



بررسی سه بعدی روش های خنک کاری پره های توربین گاز روی صفحه ی تخت و ارائه روشی با بالاترین راندمان خنک کاری

مجتبی کاظمی کلیشمی¹، اسماعیل لکزیان^{2*}

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار

* سبزوار، صندوق پستی 9617976487، e.lakzian@hsu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 23 بهمن 1394

پذیرش: 14 اسفند 1394

ارائه در سایت: 16 فروردین 1395

کلید واژگان:

خنک کاری

بالاترین راندمان

صفحه ی تخت

نسبت چگالی

خنک کاری تراوشی

چکیده

خنک کاری سیستم های با دمای عملکردی بسیار بالا نظیر پره های توربین های گاز، یکی از مهمترین و پیچیده ترین فرآیندهای صنعتی به شمار می آید. در این مقاله، عملکرد خنک کاری روی صفحه ی تخت به صورت سه بعدی، با روش حجم محدود و با استفاده از مدل آشفتگی k-ε واقعی شده که بهبود یافته ی مدل استاندارد می باشد، بررسی شده است. در این بررسی 4 حالت مختلف، شامل دو حالت خنک کاری لایه ای با حفره ی استوانه ای و کانسول، یک مدل خنک کاری برخوردی و یک مدل خنک کاری تراوشی (با دیواره ی متخلخل) مورد مقایسه قرار گرفته اند. برای بررسی اعتبارسنجی داده ها، راندمان خنک کاری حالت کانسول با داده های تجربی مورد مقایسه قرار گرفته که نمایانگر انطباق بسیار خوب روش عددی به کار گرفته شده است. راندمان آدیاباتیک خنک کاری، نسبت دمش (M) و اثرات نسبت چگالی با تزریق دو سیال هوا و دی اکسید کربن به عنوان سیال سرد (DR) برای همه ی حالت ها بررسی شده است. برای بررسی عمق نفوذ سیال سرد در جریان اصلی و نشان دادن توزیع دما و راندمان روی سطح، کانتورهای راندمان برای حالت کانسول و مدل خنک کاری تراوشی که ایده ی نوینی در خنک کاری به شمار می آید، با یکدیگر مورد مقایسه قرار گرفته اند. هدف این مقاله یافتن بهترین روش خنک کاری با بالاترین راندمان است و نتایج این مقاله نشان داد که مدل خنک کاری تراوشی طراحی شده راندمان بالاتری را نسبت به حالت های متداول در صنعت دارد.

Three dimensional investigation of gas turbine cooling techniques on a flat plate and presentation of a method with maximum cooling effectiveness

Mojtaba Kazemi Kelishami¹, Esmail Lakzian^{2*}

Department of Mechanical Engineering, Hakim Sabzevari University, Sabzevar, Iran

* P.O.B. 9617976487, Sabzevar, Iran, e.lakzian@hsu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 12 February 2016

Accepted 04 March 2016

Available Online 04 April 2016

Keywords:

Cooling

Highest effectiveness

Flat plate

Density ratio

Transpiration cooling

ABSTRACT

Cooling of high temperature systems such as gas turbine blades is one of the most important systems in industry. In this paper, three dimensional cooling performance on a flat plate is calculated by a 3D finite-volume method and the realizable k-ε turbulence model which is an improved model on the standard k-ε turbulence model and it can generate data more appropriately for fluid injections and jets. In this investigation, 4 different cases have been compared to find the best cooling case with maximum effectiveness. These cooling cases include 2 cases of film cooling with console and cylindrical holes, one case of impingement cooling and one case of transpiration (with porous wall) cooling. For validation, the adiabatic cooling effectiveness for the console has been compared with the experimental data. These comparisons show good agreement between experimental and numerical data. The adiabatic cooling effectiveness, the effects of density ratio (by air and CO₂ as a coolant) (DR) and blowing ratio (M) are studied in all cases. The adiabatic cooling effectiveness for console and transpiration cooling cases have been compared to study the penetration of coolant fluid in the main stream (hot fluid) and show the temperature and effectiveness distribution. The main purpose of this paper is finding the best cooling techniques with maximum effectiveness and the results show the designed transpiration cooling model has the best effectiveness with respect to other cooling techniques.

1- مقدمه

طول عمر توربین می شود. برای رفع این مشکل، فرآیند خنک کاری روی پره های توربین صورت می گیرد تا از پره ها در برابر محصولات احتراق بسیار داغ محافظت شود. یکی از مهمترین نکاتی که در خنک کاری بررسی می شود، یافتن بهترین حالت خنک کاری با بالاترین راندمان است. در سال های اخیر

دمای محصولات احتراق ورودی به توربین های گازی جدید بسیار بالا است. افزایش این دما به منظور افزایش راندمان توربین می باشد، ولی همین امر سبب آسیب رساندن به پره های توربین و در نتیجه پایین آمدن کارایی و

جریان اصلی و در نتیجه تغییر در راندمان خنک کاری می شود. گلد اشتاین و همکارانش [6] شکل حفره های خنک کاری لایه ای را بررسی کرده و آن ها را با هم مقایسه کردند. کنعانی و همکارانش [7] دو هندسه ی مختلف را برای حفره های خنک کاری لایه ای مورد بررسی قرار دادند و اثرات تغییر هندسه را بر راندمان خنک کاری مطالعه کردند. دیتمار و همکارانش [8] شکل جدیدی را برای حفره های خنک کاری فیلمی و روی سطح پره ی توربین معرفی کردند و آزمایشات خود را به صورت تجربی روی این حفره انجام دادند. ایشان بیان کردند که حفره های شکل دار شده، راندمان بهتری را نسبت به حفره های معمولی دارند. قراب و همکارانش نیز [9] در سال 2011 هندسه ی جدیدی را معرفی کردند. ایشان با انجام بررسی تجربی روی این هندسه، آن را با سایر هندسه ها مقایسه کرده و نشان دادند که هندسه ی ابداعی آن ها (هندسه ی لوور⁴) راندمان بالاتری را نسبت به سایر هندسه ها دارد. یکی از جدیدترین حفره هایی که تاکنون بررسی شده است، حفره ی کانسول⁵ می باشد که ساختار جدیدتری نسبت به حفره های قبلی داشته و علاوه بر بالاتر بودن راندمان آن نسبت به حفره های قبلی، دارای هندسه ی ساده تری جهت طراحی، ساخت و فرایند ماشین کاری می باشد [10]. بررسی ها روی این حفره، عملکرد بهتر و راندمان خنک کاری بالاتر حفره ی کانسول را نسبت به حفره های استوانه ای نشان داده است. برش دار بودن⁶ لبه ی خارجی حفره نیز یکی دیگر از تغییرات هندسی جدید به شمار می آید. زمانی که حفره ها در یک شیار قرار می گیرند، راندمان خنک کاری بالاتری را به وجود می آورند [11,12]. کان لیانگ لو و همکارانش [13] در سال 2015، به بررسی خنک کاری فیلمی روی سطح تخت به صورت تجربی پرداختند. ایشان نیز دو هندسه ی جدید را مورد بررسی قرار دادند و راندمان خنک کاری این دو مدل را با حفره های استوانه ای مورد مقایسه قرار دادند. نتایج ایشان عملکرد بهتر این دو حفره ی جدید را نشان می دهد.

تاکنون مدل های خنک کاری لایه ای و برخوردی جهت خنک کاری سیستم هایی نظیر پره های توربین گاز مورد استفاده قرار گرفته اند. پیشرفت روزافزون توربین های گازی و افزایش راندمان کلی این توربین ها نیازمند بالابردن راندمان خنک کاری این توربین ها می باشد. در نتیجه این صنعت نیاز به مدل جدید خنک کاری با راندمان بالاتر نسبت به مدل های قبل را به طور قابل ملاحظه ای احساس می کند. در مطالعات اخیر، محققین توانستند راندمان خنک کاری را تا حدودی افزایش دهند. این فرایند با تغییر هندسه ی حفره ها و همچنین با تغییر سیال خنک کننده انجام شده است. اما با افزایش دمای ورودی به توربین ها (جهت افزایش راندمان آن ها)، نیاز به سیستمی با راندمان خنک کاری بالاتری است تا عمر پره های توربین های گازی بیشتر شود و هزینه ی کمتری نیز برای تعمیر این سیستم ها اتلاف شود. در توربین های مورد استفاده ی کنونی، از مدل های خنک کاری لایه ای و برخوردی استفاده می شود که حتی با راندمان خنک کاری مناسب، باعث افزایش چشمگیر طول عمر پره های توربین نمی شوند. در نتیجه نیاز به روشی نوین برای بهبود این فرایند می باشد، اما مطالعات گذشته قادر به ارضای مناسب این امر نیستند. در مطالعه ی حاضر، روش جدید خنک کاری تراوشی با سایر خنک کاری های کاربردی در صنعت مورد مقایسه قرار گرفته است تا کارایی بالای این روش جدید بررسی شود. خنک کاری تراوشی به عنوان یک روش نوین، با دو سیال خنک کننده بررسی شده است تا تاثیر نسبت چگالی

محققین مطالعات زیادی را در رابطه با تغییر هندسه ی حفره ها و شرایط خنک کاری انجام داده اند تا به حالتی بهینه در خنک کاری دست یابند. عوامل مختلفی در خنک کاری موثرند که تعدادی از این عوامل به شرح زیر می باشند:

- نسبت دمش: نسبت دمش برابر حاصل ضرب نسبت چگالی در سرعت سیال خنک کننده به جریان اصلی (جریان گرم) می باشد.
 - نسبت چگالی: نسبت چگالی برابر نسبت چگالی سیال خنک کننده به جریان اصلی می باشد.
 - شکل حفره و تغییرات هندسی
- افزایش نسبت دمش باعث افزایش دبی جریان خنک کننده در جریان اصلی و روی سطح می شود و این عامل می تواند تاثیر بسیاری روی راندمان خنک کاری داشته باشد. اغلب، بررسی و شبیه سازی جریان سیال روی پره های توربین پرهزینه و زمان بر است، به همین دلیل برای انجام مطالعات بر روی روش های مختلف خنک کاری، آزمایشات روی صفحه ی تخت انجام می شوند که تقریب مناسبی از نتایج واقعی روی سطوح پره ها می باشد. یکی از نخستین بررسی ها در زمینه ی خنک کاری لایه ای در سال 1970 و توسط اکرت [1] انجام شده است. ایشان خنک کاری لایه ای¹ را به صورت تجربی و با عبور هوا به عنوان سیال خنک کننده از حفره های خنک کاری بررسی کرده و نشان دادند که با افزایش نسبت دمش (تا حد معینی)، راندمان خنک کاری افزایش می یابد. زمانی که نسبت دمش بیشتر از حد معین (هر حفره دارای یک نرخ دمش بهینه² می باشد) افزایش می یابد، سیال خنک کننده تمایل پیدا می کند تا از سطح دیواره بلند شود (به خاطر افزایش مومنوم سیال) و در نتیجه راندمان خنک کاری آدیاباتیک آن کاهش می یابد. در نتیجه راندمان خنک کاری برای نسبت دمش های کمتر (تا حد معین) و در فواصل نزدیک به حفره، مقدار بیشتری را دارا خواهد بود [2].

در بررسی های تجربی اخیر، محققان نوع سیال خنک کننده را از هوا به سیالاتی مانند دی اکسیدکربن تغییر داده اند تا بتوانند اثر افزایش چگالی سیال خنک کننده را روی راندمان خنک کاری بررسی کنند. با افزایش نسبت چگالی³، چگالی سیال خنک کننده افزایش یافته و این عمل باعث سنگین تر شدن سیال خنک کننده می شود. در نتیجه سیال خنک کننده دارای سرعت کمتری (نسبت به حالت تزریق هوا) شده و کمتر در جریان اصلی نفوذ کرده و در نتیجه کمتر در معرض هوای گرم (جریان اصلی) قرار می گیرد. این فرایند باعث می شود که سیال خنک کننده، بدون فاصله از سطح و چسبیده به آن حرکت کرده و دمای آن کمتر افزایش یابد و در نتیجه راندمان خنک کاری آن افزایش یابد [3,4]. جانسون و همکارانش در سال 2014 به بررسی تجربی اثرات نسبت چگالی روی خنک کاری لایه ای حفره های استوانه ای پرداختند [5]. در این بررسی، دی اکسیدکربن به عنوان سیال خنک کننده مورد استفاده قرار گرفت. نتایج این بررسی نشان داد که با افزایش نسبت دمش، سیال با نسبت چگالی کمتر، تمایل بیشتری به جدا شدن از سطح دارد، ولی سیال با چگالی بیشتر، چسبیده به سطح حرکت کرده و راندمان بهتری دارد.

یکی از عواملی که می تواند راندمان خنک کاری را تحت تاثیر قرار دهد، شکل حفره می باشد. تغییر هندسه ی حفره از جمله قطر و زاویه ی حفره نسبت به سطح، باعث تغییر در دبی جریان، عمق نفوذ سیال خنک کننده در

⁴ Louver⁵ Console⁶ Trench¹ Film cooling² Optimum³ Density ratio (DR)

نیز به عنوان یک بررسی جدید، مورد ارزیابی قرار گیرد.

در این مطالعه، بررسی عددی روش های مختلف خنک کاری روی صفحه ی تخت به صورت سه بعدی و با روش حجم محدود¹ انجام شده است. 4 حالت مختلف شامل: دو حالت خنک کاری لایه ای با حفره ی استوانه ای و کانسول، یک مدل خنک کاری برخوردی² و یک مدل خنک کاری تراوشی (با دیواره ی متخلخل) می باشند. برای بررسی اعتبارسنجی داده ها، راندمان آدیاباتیک خنک کاری لایه ای حفره ی کانسول با داده های تجربی انجام شده توسط یانو [10] مورد مقایسه قرار گرفته و انطباق مناسبی حاصل شده است. راندمان آدیاباتیک خنک کاری و اثرات نسبت چگالی (تزریق هوا و دی اکسیدکربن به عنوان سیال خنک کننده)، نسبت دمش برای همه ی حالت ها بررسی شده است تا بهترین مدل خنک کاری با بالاترین راندمان مشخص گردد. در بررسی های گذشته اکثراً از مدل آشفته گی $k-\epsilon$ استاندارد³ استفاده شده است که نسبت به مدل واقعی شده⁴ برای حل مسائلی همچون تزریق سیال و جت ها، دارای دقت کمتری است. فرایند دیگری که در مطالعه ی حاضر انجام شده، استفاده از مدل آشفته گی $k-\epsilon$ واقعی شده است. این مدل، بهبود یافته ی مدل استاندارد است و این امر دقت محاسبات را بالاتر برده و داده ها را به واقعیت نزدیک تر می کند.

2- معادلات جریان اصلی و مدل آشفته گی

میدان های دمایی و جریان آشفته گی اصلی به صورت سه بعدی، غیرقابل تراکم (ماخ کمتر از 0.3 در ورودی) و در حالت پایا، با استفاده از معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی مدل شده اند. برای بررسی میزان تراکم پذیری جریان باید عدد ماخ جریان را محاسبه نمود و در صورتی که این مقدار کمتر از 0.3 باشد، می توان جریان را تراکم ناپذیر در نظر گرفت. با محاسبه ی ماخ جریان (سرعت ورودی برابر 25 متر بر ثانیه)، به دلیل این که این عدد کمتر از 0.3 است، جریان تراکم ناپذیر در نظر گرفته شده است. معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی به صورت عددی و با روش حجم محدود حل شده اند. شکل این روابط به صورت تانسوری و در حالت کارتزین مطابق مطالعه ی لکها و همکارانش [14] به شکل رابطه های (1) تا (3) می باشند.

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [\rho U_i U_j - \Gamma_u (\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i})] = - \frac{\partial P}{\partial x_i} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [\rho U_j h - \Gamma_h (\frac{\partial h}{\partial x_j})] = 0 \quad (3)$$

Γ_u و Γ_h به ترتیب ضرایب پخش مومنتوم و گرمایی هستند که در رابطه - ی (4) تعریف شده اند.

$$\Gamma_u = (\mu + \mu_t), \quad \Gamma_h = (\mu / Pr + \mu_t / \sigma_h) \quad (4)$$

تنش های آشفته گی $\overline{u_i' u_j'}$ و پخش حرارتی $\overline{u_i' h'}$ در معادلات مومنتوم و آنتالپی (رابطه های (1) و (2)) به ترتیب با گرادیان های جریان اصلی و دمایی در قانون گردابه - ویسکوزیته / پخشی⁵ [15,14] جایگزین شده اند. توزیع ویسکوزیته ی گردابی μ_t با مدل آشفته گی $k-\epsilon$ ، که پارامترهای k و ϵ به ترتیب انرژی جنبشی و نرخ اتلافات هستند، به شکل رابطه ی (5) محاسبه شده است.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5)$$

روابط انتقالی نیز به صورت روابط (6) و (7) هستند.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [\rho U_i k - \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}] = \mu_t (\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \epsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [\rho U_i \epsilon - \Gamma_\epsilon \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}] = \rho C_1 S \epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\epsilon \nu}} \quad (7)$$

که در این روابط، ثوابت به صورت رابطه ی (8) می باشند.

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\xi}{\xi + 5} \right], \quad C_2 = 1.9, \quad \xi = S \frac{k}{\epsilon} \quad (8)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right), \quad S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (9)$$

3- معادلات خنک کاری تراوشی (دیواره ی متخلخل)

معادله ی دارسی گسترش یافته ی برینکمن - فورچ هیمر برای مدل سازی جریان سیال خنک کننده در ناحیه ی متخلخل استفاده شده است که به صورت رابطه ی (10) می باشد [17,16].

$$\nabla P = - \frac{\mu}{L} u - \frac{F}{\sqrt{L}} \rho_f |u| u + \mu \nabla^2 u \quad (10)$$

در رابطه ی (10) ضرایب L (نفوذپذیری) و F (ضریب اینرسی) به صورت رابطه ی (11) هستند.

$$L = \frac{d_p \cdot b^3}{150(1-b)^2}, \quad F = \frac{1.75}{\sqrt{150} b^2} \quad (11)$$

رابطه ی انرژی در ناحیه ی متخلخل بر پایه ی مدل تعادل دمایی بین ناحیه ی متخلخل و جریان سیال محلی به صورت رابطه ی (12) تعریف شده است [17,16].

$$\rho_f C_{pf} b u \nabla T_f = \nabla ((\lambda_m + \lambda_d) \nabla T_f) \quad (12)$$

هدایت گرمایی موثر در ناحیه ی متخلخل نیز به صورت رابطه ی (13) بیان شده است [17,16].

$$\frac{\lambda_m}{\lambda_f} = (1 - \sqrt{1-b}) + \frac{2\sqrt{1-b}}{1-\sigma B} \times \left[\frac{(1-\sigma)B}{(1-\sigma B)^2} \ln \left(\frac{1}{\sigma B} \right) - \frac{B+1}{2} - \frac{B-1}{1-\sigma B} \right] \quad (13)$$

که در رابطه ی (12)، ضرایب B و σ به صورت رابطه ی (14) می باشند.

$$B = 1.25 \left(\frac{1-b}{b} \right)^{10/9}, \quad \sigma = \frac{\lambda_f}{\lambda_s} \quad (14)$$

هدایت گرمایی مازادی که به علت پراکندگی حرارتی در ناحیه ی متخلخل به وجود می آید نیز با روابط (15) و (16) محاسبه می شود [17,16].

$$\lambda_d = C \rho_f C_{pf} d_p U_p (1-b) \quad (15)$$

$$C = 1.60 [\text{Re}_p \cdot \text{Pr}_f \cdot (1-b)]^{-0.8282} \quad (16)$$

4- پارامترهای خنک کاری

راندمان آدیاباتیک خنک کاری به صورت رابطه ی (17) تعریف می شود:

$$\eta_{ad} = \frac{(T_g - T_{aw})}{(T_g - T_c)} \quad (17)$$

تغییرات دانسیته و سرعت جریان سیال خنک کننده می تواند روی راندمان تاثیر بگذارد که این پارامترها را می توان با عناوین نسبت دمش و نسبت چگالی (دانسیته) به صورت رابطه ی (18) معرفی کرد.

$$M = \frac{(\rho_c V_c)}{(\rho_g V_g)}, \quad DR = \frac{\rho_c}{\rho_g} \quad (18)$$

5- فرآیند حل

در این بررسی، برای انجام محاسبات عددی و حل روابط از یک کد سه بعدی فرترن که بر مبنای روش حجم محدود است، استفاده شده است [18]. روش

¹ Finite volume

² Impingement cooling

³ Standard

⁴ Realizable

⁵ Eddy-viscosity/diffusivity

شبکه ای حفره ی کانسول در نمای دوبعدی (شکل 2- الف)، شبکه ی حفره ی استوانه ای (شکل 2- ب) و شبکه ی روش خنک کاری تراوشی در نمای سه بعدی (شکل 2- ج) نشان داده شده اند.

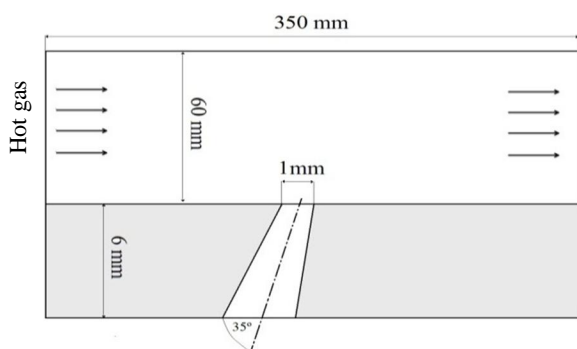


Fig. 1-a- The geometry of Console (film cooling)

شکل 1- الف - هندسه ی حفره ی کانسول (خنک کاری لایه ای)

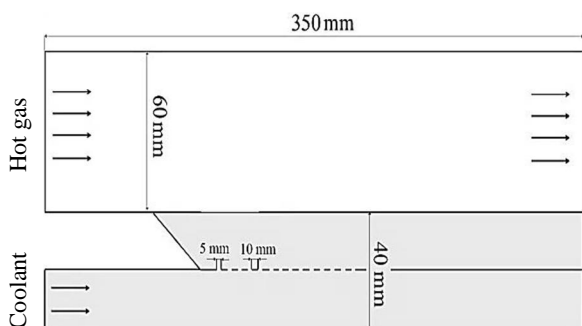


Fig. 1-b- The geometry of Impingement cooling

شکل 1- ب - هندسه ی خنک کاری برخوردی

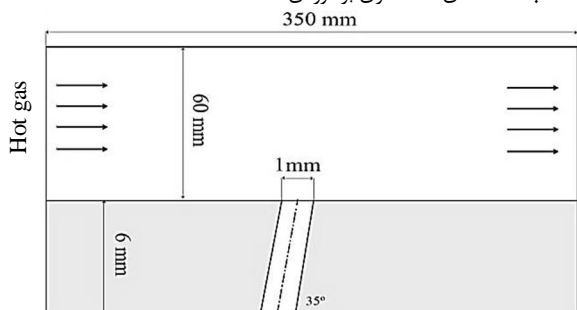


Fig. 1-c- The geometry of cylindrical hole (film cooling)

شکل 1- ج - هندسه ی حفره ی استوانه ای (خنک کاری لایه ای)

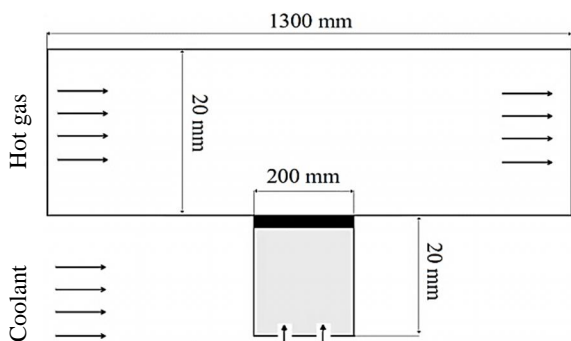


Fig. 1-d- The geometry of Transpiration cooling

شکل 1- د - هندسه ی خنک کاری تراوشی

Fig. 1 Geometry of studied cases

شکل 1 هندسه ی حالت های مورد بررسی

حجم محدود اجازه می دهد تا بتوان با استفاده از شبکه های دلخواه غیرعمود، از آرایش شبکه ی سلول مرکزی¹ استفاده کرد. جزئیات روش حجم محدود توسط مجومدار و همکارانش نیز [19] توضیح داده شده است. برای ساده سازی مسائل خنک کاری، از روش چندبلوکه² که توسط لکها و همکارانش [14] ارائه شده، استفاده می شود. این روش آزادی بیشتری در تولید شبکه به وجود می آورد و باعث می شود که از حافظه ی کمتری برای حل استفاده شود. در نتیجه حل سریع تر انجام می شود. با این روش می توان برای بخش های مختلف جریان، شبکه های مختلف و مناسبی تولید کرد. راهی و چو [20] روش درون یابی مومنتوم را معرفی کردند که مانع از نوسانات میدان فشار می شود و در آرایش شبکه بندی سلول مرکزی ظاهر می شود. الگوریتم سیمپل سی³ که توسط ون دورمال و رایتبی [21] بیان شده، برای به دست آوردن کوپلینگ سرعت - فشار به کار برده شده است. مدل آشفستگی $k-\epsilon$ واقعی⁴ شده برای انجام محاسبات استفاده شده است.

6- هندسه، شرایط مرزی و شبکه بندی

1-6 هندسه و شرایط مرزی

برای نشان دادن محدوده ی محاسباتی، هندسه ی 4 حالت بررسی شده، در شکل 1 نشان داده شده و مشخصات آن ها در جدول 1 بیان شده است. برای تمامی حالت های بررسی شده، بازه ی 200 میلی متری جهت خنک کاری در نظر گرفته شده است (برای حفره های استوانه ای این بازه از خروجی حفره روی سطح، برای خنک کاری تراوشی از ابتدای دیواره ی متخلخل و برای خنک کاری برخوردی از ابتدای اولین حفره ی زیر سطح مورد محاسبه قرار گرفته اند). جریان اصلی و جریان سیال خنک کننده به صورت جریان گاز ایده آل غیرقابل تراکم در نظر گرفته شده است. سیال جریان اصلی (جریان گرم)، هوا می باشد، ولی سیال جریان خنک کننده از هوا و دی اکسید کربن استفاده شده است. سرعت و دمای جریان اصلی به ترتیب برابر 25 متر بر ثانیه و 353 درجه ی کلوین و دمای سیال خنک کننده برابر 300 درجه ی کلوین می باشند [10]. حالت آشفستگی $k-\epsilon$ واقعی شده و با شدت درصد 2% برای جریان اصلی به کار گرفته شده است.

محدوده ی محاسباتی برای حفره های کانسول و استوانه ای و روش خنک کاری برخوردی شامل؛ 350 میلی متر طول و 60 میلی متر ارتفاع می باشد. محدوده ی حل مدل خنک کاری تراوشی شامل؛ 200 میلی متر طول دیواره ی متخلخل، 1300 میلی متر طول و 20 میلی متر ارتفاع محدوده ی حل می باشد. سایر مشخصات در شکل 1 نشان داده شده است. ضخامت دیواره ی متخلخل 1 میلی متر، قطر متوسط ذرات سازنده ی دیواره ی متخلخل برابر $90 \mu m$ و قابلیت نفوذ⁵ آن برابر 0.36 است.

2-6 شبکه های بررسی شده

در شکل 2 شبکه های محاسباتی برای حفره های کانسول، استوانه ای و روش تراوشی نشان داده شده است. در این مدل ها، از شبکه ی چند بلوکی (که در این جا شامل دو بلوک می باشد) استفاده شده است. ناحیه ی 1، ناحیه ی تزریق سیال خنک یا همان حفره است و ناحیه ی 2، ناحیه ی خارجی که محل عبور سیال داغ می باشد. برای بهتر نشان دادن ناحیه ی محاسباتی،

¹ Cell-centered grid

² Multi block technique

³ SIMPLEC

⁴ Realizable

⁵ Permeability

جدول 1 مشخصات حالت های بررسی شده

شماره ی حالت	نام حالت	مشخصات
1	حفره ی کانسول	زاویه ی 35° (قطر 5 میلی متر در ورودی و 1 میلی متر در خروجی)
2	خنک کاری برخوردی	14 حفره با قطر 5 میلی متر
3	حفره ی استوانه ای	قطر 1 میلی متر و زاویه ی 35°
4	خنک کاری تراوشی	طول 200 میلی متر و ضخامت 1 میلی متر

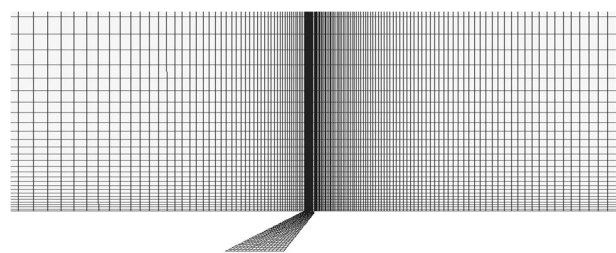


Fig. 2-a- Console grid in 2D view

شکل 2- الف - شبکه ی حفره ی کانسول در نمای دو بعدی

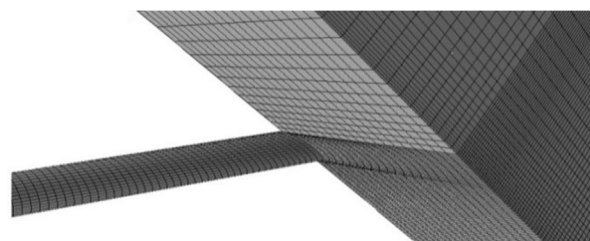


Fig. 2-b- Cylindrical hole grid in 3D view

شکل 2- ب - شبکه ی حفره ی استوانه ای در نمای سه بعدی

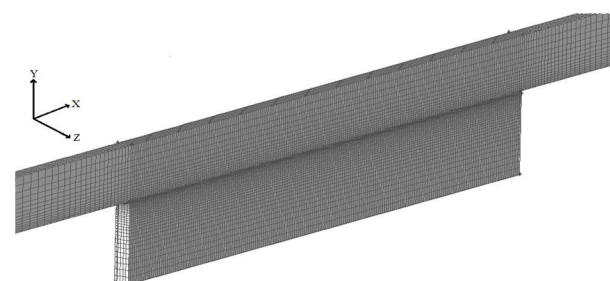


Fig. 2-c- Transpiration cooling grid in 3D view

شکل 2- ج - شبکه ی روش خنک کاری تراوشی در نمای سه بعدی

Fig. 2 The samples of studied grids

شکل 2 نمونه ای از شبکه های بررسی شده

3-6- بررسی استقلال از شبکه

برای بررسی استقلال از شبکه، حالت کانسول برای 4 نوع شبکه ی مختلف مورد بررسی قرار گرفته و مشخصات شبکه های بررسی شده در جدول 2 آورده شده اند. همان طور که در شکل 3 مشاهده می شود، راندمان خنک کاری شبکه ی 1 اختلاف زیادی با سه شبکه ی دیگر دارد و اختلاف جواب آن از داده های تجربی نیز بسیار زیاد است. با افزایش تعداد گره ها (شبکه های 2، 3 و 4)، داده ها بسیار به هم نزدیک شده و دارای اختلاف بسیار کمی هستند. به طوری که شبکه ی 4 (شبکه ی خیلی ریز) در جدول 2 دارای اختلاف 0.7% با شبکه ی متوسط (شبکه ی 2) است. در نتیجه می توان شبکه ی متوسط

جدول 2 مشخصات شبکه های بررسی شده

شماره ی شبکه	شبکه ی مورد محاسبه
1	$300 \times 60 \times 10$
2	$355 \times 80 \times 10$
3	$380 \times 80 \times 15$
4	$455 \times 100 \times 35$

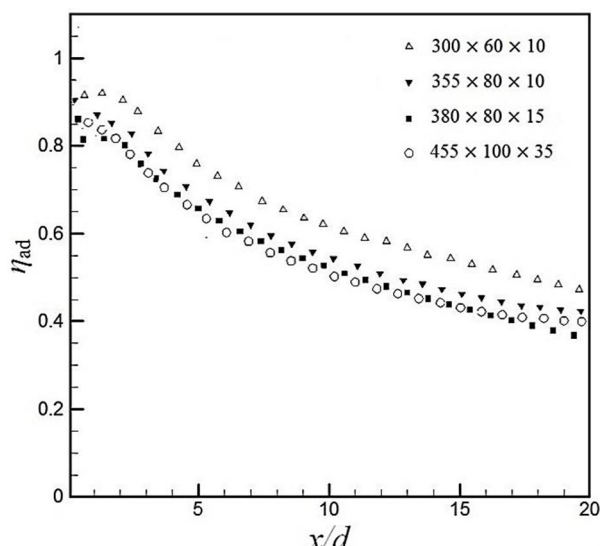


Fig. 3 Studying of the mesh independency

شکل 3 بررسی استقلال از شبکه

(شبکه ی 2) را به عنوان شبکه ی اصلی در نظر گرفت.

7- بحث و بررسی نتایج

7-1- اعتبارسنجی

برای بررسی اعتبارسنجی، داده های راندمان خنک کاری به دست آمده در حالت خنک کاری لایه ای با داده های تجربی موجود مقایسه شده اند. نوع حفره ی مورد بررسی برای اعتبارسنجی، حفره ی کانسول می باشد که با داده های تجربی و عددی یائو [10] در نسبت دمش 1 ($M=1$) مورد مقایسه قرار گرفته و در شکل 4 نشان داده شده است. همان طور که ملاحظه می شود، داده ی عددی به دست آمده در مطالعه ی کنونی، دقت بالایی داشته و اختلاف بسیار کمی نسبت به داده های تجربی نشان داده است. این اختلاف از داده های عددی به دست آمده توسط یائو نیز کمتر است و این امر دقت بالای محاسبات انجام شده ی کنونی را نشان می دهد.

7-2- نتایج راندمان خنک کاری آدیاباتیک

شکل 5 نمودارهای راندمان آدیاباتیک خنک کاری خط مرکزی را برای حالت های 1 تا 4 و برای سیال هوا به عنوان سیال خنک کننده ($DR=1$)، درصد آشفستگی 2% و نسبت دمش های مختلف 0.5، 0.95 و 1.5 نشان می دهد. همان طور که مشاهده می شود، با افزایش نسبت دمش، راندمان آدیاباتیک مدل های بررسی شده افزایش می یابد. در نسبت دمش $M=0.5$ ، از $X=0$ میلی متر تا $X=75$ میلی متر، راندمان کانسول (حالت 1) بیشترین مقدار را دارا می باشد. ولی با افزایش طول، راندمان حالت 4 افزایش می یابد و راندمان ماکزیمم را به خودش اختصاص می دهد. در بازه ی $X=0$ میلی متر تا $X=30$ میلی متر، راندمان حالت 3 نیز از مدل خنک کاری تراوشی (حالت 4)

راندمان مدل خنک کاری برخوردی یا همان حالت 2 در $M=0.5$ و $M=0.95$ دارای مقدار یکسانی است، ولی در $M=1.5$ راندمان آن افزایش یافته است. نکته ی دیگری که در مورد حالت 2 می توان به آن اشاره کرد این است که راندمان این مدل خنک کاری در بازه ی انتهایی صفحه از حالت های 1 و 3 بیشتر می شود. در $M=0.5$ ، برای $X=0$ میلی متر تا $X=28$ میلی متر، راندمان حالت 3 (خنک کاری با حفره ی استوانه ای) بیشترین راندمان را به خود اختصاص داده است. در حالی که بعد از $X=28$ میلی متر تا انتها، حالت 4 یا خنک کاری تراوشی بیشترین راندمان را دارا می باشد. این اتفاق در نسبت دمش های 0.95 و 1.5 نیز مشاهده می شود، با این تفاوت که بازه ی X یا همان طول صفحه ی خنک کاری شده، در حالت خنک کاری تراوشی افزایش یافته و در $M=0.95$ به بازه ی $X=22$ میلی متر تا انتهای صفحه و در $M=1.5$ ، به بازه ی $X=15$ میلی متر تا انتهای صفحه بیشترین راندمان را دارا می باشد. در نتیجه با افزایش نسبت چگالی نیز می توان راندمان خنک کاری و از جمله راندمان حالت خنک کاری تراوشی که دارای بهترین عملکرد می باشد را افزایش داد. کانتورهای راندمان نیز برای مقایسه ی دو حالت 1 و 4 که راندمان بالاتری را نسبت به حالت های دیگر دارند، مورد بررسی قرار گرفته اند. این کانتورها دید بهتری را از عملکرد خنک کاری برای حالت های بررسی شده نشان می دهند.

در شکل های 7 و 8 کانتورهای راندمان برای حالت 1 (کانسول) و در شکل های 9 و 10، کانتورهای راندمان برای حالت 4 (خنک کاری تراوشی) در دو نسبت چگالی 1 و 1.53 و برای نسبت دمش های 0.5، 0.95 و 1.5 مقایسه شده اند. همان طور که در این شکل ها مشاهده می شود، عمق نفوذ حالت 1 بسیار بیشتر از حالت 4 است و بیشتر در معرض هوای گرم قرار می گیرد که این به معنای بالاتر بودن راندمان حالت 4 نسبت به حالت 1 می باشد. نکته ی دیگری که در این شکل ها مشاهده می شود، چگونگی توزیع راندمان خنک کاری روی سطح است. همان طور که ملاحظه می شود، راندمان خنک کاری در حالت 1 با افزایش طول صفحه و با دور شدن از محل حفره، به صورت تدریجی کاهش می یابد. اما در حالت 4، توزیع راندمان خنک کاری روی سطح به طور یکنواخت است. در این حالت، سطح با راندمان بالا و به صورت یکپارچه پوشش داده شده و نمایانگر بهتر بودن حالت 4 (خنک کاری تراوشی) نسبت به حالت 1 است.

3-7- کانتورهای دمایی

کانتورهای دمایی برای حالت 4 (خنک کاری تراوشی) که دارای بهترین راندمان (تقریباً در کل بازه ی مورد بررسی) می باشد، برای نسبت دمش های 0.5، 0.95، 1.5 و نسبت چگالی های 1 و 1.53 در شکل 11 نشان داده شده است. بازه ی 0 تا 200 میلی متر که رنگ تیره تر دارد، ناحیه ی دیواره ی متخلخل است که در راستای محور Z نشان داده شده است. لایه ی روشن تر، ادامه ی دیواره ی خارجی می باشد. همان طور که در شکل (11- الف) دیده می شود، با افزایش M ، دیواره ی متخلخل سردتر شده (دارای رنگ تیره تر) و نفوذ سیال به خارج از دیواره ی متخلخل و توزیع آن روی سطح باعث خنک شدن طول زیادی از دیواره ی خارجی نیز شده است. با افزایش DR (شکل 11- ب)، طول بیشتری از دیواره ی متخلخل دارای سردترین دماست و این به معنای راندمان خنک کاری بالاتر است. اما همان طور که مشاهده می شود، دیواره ی خارجی دمایی بالاتری نسبت به نسبت چگالی 1 ($DR=1$) دارد. این بدان علت است که با افزایش نسبت چگالی، سیال سنگین تر شده و سخت تر از دیواره ی متخلخل عبور می کند. در این حالت سیال داخل

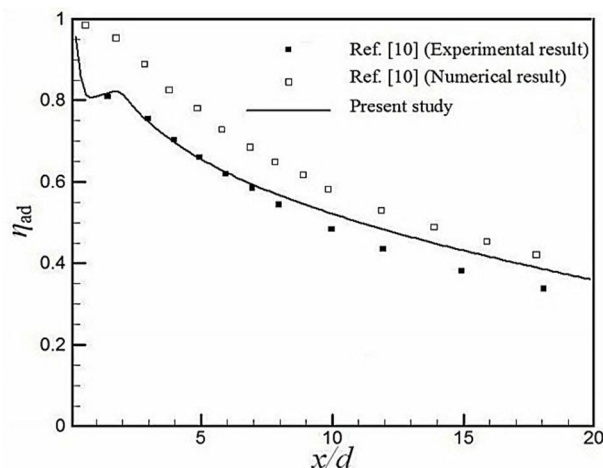


Fig. 4 The comparison of adiabatic film cooling effectiveness of experimental ($M=0.95$) and numerical ($M=1$) results of Yao[10] with present study ($M=0.95$) in direction of x/d

شکل 4 مقایسه ی راندمان آدیاباتیک داده ی تجربی (در $M=0.95$) و عددی یانو (در $M=1$) [10] با داده های مطالعه ی حاضر (در $M=0.95$) و در راستای طول سطح تقسیم بر قطر حفره

بیشتر است. این بدان معنی است که در صورتی که طول خاصی از سطح جسم برای خنک کاری مدنظر باشد، می توان حالت مناسب آن را انتخاب کرد. با افزایش مقدار نسبت دمش از 0.5 به 0.95 (شکل 5- ب)، راندمان حالت 4 بازه ی بیشتری را پوشش داده و در نسبت دمش 1.5 (شکل 5- ج)، تقریباً در کل بازه ی 200 میلی متر، بهترین راندمان را دارد (به جز 13 میلی متر ابتدایی). این راندمان خنک کاری بالا و تقریباً یکنواخت روی سطح به طراحان این اجازه را می دهد تا بتوانند دمای ورودی به توربین ها و در نتیجه راندمان کلی آن را افزایش دهند. وجود این راندمان بالا به علت این است که در حالت خنک کاری تراوشی، کل سطح را دیواره ی متخلخل تشکیل می دهد و سیال خنک کل این سطح را پوشش می دهد. ولی در حالت های 1 و 3 (حفره ی استوانه ای و کانسول)، سیال با خروج از یک حفره مستقیماً وارد سیال داغ شده و در کل طول سطح، همین سیال با سیال داغ در تماس است و دمای آن افزایش و راندمان آن کاهش می یابد. حالت 2 در بازه ی $X=70$ میلی متر تا $X=200$ میلی متر، راندمان بالاتری را نسبت به حالت 3 یا همان حفره ی استوانه ای دارد (البته این بازه در $M=0.95$ به $X=90$ میلی متر تا $X=200$ میلی متر تغییر می یابد).

شکل 6 نمودارهای راندمان آدیاباتیک خنک کاری خط مرکزی، برای حالت های 1 تا 4 و برای سیال دی اکسید کربن به عنوان سیال خنک کننده ($DR=1.53$)، درصد آشفستگی 2% و نسبت دمش های مختلف 0.5، 0.95 و 1.5 نشان می دهد.

با افزایش DR از مقدار 1 به 1.53، راندمان حالت های خنک کاری بررسی شده به جز حالت 1 (کانسول) افزایش یافته است. نکته ای که باید توجه داشت این است که در این DR و در بازه ی 0 تا 20 میلی متر، راندمان حالت استوانه ای و کانسول (حالت 1 و 3) کاهش می یابد و این امر بدین دلیل است که سیال سرد با چگالی بیشتری است و مقدار بیشتری در سیال گرم یا همان جریان اصلی نفوذ پیدا می کند و بازه ی ابتدایی سطح را به خوبی پوشش نمی دهد. از این بازه به بعد (20 تا 200 میلی متر)، راندمان حالت 3 به طور معمول و با افزایش نسبت چگالی افزایش می یابد. ولی راندمان حالت 1 کاهش می یابد. زیرا عمق نفوذ سیال خنک کننده در حالت 1 بیشتر از حالت 3 است و بیشتر در معرض جریان سیال گرم قرار می گیرد.

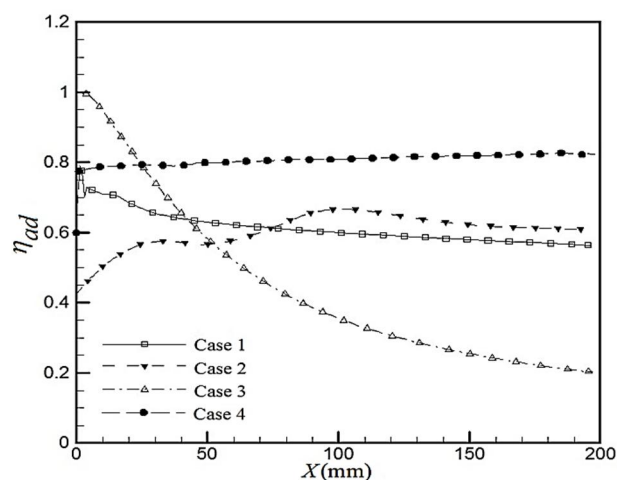


Fig. 6-a- $M=0.5$

شکل 6- الف - $M=0.5$

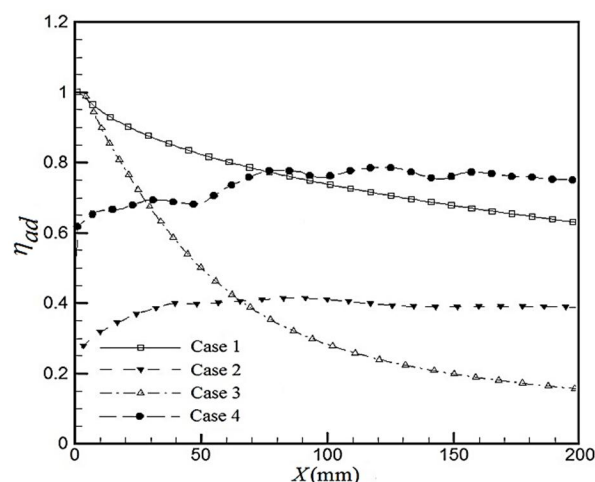


Fig. 5-a- $M=0.5$

شکل 5- الف - $M=0.5$

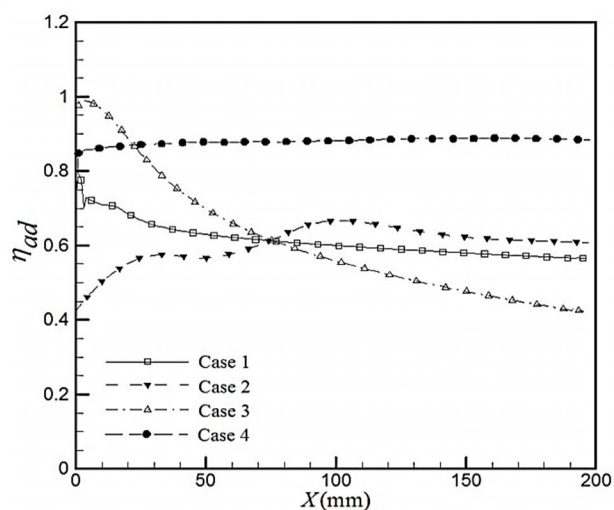


Fig. 6-b- $M=0.95$

شکل 6- ب - $M=0.95$

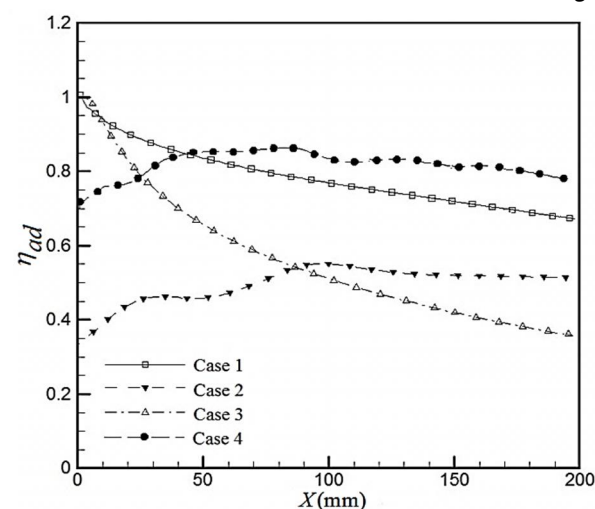


Fig. 5-b- $M=0.95$

شکل 5- ب - $M=0.95$

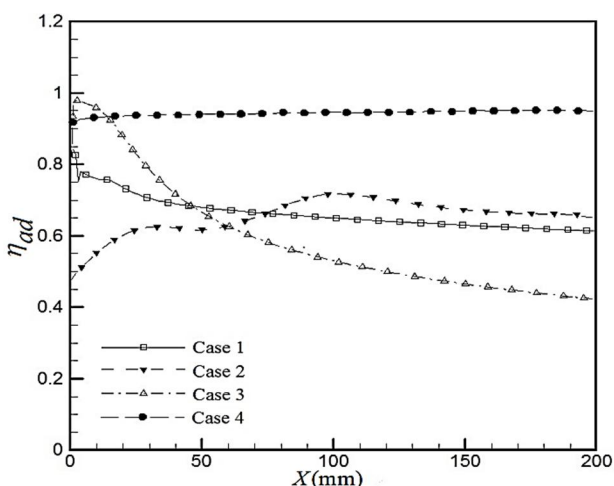


Fig. 6-c- $M=1.5$

شکل 6- ج - $M=1.5$

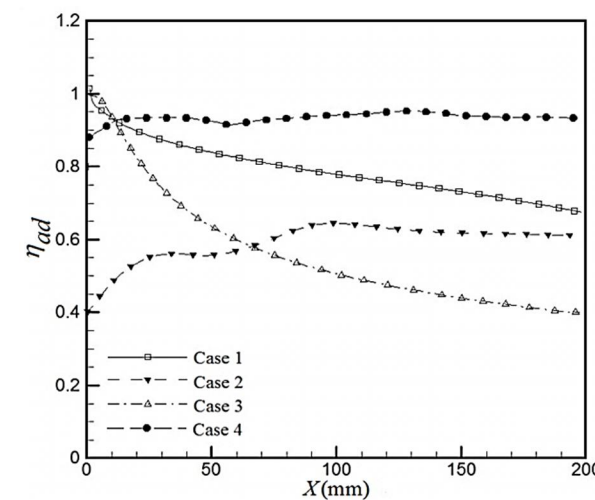


Fig. 5-c- $M=1.5$

شکل 5- ج - $M=1.5$

Fig. 6 Centerline adiabatic film cooling effectiveness of cases studied in $M=0.5, 0.95$ and 1.5 and $DR=1.53$

شکل 6 راندمان آدیاباتیک خط مرکزی حالت های بررسی شده در نسبت دمش های $0.5, 0.95, 1.5$ و نسبت چگالی 1.53

Fig. 5 Centerline adiabatic film cooling effectiveness of cases studied in $M=0.5, 0.95$ and 1.5 and $DR=1$

شکل 5 راندمان آدیاباتیک خط مرکزی حالت های بررسی شده در نسبت دمش های $0.5, 0.95, 1.5$ و نسبت چگالی 1

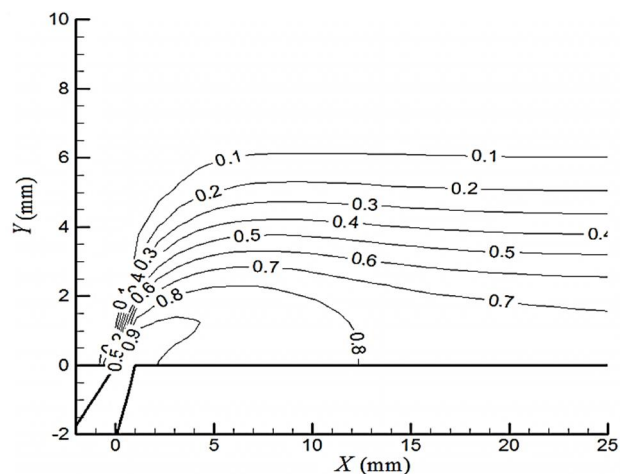


Fig. 8-a- $M=0.5$

شکل 8- الف - $M=0.5$

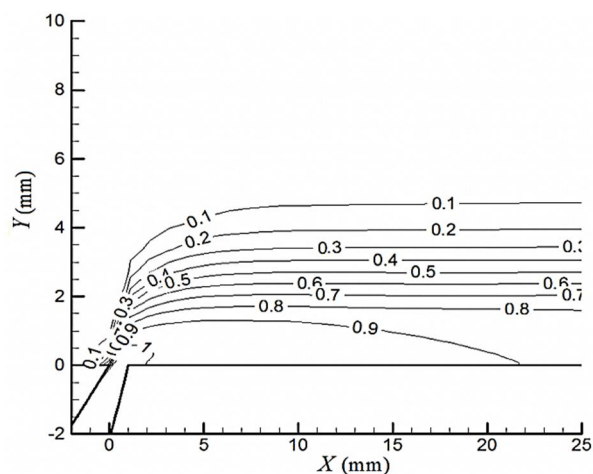


Fig. 7-a- $M=0.5$

شکل 7- الف - $M=0.5$

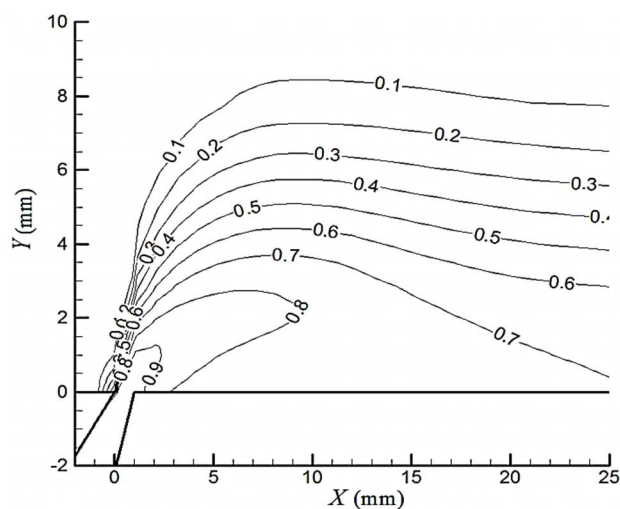


Fig. 8-b- $M=0.95$

شکل 8- ب - $M=0.95$

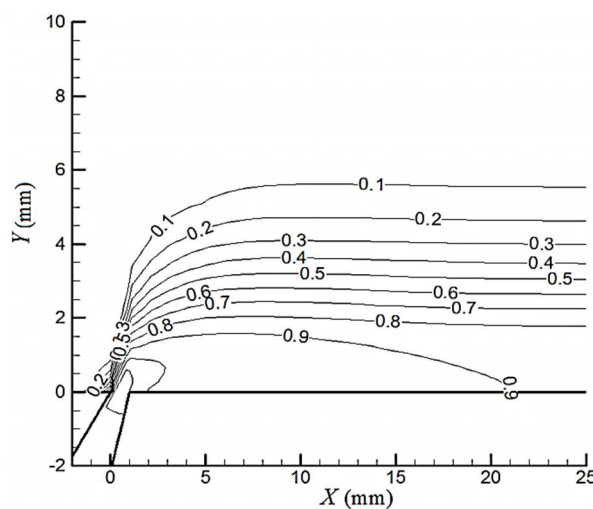


Fig. 7-b- $M=0.95$

شکل 7- ب - $M=0.95$

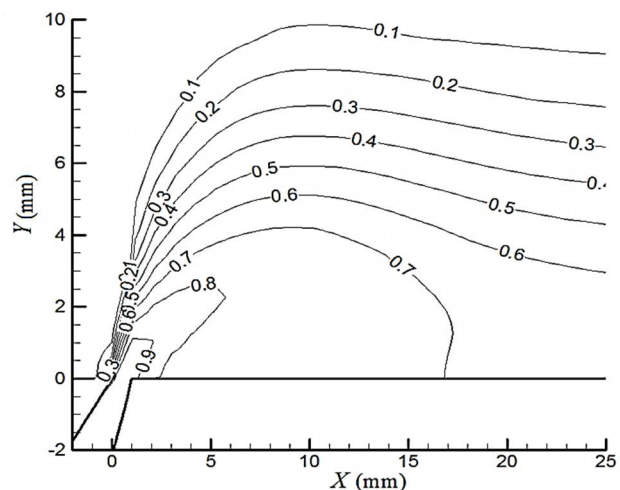


Fig. 8-c- $M=1.5$

شکل 8- ج - $M=1.5$

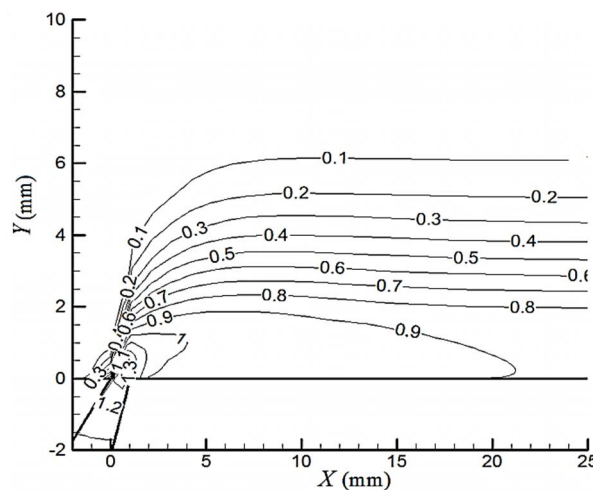


Fig. 7-c- $M=1.5$

شکل 7- ج - $M=1.5$

Fig. 8 Centerline adiabatic film cooling effectiveness for case 1 in $M=0.5, 0.95, 1.5$ and $DR=1.53$

شکل 8 کانتهورهای راندمان آدیاباتیک خط مرکزی خنک کاری لایه ای حالت 1 در نسبت دمش های 0.5، 0.95، 1.5 و نسبت چگالی 1.53

Fig. 7 Centerline adiabatic film cooling effectiveness for case 1 in $M=0.5, 0.95, 1.5$ and $DR=1$

شکل 7 کانتهورهای راندمان آدیاباتیک خط مرکزی خنک کاری لایه ای حالت 1 در نسبت دمش های 0.5، 0.95، 1.5 و نسبت چگالی 1

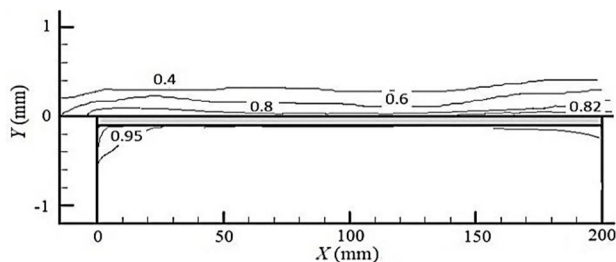


Fig. 10-a- $M=0.5$

شکل 10- الف - $M=0.5$

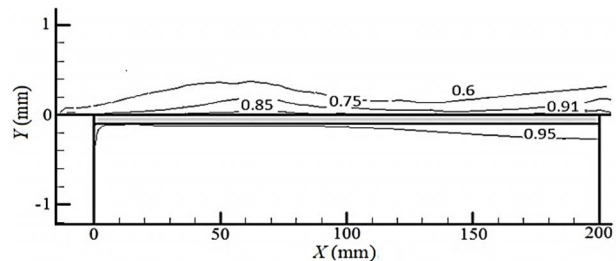


Fig. 10-b- $M=0.95$

شکل 10- ب - $M=0.95$

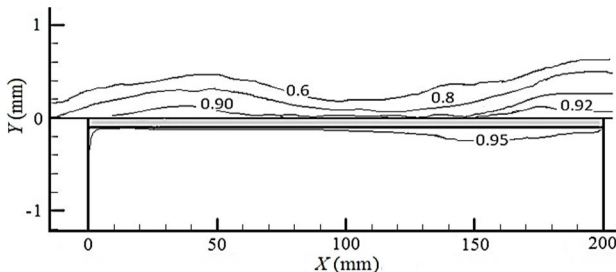


Fig. 10-c- $M=1.5$

شکل 10- ج - $M=1.5$

Fig. 10 Centerline adiabatic cooling effectiveness for case 4 in $M=0.5$, 0.95, 1.5 and $DR=1.53$

شکل 10 کانتورهای راندمان خنک کاری آدیاباتیک خط مرکزی حالت 4 در نسبت دمش های 0.5، 0.95، 1.5 و نسبت چگالی 1.53

راندمان برخوردار خواهد بود.

- تزریق دی اکسید کربن به عنوان سیال خنک کننده: با تزریق دی اکسید کربن (افزایش نسبت چگالی) راندمان مدل های خنک کاری (به جز مدل اول) افزایش می یابد. در این حالت، راندمان حفره ای استوانه ای (حالت 3) در نزدیکی حفره و در نسبت دمش های پایین بیشتر از حالت های دیگر است. اما در بقیه طول صفحه باز هم بیشترین مقدار راندمان به روش خنک کاری تراوشی (مدل 4) تعلق دارد. در این حالت نیز با افزایش نسبت دمش، روش خنک کاری تراوشی در کل طول صفحه بالاترین راندمان را به خود اختصاص می دهد.
- با افزایش دمای ورودی به توربین ها و نیاز به افزایش راندمان آن ها، نیاز به سیستمی با راندمان خنک کاری بالاتری در صنایع ساخت توربین ها احساس می شود و مطالعات گذشته قادر به ارضای این امر نیستند. روش خنک کاری تراوشی ارائه شده به دلیل این که دارای راندمان خنک کاری بسیار بالایی است و سطح را به طور متوازن و یکپارچه خنک می کند، می تواند در خنک کاری پره های توربین های گازی بسیار موثر و کارآمد باشد و باعث ارتقای این سیستم ها گردد. البته برای اجرای این نوع خنک کاری در توربین ها، نیاز به بررسی های متعددی است تا اطمینان از انجام این روش حاصل گردد.

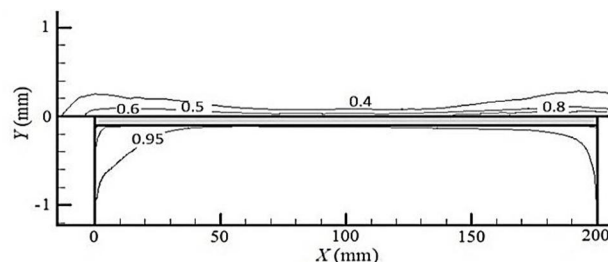


Fig. 9-a- $M=0.5$

شکل 9- الف - $M=0.5$

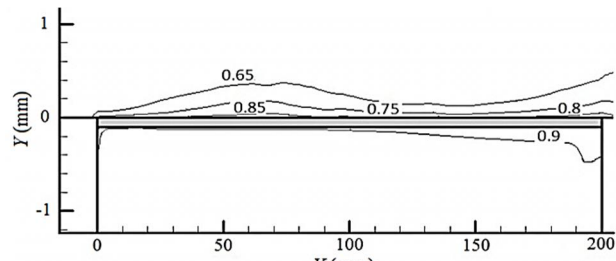


Fig. 9-b- $M=0.95$

شکل 9- ب - $M=0.95$

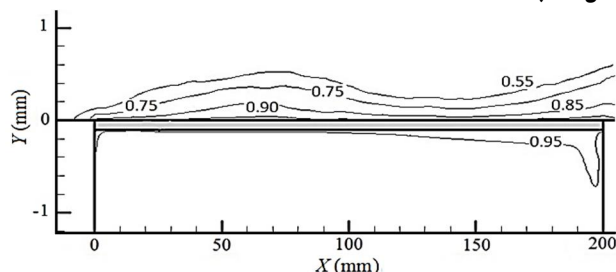


Fig. 9-c- $M=1.5$

شکل 9- ج - $M=1.5$

Fig. 9 Centerline adiabatic cooling effectiveness for case 4 in $M=0.5$, 0.95, 1.5 and $DR=1$

شکل 9 کانتورهای راندمان خنک کاری آدیاباتیک خط مرکزی حالت 4 در نسبت دمش های 0.5، 0.95، 1.5 و نسبت چگالی 1

دیواره ای متخلخل به دام افتاده و مقدار کمتری از آن وارد ناحیه ی خارجی می شود.

8- نتیجه گیری

در مطالعه ی حاضر، بررسی عددی روش های مختلف خنک کاری پره های توربین گاز به صورت سه بعدی و با روش حجم محدود، روی صفحه تخت انجام شده است. 4 حالت مختلف خنک کاری با یکدیگر مقایسه شده اند. نتایج بدست آمده از حالت خنک کاری لایه ای با داده های تجربی مقایسه شده است. تاثیر نسبت دمش و نسبت چگالی (تزریق هوا یا دی اکسید کربن به عنوان سیال خنک کننده) روی راندمان خنک کاری برای همه ی مدل ها بررسی شده است. نتایج به دست آمده به شرح زیر می باشند:

- تزریق هوا به عنوان سیال خنک کننده: با افزایش نسبت دمش، راندمان آدیاباتیک حالت های بررسی شده افزایش می یابد. در نسبت دمش $M=0.5$ ، در بازه ی ابتدایی و نزدیک به حفره، راندمان مدل کانسول (حالت 1) بیشترین مقدار را دارا می باشد. این درحالی است که در مابقی طول صفحه، مدل خنک کاری تراوشی دارای بهترین راندمان می شود. با افزایش نسبت دمش، راندمان روش خنک کاری تراوشی در کل بازه ی مورد بررسی از بالاترین

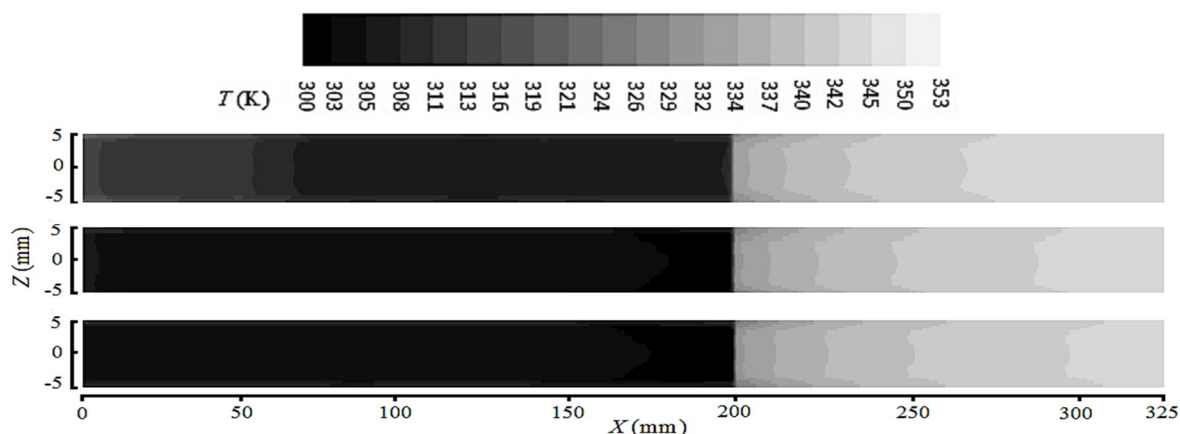


Fig. 11-a- DR=1

شکل 11- الف - DR=1

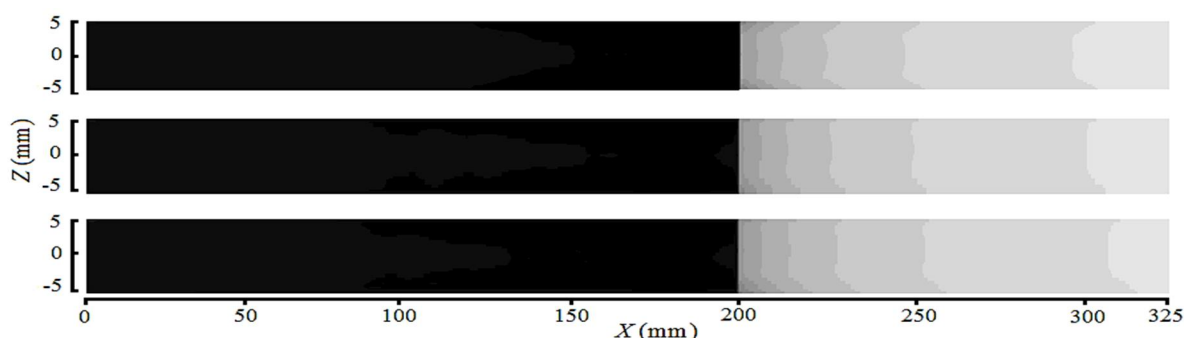


Fig. 11-b- DR=1.53

شکل 11- ب - DR=1.53

Fig. 11 Temperature contours for case 4 in $M=0.5, 0.95, 1.5$ and $DR=1$ and 1.53

شکل 11 کانتورهای دمایی برای حالت 4 برای نسبت دمش های 0.5، 0.95، 1.5 و نسبت چگالی های 1 و 1.53

9- فهرست علائم		علائم یونانی	
b	قابلیت نفوذ (بر حسب درصد)	X	طول سطح (mm)
B	ضریب ثابت	Y	ارتفاع (mm)
C و C_1 و C_2 و C_μ	ثوابت	Γ_u	ضریب پخش مومنوم ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)
C_p	ضریب فشار	Γ_h	ضریب پخش گرمایی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)
d	قطر حفره (mm)	ε	نرخ اتلاف انرژی جنبشی آشفتگی (m^2s^{-3})
d_p	قطر موثر ذرات (μm)	η	راندمان خنک کاری
DR	نسبت چگالی	λ_d	هدایت گرمایی مازاد ($\text{Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$)
F	ضریب اینرسی	λ_m	هدایت گرمایی موثر ($\text{Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$)
h	آنتالپی	λ_s	هدایت گرمایی جسم جامد ($\text{Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$)
k	انرژی جنبشی آشفتگی (m^2s^{-2})	μ	لزجت مولکولی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)
L	نفوذپذیری	μ_t	لزجت آشفتگی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)
M	نسبت دمش	ν	ویسکوزیته سینماتیکی (m^2s^{-1})
P	فشار ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)	ρ	چگالی (kgm^{-3})
Pr	عدد پرانتل	σ_h	عدد پرانتل آشفتگی
Re	عدد رینولدز	زیر نویس ها	
S و S_{ij}	ضریب ثابت	ad	آدیاباتیک
T	دما (K)	aw	دیواره ی آدیاباتیک
U_i and U_j	مولفه های سرعت در راستای x و y (ms^{-1})	c	سیال خنک کننده
V	سرعت (ms^{-1})		

10- مراجع

- [10] Y. Yao, J. Zhang, Investigation on film cooling characteristics from a row of converging slot-holes on flat plate, *Science China Technological Sciences*, Vol. 54, No. 7, pp. 1793-1800, 2011.
- [11] T. Wang, S. Chintalapati, R.S. Bunker, CP. Lee, Jet mixing in a slot, *Experimental Thermal Fluid Science*, Vol. 22, No. 1, pp. 1-17, 2000.
- [12] Y. Lu, H. Nasir, S. V. Ekkad, Film cooling from a row of holes embedded in transverse slots, *ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers*, Vol. 3, No. GT2005-68598, pp. 585-92, 2005.
- [13] C. Liu, J. Liu, H. Zhu, A. Wu, Y. He, Z. Zhou, Film cooling sensitivity of laidback fanshape holes to variations in exit configuration and mainstream turbulence intensity, *HEAT MASS Transfer*, Vol. 89, No. 1, pp. 1141-1154, 2015.
- [14] D. Lakehal, G. Theodoridis, W. Rodi, Three-dimensional flow and heat transfer calculations of film cooling at the leading edge of a symmetrical turbine blade model, *International journal of heat and fluid flow*, Vol. 22, No. 2, pp. 113-122, 2001.
- [15] M. Silieti, E. Divo, A. J. Kassab, The effect of conjugate heat transfer on film cooling effectiveness, *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, Vol. 56, No. 5, pp. 335-350, 2010.
- [16] S. Ergun, Fluid flow through packed columns, *Chemical Engineering Progress*, Vol. 48, No. 2, pp. 89-94, 1952.
- [17] ANSYS user's guide and reference guide, *The ANSYS Inc.*, 2009. <http://www.ansys.com>.
- [18] M. Kazemi Kelishami, & E. Lakzian, Optimization of the blowing ratio for film cooling on a flat plate, *International journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, Vol. 26 (in press), 2016.
- [19] S. Majumdar, W. Rodi, J. Zhu, Three-dimensional finite-volume method for incompressible flows with complex boundaries, *Journal of fluids engineering*, Vol. 114, No. 4, pp. 496-503, 1992.
- [20] C. Rhie, W. Chow, Numerical study of the turbulent flow past an airfoil with trailing edge separation, *AIAA journal*, Vol. 21, No. 11, pp. 1525-1532, 1983.
- [21] J. Van Doormaal, G. Raithby, Enhancements of the SIMPLE method for predicting incompressible fluid flows, *Numerical heat transfer*, Vol. 7, No. 2, pp. 147-163, 1984.
- [1] E. Eckert, Gas-to-gas film cooling, *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, Vol. 19, No. 3, pp. 1091-1101, 1970.
- [2] J. Ahn, I. S. Jung, J. S. Lee, Film cooling from two rows of holes with opposite orientation angles: injectant behavior and adiabatic film cooling effectiveness, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 24, No. 1, pp. 91-99, 2003.
- [3] C. Forth, P. Loftus, T. Jones, The effect of density ratio on the film-cooling of a flat plate, *In AGARD Heat Transfer and Cooling in Gas Turbines 12 p* (SEE N86-29823 21-07), Vol. 1, No. 1, 1985.
- [4] L. M. Wright, S. T. McClain, M. D. Clemenson, Effect of density ratio on flat plate film cooling with shaped holes using PSP, *Journal of turbomachinery*, Vol. 133, No. 4, pp. 041011, 2011.
- [5] B. Johnson, W. Tian, K. Zhang, H. Hu, An experimental study of density ratio effects on the film cooling injection from discrete holes by using PIV and PSP techniques, *International Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 76, No. 1, pp. 337-349, 2014.
- [6] R. Goldstein, E. Eckert, F. Burggraf, Effects of hole geometry and density on three-dimensional film cooling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 17, No. 5, pp. 595-607, 1974.
- [7] H. Kanani, M. Shams, R. Ebrahimi, T. Ahmadian, Numerical simulation of film cooling effectiveness on a flat plate, *International journal for numerical methods in fluids*, Vol. 56, No. 8, pp. 1329-1336, 2008.
- [8] J. Dittmar, A. Schulz, S. Wittig, Assessment of various film cooling configurations including shaped and compound angle holes based on large scale experiments, *Proceeding of American Society of Mechanical Engineers, Power for Land, Sea, and Air*, Netherlands, June 3-6, 2002.
- [9] MG. Ghorab, IG. Hassan, T. Lucas, An experimental investigation of film cooling performance of louver scheme, *International Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 54, No. 7, pp. 1387-1399, 2011.