مجله مهندسی مکانیک مدرس، مهر 1395، دوره 16، شماره 7، ص‌ص 200-206

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

بررسی عددی تأثیر زبری پره و کانال‌های خنک‌کاری بر توزیع دمای پره توربین گاز

محمود بنی‌اسدی‌پور[1]، محمدرضا علیگودرز[2*]

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران

* تهران، صندوق‌پستی 136-016785، maligoodarz@srttu.edu

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 19 اردیبهشت 1395

پذیرش: 22 خرداد 1395

ارائه در سایت: 29 تیر 1395

کلید واژگان:

انتقال حرارت

توربین گاز

زبری پره

کانال خنک‌کاری

چکیده

زبری سطح خارجی پره‌ها و سطح کانال‌های خنک‌کاری یکی از مواردی است که بر توزیع دمای پره تأثیر قابل توجهی دارد. با افزایش زبری، اغتشاش زیرلایه‌های جریان بیشتر شده و انتقال حرارت افزایش می‌یابد. در این تحقیق پره توربین C3X که با 10 کانال خنک‌کاری می‌شود با استفاده از نرم‌افزار انسیس-سی اف ایکس و مدل آشفتگی اس.اس.تی. به صورت سه‌بعدی شبیه‌سازی شده و تأثیر زبری سطح خارجی و سطح داخلی کانال‌های خنک‌کاری بر توزیع دما، بررسی شده است. نتایج مطالعه نشان دادند در سمت خارجی پره که حرارت از سیال داغ به پره توربین منتقل می‌شود، افزایش زبری تا زمانی که سطح نیمه زبر باشد ($Re_{ks} < 70$) تأثیر چندانی بر توزیع دمای سطح ندارد، اما افزایش بیش از این مقدار حدود 8% به میزان دمای سطح می‌افزاید. بنابراین باید توجه شود که سطح خارجی پره همواره در ناحیه نیمه زبر قرار داشته باشد. در سطح داخلی کانال‌های خنک‌کاری حرارت از پره به سیال خنک کن منتقل می‌شود، لذا برخلاف سطح خارجی، زبری سطح کانال‌ها به فرآیند خنک‌کاری کمک کرده و افزایش آن به میزان ناچیز (ناحیه نیمه زبر) در کاهش دمای سطح پره مؤثر است (حدود 8%) و سبب بهبود ضریب عملکرد هیرولیکی-حرارتی کانال‌ها تا حدود 2.5 برابر می‌شود.

Numerical analysis of vane and cooling channels roughness effect on temperature distribution of gas turbine vane

Mahmood Baniasadipoor, Mohammad Reza Aligoodarz*

Department of Mechanical Engineering, Shahid Rajaei Teacher Training University, Tehran, Iran
* P.O.B. 016785-136, Tehran, Iran, maligoodarz@srttu.edu

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 08 May 2016
Accepted 11 June 2016
Available Online 20 July 2016

Keywords:
Heat Transfer
Gas Turbine
Blade Roughness
Cooling Channel

ABSTRACT

Roughness of vanes' outer surface and that of cooling channels' inner surface have considerable impact on temperature distribution. Using a rougher surface leads to increased turbulence in near-surface flows and increases the rate of heat transfer. In this study, vane of a C3X turbine cooled via 10 cooling channels was simulated -three-dimensionally- by ANSYS-CFX software based on SST turbulence model, and then the effects of roughness of said surfaces were examined. The results showed that increasing the roughness of the blade's outer surface, which absorbs the heat of the hot fluid, to values below the threshold of fully rough regime ($Re_{ks} < 70$) makes no significant impact on vane's surface temperature distribution; but increasing the roughness to values higher than this threshold leads to 8% increase in surface temperature. This indicates that outer surface of the blade should always exhibit a transitionally rough regime. Contrary to the outer surface, increasing the roughness of cooling channels' inner surface, which transfers the heat to the cooling fluid, has been found to be the very beneficial, as even a slight increase in the roughness of this surface (within the domain of transitionally rough) decreases the blade's surface temperature by up to 8%, and improves the hydraulic-thermal performance factor by about 250%.

1- مقدمه

زبری سطح خارجی و همچنین سطح کانال‌های خنک کاری پره‌های توربین تحت تأثیر عوامل مختلفی است. شیوه‌ی ساخت، نحوه ماشین کاری و پرداخت سطوح، شرایط عملکرد، کیفیت احتراق، نوع سوخت و شرایط هوای ورودی به موتور از جمله این عوامل‌اند. با گذشت زمان و تحت تأثیر این عوامل، سایش و خوردگی ایجاد شده در این نواحی باعث افزایش زبری سطح می‌گردد. زبری سطح خارجی پره سبب افزایش اصطکاک جریان و کاهش بازده طبقه توربین می‌شود [1]. علاوه بر آن با افزایش اختلاط لایه‌های جریان، ضریب انتقال حرارت نیز افزایش یافته و دمای سطح بالا می‌رود. افزایش دمای سطح تأثیر مستقیم بر طول عمر پره توربین دارد و باعث کاهش طول عمر پره می‌گردد و از طرفی هزینه‌های تعمیرات و بازرسی‌های دوره‌ایی را افزایش می‌دهد. اما بر عکس زبری سطح خارجی، افزایش زبری در سطح داخلی کانال‌های خنک‌کاری مفید واقع شده و سبب بهبود خنک‌کاری و کاهش دمای سطح پره توربین می‌گردد. لذا بررسی میزان تأثیر زبری

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:
M. Baniasadipoor, M. R. Aligoodarz, Numerical analysis of vane and cooling channels roughness effect on temperature distribution of gas turbine vane, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 7, pp. 200-206, 2016 (in Persian)

سطوح مختلف بر توزیع دمای پره امری ضروری است.

هیلتون و همکاران [2] تحقیق جامعی درباره توزیع انتقال حرارت روی سطح پره انجام دادند. این تحقیق شامل دو بخش آزمایشگاهی و تحلیلی بود و پایه و اساس بسیاری از تحقیقات بعدی قرار گرفت. آن‌ها با انجام آزمایشات تجربی روی دو نوع پره C3X و Mark 2 تأثیر شرایط جریان را بر انتقال حرارت بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که حرارت منتقل شده به سطح با افزایش عدد رینولدز خروجی و افزایش شدت آشفتگی جریان ورودی افزایش می‌یابد. در بخش دوم کار هیلتون یک مدل تئوری برای شبیه‌سازی پره توربین با استفاده از روش انتقال حرارت ترکیبی ارائه داد و پره‌های C3X و Mark 2 را با استفاده از آن بصورت دوبعدی شبیه‌سازی کرد.

جیانگ لئو و همکاران [3] در سال 2007 با مقایسه سه مدل آشفتگی k-ε ، v2f و QKA در شرایط عملکردی مختلف پره توربین C3X گزارش کردند که مدل v2f دقیق ترین جواب را نسبت به دو مدل دیگر ارائه می‌دهد.

به‌دلیل اهمیت موضوع تاکنون محققان زیادی برای پیش‌بینی دقیق توزیع دمای سطح پره توربین تلاش کرده‌اند، به‌طور مثال الرغاب و همکاران [4] در سال 2015 با استفاده از بسته نرم‌افزاری سی-اف-ایکس[1] و به کارگیری مدل آشفتگی اس.اس.تی.[2] توانستند توزیع دمای سطح پره را با اختلاف کمتر از 3% پیش‌بینی کنند.

در زمینه زبری سطح نیز مطالعات فراوانی انجام شده است. تیلور [5] در سال 1989 مقدار زبری سطح دو نوع پره توربین متفاوت را اندازه‌گیری کرد. او مشاهده کرد که جذر میانگین مربعات ارتفاع زبری بیش از 300 میکرومتر و بیشترین ارتفاع قله تا دره برابر 73 میکرومتر بود. حسنی و همکاران [6] در سال 1990 صفحه تختی را که روی آن المان‌های زبری نیم کروی به‌صورت مصنوعی ایجاد شده بود را مورد مطالعه قرار دادند. آنان با اندازه گیری دما و فشار و بررسی پروفایل سرعت در امتداد صفحه زبر نشان دادند که با افزایش زبری سطح حرارت منتقل شده نیز افزایش می‌یابد.

استریف و همکاران [7] اولین کسانی بودند که المان‌های زبری را به صورت نظام‌مند بررسی کردند و با انجام آزمایش روی پره توربینی که مخروط‌هایی مصنوعی روی آن برای مدل کردن زبری ایجاد شده بود، دریافتند حتی کوچکترین مقدار زبری در گذر جریان آرام به آشفته تأثیر دارد و باعث افزایش انتقال حرارت به سطح پره می‌شود، همچنین اندازه‌گیری‌های آنان نشان داد هر دو عامل ارتفاع و تراکم زبری در افزایش انتقال حرارت تأثیر دارد. در این آزمایش یک نتیجه غیرقابل انتظار مشاهده شد که در ناحیه مکش پره با شتاب زیاد، وقتی که سطح آشفتگی جریان بالا رود، میزان انتقال حرارت کاهش می‌یابد.

تائو بای و همکاران [8] در سال 2014 با شبیه‌سازی جریان پیرامون پره توربین با استفاده از مدل آشفتگی اس.اس.تی. و لحاظ نمودن زبری در معادلات با استفاده از ارتفاع معادل دانه‌های شن[3] به بررسی تأثیر زبری بر رشد لایه مرزی و افت ناشی از آن پرداختند. نتایج حاکی از آن بود که با افزایش زبری، پروفایل سرعت در لایه مرزی بزرگتر شده و افت آیرودینامیکی و ضریب افت فشار کل افزایش می‌یابد، به خصوص این تأثیرات در جریان‌های با رینولدزهای بالا بهتر نمایان بود.

در تمامی تحقیقاتی که پیرامون پره‌های با سطوح زبر انجام شده هیچ اطلاعی از نوع زبری سطح (نیمه زبر یا کاملا زبر) و مقدار عدد رینولدز معادل دانه‌های شن ارائه نشده است و هیچ مقایسه‌ایی بین دمای پره با سطح زبر و سطح نیمه زبر انجام نگرفته است. هیچ یک از محققان پیشین توزیع دمای سطح را مستقیما گزارش نکرده و با استفاده از روابط نیز نمی‌توان آن‌را بدست آورد، بنابراین لازم است پژوهش‌های بیشتری در این زمینه انجام شود که مشخص گردد زبری سطح تا چه میزان بر توزیع دما تأثیر دارد و تا چه حد در طراحی‌ها قابل اهمیت است.

در بحث خنک‌کاری پره نیز توجه به کیفیت سطح کانال‌های خنک‌کاری از اهمیت بالایی برخوردار است، زیرا در اکثر روش‌ها، سیال ابتدا از کانال‌های ایجاد شده درون پره عبور می‌کند و بعد از آن به محل موردنظر برای خنک-کاری رسیده و به شیوه‌های مختلف از دمای پره می‌کاهد. در این مسیر مقدار زیادی از حرارت پره از طریق انتقال حرارت جابجایی با دیواره کانال، جذب سیال خنک‌کن می‌شود. زبری سطح این کانال‌ها همان‌گونه که در ادامه نشان داده می‌شود تأثیر بسیاری در این انتقال حرارت دارد اما تاکنون به آن پرداخته نشده است و میزان تأثیر آن مشخص نیست، لذا در این تحقیق به آن پرداخته شده است.

در این مطالعه شرایط جریان پیرامون پره با استفاده از نرم‌افزار سی- اف- ایکس به‌صورت سه-بعدی شبیه‌سازی شد و نتایج حاصل از آن با داده‌های تجربی موجود مقایسه گردید. در بخش اول سطح خارجی پره، زبر در نظر گرفته شد و برای چهار ارتفاع زبری مختلف، توزیع دمای سطح خارجی پره ارائه گردید. ارتفاع زبری معادل به‌نحوی انتخاب شد که سطوح به لحاظ آیرودینامیکی نیمه زبر یا کاملا زبر باشند. بدین ترتیب توزیع دمای سطوح مختلف با یکدیگر مقایسه شدند و میزان تأثیر ارتفاع زبری بر انتقال حرارت مشخص شد. در بخش دوم تحقیق سطح داخلی کانال‌های خنک‌کاری، زبر در نظر گرفته شد و برای چهار ارتفاع مختلف، توزیع دمای مقطع میانی پره گزارش شد. با مقایسه میانگین ضریب انتقال حرارت جابجایی کانال‌ها، میزان تأثیر زبری بر افزایش انتقال حرارت مشخص گردید. همچنین با محاسبه فشار صفحه ورودی و خروجی کانال‌ها، میزان افت فشار ایجاد شده درون هر کانال در اثر افزایش زبری به‌دست آمد. در آخر با محاسبه ضریب عملکرد هیدرولیکی- حرارتی، افزایش انتقال حرارت در اثر زبری، در برابر افت فشاری که این زبری ایجاد می‌کند، سنجیده شد.

2- حل عددی میدان جریان

2-1- معادلات حاکم

برای شبیه‌سازی جریان آشفته پیرامون پره معادلات پیوستگی، ممنتوم، انرژی و معادله حالت به همراه معادلات مربوط به مدل آشفتگی اس.اس.تی. با استفاده از نرم‌افزار انسیس- سی اف ایکس حل شدند. مدل آشفتگی اس.اس.تی. که توسط منتر [9] بنا نهاده شده جریان نزدیک دیواره را با استفاده از مدل k-ω و جریان دوردست دیواره را با مدل k-ε تبدیل یافته حل می‌کند و بهترین نتایج را برای مسائلی که در آن‌ها جریان نزدیک دیواره اهمیت دارد، ارائه می‌دهد. همچنین توماس و همکاران [10] دمای پره C3X را با استفاده از مدل‌های آشفتگی پرکاربرد نظیر k-ε, k-ω و اس.اس.تی. پیش‌بینی کردند، نتایج آنان نشان داد که مدل اس.اس.تی دما را با کمتریم خطا نسبت به دو مدل دیگر پیش‌بینی می‌کند. لذا در این تحقیق نیز از این مدل استفاده شد. با توجه به شرایط جریان حل معادلات به‌صورت سه‌بعدی، جریان پایا، تراکم‌پذیر برای سیال با خواص متغیر با دما و بدون در نظر گرفتن نیروهای حجمی انجام گرفت. به‌منظور لحاظ نمودن تأثیرات گذر آرام به آشفته در لایه مرزی از مدل تک معادله‌ایی گاما با در نظر گرفتن عدد

[1] CFX
[2] Shear Stress Transport
[3] Equivalent sand grain roughness

رینولدز شروع انتقال (عدد رینولدزی که در مکان متناسب با آن گذر آرام به آشفته شروع می‌شود) برابر 260، استفاده شد. این مدل طبق گزارش‌ها بهترین تطابق را با داده‌های تجربی داشته و معادلات مربوط به آن در مراجع [12,11] گزارش شده است.

2-2- مدل هندسی و شرایط مرزی

مطالعات تجربی و تحلیلی هیلتون [2] تنها منبع ارزشمندی است که به مطالعه انتقال حرارت هدایتی درون پره و انتقال حرارت جابجایی سیال خنک کن و سیال داغ عبوری از روی آن پرداخته است. هیلتون سه عدد پره را به صورت خطی در کنار هم در تونل باد قرار داد و با خنک‌کاری پره وسط به وسیله 10 کانال خنک‌کاری و عبور جریان داغ از روی آن که از سوزاندن گاز طبیعی در مشعل فراهم می‌شد، شرایطی نزدیک به نقطه طراحی پره‌ها فراهم کرد. او دبی جرمی سیال خنک را برای هر کانال طوری تنظیم کرد که توزیع دمای سطح پره یکنواخت باشد و خطایی در اندازه‌گیری حرارت منتقل شده ایجاد نشود و سپس توزیع دمای سطح پره را در شرایط مختلف عدد رینولدز خروجی و عدد ماخ خروجی اندازه گیری کرد.

در این تحقیق، پره مورد مطالعه در آزمایش هیلتون (پره راهنمای نازل[1] توربین C3X) به‌دلیل در دسترس بودن اطلاعات هندسی آن به‌عنوان پره نمونه انتخاب شد. این نوع پره در توربین‌های با فشار بالا کاربرد داشته و در نقطه طراحی آن هیچ‌گونه جدایش جریان و یا موجی[2] اتفاق نمی‌افتد. مقطع عرضی این نوع پره ثابت بوده و هیچ‌گونه پیچشی[3] در راستای طولی آن مشاهده نمی‌شود. مشخصات هندسی این پره توربین به طور کامل در مرجع [2] گزارش شده است. نمایی از تونل باد هیلتون و نحوه قرار گرفتن پره‌ها در کانال در "شکل 1" نشان داده شده است. اعداد 1 تا 6 در این شکل، به‌ترتیب نشان‌دهنده مکان قرارگیری میله‌های افزایش دهنده اغتشاش، مکان قرارگیری توری فلزی، محل سنجش فشار استاتیک ورودی، محل سنجش سرعت، صفحه منطبق بر لبه حمله و محل سنجش فشار استاتیک خروجی در آزمایش هیلتون می‌باشند.

هندسه پره و ناحیه محاسباتی با استفاده از نرم‌افزار طراحی مدل[4] در بسته نرم‌افزاری انسیس[5] مدل‌سازی شد. ابتدا طرح دو بعدی پره رسم شده و سپس با ارتفاع دادن به مدل دوبعدی در راستای طولی پره[6] به اندازه 76.2 میلی‌متر، هندسه سه‌بعدی پره ایجاد شد. صفحه ورودی جریان اصلی به اندازه تقریبی یک طول کورد[7] (140 میلی‌متر) در بالادست لبه حمله و منطبق بر محل اندازه‌گیری اغتشاش در آزمایش هیلتون قرار گرفت. صفحه خروجی نیز به اندازه تقریبی یک و نیم برابر طول کورد در پایین دست لبه فرار پره قرار داده شد.

به منظور کاهش هزینه محاسباتی تنها یک پره مدل‌سازی شد و دیواره‌های دو طرف پره در فضای محاسباتی از نوع تناوبی انتقالی[8] و دقیقا شبیه هم انتخاب شدند و با فاصله 117.73 میلی‌متر از یکدیگر قرار داده شدند. بدین ترتیب بی‌نهایت پره شبیه‌سازی شد. نمایی از فضای محاسباتی در "شکل 2" نشان داده شده است.

هیلتون پره توربین را در 18 حالت مختلف شرایط ورودی و خروجی بررسی کرد. در این تحقیق آزمایش شماره R112 (کد 4422) برای اعتبارسنجی نتایج انتخاب شده است. در صفحه ورودی فشار کل و دمای کل به ترتیب برابر 321.70 kPa و 783 K انتخاب شدند. در داده‌های تجربی هیلتون فشار صفحه خروجی گزارش نشده است بلکه مقدار میانگین عدد ماخ در ناحیه 6 در "شکل 1" گزارش شده است. با استفاده از رابطه (1) برای جریان آیزنتروپیک، مقدار میانگین فشار در ناحیه 6 محاسبه شد و سپس فشار صفحه خروجی به نحوی انتخاب شد که مقدار میانگین فشار در ناحیه 6 برابر فشار محاسبه شده از رابطه جریان گاز آیزنتروپیک باشد. بقیه شرایط مرزی دقیقا مشابه شرایط آزمایش بوده و در جدول 1 گزارش شده است.

$$M = \sqrt{\frac{2}{k-1}\left[\left(\frac{p_0}{p_{s2}}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right]} \quad (1)$$

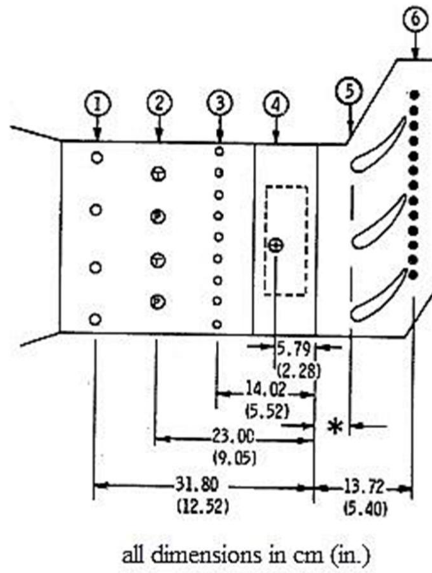

Fig. 1 C3X test section

شکل 1 نحوه قرار گرفتن پره‌ها در تونل باد

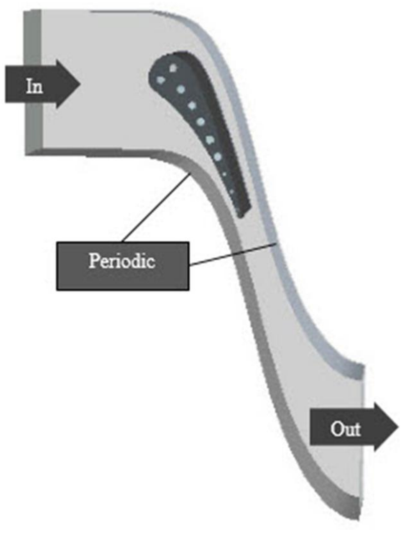

Fig. 2 Numerical domain around vane

شکل 2 فضای محاسباتی پیرامون پره

[1] Nozzle guide vane
[2] Shock wave
[3] Twist

[4] Design modeler
[5] Ansys
[6] Span wise
[7] Chord
[8] Transitional Periodic

برای جریان خنک‌کن داخل کانال‌های خنک‌کاری فقط دبی جرمی و میانگین دما در مقطع میانی کانال گزارش شده است. لذا شرط مرزی دبی جرمی ورودی در ورودی هر کانال انتخاب شد. دمای ورودی هوای خنک‌کن به نحوی انتخاب شد که دمای میانگین مقطع میانی کانال برابر دماهای گزارش شده در آزمایش باشد. سیال خنک‌کن پس از عبور از درون پره به محیط اطراف تخلیه می‌شود بنابراین فشار خروجی هر کانال برابر فشار محیط در نظر گرفته شد. شدت آشفتگی جریان خنک‌کن در ورودی کانال نیز طبق رابطه تجربی (2) محاسبه گردید و مقادیر محاسبه شده در جدول 2 گزارش شده است.

$$Tu = 0.16\,\mathrm{Re}^{1/8} \tag{2}$$

با توجه به دمای بالای میدان جریان، هوا به‌عنوان گاز ایده‌آل با خواص وابسته به دما در نظر گرفته شد و لزجت دینامیکی و هدایت حرارتی آن طبق رابطه ساترلند[1] محاسبه شدند. آلیاژ پره، فولاد[2] 310 بوده که چگالی آن برابر 7900 $\mathrm{kg/m^3}$ و ظرفیت گرمایی ویژه آن برابر با 582 kJ/kg·K گزارش شده است. هدایت حرارتی فولاد نیز طبق رابطه (3) محاسبه شد.

$$\kappa = 6.13 + 0.0182\,T \tag{3}$$

3-2- استقلال حل از شبکه و اعتبارسنجی نتایج

فضای مدل‌سازی جریان به سه قسمت جریان گاز داغ، خود پره و جریان خنک‌کن تقسیم‌بندی شد. قسمت جریان گاز داغ به نواحی چهارضلعی

جدول 1 شرایط مرزی جریان اصلی

Table 1 mainstream flow conditions

پارامتر	مقدار
فشار کل ورودی (P_0) [kPa]	321.71
دمای کل ورودی (T_0) [K]	783
عدد ماخ ورودی (M_1)	0.17
عدد رینولدز ورودی (Re_1)	530000
شدت آشفتگی ورودی (Tu)	8.3%
عدد ماخ خروجی (M_2)	0.90
عدد رینولدز خروجی (Re_2)	2010000
فشار استاتیک خروجی (P_{s2}) [kPa]	190.20
نسبت میانگین دمای پره به دمای گاز (T_w/T_0)	0.84

جدول 2 شرایط مرزی جریان خنک کن

Table 2 mainstream flow conditions

شماره کانال	دبی جرمی (gr/sec)	عدد رینولدز $\times10^{-4}$	دمای میانگین مقطع میانی (K)	دمای سیال ورودی (K)	شدت آشفتگی ورودی
1	7.79	6.787	409	406	0.039
2	6.58	5.734	409	402	0.040
3	6.34	5.704	391	383	0.040
4	6.66	5.924	397	390	0.040
5	6.52	6.025	376	367	0.040
6	6.72	5.608	434	429	0.040
7	6.33	5.691	391	381	0.040
8	2.26	3.992	407	391	0.042
9	1.38	2.210	466	446	0.045
10	0.68	1.611	516	494	0.048

تقسیم‌بندی شده و به شیوه H-O-H شبکه‌بندی شد. به‌دلیل اهمیت جریان داغ و وجود گرادیان دما و فشار زیاد بیشترین تعداد المان در این ناحیه بخصوص در نزدیکی لبه حمله و فرار قرار داده شد. در قسمت جامد فضای محاسباتی که تشکیل‌دهنده خود پره است از المان‌های گوه‌ایی و شش‌وجهی استفاده شد. در این ناحیه تنها نیازمند حل معادله انرژی هستیم لذا تعداد المان‌ها تأثیری بر نتایج نخواهد داشت. در قسمت سیال خنک‌کن در نزدیکی دیواره‌ها با استفاده از روش شبکه لایه مرزی، المان‌های شش‌وجهی تولید شد اما در مرکز کانال‌ها از المان‌های شش وجهی و یا چهاروجهی استفاده گردید، نمایی از شبکه ایجاد شده در "اشکال 3 و 4" آورده شده است.

به‌منظور بررسی استقلال حل از شبکه، سه شبکه با تعداد المان 1.5, 3, 5 میلیون ایجاد شد. فاصله اولین گره شبکه تا دیواره با y^+ سنجیده می‌شود که طبق رابطه (4) تعریف شده است. گره‌های نزدیک دیواره طوری قرار گرفتند که برای شبکه اول $y^+ < 5$ و برای دو شبکه دیگر $y^+ < 1$ باشد. به این ترتیب جریان نزدیک دیواره به طور دقیق شبیه-سازی شده و نیازی به استفاده از تابع دیواره[3] نمی‌باشد.

$$y^+ = \frac{u^* y}{\vartheta} \tag{4}$$

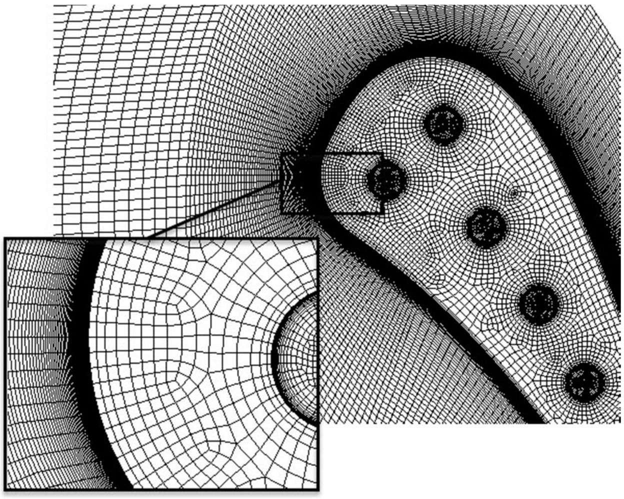

Fig. 3 Section in the grid at the vane leading edge

شکل 3 شبکه ایجاد شده در نزدیکی لبه حمله

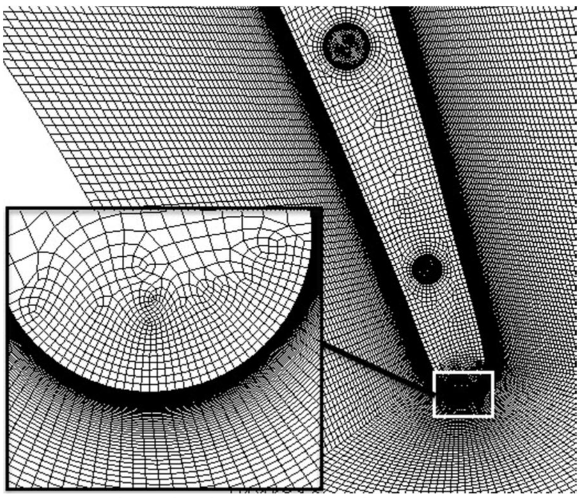

Fig. 4 Section in the grid at the vane trailing edge

شکل 4 شبکه ایجاد شده در نزدیکی لبه فرار

[1] Sutherland
[2] Stainless steel
[3] Wall function

برای حصول اطمینان از همگرا شدن معادلات و تغییر نکردن نتایج، سه شرط زیر به‌عنوان معیاری برای همگرایی حل عددی انتخاب شدند و روند حل معادلات تا زمانی ادامه یافت که هر سه شرط برقرار باشند.

الف- مقدار باقیمانده معادلات پیوستگی انرژی و ممنتوم کمتر از 10^{-5} باشد.

ب- مقدار اختلاف دبی جرمی ورودی و خروجی کانال‌های خنک‌کاری و ورودی و خروجی جریان اصلی کمتر از 10^{-5} باشد.

ج- نمودار دمای مقطع میانی پره با نمودار حاصل شده از 100 تکرار بعدی کاملا منطبق باشد.

جهت اعتبارسنجی حل عددی و بررسی استقلال از شبکه، نمودار فشار بدون بعد مقطع میانی پره برای هر سه شبکه در "شکل 5" نشان داده شده است. همان‌طور که از شکل پیداست حل عددی هم در سمت مکش و هم در سمت فشار، جریان را به خوبی پیش‌بینی کرده و نتایج حاصل از آن با داده‌های تجربی مطابقت کامل دارد.

به‌منظور بررسی بیشتر نتایج، نمودار دمای بدون بعد مقطع میانی نیز در "شکل 6" رسم شده است. با مقایسه نتایج حل عددی و داده‌های تجربی مشاهده می‌شود که حل عددی هر سه شبکه در سمت فشار در برخی نقاط دما را اندکی بیشتر از نتایج تجربی پیش‌بینی کرده، البته این اختلاف ناچیز است. در سمت مکش پره شبکه با تعداد المان 1.5 میلیون انحراف بیشتری از داده‌های تجربی دارد اما نتایج حاصل از دو شبکه 3 و 5 میلیون کاملا بر هم منطبق بوده و با داده‌های تجربی اختلاف کمی دارند. بنابراین در ادامه مطالعه از شبکه با تعداد المان 3 میلیون که توانسته شرایط جریان را به خوبی پیش‌بینی کند استفاده شده است.

4-2- شبیه‌سازی سطوح زبر

شیلیختینگ و نیکورادزه [14,13] با تعریف کردن عدد رینولدز زبری طبق رابطه (5) سطوح زبر را به سه دسته تقسیم کردند:

$$\mathrm{Re}_{ks} = \frac{u^* k_s}{\vartheta} \tag{5}$$

$\mathrm{Re}_{ks} < 5$ الف – سطح صاف

$5 < \mathrm{Re}_{ks} < 50-70$ ب – سطح نیمه زبر

$\mathrm{Re}_{ks} > 50-70$ ج – سطح کاملا زبر

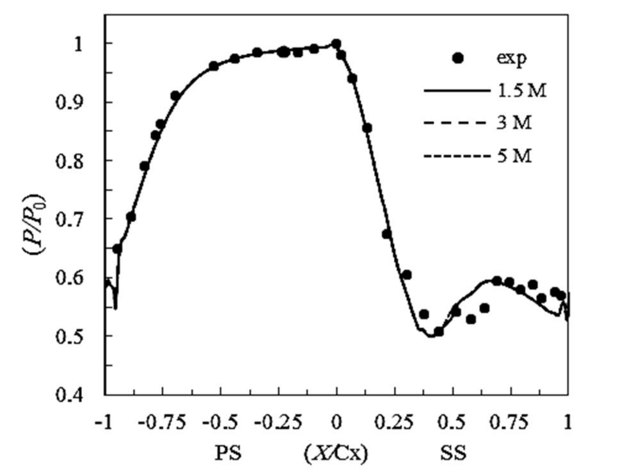

Fig. 5 Predicted and measured vane pressure loading

شکل 5 مقایسه فشار پیش‌بینی شده در مقطع میانی پره با نتایج تجربی

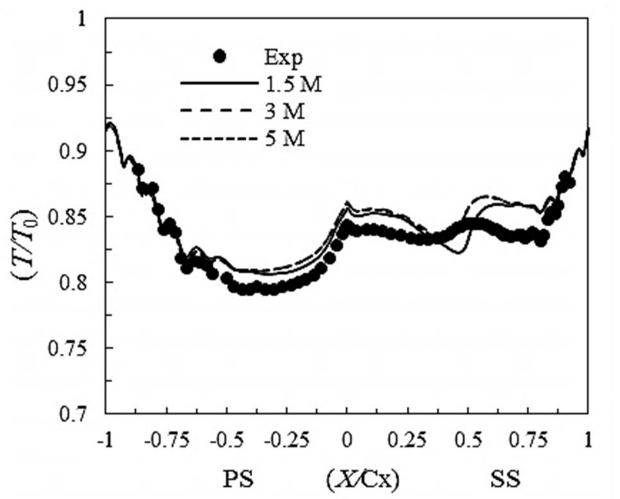

Fig. 6 Predicted vane surface temperature with three different grid

شکل 6 پیش‌بینی دمای سطح پره با سه نوع شبکه متفاوت

در این تحقیق ارتفاع معادل دانه‌های ماسه برای سطح خارجی برابر 100، 50، 25 و 200 میکرومتر در نظر گرفته شد که در سه ارتفاع اول عدد رینولدز زبری به ترتیب برابر 10، 20 و 43 (سطح نیمه زبر) و در ارتفاع معادل دانه ماسه 200 میکرومتر عدد رینولدز زبری برابر 102 (سطح کاملا زبر) می‌باشد. ارتفاع معادل دانه ماسه در سطوح داخلی کانال‌های خنک‌کاری برابر 10، 25، 50 و 100 میکرومتر (عدد رینولدز زبری به‌ترتیب 3.24، 16.24، 32.4، 64.8) در نظر گرفته شد که در تمامی حالت‌ها عدد رینولدز زبری محاسبه شده کمتر از 70 می‌باشد و سطح نیمه زبر محسوب می‌شود.

برای شبیه‌سازی زبری سطوح داخلی کانال‌های خنک‌کاری باید به این نکته توجه کرد که افزایش زبری سطح سبب افزایش افت فشار جریان خنک‌کن داخل کانال می‌شود که در طراحی پره‌ها باید مورد توجه قرار گیرد، با افزایش افت فشار جریان خنک‌کن جریان با دبی جرمی بیشتری باید از کمپرسور خارج شود و این عمل سبب کاهش بازده توربین می‌گردد. با تعریف ضریب عملکرد هیدرولیکی- حرارتی طبق رابطه (6) افزایش انتقال حرارت در اثر زبری در مقایسه با افزایش افت فشار سنجیده شده و نتایج آن در بخش بعد ارائه گردیده است.

$$\eta = \frac{\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_0}{(\Delta p/\Delta p_0)^{1/3}} \tag{6}$$

3- نتایج

3-1- زبری سطح خارجی

با بررسی نمودار دمای بدون بعد مقطع میانی پره برای سطح صاف و سطوح زبر در "شکل 7" مشخص شد که افزایش زبری سطح تا زمانی که سطح نیمه زبر محسوب شود (زبری 25، 50 و 100 میکرومتر) تأثیر چندانی بر انتقال حرارت و توزیع دمای پره ندارد. اما با افزایش زبری به‌طوری‌که سطح کاملا زبر در نظر گرفته شود (زبری 200 میکرومتر)، زیرلایه لزج کاملا از بین رفته و در نتیجه‌ی اغتشاش لایه‌های جریان حرارت منتقل شده به پره بیشتر شده و دمای سطح به میزان تقریبی 8% افزایش می‌یابد.

3-2- زبری سطح داخلی کانال‌های خنک کاری

شبیه‌سازی زبری سطح داخلی کانال‌ها برای چهار ارتفاع زبری معادل 10، 25، 50 و 100 میکرومتر انجام گرفت. برای هر چهار عدد زبری معادل عدد

رینولدز زبری کمتر از مقدار 70 می‌باشد و سطوح نیمه زبر می‌باشند، نمودار دمای مقطع میانی پره و کنتور دمای مقطع میانی برای سطح صاف و سطوح زبر در "اشکال 8 و 9" نشان داده شده است. همان‌گونه که مشهود است افزایش زبری حتی به میزان اندک، تأثیر بسیاری بر کاهش دمای مقطع میانی پره داشته است.

برای بررسی تغییر ضریب انتقال حرارت در اثر افزایش زبری سطح، میانگین ضریب انتقال حرارت برای سطح‌های با زبری‌های مختلف، برای هر کانال در جدول 3 گزارش شده است. با مقایسه میانگین ضریب انتقال حرارت برای سطح صاف و سطح با زبری 100 میکرومتر مشخص شد که افزایش زبری باعث افزایش ضریب انتقال حرارت به میزان بیشتر از سه برابر می‌شود. از سوی دیگر افزایش زبری سطح کانال‌های خنک کاری سبب افزایش افت فشار جریان درون کانال نیز می‌شود.

میزان افت فشار ایجاد شده برای سطوح با زبری‌های مختلف در جدول 4 گزارش شده است. با مقایسه ضریب انتقال حرارت (جدول 3) و میزان افت فشار (جدول 4) برای هر کانال مشخص شد که افزایش زبری سطح تأثیر

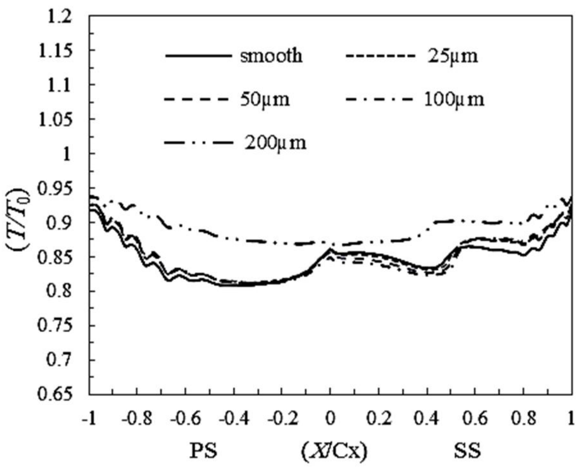

Fig. 7 Temperature distributions in midspan with external smooth and rough surfaces

شکل 7 توزیع دمای سطح خارجی مقطع میانی برای سطح صاف و سطوح زبر

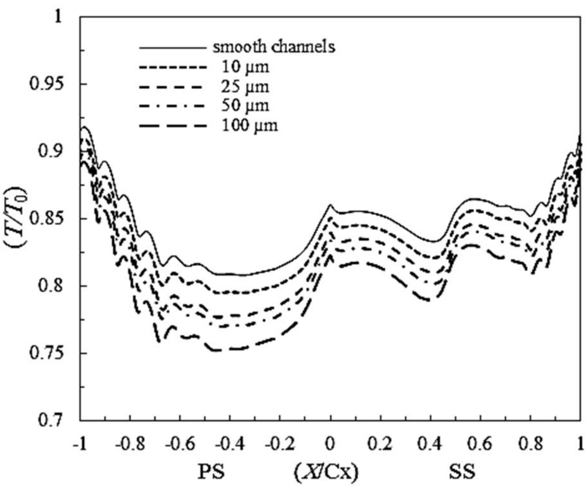

Fig. 8 Temperature distributions of the blade in midspan with smooth channels and rough channels

شکل 8 دمای سطح خارجی مقطع میانی پره با کانال‌های صاف و کانال‌های زبر

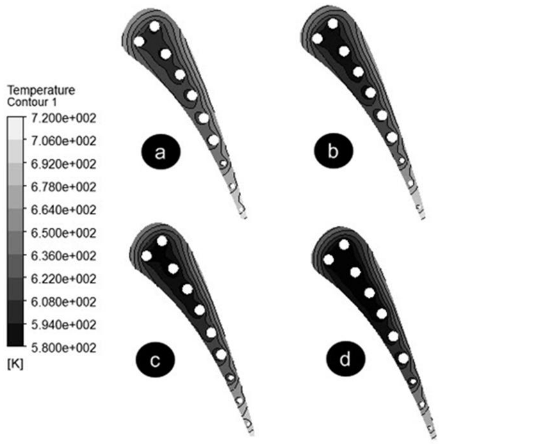

Fig. 9 Contours of temperature at vane midspan with rough channels a:10, b:25, c:50, d:100 μm

شکل 9 کنتور دمای مقطع میانی پره با کانال‌های زبر a:10, b:25, c:50, d:100μm

بیشتری بر میزان انتقال حرارت داشته و بر افت فشار جریان تأثیر کمتری می‌گذارد. به منظور بررسی بیشتر نتایج، ضریب عملکرد هیدرولیکی– حرارتی برای هر کانال طبق رابطه (6) محاسبه شده و نتایج آن در "شکل 10" نشان داده شده است. مشهود است که با افزایش زبری سطح ضریب عملکرد هیدرولیکی- حرارتی افزایش یافته است. از "شکل 10" چنان نتیجه می‌شود که تأثیری که افزایش زبری بر افت فشار جریان دارد در مقایسه با افزایش انتقال حرارت چندان زیاد و قابل اهمیت نیست.

4- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در این تحقیق تأثیر زبری سطح خارجی پره و سطح داخلی کانال‌های خنک کاری بر توزیع دمای پره مورد بررسی قرار گرفت. ابتدا پره توربین مورد مطالعه با استفاده از نرم‌افزار سی-اف-ایکس شبیه‌سازی شد و نتایج حاصل از پیش‌بینی جریان با داده‌های تجربی اعتبارسنجی شد. نتایج حاصل از پیش‌بینی توزیع دما کمتر از 3% با داده‌های تجربی اختلاف داشت.

برای بررسی تأثیر زبری سطح خارجی پره بر میزان انتقال حرارت چهار ارتفاع زبری مختلف در نظر گرفته شد. سه ارتفاع زبری به گونه‌ای انتخاب شد که سطح نیمه زبر و ارتفاع چهارم طوری انتخاب شد که سطح کاملا زبر باشد.

جدول 3 میانگین ضریب انتقال حرارت کانال‌های خنک کاری برای سطوح صاف و سطوح زبر

Table 3 Mean heat transfer coefficient for smooth and rough channels

میانگین ضریب انتقال حرارت $(W/m^2 \cdot K)$					شماره کانال
زبری 100	زبری 50	زبری 25	زبری 10	سطح صاف	
1691	1296	831	685	575	1
1477	929	735	568	512	2
1445	901	698	551	491	3
1502	939	750	571	515	4
1488	957	720	550	489	5
1482	937	742	579	523	6
1446	874	685	541	485	7
2250	1737	1122	900	702	8
1412	887	685	527	455	9
1664	1221	873	717	555	10

جدول 4 افت فشار جریان خنک کن در کانال‌های با سطوح صاف و زبر

Table 4 Cooling flow pressure lost for smooth and rough channels

شماره کانال	افت فشار (kPa) سطح صاف	زبری 10	زبری 25	زبری 50	زبری 100
1	23.82	27.30	30.01	36.80	40.18
2	15.71	17.18	20.01	22.56	27.41
3	13.56	14.96	17.14	19.73	24.02
4	15.71	17.17	20.12	22.64	27.36
5	14.09	15.61	18.21	21.15	25.10
6	17.73	19.37	22.41	25.46	30.63
7	13.91	15.30	17.52	19.19	24.62
8	64.02	75.07	81.68	95.96	103.42
9	24.59	27.84	32.80	38.13	46.99
10	58.40	71.90	80.19	96.63	107.82

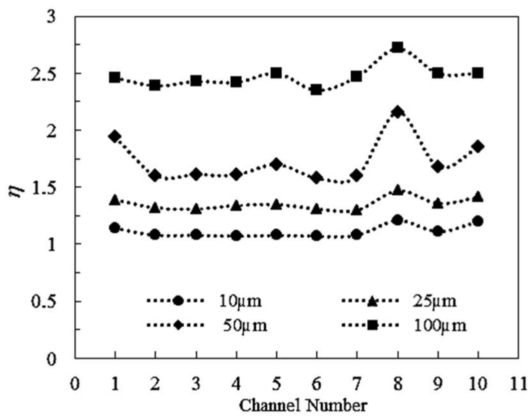

Fig. 10 Thermal-hydraulic performance factor of cooling channels

شکل 10 ضریب عملکرد هیدرولیکی-حرارتی کانال‌های خنک کاری

نتایج حاصل از شبیه‌سازی نشان داد که زبری سطح تا زمانی که سطح نیمه زبر باشد تأثیر چندانی بر توزیع دمای پره ندارد، اما هنگامی که سطح کاملا زبر شود دمای پره به میزان قابل توجهی افزایش می‌یابد.

بررسی تأثیر زبری سطح کانال‌های خنک‌کاری نشان داد که افزایش زبری سطح کانال‌ها هرچند به میزان ناچیز تأثیر چشمگیری بر کاهش دمای سطح پره دارد، بررسی نتایج نشان داد بیشترین مقاومت حرارتی در ناحیه انتقال حرارت جابجایی بین سیال خنک‌کن و دیواره وجود دارد، لذا افزایش زبری سطح حتی در حالتی که سطح نیمه زبر باشد نیز در کاهش دمای پره بسیار مؤثر است. با بررسی ضریب عملکرد هیدرولیکی– حرارتی مشخص شد تأثیری که افزایش زبری درون کانال‌ها بر میزان انتقال حرارت دارد بسیار با اهمیت تر از تأثیری است که بر افزایش افت فشار دارد. لذا با افزایش زبری کانال‌های خنک‌کاری می‌توان به میزان 8% از دمای سطح پره کاست بدون آن‌که افت فشار بسیار زیادی ایجاد شود.

5- فهرست علایم

C طول کورد (cm)

C_x طول کورد در راستای x (cm)

k نسبت گرمای ویژه

k_s ارتفاع زبری معادل (cm)

M_1 عدد ماخ ورودی

M_2 عدد ماخ خروجی

Nu عدد ناسلت

n فاصله شعاعی از مرکز کانال خنک کاری

P_0 فشار کل ورودی (kPa)

P_{s2} فشار استاتیک خروجی (kPa)

PS سمت فشار

Re_1 عدد رینولدز ورودی

Re_2 عدد رینولدز خروجی

Re_{ks} عدد رینولدز زبری

SS سمت مکش

T_0 دمای کل ورودی (K)

T_w دمای میانگین سطح خارجی پره (K)

Tu_1 شدت آشفتگی ورودی

u^* سرعت اصطکاکی (ms^{-1})

y^+ فاصله بدون بعد اولین گره شبکه از دیوار

علایم یونانی

η ضریب عملکرد هیدرولیکی-حرارتی

τ_w تنش برشی دیواره (kPa)

ϑ لزجت سینماتیک (m^2s)

κ هدایت حرارتی ($Wm^{-1}K^{-1}$)

6- مراجع

[1] M. Ali goodarz, F. Ehsani Derakhshan, H. Karabi, Numerical analysis of blade roughness effects on gas turbine performance and flow field, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 13, No. 13, pp. 112-120, 2014. (in Persian فارسی)

[2] L. Hylton, M. Mihelc, E. Turner, D. Nealy, R. York, *Analytical and experimental evaluation of the heat transfer distribution over the surfaces of turbine vanes*, Final Report Detroit Diesel Allison, Indianapolis, IN, United States, pp. 225, 1983.

[3] J. Luo, E. H. Razinsky, Conjugate heat transfer analysis of a cooled turbine vane using the V2F turbulence model ,*Journal of Turbomachinery*, Vol. 129, No. 4, pp. 773-781, 2007 .

[4] K. E. Ragab, L. El-Gabry, Prediction of heat transfer distribution over the surface of nonfilm-cooled nozzle guide vane in a transonic annular cascade, *Proceeding of American Society of Mechanical Engineers*, Montreal, Canada, June 15 –19, pp. V05BT13A015-V05BT13A025, 2015.

[5] R. P. Taylor, Surface roughness measurements on gas turbine blades, *Proceeding of American Society of Mechanical Engineers*, Toronto, Ontario, Canada, June 4–8, pp. V001T01A101-V001T01A108, 1989.

[6] M. Hosni, H. W. Coleman, R. P. Taylor, Measurements and calculations of rough-wall heat transfer in the turbulent boundary layer, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, No. 4, pp. 1067-1082, 1991 .

[7] M. Stripf, A. Schulz, S. Wittig, Surface roughness effects on external heat transfer of a HP turbine vane, *Proceeding of American Society of Mechanical Engineers*, Vienna, Austria, June 14–17, pp. 1-10, 2004.

[8] T. Bai, J. Liu, W. Zhang, Z. Zou, Effect of surface roughness on the aerodynamic performance of turbine blade cascade, *Propulsion and Power Research*, Vol. 3, No. 2, pp. 82-89, 2014 .

[9] F. R. Menter, *Improved two-equation k-omega turbulence models for aerodynamic flows*, NASA Ames Research Center, Moffett Field, CA, United States, 1992.

[10] T. E. Dyson, D. G. Bogard, S. D. Bradshaw, A CFD evaluation of multiple RANS turbulence models for prediction of boundary layer flows on a turbine vane, *Proceeding of, American Society of Mechanical Engineers*, San Antonio, Texas, USA, June 3–7, pp. V03CT14A014-V03CT14A028, 2013.

[11] R. Langtry, F. Menter, Transition modeling for general CFD applications in aeronautics, *AIAA paper*, Vol. 522, No. 2005, pp. 14, 2005 .

[12] F. R. Menter, R. Langtry, S. Likki, Y. Suzen, P. Huang, S. Völker ,A correlation-based transition model using local variables—part I: model formulation, *Journal of turbomachinery*, Vol. 128, No. 3, pp. 413-422, 2006 .

[13] J. Nikuradse, *Laws of Flow in Rough Pipes*, National Advisory Committee on Aeronautics, Washington, DC, United States, 1950.

[14] H. Schlichting, *Experimental investigation of the problem of surface roughness*, National Advisory Committee for Aeronautics, Washington, DC, United States, 1937.