${f U}$ بررسی عددی جریان و انتقال حرارت در یک کانال شکل گردان

محمود نوروزی^۳ دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود محمد رضا حیرانی نوبری^۲ دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی امیرکبیر **محمد حسن کیهانی ٔ** دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود

چکیدہ

در این مقاله رفتار هیدرودینامیکی و حرارتی جریان در یک کانال U شکل گردان بررسی شده و عوامل موثر بر آن مورد مطالعه قرار گرفته اند. کاربرد عمده این جریان در خنک کاری داخلی پره های توربین گازی است. در این تحقیق با وجود هندسه نسبتاً پیچیده، فضای مساله به بخشهای مجزایی تقسیم شده و با به کارگیری دستگاههای مختصات نسبی مختلف، تحلیل جریان صورت گرفته است. همچنین شبکه محاسباتی از نوع شبکه جابجا شده بوده و گسسته کردن معادلات حاکم به شکل صریح و به روش تفاضل محدود انجام شده است. در این مقاله با استفاده از مدلسازی عددی، رفتار هیدرودینامیکی و حرارتی سیال خنک کننده در حالتهای ایستا و گردان شبیه سازی شده و اثر پارامترهای موثر بر این جریان شامل شعاع دوران توربین، زاویه حمله پره و عدد دوران در حالتهای دوبعدی و سه بعدی بررسی شده است. از جمله نتایج جدید این تحقیق، بررسی نحوه تقابل جریانهای ثانویه ناشی از دوران و انحنا در زوایای حمله مختلف و اثر ایـن تقابـل در ایتقال حرارت جریان است.

واژه های کلیدی: خنک کاری داخلی، پره های توربین گازی، انحنا، زاویه حمله

A Numerical Investigation of Fluid Flow and Heat Transfer in Rotating U Shape Duct

M.H. Kayhani Mech. Eng. Dep't. Shahrood Univ. of Tech. M.R. Heyrani-Nobari Mech. Eng. Dep't. AmirKabir Univ. of Tech.

M. Norouzi

Mech. Eng. Dep't. Shahrood Univ. of Tech.

ABSTRACT

In this paper, the hydrodynamics and the thermal behavior of the flow in a rotating U-shape channel and also the effective parameters are studied. This kind of flow is most applicable in internal cooling of gas turbine blades. In this study, because of the complication of geometry, it has been divided into distinct zones and using different relative coordinate systems, the flow has been analyzed. Also, the grid is staggered and the governing equations are formulated explicitly, using finite difference method. In this paper, the hydrodynamics and the thermal behaviors of coolant fluid are simulated by numerical modeling at rotary and stationary blade and the effective parameters, such as turbine rotation radius, radius of internal arc curvature, blade staggered angle, and rotation number are studied at two- and three-dimensional conditions. The recent considerable result of this research is the study of the manner of secondary flows interaction that formed due to curvature and rotation at different staggered angle and effect of this interaction in heat transfer.

Key Words: Internal Cooling, Gas Turbine Blades, Rotation, Staggered Angle

۲– دانشیار

۳- دانشجوی دکترا

H_Kayhani@shahrood.ac.ir (نویسنده پاسخگو): - استادیار (نویسنده پاسخگو)

جریان میشود. در بعضی حالات در داخل مسیر خنک کاری، برآمدگی هایی ایجاد میکنند که این برآمدگی ها در افزایش میزان انتقال حرارت (افزایش سطح و افزایش ضریب جابه جایی) نقش دارند.

در جدول ۱ فهرستی از پدیده های فیزیکی ناشی از بخشهای مختلف جریان خنک کاری درج شدهاست. مطابق این جدول، گوشهها، قوسها، برآمدگیهای مسیر و دوران در تشکیل جریانهای ثانویه و افزایش انتقال حرارت نقش دارند. به طور کلی پایداری جریان تحت تأثیر نیروی اینرسی، نیروهای کریولیس و گریز از مرکز ناشی از دوران و نیروی شناوری قرار دارد ولی معمولاً اثر نیروهای دوران و اینرسی نسبت به نیروی شناوری بیشتر بوده و محدوده پایداری جریان بر اساس عدد رینولدز و بعد دوران مشخص میشود. بر این اساس، در این مقاله و بسیاری مراجع دیگر، از اثر نیروی شناوری در برابر سایر نیروها صرفنظر شده است.

به دلیل اهمیت خنک کاری داخلی، تحقیقات گسترده عددی و آزمایشگاهی در این زمینه صورت گرفتهاست. در ایـن مطالعـات، هندسـه مـسیر خنـک کـاری بـه شـکل مسیرهای یک یا چند راهه و در حالتهای فین دار و دون فین بررسی شدہاند. بیشتر ایـن مطالعـات نیـز روی ـسیرهای غیر متحرک (مـسیرهای داخـل پـره هـای استاتور) متمرکز هستند. به عنوان نمونه، هان و زانگ^۲ [۳] و چیو^۳ [۴] در این زمینه فعالیت نمودهاند. ليو السوع [۵] در تحقيق خود دوازده روش را براي اعمال تغییراتی در مسیر خنک کاری جهت تولید گردابه و افزایش انتقال حرارت در بره های استاتور ارائه نموده است. چو⁴ [8] توجه خود را به اثر فینهای داخلی و نقش آنها در افزایش انتقال حرارت معطوف داشته و یاکوویـدز [۷] نیز علاوه بر اثر فین، اثر قوس و نقش آن را در میزان جدایش جریان و افزایش عدد ناسلت در نظر گرفته است. تاکنون تحقیقات آزمایشگاهی صورت گرفته در زمینه

مسیرهای چرخان بیشتر از مطالعات عددی بوده است.

- 3-Chyu
- 4-Liou
- 5-Cho

۶.

۱– مقدمه

در این پژوهش، جریان یک سیال تراکم ناپذیر در مسیری U شکل برای حالتهای ایستا و دوار مورد بررسی قرار گرفته است. کاربرد عمده این جریان در خنک کاری داخلی پرههای توربین گازی است. در توربین های گازی، با افزایش دمای سیال داغ ورودی، توان خروجی و بازده حرارتی آنها افزایش مییابد ولی به دلیل مشکلات متالوژیکی، افزایش دما تا حد مشخصی امکان پذیر است. به طور کلی از سه روش برای به کار بردن توربین ها در دماهای بالا استفاده میشود [1]:

- استفاده از سوپرآلیاژها
- خنک کاری خارجی پره ها
- خنک کاری داخلی پره ها

در خنک کاری داخلی، مسیرهای U شکلی را در داخل پره ها ایجاد میکنند و با عبور سیال سـرد از داخـل ایـن مسیرها، عمل خنک کاری انجام می شود[۱]. در شکل ۱ مسیر U شـکل خنـک کـاری در یـک پـره روتور نشان داده شده است.



شکل (۱): طرح شماتیک مسیر خنککاری داخلی و پدیده های آن [۲].

در حالت کلی، جریان خنک کاری داخلی بشدت تحت تأثیر نیروهای حجمی ناشی از دوران و انتقال حرارت قرار دارد. مطابق شکل ۱۰ نیروهای کریولیس ناشی از دوران در تشکیل جریانهای ثانویه و افزایش انتقال حرارت نقش دارند. در ناحیه قوس، اثرات انحنا سبب تشکیل جریانهای ثانویه (گردابه های تیلور گورتلر⁽⁾ و نیز جدایش در

²⁻Han and Zhang

⁶⁻Iacovides

¹⁻Taylor Görtler

نیروهای حجمی	پايدارى	کاهش شتاب	جدایش	جریانهای ثانویه	تنش برشی	
		\checkmark	\checkmark	\checkmark	\checkmark	انحنا
				\checkmark		گوشەھا
\checkmark	\checkmark					انتقال حرارت
		\checkmark	\checkmark	\checkmark	\checkmark	برآمدگی های مسیر
					\checkmark	ديوارەھا
\checkmark	\checkmark			\checkmark		دوران

جدول (۱): پدیدههای حاصل از جریان خنککاری داخلی در اثر عوامل فیزیکی [۲].

واگنر^۱ [۸و۹] در مقالات خود انتقال حرارت جریان خنک کاری را در مسیرهای صاف بررسی نموده و موریس^۲ [۱۰] نیز اثر نیروهای کریولیس و گریز از مرکز ناشی از دوران را در رفتار جریان خنک کاری مطالعه کردهاند. هان [۱۱] و چه^۳ [۱۲] در مقالات خود رفتار جریان خنک کاری را در وضعیتهای حرارتی مختلف بررسی نموده اند. همچنین مطالعات آزمایشگاهی فراوانی بررسی نموده اند. همچنین مطالعات آزمایشگاهی فراوانی پرخان صورت گرفته است. برای مثال چرخان صورت گرفته است. برای مثال می توان به فعالیتهای تسلیم⁴ [۱۳]، واگنر [۱۴]، زانگ مود. [۱۵]، جانسون^۵ [۱۶]، تس³ [۱۷] و کو^۷ [۱۸] اشاره نمود.

در زمینه مطالعه عددی جریان خنک کاری، تحقیقات اولیه بیشتر بر روی جریانهای دو بعدی متمرکز بودهاند. به عنوان نمونه در پژوهش های بسرمن[^] [۱۹] و وانگ^۹ مدلاحازی شدهاند. با پیشرفت کامپیوترها و اصلاح روشهای عددی، مدل سازیهای کامل تری نیز از این جریان انجام شده است. یاکوویدز [11] جریان خنک کاری را در حالتهای ایستا و چرخان به صورت سه

1-Wagner

2-Morris

- 4-Cheah
- 5-Taslim

5-Johnson

- 6-Tes 7-Kuo
- 7-Kuo
- 8-Besserman
- 9-Wang

بعدی مطالعه نموده و بردبرگ^{۱۰} [۲و۲۲] نیز با استفاده از مدل های مختلف توربولانسی، جریان خنک کاری را شبیه سازی و نتایج حاصل از آنها را با نتایج آزمایشگاهی مقایسه کرده است. چاکراوارسی^{۱۱} [۲۳] با استفاده از مدل سازی عددی، طیف کاملی از توزیع عدد ناسلت موضعی را در دیواره های مسیر خنک کاری در حالتهای ایستا و چرخان ارائه نموده است. هان [۲۴] نیز در مقاله خود با استفاده از مدل سازی عددی، به مقایسه سهم خنک کاری داخلی در مقابل خنک کاری خارجی (خنک کاری لایهای) پرداخته است.

در مقاله حاضر جریان خنک کاری و انتقال حرارت آن بهصورت دو بعدی و سه بعدی و در حالتهای ایستا و چرخان مطالعه شده است. از نتایج جدید این تحقیق، بررسی اثر جریانهای ثانویه ناشی از انحنا و دوران و نحوه تقابل آنها با یکدیگر تحت زوایای حمله مختلف است، به نحوی که در مورد مدل بررسی شده در این پژوهش، تعییر زاویه حمله از °۹۰+به °۹۰– (یا به عبارت ساده تر انتقال حرارت شده است. زیرا جهت جریانهای ثانویه ناشی از دوران وابسته به مقدار زاویه حمله بوده و لذا در ناحیه انحنا سبب تقویت و یا تضعیف گردابه های ناشی از انحنا میشوند. از آنجا که جریانهای ثانویه نقش مهمی در انتقال حرارت ایفا میکنند، تغییر زاویه حمله بر مقدار انتقال حرارت جریان خنک کاری مؤثر است. این پدیده ها به طورکامل در این مقاله بررسی شدهاند.

¹⁰⁻Bredberg

¹¹⁻Chakravarthy

$t^* = \frac{t.U}{D_h}$	$x_i^* = \frac{x_i}{D_h}$	$V_i^* = \frac{V_i}{U}$
$P^* = \frac{P}{\rho U^2}$	$\operatorname{Re} = \frac{U.D_h}{v}$	$\omega^* = Ro = \frac{D_h . \omega}{U}$
$T^* = \frac{T - T_o}{T_{in} - T_o}$	$\Pr = \frac{\nu}{\alpha}$	$Nu_m = \frac{h_m \cdot D_h}{k}$

جدول (۲): پارامترهای بی بعد در خنک کاری داخلی.

در جدول \mathbf{Y} ، t زمان، \mathbf{U} سرعت جریان ورودی، \mathbf{D}_h قطر هیدرولیکی، \mathbf{X}_i پارامترهای طولی جریان، \mathbf{Y} بردار سرعت جریان، \mathbf{P} فشار استاتیکی، \mathbf{T} دمای سیال، \mathbf{T}_i دمای سیال ورودی، \mathbf{T}_o دمیای دیواره هیا، $\boldsymbol{\omega}$ سیوعت اویه ای دوران، \mathbf{V} ویسکوزیته سینماتیکی سیال، \mathbf{h}_m ضریب جابجایی سرتاسری، $\boldsymbol{\rho}$ چگالی، \mathbf{X} ضریب هدایت حرارتی و $\boldsymbol{\alpha}$ ضریب انتقال حرارت است.

گفتنــی اسـت کــه در بخـش نتـایج، کلیــه تـصاویر و دیاگرامها بر اساس پارامترهای جدول ۲، بهصورت بی بعـد نمایش داده شدهاند.

بهطور کلی معادلات حاکم بر جریان خنک کاری داخلی شامل معادله پیوستگی، معادلات بقای مومنتوم و معادلـه بقای انرژی بصورت زیر هستند:

$$\nabla V^* = 0, \qquad (1)$$

$$\frac{\partial V^*}{\partial t} + (V^* \cdot \nabla) V^* + a_{rel}^* = \nabla P^* + \frac{1}{\text{Re}} \nabla^2 V^*, \qquad (1)$$

$$\frac{\partial T^*}{\partial t} + (V^* \cdot \nabla)T^* = \frac{1}{\operatorname{Re} \cdot \operatorname{Pr}} \nabla^2 T^*.$$
 (*)

$$a_{rel}^{*} = a_{x}^{*} e_{x} + a_{y}^{*} e_{y} + a_{z}^{*} e_{z}, \qquad (f)$$

$$a_{x}^{*} = \begin{cases} -(R_{t} + x)\omega^{*} + \\ 2(w^{*}\cos\phi - v^{*}\sin\phi)\omega^{*} \end{cases}, \qquad (\Delta)$$

$$a_{y}^{*} = \begin{cases} [(z^{*} - \frac{b_{z}^{*}}{2})\sin\phi\cos\phi - \\ (R_{c}^{*} + y^{*})\sin^{2}\phi]\omega^{*2} + 2u^{*}\omega^{*}\sin\phi \end{cases}, \qquad (\mathcal{F})$$

$$a_{z}^{*} = \begin{cases} [(R_{c}^{*} + y^{*})\sin\phi\cos\phi - \\ (z^{*} - \frac{b_{z}^{*}}{2})\cos^{2}\phi]\omega^{*2} - 2u^{*}\omega^{*}\cos\phi \end{cases}$$
(Y)

۲- معادلات حاکم و شرایط مرزی

در این پژوهش بنا به برخی ملاحظ ات عددی، مسیر خنککاری به سه قسمت تقسیم شده است. با توجه به شکل ۲، نواحی ۱و۳ به شکل مکعب مستطیل و ناحیه ۲ به شکل نیم حلقه است. مطابق شکل، R_i شعاع توربین، به شکل نیم حلقه است. مطابق شکل، R_i شعاع توربین، زاویه حمله پره است (زاویه حمله پره، زاویه بین محور دوران توربین و صفحهٔ گذرنده از مسیر خنککاری است). معادلات حاکم بر جریان سیال خنککاری به طور جداگانه در این نواحی حل می شوند و در هر گام زمانی به هم کوپل می گردند تا پاسخ معادلات حاکم همگرا شوند.

بنابراین در نواحی ۱ و ۳، معادلات حاکم در دستگاه مختصات کارتزین و در ناحیه ۲ در دستگاه مختصات استوانهای بیان میشوند. در شکل ۳ دستگاههای مختصات نسبی در هر یک از نواحی نشان داده شدهاند. دستگاه مختصات اینرسی نیز در مرکز دوران (محور توربین) قرار دارد.



شکل (۲): هندسه مسیر خنک کاری داخلی.

در جدول ۲ فهرستی از پارامترهای بی بعد که در معادلات حاکم به کار رفته اند، درج شده است [۱].

در ناحیه ۳ مولفه های شتاب نسبی عبارتند از :

$$a_{x}^{*} = \begin{cases} (R_{t}^{*} + L^{*} - x^{*})\omega^{*2} - \\ 2(w^{*}\cos\phi + v^{*}\sin\phi)\omega^{*} \end{cases}, \qquad (\Lambda)$$

$$a_{y}^{*} = \begin{cases} -[(z^{*} - \frac{b_{z}}{2})\sin\phi\cos\phi + (R_{c}^{*} + y^{*})\sin^{2}\phi]\omega^{*2} + 2u^{*}\omega^{*}\sin\phi \end{cases}, \quad (9)$$

$$a_{z}^{*} = \begin{cases} -[(z^{*} - \frac{b_{z}^{*}}{2})\cos^{2}\phi + (Y^{*})\cos^{2}\phi + (Y$$

$$\left[\left(R_{c}^{*}+y^{*}\right)\sin\phi\cos\phi\right]\omega^{*2}+2u^{*}\omega^{*}\cos\phi\right]$$

$$a_{rel}^{*} = a_{r}^{*} e_{r}^{*} + a_{\theta}^{*} e_{\theta}^{*} + a_{z}^{*} e_{z}^{*}, \qquad (11)$$

$$a_{rel}^{*} = \begin{cases} -(R_{r}^{*} + L^{*} + r^{*} \sin \theta) \omega^{*^{2}} + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \sin \theta - v_{r}^{*} \cos \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \sin \theta - v_{r}^{*} \cos \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \sin \theta - v_{r}^{*} \cos \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \theta + v_{r}^{*}] \sin \theta] \omega^{*} \sin \phi \} \cos \theta , \qquad (17)$$

$$a_{\theta}^{*} = \begin{cases} \{-(R_{r}^{*} + L^{*} + r^{*} \sin \theta) \omega^{*^{2}} + 2(v_{\theta}^{*} \cos \theta + v_{r}^{*}) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \sin \theta - v_{r}^{*} \cos \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \sin \theta - v_{r}^{*} \cos \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \sin \theta - v_{r}^{*} \cos \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \sin \theta - v_{r}^{*} \cos \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \sin \theta - v_{r}^{*} \cos \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \sin \theta - v_{r}^{*} \cos \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \sin \theta - v_{r}^{*} \cos \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \sin \theta - v_{r}^{*} \cos \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \sin \theta - v_{r}^{*} \cos \theta] + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \sin \phi - v_{r}^{*} \cos \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \sin \phi - v_{r}^{*} \cos \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \sin \phi - v_{r}^{*} \cos \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \sin \phi - v_{r}^{*} \sin \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \cos \phi + v_{r}^{*} \sin \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \cos \phi + v_{r}^{*} \sin \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \cos \phi + v_{r}^{*} \sin \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \cos \phi + v_{r}^{*} \sin \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \cos \phi + v_{r}^{*} \sin \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \cos \phi + v_{r}^{*} \sin \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \cos \phi + v_{r}^{*} \sin \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \cos \phi + v_{r}^{*} \sin \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \cos \phi + v_{r}^{*} \sin \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \cos \phi + v_{r}^{*} \sin \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \cos \phi + v_{r}^{*} \sin \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \cos \phi + v_{r}^{*} \sin \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{\theta}^{*} \cos \phi + v_{r}^{*} \sin \theta) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + v_{r}^{*} \sin \theta] + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + (v_{z}^{*} \sin \phi) + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + v_{r}^{*} \sin \theta] + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + v_{r}^{*} \sin \phi] + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + v_{r}^{*} \sin \phi] + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + v_{r}^{*} \sin \phi] + 2[v_{z}^{*} \cos \phi + v_{r}^$$

در معادلات حاکم، روی دیوارههای جامد به سادگی میتوان، شرط عدم لغزش را برای مؤلف های سرعت اعمال کرد. همچنین میتوان برای دیواره شرط ثابت بودن دما را با دقت بالایی به کار برد. درستی این شرط در آزمایشهای زیادی به اثبات رسیده است. چه [۱۲] و همکارانش در آزمایشهای خود دمای دیواره مسیر خنک کاری را حدود ۲۰۰K در نظر گرفتهاند. هرچند اعمال شرط مرزی برای فشار نسبتاً دشوار است، ولی در

این پژوهش از روش عددی ویژهای استفاده شده که به اعمال شرط مرزی فشار نیازی ندارد. در این پژوهش، در ناحیه ورودی، مؤلفه سرعت محوری برابر مقدار ثابت U لحاظ شده است.



شکل (۳): دستگاههای مختصات در هر سه ناحیه.

با توجه به اینکه معادلات حاکم به صورت شبه گذرا حل می شوند، بنابراین به شرایط اولیه نیاز دارند. برای اکثر سیستمهایی که دارای دیوارههای بدون شتاب هستند و نیروهای حجمی بر آنها اثر ندارند، میتوان شرط اولیه سکون را لحاظ کرد [۲۸]. برای پرههای ثابت (پرههای استاتور)، فرض سكون، شرط اوليه مناسبي است، ولي براي پرههای متحرک (پرههای روتور) این فرض با معادلات ناویراستوکس سازگار نیست. علت این امر وجود ترم شتاب گریز از مرکز در معادلات ناویراستوکس است. برای پرههای روتور پیشنهاد می شود که جهت تعیین شرط اولیه، میدان جریان بهصورت یک بعدی، تراکمنایذیر و غیرلزج حل شود و نتایج در شرط اولیه لحاظ شوند [۲۹]. برای این منظور میتوان تمامی مؤلفههای سرعت را برابر صفر فرض کرد ولی شتاب را با نیـروی گریـز از مرکـز بـالانس نمـود و در تمامي ميدان جريان شرط اوليه زير را براي فسار لحاظ کرد:

$$P = \frac{1}{2}\rho x^2 \omega^2. \tag{1Y}$$

در رابطه بالا *@*، سرعت دوران پره و x فاصله تا محور توربین (محور دوران) است.



شکل (۴): شبکه مسیر خنک کاری.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{T - T_{\circ}}{T_m - T_{\circ}} \right) = 0. \tag{10}$$

که در رابطه فوق، T_o دمای دیواره و T_m دمای متوسط جریان در ناحیه خروجی است.

۳- روش عددی

به دلیل غیرخطی بودن معادلات ناویر استوکس، تحلیل عددی مسائل جریان پایدار بهصورت شبهگذرا صورت میگیرد و پس از انتخاب یک شرط اولیه مناسب، معادلات حاکم در حالت غیردائم حل میشوند تا جوابها به سمت پاسخهای جریان پایدار همگرا شوند. در این پژوهش برای اصلاح پارامتر فشار در گامهای زمانی تحلیل، از روش تراکم پذیری مصنوعی چورین^{([۲7]} استفاده شده است. در این روش، معادله پیوستگی با افزودن یک عبارت تابع زمان برای فشار به صورت زیر در میآید:

 $\frac{\partial P}{\partial t} + a^2 \nabla . V = 0. \tag{19}$

واضح است که در حالت پایدار، پاسخ معادله فوق با معادله پیوستگی یکسان است.

تقسیم فضای حرکت جریان خنک کاری به سه ناحیه، سبب عدم نیاز به استفاده از نگاشت، برای تبدیل شبکه در ناحیه قوس (ناحیه ۲) می شود، زیرا به این ترتیب به جای استفاده از نگاشت در ناحیه قوس، معادلات حاکم در دستگاه مختصات استوانهای گسسته می شوند. شبکه استفاده شده در این تحقیق از نوع شبکه جابهجا شده، و شبکه ثانویه از طریق انتقال شبکه اولیه در امتداد قطر المانها و به اندازه نصف قطر آنها به دست می آید [۲۷]. این روش، امکان به هم جفت شدن متغیرها را فراهم کرده و پایداری را بهبود می خشد. در اینجا، برای گسسته کردن معادلات حاکم از تقریب تفاضل محدود پیشرو مرتبه اول برای مشتق زمان و تقریب تفاضل محدود مرتبه دوم برای مشتقات مکان استفاده شده است. در این پژوهش، معادلات به صورت صریح فرمول بندی شدهاند.

¹⁻Chorin

در این بخش، ابتدا به موضوع حساسیت و دقت پرداخته شده و سپس جریانهای دو بعدی و سه بعدی در مسیر شده و سپس جریانهای دو بعدی و سه بعدی در مسیر خنک کاری بررسی شدهاند. برای بررسی دقت، نتایج حاصل از این پژوهش با نتایج نمونه ([۳۰] مقایسه شده است. با توجه به شکل ۲، هندسه ای با مشخصات است. با توجه به شکل ۲، هندسه ای با مشخصات گره ۲۱×۲۱ در هر مقطع و نسبت دو به یک برای طول به گره ۲۱×۲۱ در هر مقطع و نسبت دو به یک برای طول به مرض سلول ها در نظر گرفته شده است. جریان در عدد ری سری دو حالت صفر و ۴/۰ بررسی منده است. در شکل ۲ و نسبت دو به یک برای طول به مرض سلول ها در نظر گرفته شده است. جریان در عدد نادیه است. مطابق شکل، شده است. مطابق شکل، شده است. مطابق شکل، شده است. مطابق شکل، تطابق قابل قبولی میان نتایج حاصل از این تحقیق و نتایج کیس وجود دارد، به طوری که متوسط قدر مطل ق خطا در حالت ایستا ۲/۱۸ است.

برای بررسی حساسیت، از جریان سه بعدی اصلی مطالعه شده در این تحقیق که مشابه آزمایشات چه^۲[۱۲] می باشد، استفاده شده است(۲۰ m، D_h =۳cm، D_h =۳cm، $L = 7 \cdot \text{cm}$ ، $D_h = \infty$). در این $L = 7 \cdot \text{cm}$ ، $D_h = \infty$ ($Re = 4 \cdot \text{c}$) $R_c = -9 \cdot \text{c}$). Re = $4 \cdot \text{cm}$, Re = $4 \cdot \text{cm}$

در شکلهای ۷ تا ۹ پارامترهای جریان در یک مسیر خنککاری دو بعدی ایستا (استاتور) بررسی شدهاند.

در شکل ۷، توزیع سرعت محوری بیبد در مسیر خنککاری نشان داده شده است. مطابق شکل، سیال از ناحیه اول (ناحیه مستقیم سمت راست) وارد شده و پس از عبور از مسیر U شکل خنککاری از ناحیه سوم (ناحیه

مستقیم سمت چپ) خارج می شود. در ناحیه اول در ابتدا نحوهٔ حرکت سیال مانند جریان بین دو صفحه تخت است و با رسیدن به قوس، تقارن محوری جریان بههم خورده و توده سیال به سمت دیواره داخلی تمایل پیدا میکند. در انتهای قوس پدیده جدایش اتفاق میافتد. در اثر جدایش در این ناحیه گردابههای شدیدی وجود دارد. مطابق شکل به دلیل انحنای شدید مسیر، توده سیال پس از عبور از قوس با دیواره مقابل (در ناحیه سوم) برخورد کرده و به دلیل آثار مومنتوم ناشی از این برخورد، دچار تلاطم شده است (در شعاعهای انحنای بزرگ چنین تلاطمی وجود ندارد). به دلیل اثرات لزجت، با پیشروی جریان در مسیر خنککاری تلاطمات تولید شدہ ناشے از قوس کاهش پیدا می کنند. از آنجا که با کاهش شعاع انحنا، ماکزیمم سرعت در ناحیه قوس افزایش و ناحیه جدایش بعد از قوس (با سرعت محوری منفی) توسعه می یابد، بدیهی است که برای ارضای پیوستگی جریان در ناحیه متلاطم بایستی بخشهای دارای سرعت منفی ایجاد شوند.

در شکل ۸ کانتور فشار استاتیکی بیبعد مشخص شـده است. مطابق این شکل در طول مـسیر ناحیـه اول، فـشار استاتیکی به تـدریج در حـال کـاهش اسـت ولـی در اثـر قوس، فشار استاتیکی افت قابل توجهی پیدا میکند.

در شکل **۹** توزیع دمای بی بعد نشان داده شده است. مطابق شکل با پیشروی جریان، دمای سیال در نزدیکی دیوارهها بتدریج زیاد شده و در ناحیه جدایش به دلیل اختلاط قابل توجه جریان، میزان دما، بشدت افزایش یافته است.

در شکلهای ۱۰ تا ۱۳ پارامترهای جریان برای یک مسیر خنککاری چرخان (روتور) دو بعدی بررسی شدهاند. در شکل ۱۰، توزیع بی بعد سرعت در اعداد دوران مختلف نشان داده شده است. مطابق شکل، اثر عمده دوران در ناحیه خروجی قابل مشاهده است و دوران پره سبب انحراف پروفیل سرعت محوری به سمت یکی از دیواره ها می شود. اینکه پروفیل سرعت به سمت کدامیک از دیواره ها متمایل می شود، کاملاً مربوط به جهت دوران پره است و شدت تمایل جریان به سمت دیوارهها نیز به

¹⁻Keith

²⁻Cheah

در شکل **۱۱**، کانتورهای فشار استاتیکی در اعداد دوران مختلف نشان داده شدهاند. مطابق شکل برای پرههای روتور، توزیع فشار استاتیکی مشابه توزیع نیروی \mathcal{R}_{2} یز از مرکز است، در حالی که برای پره استاتور ($\mathbf{ro} = \mathbf{N}$) توزیع فشار به نحوی است که همواره سیر نزولی دارد. علت این قضیه، این است که برای پره ساکن، فشار استاتیکی با تنشهای برشی ناشی از ویسکوزیته سیال بالانس شده است. بنابراین ممکن است که در طول مسیر به طور دائم فشار استاتیکی کاهش یابد، ولی درپره روتور به طور دائم فشار استاتیکی کاهش یابد، ولی درپره روتور شده است. با توجه به شکل میتوان دریافت که مرتبه توزیع فشار در پره استاتور بسیار کوچکتر از مرتبه آن در پرههای روتور است و با افزایش سرعت دوران بر میزان

در شکل**۱۲**، توزیع عدد ناسلت سرتاسری برحسب عـدد دوران آمده است. مطابق شکل بـا پیـدایش دوران، میـزان انتقال حرارت افزایش می یابد. به طور کلی با افزایش عدد دوران بر شدت جریانهای ثانویه افزوده شده و این جریانهـا سهم بسزایی در افزایش انتقال حرارت دارند.

در شکل **۱۳** اثر شعاع توربین (بهصورت بی بعد) بر عدد ناسلت سرتاسری بررسی شده است. مطابق شکل، اثر شعاع توربین بر عدد ناسلت تقریباً به صورت خطی است و با افزایش شعاع توربین، مقدار ناسلت افزایش پیدا میکند اما مقدار این افزایش بسیار کم است و حساسیت انتقال حرارت نسبت به شعاع توربین در نیروی گریز از علت این قضیه، تأثیر شعاع توربین در نیروی گریز از مرکز است و همانگونه که پیشتر گفته شد، نیروی گریز از مرکز بیش از آنکه در مؤلفه های سرعت تاثیر داشته باشد، در توزیع فشار جریان مؤثر است.

در اشکال ۱۴ تـا ۱۹ پارامترهـای جریـان در مـسیر خنککاری ایستا و گردان سه بعدی بررسی شدهاند.

شکل **۱۴**، خطوط جریانهای ثانویه را در مقاطع مختلف یک مسیر ایستا (پره استاتور) نمایش میدهد. مطابق شکل در 9 = 9 = 0 و 170 = 0 گردابههای تیلور و گورتلر [۳۱] که ناشی از انحنای مسیر جریان هستند، کاملاً قابل مشاهده میباشند. همچنین، در ابتدای ناحیه سوم و در x/L=0 (انتهای قوس) آثار انحنا کاهش یافته و

آثارجدایش قابل ملاحظه است. پس از انحنا، تلاطم در جریان ایجاد میشود (مانند جریانهای دوبعدی) که این تلاطمات در وسط ناحیه سوم و در x/L=۰/۵ نشان داده شدهاند.

در شکل **۱۵** جریانهای ثانویه در وسط ناحیه اول و به ازای زوایای حمله مختلف یک مسیر چرخان (Ro = 1) نشان داده شدهاند. در زاویه حمله [°] ۹۰- نیروی ناشی از شتاب کریولیس در جهت محور y و به سمت بالاست که منجر به گردابه هایی مطابق شکل شده است. با توجه به شکل، در سایر زوایای حمله نیز، گردابهها کاملاً در جهت شتابهای کریولیس ایجاد می شوند.

در شکل ۱۶ تداخل اثر گردابههای ناشی از دوران و انحنا در وسط ناحیه قوس([°] ۹۰= *θ*) بررسی شده است. مطابق شکل در زاویه حمله [°] ۹۰– این گردابهها یکدیگر را تقویت میکنند، ولی به تدریج با افزایش زاویه حمله، اثر یکدیگر را تضعیف میکنند، به نحوی که در زاویه حمله [°] ۹۰+ اثر یکدیگر را کاملاً خنثی مینمایند.

در شکل **۱۷** تداخل اثر گردابهها در θ =۱۳۵ بررسی شده است. مشابه شکل **۱۶** با افزایش زاویه حمله، کاهش اثر جریانهای ثانویه مشاهده می شود ولی در اینجا به علت تضعیف جریانهای تیلور گورتلر، شدت کاهش سرعت جریانهای ثانویه کمتر است.

در شکل ۱۸ اثر زاویه حمله بر عدد ناسلت سرتاسری مطالعه شده است. مطابق شکل با افزایش زاویه حمله، عدد ناسلت سرتاسری کاهش مییابد. علت این موضوع کاملاً روشن است، زیرا در نواحی اول و سوم، زاویه حمله تأثیر چندانی بر انتقال حرارت ندارد ولی در ناحیه دوم (قسمت قوس) در زوایای حمله منفی، گردابههای ناشی از دوران و انحنا یکدیگر را تقویت میکنند اما در زوایای حمله مثبت یکدیگر را تضعیف مینمایند.

شکل **۱۹** توزیع ماکزیمم مقدار ورتیسیتی را بر حسب زاویه حمله نمایش میدهد. روند این منحنی کاملاً مشابه شکل ۱۸ است و نشانگر تقویت گردابه ها در زوایای حمله منفی و تضعیف آنها در زوایای حمله مثبت است.



شکل(۷): توزیع سرعت محوری در حالت دوبعدی.

www.SID.ir



www.SID.ir



زوایای حمله مختلف در Ro =۱.

www.SID.ir



به ازای زوایای حمله مختلف در Ro =۱ .

 $\theta = 900^{\circ}$ شکل (۱۶): جریانهای ثانویه در ناحیه دوم در Ro = 1. به ازای زوایای حمله مختلف در Ro = 1.

- ج- مراجع
 Han, J.C., Dutta, S., and Ekkad, S., "Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Tech.", First Ed., Taylor & Francis, London, 2000.
- Bredberg, J., "Turbulence Modelling for Internal Cooling of Gas Turbine Blades", Report 01/9, Dep't. of Thermo. and Fluid Dynamics, Chalmers University of Tech., Gothenburg, Also available at www.tfd.chalmers.se/~bredberg, 2002.
- 3. Han, J.C. and Zhang, Y.M., "High Performance Heat Transfer Ducts with Parallel Broken and V-Shaped Broken Ribs", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 35, No. 2, pp. 513-525, 1992.
- Chyu, M.K. and Natarajan, V., "Surface Heat Transfer from a Three-pass Blade Cooling Passage Simulator", ASME J. Turbo machinery, Vol. 117, No. 4, pp. 650-656, 1995.
- Liou, T.M., Chen, C.C. and Tsai, T.W., "Heat Transfer and Fluid in a Square Duct with 12 Different Shaped Vortex Generators", ASME Paper, No. 99-GT-225, 1999.
- Cho, H.H., Wu, S.J., and Kwon, H.J., "Local Heat/Mass Transfer Measurements in a Rectangular Duct with Discrete Ribs", ASME Paper No. 99-GT-121, 1999.
- Iacovides, H., Jackson, D.C., Kelemenis, G., and Launder, B.F., "The Measurement of Local Wall Heat Transfer in Stationary U-Duct of Strong Curvature with Smooth and Rib Roughened Walls", ASME Paper, No. 99-GT-254, 1999.
- Wagner, J.H., Johnson, B.V., and Hajek, T.J., "Heat Transfer in Rotating Passage with Smooth Walls and Radial Outward Flow", ASME J. Turbomachinery, Vol. 113, No. 1, pp. 42-51, 1991.
- Wagner, J.H., Johnson, B.V., and Kopper, F.C., "Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages with Smooth Walls", ASME J. Turbomachinery, Vol. 113, No. 3, pp. 321-330, 1991.
- Morris, W.D. and Salemi, R., "Attempt to Uncouple the Effects of Coriolis and Buoyancy Forces Experimentally on Heat Transfer in Smooth Circular Tubes that Rotate in the Orthogonal Mode", ASME J. Turbomachinery, Vol. 114, No. 4, pp. 858-864, 1992.
- 11. Han, J.C. and Zhang, Y.M., "Influence of Surface Heating Condition on Local Heat Transfer in a Rotating Square Channel With





۵- نتیجه گیری

در این یژوهش با استفاده از دستگاههای مختصات نسبی، فضای جریان تقسیم بندی شدہ و به این ترتیب دیگر نیازی به استفاده از نگاشت شبکه نبوده است. در نتیجه مدلسازی عددی آسانتر و با هزینه محاسباتی کمتر انجام شده است. دوران مسير جريان سبب ايجاد تغييرات عمده در توزیع فشار و پروفیل جریان نسبت به حالت ایستا می، شود، به نحوی که توزیع فشار تا حد زیادی از توزیع نیروی گریز از مرکز پیروی میکند و فعالیت جریانهای ثانویه ناشی از شتاب کریولیس سبب انحراف جریان به سمت یکے از دیوارہ ہا (در جہت شتاب کریولیس) می گردد. در ناحیه قوس تداخل جریانهای ثانویه ناشی از دوران و انحنا نقش مهمی در انتقال حرارت ایفا مے کند. نوآوری این تحقیق مربوط به مطالعه اثر زاویه حمله در نحوه تداخل جریانهای ثانویه و تاثیر آن بر انتقال حرارت جریان است، به نحوی که در مورد مطالعه شده در این مقاله، تغییر زاویه حمله از ۹۰°+ به ۹۰°- تا حدود ۲۰٪ در میزان انتقال حرارت جریان مؤثر است. through Stationary and Rotating U-Ducts of Strong Curvature", Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 17, No. 1, pp. 22-33, 1996.

- Bredberg, J., "Prediction of Flow and Heat Transfer Inside Turbine Blade Using EARSM, k-ε and k-ω Turbulence Model", Thesis for the Degree of Licentiate of Eng., Dep't of Thermo and Fluid Dynamics, Chalmers Univ. of Tech., Gothenburg., Also available at www.tfd.chalmers.se/~bredberg, 2002.
- Chakravarthy, S., Bose, T.K., Batten, P., Palaniswamy, S., Goldberg, U. and Peroomian, O., "Convective Heat Transfer Inside Rotating Tubes", Report AIAA-2000-3356, Metacomp Technologies, Inc., Westlake Village, CA 91316, 2000.
- 24. Han, J.C. and Dutta, S., "Recent Developments in Turbine Blade Internal Cooling", Report 162-178, Univ. of South Carolina, Columbia, 2001.
- 25. Kays, W.M. and Crawford, M.E., "Convective Heat and Mass Transfer", Third Edition, McGraw-Hill, 1993.
- Chorin, A.j., "A Numerical Method for Solving Incompressible Viscous Flow Problems", J. Computational Physics, Vol. 2, No. 1, pp. 12-26, 1967.
- 27. Hoffmann, K.A. and Chiang, S.T., "Computational Fluid Dynamics for Engineers", First Ed., EES, Texas, 1989.
- 28. Patankar, S.V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", First Edition, John Benjamin's Publishing Co, Texas, 1980.
- 29. Sunden, B. and Faghri, M., "Heat Transfer in Gas Turbine", First Ed., WIT Press, Boston, 2001.
- 30. Keith T.G., Papa, F., Dewitt K.J., and Vaidyanathan K., "Numerical Calculation of Developing Laminar Flow in Rotating Ducts with a 180° Bend", Int. J. Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, Vol. 12, No. 7, pp. 780-799, 2002.
- Schlichting, H., Gersten, K., Krause, E., Oertel, H. and Mayes, C. (Translator), "Boundary-Layer Theory", Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2000.

Smooth Walls and Radially Outward Flow", ASME J. Turbomachinery, Vol. 116, No. 1, pp. 149-158, 1994.

- Cheah, S.C., Iacovides, H., Jackson, D.C., Ji, H., and Launder, B.E., "LDA Investigation of the Flow Development Through Rotating Ducts", ASME J. Turbomachinery, Vol. 118, No. 1, pp. 590-596, 1996.
- Taslim, M.E., Rahman, A., and Spring, S.D., "An Experimental Investigation of Heat Transfer Coefficient in a Spanwise Rotating Channel with Two Opposite Rib-roughened Wall", ASME J. Turbomachinery, Vol. 113, No. 1, pp. 75-82, 1991.
- Wagner, J.H., Johnson, B.V., Graziani, R.A., and Yeh, F.C., "Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages with Trips Normal to the Flow", ASME J. of Turbomachinery, Vol. 114, No. 4, pp. 847-857, 1992.
- 15. Zhang, Y.M., Han, J.C., Parsons, J.A., and Lee, C.P, "Surface Heating Effect on Local Heat Transfer in a Rotating Two-pass Square Channel with 60 deg Angled Rib Turbulators", ASME J. Turbomachinery, Vol. 117, No. 2, pp. 272-280, 1995.
- 16. Johnson, B.V., Wagner, J.H., Steuber, D.D., and Yeh, F.C., "Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages with Selected Model Orientations for Smooth or Skewed Trip Walls", ASME J. Turbomachinery, Vol. 116, No. 4, pp. 738-744, 1994.
- Tes, D.G.N., "Flow in Rotating Serpentine Coolant Passages with Skewed Trip Strips", Report R95-9089F, Scientific Research Associates, Inc., Glastonbury, Connecticut, 1995.
- Kuo, C.R. and Hwang, G.J., "Experimental Studies and Correlations of Radially Outward and Inward Air-Flow Heat Transfer in a Rotating Square Duct", ASME J. Heat Transfer, Vol. 118, No. 1, pp. 23-30, 1996.
- Besserman, D.L. and Tanrikut, S., "Comparison of Heat Transfer Measurements with Computations for Turbulent Flow around a 180 Degree Bend", ASME Paper, No. 91-GT-2, 1991.
- 20. Wang, T.-S. and Chyu, M.K., "Heat Convection in a 180-Deg Turning Duct with Different Turn Configurations", AIAA J. Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 8, No. 3, pp. 595-601, 1994.
- 21. Iacovides, H., Launder, B.F., and Li H.Y., "The Computation of Flow Development