



ارایه الگوریتم نوین طراحی اولیه کمپرسورهای محوری چند مرحله‌ای با استفاده از بهینه‌سازی دو لایه‌ای چند متغیره و چند هدفه

روح اله عزیزی^۱، رضا ابراهیمی^۲، مسعود ضیاء بشرحق^{۳*}

۱- دانشجوی دکترای مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی خواجه نصیر الدین طوسی، تهران

۲- دانشیار مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی خواجه نصیر الدین طوسی، تهران

۳- دانشیار مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیر الدین طوسی، تهران

* صندوق پستی ۱۹۳۹۵-۱۹۹۹ mzia@kntu.ac.ir

چکیده- بررسی هم‌زمان تمامی متغیرها و محدودیت‌های طراحی اولیه کمپرسور محوری بسیار سخت و نیازمند ایجاد یک برنامه پیچیده طراحی است. در این مقاله با ترکیب بهینه‌سازهای چند هدفه و چند متغیره، برنامه طراحی اولیه و نیز شبیه‌ساز یک‌بعدی، الگوریتمی برای طراحی اولیه و بهینه کمپرسورهای چند مرحله‌ای ارایه شده است. برای در نظر گرفتن تمامی متغیرهای طراحی از بهینه‌سازی دو لایه‌ای استفاده و توابع هدف آنها از ترکیب توابع محدوده سرج، بازده و نیز محدودیت‌های طراحی تشکیل شده‌اند. مقایسه نتایج حاصل از این الگوریتم با یک کمپرسور ۸ مرحله‌ای و گذر صوتی در شرایط ورودی مشابه طراحی توانایی الگوریتم ارایه شده در ایجاد طرحی با مشخصات عملکردی بهتر را اثبات می‌کند. **کلیدواژگان:** طراحی اولیه، بهینه‌سازی چند هدفه و چند متغیره، شبیه‌ساز یک بعدی، مثلث‌های سرعت.

The novel preliminary design algorithm of multistage axial compressors through two layer multi-objective/multi-variables optimization

R. Azizi¹, R. Ebrahimi², M. Ziabasarhagh^{3*}

1- PhD Student, Aero. Eng., kntu Univ., Tehran, Iran

2- Assoc. Prof., Aero. Eng., kntu Univ., Tehran, Iran

3- Assoc. Prof., Mech. Eng., kntu Univ., Tehran, Iran

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

Abstract-The preliminary design of multistage axial compressor requires a vast number of design variables and limitations, the simultaneous investigation of which needs a complicated design program. This study provides a new algorithm by the use of combining multi-variable/multi-objective optimizations, meanline simulator and preliminary design program. On the one hand the two-layer optimization is used to consider all design variables and on the other the design limitations are put into the cost function together with surge margin and efficiency. The comparison of the results with the NASA transonic eight-stage compressor shows the ability of the new algorithm to achieve a compressor with better performance and lower weight.

Keywords: Preliminary Design, Multi Variable/Multi Variable Optimization, Meanline Simulator, Velocity Triangles.

۱- مقدمه

اولیه، مشخصات آیرودینامیکی مراحل مختلف، اندازه کلی کمپرسور و شکل اولیه پره‌ها بدست می‌آیند. در این طراحی از

طراحی آیرودینامیکی کمپرسورهای محوری به دو بخش طراحی اولیه و نهایی تقسیم‌بندی می‌شود [۲۰، ۱]. در طراحی

بسیار محدود بوده و برخی از متغیرهای تاثیرگذار نیز به عنوان مقادیر ثابت در نظر گرفته شده‌اند (جدول ۱).

۳- در برخی از بهینه‌سازی‌های انجام گرفته، پارامترهایی مانند زاویه جریان به عنوان متغیر طراحی در نظر گرفته شده‌اند. در صورتی که این پارامترها از متغیرهای پایه‌ای دیگری در طراحی اولیه شامل ضرایب واکنش، کار و جریان حاصل می‌شوند (جدول ۱).

با توجه به موارد فوق، این تحقیق به دنبال ارایه الگوریتمی کلی برای طراحی اولیه و بهینه کمپرسورهای محوری فشار بالا با در نظر گرفتن تمامی متغیرهای طراحی پایه‌ای و نیز رعایت تمامی محدودیت‌های مربوطه است. انجام این کار به دلیل تعداد بالای متغیرها و محدودیت‌های طراحی، بسیار پیچیده است. برای انجام این کار نیاز به ایجاد برنامه‌ای با ترکیب بهینه‌سازهای مختلف، برنامه طراحی اولیه و نیز ابزار شبیه‌سازی است. در تدوین این برنامه از الگوریتم ژنتیک به دلیل بالا بودن تعداد متغیرهای طراحی و روش خط میانی به دلیل هزینه محاسباتی کم و نیز تخمین مناسب منحنی‌های عملکردی [۱] استفاده شده است.

جدول ۱ متغیرهای طراحی برخی از طراحی‌های بهینه اولیه

تحقیق	متغیر طراحی	متغیرهای ثابت
	ضریب کار و جریان	
	زاویه خروج از استاتور	
ماساردو و ساتا [۸]	نسبت سرعت خروج به ورود پره	زاویه ورود به روتور
	گام پره	
	نسبت وتر به شعاع میانی	
	نسبت ماکزیمم ضخامت به وتر	
	قطر ریشه و ارتفاع پره	ماکزیمم ضخامت
چن و همکاران [۹]	وتر پره	زاویه کمبر
	گام پره	زاویه نصب
	زاویه مطلق ورودی استاتور	فاصله بین ردیف پرها
	زاویه نسبی ورودی روتور	
	نسبت فشار مراحل	فشرده‌گی
کسکین و بستل [۱۰]	شعاع ریشه پره‌ها	ماکزیمم ضخامت به وتر
	شعاع نوک پره‌ها	زاویه نصب
		نسبت منظری
		موقعیت محوری ردیف پرها

پروفیل‌های پره مرسوم مانند سری ناکا ۶۵^۱، دو قوسی^۲ و چند قوسی^۳ و غیره استفاده می‌شود. در طراحی نهایی کمپرسور شکل بهینه پره‌ها و نیز عملکرد نهایی هر یک از مراحل با استفاده از ترکیب ابزارهای بهینه‌سازی و دینامیک سیالات عددی تعیین می‌شود [۲]. در سال‌های اخیر فعالیت‌های بسیاری در زمینه بهینه‌سازی هندسه دو بعدی و سه بعدی کمپرسورهای محوری انجام شده است [۳-۶]. در استخراج طراحی نهایی بسیاری از متغیرهای بدست آمده در طراحی اولیه ثابت و تنها برخی از آنها به عنوان متغیرهای طراحی در نظر گرفته می‌شوند. این امر به معنای وابستگی بالای هندسه نهایی به طرح اولیه بوده و به نظر می‌رسد بهینه‌سازی طراحی اولیه در بسیاری از موارد منجر به طرح نهایی با مشخصات عملکردی بهتر خواهد شد.

بهینه‌سازی طرح اولیه انجام شده توسط لیم و همکاران [۷] از جمله کارهای آغاز شده در این زمینه است. آنها بهینه‌سازی را بر روی یک کمپرسور یک مرحله‌ای و با استفاده از تابع هدفی شامل وزن و بازده انجام دادند. با اینکه این تحقیق تنها بر روی یک مرحله از کمپرسور انجام شد اما نشان داد که وزن کمپرسور را می‌توان با حفظ بازده آن به میزان قابل توجهی کاهش داد. ماساردو و ساتا [۸] و نیز چن و همکاران [۹] بهینه‌سازی طرح اولیه را با استفاده از چندین نوع تابع هدف تشکیل شده از بازده، وزن و محدوده سرج و برای یک کمپرسور تک مرحله‌ای انجام دادند. کسکین و بستل [۱۰] با استفاده از روشی مشابه شعاع‌های ریشه و نوک پره‌ها و نیز نسبت فشار طبقات مختلف را برای رسیدن به طرح بهینه‌ای از یک کمپرسور گذر صوتی و ۸ مرحله‌ای اصلاح نمودند.

هر چند کارهای انجام گرفته در زمینه بهینه‌سازی طرح اولیه کمپرسور محوری دارای اهمیت هستند، اما نکات زیر در مورد آنها قابل ذکر است:

- ۱- اکثر بهینه‌سازی‌های انجام گرفته بر روی کمپرسورهای یک مرحله‌ای بوده، در صورتی که اهمیت کمپرسورهای چند مرحله‌ای و با نسبت فشار بالا در صنایع تولید انرژی و نیز موتورهای هوایی بر کسی پوشیده نیست.
- ۲- تعداد متغیرهای طراحی در بهینه‌سازی‌های انجام گرفته

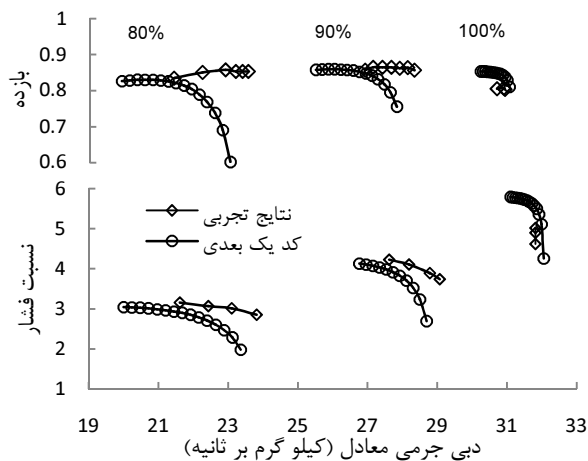
1. NACA 65 Series
2. Double Circular Arc
3. Multiple Circular Arc

۳- طراحی کمپرسور

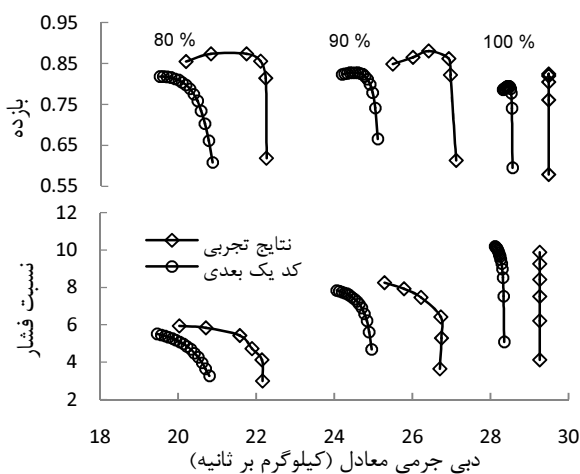
طراحی اولیه کمپرسور محوری از سه مرحله تعیین مثلث‌های سرعت، تعیین اندازه کلی کمپرسور و نیز طراحی پروفیل پره تشکیل شده است.

جدول ۲ روابط تجربی مورد استفاده در توسعه شبیه ساز یک بعدی

نوع پره	دو قوسی	ناکا ۶۵
زاویه انحراف و برخورد طراحی	ستین [۵]	آنگیر [۷]
زاویه انحراف خارج از طراحی	کرولینگ [۱۶]	آنگیر [۷]
افت پروفیل طراحی	کخ و اسمیت [۱۷]	آنگیر [۷]
افت پروفیل خارج از طراحی	کرولینگ [۱۶]	آنگیر [۷]
افت جریان ثانویه و لایه مرزی	آنگیر [۷]	آنگیر [۷]



شکل ۱ نتایج شبیه‌سازی کمپرسور ۵ مرحله‌ای ناسا



شکل ۲ نتایج شبیه‌سازی کمپرسور ۸ مرحله‌ای ناسا

منظور از متغیرهای پایه‌ای اشاره شده، متغیرهایی بوده که طراحی کمپرسور در طی سال‌های مختلف بر اساس آنها انجام گرفته و سایر پارامترها و متغیرها بر اساس آنها قابل استخراج خواهند بود. از جمله این متغیرها می‌توان به ضرایب جریان، کار، واکنش و فشردگی اشاره کرد.

بخش‌های بعدی مقاله به ترتیب به تشریح شبیه‌ساز خط میانی، برنامه طراحی اولیه، متغیرها و محدودیت‌های طراحی، تابع هدف، بهینه‌ساز و الگوریتم بهینه‌سازی پرداخته و در انتها نتایج استفاده از این الگوریتم در طراحی اولیه کمپرسور محوری ارایه شده است.

۲- شبیه‌ساز خط میانی

استفاده از روش‌های یک بعدی و دو بعدی در طراحی اولیه کمپرسورهای محوری به دلیل تعداد بالای شبیه‌سازی مورد نیاز، هزینه محاسباتی کم و نیز تخمین مناسب عملکرد کمپرسورها در طراحی اولیه مرسوم است. محققان در زمینه شبیه‌سازی یک و دو بعدی کمپرسورهای محوری تلاش‌های بسیاری کرده‌اند. از جمله این تلاش‌ها می‌توان به ورس [۱۱] و تمپالاکسیس و همکاران [۱۲] اشاره کرد. دقت پیش‌بینی عملکرد طرح اولیه به روابط تجربی افت و زاویه انحراف وابسته است. ستین [۱۳] بر اساس مدل‌های ارایه شده قبلی، روابط اصلاح شده‌ای را برای افت و زاویه انحراف ارایه کرده است. بویر [۱۴] روابط تجربی جدیدی را برای پره‌های گذر صوتی با طراحی نوین توسعه داده و آنگیر [۱۵] جداول و نمودارهای مورد استفاده برای پره‌های مختلف را فرمول‌بندی و برخی اصلاحات را نیز بر روی آنها انجام داده است.

شبیه‌سازی خط میانی با استفاده از شرایط محیطی، مشخصات هندسی مقطع میانی و نیز روابط تجربی افت و زاویه انحراف و با هدف ارضای دبی جرمی عبوری از هر مقطع کمپرسور انجام می‌شود. روابط تجربی افت و زاویه انحراف مورد استفاده در شبیه‌ساز خط میانی توسعه داده شده در جدول ۲ آورده شده‌اند. نتایج شبیه‌سازی کمپرسورهای گذر صوتی و چند مرحله‌ای ناسا [۱۹، ۱۸] قابلیت شبیه‌ساز توسعه داده شده در تخمین مناسب عملکرد کمپرسورهای محوری چند مرحله‌ای را نشان می‌دهند (شکل‌های ۱ و ۲).

۳-۱- تعیین مثلث سرعت

مثلث‌های سرعت در ورود و خروج هر یک از ردیف پره‌های روتور کمپرسور با استفاده از روابط (۱) تا (۳) تعیین می‌شوند [۶].

$$\frac{V_{\theta 1}}{U_1} = 1 - R_c - \frac{\psi_c}{2} \quad (1)$$

$$\frac{V_{\theta 2}}{U_1} = \frac{V_{\theta 1}}{U_2} + \psi_c \left(\frac{r_1}{r_2} \right) \quad (2)$$

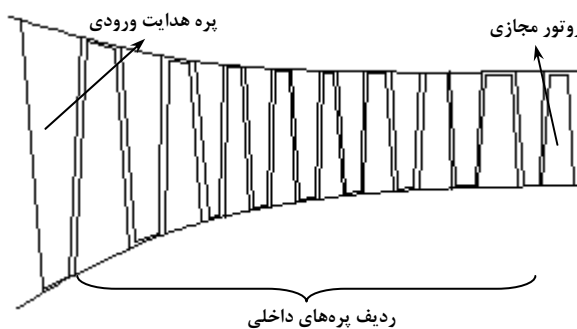
$$\phi_{1,2} = \frac{V_{a1,2}}{U_{1,2}} \quad (3)$$

که $V_{\theta 0}$ سرعت محیطی، V_a سرعت محوری، U سرعت پره، R ضریب واکنش، ψ ضریب کار بوده و زیرنویس‌های 1، 2 و c به ترتیب نماینده ورود و خروج از روتور و نیز خط میانی هستند.

با داشتن شرایط ورودی کمپرسور و استفاده از روابط (۱) تا (۳) برای ردیف پره‌های مختلف، دما و عدد ماخ در مقاطع مختلف کمپرسور قابل محاسبه است. مثلث سرعت در خروج از کمپرسور با استفاده از یک روتور مجازی تعیین می‌شود (شکل ۳). با توجه به روابط (۱) تا (۳) برای تعیین مثلث‌های سرعت در ورود و خروج از ردیف پره‌های کمپرسور باید ضریب کار، واکنش و جریان مراحل، سرعت دورانی و شعاع خط میانی به عنوان ورودی این مرحله تعیین شوند.

۳-۲- طراحی پروفیل پره

در طراحی پره از پروفیل سری ناکا ۶۵ برای اعداد ماخ ورودی کمتر از ۰/۷۵ و از پره‌های دو قوسی برای اعداد ماخ بیشتر استفاده می‌شود [۲۰]. طراحی پره به گونه‌ای انجام می‌شود که افت پره کمترین مقدار را داشته باشد و مثلث‌های سرعت تعیین شده در ورود و خروج از ردیف پره‌ها تشکیل شوند.



شکل ۳ تصویر نصف‌النه‌ای کمپرسور و روتور مجازی

برای این کار از روابط تجربی زاویه برخورد و انحراف حاکم بر پروفیل‌های پره در شرایط طراحی استفاده می‌شود (جدول ۱). مراحل مختلف طراحی پره به صورت زیر است (شکل ۴).
۱- مقادیر زیر به عنوان ورودی طراحی پره تعیین می‌شوند.

الف- نسبت ماکزیمم ضخامت به وتر

ب- وتر محوری

ج- فشردگی

د- شعاع لبه حمله و فرار (پروفیل دو قوسی)

۲- با استفاده از مقادیر فشردگی، نسبت ماکزیمم ضخامت به وتر، روابط تجربی زاویه برخورد و انحراف و نیز مثلث‌های سرعت، زاویه‌های انحنا و نصب پره محاسبه می‌شوند.

۳- وتر پره از رابطه (۴) محاسبه می‌شود (شکل ۵).

$$c = \frac{C_a}{\cos \gamma} \quad (4)$$

که C وتر، C_a وتر محوری و γ زاویه نصب است.

۴- با داشتن شعاع میانی، تعداد پره مورد نیاز با استفاده از وتر و فشردگی پره تعیین می‌شود. در صورت صحیح نبودن تعداد پره بدست آمده (شمارنده برابر صفر) در این مرحله با گرد کردن آن به نزدیک‌ترین عدد صحیح، تعداد پره بدست می‌آید (شمارنده برابر یک).

۵- با استفاده از تعداد پره صحیح، مقدار فشردگی اصلاح شده و مشخصات نهایی پره استخراج می‌شود.

۳-۳- تعیین اندازه کمپرسور

اندازه کمپرسور با محاسبه چگالی جریان در مقاطع مختلف کمپرسور و استفاده از رابطه پیوستگی دبی جرمی تعیین می‌شود. چگالی با استفاده از دما و عدد ماخ تعیین شده در مرحله تعیین مثلث‌های سرعت و نیز محاسبه فشار در مقاطع مختلف کمپرسور قابل محاسبه است. در ورودی کمپرسور با استفاده از شرایط ورودی و نیز روابط دینامیک گاز، فشار جریان تعیین می‌شود. برای محاسبه فشار در سایر مقاطع از روابط تجربی محاسبه افت نقطه طراحی استفاده می‌شود (جدول ۲).

۴- متغیرهای طراحی

متغیرهای طراحی مورد استفاده در طراحی اولیه کمپرسور محوری، همان ورودی‌های مورد نیاز تعیین مثلث سرعت و نیز طراحی پره می‌باشند.

می‌شود. این کار باعث کاهش قابل توجه تعداد متغیرهای طراحی می‌شود.

۵- محدودیت‌های طراحی

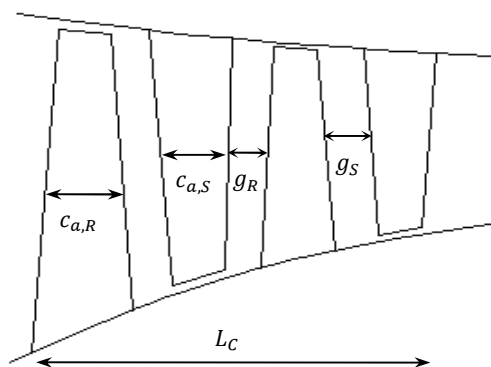
قیود و محدودیت‌های طراحی به سه بخش هندسی، آیرودینامیکی و سازه‌ای تقسیم‌بندی می‌شوند (جدول ۴). طول و بیشترین قطر کمپرسور در طراحی سیستمی موتور توربینی تعیین می‌شوند. طول کمپرسور حاصل جمع وترهای محوری روتور و استاتور هر مرحله و همچنین فاصله بین ردیف پره‌های مختلف آن است (شکل ۶).

جدول ۳ متغیرهای طراحی هر مرحله از کمپرسور محوری

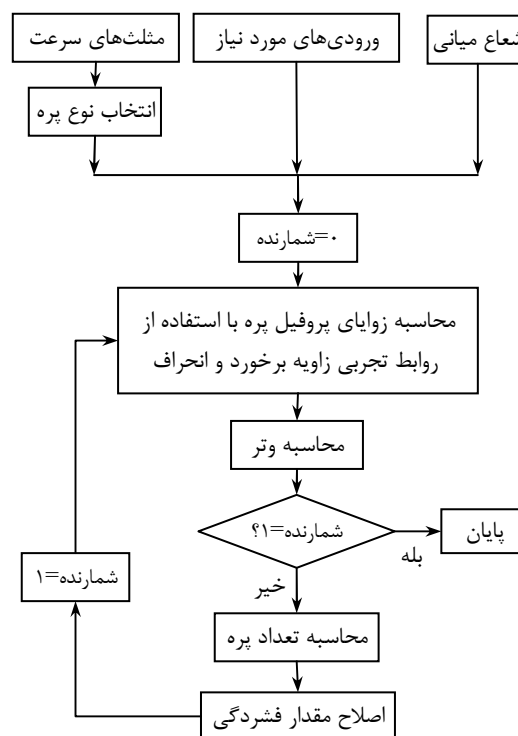
دسته‌بندی	متغیر	تعداد
مثلث‌های سرعت	ضریب جریان	۲
	ضریب واکنش	۱
	ضریب کار	۱
طراحی پره	فشرده‌گی	۲
	شعاع لبه حمله و فرار (پره دو قوسی)	۴
	کورد محوری	۲

جدول ۴ محدودیت‌های طراحی کمپرسور محوری

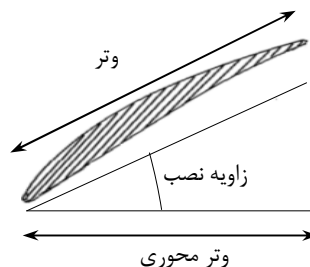
هندسی	طول کمپرسور
	ماکزیمم قطر
آیرودینامیکی	ضریب منظری
	مقادیر زاویه
	زاویه پیچش جریان
سازه‌ای	ضریب انبساط
	تنش ریشه روتور



شکل ۶ شماتیکی از تصویر نصف النهاری کمپرسور



شکل ۴ الگوریتم طراحی پره



شکل ۵ برخی مشخصات هندسی پره

جدول ۳ متغیرهای طراحی در هر یک از بخش‌های فوق و تعداد آنها را در یک کمپرسور تک مرحله‌ای را نشان می‌دهد. با توجه به این جدول متغیرهای طراحی بسیار زیادی برای طراحی یک کمپرسور چند مرحله‌ای لازم است. به عنوان مثال برای طراحی کمپرسوری با ۱۰ مرحله، حداقل متغیر طراحی مورد نیاز (با استفاده از پره‌های سری ناکا ۶۵) ۸۰ عدد خواهد بود. هر چند که نسبت ماکزیمم ضخامت به وتر پره جزء متغیرهای ورودی طراحی پره است، اما در الگوریتم کلی طراحی کمپرسور محوری، این متغیر در طول فرایند طراحی و با استفاده از محدودیت تنش ریشه روتور و استاتور محاسبه

اولیه کمپرسور محوری بوده و در این تحقیق از معیار لیبیلین (ضریب انبساط) برای تعیین میزان بارگذاری پره استفاده شده است [۲۰].

$$DF = \left[1 - \frac{W_2}{W_1} \right] + \frac{W_{\theta 2} - W_{\theta 1}}{2\sigma W_1} \quad (9)$$

نسبت فشار ایجاد شده توسط هر مرحله ارتباط مستقیمی با عدد ماخ نسبی ورود به آن مرحله دارد. ایجاد امواج تراکمی و جدایش جریان ناشی از تداخل این امواج با لایه‌های مرزی (افزایش افت)، از جمله پدیده‌هایی است که افزایش عدد ماخ به همراه دارد [۲۱]. معمولاً بیشترین عدد ماخ نسبی در نوک پره اولین روتور رخ می‌دهد و بنابراین محدودیت عدد ماخ نسبی در این مکان اعمال می‌شود.

$$M_{rel, Inlet, tip} \leq M_c \quad (10)$$

تنش ریشه پرها به عنوان مهمترین محدودیت سازه‌ای در نظر گرفته شده در طراحی اولیه است. تنش غالب در روتور ناشی از نیروی گریز از مرکز و در استاتور ناشی از نیروی خمشی حاصل از گشتاور اعمالی سیال به پره است.

انتخاب نامناسب متغیرهای طراحی در فرایند بهینه‌سازی می‌تواند منجر به ارضا نشدن یک یا چند محدودیت هندسی و آیرودینامیکی شود. اما محدودیت سازه‌ای با محاسبه نسبت ماکزیمم ضخامت به وتر بر اساس مقدار تنش بحرانی در نظر گرفته شده همواره رعایت می‌شود. نحوه محاسبه تنش و نیز نسبت ماکزیمم ضخامت به وتر در بخش بعد بیان شده است.

۶- محاسبه تنش و ماکزیمم ضخامت پره

تنش ریشه روتور با استفاده از رابطه (۱۱) محاسبه می‌شود.

$$\sigma_h = \rho_b V_b \bar{r} \omega^2 / A_h \quad (11)$$

$$V_b = \int_{r_h}^{r_t} A_b(r) dr \quad (12)$$

که ρ_b چگالی پره، V_b حجم پره، \bar{r} شعاع مرکز جرم، ω سرعت دورانی، A_h مساحت ریشه پره، $A_b(r)$ مساحت پره و r_t و r_h به ترتیب شعاع‌های نوک و ریشه پره هستند.

از آنجا که شکل پره توسط ماکزیمم ضخامت، وتر، زاویه انحنا و شعاع لبه حمله و فرار (پره‌های دو قوسی) تعیین می‌شود، لذا به نظر می‌رسد که مساحت پره به تمامی این متغیرها وابسته است.

محدودیت طول کمپرسور را می‌توان با استفاده از پارامترهای فوق به صورت رابطه (۵) نوشت.

$$L_C \geq \sum_{i=1}^N (c_{a,R} + c_{a,S} + g_R + g_S) \quad (5)$$

که c_a وتر محوری، g فاصله بین ردیف پرها و زیرنویس‌های R و S به ترتیب روتور و استاتور را نشان می‌دهند. از جمله محدودیت‌های آیرودینامیکی طراحی اولیه ضریب منظری پرها می‌باشد. با افزایش ضریب منظری، قدرت جریان‌های ثانویه افزایش و با کاهش آن سطح مقطع مؤثر جریان به دلیل اثرات بیشتر لایه‌های مرزی بدنه کاهش می‌یابد [۲۱]. با توجه به دلایل فوق مقدار این ضریب در طراحی کمپرسور محوری در محدوده معینی قرار داده می‌شود. معمولاً مقدار این پارامتر بین ۱ تا ۳ در مراحل مختلف کمپرسورهای چند مرحله‌ای تغییر می‌کند.

محدودیت مقدار زاویه جریان از طریق محدوده‌های این مقادیر در روابط و نمودارهای تجربی محاسبه زاویه انحراف و افت ایجاد می‌شوند [۵].

$$0 \leq \beta_1 \leq 70 \quad (6)$$

$$0 \leq \alpha_2 \leq 70 \quad (7)$$

که β_1 زاویه نسبی ورود به روتور و α_2 زاویه مطلق جریان خروجی از روتور است.

از محدودیت‌های دیگر طراحی اولیه کمپرسور مقدار زاویه پیچش جریان در هر ردیف پره است. در صورتی که پیچش جریان از حدود معینی بالاتر یا پایین‌تر باشد، طراحی پره برای ایجاد این پیچش امکان‌پذیر نخواهد بود. از آنجا که بیشترین و کمترین پیچش جریان به ترتیب در ریشه و نوک پرها اتفاق می‌افتد، لذا باید مقادیر آن در این مکان‌ها بررسی شده تا از ایجاد اشکال در طراحی سه‌بعدی پره (در مراحل نهایی طراحی کمپرسور) جلوگیری شود. در این تحقیق برای تخمین میزان پیچش در ریشه و نوک پرها از الگوی گردابی آزاد استفاده شده است. مقدار محدودیت پیچش به شرایط ورودی و نیز نوع پره وابسته است.

$$\varepsilon_{min} \leq \varepsilon \leq \varepsilon_{max} \quad (8)$$

که ε پیچش جریان بوده و زیرنویس‌های min و max به ترتیب مقادیر کمینه و بیشینه را نشان می‌دهند.

میزان بارگذاری پره از مهمترین محدودیت‌های طراحی

$$A_b = c^2 f \left(\frac{t_{\max}}{c} \right) \quad (14)$$

$$V_b = \int_{r_h}^{r_t} c(r)^2 f \left(\frac{t_{\max}}{c}(r) \right) dr \quad (15)$$

با توجه به نمودارهای ارایه شده، تنش وارد بر ریشه روتور از روابط (۱۱) و (۱۵) محاسبه می‌شود.

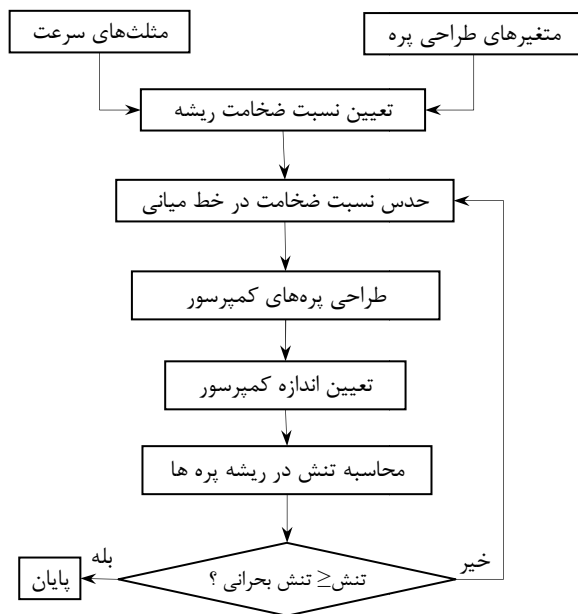
در طراحی کمپرسور محوری کم کردن نسبت ماکزیمم ضخامت به وتر به دلیل کاهش وزن (رابطه ۹) و افت پروفیل پره اهمیت دارد. در الگوریتم ارایه شده کمترین مقدار این نسبت بر اساس تنش‌های وارد بر پره محاسبه می‌شود. شکل ۹ نسبت بر اساس تنش‌های وارد بر پره محاسبه می‌شود. شکل ۹ زیر تشریح شده است.

۱- مقدار نسبت ماکزیمم ضخامت به وتر پره در نوک پره-های روتور برابر با کمترین مقدار ممکن آن قرار داده می‌شود. برای پره‌های سری ناکا ۶۵ و دو قوسی این مقدار به ترتیب برابر با ۰/۰۶ و ۰/۰۵ است [۲۰، ۱۵].

۲- مقدار نسبت ماکزیمم ضخامت به کورد پره در مقاطع میانی ردیف پره‌های مختلف حدس زده می‌شود.

۳- پروفیل‌های پره روتور در خط میانی طراحی می‌شوند.

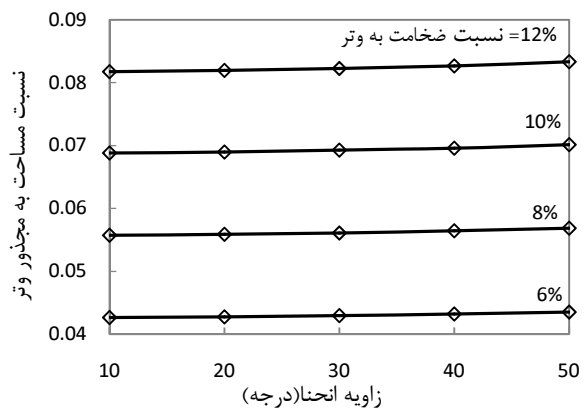
۴- اندازه کمپرسور در مقاطع مختلف محاسبه می‌شود.



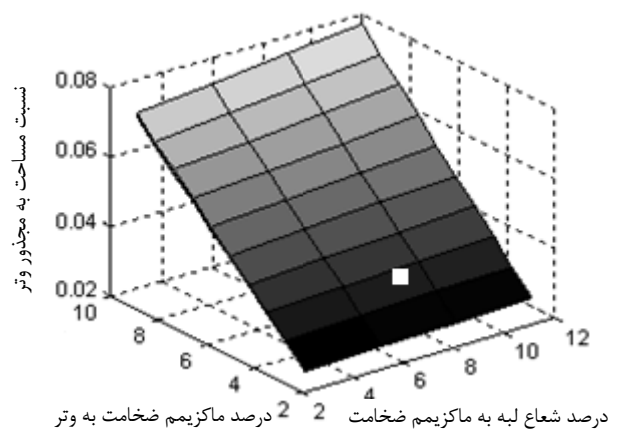
شکل ۹ الگوریتم تعیین مقدار بهینه نسبت ماکزیمم ضخامت به وتر

$$A_b = f \left(c, \frac{t_{\max}}{c}, \theta, \frac{R_{LE,TE}}{t_{\max}} \right) \quad (13)$$

که t_{\max} بیشترین ضخامت پره، $R_{LE,TE}$ شعاع لبه حمله و فرار و θ زاویه انحنا هستند. اما محاسبات نشان می‌دهد که مساحت پره‌های سری ناکا ۶۵ و دو قوسی تنها به مقدار وتر و نسبت ماکزیمم ضخامت به طول وتر وابسته بوده و وابستگی آنها به زاویه انحنا و شعاع لبه حمله و فرار قابل صرف نظر است (شکل‌های ۷ و ۸). شکل ۸ تغییرات وزن پره‌های دو قوسی را برای سه زاویه انحنای ۳۰، ۴۰ و ۵۰ درجه نشان می‌دهد، اختلاف مساحت پره در این سه زاویه به اندازه‌ای کم می‌باشد که این اختلاف در نمودارها قابل تشخیص نیست و هر سه رویه منطبق بر هم هستند. بنابراین مساحت و حجم پره با تقریب بسیار خوبی از روابط (۱۴) و (۱۵) قابل محاسبه هستند.



شکل ۷ نمودار مساحت پره‌های سری ناکا ۶۵



شکل ۸ نمودار مساحت پره‌های دو قوسی

که η بازده، SM محدوده سرچ، N_1 تعداد محدودیت‌های طراحی، N_s تعداد مراحل، f تابع ارزیابی بازده و محدوده سرچ، g تابع ارزیابی محدودیت‌های طراحی، x_b مقدار پایه و y_{bL} و y_{bU} به ترتیب حدود پایینی و بالایی گفته شده در بخش ۴ هستند. در این تحقیق از محدوده سرچی متفاوت با تعاریف مرسوم آن [۲۰] استفاده شده است.

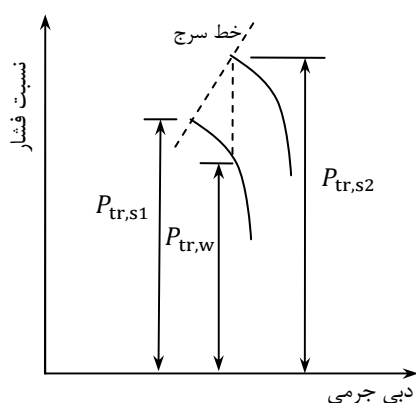
$$SM = \frac{P_{tr,s1} - P_{tr,w}}{P_{tr,w}} \quad (21)$$

$$SM_{con} = \frac{P_{tr,s2} - P_{tr,w}}{P_{tr,w}} \quad (22)$$

که SM_{con} محدوده سرچ مرسوم، $P_{tr,w}$ نسبت فشار نقطه کاری، $P_{tr,s1}$ نسبت فشار نقطه‌ای روی خط سرچ با سرعت دورانی مشابه با نقطه کاری و $P_{tr,s2}$ نسبت فشار نقطه‌ای روی خط سرچ با دبی جرمی مشابه با نقطه کاری است (شکل ۱۰). محدوده سرچ مورد استفاده در این تحقیق (رابطه ۲۱) مقدار کمتری نسبت به شکل مرسوم آن (معادله ۲۲) دارد. این امر حاشیه امنیتی برای طراح برای طراح ایجاد خواهد کرد. از طرف دیگر استفاده از این محدوده سرچ لزوم شبیه‌سازی در سرعت دورانی دیگر برای محاسبه محدوده سرچ را از بین برده و باعث کاهش هزینه‌های محاسباتی می‌شود. یافتن نقطه سرچ $(P_{tr,s1})$ با استفاده از دو قاعده زیر انجام می‌گیرد.

$$1 - \text{بیشترین نسبت فشار [۱۵]}$$

$$2 - \text{قاعده ارایه شده توسط آنگیر [۱۵]}$$



شکل ۱۰ نقاط تعیین کننده محدوده سرچ

$$\sqrt{\frac{P'_{t2} - p_2}{P'_{t1} - p_1}} < \frac{(0.15 + 11 \frac{t_{max}}{c}) / (0.25 + 10 \frac{t_{max}}{c})}{1 + 0.4[\theta\sigma/2\sin(\theta/2)\cos\gamma]^{0.65}} \quad (23)$$

۵- با انتخاب تغییرات نسبت ماکزیمم ضخامت به وتر در طول پرها و نیز مقادیر این نسبت در نوک و خط میانی پره، نسبت ماکزیمم ضخامت به وتر در ریشه تعیین می‌شود.

۶- حجم پره و تنش در ریشه پره محاسبه می‌شود.

۷- با مقایسه تنش ریشه پرها با مقدار مجاز آن، نسبت ماکزیمم ضخامت به وتر پره در خط میانی اصلاح می‌شود. باید توجه داشت که این نسبت در پره‌های مختلف نباید کمتر از حد در نظر گرفته شده در مرحله ۱ باشد.

نسبت ماکزیمم ضخامت به وتر استاتورها با استفاده از الگوریتمی مشابه و با استفاده از گشتاور خمشی وارد شده از طرف سیال به پره محاسبه می‌شود. مقدار گشتاور خمشی به نحوه توزیع مثلث‌های سرعت در طول آن وابسته بوده و برای تعیین مقدار دقیق آن باید از روش انحنای خط جریان استفاده نمود. مقدار گشتاور وارد شده به ریشه پره استاتور با استفاده از رابطه ۱۶ بدست می‌آید.

$$\tau = \int_{r_h}^{r_t} ((UV_\theta)_{1,i+1} - (UV_\theta)_{2,i}) dm \quad (16)$$

که dm دبی جرمی عبوری از خطوط جریان است.

در طراحی خط میانی تنها می‌توان یک تخمین اولیه از مقدار گشتاور داشت.

$$\tau = \frac{\dot{m}}{N_b} ((UV_\theta)_{1,i+1} - (UV_\theta)_{2,i}) \quad (17)$$

که \dot{m} دبی جرمی کمپرسور و N_b تعداد پره است.

۷- تابع هدف

طراح کمپرسور محوری به دنبال طراحی است که علاوه بر ارضاء شرایط تعیین شده اولیه (دبی جرمی، نسبت فشار و محدودیت‌های هندسی) و محدودیت‌های آیرودینامیکی و سازه‌ای، دارای مشخصات عملکردی (بازده و محدوده سرچ) مناسبی باشد. تابع هدف مورد استفاده در این تحقیق با توجه به این اهداف انتخاب شده است.

$$\Psi = f(\eta) + f(SM) + \frac{1}{N_1 N_s} \sum_{i=1}^{N_1} \sum_{j=1}^{N_s} g_{ij} \quad (18)$$

$$f(x) = \text{sech}\left(1 - \frac{x}{x_b}\right) \quad (19)$$

$$g(y) = \begin{cases} e^{-(1-\frac{y}{y_L})^2} & y \leq y_{bL} \\ 1 & y_{bL} \leq y \leq y_{bU} \\ e^{-(1-\frac{y}{y_U})^2} & y \geq y_{bU} \end{cases} \quad (20)$$

به عنوان مثال در صورتی که یک کروموزوم موجود در یک ژن باعث ایجاد یک محدودیت طراحی شود. این ژن از محاسبات حذف نشده و اطلاعات موجود در آن برای تولید نسل بعد مورد استفاده قرار می‌گیرد.

۸- بهینه‌ساز

در این تحقیق، بهینه‌سازی بر اساس روش الگوریتم ژنتیک توسعه داده شده است. این روش به دلیل تعداد بالای متغیرهای طراحی (جدول ۳)، به عنوان بهینه‌ساز طراحی اولیه کمپرسور محوری انتخاب شده است [۲۲]. هر ژن مورد استفاده در این الگوریتم از مجموعه‌ای کروموزوم تشکیل شده که همان متغیرهای طراحی هستند. وظیفه الگوریتم ژنتیک تولید ژن‌های است که بیشترین مقدار تابع هدف را ایجاد کنند.

در شروع بهینه‌سازی تولید ژن بر اساس حدود در نظر گرفته شده متغیرهای طراحی انجام می‌گیرد. این ژن‌ها نسل ابتدایی بهینه‌سازی را ایجاد می‌کنند. تولید این نسل از روابط (۲۵) تا (۲۹) صورت می‌گیرد.

$$G = \begin{cases} G_L & i = 1 \\ G_L + \epsilon(G_U - G_L) & 2 \leq i \leq N - 1 \\ G_U & i = N \end{cases} \quad (25)$$

$$G = [\chi_1, \dots, \chi_j, \dots, \chi_M] \quad (26)$$

$$G_L = [\chi_{1L}, \dots, \chi_{jL}, \dots, \chi_{ML}] \quad (27)$$

$$G_U = [\chi_{1U}, \dots, \chi_{jU}, \dots, \chi_{MU}] \quad (28)$$

$$\chi_{jL} \leq \chi_j \leq \chi_{jU} \quad 1 \leq j \leq M \quad (29)$$

که N تعداد ژن، M تعداد متغیر طراحی (کروموزوم)، χ متغیر طراحی، ϵ عددی تصادفی بین ۰ و ۱، G ژن و زیرنویس‌های L و U به ترتیب نماینده مقادیر کمینه و بیشینه هستند.

تولید ژن‌های نسل‌های بعد با انتخاب پدر و مادرهایی از ژن‌های نسل قبل انجام می‌گیرد. پدر و مادرهای ایجاد کننده هر نسل پس از مرتب‌سازی ژن‌ها بر اساس مقدار تابع هدف ایجاد شده توسط آنها و از میان ژن‌های برتر انتخاب می‌شوند (ژن‌های برتر ایجاد کننده بیشترین مقدار تابع هدف هستند). در هر نسل تولید شده ژن‌های برتر باقی‌مانده و ژن‌های تولید شده جدید به جای ژن‌های دیگر قرار می‌گیرند. ژن‌های پدر و مادر و نیز ژن‌های جدید از روابط (۳۰) و (۳۱) تعیین می‌شوند.

$$I_{F,M} = \epsilon N_{\text{keep}} \quad (30)$$

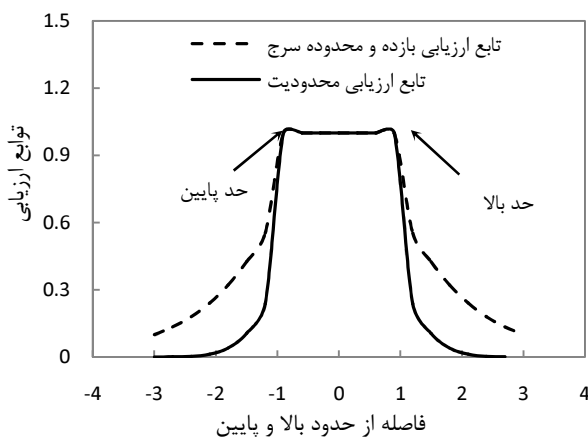
$$G_i = \epsilon G_{I_F} + (1 - \epsilon) G_{I_M} \quad \begin{matrix} N_{\text{keep}} + 1 \leq i \\ \leq N_{\text{keep}} + N_G \end{matrix} \quad (31)$$

که P'_t فشار کل نسبی، p فشار استاتیکی و σ فشردگی پره است. استفاده از تابع ارزیابی معادله ۱۹ برای رسیدن به کمپرسوری با مقادیر پایه بازده و محدوده سرچ مورد نظر طراح با رعایت تمامی محدودیت‌های طراحی گفته شده در بخش ۴ کاربرد دارد. از آنجا که در ابتدای فرایند طراحی حدود بازده و محدوده سرچ نامعلوم است، لذا می‌توان از شکل دیگری از تابع ارزیابی برای استخراج این حدود بهره گرفت.

$$f(x) = \begin{cases} \text{sech}\left(1 - \frac{x}{x_{bL}}\right) & x \leq x_{bL} \\ 1 & x_{bL} \leq x \leq x_{bU} \\ \text{sech}\left(1 - \frac{x}{x_{bU}}\right) & x \geq x_{bU} \end{cases} \quad (24)$$

x_{bU} و x_{bL} مقادیر پایه پایینی و بالایی بازده و محدوده سرچ هستند.

مقدار توابع ارزیابی میزان نزدیکی کمپرسور طراحی شده را نسبت به محدوده در نظر گرفته شده نشان می‌دهند. مقدار این توابع در مقادیری بین این محدوده‌ها عدد یک و با دور شدن از این حدود کم می‌شود (شکل ۱۱). به دلیل اهمیت بالای محدودیت‌های طراحی، میزان انحراف تابع ارزیابی آنها در خارج از حدود تعریف شده بسیار بیشتر از توابع ارزیابی بازده و محدوده سرچ است. استفاده از توابع ارزیابی در تابع هدف باعث شده که تأثیر محدودیت‌های طراحی در تابع هدف هم ارز با بازده و محدوده سرچ قرار بگیرد. این امر باعث جلوگیری از تولید طرحی با عملکرد مناسب ولی خارج از محدودیت‌های طراحی می‌شود. از طرف دیگر استفاده از تابع ارزیابی محدودیت طراحی در تابع هدف مانع از حذف بخش عمده‌ای از اطلاعات تولید شده توسط بهینه‌ساز می‌شود.



شکل ۱۱ توابع ارزیابی مختلف

تولید می‌شود. تولید نسل‌های جدید شعاع‌های میانی تا جایی ادامه پیدا کرده که تابع هدف لایه بیرونی از مقدار مشخصی بزرگتر نشود.

که N_{keep} تعداد ژن برتر و $I_{F,M}$ پدر یا مادر انتخابی و N_G تعداد ژن تولید شده است.

۹- الگوریتم طراحی بهینه

شکل ۱۲ الگوریتم طراحی اولیه ارائه شده در این تحقیق را نشان می‌دهد. این الگوریتم از بهینه‌سازی دو لایه‌ای استفاده می‌کند. لایه درونی بهینه‌سازی از متغیرهای طراحی ارائه شده در بخش ۴، محدودیت‌های طراحی بخش ۵، محاسبه ماکزیمم ضخامت به وتر با استفاده از روش ارائه شده در بخش ۶ و تابع هدف بخش ۷ تشکیل شده است. ورودی‌های مورد نیاز لایه درونی شامل تعداد مراحل، سرعت دورانی و شعاع خط میانی می‌باشند. تعداد مراحل و سرعت دورانی توسط طراح انتخاب و شعاع میانی مورد نیاز توسط لایه بیرونی بهینه‌سازی تولید می‌شود (شعاع میانی متغیر طراحی لایه بیرونی بهینه‌سازی است). در این الگوریتم از تعداد مراحل و سرعت دورانی در هیچ یک از لایه‌های بهینه‌سازی استفاده نشده است. این امر به دلیل تخمین مناسب متغیرها با استفاده از طراحی‌های قبلی انجام گرفته است. از طرفی تاثیر این متغیرها را می‌توان با انتخاب مقادیر مختلفی برای آنها و ارزیابی مشخصات عملکردی حاصل از طراحی‌های انجام گرفته بررسی نمود.

در الگوریتم ارائه شده ابتدا ژن‌های مختلفی از شعاع میانی تولید می‌شود (ژن‌های بیرونی). سپس برای هر یک شعاع‌های میانی تولید شده بهینه‌سازی لایه درونی انجام می‌گیرد. بهینه‌سازی لایه درونی با تولید ژن‌های متغیرهای طراحی گفته شده در بخش ۴ (ژن‌های درونی) بر اساس محدوده‌های تعیین شده برای آنها شروع می‌شود. با استفاده از شعاع میانی (ژن بیرونی) و ژن‌های تولید شده درونی، کمپرسورهای مختلفی طراحی و مقادیر تابع هدف مربوطه (تابع هدف درونی) محاسبه می‌شود. با توجه به مقادیر توابع هدف بدست آمده و الگوریتم ژنتیک، نسل بعدی ژن‌های داخلی تولید می‌شود. تولید نسل‌های مختلف داخلی تا رسیدن به یک کمپرسور بهینه با شعاع میانی تعیین شده ادامه پیدا می‌کند. بهینه‌سازی لایه درونی برای تمامی شعاع‌های میانی تولید شده توسط لایه بیرونی انجام می‌گیرد. تابع هدف مربوط به هر ژن بیرونی با استفاده از مشخصات عملکردی کمپرسور بهینه استخراج شده در لایه درونی محاسبه و نسل جدیدی از شعاع‌های میانی

۱۰- نتایج

این بخش به بررسی نتایج حاصل از الگوریتم ارائه شده در بخش قبل و اثبات کارایی آن می‌پردازد. برای این کار از مقایسه مشخصات عملکردی کمپرسور محوری ۸ مرحله‌ای ناسا [۱۹] با کمپرسورهای بهینه طراحی شده توسط الگوریتم شکل ۱۲ و تحت ورودی‌های یکسان استفاده می‌شود. در طراحی بهینه از شبیه‌سازی یک بعدی استفاده شده است، لذا برای انجام مقایسه صحیح، از مشخصات عملکردی حاصل از شبیه‌سازی یک بعدی این کمپرسور در نسبت فشاری برابر با شرایط طراحی استفاده می‌شود (جدول ۵).

در طراحی بهینه کمپرسور محوری فوق سرعت دورانی و خط میانی مشابه با کمپرسور ناسا در نظر گرفته شده و طراحی بهینه با استفاده از حلقه داخلی الگوریتم شکل ۱۲ انجام می‌گیرد. برای ارزیابی الگوریتم طراحی بهینه ارائه شده، کمپرسورهای محوری مختلفی با ورودی‌های گفته شده فوق و با هدف داشتن محدوده سرچ‌های مختلف طراحی شده‌اند. محدوده سرچ انتخاب شده برای این کمپرسورها بین ۱/۵ تا ۱۲ درصد تغییر می‌کند.

از آنجا که محدوده بازده هر یک از این کمپرسورهای نامعلوم می‌باشد، لذا از رابطه ۲۴ برای ارزیابی بازده این کمپرسورها استفاده شده است. حد پایین و بالای بازده مورد استفاده در رابطه ۲۴ به ترتیب برابر با ۸۰ و ۸۵ درصد در نظر گرفته شده است. حدود متغیرها و محدودیت‌های طراحی به ترتیب در جداول ۶ و ۷ نشان داده شده است.

جدول ۵ عملکرد شبیه‌سازی شده کمپرسور ناسا

متغیر	واحد	شبیه‌سازی
دبی جرمی	(کیلوگرم بر ثانیه)	۲۸/۱۷
نسبت فشار	---	۱۰
بازده	(درصد)	۷۹/۱
محدوده سرچ	(درصد)	۲/۰
وزن پرها	(کیلوگرم)	۲۴/۷۶
سرعت دورانی	دور بر دقیقه	۱۳۳۸۰

جدول ۶ حدود متغیرهای طراحی در طراحی بهینه^۱

متغیر	کمینه	بیشینه
ضریب کار	۰/۳	۰/۵
ضریب جریان	۰/۵	۰/۶۵
ضریب واکنش	۰/۵	۰/۷۰
وتر محوری روتور	۰/۴۵ (۱-۲)	۰/۶۰ (۱-۲)
وتر محوری استاتور	۰/۱۵ (۳-۸)	۰/۳۰ (۳-۸)
وتر محوری استاتور	۰/۴۰ (۱-۲)	۰/۵۰ (۱-۲)
وتر محوری استاتور	۰/۱۵ (۳-۸)	۰/۳۰ (۳-۸)
فشرده‌گی روتور	۰/۸۵	۱/۳
فشرده‌گی استاتور	۰/۸۵	۱/۳

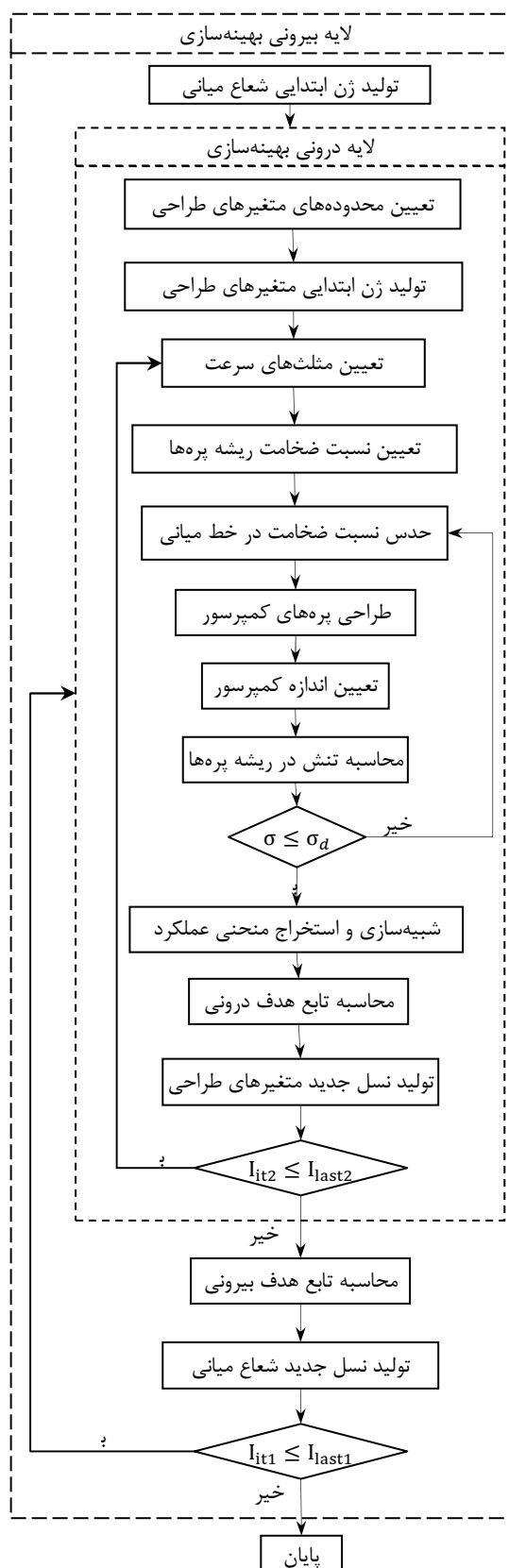
۱- اعداد داخل پرانتز شماره مراحل را نشان می‌دهند.

جدول ۷ حدود محدودیت‌های طراحی در طراحی بهینه

متغیر	کمینه	بیشینه
ضریب انبساط	----	۰/۵
ضریب منظری	۱/۲	۲/۵
پیچش جریان روتور	۱۲	۴۵
پیچش جریان روتور	۱۰	۴۵
ماخ نسبی روتور ۱	----	۱/۲
تنش بحرانی	----	۳۰۰

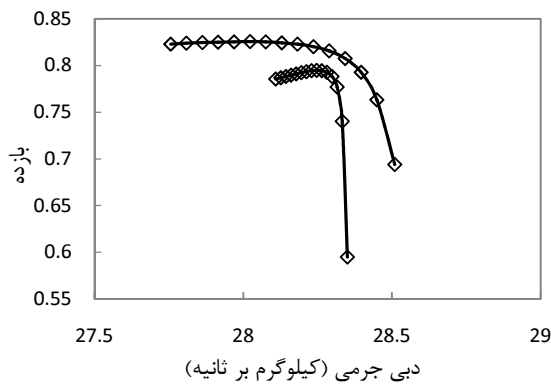
مقدار تنش تسلیم پره‌های کمپرسور محوری در حدود ۶۹۰ مگاپاسکال است [۷]. به دلیل اثرات خستگی مقدار تنش بحرانی مورد استفاده در طراحی بهینه بسیار کمتر از مقدار تنش تسلیم (کمتر از ۵۰ درصد) در نظر گرفته شده است. شکل‌های ۱۳ و ۱۴ مقادیر نسبت فشار طراحی و تابع ارزیابی محدودیت‌های طراحی را به همراه محدوده قابل پذیرش کمپرسورهای بهینه‌سازی شده را نشان می‌دهند. این محدوده برابر با ± 1 درصد برای نسبت فشار و -0.5 درصد برای تابع ارزیابی محدودیت‌های طراحی در نظر گرفته شده است. هر چند که این مقادیر با توجه به نیاز طراح و حساسیت طراحی قابل تغییر خواهد بود.

مقدار بازده تمامی کمپرسورهای بهینه شده و قابل پذیرش از بازده کمپرسور ناسا بیشتر است (شکل ۱۵). کمترین اختلاف بازده این کمپرسورها با کمپرسور ناسا، ۲/۹ درصد و بیشترین مقدار آن ۴/۱ درصد بوده که مقادیر قابل توجهی هستند. وزن پره‌های کمپرسورهای بهینه شده به طور میانگین ۳۰ درصد کمتر از وزن کمپرسور ناسا می‌باشد (شکل ۱۶). این امر باعث کاهش هزینه و هزینه‌های ساخت کمپرسور خواهد شد.

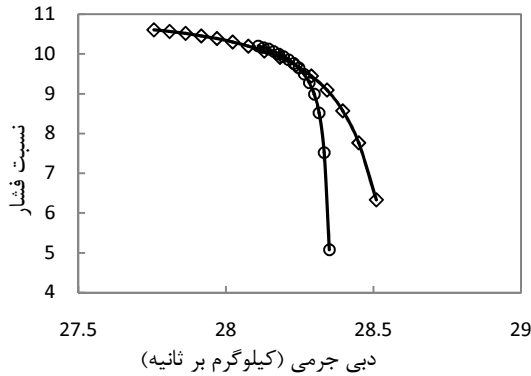


شکل ۱۲ الگوریتم طراحی اولیه بهینه کمپرسور محوری

تأثیرات طراحی بهینه کمپرسور نه تنها در نقطه طراحی بوده بلکه این تاثیر در عملکرد خارج از طراحی کمپرسور محوری نیز قابل مشاهده است. شکل ۱۷ منحنی‌های عملکرد کمپرسور ناسا را با یک کمپرسور طراحی بهینه شده با بازده پایه ۸۲/۵ درصد و محدوده سرچ پایه ۸ درصد نشان می‌دهند. این شکل‌ها نشان می‌دهند که بازده کمپرسور طراحی شده از کمپرسور ناسا در شرایط خارج از طراحی بزرگتر و دبی جرمی خفگی نیز به اندازه محدودی افزایش پیدا کرده است.

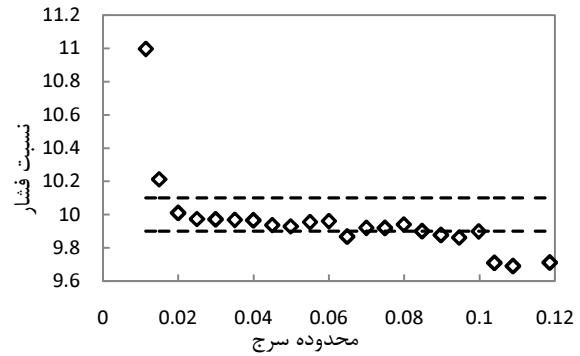


شکل ۱۷ مقایسه عملکرد کمپرسورهای ناسا و طراحی بهینه

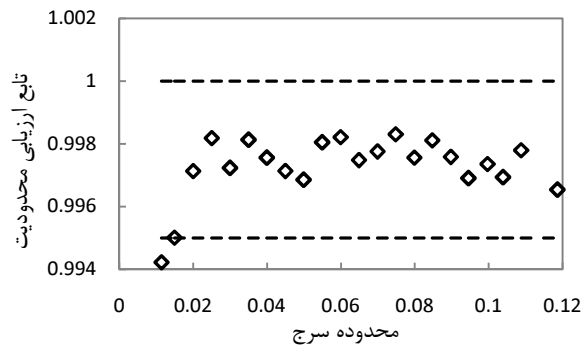


۱۱- نتیجه‌گیری

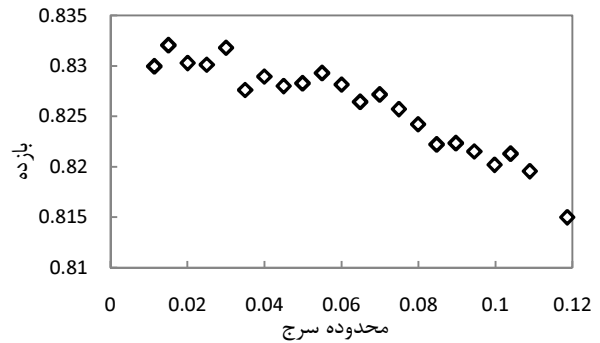
در این مقاله الگوریتمی برای طراحی اولیه کمپرسور محوری با در نظر گرفتن تمامی متغیرهای و محدودیت‌های طراحی ارایه شد. استفاده از بهینه‌سازی چند متغیره، چند هدفه و چند لایه‌ای، گنجانیدن محدودیت‌های طراحی در تابع هدف و نیز محاسبه نسبت ماکزیمم ضخامت به وتر پره‌ها در طول فرایند طراحی از جمله ویژگی‌های الگوریتم ارایه شده است. مقایسه عملکرد کمپرسور چند مرحله‌ای ناسا با کمپرسورهای طراحی



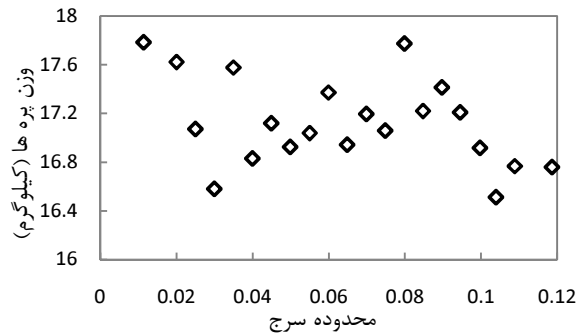
شکل ۱۳ تغییرات نسبت فشار با محدوده سرچ در طراحی بهینه



شکل ۱۴ تغییرات تابع محدودیت با محدوده سرچ در طراحی بهینه



شکل ۱۵ تغییرات بازده با محدوده سرچ در طراحی بهینه



شکل ۱۶ تغییرات وزن پره‌ها با محدوده سرچ در طراحی بهینه

- [10] Keskin A., Bestle D., "Application of Multi-Objective Optimization to Axial Compressor Preliminary Design", *Journal of Aerospace and Technology*, 2006.
- [11] Veres J. P., "Axial and Centrifugal Compressor Mean Line Flow Analysis Method", *NASA/TM-215585*, 2009.
- [12] Templelexis I., et al., "Development of a Two-Dimensional Streamline Curvature Code", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 133, 2011.
- [13] Cetin M., et al., "Application of Modified Loss and Deviation Correlations to Transonic Axial Compressors", *AGARD-R-745*, 1987.
- [14] Boyer K. M., O'Brien W. F., "An Improved Streamline Curvature Approach for Off-Design Analysis of Transonic Compression Systems", *Journal of Turbomachinery*, Vo. 125, 2003, pp. 475-481.
- [15] Aungier R. H., *Axial-Flow Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis*, New York, ASME Press, 2003.
- [16] Creveling H. F. *Axial Flow Compressor Computer program for Calculating Off-Design Performance*, NASA-CR-72472, 1968.
- [17] Koch C. C., Smith L. H., "Loss Sources and Magnitudes in Axial Flow Compressor", *Journal of Engineering and Power*, Vol. 98, 1967, pp. 411-424.
- [18] Sandercock D. M., et al., *Experimental Investigation of a Five Stage Axial Flow Research Compressor with Transonic Rotors in all Stages I-Compressor Design*, NACA-RM-E54F24, 1954.
- [19] Charles H. V., *Investigation of a High Pressure Ratio Eight Stage Axial Flow Research Compressor with Two Transonic Inlet Stage I- Aerodynamic Design*, NACA-RM-E53124, 1953.
- [20] Cumpsty N. A., *Compressor Aerodynamics*, United Kingdom, Longman Scientific and Technical, 1989.
- [21] Lakshminarayana B., *Fluid Dynamic and Heat Transfer of Turbomachinery*, John Wiley and Sons Inc., 1996.
- [22] Sivanandam S. N., Deepa S. N., *Introduction to Genetic Algorithm*, Springer, 2008.

شده کارایی این الگوریتم را در ارایه طراحی بهینه از کمپرسور محوری را نشان می‌دهد.

۱۲- مراجع

- [1] Smith Jr. L. H., "Axial Compressor Aerodesign Evolution at General Electric", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 124, 2002, pp. 321-330.
- [2] Ikeguchi T., et al., "Design and Development of a 14 Stage Axial compressor For Industrial Gas Turbine", *ASME Turbo Expo*, GT2012-68524, 2012.
- [3] Sieverding F., et al., "Design of Industrial Axial Compressor Blade Sections for Optimal Range and Performance", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 126, 2004, pp. 323-331.
- [4] Oyama A., et al., "Transonic Axial Flow Blade Optimization: Evolutionary Algorithm/ Three Dimensional Navier-Stocks Solver", *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 20, No. 4, 2004, pp.612-619.
- [5] Koller UIF., et al., "Development of Advanced compressor Airfoils for Heavy-Duty Gas Turbines-Part I-Design and Optimization", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 122, 2000, pp. 397-405.
- [6] Dennis B. H., et al., "Multi-Objective Optimization of Turbomachinery Cascades for Minimum Loss, Maximum Loading and Maximum Gap-to-Chord Ratio", *8th AIAA/USAF/NASA/ISSMO Symposium of Multidisciplinary Analysis and Optimization*, 2000.
- [7] Lim J. S., et al., "Design Point Optimization of An Axial-Flow Compressor Stage", *Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 10, No. 1, 1988, pp. 48-58.
- [8] Massardo M., Satta A., "Axial Flow Compressor Design Optimization: Part I-Pitchline Analysis and Multivariate Objective Function Influence", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 112, 1990, pp. 399-404.
- [9] Chen L., et al., "Optimum Design of a Subsonic Axial-Flow Compressor Stage", *Journal of Applied Energy*, Vol. 80, 2005, pp. 187-195.