



## طراحی بهینه سیستم خنک‌کاری بر خوردی با استفاده از الگوریتم تکامل تفاضلی در دیوار نازل دوبعدی یک موتور توربوپفن

بهروز شه‌ریاری<sup>۱\*</sup>، حمیدفرخ فال<sup>۲</sup>، مهرانعلی عزیزی<sup>۳</sup>، حمیدرضا بکایی<sup>۴</sup>

<sup>۱</sup>دانشیار، مجتمع دانشگاهی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، اصفهان، ایران

<sup>۲</sup>استادیار، مجتمع دانشگاهی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، اصفهان، ایران

<sup>۳</sup>دانشجوی دکتری، مهندسی هوافضا-جلوبرندگی، مجتمع دانشگاهی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، اصفهان، ایران

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۴۰۲/۰۵/۱۳؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۲/۰۸/۱۳؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۰۴/۰۶

### چکیده

دمای ورودی به نازل موتور توربینی یکی از پارامترهای تأثیرگذار در افزایش نیروی رانش تولید شده است در نتیجه استفاده از روش‌هایی برای افزایش دمای ورودی نازل ضروری است. خنک‌کاری بر خوردی یکی از این روش‌ها بوده که با انتقال هوای خنک‌تر و سپس عبور از جت‌هایی به دیواره داغ نازل برخورد می‌کند و موجب جذب گرمای دیواره نازل می‌شود. در مقاله حاضر بهینه‌سازی سیستم خنک‌کاری بر خوردی به صورت سه بعدی مورد بررسی قرار گرفته است. هندسه مورد مطالعه دیوارهای انتهایی نازل می‌باشد که به صورت صفحه تخت است. این صفحه شامل سوراخ‌های خنک‌کاری با سطح مقطع دایره‌ای است. طراحی بهینه برای یافتن اندازه قطر سوراخ‌ها و فواصل بین آنها می‌باشد. با ایجاد ارتباط بین نرم‌افزار و کد توسعه داده شده با زبان برنامه نویسی C، هندسه‌های مختلف برای بهینه‌سازی سوراخ‌ها با تعیین قیدهای مناسب به صورت خودکار تولید شده و طراحی بهینه می‌گردد. بهینه‌سازی از نوع چندهدفه است و الگوریتم بهینه‌سازی تکامل تفاضلی است. هدف از بهینه‌سازی رسیدن به دمایی نسبتاً یکنواخت و همچنین کمتر از دمای بیشینه مجاز در دیوار نازل است. نتایج بهینه‌سازی چندهدفه بصورت نمودار پارتو ارائه شده است.

**کلمات کلیدی:** موتور توربوپفن؛ نازل دوبعدی؛ خنک‌کاری بر خوردی؛ الگوریتم تکامل تفاضلی؛ طراحی بهینه.

## Optimum design of impingement cooling system using differential evolution algorithm in the 2D-Nozzle linear of a turbofan engine

B. Shahriari<sup>1,\*</sup>, H. Farrokhfal<sup>2</sup>, M. Azizi<sup>3</sup>, H. Bokaei<sup>4</sup>

<sup>1,2</sup> Assoc. Prof., Faculty of Mechanics, Malek Ashtar University of Technology, Isfahan, Iran

<sup>3</sup> Assist. Prof., Faculty of Mechanics, Malek Ashtar University of Technology, Isfahan, Iran

<sup>4</sup> Ph.D. Student, Aerospace Eng.-Propulsion, Faculty of Mechanics, Malek Ashtar University of Technology, Isfahan, Iran

### Abstract

The inlet temperature to the nozzle of the turbine engine is one of the most influential parameters in increasing the thrust. Therefore it is necessary to use methods to increase the inlet temperature of the nozzle. impingement cooling is one of these methods, which by passing cooler air and then passing through jets, hits the hot wall of the nozzle and causes the heat of the nozzle wall to be absorbed. In this article, the optimization of impingement cooling system has been investigated in three dimensions. The studied geometry is the end walls of the nozzle, which is in the form of a flat plate. This plate includes cooling holes with a circular cross-section. The optimum design is to find the diameter and distances between of the holes. With coupling of software and the code developed with C programming language, different geometries for hole optimization are generated automatically by determining the appropriate constraints and the design is optimized. The optimization is multi-objective and the optimization algorithm is differential evolution. The goal of optimization is to reach a relatively uniform temperature and also temperature lower than the maximum temperature allowed in the nozzle wall. The results of multi-objective optimization are presented as a Pareto front.

**Keywords:** Turbofan; 2D nozzle; Impingement cooling; Differential evolution algorithm; Optimum design.

## ۱- مقدمه

دمای ورودی به نازل موتور توربینی یکی از پارامترهای تأثیرگذار در افزایش نیروی رانش تولید شده است که در موتورهای هوایی با بکارگیری پس‌سوز محقق می‌شود. آلیاژهای مورد استفاده برای ساخت دیوارهای نازل، دمای ذوب و توانایی تحمل بارهای حرارتی محدودی دارند. خنک‌کاری بر خورده<sup>۱</sup> از روش‌های مورد استفاده در کاهش دمای قطعات گرم در موتورهای توربینی مثل تیغه‌های توربین و دیوارهای نازل می‌باشد و به طور وسیع در توربین‌های گازی مورد استفاده قرار می‌گیرد. در سایر روش‌ها نظیر خنک‌کاری لایه‌ای<sup>۲</sup> یا خنک‌کاری داخلی، اغلب به صورت همزمان خنک‌کاری بر خورده نیز به کار گرفته می‌شود.

خنک‌کاری بر خورده یکی از روش‌های پرکاربرد در توربین‌های گاز است. در این روش سیال خنک‌کننده با عبور از سوراخ‌های کوچک در زیر سطح دیوار داغ، با سرعت بیشتری به سطح داخلی فلز بر خورده می‌کند، در نتیجه انتقال حرارت بیشتری نسبت به حالت عبور جریان از روی سطح انجام می‌شود. این روش برای نواحی با حرارت زیاد مورد استفاده قرار می‌گیرد. جریان بر خورده کرده به سطح داخلی دیواره، از طریق سوراخ‌ها یا شیارهایی به محیط بیرون منتقل می‌شود.

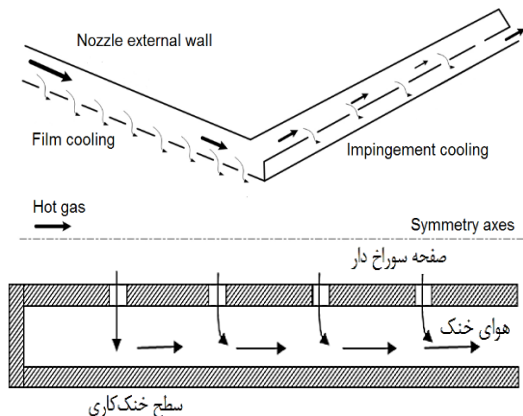
در خنک‌کاری دبی جرمی هوای خنک مقداری محدود می‌باشد و هر چه دمای کمتری داشته باشد، اثربخشی بهتری در خنک‌کاری دارد. این مقدار هوا معمولاً برای موتور از هوای کنارگذر موتور گرفته می‌شود و دمای و فشار آن حدوداً برابر با مقادیر خروجی فن است. در خنک‌کاری نازل نسبت به توربین به هوای خنک‌کاری با فشار پایین‌تری نیاز است. همانطور که ذکر شد مقدار هوای خنک‌کاری محدود است؛ زیرا افزایش آن موجب افت عملکرد موتور می‌شود و در صورت نیاز به دبی هوای خنک‌کاری بیشتر باید با بکارگیری روش‌هایی دبی مورد نظر تامین گردد. این محدودیت در تامین هوای خنک نیاز به طراحی بهینه سیستم خنک‌کاری دارد تا با حداقل هوای مصرفی توزیع دمای مورد نظر فراهم آید. هدف از انجام این پژوهش طراحی و بهینه‌سازی هندسه سوراخ‌های خنک‌کاری بر خورده به دلیل نقش مهم آن در عملکرد نازل است.

بسیاری از پژوهش‌های انجام شده در حوزه خنک‌کاری بر خورده روی اثرات چیدمان جت و زبری سطح دیواره مورد

خنک‌کاری بر عملکرد انتقال حرارت متمرکز است [۱-۳]. تأثیر بسیاری از پارامترها مانند هندسه سوراخ‌های جت، فاصله جت تا صفحه، اعداد رینولدز جت و اثرات جریان روی انتقال حرارت بر خورده روی صفحه هدف توسط پژوهشگرانی همچون فلورشر و همکاران [۴، ۵]، هان و گلدستین [۶، ۷] و ویگان و اسپرینگ [۷] مورد مطالعه قرار گرفته‌است. اسپرینگ و همکاران [۸] مطالعات تجربی روی خنک‌کاری بر خورده انجام دادند و دریافته‌اند که قراردادن ریب‌ها بین دو جت همسایه می‌تواند عملکرد انتقال حرارت بهتری را فراهم آورد که به هندسه ریب روی دیواره هدف خنک‌کاری بستگی دارد و آنها به این نتیجه رسیدند که شار حرارتی کل را می‌توان تا حدود ۵۰ درصد بهبود بخشید. براکمان و همکاران [۹] مطالعه تجربی و عددی انجام دادند و دریافته‌اند که چیدمان میکرو ریب‌های متراکم مکعبی شکل روی صفحه جت می‌تواند انتقال حرارت کل را تا حدود ۴۲٪ بهبود بخشد، در حالی که افت فشار کمتر از ۱۴٪ افزایش می‌یابد. آندره و همکاران [۱۰] گزارش دادند که با حفظ جهت جریان بروی ریب‌های روی دیواره می‌توان به عملکرد بهتر انتقال حرارت بر خورده دست یافت. سان و همکاران [۱۱] انتقال حرارت بر خورده را روی سطوح خنک‌کاری با زبری مختلف مطالعه کردند و نشان دادند که استفاده از بین‌های دایره‌ای و ریب‌های لوزی شکل روی دیوار می‌تواند عملکرد کل انتقال حرارت را برای حداکثر افت فشار حدود ۱۰ درصد، بین ۲۲ تا ۳۵ درصد افزایش دهد.

امروزه فناوری‌های جدید ریخته‌گری امکان ساخت کانال‌های خنک‌کاری بر خورده در کانال باریک را در یک هندسه دو جداره فراهم می‌کند که پتانسیل بیشتر خنک‌کاری جریان داخلی را نشان می‌دهد. ترزیس و همکارانش [۱۲، ۱۳] تحقیقات گسترده‌ای در مورد خنک‌کاری بر خورده با دیواره گزارش داده‌اند که از سرعت‌سنجی تصویری ذرات و ترموگرافی کریستال مایع برای به دست آوردن مشخصه‌های جریان و انتقال حرارت در سیستم خنک‌کاری بر خورده استفاده کردند و درک عمیقی در مورد اثرات ساختارهای جریان نزدیک دیوار بر انتقال حرارت همرفتی برای جت خنک‌کننده با نسبت فاصله جت تا دیوار ( $H/D$ ) در محدوده بین ۱ تا ۳ یافتند. علاوه بر این، روابط تجربی برای انتقال حرارت در کانال خنک‌کاری بر خورده باریک در مطالعه آنها ارائه شده‌است [۱۴].

<sup>2</sup> Film cooling<sup>1</sup> Impingement cooling



شکل ۱- شماتیک دیوار نازل در خنک کاری برخوردی

دیواره نازل موتور به صورت صفحات تخت می‌باشند. در بهینه‌سازی سیستم خنک کاری به روش برخوردی از سوراخ‌های با سطح مقطع دایره‌ای استفاده شده‌است (شکل ۲). مقطع دایره‌ای سوراخ‌ها موجب ساخت ساده‌تر می‌شود. عدم وجود نقاط تیز و گوشه‌دار در مقطع دایره، از ایجاد نقاط با تمرکز تنش نیز جلوگیری به عمل می‌آورد. مطابق شکل ۲ سوراخ‌ها در صفحه  $x-y$  قرار گرفته‌اند و در شکل یک بخش از آن نشان داده شده‌است (به دلیل الگوی تکرارشونده سوراخ‌ها). دو صفحه در فاصله  $H$  از یکدیگر می‌باشند. صفحه بالایی دیواره نازل است و دارای ضخامت  $t$  است. در این بهینه‌سازی مقادیر  $t$  و  $H$  ثابت است و در ابتدای حل مقدار مشخصی داده می‌شود.

در شکل ۳ دو الگوی خطی<sup>۱</sup> و غیرخطی<sup>۲</sup> برای سوراخ‌های خنک کاری نشان داده شده‌است. در الگوی خطی، سوراخ‌ها در سطر و ستون‌های منظم قرار گرفته‌اند. در الگوی غیرخطی هر سطر نسبت به سطر کناری به مقدار  $\delta/2$  جابجا شده‌است.  $\delta_x$  و  $\delta_y$  بترتیب فاصله مرکز تا مرکز سوراخ‌ها در راستای  $x$  و  $y$  است.

در برخی تحقیقات انجام شده مانند تحقیق مظاهری و همکاران [۱۶، ۱۵] روش دیگر در بررسی انتقال حرارت بین دو ناحیه سیال و جامد استفاده شده‌است که انتقال حرارت کوپل کاهش یافته نام دارد. این روش به منظور کاهش زمان محاسباتی مورد استفاده قرار می‌گیرد و خصوصاً در بهینه‌سازی خنک کاری داخلی کاربرد دارد. در این روش به منظور کاهش تعداد نقاط شبکه و دامنه محاسبات، ضریب انتقال حرارت جابجایی و دما از نتایج تجربی یا شبیه‌سازی اولیه برای سطح دیوار یا کانال خنک کاری لحاظ می‌شود و در حل‌های بعدی جریان خارجی شبیه‌سازی نمی‌گردد.

در مقالات ذکر شده بررسی عددی و تجربی پارامترهای موثر بر انتقال حرارت در دیواره با خنک کاری برخوردی انجام شده‌است که به بررسی عوامل مهم در انتقال حرارت همچون استفاده از ریب، پین و زبری سطوح خنک کاری پرداخته شده‌است.

به عنوان کاری جدید در این مقاله بهینه‌سازی سیستم خنک کاری برخوردی برای دیوار نازل خروجی موتور توربوپن پرداخته شده‌است که چه داخل کشور و چه در خارج از کشور مشاهده نشده‌است. در این مقاله با استفاده از یک الگوریتم بهینه‌سازی تکاملی و کوپل کد با نرم‌افزار تحلیل سیال بصورت خودکار کاربرد آن در یک مسئله بهینه‌سازی مورد بررسی و ارزیابی قرار گرفته‌است.

## ۲- هندسه و مدلسازی سوراخ‌ها

طرحواره دیواره نازل در شکل ۱ نشان داده شده‌است. دیواره نازل بصورت یک دیوار دابل یا دو صفحه‌ای است. جریان هوا با دمای پایین (نسبت به گازهای داغ احتراقی) مورد استفاده در خنک کاری وارد فضای میانی دو دیوار می‌شود. مطابق شکل در قسمت همگرای نازل خنک کاری به روش لایه‌ای برای دیوارها استفاده شده و در قسمت واگرای نازل به دلیل کمتر خنک کاری برخوردی مورد استفاده قرار گرفته‌است. در این پژوهش بهینه‌سازی سیستم خنک کاری برخوردی برای دیوارهای نازل یک موتور توربینی پرداخته شده‌است که جریان خنک کننده دما پایین با عبور از سوراخ‌هایی ابتدا به دیواره گرم نازل برخورد کرده و سپس از لبه انتهایی نازل خارج می‌گردد.

<sup>2</sup> Staggered

<sup>1</sup> Inline

بهینه‌سازی سوراخ‌ها به ۳ متغیر نیاز است و بردار متغیرها به صورت زیر است:

$$V = \left[ D, \frac{\delta_x}{D}, \frac{\delta_y}{D} \right] \quad (1)$$

### ۳- روش بهینه‌سازی تکامل- تفاضلی

الگوریتم مورد استفاده در این مقاله روش تکامل تفاضلی است. قابلیت بالا در یافتن مقدار اکسترمم‌ها در یک فضای پیوسته، از ویژگی این الگوریتم بهینه‌سازی است. در حقیقت روش تکامل تفاضلی نه صرفاً جزء روش‌های جستجوی تصادفی محسوب می‌شود و نه مشابه روش‌های گرادیانی به منظور یافتن مسیر حرکت به سمت نقاط اکسترمم به محاسبه گرادیان‌های تابع هدف می‌پردازد، بلکه به نوعی تلفیقی از خواص هر دو خانواده از روش‌های بهینه‌سازی را دارا است. ترکیب این دو خاصیت یعنی قابلیت جستجوی تصادفی در فضای مورد بررسی و ایجاد مسیرهای برداری به سمت مقادیر اکسترمم سبب می‌شود، این روش قابلیت یافتن مقدار بهینه فراگیر را با دقت بالا داشته باشد.

در این الگوریتم، متغیرهای بهینه‌سازی به صورت یک بردار تعریف می‌شود و کران‌های حداکثر و حداقل تغییرات آنها نیز تعیین می‌گردد.

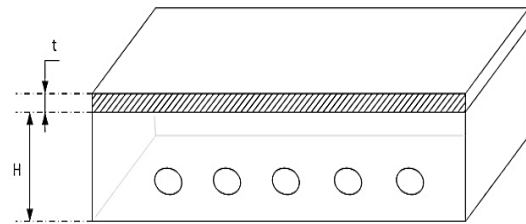
$$V = [a_1, a_2, a_3, \dots, a_n] \quad (2)$$

$$a_{i,min} \leq a_i \leq a_{i,max}, \quad i = 1, 2, 3, \dots, n$$

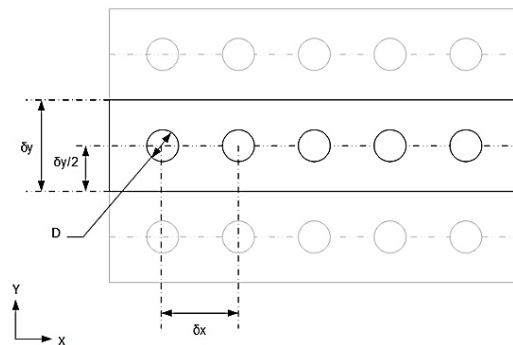
در این الگوریتم مشابه الگوریتم ژنتیک، هر نسل<sup>۱</sup> از تعدادی جمعیت<sup>۲</sup> (کاندیدا) تشکیل شده است که هر عضو بیانگر یک بردار متغیرهای بهینه‌سازی است:

$$V_G = \{V_{1,G}, V_{2,G}, \dots, V_{j,G}\}, \quad j = 1, 2, 3, \dots, N_p \quad (3)$$

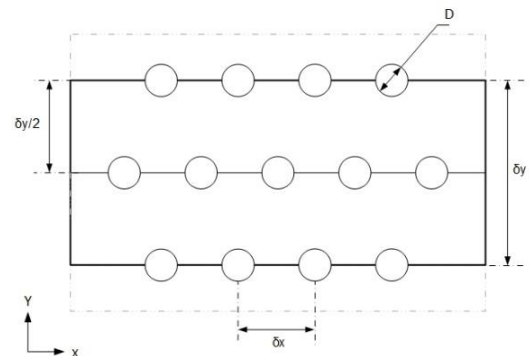
بیانگر شماره نسل و  $N_p$  تعداد جمعیت هر نسل است.  $V_{j,G}$  کاندیدای  $j$ ام از نسل  $G$  ام است و تعداد مؤلفه‌های آن برابر با بردار متغیرهای بهینه‌سازی است. در این الگوریتم، تولید اعضای نسل جدید به صورت زیر انجام می‌شود:



شکل ۲- هندسه دیوار نازل



الگوی In-line



الگوی Staggered

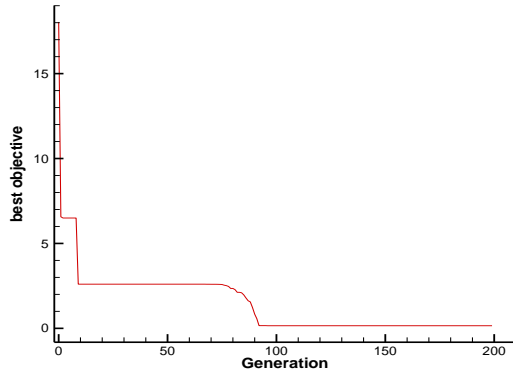
شکل ۳- پارامترهای طراحی خنک‌کاری برای هندسه‌های Staggered و In-line

در هندسه‌های فوق قطر تمامی سوراخ‌ها  $D$  می‌باشد. در این طراحی بهینه پارامترهای  $D$ ،  $\delta_x$  و  $\delta_y$  متغیرهای طراحی می‌باشند و در طی فرآیند بهینه‌سازی مقادیر آنها توسط کد انتخاب و بهینه می‌شوند. هدف از بهینه‌سازی یافتن قطر و موقعیت سوراخ‌های خنک‌کاری است؛ لذا سوراخ‌ها توسط سه متغیر  $(D, \delta_x, \delta_y)$  تعریف می‌گردد. در مجموع برای

<sup>2</sup> Population

<sup>1</sup> Generation

عدد انتخاب شده است. با استفاده از الگوریتم تکامل تفاضلی، مقدار مینیمم مطلق این معادله محاسبه شده و نمودار همگرایی آن در شکل ۴ نشان داده شده است.



شکل ۴- همگرایی تابع هدف در نسل‌های مختلف

### ۳-۲- تابع هدف

هدف از بهینه‌سازی، کمینه‌سازی گرادیان دما در سطح دیوار و کاهش دادن دمای دیواره به مقدار کمتر از دمای مجاز است. کاهش گرادیان دما موجب کاهش تنش‌های حرارتی و افزایش عمر می‌گردد. انحراف معیار دما معرف تغییرات دما در سطح دیواره است و کم‌شدن مقدار انحراف معیار موجب کم شدن گرادیان دما خواهد شد؛ بنابراین طراحی بهینه سیستم خنک‌کاری دارای دو تابع هدف خواهد بود که به صورت رابطه (۷) تعریف می‌شوند.

$$f_1 = \frac{\sigma}{\sigma_{init}}$$

$$f_2 = \frac{\max((T_{max} - T_{allow}), 0)}{\max((T_{max} - T_{allow}), 0)_{init}} \quad (7)$$

$\sigma$  انحراف معیار دما است و از رابطه (۸) محاسبه می‌شود:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (T_i - \bar{T})^2} \quad (8)$$

$T_i$  دما در هر سلول محاسباتی،  $\bar{T}$  متوسط دمای دیوار،  $T_{allow}$  دمای مجاز و  $N$  تعداد کل نقاط شبکه است. تابع هدف

$$V_{j,G+1} = V_{bestSolution} + F(V_{r1,G} - V_{r2,G}) \quad (4)$$

مقادیر  $V_{r1,G}$  و  $V_{r2,G}$  در رابطه (۴) دو عضو از بردار  $V_G$  می‌باشد که به صورت تصادفی انتخاب می‌گردد. در این رابطه  $F$  ضریب جهش نام دارد. اندازه ضریب مقیاس، مقدار گام جستجو را مشخص می‌نماید.

مرحله بعد مرحله ترکیب است. در این مرحله برای هر عضو که در بخش جهش در نظر گرفته شده است برداری به نام بردار آزمون تشکیل خواهد شد ( $U_{i,G+1}^j$ ) که مؤلفه‌های آن بردار تلفیقی از مؤلفه‌های بردار  $V_{j,G}$  و بردار تفاضل وزنی  $V_{j,G+1}$  است. بردار آزمون با استفاده از رابطه (۵) بدست می‌آید.

$$U_{i,G+1}^j = \begin{cases} V_{i,G+1}^j & \text{if } \text{Rand}_j[0,1] \leq Cr \text{ or } j = I_{rand} \\ V_{i,G}^j & \text{if } \text{Rand}_j[0,1] > Cr \text{ and } j \neq I_{rand} \end{cases} \quad (5)$$

$I_{rand}$  Random integer from  $[1, \dots, D]$

در این رابطه پارامتر  $Cr$ ، یک پارامتر کنترلی در بازه (۰ و ۱) است.

### ۳-۱- اعتبارسنجی کد بهینه‌سازی

قبل از انجام طراحی بهینه اطمینان از عملکرد الگوریتم بهینه‌سازی ضروری است. با توجه به اینکه مقدار بهینه گلوبال در مسائل مهندسی واقعی مشخص نمی‌باشد از روابط ریاضی استفاده می‌شود. به‌منظور اعتبارسنجی الگوریتم از معادله Ackley استفاده شده است. این رابطه مینیمم‌های محلی زیادی در اطراف مینیمم مطلق خود دارد که به عنوان مانع در برابر یافتن نقطه بهینه مطلق آن عمل می‌کنند. رابطه کلی این معادله بصورت زیر است از

$$f(x) = -20 \exp \left( -0.2 \exp \left( \frac{1}{j} \sum_{i=1}^j x_i^2 \right) \right) - \exp \left( \frac{1}{j} \sum_{i=1}^j \cos(2\pi x_i) \right) + 20 + \exp(1) \quad (6)$$

این تابع دارای مینیمم مطلق برابر با صفر در  $x_i = 0$  است. تعداد متغیرها ( $j$ ) برابر با ۵ و تعداد اعضای هر نسل ( $N_p$ ) ۱۰

نقطه بهینه بدست می‌آید. با رسم این نقاط در نمودار  $f_2$  بر حسب  $f_1$ ، جبهه پارتو بدست می‌آید.

### ۳-۴- قیود

گام بعدی پس از بیان متغیرهای طراحی و تابع هدف، تعیین قیده‌های مسئله است. در این طراحی بهینه، قیده‌ها به دو دسته هندسی و غیرهندسی تقسیم‌بندی می‌شوند. با توجه به محدودیت دمایی آلیاژهای دیواره دمایی بیشینه از مقدار مجاز نمی‌تواند بیشتر باشد. مقدار دمایی مجاز به تحمل حرارتی آلیاژ فلز مربوط است. با توجه به مقدار دمایی گاز گرم روی صفحه برابر با ۱۱۵۰ کلوین، حداکثر دمایی مجاز دیوار ۱۱۰۰ کلوین فرض شده است؛ لذا در این مسئله قید زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$T_{allow} = 1100 \text{ K} \quad (10)$$

قیده‌های هندسی شامل فاصله بین سوراخ‌های مجاور در جهت  $x$  و  $y$  است که باید بیشتر از  $D$  باشد. این قید پس از تولید کاندیدای هر نسل (تولید متغیرهای بهینه‌سازی) بررسی شده و چنانچه کمتر از مقدار مجاز باشد کاندیدای جدیدی تولید می‌گردد. این فاصله به منظور قابلیت ساخت و جلوگیری از ایجاد گرادیان دمایی شدید و افزایش استحکام سازه در نظر گرفته شده است. محدوده تغییرات هر یک از متغیرها بصورت جدول ۱ است.

جدول ۱- محدوده تغییرات هر یک از متغیرها

متغیر	محدوده تغییر
$D$	۲ تا ۵ میلی‌متر
$\delta_x/D$	۲ تا ۵
$\delta_y/D$	۲ تا ۵

### ۴- روش عددی و شبکه

شرایط حاکم بر جریان در این پژوهش به صورت سه بعدی، آشفته، تک فاز و پایا در نظر گرفته شده است. سیال عامل هوا با شرایط گاز ایده آل و تراکم پذیر است. میدان جریان به کمک

$f_1$  به منظور کاهش گرادیان دما و به شکل غیرمستقیم کاهش تنش حرارتی مورد استفاده قرار گرفته است. تابع هدف  $f_2$  به منظور کمینه‌کردن دمای ماکزیمم به تابع هدف اضافه شده است.  $\sigma_{init}$  و  $\max((T_{max} - T_{allow}), 0)_{init}$  به ترتیب مقادیر انحراف معیار دما و اختلاف دمای ماکزیمم و دمای مجاز در اولین عضو نسل اول است.

با توجه به دو هدفه بودن مسئله، جواب نهایی طراحی به صورت یک تابع هدف کلی در رابطه (۹) ارائه می‌شود که ضرایب  $W_1$  و  $W_2$  وزن هر یک از توابع بوده که اهمیت هر کدام را نسبت به دیگری مشخص می‌کند. ضرایب  $W_1$  و  $W_2$  دو عدد بین صفر و یک در نظر گرفته می‌شود که مجموع آنها برابر با یک است؛ بنابراین به ازای مقادیر مختلف  $W_1$ ، ضریب  $W_2$  قابل محاسبه است.

$$F = W_1 f_1 + W_2 f_2 \quad (9)$$

۳

### ۳- نمودار پارتو<sup>۱</sup>

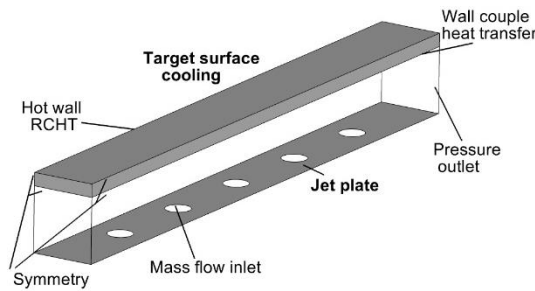
با توجه به چند هدفه بودن مسئله، جواب نهایی بهینه‌سازی به صورت یک نمودار پارتو نمایش داده می‌شود. این نمودار بر حسب مجموعه مقادیر بدون بعد معیارهای مختلف تابع هدف ( $f_1$  و  $f_2$ ) رسم می‌شود. در این مجموعه، هر جواب در یک خصوصیت بر دیگری شایستگی دارد؛ بنابراین نمی‌توان بین دو جواب مختلف یکی را به دیگری برتری داد. نقاط روی منحنی پارتو حل‌های نامغلوب نامیده می‌شوند و این نقاط حداقل در یک معیار تابع هدف نسبت به سایر جواب‌ها بهتر است. در عمل یافتن تمامی پاسخ‌ها دشوار است و با رسم تعدادی از پاسخ‌ها نمودار تقریبی رسم می‌شود. بدین منظور، یک تابع هدف کلی به صورت رابطه (۹) تعریف می‌گردد.

ضرایب  $W_1$  و  $W_2$  وزن هر یک از توابع بوده که اهمیت هر کدام را نسبت به دیگری مشخص می‌کند. ضرایب  $W_1$  و  $W_2$  دو عدد بین صفر و یک در نظر گرفته می‌شود که مجموع آنها برابر با یک است؛ بنابراین به ازای مقادیر مختلف  $W_1$ ، ضریب  $W_2$  قابل محاسبه است. برای رسم نمودار پارتو، ضریب  $W_1$  بین صفر تا یک در چند گام تغییر کرده و به ازای هر کدام یک

<sup>۱</sup> Pareto front

گرادیان فشار جریان گذرنده یک المان واشر مانند دیفرانسیلی در نظر گرفته شده و دبی حجمی محاسبه می‌گردد [۱۹].

$$Q = \frac{\pi R^4 \Delta p}{8 \mu l} \quad (12)$$



شکل ۵- شرایط مرزی برای هندسه خنک‌کاری بر خوردی

جدول ۲- شرایط مرزی

واحد	مقدار	پارامتر	شرط مرزی
K	۳۵۰	$T_c$	دبی جرمی ورودی
KPa	۱۵	$\Delta p/l$	فشار محیط
KPa	۱۰۱/۳۲۵	$P_{amb}$	انتقال حرارت دیواره
W/m <sup>2</sup> K	۱۰۰۰	$h_{\infty}$	RCHT
K	۱۱۵۰	$T_{\infty}$	

شبکه‌بندی هندسه اطراف صفحه تحت و سوراخ‌های هوای خنک در شکل ۶ نشان داده شده‌است. در داخل دیوار نازل، شبکه به صورت با سازمان و در ناحیه سیال یا کانال خنک‌کاری بر خوردی بصورت بی‌سازمان است. در نزدیک سطح دیوار شبکه ریزتر است. شبکه‌بندی در نرم‌افزار گمبیت تولید شده‌است و در فرآیند بهینه‌سازی برای هندسه‌های مختلف بصورت خودکار شبکه تولید می‌شود.

فلوئنت با فرمول‌بندی ضمنی<sup>۱</sup> و مدل آشفتگی  $k\epsilon$  شبیه سازی شده‌است. کارایی این مدل آشفتگی در تعدادی از مطالعات اعتبارسنجی، نشان داده شده‌است [۱۷، ۱۸]. برای گسسته‌سازی ترم‌ها تقریب مرتبه دو<sup>۲</sup> و برای شارها روش رو<sup>۳</sup> به‌کاربرده شده‌است. جنس دیواره از فولاد با چگالی ۸۰۳۰ کیلوگرم بر مترمکعب است.

شرایط مرزی جریان و دامنه حل در شکل ۵ ارائه شده است. مطابق شکل دامنه حل از دو بخش سیال و جامد تشکیل شده است. دیواره بالایی معادل سطح داخلی نازل است که انتقال حرارت آن از نوع RCHT<sup>۵</sup> استفاده شده‌است. در این روش به منظور کاهش تعداد نقاط شبکه و زمان حل مقادیر ضریب انتقال حرارت جابجایی و دمای گازهای گرم برای دیوار تعیین می‌گردد. سطح دیواره بین ناحیه جامد و سیال بصورت کوپل انتقال حرارت قرار داده شده‌است. ورودی‌های هوای خنک از نوع دبی جرمی<sup>۶</sup> است که مقدار دبی جرمی هر سوراخ با فرض جریان توسعه یافته درون لوله محاسبه شده‌است. روابط مربوط به محاسبه دبی جرمی نیز در ادامه شرح داده شده‌است. شرایط مرزی مسئله در جدول ۲ ارائه شده‌است.

#### ۴-۱- جریان پایا درون لوله با مقطع دایره

جریان درون لوله مدور به شعاع R در نظر گرفته می‌شود. به علت هندسه‌ی استوانه‌ای، مناسب است که از مختصات استوانه ای استفاده شود. فرض می‌شود که جریان موازی جداره‌ها است؛ بنابراین مولفه‌ها سرعت در جهت  $\theta$  و  $r$  صفر است. از معادله پیوستگی  $\partial V_z / \partial z = 0$  نتیجه می‌شود. همچنین برای جریان پایا و دارای تقارن محوری، مولفه سرعت  $V_z$  فقط تابع  $r$  است. با ساده‌سازی معادلات ناویر استوکس توزیع سرعت در لوله بصورت زیر محاسبه می‌شود:

$$V_z = \frac{1}{4\mu} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right) (r^2 - R^2) \quad (11)$$

از این رو در هر مقطع توزیع سرعت سهموی است. برای دستیابی به رابطه بین آهنگ جریان حجمی گذرنده از لوله و

<sup>۴</sup> Roe

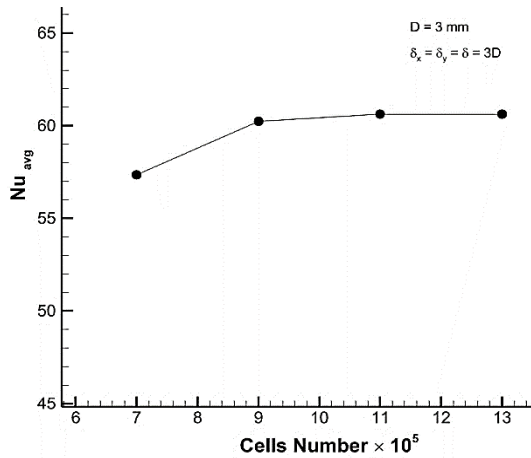
<sup>۵</sup> Reduced Conjugate Heat Transfer

<sup>۶</sup> Msss flow inlet

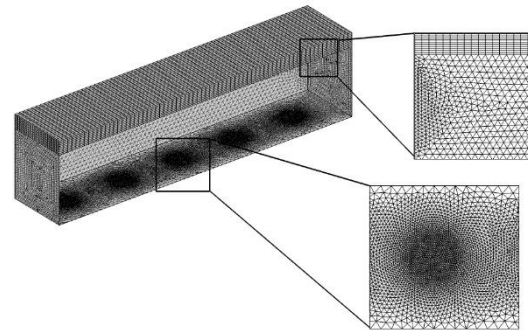
<sup>۱</sup> Implicit

<sup>۲</sup> Realizable k-ε

<sup>۳</sup> Second order upwind



شکل ۷- بررسی استقلال حل از شبکه‌بندی



شکل ۶- شبکه‌بندی دامنه حل

بررسی استقلال حل از شبکه برای هندسه با قطر سوراخ‌های خنک‌کاری ۳ میلی‌متر و  $\delta_x = \delta_y = 3D$  انجام شده در شکل ۷ ارائه شده‌است. برای رسم نمودار از متوسط‌گیری مقدار عدد ناسلت بر روی سطح مشترک دیوار با سیال خنک‌کننده استفاده شده‌است.

$$Nu = \frac{h D}{k_f} = \frac{q D}{A(T_{wall} - T_{jet}) k_f} \quad (13)$$

$$Nu = \frac{q'' D}{k_f(T_{wall} - T_{jet})}$$

در رابطه (۱۳)،  $k_f$  مربوط به ضریب رسانش سیال در دمای متوسط  $T_{wall}$  و  $T_{jet}$  است. مطابق شکل ۷ نمودار برای شبکه ۷۰۰ و ۹۰۰ هزار و ۱/۱ و ۱/۳ میلیون رسم شده است. با توجه به نمودار تعداد کل گره‌ها حدود ۱ میلیون مناسب است. از این تعداد شبکه، حدود ۱۱۰ هزار در ناحیه جامد (دیوار) و بقیه در ناحیه سیال می‌باشد. با توجه به مدل توربولانسی مورد استفاده مقدار  $+Y$  باید در محدوده بین ۳۰ تا ۱۰۰ قرار بگیرد.

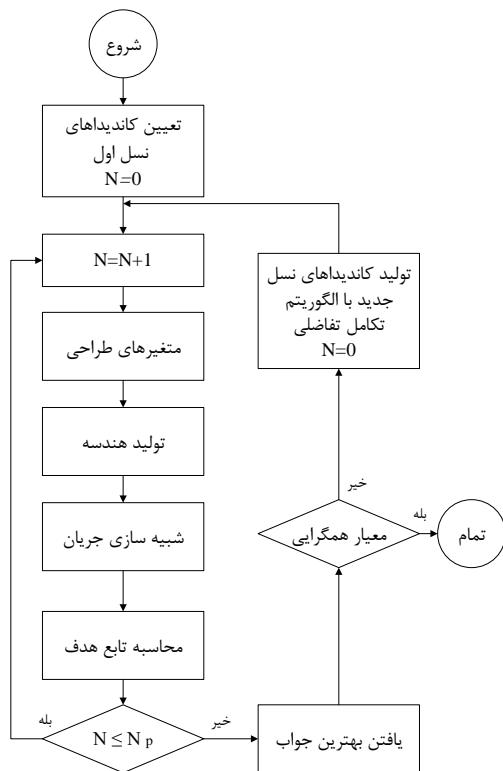
۴-۲- شبیه‌سازی جریان و اعتبار سنجی حلگر  
 برای اعتبارسنجی حلگر جریان و انتقال حرارت، شبیه‌سازی با استفاده از هندسه و شرایط تست تجربی توسط زینگ و همکاران [۲۰] انجام شده‌است. آنها از سوراخ‌های خنک‌کاری بر خورده با چیدمان Inline استفاده کرده‌اند که ابعاد هندسی و شرایط مرزی تست در جدول ۳ ارائه شده‌است. به منظور اعتبارسنجی حل عددی، نمودار عدد ناسلت روی سطح دیوار خنک‌شونده و مرکز سوراخ‌ها با مقادیر تجربی مقایسه شده است (شکل ۸). در محل سوراخ‌های خنک‌کاری به دلیل ساختار گردابه‌ای و پیچیده جریان، مقادیر عدد ناسلت در تحلیل عددی با تجربی مقداری خطا دیده می‌شود که با توجه به شکل، نتایج عددی تا حد مطلوبی با مقادیر تجربی همخوانی دارد.

جدول ۳- شرایط تست تجربی [۲۰]

پارامتر	مقدار
$Re_d$	۳۵۰۰۰
$d$ (mm)	۱
$H/d$	۳
$X/d = Y/d$	۵
$p_i$ (KPa)	۱۰۱/۳۲۵
$T_i$ (°C)	۱۰۰



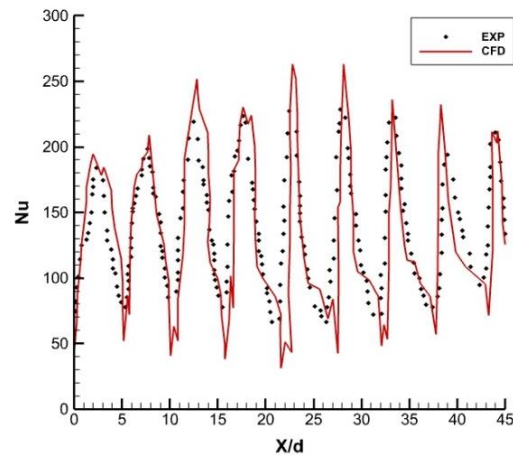
یک از هندسه‌های تولید شده، تمامی قیود هندسی شامل فاصله سطح سوراخ تا سوراخ مجاور بررسی می‌گردد. این سه مرحله به صورت خودکار توسط کد بهینه‌سازی تا همگرایی تابع هدف انجام می‌شود. به ازای چند مقدار مختلف ضرایب  $W_1$  و  $W_2$  بین صفر تا یک، بهینه‌سازی انجام شده و نمودار پارتو رسم می‌شود.



شکل ۹- روند طراحی بهینه

### ۶- نتایج

مطالب ارائه شده در بخش‌های قبل به منظور یافتن ابعاد و موقعیت سوراخ‌های خنک‌کاری بر خوردی در دیوار نازل خروجی موتور توربینی است که توسط مقطع دایره‌ای مدل شده‌است. سیستم مورد استفاده کامپیوتر با مشخصات ۱۶ Core AMD ۲.۵ GHz و رم ۳۲ گیگابایت است. زمان لازم برای تولید خودکار شبکه و تحلیل جریان و انتقال حرارت هر هندسه (هر عضو از یک نسل) در حدود ۱۵ دقیقه است که



شکل ۸- مقایسه عدد ناسلت در خط میانی سوراخ‌ها

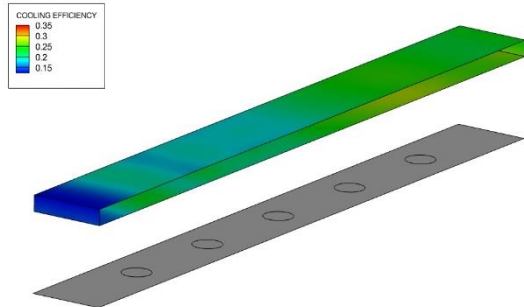
### ۵- روش بهینه‌سازی

همان‌گونه که در بخش روش عددی بیان شده است، دما در دیوار نازل به صورت کوپل محاسبه می‌شود. به این حل‌گر جریان، حل‌گر انتقال حرارت ترکیبی<sup>۱</sup> گفته می‌شود. فرآیند طراحی بهینه شامل فراخوانی حل‌گر انتقال حرارت ترکیبی به دفعات زیاد است. روند بهینه‌سازی در شکل ۹ ارائه شده و شامل سه مرحله کلی است. در مرحله اول به تعداد کاندیداهای نسل اول ( $N_p$ )، هندسه تولید می‌گردد. این هندسه‌ها با توجه به قیود تعیین‌شده برای هر یک از متغیرهای طراحی تولید شده‌است.

در مرحله دوم هندسه سوراخ‌های خنک‌کاری و دیوار نازل با استفاده از فایل ژورنال نرم افزار گمبیت به صورت خودکار تولید و شبکه‌بندی می‌شود. برای هر یک از سوراخ‌های خنک‌کاری با توجه به قطر، دبی جرمی عبوری محاسبه می‌شود. هندسه شبکه‌بندی شده، با استفاده از فایل ژورنال در نرم‌افزار فلونت فراخوانی می‌شود. حل جریان تا همگرایی کمیت‌های سیال (۰/۰۰۱ برای ماکزیمم مانده جریان) ادامه می‌یابد. برای تمامی کاندیداهای نسل اول این مرحله انجام شده و کمترین مقدار تابع هدف (بهترین کاندیدا) مشخص می‌شود.

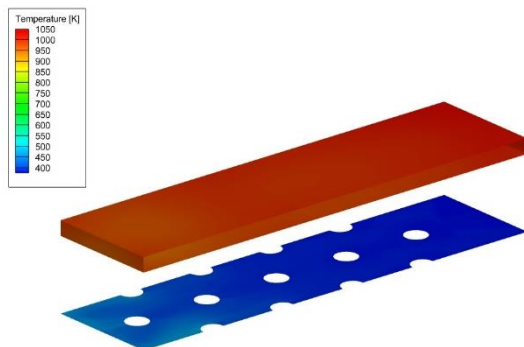
در مرحله سوم تولید کاندیداهای نسل بعدی انجام می‌گردد. تولید کاندیداهای نسل جدید به صورت رابطه (۴) که در بخش الگوریتم بهینه‌سازی ارائه شد انجام می‌شود. برای هر

<sup>۱</sup> Conjugate Heat Transfer Solver

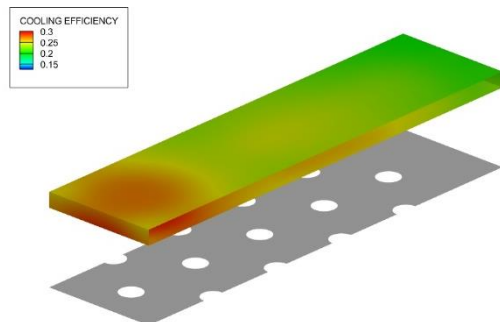


شکل ۱۱- بازده خنک‌کاری در دیوار به ازای  $w_1$  برابر با ۰/۵ و هندسه سوراخ‌ها با الگوی Inline

برای هندسه بهینه‌شده با الگوی Inline، قطر سوراخ‌ها ۳/۵ میلی‌متر و فاصله مرکز تا مرکز سوراخ‌ها  $\delta_x/D$  برابر با ۳/۱ و  $\delta_y/D$  برابر با ۲/۲ است.



شکل ۱۲- توزیع دما در دیوار به ازای  $w_1$  برابر با ۰/۵ و هندسه سوراخ‌ها با الگوی Staggered



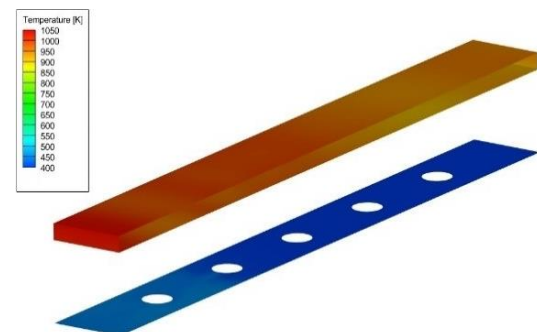
شکل ۱۳- توزیع دما در دیوار به ازای  $w_1$  برابر با ۰/۵ و هندسه سوراخ‌ها با الگوی Staggered

برای بهینه‌سازی هر کدام از هندسه‌های خنک‌کاری بر خوردی معادل با حدود دو هفته است.

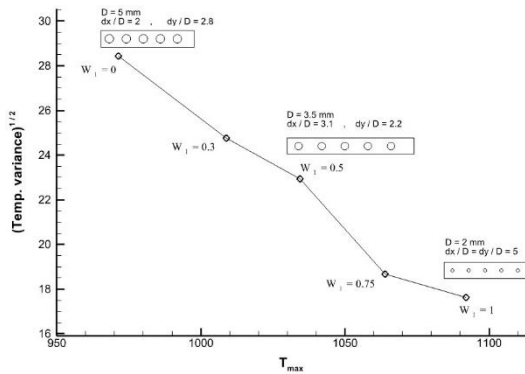
در کد بهینه‌سازی الگوریتم تکامل تفاضلی تعداد متغیرها برابر با ۳ و تعداد جمعیت هر نسل برابر با ۱۲ انتخاب شده است. مقدار ضریب جهش  $F$  برابر با ۰/۵ انتخاب شده است. مقدار پارامتر کروموزوم یا  $C_r$  برابر با ۰/۸ انتخاب شده است. همانگونه که ذکر شد، هرچه ضریب  $C_r$  به ۱ نزدیک‌تر باشد، بیانگر اثر پذیری بیشتر از جامعه و هر چه به صفر نزدیک‌تر باشد، بیانگر اثر پذیری بیشتر از والد است. در ادامه با توجه به رابطه (۹)، اثر مقادیر ضرایب  $w_1$  و  $w_2$  بر روی قطر و موقعیت سوراخ‌ها بررسی شده است.

$$w_1 = 0.5 \text{ (الف)}$$

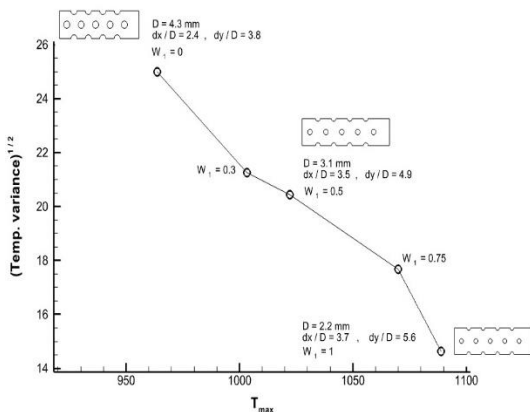
به ازای  $w_1 = w_2$  برابر با ۰/۵ تابع هدف (۹) به صورت تک هدفه تبدیل شده و در این حالت ارزش دو عبارت دمای بیشینه و تغییرات دما برابر با هم می‌گردد.  $f_1 = \frac{\sigma}{\sigma_{init}}$  موجب کمینه شدن تغییرات دما و تنش حرارتی و  $f_2 = \frac{\max((T_{max}-T_{allow}),0)}{\max((T_{max}-T_{allow}),0)_{init}}$  موجب کاهش دمای ماکزیمم می‌شوند.  $f_2$  دمای ماکزیمم در دیوار را تا دمای مجاز کاهش می‌دهد و دماهای کمتر از دمای مجاز دارای ارزش یکسانی هستند. برای هندسه بهینه شده مقدار  $f_2$  برابر با صفر است. نتایج بهینه‌سازی برای هندسه سوراخ‌ها با الگوی Inline و Staggered در شکل ۱۰ تا شکل ۱۳ ارائه شده است.



شکل ۱۰- توزیع دما در دیوار به ازای  $w_1$  برابر با ۰/۵ و هندسه سوراخ‌ها با الگوی Inline



شکل ۱۵- نمودار پارتو به ازای مقادیر مختلف  $W_1$  در حالت الگوی Inline

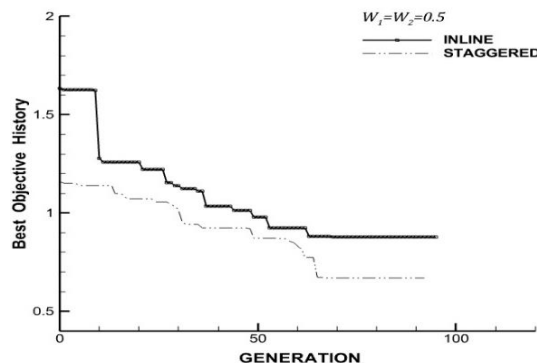


شکل ۱۶- نمودار پارتو به ازای مقادیر مختلف  $W_1$  در حالت الگوی Staggered

در این بهینه‌سازی با توجه به شکل ۳ در بخش «هندسه و مدل‌سازی سوراخ‌ها» باید به این نکته توجه نمود که تعداد سوراخ‌ها در المان‌های نشان داده در شکل ثابت است، ولی قطر، طول و عرض المان ثابت نمی‌باشد؛ لذا چنانچه مساحت دیوار نازل مورد بررسی برابر با  $A(m^2)$  باشد، در هر کدام از هندسه‌های بهینه در شکل ۱۵ و شکل ۱۶ به ازای مقادیر مختلف  $W_1$  تعداد سوراخ‌ها نیز در دیوار نازل متفاوت خواهد بود. دومین نکته در نظر گرفتن هدف بهینه‌سازی یا تابع هدف است که در رابطه شماره ۹ بصورت دوهدفه بیان شده‌است. عامل تعیین‌کننده فواصل سوراخ‌ها و قطر آنها مقادیر تابع هدف است که به ازای ضرایب  $W_1$  و  $W_2$  مهم بودن سهم هر تابع هدف در بهینه‌سازی مشخص می‌گردد؛ لذا نمی‌توان بطور کلی

برای هندسه بهینه‌شده با الگوی Staggered، قطر سوراخ‌ها  $3/1$  میلی‌متر و فاصله مرکز تا مرکز سوراخ‌ها  $\delta_x/D$  برابر با  $3/5$  و  $\delta_y/D$  برابر با  $4/9$  می‌باشد. با مقایسه کانتورهای دما برای هر دو نوع چیدمان سوراخ، یکنواختی دما در الگوی Staggered قابل مشاهده است؛ همچنین در الگوی Staggered نسبت به الگوی Inline، قطر کوچک‌تر و فاصله بین سوراخ‌ها افزایش یافته است. علاوه بر این تغییرات دما در راستای طولی یا  $x$  بیشتر قابل مشاهده است و در هندسه Inline بیشتر به چشم می‌خورد. در شکل ۱۴ نمودار بهترین مقدار تابع هدف در نسل‌های مختلف نشان داده شده‌است.

نمودار پارتو به ازای مقادیر مختلف ضریب وزنی  $W_1$  بین صفر تا یک در شکل ۱۵ و شکل ۱۶ نشان داده شده‌است. همان گونه که قبلاً بیان شده است، هر نقطه روی نمودار پارتو در یک معیار (یک تابع هدف) نسبت به سایر نقاط برتری دارد؛ لذا انتخاب نقطه بهینه بستگی به نوع طراحی، سطح تحمل تنش‌های حرارتی و سایر معیارهای طراحی بستگی دارد و انتخاب نقطه بهینه به معیارهای مربوط می‌گردد. برای هندسه با چیدمان Inline مقادیر انحراف معیار دما برای  $W_1$  برابر با صفر و ۱ به ترتیب برابر با  $28/43$  و  $17/6$  است که به عبارتی انحراف معیار برای  $W_1$  از صفر تا ۱ در حدود ۶۰ درصد کاهش یافته است. دمای ماکزیمم نیز در حدود ۱۲۰ کلوین (سانتی گراد) افزایش می‌یابد. برای هندسه با چیدمان Staggered مقادیر انحراف معیار دما برای  $W_1$  برابر با صفر و ۱ به ترتیب برابر با  $24/98$  و  $14/63$  است که به عبارتی انحراف معیار برای  $W_1$  از صفر تا ۱ در حدود ۷۰ درصد کاهش یافته است. دمای ماکزیمم نیز در حدود ۱۲۵ کلوین (سانتی گراد) افزایش می‌یابد.



شکل ۱۴- تغییرات تابع هدف در نسل‌های مختلف

- در تمامی هندسه‌های بهینه‌شده دمای ماکزیمم در نزدیکی سوراخ اول است و رفته رفته کاهش می‌یابد.  
 - افزایش سطح مقطع سوراخ‌های خنک‌کاری موجب افزایش سطح انتقال حرارت جابجایی و مقدار هوای مورد نیاز خنک‌کاری می‌شود. افزایش انتقال حرارت در نقاط خاصی از دیوار موجب افزایش تغییرات دما در دیوار و موجب کاهش عمر دیوار خواهد شد و مصرف هوای خنک‌کاری بیشتر نیز کارایی سیستم خنک‌کاری را کاهش می‌دهد.  
 - برای چیدمان سوراخ‌های بصورت Staggered نسبت به Inline یکنواختی دما روی دیوار بیشتر است (مقدار انحراف معیار دما کمتر است).

### مراجع

- [1] Buzzard, W.C., et al., (2017) Influences of target surface small-scale rectangle roughness on impingement jet array heat transfer. *Int. J. Heat Mass Tra.*, 110: p. 805-816.
- [2] El-Gabry, L.A. and D.A. Kaminski, (2005) Experimental investigation of local heat transfer distribution on smooth and roughened surfaces under an array of angled impinging jets.
- [3] Xing, Y., S. Spring, and B. Weigand, (2011) Experimental and numerical investigation of impingement heat transfer on a flat and micro-rib roughened plate with different crossflow schemes. *Int. J. Therm. Sci.*, 50(7): p. 1293-1307.
- [4] Florschuetz, L.W., R. Berry, and D. Metzger, (1980) Periodic streamwise variations of heat transfer coefficients for inline and staggered arrays of circular jets with crossflow of spent air.
- [5] Florschuetz, L., C. Truman, and D. Metzger. Streamwise (1981) flow and heat transfer distributions for jet array impingement with crossflow. in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. American Society of Mechanical Engineers.
- [6] Han, B. and R.J. Goldstein, (2001) Jet-impingement heat transfer in gas turbine systems. *Annals of the New York Academy of Sciences*, 934(1): p. 147-161.
- [7] Weigand, B. and S. Spring. (2009) Multiple jet impingement – a review. in *TURBINE-09. Proceedings of international symposium on heat transfer in gas turbine systems*. Begel House Inc.
- [8] Spring, S., Y. Xing, and B. Weigand, (2012) An experimental and numerical study of heat transfer from arrays of impinging jets with surface ribs.
- [9] Brakmann, R., et al., (2016) Experimental and numerical heat transfer investigation of an impinging jet array on a target plate roughened by cubic micro pin fins. *J. Turbomachinery*, 138(11): p. 111010.
- [10] Andrews, G.E., R. Abdul Hussain, and M. Mkpadi, (2003) Enhanced impingement heat transfer: Comparison

انتظار افزایش تعداد سوراخ‌ها و کاهش فاصله‌ها را داشت. باید به این نکته توجه نمود که در بهینه‌سازی مسائل مهندسی و این پژوهش ادعای بهینه‌سازی مطلق نمی‌شود و فقط ادعا می‌شود، هندسه بهینه‌ای نسبت به هندسه اولیه بدست آمده است.  
 در بهینه‌سازی چند هدفه نقاط روی نمودار پارتو همگی جزء جواب مسئله می‌باشند. در نمودارهای شکل ۱۵ و شکل ۱۶ با مقایسه هر دو نقطه روی نمودار می‌توان دیدی که هر نقطه در یک معیار تابع هدف یعنی دمای بیشینه یا انحراف معیار بر دیگری برتری دارد و همزمان در معیار دیگر اینگونه نمی‌باشد. انتخاب هندسه مناسب برای طراحی از بین مجموعه نقاط روی منحنی به این صورت است که با در نظر گرفتن قیده‌های اضافی برای دمای بیشینه (به عنوان ضریب اطمینان) و انحراف معیار دما (به عنوان کاهش تنش‌های حرارتی) می‌توان از مقادیر ابتدایی و انتهایی نمودار صرف نظر نمود و نقاط میانی را انتخاب کرد.

### ۷- نتیجه گیری

در این مقاله بهینه‌سازی دیوار نازل خروجی یک موتور توربینی با کوپل حرارت بین جریان اطراف نازل با دیوار انجام گردید. الگوریتم مورد استفاده از نوع تکاملی است و بهینه‌سازی برای موقعیت و ابعاد سوراخ‌ها انجام شده‌است. بهینه‌سازی از نوع چند هدفه بوده و نتیجه بهینه‌سازی توسط جبهه پارتو نشان داده شده است. جبهه پارتو معرف هندسه‌های بهینه است که هر یک از هندسه‌ها در یکی از معیارهای تابع هدف نسبت به نقطه دیگر برتری دارد. معیار تابع هدف گرادیان دما موجب کاهش ابعاد سوراخ‌ها می‌شود، اما قید دمای مجاز مانع کوچک شدن بیش از حد سوراخ‌ها می‌شود. نتایج حاصل از بهینه‌سازی سوراخ‌های خنک‌کاری به صورت زیر بیان می‌شود:  
 - مینیمم کردن گرادیان دما در دیوار، علاوه بر کاهش تنش های حرارتی سازه‌ای موجب مینیمم شدن دبی جرمی هوای مورد نیاز خنک‌کاری خواهد شد.  
 - مینیمم کردن هوای مورد نیاز خنک‌کاری تنها موجب کاهش قطر سوراخ‌ها می‌شود و به مقدار کمی تغییرات دما در سطح دیوار را کاهش می‌دهد؛ زیرا موقعیت قرارگیری سوراخ‌ها نسبت به یکدیگر نقش بیشتری در یکنواخت سازی دما دارد.

- [15] Mazaheri, K., M. Zeinalpour, and H. Bokaei, (2016) Turbine blade cooling passages optimization using reduced conjugate heat transfer methodology. *Applied Thermal Engineering*, 103: p. 1228-1236.
- [16] Mazaheri, K., H.R. Bokaei, and M. Zeinalpour, (2015) Multi-objective optimization of internal cooling passages for a turbine blade. *Modares Mechanical Engineering*, 15(8): p. 351-359.
- [17] Flynt, G.A., K. Sreenivas, and R.S. Webster, (2013) Computation of heat transfer in turbine rotor blade cooling channels with angled rib turbulators, THE UNIVERSITY OF TENNESSEE AT CHATTANOOGA.
- [18] Ruiz, J.D., (2008) Thermal design optimization of multi-passage internally cooled turbine blades. ProQuest.
- [19] Munson, B., D. Young, and T. Okiishi, (1998) *Fundamentals of fluid mechanics*.
- [20] Xing, Y., S. Spring, and B. Weigand, (2010) Experimental and numerical investigation of heat transfer characteristics of inline and staggered arrays of impinging jets.
- of co-flow and cross-flow with rib turbulators. *Proceedings of IGTC2003*.
- [11] Son, C., P. Ireland, and D. Gillespie, (2005) The effect of roughness element fillet radii on the heat transfer enhancement in an impingement cooling system. in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*.
- [12] Terzis, A., (2016) On the correspondence between flow structures and convective heat transfer augmentation for multiple jet impingement. *Experiments in Fluids* :p. 1-14.
- [13] Terzis, A., et al., (2016) Aerothermal investigation of a single row divergent narrow impingement channel by particle image velocimetry and liquid crystal thermography. *J. Turbomachinery*, 138(5): p. 051003.
- [14] Terzis, A., et al., (2014) Detailed heat transfer distributions of narrow impingement channels for cast-in turbine airfoils. *J. Turbomachinery*, 136(9): p. 091011.