

بررسی جریان سیال و انتقال حرارت جابجایی آزاد حفره مربعی با وجود مانع گرم مثلثی با روش المان محدود

رسول محبی^{۱*}

چکیده	اطلاعات مقاله
در این مقاله، انتقال حرارت جابجایی طبیعی در یک حفره مربعی بسته با وجود یک مانع مثلثی گرم در دمای T_H ، با استفاده از روش المان محدود شبیه سازی شده است. دیواره های بالا و پایین عایق بوده، در حالی که دیواره های چپ و راست در دمای ثابت T_c ($T_c < T_H$) نگه داشته شده است. روش مورد استفاده با نتایج عددی موجود اعتبار سنجی شده و تطابق بسیار خوبی بین نتایج به دست آمده است. جریان دو بعدی فرض شده و هوا به عنوان سیال عامل در نظر گرفته شده است. تأثیر پارامترهای مختلفی همچون عدد رایلی ($Ra=10^3, 10^4, 10^5, 10^6$)، موقعیت مختلف مانع در داخل حفره ($H=L=0.1, 0.4$)، و زوایای مختلف مانع ($\theta=0^0, 90^0, 180^0, 270^0$) در نسبت های ابعادی متفاوت مانع ($AR=0.2, 0.4, 0.6, 0.8$) بر روی جریان سیال و انتقال حرارت داخل کانال بررسی شده است. نتایج نشان می دهد که با افزایش عدد رایلی و افزایش نسبت ابعادی، میزان نرخ انتقال حرارت افزایش می یابد. همچنین افزایش فاصله مانع از دیواره های چپ و پایین حفره، منجر به کاهش نرخ انتقال حرارت گشته و بیشترین مقدار عدد ناسلت متوسط به ترتیب در زوایای $0, 90, 270$ و 180 درجه مشاهده شده است.	دریافت مقاله: ۱۳۹۵/۱۰/۲۸ پذیرش مقاله: ۱۳۹۶/۱۱/۱۷
	واژگان کلیدی: مانع مثلثی، روش المان محدود، جابجایی آزاد، حفره مربعی شکل.

۱- مقدمه

عنوان مثال در ماژول های الکترونیکی محبوس در محفظه بسته، دیواره محفظه تأثیر به سزایی در میزان خنک کنندگی داشته و با مدلسازی یک سیلندر داغ داخل حفره بسته، امکان شبیه سازی دارد [۴]. جابجایی آزاد در یک حفره دارای مانع متقارن یا نامتقارن، مانع عایق یا گرم و با شکل ساده یا پیچیده، از جمله موضوعات حائز اهمیت در زمینه انتقال حرارت است. در واقع وجود مانع، تأثیر مستقیم بر روی جریان سیال، شدت و ساختار آن داشته و به علت اثر متقابل بین سیال و مرزهای حفره، در نرخ انتقال حرارت نیز مؤثر است [۵]. مطالعات بسیاری در این زمینه انجام شده که از جمله آن می توان به مطالعات مروری استراچ [۶] اشاره نمود. مطالعات عددی نیز توسط فردریک [۷] در

جریان سیال و انتقال حرارت جابجایی آزاد به علت کاربردهای فراوان در صنایع و سیستم های مهندسی، کلکتورهای خورشیدی، خنک سازی سیستم های الکترونیکی، تجهیزات فرآیندهای شیمیایی و غیره [۱-۳]، از جمله موضوعات مهم و مورد توجه مهندسان و دانشمندان می باشد که تاکنون مطالعات عددی، آزمایشگاهی و تحلیلی زیادی در این زمینه انجام شده است. با پیشرفت جوامع و رشد تکنولوژی، قطعات و دستگاه های الکترونیکی روز به روز گسترش یافته و کوچکتر شده اند به گونه ای که مسأله خنک سازی در آنها اهمیت ویژه ای داشته و مطالعه و تحقیق در این زمینه بسیار ضروری می باشد. به

* پست الکترونیک نویسنده مسئول: rasul_mohebbi@du.ac.ir
۱. استادیار، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه دامغان، دامغان، ایران

ناسلت متوسط زمانی در اثر وجود این مانع بود. تحقیقاتی نیز توسط چاتوپاتهای [۲۲] به صورت عددی بر روی میزان افزایش نرخ انتقال حرارت داخل کانال حاوی مانع مثلثی انجام گرفت. زو و همکاران [۲۳] با استفاده از روش حجم محدود، جریان دائم جابجایی آزاد داخل محفظه استوانه ای دارای مانع مثلثی را در زوایای و ابعاد مختلف بررسی نمودند. تأثیر مانع مثلثی بر روی جریان سیال و انتقال حرارت اجباری داخل کانال صفحه‌ای توسط فرهادی [۲۴] انجام گرفت. نتایج وی حاکی از این مطلب بود که با جابجایی مانع مثلثی، جریان گردابی محو شده و در نتیجه نرخ انتقال حرارت در اعداد رینولدز پایین کاهش می‌یابد. انتقال حرارت جابجایی آزاد آرام از یک سیلندر افقی گرم با سطح مقطع عرضی مثلثی توسط الانصاری و همکاران [۲۵] بررسی شد. مطالعه آنها به بررسی خطوط جریان و دما در اطراف مانع، اختصاص یافته بود. مطالعات دیگری توسط سعد الدین و همکاران [۲۶] در رابطه با ارزیابی انتقال حرارت و جابجایی ترکیبی پیرامون موانع داغ در محفظه مربعی شیب‌دار صورت گرفت. فریدون و همکاران [۲۷] جریان جابجایی طبیعی حول استوانه داغ در محفظه مربعی پر شده از نانو سیال با تغییر در شعاع و موقعیت استوانه را بررسی نمودند. نتایج آنها حاکی از این بود که با افزایش میزان کسر حجمی نانوذرات عدد ناسلت و به تبع آن انتقال حرارت افزایش می‌یابد.

العبدولی و همکاران [۲۸] به بررسی عددی جابجایی طبیعی مانع مثلثی داغ داخل یک محفظه با روش شبکه بولتزمن پرداخته و روابطی را جهت محاسبه عدد ناسلت ارائه نمودند. همچنین شیخ الاسلامی و همکاران [۲۹] به بررسی تأثیر میدان مغناطیسی بر روی انتقال حرارت جابجایی آزاد در محفظه استوانه‌ای حاوی مانع مثلثی پرداختند. حسینی و همکاران نیز [۳۰] انتقال حرارت از دیواره بستر حبایی گاز- جامد به ذرات جامد درون آن را با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی مورد تحلیل و بررسی قرار دادند.

همان‌گونه که ذکر شد، موانع مثلثی تأثیرات به‌سزایی بر جریان سیال و نرخ انتقال حرارت به دلیل اهمیت کاربرد آنها در صنایع مختلف مکانیکی و الکترونیکی دارند. لذا بررسی این موانع در حفره ها، بررسی تأثیر تغییر مکان و زاویه قرارگیری آنها و تأثیر تغییر ابعاد آنها جهت افزایش دانش علمی و عمومی بسیار ضروری به نظر می‌رسد. با توجه

زمینه جابجایی آزاد داخل محفظه مایل گرم پر شده با هوا و با تیغه گرم نصب شده در وسط دیواره سرد آن انجام گرفته است.

هوس و همکاران [۸] به صورت عددی تأثیر وجود مانع مرکزی داخل یک حفره مربعی را در اعداد رایلی و پرائتل مختلف و به ازای اندازه‌های ابعادی متفاوت مانع بررسی نمودند. در بررسی آنها مشخص شد که میزان نرخ انتقال حرارت با افزایش ابعاد مانع کاهش می‌یابد. بررسی عددی مشابهی نیز توسط لی و ها [۹] داخل حفره پر شده از هوا حاوی مانع مرکزی انجام گرفت. باوه و همکاران [۱۰] به مطالعه عددی دو بعدی جابجایی آزاد یک کانال مربعی گرم حاوی بلوک جامد عایق مرکزی پرداختند. آنها دریافتند که میزان نرخ انتقال حرارت با افزایش ابعاد مانع عایق افزایش یافته و این افزایش تا زمان رسیدن به ماکزیمم مقدار خود ادامه می‌یابد. بررسی عددی جابجایی آزاد داخل محفظه حاوی سیلندر گرم کج شده با استفاده از روش تفاضل محدود توسط دی و دالال [۴] انجام گرفت. بررسی آنها نشان داد که نسبت ابعادی محفظه بر روی نرخ انتقال حرارت و الگوی جریان تأثیر می‌گذارد. نادا [۱۱] و یانگ و همکاران [۱۲] نیز به مطالعه تجربی پارمترهای انتقال حرارت بین دو سیلندر پرداختند. مطالعاتی تجربی نیز توسط باتلر و همکاران [۱۳] در زمینه مانع استوانه ای محصور شده داخل محفظه استوانه ای گرم انجام گرفت. جابجایی طبیعی داخل یک حفره مربعی با وجود مانع داغ در اعداد رایلی مختلف و موقعیت‌های متفاوت مانع به صورت عددی توسط عبدالعلی و همکاران [۱۴] انجام گرفت. نتایج آنها بیانگر این مطلب بود که قرارگیری مانع در قسمت پایین حفره تأثیر بیشتری در افزایش نرخ انتقال حرارت دارد. مطالعات عددی مختلفی نیز در زمینه حفره ها توسط چمخواه [۱۵]، اسماعیل [۱۶]، ارمغانی [۱۷] و چمخواه [۲۰-۱۸] انجام گرفت.

علاوه بر موانع مربعی و دایروی، جابجایی آزاد و اجباری در محفظه های حاوی موانع مثلثی به علت طبیعت خاص این موانع، کاربردهای متعددی در سرمایه‌های تجهیزات الکترونیکی و مبدل‌های حرارتی داشته و مطالعات اندکی در این زمینه انجام شده است. از جمله تحقیقات اولیه در این زمینه می‌توان به مطالعات عباسی و همکاران [۲۱] بر روی جابجایی اجباری هوا داخل کانال افقی گرم حاوی یک منشور مثلثی اشاره نمود که نتایج آنها بیانگر افزایش عدد

دیوارهای AB, CD در دمای $T_c=0$ [K]، دیوارهای EF, GE, FG در دمای $T_H=1$ [K] و سایر دیوارها آدیاباتیک در نظر گرفته شد. سیال داخل محفظه هوا بوده و چگالی طبق تعریف بوزینسکی تغییر کرده و ساختار جریان نیز آرام فرض شده است. نرخ انتقال حرارت داخل حفره در اعداد رایلی متعدد ($10^3 - 10^6$)، با محاسبه عدد ناسلت میانگین بیان شده است.

۲-۲- روابط و شرایط مرزی

به منظور بیان معادلات حاکم در فرم بی بعد، پارامترهای بدون بعد زیر تعریف گردید [۳۱-۳۶]:

$$X = \frac{x}{L_1}, Y = \frac{y}{L_1}, U = \frac{uL_1}{\alpha}, V = \frac{vL_1}{\alpha}, P = \frac{pL_1^2}{\rho\alpha^2}$$

$$\theta' = \frac{T-T_c}{T_H-T_c} \quad (1)$$

که U و V مؤلفه های سرعت در جهات x و y ، T دما و p فشار می باشد. همچنین α و ρ به ترتیب ضریب پخش گرمایی و چگالی سیال است. با تعریف پارامترهای بی بعد تعریف شده، معادلات جریان دائمی پیوستگی، مومنتم و انرژی برای جابجایی طبیعی آرام داخل حفره در حالت بی بعد به شرح ذیل بیان می شود:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (2)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + Pr \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (3)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + Pr \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + RaPr\theta' \quad (4)$$

$$U \frac{\partial \theta'}{\partial X} + V \frac{\partial \theta'}{\partial Y} = \frac{\partial^2 \theta'}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta'}{\partial Y^2} \quad (5)$$

که اعداد رایلی و پرائتل طبق رابطه (۶) تعریف می شوند:

$$Ra = \frac{g\beta\Delta TL_1^3}{\alpha\vartheta} \quad Pr = \frac{\vartheta}{\alpha} \quad (6)$$

که β و ϑ ضریب انبساط حجمی و ویسکوزیته سینماتیک است. شرایط مرزی بی بعد نیز به صورت رابطه (۷) تعریف می شوند:

$$U=V=0 \quad \theta'=0 \quad \text{برای دیوار چپ و راست} \quad (7)$$

$$U=V=0 \quad \partial\theta'/\partial Y=0 \quad \text{برای دیوار بالا و پایین}$$

$$U=V=0 \quad \theta'=1 \quad \text{برای مانع مثلثی}$$

عدد ناسلت محلی و متوسط نیز در دیواره سمت چپ با استفاده از روابط (۸) و (۹) بدست می آید:

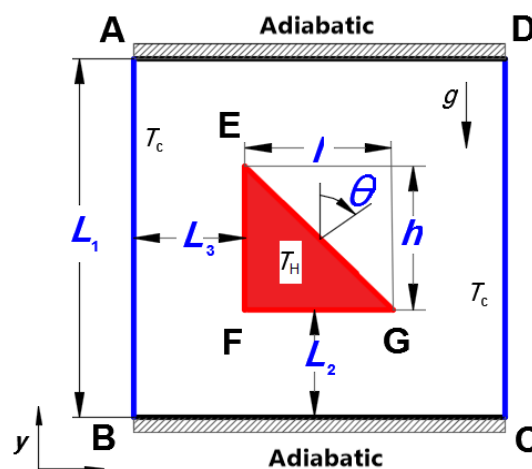
$$Nu_{local} = -\frac{\partial \theta'}{\partial X} \quad (8)$$

به مطالعات گذشته، تاکنون در زمینه استفاده از روش المان محدود در بررسی میدان جریان و دما داخل محفظه مربعی شکل با دیواره سرد جانبی و با وجود مانع گرم مثلثی تحقیقاتی انجام نگرفته است، لذا به منظور افزایش دانش عمومی در این زمینه و برای اولین بار در این مقاله پس از بررسی صحت روش عددی با کدنویسی در کمسول، تأثیر پارامترهایی همچون عدد رایلی، تغییر موقعیت قرارگیری مانع مثلثی داخل حفره در آرایشی که تاکنون گزارش نشده و تأثیر چرخش و اندازه مانع بر روی جریان سیال و انتقال حرارت بررسی گردیده است. به علت کاربرد فراوان هوا در خنک سازی تجهیزات الکترونیکی، از آن به عنوان سیال عامل استفاده شده است.

۲- فرمول بندی ریاضی

۲-۱- هندسه مورد بررسی

دامنه محاسباتی دو بعدی در جریان سیال تراکم ناپذیر در محفظه مربعی شکل که درون آن مانع مثلثی داغ قرار گرفته است، مطابق شکل (۱) تعریف شد. در شکل نشان داده شده $L_1=1m$ طول حفره مربعی، L_2 فاصله مانع مثلثی از دیواره پایینی حفره، h ارتفاع مانع و I طول قاعده مانع بوده و نسبت $h/I=1$ و $AR=h/L_1$ نسبت ابعادی می باشد. همچنین پارامترهای بی بعد $H=L_2/L_1$ و $L=L_3/L_1$ به ترتیب به عنوان فاصله مانع از دیواره پایینی و فاصله از دیواره سمت چپ حفره در نظر گرفته شده است. مانع داغ در موقعیت های H و L مختلف 0.1 ، 0.4 و 0.7 و نسبت های ابعادی 0.2 ، 0.4 ، 0.6 و 0.8 و به ازای زوایای متفاوت 0° ، 90° ، 180° و 270° درجه داخل حفره قرار گرفته است.



شکل ۱- شماتیک دامنه محاسباتی و شرایط مرزی

نمود. به منظور بررسی عدم وابستگی نتایج به تعداد و اندازه مش، سه نوع شبکه بندی با تعداد المان‌های مختلف تولید شد. میزان عدد ناسلت متوسط برای $AR=0.2$ ، $H=L=0.4$ و $\theta=0^\circ$ به ازای تعداد المان‌های مختلف در جدول ۱ نشان داده شده است. مطابق جدول ۱ اختلاف بین تعداد المان‌های ۱۰۲۷۳۵ و ۱۰۲۷۳۵ کمتر از یک درصد است اما مدت زمان لازم جهت رسیدن به همگرایی در تعداد المان ۱۰۲۷۳۵ تقریباً ۴ برابر مدت زمان سپری شده در تعداد المان ۲۵۷۹۷ می‌باشد. لذا تعداد المان ۲۵۷۹۷ با توجه به هزینه محاسباتی و دقت عددی در کل شبیه‌سازی این مقاله در نظر گرفته شده است.

جدول ۱- عدد ناسلت متوسط به ازای $AR=0.2$ ، $H=L=0.4$ و $\theta=0^\circ$ در تعداد المان‌های مختلف

تعداد المان ها	Nu	درصد خطا	
		$\frac{Nu_{قدیم} - Nu_{جدید}}{Nu_{جدید}}$	$100 \times$
1938	5.9892		
6424	5.8346	2.6497	
25797	5.7366	1.7083	
102735	5.7114	0.4412	

۲-۲- تأثیر تغییرات عدد رایلی برای حالت قرارگیری

مانع مثلثی در $H=L=0.4$ ، $\theta=0^\circ$ و به ازای $AR=0.2$ خطوط جریان داخل حفره در $H=L=0.4$ ، $\theta=0^\circ$ و به ازای $AR=0.2$ در اعداد رایلی مختلف در شکل‌های (۳) تا (۶) نشان داده شده است. مطابق این شکل‌ها، خطوط جریان تحت تأثیر مانع مثلثی و عدد رایلی می‌باشد. دو گردابه ناهمسو در داخل حفره مشاهده می‌شود که گردابه تشکیل یافته در طرف راست مانع، بزرگتر از طرف چپ می‌باشد. اثرات شناوری ناشی از هر جفت اجزای سرد و گرم مقابل هم باعث تشکیل گردابه در محفظه می‌شود. در این حالت، به دلیل وجود گردابه‌ها، اختلاط سیال افزایش می‌یابد. مطابق شکل (۳) گردابه سمت چپ برخلاف گردابه سمت راست کاملاً متقارن می‌باشد. با افزایش عدد رایلی میزان قدرت گردابه‌ها (تابع جریان) افزایش یافته و الگوی آنها نیز تغییر می‌کند به گونه‌ای که گردابه تشکیل یافته در سمت چپ نیز نامتقارن می‌شود. همچنین افزایش عدد رایلی منجر به تشکیل گردابه کوچکتری داخل گردابه اصلی می‌گردد (شکل ۶). در شکل‌های (۷) تا (۱۰) نیز خطوط هم‌دمای داخل حفره در $H=L=0.4$ ، $\theta=0^\circ$ و به ازای

$$Nu = \int_0^1 Nu_{local} dY \quad (9)$$

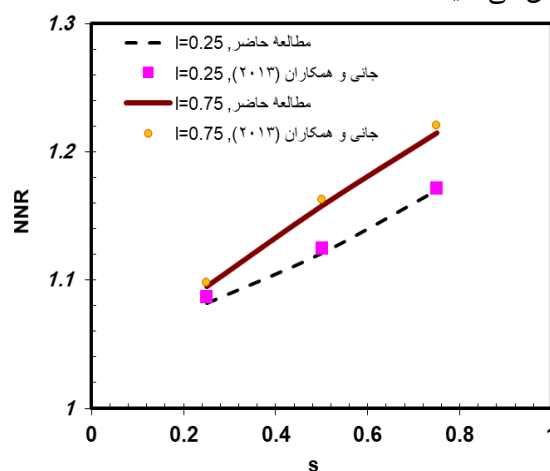
علاوه بر موارد ذکر شده، پارامتری تحت عنوان ضریب عدد ناسلت به صورت رابطه (۱۰) بیان گردید:

$$NNR = \frac{Nu|with\ a\ obstacle}{Nu|without\ a\ obstacle} \quad (10)$$

۳- بررسی نتایج

۳-۱- روش حل و اعتبار سنجی

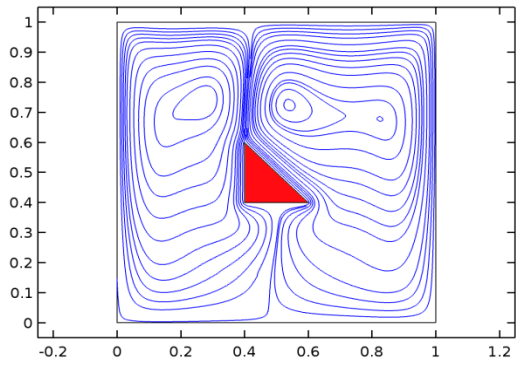
معادلات حاکم به همراه شرایط مرزی به صورت عددی با نرم‌افزار کمسول حل گردیدند. پس از کدنویسی در این نرم‌افزار، با استفاده از حلگر مستقیم موازی پارادیسو^۱ با خطای همگرایی 10^{-8} محاسبات با مش بندی مثلثاتی انجام گرفته است. به منظور اثبات قابلیت اعتماد روش مورد استفاده، نتایج این روش با نتایج جانی و همکاران [۳۷] برای کانال مربعی حاوی یک تیغه گرم به طول ۱ و با فاصله s از دیواره پایینی حفره، در عدد رایلی 10^6 مقایسه گردید و ضریب عدد ناسلت مربوط به این مقایسه در شکل (۲) ترسیم گردید. مطابق این شکل، نتایج حاصل اختلاف بسیار اندکی با یکدیگر داشته که صحت روش مورد استفاده را بیان می‌نماید.



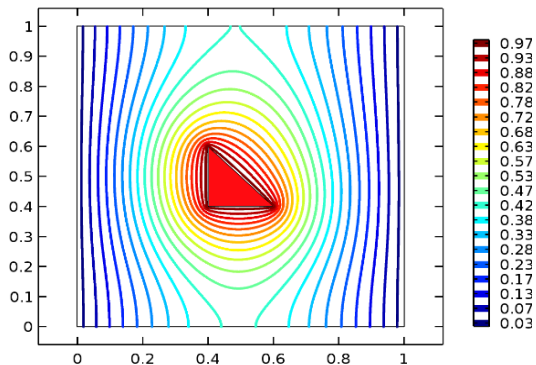
شکل ۲- مقایسه بین ضریب عدد ناسلت جانی با روش حاضر

یک شبکه مناسب و تا حد امکان یکنواخت در دقت جواب‌ها و همچنین پایداری حل عددی اهمیت زیادی دارد. عموماً برای حصول جواب دقیق، شبکه را ریز می‌نمایند، از طرف دیگر برای کم کردن حجم محاسبات، شبکه بندی مورد استفاده نباید بیش از حد مورد نیاز ریز باشد. بنابراین در یک حل عددی لازم است بین دو پارامتر دستیابی به نتایج با دقت خوب و سرعت انجام محاسبات، توافق منطقی ایجاد

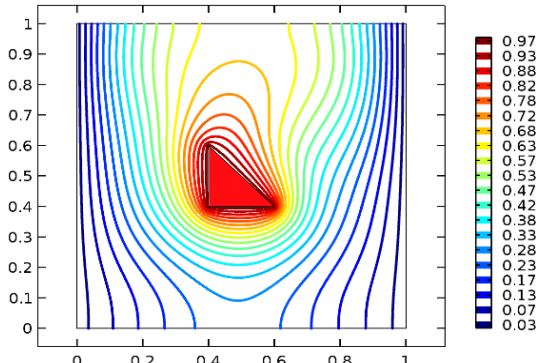
¹ PARDISO



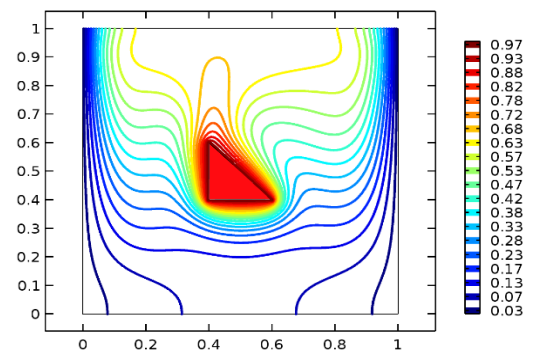
شکل ۶- خطوط جریان داخل حفره $H=L=0.4$ ، $\theta=0^\circ$ و به ازای $AR=0.2$ و $Ra=10^6$



شکل ۷- خطوط همدمای داخل حفره $H=L=0.4$ ، $\theta=0^\circ$ و به ازای $AR=0.2$ و $Ra=10^2$

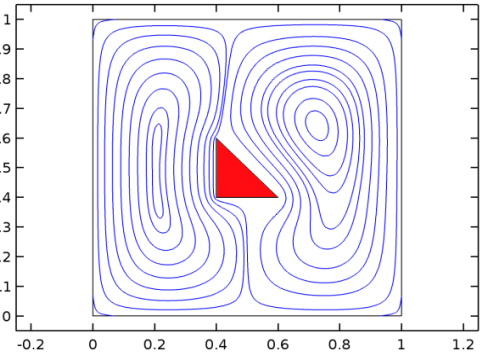


شکل ۸- خطوط همدمای داخل حفره $H=L=0.4$ ، $\theta=0^\circ$ و به ازای $AR=0.2$ و $Ra=10^4$

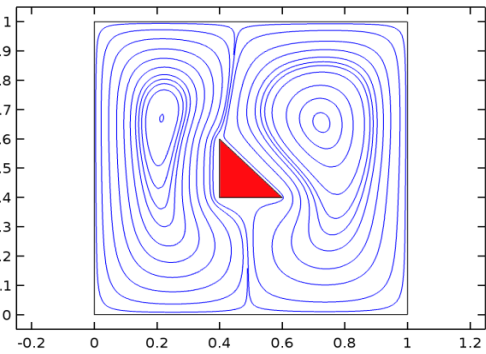


شکل ۹- خطوط همدمای داخل حفره $H=L=0.4$ ، $\theta=0^\circ$ و به ازای $AR=0.2$ و $Ra=10^5$

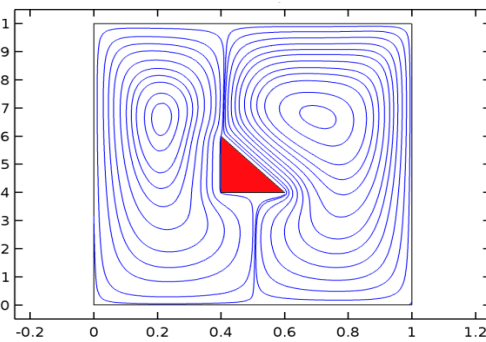
در $AR=0.2$ اعداد رایلی مختلف نشان داده شده است. مطابق شکل (۷)، خطوط همدمای داخل حفره به دلیل جابجایی ضعیف خطوط جریان و در نتیجه غالب بودن انتقال حرارت هدایت، کاملاً متقارن می‌باشد.



شکل ۳- خطوط جریان داخل حفره $H=L=0.4$ ، $\theta=0^\circ$ و به ازای $AR=0.2$ و $Ra=10^2$

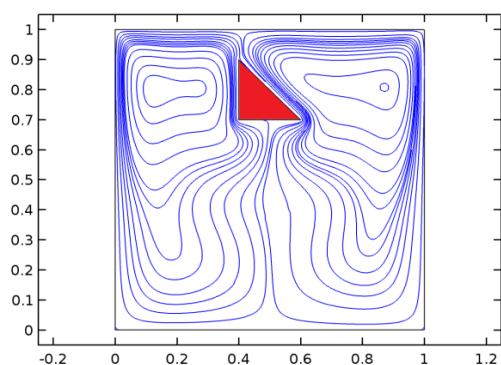


شکل ۴- خطوط جریان داخل حفره $H=L=0.4$ ، $\theta=0^\circ$ و به ازای $AR=0.2$ و $Ra=10^4$

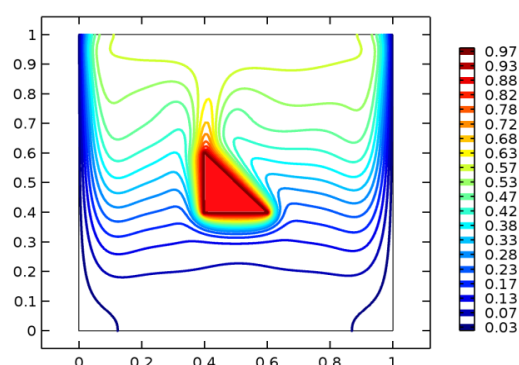


شکل ۵- خطوط جریان داخل حفره $H=L=0.4$ ، $\theta=0^\circ$ و به ازای $AR=0.2$ و $Ra=10^5$

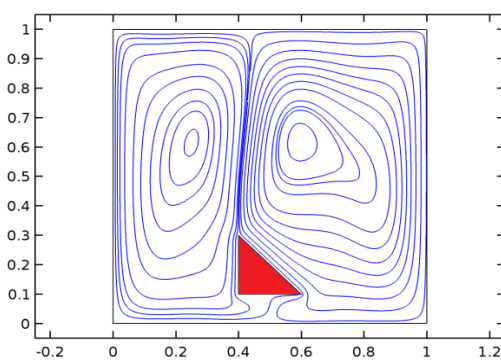
همان‌گونه که در شکل (۸) مشخص است، نزدیک شدن هرچه بیشتر خطوط همدمای به مانع گرم مثلثی در عدد رایلی 10^4 کاملاً مشهود است. قسمت بالایی خطوط همدمای از حالت منظم خود خارج شده که در رایلی‌های بالاتر و با کم شدن اثر رسانایی با افزایش قدرت جریان نمایان‌تر می‌شود.



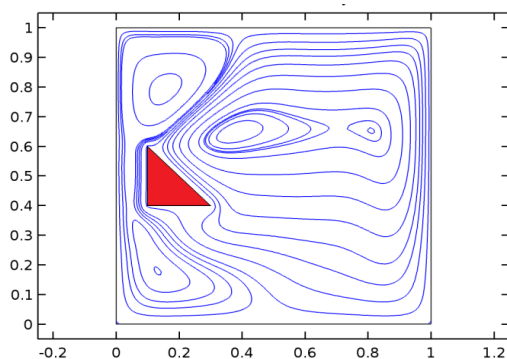
شکل ۱۱- خطوط جریان داخل حفره $H=0.7$ ، $L=0.4$ ، $Ra=10^6$ و $AR=0.2$ ، $\theta=0^\circ$



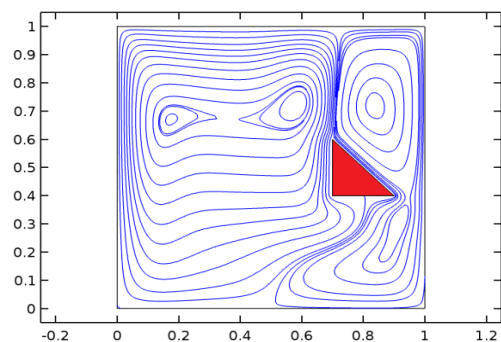
شکل ۱۰- خطوط همدمای داخل حفره $H=L=0.4$ ، $\theta=0^\circ$ و به ازای $AR=0.2$ و $Ra=10^6$



شکل ۱۲- خطوط جریان داخل حفره $H=0.1$ ، $L=0.4$ ، $Ra=10^6$ و $AR=0.2$ ، $\theta=0^\circ$



شکل ۱۳- خطوط جریان داخل حفره $H=0.4$ ، $L=0.1$ ، $Ra=10^6$ و $AR=0.2$ ، $\theta=0^\circ$



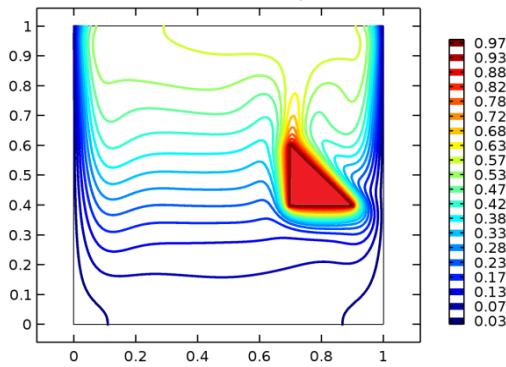
شکل ۱۴- خطوط جریان داخل حفره $H=0.4$ ، $L=0.7$ ، $Ra=10^6$ و $AR=0.2$ ، $\theta=0^\circ$

با افزایش عدد رایلی، به دلیل افزایش شدت قابل توجه جریان، سهم انتقال حرارت جابجایی بیشتر شده و خطوط هم‌دما کاملاً نامتقارن می‌گردند، این پدیده به خوبی در شکل (۱۰) نمایان است. همچنین با افزایش عدد رایلی، گردادیان دما در اطراف مانع مثلثی افزایش می‌یابد. به بیان دیگر افزایش عدد رایلی از 10^3 تا 10^6 با فشردن شدن خطوط هم‌دما در مجاورت قسمت‌های بالایی دیواره‌های عمودی حفره و ضلع‌های بالایی مانع مثلثی همراه است.

۳-۳- تأثیر تغییرات محل قرارگیری مانع مثلثی در حفره در $\theta=0^\circ$ و به ازای $AR=0.2$

خطوط جریان داخل حفره به ازای حالت‌های مختلف قرارگیری مانع مثلثی به ازای $\theta=0^\circ$ و $AR=0.2$ در $Ra=10^6$ در شکل‌های (۱۱) تا (۱۴) نشان داده شده است. مطابق شکل‌های (۱۱) و (۱۲)، دو گردابه ناهمسو در کانال دیده می‌شود که با دور شدن مانع از دیواره بالایی حفره یعنی کاهش H (شکل ۱۲) و به دلیل کاهش قدرت جریان، خطوط جریان منظم‌تر می‌گردند. همچنین سیال قسمت زیرین مانع برای موقعیت $H=0.7$ عملاً غیر فعال است.

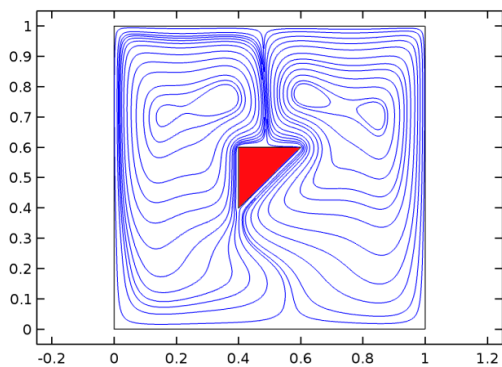
با تغییر مکان مانع در راستای طولی حفره مطابق شکل‌های (۱۳) و (۱۴)، الگوی جریان کلاً دگرگون شده و داخل حفره یک گردابه اولیه بزرگ و دو گردابه ثانویه کوچکتر تشکیل می‌شود. گردابه اولیه نیز مشتمل بر دو گردابه ثانویه ضعیف‌تر می‌باشد. با حرکت مانع به سمت دیواره راست حفره یعنی افزایش L (شکل ۱۴)، از شدت و اندازه گردابه اولیه کاسته می‌شود، اما دو گردابه کوچک تشکیل شده در سمت چپ حفره که در شکل (۱۳) مشاهده شد، با به هم پیوستن، گردابه بزرگی را به وجود می‌آورند. خطوط هم‌دمای مرتبط با خطوط جریان اشاره شده، در ادامه در شکل‌های (۱۵) تا (۱۸) نمایش داده شده است.



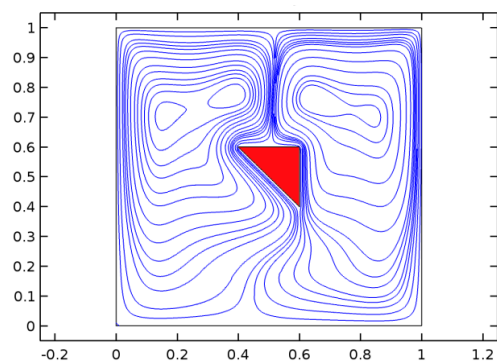
شکل ۱۸- خطوط همدمای داخل حفره $H=0.4$, $L=0.7$, $\theta=0^\circ$ و $AR=0.2$ و $Ra=10^6$

۴-۳- تأثیر تغییرات زاویه قرارگیری مانع مثلی در حفره برای $H=L=0.4$ و به ازای $AR=0.2$

تأثیر چرخش مانع داخل حفره بر روی خطوط جریان و دما در $H=L=0.4$, $AR=0.2$ و به ازای $Ra=10^6$ در شکل- ۱۹) تا (۲۴) نشان داده شده است. مطابق این شکل- ها، الگوی جریان به شدت تحت تأثیر زاویه مانع می‌باشد. عدد ناسلت متوسط (بر روی دیواره چپ) برابر $5,7366$ ، $5,1316$ ، $5,6421$ و $5,6993$ به ترتیب در زوایای 90° ، 180° و 270° می‌باشد.

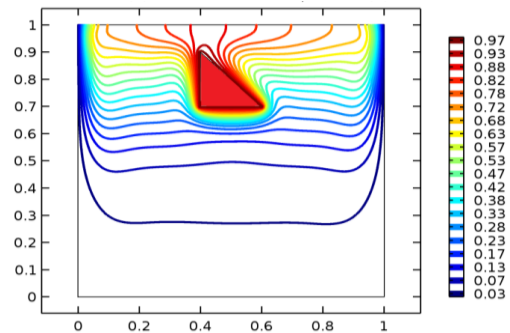


شکل ۱۹- خطوط جریان داخل حفره $H=L=0.4$, $\theta=90^\circ$, $AR=0.2$ و $Ra=10^6$

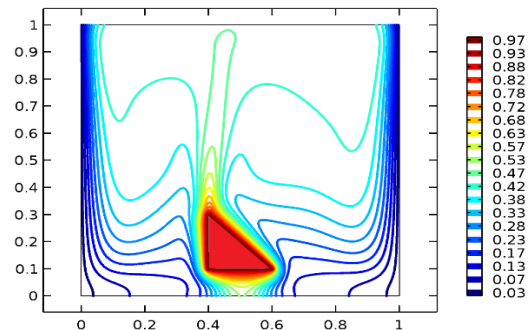


شکل ۲۰- خطوط جریان داخل حفره $H=L=0.4$, $\theta=180^\circ$, $AR=0.2$ و $Ra=10^6$

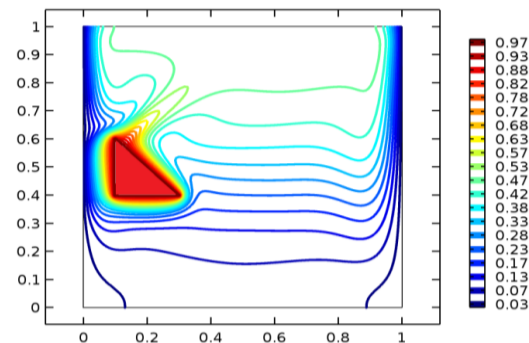
مطابق شکل (۱۵) در حالت قرارگیری مانع در $H=0.7$ ، انتقال حرارت جابجایی قدرت بسیار کمتری دارد و لذا خطوط منظم هستند.



شکل ۱۵- خطوط همدمای داخل حفره $H=0.7$, $L=0.4$, $\theta=0^\circ$ و $AR=0.2$ و $Ra=10^6$

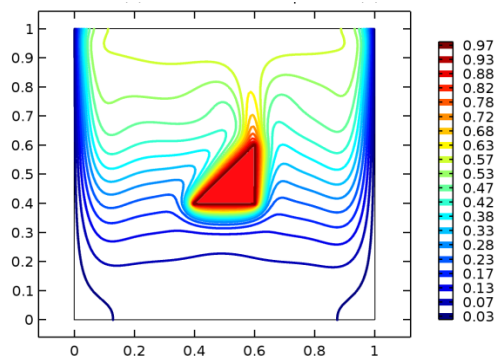


شکل ۱۶- خطوط همدمای داخل حفره $H=0.1$, $L=0.4$, $\theta=0^\circ$ و $AR=0.2$ و $Ra=10^6$

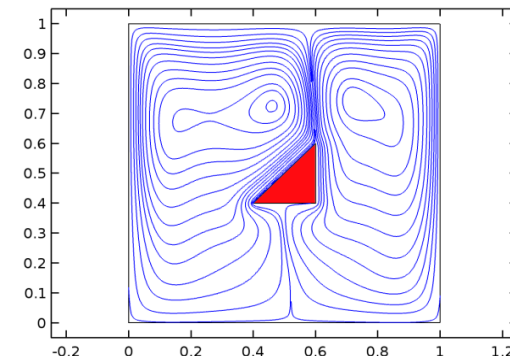


شکل ۱۷- خطوط همدمای داخل حفره $H=0.4$, $L=0.1$, $\theta=0^\circ$ و $AR=0.2$ و $Ra=10^6$

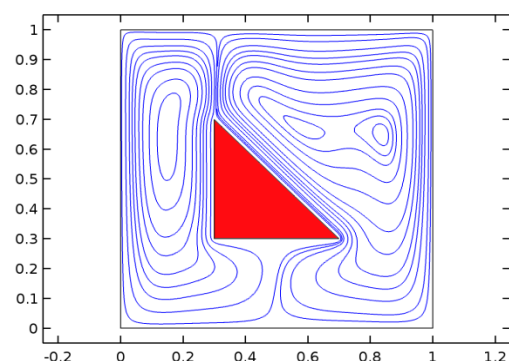
میزان عدد ناسلت متوسط بر روی دیواره سمت چپ در حالت $H=0.7$ ، برابر $4,6233$ بوده و با کاهش مقدار H به 0.1 به عدد $5,7514$ می‌رسد. به عبارت دیگر هرچقدر مانع از دیواره بالایی دورتر باشد ($H=0.1$)، انتقال حرارت جابجایی تأثیر بیشتری خواهد داشت. با تغییر موقعیت مانع در راستای افق، مطابق شکل‌های (۱۷) و (۱۸)، میزان نرخ انتقال حرارت برای حالت $L=0.1$ به علت نزدیکتر بودن وجه گرم مانع به دیواره حفره، بیشتر است.



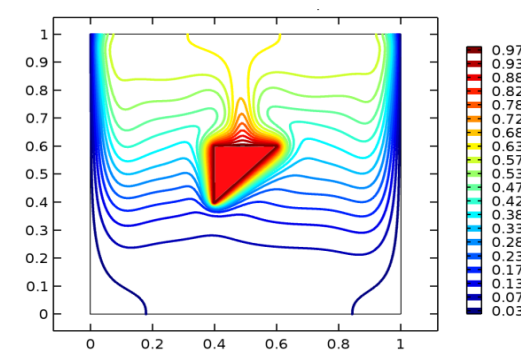
شکل ۲۴- خطوط هم‌دما داخل حفره $H=L=0.4$ ، $\theta=270^\circ$ ، $Ra=10^6$ و $AR=0.2$



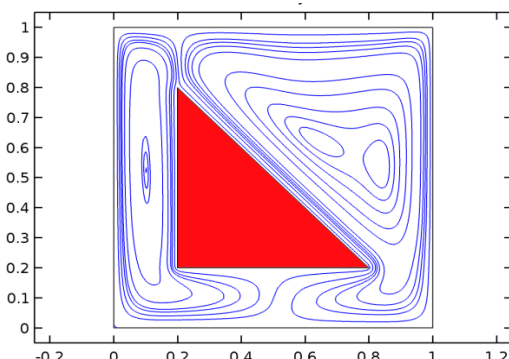
شکل ۲۱- خطوط جریان داخل حفره $H=L=0.4$ ، $\theta=270^\circ$ ، $Ra=10^6$ و $AR=0.2$



شکل ۲۵- خطوط جریان داخل حفره $H=L=0.3$ ، $\theta=0^\circ$ ، $Ra=10^6$ و $AR=0.4$

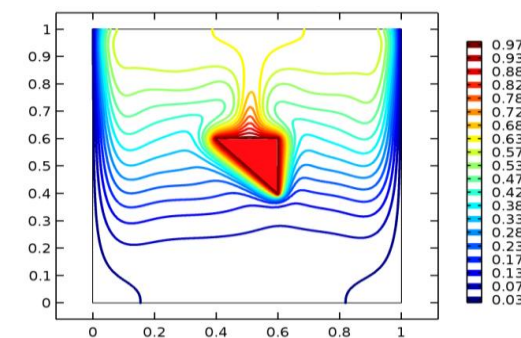


شکل ۲۲- خطوط هم‌دما داخل حفره $H=L=0.4$ ، $\theta=90^\circ$ ، $Ra=10^6$ و $AR=0.2$



شکل ۲۶- خطوط جریان داخل حفره $H=L=0.2$ ، $\theta=0^\circ$ ، $Ra=10^6$ و $AR=0.6$

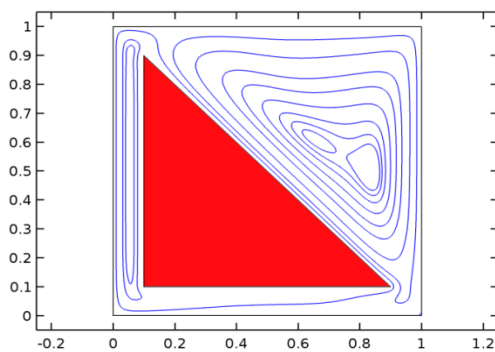
در نتیجه در حالت زاویه صفر درجه، بیشترین میزان افزایش نرخ انتقال حرارت مشاهده می‌گردد. همان‌گونه که بیان شد این امر ناشی از نزدیک تر بودن وجه گرم مانع به دیواره سرد سمت چپ حفره در مقایسه با سایر حالت‌ها و بالاتر بودن گرادیان دما می‌باشد.



شکل ۲۳- خطوط هم‌دما داخل حفره $H=L=0.4$ ، $\theta=180^\circ$ ، $Ra=10^6$ و $AR=0.2$

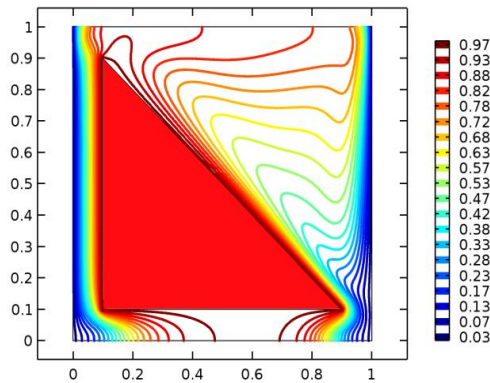
۳-۵- تأثیر تغییرات نسبت ابعادی مانع مثلثی به ازای $\theta=0^\circ$

در شکل‌های (۲۵) تا (۲۷)، تأثیر افزایش نسبت ابعادی به ازای زاویه چرخش صفر درجه و عدد رایلی 10^6 مشاهده می‌گردد.



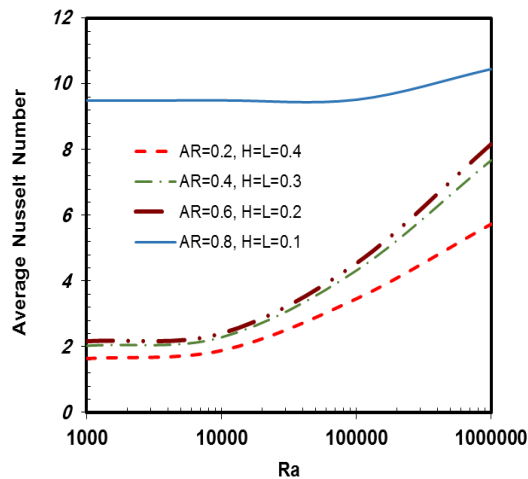
شکل ۲۷- خطوط جریان داخل حفره $H=L=0.1$ ، $\theta=0^\circ$ ، $Ra=10^6$ و $AR=0.8$

متعددی به دست آمد. در شکل (۳۱) نمودار عدد ناسلت متوسط در اعداد رایلی متفاوت و نسبت‌های ابعادی متعدد در $\theta = 0^\circ$ نشان داده شده است.



شکل ۳۰- خطوط هم‌دما داخل حفره $H=L=0.1$, $\theta = 0^\circ$, $Ra=10^6$ و $AR=0.8$

مطابق این شکل با افزایش عدد رایلی در تمام حالت‌ها، به علت افزایش سهم جابجایی در مقابل رسانایی، میزان نرخ انتقال حرارت افزایش می‌یابد. همچنین در یک عدد رایلی ثابت، افزایش نسبت ابعادی منجر به افزایش سطح گرم و گرادیان دما شده و میزان انتقال حرارت به علت افزایش نیروی شناوری، افزایش می‌یابد. بیشترین مقدار عدد ناسلت برابر $10,4439$ در عدد رایلی 10^6 و نسبت ابعادی 0.8 دیده می‌شود.

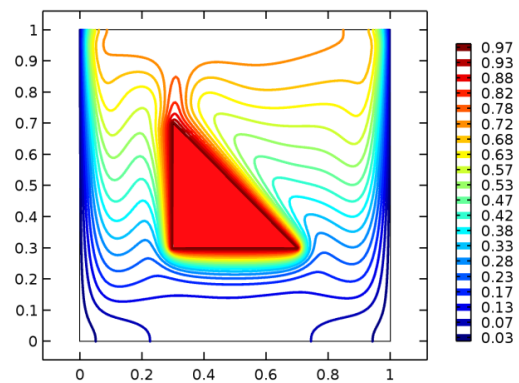


شکل ۳۱- عدد ناسلت متوسط برای دیواره سمت چپ بر حسب عدد رایلی به ازای $\theta = 0^\circ$ در نسبت‌های ابعادی متفاوت

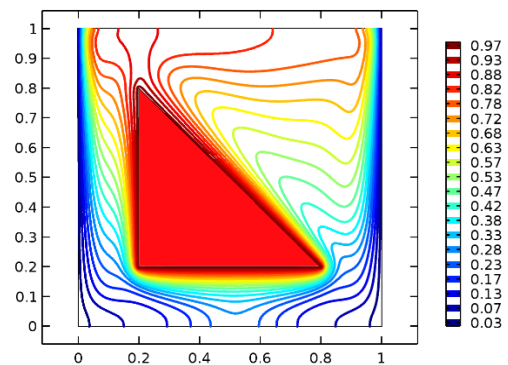
در شکل (۳۲)، میزان عدد ناسلت متوسط به ازای موقعیت‌های مختلف قرارگیری افقی مانع داخل حفره بر حسب عدد رایلی و به ازای $H=0.1$ و $\theta = 0^\circ$ نشان داده شده است. مطابق این شکل در عدد رایلی و نسبت ابعادی ثابت، با دور شدن مانع از دیواره سمت چپ (افزایش میزان

همان‌گونه که دیده می‌شود با افزایش AR شکل و اندازه گردابه‌ها تغییر کرده و گردابه اصلی سمت چپ مانع، کوچکتر می‌شود. در حالت $AR=0.8$ مطابق شکل (۲۷)، به علت مسدود شدن بخش وسیعی از حفره توسط مانع، عملاً حفره به دو ناحیه مجزا تبدیل می‌شود.

مطابق شکل‌های (۲۸) تا (۳۰) نیز افزایش نسبت ابعادی منجر به افزایش میزان سطح گرم شده که این امر گرادیان دما را افزایش می‌دهد. در حالتی که $AR=0.4$ است (شکل ۲۸)، مقدار عدد ناسلت متوسط در دیواره سمت چپ $33,52\%$ ، در حالت $AR=0.6$ (شکل ۲۹) $42,50\%$ و در حالت $AR=0.8$ (شکل ۳۰) $82,05\%$ نسبت به حالت $AR=0.2$ (شکل ۱۰) افزایش می‌یابد. قابل ذکر است که کلیه شکل‌های اشاره شده تاکنون تنها نمونه‌ای از نتایج مطالعه انجام شده بوده و شکل‌ها و حالت‌های دیگر به خاطر اختصار بیان نشده‌اند.



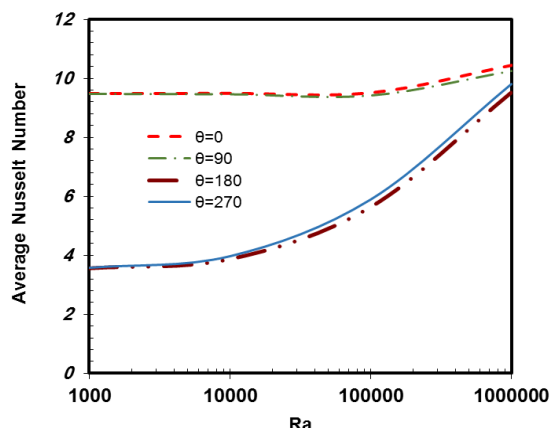
شکل ۲۸- خطوط هم‌دما داخل حفره $H=L=0.3$, $\theta = 0^\circ$, $Ra=10^6$ و $AR=0.4$



شکل ۲۹- خطوط هم‌دما داخل حفره $H=L=0.2$, $\theta = 0^\circ$, $Ra=10^6$ و $AR=0.6$

۳-۶- عدد ناسلت متوسط

به منظور بررسی میزان انتقال حرارت، عدد ناسلت متوسط در دیواره سمت چپ حفره محاسبه گردید و نمودارهای



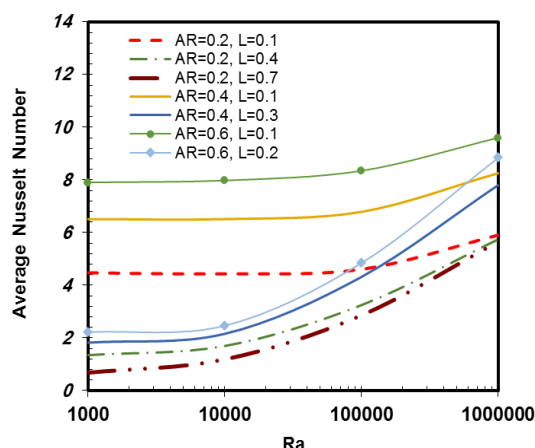
شکل ۳۴- عدد ناسلت متوسط برای دیواره سمت چپ بر حسب عدد رایلی به ازای $H=L=0.1$ و $AR=0.8$ در زوایای مختلف قرارگیری مانع داخل حفره

همان گونه که قبلاً بررسی شد، بیشترین نرخ انتقال حرارت در زاویه صفر درجه مشاهده می شود که می تواند به علت شکل خاص مانع مثلثی باشد. این میزان افزایش، با افزایش عدد رایلی رشد چشمگیری می یابد به گونه ای که در عدد رایلی 10^6 به بیشترین مقدار خود یعنی $10,4438$ ، $10,2470$ ، $9,5221$ و $9,8116$ به ترتیب برای زوایای 0° ، 90° ، 180° و 270° درجه می رسد. همچنین درصد افزایش عدد ناسلت در ماکزیمم حالت نسبت به حالت مینیمم برابر 165.57% است.

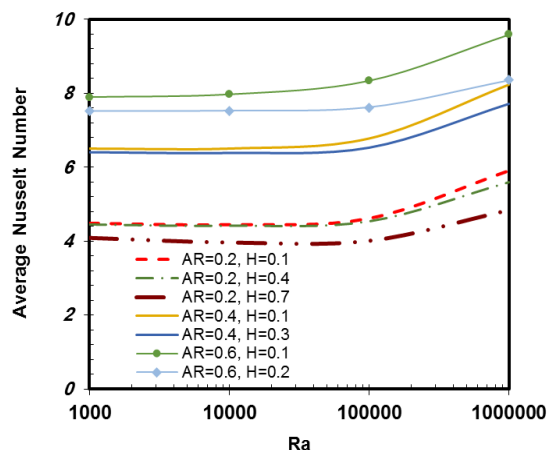
۴- نتیجه گیری و جمع بندی

در این مقاله، الگوی جریان و انتقال حرارت درون حفره حاوی مانع مثلثی گرم با استفاده از روش المان محدود بررسی گردید و تأثیر پارامترهای عدد رایلی، تغییر موقعیت مانع داخل حفره، تغییر در زوایای مختلف قرارگیری آن در نسبت های ابعادی مختلف مورد مطالعه قرار گرفت. نرخ انتقال حرارت در محفظه، به موقعیت مانع داخلی وابسته بوده و با افزایش ابعاد مانع، افزایش گرادیان دما و کاهش فاصله از دیواره های چپ و پایین، افزایش می یابد. افزایش نسبت ابعادی منجر به افزایش سطح گرم و گرادیان دما شده و میزان انتقال حرارت به علت افزایش نیروی شناوری، زیاد می شود. افزایش عدد رایلی نیز، منجر به افزایش سهم انتقال حرارت جابجایی و افزایش نرخ انتقال حرارت می شود. همچنین نتایج به دست آمده نشان دهنده این مطلب است که بیشترین نرخ انتقال حرارت برای زاویه قرارگیری صفر درجه مانع به خصوص در اعداد رایلی بالا مشاهده می گردد.

L ، عدد ناسلت متوسط کاهش می یابد. روند صعودی نرخ انتقال حرارت با افزایش عدد رایلی کاملاً آشکار است. در شکل (۳۳) میزان عدد ناسلت متوسط به ازای موقعیت های مختلف قرارگیری قائم مانع داخل حفره بر حسب عدد رایلی و به ازای $L=0.1$ و $\theta=0^\circ$ نشان داده شده است. مطابق این شکل نیز با نزدیک شدن مانع به دیواره پایینی، در عدد رایلی و نسبت ابعادی ثابت، عدد ناسلت متوسط افزایش می یابد. بیشترین میزان افزایش نرخ انتقال حرارت در حالت $H=0.1$ ، $AR=0.6$ و $Ra=10^6$ مشاهده می شود.



شکل ۳۲- عدد ناسلت متوسط برای دیواره سمت چپ بر حسب عدد رایلی به ازای $H=0.1$ و $\theta=0^\circ$ در موقعیت مختلف قرارگیری افقی مانع داخل حفره و نسبت های ابعادی متفاوت



شکل ۳۳- عدد ناسلت متوسط برای دیواره سمت چپ بر حسب عدد رایلی به ازای $L=0.1$ و $\theta=0^\circ$ در موقعیت مختلف قرارگیری قائم مانع داخل حفره و نسبت های ابعادی متفاوت

به منظور مقایسه میزان افزایش عدد ناسلت در زوایای مختلف قرارگیری مانع داخل حفره، شکل (۳۴) به ازای $H=L=0.1$ و $AR=0.8$ بر حسب عدد رایلی ترسیم گردید.

		فهرست علائم
سرعت بی بعد	U, V	
شتاب جاذبه، m/s^2	g	نسبت ابعادی AR
فاصله از دیواره، m	S	ارتفاع مانع، m h
ضریب عدد ناسلت	NNR	فاصله بی بعد مانع از دیواره پایین H
مؤلفه های سرعت، m/s	x, y	(L_2/L_1)
مؤلفه های بی بعد سرعت	X, Y	قاعده مانع، m I
علائم یونانی		فاصله بی بعد مانع از دیواره چپ L
زاویه چرخش (درجه)	θ	(L_3/L_1)
دمای بی بعد	θ'	بعد حفره، m L_1
ضریب پخش گرمایی، m^2/s	α	فاصله مانع از دیواره پایین، m L_2
ضریب انبساط حجمی، K^{-1}	β	فاصله مانع از دیواره چپ، m L_3
چگالی، kg/m^3	ρ	عدد ناسلت Nu
لزجت دینامیکی، $kg\ s^{-1}\ m^{-1}$	μ	فشار، Pa P
ویسکوزیته سینماتیک، m^2/s	ν	عدد پراتل Pr
زیرنویس ها		عدد رایلی Ra
سرد	c	دما، K T
گرم	H	سرعت در راستای y ، m/s u
محلی	$local$	سرعت در راستای y ، m/s v

مراجع

[1] B. Gebhart, Y. Jaluria, R.L. Mahajan, B. Sammakia, Buoyancy induced flows and transport, Hemisphere, 1988.

[2] A. Bejan, Convection Heat Transfer, Second ed, Wiley & Sons, 1995.

[3] R. Mohebbi, M.M. Rashidi, "Numerical simulation of natural convection heat transfer of a nanofluid in an L-shaped enclosure with a heating obstacle", Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers, Vol. 72, 2017, pp. 70–84.

[4] A. Kumar De, A. Dalal, "A numerical study of natural convection around a square, horizontal, heated cylinder placed in an enclosure", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 49, Issues 23–24, 2006, pp. 4608–4623.

[5] M. Izadi, R. Mohebbi, D. Karimi, M.A. Sheremet, "Numerical simulation of natural convection heat transfer inside a \perp shaped cavity filled by a MWCNT-Fe₃O₄/water hybrid nanofluids using LBM", Chemical Engineering & Processing Process Intensification, Vol. 125, 2018, pp. 56–66.

[6] S. Ostrach, "Natural convection in enclosures", Advances in Heat Transfer, Vol. 8, 1972, pp. 161–227.

[7] R.L. Frederick, "Natural convection in an inclined square enclosure with a partition attached to its cold wall", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 32, 1989, pp. 87–94.

[8] J.M. House, C. Beckermann, T.F. Smith, "Effect of a centered conducting body on natural convection heat transfer in an enclosure", Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, Vol. 18, Issue 2, 1990, pp. 213–225.

[9] J.R. Lee, M.Y. Ha, "A numerical study of natural convection in a horizontal enclosure with a conducting body", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, Issue 16, 2005, pp. 3308–3318.

- [10] P. Bhave, A. Narasimhan, D.A.S. Rees, "Natural convection heat transfer enhancement using adiabatic block: optimal block size and Prandtl number effect", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, Issues 21–22, 2006, pp. 3807–3818.
- [11] S.A. Nada, "Experimental investigation of natural convection heat transfer in horizontal and inclined annular fluid layers", *Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, 2008, pp. 929–936.
- [12] C.S. Yang, D.Z. Jeng, U.H. Tang, C. Gau, "Flow and heat transfer of natural convection in horizontal annulus with a heating element on inner cylinder", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 131, No. 8, 2009.
- [13] C. Butler, D. Newport, M. Geron, "Natural convection experiments on a heated horizontal cylinder in a differentially heated square cavity", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 44, 2013, pp. 199–208.
- [14] M.El. Abdallaoui, M. Hasnaoui, A. Amahmid, "Numerical simulation of natural convection between a decentered triangular heating cylinder and a square outer cylinder filled with a pure fluid or a nanofluid using the lattice Boltzmann method", *Powder Technology*, Vol. 277, 2015, pp. 193–205.
- [15] A. Chamkha, M. Ismael, A. Kasaeipoor, T. Armaghani, "Entropy Generation and Natural Convection of CuO-Water Nanofluid in C-Shaped Cavity under Magnetic Field", *Entropy*, Vol. 18, No. 50, 2016, pp. 1–18.
- [16] M.A. Ismael, T. Armaghani, A.J. Chamkha, "Conjugate heat transfer and entropy generation in a cavity filled with a nanofluid-saturated porous media and heated by a triangular solid", *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, Vol. 59, 2016, pp. 138–151.
- [17] T. Armaghani, M.A. Ismael, A.J. Chamkha, "Analysis of entropy generation and natural convection in an inclined partially porous layered cavity filled with a nanofluid", *Canadian Journal of Physics*, Vol. 95, No. 3, 2017, pp. 238–252.
- [18] A.J. Chamkha, A.M. Rashad, M.A. Mansour, T. Armaghani, M. Ghalambaz, "Effects of heat sink and source and entropy generation on MHD mixed convection of a Cu-water nanofluid in a lid-driven square porous enclosure with partial slip", *Physics of Fluids*, Vol. 29, Issue 5, 2017.
- [19] A.J. Chamkha, A.M. Rashad, T. Armaghani, M.A. Mansour, "Effects of partial slip on entropy generation and MHD combined convection in a lid-driven porous enclosure saturated with a Cu–water nanofluid", *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, Vol. 132, Issue 2, 2018, pp. 1291–1306.
- [20] A.J. Chamkha, A.M. Rashad, T. Armaghani, M.A. Mansour, "Entropy Generation and MHD Natural Convection of a Nanofluid in an Inclined Square Porous Cavity: Effects of a Heat Sink and Source Size and Location", *Chinese Journal of Physics*, Vol. 56, Issue 1, 2018, pp. 193–211.
- [21] H. Abbassi, S. Turki, S. Ben Nasrallah, "Mixed convection in a plane channel with a built-in triangular prism", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, Vol. 39, Issue 3, 2001, pp. 307–320.
- [22] H. Chattopadhyay, "Augmentation of heat transfer in a channel using a triangular prism", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 46, Issue 5, 2007, pp. 501–505.
- [23] X. Xu, G. Sun, Z. Yu, Y. Hu, L. Fan, K. Cen, "Numerical investigation of laminar natural convective heat transfer from a horizontal triangular cylinder to its concentric cylindrical enclosure", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, Issues 13–14, 2009, pp. 3176–3186.
- [24] M. Farhadi, K. Sedighi, A.M. Korayem, "Effect of wall proximity on forced convection in a plane channel with a built-in triangular cylinder", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 49, No. 6, 2010, pp. 1010–1018.
- [25] H. Alansary, O. Zeitoun, M. Ali, "Numerical modeling of natural convection heat transfer around horizontal triangular cylinders", *Numerical Heat Trans, Part A: Applications*, Vol. 61, Issue 3, 2012, pp. 201–219.

- [26] S. Saadedin, M. Hemmat-Asafe, "Heat transfer and properties of synthetic convection around hot obstacles inserted in sloped square cavity filled with nanofluid", *Modeling in Engineering*, 2012.
- [27] A. Fereydoun, A. Abbasian-Arani, M. Hemmat-Asafe, A. Zare-Ghadi, "Natural convection around hot cylinder inserted in square cavity filled with nanofluid with change of radius and location of cylinder", *Modeling in Engineering*, 2013.
- [28] M.El. Abdallaoui, M. Hasnaoui, A. Amahmid, "Lattice-Boltzmann modeling of natural convection between a square outer cylinder and an inner isosceles triangular heating body", *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, Vol. 66, Issue 9, 2014, pp. 1076–1096.
- [29] M. Sheikholeslami, M. Gorji-Bandpy, K. Vajravelu, "Lattice Boltzmann simulation of magnetohydrodynamic natural convection heat transfer of Al_2O_3 -water nanofluid in a horizontal cylindrical enclosure with an inner triangular cylinder", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 80, 2015, pp. 16–25.
- [30] H. Hoseini, A. Mohaseli, "Heat transfer in bubble kip gas-solid to solid particles inside it using dynamic of computational fluid", *Modeling in Engineering*, 2016.
- [31] M. Nazari, M.H. Kayhani, R. Mohebbi, "Heat transfer enhancement in a channel partially filled with a porous block: lattice Boltzmann method", *International Journal of Modern Physics C*, Vol. 24, No. 9, 2013.
- [32] M. Nazari, R. Mohebbi, M.H. Kayhani, "Power-law fluid flow and heat transfer in a channel with a built-in porous square cylinder: Lattice Boltzmann simulation", *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, Vol. 204, 2014, pp. 38–49.
- [33] R. Mohebbi, M. Nazari, M.H. Kayhani, "Comparative study of forced convection of a power-law fluid in a channel with a built-in square cylinder", *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*, Vol. 57, No. 1, 2016, pp. 55–68.
- [34] R. Mohebbi, H. Heidari, "Lattice Boltzmann simulation of fluid flow and heat transfer in a parallel-plate channel with transverse rectangular cavities", *International Journal of Modern Physics C*, Vol. 28, No. 3, 2017.
- [35] R. Mohebbi, H. Lakzayi, N.A.C. Sidik, et al., "Lattice Boltzmann method based study of the heat transfer augmentation associated with Cu/water nanofluid in a channel with surface mounted blocks", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 117, 2018, pp. 425–435.
- [36] R. Mohebbi, M.M. Rashidi, M. Izadi, et al., "Forced convection of nanofluids in an extended surfaces channel using lattice Boltzmann method", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 117, 2018, pp. 1291–1303.
- [37] S. Jani, M. Mahmoodi, M. Amini, "Natural convection at different Prandtl numbers in rectangular cavities with a fin on the cold wall", *Journal of Energy Engineering and Management*, Vol. 2, Issue 4, 2013, pp. 58–69.