

## انتقال حرارت جابجایی آزاد در یک محفظه مورب مانع دار با گرمایش موضعی

پرنیان صفائی<sup>۱</sup>، بهزاد قاسمی<sup>۲</sup> و امیر خرم مبارکه<sup>۳</sup>  
Nazpar\_safaie@yahoo.com

### چکیده

در این مقاله جریان جابجایی آزاد آرام در یک محفظه شیبدار دارای پله بررسی شده است. یک دیواره این محفظه در دمای سرد و دیواره مقابل دارای منبع حرارتی دما ثابت است. سایر دیواره های محفظه آدیاباتیک است. یک پله عایق نیز بر روی دیواره پایینی محفظه وجود دارد. هدف از این بررسی، پیش بینی اثر عدد رایلی، شیب محفظه، ابعاد پله، و موقعیت منبع گرمازا بر میدان جریان و دما و نرخ انتقال حرارت می باشد. جهت این بررسی، معادلات دو بعدی بقاء جرم، مومنتم، و انرژی، از روش اختلاف محدود مبتنی بر حجم کنترل و الگوریتم سیمپل حل شده اند. نتایج نشان دهنده تاثیر ناچیز شیب محفظه، ارتفاع پله و موقعیت منبع حرارتی در اعداد رایلی کوچک است. این در حالی است که در اعداد رایلی بزرگ عوامل فوق تاثیر بسزایی بر جریان سیال و نرخ انتقال حرارت از محفظه دارند.

### کلیدواژه:

جابجایی آزاد- محفظه شیبدار- عدد رایلی- منبع گرمازا

۱- کارشناس ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، مدعو دانشگاه آزاد اسلامی واحد شهر مجلسی

۲- دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه شهرکرد

۳- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، کارشناس شرکت صنایع هواپیماسازی ایران

## ۱- مقدمه

سالهاست، جابجایی آزاد در محفظه های مستطیلی گرم شده، بطور چشمگیری مورد توجه محققین واقع شده است. این توجه به دلیل کاربردهای فراوان جابجایی آزاد در زمینه های مختلف مهندسی همچون کلکتورهای خورشیدی، عایقهای حرارتی، راکتورهای هسته ای، سیستم های بهبود گرما، طراحی حرارتی ساختمانها، تهویه هوا در محیطهای بسته، خنک کاری تجهیزات الکترونیکی، رشد کریستالها، هوانوردی، کاربردهای شیمیایی، و ساخت نیمه هادی ها است.

از جمله کارهای دقیق اولیه می توان به بررسی های سایتو و هیروس [۱]، و دوهل دیویس [۲]، اشاره نمود. این محققین جابجایی آزاد در یک محفظه مربعی با دیواره های افقی عایق و دیواره های عمودی در دو دمای ثابت و متفاوت را به روش عددی حل نموده اند. در این مقالات با استفاده از روشهای برون یابی جوابهای دقیقی ارائه شده است که امروزه جهت کنترل جوابهای کدهای کامپیوتری در مسائل جابجایی آزاد استفاده می شوند. در سالهای بعد مطالعات بر روی محفظه هایی که از دیواره های پایینی نیز گرم می شدند، انجام گرفت، که از جمله می توان به کارهای تورنس [۳] و فوزگی و فاروک [۴] اشاره نمود. در این مطالعات جابجایی آزاد از محفظه های مربعی طبقه بندی شده که از وجه پایینی بصورت موضعی گرم می شدند، بررسی شده است. دنگ و همکارانش [۵]، جابجایی آزاد سیال آرام در محفظه مستطیلی با منابع حرارتی مجزا بر روی دیواره را، مورد مطالعه قرار داده اند. آنها نشان دادند که بطور کلی نقش منابع حرارتی دما ثابت از منابع شار حرارتی ثابت، بیشتر است. نیدبادوی و همکارانش [۶]، جابجایی آزاد را در محفظه مستطیلی با دیواره جانبی گرم، در نه موقعیت مختلف منبع حرارتی، مورد بررسی قرار داده اند. ناحیه گرم در بالا، وسط، و پایین محفظه واقع شده و موقعیت ناحیه سرد نیز از پایین تا بالای محفظه تغییر می کند، تا بیشترین و کمترین مقدار انتقال حرارت مشخص گردد. وی دریافت که نرخ انتقال حرارت زمانی که ناحیه حرارتی در جهت پایین به بالای محفظه قرار دارد، بیشتر است و هنگامی که موقعیت ناحیه گرم برای یک ناحیه سرد ثابت، تغییر می کند، تغییر مشهودی در نرخ انتقال حرارت مشاهده نمی شود. علاوه بر اینکه اگر ناحیه سرد در بالای محفظه واقع شود، نرخ انتقال حرارت افزایش چشمگیری دارد.

همچنین، مطالعات گوناگونی در زمینه جابجایی آزاد در محفظه های شیبدار گزارش شده است. این تحقیقات نشان داده اند که شیب محفظه تاثیر قابل ملاحظه ای بر حرکتها، سیال و پارامترهای انتقال حرارت دارد. به عنوان مثال، در پروسه های رشد کریستال

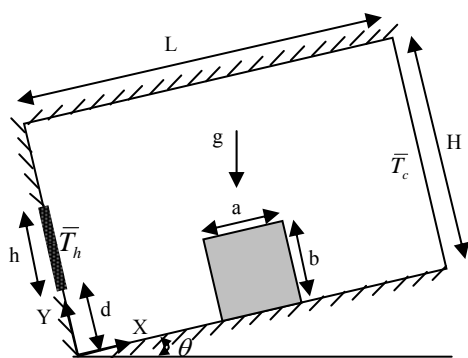
ناشی از ذوب، مارکهام و رزنبرگر [۷] نشان داده اند که نرخ انتقال حرارت بیشتر زمانی حاصل می شود که محفظه شیبدار گردد. لاک و فو [۸]، ثابت کرده اند که بیشترین انتقال حرارت در یک لوله مبدل حرارتی، را زمانی می توان بدست آورد که بطور بهینه شیبدار گردد. نتایج مشابهی در خصوص اثر شیب محفظه در انتقال حرارت جابجایی آزاد را می توان در کارهای دلگادوبوسکالیونی و کرسپو [۹]، ریتز و شنگ [۱۰]، کریزر و راهال [۱۱]، و راتوس [۱۲]، مشاهده نمود. اخیراً، رحمان و شریف [۱۳] مطالعات عددی بر جابجایی آزاد در محفظه های مستطیلی شیبدار با نسبت وجه های مختلف، انجام داده اند. ایشان دریافتند که در محفظه های مربعی با طول و عرض برابر در یک شیب مشخص، انتقال حرارت جابجایی دیواره های سرد و گرم بیشترین مقدار را دارد. این در حالی است که در محفظه های با نسبت طول به عرض زیاد، همواره با افزایش شیب انتقال حرارت افزایش می یابد. امین الساداتی و قاسمی [۱۴] نیز، جابجایی آزاد در محفظه شیبدار که دو دیواره مجاور آن در دو دمای مختلف بود را مورد مطالعه قرار دادند. ایشان دریافتند که تاثیر زاویه محفظه در اعداد رایلی کم بر خطوط جریان و دما ناچیز می باشد و در اعداد رایلی بزرگ، جابجایی آزاد در محفظه بطور قابل ملاحظه ای افزایش می یابد. در تمامی اعداد رایلی، دمای متوسط محفظه با افزایش زاویه محفظه، تا یک مقدار ماکزیمم، افزایش یافته و پس از آن کاهش می یابد. لیکن نرخ کاهش دما در اعداد رایلی بزرگ، مشهودتر است. ایشان همچنین نشان دادند که برای اعداد رایلی بزرگ، زاویه محفظه بهینه ای وجود دارد که نرخ انتقال حرارت را ماکزیمم می کند.

در سالهای اخیر، در بررسی کاربردهای مختلف در این زمینه، مطالعه در مورد انتقال حرارت جابجایی آزاد در محفظه های جز بندی شده (پله دار) بسیار مورد توجه واقع شده است. به عنوان مثال، یکی از روشهای ساده برای خارج نمودن گرمای تولید شده از المانهای یک برد مدار الکترونیکی، جابجایی آزاد است. میزان انتقال حرارت درون محفظه دستگاه را می توان با ایجاد پله هایی در آن کنترل نمود. طول، ضخامت، و محل قرارگیری این پله ها در محفظه می تواند تاثیر چشمگیری بر انتقال حرارت و جریان سیال در محفظه داشته باشد. راجی و همکارانش [۱۵] جابجایی آزاد در محفظه هایی که از زیر گرم می شدند را تحلیل نموده اند. این محفظه ها توسط پله هایی از یکدیگر مجزا شده اند. آنها دریافتند که انتقال حرارت بطور قابل ملاحظه ای از ارتفاع و تعداد پله ها تاثیر می پذیرد. داگنکین و ازتوپ [۱۶] بر روی انتقال حرارت جابجایی آزاد در محفظه با پله های گرم شده تحقیق نموده اند. آنها دریافتند که افزایش ارتفاع پله ها، عدد نوسلت متوسط را افزایش

در دمای سرد بوده و دیواره مقابل دارای منبع حرارتی دما ثابت می باشد. هدف این مساله، پیش بینی اثر شیب محفظه، ارتفاع پله، و موقعیت منبع حرارتی محفظه بر انتقال حرارت و خطوط جریان می باشد. تفاوت مسئله حاضر با مقالات قبلی فوق در این است که در اینجا گرمایش به صورت موضعی اعمال می شود. وجود منبع حرارتی متمرکز می تواند مدل مناسبتری جهت بررسی سرمایه‌های قطعات الکترونیکی باشد.

## ۲- بیان مساله

شکل (۱) نمای شماتیک و سیستم مختصاتی که مساله در آن بررسی می شود را نشان می دهد. همانطور که در شکل مشاهده می شود، محفظه مستطیلی مورد نظر، به طول  $L$  و ارتفاع  $H$ ، دارای پله ای عایق به طول  $a$  و ارتفاع  $b$  در میانه وجه پایینی می باشد. یک منبع حرارتی به ضخامت ناچیز به طول  $h$  و دمای ثابت  $T_h$ ، در وجه سمت چپ، دیده می شود که به فاصله  $d$  از وجه پایینی قرار گرفته است. وجه سمت راست در دمای سرد ثابت  $T_c$  قرار دارد. بقیه وجوه محفظه عایق و آدیاباتیک می باشند. این محفظه دو بعدی بوده و دارای شیب  $\theta$  نسبت به افق است.



شکل (۱): نمای شماتیک از مساله

کلیه محاسبات برای هوا با عدد پرانتل  $Pr = 0.72$  انجام شده است. در این محاسبات طول محفظه دو برابر ارتفاع آن،  $AR=2$ ، بوده و پله همواره در وسط دیوار پایین محفظه می باشد. طول منبع حرارتی و طول پله ثابت و برابر  $h=a=0.2H$  در نظر گرفته شده است. هدف از حل این مسئله بررسی اثر تغییر زاویه محفظه ( $0 \leq \theta \leq 90^\circ$ )، تغییر ارتفاع پله ( $0 \leq b \leq 0.2H$ )، و تغییر موقعیت منبع گرم ( $0 \leq d \leq 0.18H$ )، در اعداد رایلی مختلف بر میدان جریان، دما و نرخ انتقال حرارت از محفظه است.

داده و موقعیت پله ها نیز تاثیر بسزایی بر حرکت‌های سیال و عدد نوسلت دارد. اخیراً یوسل و ازدم [۱۷] مطالعاتی را بر روی جابجایی آزاد در محفظه های مربعی شکل جزءبندی شده انجام داده اند. بدین منظور محفظه ای با دیواره های افقی عایق، و دیواره های جانبی در دو دمای مختلف، با چند پله بر روی دیواره پایینی را مورد بررسی قرار دادند. آنها نتیجه گرفتند که تغییر عدد رایلی و افزایش ارتفاع و تعداد پله ها، منجر به تغییرات قابل ملاحظه ای در عدد نوسلت متوسط، می شود. بررسی جابجایی آزاد در محفظه های پله دار محدود به محفظه های افقی نبوده و محفظه های شیبدار پله دار نیز مورد توجه محققین قرار گرفته است. فردریک [۱۸]، جابجایی آزاد در یک محفظه مربعی مورب دارای یک پله روی دیواره سرد را بررسی نمود. وی نشان داد که پله مانع جابجایی آزاد می شود و انتقال حرارت در محفظه پله دار نسبت به محفظه ساده در یک عدد رایلی ثابت، به میزان ۴۷٪ کاهش می یابد. مزرهاب و همکارانش [۱۹]، جابجایی آزاد در محفظه مربعی مورب با چندین پله روی دیواره های سرد را بررسی نمودند. آنها مشاهده کردند که در اعداد رایلی کم ( $Ra < 10^5$ )، عدد نوسلت متوسط، در محفظه های شیبدار دارای مقدار بیشتری نسبت به محفظه های عمودی می باشد. این در حالی است که در اعداد رایلی بزرگتر رفتار متفاوتی دیده شده است. در تحقیقی مشابه، جامی و همکارانش [۲۰]، انتقال حرارت در محفظه مربعی مورب با پله های شیبدار متصل به دیواره گرم را، مورد بررسی قرار دادند. ایشان دریافتند که همواره انتقال حرارت در محفظه عمودی، نسبت به محفظه شیبدار، بیشتر است. علاوه بر این مشاهده کردند که با افزایش ارتفاع پله در محفظه شیبدار، انتقال حرارت کاهش می یابد. اخیراً عبداللطیف و همکارانش [۲۱]، جابجایی آزاد را در محفظه ای شیبدار با دو پله مورد بررسی قرار داده اند. دیواره های عمودی در دو دمای مختلف، و دیواره های افقی عایق می باشند. دو پله با فاصله مساوی بر روی دیواره پایینی واقع شده است. ایشان دریافتند که با افزایش ارتفاع پله ها، سرعت جریان در محفظه کاهش یافته و در نتیجه انتقال حرارت از دیواره کاهش می یابد. همچنین با افزایش شیب محفظه به زوایای بیشتر از ۳۰ درجه، مقدار عدد نوسلت متوسط کاهش می یابد.

علی رغم کارهای زیادی که در زمینه جابجایی آزاد حتی در محفظه های شیبدار دارای پله انجام گرفته است، به نظر می رسد هنوز به دلیل کاربردهای فراوان این پدیده کاستیهای زیادی وجود دارد. به همین دلیل کار حاضر به منظور پیشبرد تحقیقات جابجایی آزاد در محفظه های مورب پله دار معرفی و انجام گردیده است. بدین منظور محفظه شیبدار دارای پله ای را بررسی می کنیم که یک دیواره آن

که می توان روابط فوق را در معادلات مومنتم جایگزین کرد. حال برای بی بعد کردن معادلات، اعداد بدون بعد زیر را در نظر می گیریم:

$$X = \frac{x}{H}, \quad Y = \frac{y}{H}, \quad U = \frac{uH}{\alpha}, \quad V = \frac{vH}{\alpha}$$

$$T = \frac{\bar{T} - \bar{T}_c}{\bar{T}_h - \bar{T}_c} = \frac{\bar{T} - \bar{T}_c}{\Delta \bar{T}}, \quad P = \frac{\rho H^2}{\rho \alpha^2} \quad (8)$$

همچنین اعداد بدون بعد رایلی، Ra و پرانتل، Pr، بصورت زیر قابل بیان هستند:

$$Ra = \frac{g \beta \Delta \bar{T} H^3}{\nu \alpha}, \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (9)$$

با جایگذاری اعداد بدون بعد فوق در معادلات پیوستگی، مومنتم، و انرژی، معادلات بی بعد حاکم بر مساله، به صورت زیر بیان می شوند:

معادلات مومنتم در جهت X و Y:

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (10)$$

$$U \left( U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial X} + Pr \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) + Ra Pr T \sin \theta \quad (11)$$

$$U \left( U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial Y} + Pr \left( \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + Ra Pr T \cos \theta \quad (12)$$

معادله انرژی:

$$U \frac{\partial T}{\partial X} + V \frac{\partial T}{\partial Y} = \left( \frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} \right) \quad (13)$$

به منظور بررسی تاثیر پارامترهای مختلف بر رفتار حرارتی سیال، عدد نوسلت موضعی به کمک اعداد بدون بعد، بدین صورت قابل تعریف است:

$$Nu = \frac{\partial T}{\partial X} \quad (14)$$

که با انتگرالگیری از رابطه فوق روی منبع گرم و یا دیواره سرد می توان عدد نوسلت متوسط،  $Nu_m$ ، روی آنها را محاسبه نمود. در حل معادلات ۱۰ الی ۱۳ با توجه به شرط عدم لغزش روی دیواره ها  $U=V=0$  به عنوان شرط مرزی هیدرودینامیکی و  $T=0$

### ۳- معادلات حاکم بر مساله

کل دامنه حل در یک دستگاه کارتزین دو بعدی (x,y) مورد بررسی قرار می گیرد. معادلات به کار گرفته شده در مساله به شرح زیر می باشد:

پیوستگی:

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

معادلات مومنتم در جهت x و y:

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + \rho g_x \quad (2)$$

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

معادله انرژی:

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

در نوشتن این معادلات سیال غیر قابل تراکم، نیوتنی، لزج و دارای خواص ترمو فیزیکی ثابت فرض شده است. جریان سیال آرام و دائم فرض شده است. در معادلات مومنتم  $g_x$  و  $g_y$  مولفه های شتاب ثقل بوده و با توجه به شکل (۱) برابرند با:

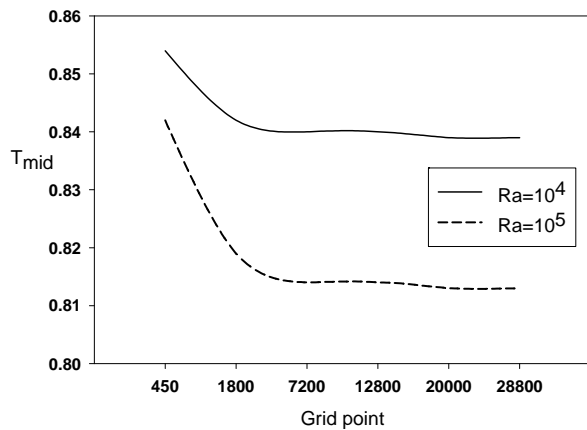
$$g_x = -g \sin \theta \quad \text{و} \quad g_y = -g \cos \theta \quad (5)$$

معادلات مومنتم را می توان با استفاده از تقریب بوزینسک بصورت متداول تری بیان نمود. بر اساس این تقریب، چگالی سیال در تمام جمله ها به جز جمله غوطه وری ثابت است. بنابراین با تعریف فشار بصورت  $p' = p + \rho_r (g \cos \theta) y + \rho_r (g \sin \theta) x$  که چگالی سیال در دمای مبنای  $\bar{T}_r$  است، و تعریف ضریب انبساط حرارتی بصورت  $\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\rho_r - \rho}{\bar{T}_r - \bar{T}} \right)$  خواهیم داشت:

$$-\frac{\partial p}{\partial x} - \rho g \sin \theta = -\frac{\partial p'}{\partial x} + g \sin \theta \rho \beta (\bar{T} - \bar{T}_r) \quad (6)$$

$$-\frac{\partial p}{\partial y} - \rho g \cos \theta = -\frac{\partial p'}{\partial y} + g \cos \theta \rho \beta (\bar{T} - \bar{T}_r) \quad (7)$$

که دمای دیواره سرد  $\bar{T}_c$ ، را به عنوان  $\bar{T}_r$  مرجع در نظر می گیریم.

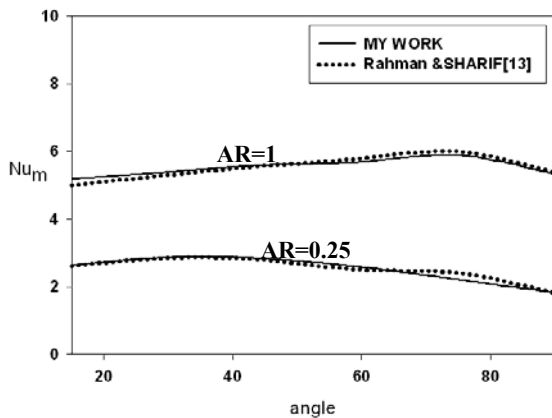


شکل(۳): تاثیر تعداد شبکه بر دمای مرکز محفظه

همان گونه که در شکل‌های فوق مشاهده می شود شبکه های با تعداد گره های بیشتر از ۷۲۰۰، تغییر قابل توجهی در مقدار پارامترهای مذکور، ندارند. لذا با توجه به زمان اجرای برنامه شبکه یکنواخت ۶۰×۱۲۰ برای اجراهای مختلف برنامه انتخاب گردید.

#### ۵- نتایج

قبل از استخراج نتایج مساله حاضر لازم است که درستی کد کامپیوتری تهیه شده بررسی شود. بدین منظور ابتدا جابجایی آزاد در محفظه با دیواره های عمودی در دو دمای متفاوت حل گردید و دیده شد که نتایج آن با دقت بالایی با مراجع [۱ و ۲] همخوانی داشت. سپس کد حاضر با شرایط مقاله رحمان و شریف [۱۳]، که جابجایی آزاد در یک محفظه مورب است، اجرا شد که نتایج آن در شکل ۴ با یکدیگر مقایسه شده است. همان طور که دیده می شود اختلاف ها ناچیز و در حد قابل قبول است.



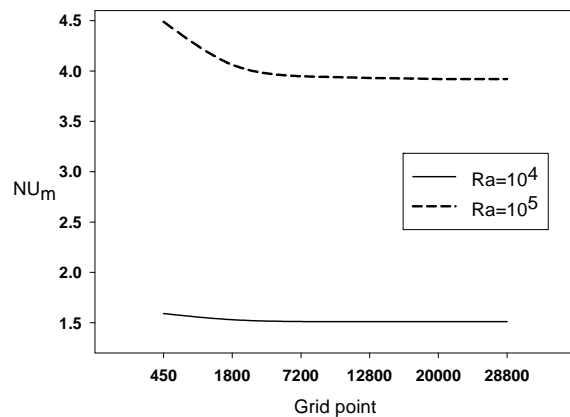
شکل(۴): مقایسه پروژه حاضر با کار رحمان و شریف [۱۳] در تاثیر نسبت مساحت و زاویه محفظه بر عدد نوسلت

روی دیواره سرد،  $T=1$ ، روی منبع گرم و  $\frac{\partial T}{\partial N}$  که  $N$  مختصه بی بعد عمود بر دیواره ( $X$  یا  $Y$ ) می باشد، به عنوان شرایط مرزی حرارتی استفاده شده است. لازم به ذکر است که با توجه به اینکه کل دامنه حل یکجا حل می شود، پله بصورت یک سیال با لزجت بی نهایت مدل شده است و ضریب هدایت آن نیز صفر در نظر گرفته می شود. بدین ترتیب سرعتها در آن صفر شده و عایق خواهد شد.

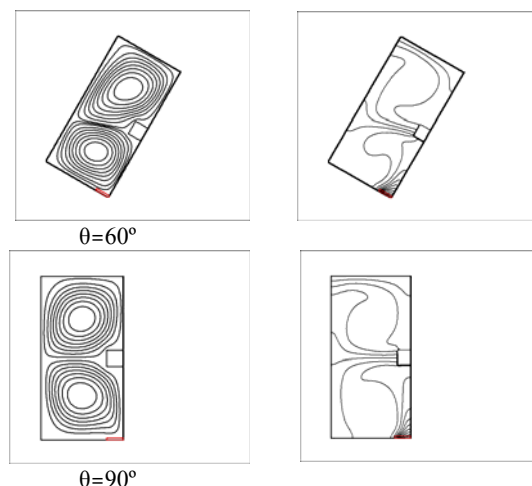
#### ۴- روش حل عددی

برای حل عددی معادلات ۱۰ الی ۱۳، از روش اختلاف محدود مبتنی بر حجم کنترل و الگوریتم معروف سیمپل استفاده می شود. اساس این روش در انتگرال گیری از معادله دیفرانسیل بر روی حجم کنترل (شبکه) استوار بوده و در آن از پروفیل های مختلف در بین نقاط شبکه در محاسبات انتگرال کمک گرفته می شود. به این منظور دامنه حل را به یک سری حجم کنترل که در هر حجم کنترل یک نقطه شبکه قرار دارد تقسیم کرده و به کمک انتگرال گیری معادله دیفرانسیل را جبری می کنیم. [۲۲] برای حل معادلات جبری حاصل برنامه ای به زبان فرترن تهیه شده و اجراهای برنامه انجام شده است.

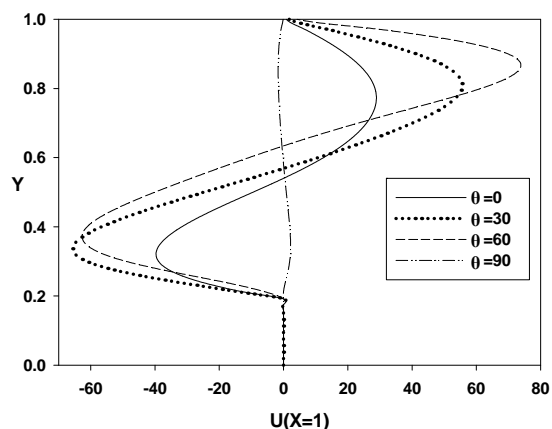
برای انتخاب شبکه مناسب عدد نوسلت متوسط منبع گرم و دمای بی بعد در نقطه میانی محفظه به ازای شبکه های مختلف محاسبه شده اند. شکل (۲) تاثیر تعداد نقاط شبکه را بر عدد نوسلت متوسط، و شکل (۳) تاثیر تعداد نقاط شبکه را بر دمای مرکز محفظه نشان می دهد. این محاسبات برای محفظه افقی،  $\theta=0$ ، به ازای  $d=0$ ،  $h=a=b=0.2H$  و دو مقدار عدد رایلی آورده شده است.



شکل(۲): تاثیر تعداد شبکه بر عدد نوسلت متوسط

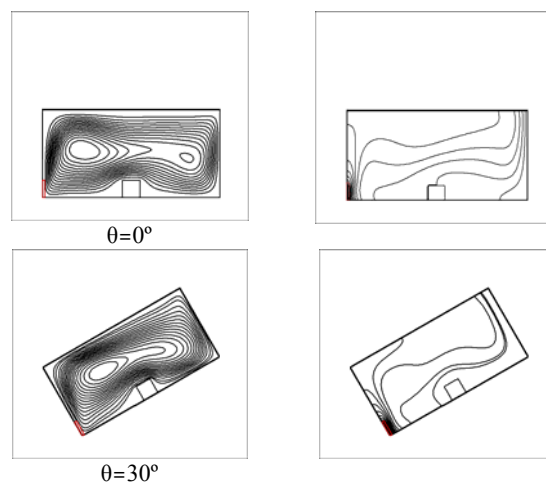
شکل (۵): تاثیر زاویه شیب محفظه بر خطوط جریان و هم دما در  $Ra = 10^5$ 

برای درک بهتر تغییرات جریان در محفظه، در شکل های (۶) و (۷)، تغییرات مولفه های سرعت های  $U$  و  $V$  در سطوح میانی محفظه، به ازای زوایای مختلف محفظه و  $Ra=10^5$ ، آورده شده است. همان گونه که در این شکلها دیده می شود، با افزایش شیب محفظه تا زاویه  $60^\circ$  درجه، مقدار سرعت  $U$  افزایش می یابد. در زاویه  $90^\circ$  درجه، مقدار سرعت  $U$  کاهش یافته و جهت پروفیل سرعت نیز برعکس شده است. روند تغییرات سرعت  $V$  نیز در زاویه  $90^\circ$  درجه متفاوت با بقیه زوایای محفظه می باشد. ظاهر شدن دو گردابه مجزا با جهت چرخش خلاف در زاویه  $90^\circ$  درجه محفظه که در شکل (۵) به آن اشاره شد، علت این تغییر جهت می باشد. در کلیه زوایای محفظه، پروفیل سرعت  $U$  نسبت به مرکز محفظه تقریباً متقارن است، که به علت وجود شرایط متقارن در ارتفاع محفظه از بالای پله تا دیواره عایق بالایی می باشد. در حالیکه هیچگونه تقارنی در پروفیل سرعت  $V$  نسبت به مرکز محفظه دیده نمی شود، این امر نیز نشان دهنده وجود شرایط نامتقارن در طول محفظه است.

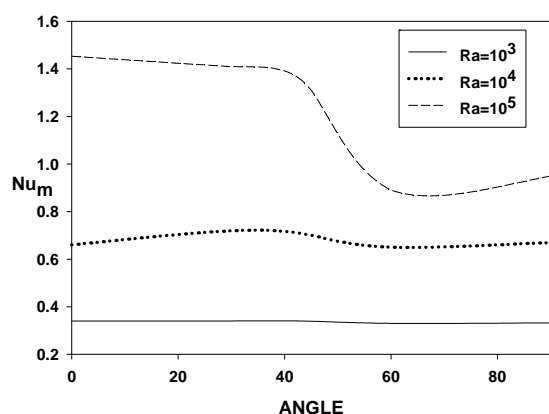
شکل (۶): پروفیل سرعت  $U$  در سطح میانی محفظه برای زوایای مختلف

### ۵-۱- بررسی اثر شیب محفظه

پس از اطمینان از عملکرد برنامه کامپیوتری به بررسی اثر شیب محفظه بر حرکت های جریان و نرخ انتقال حرارت می پردازیم. بدین منظور برای پله به ارتفاع  $b=0.2H$ ، در حالتی که منبع گرمازا در پایین محفظه است ( $d=0$ ) زاویه  $\theta$  را تغییر می دهیم. شکل (۵) تاثیر زاویه شیب محفظه را بر خطوط جریان و هم دما برای  $Ra = 10^5$  نشان می دهد. همان گونه که در شکل دیده می شود، در محفظه بدون شیب ( $\theta=0^\circ$ )، گردابه بزرگی کل محفظه را پوشانده و دو گردابه چرخشی کوچک در مرکز و در دو طرف پله وجود دارد که گردابه ای که در سمت دیواره گرم دیده می شود بزرگتر و قویتر است. هنگامی که محفظه شیب پیدا می کند، گردابه اصلی ایجاد شده در محفظه به سمت دیواره گرم کشیده می شود، گردابه کوچک سمت راست از بین رفته و گردابه سمت چپ تقویت شده و به گردابه اصلی می پیوندد. پس از آن همان طور که در زاویه  $60^\circ$  درجه دیده می شود گردابه بزرگ تفکیک شده و دو گردابه مجزا با جهت چرخش خلاف تقریباً در دو ناحیه محفظه ظاهر می شود. در زاویه  $90^\circ$  درجه دو گردابه کاملاً در دو ناحیه محفظه گسترش می یابند. در محفظه بدون شیب ( $\theta=0^\circ$ )، خطوط دما یکنواخت بوده و تقریباً موازی با دیواره های عایق می باشند. با افزایش شیب محفظه، با ایجاد شدن اغتشاش در مرکز محفظه، از یکنواختی خطوط همدمای در مرکز محفظه کاسته شده و در نزدیک دیواره های سرد و گرم، و اطراف پله متمرکزتر می شوند. بطور کلی می توان گفت با تغییر شیب محفظه راستای نیروی شناوری تغییر کرده و همان طور که در شکل (۵) دیده می شود، تاثیر بسزایی بر جریانهای جابجایی ایجاد شده می گذارد. انتظار می رود این تغییرات بر نرخ تبادل حرارت نیز تاثیر گذار باشد.



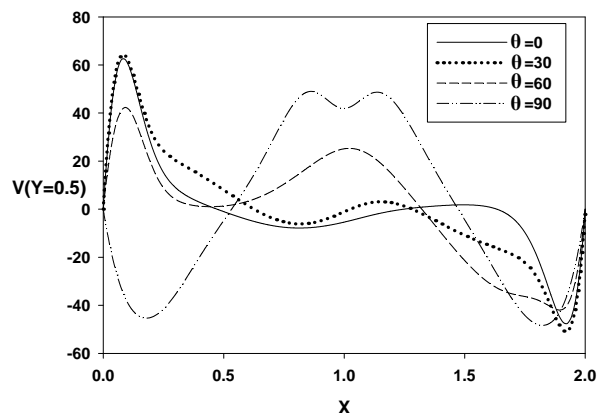
بودن مکانیزم انتقال حرارت هدایتی دارد. افزایش عدد رایلی به  $Ra=10^4$  منجر به تغییرات جزئی در عدد نوسلت می شود. در  $Ra=10^5$ ، که حرکتهای جابجایی آزاد انتقال حرارت را کنترل می کنند، تغییر شیب محفظه تا حدود زاویه ۴۵ درجه تاثیر زیادی بر عدد نوسلت، و انتقال حرارت ندارد. پس از آن افزایش زاویه تا ۶۰ درجه کاهش عدد نوسلت را به دنبال دارد. به نظر می رسد علت این کاهش، تبدیل گردابه اصلی به گردابه های مجزا، باشد (شکل ۵). از زاویه ۶۰ تا ۹۰ درجه تغییر قابل توجهی در عدد نوسلت دیده نمی شود. بطور کلی، می توان گفت که در اعداد رایلی بزرگ، افزایش شیب محفظه منجر به کاهش انتقال حرارت در آن می شود.



شکل (۹): اثر شیب بر عدد نوسلت متوسط منبع گرم در اعداد رایلی مختلف

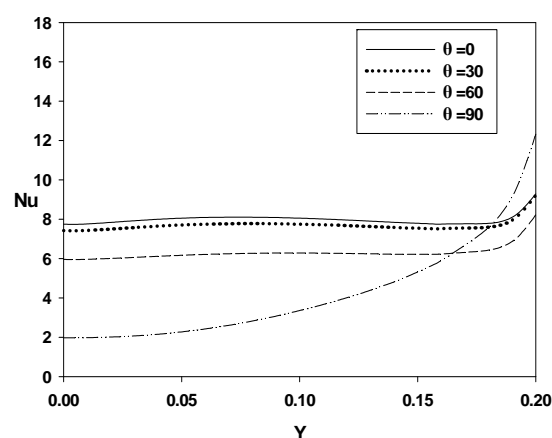
#### ۵-۲- بررسی ارتفاع پله

پس از بررسی اثر شیب محفظه، اکنون با زیاد کردن ارتفاع پله، تاثیر آن را بر پارامترهای انتقال حرارت و جریان، بررسی می کنیم. بدین منظور، با ثابت در نظر گرفتن سایر پارامترهای هندسی محفظه، ارتفاع بدون بعد پله را در اندازه های  $0/2$ ،  $0/4$ ،  $0/6$ ، و  $0/8$  تغییر می دهیم. این بررسی برای محفظه افقی ( $\theta=0$ )، و اعداد رایلی  $10^3$ ،  $10^4$ ، و  $10^5$  صورت می گیرد. شکل (۱۰) تاثیر ارتفاع پله را بر خطوط جریان و هم دما در  $Ra=10^5$  نشان می دهد. برای  $B = b/H = 0/2$  گردابه اصلی خطوط جریان با جهت ساعتگرد کل محفظه را پوشانده و دو گردابه چرخشی مجزا در ناحیه مرکزی آن به چشم می خورد. تمرکز خطوط جریان به سمت دیواره گرم است. خطوط دما در مرکز محفظه، موازی با دیواره های عایق است که نشان دهنده جریانهای قوی جابجایی می باشد. هنگامی که B افزایش می یابد، از تمرکز خطوط جریان در سمت دیواره گرم کاسته شده و جریان به سمت دیواره سرد امتداد می یابد. در این حالت، از امتداد خطوط دما به موازات دیواره های عایق در مرکز محفظه و قسمت پله، کاسته شده که می تواند نشان دهنده کم شدن جریان جابجایی و در نتیجه



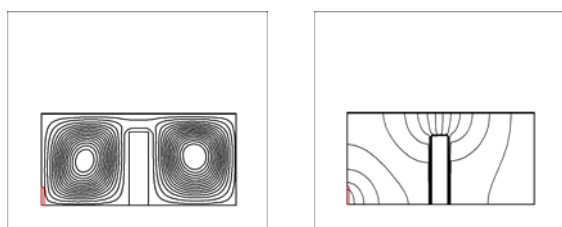
شکل (۷): پروفیل سرعت V در سطح میانی محفظه برای زوایای مختلف

شکل (۸) تغییرات عدد نوسلت موضعی دیواره گرم را، برای زوایای مختلف محفظه در  $Ra=10^5$  نشان می دهد. همان گونه که در این شکل دیده می شود، افزایش شیب محفظه منجر به کاهش عدد نوسلت می شود که به کاهش انتقال حرارت در محفظه اشاره دارد. در کلیه زوایای محفظه عدد نوسلت یکسانی در کل طول منبع حرارتی وجود دارد و تنها در ناحیه کوچکی در مجاورت منبع حرارتی با قسمت عایق دیواره، افزایش جزئی عدد نوسلت دیده می شود. (برای زاویه ۹۰ درجه، با افزایش Y، از پایین تا بالای منبع حرارتی، عدد نوسلت تدریجاً افزایش می یابد).

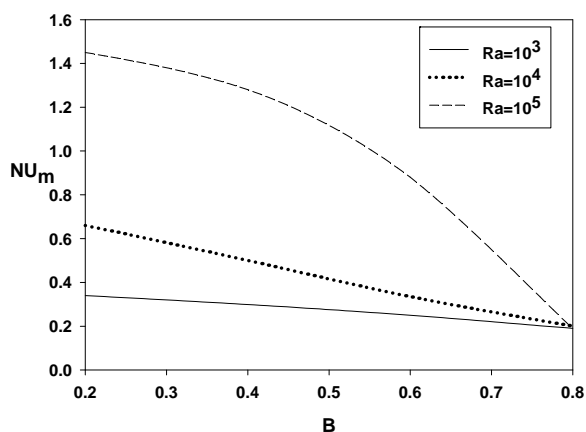


شکل (۸): تغییرات عدد نوسلت موضعی روی منبع گرم برای زوایای مختلف

شکل (۹) تاثیر افزایش شیب محفظه را بر عدد نوسلت متوسط منبع گرم، در اعداد رایلی مختلف نشان می دهد. همان طور که در این شکل دیده می شود، در  $Ra=10^3$ ، تقریباً برای همه زوایای محفظه، عدد نوسلت یکسانی وجود دارد. این امر نشان دهنده عدم تاثیر زاویه محفظه بر انتقال حرارت، در اعداد رایلی کم بوده که دلالت بر حاکم



شکل (۱۰): تاثیر ارتفاع پله بر خطوط جریان و هم دما ( $Ra = 10^5$ )



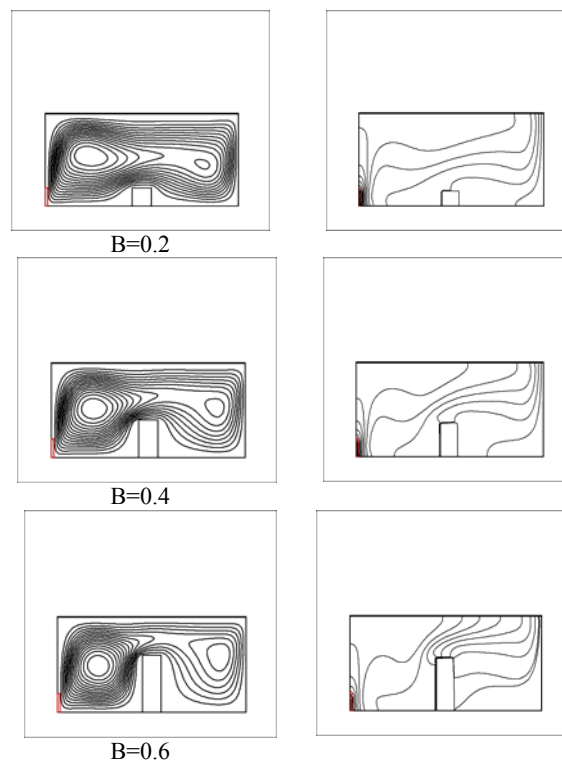
شکل (۱۱): اثر ارتفاع پله بر عدد نوسلت متوسط منبع گرم در اعداد رایلی مختلف ( $\theta=0$ )

### ۵-۳- بررسی موقعیت منبع حرارتی

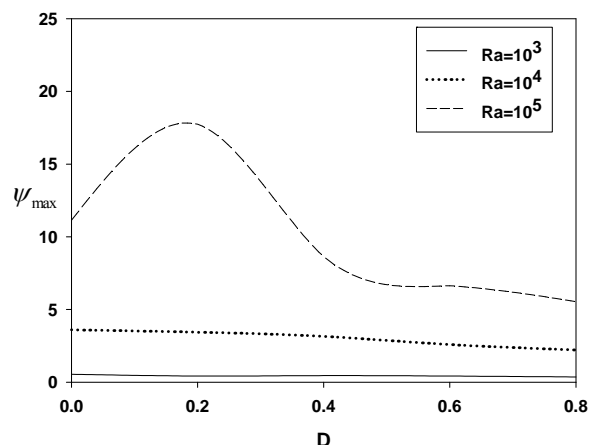
به منظور بررسی موقعیت منبع حرارتی برای ارتفاع متوسطی از پله،  $B=0/4$ ، منبع حرارتی را از پایین محفظه به سمت بالا حرکت می دهیم. محاسبات برای محفظه افقی،  $\theta=0^\circ$ ، با اعداد رایلی  $10^3$ ،  $10^4$ ، و  $10^5$  انجام می شود. شکل (۱۲) تاثیر جابجایی منبع حرارتی را بر خطوط جریان و هم دما نشان می دهد. این شکل برای فواصل مختلف  $D = d/H = 0, 0/2, 0/4, 0/6, 0/8$  رسم شده است. همان گونه که در شکل ها دیده می شود، در تمام حالت ها یک گردابه بزرگ اصلی در محفظه وجود دارد که دو گردابه چرخشی کوچک در ناحیه مرکزی آن دیده می شود. با تغییر مکان منبع حرارتی به سمت بالای محفظه، از ابعاد گردابه چرخشی کوچک سمت چپ کاسته شده، خطوط جریان به سمت دیواره سرد کشیده شده و ابعاد گردابه سمت راست بزرگتر می شود. خطوط دما نیز با افزایش فاصله منبع حرارتی از صفحه پایینی، به تدریج در امتدادی به موازات دیواره های عایق به سمت دیواره سرد متمایل و یکنواخت می شوند.

کاهش انتقال حرارت از منبع حرارتی می باشد. با افزایش ارتفاع پله به  $0/8$ ، از سرعت چرخشی جریان کاسته شده و جریانی ضعیف بطور متقارن در دو طرف پله و سمت دیواره های سرد و گرم توزیع می شود. خطوط دما در مرکز و ناحیه پله یکنواخت شده، و در جهت عمود بر دیواره های عایق شکل می گیرد. بطور کلی افزایش ارتفاع پله جلوی حرکت آزاد جریان و نفوذ آن به سمت دیگر محفظه را گرفته و منجر به سرعت چرخشی کمتر جریان شده و انتظار می رود انتقال حرارت از منبع حرارتی کاهش یابد. این نتیجه را می توان در کاهش عدد نوسلت متوسط منبع گرم در شکل (۱۱) مشاهده کرد. در این شکل علاوه بر تغییرات  $Nu_m$  با ارتفاع پله در  $Ra=10^5$ ، مقادیر نوسلت متوسط برای اعداد رایلی  $10^3$  و  $10^4$  نیز مشاهده می شود.

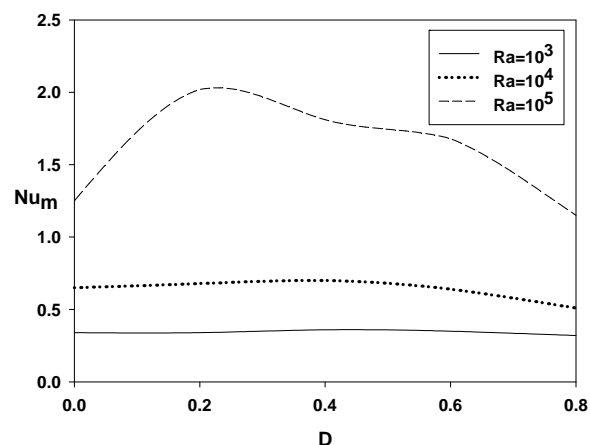
همان گونه که در این شکل دیده می شود، در همه اعداد رایلی افزایش پله منجر به کاهش عدد نوسلت متوسط شده است، لیکن در اعداد رایلی کوچک که مکانیزم هدایت حاکم است، کاهش چشمگیری مشاهده نمی شود. قابل ذکر است در حالتی که  $B=0/8$ ، عملاً ارتباط بین دو محفظه ناچیز بوده و در نتیجه حتی در اعداد رایلی بزرگ، تبادل حرارت بین دو ناحیه بیشتر بوسیله هدایت صورت گرفته و نرخ انتقال حرارت به شدت کاهش می یابد.





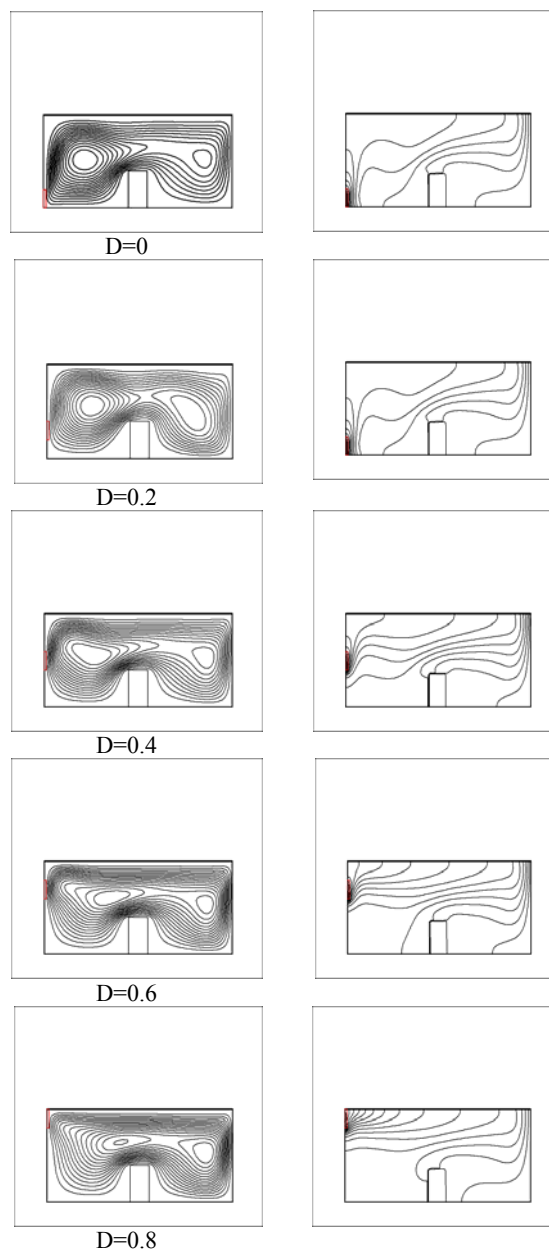


شکل (۱۳) تاثیر جابجایی منبع حرارتی بر مقدار ماکزیمم تابع جریان در محفظه افقی



شکل (۱۴) تاثیر جابجایی منبع حرارتی بر عدد نوسلت متوسط دیواره گرم برای محفظه افقی

همان گونه که در این شکلها دیده می شود، در اعداد رایلی کم، تغییر موقعیت منبع حرارتی تاثیر قابل توجهی بر ماکزیمم تابع جریان، و عدد نوسلت متوسط دیواره ندارد. با بزرگ شدن عدد رایلی در  $Ra = 10^5$ ، ماکزیمم تابع جریان، و عدد نوسلت زمانی اتفاق می افتد که منبع حرارتی در فاصله  $0/2$  از صفحه پایینی قرار گرفته است. این فاصله، مربوط به حالتی است که بالای منبع حرارتی در ارتفاع یکسانی با پله، (ارتفاع  $0/4$ ) قرار دارد. پس از این با بالا رفتن منبع حرارتی حرکتهای جابجایی آزاد با برخورد با دیواره بالایی محدود شده و از شدت تابع جریان کاسته می شود. این امر باعث کم شدن عدد نوسلت متوسط و در نتیجه نرخ تبادل حرارت است.



شکل (۱۲) تاثیر جابجایی منبع حرارتی بر خطوط جریان و هم دما

در حالتی که منبع حرارتی در بالاترین موقعیت خود قرار دارد، در فاصله بین پله و دیواره گرم، منطقه وسیعی دارای یک دمای ثابت بوده و نسبت به بقیه محفظه، به میزان کمتری تحت تاثیر شرایط محفظه قرار گرفته است.

برای پی بردن به تاثیر موقعیت منبع حرارتی بر شدت جریان جابجایی آزاد و نرخ انتقال حرارت، تغییرات ماکزیمم تابع جریان، و عدد نوسلت متوسط با موقعیت منبع، به ازای اعداد رایلی  $10^3$ ،  $10^4$  و  $10^5$  در شکل های (۱۳)، و (۱۴) رسم شده است.

		<b>۶- نتیجه گیری</b>
h	طول منبع حرارتی	در این تحقیق انتقال حرارت جابجایی آزاد در یک محفظه دو بعدی مورب با پله و گرمایش موضعی، به روش عددی بررسی شد. از بررسی های انجام شده بر روی شیب محفظه، ارتفاع پله و موقعیت منبع گرمازا در اعداد رایلی مختلف، نتایج زیر قابل جمع بندی است.
H	ارتفاع محفظه	۱- افزایش عدد رایلی عمدتاً موجب افزایش انتقال حرارت در محفظه می شود.
k	ضریب هدایت حرارتی	۲- در اعداد رایلی کوچک که مکانیزم انتقال حرارت هدایتی حاکم است تغییر شیب محفظه، افزایش ارتفاع پله و تغییر موقعیت منبع گرمازا تاثیر قابل توجهی بر انتقال حرارت ندارد.
L	طول محفظه	۳- با افزایش عدد رایلی حرکت های جابجایی آزاد تقویت شده و تاثیر پارامترهای فوق (B, θ, D) قابل توجه می شوند.
Nu	عدد نوسلت موضعی دیواره، $Nu = -\frac{\partial T}{\partial X}$	۴- در اعداد رایلی بزرگ، تغییر شیب محفظه تاثیر بسزایی در میدان جریان و نرخ انتقال حرارت دارد. در این حالت، افزایش زاویه محفظه به زوایای بزرگتر از ۴۵ درجه، منجر به کاهش قابل ملاحظه ای در عدد نوسلت و در نتیجه کاهش انتقال حرارت می شود. مقدار ماکزیمم سرعتها در سطح میانی محفظه نیز با افزایش زاویه، کاهش می یابد. لذا زاویه ۴۵ درجه، عملکرد بهتری را برای انتقال حرارت نشان می دهد.
Nu <sub>m</sub>	عدد نوسلت متوسط دیواره، $Nu_m = -\int (\frac{\partial T}{\partial X}) dy$	۵- افزایش ارتفاع پله، باعث نفوذ کمتر جریان جابجایی در ناحیه دیگر محفظه شده و نرخ انتقال حرارت را کاهش می دهد. بطوریکه در بیشترین ارتفاع پله (B=۰/۸)، کمترین مقدار عدد نوسلت و در نتیجه کمترین انتقال حرارت به چشم می خورد و افزایش عدد رایلی تاثیر چندانی بر نرخ تبادل حرارت ندارد.
Pr	عدد پرانتل، $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$	۶- در عدد رایلی $10^5$ ، Ra=۱۰ <sup>۵</sup> ، ماکزیمم تابع جریان، و عدد نوسلت زمانی اتفاق می افتد که منبع حرارتی در فاصله $D=0/2$ از صفحه پایینی قرار گرفته است. این در حالی است که کمترین مقدار تابع جریان و نرخ تبادل حرارت در $D=0/8$ دیده می شود.
$q_s''$	شار حرارتی موضعی دیواره، $q_s'' = -k \int (\frac{\partial T}{\partial X}) dy$	
Ra	عدد رایلی، $Ra = \frac{g\beta\Delta TH^3}{\nu\alpha}$	
S	جمله چشمه	
$\bar{t}$	زمان	
t	زمان بی بعد	
$\bar{T}_h$	دمای منبع حرارتی	
$\bar{T}_c$	دمای دیواره سرد	
T	دمای بی بعد	
u	مولفه سرعت در راستای X	
v	مولفه سرعت در راستای Y	
U	مولفه بی بعد سرعت در راستای X، $U = \frac{uH}{\alpha}$	
V	مولفه بی بعد سرعت در راستای Y، $V = \frac{vH}{\alpha}$	
x, y	مختصات کارتزین	
X, Y	مختصات کارتزین بی بعد، $X = \frac{x}{H}$ ، $Y = \frac{y}{H}$	

**علائم یونانی**

$\alpha$	ضریب پخش حرارتی سیال	
$\beta$	ضریب انبساط حجمی	
$\Delta T$	بیشترین اختلاف دمای محفظه، $\Delta T = T_h - T_c$	AR
$\Delta X, \Delta Y$	فواصل بی بعد شبکه در راستای Y, X	$AR = L/H$
$\nu$	لزجت سینماتیکی سیال	a
$\varphi$	متغیر وابسته بی بعد	b
$\psi$	تابع جریان بی بعد	B
$\theta$	زاویه محفظه نسبت به افق	d
$\rho$	چگالی سیال	D
		$D = d/H$
		g

**۷- فهرست علائم**

نسبت بی بعد طول به عرض محفظه، $AR = L/H$	AR
طول پله	a
ارتفاع پله	b
ارتفاع بی بعد پله، $B = b/H$	B
فاصله منبع حرارتی از پایین محفظه	d
فاصله بی بعد منبع حرارتی از پایین محفظه، $D = d/H$	D
شتاب جاذبه	g

- Multiphase flows across interfaces  
Pergamon, Oxford, 1995, pp 105.
- ۸- مراجع
- [12] Raos, M., "Numerical Investigation of Laminar Natural Convection in Inclined Square Enclosures", Physics, chemistry and Technology, Vol. 2, No. 3, 2001, pp 149-157.
- [13] Rahman, M. Sharif, M. A. R., "Numerical study of laminar natural convection in inclined rectangular enclosures of various aspect ratios", J Numerical Heat Transfer, part A, No. 44, 2003, pp 355-373.
- [14] Aminossadati, S. M., Ghasemi, B., "The Effects of Orientation of an Inclined Enclosure on Laminar Natural Convection", Heat and Technology, Vol. 23, No. 2, 2005, pp 43-49.
- [15] Raji, A., Hasnaoui, M. and Zrikem, Z., "Natural convection in Interacting Cavities Heated from Below", Int J Numer Meth Heat Fluid Flow, No. 7, 1997, pp. 580-597.
- [16] Dagtekin, I. Oztop, H. F., "Natural convection heat transfer by heated partitions within enclosure", Int Commun Heat Mass Transf, No. 28, 2001, pp 823-834.
- [17] Yucel, N. Ozdem, A. H., "Natural convection in partially divided square enclosures", Heat Mass Transf, No. 40, 2003, pp. 167-175.
- [18] Fredrick, R. L., "Natural convection in an inclined square enclosure with a partition attached to its cold wall", Int J. Heat Mass Transfer, No. 32, 1989, pp. 87-94.
- [19] Mezrhab, A., Jami, M., Abid, C., Bouzidi, M. and Lallemand, P., "Lattice-Boltzman modeling of natural convection in an inclined square enclosure with partitions attached to its cold wall", Int. J. Heat Fluid Flow, in press, 2005, pp. 481-494.
- [20] Jami, M. Mezrhab, A. Bouzidi, M. and Lallemand, P., "Lattice-Boltzman computation of natural convection in a partitioned enclosure with inclined partitions attached to its hot wall", Int. J. Heat Fluid Flow, in press, 2006, pp 481-494.
- [21] Abdullatif Ben-Nakhi, A., Chamkha, J., "Natural convection in inclined partitioned enclosures", No. 42, 2006, pp. 311-321.
- [22] Patankar, S. V., "Numerical heat transfer and fluid flow", Hemisphere Publication Corporation, Washington, 1980.
- [1] Saitoh, T. Hirose, K., "High-accuracy benchmark solutions to natural convection in a square cavity", Comput Mech, Vol. 4, 1989, pp. 417-427.
- [2] De Vahl Davis, G., "Natural convection of air in a square cavity :a Benchmark solution", Int J Numer Meth Fluids, No. 3, 1983, pp. 249-264.
- [3] Torrance, K. E., "Natural convection in thermally stratified enclosures with localized heating from below", J Fluid Mech, No. 95, 1979, pp. 477-495.
- [4] Fusegi, T. Farouk, B., "Natural convection in a thermally stratified square cavity with localized heating from below", In: 23rd AIChE national heat transfer conference, Denver, CO, 1985, pp. 85-HT-34.
- [5] Deng, Q. H. Tang, G. F. Li, Y., "A combined temperature scale for analyzing natural convection in rectangular enclosures with discrete wall heat sources", Int J Heat Mass Transfer, No. 45, 2002, pp. 3437-3446.
- [6] Nithyadevi, N. Kandaswamy, P. Lee, J., "Natural convection in a rectangular cavity with partially active side walls", Int J Heat Mass Transf, No. 50, 2007, pp 4688-4697.
- [7] Markham, B.L. Rosenberger, F., "Diffusive-Convective Vapor Transport Across Horizontal and Inclined Rectangular Enclosures", J Cryst Growth, 1984, pp 67-241.
- [8] Lock, G. SH. Fu, J., "Natural convection in the inclined cranked thermosyphon", J Heat Transfer, No. 115, 1993, pp 167-172.
- [9] Delgado-Buscalioni, R. Crespo, del Arco, E., "Flow and heat transfer regimes in inclined differentially heated cavities", Int J Heat Mass Transf, No. 44, 1974, pp 1947-1962.
- [10] Wirtz, R. A. Tsheng, W. F., "Finite difference simulation of free convection in tilted enclosures of low aspect ratio", In: Lewis, Morgan (eds) Numerical methods in thermal problems I, Pineridge, Swansea, UK, 1979, pp 381-390.
- [11] Cerisier, P. Rahal, S., "Experimental study of the competition between convective rolls in an enclosure", In: Annie Steinchen (eds) Dynamics of