



تأثیر رفتار دینامیکی پره‌ها بر انتقال حرارت طبیعی درون محفظه بسته مربعی

انور احمدخواه^{1*}، ایمان آروین²، علیرضا داودی نیک³

1- مربی، مهندسی هوافضا، دانشگاه علوم و فنون هوایی شهید ستاری، تهران
2- دانش آموخته کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد
3- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه علوم و فنون هوایی شهید ستاری، تهران
* ahmadkhah@ssau.ac.ir, 138463113

چکیده

تأثیر رفتار دینامیکی پره‌ها بر انتقال حرارت جابجایی طبیعی درون یک محفظه مربعی بسته به صورت عددی مورد مطالعه قرار گرفت. پره‌ها نازک و هادی انتقال حرارت در طول ثابت 0.2 و در 9 موقعیت مختلف بر روی دیواره‌های گرم و سرد محفظه مورد بررسی قرار گرفته‌اند. دیواره‌های افقی بالا و پایین محفظه عایق و دیواره‌های گرم و سرد عمودی به ترتیب در شرایط دما ثابت T_h و T_c قرار دارند. سیال عامل درون محفظه نیوتونی، تراکم‌ناپذیر و در عدد پرانتل 6.2 است. برای حل از متد المان محدود مطابق با شبکه‌بندی مثلثی بی‌سازمان و الگوریتم غیرخطی استفاده شده است. به علاوه، به منظور حل معادلات بی‌بعد بخش ارتجاعی نیز از روش نیوتون - رافسون استفاده شده است. نتایج به صورت خطوط جریان، خطوط هم‌دما، تغییرات عدد ناسلت متوسط و موضعی با گذر زمان در بازه زمانی بی‌بعد 0 تا 0.2 و در محدوده $10^4 \leq Ra \leq 10^7$ برای سیستم ارتجاعی و صلب صورت پذیرفته است. براساس نتایج، رفتار دینامیکی پره‌ها سبب کاهش میزان انتقال حرارت در مقایسه با پره صلب درون محفظه شده است. به علاوه، میزان تغییر شکل پره‌ها و موقعیت قرارگیری آن‌ها نسبت به یکدیگر تأثیر به‌سزایی در کاهش یا افزایش میزان انتقال حرارت درون محفظه دارد.

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 17 بهمن 1396
پذیرش: 17 فروردین 1397
ارائه در سایت: 14 اردیبهشت 1397
کلید واژگان:
جابجایی طبیعی
پره الاستیک
شبکه متحرک
اولری - لاکرانژی

Effect of dynamic behavior of fins in natural convection in a square cavity

Anvar Ahmadkhah^{1*}, Iman Arvin², Alireza Davoudinik¹

1- Department of Aerospace Engineering, Shahid Sattari Aeronautical University of Science and Technology, Tehran, Iran

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

* P.O.B. 138463113, Tehran, Iran, ahmadkhah@ssau.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 06 February 2018
Accepted 06 April 2018
Available Online 04 May 2018

Keywords:
Natural convection
Elastic fin
Dynamic mesh
Lagrangian-Eulerian

ABSTRACT

The effect of dynamic behavior of fins on the laminar natural convection heat transfer inside a differentially heated square cavity has been carried out numerically. Attachment of conductive thin and flexible fins with length equal to 0.2, positioned at 9 locations on both hot and cold wall was examined. The top and the bottom horizontal walls of the cavity were insulated while their left and the right vertical walls were maintained at a constant temperature T_h and T_c . The working flow inside the cavity is incompressible, Newtonian and with Prandtl number 6.2. The numerical scheme is based on the finite element method adapted to triangular non-uniform mesh element by a non-linear parametric solution algorithm. Furthermore, the dimensionless equations of flexible parts of the cavity were solved using the Newton-Raphson method. The results are presented in the form of streamlines, isotherms, variations of average and local Nusselt number by transient of time in the range of dimensionless time 0 to 0.2 and also in the range of $10^4 \leq Ra \leq 10^7$ for elastic and rigid system. Based on our results, the dynamic behavior of the fins leads to decrease the rate of heat transfer in compared to the rigid fin. It also found deformation value of the fins and its positions play an important role in decrease or increase of heat rate inside the cavity.

1- مقدمه

دهه‌های اخیر به‌طور گسترده مورد توجه قرار گرفته است. برای این‌گونه بررسی‌ها کاربردهایی در پنجره‌های دوجداره، خنک‌کاری راکتور هسته‌ای، کلکتورهای خورشیدی و قطعات الکتریکی می‌توان نام برد [1]. مطالعات فراوانی به افزودن پره درون محفظه و تأثیر قابل ملاحظه آن بر رژیم جریان و بررسی انتقال حرارت درون محفظه پرداخته‌اند. نظری و رمضانی [2] با استفاده از روش عددی بولتزمن به بررسی انتقال حرارت جابجایی طبیعی در یک محفظه مربعی پر شده از هوا که با یک مانع گرم دما ثابت در تماس بود

در دهه‌های گذشته تعداد زیادی از مقالات مرتبط با جابجایی طبیعی در متون تخصصی منتشر گردیده است. هرکدام از این مقالات براساس هدفی که در پی آن بوده‌اند به بررسی جنبه خاصی از موضوع پرداخته‌اند. مشاهدات و نتایجی که جامعه علمی بدان‌ها دست‌یافته است کمک شایانی به درک بهتر این پدیده می‌کند. جابجایی طبیعی درون یک محفظه بدون پره و محفظه با پره با شرایط مرزی متفاوت به دلیل کاربردهای بسیار در

پره‌های عمودی، طول پره نقش تعیین‌کننده در کاهش نرخ انتقال حرارت دارد. این در حالی است که در پره‌های افقی، هم طول و هم موقعیت پره نقش مهمی دارند.

در مسائل برهم‌کنش میان سیال و جامد¹، یک یا چند جامد با سیال داخلی یا محاط شده واکنش می‌دهند. مسائل برهم‌کنش میان سیال و سازه دارای نقش عمده‌ای در بسیاری از فیلدهای مهندسی هستند. هنوز مطالعه کلی این مسائل به دلیل طبیعت چند تخصصی و غیرخطی بودن دارای پیچیدگی است [10,9]. در یک تقسیم‌بندی فیزیکی، این برهم‌کنش به دو نوع برهم‌کنش نوسانی و غیرنوسانی قابل تفکیک است. در نوع اول حرکت جامد به صورت نوسانی در طول زمان ادامه می‌یابد. در نوع دوم جامد به تغییر شکلی پایا و یا شبه پایا می‌رسد. در یک دهه گذشته با افزایش طیف وسیعی از کاربردهای این گونه مسائل در علوم با تکنولوژی بالا و نیز گسترش روزافزون روش‌های شبیه‌سازی مسائل برهم‌کنشی، طیف وسیعی از کاربردهای این گونه مسائل در علوم با تکنولوژی بالا معرفی گردیده است. امروزه می‌توان به کاربردهای زیست پزشکی، آنوریسم مغزی، بال حشرات، پمپاژ خون به وسیله قلب همراه با باز و بسته شدن دریچه‌های آن، جریان خون در رگ‌ها و غیره اشاره نمود [10].

یکی از کاربردهای جدید مسائل برهم‌کنش، استفاده از آن در استخراج انرژی است. برای مثال هنگامی که یک جامد ارتجاعی بر اثر نیروهای وارده از طرف سیال دچار تغییر شکل می‌گردد، می‌توان کرنش‌های به دست آمده را از طریق مواد پیزوالکتریک به نیروی پتانسیل الکتریکی تبدیل کرد [11]. یکی دیگر از زمینه‌های که تحلیل برهم‌کنش بین سیال و جامد کاربرد گسترده‌ای در آن دارد، برهم‌کنش بین امواج انفجاری و سازه‌هاست [12].

حال موارد نسبتاً اندکی که در آن‌ها اثرات برهم‌کنش بین سیال و جامد بر روی انتقال حرارت جابجایی در نظر گرفته شده، ارائه می‌گردد. الامیری و خانافر [13] با استفاده از نرم‌افزار آدینا² و به کمک شبیه‌سازی برهم‌کنش میان سیال و جامد به بررسی انتقال حرارت توأم در یک محفظه با درپوش متحرک و دیواره زیرین ارتجاعی پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد ارتجاعی بودن دیواره پایینی محفظه نقش مهمی در بهبود انتقال حرارت دارد. خانافر و همکارانش [14] با استفاده از نرم‌افزار آدینا به بررسی میدان جریان و انتقال حرارت در داخل کانالی پرداختند که پره‌ای یک سردگیر و ارتجاعی به مانع موجود در وسط کانال متصل شده و به منظور اندازه‌گیری خواص جریان از آن استفاده می‌گردد. آن‌ها با استفاده از اثرات برهم‌کنش میان سیال و جامد به بررسی تأثیر شرایط جریان و هندسه مانع بر قابلیت اندازه‌گیری پره پرداختند. نتایج تناوبی در حالت پایا نشان داد که عواملی نظیر مقدار سرعت ورودی کانال، ضریب الاستیسیته پره، اغتشاشات تصادفی و ارتفاع مانع، اثرات قابل‌توجهی بر خمیدگی پره دارند. نتایج آن‌ها همچنین حاکی از آن است که در سرعت‌های ورودی بالا با افزایش ارتفاع مانع، تحرک پره سریع‌تر رخ می‌دهد. خانافر [15] با استفاده از نرم‌افزار آدینا و به کمک شبیه‌سازی برهم‌کنش میان سیال و جامد به بررسی اثرات غیرداری بر روی جابجایی طبیعی درون یک محفظه مربعی متخلخل با دیواره سمت راست ارتجاعی پرداخت. نتایج وی نشان داد عدد رایلی و قابلیت ارتجاعی دیواره انعطاف‌پذیر، اثرات شگرفی بر روی شکل و میزان نفوذ دیواره و در نتیجه بر روی بهبود انتقال حرارت دارند. جام‌سحر و همکاران [16] با استفاده از نرم‌افزار کامسول³ به بررسی عددی جابجایی طبیعی در برهم‌کنش میان سیال و جامد در یک

پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که موقعیت قرارگیری مانع داخلی نقش به سزایی در افزایش نرخ انتقال حرارت درون محفظه دارد. فردریک [3] به بررسی عددی انتقال حرارت طبیعی درون محفظه مربعی پر شده از هوا که پره‌ای نازک، صلب و هادی انتقال حرارت که به وسط دیوار سرد آن متصل شده بود و بر روی یک گوشه نسبت به افق با زاویه چرخش Φ چرخیده بود پرداخت. مطالعه در گستره رایلی³ تا 10^5 صورت گرفت. نتایج نشان دادند که وجود پره نسبت به محفظه مشابه بدون پره سبب کاهش انتقال حرارت به میزان 47 درصد شد. نگ و همکاران [4] به بررسی عددی انتقال حرارت درون محفظه مربعی که پره صلب و نازکی به صورت افقی به دیوار گرم آن متصل شده بود پرداختند. دیوار سمت راست و چپ محفظه به ترتیب سرد و گرم و دیواره‌های افقی بالا و پایین محفظه عایق هستند. نتایج آن‌ها نشان داد که برای پره با هدایت حرارتی بی‌نهایت عدد ناسلت بر روی دیوار سرد در مقایسه با محفظه بدون پره و در عدد رایلی مشابه بیشتر است. بلجین [5] به صورت عددی به بررسی انتقال حرارت در یک محفظه مربعی که یک پره نازک صلب به دیوار گرم آن متصل شده بود پرداخت. دیواره‌های سمت چپ و راست محفظه به ترتیب گرم و سرد و همچنین دیواره‌های افقی آن عایق هستند. نتایج برای پره در طول، موقعیت، و نسبت ضریب هدایت حرارتی متفاوت در گستره رایلی⁴ تا 10^9 صورت گرفت. نتایج برای یافتن جایگاه بهینه پره نشان داد که حضور پره در مرکز یا اطراف مرکز دیواره گرم سبب کاهش میزان انتقال حرارت جابجایی طبیعی می‌شود. همچنین نتایج نشان داد که عدد ناسلت تحت تأثیر پارامتر عدد رایلی و طول پره قرار دارد؛ بدین صورت که عدد ناسلت با افزایش عدد رایلی افزایش و با افزایش طول پره کاهش یافت. بعلاوه دو پارامتر نسبت ضریب هدایت حرارتی پره و موقعیت پره بر روی دیواره بر میزان انتقال حرارت تأثیر گذرا هستند. شی و خدادادی [6] به بررسی عددی جابجایی طبیعی آرام در یک محفظه مربعی پر شده از هوا به همراه یک پره نازک و صلب بر روی دیوار گرم پرداختند. دیواره‌های راست و چپ محفظه به ترتیب سرد و گرم و دیواره‌های افقی عایق می‌باشند. از میان نتایج آن‌ها می‌توان به این نکته اشاره کرد که هنگامی که پره در قسمت پایین دیوار گرم قرار گرفته باشد، انرژی قابل توجهی را می‌توان از طریق پره عبور داد. بن نخی و چمخا [7] به صورت عددی به مطالعه انتقال حرارت طبیعی آرام در یک محفظه مربعی که یک پره نازک، صلب و هادی حرارت به صورت مورب به دیوار گرم محفظه متصل شده بود پرداختند. دیواره‌های عمودی چپ و راست در شرایط دما ثابت و به ترتیب گرم و سرد درحالی که دیواره‌های افقی محفظه عایق بودند. نتایج آن‌ها نشان داد که طول پره، عدد رایلی و زاویه نصب پره بر میزان انتقال حرارت از محفظه موثر هستند. همچنین آن‌ها دریافتند که تأثیر هیدرودینامیکی پره بیشتر از تأثیر حرارتی آن است و افزایش طول پره به عنوان به حائل میان سیال و دیوار گرم عمل کرده و در نهایت باعث کاهش انتقال حرارت جابجایی طبیعی درون محفظه می‌شود. حقیقی و وفایی [8] به بررسی قابلیت‌های کاهش نرخ انتقال حرارت جابجایی طبیعی توسط پره‌های صلب افقی و عمودی عایق در داخل محفظه‌ای با دیواره‌های عمودی سرد و گرم و افقی عایق پرداختند. آن‌ها ویژگی‌های مختلف جریان را در محفظه مربعی و سایر محفظه‌های مستطیلی باهم مقایسه کرده و براساس تمامی پارامترهای تأثیرگذار، رابطه‌ای به منظور پیش‌بینی نسبت کاهش نرخ انتقال حرارت از طریق پره عایق ارائه کردند. آن‌ها نشان دادند در بیشتر موارد، پره‌های عمودی تأثیر بیشتری در کاهش نرخ انتقال حرارت دارند. نتایج آن‌ها همچنین حاکی از آن است که در

¹ fluid-structure interaction² ADINA³ COMSOL

3- معادلات حاکم

3-1 - معادلات حاکم بر پره انعطاف‌پذیر

به‌منظور ارائه معادلات حاکم بر حرکت پره، فرض رفتار خطی مادی و غیرخطی هندسی، همگن¹ و همسانگر بودن پره و صرفه نظر از میرایی داخلی پرها و ضریب آن صورت گرفته است. همچنین وزن پره‌ها در مقایسه با نیروهای هیدرودینامیکی وارد بر آن‌ها ناچیز بوده و از آن صرف‌نظر شده است. به‌علاوه، تغییر ساختار غیرخطی (الاستو-دینامیکی) هندسی پره‌های انعطاف‌پذیر در معادله (1) گنجانده شده است [19].

$$\rho_s \frac{d^2 d_s}{dt^2} = F_v + \nabla \sigma \quad (1)$$

در معادله (1) t زمان، d_s بیانگر بردار جابجایی جامد در معادله تغییر شکل جامد ρ_s چگالی پره و σ تانسور تنش پره انعطاف‌پذیر است. همچنین F_v برآیند نیروهای وارده بر پره در واحد حجم است که از رابطه (2) قابل استنتاج است:

$$F_v = (\rho_s - \rho^f) \cdot g \quad (2)$$

در رابطه (2) ρ_s چگالی پره و ρ^f چگالی سیال و g شتاب گرانش است. با در نظر گرفتن پره به‌صورت ماده‌ای با خاصیت هایپرالاستیک² و با استفاده از مدل نئو هوکن³ و نیز به‌کارگیری تأثیرات غیرخطی هندسه، تانسور تنش σ به‌صورت رابطه (3) تعریف می‌شود [20]:

$$J^{-1} = SFF^T \quad (3)$$

در رابطه (3)، $F = (I + \nabla d_s)$ و $J = \det(F)$ و $S = \partial W_s / \partial \epsilon$ و W_s تابع چگالی انرژی کرنشی و ϵ کرنش است که به‌صورت رابطه (4-الف) و (4-ب) تعریف می‌شوند [20]:

$$W_s = \frac{1}{2} \mu_s (J^{-1} I_1 - 3) - \mu_s \ln(J) + \frac{1}{2} \lambda_s (\ln(J))^2 \quad (4-الف)$$

$$\epsilon = \frac{1}{2} (\nabla d_s + \nabla d_s^T \nabla d_s) \quad (4-ب)$$

در رابطه (4-الف) و (4-ب)، I_1 اولین ثابت تانسور تغییر شکل⁴ است. ضرایب μ_s و λ_s به ترتیب پارامترهای لامه اول و دوم هستند که به‌صورت رابطه (5) تعریف می‌شوند [18]:

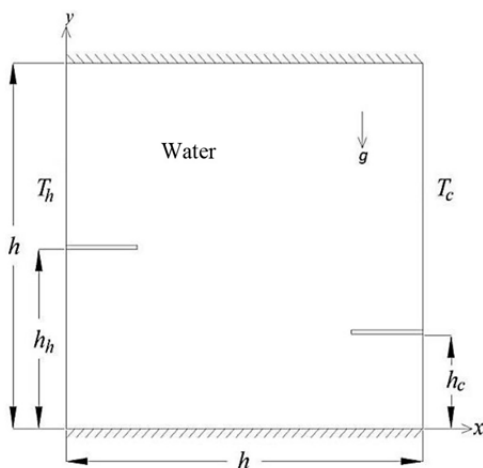


Fig. 1 Schematic diagram of the physical model and boundary conditions

شکل 1 شماتیک مدل فیزیکی و شرایط مرزی

¹ homogeneous

² hyper-elastic

³ Neo-Hookean

⁴ Cauchy-Green

محفظة مربعی پرشده از آب که به‌وسیله یک غشا نازک مورب ارتجاعی که به گوشه‌های محفظه متصل و آن را به دو مثلث تبدیل کرده پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که هرچه غشا منعطف‌تر گردد، انتقال حرارت نیز افزایش خواهد یافت. قلمباز و همکاران [17] با استفاده از نرم‌افزار کامسول به بررسی عددی جابجایی طبیعی به‌وسیله برهم‌کنش میان سیال و جامد و در یک محفظه مربعی پرشده از هوا در حضور یک پره نوسانی ارتجاعی که در وسط دیوار گرم قرار گرفته است پرداختند. آن‌ها در پژوهش خود، پره‌های انعطاف‌پذیر با طول و دوره نوسانی مختلف را ارزیابی کردند و دریافتند که حداکثر نرخ انتقال حرارت با به‌کارگیری یک پره به طول بی‌بعد 0.2 دست یافتنی است. از طرفی، با افزایش دامنه و همچنین کاهش دوره تناوب می‌توان انتقال حرارت را بهبود داد. ریزی و آروین [18] به مطالعه عددی تأثیر برهم‌کنش میان سیال و جامد بر جابجایی طبیعی گذرا در یک محفظه مربعی پرشده از هوا پرداختند. از میان نتایج آن‌ها می‌توان به این نکته اشاره نمود که برای سیستم صلب در اعداد رایلی پایین، افزایش طول پره سبب تضعیف جابجایی طبیعی و کاهش عدد ناسلت متوسط شد. درحالی‌که برای اعداد رایلی بالا افزایش طول پره سبب به وجود آمدن یک گردابه قوی در محفظه و افزایش عدد ناسلت متوسط شد.

براساس اطلاعات نویسندگان و همان‌طور که ذکر شد، تاکنون پژوهش‌های نسبتاً اندکی در زمینه به‌کارگیری اثرات پدیده برهم‌کنش بین سیال و جامد در حوزه انتقال حرارت جابجایی صورت گرفته است. کاربردهای صنعتی فراوانی وجود دارد که با ساده‌سازی آن‌ها می‌توان به مدل محفظه پره‌دار رسید. برای مثال، طراحی سیستم تهویه مطبوع برای اتاقی که در آن از تیغه‌ی جداکننده استفاده شده است. در پژوهش حاضر، ارتعاش پره‌ها به‌صورت طبیعی و بدون نیاز به هیچ نیروی خارجی اعم از موتور الکتریکی یا نیروی جابجایی اجباری صورت می‌گیرد. درنتیجه این مزیت بنیادی را می‌توان برای مصارف صنعتی در ابعاد کوچک مدنظر قرار داد. هدف از پژوهش حاضر با در نظر گرفتن اثرات دوطرفه سیال و جامد بررسی تأثیر پره‌های ارتجاعی هادی حرارت بر انتقال حرارت طبیعی درون محفظه، تأثیر موقعیت پره‌ها و عدد رایلی بر میدان جریان و انتقال حرارت و مقایسه نتایج باحالتی که پره صلب و بدون تغییر شکل است، اشاره نمود.

2- بیان مسئله

مدل مورد بررسی، محفظه‌ای مربعی، دوبعدی، با طول ضلع h و پرشده از آب با عدد پراتل 6.2 است. شماتیک مسئله موردنظر و شرایط مرزی مربوطه در "شکل 1" نشان داده شده است. دیواره‌های عمودی در شرایط دما ثابت و دیواره‌های افقی به‌صورت عایق در نظر گرفته شده‌اند. سیال نیوتونی، تراکم ناپذیر و شرط عدم لغزش و عدم نفوذ بر روی پره و دیواره‌ها برقرار است. پره‌ها افقی و به‌صورت ارتجاعی بر روی دیواره‌های گرم و سرد در نظر گرفته شده‌اند که بر اثر نیروهای هیدرودینامیکی (فشار و تنش) که از طرف سیال به آن‌ها وارد می‌گردد تغییر شکل می‌دهند. جنس و ضخامت پره‌ها بر روی میزان تغییر شکل آن‌ها تأثیرگذار هستند ولی در مطالعه حاضر اثرات تغییرات جنس و ضخامت بررسی نشده است. پره‌ها در طول ثابت $L = 0.2$ و در موقعیت‌های متفاوت h_c و h_h از دیوار پایینی محفظه در نظر گرفته شده‌اند. دیواره‌های راست و چپ محفظه به ترتیب در دمای T_h و T_c قرار دارند. در ابتدا سیال درون محفظه ساکن و در دمای برابر با دمای میانگین دیواره گرم و سرد قرار دارد.

4-3- بی‌بعدسازی معادلات حاکم

به‌منظور دستیابی به شکل استاندارد و بی‌بعد معادله تغییر شکل هندسی پره و نیز معادلات پیوستگی، ممنتوم و حرارت فاز سیال، می‌باید این مجموعه معادلات را به شکل بی‌بعد تبدیل نمود. بدین منظور از روابط (14) به‌منظور بی‌بعد سازی معادلات یاد شده استفاده شده است:

$$\begin{aligned} d_s^* &= \frac{d_s}{h}, \rho^* = \frac{\rho_s}{\rho^f}, E^* = \frac{E}{\rho^f} \left(\frac{h}{\alpha^f} \right)^2, \sigma^* = \frac{\sigma}{E}, \\ \tau &= \frac{t \alpha^f}{h^2}, P = \frac{\bar{P}}{\rho^f} \left(\frac{h}{\alpha^f} \right)^2, \theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c}, \nabla^* = \nabla h, \\ X &= \frac{x}{h}, Y = \frac{y}{h}, U^f = \frac{u^f h}{\alpha^f}, U^g = \frac{u^g h}{\alpha^f}, K = \frac{K_s}{K^f}, \\ V^f &= \frac{v^f h}{\alpha^f}, V^g = \frac{v^g h}{\alpha^f}, A = \frac{h}{h} = 1, t^* = \frac{t}{h}, L = \frac{l}{h}, \\ Pr &= \frac{\nu^f}{\alpha^f}, Ra = \frac{g \beta \Delta T h^3}{\nu^f \alpha^f}, F_v^* = \frac{(\rho_s - \rho^f) h g}{E} \end{aligned} \quad (14)$$

در روابط (14) بی‌بعد شده بردار جابجایی، ρ^* چگالی نسبی، E^* مدول الاستیسیته، σ^* تانسور تنش، F_v^* نیروی حجمی، τ زمان، U^f بردار سرعت سیال، U^g سرعت شبکه متحرک، t^* ضخامت پره است. همچنین $\bar{P}$ فشار کاهیده بوده که به‌صورت $\bar{P} = P + \rho^f g y$ محاسبه می‌گردد.

پس از اعمال روابط (14) در معادلات (1)، (6)، (7) و (8) معادلات بی‌بعد تغییر ساختار غیرخطی هندسی پره انعطاف‌پذیر، معادله پیوستگی، ممنتوم در راستای X و Y و بقای انرژی به‌ترتیب به‌صورت معادلات (15) تا (19) به‌دست می‌آیند:

$$\frac{1}{\rho^*} \frac{d^2 d_s^*}{d\tau^2} = E^* \nabla \sigma^* + E^* F_v^* \quad (15)$$

$$\frac{\partial U^f}{\partial X} + \frac{\partial V^f}{\partial Y} = 0 \quad (16)$$

$$\frac{\partial U^f}{\partial \tau} + U^f \frac{\partial U^f}{\partial X} + V^f \frac{\partial U^f}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + Pr \left(\frac{\partial^2 U^f}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U^f}{\partial Y^2} \right) \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial V^f}{\partial \tau} + U^f \frac{\partial V^f}{\partial X} + V^f \frac{\partial V^f}{\partial Y} &= -\frac{\partial P}{\partial Y} + Pr \left(\frac{\partial^2 V^f}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V^f}{\partial Y^2} \right) \\ &+ Ra \cdot Pr \cdot \theta \end{aligned} \quad (18)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U^f \frac{\partial \theta}{\partial X} + V^f \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (19)$$

همچنین با اعمال رابطه (14) شرایط مرزی و اولیه بی‌بعد روابط (9) تا (13) به‌صورت روابط (20) تا (24) اعمال می‌گردند:

$$\begin{aligned} \theta(0, Y, \tau) &= 1, \quad \frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_{Y=0} = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_{Y=1} = 0 \\ \theta(1, Y, \tau) &= 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_{Y=0} = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_{Y=1} = 0 \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} U^f(X, Y, 0) &= V^f(X, Y, 0) = 0 \\ U^g(X, Y, 0) &= V^g(X, Y, 0) = 0 \end{aligned} \quad (21)$$

$$T(X, Y, 0) = \frac{1}{2} = T_p \quad (22)$$

$$\theta_s = \theta_f \quad (23)$$

$$K \frac{\partial \theta_s}{\partial n} = \frac{\partial \theta^f}{\partial n} \quad (24)$$

$$\frac{\partial d_s^*}{\partial \tau} = U^g = U^f, \quad E^* \sigma^* \cdot n = (-P + Pr \nabla^* U^f) \quad (25)$$

در مطالعه حاضر، عدد ناسلت پارامتر موردتوجه است که میزان انتقال حرارت از دیوار را نشان می‌دهد. عدد ناسلت موضعی برای دیوار گرم به‌صورت رابطه (25) نوشته می‌شود:

$$Nu_y = \frac{h \cdot H}{k^f} \quad (25)$$

$$\mu_s = \frac{E}{2(1+\nu)}, \quad \lambda_s = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)} \quad (5)$$

2-3- معادلات حاکم بر فاز سیال

در مدل دوبعدی ارائه شده، فرضیات جریان جابجایی طبیعی آرام، تراکم ناپذیر، لزج، غیردائم، خواص سیال ثابت (به‌استثنای ترم چگالی سیال که با دما تغییر می‌کند)، سیال نیوتنی و تقریب بوزینسک مورد استفاده قرار گرفته‌اند. برای فاز سیال درون محفظه، معادلات پیوستگی سیال، ممنتوم و بقای انرژی، ساختار اصلی معادلات حاکم در دیدگاه لاگرانژی-اویلری را تشکیل می‌دهند. معادلات (6) تا (8) بیانگر معادلات حاکم بر سیال نیوتنی تراکم‌ناپذیر در این دیدگاه است [21]:

$$\nabla \cdot u^f = 0 \quad (6)$$

$$\rho^f \frac{\partial u^f}{\partial t} + \rho^f (u^f - u^g) \cdot \nabla u^f = -\nabla P + \mu^f \nabla^2 u^f + \rho^f g \beta (T - T_c) \quad (7)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + (u^f - u^g) \cdot \nabla T = \alpha^f \nabla^2 T \quad (8)$$

در معادلات (6) تا (8)، u^f بردار سرعت سیال، u^g سرعت شبکه متحرک، عبارت $(u^f - u^g)$ نشان‌دهنده سرعت نسبی سیال در مقایسه با شبکه متحرک، P فشار سیال و T دمای سیال است. چگالی سیال با ρ^f نشان داده شده است. عبارات $\mu^f = K^f / \rho^f C_p^f$ و $\alpha^f = K^f / \rho^f C_p^f$ به ترتیب ضریب پخش حرارتی و ویسکوزیته دینامیکی سیال و g شتاب گرانشی ثابت و β ضریب انبساط حرارتی است. با معرفی ضریب انبساط حرارتی، منشا تغییرات چگالی را می‌توان تفسیر نمود.

3-3- شرایط مرزی و اولیه

دیوار سمت چپ در دمای ثابت T_h و دیوار سمت راست در دمای ثابت T_c است. درحالی‌که دیوارهای افقی بالا و پایین محفظه عایق هستند. به‌علاوه، شرط مرزی عدم لغزش بین سیال و دیوارها فرض شده است. در معادلات (9) و (10) به ترتیب به بیان شرایط مرزی و اولیه مسئله پرداخته شده است:

$$\begin{aligned} T(0, y, t) &= T_h, \quad \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{(x,0,t)} = \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{(x,H,t)} = 0 \\ T(H, y, t) &= T_c \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} u^f(x, y, 0) &= u^g(x, y, 0) = 0 \\ v^f(x, y, 0) &= v^g(x, y, 0) = 0 \\ T(x, y, 0) &= \frac{(T_h + T_c)}{2} = T_p \end{aligned} \quad (10)$$

با توجه به انتقال حرارت بین سیال و جامد، دو شرط تطابق دما و شار حرارتی بر روی سطح مشترک سیال و پره‌ها مطابق با روابط (11) و (12) بیان می‌گردد:

$$T_s = T^f \quad (11)$$

$$K_s \frac{\partial T_s}{\partial n} = K^f \frac{\partial T^f}{\partial n} \quad (12)$$

همچنین تنش‌های فشاری و برشی از سمت سیال برابر تنش وارده بر پره‌های ارتجاعی خواهد بود. بنابراین، مطابق با رابطه (13) برای سیال در سطح مشترک با پره‌های انعطاف‌پذیر می‌توان نوشت [17]:

$$\frac{\partial d_s}{\partial t} = u^f = u^g, \quad \sigma \cdot n = (-P + \mu^f \nabla u) \quad (13)$$

دهنده پریود زمانی نوسان پره‌ها است. در هر گام زمانی، روابط (28) و (29) محاسبه شده و از میان آن‌ها $\Delta \tau$ کوچک‌تر برگزیده شده است.

به‌منظور دستیابی به شبکه‌ای که بتواند تمامی تغییرات مسئله ناشی از تغییر شکل پره‌ها را پاسخگو باشد، تغییرات عدد ناسلت متوسط دیوار گرم با تغییر تعداد المان‌های محفظه برای حالتی که پره‌ها در وسط دیواره‌های دما ثابت عمودی قرار دارند $H_h = H_c = 0.5$ ، و رابلی 10^7 در جدول 1 نشان داده شده است. با توجه به یکسان بودن مقادیر عدد ناسلت متوسط دو ستون آخر، نمونه 3 به‌عنوان نمونه مورد مطالعه انتخاب گردیده است.

5- اعتبارسنجی

از آن‌جا که در مطالعه حاضر به مقایسه نتایج میان محفظه ارتجاعی و صلب پرداخته شده است، به‌منظور بررسی صحت کد عددی حاضر، مقایسه‌ای بین نتایج به‌دست‌آمده با نتایج تحقیقات قبلی، برای محفظه صلب و همچنین محفظه دارای پره ارتجاعی صورت گرفته است.

در ابتدا محفظه مربعی صلب، بدون پره، پر شده از هوا، با دیواره‌های افقی عایق و دیواره‌های عمودی سرد و گرم بررسی شده است. در جدول 2 مقادیر ناسلت متوسط کار حاضر با نتایج مرجع [23] مقایسه گردیده است. همچنین به‌منظور بررسی بیشتر، خطوط جریان در محفظه مربعی با پره صلب در مقابل با مرجع [24] در "شکل 2" نشان داده شده است. مشاهده می‌گردد که نتایج به‌دست‌آمده با دقت بالایی قابل قبول هستند.

به‌منظور صحت نتایج محفظه ارتجاعی، کار حاضر در مقایسه با پژوهش جام سحر و همکاران [16] مورد ارزیابی قرار گرفته است. در "شکل 3" نتایج اعتبارسنجی با محفظه ارتجاعی مرجع [16] نشان داده شده است؛ چنانچه مشاهده می‌شود، انطباق بسیار خوبی میان پژوهش حاضر و مرجع مذکور وجود دارد.

6- نتایج

پس از اطمینان از صحت نتایج و مطالعه استقلال شبکه، نتایج در محدوده‌ی $10^4 \leq Ra \leq 10^7$ و همچنین طول بی‌بعد پره $L = 0.2$ در

جدول 1 مطالعه استقلال شبکه در حالت پایا برای محفظه با پره‌های ارتجاعی

Table 1 Grid independence study in a steady state conditions for case of elastic fins

نمونه شبکه	تعداد المان گره مرزی	تعداد المان فاز سیال	تعداد المان فاز جامد	ناسلت متوسط
نمونه 1	490	5760	103	16.674
نمونه 2	523	1074	125	16.521
نمونه 3	860	19843	281	16.224
نمونه 4	986	27437	342	16.224

جدول 2 مقایسه مقدار عددی ناسلت متوسط Nu_m دیوار گرم در پژوهش حاضر و

مرجع [23] در محفظه مربعی بدون پره در $Ra = 10^3 - 10^6$

Table 2 The comparison of average Nusselt numerical value on the hot wall in the present study and reference [23] performed in a non-fin square cavity in the range of $Ra = 10^3 - 10^6$

Nu_m				
$Ra = 10^6$	$Ra = 10^5$	$Ra = 10^4$	$Ra = 10^3$	
8.928	4.523	2.242	1.116	مرجع [23]
8.819	4.523	2.246	1.118	مطالعه حاضر

در رابطه (25)، h ضریب انتقال حرارت جابجایی و k^f ضریب هدایت حرارتی سیال است. با نوشتن معادله بالانس انرژی بر روی دیواره‌های دما ثابت محفظه $K^f \frac{\partial T}{\partial x} = h(T_h - T_c)$ عدد ناسلت موضعی روی دیواره گرم از رابطه (26) به دست می‌آید:

$$Nu(Y) = -\frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{X=0,1} \quad (26)$$

همچنین عدد ناسلت متوسط با انتگرال‌گیری از ناسلت موضعی بر روی سطوح دما ثابت به‌صورت رابطه (27) بیان می‌شود:

$$Nu_m = \int_0^1 Nu(Y) dY \quad (27)$$

4- روش حل عددی، شبکه محاسباتی و اعتبارسنجی

4-1- روش حل عددی

به‌طور معمول یافتن پاسخ تحلیلی مسائلی که چندین حوزه علمی در آن‌ها دخیل هستند بسیار دشوار است. بنابراین این‌گونه مسائل باید از طریق شبیه‌سازی‌های عددی یا آزمایشگاهی حل گردند. پدیده به‌هم‌کنش میان سیال و جامد نیز جز این دسته از مسائل بوده که طبیعتی غیرخطی و وابسته به زمان دارد. به‌منظور شبیه‌سازی مدل ارائه‌شده، از حلگرهای سیالاتی و جامداتی نرم‌افزار کامسول استفاده شده است. معادلات دیفرانسیل میدان سیال (6) تا (8) به همراه شرایط مرزی مربوطه، با استفاده از روش المان محدود گالرکین¹ گسسته‌سازی شده‌اند. به‌منظور حرکت سیال در مدل ارائه شده از دیدگاه اوپلری- لاگرانژی استفاده شده است. معادلات بی‌بعد حرکت پره‌ها نیز با استفاده از تکنیک نیوتن-رافسون حل گردیده است.

در پژوهش حاضر، برای حل معادلات جبری از یک حل گر متن‌باز و زیر بخش جبری-دیفرانسیلی ضمنی² استفاده شده است [22]. در حلگر جبری-دیفرانسیلی ضمنی، انتگرال‌گیری به‌صورت مرتبه متغیر و با بهره‌گیری از فرمول دیفرانسیلی پس‌رو با ضریب متغیر صورت می‌گیرد.

4-2- شبکه محاسباتی

به‌منظور دست‌یابی به شبکه‌ای که در آن بتوان از صحت نتایج به‌دست‌آمده اطمینان حاصل کرد، استقلال شبکه حل مورد بررسی قرار گرفته است. از این‌رو شبکه حل به‌گونه‌ای انتخاب گردیده که بتواند تمامی تغییرات مسئله ناشی از تغییر شکل پره در سیال را با گذر زمان پاسخگو باشد. روشن است که هرچه شبکه ریزتر باشد، بهتر می‌توان محیط مسئله را پوشش داد. برای این منظور از شبکه مثلثی بی‌سازمان استفاده شده است. همچنین با توجه به حرکت پره‌ها از روش شبکه‌بندی متحرک³ برای ایجاد المان‌هایی باکیفیت بالا استفاده شده است. در هر گام زمانی در صورت بیشتر بودن مقدار خطا از 10^{-6} حل متوقف و بروزرسانی شبکه به‌صورت اتوماتیک از سر گرفته شده است. همچنین، به‌منظور همگرا شدن حل در طول زمان حل، از گام زمانی روابط (28) و (29) استفاده شده است [22]:

$$\Delta \tau \leq \frac{\Delta X}{V_{Max}}, \quad \Delta \tau \leq \frac{\Delta Y}{V_{Max}} \quad (28)$$

یا

$$\Delta \tau \leq \frac{\Delta X}{\tau_{oscillation}}, \quad \Delta \tau \leq \frac{\Delta Y}{\tau_{oscillation}} \quad (29)$$

در روابط (28) و (29)، ΔX و ΔY بیان‌گر فاصله بین هر گره از شبکه محاسباتی، V_{Max} حداکثر سرعت سیال درون محفظه و $\tau_{oscillation}$ نشان

¹ Galerkin finite element method

² Implicit differential-algebraic

³ Dynamic mesh

$\tau \leq 0.008$ عمق نفوذ شرط مرزی حرارتی به داخل محفظه بیشتر می‌شود و مکانیزم جابجایی نیز حائز اهمیت می‌شود. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در سیستم صلب بر روی دیوار گرم فشردگی خطوط دما در قسمت زیر پره بیشتر از قسمت بالای پره است؛ این در حالی است که بر روی دیوار سرد فشردگی خطوط دما در قسمت بالای پره بیشتر از قسمت زیرین پره است. همچنین، در سیستم ارتجاعی بر روی دیوار گرم با حرکت پره به سمت بالا، فشردگی خطوط هم‌دما در قسمت زیرین پره و بر روی دیوار سرد با حرکت پره به سمت پایین فشردگی خطوط هم‌دما در قسمت بالای آن افزایش یافته است. فشردگی خطوط هم‌دما نشان از میزان افزایش انتقال حرارت است.

در "شکل 5" خطوط جریان در محفظه بسته در حالت صلب و ارتجاعی در زمان بی‌بعد $\tau = 0.2$ و در $Ra = 10^7$ در سه موقعیت متفاوت پره‌ها $H_h = H_c = 0.25, 0.5, 0.75$ نشان داده شده است. بلافاصله پس از اعمال شرایط مرزی حرارتی و با توجه به اختلاف دمای دیواره‌های عمودی، سیال مجاور دیواره‌ها گرم شده و به‌صورت ساعت‌گرد درون محفظه شروع به حرکت می‌نماید. با گذر زمان و افزایش نقش پدیده جابجایی طبیعی درون محفظه، سیال تحت تأثیر نیروهای شناوری به‌صورت ساعت‌گرد به حرکت خود ادامه می‌دهد. با شدت گرفتن نیروهای شناوری درون محفظه، سیال پره‌ها را دور زده و سبب اعمال نیروی هیدروپنماتیک به پره‌ها می‌گردد. همچنین، فشردگی خطوط جریان در مجاورت دیواره‌های عمودی حاکی از افزایش سرعت سیال در مقایسه با نواحی مرکزی درون محفظه است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در سیستم صلب سیال به‌طور کامل پره‌ها را دور می‌زند؛ این درحالی است که در سیستم ارتجاعی برهم‌کنش میان سیال و جامد و خمیده شدن پره‌ها در مسیر حرکت سیال سبب می‌شود که سیال کمتری نسبت به پره صلب میان پره و دیواره‌ها به دام افتاد. از آن‌جا که پره‌ها به‌صورت یک رسانا در نظر گرفته شده‌اند، سیالی که میان دیوار گرم و پره قرار می‌گیرد، با سرعت بیشتری نسبت به سیالی که در مجاورت دیواره گرم است حرارت را جذب می‌کند. درنتیجه، هنگامی که از پره صلب بجای پره انعطاف‌پذیر استفاده شود، سیال بیشتری میان پره‌ها و دیواره قرار می‌گیرد که سبب افزایش میزان انتقال حرارت در سیستم صلب نسبت به سیستم ارتجاعی خواهد شد.

در یک نتیجه‌گیری کلی، چه در سیستم صلب و چه در سیستم ارتجاعی میزان انتقال حرارت بر روی دیوار گرم در قسمت زیرین پره و بر روی دیوار سرد میزان انتقال حرارت در قسمت بالای پره بیشتر است.

در "شکل 6" مقدار تغییرات عدد ناسلت متوسط با گذر زمان بر روی دیواره گرم در سه موقعیت $H_h = H_c = 0.25, 0.5, 0.75$ و $Ra = 10^7$ در سیستم ارتجاعی نشان داده شده است. باتوجه به نتایج ارائه شده، اولاً در ابتدا میزان عدد ناسلت متوسط کاهش و سپس افزایش یافته است؛ که علت این امر آن است که در زمان‌های ابتدایی سرعت سیال بسیار پایین است و انتقال حرارت توسط مکانیزم هدایت صورت می‌گیرد و مدت زمانی نیاز است تا دمای سیال مجاور دیواره گرم تحت تأثیر کامل شرایط محفظه قرار گیرد. ثانیاً، مشاهده می‌گردد که جابجایی پره‌ها بر روی دیواره‌های دما ثابت عمودی تأثیر به‌سزایی در میزان افزایش ناسلت متوسط و در نتیجه میزان انتقال حرارت در سیستم ارتجاعی دارد. این تأثیر بدین معناست که با جابجایی موقعیت پره‌ها و نزدیک کردن آن‌ها به سمت دیواره افقی بالای محفظه، میزان انرژی بیشتری از طریق پره انتقال داده شده است.

در "شکل 7" مقدار عدد ناسلت متوسط بر روی دیواره گرم در سه موقعیت پره‌ها $H_h = H_c = 0.5$ و $Ra = 10^7$ در سیستم صلب و ارتجاعی با یکدیگر

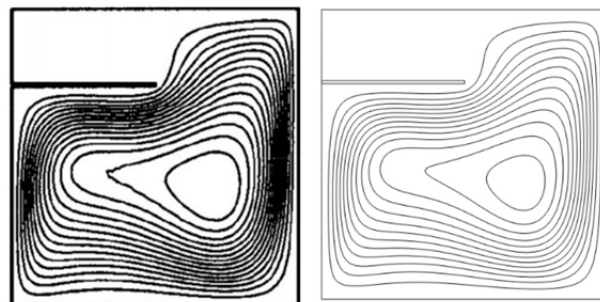


Fig. 2 The comparison of stream functions in a cavity with fin, in the present study (right column) and reference [24] (left column)

شکل 2 مقایسه خطوط جریان در محفظه پره‌دار کار حاضر (ستون راست) و مرجع [24] (ستون چپ)

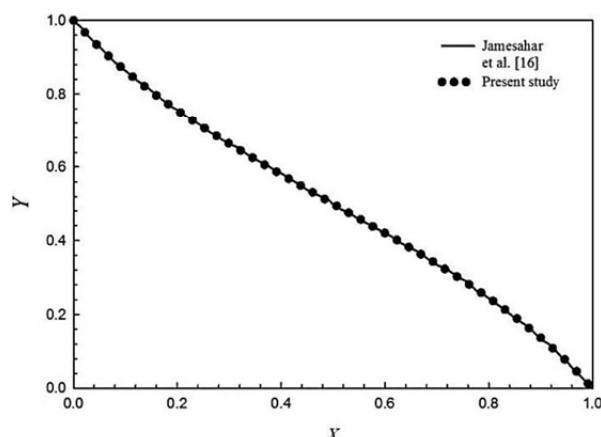


Fig. 3 Comparison of flexible baffle the present work and reference [16], $Ra = 10^7$

شکل 3 مقایسه پره ارتجاعی کار حاضر و مرجع [16]، $Ra = 10^7$

گستره زمان بی‌بعد $0 \leq \tau \leq 0.2$ و در موقعیت‌های بی‌بعد پره‌ها نسبت به دیوار افقی پایینی و $Pr = 6$ برای سیستم صلب و ارتجاعی ارائه شده‌اند. سیستم صلب سیستمی تعریف می‌شود که تمام دیواره‌های محفظه و پره موجود در آن صلب هستند و سیستم ارتجاعی سیستمی تعریف می‌شود که دیواره‌های محفظه صلب اما پره‌ها حالت ارتجاعی دارند. برای سیستم ارتجاعی خواص فیزیکی قسمت‌های ارتجاعی $F_v^* = 0$ و $E^* = 4 \times 10^{10}$ ثابت در نظر گرفته شده‌اند. در ادامه نتایج در سه بخش بررسی موقعیت پره‌ها به‌صورت متقارن (رو به روی یکدیگر)، بررسی موقعیت پره‌ها نسبت به یکدیگر به‌صورت نامتقارن و تأثیر عدد رابلی بر نرخ انتقال حرارت برای سیستم صلب و ارتجاعی ارائه شده است.

6-1- بررسی موقعیت پره‌ها به‌صورت متقارن

در این بخش به بررسی حالتی که پره‌ها رو به روی یکدیگر و در سه موقعیت $H_h = H_c = 0.25, 0.5, 0.75$ نسبت به دیوار افقی پایین قرار گرفته‌اند پرداخته شده است. برای این منظور عدد رابلی ثابت ($Ra = 10^7$) در نظر گرفته شده است.

در "شکل 4" خطوط هم‌دما برای سیستم صلب و سیستم ارتجاعی در سه موقعیت $H_h = H_c = 0.25, 0.5, 0.75$ و $\tau = 0.2$ ، $Ra = 10^7$ نشان داده شده است. اندکی پس از افزایش دمای دیواره سمت چپ T_h دمای لایه‌های سیال مجاور دیوار گرم، توسط مکانیزم هدایت تحت تأثیر تغییر شرط مرزی حرارتی دیوار سمت چپ قرار گرفته است. باگذشت زمان

امر در آن است که با گذر زمان، غالب شدن پدیده جابجایی طبیعی، افزایش سرعت سیال درون محفظه و به طبع آن افزایش نیروی هیدرودینامیکی باعث برهم کنش میان سازه و سیال می‌گردد و بدین ترتیب، با منعطف ساختن پره

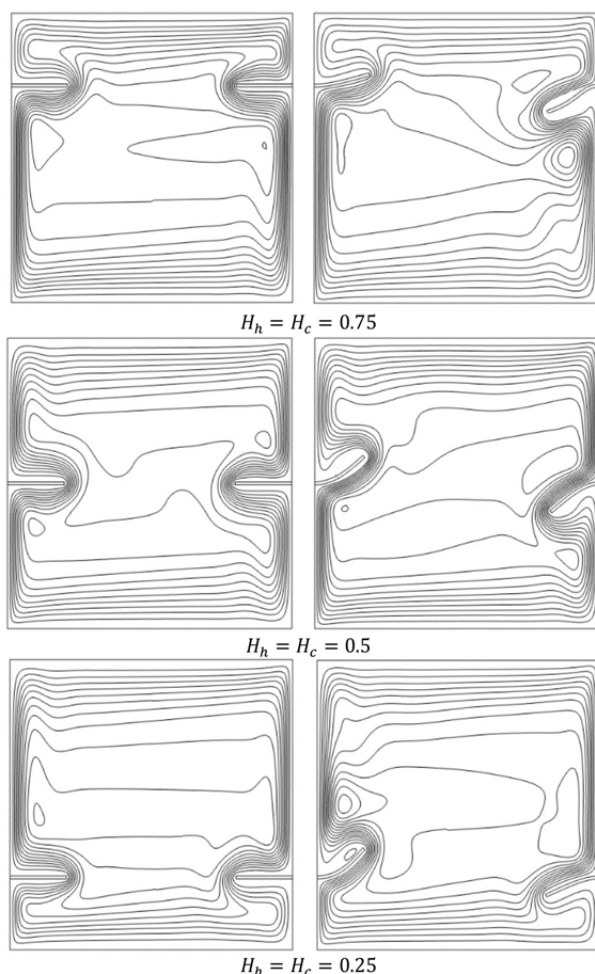


Fig. 5 Stream lines in a cavity with rigid and elastic fins in three different positions, $Ra = 10^7$

شکل 5 خطوط جریان در محفظه با پره صلب و ارتجاعی در سه موقعیت متفاوت، $Ra = 10^7$

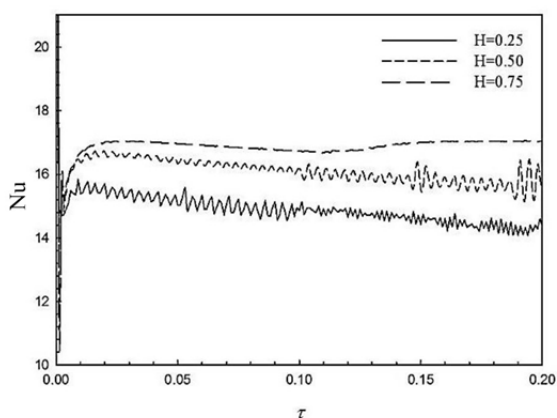


Fig. 6 The average Nusselt numbers variation on the hot wall of elastic system in three different fins positions

شکل 6 ناسلت متوسط بر روی دیوار گرم سیستم ارتجاعی در سه موقعیت متفاوت پره‌ها

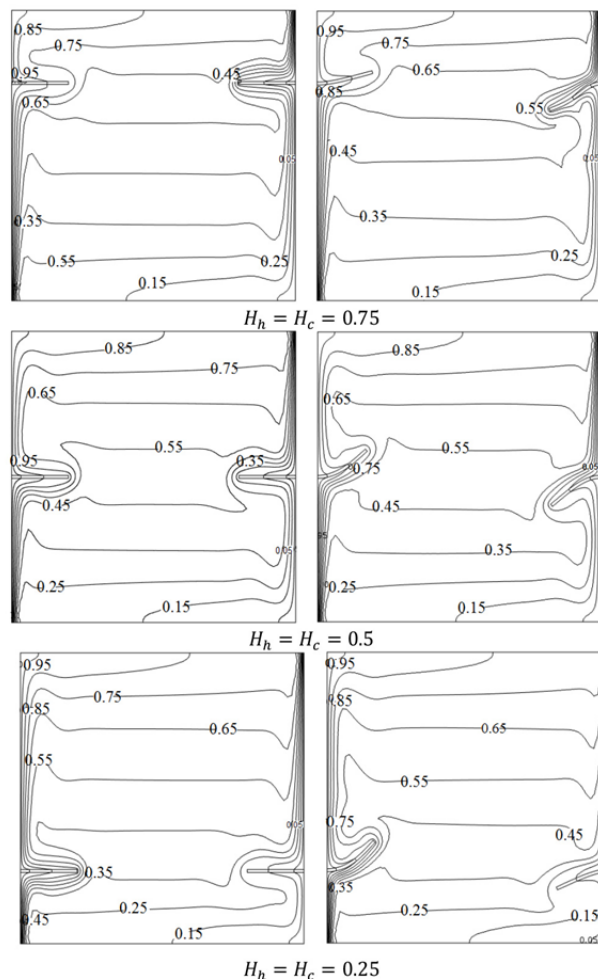


Fig. 4 Isothermal lines in a cavity with rigid and elastic fins in three different positions, $Ra = 10^7$

شکل 4 خطوط همدمای در محفظه با پره صلب و ارتجاعی در سه موقعیت متفاوت، $Ra = 10^7$

مقایسه شده‌اند. همان گونه که ذکر شد، افزایش نیروی شناوری و تغییر شکل پره‌ها در مسیر حرکت سیال سبب می‌شود که توازن سیال در بالا و پایین پره از بین برود و بسته به موقعیت قرار گیری پره بر روی دیواره گرم و یا سرد محفظه، مقدار حجم سیال در بالا و پایین پره تغییر کند.

از آن جا که پره به صورت یک رسانا در نظر گرفته شده است، سیالی که میان دیوار گرم و پره قرار می‌گیرد با سرعت بیشتری نسبت به سیالی که در مجاورت دیواره گرم است حرارت را جذب می‌کند. در نتیجه، هنگامی که از پره صلب بجای پره منعطف پذیر استفاده شود، سیال بیشتری میان پره و دیواره قرار می‌گیرد که سبب افزایش میزان انتقال حرارت در سیستم صلب نسبت به سیستم ارتجاعی شده است.

در "شکل 8" تغییرات عدد ناسلت موضعی دیواره گرم در زمان بی‌بعد $\tau = 0.2$ و $Ra = 10^7$ برای سیستم ارتجاعی نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که موقعیت قرار گیری پره‌ها، نقش بسزایی در افزایش یا کاهش میزان انتقال حرارت در محفظه داشته است. به طوری که بیشترین و کمترین میزان انتقال حرارت به ترتیب مربوط به موقعیت پره‌ها $H_h = H_c = 0.75$ و $H_h = H_c = 0.25$ است. به علاوه، می‌توان دریافت که سهم عمده میزان انتقال حرارت در تمامی موقعیت‌های پره بر روی دیواره گرم، مربوطه به حد فاصله پره از دیواره افقی پایین تا ابتدای محل قرار گیری پره است. علت این

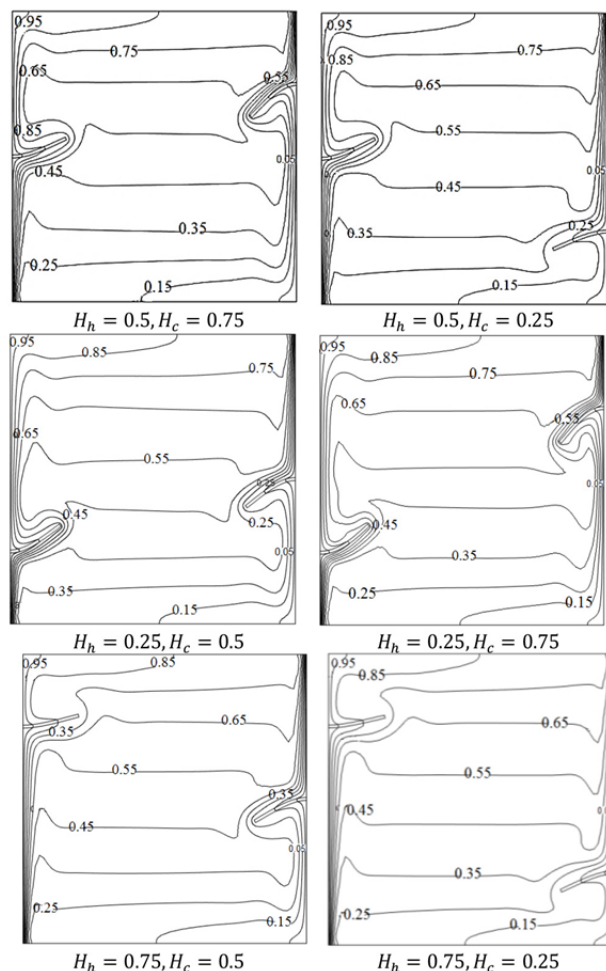


Fig. 9 Isothermal lines in a cavity with elastic fins in different positions, $Ra = 10^7$

شکل 9 خطوط هم‌دما در محفظه با پره‌های ارتجاعی در موقعیت‌های مختلف، $Ra = 10^7$

در "شکل 10" تغییرات ناسلت متوسط بر روی دیواره گرم با گذر زمان در سیستم صلب و ارتجاعی در دو موقعیت متفاوت قرارگیری پره‌ها در $Ra = 10^7$ و $0 \leq \tau \leq 0.2$ با یکدیگر مقایسه شده است. با گذر زمان نمودار ناسلت متوسط در سیستم ارتجاعی از سیستم صلب فاصله گرفته است و در نتیجه، میزان انتقال حرارت در سیستم صلب بیشتر از سیستم ارتجاعی است. به علاوه، میزان تغییرات عدد ناسلت متوسط در هر دو سیستم صلب و ارتجاعی به شدت وابسته به موقعیت قرارگیری پره‌ها نسبت به یکدیگر است؛ این امر در بعضی موارد افزایش و در بعضی موارد کاهش یافته است.

3-6- بررسی اثر عدد رایلی

در این بخش تأثیر عدد رایلی بر نرخ انتقال حرارت درون محفظه بسته صلب و ارتجاعی بررسی شده است.

در "شکل 11" تأثیر مقادیر مختلف $Ra = 10^4 - 10^7$ بر خطوط هم‌دما در سیستم ارتجاعی نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در $Ra = 10^4$ الگوی خطوط هم‌دما نشان از این دارد که هدایت مکانیزم اصلی انتقال حرارت است. با افزایش عدد رایلی جابجایی طبیعی مکانیزم اصلی انتقال شده و تمرکز خطوط هم‌دما در مجاورت دیواره‌های دما ثابت افزایش یافته است.

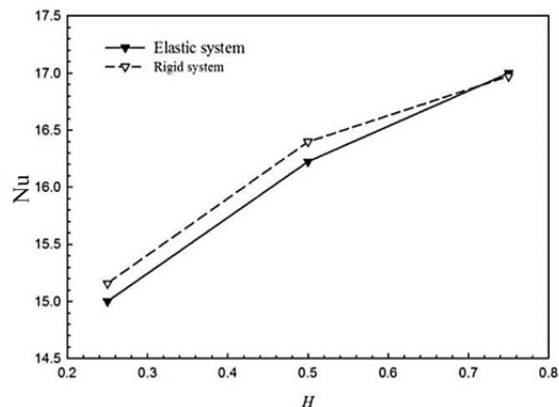


Fig. 7 Comparison of the average Nusselt number on the hot wall between rigid and elastic system

شکل 7 مقایسه ناسلت متوسط بر روی دیوار گرم در سیستم صلب و ارتجاعی

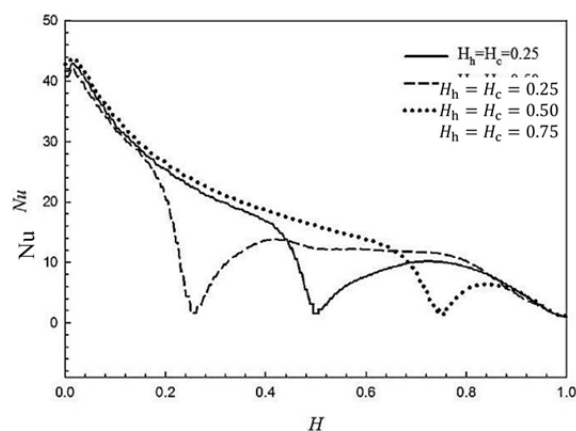


Fig. 8 Comparison of the local Nusselt number on the hot wall for elastic system, $Ra = 10^7$

شکل 8 مقایسه ناسلت موضعی بر روی دیوار گرم در سیستم ارتجاعی، $Ra = 10^7$

در مسیر حرکت خود، فضای بین پره و دیوار گرم کوچک‌تر شده و سیال بین آن‌ها به سمت بالا رانده می‌شود. در نتیجه این امر، سیال کمی بین دیواره گرم و پره انعطاف‌پذیر قرار گرفته و شار حرارتی در قسمت بالای پره نسبت به پایین پره کاهش یافته است.

6-2- بررسی موقعیت پره‌ها به صورت نامتقارن

در این بخش به بررسی تأثیر موقعیت قرارگیری پره‌ها نسبت به یکدیگر در موقعیت‌های متفاوت در سیستم صلب و ارتجاعی پرداخته شده است. برای این منظور عدد رایلی ثابت ($Ra = 10^7$) در نظر گرفته شده است. در "شکل 9" خطوط هم‌دما برای سیستم ارتجاعی در موقعیت‌های متفاوت قرارگیری پره‌های ارتجاعی نسبت به یکدیگر در رایلی 10^7 و $\tau = 0.2$ نشان داده شده است.

ملاحظه می‌گردد که در تمامی کانتورهای نشان داده شده برای پره قرار گرفته بر روی دیواره گرم فشردگی خطوط هم‌دما در قسمت زیرین پره بیشتر از بالای پره است. این امر نشان دهنده افزایش میزان انتقال حرارت در قسمت پایین پره در مقایسه با بالای پره است. از طرفی، برای پره واقع شده بر روی دیواره سرد برعکس این اتفاق رخ داده است؛ و فشردگی خطوط هم‌دما در قسمت بالای پره بیشتر از پایین پره است. این امر نشان دهنده افزایش میزان انتقال حرارت در قسمت بالای پره در مقایسه با پایین پره است.

حرارت جابجایی طبیعی گذار در یک محفظه مربعی با پره‌های ارتجاعی و هادی حرارت که به صورت افقی به دیواره‌های دما ثابت متصل شده‌اند بررسی شد. بررسی‌ها به ازای مقدار ثابت طول پره‌ها در موقعیت‌های مختلف و گستره $Ra = 10^4 - 10^7$ انجام شد. با توجه به نتایج ارائه شده، نتیجه‌گیری‌های زیر را در رابطه با دست آوردهای این مطالعه می‌توان بیان نمود:

- استفاده از سیستم ارتجاعی سبب کاهش میزان انتقال حرارت درون محفظه نسبت به سیستم صلب می‌شود.
- با جابجایی موقعیت پره‌ها و نزدیک کردن آن‌ها به سمت دیواره افقی بالای محفظه، میزان انرژی بیشتری از طریق پره انتقال داده می‌شود.
- افزایش عدد رایی سبب افزایش میزان انتقال حرارت در سیستم صلب و ارتجاعی گردید.

8- فهرست علائم

a	طول ضلع محفظه (m)
A	طول بی‌بعد محفظه
d	جابجایی (m)
E	مدول یانگ (Nm^{-2})
F_v	نیروی حجمی (N)
g	شتاب گرانش (ms^{-2})
l	طول پره (m)
L	طول بی‌بعد پره
h	فاصله پره تا دیوار پایین محفظه (m)
H	فاصله بی‌بعد پره تا دیوار پایین محفظه
I	ماتریس واحد
Nu_m	عدد ناسلت متوسط
Nu_y	ناسلت موضعی
P	فشار (Nm^{-2})
Pr	عدد پراتل
t	زمان (s)
t_f	ضخامت پره
T	دما (K)
u	سرعت اولیه (ms^{-1})
u^g	سرعت حرکت شبکه
U	سرعت بی بعد سیال در راستای X
V	سرعت بی بعد سیال در راستای Y
x	محور مختصات
y	محور مختصات
X	محور بی‌بعد مختصات
Y	محور بی‌بعد مختصات
α	ضریب پخش حرارتی سیال (m^2s^{-1})
β	ضریب انبساط حرارتی (K^{-1})
ε	کرنش
θ	دمای بی‌بعد
λ_s	ضریب لامه اول (Pa)
μ_s	ضریب لامه دوم (Pa)

علائم یونانی

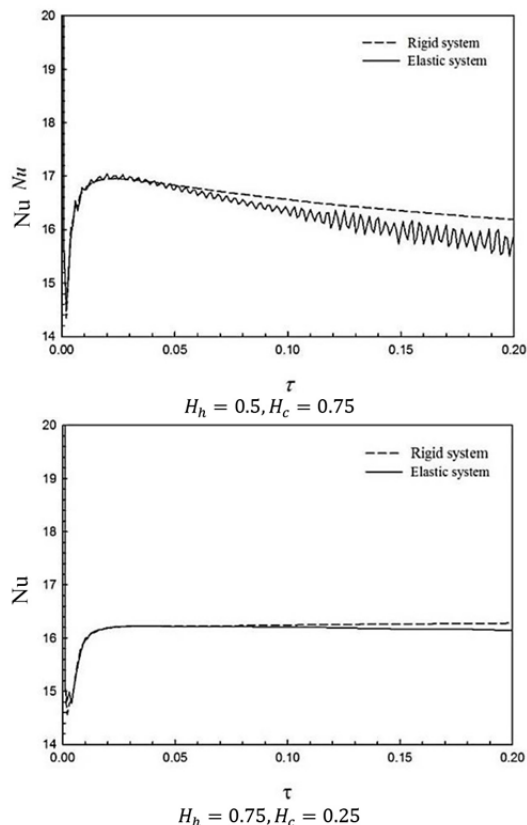


Fig. 10 Variation of average Nusselt number on the hot wall for elastic and rigid system in different fins positions

شکل 10 تغییرات ناسلت متوسط بر روی دیواره گرم برای سیستم ارتجاعی و صلب در موقعیت‌های مختلف قرارگیری پره‌ها

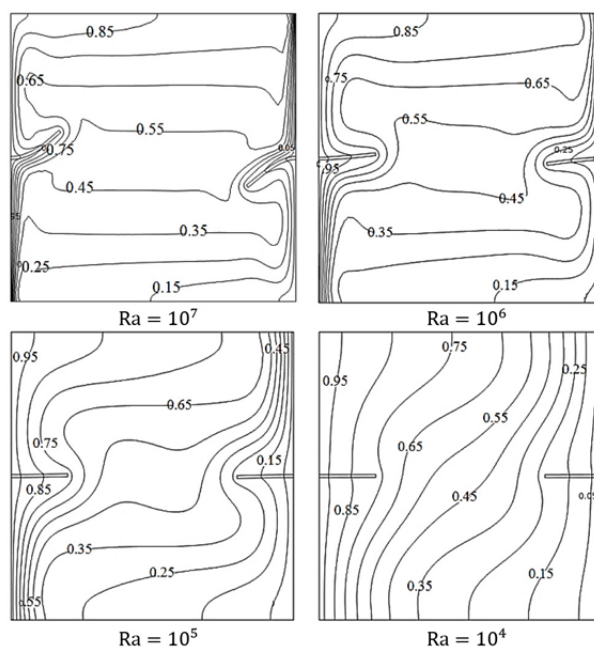


Fig. 11 Isotherm lines for elastic fins in terms of variations of the Rayleigh number

شکل 11 خطوط هم‌دما برای پره‌های ارتجاعی در مقادیر مختلف عدد رایی

7- نتیجه‌گیری

در این پژوهش با در نظر گرفتن اثرات برهم‌کنش بین سیال و جامد، انتقال

- reduction within an enclosure, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, Vol. 66, pp. 17-40, 2014.
- [9] E. H. Dowell, K. C. Hall, Modeling of fluid-structure interaction, *Annual Review of Fluid Mechanics*, Vol. 33, pp. 445-490, 2001.
- [10] G. Hou, J. Wang, A. Layton, Numerical methods for fluid-structure interaction—a review, *Communications in Computational Physics*, Vol. 12, pp. 337-377, 2012.
- [11] O. Doaré, S. Michelin, Piezoelectric coupling in energy-harvesting fluttering flexible plates: linear stability analysis and conversion efficiency, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 27, pp. 1357-1375, 2011.
- [12] N. Kambouchev, R. Radovitzky, L. Noels, Fluid-structure interaction effects in the dynamic response of free-standing plates to uniform shock loading, *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 74, pp. 1042-1045, 2007.
- [13] A. Al Amiri, K. Khanafer, Fluid-structure interaction analysis of mixed convection heat transfer in a lid-driven cavity with a flexible bottom wall, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, pp. 3826-3836, 2011.
- [14] K. Khanafer, A. Alamiri, I. Pop, Fluid-structure interaction analysis of flow and heat transfer characteristics around a flexible microcantilever in a fluidic cell, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, pp. 1646-1653, 2010.
- [15] K. Khanafer, Fluid-structure interaction analysis of non-Darcian effects on natural convection in a porous enclosure, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 58, pp. 382-394, 2013.
- [16] E. Jamesahar, M. Ghalambaz, A. J. Chamkha, Fluid-solid interaction in natural convection heat transfer in a square cavity with a perfectly thermal-conductive flexible diagonal partition, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 100, pp. 303-319, 2016.
- [17] M. Ghalambaz, E. Jamesahar, M. A. Ismael, A. J. Chamkha, Fluid-structure interaction study of natural convection heat transfer over a flexible oscillating fin in a square cavity, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 111, pp. 256-273, 2017.
- [18] A. Raisi, I. Arvin, A numerical study of the effect of fluid-structure interaction on transient natural convection in an air-filled square cavity, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 128, pp. 1-14, 2018.
- [19] H. J. Bungartz, M. Schäfer (Eds.), *Fluid-structure interaction: modelling, simulation, optimisation*, pp. 255-284, Berlin Heidelberg: Springer, 2010.
- [20] G. T. Mase, R. E. Smelser, G. E. Mase (Eds.), *Continuum Mechanics for Engineers*, pp. 111-121, United States: CRC press, 2009.
- [21] N. Takashi, T. J. Hughes, An arbitrary Lagrangian-Eulerian finite element method for interaction of fluid and a rigid body, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 95, pp. 115-138, 1992.
- [22] A. C. Hindmarsh, P. N. Brown, K. E. Grant, S. L. Lee, et al., SUNDIALS: Suite of nonlinear and differential/algebraic equation solvers, *ACM Transactions on Mathematical Software (TOMS)*, Vol. 31, pp. 363-396, 2005.
- [23] 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, pp. 249-264, 1983.
- [24] S. H. Tasnim, M. R. Collins, Numerical analysis of heat transfer in a square cavity with a baffle on the hot wall, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 31, pp. 639-650, 2004.

ρ	چگالی (kgm^{-3})
σ	تانسور تنش (kgm^{-2})
ϑ	ضریب پواسون
τ	دمای بی‌بعد

بالانویس‌ها

*	بدون بعد
f	سیال
g	شبکه

زیرنویس‌ها

c	دیوار سرد
h	دیوار گرم
s	جامد

9- مراجع

- [1] A. Elatar, M. A. Teamah, M. A. Hassab, Numerical study of laminar natural convection inside square enclosure with single horizontal fin, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 99, pp. 41-51, 2015.
- [2] M. Nazari, S. Ramzanian, Natural convection in a square cavity with a heated obstacle using lattice boltzmann method, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 11, pp. 119-133, 2011. (in Persian فارسی)
- [3] 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, pp. 87-94, 1989.
- [4] A. Nag, A. Sarkar, V. Sastri, Natural convection in a differentially heated square cavity with a horizontal partition plate on the hot wall, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 110, pp. 143-156, 1993.
- [5] E. Bilgen, Natural convection in cavities with a thin fin on the hot wall, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 3493-3505, 2005.
- [6] X. Shi, J. Khodadadi, Laminar natural convection heat transfer in a differentially heated square cavity due to a thin fin on the hot wall, *Transactions-American Society of Mechanical Engineers Journal of Heat Transfer*, Vol. 125, pp. 624-634, 2003.
- [7] A. Ben Nakhi, A. J. Chamkha, Effect of length and inclination of a thin fin on natural convection in a square enclosure, *Numerical Heat Transfer*, Vol. 50, pp. 381-399, 2006.
- [8] A. Haghighi, K. Vafai, Optimal positioning of strips for heat transfer