



بهینه‌سازی چند هدفه کانال‌های خنک‌کاری داخلی در پره توربین محوری

کریم مظاهری¹، حمیدرضا بکائی²، مهدی زینل‌پور³

1- استاد، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی شریف، تهران

2- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی شریف، تهران

3- دانشجوی دکتری، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی شریف، تهران

* تهران، 11155-11365، mazaheri@sharif.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 30 اردیبهشت 1394

پذیرش: 31 خرداد 1394

ارائه در سایت: 13 تیر 1394

کلید واژگان:

خنک‌کاری توربین

بهینه‌سازی

انتقال حرارت

منحنی بزییر

الگوریتم تکامل تفاضلی

چکیده

در این مقاله، بهینه‌سازی شکل و موقعیت کانال‌های خنک‌کاری داخلی یک پره دو بعدی توربین محوری برای رسیدن به یک توزیع دمای یکنواخت به ازای کمترین دبی هوای خنک‌کاری مورد بررسی قرار گرفته است بطوری که دمای بیشینه در پره کمتر از دمای مجاز است. چهار کانال خنک‌کاری بر روی مقطع پره در نظر گرفته شده است که شکل مقطع کانال‌ها، با استفاده از یک روش جدید مبتنی بر منحنی‌های بزییر تولید می‌شود. منحنی بزییر که توسط نقاط کنترلی رسم می‌شود، انعطاف بسیار بالایی داشته و می‌توان با آن اشکال متنوعی را تولید کرد. انتقال حرارت بین جریان گازهای گرم و پره توربین به صورت کوپل در نظر گرفته شده و دما در پره توربین محاسبه می‌شود. به دلیل تحلیل دو بعدی جریان، مقدار ضریب انتقال حرارت جابجایی درون کانال‌های خنک‌کاری، با توجه به مقادیر ضریب اصطکاک و افت فشار کانال‌ها، به کمک روابط نیمه تجربی محاسبه شده است. در مقاله حاضر نرم افزارهای تجاری فلوئنت و گمبیت با یک کد بهینه‌سازی چند هدفه که از روش تکامل تفاضلی استفاده می‌کند کوپل شده است. هندسه توربین مورد استفاده، پره سی تری اکس (C3X) است که در روند بهینه‌سازی، سطح آن ثابت در نظر گرفته می‌شود. شکل‌های تولید شده در روند بهینه‌سازی نشان می‌دهد که روش حاضر شکلهایی واقعی و صاف تولید می‌کند. نتیجه بهینه‌سازی چند هدفه در انتها به صورت نمودار پارتو ارائه می‌شود.

Multi-objective optimization of internal cooling passages for a turbine blade

Karim Mazaheri*, Hamid Reza Bokaei, Mehdi Zeinalpour

Department of Aerospace Engineering, Sharif University of Technology, Tehran, Iran

* P.O.B. 11365-11155, Tehran, Iran, mazaheri@sharif.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 20 May 2015

Accepted 21 June 2015

Available Online 04 July 2015

Keywords:

Turbine Cooling

Optimization

Heat Transfer

Bezier curve

Differential Evolution Algorithm

ABSTRACT

In the present paper, the shape and position of internal cooling passages within an axial turbine blade have been optimized to achieve a uniform temperature distribution with the minimum cooling air flow while the maximum temperature is below the allowable value. Four cooling passages are made within the blade. The cross section shape of each passage is parameterized using a new method based on an 8-order Bezier curve. This curve, which is represented in terms of Bezier control points, has much flexibility and can produce a large variety of shapes. The shape of the blade surface profile remains unchanged during the optimization process. The numerical simulation has been carried out using conjugate heat transfer method to predict the temperature distribution in both solid and fluid regions and a semi-empirical relation is employed to evaluate the heat transfer coefficient for internal cooling passages. The multi-objective optimization is performed for NASA C3X blade through the Fluent/Gambit packages coupled with a differential evolution (DE) optimization algorithm. The cooling passages shape generated during the optimization process shows that the present method of shape parameterization produces fairly smooth and realistic geometries. The optimization outcomes are given as a Pareto front.

1- مقدمه

خنک‌کاری برای کنترل دمای پره توربین به کار گرفته می‌شوند. عموماً روش‌های خنک‌کاری به دو دسته داخلی و لایه‌ای¹ تقسیم می‌شوند. در روش خنک‌کاری لایه‌ای هوای خنک از نقاطی بر روی سطح پره توربین خارج شده و سطح پره را می‌پوشاند. از معایب این روش به فراهم

با افزایش دمای ورودی توربین، توان و راندمان حرارتی توربین گاز افزایش می‌یابد اما از آنجایی که آلیاژهای مورد استفاده برای ساخت پره‌های توربین، دمای ذوب و توانایی تحمل بارهای حرارتی محدودی دارند، روش‌های مختلف

1- Film Cooling

آمدن شرایط تولید ناکس و افزایش هزینه ساخت پره‌های توربین می‌توان اشاره کرد [1].

خنک‌کاری داخلی یا خنک‌کاری جابجایی از روش‌های مورد استفاده در کنترل دمای تیغه‌های توربین است که با انتقال هوا از کانال‌های داخل پره توربین، موجب جذب گرمای پره می‌شود. این روش به طور وسیع در توربین‌های گازی استفاده می‌شود. در سایر روش‌ها نظیر خنک‌کاری لایه‌ای یا خنک‌کاری برخوردی¹، اغلب به صورت همزمان خنک‌کاری داخلی نیز به کار گرفته می‌شود.

با در نظر گرفتن روش‌های ساخت پره‌های توربین، ساده‌ترین روش کاهش دمای پره، روش خنک‌کاری داخلی است [2]. سیال خنک‌کاری، از طریق هوای طبقات انتهایی کمپرسور تأمین می‌شود و بنابراین با کاهش هوای مورد نیاز خنک‌کاری راندمان کلی افزایش می‌یابد. موقعیت قرارگیری و شکل مقطع کانال‌های خنک‌کاری در مقدار گرمای جذب شده از پره و گرادیان دما در سطح پره اثر گذار است. در ساده‌ترین حالت، مقطع کانال‌ها به صورت استوانه‌ای با مقطع دایره‌ای بوده که در آن هوای خنک‌کاری از ریشه پره وارد و از نوک پره خارج می‌شود. در سیستم خنک‌کاری داخلی پیشرفته‌تر جریان هوا از ریشه پره وارد کانال‌های مارپیچی شده و در نهایت از لبه فرار خارج می‌شود [3].

مکانیزم اصلی در جذب گرما از پره‌های توربین در روش خنک‌کاری داخلی، انتقال حرارت جابجایی است. در توربین‌های گاز با دمای ورودی نزدیک نقطه ذوب فلز، عموماً روش‌های خنک‌کاری دیگر مثل خنک‌کاری لایه‌ای به صورت همزمان مورد استفاده قرار می‌گیرد تا بیشینه دمای توربین در محدوده دمای مجاز باشد.

توزیع غیر یکنواخت دما در پره توربین موجب کاهش عمر آن می‌شود لذا بهینه‌سازی کانال‌های خنک‌کاری داخلی، شامل انتخاب شکل مقطع و موقعیت بهینه کانال‌ها از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. افزایش تعداد کانال‌های خنک‌کاری موجب یکنواخت‌تر شدن دما می‌شود اما هزینه‌های ساخت را افزایش می‌دهد. به منظور جلوگیری از تمرکز تنش در سطح پره، شکل کانال‌ها نیز باید به صورت هموار بوده و از ایجاد نقاط تیز و گوشه دار جلوگیری شود [2].

استفاده از سیستم‌های خنک‌کاری، دمای ورودی توربین را از 1100 تا 1800 کلوین (با توجه به روش خنک‌کاری مورد استفاده) افزایش داده است [4]. به‌کارگیری روش‌های خنک‌کاری تیغه‌های توربین، به سه تا چهار دهه قبل برمی‌گردد. اما با توسعه‌ی قدرت کامپیوترها و روش‌های عددی پیشرفته در یک دهه اخیر، بهینه‌سازی سیستم‌های خنک‌کاری مورد توجه محققان زیادی قرار گرفته است.

الگوریتم‌های بهینه‌سازی به دو دسته تکاملی و گرادیانی تقسیم بندی می‌شوند. عمده‌تاً الگوریتم‌های تکاملی در بهینه‌سازی سیستم خنک‌کاری مورد استفاده قرار گرفته است. از مهم‌ترین مزایای الگوریتم‌های تکاملی نسبت به روش‌های گرادیانی، عدم نیاز به محاسبه مشتقات تابع هدف می‌باشد.

از اولین مطالعات انجام شده در زمینه بهینه‌سازی سیستم خنک‌کاری، می‌توان به کارهای دولیک راویچ و همکاران اشاره کرد [5,6]. کار آنها بهینه‌سازی آیرو- ترمو- الاستیکی یک پره توربین بود. کانال‌ها توسط ریب از یکدیگر جدا شده و بهینه‌سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک برای یافتن محل و ضخامت ریب‌ها انجام شده است. مدل‌سازی کانال‌ها به این شکل موجب

محدود شدن فضای جستجو می‌شود.

مظاهری و همکاران [7] با استفاده از الگوریتم تکامل تفاضلی بهینه‌سازی کانال خنک‌کاری را انجام دادند. در این مقاله تعداد ده سوراخ با سطح مقطع دایره‌ای در سطح پره در نظر گرفته شده است. آنها هندسه کانال‌های خنک‌کاری را به منظور کم کردن شار حرارتی داخل پره یا به شکل غیر مستقیم کمینه کردن دبی هوای خنک‌کاری بهینه کردند. تابع هدف کمینه کردن واریانس و دمای بیشینه در سطح پره انتخاب شده است. گانگنان زی و همکاران بر روی اثرات ریب داخل کانال خنک‌کاری به عنوان ابزاری برای افزایش انتقال حرارت جابجایی پرداختند. هدف آنها بررسی اثر موقعیت و شکل ریب‌ها بر انتقال حرارت بوده است. مقطع کانال‌ها در این مقاله به صورت چهارضلعی در نظر گرفته شده که موجب ایجاد تمرکز تنش می‌گردد [8].

براین و همکاران تعدادی مجرای خنک‌کاری با سطح مقطع دایره شکل در فاصله مشخص از سطح پره در نظر گرفتند. هر یک از این کانال‌ها در محدوده مشخصی حرکت می‌کند. هدف آن‌ها یافتن تعداد، قطر و موقعیت مجراها برای کمینه شدن انتقال حرارت کلی در پره توربین بود. تعداد این مجراها حداکثر 30 عدد بوده و قطر مجراها بین دو مقدار بیشینه و کمینه محدود شده است. [9].

نامونگ و همکاران یک مجرای یو شکل سه بعدی با مقطع چهار ضلعی را با استفاده از روش بهینه‌سازی مدل ساروگیت² و طراحی و تحلیل آزمایش‌ها³ با هدف کمینه کردن افت فشار در مجرا بهینه‌سازی کردند به گونه‌ای که اندازه دو ضلع از مقطع چهار ضلعی ثابت و دو ضلع دیگر در هشت نقطه در طول مجرا قابلیت تغییر دارد [10].

در مقالات ذکر شده مقطع کانال‌ها محدود به اشکال هندسی خاصی است. این محدودیت ممکن است بسیاری از اشکال بهینه را از فضای جست و جو حذف نماید. نوک و همکاران با هدف کاهش گرادیان دما و دمای ماکزیمم در پره توربین و با استفاده از الگوریتم ژنتیک، مقطع کانال‌های خنک‌کاری را که توسط منحنی‌های بزییر مدل سازی شده بود بهینه‌سازی کرده‌اند. به منظور کاهش تعداد متغیرهای بهینه‌سازی، تعدادی از نقاط کنترلی منحنی بزییر مقید شده است. با توجه به نتایج ارائه شده، کنترل زوایا و شکل کانال‌ها رعایت نشده و شکل کانال‌ها دارای نقاط تیز و گوشه دار است [11].

در این مقاله یک روش جدید برای مدل سازی هندسه مقطع کانال‌های خنک‌کاری پره توربین با کمک منحنی‌های بزییر ارائه شده و کاربرد آن در یک مسأله بهینه‌سازی مورد بررسی و ارزیابی قرار گرفته است. این روش علاوه بر انعطاف پذیری بسیار بالا در تولید اشکال متنوع، مانع از ایجاد نقاط تیز و گوشه دار نیز می‌گردد.

2- مدل‌سازی هندسه کانال‌ها

مدل‌سازی مقطع کانال‌های خنک‌کاری با استفاده از منحنی بزییر انجام شده است. برای این منظور، هندسه مقطع هر کانال با یک منحنی بزییر مرتبه هشت ایجاد می‌شود (شکل 1). کنترل هر منحنی توسط نه نقطه کنترلی انجام می‌شود که با تغییر هر کدام از این نقاط، منحنی‌های مختلفی تولید می‌شود. مختصات یک نقطه روی منحنی بزییر مرتبه n به صورت رابطه (1) محاسبه می‌شود:

2- Surrogate Model
3- Design Of Experiment

1- Impingement

G بیانگر شماره نسل و N_p تعداد جمعیت هر نسل است. $V_{j,G}$ کاندیدای زام از نسل G ام است و تعداد مؤلفه‌های آن برابر با بردار متغیرهای بهینه‌سازی است. در این الگوریتم، تولید اعضای نسل جدید به صورت رابطه (7) انجام می‌شود:

$$V_{j,G+1} = V_{bestSolution} + F(V_{r1,G} - V_{r2,G}) \quad (7)$$

مقادیر $V_{r1,G}$ و $V_{r2,G}$ در رابطه (7) دو عضو از بردار V_G می‌باشد که به صورت تصادفی انتخاب می‌گردد. در این رابطه F ضریب مقیاس نام دارد. اندازه ضریب مقیاس، مقدار گام جستجو را مشخص می‌نماید. در این مقاله مقدار F برابر 0/9 و تعداد کاندیداهای هر نسل (N_p) ، 20 در نظر گرفته شده است.

در مسأله حاضر، تعداد متغیرهای مورد نیاز برای تعیین کانال شماره i شامل هشت مقدار $r_{i,j}$ برای نقاط کنترلی و دو مؤلفه مختصات نقطه مرکزی کانال می‌باشد (شکل 1). $r_{i,j}$ فاصله نقطه کنترلی j ام از نقطه مرکزی کانال i ام (x_i, y_i) است. i معرف شماره کانال و j شماره نقاط کنترلی منحنی بزیر می‌باشد. بنابراین بردار متغیرهای طراحی را می‌توان به صورت رابطه (8) در نظر گرفت:

$$V = [x_1, y_1, r_{1,1}, r_{1,2}, \dots, r_{1,8}, x_2, y_2, r_{2,1}, r_{2,2}, \dots, r_{2,8}, \dots] \quad (8)$$

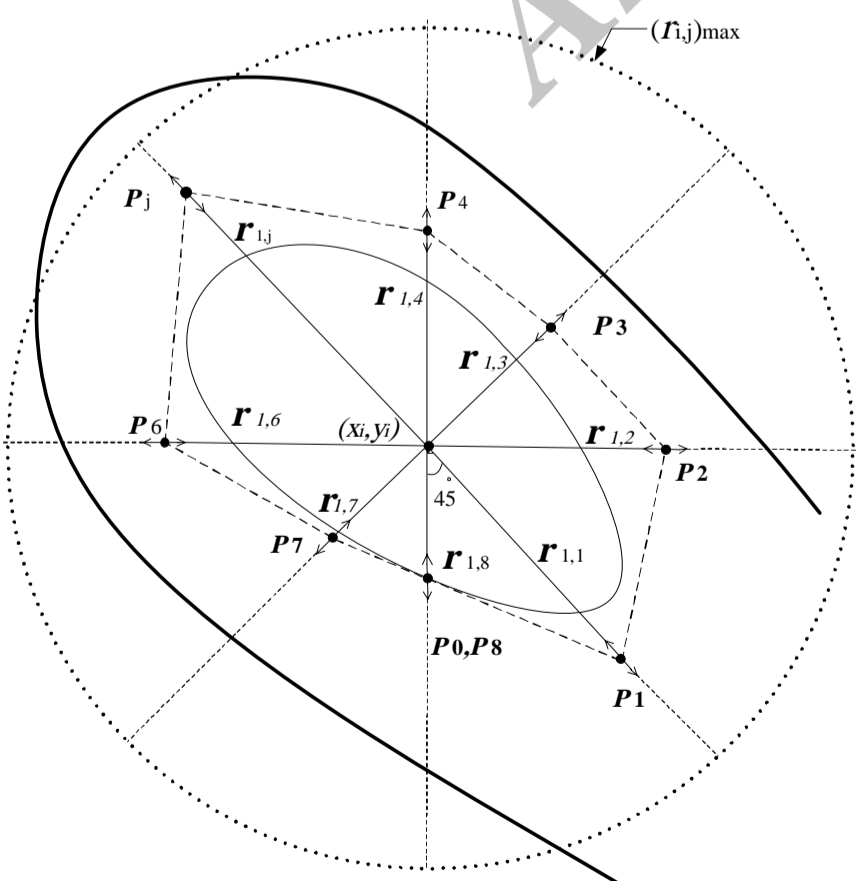
با توجه به اینکه چهار کانال در پره تعبیه شده است، تعداد کل متغیرهای طراحی (تعداد مؤلفه‌های بردار V)، 40 عدد خواهد شد.

3-1- تابع هدف

هدف از بهینه‌سازی، کمینه سازی دبی جرمی هوای خنک‌کاری و گرادیان دما می‌باشد. کاهش هوای مورد نیاز خنک‌کاری موجب افزایش راندمان کلی توربین گاز و کاهش گرادیان دما موجب کاهش تنش‌های حرارتی و افزایش عمر پره می‌گردد. بنابراین مسأله حاضر دارای دو تابع هدف خواهد بود که به صورت رابطه (8) تعریف می‌شوند.

$$f_1 = \frac{\sigma}{\dot{m}_{init}} \quad (9)$$

$$f_2 = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{init}} \quad (10)$$



شکل 1 مدل‌سازی شکل کانال‌های خنک‌کاری با منحنی بزیر

$$X(t) = \sum_{i=0}^n \binom{n}{i} t^i (1-t)^{n-i} P_i, \quad 0 < t < 1, \quad P_i = (x_i, y_i) \quad (1)$$

که در آن P_i مختصات نقطه کنترلی i ام است. تعداد نقاط کنترلی $n + 1$ می‌باشد. به منظور ایجاد منحنی بسته، نقاط ابتدایی و انتهایی منحنی بر هم منطبق است (روابط 2).

$$x_0 = x_8, \quad y_0 = y_8 \quad (2)$$

برای جلوگیری از ایجاد نقاط تیز و شکسته، شیب منحنی در نقطه دو سر منحنی باید برابر باشد (رابطه 3):

$$\frac{y_0 - y_1}{x_0 - x_1} = \frac{y_7 - y_8}{x_7 - x_8} \quad (3)$$

نقاط کنترلی p_0 و p_1 و مؤلفه x نقطه کنترلی p_7 جزء متغیرهای طراحی می‌باشد. با توجه به رابطه (3) مؤلفه y نقطه کنترلی p_7 جزء متغیرهای طراحی نبوده و از رابطه (4) محاسبه می‌شود:

$$y_7 = y_0 + (x_7 - x_0) \frac{y_0 - y_1}{x_0 - x_1} \quad (4)$$

در بعضی موارد ممکن است منحنی بزیر خود را قطع نموده و اشکال منقطع تولید نماید (شکل 2). به منظور جلوگیری از این اتفاق و همچنین کاهش تعداد متغیرهای طراحی، هر منحنی با الگوبرداری از دایره مدل‌سازی شده است. در این مدل سازی مختصات نقاط کنترلی منحنی بزیر توسط یک نقطه در داخل منحنی و هشت نقطه در اطراف آن با زوایای 45 درجه نسبت به هم تعریف می‌شود. محدوده تغییرات پارامتر r برای هر کانال با توجه به ابعاد پره و امکان قابلیت ساخت تعیین شده است (جدول 1). به منظور رعایت ملاحظات ساخت، فاصله بین کانال‌های خنک‌کاری تا سطح پره توربین و کانال‌های مجاور نمی‌تواند از یک مقدار مجاز ($\delta_{allow} = 2 \text{ mm}$) بیشتر باشد.

3- 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 [12]. 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 با رابطه (5) تعیین می‌شود.

$$V = [a_1, a_2, a_3, \dots, a_n] \quad (5)$$

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

در این الگوریتم مشابه الگوریتم ژنتیک، هر نسل¹ از تعدادی جمعیت² (کاندیدا) تشکیل شده است که هر عضو بیانگر یک بردار متغیرهای بهینه‌سازی است (رابطه 6):

$$V_G = \{V_{1,G}, V_{2,G}, \dots, V_{j,G}\}, \quad j = 1, 2, 3, \dots, N_p \quad (6)$$

1- Generation
2- population

بدست می‌آید.

3-3- قیود

گام بعدی پس از بیان متغیرهای مسأله و تابع هدف، تعیین قیدهای مسأله است. قیدها به دو دسته هندسی و غیر هندسی تقسیم‌بندی می‌شوند. با توجه به محدودیت دمایی آلیاژهای پره توربین دمایی بیشینه در پره توربین از مقدار مجاز نمی‌تواند بیشتر باشد. مقدار دمایی مجاز به تحمل حرارتی آلیاژ پره توربین مربوط است. در این مقاله با توجه به مقدار دمایی ورودی توربین برابر با 796 کلوین، حداکثر دمایی مجاز پره توربین 750 کلوین فرض شده است. لذا در این مسأله قید (13) در نظر گرفته می‌شود:

$$\begin{aligned} T_{\max} &< T_{\text{allow}} \\ T_{\text{allow}} &= 750 \text{ K} \end{aligned} \quad (13)$$

قیدهای هندسی شامل فاصله بین کانال‌های مجاور و فاصله کانال‌ها با سطح پره است که باید بیشتر از $\delta_{\text{allow}} = 2 \text{ mm}$ باشد. این قید پس از تولید کاندیدای هر نسل (تولید متغیرهای بهینه‌سازی) بررسی شده و چنانچه کمترین فاصله کانال‌ها با یکدیگر و سطح پره از مقدار آن بیشتر باشد شبیه سازی جریان انجام می‌شود و در غیر این صورت کاندیدای جدیدی تولید می‌گردد. این فواصل به ترتیب به منظور جلوگیری از ایجاد گرادیان دمایی شدید و افزایش استحکام سازه پره در نظر گرفته شده است. محدوده تغییرات نقطه کنترلی (r) برای هر یک از کانال‌ها در جدول 1 ارائه شده است. شماره کانال‌ها در شکل 4 آمده است.

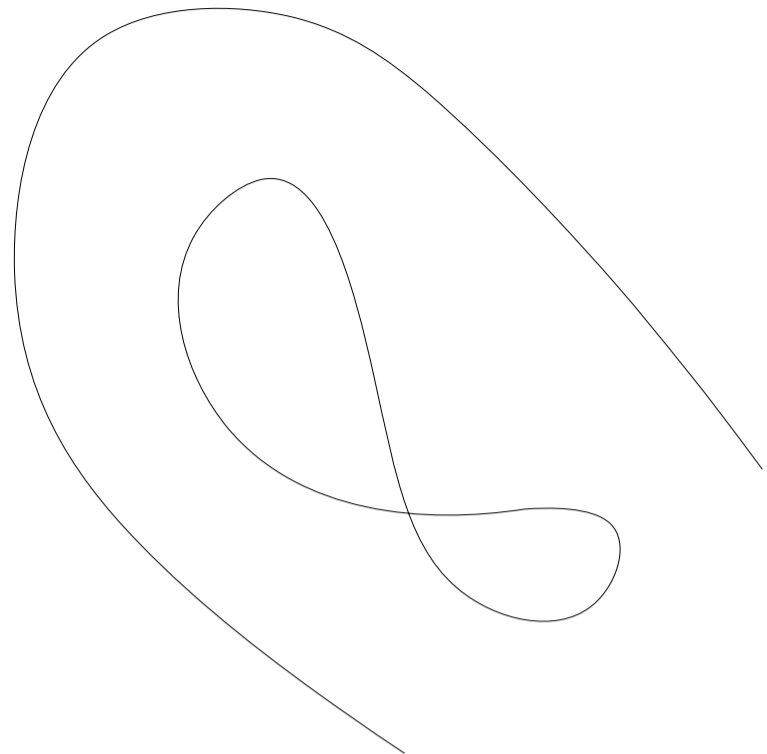
4- روش عددی و شبکه

پره توربین مورد استفاده، پره سی تری اکس است که بر روی آن تحقیقات زیادی توسط ناسا انجام شده است [13]. پره از لحاظ آیرودینامیکی بهینه فرض می‌شود و در فرایند بهینه‌سازی کانال‌های داخلی، هندسه پره بدون تغییر است. مشخصات ایرفویل سی تری اکس در جدول 2 ارائه شده است.

در شکل 4 هندسه پره، مقطع کانال‌ها و شرایط مرزی نشان داده شده است. مرزهای بالا و پایین از نوع پرئودیک¹ می‌باشد. در ورودی، فشار و دمایی کل و در خروجی فشار استاتیک مشخص می‌شود. ناحیه حل شامل محاسبه‌ی جریان عبوری از روی پره و انتقال حرارت هدایت در داخل فلز به صورت کوپل با جریان عبوری از روی پره توربین است. با محاسبه نیمه تجربی ضریب انتقال حرارت جابجایی در هر یک از چهار کانال خنک‌کاری، انتقال حرارت در فلز پره توربین محاسبه و توزیع دما محاسبه می‌شود.

شرایط حاکم بر جریان در این مقاله به صورت دو بعدی، برای یک جریان 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 فلوننت با فرمول‌بندی ضمنی² و مدل آشفتگی 3RKE³ شبیه‌سازی شده است. کارایی این مدل آشفتگی در تعدادی از مطالعات اعتبار سنجی، نشان داده شده است [15,14]. در این مدل توربولانسی مقدار γ می‌بایست بیشتر از 30 و کمتر از 100 باشد [16].

برای گسسته‌سازی ترمها تقریب مرتبه دو⁴ و برای شارها روش رو⁵ به‌کاربرده شده است. جنس پره از فولاد با چگالی 8030 کیلوگرم بر



شکل 2 شکل منقطع منحنی بزبیر در مدل‌سازی کانال‌های خنک‌کاری

σ انحراف معیار دما است و از رابطه (11) محاسبه می‌شود:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (T_i - \bar{T})^2} \quad (11)$$

که در آن T_i دما در هر سلول محاسباتی، \bar{T} متوسط دمایی سطح پره و N تعداد نقاط شبکه پره توربین است. تابع هدف 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 کمینه کردن هوای مورد نیاز خنک‌کاری به تابع هدف اضافه شده است. مقدار دبی جرمی به ازای ضریب اصطکاک جداره کانال و افت فشار ثابت در هر کانال، بر حسب تغییر قطر هیدرولیکی مقطع محاسبه می‌شود. ترم‌های تابع هدف به صورت بی بعد بیان شده است. σ_{init} و m_{init} به ترتیب مقادیر انحراف معیار دما و دبی جرمی در پره اولین کاندیدای نسل اول می‌باشد.

3-2- نمودار پارتو

با توجه به چند هدفه بودن مسأله، 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 (شکل 3). 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 شکل رابطه (12) تعریف می‌گردد:

$$F = W_1 f_1 + W_2 f_2 \quad (12)$$

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 می‌باشد. 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 پنج گام تغییر کرده و به ازای هر کدام یک نقطه بهینه بدست می‌آید. با رسم این نقاط در نمودار f_2 بر حسب f_1 ، جبهه پارتو

1- periodic
2- implicit
3- Realizable k- ϵ
4- Second Order Upwind
5- Roe

با استفاده از روابط نیمه تجربی و تعیین عدد استانتون² امکان‌پذیر است. این عدد نشان دهنده نسبت شار گرمایی جابجایی سیال به ظرفیت گرمایی آن است.

$$St = \frac{h}{C_p \rho_{cool} U_{cool}} \quad (14)$$

با توجه به رابطه (14)، مقدار ضریب انتقال حرارت جابجایی در کانال‌های خنک‌کاری به سرعت جریان خنک‌کاری U_{cool} ، چگالی سیال خنک‌کننده ρ_{cool} و عدد استانتون وابسته است. مقدار عدد استانتون از رابطه (15) محاسبه می‌شود [5]:

$$St = \frac{f}{8Pr^{0.667}} \quad (15)$$

که در آن f ضریب اصطکاک و Pr عدد پرانتل می‌باشد. ضریب اصطکاک دیواره f به افت فشار در کانال وابسته بوده و با استفاده از روابط جریان توسعه یافته در لوله محاسبه می‌شود. تغییرات اصطکاک موضعی دیواره کانال بر حسب مقدار زبری سطح و عدد رینولدز با توجه به نمودار مودی³ قابل محاسبه است که رابطه مربوط به آن به صورت رابطه (16) بیان می‌شود [17]:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left(\frac{6.9}{Re_{D_h}} + \left(\frac{\varepsilon/D_h}{3.7} \right)^{1.11} \right) \quad (16)$$

که در آن D_h قطر هیدرولیکی کانال و ε مقدار زبری سطح کانال‌ها است. با صرف نظر از گرادیان دما در سیال خنک‌کاری، تغییرات خواص سیال ناچیز فرض شده و عدد پرانتل ثابت است. در اینجا مقدار زبری سطح کانال‌ها برابر با $\varepsilon = 0/1$ میلی متر در نظر گرفته می‌شود.

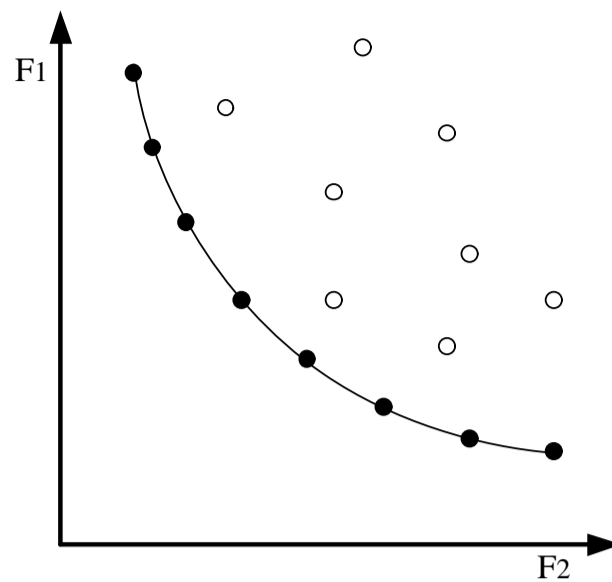
شبکه‌بندی اطراف پره به صورت با سازمان و چهارضلعی و داخل پره از نوع مثلثی است. شبکه با نرم‌افزار گمبیت تولید شده است. جهت بررسی حل مستقل از شبکه، در این تحقیق از سه شبکه بندی درشت (14000 شبکه)، متوسط (20000) و ریز (25000) استفاده شده است و در شکل 5 ارائه شده است. با توجه به بررسی استقلال حل از شبکه، تعداد 20000 شبکه به گونه‌ای ایجاد شده است که تراکم آن در مجاورت سطح پره به اندازه کافی بوده و مقدار Y^+ در محدوده بین 30 تا 100 قرار بگیرد. از این تعداد شبکه، حدود 18000 عدد در ناحیه سیال و بقیه در داخل پره (ناحیه جامد) می‌باشد. با توجه به ثابت بودن هندسه پره در بهینه‌سازی، تنها شبکه‌ی داخل پره برای هندسه‌های مختلف کانال‌ها تغییر می‌کند. شبکه‌بندی در شکل 6 نشان داده شده است.

4-1- شبیه‌سازی جریان و اعتبار سنجی حلگر

با توجه به شرایط مرزی ارائه شده در جدول 3، شبیه‌سازی جریان خارجی برای یک پره بدون کانال انجام شده است. با بررسی‌های انجام شده، مشخص شد کانال‌های خنک‌کاری اثر ناچیزی بر روی جریان خارجی اطراف پره

جدول 3 شرایط مرزی جریان اطراف پره

کمیت	مقدار
فشار ورودی (Pa)	307995
فشار خروجی (Pa)	192500
دما ورودی (K)	796
دمای هوای خنک‌کاری (K)	400



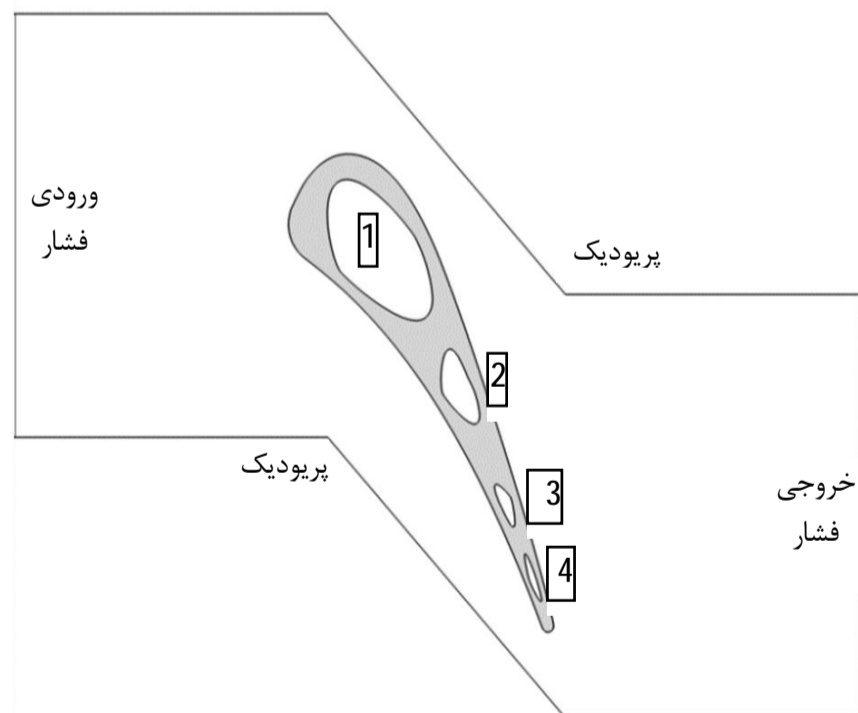
شکل 3 نمودار پارتو

جدول 1 محدوده تغییرات نقاط کنترلی

شماره کانال	محدوده تغییرات r (mm)	
	حداقل	حداکثر
1	1	35
2	1	30
3	1	20
4	1	10

جدول 2 مشخصات پره سی تری اکس

مشخصه	مقدار (cm)
گام پره	11/77
طول وتر	14/49
طول محوری وتر	7/82
گلوگاه	3/29

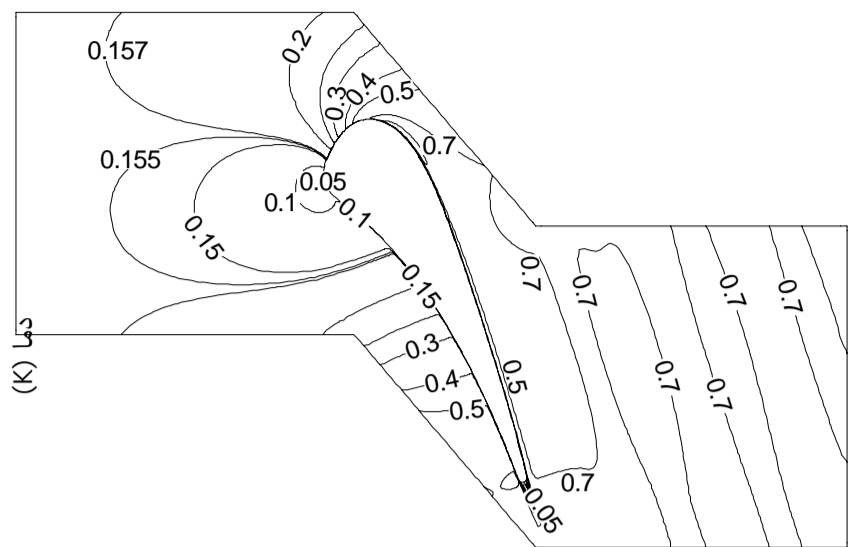


شکل 4 پره توربین و کانال‌های داخلی

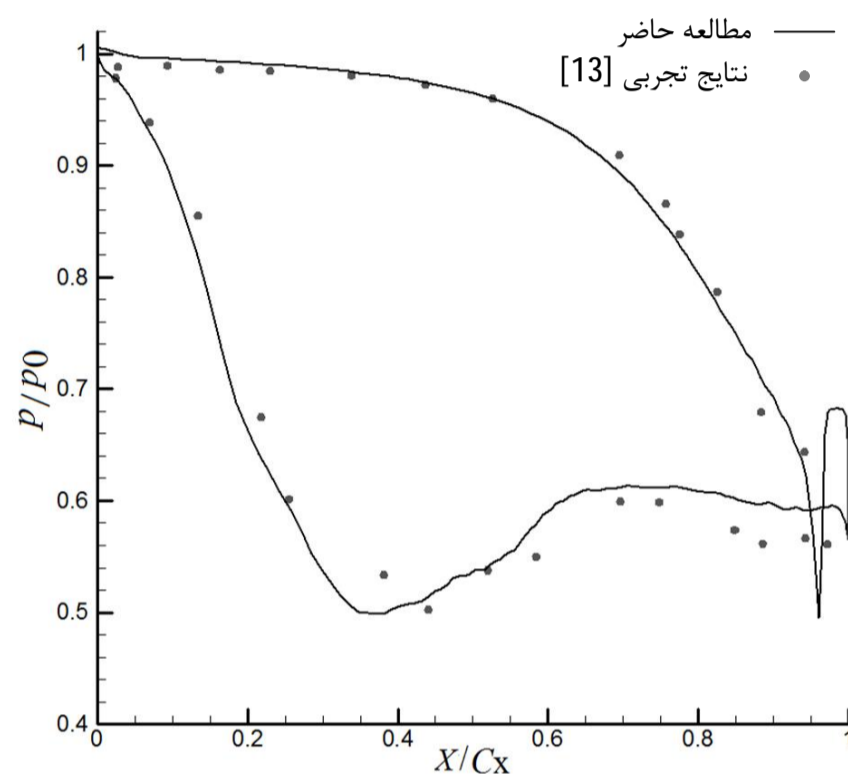
مترمکعب است. با توجه به ثابت بودن شبکه در ناحیه سیال و به منظور افزایش سرعت از میان‌یابی¹ حل‌های قبلی در ناحیه سیال استفاده شده است. شرایط مرزی جریان اطراف پره در جدول 3 ارائه شده است. در کانال‌های خنک‌کاری داخلی، محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی

2- Stanton Number
3- Moody Chart

1- Interpolate



شکل 7 توزیع عدد ماخ در فضای بین پره



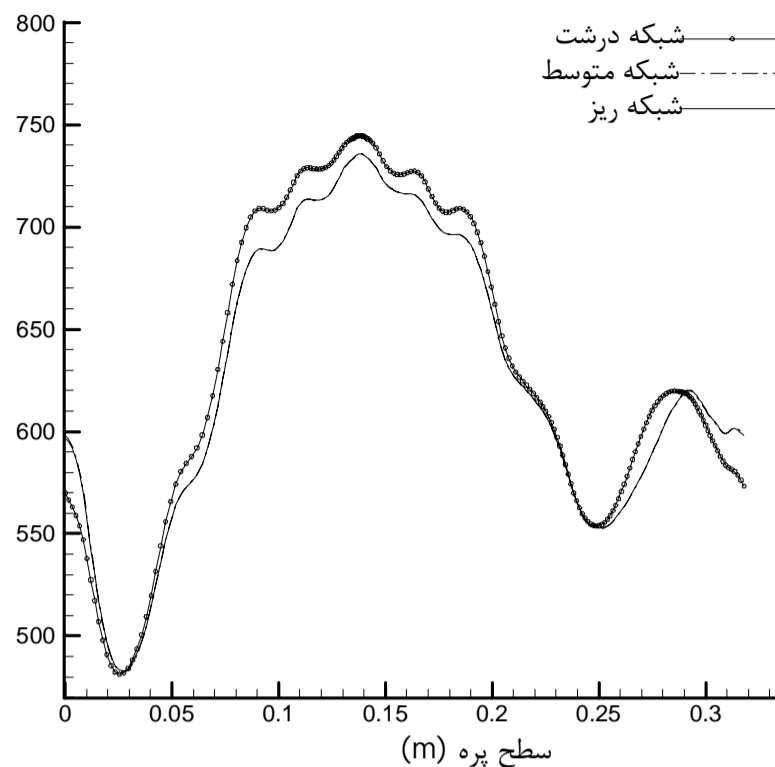
شکل 8 توزیع فشار روی سطح پره

ترکیبی¹ گفته می‌شود. فرایند بهینه‌سازی شامل فراخوانی حل‌گر انتقال حرارت ترکیبی به دفعات زیاد است. روند بهینه‌سازی در شکل 9 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 تعیین شده برای هر یک از متغیرهای طراحی تولید شده است.

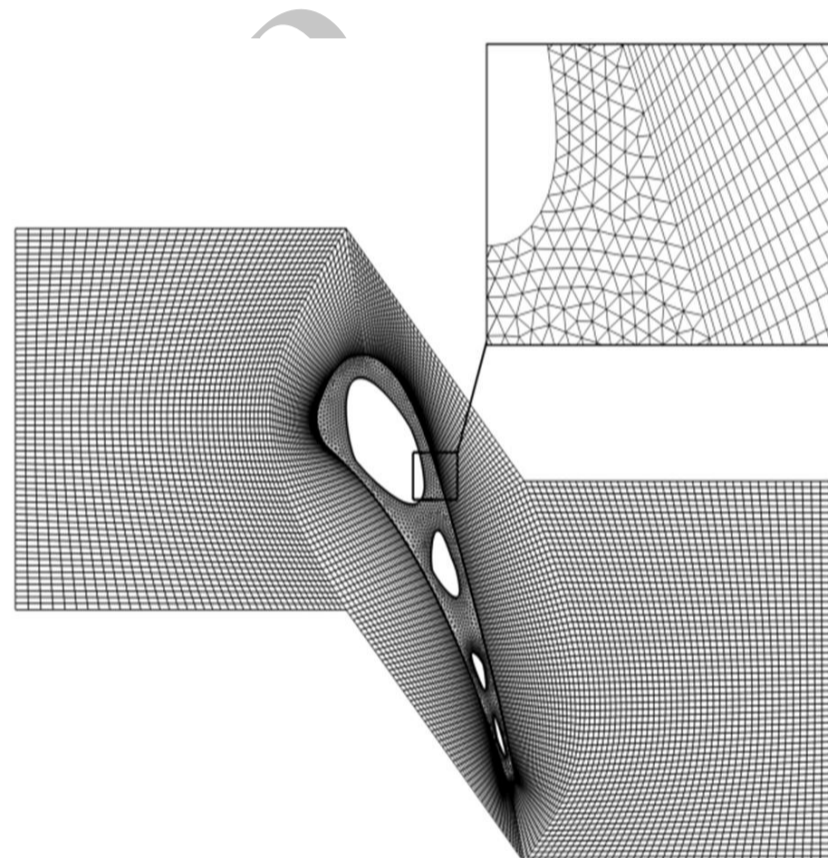
در مرحله دوم هندسه کانال‌های خنک‌کاری و پره توربین با استفاده از فایل ژورنال نرم افزار گمبیت به صورت خودکار تولید و شبکه‌بندی می‌شود. برای هر یک از کانال‌های خنک‌کاری قطر هیدرولیکی، دبی جرمی عبوری و ضریب انتقال حرارت جابجایی محاسبه می‌شود. هندسه شبکه‌بندی شده، با استفاده از فایل ژورنال در نرم‌افزار فلونت فراخوانی می‌شود. حل جریان تا همگرایی کمیت‌های سیال (0/001 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 (7) که در بخش الگوریتم بهینه‌سازی ارائه شد انجام می‌شود. برای هر یک از هندسه‌های تولید شده، تمامی قیود هندسی شامل فاصله کانال با پره توربین و کانال‌های 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



شکل 5 بررسی استقلال حل از شبکه برای شبکه درشت، متوسط و ریز



شکل 6 شبکه داخلی و خارج پره توربین

می‌گذارند. به همین دلیل اعتبار سنجی حل‌گر جریان برای یک پره بدون کانال انجام گرفته است.

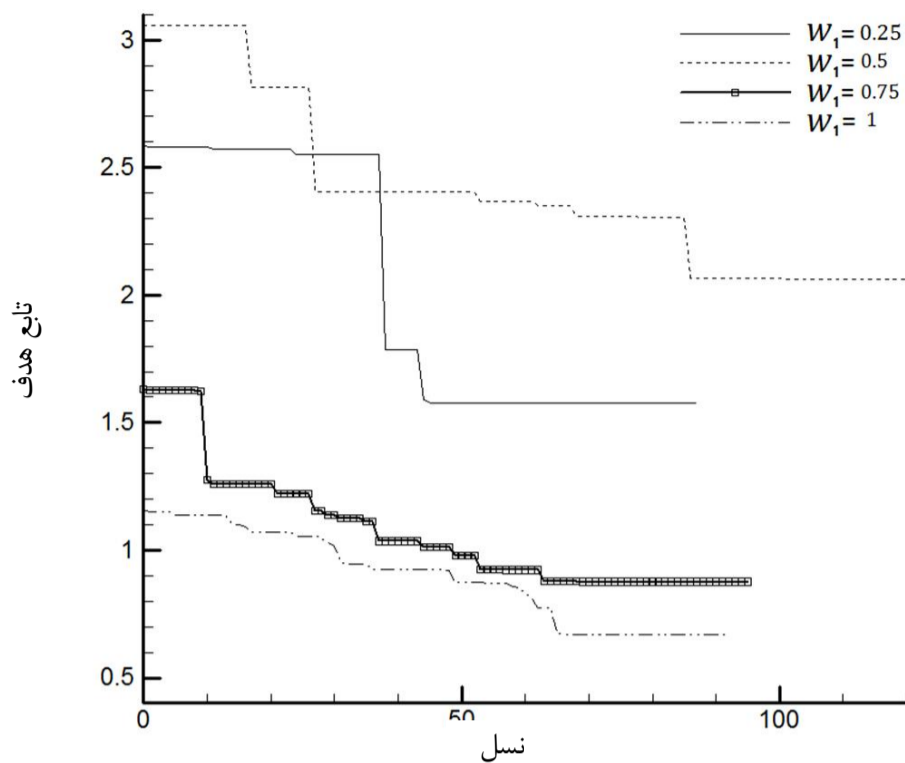
کانتور عدد ماخ در شکل 7 نشان داده شده است. حداکثر عدد ماخ جریان در حدود 0/7 است. نقاط سکون در لبه حمله و لبه فرار پره قابل مشاهده است.

به منظور اعتبارسنجی حل عددی، نمودار ضریب فشار روی سطح پره توربین با مقادیر تجربی [13] مقایسه شده است (شکل 8). با توجه به شکل، نتایج عددی تا حد مطلوبی با مقادیر تجربی همخوانی دارد. به دلیل شبیه‌سازی دوبعدی و نادیده گرفتن اثرات سه بعدی جریان، در بخش انتهایی سطح مکش مقادیر عددی انحراف ناچیزی با مقادیر تجربی دارد.

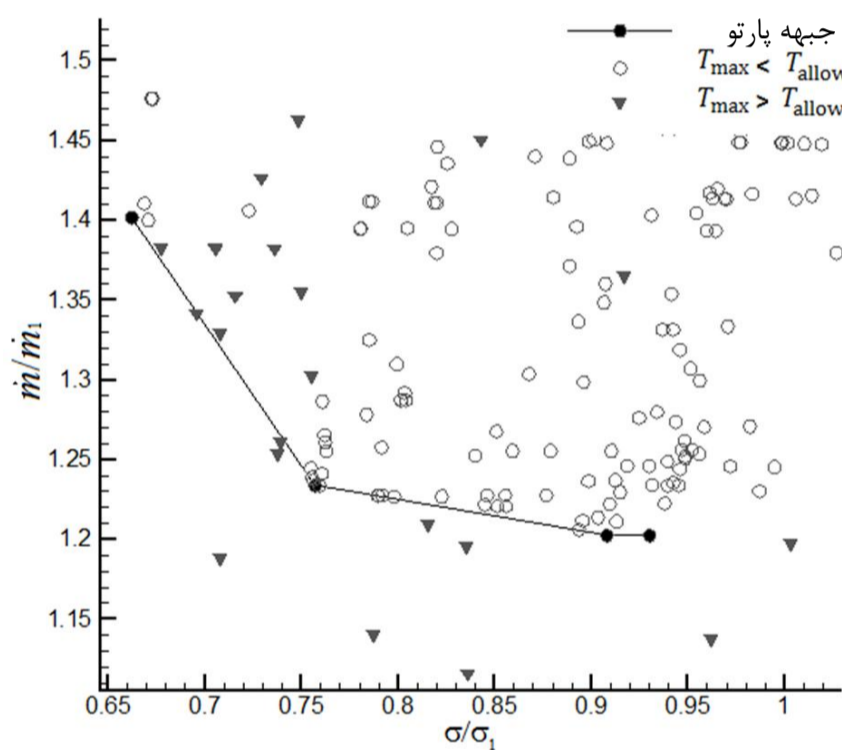
5- روش بهینه‌سازی

همان‌گونه که در بخش روش عددی بیان شده است، دما در پره توربین به صورت کوپل محاسبه می‌شود. به این حل‌گر جریان، حل‌گر انتقال حرارت

1- Conjugate heat transfer solver



شکل 10 همگرایی تابع هدف به ازای مقادیر w_1

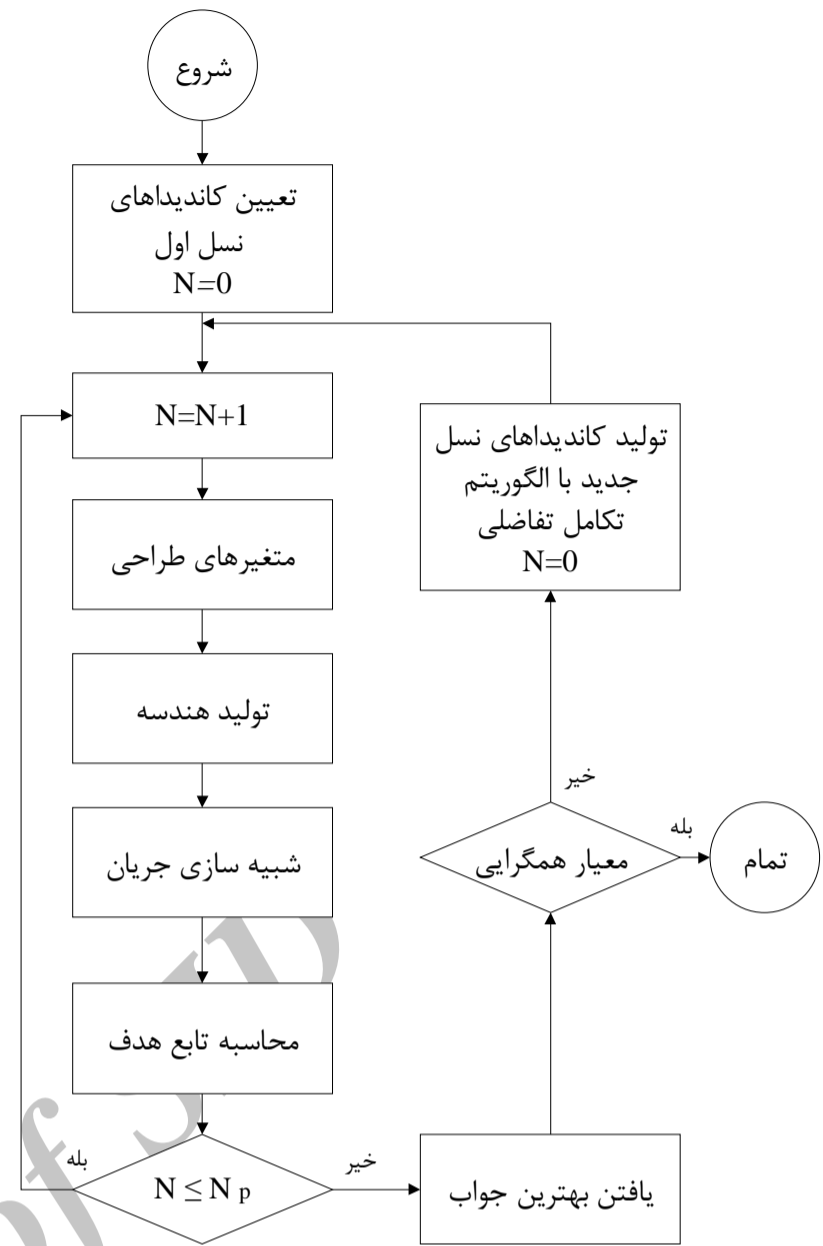


شکل 11 نمودار پارتو

عبوری از کانال‌های خنک‌کاری ناچیز است و فقط انحراف معیار دما در پره کاهش می‌یابد. در این ناحیه اندازه کانال‌ها ثابت بوده و تغییرات توزیع دما به علت تغییر موقعیت کانال‌ها است. توزیع دما، دبی جرمی هوای خنک‌کاری و انحراف معیار دما برای مقادیر مختلف w_1 در شکل 12 ارائه شده است.

توزیع دما برای هندسه با بیشترین مقدار تابع هدف در شکل 13 نشان داده شده است. در این حالت مقطع کانال‌ها بزرگ می‌باشد و به دبی هوای خنک‌کاری زیادی نیاز است و بیش‌ترین خنک‌کاری در سطح پره انجام می‌شود که موجب شکل‌گیری گرادیان دمایی شدید خواهد شد. کمترین دمای سطح پره در این حالت در حدود 440 کلوین است. با توجه به شکل 12 کمترین دمای سطح پره‌ها برای هندسه‌های بهینه، در حدود 560 کلوین است. بیش‌ترین تغییر در موقعیت و اندازه کانال‌ها مربوط به کانال‌های جلویی پره و کمترین تغییر، در کانال نزدیک لبه فرار پره است که به دلیل محدودیت ابعاد پره توربین در لبه فرار است. در همه هندسه‌ها، بیش‌ترین دما مربوط به لبه فرار پره می‌باشد.

انحراف معیار بدون بعد برای هندسه با بیشترین مقدار تابع هدف و هندسه بهینه با $w_1 = 0/75$ به ترتیب از 1/45 به 0/75 تغییر کرده که به



شکل 9 روند بهینه‌سازی

یک، بهینه‌سازی انجام شده و نمودار پارتو رسم می‌شود.

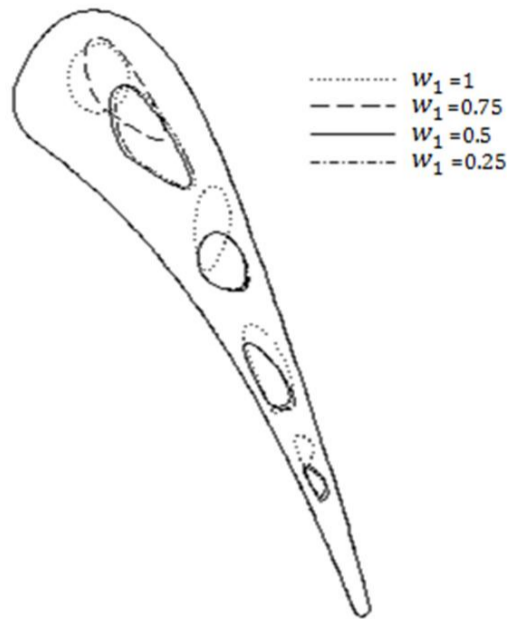
6- نتایج

مطالب ارائه شده در بخش‌های قبل به منظور یافتن شکل مقطع و موقعیت کانال‌های خنک‌کاری در استاتور توربین گاز است که توسط چهار کانال با مقطع غیر دایره‌ای مدل شده است. نتایج بهینه‌سازی چند هدفه به صورت جبهه پارتو ارائه می‌شود.

نقاط تشکیل دهنده جبهه پارتو از طریق بهینه‌سازی کانال‌ها به ازای مقادیر مختلف ضریب w_1 (0/25-0/50-0/75-1/0) بدست آمده است. نمودار همگرایی تابع هدف مربوط به هر کدام از ضرایب در شکل 10 نشان داده شده است. به ازای هر یک از ضرایب، حدود 100 نسل برای همگرایی تابع هدف نیاز است. زمان محاسبات برای هر نسل با کامپیوتر با مشخصات Corei5 و فرکانس 2/5 گیگا هرتز و رم 6 گیگابایت، حدود 15 دقیقه است و بهینه‌سازی برای هر مقدار w_1 ، حدود 25 ساعت می‌باشد.

نمودار پارتو در شکل 11 ارائه شده است. حل‌های با دمای ماکزیمم کمتر از دمای مجاز با علامت دایره مشخص شده است و نقاط با علامت مثلث حل‌هایی است که دمای ماکزیمم آن بیشتر از دمای مجاز می‌باشد (حل‌های غیر قابل قبول). همچنین جبهه پارتو برای حل‌های قابل قبول در شکل 11 مشخص شده است.

با توجه به جبهه پارتو، مقدار انحراف معیار بدون بعد به ازای $w_1 = 0/25$ برابر با 0/93 و به ازای $w_1 = 1$ برابر با 0/66 می‌باشد. همچنین مقدار انحراف معیار بدون بعد به ازای $w_1 = 0/5$ و $w_1 = 0/75$ به ترتیب برابر با 0/91 و 0/75 است. به ازای تغییر w_1 در محدوده 0/25 تا 0/5 تغییرات دبی جرمی



شکل 14 موقعیت و شکل کانال‌ها به ازای مقادیر W_1

حرارت بین جریان اطراف پره و فلز انجام شد. الگوریتم مورد استفاده از نوع تکاملی است و بهینه‌سازی برای موقعیت و ابعاد کانال‌ها انجام شده است. 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. روش جدیدی که در اینجا برای مدل‌سازی هندسه مقطع کانال‌ها ارائه شد، هندسه‌های بسیار متنوعی را تولید می‌کند که در آنها هیچ‌گونه نقاط تیز و شکسته وجود ندارد. هر دو معیار تابع هدف (گرادیان دما و دبی جرمی) موجب کاهش ابعاد کانال‌ها می‌شود اما قید دمای مجاز مانع کوچک شدن بیش از حد کانال‌ها می‌شود. نتایج حاصل از بهینه‌سازی کانال‌های خنک‌کاری به صورت زیر بیان می‌شود:

- مینیمم کردن گرادیان دما در سطح پره توربین، علاوه بر کاهش تنش‌های حرارتی پره موجب مینیمم شدن دبی جرمی هوای مورد نیاز خنک‌کاری خواهد شد.
- مینیمم کردن هوای مورد نیاز خنک‌کاری تنها موجب کاهش ابعاد کانال‌ها می‌شود و به مقدار کمی تغییرات دما در سطح پره را کاهش می‌دهد زیرا موقعیت قرارگیری کانال‌ها نسبت به یکدیگر نقش بیشتری در یکنواخت سازی دما دارد.
- در تمامی هندسه‌های بهینه شده دمای ماکزیمم در لبه فرار پره قرار دارد که به دلیل محدودیت ابعاد پره و رعایت فاصله کانال تا سطح پره است.
- افزایش سطح مقطع کانال‌های خنک‌کاری موجب افزایش سطح انتقال حرارت جابجایی و مقدار هوای مورد نیاز خنک‌کاری می‌شود. افزایش انتقال حرارت در یک کانال، با افزایش تغییرات دما در پره، موجب کاهش عمر مفید پره‌های توربین خواهد شد و مصرف هوای خنک‌کاری بیشتر نیز کارایی سیستم خنک‌کاری را کاهش می‌دهد.

8- فهرست علائم

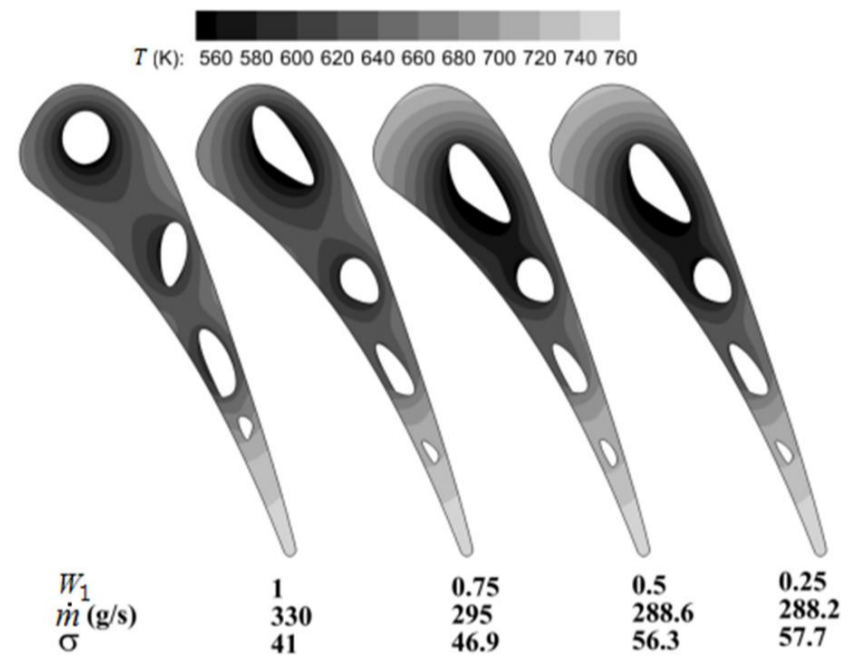
a	متغیر
C_p	ظرفیت گرمایی ویژه (J/kg K)
d	قطر (m)
f	تابع هدف - گام حرکت - ضریب اصطکاک
G	شماره نسل
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی (W/m^2K)

عبارتی 48 درصد کاهش داشته است. مقدار دبی جرمی بدون بعد نیز از 16/84 به 1/23 تغییر که حدود 90 درصد کاهش را نشان می‌دهد. هر دو معیار تابع هدف (گرادیان دما و دبی جرمی) موجب کاهش ابعاد کانال‌ها می‌شود اما قید دمای مجاز مانع کوچک شدن بیش از حد کانال‌ها می‌شود.

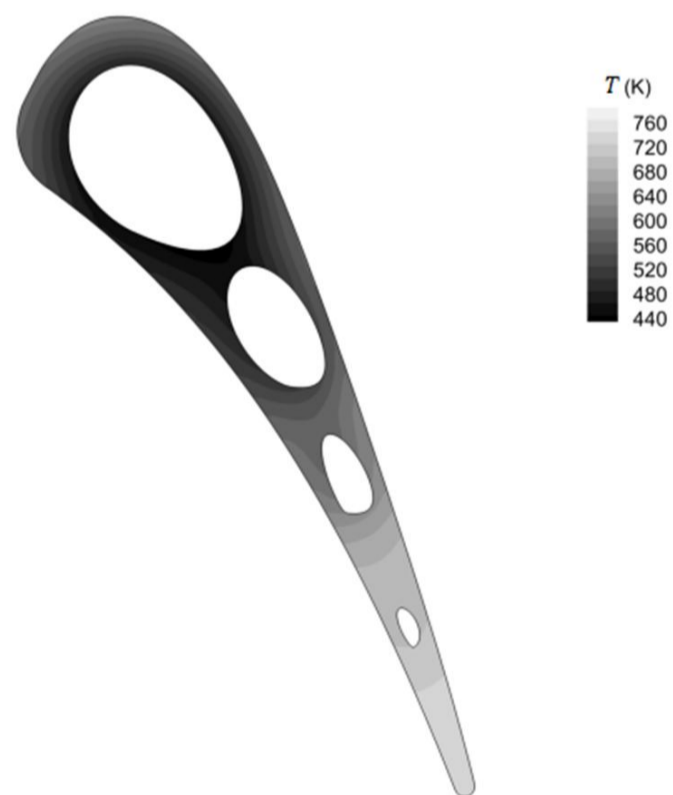
چهار کانال خنک‌کاری داخلی، برای مقادیر مختلف W_1 ، در شکل 14 نشان داده شده است. شکل کانال‌های مدل شده با منحنی بزبیر به صورت هموار است و فاقد نقاط تیز و گوشه دار می‌باشد. فاصله کانال‌ها از سطح بالایی و پایینی پره توربین تقریباً برابر است. در هندسه بهینه شده کلیه قیود هندسی و غیر هندسی (دمای ماکزیمم، کمتر از دمای مجاز و فاصله کانال‌ها با سطح پره و با کانال‌های مجاور بیشتر از δ_{allow}) رعایت شده است. با توجه به اشکال بهینه شده، کشیدگی کانال‌ها در جهت وتر پره توربین است که موجب افزایش سطح انتقال حرارت جابجایی و خنک‌کاری بیشتر و یکنواخت تر می‌شود.

7- نتیجه‌گیری

در این مقاله بهینه‌سازی کانال‌های خنک‌کاری داخلی پره توربین گاز با کوپل



شکل 12 توزیع دما، دبی جرمی خنک‌کاری و انحراف معیار دما بر حسب مقادیر W_1



شکل 13 توزیع دما به ازای بیشترین مقدار تابع هدف

9- مراجع

- [1] M. J. Jeong, B. H. Dennis, S. Yoshimura, Multidimensional Clustering Interpretation and Its Application to Optimization of Coolant Passages of a Turbine Blade, *Journal of Mechanical Design*, Vol. 127, No. 2, pp. 215, 2005.
- [2] G. Nowak, W. o. Wróblewski, Optimization of blade cooling system with use of conjugate heat transfer approach, *International Journal of Thermal Sciences*, 2011.
- [3] B. H. Dennis, G. S. Dulikravich, I. N. Egorov, S. Yoshimura, D. HERCEG, Three-dimensional parametric shape optimization using parallel computers, *Computational Fluid Dynamics Journal*, Vol. 17, No. 4, pp. 256-266, 2009.
- [4] S.L.Dixon, C. A. HALL, Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, *ELSEVIER*, Vol. Sixth Edition, 2010.
- [5] G. S. Dulikravich, T. J. Martin, Z.-X. Han, Aero-thermal optimization of internally cooled turbine blades, *Computational Fluid Dynamics Conference*, 1998.
- [6] S.R.Kennon, G.S.Dulikravich, The Inverse Design of Internally Cooled Turbine Blades, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, No. JANUARY, 1985.
- [7] K. Mazaheri, H.R. Bokaei, M. Zeinalpour, Optimization of turbine internal cooling passage using differential evolutionary algorithm, *14 International Conference of Iranian Aerospace Society*, 1393 (In Persian).
- [8] G. Xie, J. Liu, P. M. Ligrani, B. Sunden, Flow structure and heat transfer in a square passage with offset mid-truncated ribs, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 71, pp. 44-56, 2014.
- [9] B. H. Dennis, I. N. Egorov, G. S. Dulikravich, S. Yoshimura, Optimization of a large number of coolant passages located close to the surface of a turbine blade, *ASME* 2003.
- [10] H. Namgoong, C. Son, P. Ireland, U-bend shaped turbine blade cooling passage optimization, *AIAA Paper No. ISSMO*, Vol. 5926, 2008.
- [11] G. Nowak, W. Wróblewski, I. Nowak, Convective cooling optimization of a blade for a supercritical steam turbine, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012.
- [12] K. Mazaheri, K. Kiani, Nejati, M. Zeinalpour, Taheri, Optimization and analysis of shock wave/boundary layer interaction for drag reduction by Shock Control Bump, *Aerospace Science and Technology*, 2015.
- [13] M. Hylton, Turner, Nealy, York, L. D. Hylton, M. S. Mihelc, E. R. Turner, D. A. Nealy, R. E. York, Analytical and Experimental Evaluation of the heat transfer distribution over the surface of turbine vanes *NASA Lewis Research Center*, 1983.
- [14] G. A. Flynt, K. Sreenivas, R. S. Webster, Computation of Heat Transfer In Turbine Rotor Blade Cooling Channels with Angled Rib Turbulators, *AIAA*, 2013.
- [15] J. D. Ruiz, Thermal design optimization of multi-passage internally cooled turbine blades, *THE University of Texas At Arlington*, 2008.
- [16] Kuahai Yu, Xi Yang, Z. Yue, Aerodynamic and heat transfer design optimization of internally cooling turbine blade based different surrogate models, *Springer-Verlag*, 2010.
- [17] T. J. Martin, G. S. Dulikravich, Z.-X. Han, B. H. Dennis, Minimization of coolant mass flow rate in internally cooled gas turbine blades, *ASME paper 99-GT*, Vol. 146, pp. 7-10, 1999.

شمارنده	i, j
ضریب رسانش گرمایی (W/m^2K)	k
دبی جرمی (kg)	m
تعداد کانالها	N
عدد ناسلت	Nu
فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$) - جمعیت	P
عدد پراتل	Pr
شعاع (m)	r
عدد رینولدز	Re
عدد استانتون	St
دما (K)	T
سرعت (ms^{-1}) - بردار	u
بردار متغیرها	V
ضریب وزنی	W
مختصات	x, y
علائم یونانی	
چگالی (kgm^{-3})	ρ
انحراف معیار	σ
لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)	μ
زبری سطح	ϵ
بالانویس‌ها	
مقدار متوسط	—
زیرنویس‌ها	
مقدار مجاز	allow
هیدرولیک	h
مقدار اولیه	init
مقدار ماکزیمم	max
دیواره	w