ماهنامه علمى پژوهشى





mme.modares.ac.ir

# تاثیر وجود پره و تغییر نسبت ابعادی بر جابجایی آزاد سیال بین حلقویهای هم محور

اكرم جهانبخشى<sup>1</sup>، افشين احمدى ندوشىن<sup>2\*</sup>، آرش شاد<sup>3</sup>، مهسا فرزانه<sup>3</sup>

1-کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهر کرد، شهر کرد 2-استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهر کرد، شهر کرد 3-کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان شهر کرد، صندوق یستی 115، ahmadi@eng.sku.ac.ir

اطلاعات مقاله	چکیدہ
مقاله پژوهشی کامل دریافت: 08 دی 1395 پذیرش: 02 بهمن 1395 ارائه در سایت: 09 اسفند 1395	در مقاله حاضر، به بررسی عددی اثر وجود پرههای دندانهای بر انتقال حرارت جابجایی آزاد بین حلقویهای هم مرکز پرداخته شده است. کانال خارجی در حلقویهای مورد بررسی، دایرهای بوده و کانالهای داخلی شامل سه سطح مقطع دایرهای، مربعی و مثلثی است. مساحت حلقویها و همچنین قطر کانال بیرونی حلقوی به عنوان یک قید هندسی در تمامی موارد مورد بررسی در این پژوهش یکسان فرض شده است. مساحت
کلید واژگان:	— پرهها نیز یکسان است و بر روی سطح داخلی قرار گرفتهاند تا بتوان اثر آن ها را بر خواص گرمایی حلقوی با شرط مرزی دما ثابت روی سطوح آن
حلقویهای هم مرکز	و در بازه اعداد رایلی بین <sup>5</sup> 10 تا 10 <sup>8</sup> مقایسه نمود. نتایج نشان داد که با افزایش عدد رایلی و در نتیجه سرعت، ضریب انتقال حرارت جابجایی
جابجایی آزاد	سطوح افزایش پیدا میکند. با این وجود، حضور پرهها مقادیر ضریب انتقال حرارت کانال داخلی را تا حدود 50٪ کاهش داده در حالیکه این
پره، شبیهسازی عددی	ضریب برای کانال خارجی افزایش مییابد. همچنین برای حلقوی دایرهای با افزایش عدد رایلی در دو حالت بدون پره و پرهدار، عدد ناسلت به
	ترتیب حدود 71٪ و 64٪ افزایش دارد و بهطور کلی وجود پرهها باعث افزایش 13 درصدی نرخ انتقال حرارت نسبت به حالت بدون پره از
	سطوح حلقويها شده است. همچنين مشخص شد كه با افزايش نسبت ابعادي حلقويها انتقال حرارت افزايش مي يابد.

# Effects of Fin Presence and change the Aspect Ratio on Natural Convection in Coaxial Annuli

# Akram Jahanbakhshi<sup>1</sup>, Afshin Ahmadi Nadooshan<sup>1\*</sup>, Arash Shad<sup>2</sup>, Mahsa Farzaneh<sup>2</sup>

1- Department of Mechanical Engineering, Shahrekord University, Shahrekord, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran

\*P.O.B. 115, Shahrekord, ahmadi@eng.sku.ac.ir

ARTICLE INFORMATION	Abstract
Original Research Paper Received 28 December 2016 Accepted 21 January 2017 Available Online 27 February 2017	In the present paper, the effect of fins presence on natural convection between coaxial annuli was investigated, numerically. The external duct was circular and the internal ducts included three circular, square, and triangular cross sections for discussed annuli. As a geometrical constraint, both cross section area and diameter of external duct of annuli were considered equivalent for all investigated
Keywords: Coaxial Annuli Natural Convection Fin Numerical Simulation	cases. The area of fins installed on the internal ducts was constant, and their effects on thermal behavior of annuli were compared by considering the constant wall temperature boundary condition for surfaces in the range of 10 <sup>5</sup> ≤Ra≤10 <sup>8</sup> . The results showed that with increase of Rayleigh number and consequently velocity, the heat transfer coefficient was increased for both surfaces. However, the presence of fins reduced the values of heat transfer coefficient of internal ducts about 50%, while they increased those values for external ducts. Also, in the case of circular annulus, with increase of Rayleigh number, the Nusselt number increased about 71% and 64% for non-finned and finned ones, respectively. As a result, fins increased the overall heat transfer rate of both surfaces of annuli about 13% in comparison with non-finned surfaces. It was also found that increasing the aspect ratio of coaxial annuli increases heat transfer

# سیالاتی شامل لولهها و خطوط انتقال، وسایل الکترونیکی و مبدلهای حرارتی ایفا میکند. یکی از مواردی که انتقال حرارت جابجایی نقش مهمی در آن دارد، جریان طبیعی سیال بین سیلندرهای هم محور است که در کلکتورهای خورشیدی نیز کاربرد وسیعی دارد. کارهای عددی و آزمایشگاهی بسیاری در این زمینه انجام شده است که اغلب به جریان بین سیلندرها پرداختهاند. یکی از مهمترین مطالعات انجام شده در زمینه انتقال حرارت جابجایی آزاد بین حلقویهای هم مرکز که مرجع بسیاری از تحقیقات بعد از

جابجایی آزاد یکی از مکانیزمهای انتقال حرارت سیال است و زمانی روی میدهد که یک نیروی حجمی به واسطه وجود اختلاف چگالی در سیال به آن اعمال شود. لازم به ذکر است که اختلاف چگالی ناشی از اختلاف دما است و نیروی حجمی وارده در عمل همان نیروی شناوری است. اگرچه آهنگ انتقال گرمای جابجایی آزاد کمتر از میزان آن برای جابجایی اجباری است اما این نوع انتقال حرارت نقش مهمی در طراحی یا عملکرد سیستمهای حرارتی و

#### Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

1- مقدمه

A. Jahanbakhshi, A. Ahmadi Nadooshan, A. Shad, M. Farzaneh, Effects of Fin Presence and change the Aspect Ratio on Natural Convection in Coaxial Annuli, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 3, pp. 10-18, 2017 (in Persian)

خود به حساب مى آيد، توسط كن و گلدستين صورت گرفته است [2،1]. آنها تاثیر خروج از مرکزیت سیلندر داخلی و عدد رایلی جریان را بر انتقال حرارت سیلندرهای افقی بررسی کرده و نشان دادند که خروج از مرکزیت باعث تغییر در عدد ناسلت روی سطوح سیلندرها شده است ولی تغییر کمی در ضریب انتقال حرارت کلی حلقوی دارد. آنها همچنین با کمک روش عددی و تئوری، توزیع دما، سرعت و ضریب انتقال حرارت جابجایی را نیز تحلیل کردند. پژوهشهای متعدد دیگری در این زمینه انتشار یافته است که در اینجا به طور خاص به جریان داخل حلقویهای دو بعدی که انتقال حرارت جابجایی آزاد نقش اصلی را در آنها ایفا کرده است، پرداخته میشود تا به درک بهتری از کارهای انجام شده در راستای پژوهش حاضر دست یافته شود. داوود و همکاران [3] در یک مقاله مروری، به تشریح کارهای آزمایشگاهی و عددی انجام شده در زمینه انتقال حرارت جابجایی آزاد و ترکیبی جریان بین حلقوى هاى افقى، شيب دار و عمودى پر داختند. آن ها همچنين ليستى از مهمترین کارهای انجام شده را به تفکیک روش به کار گرفته شده ارائه کردند. ساکر و همکاران [4] جریان جابجایی آزاد بین دو بیضوی هم مرکز افقی را به روش آزمایشگاهی و عددی بررسی کردند. نتایج آنها نشان داد که با افزایش قطر هیدرولیکی، عدد ناسلت ابتدا کاهش مییابد و بعد از آن روند افزایشی خواهد داشت. سیدی و همکاران [5] انتقال حرارت جابجایی آزاد را برای یک نانوسیال بین یک حلقوی شبیهسازی کردند. در مطالعه انجام شده توسط آنها، دیواره داخلی تحت شار حرارتی ثابت و دیواره خارجی دارای دمای ثابت بود. نتایج کار آنها نشان داد که عدد ناسلت با افزایش عدد رایلی و افزایش نسبت منظری افزایش می یابد. حبیبی و همکاران [6] جابجایی آزاد جریان نانوسیال مس را داخل یک حلقوی غیر هم مرکز با شرط مرزی دما ثابت برای دیوارهها به روش عددی بررسی کردند. پارامترهای مورد بررسی شامل نسبت خروج از مرکزیت، نسبت شعاعهای مختلف، عدد رایلی، عدد پرانتل و غلظت نانوذرات بود که تاثیر آنها را بر عدد ناسلت میانگین، خطوط جریان و دما بررسی کردند. پادیلا و همکاران [7] جریان جابجایی آزاد بین حلقوی افقی در اعداد رایلی کوچک و متوسط را با استفاده از روش حجم محدود شبیه-سازی کرده و نتایج حاصله را با نتایج آزمایشگاهی مقایسه نمودند. ژانگ و همکاران [8]، جریان جابجایی آزاد و ناپایای سیال بین حلقوىها را به روش عددى شبيهسازى كردند. در اين تحقيق سيلندر داخلى تحت شار حرارتی سینوسی متغیر با زمان قرار داشت در حالیکه سیلندر خارجی در دمای ثابت قرار گرفته بود. با بررسی پارامترهایی نظیر شعاع سیلندر داخلی، دامنه و فرکانس نوسانات شار، نشان داده شد که نوسانات دما باعث تغییر در الگوی جریان و دمای سیال می شود. محدودیت هایی نظیر ابعاد حلقوىها باعث شده محققان با استفاده از پرهها آهنگ انتقال حرارت سيال داخل حلقویها را افزایش دهند. پرهها عمدتا برای افزایش آهنگ انتقال گرما به کار گرفته میشوند و در مورد حلقویها بهطور خاص، باعث افزایش زبری و مساحت سطح تماس و همچنین تغییر در الگوی جریان و دمای سیال میشوند. در این زمینه نیز کارهای متعددی گزارش شده است که میتوان به عنوان مثال به کار پاتانکار و چائی [9] اشاره کرد. آنها جریان سیال بین حلقوىهاى افقى كه سيلندر داخلى داراى شش عدد پره بود را به روش عددی تحلیل کردند. نتایج آنها نشان داد که جهت گیری پرهها روی ضریب انتقال حرارت كلى تاثير چنداني ندارد و تنها روى عدد ناسلت محلى و الگوى جریان و دمای سیلندر داخلی موثر است. اربابان و سلیم پور [10] نیز انتقال حرارت جابجایی آزاد و آرام جریان نانوسیال بین حلقوی پرهدار را به روش عددی شبیهسازی و بررسی کردند. نتایج آنها نشان داد که نانوسیال مس-

آب آهنگ گرمای بیشتری نسبت به نانوسیال آلومینیوم اکسید-آب و تیتانیوم اکسید-آب دارد. طالبی و شریفی [11] به بررسی آزمایشگاهی انتقال حرارت جابجایی درون لولههای هم مرکز با شار گرمایی متغیر کسینوسی پرداختند و نشان دادند که بیشترین دما در مرکز است و همچنین به این نکته اشاره کردند که با افزایش عدد رینولدز حداکثر دمای سطح به دمای متوسط سطح نزدیک می شود و عدد ناسلت با افزایش عدد رینولدز بیشتر می شود. نظری و رمضانی [12] انتقال حرارت جابجایی طبیعی در یک محفظه مربع شکل را مورد مطالعه قرار دادند. قاسمی و امین الساداتی [13] به مطالعه انتقال حرارت جابجایی طبیعی نانوسیال آب- اکسید مس در یک محفظه مثلثی شکل با منبع حرارتی بر روی دیواره عمودی پرداختند. آنها اثر پارامترهایی همچون عدد رایلی، نسبت ابعاد محفظه و در صد حجمی نانوذرات را بررسی نمودند. در مطالعهی حاضر با روش عددی، اثر وجود پرههای دندانهای با سطح مقطع مستطیلی در حالیکه کانال خارجی دایرمای و کانال داخلی دارای هندسه های متفاوت دایره، مربع و مثلث با مساحت یکسان است، شبیه سازی شده است. "شکل 1" هندسههای مورد بررسی در مقاله حاضر را نشان می دهد. هدف این پژوهش عددی مقایسه بین وجود و عدم حضور این پرههای دندانهای بر میزان انتقال گرمای جابجایی سیال و همچنین الگوی جریان است.

#### 2- هندسه حل

هندسه مورد بررسی شامل حلقویهای دایروی با کانالهای داخلی متفاوت همانند" شکل 1" است. شرایط مرزی اعمال شده و قیود هندسی به کار رفته در این پژوهش (مساحت سطح مقطع سیال و همچنین قطر کانال بیرونی حلقوی) در تمامی هندسهها یکسان است و از این طریق ابعاد کانال داخلی حلقویها مشخص می شود. پرهها با مساحت ثابت نیز روی سطح خارجی کانال داخلی نصب شدهاند. اختلاف دمای سطوح داخلی و خارجی باعث می-شود تا جریان جابجایی آزاد در فضای بین سطوح کانال برقرار گردد.

برای تمام حلقویها قطر کانال خارجی دایرهای شکل برابر (mm) 9.25 و قطر کانال داخلی برابر (mm) 3.56 است. مساحت سطح مقطع سیال در تمامی هندسهها یکسان است و ضخامت و طول پرهها نیز در موارد مورد بررسی به ترتیب برابر (mm) 0.4 و (mm) 0.5 میباشد که در "شکل 2" نشان داده شده است. همچنین در ادامه برای هندسه 2 رفتار حرارتی حلقوی برای نسبتهای ابعادی برابر 0.9، 21.0 و 0.5 در عدد رایلی ثابت Ra=10<sup>7</sup> بررسی شده است.

#### 3- آنالیز عددی و معادلات حاکم

معادلات حاکم شامل معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی در جریان دائم و آرام سیال در مختصات استوانهای دو بعدی به ترتیب به صورت زیر است:

$$\frac{1}{r}\frac{\partial rV_{r}}{\partial r} + \frac{\partial V_{\theta}}{r\partial \theta} = 0 \tag{1}$$

$$\rho(V_{r}\frac{\partial V_{r}}{\partial r} + \frac{V_{\theta}}{r}\frac{\partial V_{r}}{\partial \theta} - \frac{V_{\theta}}{r^{2}}) = -\frac{\partial P}{\partial r} +$$

$$\mu(\frac{\partial^{2}V_{r}}{\partial r^{2}} + \frac{V_{\theta}}{r}\frac{\partial V_{r}}{\partial \theta} + \frac{1}{r^{2}}\frac{\partial^{2}V_{r}}{\partial \theta^{2}} - \frac{2}{r^{2}}\frac{\partial V_{\theta}}{\partial \theta} - \frac{V_{r}}{r^{2}})$$

$$+ \rho g\beta \Delta T \cos\theta \tag{2}$$

$$\rho(V_{r}\frac{\partial V_{\theta}}{\partial \theta} + \frac{V_{\theta}}{r}\frac{\partial V_{\theta}}{\partial \theta} + \frac{V_{\theta}V_{r}}{r}) = -\frac{1}{r}\frac{\partial P}{\partial \theta} +$$

$$\mu(\frac{\partial^{2}V_{\theta}}{\partial \theta} + \frac{1}{r}\frac{\partial V_{\theta}}{\partial \theta} + \frac{1}{r}\frac{\partial^{2}V_{\theta}}{\partial \theta} - \frac{2}{r}\frac{\partial V_{r}}{\partial \theta} - \frac{V_{\theta}}{r})$$

$$\frac{(\partial r^2 + r \partial r + r^2 \partial \theta^2 - r^2 \partial \theta - r^2)}{+ \rho g \beta \Delta T \sin \theta}$$
(3)

11





Fig. 1 cross section of different different annuli

شكل 1 سطح مقطع حلقوىهاى مختلف مورد بررسى



Fig. 2 The size of annuli geometry

**شکل 2** ابعاد هندسه حلقویها

$$V_{\rm r}\frac{\partial T}{\partial r} + \frac{V_{\rm \theta}}{r}\frac{\partial T}{\partial \theta} = -\mu(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial V_{\rm \theta}}{\partial \theta} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2}) \tag{4}$$

در این مطالعه از اتلاف ویسکوز<sup>1</sup>به دلیل پایین بودن سرعتها در جابجایی طبيعي نيز صرفنظر شده است. وجود جمله شناوري در معادله مومنتوم باعث می شود که تمامی معادلات با همدیگر کوپل شوند. جابجایی طبیعی از نوع آرام و دائم است و ناشی از اختلاف دمای سطوح حلقوی است. برای اطمینان از روش عددی از کمیت رسانندگی معادل استفاده میشود. رسانندگی گرمایی معادل Keq بیان کننده ینسبت انتقال حرارت جابجایی آزاد به رسانش خالص است که معیاری برای مقایسه این دو نوع انتقال حرارت

است و برای کانالهای داخلی و خارجی به صورت رابطه (5) بیان می شود:  $hd\ln(\frac{a_i}{d})$ (5)  $K_{\rm eq} = \frac{1}{2k_{\rm f}}$ 

در رابطه (5)، h ضریب جابجایی روی سطح مورد نظر،  $d_{
m i}$  قطر داخلی،  $d_{
m o}$  قطر خارجی و  $k_{\rm f}$  ضریب رسانندگی سیال است.

شرایط مرزی به این صورت تعریف شدهاند که دیواره داخلی در دمای 373 كلوين و ديواره خارجي در دماي 327 كلوين ثابت نگه داشته شدهاند. عدد پرانتل برای آب برابر 0.706 بر اساس دمای حجمی سیال محاسبه شده است. در نهایت با محاسبه ضریب جابجایی، عدد ناسلت برای سطح داخلی و خارجی همانند روابط (6) بدست میآید. h<sub>o</sub> ضریب جابجایی روی سطح خارجی، h<sub>i</sub> ضریب جابجایی روی سطح داخلی و k<sub>f</sub> ضریب رسانندگی گرمایی سيال است.

کمیتهای بی بعد مورد استفاده، شامل عدد گراشف (Gr)، عدد پرانتل (Pr) و عدد رایلی (Ra) است که توسط روابط زیر مشخص شدهاند:

در روابط (7) تا (9)،  $d_{\rm h}$  و  $\Delta T$  به ترتیب قطر هیدرولیکی و اختلاف بین دمای سطوح در نظر گرفته می شود. همچنین، eta ضریب انبساط حجمی است که در تقریب بوزینسک<sup>2</sup> به منظور ارتباط بین تغییرات چگالی و دما استفاده میشود. عدد رایلی نیز معیاری برای گذار جریان جابجایی آزاد است. یکی از نكات قابل توجه نحوه محاسبه ضريب انتقال حرارت جابجايي است، ضريب انتقال حرارت جابجایی بر حسب دمای حجمی<sup>3</sup> سیال بین حلقوی تعیین می-شود و در هندسههای مورد بررسی در این تحقیق (در حلقویها) به صورت میانگین دمای سطوح محاسبه شده است.

معادلات ناویر استوکس و انرژی برای حلقوی دو بعدی به روش عددی و با استفاده از نرمافزار انسیس - سی اف ایکس<sup>4</sup> بر پایه روش حجم محدود گسستهسازی شده است و جملات انتقالی معادله ممنتوم توسط الگوریتم

$$\Pr = \frac{v}{a}$$
(7)

$$Gr = \frac{g\beta \Delta T d_{\rm h}^3}{v^2} \tag{8}$$

$$Ra = \frac{g\beta \varDelta T d_{h}^{3}}{\upsilon \alpha}$$
<sup>(9)</sup>

دقت بالا<sup>5</sup> حل شده است. در واقع این نرم افزار برای حل معادلات آنها را به روش حجم محدود گسسته مینماید اما برای تحلیل هندسه و المانها از روش المان محدود استفاده می کند لذا المان ها برای شبکهبندی در نظر گرفته شده و گرههای شبکه به وجود میآید. سپس با استفاده از این گرهها حجمهای کنترلی تشکیل میشوند تا از انعطاف پذیری هر دو روش المان محدود و حجم محدود استفاده گردد. به منظور گسسته سازی، با استفاده از نقاط انتگرال گیری از معادلات حاکم بر روی حجم انتگرال گیری شده و با استفاده از قضیه گاوس به انتگرال سطح تبدیل می گردند. برای تشکیل حجم-های کنترلی وسط هر المان هندسی تعیین شده و با اتصال صفحه میانی المانها، حجم كنترل مورد نظر مشخص می شود. نحوه ایجاد این حجمها در "شكل 3" مشاهده مىشود [14]. سى اف ايكس معادلات گسسته شده دینامیک سیال را به صورت کاملاً کوپل<sup>6</sup> در حوزه مکان و کاملاً ضمنی<sup>7</sup> در حوزه زمان حل مى كند و از الگوريتم هاى تصحيح فشار (مانند سيمپل<sup>8</sup>) استفاده نمی کند. در نتیجه سرعت حلگر آن بالاتر بوده ولی به حافظه در

Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-05-01

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Viscose dissipation

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Boussinesq

bulk temperature

ANSYS CFX

high resolution

<sup>&</sup>lt;sup>6</sup> Fully Coupled Fully Explicit

<sup>&</sup>lt;sup>8</sup> Simple



**شکل 3** المانهای محدود و تشکیل حجم کنترل محدود [14]

دسترس بیشتری نیاز دارد. لازم به ذکر است که سی اف ایکس قابلیت حل مستقیم مسایل دو بعدی را ندارد و لازم است برای بعد سوم از شرط مرزی تقارن استفاده شود. در این پژوهش حل معادلات تازمانی ادامه مییابد که دقت برای معادلات ممنتوم و پیوستگی حل، کمتر از <sup>5</sup>-10 و برای معادله انرژی کمتر از <sup>6-</sup>10 شود.

# 4- استقلال حل از شبکه

شبکهبندی نهایی، از چندین روند تجربی تکرار، حاصل میشود و ضروری است که حل یک مسئله دینامیک سیالات عددی مستقل از شبکهبندی بوده و تغییرات جوابها به ازای ریزتر شدن شبکه، قابل صرف نظر کردن باشد. در این کار برای شبکهبندی دامنه حل، از شبکههای با سازمان استفاده شده-است. به منظور بررسی استقلال نتایج از شبکهبندی، تعداد شبکهها تا زمانیکه پروفیلهای سرعت (روی خط قائم مرکزی) در حلقوی بر هم منطبق گردند، افزایش می یابد. "شکل 4" تغییرات سرعت را برای شبکهبندیهای مختلف نشان می دهد. همانگونه که مشاهده میشود پروفیلهای سرعت با افزایش تعداد شبکه، به تدریج بر روی هم منطبق میشوند و در دو مورد آخر از شبکهبندیها، این انطباق به خوبی قابل مشاهده است. بنابراین جهت کاهش هزینه محاسبات، شبکه با اندازه 100 × 100 گره انتخاب شده است.

با توجه به پروفیل سرعت سیال مشاهده می شود که مقادیر سرعت در قسمت بالای حلقوی بزرگتر از قسمت پایین آن است. این پدیده به این صورت تفسیر می شود که در قسمت بالایی حلقوی، سطح گرمتر، پایین تر از سطح سردتر قرار گرفته است (T<sub>i</sub>>T<sub>0</sub>) و همین امر باعث شدت یافتن جابجایی آزاد سیال می شود. در قسمت پایینی نیز شرایط تقریبا پایداری برای سیال برقرار است و سرعت سیال به نسبت کمتر است.

#### 5- اعتبارسنجی روش حل

خواص آب در دمای حجمی مورد نظر برای این سیال که در تمامی شبیه-سازیها استفاده شده در جدول 1 آورده شده است. نتایج عددی حاصل از شبیهسازی برای حلقوی دایرهای بدون پره در عدد رایلی <sup>1</sup>04 و با شرایط یکسان با نتایج آزمایشگاهی مرجع [2] در "شکل 5" مقایسه گردید و تطابق خوبی بین نتایج عددی و آزمایشگاهی مشاهده شد.

# 6- نتايج و بحث

در این بخش به بررسی رفتار حرارتی حلقویها با حضور و عدم حضور پرهها پرداخته شده است وکانتورهای حاصل شده باهم مقایسه شدهاند. لازم به ذکر است که مساحت سطح مقطع کانالها یکسان در نظر گرفته شده است. همچنین در مورد کانال داخلی مثلثی، دو حالت برای آن در نظر گرفته شده است. در حالت اول، قاعده مثلث رو به پایین و در حالت دوم رو به بالا است.



Fig. 4 Grid study for cylindrical annulus

**شکل 4** بررسی استقلال شبکه برای حلقوی دایروی



**شکل 5** مقایسه نتایج عددی کار حاضر با نتایج آزمایشگاهی

**جدول 1** خواص آب در دمای توده سیال

<b>Table 1</b> water properties at bulk temperature	
مقادير	خواص آب
974 (kgm <sup>-3</sup> )	چگالی( <i>q</i> )
365×10 <sup>-6</sup> (kgm <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup> )	لزجت دینامیکی(µ)
$0.665 (Wm^{-1}K^{-1})$	رسانندگی گرمایی(k)
4195 (Jkg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	گرمای ویژه( $C_p$ )
2.29	پرانتل(Pr)
$10^5, 10^6, 10^7, 10^8$	عدد رایلی(Ra)
0.0006 (K <sup>-1</sup> )	(eta)ضريب انبساط حرارتي

کانتور مربوط به تغییرات دمای سیال برای اعداد رایلی مختلف در "شکلهای 6 و 7" برای هر دو حالت پرهدار و بدون پره نشان داده شده است. "شکل 6" کانتور دمای سیال در حالت بدون پره و "شکل 7" کانتور دمای سیال در حالت پرهدار را نشان می دهد.

همانگونه که مشخص است با افزایش عدد رایلی و افزایش اختلاط و سرعت جریان، آهنگ انتقال حرارت جابجایی افزایش مییابد و سهم انتقال حرارت جابجایی بر انتقال حرارت رسانش غلبه میکند. باید ذکر شود که در اعداد رایلی کم، به دلیل حرکت کم سیال، رسانش، مکانیزم غالب انتقال حرارت است که تأییدی بر صحت کانتور به دست آمده برای تغییرات دمای سیال است. تغییرات دمای سیال در قسمت بالای حلقوی به دلیل اینکه سطح گرمتر پایینتر از سطح سردتر قرار گرفته است، شدیدتر میباشد. با افزایش عدد رایلی نمودار دما در سمت بالای حلقوی تغییرات بیشتری دارد زیرا ناپایداری حرارتی جریان ناشی از اختلاف دما در قسمت بالای حلقوی



شکل6 کانتورهای دمای سیال در اعداد رایلی متفاوت در حالت بدون پره

زودتر و سریعتر از سایر نواحی شروع میشود. از نتایج جدول 2 استنباط می-شود که وجود پره باعث افزایش نسبی عدد ناسلت سطح خارجی شده است. این پدیده به دلیل بیشتر بودن سهم سطح تماس کانال داخلی علیرغم کاهش ضریب جابجایی آن به واسطه حضور پرهها بر انتقال گرمای این سطح است. از طرفی با ثابت بودن مقدار انتقال گرمای کل از سطوح (اتلاف یا تولید انرژی به ثابت بودن مساحت آن نیز افزایش می یابد. نتیجهی دیگری که از جدول 2 می توان استخراج نمود این است که چرخش 180 درجهای کانال داخلی مثلثی شکل، تاثیر چندانی بر ضریب جابجایی ندارد و فقط در اعداد رایلی بزرگ تغییرات کمی قابل مشاهده است که به دلیل قرار گرفتن قاعده مثلث (سطح تماس بیشتر) به سمت بالای حلقوی است که دارای آهنگ انتقال گرمای بیشتری می باشد. مقایسه نرخ انتقال حرارت کل از سطوح کانال ها در

می شود انتقال حرارت کل در حضور پرهها برای سطوح داخلی و خارجی افزایش می یابد که نشان دهنده بهبود انتقال حرارت جابجایی از سطوح است. همچنین در بازه اعداد رایلی شبیه سازی شده در کار حاضر، حضور پرهها درصد افزایش میزان انتقال حرارت را نسبت به حالت بدون پره افزایش می-دهد که نشان از بهبود انتقال حرارت در هر عدد رایلی خاص است.

"شکل 10" خطوط جریان را در حلقویها نشان میدهد. همانگونه که مشخص است با افزایش عدد رایلی، سرعت جریان بیشتر شده و گرادیان سرعت شدت مییابد. همچنین هسته گردابه تشکیل شده بهدلیل جریان گردشی ناشی از اختلاف دمای بین سطوح به سمت بالای حلقوی حرکت میکند زیرا همانگونه که اشاره شد جابجایی آزاد در ناحیهی بالای حلقوی قوی تر بوده و افزایش عدد رایلی باعث تقویت بیشتر انتقال گرمای جابجایی در این قسمت نسبت به سایر قسمتها میشود. با توجه به شکلها میتوان نتیجه گرفت که وجود پرهها باعث کاهش فضای چرخشی سیال بین سطوح و



**شکل 7** کانتورهای دمای سیال در اعداد رایلی متفاوت در حالت پرهدار

حالت پرەدار و بدون پرە	سطوح داخلی و خارجی در	<b>جدول 2</b> مقايسه اعداد ناسلت
------------------------	-----------------------	----------------------------------

$Ra=10^8$		$Ra=10^7$		Ra=	$=10^{6}$	Ra=	10 <sup>5</sup>	
Nui	Nuo	Nui	Nuo	Nui	Nuo	Nui	Nuo	عدد ناسلت
31.61	26.57	18.4	15.46	9.75	8.19	8.95	7.53	هندسه 1
27.78	26.35	16.17	15.34	8.95	8.49	8.32	7.89	هندسه 2
26.97	29.15	15.18	16.41	8.65	9.35	8.05	8.7	هندسه 3
26.13	28.25	14.98	16.19	8.74	9.45	8.05	8.7	هندسه 4
15.95	28.68	8.96	15.78	6.1	9.73	5.67	9.5	هندسه 5
15.34	28.54	8.57	15.85	5.35	9.91	5.23	9.68	هندسه 6
15.13	30.01	8.22	16.3	5.4	10.7	5.27	10.45	هندسه 7
14.62	29	8.08	16.04	5.44	10.8	5.27	10.45	هندسه 8



Fig. 9 Total heat transfer rate from surfaces of annuli in external surface شکل 9 نرخ انتقال حرارت کل از سطوح حلقویها برای اعداد رایلی مختلف روی





**شکل 8** نرخ انتقال حرارت کل از سطوح حلقویها برای اعداد رایلی مختلف روی سطح داخلی



سطح خارجى

Fig. 10 Contours of fluid streamline at different Rayleigh numbers

**شکل 10** کانتورهای خطوط جریان سیال در اعداد رایلی متفاوت



Fig. 11 Compare temperature contours (a) and stream lines (b) at the differnt aspect ratio in geometry 2 at  $Ra=10^7$ 

**شکل 11** مقایسه کانتورهای دما (a) و خطوط جریان (b) در نسبت ابعاد مختلف برای هندسه 2 در Ra=10<sup>7</sup>



Fig. 12 The effect of the aspect ratio on the average Nusselt number for different Rayleigh numbers In geometry 2

**شکل 1**2 اثر نسبت ابعاد در عدد ناسلت متوسط برای اعداد رایلی متفاوت در هندسه 2

کاهش انتقال حرارت میشود ولی به علت افزایش سطوح تماس ناشی از وجود پرهها گرمای بیشتری از سطح داخلی انتقال مییابد.

از آنجا که در حلقوی منبع تولید گرما وجود ندارد حرارت تبادل شده سطوح گرم و سرد با یکدیگر برابرند و از آنجا که انتقال گرمای سطح گرم افزایش یافته است، با توجه به ثابت بودن مساحت سطح سرد، انتقال گرمای

سطح سرد نیز افزایش مییابد. این روند در تمامی اعداد رایلی یکسان بوده و شدت آن با عدد رایلی جریان نسبت مستقیم دارد به گونهای که درصد افزایش ضریب جابجایی در اعداد رایلی بزرگ برای سطح داخلی پرهدار حدود 13% نسبت به حالت بدون پره کاهش مییابد.

در ادامه برای هندسه 2 به بررسی اثرات تغییر نسبت ابعادی کانال داخلی پرداخته شد که در "شکل 11" مشخص است. تغییر نسبت ابعادی در یک عدد رایلی ثابت بر روی عدد ناسلت محلی و الگوی جریان اثر گذار است به طوریکه با افزایش نسبت ابعادی برای کانال داخلی هسته گردابه تشکیل شده بهدلیل جریان گردشی ناشی از اختلاف دمای بین سطوح به سمت بالای حلقوی حرکت می کند و همچنان جابجایی آزاد در ناحیه بالای حلقوی قوی -تر است. سرعت جریان نیز بیشتر شده و گرادیان سرعت شدت می ابد. همچنین طبق "شکل 12" مشخص است که عدد ناسلت با افزایش عدد رایلی و نیز افزایش نسبت ابعادی افزایش می ابد.

### 7- جمع بندی

در این مقاله، به بررسی عددی انتقال حرارت جابجایی سیال آب در فضای بین دو کانال و اثر وجود پرهها بر سطح کانال داخلی پرداخته شد. کانال خارجی حلقوی دایروی بوده و سه کانال متفاوت دایرهای، مربعی و مثلثی با اندازهی مساحت سطح مقطع یکسان برای کانالهای داخلی لحاظ گردید. همچنین به منظور بررسی اثر پرهها روی سطوح داخلی حلقوی، پرههای یکسان مستطیلی شکل قرار داده شد. شبیه سازیها در چهار عدد رایلی <sup>5</sup>0 تا ا<sup>8</sup>0 انجام گرفت و نتایج بیانگر آن بود که با افزایش عدد رایلی آهنگ انتقال فرمای جابجایی نیز افزایش می باید. همچنین مشاهده شد وجود پرهها بر نریرا باعث کاهش فضای جریانهای چرخشی ناشی از اختلاف دما و به تبع آن اما به دلیل افزایش سطح تماس ناشی از وجود پرهها گرمای بیشتری از سطح داخلی حلقویها انتقال می باید. همچنین با تغییر نسبت ابعادی در هند می داخلی حلقویها انتقال می باید. همچنین با تغییر نسبت ابعادی در هندسه 2 این نتیجه حاصل شد که عدد ناسلت با افزایش نسبت ابعادی افزایش خواهد این نتیجه حاصل شد که عدد ناسلت با افزایش نسبت ابعادی افزایش خواهد داشت.

# 8- فهرست علائم

d
Gr
Nu
Р
Pr
Ra
Re
Т
V
علائم يونانى

9- مراجع

 T. H. Kuehn, R. J. Goldstein, An Experimental Study of Natural Confection Heat Transfer in Concentric and Eccentric Horizontal Cylindrical Annuli, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 100, No. 4, pp. Analysis of the Natural Convection in a Horizontal Annuli at Low and Moderate Ra, *Thermal Engineering*, Vol. 5, No. 2, pp. 58-65, 2006.

- [9] J.C. Chai, S.V. Patankar, Laminar Natural Convection in Internally Finned Horizontal Annuli, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, Vol. 24, No. 1, pp. 6747, 1993.
- [10] M. Arbaban, M. R. Salimpour, Enhancement of laminar natural convective heat transfer in concentric annuli with radial fins using nanofluids, *Heat Mass Transfer*, Vol. 51, No. 3, pp: 353-362, 2014.
- [11] M.Talebi, M.Sharifi, Experimental Investigation Of Convective Heat Transfer In Concentric Annuli With Cosine Heat Flux, *In the* 19th Annual Conference on Mechanical Engineering-ISME, Shiraz, Iran, 2012.
- [12] M. Nazari, S. Ramzani, Natural Convection in Square Cavity with Heated Obstacle Using Lattice Boltzmann Method, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 11, No 2, pp. 119-133, 2011 (In Persian نفار سی)
- [13] B. Ghasemi, S. M. Aminossadati, "Brownian Motion of Nanoparticles in a Triangular Enclosure with Natural Convection", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 49, No. 6, pp. 931-940, 2010
- [14] ANSYS CFX-Solver theory guide: ANSYS Inc, Southpointe. 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317, ansysinfo@ansys.com, http://www.ansys.com, (T) 724-746-3304, (F) 724-514-9494, November 2013

635-640, 1978.

- [2] T. H. Kuehn, R. J. Goldstein, An experimental and theoretical study of natural convection in the annulus between horizontal concentric cylinders, *Journal of Fluid Mechanic*, Vol. 74, No. 4, pp. 695-719, 1976.
- [3] H. K., Dawood, H. A. Mohammed, N. A. Che Sidik, K.M. Munisamy, M. A. Wahid, Forced, natural and mixed-convection heat transfer and fluid flow in annulus: A review, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 62, pp. 45–57, 2015.
- [4] Ramadan Y. Sakr, Nabil S. Berbish, Natural Convection Heat Transfer in a Horizontal Concentric Elliptic Annulus Containing Saturated Porous Media, *Journal of Porous Media*, Vol. 15, No. 6, pp.567-584, 2012.
- [5] S.M. Seyyedi, M. Dayyan, Soheil Soleimani, E. Ghasemi, Natural convection heat transfer under constant heat flux wall in a nanofluid filled annulus enclosure, *Ain Shams Engineering Journal*, Vol. 6, pp. 267–280, 2015.
- [6] M. Habibi Matin a, I. Pop, Natural convection flow and heat transfer in an eccentric annulus filled by Copper nanofluid, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 61, pp. 353–364, 2013.
- [7] Ch. Zhang, L. Zheng, Y. Jiang, X, Zhang, Unsteady natural convection heat transfer of nanofluid in an annulus with a sinusoidally heated source, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, Vol. 69, No. 1, pp. 1–12, 2015.
- [8] E. L. M. Padilla, R. Campregher, and A. Silveira-Neto, Numerical