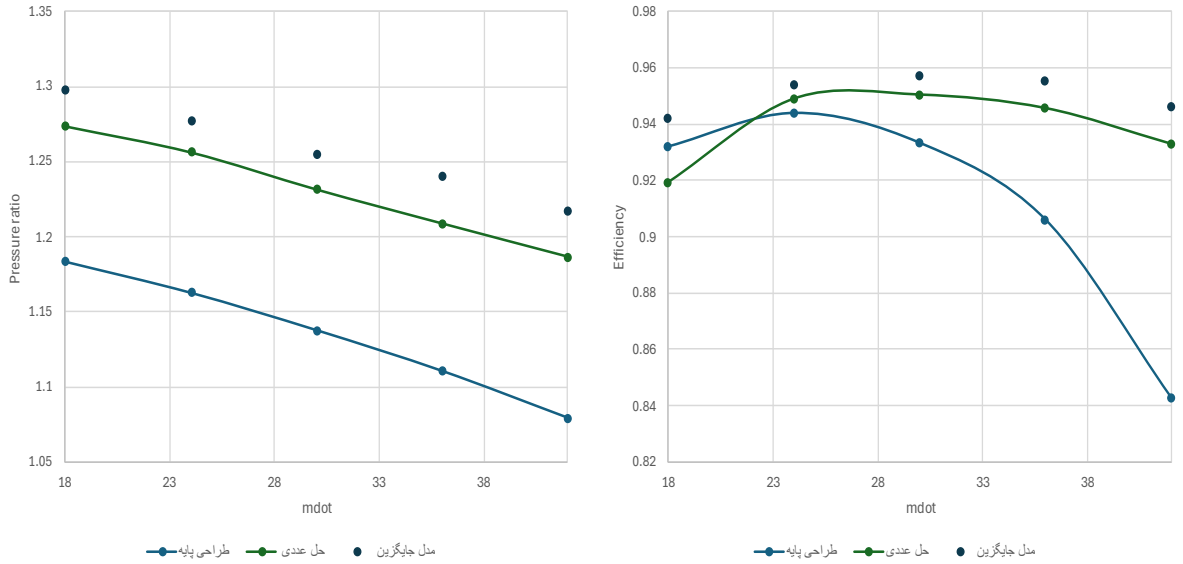
Mass flow rate (kg/s)	Parameter	Baseline Design	Optimized Design				
			CFD Result		Surrogate Model Prediction		
		Value	Value	Imp. (%)	Value	Imp. (%)	Prediction Error (%)
18	Pressure ratio	1.1836	1.2738	7.62	1.2984	9.70	1.93
	Efficiency	0.9321	0.9194	-1.36	0.9424	1.11	2.50
24	Pressure ratio	1.1628	1.2563	8.04	1.2772	9.84	1.66
	Efficiency	0.9439	0.9490	0.53	0.9540	1.07	0.53
30	Pressure ratio	1.1378	1.2316	8.24	1.2554	10.34	1.93
	Efficiency	0.9333	0.9504	1.83	0.9572	2.56	0.72
36	Pressure ratio	1.1105	1.2089	8.86	1.2401	11.66	2.58
	Efficiency	0.9061	0.9456	4.36	0.9554	5.45	1.04
42	Pressure ratio	1.0903	1.1868	9.96	1.2168	12.75	2.53
	Efficiency	0.8702	0.9330	7.21	0.9462	8.74	1.41

به‌منظور اعتبارسنجی نتایج، هندسه‌ی کمپرسور بهینه به‌صورت عددی حل شده است و نتایج آن با مقادیر به‌دست‌آمده از مدل جایگزین در جدول ۸ مقایسه شده است.جدول ۸ مقادیر راندمان و نسبت فشار طراحی بهینه و مقایسه‌ی آن با طراحی پایه در پنج نقطه‌ی کارکرد

بررسی داده‌های جدول ۸ نشان می‌دهد که بیشترین میزان بهبود راندمان مربوط به دبی جرمی ۴۲ کیلوگرم بر ثانیه با ۷٫۲۱ درصد افزایش نسبت به طراحی پایه است. راندمان کمپرسور در سایر نقاط کارکرد به جز دبی جرمی ۱۸ کیلوگرم بر ثانیه نیز به مقدار کمتری افزایش یافته است.

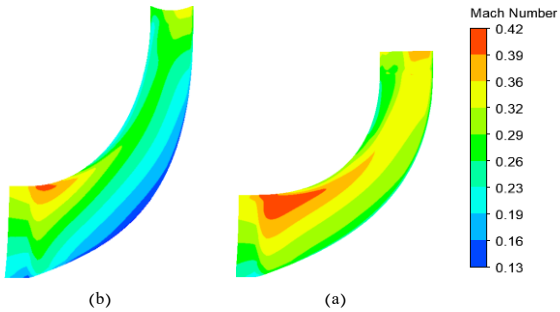
با توجه به نتایج جدول ۸، مدل جایگزین ۱٫۱۱ درصد افزایش راندمان برای دبی جرمی ۱۸ کیلوگرم بر ثانیه پیش بینی کرده است؛ اما نتایج حل عددی افت ۱٫۳۶ درصدی راندمان را نشان می‌دهد. این تفاوت جزئی ناشی از خطای مدل جایگزین است و در سایر نقاط کارکرد نیز به مقدار کمتر دیده می‌شود. علت افزایش خطای مدل جایگزین در دبی جرمی ۱۸ کیلوگرم، ناپایداری کمپرسور و وقوع پدیده‌ی سرج است که به‌صورت مستقیم بر کیفیت داده‌های حاصل از حل عددی و دقت شبکه‌ی عصبی تأثیر می‌گذارد. در شکل ۱۷ نمودار عملکرد طراحی بهینه و پایه با یکدیگر مقایسه شده است. نمودار عملکرد کمپرسور در شکل ۱۷ نشان می‌دهد که بهینه‌سازی تک‌هدفه‌ی کمپرسور، ضمن افزایش راندمان، نسبت فشار کمپرسور را به مقدار قابل‌توجهی در تمام نقاط کارکرد افزایش داده است.

برای بررسی دقیق‌تر تأثیر بهینه‌سازی کمپرسور، توزیع دو نمونه از کمیت های دیفرانسیلی جریان به‌عنوان نمونه مورد بررسی قرار گرفته است. در شکل ۱۸ و شکل ۱۹ توزیع فشار استاتیک و در شکل ۲۰ و شکل ۲۱ توزیع عدد ماخ نسبی در صفحه‌ی نصف‌النهاری و صفحه‌ی پره به پره برای کمپرسور بهینه و کمپرسور پایه با یکدیگر مقایسه شده است.



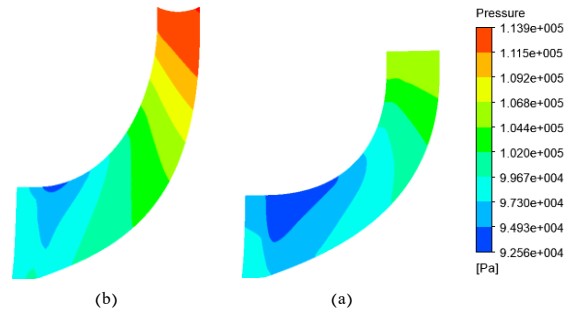
شکل ۱۷ نمودار عملکرد کمپرسورهای پایه و بهینه بر اساس نتایج به‌دست‌آمده از مدل جایگزین و حل عددی

Fig. 17 Performance curves of the baseline and optimized compressors based on surrogate model predictions and numerical simulation results



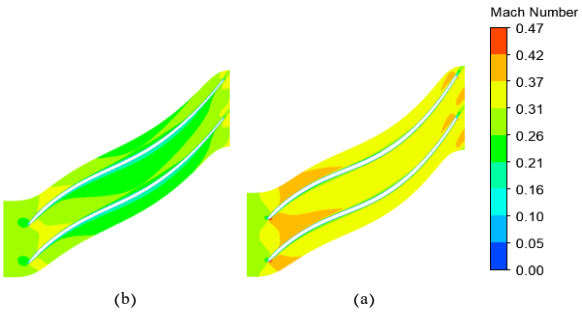
شکل ۲۰ توزیع عدد ماخ نسبی در صفحه‌ی نصف‌النهاری برای دبی جرمی ۴۲ کیلوگرم بر ثانیه **الف)** هندسه‌ی پایه **ب)** هندسه‌ی بهینه

Fig. 20 Relative Mach number distribution on the meridional plane at a mass flow rate of 42 kg/s **(a)** Baseline geometry **(b)** Optimized geometry



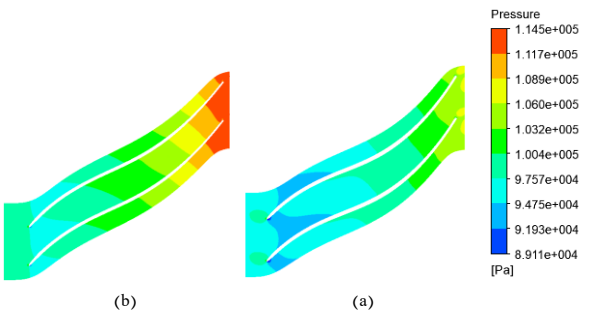
شکل ۱۸ توزیع فشار استاتیک در صفحه‌ی نصف‌النهاری برای دبی جرمی ۴۲ کیلوگرم بر ثانیه **الف)** هندسه‌ی پایه **ب)** هندسه‌ی بهینه

Fig. 18 Static pressure distribution on the meridional plane at a mass flow rate of 42 kg/s **(a)** Baseline geometry **(b)** Optimized geometry



شکل ۲۱ توزیع عدد ماخ نسبی در اسپن میانی صفحه‌ی پره به پره برای دبی جرمی ۴۲ کیلوگرم بر ثانیه **الف)** هندسه‌ی پایه **ب)** هندسه‌ی بهینه

Fig. 21 Relative Mach number distribution along the mid-span blade-to-blade plane at a mass flow rate of 42 kg/s **(a)** Baseline geometry **(b)** Optimized geometry



شکل ۱۹ توزیع فشار استاتیک در اسپن میانی صفحه‌ی پره به پره برای دبی جرمی ۴۲ کیلوگرم بر ثانیه **الف)** هندسه‌ی پایه **ب)** هندسه‌ی بهینه

Fig. 19 Static pressure distribution along the mid-span blade-to-blade plane at a mass flow rate of 42 kg/s **(a)** Baseline geometry **(b)** Optimized geometry

بررسی شکل ۱۸ و شکل ۱۹ نشان می‌دهد که کمپرسور بهینه در مقایسه با کمپرسور پایه، از توزیع فشار استاتیک مطلوب‌تری برخوردار است. به‌طور مشخص، فشار استاتیک در خروجی کمپرسور بهینه به‌صورت قابل‌توجهی افزایش یافته است، در حالی‌که ناحیه کم‌فشار در بخش ورودی محدودتر شده و شدت افت فشار استاتیک در این ناحیه کاهش یافته است. همچنین توزیع فشار استاتیک در هندسه بهینه‌یکنواخت‌تر بوده و افزایش فشار در امتداد مسیر جریان به‌صورت تدریجی‌تر انجام می‌شود.

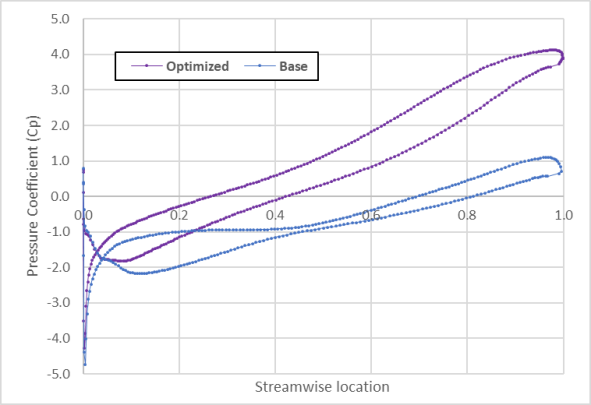
مقایسه‌ی توزیع عدد ماخ در شکل ۲۰ و شکل ۲۱ نیز نتایج مشابهی را نشان می‌دهد. بر این اساس توزیع عدد ماخ نسبی در ناحیه ورودی برای کمپرسور بهینه بهبود یافته است و شتابگیری سیال در امتداد مسیر جریان برای کمپرسور بهینه یکنواخت‌تر شده است. همچنین گرادیان‌های شدید سرعت کاهش یافته است و نواحی با عدد ماخ موضعی بالا که منجر به کاهش شدید فشار استاتیک می‌شوند محدودتر شده است.

این تغییرات موجب می‌شود بازیابی فشار در کمپرسور بهینه به صورت یکنواخت‌تر انجام شود و گرادیان‌های موضعی فشار و سرعت کاهش یابند. کاهش گرادیان‌های شدید و موضعی می‌تواند احتمال جدایش جریان و شکل‌گیری جریان‌های ثانویه را کاهش دهد.

با توجه به شکل ۲۲، مقدار ضریب فشار پره در هندسه‌ی بهینه تا ٤ برابر افزایش یافته است. همچنین توزیع ضریب فشار یکنواخت‌تر شده است که این مسئله نیز احتمال جدایش جریان را به طور محسوسی کاهش می‌دهد.

۵- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، یک چارچوب طراحی معکوس برای طراحی و بهبود عملکرد ایمپلر کمپرسور گریز از مرکز در چند نقطه‌ی کارکرد بر مبنای یک منحنی عملکرد هدف توسعه داده شده است. این رویکرد برخلاف روش‌های متداول بهینه‌سازی که متغیرهای هندسی یک کمپرسور پایه را تا رسیدن به بهترین مقدار تابع هدف تغییر می‌دهند، از ابتدا منحنی عملکرد هدف را به‌عنوان مبنای طراحی در نظر گرفته و پارامترهای هندسی ایمپلر را به‌گونه‌ای تعیین می‌کند که منحنی عملکرد کمپرسور ایجادشده تا حد ممکن به منحنی عملکرد هدف نزدیک شود. این روش با استفاده از یک مدل جایگزین از نوع شبکه عصبی برای ارزیابی سریع عملکرد کمپرسور در فضای طراحی و یک الگوریتم ژنتیک برای تعیین پارامترهای هندسی توسعه داده شده است. آنچه روش پیشنهادی را از پژوهش‌های مشابه که با استفاده از شبکه عصبی یا الگوریتم‌های بهینه‌سازی انجام شده‌اند متمایز می‌کند، شیوه‌ی به‌کارگیری این ابزارها در یک چارچوب طراحی معکوس مبتنی بر منحنی عملکرد و چند نقطه‌ی کاری است که امکان تعیین هندسه‌ی ایمپلر را بر اساس منحنی عملکرد هدف فراهم می‌آورد.



شکل ۲۲ توزیع ضریب فشار پره در راستای جریان برای هندسه‌ی پایه و هندسه‌ی بهینه در دبی جرمی ۴۲ کیلوگرم بر ثانیه

Fig. 22 Blade pressure coefficient distribution along the flow direction for the baseline and optimized geometries at a mass flow rate of 42 kg/s

نتایج اعتبارسنجی روش حل عددی نشان می‌دهد که بیشترین مقدار خطا ۱/۳۹ درصد است که بیانگر دقت قابل بالای روش حل و صحت نتایج آن است. هم چنین بر اساس نتایج به‌دست‌آمده از صحت سنجی شبکه های عصبی، ضریب تعیین راندمان ۹۳/۹۴ و ضریب تعیین شبکه نسبت فشار ۹۸/۹۴ گزارش شده است. بررسی نتایج این نتایج نشان می‌دهد که با استفاده از مدل جایگزین می‌توان راندمان و نسبت فشار کمپرسور گریز از مرکز را بادقت مناسب و بدون نیاز به حل عددی تخمین زد.

پس از انجام فرایند طراحی و بهینه‌سازی، راندمان و نسبت فشار هندسه بهینه با استفاده از روش عددی در پنج نقطه کارکرد با دبی جرمی مختلف محاسبه و با مقادیر متناظر هندسه پایه مقایسه شد. مقایسه نتایج نشان داد که راندمان کمپرسور در چهار نقطه از پنج نقطه کارکرد افزایش یافته و بیشترین افزایش راندمان ۷/۲۱ درصد به‌دست‌آمده است. هم چنین نسبت فشار در هر پنج نقطه کارکرد افزایش یافته است و بیشترین مقدار بهبود آن ۹/۹٦ درصد گزارش شده است.

بررسی میدان جریان نیز نشان داد که تغییرات هندسی ایجادشده در طراحی بهینه موجب افزایش فشار خروجی و یکنواخت‌تر شدن توزیع فشار در صفحه نصف‌النهاری و صفحه پره به پره شده است. همچنین مقایسه توزیع عدد ماخ نشان داد که گرادیان‌های شدید سرعت و جریان‌های ثانویه در هندسه بهینه کاهش یافته‌اند. علاوه بر این، توزیع ضریب فشار روی پره در هندسه بهینه یکنواخت‌تر شده و مقادیر آن نسبت به هندسه افزایش یافته است.

نتایج این پژوهش نشان می‌دهد که چارچوب پیشنهادی می‌تواند به‌عنوان یک روش طراحی معکوس مبتنی بر منحنی عملکرد برای تعیین پارامترهای هندسی ایمپلر و بهبود عملکرد کمپرسور در چندین نقطه کارکرد مورد استفاده قرار گیرد. استفاده از مدل جایگزین مبتنی بر شبکه عصبی، امکان ارزیابی سریع طرح‌های متعدد را فراهم کرده و از نیاز به اجرای مکرر شبیه‌سازی‌های پرهزینه دینامیک سیالات محاسباتی جلوگیری می‌کند. نتایج

به‌دست‌آمده همچنین نشان می‌دهد که این چارچوب قادر است با تعریف چند نقطه از منحنی عملکرد مطلوب، یک هندسه سه‌بعدی بهینه‌شده ایجاد کند که در محدوده نقاط کارکرد تعریف شده عملکرد بهتری نسبت به هندسه پایه داشته باشد.

پژوهش حاضر اگرچه نتایج قابل‌توجهی را ارائه می‌کند؛ اما دارای محدودیت‌هایی است. بهینه‌سازی کمپرسور در این مطالعه برای ایمپلر کمپرسور انجام شده است و بهینه‌سازی سایر اجزای کمپرسور مانند دیفیوزر در این پژوهش بررسی نشده است. همچنین محدوده‌ی کارکرد پایدار کمپرسور و خطوط سرج و استال در منحنی عملکرد کمپرسور تعیین نشده است. ازاین‌رو نمی‌توان بر اساس نتایج موجود در مورد محدوده‌ی کارکرد پایدار کمپرسور اظهارنظر کرد.

در تحقیقات آینده، پیشنهاد می‌شود روش ارائه‌شده به سایر بخش‌های کمپرسور تعمیم داده شود و بهینه‌سازی آن‌ها نیز مورد بررسی قرار گیرد تا بهبود راندمان ایمپلر تحت‌تأثیر بخش‌های دیگر از بین نرود. همچنین بررسی دقیق خطور سرج و استال و مقایسه‌ی محدوده‌ی کارکرد پایدار کمپرسور در هندسه‌ی پایه و هندسه بهینه به‌عنوان یکی از موارد مهم موردتوجه قرار گیرد.

توسعه مدل‌های جایگزین با قابلیت تعمیم بیشتر و بررسی روش‌های مختلف بهینه‌سازی نیز می‌تواند زمینه را برای توسعه یک چارچوب سریع‌تر و قابل‌اعتمادتر برای طراحی معکوس ایمپلرهای کمپرسور گریز از مرکز فراهم کند.

بیانیه هوش مصنوعی: در این مقاله برای ویرایش و تصحیح متن از هوش مصنوعی استفاده شده است و تمام شبیه‌سازی‌ها و تحلیل نتایج آن‌ها توسط نویسندگان انجام شده است. مسئولیت کامل محتوای مقاله منتشرشده بر عهده نویسندگان می‌باشد.

تأییدیه اخلاقی: محتویات علمی این مقاله حاصل پژوهش نویسندگان است و در هیچ نشریه ایرانی و غیرایرانی منتشر نشده است.

تعارض منافع: در این مقاله از برخی نتایج حاصل از پایان‌نامه کارشناسی‌ارشد نویسنده اول استفاده شده است. هیچ تعارض منافع دیگری برای اظهار وجود ندارد.

منابع

[1] H. Krain, “Review of Centrifugal Compressor’s Application and Development,” J. Turbomach., vol. 127, no. 1, pp. 25–34, Feb. 2005, doi: 10.1115/1.1791280.

[2] M. Casey and C. Robinson, Radial Flow Turbocompressors: Design, Analysis, and Applications, 1st ed. Cambridge University Press, 2021. doi: 10.1017/9781108241663.

[3] M. P. Boyce, “Principles Of Operation And Performance Estimation Of Centrifugal Compressors.,” 1993.

[4] M. Zangeneh, “A compressible three-dimensional design method for radial and mixed flow turbomachinery blades,” 1991, doi: 10.1002/fld.1650130505.

[5] M. Nili Ahmadabadi, F. Ghadak, and M. Mohammadi, “Quasi-Three-Dimensional Aerodynamic Design of S-shaped Air Intake Using Inverse Design Method,” Modares Mech. Eng., vol. 14, no. 4, pp. 189–199, 2014.

[6] A. Demeulenaere and R. Van den Braembussche, “Three-Dimensional Inverse Method for Turbomachinery Blading Design,” J. Turbomach., vol. 120, no. 2, pp. 247–255, Apr. 1998, doi: 10.1115/1.2841399.

[7] K. F. C. Yiu and M. Zangeneh, “A 3D Automatic Optimization Strategy for Design of Centrifugal Compressor Impeller Blades,” in Volume 1: Turbomachinery, Stockholm, Sweden: American Society of Mechanical Engineers, Jun. 1998, p. V001T01A040. doi: 10.1115/98-GT-128.

[8] A. Veress and R. Van Den Braembussche, “validation,” J. Fluids Eng., vol. 126, no. 5, pp. 799–806, Sep. 2004, doi: 10.1115/1.1792258.

[9] M. Nili Ahmadabadi, F. Poursadegh, and M. Shahhosseini, “Performance Improvement of a Centrifugal Compressor Using a Developed Inverse Design Method,” Modares Mech. Eng., vol. 12, no. 2, pp. 109–124, 2012.

[10] A. M. Danilishin, Y. V. Kozhukhov, and V. K. Yun, “Multi-objective optimization for impeller shroud contour, the width of vane diffuser and the number of blades of the centrifugal compressor stage based on the CFD calculation,” IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng., vol. 90, p. 012046, Aug. 2015, doi: 10.1088/1757-899X/90/1/012046.

[11] J. Pei, W. Wang, and S. Yuan, “Multi-point optimization on meridional shape of a centrifugal pump impeller for performance improvement,” J. Mech. Sci. Technol., vol. 30, no. 11, pp. 4949–4960, Nov. 2016, doi: 10.1007/s12206-016-1015-7.

[12] I. E. Ohiemi and A. McNabola, “Design Optimisation of Legacy Francis Turbine Using Inverse Design and CFD: A Case Study of Bérchules Hydropower Plant,” Energies, 2025.

[13] W. Yi, H. Huang, and W. Han, “Design Optimization of Transonic Compressor Rotor Using CFD and Genetic Algorithm,” in Volume 6: Turbomachinery, Parts A and B, Barcelona, Spain: ASMEDC, Jan. 2006, pp. 1191–1198. doi: 10.1115/GT2006-90155.

[14] X. Shu, C. Gu, J. Xiao, and C. Gao, “Centrifugal compressor blade optimization based on uniform design and genetic algorithms,” Front. Energy Power Eng. China, vol. 2, no. 4, pp. 453–456, Dec. 2008, doi: 10.1007/s11708-008-0083-5.

[15] K. K. Ha and S. H. Kang, “An Optimization Method for Centrifugal Compressor Design Using the Surrogate Management Framework,” in ASME-JSME-KSME 2011 Joint Fluids Engineering Conference: Volume 1, Symposia – Parts A, B, C, and D, Hamamatsu, Japan: ASMEDC, Jan. 2011, pp. 679–684. doi: 10.1115/AJK2011-22036.

[16] M. Zangeneh, F. Mendonça, Y. Hahn, and J. Cofer, “3D Multi-Disciplinary Inverse Design Based Optimization of a Centrifugal Compressor Impeller,” in Volume 2B: Turbomachinery, Düsseldorf, Germany:

algorithm: NSGA-II," IEEE Trans. Evol. Comput., vol. 6, no. 2, pp. 182–197, 2002, doi: 10.1109/4235.996017.

American Society of Mechanical Engineers, Jun. 2014, p. V02BT45A022. doi: 10.1115/GT2014-26961.

[17] H.-S. Shim and K.-Y. Kim, "Design Optimization of the Impeller and Volute of a Centrifugal Pump to Improve the Hydraulic Performance and Flow Stability," J. Fluids Eng., vol. 142, no. 10, p. 101211, Oct. 2020, doi: 10.1115/1.4047539.

[18] C. Wang et al., "Automatic optimization of centrifugal pump for energy conservation and efficiency enhancement based on response surface methodology and computational fluid dynamics," Eng. Appl. Comput. Fluid Mech., vol. 17, no. 1, p. 2227686, Dec. 2023, doi: 10.1080/19942060.2023.2227686.

[19] P. Szulc et al., "Reconstruction and CFD Modeling of a Kaplan Turbine for Digital Twin Applications," Energies, 2026.

[20] S. Ibaraki, R. Van Den Braembussche, T. Verstraete, Z. Alsalihi, K. Sugimoto, and I. Tomita, "Aerodynamic design optimization of a centrifugal compressor impeller based on an artificial neural network and genetic algorithm," in 11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, Elsevier, 2014, pp. 65–77. doi: 10.1533/978081000342.65.

[21] L. Qingkuo, Z. Zhang, Z. Yingjie, H. Ge, Y. Zhang, and L. Xingen, Aerodynamic optimization for the vaned diffusers of an ultra-high-pressure-ratio centrifugal compressor based on an efficient machine learning algorithm. 2022. doi: 10.33737/gpps21-tc-31.

[22] A. Zhang, Y. Liu, J. Yang, Z. Li, C. Zhang, and Y. Li, "Machine learning based design optimization of centrifugal impellers," J. Glob. Power Propuls. Soc., vol. 6, pp. 124–134, Jul. 2022, doi: 10.33737/jgpps/150663.

[23] H. R. Ameri Mehr, "Inverse design of centrifugal compressor based on performance map," M.S. thesis, University of Tehran, Tehran, Iran, 2023.

[24] M. D. Hathaway, R. M. Chriss, A. J. Strazisar, and J. R. Wood, "Laser Anemometer Measurements of the Three-Dimensional Rotor Flow Field in the NASA Low-Speed Centrifugal Compressor," NASA Lewis Research Center and U.S. Army Research Laboratory, Cleveland, OH, United States, NAS 1.60:3527, Jun. 1995. [Online]. Available: https://ntrs.nasa.gov/citations/19950025564

[25] W. H. P. Leslie, "Numerical control: Mathematics and applications, P. Bézier, Wiley, London, 1972. No. of pages: 240. Price: £4.95," Int. J. Numer. Methods Eng., vol. 6, no. 3, pp. 456–456, 1973, doi: 10.1002/nme.1620060322.

[26] D. C. Wilcox, Turbulence modeling for CFD, 3. ed., 2. print. La Cañada, Calif.: DCW Industries, 2010.

[27] B. E. Launder and D. B. Spalding, "THE NUMERICAL COMPUTATION OF TURBULENT FLOWS".

[28] F. R. Menter, "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications," AIAA J., vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605, Aug. 1994, doi: 10.2514/3.12149.

[29] ANSYS Inc., "ANSYS CFX User's Guide," 2017.

[30] K. Deb, A. Pratap, S. Agarwal, and T. Meyarivan, "A fast and elitist multiobjective genetic