



اثر یک جفت مانع دما ثابت بر جابجایی طبیعی سیالات غیرنیوتنی در یک محفظه مربعی

افراسیاب رئیسی

استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد
* شهرکرد، صندوق پستی 115، raisi@eng.sku.ac.ir

چکیده

در این تحقیق، انتقال حرارت جابجایی طبیعی در یک محفظه مربعی پر شده از سیال غیرنیوتنی مدل تابع نمایی با وجود یک جفت مانع دما ثابت که به صورت افقی بر روی دیوار عمودی محفظه نصب شده‌اند، بررسی شده است. دیوار سمت چپ به همراه مانع‌های نصب شده بر روی آن در دمای ثابت T_h و دیوار سمت راست در دمای ثابت T_c قرار دارند. دیوارهای افقی محفظه عایق شده‌اند. معادلات حاکم برای سیال غیر نیوتنی مدل تابع نمایی به روش تفاضل محدود بر مبنای حجم کنترل جبری شده و با استفاده از الگوریتم سیمپل به طور هم‌زمان حل شده‌اند. تأثیر پارامترهای مربوطه مانند عدد رایلی $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ ، شاخص تابع نمایی $0.8 \leq n \leq 1.4$ ، طول مانع‌ها $0 \leq B \leq 0.5$ و فاصله‌ی مانع‌ها از یکدیگر $0.1 \leq D \leq 0.8$ بر روی میدان‌های جریان و دما و نرخ انتقال حرارت بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که افزایش عدد رایلی، به ویژه برای مقادیر $n < 1$ ، باعث افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود و استفاده از سیالات غیر نیوتنی رقیق برشی، مخصوصاً در اعداد رایلی بالا نیز عملکرد حرارتی محفظه را بهبود می‌بخشد. نتایج همچنین نشان می‌دهند که طول مانع‌ها و فاصله آن‌ها از یکدیگر، بسته به مقادیر عدد رایلی و شاخص تابع نمایی تأثیرات قابل توجهی بر روی میدان جریان و عملکرد حرارتی محفظه دارند.

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 15 مرداد 1394
پذیرش: 31 شهریور 1394
ارائه در سایت: 06 آبان 1394

کلید واژگان:

جابجایی طبیعی

محفظة

غیر نیوتنی

مانع

The influence of a pair constant temperature baffles on power-law fluids natural convection in a square enclosure

Afrasiab Raisi

Department of Mechanical Engineering, Shahrekord University, Shahrekord, Iran
* P.O.B.115, Shahrekord, Iran, raisi@eng.sku.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 06 August 2015
Accepted 22 September 2015
Available Online 28 October 2015

Keywords:
Natural convection
Enclosure
non-Newtonian
Baffle

ABSTRACT

In this study, the natural convection heat transfer is numerically examined in a square enclosure filled with a non-Newtonian power-law fluid. Two fixed temperature baffles are mounted on the left wall of the enclosure. The left wall of the enclosure and the baffles installed on it, are at a constant temperature of T_h and the right wall of the enclosure is at a constant temperature of T_c , while its horizontal walls are thermally insulated. The governing equations for the power-law fluid flow are solved with the numerical finite difference method based on the control volume formulation and SIMPLE algorithm. The study investigates the effects of relevant parameters such as the Rayleigh number ($10^3 \leq Ra \leq 10^6$), the power-law index ($0.8 \leq n \leq 1.4$), the baffles length ($0 \leq B \leq 0.5$) and the baffles distance from each other ($0.1 \leq D \leq 0.8$) on flow and temperature fields and the rate of heat transfer. The results show that an increase in Rayleigh number, particularly when $n < 1$ improves the thermal performance of the enclosure. Furthermore, using non-Newtonian shear thinning fluids, especially at higher Rayleigh numbers, increases the rate of heat transfer. Results also show that, depending on the Rayleigh number and the power-law index, the length and position of the baffles have significant effects on the thermal performance of the enclosure.

1- مقدمه

مطالعه‌ی جابجایی طبیعی سیالات غیرنیوتنی در محفظه‌ها در کاربردهای مهندسی از اهمیت به‌سزایی برخوردار است. فرآوری مواد غذایی، حفاری نفت، مهندسی پلیمر، سیستم‌های ژئوفیزیکی، سیستم‌های خنک‌کننده الکترونیکی و راکتورهای هسته‌ای مثال‌هایی هستند که در آن‌ها جابجایی طبیعی سیالات غیرنیوتنی مصداق پیدا می‌کند. جابجایی طبیعی سیالات نیوتنی در محفظه‌های ساده تحت شرایط مرزی مختلف به‌طور گسترده‌ای بررسی شده است [1-4].

در محفظه‌های بسته جابجایی طبیعی مکانیزم اصلی انتقال حرارت محسوب می‌شود. سیال موجود در محفظه‌ها را گاهی اوقات می‌توان نیوتنی در نظر گرفت، اما در بسیاری از سیستم‌های طبیعی یا مصنوعی، سیال رفتار غیر نیوتنی دارد. سیالات با اهمیت زیاد در کاربردهای مهندسی، از قبیل نانوسیال‌ها، پلیمرهای مذاب، رنگ‌ها، مواد غذایی، جوهرها، مواد آلی، چسب‌ها و غیره، همگی ممکن است قویاً رفتار غیرنیوتنی از خود نشان دهند. از این‌رو،

Please cite this article using:

A. Raisi, The influence of a pair constant temperature baffles on power-law fluids natural convection in a square enclosure, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 11, pp. 215-224, 2015 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

پایین که هدایت مکانیزم غالب انتقال حرارت است، با حرکت مانع به سمت خط میانی حفره، هدایت تعدیل می‌شود و عدد نوسلت متوسط کاهش می‌یابد و برای اعداد رایلی بالا که جابجایی مکانیزم اصلی انتقال حرارت است با حرکت مانع به سمت خط میانی محفظه، جابجایی تقویت می‌شود و عدد نوسلت متوسط افزایش می‌یابد. داودیان و رئیسی [11] اثر میدان مغناطیسی بر جابجایی طبیعی نانوسیال آب- آلومینا در یک محفظه مربعی با یک مانع نازک در وسط آن را بررسی کردند. آن‌ها در این تحقیق رفتار نانوسیال را نیوتنی در نظر گرفتند. نتایج آن‌ها نشان داد که افزایش عدد رایلی و کاهش عدد هارتمن باعث افزایش عدد نوسلت متوسط می‌شوند و همچنین افزایش طول مانع باعث تضعیف جابجایی طبیعی و کاهش نرخ انتقال حرارت می‌شود. نتایج آن‌ها همچنین نشان داد که افزایش کسر حجمی نانوذرات، در اعداد رایلی پایین عملکرد حرارتی محفظه را بهبود می‌بخشد و در اعداد رایلی بالا نرخ انتقال حرارت را کم می‌کند. در رابطه با جابجایی طبیعی نانوسیال‌ها در محفظه‌های دارای مانع کارهای متعددی صورت گرفته است که در تمامی این پژوهش‌ها نانوسیال به عنوان یک سیال نیوتنی فرض شده است [12,13]

ازو و چرچیل [14] شاید اولین کسانی بودند که جابجایی طبیعی سیالات غیرنیوتنی محصور شده در یک محفظه را بررسی کردند. آن‌ها هم از مدل تابع نمایی¹ و هم از مدل ایس² برای سیالات غیرنیوتنی استفاده کردند و جابجایی طبیعی هر دو نوع سیال غیرنیوتنی را در یک محفظه مستطیلی افقی کم‌عمق بررسی کردند. محفظه‌ی مورد نظر از طریق سطح پایینی گرم می‌شد و از طریق سطح بالای خنک می‌شد. نتایج آن‌ها نشان داد که عدد رایلی بحرانی برای شروع جابجایی طبیعی با افزایش شاخص تابع نمایی³ افزایش می‌یابد. کیم و همکارانش [15] جابجایی طبیعی گذرای سیال غیرنیوتنی مدل تابع نمایی را در یک محفظه‌ی عمودی بررسی کردند. آن‌ها دیوارهای افقی محفظه را عایق در نظر گرفتند و عامل ایجاد نیروی شناوری و جابجایی طبیعی در محفظه، تغییر همزمان دمای دیوارهای عمودی بود. آن‌ها دریافتند که به ازای یک عدد رایلی مشخص، هم قدرت جابجایی و هم نرخ انتقال حرارت برای سیالات غیرنیوتنی نسبت به سیال نیوتنی تغییر می‌کند. به طوری که برای سیالات رقیق برشی⁴ تقویت می‌شوند و برای سیالات غلیظ برشی⁵ کاهش می‌یابند.

لامسادی و همکارانش [16] همرفت طبیعی گذرای سیال غیرنیوتنی مدل تابع نمایی را در یک محفظه کم عمق به روش عددی و تحلیلی بررسی کردند. محفظه‌ای که آن‌ها مطالعه کردند دارای دیوارهای افقی بلند و عایق و دیوارهای عمودی کوتاه بود که دیوارهای عمودی با شار حرارتی ثابت گرم و سرد می‌شدند. نتایج آن‌ها نشان داد که چنانچه عدد پرانتل و نسبت منظری محفظه به اندازه‌ی کافی بزرگ باشند، مشخصه‌های انتقال حرارت و جریان به این پارامترها حساس نیستند. بنابراین آن‌ها دریافتند که برای سیالات غیر نیوتنی با عدد پرانتل بزرگ در محفظه‌های کم عمق، پارامترهای تأثیر گذار در میدان جریان و انتقال حرارت شاخص تابع نمایی و عدد رایلی هستند. لامسادی و همکارانش [17] در تحقیق دیگری جابجایی طبیعی پایای سیال غیرنیوتنی مدل تابع نمایی را در یک شکاف مستطیلی مایل به روش عددی مطالعه کردند. در این تحقیق دیوارهای کناری محفظه توسط یک شار حرارتی ثابت گرم و سرد می‌شدند و دو دیوار دیگر عایق شده بودند. این

جابجایی طبیعی سیالات نیوتنی در محفظه‌های دارای مانع نیز در سال‌های اخیر مورد توجه محققان قرار گرفته است. نظری و رضانی [5] انتقال حرارت جابجایی طبیعی در یک حفره مربعی شکل را با استفاده از روش عددی شبکه بولتزنم بررسی کردند. آن‌ها در این بررسی سیال داخل حفره را هوا در نظر گرفتند. در داخل حفره یک مانع گرم دما ثابت قرار داشت و جابجایی طبیعی بر اثر اختلاف دمای مانع و دیوارهای کناری محفظه برقرار می‌شد. نتایج آن‌ها نشان داد که با افزایش عدد گراشهف نرخ انتقال حرارت افزایش می‌یابد و موقعیت و طول مانع گرم، همچنین وضعیت عمودی یا افقی بودن آن تأثیرات قابل ملاحظه‌ای بر روی عملکرد حرارتی محفظه داشت. سان و امری [6] اثر وجود یک مانع هادی حرارت که به صورت عمودی در وسط یک محفظه‌ی مربعی قرار داشت را بر روی میدان جریان و نرخ انتقال حرارت مطالعه کردند. آن‌ها دریافتند که طول مانع و نسبت ضریب هدایت حرارتی آن به ضریب هدایت حرارتی سیال داخل محفظه (هوا) تأثیرات قابل توجهی بر عملکرد حرارتی محفظه دارد.

حسین و همکارانش [7] تأثیر وجود یک مانع مایل مرکزی بر جابجایی طبیعی در یک محفظه مربعی پر شده از هوا را بررسی کردند. آن‌ها دیوارهای کناری محفظه را موج‌دار در نظر گرفتند. در این بررسی یک منبع حرارتی با شار حرارتی ثابت روی قسمتی از دیوار پایینی محفظه قرار داشت، در حالی که دیوارهای کناری در دمای ثابت و دیوار بالایی و مابقی قسمت‌های دیوار پایینی عایق شده بودند و یک مانع آدیاباتیک مایل در مرکز محفظه قرار داشت. نتایج آن‌ها نشان داد که وجود مانع مایل و افزایش فرکانس موج دیوارها، به ویژه برای $Gr > 10^4$ یک اثر قابل ملاحظه‌ای بر روی عدد نوسلت متوسط، خطوط جریان و خطوط هم‌دما دارند. آن‌ها همچنین نشان دادند که وقتی مانع مایل باشد، عدد نوسلت متوسط بیشتر از حالتی است که مانع افقی باشد و کمتر از حالتی است که مانع عمودی باشد. سراوانان و ویدها کمار [8] انتقال حرارت جابجایی طبیعی در یک محفظه مربعی که از هوا پر شده بود و دو مانع گرمازا در وسط آن قرار گرفته بود را به روش عددی مطالعه کردند. در این تحقیق دیوارهای افقی محفظه عایق شده بودند و شرایط مرزی حرارتی مختلفی برای دیوارهای کناری محفظه در نظر شده بود. نتایج آن‌ها نشان داد که بسته به شرایط مرزی حرارتی، فاصله‌ی دو مانع گرمازا از یکدیگر تأثیر متفاوتی بر روی نرخ انتقال حرارت کلی دارد. کانداس-وامی و همکارانش [9] جابجایی طبیعی هوا در یک محفظه مربعی را به روش عددی بررسی کردند. درون محفظه دو مانع گرم نازک عمود بر هم قرار داشت و دمای دیوارهای محفظه پایین‌تر از دمای مانع‌ها بود. نتایج آن‌ها نشان داد که افزایش طول مانع عمودی سبب افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود و افزایش طول مانع افقی فقط در صورتی که این مانع در پائین مرکز محفظه قرار داشته باشد، نرخ انتقال حرارت را افزایش می‌دهد.

با وجود این که نانوسیال‌ها در محدوده‌ی مشخصی از کسر حجمی نانوذرات رفتار سیالات غیرنیوتنی را دارند، اما در سال‌های اخیر محققان با فرض نیوتنی بودن آن‌ها، جابجایی طبیعی نانوسیالات را در محفظه‌های دارای مانع بررسی کرده‌اند. خراسانی‌زاده و همکارانش [10] انتقال حرارت جابجایی آزاد و تولید انترپوی نانوسیال آب - مس در داخل یک حفره با یک مانع هادی حرارت که روی دیوار گرم پایینی محفظه قرار داشت را بررسی کردند. آن‌ها از مدل نیوتنی برای نانوسیال استفاده کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که بدون توجه به موقعیت مانع، عدد نوسلت متوسط با افزایش عدد رایلی و کسر حجمی نانوذرات افزایش می‌یابد. آن‌ها همچنین دریافتند که در اعداد رایلی

1- Ost-wald-de Waele (Power-law) fluids model

2- Ellis fluids model

3- Power-law index

4- Shear thinning fluids

5- Shear thickening fluids

طوری که $T_c < T_h$ است. دیوارهای افقی محفظه از نظر حرارتی کاملاً عایق شده‌اند و محفظه از سیال غیرنیوتنی مدل تابع نمایی پر شده است. بر اثر اختلاف دمای دیوارهای عمودی، در داخل محفظه جابجایی آزاد برقرار می‌شود. به غیر از دانسیته سیال که با دما تغییر می‌کند و با استفاده از تقریب بوزینسک مدل می‌شود و لزجت سیال که تابع نرخ برش است، مابقی خواص سیال ثابت فرض شده‌اند. با توجه به این که لزجت سیالات غیرنیوتنی تابع نرخ برش است و محدوده‌ی تغییرات آن وسیع است، عدد پرانتل نیز مقدار ثابتی نیست. در بررسی‌های عددی از پرانتل اسمی مطابق رابطه‌ی (7) استفاده می‌شود. با توجه به اینکه سیالات غیرنیوتنی مورد استفاده در صنعت معمولاً دارای عدد پرانتل بزرگی هستند در این تحقیق عدد پرانتل 100 فرض شده است [24]. جریان جابجایی آزاد ایجاد شده در داخل محفظه آرام، دائمی و تراکم‌ناپذیر فرض می‌شود. هدف این تحقیق بررسی عددی انتقال حرارت ناشی از جابجایی طبیعی سیال غیرنیوتنی درون محفظه می‌باشد و اثر پارامترهایی همچون عدد رایلی، شاخص تابع نمایی و طول و فاصله مانع‌ها بر روی میدان‌های جریان و دما و نرخ انتقال حرارت بررسی می‌شود.

3- معادلات حاکم

با توجه به فرضیات بیان شده معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی برای مسئله‌ی مورد نظر به صورت روابط (1) تا (4) خواهند بود.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} \right) \quad (2)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} \right) + g\beta[T - T_c] \quad (3)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

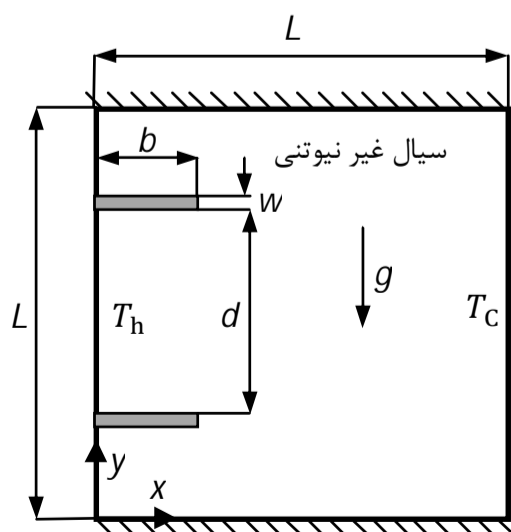
برای سیال غیرنیوتنی که از مدل تابع نمایی پیروی می‌کند، تانسور تنش برشی توسط رابطه (5) بیان می‌شود.

$$\tau_{ij} = 2\mu_a D_{ij} = \mu_a \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (5)$$

در رابطه (5) D_{ij} نرخ تانسور برشی در مختصات کارتزین دو بعدی است و μ_a لزجت ظاهری سیال غیرنیوتنی است که در مختصات کارتزین دو بعدی از رابطه (6) به دست می‌آید.

$$\mu_a = K \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \right\}^{\frac{n-1}{2}} \quad (6)$$

در رابطه (6)، K و n ثابت‌های مدل تابع نمایی هستند. K ضریب سازگاری و n شاخص تابع نمایی است. برای سیالات شبه پلاستیک $n > 1$ و



شکل 1 طرح‌واره‌ی محفظه‌ی مورد مطالعه

مطالعه در محدوده‌ی عدد رایلی $10 \leq Ra \leq 10^5$ و $0.6 \leq n \leq 1.4$ و زاویه‌ی چرخش $180^\circ \leq \phi \leq -180^\circ$ انجام شده است. آن‌ها دریافتند که به ازای یک عدد رایلی مشخص، چرخش محفظه اثر چشمگیری روی نرخ انتقال حرارت دارد. بیشترین مقدار انتقال حرارت وقتی روی داد که محفظه از زیر گرم می‌شد. اثر چرخش محفظه با کاهش شاخص تابع نمایی بیشتر می‌شد.

در سال‌های اخیر جابجایی طبیعی سیالات غیرنیوتنی در محفظه‌های مربعی و مستطیلی با دیوارهای افقی عایق و دیوارهای عمودی با دمای ثابت به خوبی مورد بررسی قرار گرفته است [18-20]. یافته‌های مشترک این تحقیقات نشان از آن دارد که میدان جریان و انتقال حرارت متأثر از عدد رایلی و شاخص تابع نمایی (n) هستند. ولی چنانچه عدد پرانتل بزرگ باشد، به ازای یک n و Ra داده شده عدد نوسلت متوسط تحت تأثیر عدد پرانتل قرار نمی‌گیرد. همچنین برای محفظه‌های مستطیلی با شرط مرزی دما ثابت روی دیوارهای عمودی، تغییرات عدد ناسلت با افزایش نسبت منطری، روند یکنواختی ندارد در حالی که وقتی شرط مرزی شار حرارتی ثابت به دیوارهای عمودی اعمال شود، تغییرات مذکور روند یکنواختی دارد.

کفایتی [21,22] جابجایی طبیعی سیال غیرنیوتنی مدل تابع نمایی را با وجود میدان مغناطیسی و همچنین انتقال حرارت جابجایی توام نانوسیال غیرنیوتنی را با استفاده از شبکه‌ی بولتزمن در محفظه‌ای مربعی با دیوارهای افقی عایق و دیوار عمودی سمت چپ در دمای ثابت و دیوار سمت راست در یک دمای سینوسی بررسی کرد. افزایش انتقال حرارت با افزایش عدد رایلی، عدد ریچاردسون و کاهش n در این مطالعات نیز تأیید شد و همچنین کاهش نرخ انتقال حرارت با افزایش عدد هارتمن از دیگر نتایج آن بود. افزودن نانوذرات نیز نرخ انتقال حرارت را بهبود بخشید.

جابجایی طبیعی یک سیال غیرنیوتنی رقیق برشی با استفاده از مدل کارنو-یاسودا در یک محفظه‌ی عمودی توسط الوای و واسه‌آر [23] به طور عددی بررسی شد. آن‌ها نشان دادند که با کاهش n قدرت جابجایی و نرخ انتقال حرارت هر دو افزایش می‌یابند و با افزایش n قدرت جابجایی و نرخ انتقال حرارت کاهش می‌یابند و هنگامی که عدد رایلی کوچک است، تغییر n تأثیر چندانی روی نرخ انتقال حرارت ندارد.

در تحقیقات قبلی جابجایی طبیعی در محفظه‌های دارای مانع برای سیالات نیوتنی و همچنین نانوسیالاتی که نیوتنی فرض شده بودند بررسی شده است و محفظه‌های حاوی سیال غیر نیوتنی بدون در نظر گرفتن مانعی در داخل آن‌ها مطالعه شده‌اند. در مطالعه حاضر، جابجایی طبیعی سیال غیرنیوتنی در یک محفظه مربعی با وجود دو مانع دما ثابت که به صورت افقی بر روی دیوار عمودی سمت چپ محفظه نصب شده‌اند به روش عددی بررسی می‌شود. این مسئله که در تحقیقات قبلی به آن پرداخته نشده است می‌تواند مدلی از یک محفظه حاوی یک مدار مجتمع الکترونیکی باشد. وقتی قطعات الکترونیکی (مانع‌های مورد نظر) بر روی دیوار محفظه نصب می‌شوند از یک طرف مانعی بر سر راه جریان طبیعی سیال خواهند بود و از طرف دیگر سیال با سطح بیشتری از منبع حرارتی در تماس خواهد بود. بنابراین به نظر می‌رسد بررسی رفتار حرارتی چنین محفظه‌ای با سیال خنک کننده غیر نیوتنی که لزجت آن تابع نرخ برش است، حائز اهمیت باشد.

2- بیان مسئله

در این تحقیق مطابق شکل 1 جابجایی آزاد در یک محفظه‌ی مربعی دو بعدی بررسی شده است. دیوار سمت چپ محفظه و مانع‌ها در دمای ثابت T_h قرار دارند و دیوار سمت راست محفظه در دمای ثابت T_c قرار گرفته است به

تبدیل شوند. برای این منظور معادلات بی بعد (8) تا (11) به همراه شرایط مرزی مربوطه به روش اختلاف محدود بر مبنای حجم کنترل گسسته سازی شدند و جملات جابجایی- نفوذ با استفاده از روش توان پیرو تقریب زده شدند. میدان حل با استفاده از یک شبکه یکنواخت جابجا شده شبکه بندی شد. در شکل 2 حجم کنترل در شبکه‌ی جابجا شده برای معادله‌ی مومنتوم در جهت x نشان داده شده است. برای حل هم‌زمان معادلات جبری شده از الگوریتم سیمپل [25] و یک برنامه که به زبان فرترن نوشته شد، استفاده شده است. با توجه به اینکه الگوریتم حل بر روش تکرار استوار است از معیار همگرایی رابطه (17) استفاده شده است.

$$\sum_j \sum_i \left| \frac{\varphi^{m+1} - \varphi^m}{\varphi^m} \right|_{i,j} \leq 10^{-7} \quad (17)$$

در رابطه (17) φ معرف متغیر عمومی (U, V, θ) است و m تعداد تکرارها است.

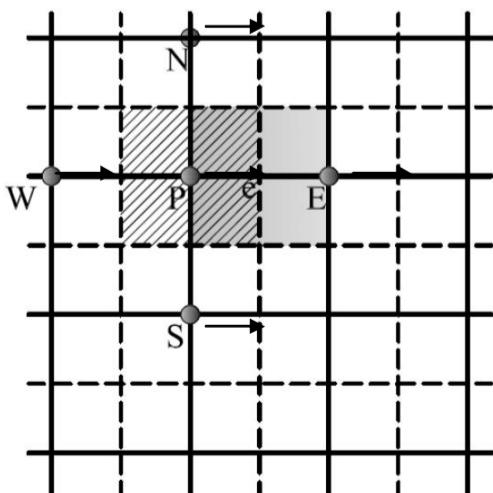
5- مطالعه استقلال شبکه و اعتبار سنجی

از آنجائی که نتایج حاصل از حل عددی نباید وابسته به تعداد نقاط شبکه باشد، مطالعه استقلال حل از شبکه برای $B = 0.2$, $Ra = 10^6$, $n = 0.8$ و $D = 0.3$ برای شبکه‌هایی با تعداد نقاط مختلف انجام شده است و در شکل 2، مقادیر Nu_m و $|\psi|_{\max}$ بر حسب تعداد نقاط شبکه نشان داده شده است. با توجه به شکل 3 دیده می‌شود که برای شبکه با تعداد نقاط بیشتر از 120×120 مقادیر نوسلت متوسط و حداکثر تابع جریان تغییر قابل ملاحظه‌ای نمی‌کنند. بنابراین برای حل عددی از شبکه یکنواخت 120×120 استفاده شد.

برای اطمینان از درستی نتایج حل عددی، نتایج به دست آمده با نتایج ارائه شده در مرجع [18] مقایسه شد. برای این منظور یک محفظه مربعی پر شده از سیال غیرنیوتنی مدل تابع نمایی، که دیوارهای افقی آن عایق بودند و دیوارهای کناری آن در دو دمای ثابت و متفاوت از هم قرار داشتند در نظر گرفته شد. عدد نوسلت متوسط دیوار گرم محفظه در مقادیر مختلف عدد رایلی و شاخص تابع نمایی محاسبه شد. در شکل 4 نتایج حاصل از تحقیق حاضر با نتایج ارائه شده در مرجع [18] مقایسه شده است که مطابقت خوبی با هم دارند.

6- نتایج

نتایج این تحقیق در قالب اثرات عدد رایلی $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ ، شاخص تابع نمایی $0.8 \leq n \leq 1.4$ ، طول مانع‌ها $0.1 \leq B \leq 0.5$ و فاصله مانع‌ها از



شکل 2 حجم کنترل در شبکه‌ی جابجا شده در جهت x

برای سیالات دایلاتنت $n < 1$ است در حالی که $n = 1$ معرف سیالات نیوتنی است.

برای بی‌بعد کردن معادلات حاکم از پارامترهای بی‌بعد ارائه شده در رابطه (7) استفاده می‌شود.

$$\begin{aligned} X &= \frac{x}{L}, & Y &= \frac{y}{L}, & U &= \frac{uL}{\alpha}, & V &= \frac{vL}{\alpha}, & P &= \frac{\rho L^2}{\rho \alpha^2} \\ \theta &= \frac{T - T_c}{T_h - T_c}, & Ra &= \frac{g\beta(T_h - T_c)L^{2n+1}}{\alpha^n K / \rho}, & Pr &= \frac{KL^{2n-1}}{\rho \alpha^{2-n}} \end{aligned} \quad (7)$$

با استفاده از پارامترهای بی‌بعد ارائه شده در رابطه (7)، معادلات بدون بعد حاکم بر مسئله عبارتند از:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (8)$$

$$\begin{aligned} U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} &= -\frac{\partial P}{\partial X} + 2Pr \frac{\partial}{\partial X} \left(\mu_a^* \frac{\partial U}{\partial X} \right) \\ &+ Pr \left[\frac{\partial}{\partial Y} \left(\mu_a^* \left(\frac{\partial U}{\partial Y} + \frac{\partial V}{\partial X} \right) \right) \right] \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} &= -\frac{\partial P}{\partial X} + Pr \frac{\partial}{\partial X} \left[\mu_a^* \left(\frac{\partial U}{\partial Y} + \frac{\partial V}{\partial X} \right) \right] \\ &+ 2Pr \frac{\partial}{\partial Y} \left(\mu_a^* \frac{\partial V}{\partial Y} \right) + RaPr\theta \end{aligned} \quad (10)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \quad (11)$$

در معادلات بی‌بعد مومنتوم، μ_a^* لزجت ظاهری بی‌بعد است که با استفاده از رابطه (12) محاسبه می‌شود

$$\mu_a^* = \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial U}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial Y} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial V}{\partial X} + \frac{\partial U}{\partial Y} \right)^2 \right\}^{\frac{n-1}{2}} \quad (12)$$

با توجه به شکل 1 و پارامترهای بی‌بعد شرایط مرزی هیدرودینامیکی شامل شرط عدم لغزش برای کلیه دیوارها ($U = V = 0$) و شرایط مرزی حرارتی نیز به صورت $\frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0$ برای دیوارهای عایق، $\theta = 1$ برای دیوار گرم سمت چپ و $\theta = 0$ برای دیوار سرد سمت راست قابل بیان هستند.

پس از حل معادلات حاکم به همراه شرایط مرزی، عدد نوسلت موضعی روی دیوار را به عنوان معیاری از نرخ انتقال حرارت به صورت رابطه (13) می‌توان تعریف کرد.

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (13)$$

در رابطه (13) h ضریب انتقال حرارت جابجایی است و برابر است با:

$$h = \frac{q''}{(T_h - T_c)} = \frac{-k \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=L}}{(T_h - T_c)} \quad (14)$$

پس از استفاده از پارامترهای بی‌بعد و ساده سازی، عدد نوسلت موضعی دیوار سرد از رابطه (15) به دست می‌آید.

$$Nu = - \left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \right)_{X=1} \quad (15)$$

عدد نوسلت متوسط با انتگرال گیری از عدد نوسلت موضعی بر روی دیوار سرد از رابطه (16) قابل محاسبه است.

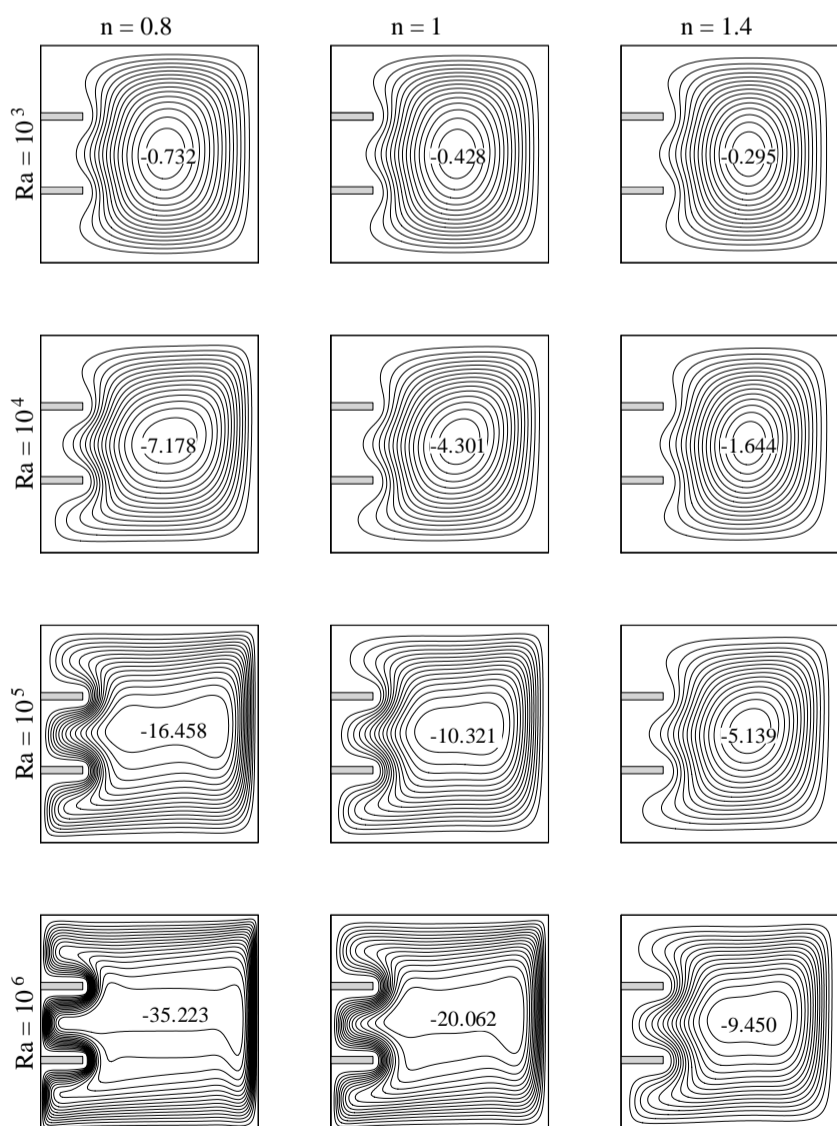
$$Nu_m = - \int_0^1 \left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \right)_{X=1} dX \quad (16)$$

4- روش عددی

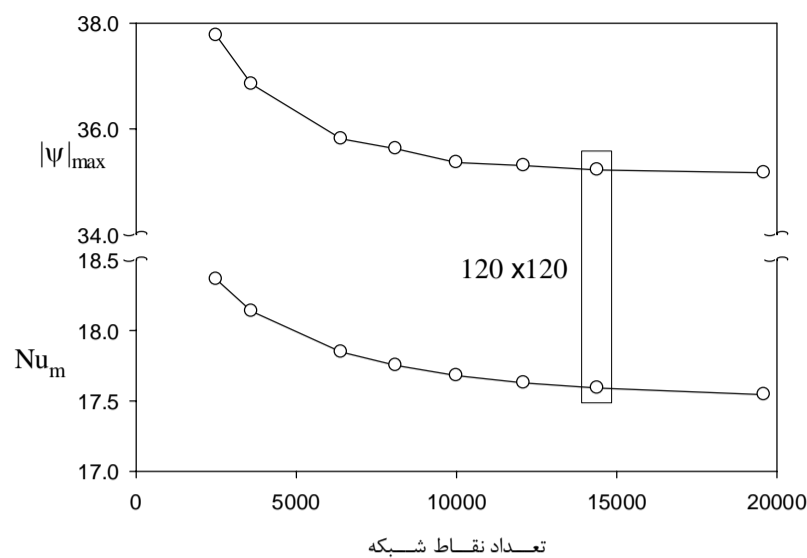
برای انجام حل عددی، معادلات دیفرانسیل حاکم باید به معادلات جبری

شکل 6 خطوط هم‌دما را در اعداد رایلی مختلف و به ازای سه مقدار مختلف شاخص تابع نمایشی نشان می‌دهد. در $Ra = 10^3$ خطوط هم‌دما تقریباً به موازات دیوارهای سرد و گرم تشکیل شده‌اند و این بیانگر آن است که در این حالت، هدایت مکانیزم غالب انتقال حرارت است. با افزایش عدد رایلی، جابجایی طبیعی نقش مهم‌تری در انتقال حرارت ایفا می‌کند، به طوری که در اعداد رایلی بالا جابجایی طبیعی مکانیزم اصلی انتقال حرارت است. با افزایش عدد رایلی، تراکم خطوط هم‌دما در کنار دیوارها افزایش می‌یابد و سبب می‌شود که نرخ انتقال حرارت افزایش یابد. افزایش شاخص تابع نمایشی سبب کند شدن جریان می‌شود و جابجایی آزاد را تضعیف می‌کند. بنابراین با افزایش شاخص تابع نمایشی بر سهم هدایت در انتقال حرارت افزوده می‌شود و از سهم جابجایی طبیعی در انتقال حرارت کاسته می‌شود.

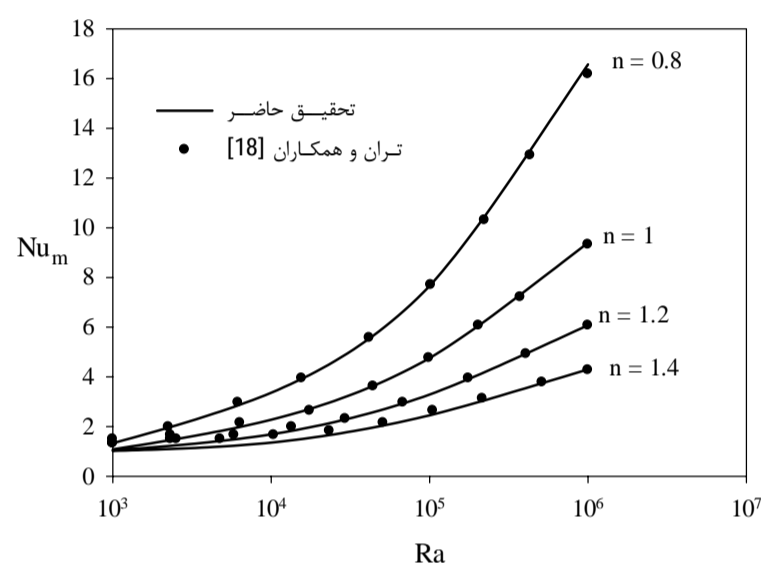
در شکل 7 الف و ب پروفیل مؤلفه عمودی سرعت در مقطع میانی محفظه به ترتیب برای $n = 0.8$ و $n = 1.4$ نشان داده شده‌است. در شکل الف که لزجت ظاهری سیال کم است در اعداد رایلی بالا در کنار دیوارها سرعت جریان زیاد است و در قسمت میانی محفظه سیال تقریباً در حال سکون است. همانطور که از شکل 5 نیز پیداست در $Ra = 10^6$ و $n = 0.8$ ، گردابه چرخشی به خوبی فضای بین دو مانع را اشغال کرده‌است و این سبب می‌شود که مولفه عمودی سرعت در بین دو مانع ($B \leq 0.2$) مقدار قابل توجهی داشته باشد، هرچند به دلیل وجود مانع‌ها مولفه عمودی سرعت در کنار دیوار گرم کمتر از مولفه عمودی آن در کنار دیوار سرد است. در اعداد رایلی کم از مقدار سرعت در کنار دیوارها به مقدار قابل توجهی کاسته شده است و منطقه میانی محفظه نیز اندکی از حالت سکون خارج شده‌است. برای $n = 1.4$ به دلیل افزایش لزجت ظاهری سیال سرعت جریان کم شده است



شکل 5 خطوط جریان در اعداد رایلی و شاخص تابع نمایشی مختلف ($B = 0.2, D = 0.3$)



شکل 3 تأثیر تعداد نقاط شبکه بر روی عدد نوسلت متوسط دیوار سرد و بیشترین مقدار تابع جریان ($Ra = 10^6, n = 0.8, B = 0.2, D = 0.3$)



شکل 4 اعتبار سنجی برنامه حاضر با نتایج مرجع [18]

یکدیگر $0.1 \leq D \leq 0.8$ بر روی میدان‌های جریان و دما، پروفیل‌های سرعت و دما و نرخ انتقال حرارت ارائه شده است. در سراسر این تحقیق عدد پرانتل ثابت و برابر 100 و ضخامت بی‌بعد مانع‌ها $W = 0.04$ در نظر گرفته شده‌است.

1-6- اثر عدد رایلی و شاخص تابع نمایشی

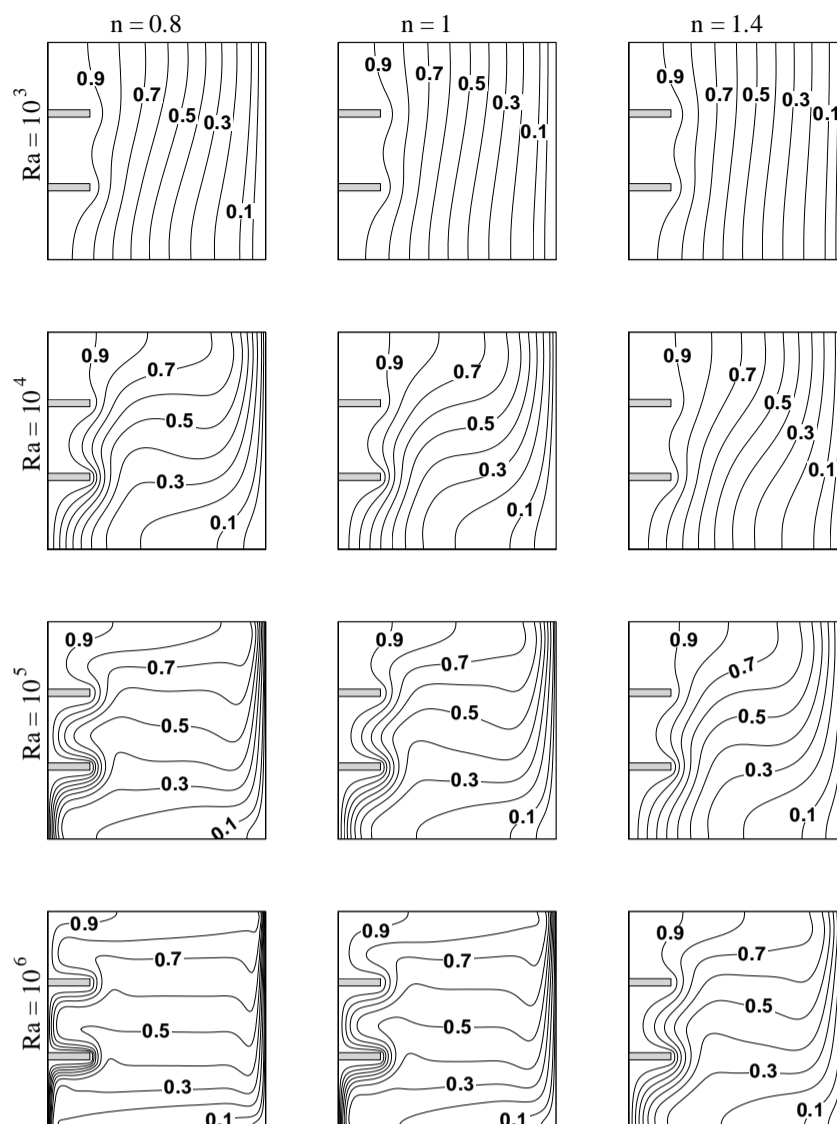
در این قسمت طول مانع‌ها ثابت و برابر $B = 0.2$ و فاصله آنها از یکدیگر نیز ثابت و برابر $D = 0.3$ منظور شده است و اثر تغییرات عدد رایلی و شاخص تابع نمایشی n ، بررسی می‌شود.

در شکل 5 خطوط جریان در اعداد رایلی مختلف $Ra = 10^3, 10^4, 10^5, 10^6$ و در سه مقدار مختلف شاخص تابع نمایشی $n = 0.8, 1, 1.4$ نشان داده شده‌اند. در تمام حالت‌ها یک گردابه‌ی ساعت‌گرد در درون محفظه تشکیل شده است. اعداد نوشته شده در مرکز گردابه بیانگر بیشترین مقدار تابع جریان هستند. با توجه به شکل 5 دیده می‌شود که با افزایش نیروی شناوری ناشی از افزایش عدد رایلی، جابجایی طبیعی تشکیل شده در داخل محفظه تقویت می‌شود و خطوط جریان در کنار دیوارها متراکم‌تر می‌شوند. بنابراین با افزایش عدد رایلی سرعت جریان در کنار دیوارها بیشتر می‌شود. نتایج همچنین نشان می‌دهد که با افزایش شاخص تابع نمایشی، به دلیل افزایش لزجت ظاهری سیال غیرنیوتنی، جابجایی آزاد تضعیف می‌شود. تقویت جابجایی آزاد ناشی از افزایش عدد رایلی در مقادیر کوچک‌تر شاخص تابع نمایشی چشمگیرتر است و همچنین تضعیف جابجایی آزاد ناشی از افزایش n در اعداد رایلی بزرگ‌تر قابل ملاحظه است.

افزایش می‌یابد.

با افزایش شاخص تابع نمایی، به دلیل افزایش لزجت ظاهری سیال غیرنیوتنی، جابجایی طبیعی تضعیف می‌شود و عدد نوسلت موضعی کاهش می‌یابد. در شکل 8 ب دیده می‌شود که در قسمت پایینی دیوار سرد، عدد نوسلت موضعی در $Ra = 10^3$ بیشتر از عدد نوسلت موضعی در رایلی‌های بالاتر است. این به آن دلیل است که با افزایش عدد رایلی، گردابه چرخشی گوشه‌های محفظه را در بر نمی‌گیرد.

در شکل 10 تغییرات عدد نوسلت متوسط دیوار سرد بر حسب تغییرات عدد رایلی در مقادیر مختلف شاخص تابع نمایی نشان داده شده است. در $Ra = 10^3$ که اساسا جابجایی طبیعی ضعیف است و هدایت مکانیزم اصلی انتقال حرارت است، شاخص تابع نمایی تاثیری بر روی عدد نوسلت متوسط ندارد. افزایش عدد رایلی سبب تقویت جابجایی طبیعی می‌شود. بنابراین با افزایش عدد رایلی عدد نوسلت متوسط افزایش می‌یابد. هرچقدر سیال دارای لزجت کمتری باشد افزایش عدد رایلی سبب تقویت بیشتر جابجایی طبیعی می‌شود. بنابراین وقتی جابجایی طبیعی درون محفظه شکل می‌گیرد، سیال‌های با n کوچکتر دارای عدد نوسلت متوسط بیشتری هستند. با توجه به شکل 10 می‌توان گفت که بهبود عملکرد حرارتی محفظه ناشی از افزایش عدد رایلی، برای سیالات غیر نیوتنی رقیق برشی ($n < 1$) بیشتر به چشم می‌آید. همچنین بهبود عملکرد حرارتی محفظه ناشی از کاهش شاخص تابع نمایی در اعداد رایلی بالا قابل توجه است.



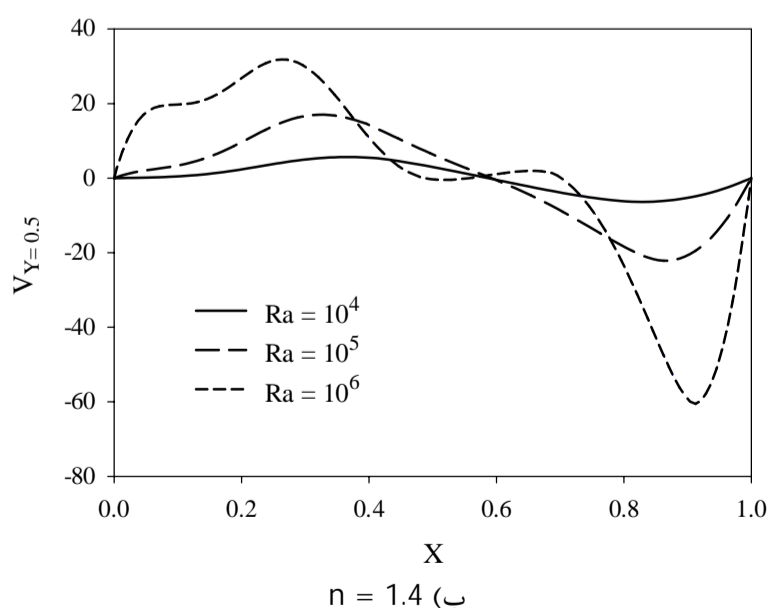
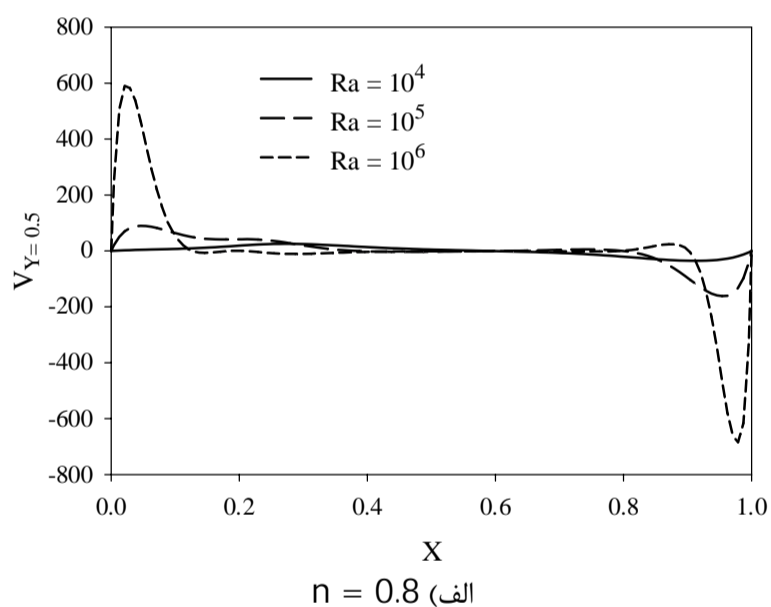
شکل 6 خطوط هم‌دما در اعداد رایلی و شاخص تابع نمایی مختلف ($B = 0.2, D = 0.3$)

و نقاط بیشینه و کمینه آن نیز از دیوارها فاصله گرفته است. در این حالت به دلیل لزجت ظاهری بالا، سیال در حال چرخش به خوبی از فضای بین دو مانع عبور نمی‌کند و سرعت جریان در خارج از فضای بین دو مانع به بیشترین مقدار خود می‌رسد.

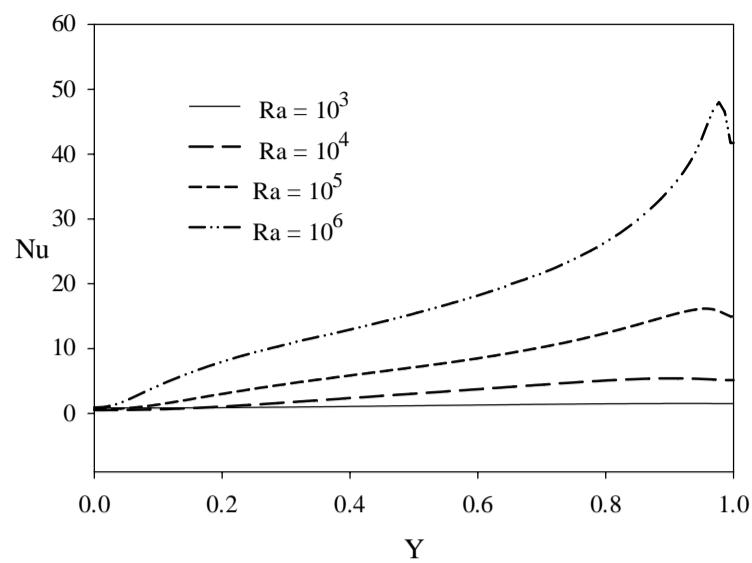
در شکل 8 الف و ب تغییرات دمای بی‌بعد در مقطع میانی محفظه $Y = 0.5$ در اعداد رایلی مختلف و به ترتیب برای $n = 0.8$ و $n = 1.4$ نشان داده شده است.

در شکل 8 الف برای $Ra = 10^3$ تغییرات دما در عرض محفظه تقریباً خطی است که بیانگر آن است که حرارت توسط مکانیزم هدایت از دیوار گرم به دیوار سرد منتقل می‌شود. با افزایش عدد رایلی سرعت سیال در کنار دیوارهای گرم و سرد بیشتر می‌شود و سبب افزایش گرادیان دما در این نواحی می‌شود. در شکل 8 ب، چون لزجت ظاهری سیال بیشتر شده است، برای $Ra = 10^3, 10^4$ هدایت مکانیزم اصلی انتقال حرارت است و با افزایش عدد رایلی جابجایی طبیعی نیز حائز اهمیت می‌شود.

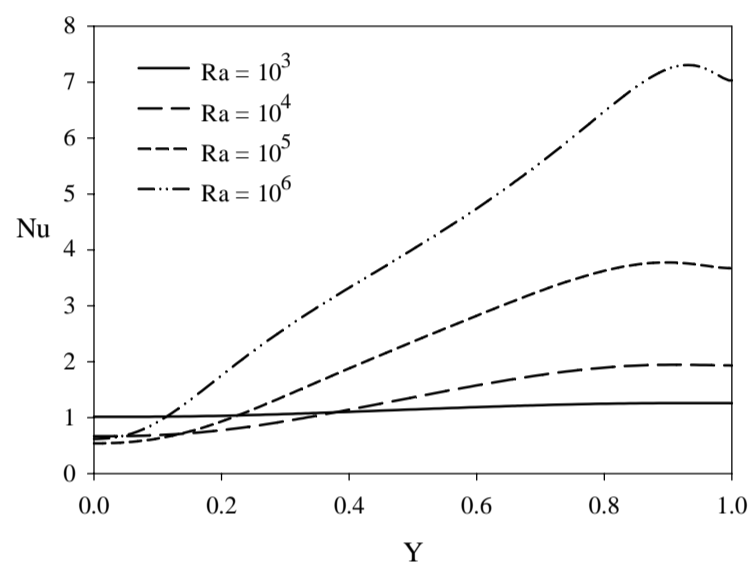
شکل 9 الف و ب عدد نوسلت موضعی دیوار سرد را در اعداد رایلی مختلف و به ترتیب برای $n = 0.8$ و $n = 1.4$ نشان می‌دهد. در $Ra = 10^3$ که هدایت مکانیزم اصلی انتقال حرارت است عدد نوسلت موضعی روی دیوار سرد مقدار ثابتی است. با افزایش عدد رایلی و تقویت جابجایی طبیعی در داخل محفظه، عدد نوسلت موضعی افزایش می‌یابد. با توجه به جهت چرخش گردابه تشکیل شده در داخل محفظه، جهت حرکت سیال روی دیوار سرد از بالا به سمت پایین است و همانطور که در شکل 6 نشان داده شده است گرادیان دما در قسمت‌های بالایی دیوار سرد زیاد است و با کاهش Y گرادیان دما کم می‌شود. بنابراین عدد نوسلت موضعی روی دیوار سرد با افزایش Y



شکل 7 پروفیل مؤلفه عمودی سرعت بی‌بعد در مقطع میانی محفظه $Y = 0.5$ (الف) $n = 0.8$ ، (ب) $n = 1.4$ ($B = 0.2, D = 0.3$)

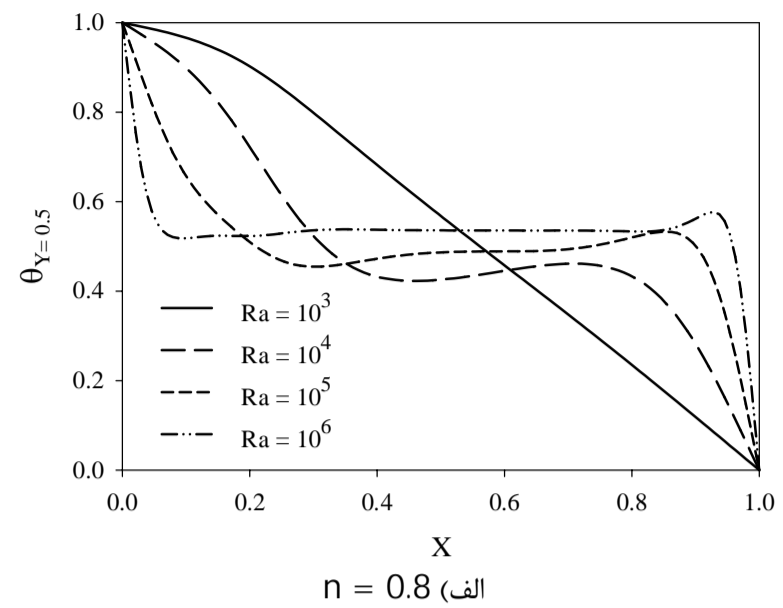


الف) $n = 0.8$

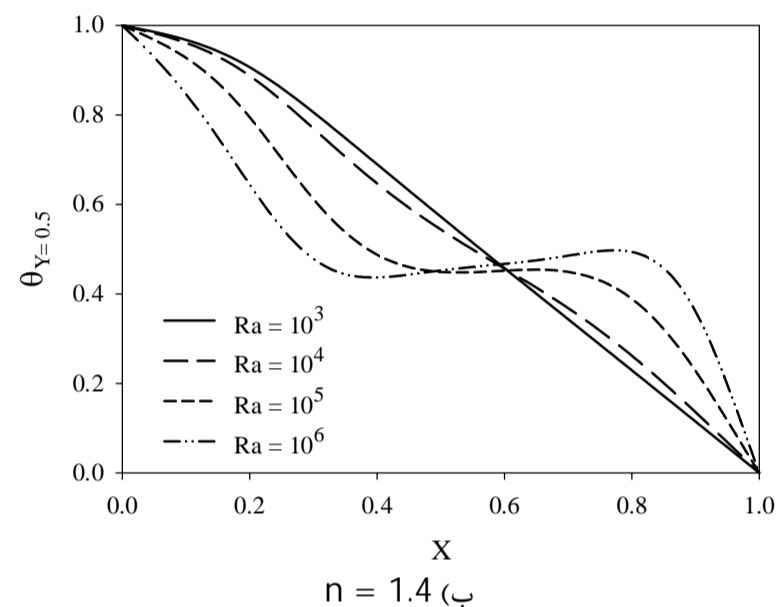


ب) $n = 1.4$

شکل 9 تغییرات عدد نوسلت موضعی روی دیوار سرد الف) $n = 0.8$ ، ب) $n = 1.4$ ($B = 0.2, D = 0.3$)



الف) $n = 0.8$



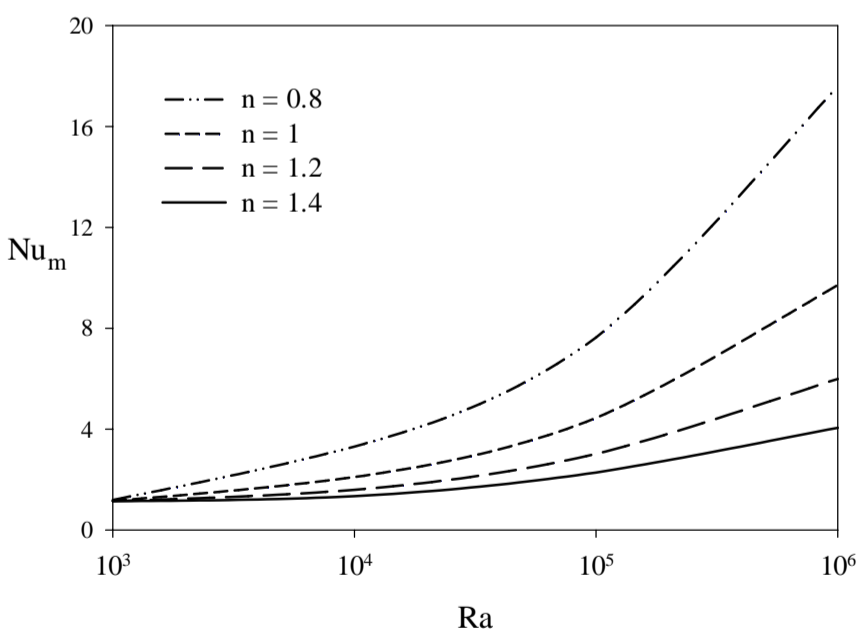
ب) $n = 1.4$

شکل 8 تغییرات درجه حرارت بی بعد در مقطع میانی محفظه $Y = 0.5$ الف) ($B = 0.2, D = 0.3$) $n = 0.8$ ، ب) $n = 1.4$

2-6- اثر طول مانعها

در شکل 11 خطوط جریان در $Ra = 10^5$ و $n = 0.8$ (بالا) و $n = 1.4$ (پایین) برای سه طول مختلف برای مانعها $B = 0.1, 0.3, 0.5$ رسم شده است. افزایش طول مانعها سبب کاهش قدرت گردابه چرخشی می شود. در $n = 0.8$ که لزجت ظاهری سیال کم است گردابه تشکیل شده فضای بین و اطراف مانعها را نیز در بر می گیرد. بنابراین در این حالت کاهش $|\psi|_{max}$ با افزایش طول مانعها خیلی قابل توجه نیست. در $n = 1.4$ چون لزجت ظاهری سیال زیاد است، گردابه تشکیل شده دارای قدرت کمی است و هنگامی که طول مانعها افزایش می یابد، گردابه نمی تواند به فضای بین و اطراف مانعها وارد شود. در این حالت با زیاد شدن طول مانعها گردابه به سمت راست منتقل می شود و $|\psi|_{max}$ به مقدار قابل توجهی کم می شود.

در شکل 12 خطوط همدمما در $Ra = 10^5$ و $n = 0.8$ (بالا) و $n = 1.4$ (پایین) برای سه طول مختلف برای مانعها $B = 0.1, 0.3, 0.5$ نشان شده است. برای هر مقدار n ، افزایش طول مانعها باعث می شود که خطوط همدمما از دیوار سمت چپ فاصله بگیرند و تراکم آنها در کنار دیوار سمت راست بیشتر شود. برای $n = 1.4$ که جابجایی طبیعی داخل محفظه ضعیف است، با زیاد شدن طول مانعها، نقش انتقال حرارت هدایتی بیشتر می شود به طوری که برای $B = 0.5$ خطوط همدمما تقریباً به صورت خطوط موازی در آمده اند.



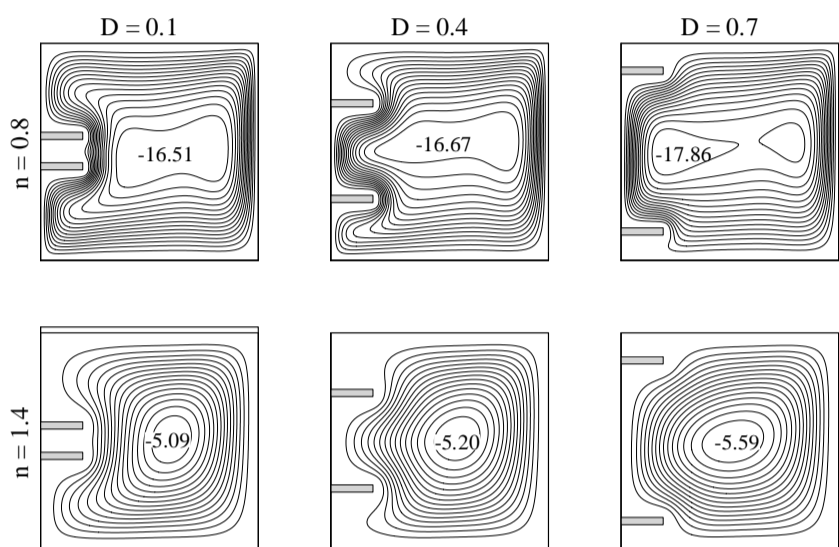
شکل 10 تغییرات عدد نوسلت متوسط دیوار سرد بر حسب عدد رایلی و شاخص تابع نمایی ($B = 0.2, D = 0.3$)

در جدول 1 نسبت عدد نوسلت متوسط به عدد نوسلت متوسط در حالت بدون مانع $\frac{Nu_m}{Nu_{m,B=0}}$ در طولهای مختلف مانعها و $Ra = 10^3, 10^5$ و $n = 0.8, 1.4$ ارائه شده است.

در $Ra = 10^3$ که جابجایی طبیعی در داخل محفظه ضعیف است و هدایت مکانیزم اصلی انتقال حرارت است، برای هر دو مقدار شاخص تابع

جدول 1 نسبت عدد نوسلت متوسط به عدد نوسلت متوسط در حالت بدون مانع

در $\frac{Nu_m}{Nu_{m,B=0}}$ برای $Ra = 10^3, 10^5$ ، $n = 0.8, 1.4$ و $D = 0.3$					
B=0/5	B=0/4	B=0/3	B=0/2	B=0/1	
1/645	1/419	1/245	1/165	1/020	$n=0/8$
1/653	1/420	1/247	1/119	1/033	$n=1/4$
1/036	1/028	1/017	0/996	0/971	$n=0/8$
0/956	0/952	0/942	0/993	0/946	$n=1/4$

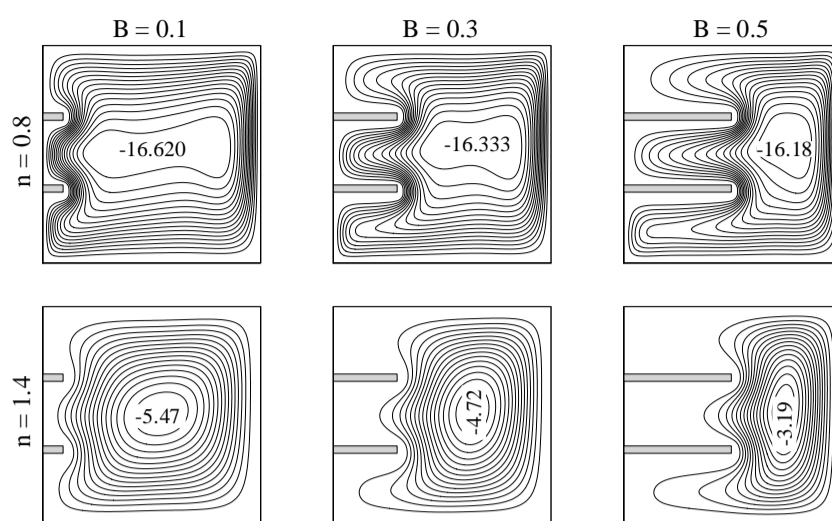


شکل 13 خطوط جریان در سه موقعیت مختلف برای مانع‌ها و در $n = 0.8$ (بالا) و $n = 1.4$ (پایین)، $(Ra = 10^5, B = 0.2)$

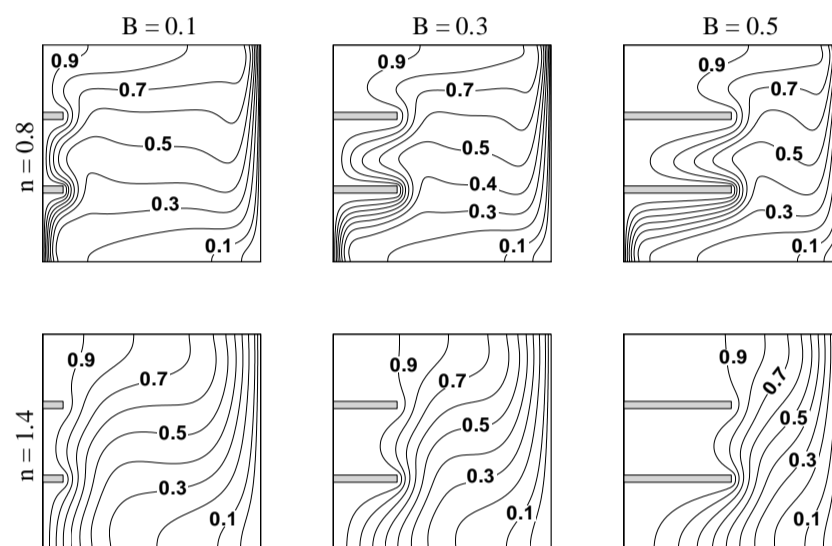
هستند و این به معنای سرعت بالای جریان در کنار این دیوارها است. در حالی که برای $n = 1.4$ خطوط جریان با تراکم یکنواخت‌تری در محفظه توزیع شده‌اند و تغییرات سرعت در محفظه کمتر است. برای هر دو مقدار n ، با افزایش فاصله مانع‌ها از یکدیگر، مقدار بیشینه تابع جریان افزایش یافته است. وقتی که فاصله مانع‌ها از هم کم است، گردابه تشکیل شده در درون محفظه نمی‌تواند فضای بین دو مانع را در بر بگیرد. اما با افزایش فاصله مانع‌ها، گردابه فضای بین مانع‌ها را نیز در بر می‌گیرد و مقدار بیشینه تابع جریان افزایش می‌یابد. وقتی که مانع‌ها به دیوارهای عایق افقی خیلی نزدیک می‌شوند، اصولاً دیگر به عنوان مانع در برابر جریان عمل نمی‌کنند، بلکه در این حالت شبیه آن است که قسمتی از دیوارهای عایق افقی به دیوار دما ثابت تبدیل شده‌اند و انتظار می‌رود که هم به دلیل تقویت جابجایی طبیعی و هم به دلیل تغییر شرط مرزی روی قسمتی از دیوارهای افقی، نرخ انتقال حرارت افزایش یابد.

در شکل 14، خطوط هم‌دما برای $Ra = 10^5$ و $B = 0.2$ در سه موقعیت مختلف برای مانع‌ها ($D = 0.1, 0.4, 0.7$) برای $n = 0.8$ (بالا) و $n = 1.4$ (پایین) نشان داده شده‌اند. با توجه به این شکل دیده می‌شود که وقتی فاصله مانع‌ها از هم کم است دمای سیالی که در فضای بین دو مانع قرار گرفته است با دمای مانع‌ها برابر است. همچنین با توجه به شکل خطوط هم‌دما برای $n = 0.8$ جابجایی بیشترین نقش را در انتقال حرارت دارد، در حالی که برای $n = 1.4$ هدایت و جابجایی توأماً در انتقال حرارت نقش ایفا می‌کنند.

در شکل 15 تغییرات عدد نوسلت متوسط بر حسب فاصله مانع‌ها از یکدیگر در $Ra = 10^5$ و $B = 0.2$ برای $n = 0.8$ و $n = 1.4$ نشان داده شده است. همان‌طور که از شکل 13 نیز پیداست، افزایش فاصله مانع‌ها



شکل 11 خطوط جریان در سه طول مختلف برای مانع‌ها و در $n = 0.8$ (بالا) و $n = 1.4$ (پایین)، $(Ra = 10^5, D = 0.3)$



شکل 12 خطوط هم‌دما در سه طول مختلف برای مانع‌ها و در $n = 0.8$ (بالا) و $n = 1.4$ (پایین)، $(Ra = 10^5, D = 0.3)$

نمایی با افزایش طول مانع‌ها با وجود اینکه جابجایی طبیعی ضعیف‌تر می‌شود اما نسبت عدد نوسلت متوسط افزایش می‌یابد. در این حالت با افزایش طول مانع‌ها خطوط هم‌دما به سمت راست منتقل می‌شوند و دمای سیالی که در فضای بین و اطراف مانع‌ها قرار گرفته است تقریباً با دمای دیوار گرم برابر است. با این توضیحات این‌طور می‌توان تصور کرد که با افزایش طول مانع‌ها فاصله بین دیوار سرد و ناحیه‌ای که سیال گرم در آن قرار دارد کاهش می‌یابد و با توجه به اینکه قسمت قابل توجه حرارت توسط هدایت از دیوار گرم به دیوار سرد منتقل می‌شود، بنابراین با افزایش طول مانع‌ها عدد نوسلت متوسط افزایش می‌یابد.

در $Ra = 10^5$ جابجایی طبیعی نسبتاً قوی است. در این حالت وجود مانع‌ها، به ویژه برای $n = 1.4$ ، جابجایی طبیعی را به مقدار قابل ملاحظه‌ای تضعیف می‌کند. بنابراین نسبت عدد نوسلت متوسط کوچک‌تر از یک است. از آنجاییکه در این عدد رایلی نیز بخشی از حرارت توسط مکانیزم هدایت منتقل می‌شود، بنابراین با افزایش طول مانع‌ها، نسبت عدد نوسلت متوسط افزایش می‌یابد.

3-6- اثر فاصله مانع‌ها از یکدیگر

در شکل 13، خطوط جریان برای $Ra = 10^5$ و $B = 0.2$ در سه موقعیت مختلف برای مانع‌ها ($D = 0.1, 0.4, 0.7$) برای $n = 0.8$ (بالا) و $n = 1.4$ (پایین) نشان داده شده‌اند.

برای $n = 0.8$ خطوط جریان در کنار دیوارهای سرد و گرم متراکم

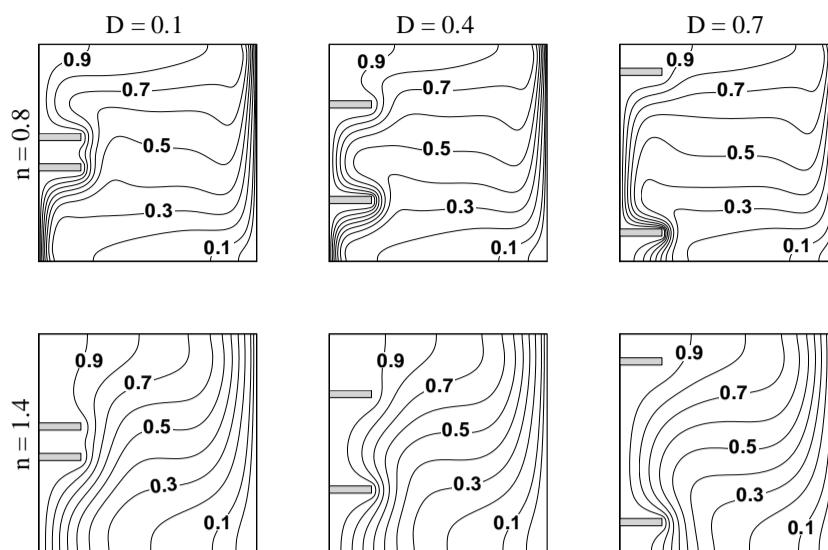
محفظه می‌شود و این سبب می‌شود که نرخ انتقال حرارت افزایش یابد. تقویت جابجایی طبیعی ناشی از افزایش عدد رایلی در مقادیر $n < 1$ چشمگیرتر بود.

2. کاهش شاخص تابع نمایی، سبب کاهش لزجت ظاهری سیال می‌شود و جابجایی طبیعی در داخل محفظه را تقویت می‌کند. این سبب افزایش سرعت جریان و نرخ انتقال حرارت می‌شود. تقویت جابجایی طبیعی در داخل محفظه ناشی از کاهش n ، در اعداد رایلی بالا قابل ملاحظه است.

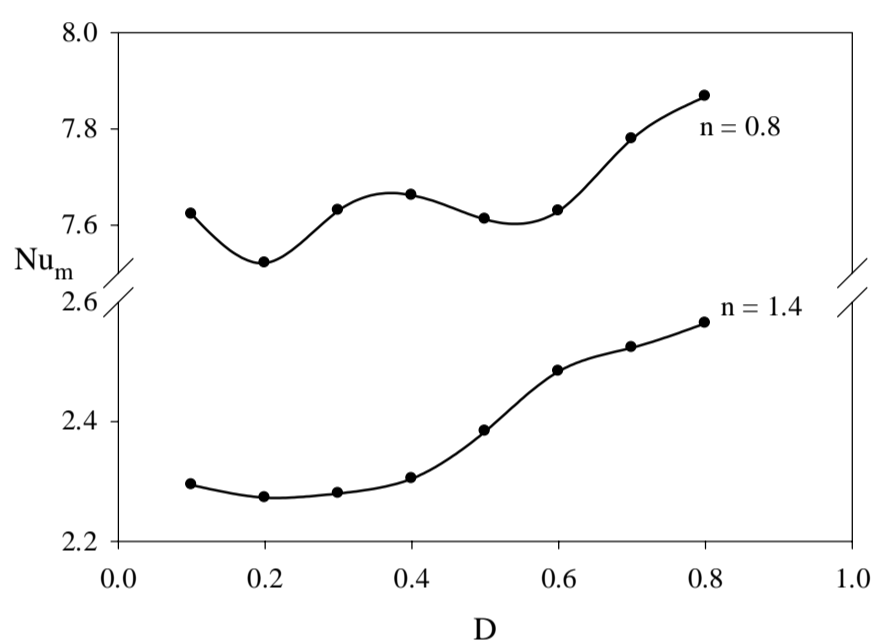
3. عدد نوسلت متوسط برای سیالات رقیق برشی نسبت به سیال نیوتنی افزایش و برای سیالات غلیظ برشی نسبت به سیال نیوتنی کاهش می‌یابد. تغییرات عدد نوسلت متوسط در محدوده $n < 1$ ، بیشتر متأثر از تغییرات n می‌شود.

4. افزایش طول مانع‌ها از یک طرف جابجایی طبیعی را تضعیف می‌کند و از طرف دیگر انتقال حرارت هدایتی را افزایش می‌دهد. بنابر این در اعداد رایلی پایین افزایش طول مانع‌ها باعث بهبود عملکرد حرارتی می‌شود و در اعداد رایلی بالا وجود مانع‌ها، به ویژه برای سیالات غلیظ برشی سبب می‌شود که عدد نوسلت متوسط نسبت به حالت بدون مانع کمتر شود.

5. با افزایش فاصله مانع‌ها از یکدیگر، گردابه تولید شده در داخل محفظه تقویت می‌شود و به طور کلی نرخ انتقال حرارت با افزایش فاصله مانع‌ها از یکدیگر بهبود می‌یابد.



شکل 14 خطوط هم‌دما در سه موقعیت مختلف برای مانع‌ها و در $n = 0.8$ (بالا) و $n = 1.4$ (پایین)، ($Ra = 10^5, B = 0.2$)



شکل 15 تغییرات عدد نوسلت متوسط بر حسب فاصله مانع‌ها از یکدیگر در $(Ra = 10^5, B = 0.2), n = 0.8, 1.4$

جابجایی طبیعی را تقویت می‌کند. بنابراین با افزایش فاصله مانع‌ها از یکدیگر، روند کلی تغییرات عدد نوسلت متوسط افزایشی است. وقتی که فاصله مانع‌ها از هم کم است، گردابه به فضای بین مانع‌ها راه پیدا نمی‌کند. با افزایش فاصله مانع‌ها از یکدیگر، گردابه هم فضای بین مانع‌ها و هم فضای اطراف مانع‌ها را در بر می‌گیرد. چنانچه فاصله مانع‌ها از یک مقدراری بیشتر شود، گردابه به فضای بالای مانع بالایی و زیر مانع پایینی راه پیدا نمی‌کند. بنابراین برای $n = 0.8$ که جابجایی طبیعی در داخل محفظه قابل ملاحظه است، با افزایش فاصله مانع‌ها از یکدیگر تغییرات عدد نوسلت پریودیک است ولی روند کلی آن افزایش است.

7- نتیجه‌گیری

در این تحقیق جابجایی آزاد سیال غیرنیوتنی در یک محفظه مربعی شکل با وجود دو مانع بر روی دیوار گرم سمت چپ محفظه به روش عددی بررسی شد. سیال غیرنیوتنی در نظر گرفته شده از نوع مدل توانی بود. با حل عددی معادلات حاکم، تأثیر پارامترهای عدد رایلی، شاخص تابع توانی، طول مانع‌ها و فاصله مانع‌ها از یکدیگر بر روی میدان‌های جریان و دما و نرخ انتقال حرارت بررسی شد. بر اساس نتایج بدست آمده، نتیجه‌گیری می‌شود که:

1. افزایش اعداد رایلی باعث تقویت جابجایی طبیعی در درون

8- فهرست علائم

b	طول مانع‌ها (m)
B	طول بی‌بعد مانع‌ها
d	فاصله مانع‌ها از یکدیگر (m)
D	فاصله بی‌بعد مانع‌ها از یکدیگر
D_{ij}	نرخ تانسور کرنش (s^{-1})
g	شتاب جاذبه (ms^{-2})
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی ($Wm^{-2}K^{-1}$)
k	ضریب انتقال حرارت هدایتی ($Wm^{-1}K^{-1}$)
K	ضریب سازگاری (Pas^n)
L	طول محفظه (m)
n	شاخص تابع نمایی
Nu	عدد نوسلت موضعی
Nu_m	عدد نوسلت متوسط
p	فشار سیال (Pa)
\bar{p}	فشار تعدیل شده ($p + \rho gy$)
P	فشار بی‌بعد
Pr	عدد پرانتل
Ra	عدد رایلی
T	دما (K)
u, v	مؤلفه‌های افقی و عمودی سرعت (ms^{-1})
U, V	مؤلفه‌های افقی و عمودی سرعت بی‌بعد
w	ضخامت مانع‌ها (m)
W	ضخامت بی‌بعد مانع‌ها
x, y	مختصات کارتزین (m)

- orthogonal heated baffles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, pp. 1830–1837, 2008.
- [10] H. Khorasanizadeh, J. Amani, M. Nikfar, Numerical investigation of Cu-water nanofluid natural convection and entropy generation within a cavity with an embedded conductive baffle, *Scientia Iranica F*, Vol. 19, No. 6, pp. 1996–2003, 2012.
- [11] M. Davoodian, A. Raisi, The effect of magnetic field on the natural convection of a nanofluid in a square enclosure with a membrane separator in the middle, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 5, pp. 111–120, 2014. (In Persian فارسی)
- [12] F. Garoosi, G. Bagheri, F. Talebi, Numerical simulation of natural convection of nanofluids in a square cavity with several pairs of heaters and coolers (HACs) inside, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 67, pp. 362–376, 2013.
- [13] M. Davoudian, A. Arab Solghar, Natural convection heat transfer in a square cavity containing a nanofluid with a baffle under a magnetic field, *Heat Transfer Research*, Vol. 45, pp. 725–748, 2014.
- [14] H. Ozoe, S.W. Churchill, Hydrodynamic stability and natural convection in Ostwald–de Waele and Ellis fluids: the development of a numerical solution, *AIChE Journal*, Vol. 18, pp. 1196–1207, 1972.
- [15] G.B. Kim, J. M. Hyun, H. S. Kwak, Transient buoyant convection of a power-law non-Newtonian fluid in an enclosure, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 3605–3617, 2003.
- [16] M. Lamsaadi, M. Naimi, M. Hasnaoui, Natural convection heat transfer in shallow horizontal rectangular enclosures uniformly heated from the side and filled with non-Newtonian power law fluids, *Energy Conversion Management*, Vol. 47, pp. 2535–2551, 2006.
- [17] M. Lamsaadi, M. Naimi, M. Hasnaoui, M. Mamou, Natural Convection in a Tilted Rectangular Slot Containing Non-Newtonian Power-Law Fluids and Subject to a Longitudinal Thermal Gradient, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, Vol. 50, pp. 561–583 2006.
- [18] O. Turan, A. Sachdeva, N. Chakraborty, R. J. Poole, Laminar natural convection of power-law fluids in a square enclosure with differentially heated side walls subjected to constant temperatures, *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, Vol. 166, pp. 1049–1063, 2011.
- [19] P. Ternik, R. Radolf, Laminar natural convection of non-Newtonian nanofluid in a square enclosure with differentially heated side walls, *International Journal of Simulation Modelling*, Vol. 12, pp. 5–16, 2013.
- [20] O. Turan, A. Sachdeva, R.J. Poole, N. Chakraborty, Aspect ratio and boundary conditions effects on laminar natural convection of power-law fluids in a rectangular enclosure with differentially heated side walls, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 60, pp. 722–738, 2013.
- [21] G.H.R. Kefayati, Simulation of magnetic field effect on natural convection of non-Newtonian power-law fluids in a sinusoidal heated cavity using FDLBM, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, pp. 139–153, 2014.
- [22] G.H.R. Kefayati, Mesoscopic simulation of mixed convection on non-Newtonian nanofluids in a two sided lid-driven enclosure, *Advanced Powder Technology*, Vol. 26, pp. 576–588, 2015.
- [23] Z. Alloui, P. Vasseur, Natural convection of Carreau–Yasuda non-Newtonian fluids in a vertical cavity heated from the sides, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 84, pp. 912–924, 2015.
- [24] R.P. Chhabra, J.F. Richardson, *Non-Newtonian Flow and Applied Rheology: Engineering Applications*, second ed., Butterworth-Heinemann, Oxford, 2008.
- [25] S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation, Taylor and Francis Group, New York, 1980.

X, Y مختصات بی بعد

علائم یونانی

α ضریب نفوذ حرارتی (m^2s^{-1})

β ضریب انبساط حرارتی (K^{-1})

τ_{ij} تانسور تنش (Nm^{-2})

θ دمای بی بعد

μ لزجت دینامیکی (Nsm^{-2})

μ_a^* لزجت ظاهری بی بعد

ρ چگالی سیال (kgm^{-3})

ψ تابع جریان بی بعد

زیر نویس ها

a ظاهری

c سرد

h گرم

m متوسط

9- مراجع

- [1] G. de Vahl Davis, Natural convection of air in a square cavity: a bench mark numerical solution, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, Vol. 3, No. 3, pp.249–264, 1983.
- [2] S. Ostrach, Natural convection in enclosures, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 110, pp. 1175–1190, 1988.
- [3] O. Aydın, A. Unal, T. Ayhan, Natural convection in rectangular enclosures heated from one side and cooled from above, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 2345–2355, 1999.
- [4] T. Saitoh, K. Hirose, High-accuracy bench mark solutions to natural convection in a square cavity, *Computational Mechanics*, Vol. 4, pp. 417–427, 1989.
- [5] M. Nazari, S. Ramzani, Natural Convection in a Square Cavity with a Heated Obstacle Using Lattice Boltzmann Method, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 11, No. 2, pp. 119–133, 2011. (In Persian فارسی)
- [6] Y. S. SUN, A. F. EMERY, Effects of wall conduction, internal heat sources and an internal baffle on natural convection heat transfer in a rectangular enclosure, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, No. 4, pp. 915–929, 1997.
- [7] S. H. Hussain, M. Y. Jabbar, A. S. Mohamad, Influence of presence of inclined centered baffle and corrugation frequency on natural convection heat transfer flow of air inside a square enclosure with corrugated side walls, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 50, pp. 1799–1808, 2011.
- [8] S. Saravanan, A.R. Vidhya kumar, Natural convection in square cavity with heat generating baffles, *Applied Mathematics and Computation*, Vol. 244, pp. 1–9, 2014.
- [9] P. Kandaswamy, J. Lee, A.K. Abdul Hakeem, S. Saravanan, Effect of baffle–cavity ratios on buoyancy convection in a cavity with mutually