

شبیه‌سازی انتقال گرما و توزیع دما روی دیسک‌های دوار موتور جت

بهروز شهریاری*

استادیار، مجتمع دانشگاهی مکانیک و هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، اصفهان، ایران

میثم کشکولی

دانشجو، مجتمع دانشگاهی مکانیک و هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، اصفهان، ایران

چکیده

دیسک‌های دوار در توربین‌های گاز زمینی و هوایی اعم از توربوجت، توربوفن، توربوپراپ و توربوجت در دماهای بالا، گرادیان‌های گرمایی شدید و سرعت‌های زاویه‌ای بالا کار می‌کنند. این شرایط کاری به ترتیب منجر به کاهش مقاومت ماده سازنده دیسک، افزایش سطح تنش‌های حرارتی و ایجاد نیروی گریز از مرکز بزرگ و به دنبال آن افزایش سطح تنش‌های شعاعی و محیطی می‌شود. بنابراین تحلیل حرارتی دیسک جهت ایجاد توزیع دما و انتقال گرمای مناسب با ایجاد مکانیزم خنک‌کاری کارا از اهمیت خاصی برخوردار است. در این تحقیق، مساله دیسک چرخان مطابق با واقعیت مدل می‌شود. مساله شامل دیسک و حفره چرخان به منظور خنک‌کاری سطح دیسک در نظر گرفته شده، سپس به کمک حل همزمان معادلات جریان و انرژی در نرم‌افزار Fluent به صورت عددی شبیه‌سازی شده است. نتایج توزیع سرعت، انتقال حرارت و توزیع دما به تفصیل توضیح داده شده و کانتورهای توزیع دما و تقریب چندجمله‌ای برای توصیف دمای دیسک بر حسب شعاع آن برای حالت‌های مختلف پرواز استخراج می‌شوند. همچنین یک تحلیل جامع روی پارامترهای مؤثر بر انتقال گرما و توزیع دمای مساله ارائه می‌شود. تقریب چندجمله‌ای پروفیل‌های دمای دیسک بر حسب سرعت دورانی امکان پیش‌بینی توزیع دمای دیسک را در هر سرعت چرخشی فراهم می‌کند. همچنین بر اساس نتایج این تحقیق، بحرانی‌ترین قسمت دیسک، شعاع بیرونی آن که تحت بیشترین تنش حرارتی-مکانیکی قرار دارد، تشخیص داده شد.

واژه‌های کلیدی: دیسک دوار، تجزیه و تحلیل حرارتی، شبیه‌سازی عددی، انتقال گرما و توزیع دما، حفره چرخان.

Simulation of Heat Transfer and Temperature Distribution in Jet Engine Rotating Disks

B. Shahriari

Department of Mechanical and Aerospace, Malek-Ashtar University of Technology, Isfahan, Isfahan, Iran

M. Kashkouli

Department of Mechanical and Aerospace, Malek-Ashtar University of Technology, Isfahan, Isfahan, Iran

Abstract

Rotating disks function at high temperatures, thermal gradients and angular velocities in aerial or land gas turbines such as turbojets, turbofans, turboprops and turbojets. These working conditions result in reduced strength of disk material, increased amount of thermal stresses and creation of large centrifugal forces that leads to an increased level of radial and angular stresses. Therefore, thermal analysis of the disk in order to establish appropriate temperature distribution and adequate heat transfer using an effective cooling mechanism is of peculiar importance. In this paper rotating disk problem is modeled in accordance with reality. The problem which consists of a rotating disk and cavity in order to cool the disk surface is considered. After that problem is simulated by simultaneously solving flow and energy equations numerically. The results of the velocity distribution, heat transfer and temperature distribution are comprehensively explained. Furthermore, temperature distribution contours and polynomial approximation to describe the temperature of the disk in terms of its radius are derived for various flight cycles. Also, a comprehensive analysis of the parameters affecting heat transfer and temperature distribution is proposed. The polynomial approximation of temperature profiles of the disk, makes it possible to anticipate disk temperature at any rotational speed. Furthermore, based on the results of this research, outer diameter of the disk is identified as the most critical part of the disk, which is under the most severe thermal-mechanical stress.

Keywords: Rotating disk, Thermal analysis, Numerical simulation, Heat transfer and temperature distribution

Rotating cavity.

۱-مقدمه

دیسک دوار به علت کاربردهای فراوانی صنعتی، از دیرباز موضوع تحقیقات و مطالعات متعددی بوده است. از کاربردهای دیسک دوار می‌توان به دیسک‌های توربین و کمپرسور توربین‌های گازی اشاره کرد [۱]. دیسک توربین گاز اغلب در گرادیان‌های دمایی بالا و سرعت‌های زاویه‌ای زیادی کار می‌کند. سرعت زاویه‌ای بالا باعث ایجاد نیروی گریز بزرگی از مرکز دیسک شده و همزمان با آن، دمای بسیار زیاد، منجر به کاهش مقاومت ماده سازنده دیسک می‌شود [۲].

توزیع متقارن محوری دما برای دیسکی که ضخامت آن با شعاع تغییر می‌کند و تغییرات دما در ضخامت ناچیز فرض می‌شود توسط براون و مارکلند [۳] بررسی شد. آنها یک روش تحلیلی برای دیسک با رسانایی گرمایی یکسان، ضریب انتقال گرمای جابجایی یکسان و

افزایش ناچیز دمای خنک‌ساز به دست آوردند. همچنین بیان کردند هنگامی که رسانایی گرمایی با دما و ضریب انتقال گرمای جابجایی با شعاع تغییر کند یا افزایش دمای خنک‌ساز تأثیرگذار باشد، به منظور به دست آوردن توزیع دما حتماً باید از روش عددی استفاده شود.

یک تحلیل حرارتی از خنک‌کاری سطحی دیسک روتور توربین گاز یک اتومبیل توسط گلاذن [۴] انجام شد. روش‌های مختلف خنک‌کاری در نظر گرفته شده و با حالت خنک‌کاری نشده مقایسه شد. روش‌های خنک‌کاری شامل استفاده از هوای خروجی از کمپرسور به منظور حفظ جریان بین قسمت‌های ثابت و متحرک توربین و یا خنک‌کاری دیسک توربین می‌شود. کاهش اساسی در دمای پره توسط هر یک از روش‌های خنک‌کاری پیش‌بینی می‌شود. سپس نشان داده می‌شود که خنک‌کاری به کمک هوا می‌تواند عمر تنش-پارگی پره را

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: shahriari@mut-es.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۴/۱۱/۰۷

تاریخ پذیرش: ۹۵/۰۵/۲۳

به‌شدت افزایش دهد. همچنین به کمک این روش، امکان افزایش دمای ورودی توربین فراهم می‌شود.

بوز و همکاران [۵] شافت و دیسک چرخان توربین گاز را تحلیل CFD کردند. آن‌ها از یک کد حجم محدود وابسته به زمان با فیزیک و شبکه یکسان شده برای مدل کردن چرخش دیسک استفاده کردند. آن‌ها مشاهده کردند که عدد ناسلت محلی شدیداً به توزیع دما، دبی سیال خنک‌ساز و سرعت چرخشی آن وابسته است.

یک روش کوپل حرارتی المان محدود و دینامیک سیالات محاسباتی (FEA/CFD) توسط سان و همکاران [۶] ارائه شد. این کوپل حرارتی به‌وسیله یک فرایند تکرار شونده بین محاسبات المان محدود و دینامیک سیالات محاسباتی به دست می‌آید. ارتباط بین محاسبات المان محدود و دینامیک سیالات محاسباتی باعث اطمینان از پیوستگی دما و شار می‌شود. تطابق خوبی بین نتایج شبیه‌سازی و داده‌های یک مورد عملی مشاهده شد. همچنین نشان داده شد که حل‌های کوپل برای طراحی را در زمان‌های نسبتاً کوتاه (حدود یک هفته) می‌توان به نتیجه رسانید.

برتا و مالفا [۷] اثرات آیرودینامیکی را در یک آرایش روتور-استاتور که جریان هوای ایجادشده توسط روتور در فاصله بین روتور و پایه‌های محفظه دارای اهمیت است، بررسی کردند. روتور آدیاباتیک و سطوح محفظه هم‌دما در نظر گرفته شدند. برای مورد محفظه بسته، روابط تجربی موجود در تحقیقات گذشته برای تخمین ضرایب تنش اثرات آیرودینامیکی تحت شرایط هندسی و سینماتیکی مشابه با نتایج شبیه‌سازی CFD مقایسه شد. به‌منظور حصول میدان جریان و میزان شار گرمایی و به علت عدم وجود روابط تجربی برای شرایط موجود، یک مدل نیمه تجربی بر اساس موازنه جرم و مومنتوم زاویه‌ای و تشابه رینولدز توسعه داده شد. بین نتایج عددی با پیش‌بینی تقریبی توزیع دما روی سطوح روتور تطابق خوبی وجود داشت.

انتقال گرمای جابجایی یک دیسک چرخان با جت اعمالی مرکزی توسط آستاریتا و همکاران [۸] به کمک روش ترموگرافی مادون قرمز به همراه حسگر حرارتی فویل نازک گرمایی بررسی شد. آشکارسازی دوبعدی جریان حاکی از تاثیر شدید جت آشفته روی لایه مرزی لایه‌ای دیسک چرخان دارد. در این مقاله معادله‌ای برای محاسبه عدد ناسلت در مرکز دیسک ارائه شده است.

فرشی و همکاران [۲] برای به دست آوردن تنش‌های گرمایی دیسک و بهینه‌سازی طراحی آن از نرم‌افزار Ansys برای شبیه‌سازی توزیع دما در دیسک استفاده کردند. آن‌ها با در نظر گرفتن المان بندی حرارتی و با وارد کردن دمای دو سر جسم، توزیع دمای هر نقطه را محاسبه کردند. سپس با ذخیره‌سازی این توزیع دمای به‌دست‌آمده، بارگذاری مکانیکی قطعه را اعمال کرده و تنش‌های مربوط را به دست آوردند.

انتقال گرما در استاتور عامل مهمی در طراحی ماشین‌های الکتریکی دیسکی از جمله موتورهای مغناطیسی دایمی جریان محوری و ژنراتورها است. به این منظور و جهت افزایش دقت تخمین حرارتی سیستم‌های دیسک خنک شده توسط هوا، هاوی و همکاران [۹] روش تجربی جدیدی برای اندازه‌گیری انتقال گرما در یک سیستم روتور-استاتور به کمک آرایشی از هیترهای الکتریکی ارائه دادند. طبق نتایج این تحقیق، عدد ناسلت برای تمامی اعداد رینولدز و همچنین

تمامی نسبت‌های لقی بین استاتور و روتور در راستای شعاع افزایش می‌یابد.

عباسی و همکاران [۱۰] اثرات پارامتر شنآوری را روی جریان سیال و انتقال گرمای یک حفره چرخان گرما داده‌شده برای یک محدوده از اعداد رینولدز به دست آوردند. این عمل به کمک کد تجاری Fluent و با انتخاب یک حل‌گر دوبعدی تقارن محوری انجام شد. دو مدل آشفته‌گی رینولدز پایین و تنش رینولدز برای انجام تحلیل به کار رفت. اثر شدید اعداد رینولدز چرخشی روی توزیع دما و شار حرارتی روی هر دو دیسک گرم و سرد دیده شد.

هارموند و همکاران [۱۱] جریان سیال و انتقال گرما را در هندسه‌های مختلف روتور-استاتور مرور کردند. این مرور بیشتر بر پایه انتقال گرمای جابجایی توسط جریان هوای به سمت بیرون در سیستم‌های روتور-استاتور و با جت تماسی یا بدون آن تکیه کرده است و از قسمت‌های روش‌های تئوری، عملی، هندسه‌ها و نتایج مختلف تشکیل شده است.

اندازه‌گیری دقیق توزیع فشار و انتقال گرما در یک حفره روتور-استاتور با ورودی اریفیس روی دیسک چرخان و دو خروجی در شعاع کم و زیاد توسط لو و همکاران [۱۲] انجام شد. به منظور تعیین میزان انتقال گرمای جابجایی روی سطح دیسک چرخان از تکنیک کریستال مایع ترموکرومیک (TDC) استفاده شد. نتایج تجربی نشان دادند که میزان افت فشار از ورودی تا خروجی به شدت وابسته به عدد رینولدز چرخشی و میزان دبی ورودی است. در مورد در نظر گرفته شده، انتقال گرما روی سطح دیسک چرخان در نزدیکی لبه‌های بالایی و پایینی دیسک به علت پدیده بازچرخش کاهش یافت. این در حالی است که با در نظر گرفتن دبی کم و سرعت چرخش زیاد، انتقال گرما در لبه‌های جانبی و با در نظر گرفتن دبی زیاد و سرعت کم، انتقال گرما در مرکز دیسک نسبتاً زیاد هستند.

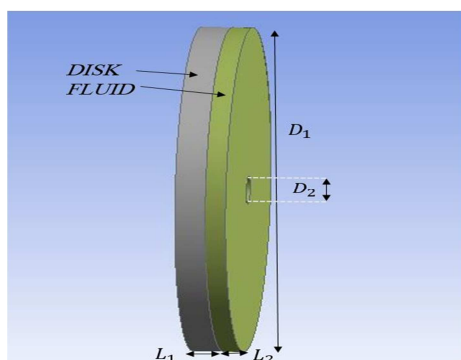
لو و همکاران [۱۳] در پژوهشی دیگر، انتقال گرمای یک سیستم معمول روتور-استاتور با شعاع کم را در دبی‌های مختلف جریان اندازه‌گیری کردند. آنها به صورت تجربی رابطه‌ای میان عدد ناسلت و پارامتر جریان آشفته بدست آوردند که حاکم بر انتقال گرما در سیستم روتور-استاتور است. همچنین در این پژوهش مدل عددی برای بررسی ساختار جریان درون حفره چرخان در نظر گرفته شد که پایه گذار تحقیقات بعدی در این زمینه خواهد بود. ساختار جریان به دست آمده از حل عددی را می‌توان برای توجیه انتقال گرمای سیستم روتور-استاتور به کار برد.

با توجه به مسائل بیان‌شده و به‌طور خلاصه به‌منظور افزایش کارایی سیکل، افزایش دمای ورودی به توربین، به دست آوردن دقیق دمای پره، به دست آوردن تنش‌های گرمایی، پیش‌بینی عمر قطعه و نهایتاً بهینه‌سازی طراحی دیسک، انتقال گرما از دیسک موتور جت تحت شرایط واقعی هندسی و فیزیکی مورد بررسی قرار گرفته و توزیع دمای واقعی آن به‌طور دقیق به دست می‌آید.

در این تحقیق برای شبیه‌سازی مساله به روش عددی از روش حل همزمان (Coupled) معادلات انرژی و مومنتوم استفاده شده است. هرچند حل مساله با استفاده از این روش هزینه محاسباتی بالایی دارد ولی از دقت حل بسیاری بالایی برخوردار است. همچنین توزیع دمای دیسک به صورت چندجمله‌ای مرتبه چهار و اعداد ناسلت

۳-۱- هندسه و شبکه‌بندی مساله

هندسه مساله شامل یک دیسک سه‌بعدی همراه با هندسه ساده‌شده‌ای از ناحیه مربوط به هوای خنک‌کننده در شکل ۱ نشان داده شده است. دیسک در سمت چپ و هوای خنک کن در سمت راست قرار دارند. همچنین ابعاد هندسی مساله در جدول ۱ مشخص شده است.

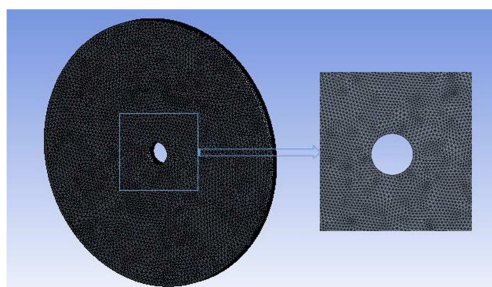


شکل ۱- طرحواره مساله

جدول ۱- ابعاد هندسی مساله

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
$L_1 (mm)$	۳۰	$D_1 (mm)$	۴۵۰
$L_2 (mm)$	۲۰	$D_2 (mm)$	۴۰

شبکه به کار رفته توسط نرم‌افزار Ansys برای شبیه‌سازی در نرم‌افزار Fluent به صورت شکل ۲ است.



شکل ۲- شبکه‌بندی

۳-۲- شرایط مرزی

شرایط مرزی برای سطح داخلی دیسک شرط جابجایی و سطح خارجی آن که به طور مداوم با گازهای داغ در تماس است، دمای ثابت در نظر گرفته شده است. برای هوای خنک کن ورودی سرعت برای سطح داخل و خروجی فشار برای سطح خارج انتخاب شده است. خلاصه شرایط مرزی برای دیسک و سیال خنک‌کن در شکل ۳ مشاهده می‌شود.

میانگین و محلی بر حسب شعاع دیسک برای حالات مختلف استخراج شده است. از طرفی پارامترهای موثر بر توزیع دمای دیسک از جمله سرعت دورانی، جنس و خواص ترموفیزیکی دیسک، سرعت و دبی هوای خنک کن و خنک‌کاری دوسویه مورد بررسی قرار گرفته است.

۲- معادلات حاکم

برای جریان آشفته، معادلات پیوستگی، مومنوم و انرژی در سیستم مختصات دکارتی به صورت معادلات ۱ تا ۷ است. نظر به اینکه امروزه مدل $k-\epsilon$ یکی از محبوب‌ترین و پرکاربردترین مدل‌های جریان آشفته در دینامیک سیالات محاسباتی به خصوص جریان‌های چرخشی است، از این مدل آشفته استفاده شده است.

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = F_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right. \quad (1)$$

$$\left. + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + \rho \left(\frac{\partial \bar{u} \bar{u}'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u} \bar{v}'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{u} \bar{w}'}{\partial z} \right)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = F_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right. \quad (2)$$

$$\left. + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho \left(\frac{\partial \bar{v} \bar{u}'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v} \bar{v}'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v} \bar{w}'}{\partial z} \right)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = F_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right. \quad (3)$$

$$\left. + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \rho \left(\frac{\partial \bar{w} \bar{u}'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{w} \bar{v}'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w} \bar{w}'}{\partial z} \right)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right. \quad (5)$$

$$\left. + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \left(\frac{\partial \bar{u} \bar{T}'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v} \bar{T}'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w} \bar{T}'}{\partial z} \right)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} (\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j}) + G_k + G_b \quad (6)$$

$$- \rho \epsilon - Y_M + S_k$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} (\alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} \quad (7)$$

$$G_k + C_{3\epsilon} G_b - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon + S_\epsilon$$

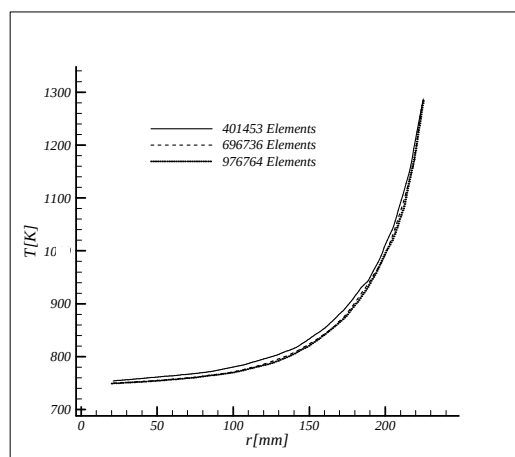
۳- شبیه‌سازی مساله

در این قسمت به شبیه‌سازی عددی مساله انتقال گرما و توزیع دما در سیستم دیسک دوار پرداخته می‌شود. برای این منظور موتور توربوفن جنرال الکتریک CF6-50 در نظر گرفته شده که در حال حاضر در هواپیماهای تجاری و نظامی مختلفی از جمله داگلاس-DC 10، ایرباس A-300B و بوئینگ 747-300 به کار می‌رود.

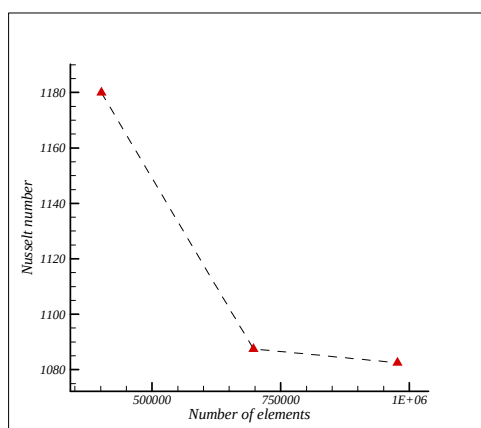
۴- نتایج

۴-۱- استقلال از شبکه

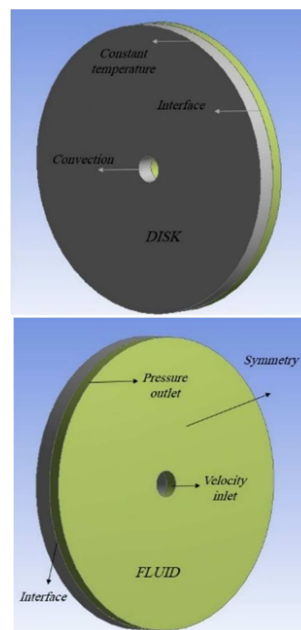
به منظور بررسی استقلال پاسخ از شبکه، مسأله تحت سه تعداد المان متفاوت تحلیل شده است. پروفیل دما روی سطح دیسک و تغییرات عدد ناسلت میانگین سطح مشترک دیسک و سیال برای سه حالت رسم شده به ترتیب در شکل‌های ۴ و ۵ نمایش داده شده‌اند. جدول ۴ تعداد المان‌ها و نسبت آن‌ها و میزان حداکثر خطا را در سه حالت مختلف نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل‌های ۴ و ۵ مشاهده می‌شود اختلاف میان پروفیل‌های دمای سطح دیسک کم است؛ هرچند اختلاف نسبتاً زیاد عدد ناسلت میانگین بین حالت اول و دوم باعث می‌شود که شبکه یک سطح دیگر کوچک شده و نتایج مقایسه شوند. در حالت سوم پروفیل‌های دما تقریباً منطبق شده و اختلاف عدد ناسلت میانگین بین حالت دوم و سوم به مقدار قابل قبولی می‌رسد. با توجه به درصد ناچیز اختلاف بین شبکه دوم و سوم و میزان دقت مورد نیاز، تعداد المان ۶۹۶۷۳۶ به عنوان تعداد المان نهایی برای حل مسأله در نظر گرفته می‌شود.



شکل ۴- پروفیل دما روی سطح دیسک



شکل ۵- تغییرات ناسلت میانگین با تعداد المان



شکل ۳- شرایط مرزی

۳-۳- شبیه‌سازی عددی

طبق اطلاعات موتور CF6-50، جنس دیسک سوپرآلیاژ اینکونل ۷۱۸ (IN-718) و هوا به عنوان سیال خنک‌کن انتخاب شد. اینکونل ۷۱۸ ماده ایده‌آل برای بسیاری از قطعات موتور هواپیما است. این آلیاژ بر پایه نیکل و کروم و با مقادیر زیادی از آهن، مولیبدنیم و نیوبیم و با مقادیر کمی از آلومینیوم و تیتانیوم به دست می‌آید. این آلیاژ مقاومت در برابر خوردگی را با استحکام بالا و قابلیت استثنایی در جوشکاری و مقاومت در برابر ترک پس از جوشکاری پیوند می‌دهد. مشخصات فیزیکی اینکونل ۷۱۸ و هوا در جدول ۲ آورده شده است [۱۴].

جدول ۲- مشخصات فیزیکی مواد

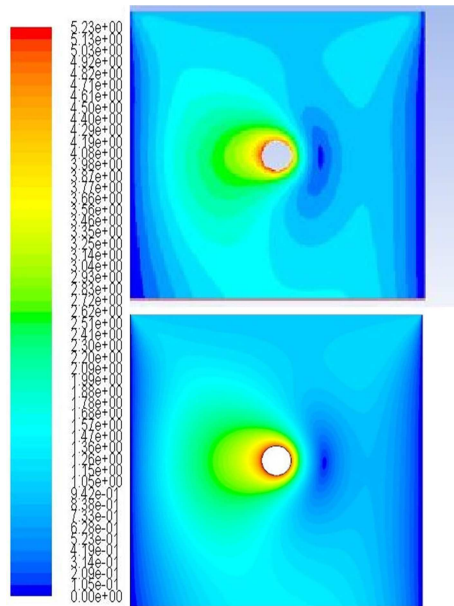
ماده	$k (W/m.K)$	$\rho (kg/m^3)$	$c (J/kg.K)$
هوا	۰/۰۲۴۲	۱/۲۲۵	۱۰۰۶/۴
IN-718	۱۱/۴	۸۱۹۰	۴۳۵

برای حل این مسأله در نرم‌افزار Fluent، از روش SIMPLE برای کوپل کردن معادلات فشار و سرعت استفاده شده است. روش گسسته سازی فضایی برای معادله فشار استاندارد و برای معادلات مومنوم، انرژی و آشفستگی، روش بالادست مرتبه دوم انتخاب شده است.

مقادیر باقیمانده در نظر گرفته شده به عنوان معیار همگرایی و پایان پروسه حل برای معادلات به صورت جدول ۳ است.

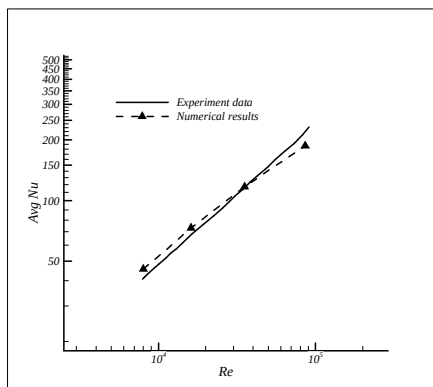
جدول ۳- مقادیر باقیمانده برای رسیدن به همگرایی

معیار همگرایی	معادله	معیار همگرایی	معادله
$1e-4$	k	$1e-5$	پیوستگی
$1e-4$	ϵ	$5e-5$	سرعت در سه جهت
		$1e-9$	انرژی



شکل ۷- کانتور سرعت سیال برای دیسک با سرعت دورانی ۱۰۰ rpm
پرابهاکار (بالا) تحقیق حاضر (پایین)

هندسی و فیزیکی مسأله در [۱۵] موجود است. در شکل‌های ۶ و ۷ به ترتیب کانتورهای سرعت سیال در حضور دیسک بدون چرخش و با سرعت دورانی ۱۰۰ rpm نشان داده شده است. از سوی دیگر و به منظور تایید روش عددی به کار رفته با یک کار تجربی، مقاله الغنام [۱۶] که در آن انتقال حرارت سیلندر افقی چرخان در هوای ساکن به صورت تجربی مورد بررسی قرار گرفته بود، مد نظر قرار گرفت. به منظور انجام آزمایش، یک استوانه آلومینیومی به قطر ۵۰ و طول ۵۰۰ میلی متر در نظر گرفته شده که دمای سطح آن توسط گرم‌کننده الکتریکی ثابت نگه داشته شده و توسط دیسک هایی در ابتدا و انتها عایق بندی می‌شود. مکانیزم انتقال قدرت به نحوی است که گستره وسیعی از سرعت‌های زاویه‌ای و در نتیجه اعداد Re را شامل می‌شود. در شکل (۸) مقایسه نتایج آزمایشگاهی در مقابل نتایج شبیه‌سازی این مسأله به صورت عددی که توسط نرم‌افزار Fluent انجام شده است، مشاهده می‌شود.



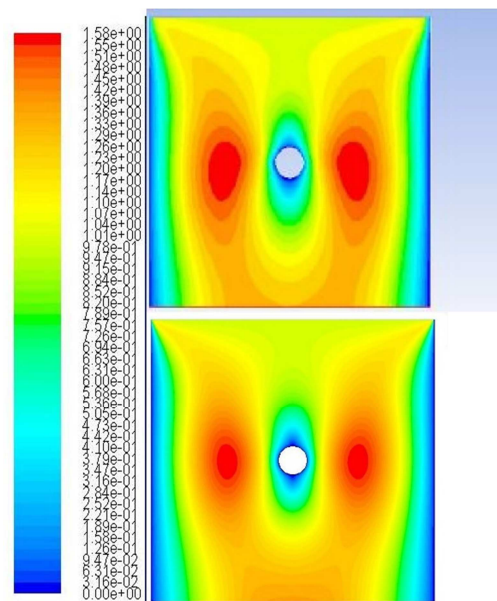
شکل ۸- مقایسه نتایج آزمایشگاهی الغنام [۱۶] در مقابل نتایج شبیه‌سازی

جدول ۴- میزان حداکثر خطا را در سه حالت مختلف

نسبت شبکه‌ها	تعداد المان‌ها	حداکثر درصد اختلاف با شبکه قبل
۱	۴۰۱۴۵۳	۸/۱٪
۱/۷۳	۶۹۶۷۳۶	۰/۵٪
۲/۴۳	۹۷۶۷۵۴	

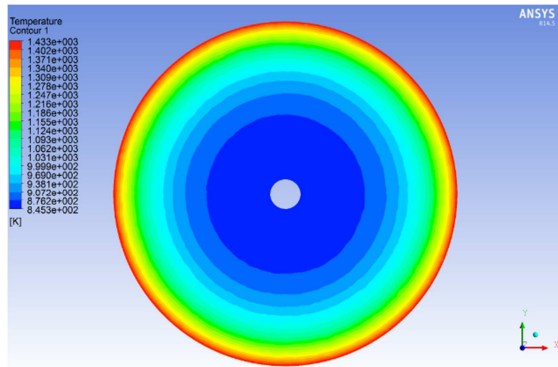
۴-۲- ارزیابی اعتبار حل

در این قسمت جهت ارزیابی روش حلی که در این تحقیق استفاده شده است، مسأله‌ای که توسط پرابهاکار [۱۵] انجام شد مورد بررسی قرار می‌گیرد. به این منظور دیسکی که با سرعت زاویه‌ای مشخص درون تانک چرخیده و شرایط جریان مختلفی اطراف خود ایجاد می‌کند، مورد بررسی قرار می‌گیرد. شرایط

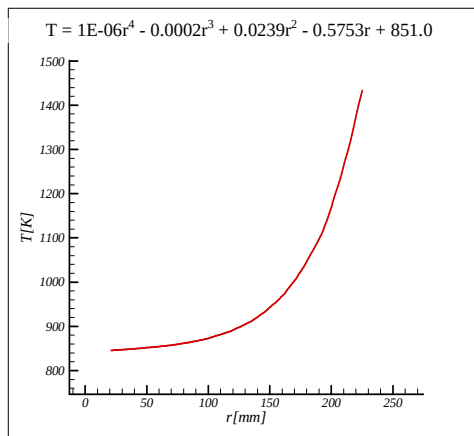


شکل ۶- کانتور سرعت سیال برای دیسک بدون سرعت دورانی
پرابهاکار (بالا) تحقیق حاضر (پایین)

حالت بلندشدن ۱

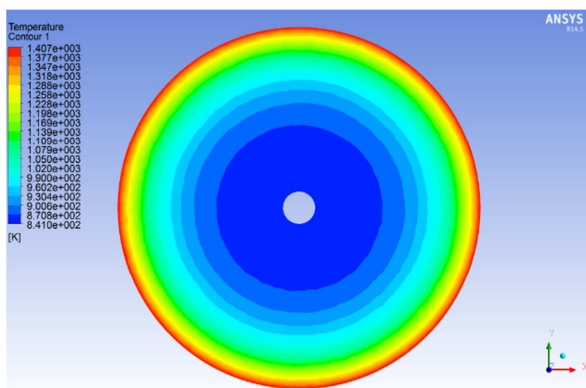


شکل ۱۰- کانتور توزیع دمای دیسک حالت بلندشدن



شکل ۱۱- پروفیل توزیع دما در راستای شعاع حالت بلندشدن

حالت حداکثر صعود



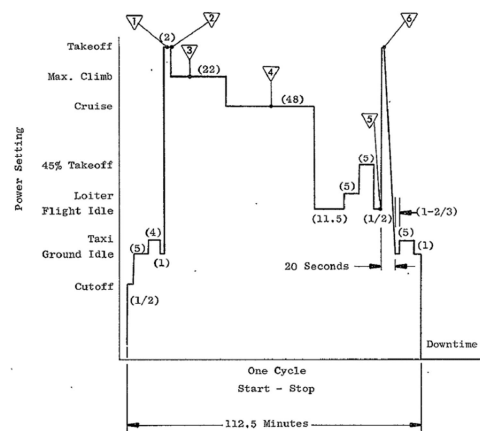
شکل ۱۲- کانتور توزیع دمای دیسک حالت حداکثر صعود

به طور کلی با توجه به اشکال ۶، ۷ و ۸ تطبیق نسبی نمودارها و کانتورهای نشان داده شده حاکی از درستی روش عددی به کار رفته در این مقاله دارد.

۴-۳- توزیع دمای دیسک حالت‌های مختلف پرواز

در طول عمر موتور CF6-50، انتظار می‌رود که چند پروفیل مختلف پرواز عمومی و همچنین تغییرات جزئی از پروفیل‌های اصلی ایجاد شود (شکل ۹).

شش حالت منتخب به ترتیب شرایط بلندشدن ۱، بلندشدن ۲، حداکثر صعود، کروز، پرواز درجا و رانش معکوس نامیده می‌شوند. شرایط عملیاتی مربوط به این شش شرایط پرواز در جدول ۵ ذکر شده است [۱۷].



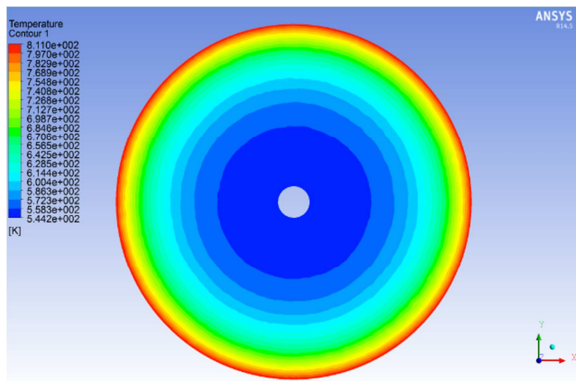
شکل ۹- سیکل پرواز موتور CF6-50 (اعداد داخل پرانتز زمان بر حسب دقیقه هستند)

جدول ۵- شرایط کارکرد موتور CF6-50

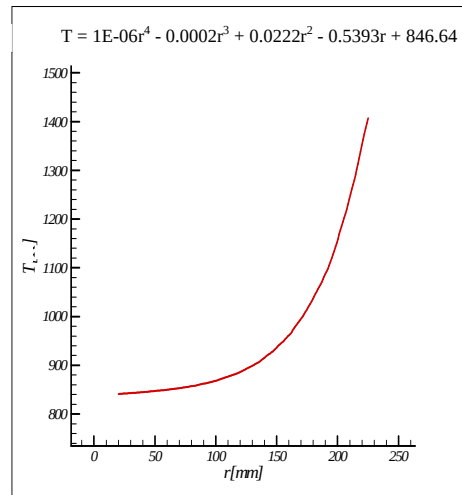
Flight Condition	Altitude, Meters (Feet)	Inlet Mach No., M_0	Inlet Air Temp., T_0 , °K (°F)	Compressor Discharge Temp., T_3 , °K (°F)	Turbine Inlet Temp., T_4 , °K (°F)	Engine Speed, N_2 (rpm)
Takeoff 1	15.2 (50)	0.273	289 (60)	826 (1026)	1516 (2268)	10,143
Takeoff 2	484.6 (1,590)	0.35	286 (55)	826 (1027)	1517 (2270)	10,146
Maximum Climb	4084.3 (13,400)	0.721	272 (30)	822 (1019)	1489 (2221)	10,061
Cruise	1066.8 (35,000)	0.85	220 (-64)	733 (860)	1362 (1991)	9,539
Flight Idle	0	0.377	289 (60)	533 (500)	858 (1084)	7,858
Thrust Reverse	0	0	289 (60)	777 (939)	1407 (2072)	9,753

با توجه به شباهت برخی شرایط، در این تحقیق ۴ حالت بلندشدن ۱، حداکثر صعود، کروز و پرواز درجا مورد شبیه‌سازی قرار گرفته و کانتور توزیع دما در مرکز دیسک و پروفیل توزیع دمای شعاعی به همراه معادله تقریب دمای دیسک برای هر حالت نمایش داده می‌شود.

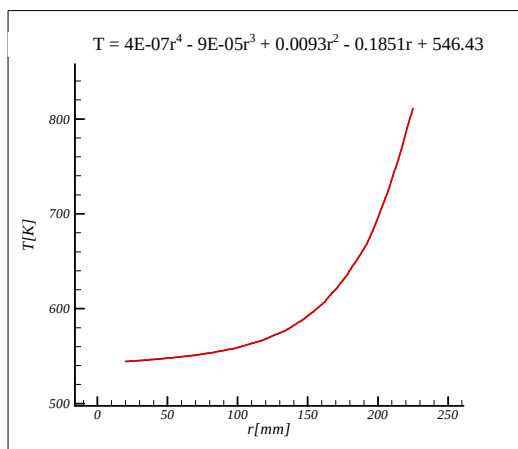
حالت پرواز درجا



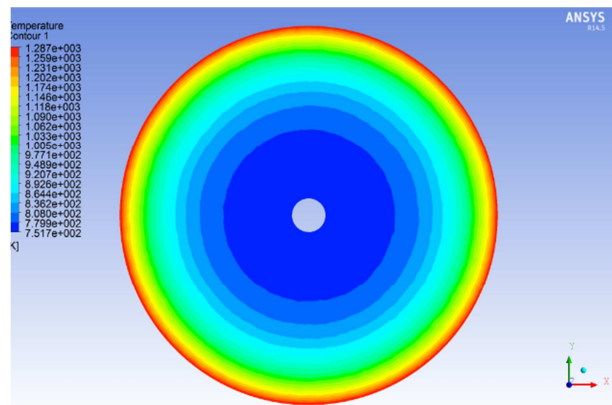
شکل ۱۶- کانتور توزیع دمای دیسک حالت پرواز درجا



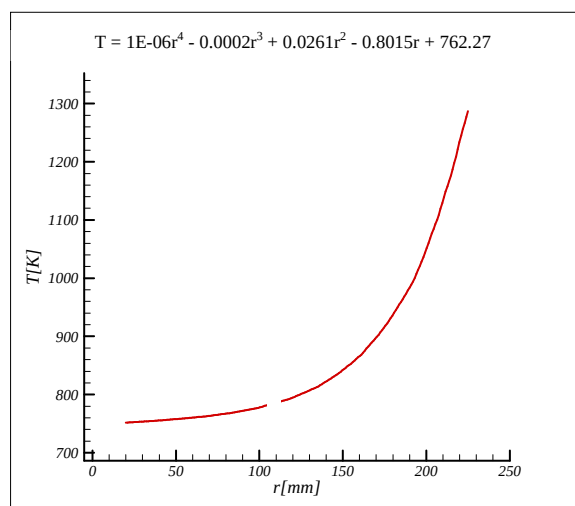
شکل ۱۳- پروفیل توزیع دما در راستای شعاع حالت حداکثر صعود



شکل ۱۷- پروفیل توزیع دما در راستای شعاع حالت پرواز درجا



شکل ۱۴- کانتور توزیع دمای دیسک حالت کروز

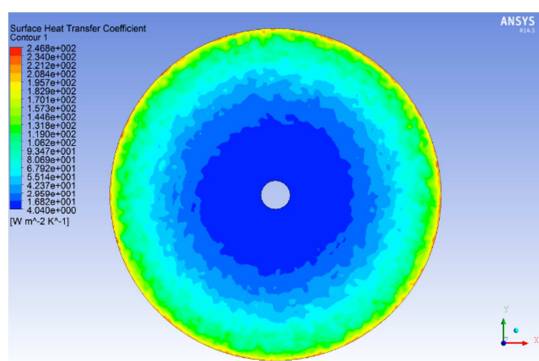


شکل ۱۵- پروفیل توزیع دما در راستای شعاع حالت کروز

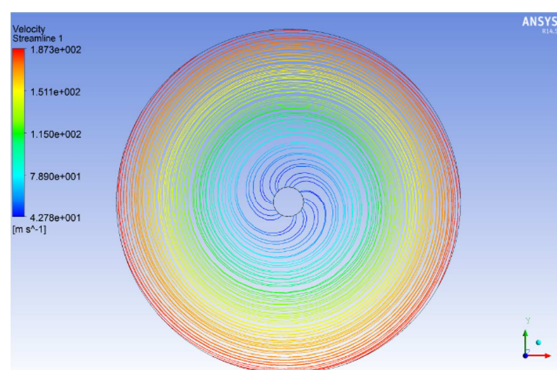
بدست آوردن توزیع دمای دیسک در هر کدام از حالت‌های اصلی پرواز، امکان طراحی بهینه دیسک بر مبنای پروفیل دمایی بدست آمده را فراهم می‌کند. از طرفی با توجه به اینکه اکثر مدت پرواز شرایط کروز برقرار است، این حالت پرواز به‌عنوان حالت اصلی مورد بررسی در نظر گرفته می‌شود. در ادامه اطلاعات بیشتری از توزیع دما و انتقال حرارت در دیسک دوار تحت این حالت پرواز ارائه می‌شود.

۴-۴- نتایج حل حالت کروز

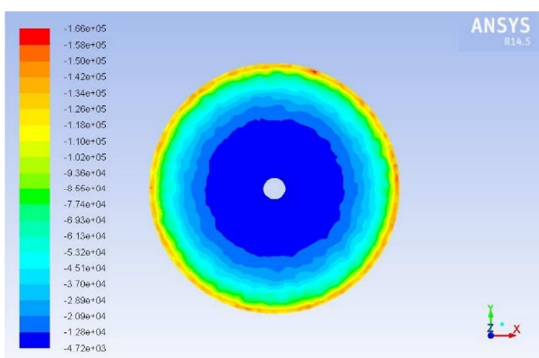
در شکل‌های ۱۸ و ۱۹ به ترتیب خطوط جریان هوای خنک‌کن در حفره خنک‌کن و کانتور مقدار سرعت در مرکز حفره خنک‌کن نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود جریان به‌صورت شعاعی وارد می‌شود ولی چرخش دامنه باعث می‌شود الگوی حرکت آن به حالت چرخشی تغییر کند. در نزدیک ورودی مؤلفه شعاعی جریان غالب است؛ هرچند با حرکت به بیرون و شعاع بیشتر، مؤلفه سانتیفریوژ سرعت غالب شده و سرعت هوا را هم تا حد زیادی افزایش می‌دهد. به‌عبارت‌دیگر مقدار سرعت و نوع جریان هوا با حرکت به سمت خروجی بیشتر می‌شود.



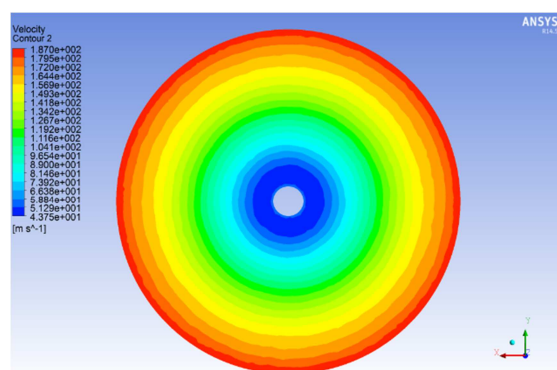
شکل ۲۰- کانتور توزیع ضریب انتقال حرارت جابجایی در مرز مشترک دیسک و هوا



شکل ۱۸ خطوط جریان هوا



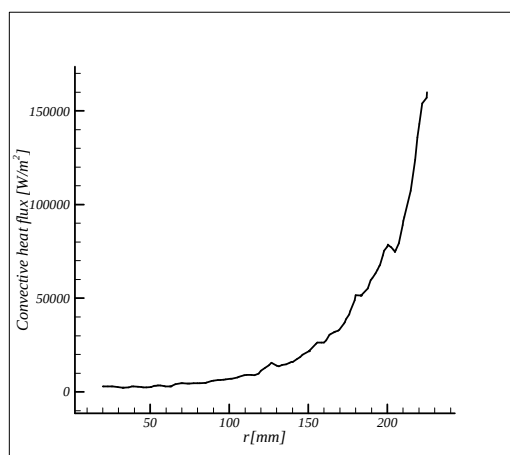
شکل ۲۱- کانتور میزان انتقال گرمای جابجایی در مرز مشترک دیسک و هوا



شکل ۱۹- کانتور سرعت در مرکز حفره خنک‌کاری

می‌شود. به‌منظور توصیف بهتر میزان ضریب انتقال گرمای جابجایی بهتر است از پارامترهای بی‌بعد برای توصیف آن استفاده کنیم. به این منظور از این به بعد عدد ناسلت به عنوان پارامتر تعیین کننده میزان انتقال گرما مورد بررسی قرار می‌گیرد.

تغییرات میزان انتقال گرمای جابجایی محلی و عدد ناسلت محلی با شعاع به ترتیب در شکل‌های ۲۲ و ۲۳ نمایش داده شده است. با توجه به مباحث ذکر شده در قسمتهای قبل، روند کلی افزایش عدد ناسلت با شعاع مورد قبول است.

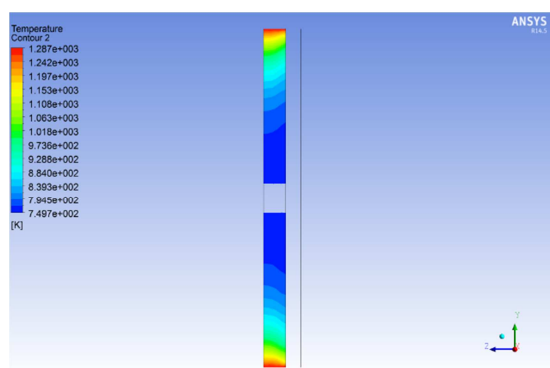


شکل ۲۲- پروفیل میزان انتقال گرمای جابجایی بر حسب شعاع دیسک

در شکل ۲۰ کانتور توزیع ضریب انتقال حرارت جابجایی در مرز مشترک دیسک و هوای خنک‌کن مشاهده می‌شود. بر اساس نتایج این کانتور با حرکت به سمت شعاع بیشتر، ضریب انتقال گرمای جابجایی افزایش می‌یابد. دلیل این الگو را می‌توان افزایش مداوم سرعت با شعاع دانست. هرچه سرعت هوای عبوری از سطح دیسک بیشتر باشد ضریب انتقال حرارت جابجایی نیز بیشتر می‌شود. همان‌طور که در شکل ۲۱ نیز دیده می‌شود، با حرکت به سمت شعاع بیشتر کل انتقال گرمای جابجایی نیز افزایش می‌یابد. این موضوع را می‌توان به دو صورت توجیه کرد. اولاً، همان‌طور که پیش‌تر گفته شد با حرکت به سمت بیرون و افزایش سرعت هوای خنک‌کن ضریب انتقال گرمای جابجایی افزایش می‌یابد. ثانیاً در نواحی با شعاع بیشتر اختلاف دمای هوا و دیسک بیشتر است و در نتیجه کل انتقال گرمای جابجایی نیز بیشتر می‌شود. این موضوع در معادله ۸ نیز قابل مشاهده است.

$$q = h(T_a - T_d) \quad (۸)$$

بنابراین با افزایش ضریب انتقال گرمای جابجایی و اختلاف دمای هوا و دیسک، کل انتقال گرمای جابجایی نیز بیشتر



شکل ۲۵- کانتور دما در مقطع $x, yz = 0mm$ دیسک

جدول ۶- نتایج به دست آمده در مسأله انتقال حرارت دیسک دوار

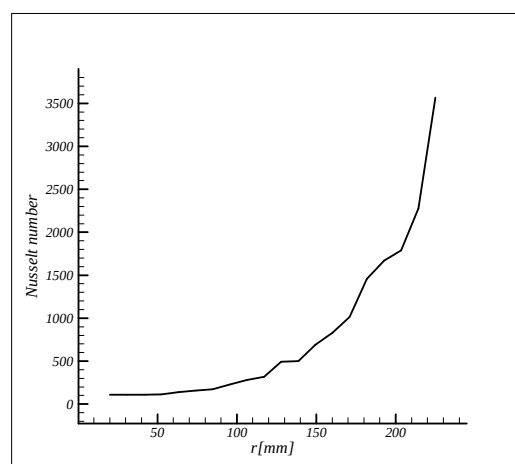
مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر
۹۱۲/۴	میانگین دمای دیسک (K)	۱۸۴/۹۸	میانگین سرعت هوای خروجی (m/s)
۶۴/۱۹	میانگین ضریب جابجایی در مرز مشترک دیسک و هوا ($W/m^2.K$)	۷۷۶/۳	میانگین دمای هوای خروجی (K)
۱۰۸۷/۵	عدد ناسلت میانگین	۸۸۴/۴	میانگین دمای سطح مشترک هوا و دیسک (K)

۴-۵- تأثیر سرعت دورانی دیسک بر انتقال گرما و

توزیع دما

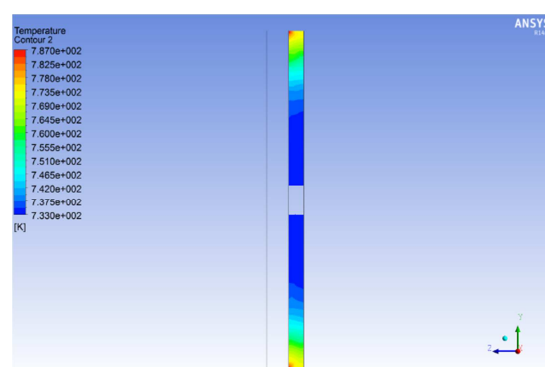
در این قسمت تأثیر سرعت دورانی دیسک بر انتقال حرارت و توزیع دما بررسی می‌شود. برای این منظور مسأله با چند سرعت دورانی مختلف حل شده، سپس اثر این تغییر سرعت در توزیع دما و پارامترهای حرارتی مهم دیگر مشاهده می‌شود. با افزایش سرعت دورانی گرادیان‌های دمایی به سمت شعاع‌های بیشتر متمایل شده و در این نواحی این گرادیان‌ها بسیار شدید هستند. از طرفی به همین علت دمای مرکز دیسک کاهش می‌یابد (شکل ۲۶). روند این نمودار با کارهای گذشته انجام شده که در آن‌ها با افزایش سرعت چرخشی، گرادیان‌های دمایی شدیدتری در دیسک رخ می‌دهد، در تطابق است [۱۸].

از طرفی در اکثر کارهای گذشته پروفیل‌های دمای اکثراً فرضی و به صورت چندجمله‌ای مرتبه ۲ تقریب زده می‌شدند [۲]. هرچند در کار حاضر با توجه به شکل کلی پروفیل‌های توزیع دما می‌توان این پروفیل‌های دمایی را به صورت دقیق برحسب چندجمله‌ای مرتبه ۴ بیان کرد. اگر یک چندجمله‌ای مرتبه ۴ به صورت $T = ar^4 + br^3 + cr^2 + dr + e$ در نظر گرفته شود که در آن T دمای دیسک و r شعاع دیسک باشد، مقادیر مرتبط به صورت جدول ۷ دست می‌آیند.

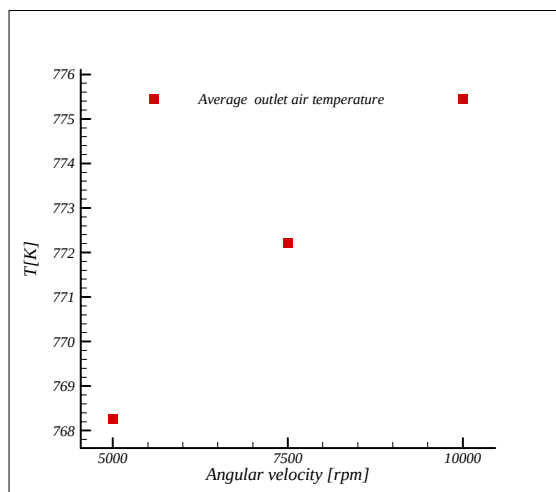


شکل ۲۲- پروفیل عدد ناسلت میانگین برحسب شعاع دیسک

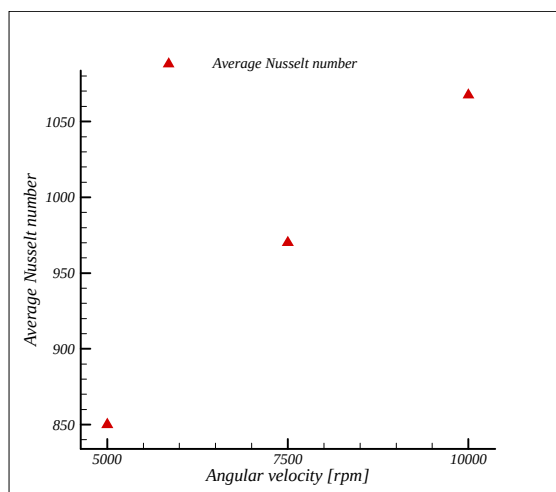
در شکل‌های ۲۴ و ۲۵ به ترتیب کانتور دما در ناحیه حفره خنک‌کن و دیسک در مقطع $x, yz = 0mm$ نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود هوا با دمای خروجی کمپرسور وارد حفره شده و با حرکت دورانی در راستای شعاع و نزدیک‌تر شدن به مقطع خروجی گرما را از دیسک جذب کرده و دمای آن افزایش می‌یابد. قسمتی از هوا که نزدیک‌تر به سطح دیسک است بسیار گرم شده هرچند دمای هوای دور از دیسک بسیار کمتر افزایش یافته است. دلیل این موضوع رسانایی گرمایی پایین هواست که انتقال حرارت را در عرض حفره خنک‌کن بسیار محدود می‌کند. از طرفی تأثیر خنک‌کاری هوا روی توزیع دمای دیسک در شکل ۲۵ مشخص است. با حرکت از سمت خنک‌کاری شده به سمت دیگر دیسک، دمای آن افزایش می‌یابد. هرچند به علت رسانایی گرمایی بالای دیسک، گرادیان دمایی شکل گرفته در عرض دیسک در مقایسه با هوا قابل صرف‌نظر است. در این قسمت خلاصه‌ای از مهم‌ترین نتایج به دست آمده در مسأله انتقال گرمای دیسک دوار گردآوری شده و در جدول ۶ نشان داده شده است.



شکل ۲۴- کانتور دما در مقطع $x, yz = 0mm$ حفره خنک‌کاری



شکل ۲۸- تأثیر سرعت چرخشی بر میانگین دمای هوای خروجی از حفره

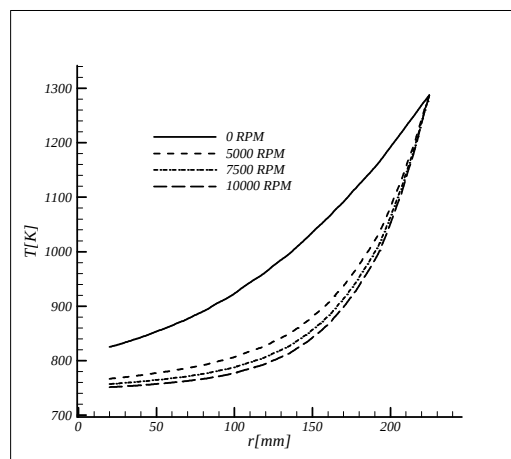


شکل ۲۹- تأثیر سرعت چرخشی بر میانگین عدد ناسلت سطح مشترک

همچنین در شکل ۲۹ تأثیر سرعت چرخشی بر عدد ناسلت میانگین سطح مشترک دیده می‌شود. همان‌طور که در هر سه شکل ۲۷ الی ۲۹ مشاهده می‌شود الگوی تغییر دما و عدد ناسلت میانگین با تغییر سرعت چرخشی تقریباً خطی است؛ هرچند به نظر می‌رسد با افزایش بیشتر سرعت چرخشی شیب خط مرتباً کاهش یابد. برای مثال با افزایش سرعت چرخشی از ۷۵۰۰ به ۱۰۰۰۰ دور بر دقیقه، دمای میانگین دیسک کمتر از حالت قبل کاهش می‌یابد. به عبارتی اثر خنک‌کنندگی هوا کمتر تاثیرگذار می‌شود. روند مشابهی برای افزایش میانگین دمای هوای خروجی از حفره و عدد ناسلت میانگین نیز وجود دارد.

۴-۶- تأثیر جنس دیسک بر انتقال گرما و توزیع دما

جنس و در نتیجه خواص فیزیکی دیسک تأثیر بسزایی بر انتقال گرما و توزیع دمای آن دارد. به این منظور سه نوع ماده متداول برای



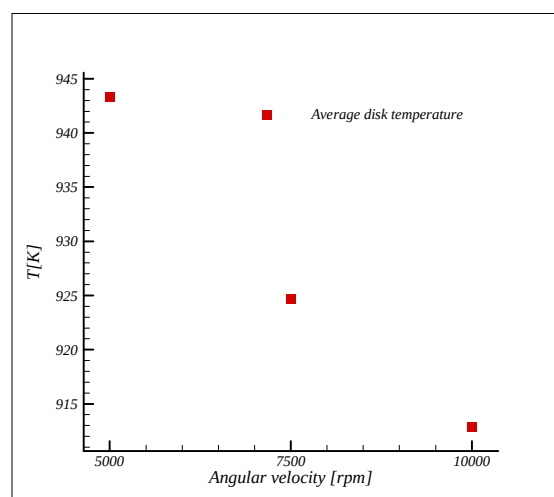
شکل ۲۶- پروفیل توزیع دمای مرکز دیسک بر حسب سرعت دورانی

با توجه به مقادیر به دست آمده و الگوی نسبتاً ثابت تغییر آن‌ها می‌توان پروفیل‌های توزیع دما برای هر سرعت چرخشی را به کمک میان‌یابی و برون‌یابی اعداد جدول به دست آورد. این روش از طرفی از حجم و هزینه محاسبات می‌کاهد و از طرفی از دقت قابل قبولی برخوردار است.

جدول ۷- تقریب چندجمله‌ای پروفیل‌های توزیع دما

سرعت چرخشی RPM	a	b	c	d	e
۵۰۰۰	۷e-۷	-۰/۰۰۰۱	۰/۰۱۲۵	۰/۰۲۷۹	۷۹۶/۱۶
۷۵۰۰	۸e-۷	-۰/۰۰۰۲	۰/۰۱۵۶	۰/۰۲۴۹۴	۷۶۰/۴۱
۱۰۰۰۰	۹e-۷	-۰/۰۰۰۲	۰/۰۱۸۸	۰/۰۴۱۸۶	۷۵۵/۷۲

تأثیر سرعت چرخشی بر میانگین دمای دیسک و میانگین دمای هوای خروجی از حفره در شکل‌های ۲۷ و ۲۸ نشان داده شده است. مطابق انتظار با افزایش سرعت چرخشی دیسک و متعاقباً افزایش سرعت هوای خنک‌ساز، دمای هوا بیشتر افزایش می‌یابد به این معنی که هوا گرمای بیشتری از دیسک دریافت کرده است و بر این اساس دمای دیسک بیشتر کاهش می‌یابد.



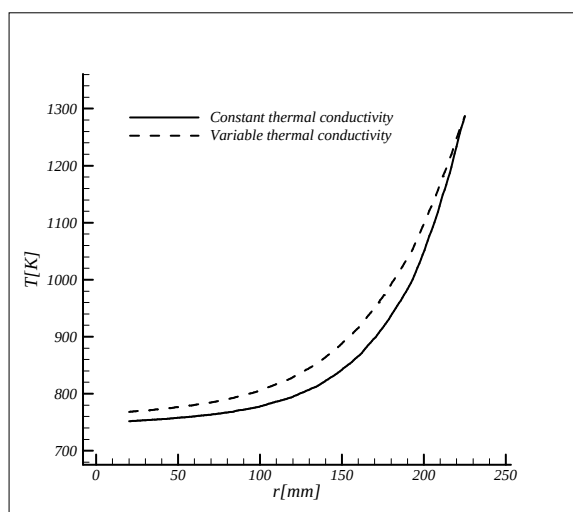
شکل ۲۷- تأثیر سرعت چرخشی بر میانگین دمای دیسک

$$k [W/m.K] = 0.0161T [K] + 6.4207 \quad (10)$$

$$k [W/m.K] = 5E - 05T [K] + 0.0129 \quad (11)$$

مسأله با در نظر گرفتن مقادیر رسانایی گرمایی متغیر با دما برای هر دو ماده اینکونل و هوا، حل شده، نتایج توزیع دما در مرکز دیسک به صورت شکل ۳۱ است.

تفاوت نسبتاً زیاد در دو نمودار نشانگر اهمیت فوق العاده زیاد در نظر گرفتن خواص متغیر با دما در تحلیل حرارتی دیسک است. هرچند در نظر گرفتن خواص متغیر با دما میانگین دمای بیشتری را برای دیسک پیش‌بینی می‌کند؛ گرادیان‌های دمایی متعادل‌تر و پروفیل دمای مطلوب‌تری را نیز در دیسک ارائه می‌دهد و عملاً یک ضریب اطمینان نهفته برای طراحی دیسک اعمال می‌شود.



شکل ۳۱- تأثیر در نظر گرفتن مقادیر رسانایی گرمایی متغیر با دما برای مواد بر پروفیل توزیع دمای دیسک

۴-۸- تأثیر دبی هوای خنک‌کن در توزیع دمای دیسک

با در نظر گرفتن میزان دبی مشخص، این قسمت شامل دو حالت می‌شود. تغییر در دبی هوای خنک‌کن با استفاده از تغییر سرعت ورودی و یا با استفاده از افزایش عرض (حجم) حفره خنک‌کن. در جدول ۹ مقادیر دبی موردنظر و شرایط سرعت و عرض حفره خنک‌کن آورده شده است.

جدول ۹- دبی موردنظر و شرایط سرعت و عرض حفره خنک‌کن

دبی حجمی موردنظر (m^3/s)	سرعت هوای ورودی	
	عرض حفره	سرعت هوا ۵۰ متر بر ثانیه
	عرض حفره ۱۰ میلی‌متر (m/s)	(mm)
۰/۰۶۲۸	۲۵	۱۰
۰/۱۲۵۶	۵۰	۲۰
۰/۱۸۸۴	۷۵	۳۰

ساخت دیسک‌ها و به طور کلی اجزای مورد هواپیما در نظر گرفته شده و نتایج حاصل از هر سه مورد را باهم مقایسه می‌شوند. این سه جنس عبارت‌اند از IN-718، تیتانیوم و فولاد. خواص ترموفیزیکی این سه ماده در جدول ۸ آورده شده است.

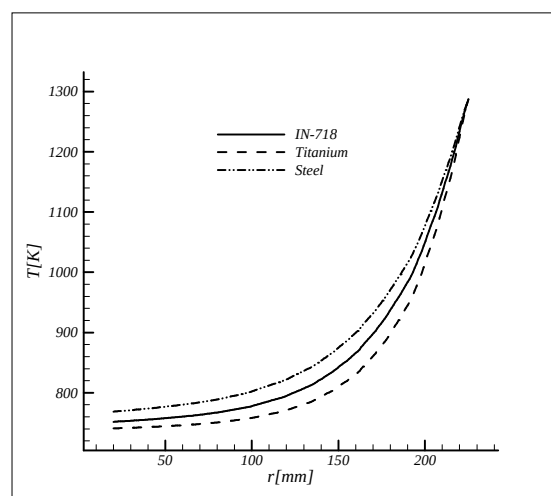
جدول ۸- خواص ترموفیزیکی سه ماده

ماده	رسانایی گرمایی ($W/m.K$)	چگالی (kg/m^3)	گرمای ویژه ($J/kg.K$)
IN-718	۱۱/۴	۸۱۹۰	۴۳۵
تیتانیوم	۷/۴۴	۴۸۵۰	۵۴۴/۲۵
فولاد	۱۶/۷	۸۰۳۰	۵۰۲/۴۸

همان‌طور که در شکل ۳۰ مشاهده می‌شود، هرچه رسانایی گرمایی ماده افزایش می‌یابد، شیب گرادیان دما در راستای شعاع کاهش می‌یابد. به عبارت دیگر با توجه به رابطه زیر

$$q = k \frac{\partial T}{\partial r} \quad (9)$$

اگر میزان انتقال گرما را ثابت فرض کنیم، با افزایش k میزان $\frac{\partial T}{\partial r}$ کاهش می‌یابد و گرادیان‌های دمایی کمتری حاصل می‌شود که این در طراحی دیسک مطلوب‌تر است. هرچند بالاتر بودن رسانایی گرمایی باعث بالاتر رفتن دمای کلی دیسک نیز می‌شود.



شکل ۳۰- تأثیر جنس دیسک بر پروفیل توزیع دمای دیسک

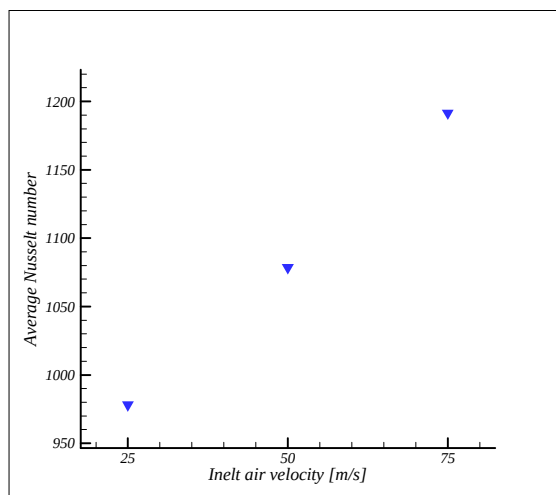
۴-۷- تأثیر خواص متغیر برای مواد

در شرایطی که سیستم موتور جت کار می‌کند، دما و فشار محدوده بسیار وسیعی دارند. همچنین برخی خواص مواد به شدت به دما وابسته است. به این منظور در این قسمت، مسأله با در نظر گرفتن خواص متغیر با دما برای مواد به کاررفته بررسی می‌شود. از طرفی بیشترین تأثیر از تغییر خواص با دما در رسانایی گرمایی است. به این منظور مسأله با مقدار رسانایی گرمایی متغیر با دما حل می‌شود. توابع خطی در نظر گرفته شده برای رسانایی گرمایی برای اینکونل ۷۱۸ و هوا به ترتیب به صورت زیر خواهد بود [۱۹، ۲۰].

۹-۴- تأثیر سرعت ورودی هوا بر توزیع دمای

دیسک

برای منظور کردن تأثیر سرعت ورودی هوا در توزیع دمای دیسک، سه سرعت مختلف برای ورودی هوا در نظر گرفته و مسأله در این سه حالت حل شده، نتایج مقایسه می‌شوند. پروفیل‌های توزیع دمای دیسک و همچنین میانگین دمای دیسک و عدد ناسلت میانگین برحسب سرعت هوای ورودی به ترتیب در شکل‌های ۳۲ و ۳۳ و ۳۴ نشان داده شده‌اند. با افزایش سرعت هوا، خنک‌کاری دیسک بیشتر انجام می‌شود. هرچند با افزایش بیش‌ازاندازه سرعت هوا، اگرچه باعث افزایش ضریب



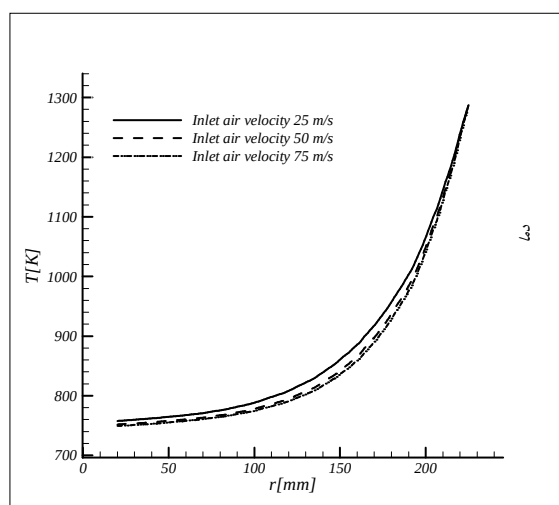
شکل ۳۴- تأثیر سرعت ورودی هوا بر ناسلت میانگین

انتقال گرمای جابجایی آن می‌شویم، ولی هوا فرصت کمتری برای تبادل حرارت با دیسک پیدا خواهد کرد و عملاً اثر خنک‌کنندگی آن کاهش می‌یابد.

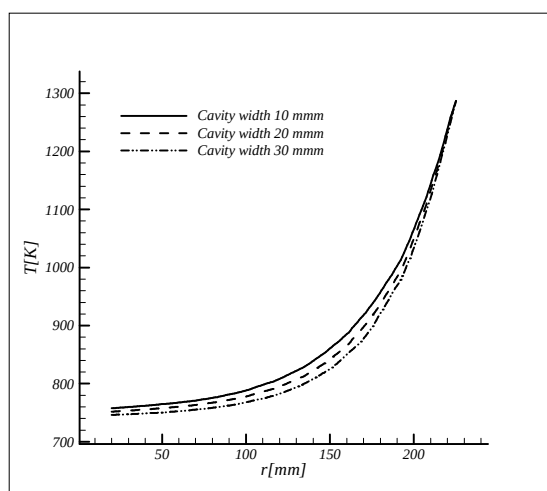
۱۰-۴- تأثیر افزایش حجم حفره خنک‌کن هوا بر توزیع دمای دیسک

در این قسمت به‌جای افزایش سرعت ورودی سیال، عرض ناحیه خنک‌کن و در نتیجه حجم حفره خنک‌کاری افزایش می‌یابد. در شکل‌های ۳۵، ۳۶ و ۳۷ به ترتیب پروفیل‌های توزیع دمای دیسک، میانگین دمای دیسک و عدد ناسلت میانگین بر حسب عرض حفره خنک‌کن نمایش داده شده است. با افزایش عرض حفره و حجم هوای عبوری از روی دیسک، انتقال حرارت بیشتر و دمای میانگین کمتری در دیسک مشاهده می‌شود.

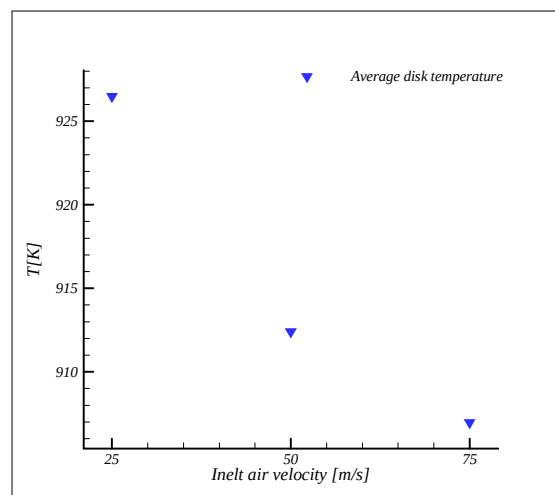
با مقایسه دو شکل ۳۲ و ۳۵ این نتیجه حاصل می‌شود که با افزایش بی‌از حد سرعت هوا اثر خنک‌کنندگی آن کم شده و



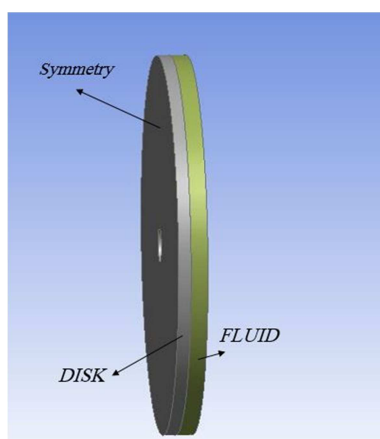
شکل ۳۲- تأثیر سرعت ورودی هوا بر پروفیل توزیع دمای دیسک



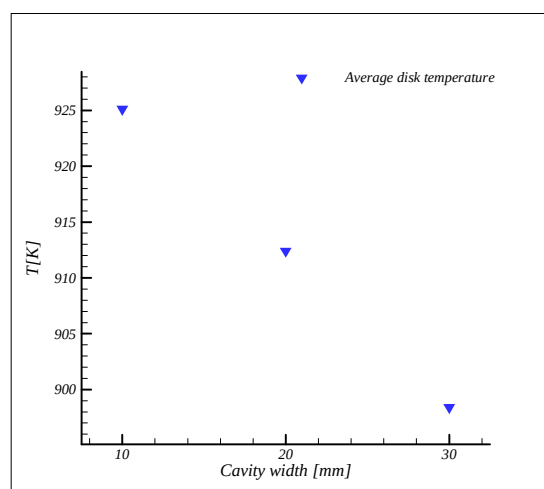
شکل ۳۵- تأثیر عرض حفره بر پروفیل توزیع دمای دیسک



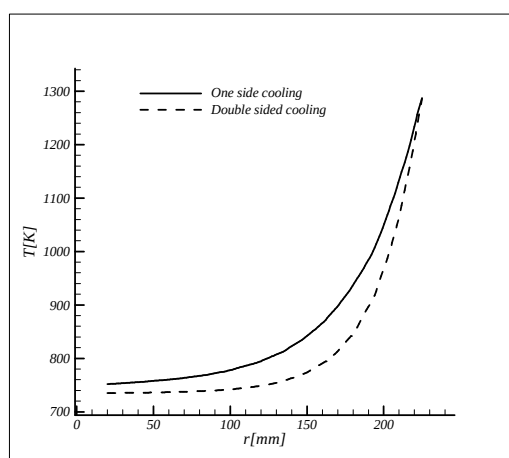
شکل ۳۳- تأثیر سرعت ورودی هوا بر دمای میانگین دیسک



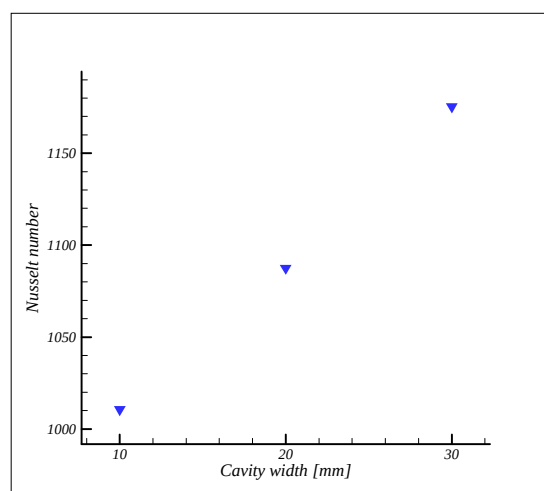
شکل ۳۸- طرحواره از نحوه خنک کاری دو سویه



شکل ۳۶- تأثیر عرض حفره بر دمای میانگین دیسک



شکل ۳۹- تأثیر نحوه خنک کاری بر پروفیل توزیع دمای دیسک



شکل ۳۷- تأثیر عرض حفره بر ناسلت میانگین

جدول ۱۰- تقریب چندجمله‌ای پروفیل‌های توزیع دما					
حالت	a	b	c	d	e
یک سویه	۱۵-۶	-۰/۰۰۰۲	۰/۰۲۶۱	۰/۸۰۱۵	۷۶۲/۲۷
دو سویه	۲۵-۶	-۰/۰۰۰۵	۰/۰۵۲۴	۱/۶۹۷۷	۷۴۸/۰۴

جدول ۱۱- نتایج به دست آمده در مسأله انتقال حرارت دیسک دوار			
پارامتر	خنک کاری یک سویه	خنک کاری دو سویه	درصد اختلاف %
میانگین دمای دیسک (K)	۹۱۲/۴	۸۵۲/۷	۷
میانگین دمای هوای خروجی (K)	۷۷۶/۳	۷۶۷/۲	۱/۱
میانگین دمای سطح مشترک هوا و دیسک (K)	۸۸۴/۴	۸۷۱/۶	۱/۵
میانگین ضریب انتقال گرمای جابجایی در مرز مشترک دیسک و هوا (W / m ² .K)	۶۴/۱۹	۵۱/۴	۲۴/۸
عدد ناسلت میانگین	۱۰۸۷/۵	۸۷۰/۷	۲۴/۸

ترجیحاً برای افزایش خنک‌کنندگی از سطحی به بالا، نیاز به افزایش حجم هوای عبوری است. هرچند ملاحظات طراحی و ساختاری محدودیت‌های بسیاری در این زمینه اعمال می‌کنند.

۴-۱۱- خنک کاری هر دو سطح دیسک

یک شکل طرحواره از نحوه خنک کاری دو سویه در شکل ۳۸ نمایش داده شده است. در این قسمت فرض می‌شود هر دو سطح دیسک در معرض هوای خنک‌کننده قرار گرفته باشند. طبیعتاً تأثیر خنک‌کنندگی هوا در این شرایط بیشتر از حالت قبل خواهد بود. پروفیل توزیع دما در این حالت در مقایسه با حالت خنک کاری در یک سمت دیسک در شکل ۳۹ و تقریب‌های چندجمله‌ای پروفیل دما در جدول ۱۰ باهم مقایسه شده‌اند. همچنین دیگر پارامترهای مؤثر حرارتی در این دو حالت در جدول ۱۱ باهم مقایسه شده‌اند. همانگونه که مشاهده می‌شود در حین خنک کاری دو سویه میزان دمای دیسک به شدت کاهش می‌یابد، هرچند محدودیت در دمای سطح خارجی دیسک

آوردن دمای میانگین و ایجاد گرادیان دمایی و تنش‌های گرمایی در دیسک حین خنک‌کاری بدست آورد.

۶- مراجع

- [1] Giampaolo T., The gas turbine handbook. Principles and practices, The Fairmont Press, Inc., 2003.
- [۲] فرشی بهروز، فائزی محمدحسین، بهینه سازی دیسک غیر همگن دوار به روش غیر گرادیانی، مجله فنی و مهندسی مدرس- مکانیک، شماره ۳۷، پاییز ۱۳۸۸.
- [3] Brown A., and Markland E., Temperature distribution in cooled turbine disks, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 7, No. 3, pp. 327-332, 1964.
- [4] Gladden H. J., Air cooling of disk of a solid integrally cast turbine rotor for an automotive gas turbine, NASA technical memorandum, 1977.
- [5] Bose T., Chakravarthy S., Goldberg U., Palaniswamy S., and Peroomian O., CFD analysis of turbine rotating shaft and disk, AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, 35th, Los Angeles, CA. 1999.
- [6] Sun Z., Chew J. W., Hills N. J., Volkov K. N., and Barnes C. J., Efficient finite element analysis/computational fluid dynamics thermal coupling for engineering applications, Journal of turbomachinery, Vol. 132, No. 3, pp. 031016, 2002.
- [7] Beretta G. P., and Malfa E., Flow and heat transfer in cavities between rotor and stator disks, International journal of heat and mass transfer, Vol. 46, No. 15, pp. 2715-2726, 2003.
- [8] Astarita T., and Cardone G., Convective heat transfer on a rotating disk with a centered impinging round jet, International Journal of Heat and Mass Transfer, 51-7, 1562-1572, 2008.
- [9] Howey D. A., Holmes A. S., and Pullen K. R., Radially resolved measurement of stator heat transfer in a rotor-stator disk system, International journal of heat and mass transfer, 53.1, 491-501, 2010.
- [10] Abbasi A., Daudpoto J., Shah S., and Mughal G., Investigations of Buoyancy Effects in Sealed Rotating Cavity at different Operating Conditions, Sindh University Research Journal (Science Series), Vol. 45, No. 2, 2013.
- [11] Harmand S., Pellé J., Poncet S., and Shevchuk I. V., Review of fluid flow and convective heat transfer within rotating disk cavities with impinging jet, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 67, pp. 1-30, 2013.
- [12] Luo X., et al., Experimental investigation of pressure loss and heat transfer in a rotor-stator cavity with two outlets, International Journal of Heat and Mass Transfer, 78, 311-320, 2014.
- [13] Luo, X., et al. Experimental investigation of heat transfer in a rotor-stator cavity with cooling air inlet at low radius, International Journal of Heat and Mass Transfer, 76, 65-80, 2014.
- [14] McElroy D., Williams R., Moore J., Graves R., And Weaver F., The physical properties of Inconel alloy 718 from 300 to 1000 K, Thermal Conductivity 15, Springer, pp. 149-151, 1978.
- [15] Prabhakar R., CFD Analysis of Newtonian Fluid Flow Phenomena over a Rotating Cylinder, PhD diss., National Institute of Technology, Rourkela, 2012.
- [16] Elghnam Reda I., Experimental and numerical investigation of heat transfer from a heated horizontal cylinder rotating in still air around its axis, Ain Shams Engineering Journal, 5.1, 177-185, 2014.
- [17] Barack W., and Domas P., An improved turbine disk design to increase reliability of aircraft jet engines, NASA Lewis Research Center, Contract NAS3-18564, 1976.

باعث شده که در این حالت گرادیان دمایی شدیدی در دیسک رخ دهد. این یکی از موضوعات چالش‌برانگیز در خنک‌کاری و انتقال حرارت دیسک است. بنابراین باید یک حالت بهینه بین پایین آوردن دمای میانگین و ایجاد گرادیان دمایی و تنش‌های گرمایی در دیسک حین خنک‌کاری بدست آورد.

۵- نتیجه گیری

نتایج ذیل در حین تحقیق به دست آمد:

۱. بیشترین میزان ضریب انتقال گرمای جابجایی و عدد ناسلت در شعاع بیرونی دیسک رخ می‌دهد. در این شعاع دمای دیسک و هوای خنک‌کن بیشینه و همچنین اختلاف آن‌ها بسیار زیاد است. به عبارتی این ناحیه از دیسک بحرانی‌ترین قسمت آن است.
۲. با افزایش سرعت دورانی دیسک گرادیان‌های دمایی شکل‌گرفته در آن شدیداً افزایش می‌یابند. این افزایش باعث افزایش تنش‌های گرمایی، تغییر شکل دیسک، کاهش مقاومت دیسک و کاهش عمر مفید دیسک می‌شود.
۳. در کار حاضر پروفیل‌های دمای دیسک بر حسب شعاع آن به‌صورت دقیق برحسب چندجمله‌ای مرتبه ۴ تقریب زده شدند. با توجه به مقادیر به‌دست‌آمده و الگوی نسبتاً ثابت تغییر آن‌ها می‌توان پروفیل‌های توزیع دما برای هر سرعت چرخشی را به کمک میان‌یابی و برون‌یابی اعداد جدول به دست آورد. این روش از طرفی از حجم و هزینه محاسبات می‌کاهد و از طرفی از دقت قابل قبولی برخوردار است.
۴. جنس و درنتیجه خواص فیزیکی دیسک تأثیر بسزایی بر انتقال حرارت و توزیع دمای آن دارد. استفاده از موادی با رسانایی گرمایی بالاتر باعث پایین‌تر آمدن دمای کلی دیسک و افزایش عمر آن می‌شود.
۵. در نظر گرفتن خواص متغیر با دما در تحلیل حرارتی دیسک اهمیت فوق‌العاده زیادی دارد. در نظر گرفتن خواص متغیر با دما پروفیل دمای مطلوب‌تری در دیسک ارائه می‌دهد و عملاً یک ضریب اطمینان نهفته برای طراحی دیسک اعمال می‌شود.
۶. با افزایش سرعت هوا، خنک‌کاری دیسک بیشتر انجام می‌شود. هرچند با افزایش بیش از اندازه سرعت هوا، ضریب انتقال گرمای جابجایی افزایش می‌یابد، ولی هوا فرصت کمتری برای تبادل حرارت با دیسک پیدا خواهد کرد و عملاً اثر خنک‌کنندگی آن کاهش می‌یابد. با افزایش بی از حد سرعت هوا اثر خنک‌کنندگی آن کم می‌شود و ترجیحاً برای افزایش خنک‌کنندگی از سطحی به بالا، به افزایش حجم هوای عبوری نیاز است. هرچند ملاحظات طراحی و ساختاری محدودیت‌های بسیاری در این زمینه اعمال می‌کنند.
۷. با افزایش خنک‌کاری (به روش‌های مختلف از جمله خنک‌کاری دوسویه، افزایش سرعت هوای خنک‌کن) میزان دمای دیسک به شدت کاهش می‌یابد، هرچند محدودیت در دمای سطح خارجی دیسک باعث شده که در این حالت گرادیان دمایی شدیدی در دیسک رخ دهد. این یکی از موضوعات چالش‌برانگیز در خنک‌کاری و انتقال حرارت دیسک است. بنابراین باید یک حالت بهینه بین پایین

- [18] Cardone G., Astarita T., and Carlomagno G., Heat transfer measurements on a rotating disk, *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 3, No. 1, pp. 1-9, 1997.
- [19] Sweet J., Roth E., and Moss M., Thermal conductivity of Inconel 718 and 304 stainless steel, *International journal of thermophysics*, Vol. 8, No. 5, pp. 593-606, 1977.
- [20] Kadoya K., Matsunaga N., and Nagashima A. Viscosity and thermal conductivity of dry air in the gaseous phase, *Journal of physical and chemical reference data*, Vol. 14, No. 4, pp. 947-970, 1985.