



## تحلیل انتقال حرارت مرکب جابجایی آزاد و

### تشعشی در محفظه های عمودی پره دار

در این مقاله اثر انتقال حرارت تشعشی و جابجایی آزاد بر انتقال حرارت و رفتار جریان در محفظه های عمودی باریک پره دار به کمک تحلیل عددی مورد بررسی قرار گرفته است. انتقال حرارت تشعشی بین سطوح و ضریب دیدها به کمک تقریب اجزای مرزی و روش مونته کارلو بدست آمده اند. میدان های جریان و انتقال حرارت به کمک الگوریتم سیمپل حل شده و سهم هر یک از حالت های انتقال حرارت مشخص گردیده است. نتایج نشان می دهد با توجه به مقدار عدد تشعشع، انتقال حرارت تشعشع ۸ تا ۸۴ درصد سهم انتقال حرارت کلی را به خود اختصاص می دهد. این نسبت برای محدوده دمایی و ابعاد گزارش شده در مراجع قبلی است. در این تحقیق همچنین اثر آرایش پره ها برای رسیدن به حداکثر نرخ انتقال حرارت، مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج این بررسی نشان می دهد آرایش بهینه وابسته به طول پره ها و اعداد رایلی است

### قارن درستی<sup>۱</sup>

کارشناس ارشد

### مهدی معرفت<sup>۲</sup>

دانشیار

واژه های راهنما : محفظه، انتقال حرارت جابجایی آزاد، انتقال حرارت تشعشی، پره

## ۱- مقدمه

با پیشرفت تکنولوژی و نیاز برای نصب قطعات الکترونیکی در فضای محدود محفظه سبب شده است که مسئله انتقال حرارت در محفظه ها مهم و ضروری تلقی گردد. از نمونه های بارز اینگونه تجهیزات می توان به میکروپروسسورها، آی-سی ها و قطعات گرما ساز در کامپیوترهای قابل حمل، تجهیزات ارتباط از راه دور و بسیاری از تجهیزات الکترونیکی که در فضای محفظه دستگاه محبوس شده اند نام برد. انگیزه قوی برای افزایش قطعات الکترونیکی در فضای محدود به محفظه دستگاه باعث شده که مسئله دفع حرارت و همچنین وزن مجموعه از اهمیت بالایی برخوردار شود. یک راه معمول برای افزایش نرخ انتقال حرارت استفاده از پره ها است. نرخ انتقال حرارت سطوح پره دار موضوع بسیاری از تحقیقات آزمایشگاهی و نظری بوده است. اکثر تحقیقات در زمینه های شکل، طول، فاصله و زاویه قرارگیری پره ها در هوای آزاد صورت گرفته است. در تحقیقات گذشته معمولاً از انتقال حرارت تشعشع صرف نظر شده است در صورتی که انتقال حرارت تشعشع نقش مهمی را در نرخ انتقال حرارت کلی مجموعه پره دار ایفا می کند. در تحقیقی که

<sup>۱</sup> کارشناس ارشد، فارغ التحصیل بخش مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس qaran.d@gmail.com

<sup>۲</sup> نویسنده مسئول، دانشیار، بخش مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس maerefat@modares.ac.ir

ادوارد<sup>۱</sup> و چادوک<sup>۲</sup> [۱] بر روی پره‌های مدور انجام دادند پی بردند که حدود یک سوم انتقال حرارت مبادله شده توسط مکانیزم تشعشع انجام می‌پذیرد. اسپارو<sup>۳</sup> و وموری<sup>۴</sup> [۲] تحقیق آزمایشگاهی بر روی پره‌های سوزنی با تراکم بالا انجام دادند و نشان دادند که سهم انتقال حرارت تشعشع ۲۰ تا ۴۰ درصد انتقال حرارت کلی است. راو<sup>۵</sup> و ونکاتشان<sup>۶</sup> [۳] برای آرایش پره‌های افقی تحقیق آزمایشگاهی انجام دادند و پارامترهای موثر در کارایی پره‌ها را مورد بررسی قرار دادند. مهم ترین نتیجه‌ای که از تحقیق ایشان حاصل شد این بود که بررسی مجزای انتقال حرارت جابجایی و تشعشع و جمع آثار آن در تخمین نرخ انتقال حرارت تلف شده به نتایج درستی منجر نمی‌شود. آبرامزون<sup>۷</sup> [۴] با بحثی که پیرامون تخمین نرخ انتقال حرارت تشعشعی داشت متوجه شد که ۲۰ درصد انتقال حرارت به کمک مکانیزم تشعشع تبادل می‌شود. در مرجع [۵] وضعیت پره‌ها در حالتی که بصورت تجمعی و موضعی در فضای محفظه محبوس است مورد تحقیق قرار گرفته است. نتایج تحقیق مذکور نشان می‌دهد که انتقال حرارت تشعشع سهم قابل توجهی از انتقال حرارت کلی را به خود اختصاص می‌دهد. مرجع [۶] مسئله انتقال حرارت جابجایی آزاد و تشعشعی پره‌های عمودی که با محیط آزاد در ارتباط بودند را به کمک آنالیز تلفیقی مورد بررسی قرار داده است. در این تحقیق اثر پارامترهای هندسی پره از قبیل طول و فاصله بین پره‌ها و همچنین پارامترهای حرارتی مانند دمای پای پره‌ها و ضریب نشر پره‌ها مورد بررسی قرار گرفته است. توزیع دما در پره استوانه‌ای شکل که از یک سر آزاد و پای آن متصل به سطح گرم است در مرجع [۷] مورد بررسی قرار گرفته است. در این تحقیق انتقال حرارت تشعشع و جابجایی آزاد به صورت هم زمان در مدل سازی در نظر گرفته شده است. نتایج تحقیق مذکور نشان می‌دهد که ۱۵ تا ۲۰ درصد انتقال حرارت مختص به مکانیزم تشعشع است. اکثر تحقیقات موجود، مسئله پره‌ها را در حالتی که پره در حال تبادل حرارت با فضای آزاد است، مورد بررسی قرار داده‌اند و با وجود اینکه مسئله دفع انتقال حرارت تجهیزات الکترونیکی در فضای بسته اهمیت پیدا می‌کند، تحقیقات انجام گرفته در زمینه بررسی انتقال حرارت پره‌ها در فضای محبوس به محفظه‌های باریک، اندک و بر اساس گزارش مرجع [۸]، تا کنون تنها سه مقاله وجود دارد که مسئله مذکور را مورد بررسی قرار داده‌اند. اینادا و همکارانش [۹] تحقیق آزمایشگاهی را برای پره‌های عمودی در محفظه‌های افقی ترتیب دادند. بر مبنای این تحقیق نرخ انتقال حرارت جابجایی آزاد بر حسب ارتفاع و تعداد پره‌ها در محدوده نه چندان وسیعی از اعداد رایلی گزارش شد. آرکیوس و رادی [۱۰] برای همین هندسه تحقیق عددی انجام دادند که در آن انتقال حرارت به صورت هدایت در پره‌ها و جابجایی آزاد در هوای محبوس بین دو جدار در نظر گرفته شده بود. در این تحقیق اطلاعات مربوط به تاثیر تعداد، طول پره‌ها و عدد رایلی بر نرخ انتقال حرارت و الگوی جریان و همچنین تاثیر این موارد بر چگونگی تشکیل سلول‌های جابجایی گزارش شده است. اخیرا نادا [۸] نیز تحقیق آزمایشگاهی در این زمینه برای محفظه‌های افقی و عمودی پره‌دار مستطیلی با پره‌های عمود بر سطح محفظه انجام داده است. که بر اساس این تحقیق اثر تعداد، ارتفاع پره‌ها و موقعیت محفظه در محدوده

<sup>1</sup> Edwards

<sup>4</sup> Chaddock

<sup>3</sup> Sparrow

<sup>4</sup> Vemuri

<sup>5</sup> Rao

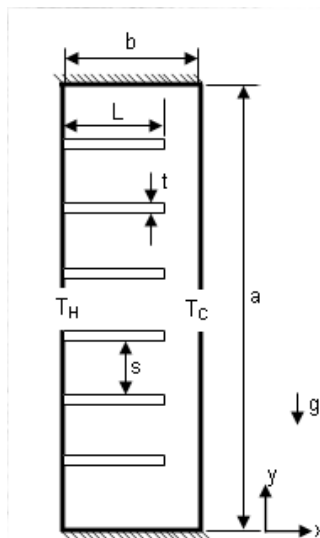
<sup>6</sup> Venkateshan

<sup>7</sup> Abramzon

وسعی از اعداد رایلی بر نرخ انتقال حرارت جابجایی آزاد گزارش شده است. بر اساس این تحقیق فاصله بهینه پره‌ها برای حالتی که نرخ انتقال حرارت و کارایی حداکثر می‌شود، بدست آمده است. همانطور که ملاحظه می‌شود تحقیقات انجام شده در ارتباط با محفظه‌های باریک پره‌دار، محدود به بررسی اثر هندسی پره‌ها و عدد رایلی بر انتقال حرارت جابجایی آزاد است. از آنجایی که انتقال حرارت تشعشعی می‌تواند تاثیر به‌سزایی در کارایی پره‌ها و تبادل حرارت داشته باشد به نظر می‌رسد که با در نظر گیری این حالت انتقال حرارت، نتایج متفاوتی نسبت به نتایج گزارش شده در مراجع [۸ و ۹ و ۱۰] بدست آید. بر این اساس هدف از انجام تحقیق حاضر بررسی پارامترهای هندسی پره‌ها، از قبیل تعداد و طول پره‌ها بر نرخ انتقال حرارت، رفتار جریان و کارایی پره‌ها در محدودهای کاربردی و وسیع حرارتی و هندسی با در نظر گیری همزمان انتقال حرارت تشعشعی و جابجایی آزاد است.

## ۲- فیزیک مسئله

مدل فیزیکی مسئله حاضر در شکل (۱) ترسیم شده است. طول و عرض محفظه به ترتیب  $a$  و  $b$  است که یک طرف آن گرم و در دمای  $T_H$  و طرف دیگر آن سرد و در دمای  $T_C$  ثابت شده است. طرف بالا و پایین محفظه عایق است و هیچگونه تبادل حرارتی با محیط بیرون ندارد. این محفظه از سمت گرم آن مجهز به پره‌هایی به طول  $L$  و ضخامت  $t$  است که با فاصله مساوی  $S$  از یکدیگر قرار دارند.



شکل ۱- مدل فیزیکی بررسی شده

## ۳- معادلات حاکم

انتقال حرارت در فضای نمونه حاضر بصورت انتقال حرارت هدایت در پره‌ها، انتقال حرارت جابجایی آزاد در سیال محصور در محفظه و انتقال حرارت تشعشع بین سطوح گرم و سرد است. در تحقیق حاضر انتقال حرارت هدایت در پره‌ها به عنوان قسمتی از دامنه محاسباتی در نظر گرفته شده است. بدین صورت که شبکه محاسباتی در برگیرنده ناحیه جامد پره‌ها و هوای میانی داخل محفظه است. خواص ترموفیزیکی

سیال، ثابت و به صورت میانگین حسابی در دمای متوسط سطوح سرد و گرم در نظر گرفته شده است. برای تقریب ترم شناوری در معادلات ممنتوم از تقریب بوزینسک استفاده شده است. انتقال حرارت دوبعدی، جریان آرام، تراکم ناپذیر و پایدار فرض شده است. برای بی بعد سازی معادلات حاکم از متغیرهای زیر استفاده شده است :

$$X = x/b, \quad Y = y/b \quad (۱)$$

$$U = ub/v, \quad V = vb/v \quad (۲)$$

$$\theta = (T - T_C)/(T_H - T_C), \quad P = (p + \rho_0 g y)b^2 / \rho_0 v^2 \quad (۳)$$

که در آن  $v$  ویسکوزیته سینماتیکی سیال و  $\rho$  چگالی سیال و زیرنویس  $0$  بیانگر دمای مبنای محاسبات است. سایر علائم بیان کننده متغیرهای متداول در مکانیک سیالات است.

معادله پیوستگی :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (۴)$$

معادله ممنتوم در راستای X :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = \lambda \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) - \frac{\partial P}{\partial X} \quad (۵)$$

معادله ممنتوم در راستای Y :

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = \lambda \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) - \frac{\partial P}{\partial Y} + \text{RaPr} \theta \quad (۶)$$

معادله انرژی :

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = R_k \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (۷)$$

معادلات (۴ تا ۷) برای کل شبکه محاسباتی نوشته شده است. بدین معنی که ناحیه جامد پره‌ها نیز در شبکه محاسباتی لحاظ شده است. برای این منظور دو پارامتر بدون بعد  $\lambda$  و  $R_k$  در معادلات ممنتوم و انرژی تعریف شده است که به نوعی معادلات حاکم را برای مدل سازی ناحیه جامد و سیال تعدیل می‌کند. مقادیر  $\lambda$  و  $R_k$  برای سیال مساوی ۱ و برای مرز جامد این مقادیر به ترتیب برابر با  $\infty$  و  $R_k = k_s / k_f$  است. در این محاسبات عددی از روش حجم محدود استفاده شده و برای انفصال معادلات حاکم از طرح قانون توانی استفاده گردیده است. برای بر طرف کردن درگیری بین فشار و سرعت از الگوریتم سیمپل استفاده گردیده است. برای مدل سازی پره‌ها از روش پیشنهادی بلاک آف [۱۱] استفاده شده است. در این تحقیق شرط همگرایی برای معادلات پیوستگی و ممنتوم کوچکتر شدن باقیمانده‌ها از مقدار  $10^{-4}$  و معادله انرژی از مقدار  $10^{-7}$  است.

سیال داخل فضای محفظه هوا است. بنابراین با اطمینان کامل می‌توان محیط واسط را شفاف در نظر گرفت. از آنجایی که هوا نقشی در انتقال حرارت تشعشع ندارد. تنها عامل انتقال حرارت تشعشع سطوح پره‌ها و دیواره‌های محفظه است. کلیه سطوح خاکستری و پخش کننده فرض شدند. سطوح جامد طوری به سطوح کوچک تقسیم می‌شوند که می‌توان هر یک از سطوح کوچک را همدمما فرض کرد. حجم‌های محدود به طوری چیدمان شده‌اند که سطح مشترک حجم کنترل‌های ناحیه سیال و جامد بر روی هم قرار می‌گیرند. برای محاسبه شار تشعشعی نیاز است که دمای وجوه حجم کنترل‌هایی که بر روی سطوح جامد قرار دارند محاسبه گردد. از آنجایی که در سطوح جامد می‌بایست موازنه حرارتی تشعشع، هدایت و جابجایی برقرار باشد، بنابراین برای پره‌ها معادلات حاکم به صورت زیر خلاصه خواهد شد:

$$R_k \frac{\partial \theta_s}{\partial X} = \frac{\partial \theta}{\partial X} - NrQ_r \quad (8)$$

و برای سطوح بی دررو بالا و پایین محفظه داریم:

$$\frac{\partial \theta}{\partial Y} - NrQ_r = 0 \quad (9)$$

در معادلات (۸) و (۹)  $Q_r = \frac{q_r}{\sigma T_h^4}$  دانسیته شار تشعشعی حرارتی بدون بعد است، و ضریب

$Nr = \frac{\sigma T_h^4}{(k_f \Delta T / b)}$  عدد تشعشع است که نشان دهنده قابلیت تشعشع به قابلیت جابجایی سطح می‌باشد.

همانطور که ذکر شد سطوح پره‌ها و دیواره‌ها به سطوح کوچک که منطبق بر وجوه حجم کنترل‌های مشترک مرز جامد و سیال می‌باشند تقسیم شده است. با فرض دیفیوز و خاکستری بودن سطوح، دانسیته شار حرارتی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$Q_{r,i} = R_i - \sum_{j=1}^N R_j F_{i-j} \quad (10)$$

در معادله بالا  $N$  تعداد کل سطوح تشکیل دهنده محفظه و سطوح پره‌ها است.  $R_i$  برای هر سطح  $A_i$  با حل معادله زیر بدست می‌آید:

$$\sum_{j=1}^N (\delta_{ij} - (1 - \varepsilon_i) F_{i-j}) R_j = \varepsilon_i \Theta_i^4 \quad (11)$$

به ازای  $N$  سطح تشعشعی،  $N(N-1)/2$  ضریب دید لازم است. در اینجا ضریب دیدها به کمک روش مونته‌کارلو محاسبه شده‌اند [۱۲].

روند کلی حل بدین صورت است که ابتدا معادلات (۸) و (۹) حل می‌گردد تا توزیع دما در پره‌ها بدست آید و با دماهای بدست آمده معادلات جریان (۴) تا (۷) حل می‌گردد. سپس بوسیله مقادیر جدید توزیع دما دوباره این روند تا رسیدن به همگرایی تکرار می‌شود. بعد از همگرا شدن، نرخ انتقال حرارت تشعشع، جابجایی آزاد و نرخ انتقال حرارت کلی به ترتیب به کمک معادلات (۱۲)، (۱۳) و (۱۴) محاسبه می‌شود:

$$Q_r^* = \frac{1}{A} \int_0^A NrQ_r dA \quad (12)$$

$$Q_c^* = \frac{1}{A} \int_A \left( \frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_A + \frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_A \right) dA \quad (13)$$

$$Q^* = Q_r^* + Q_c^* \quad (14)$$

#### ۴-آزمون استقلال شبکه

قبل از اینکه پدیده انتقال حرارت در هندسه مورد نظر مورد بررسی قرار گیرد لازم است در ابتدا از استقلال نسبت به شبکه محاسباتی اطمینان حاصل گردد. برای این منظور در این بخش آزمون استقلال شبکه برای چند حالت ارائه شده است.

با توجه به نتایج گزارش شده در مرجع [۱۰] نتایج محاسبات در اعداد رایلی بزرگتر وابستگی بیشتری به شبکه محاسباتی دارد. به همین منظور لازم است که آزمون استقلال شبکه در محدوده بالای عدد رایلی تحقیق حاضر ( $Ra=5 \times 10^4$ ) انجام شود. در جدول (۱)، به ازای فواصل بدون بعد پره‌ها (۰/۶۲، ۰/۷۳، ۰/۸۹، ۱،  $S/b=1/33$ ) پنج آرایش مختلف برای شبکه محاسباتی در نظر گرفته شده است. اختلاف نتایج در تعیین نرخ انتقال حرارت کلی به ازای آرایش‌های مختلف کمتر از ۱ درصد به دست آمده است. از آنجایی که حجم محاسبات آرایش  $150 \times 150$  برای به ازای همه فواصل پره‌ها ( $S/b$ )، نسبت به چهار آرایش دیگر پایین تر و نیز از دقت قابل قبولی برخوردار است در اینجا از این آرایش برای محاسبات استفاده گردیده است.

#### ۵-اعتبار سنجی کد و مقایسه نتایج

برای اعتبار سنجی کد بکار رفته در مقاله حاضر دو مسئله انتقال حرارت شامل انتقال حرارت آزاد در محفظه ها و مسائل رایلی-بنارد، مورد مقایسه و بررسی قرار گرفته است. در این بخش به علت مشابه بودن مدل سازی مرجع [۱۲] با مدل تحقیق حاضر به مقایسه نتایج حاصله از کد حاضر با این مرجع پرداخته شده است (شکل ۲). در مرجع [۱۲] هر دو حالت انتقال حرارت لحاظ شده است. هندسه بکار رفته در این مرجع در شکل (۲) نشان داده شده است. محفظه شامل یک بدنه داخلی جامد است که در قسمت میانی قرار دارد. دیواره های عمودی در دمای ثابت  $T_C$  و  $T_H$  قرار داده شده اند و دو دیوار افقی از لحاظ انتقال حرارتی بی دررو است. پارامترهای هندسی مسئله شامل عرض محفظه  $b = 0.03 \text{ m}$ ، نسبت طول به عرض محفظه  $L/b = 2$ ، نسبت عرض بدنه داخلی به عرض محفظه  $bi/b = 0.4$  و نسبت طول بدنه داخلی به طول محفظه،  $Li/L = 0.8$ ، است. دمای متوسط،  $T_0 = 300 \text{ K}$ ، اختلاف دمای دو دیوار جانبی،  $\Delta T = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ، عدد پرانتل،  $Pr = 0.70$  و عدد تشعشع  $Nr = 2114$  است.

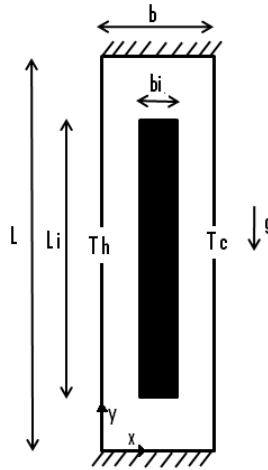
نتایج حاصله از کد بکار رفته در مقاله حاضر و نتایج گزارش شده در مرجع [۱۲] در جدول (۲) خلاصه شده است. همانطور که مشاهده می شود مقدار نرخ انتقال حرارت کلی بدست آمده از کد حاضر تطابق خوبی با مقدار مرجع [۱۲] دارد.

**جدول ۱- آزمون استقلال شبکه برای  $\varepsilon = 0.9$  و  $L/b = 0.75$ .  $Nr = 0.147$ .  $Ra = 5 \times 10^4$**

S/b=1/33					
۲۵۰×۲۵۰	۲۰۰×۲۰۰	۲۰۰×۱۵۰	۱۵۰×۲۰۰	۱۵۰×۱۵۰	آرایش شبکه
۱۱/۸۸۶	۱۱/۲۹۶	۱۱/۶۹	۱۱/۶۷۷	۱۱/۶۵۲	$Q^*$
۰/۲۰۴	-۰/۰۱۴	-۰/۱۰۷	۰/۲۱۶		اختلاف (%)
S/b=1/10					
۲۵۰×۲۵۰	۲۰۰×۲۰۰	۲۰۰×۱۵۰	۱۵۰×۲۰۰	۱۵۰×۱۵۰	آرایش شبکه
۱۱/۹۱۹	۱۱/۹۳۴	۱۱/۹۸۲	۱۱/۹۶۹	۱۱/۹۷۷	$Q^*$
-۰/۰۶۴	۰/۱۱۳	-۰/۴۰۳	-۰/۱۳۰		اختلاف (%)
S/b=0/89					
۲۵۰×۲۵۰	۲۰۰×۲۰۰	۲۰۰×۱۵۰	۱۵۰×۲۰۰	۱۵۰×۱۵۰	آرایش شبکه
۱۲/۲۷۹	۱۲/۲۹۵	۱۲/۲۶۹	۱۲/۱۷۳	۱۲/۲۸۰	$Q^*$
۰/۱۲۴	-۰/۲۱۱	-۰/۷۸۱	۰/۸۹۴		اختلاف (%)
S/b=0/73					
۲۵۰×۲۵۰	۲۰۰×۲۰۰	۲۰۰×۱۵۰	۱۵۰×۲۰۰	۱۵۰×۱۵۰	آرایش شبکه
۱۲/۱۹۴	۱۲/۱۹۹	۱۲/۲۰۰	۱۲/۲۱۴	۱۲/۲۱۲	$Q^*$
۰/۰۱۲	-۰/۱۱۳	-۰/۰۰۸	-۰/۰۳۷۸		اختلاف (%)
S/b=0/69					
۲۵۰×۲۵۰	۲۰۰×۲۰۰	۲۰۰×۱۵۰	۱۵۰×۲۰۰	۱۵۰×۱۵۰	آرایش شبکه
۱۲/۰۲۵	۱۲/۰۵۴	۱۲/۰۹۱	۱۲/۱۰۶	۱۲/۰۹۵	$Q^*$
۰/۰۸۹۱	-۰/۱۲۴	-۰/۳۰۱	-۰/۲۴۵		اختلاف (%)

**جدول ۲- مقایسه نتایج نرخ انتقال حرارت کد بکار رفته در مقاله حاضر با مرجع [۱۲].**

اختلاف به درصد	تحقیق حاضر	مرجع [۱۲]	نرخ انتقال حرارت
٪۱.۲۷	۹.۲۴۰	۹.۳۶	$(Q^*)$ بدون بدنه داخلی
٪۱.۸۹	۶.۱۱۶	۶	$(Q^*)$ با بدنه داخلی



شکل ۲- هندسه در نظر گرفته شده برای اعتبار سنجی کد.

## ۶- نتایج و بحث

در تحقیق حاضر سیال محبوس در محفظه، هوا با عدد پرانتل  $Pr = 0.707$  است. برای بررسی اثر انتقال حرارت تشعشع و انتقال حرارت جابجایی آزاد، محدوده  $Ra$  عدد رایلی بین ۵۰۰ و ۵۰۰۰۰، و محدوده  $Nr$  عدد تشعشع بین ۳/۳۳ و ۲۰۰ انتخاب شده است. موارد در نظر گرفته برای آرایش پره‌ها، شامل شش مقدار برای فاصله پره‌ها ( $S/b = 1/33 - 0.21$ ) و سه مقدار برای طول پره‌ها ( $L/b = 0.25, 0.5, 0.75$ ) است و همچنین ضخامت بی بعد پره‌ها  $t/b = 0.05$  و نسبت عرض به ارتفاع محفظه  $AR = 0.125$  در نظر گرفته شده است. شرایط مرزی برای تحقیق حاضر عبارتند از:

$$\theta = 1 \text{ at } X = 0 \quad (15)$$

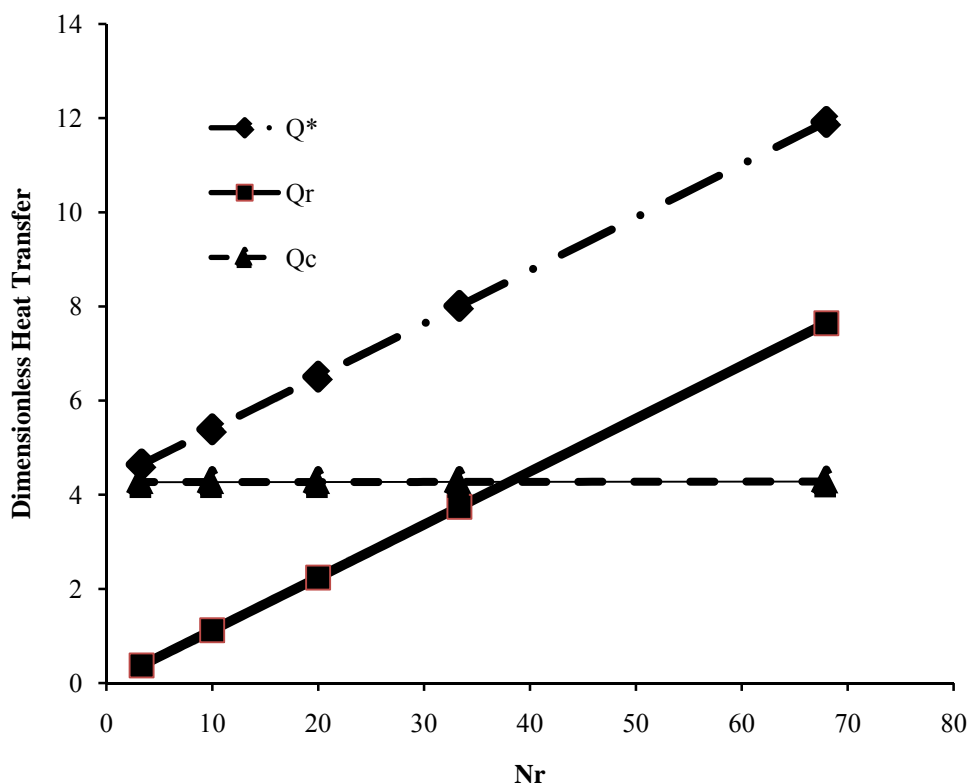
$$\theta = 0 \text{ at } X = 1 \quad (16)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0 \text{ at } Y = 0, Y = 1 \quad (17)$$

### ۶-۱- اثر تشعشع

در این تحقیق به علت نوع مدل سازی استفاده شده، هر یک از مدهای انتقال حرارت به وسیله روابط (۱۲) و (۱۳) به طور مجزا قابل محاسبه هستند. در نتیجه می‌توان اثر هر یک از حالت‌های انتقال حرارت را به طور جداگانه در انتقال حرارت کلی مورد بررسی قرار داد. شکل (۳) اثر عدد تشعشع را بر انتقال حرارت کلی و سهم هر یک از حالت‌های انتقال حرارت تشعشع و جابجایی را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که اثر افزایش عدد تشعشع بر نرخ انتقال حرارت تشعشعی تقریباً خطی است به طوری که با افزایش آن نرخ انتقال حرارت افزایش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود افزایش این پارامتر تاثیری بر انتقال حرارت جابجایی نمی‌گذارد.



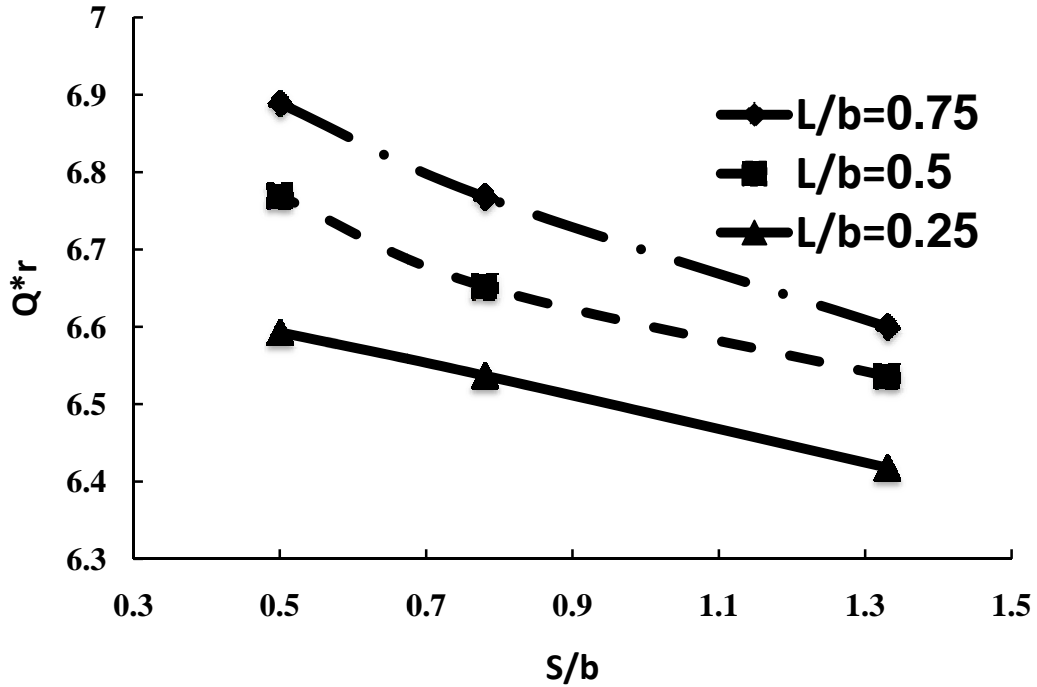


شکل ۳- نرخ انتقال حرارت بر حسب عدد تشعشع.  $Ra = 50000$ ،  $T_0^* = 30/95$  و  $s/b = 1$  و  $L/b = 0.75$

این پدیده نشان می‌دهد که انتقال حرارت جابجایی در این مساله متأثر از عدد رایلی است در نتیجه افزایش عدد تشعشع تاثیری بر نرخ آن نمی‌گذارد. با توجه به شکل (۳) سهم انتقال حرارت تشعشع بسته به مقدار عدد تشعشع، از ۸ درصد تا ۸۴ درصد متغیر است و در حدود  $Nr = 38$  برای این مورد سهم دو حالت انتقال حرارت جابجایی و تشعشع تقریباً با هم برابر می‌شوند. نتیجه جالب توجه از مشاهده شکل (۳) این است که با وجود ثابت ماندن عدد رایلی، انتقال حرارت کلی بسته به مقدار عدد تشعشع می‌تواند متغیر باشد. در مسائلی از این دست که انتقال حرارت تشعشع به مراتب از جابجایی بیشتر است در نظر گرفتن پارامتر عدد رایلی به تنهایی در تعیین نرخ انتقال حرارت به صورتی که در مراجع [۸-۱۰] در نظر گرفته شد می‌تواند دارای خطای زیادی باشد. به بیان دیگر در شرایطی که مقدار انتقال حرارت تشعشع در مقایسه با انتقال حرارت جابجایی قابل ملاحظه است، طراحی چیدمان و آرایش پره‌ها بر اساس یافته‌های مراجع [۸، ۹ و ۱۰] که در آنها فقط انتقال حرارت جابجایی پارامتر اصلی در انتخاب تعداد و آرایش پره‌ها است به نتایج نادرستی خواهد انجامید.

نتایج نشان می‌دهد که برای حالت‌های دیگر نیز همانند آنچه که در شکل ۳ نشان داده شده است، تغییرات نرخ انتقال حرارت تشعشع نسبت به عدد تشعشع تقریباً خطی است. بنابراین در جدول (۳) نتایج مربوط به شیب خط و نرخ انتقال حرارت تشعشع برای فاصله‌ها و طول‌های مختلف آورده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود با کاهش فاصله پره‌ها و افزایش طول پره‌ها شیب خط و همچنین نرخ انتقال حرارت تشعشع افزایش می‌یابد. این بدان علت است که با افزایش طول و یا کاهش فاصله پره‌ها ضریب شکل سطح سرد به سطوح گرم افزایش می‌یابد از آنجایی که انتقال حرارت تشعشع به طور مستقیم با ضریب

شکل رابطه مستقیم دارد در نتیجه افزایش آن سبب افزایش نرخ انتقال حرارت تشعشع می‌گردد. شکل (۴) نیز نشان دهنده اثر کاهش فاصله پره‌ها بر نرخ انتقال حرارت تشعشع به ازای  $Ra=50000$ ،  $AR=0.125$ ،  $Nr=60$  و  $T_0^*=30/95$  است.



شکل ۴- اثر کاهش فاصله پره‌ها بر نرخ انتقال حرارت تشعشع به ازای  $Ra=50000$ ،  $AR=0.125$ ،  $Nr=60$  و  $T_0^*=30/95$

جدول ۳- اثر فاصله پره‌ها بر نرخ انتقال حرارت تشعشع به ازای اعداد رایلی و تشعشع مختلف.

	L/b=0.75		L/b=0.5		L/b=0.25	
	$Q_r^*$	Slope	$Q_r^*$	Slope	$Q_r^*$	Slope
$s/b=1/33$	6/60	0/110	6/536	0/109	6/418	0/107
$s/b=0/8$	6/768	0/113	6/652	0/111	6/537	0/109
$s/b=0/5$	6/889	0/115	6/769	0/113	6/659	0/110

داده‌ها با فرض  $Ra=50000$ ،  $AR=0.125$ ،  $Nr=60$  و  $T_0^*=30/95$  است.

### ۶-۲- اثر فاصله پره‌ها بر نرخ انتقال حرارت کلی

جدول (۴) اثر فاصله پره‌ها را بر نرخ انتقال حرارت کلی مجموعه محفظه پره‌دار را به ازای اعداد رایلی ۵۰۰ و ۵۰۰۰ و اعداد تشعشع ۳/۳۳ و ۲۰۰ نشان می‌دهد. بقیه پارامترها از قبیل نسبت طول به عرض محفظه، نسبت دمای مبنای ( $T_0^*$ ) و نسبت طول پره‌ها ثابت فرض شده است. نتایج نشان می‌دهد در اعداد رایلی پایین ( $Ra=500$ ) افزایش تعداد پره‌ها یا به عبارتی کاهش فاصله پره‌ها سبب افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود در صورتی که روند تغییرات نرخ انتقال حرارت با افزایش تعداد پره‌ها در اعداد رایلی بالاتر بدین صورت است که ابتدا با کاهش فاصله بین پره‌ها نرخ انتقال حرارت افزایش می‌یابد و بعد از رسیدن به یک

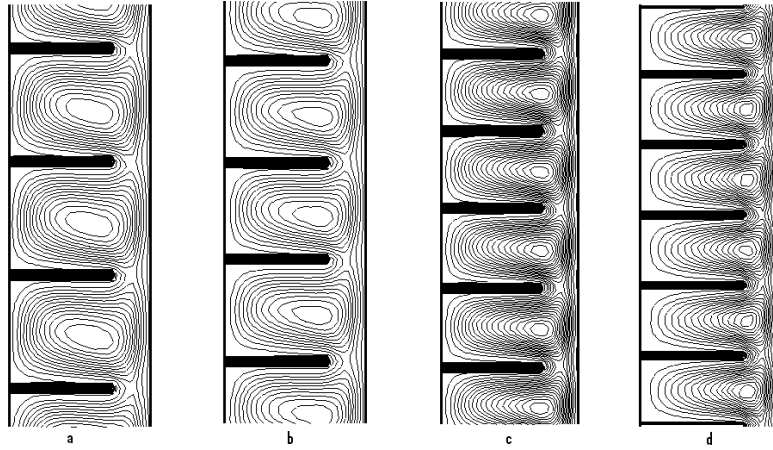
مقدار حداکثر، از آن به بعد کاهش بیشتر فاصله پره‌ها سبب کاهش نرخ انتقال حرارت می‌شود. علت این پدیده این است که در اعداد رایلی پایین، عموماً حالت غالب انتقال حرارت، هدایت و تشعشع است. از آنجایی که افزایش تعداد پره‌ها سبب افزایش سطح حرارتی می‌شود در نتیجه انتقال حرارت مجموعه افزایش می‌یابد. ولی در اعداد رایلی بالا به دلیل افزایش سرعت جریانی، تاثیر مکانیزم جابجایی بر انتقال حرارت افزایش می‌یابد. در این حالت افزایش تعداد پره‌ها باعث افزایش سطح انتقال حرارت و مهمتر از آن تعداد سلول‌های جابجایی، که خود عامل افزایش انتقال حرارت هستند، می‌شود در نتیجه انتظار می‌رود با افزایش تعداد پره‌ها انتقال حرارت مجموعه افزایش یابد. ولی از آنجایی که افزایش تعداد پره‌ها سبب افزایش مقاومت در مقابل جریان و ساکن شدن جریان می‌شود، در نتیجه وجود یک بیشینه برای نرخ انتقال حرارت در یک عدد رایلی خاص قطعی می‌گردد. علت این پدیده با مشاهده شکل (۵) ملموس تر است. همانطور که مشاهده می‌شود افزایش تعداد پره‌ها سبب افزایش تعداد سلول‌ها جابجایی می‌شود که این خود عامل افزایش نرخ انتقال حرارت است ولی با توجه به شکل (۵) افزایش تعداد پره‌ها سبب کاهش سرعت سیال میانی و سکون آن می‌شود. همچنین افزایش تعداد پره‌ها از حالت د به بعد سبب کاهش گرادیان دما می‌شود. که این دو عامل با هم سبب کاهش نرخ انتقال حرارت مجموعه می‌گردد.

نتیجه جالب دیگری که از مشاهده نتایج جدول (۴) قابل توجه است، این است که با کاهش فاصله پره‌ها از ۰/۶۷ به ۰/۵۳ زمانی که عدد تشعشع (Nr) ۳/۳۳ است، نرخ انتقال حرارت کلی حدود ۳/۵ درصد کاهش می‌یابد در صورتی که این کاهش برای  $Nr=200$  مساوی ۰/۷ درصد است. این نشان می‌دهد در  $Nr=200$  سهم انتقال حرارت تشعشع از انتقال حرارت جابجایی بیشتر است در نتیجه کاهش انتقال حرارت جابجایی به علت کاهش فاصله پره‌ها تاثیر چندانی بر نرخ کلی انتقال حرارت نمی‌گذارد.

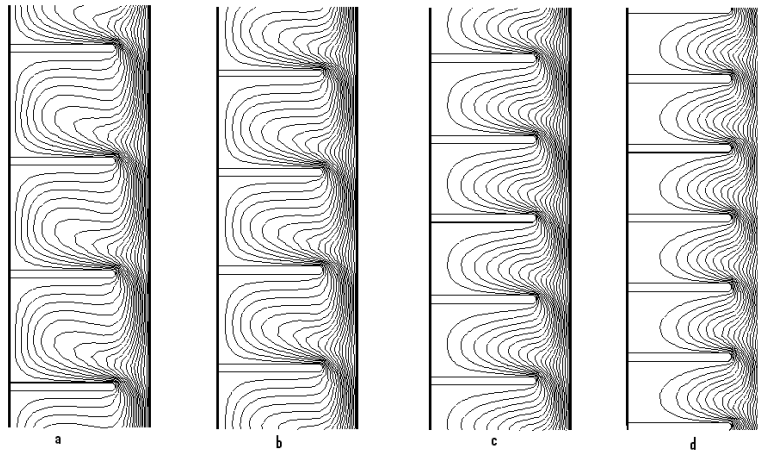
### ۶-۳- اثر طول پره‌ها

طول پره‌ها یکی از عوامل موثر در انتقال حرارت محفظه‌های باریک محسوب می‌شود. در مرجع [۸] اثر این پارامتر موثر به صورت آزمایشگاهی در محدوده وسیعی از اعداد رایلی و فواصل پره‌ها مورد بررسی قرار گرفت. متأسفانه به علت محدودیت‌های آزمایشگاهی پدیده‌های جالب توجه‌ای که در اثر تغییرات طول پره‌ها حاصل شد به روشنی توضیح داده نشده است از این رو در این قسمت با استفاده از امکاناتی که حل عددی در اختیار ما می‌گذارد سعی بر آن است که علت اصلی این پدیده‌ها تا حد امکان روشن گردد. شکل ۶ تاثیر افزایش طول پره‌ها را بر نرخ انتقال حرارت کلی نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود افزایش طول پره‌ها از  $L/b=0.25$  به  $L/b=0.5$  تقریباً برای اکثر فواصل سبب کاهش جزئی انتقال حرارت می‌شود و با افزایش طول پره‌ها تقریباً نرخ انتقال حرارت با شیب تندی افزایش می‌یابد. افزایش سطح انتقال حرارت، بهبود ضریب شکل دو عامل در افزایش نرخ انتقال حرارت تشعشع است که در بخش قبل به تفصیل در پیرامون آن بحث شده است ولی مهمترین عاملی که سبب افزایش چشمگیر نرخ انتقال حرارت می‌شود تغییر در رفتار جریان داخل محفظه است. شکل ۷ اثر افزایش طول را بر رفتار جریان داخل محفظه نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود زمانی که طول پره‌ها کوتاه است ( $L/b=0.25$  و  $L/b=0.5$ ) فقط یک سلول در فضای محفظه وجود دارد در صورتی که با افزایش طول پره‌ها سلول به چند سلول مجزا که محدود به فضای

مابین دو پره مجاور می شود تبدیل می شود. افزایش تعداد سلول های جابجایی سبب افزایش نرخ انتقال حرارت جابجایی و در نتیجه نرخ انتقال حرارت کلی مجموعه می گردد. برای همه فواصل،  $AR=0.125$ ،  $T_0^* = 30/95$  و  $L/b=0.75$  فرض شده است.



الف



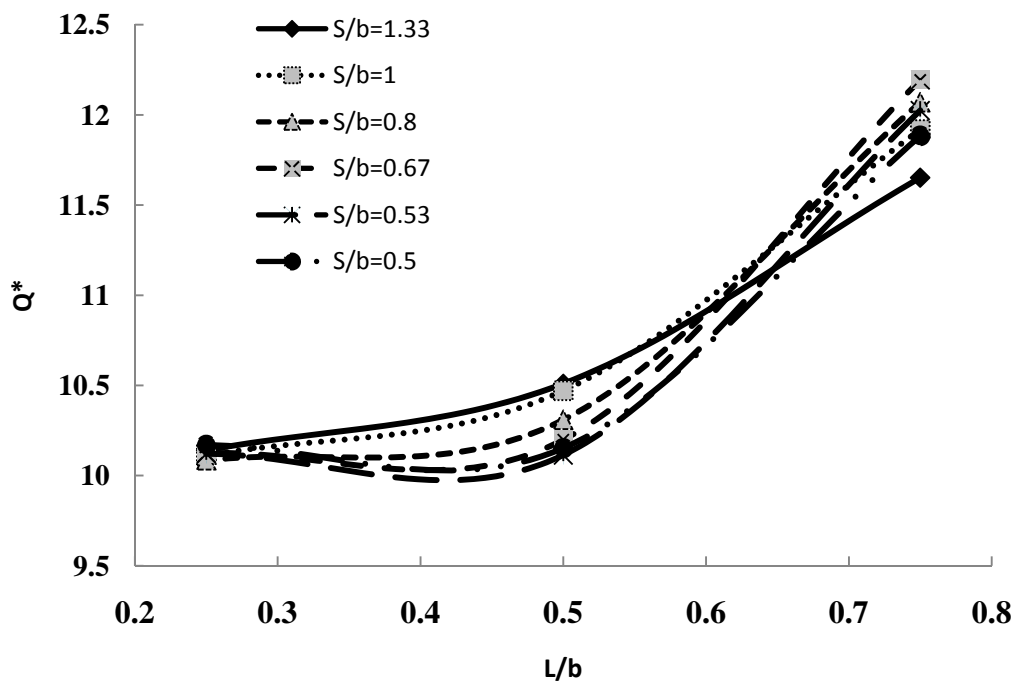
ب

شکل ۵- الف) اثر کاهش فاصله بر جریان سیال ب) خطوط دما ثابت،  $Ra=50000$ ،  $Nr=68$ ،  $T_0^* = 30/95$  و

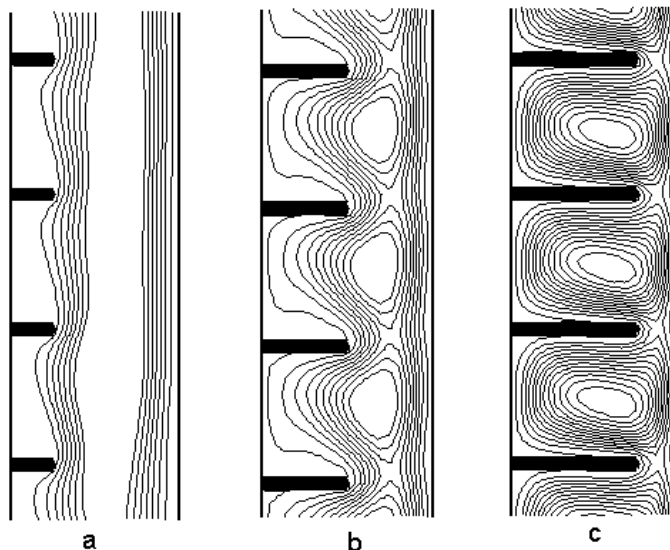
$L/b=0.75$  (a)  $s/b=0.18$  (b)  $s/b=0.168$  (c)  $s/b=0.153$  (d)  $s/b=0.15$

جدول ۴- اثر فاصله پره ها بر نرخ انتقال حرارت مجموعه محفظه پره دار به ازای اعداد رایلی و تشعشع مختلف.

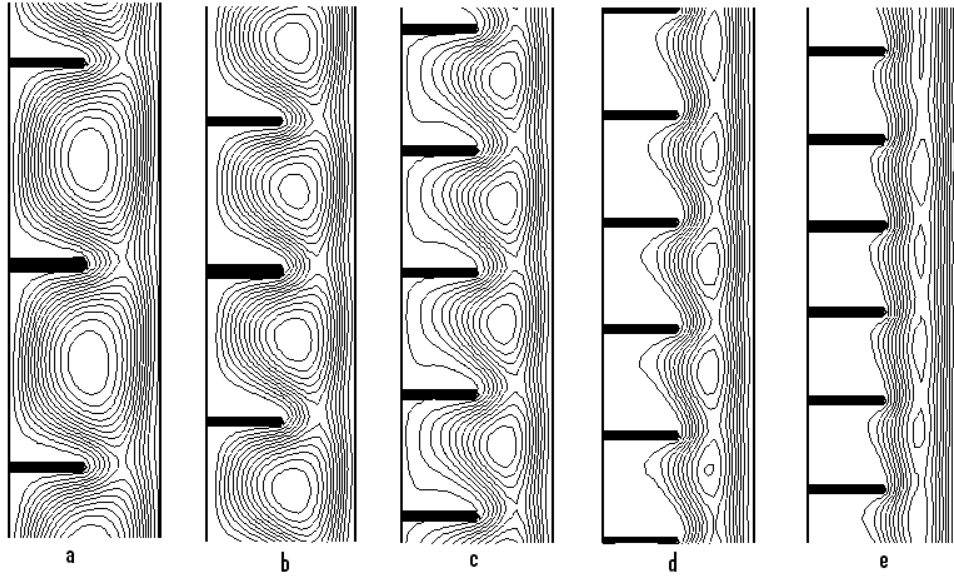
	$Nr=3/33$		$Nr=200$	
	$Ra=500$	$Ra=50000$	$Ra=500$	$Ra=50000$
	$Q^*$	$Q^*$	$Q^*$	$Q^*$
$s/b=1/33$	۲/۲۱	۴/۴۵	۲۳/۹۶	۲۵/۴۴
$s/b=1$	۲/۴۸	۴/۶۴	۲۴/۶۶	۲۶/۸۵
$s/b=0.18$	۲/۴۸	۴/۷۱	۲۴/۸۴	۲۷/۱۳
$s/b=0.167$	۲/۹۷	۴/۷۵	۲۵/۵۸	۲۷/۴۴
$s/b=0.153$	۳/۱۷	۴/۵۹	۲۵/۷۹	۲۷/۲۶
$s/b=0.15$	۳/۲۶	۴/۴۲	۲۶/۰۳	۲۷/۱۷



شکل ۶- اثر افزایش طول پره‌ها بر نرخ انتقال حرارت کلی.



شکل ۷- اثر افزایش طول پره‌ها بر رفتار جریان (a)  $L/b = 0.25$ ، (b)  $L/b = 0.5$ ، (c)  $L/b = 0.75$ ،  $Ra = 50000$ ،  $Nr = 68$ ،  $T_0^* = 30/95$ ،  $AR = 0.125$  و  $s/b = 0.18$ .



شکل ۸- اثر کاهش فاصله پره‌ها بر رفتار جریان (a)  $s/b = 1/33$  (b)  $s/b = 1$  (c)  $s/b = 0.18$  (d)  $s/b = 0.153$  (e)  $s/b = 0.167$   $AR = 0.125$  و  $T_0^* = 30/95$ ،  $Nr = 68$ ،  $Ra = 50000$ ،  $L/b = 0.15$

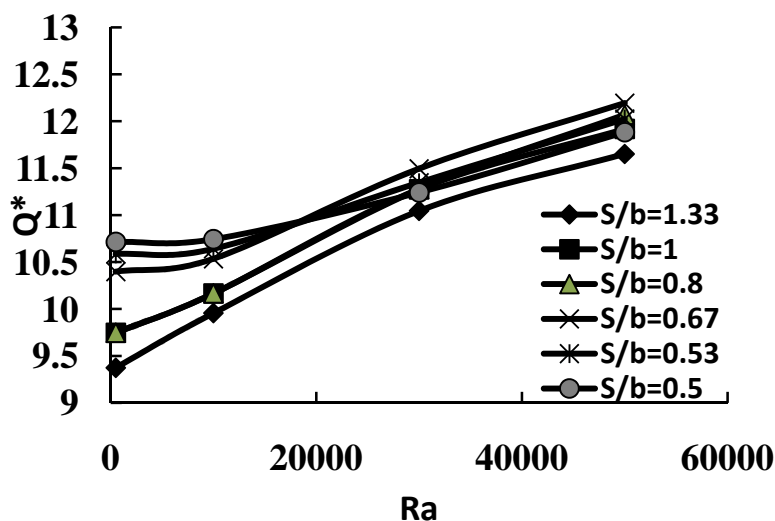
#### ۶-۴- اثر عدد رایلی

شکل ۹، ۱۰ و ۱۱ به ترتیب نشان دهنده اثر عدد رایلی بر نرخ انتقال حرارت کلی برای  $L/b = 0.175$  و  $L/b = 0.15$  به ازای فواصل مختلف پره‌ها است. همان طور که مشاهده می‌شود افزایش عدد رایلی سبب افزایش نرخ انتقال حرارت کلی می‌شود زیرا با افزایش عدد رایلی نیروی شناوری که عامل بوجود آورنده جریان جابجایی است افزایش می‌یابد که این خود سبب افزایش انتقال حرارت جابجایی و در نتیجه انتقال حرارت کلی مجموعه می‌شود.

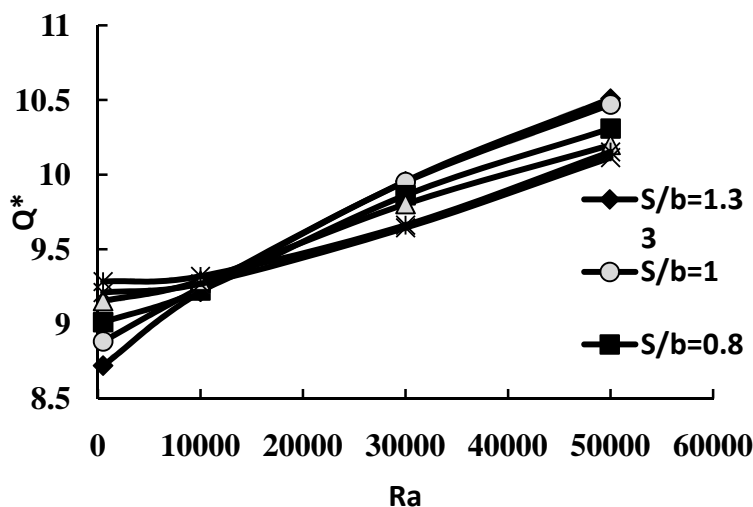
مشاهده می‌شود برای فواصل  $S/b = 0.15$  و  $S/b = 0.153$  در دو شکل ۹ و ۱۰ تغییری در روند نرخ انتقال حرارت بر حسب عدد رایلی رخ می‌دهد. به طوری که در اعداد رایلی پایین تر از ۱۵۰۰۰ نرخ انتقال حرارت برای این دو فاصله نسبت به فواصل دیگر بیشتر است ولی با افزایش عدد رایلی نرخ انتقال حرارت این فواصل نسبت به فواصل دیگر کمتر است. علت این امر این است که کاهش فاصله پره‌ها از یک طرف سبب کاهش سرعت و سکون سیال می‌شود (شکل ۵) و از طرف دیگر سبب افزایش سطح انتقال حرارت و بهبود ضریب شکل می‌شود. از آنجایی که در اعداد رایلی پایین حالت غالب معمولاً هدایت است اثر کاهش انتقال حرارت به علت کاهش سرعت جریانی در مقابل افزایش انتقال حرارت به دلیل افزایش سطح، کم است در نتیجه کاهش فاصله پره‌ها سبب افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود. ولی در اعداد رایلی بالا به دلیل تقویت نیروی شناوری و مطابقت حالت انتقال حرارت جابجایی کاهش سرعت جریانی اثر خود را بر نرخ انتقال حرارت نشان می‌دهد در نتیجه وجود یک فاصله بهینه که به ازای آن نرخ انتقال حرارت بیشینه است قطعاً می‌گردد. به طوری که برای پره‌ها با  $L/b = 0.175$  انتقال حرارت بیشینه در فاصله  $S/b = 0.167$  رخ می‌دهد در صورتی که این فاصله برای پره‌ها با طول  $L/b = 0.15$  مساوی  $1/33$  است. علت تفاوت این دو مقدار در تفاوت رفتار جریان داخل محفظه برای دو طول است. همان طور که در بخش قبل توضیح داده شد

زمانی که  $L/b = 0.75$  است جریان سیال به صورت سلول های جابجایی مجزا در فضای بین هر یک از پره ها است که این خود سبب بهبود انتقال حرارت می شود در صورتی که در  $L/b = 0.5$  سلول های جابجایی هنوز به طور مجزا شکل نگرفته اند و کاهش فاصله پره ها تاثیر منفی بر شکل گرفتن سلول های جابجایی می گزارد (شکل های ۷ و ۸) در نتیجه در این حالت نرخ انتقال حرارت بیشینه در فواصل بزرگتر اتفاق می افتد.

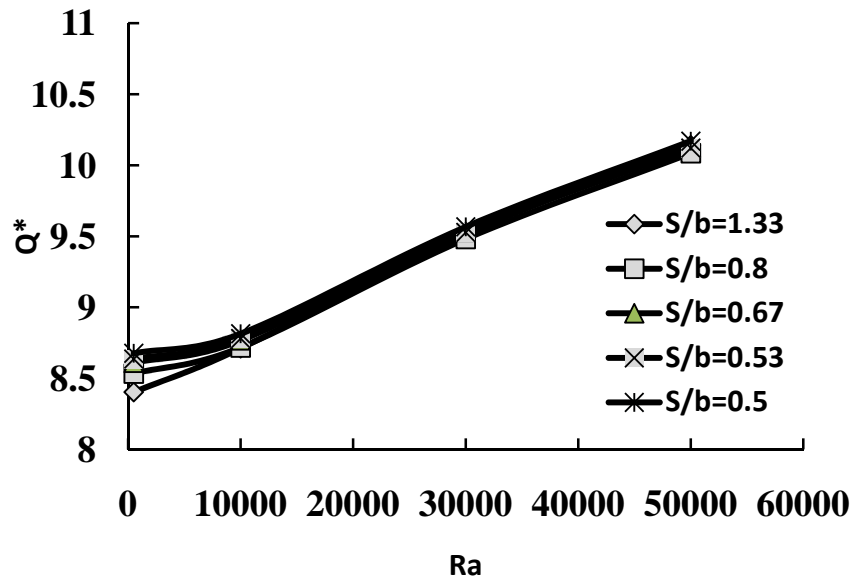
نتیجه جالب توجه دیگری که در شکل ۱۱ مشاهده می شود نزدیک بودن منحنی های انتقال حرارت بر حسب رایلی است. این نتیجه نشان می دهد در طول  $L/b = 0.25$  جریان سیال عموماً تحت تاثیر افزایش تعداد پره ها نیست (شکل ۷ الف) و افزایش تعداد پره ها صرفاً به دلیل افزایش سطح حرارت و بهبود ضریب شکل سبب افزایش جزئی انتقال حرارت کلی مجموعه می شود در نتیجه همان طور که مشاهده می شود بیشترین نرخ انتقال حرارت مربوط به کمترین فاصله ( $S/b = 0.5$ ) است.



شکل ۹- اثر عدد رایلی بر انتقال حرارت کلی.  $L/b = 0.75$ .  $Nr = 68$ .  $T_0^* = 30/95$ .  $AR = 0.125$



شکل ۱۰- اثر عدد رایلی بر انتقال حرارت کلی.  $L/b = 0.5$ .  $Nr = 68$ .  $T_0^* = 30/95$ .  $AR = 0.125$



شکل ۱۱- اثر عدد رایلی بر انتقال حرارت کلی.  $L/b = 0.25$ .  $Nr = 68$ .  $T_0^* = 30/95$  و  $AR = 0.125$

## ۷- جمع بندی

در این مقاله مسئله انتقال حرارت محفظه‌های باریک عمودی پره‌دار با در نظر گرفتن انتقال حرارت جابجایی آزاد و تشعشعی به طور همزمان به کمک تحقیق عددی مورد بررسی قرار گرفته است. اثر پارامترهای هندسی از قبیل طول ( $L/b = 0.125, 0.15, 0.175$ ) و تعداد پره‌ها ( $S/b = 1/33 - 0.121$ ) بر هر یک از حالتها انتقال حرارت و رفتار جریان در محدوده وسیعی از اعداد رایلی ( $500 - 50000$ ) و تشعشع ( $3/33 - 200$ ) مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد:

(۱) در اعداد رایلی پایین کاهش فاصله پره‌ها یا به عبارتی افزایش تعداد پره‌ها سبب افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود در صورتی که روند تغییرات نرخ انتقال حرارت با فاصله پره‌ها در اعداد رایلی بالاتر بدین صورت است که ابتدا با کاهش فاصله بین پره‌ها نرخ انتقال حرارت افزایش می‌یابد و بعد از رسیدن به یک مقدار حداکثر، از آن به بعد کاهش بیشتر فاصله پره‌ها سبب کاهش نرخ انتقال حرارت می‌شود.

(۲) افزایش عدد تشعشع سبب افزایش نرخ انتقال حرارت کلی می‌شود و تاثیر آن بر نرخ انتقال حرارت کلی خطی است.

(۳) با ثابت نگه داشتن پارامترهای بی بعد تاثیر گذار مسله از قبیل  $Ra, T_0^*, AR$  و پارامترهای هندسی پره‌ها ( $L/b$  و  $S/b$ ) افزایش عدد تشعشع تاثیری بر انتقال حرارت جابجایی نمی‌گذارد.

(۴) در محدوده اعداد تشعشع مورد بررسی قرار گرفته ( $3/33 - 200$ ) انتقال حرارت تشعشعی بسته به مقدار عدد تشعشع، ۸ تا ۸۴ درصد سهم کلی انتقال حرارت را به خود اختصاص می‌دهد.



(۵) با کاهش فاصله پره‌ها و افزایش طول پره‌ها شیب خط منحنی انتقال حرارت تشعشع نسبت به  $Nr$  و همچنین مقدار آن افزایش می‌یابد.

(۶) افزایش طول پره‌ها از  $L/b=0.25$  به  $L/b=0.5$  تقریباً برای اکثر فواصل سبب کاهش جزئی انتقال حرارت می‌شود و با افزایش طول پره‌ها نرخ انتقال حرارت تقریباً با شیب تندی افزایش می‌یابد. زمانی که طول پره‌ها کوتاه است ( $L/b=0.25$  و  $L/b=0.5$ ) فقط یک سلول در فضای محفظه وجود دارد در صورتی که با افزایش طول پره‌ها سلول به چند سلول مجزا که محدود به فضای مابین دو پره مجاور می‌شود تبدیل می‌شود. افزایش تعداد سلول‌های جابجایی سبب افزایش نرخ انتقال حرارت جابجایی و متعاقباً نرخ انتقال حرارت کلی مجموعه می‌گردد.

جمع‌بندی نتایج این بررسی نشان می‌دهد آرایش بهینه وابسته به طول پره‌ها و اعداد رایلی است به طوری که در اعداد رایلی پایین در محدوده  $S/b$  های مورد بررسی در این مقاله، انتقال حرارت بیشینه در کمترین فاصله اتفاق می‌افتد. در صورتی که در اعداد رایلی بالا ( $Ra > 1500$ ) به ازای طول‌های مختلف، فاصله بهینه متفاوت خواهد بود. فاصله بهینه برای  $L/b=0.75$  در  $S/b=0.67$  و برای  $L/b=0.5$  در  $S/b=1.33$  اتفاق می‌افتد. برای  $L/b=0.25$  به دلیل کم بودن اثر پره‌ها بر جریان سیال کاهش فاصله پره‌ها تاثیر چندانی بر نرخ انتقال حرارت نمی‌گذارد و عموماً به علت افزایش جزئی سطح حرارتی و ضریب شکل، سبب افزایش جزئی نرخ انتقال حرارت می‌شود.

## مراجع

- [1] Edwards, J.A., and Chaddock, J.B., "An Experimental Investigation of the Radiation and Free Convection Heat Transfer from a Cylindrical Disk Extended Surface", Trans. Am. Soc. Heat Refrig. Air-condit. Eng. Vol. 69, pp.313–322, (1963).
- [2] Sparrow, E.M., and Vemuri, S.B., "Natural Convection–radiation Heat Transfer from Highly Populated Pin –Fin Arrays", ASME J. Heat Transfer. Vol. 107, pp. 190–197, (1985).
- [3] Rammohan, R., and Venkateshan, S.P., "Experimental Study of Free Convection and Radiation in Horizontal Fin Arrays", Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 39, pp.779–789, (1996).
- [4] Abramzon, B.M., "A Simple Closed-form Solution for Evaluation of Radiative Heat Transfer from a Rectangular Fin Array", IEEE Trans. Compon., Pack. Manufact. Technol., Part A. Vol. 20 No. 2, pp. 225–229, (1997).
- [5] Enchao, Y., and Yogendra J., "Heat Transfer Enhancement from Enclosed Discrete Components using Pin–Fin Heat Sinks", Int. J. Heat and Mass Transfer. Vol. 45, pp. 4957–4966, (2002).
- [6] Rao, V. D., Naidu, S.V., Rao, B.G., and Sharma, K.V., "Heat Transfer from a Horizontal Fin Array by Natural Convection and Radiation a Conjugate Analysis", Int. J. Heat and Mass Transfer. Vol. 49, pp. 3379–3391, (2006).

- [7] Mueller, D.W., Jr., and Abu-Mulaweh, H.I., "Prediction of the Temperature in a Fin Cooled by Natural Convection and Radiation", *Applied Thermal Engineering*. Vol. 26, pp. 1662–1668, (2006).
- [8] Nada, S.A., "Natural Convection Heat Transfer In Horizontal and Vertical Closed Narrow Enclosures with Heated Rectangular Finned Base Plate", *Int. J. Heat Mass Transfer*. Vol. 50, pp. 667-679, (2007).
- [9] Inada, S., Taguchi, T., and Yang, W.J., "Effects of Vertical Fins on Local Heat Transfer Performance in a Horizontal Fluid Layer", *Int. J. Heat Mass Transfer*. Vol. 42, pp. 2897–2903, (1999).
- [10] Arquis, E., and Rady, M., "Study of Natural Convection Heat Transfer in a Finned Horizontal Fluid Layer", *Int. J. Therm. Sci.* Vol. 44, pp. 43–52, (2005).
- [11] Patankar, S.V., "*Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*", Hemisphere, New York, (1980).
- [12] Mezrhab, A., and Bouzidi, M., "Computation of View Factors for Surfaces of Complex Sha Including Screening Effects and using a Boundary Element Approximation", *Engineering Computations. Int. J Comput-aided Eng Software*. Vol. 22, No. 2, pp. 132–148, (2005).

## Abstract

This article presents a numerical study on the effect of radiation—natural convection on heat transfer in vertical closed narrow enclosures with heated rectangular finned base plate. The governing equations have been discretized by finite volume method. The SIMPLE algorithm was used for the velocity-pressure coupling, and the view factors were integrated by a Monte Carlo method. Quantitative comparisons of heat transfer rates have been reported. It was found that according to radiation number ( $Nr$ ), the radiation contributes 8 to 84 percent of the total heat transfer. It has been found that this portion is 60 to 75 percent of the total heat transfer for ordinary range of temperature and reported dimensions. The fin array geometry which leads to maximum heat transfer has been also investigated in this study. The results showed that this fin array geometry depends on fin length and Rayleigh number.