



## تحلیل عملکرد تابشگرهای حرارتی تکی و جفت تحت میدان جریان نامتقارن به منظور ایجاد شرایط یکنواخت در یک محیط صنعتی

مهتاب امین زاده<sup>1</sup>، علی صفوی نژاد<sup>2</sup>، سید علیرضا ذوالفقاری<sup>2\*</sup>

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند

\* zolfaghari@birjand.ac.ir, 376-97175، صندوق پستی

### چکیده

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 14 اسفند 1394

پذیرش: 19 اردیبهشت 1395

ارائه در سایت: 19 خرداد 1395

کلید واژگان:

تابشگر دمابالا

میدان جریان نامتقارن

محیط صنعتی

شرایط حرارتی یکنواخت

در تحقیق حاضر، اثر آرایش تابشگرهای دمابالا بر ایجاد شرایط حرارتی مطلوب و یکنواخت تحت میدان جریان نامتقارن در یک ساختمان صنعتی مورد بررسی قرار گرفته است. برای این منظور، یک فضای صنعتی نمونه دارای یک دریچه ورودی و یک دریچه خروجی هوا، با دو آرایش قرارگیری متفاوت برای تابشگرها (تنها یک تابشگر و استفاده از یک جفت تابشگر) در نظر گرفته شده است. برای شرایط مذکور معادلات پیوستگی، بقای تکانه خطی، انرژی و انتقال تابش به کمک حلگر عددی این فوم حل شده است. همچنین میزان مصرف انرژی در تحقیق حاضر مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج نشان می دهد که در حضور میدان جریان غیریکنواخت، استفاده از دو تابشگر در مقایسه با یک تابشگر توزیع دمای یکنواخت تری بوجود می آورد و نزدیک به 10 درجه سلسیوس از دمای بیشینه کف سالن کم می شود. همچنین این امر باعث می شود که انحراف توزیع دمای کف از دمای میانگین مطلوب (27 درجه سلسیوس) به طور متوسط، حدود 35 درصد کاهش پیدا کند. علاوه بر این، نتایج حاکی از آن است که استفاده از دو تابشگر دمابالا در مقایسه با یک تابشگر، حدود 10 درصد موجب افزایش در مصرف انرژی می شود.

## Performance analysis of single and couple radiant heaters under asymmetric flow field for providing uniform conditions in an industrial environment

Mahtab Aminzadeh, Ali Safavinejad, Alireza Zolfaghari\*

Department of Mechanical Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran.

\* P.O.B. 97175-376, Birjand, Iran, zolfaghari@birjand.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
Received 04 March 2016  
Accepted 08 May 2016  
Available Online 08 June 2016

### Keywords:

High-temperature radiant heater  
Asymmetric flow field  
Industrial environment  
Uniform thermal conditions

### ABSTRACT

In the present study, the effect of high temperature radiant heaters' arrangement on providing appropriate and uniform thermal conditions under asymmetric flow field have been investigated in an industrial environment. For this reason, a sample industrial environment with one inlet and outlet opening has been considered with two different types of high temperature radiant heaters' arrangement: single radiant heater and couple radiant heaters. For the mentioned conditions, continuity equation, momentum equations, energy equation and radiative transfer equations have been solved by OpenFoam numerical solver. Also, energy consumption has been evaluated in the present study. The results show that in presence of asymmetric flow field, using couple high temperature radiant heaters in comparison with single radiant heater causes more uniform temperature distribution and decrease of about 10 degrees Celsius in maximum temperature of floor. Also, this can cause a nearly 35 percent decrease in floor temperature distribution deviation from the average appropriate temperature (27 degrees of Celsius). Moreover, the results indicate that utilizing couple high temperature radiant heaters leads to increase in energy consumption of about 10 percent in comparison with single radiant heater.

### 1- مقدمه

به صرفه نبوده و به منظور گرمایش آن‌ها اغلب از سیستم‌های تابشی به جای سیستم‌های جابه‌جایی استفاده می‌شود. بارزترین مؤلفه سیستم‌های تابشی، این است که بدن افراد و سطوح را بدون واسطه قرار دادن هوا، مستقیماً گرم می‌کنند و این ویژگی موجب کاهش مصرف انرژی و کم شدن اختلاف عمودی دمای هوا<sup>1</sup> می‌گردد و در نتیجه این عوامل شرایط مطلوب حرارتی را برای افراد حاضر ایجاد می‌کنند [1]. طبق دست‌نامه تأسیساتی اشری [2]،

در صنعت تأسیسات و تهویه مطبوع معمولاً ساختمان‌ها را به دو دسته آسایشی (مسکونی، اداری، آموزشی، هتل‌ها و...) و صنعتی (کارخانه‌ها، انبارها، مرغداری‌ها و...) تقسیم‌بندی می‌کنند. طراحی سیستم‌های گرمایشی برای فضاهای صنعتی به دلیل ارتفاع زیاد میان کف تا سقف، عدم وجود درزبندی مناسب و حجم زیاد فضا نسبت به تعداد افراد حاضر در آن با چالش‌هایی همراه است. بر این اساس، گرم کردن هوا در فضاهای صنعتی چندان مقرون

<sup>1</sup> Vertical temperature difference of air

Please cite this article using:

M. Aminzadeh, A. Safavinejad, A. Zolfaghari, Performance analysis of single and couple radiant heaters under asymmetric flow field for providing uniform conditions in an industrial environment, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 5, pp. 396-402, 2016 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

دمابالا، تحلیل مناسبی از اثرات تعداد دفعات تعویض هوا و همچنین تعداد تابشگرها بر توزیع دما و سرعت و مصرف انرژی ارائه گردد.

**2- فضای نمونه**

فضای نمونه مورد بررسی در تحقیق حاضر یک سالن صنعتی با ارتفاع 4 متر و عرض 8 متر می‌باشد که طول آن نسبت به سایر ابعاد زیاد است و به همین دلیل اثرات آن بر نتایج چشمگیر نمی‌باشد و بنابراین طبق تحلیل ابعادی از اثرات بعد سوم در محاسبات صرفنظر شده است. همچنین، یک دریچه ورود هوا و یک دریچه خروج هوا هر یک به ابعاد 0.2 متر برای تهویه هوای این سالن صنعتی در نظر گرفته شده است. ضمن اینکه دریچه‌های هوا در ارتفاع 0.4 متری از کف روی دو دیوار جانبی تعبیه شده‌اند. به منظور بررسی اثر تعداد تابشگرها، طبق طرح‌واره ارائه شده در "شکل 1"، دو حالت مختلف (الف) استفاده از یک تابشگر و (ب) استفاده از دو تابشگر متقارن در نظر گرفته شده است. همچنین، عرض هر یک از تابشگرها 0.4 متر می‌باشد.

**3- معادلات حاکم و روش حل**

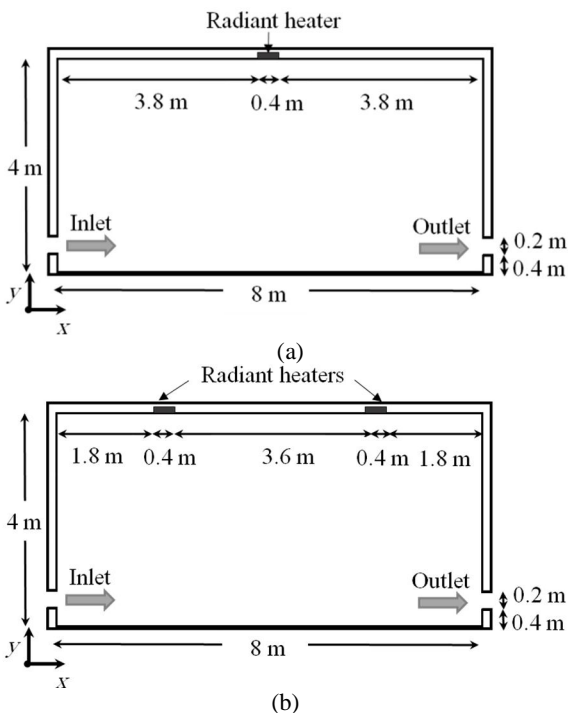
به منظور تحلیل عملکرد تابشگرهای دمابالا در فضای نمونه باید معادلات پیوستگی، بقای تکانه خطی، انرژی و معادله انتقال تابش به صورت همزمان حل شوند. معادلات حاکم بر جریان پایا، مغشوش و تراکم ناپذیر با فرض ثابت بودن خواص سیال در دو بعد به صورت (1) تا (3) است:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{1}$$

معادله بقای تکانه خطی:

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{eff} \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] \tag{2}$$

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{eff} \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] + \rho g \beta (T - T_0) \tag{3}$$



**Fig. 1** Schematic of case room with (a) single radiant heater, (b) Couple radiant heaters.

شکل 1 طرح‌واره فضای نمونه دارای (الف) یک تابشگر و (ب) دو تابشگر متقارن.

سیستم‌های گرمایش تابشی به دو نوع دمابالایین و دمابالا تقسیم‌بندی می‌شوند. سیستم‌های تابشی دمابالایین در دمای سطح کمتر از 150 درجه سلسیوس کار می‌کنند که می‌توان برای نمونه به سیستم‌های پنبلی، گرمایش از کف و قرنیزی اشاره نمود. سیستم‌های تابشی دمابالا دارای دمای کاری بیش از 150 درجه سلسیوس می‌باشند. گرمکن‌های الکتریکی، پلاک‌های سرامیکی، سیستم‌های گرمایش تابشی لوله‌ای و نواری از انواع سیستم‌های تابشی دمابالا محسوب می‌شوند [3].

یکی از مشکلات استفاده از سیستم‌های گرمایش دمابالا، ایجاد میدان تابشی غیریکنواخت می‌باشد. در سال 2009، دادکویچ و جزویکی [4] در یک محیط صنعتی دارای گرمکن تابشی دمابالا، رابطه‌ای را برای محاسبه دمای تابشی به صورت تجربی به دست آوردند. ایشان به این نتیجه رسیدند که گرمکن‌های تابشی گازسوز، میدان حرارتی غیریکنواخت ایجاد می‌کنند، همچنین دمای متوسط تابشی در فضای زیر گرمکن بیشتر از حد مجاز است. دادکویچ و جزویکی [5] در سال 2011، در یک کار تجربی به بررسی اثر زاویه نصب، فاصله طولی و عرضی یک تابشگر گازسوز بر دمای تابشی در یک فضای صنعتی پرداختند و نیز رابطه‌ای برای محاسبه دمای تابشی با حفظ آسایش حرارتی انسان در یک اتاق ارائه نمودند.

به دلیل حجم بالای هوای ورودی به سالن‌های صنعتی، تحلیل هم‌زمان انتقال حرارت جابه‌جایی و تابشی حائز اهمیت می‌باشد. وانگ و همکاران [6] در سال 2014، به کمک نرم‌افزار فلوئنت، جریان هوا و تابش سطوح را در یک ساختمان صنعتی به صورت دو بعدی شبیه‌سازی نمودند. آن‌ها اثر عدد گراشف و ضریب صدور یک گرمکن دمابالای مستقر روی کف را بر توزیع سرعت، دما و نرخ تهویه تحلیل کردند و به این نتیجه رسیدند که عدد ناسلت کلی و نرخ تهویه با افزایش گراشف و ضریب صدور سطح، افزایش می‌یابند. منگ و همکاران [7] در سال 2016 به بررسی اثر تابش بر دقت شبیه‌سازی عددی برای شرایط حرارتی در ساختمان صنعتی پرداختند. آن‌ها محفظه‌ای را با یک چشمه حرارتی دما بالا روی کف، در نظر گرفتند و عملکرد آن را به صورت عددی توسط نرم‌افزار فلوئنت ارزیابی نمودند.

چنانچه گفته شد، تاکنون تحقیقات گسترده‌ای در زمینه شبیه‌سازی محیط‌های دارای تابشگرهای دمابالا به دلیل چالش‌های پیش‌روی حل عددی، صورت نگرفته است. کاربرد این سیستم‌ها در محیط‌های صنعتی و بزرگ بودن فضای نمونه موجب سختی در حل مسأله می‌شود. شبیه‌سازی این نوع از مسائل، نیاز به ایجاد دو شبکه‌بندی مجزا برای حل جریان و حل تابش دارد که تحلیل هم‌زمان آن‌ها و رسیدن به همگرایی مناسب معمولاً دشوار است. همچنین، مغشوش بودن جریان و داشتن گرادبان‌های بزرگ دما، منجر به داشتن شبکه محاسباتی بسیار ریز به ویژه در اطراف دیوارها می‌شود [8] و در نتیجه، باعث کندی در همگرا شدن حل و افزایش زمان محاسبات می‌گردد. بر اساس آنچه گفته شد، اغلب تحقیقات انجام شده در زمینه تابشگرهای دمابالا، تنها تابش سطوح را مورد شبیه‌سازی قرار داده‌اند. از سوی دیگر، ورود حجم بالای هوا در محیط صنعتی بر عدم یکنواختی دما و شار حرارتی ناشی از تابش می‌افزاید، بنابراین حل هم‌زمان انتقال حرارت تابشی و جابه‌جایی در یک محیط صنعتی در حضور تابشگرهای دمابالا حائز اهمیت می‌باشد. با تعیین مناسب موقعیت و تعداد تابشگرها می‌توان ضمن کاستن از غیریکنواختی دما و میزان مصرف انرژی، شرایط حرارتی مطلوب را نیز تأمین نمود. لذا در تحقیق حاضر، سعی شده است تا با شبیه‌سازی هم‌زمان انتقال حرارت تابشی و جابه‌جایی در یک ساختمان صنعتی دارای تابشگرهای

هر ساعت (ACH)<sup>5</sup> برای سالن صنعتی اعمال شده است. طبق استانداردهای تهویه مطبوع، برای محیط‌های صنعتی با توجه به نوع کاربری آن، حداقل تعداد تعویض هوا 4 بار در ساعت می‌باشد [10] و از آنجایی که تابشگرها به دلیل گازسوز بودن و انجام عمل احتراق مقدار بیشتری نیاز به هوای تازه دارند، برای تحقیق حاضر، 5 و 10 بار تعویض هوا در ساعت انتخاب شده است. به کمک این تعداد تعویض هوا و حجم سالن و مساحت دریچه ورود هوا میزان سرعت هوای ورودی تعیین می‌شود. برای دما و سرعت دریچه خروجی هوا شرط مرزی گرادیان صفر اعمال شده است. برای تمام سطوح شرط مرزی عدم لغزش برقرار است. همچنین به منظور بررسی عملکرد حرارتی تابشگرهای دما بالا، مدل‌سازی تحت شرایط اقلیمی بسیار سرد زمستانی انجام شده است و بر این اساس، دمای هوای ورودی و دیوارهای جانبی سالن برابر 10- درجه سلسیوس فرض شده است. شرط مرزی آدیاباتیک برای سقف و کف سالن با تعریف رابطه‌ای به صورت  $\nabla T - \frac{q_R}{k} = 0$  تعیین شده است که  $k$  ضریب هدایت حرارتی هوا می‌باشد. ضمن اینکه ضریب صدور سطوح در جدول 2 ارائه شده است. ضمناً به منظور شبیه‌سازی این مسأله از کد عددی این‌فوم و بسته حل بویانت بوزینسک پیمپل فوم<sup>6</sup> استفاده شده است. این حلگر قابلیت حل معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی با احتساب انتقال حرارت تابشی برای جریان، به روش حجم محدود را دارد. فلوجارت الگوریتم حلگر بویانت بوزینسک پیمپل فوم در "شکل 2" نشان داده شده است. همچنین استقلال حل از شبکه محاسباتی به دقت مورد بررسی قرار گرفته و شبکه‌ای با حدود 26000 سلول مناسب تشخیص داده شده است.

#### 4- اعتبارسنجی

حلگر بویانت بوزینسک پیمپل فوم و روش حل عددی با نتایج ارائه شده توسط تان و هاول [11] اعتبارسنجی شده است. در این تحقیق انتقال حرارت تابشی و جابه‌جایی طبیعی در یک محفظه مربعی دارای محیط فعال تابشی با ضریب جذب 1 که دو دیوار دما ثابت و دو دیوار عایق دارد، مورد تحلیل قرار گرفته است. شرط عدم لغزش برای تمام سطوح برقرار می‌باشد، همچنین تمام سطوح جسم سیاه با ضریب صدور 1 فرض شده‌اند. برای عدد پرناتل 0.71، عدد رایلی  $10^4$  و پارامتر تابش-هدایت برابر 1، توزیع دمای بی بعد و نمودار سرعت عمودی بی بعد روی خط افقی گذرنده از مرکز محفظه به ترتیب در "شکل‌های 3 و 4" نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، همخوانی نسبتاً مناسبی میان نتایج تحقیق حاضر با نتایج تان و هاول [11] به چشم می‌خورد و همین امر نشان دهنده صحت و اعتبار قابل قبول مدل‌سازی حاضر است.

#### 5- نتایج و بحث

همان‌طور که گفته شد، هدف اصلی از تحقیق حاضر بررسی اثر تعداد تابشگرها و تعداد تعویض هوا در ساعت بر یکنواختی شرایط حرارتی و میزان

جدول 1 مشخصات ترموفیزیکی هوا

| پارامتر                                 | مقدار    |
|---|----------|
| لزجت سینماتیکی آرام ( $m^2s^{-1}$ )     | 0.000013 |
| ضریب انبساط حجمی ( $K^{-1}$ )           | 0.0038   |
| عدد پرناتل                              | 0.717    |
| چگالی ( $kgm^{-3}$ )                    | 1.334    |
| ضریب هدایت حرارتی ( $W m^{-1} K^{-1}$ ) | 0.023    |

<sup>5</sup> Air Changes per Hour  
<sup>6</sup> buoyantBoussinesqPimpleFoam

که  $u$  و  $v$  مقادیر سرعت جریان هستند. همچنین،  $\rho$  بیانگر چگالی سیال،  $P$  فشار،  $\beta$  ضریب انبساط حجمی سیال،  $g$  شتاب گرانش و  $\mu_{eff}$  لزجت مؤثر سیال می‌باشد. همچنین با توجه به حجم و سرعت بالای هوای ورودی، جریان هوا در یک محیط صنعتی اغلب مغشوش می‌باشد. لذا برای مدل‌سازی جریان مغشوش در فضای نمونه از مدل  $k-\epsilon$  RNG استفاده شده است. ضمناً معادلات مربوط به انرژی و تابش شامل معادلات (4) تا (9) می‌باشند.

معادله انرژی:

$$\left[\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y}\right] = \alpha_{eff} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) - \frac{1}{\rho c_p} \nabla \cdot \vec{q}_R \quad (4)$$

معادله انتقال تابش:

$$\frac{dI(\vec{r}, \Omega)}{ds} = \kappa_a \left(\frac{\sigma T^4(\vec{r})}{\pi}\right) - (\kappa_a + \sigma_s) I(\vec{r}, \Omega) + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_{\Omega=4\pi} I(\vec{r}, \hat{\Omega}) \Phi(\Omega, \hat{\Omega}) d\hat{\Omega} \quad (5)$$

شرط مرزی انتقال تابش:

$$I(\vec{r}, \hat{s}) = \varepsilon(r_w) I_b(r_w) + \frac{1 - \varepsilon(r_w)}{\pi} \int_{\hat{n} \cdot \hat{s} < 0} I(r_w, \hat{s}) |\hat{n} \cdot \hat{s}| d\hat{\Omega} \quad (6)$$

$$G(\vec{r}) = \int_{4\pi} I(\vec{r}, \hat{s}) d\Omega \quad (7)$$

$$\nabla \cdot \vec{q}_R = \kappa_a (4\pi I_b(\vec{r}) - G(\vec{r})) \quad (8)$$

$$I_b = \frac{\sigma T_b^4}{\pi} \quad (9)$$

معادله انتقال تابش (RTE)<sup>1</sup> برای هر جهت  $\hat{s}$  که به وسیله زاویه فضایی  $\Omega$  مشخص می‌شود، حول المان زاویه فضایی  $d\Omega$  به صورت رابطه (5) داده شده است که  $\kappa_a$  ضریب جذب محیط فعال تابشی<sup>2</sup>،  $\sigma_s$  ضریب پراکنش<sup>3</sup> محیط فعال تابشی و  $\Phi$  تابع فاز پراکنش و  $I$  شدت تابش می‌باشد [9]. برای حل معادله انرژی باید ابتدا به محاسبه  $\nabla \cdot \vec{q}_R$  پرداخت. برای این کار از روابط (5) تا (9) استفاده می‌شود. به این صورت که با یک حدس اولیه برای دما، رابطه (5) با داشتن شرط مرزی (رابطه 6) حل می‌شود. سپس با داشتن شدت تابش  $I$  و رابطه (7) تابش فرودی  $G$  محاسبه می‌شود و پس از آن، با معلوم بودن دمای دیواره یا همان مرز  $T_b$ ، شدت تابش مرز  $I_b$  از رابطه (9) حساب می‌شود و در انتها تابش  $\nabla \cdot \vec{q}_R$  از رابطه (8) تعیین می‌شود. سپس با حل معادله انرژی دمای جدیدی برای محیط به دست می‌آید که جایگزین دمای حدس اولیه می‌شود و روند تکرار می‌شود تا به همگرایی بیانجامد.

شایان ذکر است که در تحقیق حاضر برای تحلیل تابش از روش راستهای مجزای حجم محدود<sup>4</sup> بهره گرفته شده است. این روش یکی از جدیدترین و کارآمدترین روش‌ها برای حل انتقال حرارت تابشی و محاسبه جمله  $\nabla \cdot \vec{q}_R$  می‌باشد و نیز با روش حجم محدود تطابق و سازگاری مناسبی دارد [9]. روش راستهای مجزای حجم محدود می‌تواند هم اثرات تابش سطوح و هم محیط فعال تابشی را در نظر بگیرد. لذا ضریب جذب هوا 0.1 در نظر گرفته شده است. همچنین، تمام سطوح به صورت کدر، خاکستری و دیفیوز مفروض می‌باشد. خصوصیات ترموفیزیکی هوا در جدول 1 ارائه شده‌اند. دمای تابشگرها طی یک سری مراحل پیش‌بینی-اصلاح، طوری تنظیم می‌شود که میانگین دمای کف به دمای مناسب 27 درجه سلسیوس برسد. ضمن این‌که شرط مرزی جریان ورودی، براساس تعداد دفعات تعویض هوا در

<sup>1</sup> Radiative Transfer Equation

<sup>2</sup> Participating media

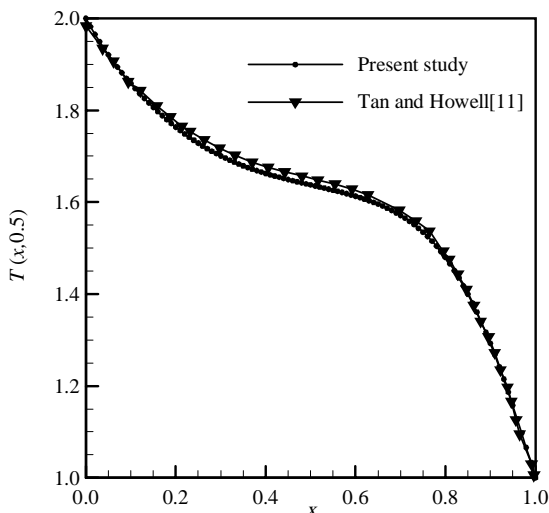
<sup>3</sup> Scattering coefficient

<sup>4</sup> Finite Volume Discrete Ordinate Method

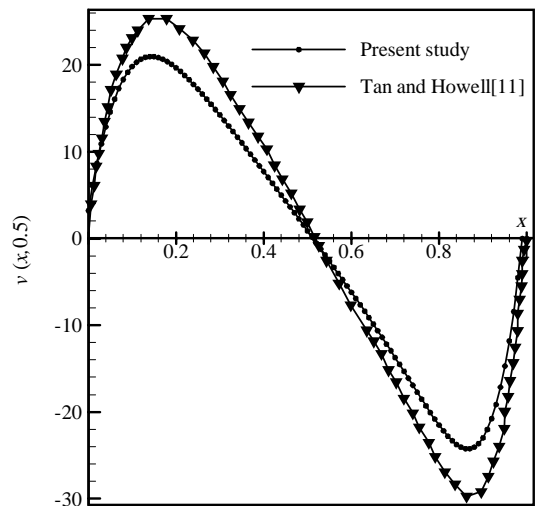
برای تابشگرها مبتنی بر تابش می‌باشد. به منظور داشتن توزیع یکنواخت دما در داخل سالن از دو تابشگر دمابالا می‌توان استفاده نمود که در ادامه، به بیان نتایج آن پرداخته می‌شود.

**5-2- بررسی عملکرد دو تابشگر دمابالا به ازای تعداد تعویض هوای 5 و 10 بار در ساعت**

کانتور اندازه سرعت و خطوط جریان برای هر دو حالت تعویض هوا 5 و 10 بار



**Fig. 3** Comparison between the results of present study and Tan and Howell [11] for temperature distribution in considered chamber  
 شکل 3 مقایسه نتایج حلگر تحقیق حاضر در خصوص توزیع دما در محفظه با نتایج تان و هاول [11]



**Fig. 4** Comparison between the results of present study and Tan and Howell [11] for nondimensional velocity profile in considered chamber  
 شکل 4 مقایسه نتایج حلگر تحقیق حاضر در خصوص پروفیل سرعت بی‌بعد در محفظه با نتایج تان و هاول [11]

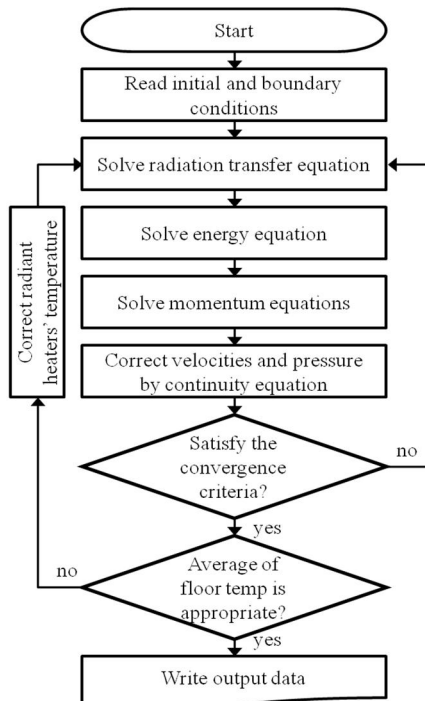
**جدول 3** دمای تنظیمی تابشگرها

| Table 3 The set temperature of radiant heaters |                                     |                 |
|--|-------------------------------------|-----------------|
| تعداد تابشگر                                   | تعداد تعویض هوا (hr <sup>-1</sup> ) | دما تابشگر (°C) |
| یک تابشگر                                      | 5                                   | 335             |
| یک تابشگر                                      | 10                                  | 408             |
| دو تابشگر                                      | 5                                   | 267             |
| دو تابشگر                                      | 10                                  | 300             |

**جدول 2** ضریب صدور سطوح

**Table 2** Emissivity of surfaces

| سطح                      | مقدار |
|--------------------------|-------|
| تمام دیوارهای سالن صنعتی | 0.9   |
| تابشگرهای دمابالا        | 1.0   |
| دریچه‌های هوا            | 1.0   |



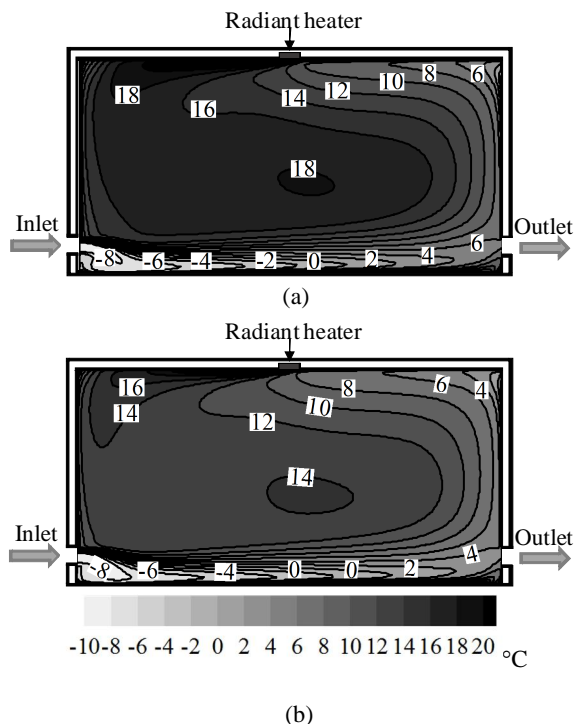
**Fig. 2** Flowchart of solver

**شکل 2** فلوچارت حلگر

مصرف انرژی در یک محیط صنعتی می‌باشد. برای این منظور، دو حالت تعداد تعویض هوای 5 و 10 بار در ساعت و دو حالت استفاده از یک تابشگر و دو تابشگر با توان برابر مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین، برای اینکه امکان مقایسه بهتری بین نتایج فراهم باشد، دمای تابشگرها طوری تنظیم شده‌اند که میانگین توزیع دمای کف سالن صنعتی، برابر 27 درجه سلسیوس باشد. پس از یک سری مراحل پیش‌بینی-اصلاح، دمای تابشگرها که قید مذکور را برقرار می‌کند، تعیین می‌شود و مقادیر حاصل در جدول 3 ارائه شده است. شایان ذکر است که در حالت دو تابشگر، دمای تابشگرها برابر هستند.

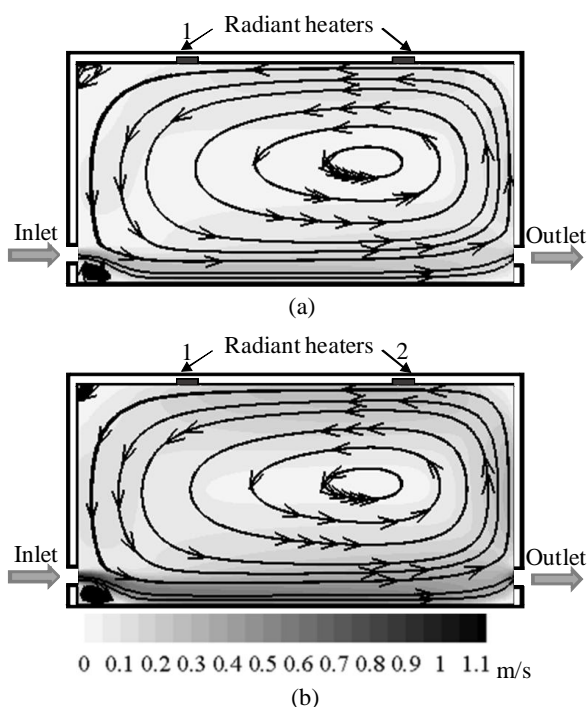
**5-1- بررسی عملکرد یک تابشگر دمابالا**

کانتور اندازه سرعت و خطوط جریان برای هر دو حالت تعویض هوا 5 و 10 بار در ساعت در شکل 5 نمایش داده شده‌اند. همچنین، کانتور دما برای هر دو حالت تعویض هوا 5 و 10 بار در ساعت در "شکل 6" نشان داده شده است. جریان هوای سرد از دریچه ورود هوا وارد می‌شود و در حین گذر از نزدیکی کف دچار افزایش دما می‌شود. همان‌طور که در "شکل 6" ملاحظه می‌شود، در حالت 10 بار تعویض هوا در ساعت به خاطر سرعت بالاتر، جریان هوای سرد و انتقال حرارت جابه‌جایی غالب بوده و دمای داخل فضا نسبت به حالت 5 بار تعویض هوا در ساعت بین 2 تا 4 درجه سلسیوس کاهش یافته است. در جدول 4 مقادیر نرخ انتقال حرارت تابشی و جابه‌جایی بر واحد طول تابشگر به تفکیک گزارش شده است. طبق مقادیر جدول 4، تابش بیشترین نقش را در انتقال حرارت دارد و بالغ بر 85 درصد انتقال حرارت صورت گرفته



**Fig. 6** Air temperature contours in chamber with single radiant heater for (a) 5 air changes per hours, (b) 10 air changes per hours

شکل 6 کانتور دمای هوا در محفظه‌ای با یک تابشگر برای (الف) تعداد تعویض هوا 5 بار در ساعت، (ب) تعداد تعویض هوا 10 بار در ساعت



**Fig. 7** Velocity contours and streamlines in chamber with couple radiant heaters for (a) 5 air changes per hours, (b) 10 air changes per hours

شکل 7 کانتور اندازه سرعت و خطوط جریان در محفظه‌ای با دو تابشگر به ازای (الف) تعداد تعویض هوا 5 بار در ساعت، (ب) تعداد تعویض هوا 10 بار در ساعت

می‌توان دریافت که با وجود این که میانگین دمای کف به دمای مطلوب مورد نظر (27 درجه سلسیوس) رسیده است، اما تفاوت زیاد بین دمای کمینه و

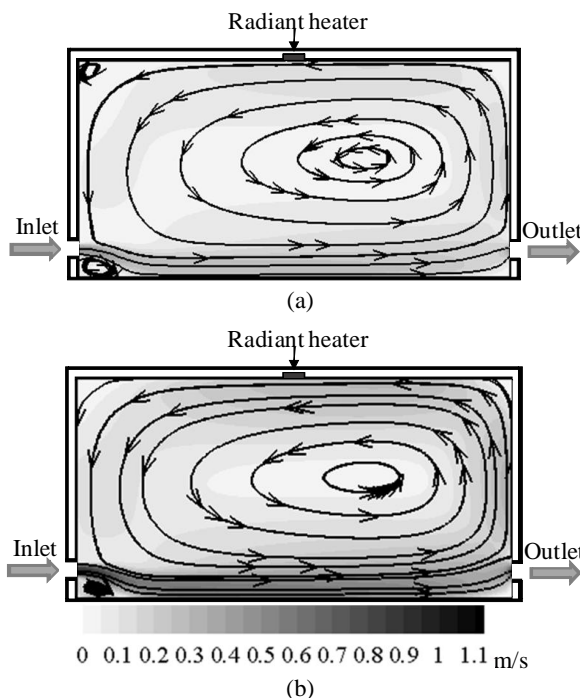
در ساعت در "شکل 7" در حضور دو تابشگر نشان داده شده‌اند. در نزدیکی تابشگرها افزایش سرعت هوا دیده می‌شود که ناشی از گرمایش هوا نزدیک تابشگر است. کانتور دما برای هر دو حالت تعویض هوا 5 و 10 بار در ساعت در "شکل 8" ارائه شده است. نتایج نشان می‌دهد که استفاده از دو تابشگر دمابالا به جای یک تابشگر، دمای فضای داخلی سالن را حدود 4 درجه سلسیوس افزایش می‌دهد. همچنین، نتایج استخراج شده از حلگر برای نرخ انتقال حرارت تابشی و جابه‌جایی تابشگرها، در جدول 5 به تفکیک تابشگر ارائه شده است. در هر یک از حالت‌های تعداد تعویض هوا، به علت داشتن شرایط تابشی مشابه برای هر دو تابشگر، میزان نرخ انتقال حرارت تابشی آن‌ها تقریباً برابر می‌باشد، اما به علت سرعت بالای جریان در مجاورت تابشگر نزدیکتر به دریچه خروجی، انتقال حرارت جابه‌جایی از تابشگر مذکور نسبت به تابشگر سمت چپ بیشتر است. با این وجود، همواره بیش از 80 درصد از انتقال حرارت، سهم سازوکار تابش است.

در "شکل 9" نمودار توزیع دمای کف سالن به ازای تعداد دفعات تعویض هوای 5 و 10 بار در ساعت برای هر دو حالت مختلف یک تابشگر و دو تابشگر نشان داده شده است. همان‌طور که در "شکل 9" مشخص است، تعداد تعویض هوا بر الگوی توزیع دمای کف سالن تأثیر زیادی ندارد و تنها در ناحیه نزدیک دریچه ورود هوا تفاوت کمی دیده می‌شود. همچنین از "شکل 9"

جدول 4 نرخ انتقال حرارت تابشی، جابه‌جایی و کل به ازای واحد طول تابشگر برای تعداد تعویض هوای 5 و 10 بار در ساعت

**Table 4** Rate of radiative and convective heat transfer per unit length of radiant heater for 5 and 10 air changes per hour

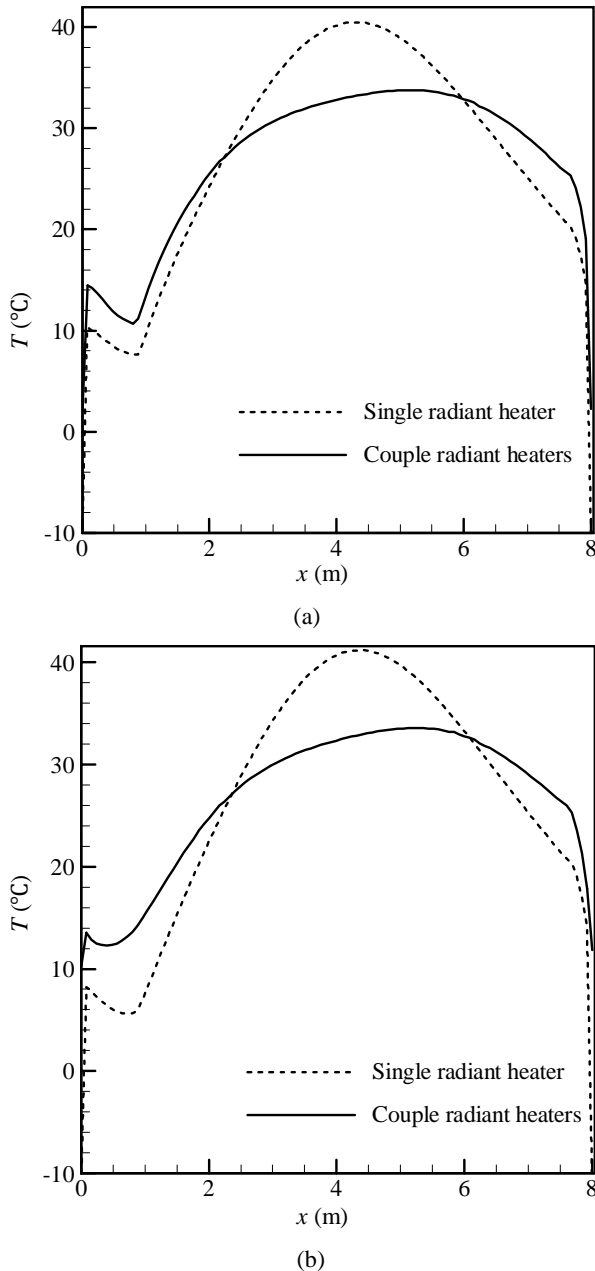
| مجموع | جابه‌جایی ( $Wm^{-1}$ ) | تابش ( $Wm^{-1}$ ) | تعداد تعویض هوا |
|-------|-------------------------|--------------------|-----------------|
| 680   | 77                      | 603                | 5               |
| 991   | 151                     | 840                | 10              |



**Fig. 5** Velocity contours and streamlines in chamber with single radiant heater for (a) 5 air changes per hours, (b) 10 air changes per hours

شکل 5 کانتور اندازه سرعت و خطوط جریان در محفظه‌ای با یک تابشگر به ازای (الف) تعداد تعویض هوا 5 بار در ساعت، (ب) تعداد تعویض هوا 10 بار در ساعت

نمونه پرداخته شد. بر این اساس، عملکرد تابشگرها به ازای تغییر تعداد

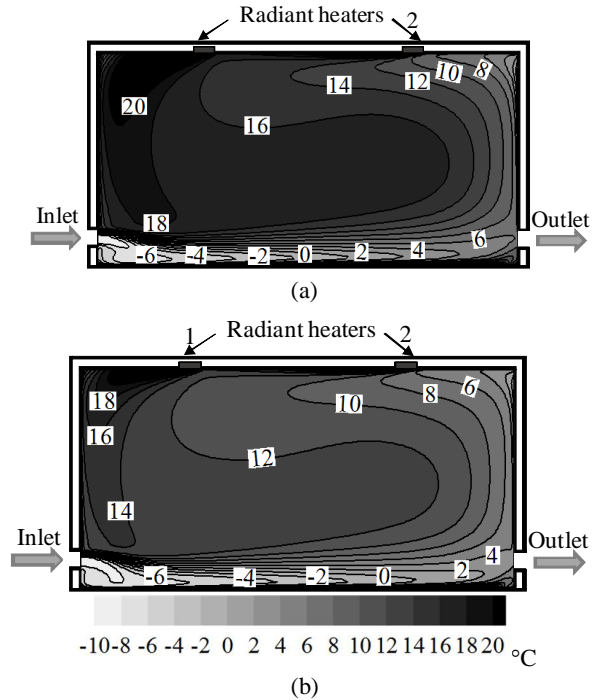


**Fig. 9** Temperature distribution of floor of hall for (a) 5 air changes per hours, (b) 10 air changes per hours  
 شکل 9 توزیع دمای کف سالن (الف) تعداد دفعات تعویض هوای 5 بار در ساعت، (ب) تعداد دفعات تعویض هوای 10 بار در ساعت

جدول 5 نرخ انتقال حرارت تابشی، جابه‌جایی و مجموع به ازای واحد طول تابشگر در حالت گرمایش با دو تابشگر با توان برابر برای تعویض هوای 5 و 10 بار در ساعت

**Table 5** Rate of radiative, convective and total heat transfer per unit length of radiant heaters in heating mode by couple radiant heaters with same power for 5 and 10 air changes per hour

| تعداد تعویض هوا | تابش (Wm <sup>-1</sup> ) |          | جابه‌جایی (Wm <sup>-1</sup> ) |          | مجموع (Wm <sup>-1</sup> ) |          |
|-----------------|--------------------------|----------|-------------------------------|----------|---------------------------|----------|
|                 | تابشگر 1                 | تابشگر 2 | تابشگر 1                      | تابشگر 2 | تابشگر 1                  | تابشگر 2 |
| 5               | 318                      | 318      | 48                            | 64       | 382                       | 748      |
| 10              | 412                      | 412      | 88                            | 110      | 522                       | 1022     |



**Fig. 8** Air temperature contours in chamber with couple radiant heaters for (a) 5 air changes per hours, (b) 10 air changes per hours  
 شکل 8 کانتور دمای هوا در محفظه‌ای با دو تابشگر برای (الف) تعداد تعویض هوا 5 بار در ساعت، (ب) تعداد تعویض هوا 10 بار در ساعت

بیشینه کف و عدم یکنواختی توزیع دما در حالت داشتن یک تابشگر مطلوب نیست. لذا پیشنهاد می‌شود که به جای گرمایش سالن توسط یک ردیف تابشگر، از دو ردیف تابشگر استفاده شود تا اختلاف بین دمای بیشینه و کمینه کف کاهش یابد و در مناطق بیشتری از سالن شرایط مطلوب حرارتی ایجاد شود.

به منظور تحلیل کمی و دقیق‌تر نتایج و نیز تشخیص میزان انحراف توزیع دمای کف از دمای میانگین مطلوب (27 درجه سلسیوس) پارامتر مجذور میانگین مربعات به صورت زیر تعریف شده است، تا به کمک آن بهترین حالت بین حالت‌های بررسی شده انتخاب شود. این پارامتر اختلاف توزیع دمای کف از میانگین دمای کف را نشان می‌دهد و به صورت رابطه (10) تعریف می‌شود:

$$RMS = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (T_i - \bar{T})^2}{N}} \quad (10)$$

که میانگین  $\bar{T}$  دمای روی کف است. مقادیر محاسبه شده این پارامتر برای تمام حالات در جدول 6 آمده است. از مقایسه مقادیر جدول 6، این نتیجه حاصل می‌شود که وقتی از یک تابشگر استفاده شود توزیع دمای کف حدود 35 درصد، انحراف بیشتری نسبت به حالت استفاده از دو تابشگر، از دمای میانگین مطلوب دارد. همچنین در حالت تعداد دفعات تعویض هوای 10 بار در ساعت، اختلاف از میانگین دمای مطلوب به طور متوسط 4 درصد نسبت به حالت تعداد دفعات تعویض هوای 5 بار در ساعت افزایش یافته است، به این دلیل که از اثر عامل گرمایش سطح که همان تابش می‌باشد در مقابل انتقال حرارت جابه‌جایی کاسته می‌شود.

## 6- نتیجه‌گیری

در تحقیق حاضر به بررسی عملکرد تابشگرهای دامبالا در یک محیط صنعتی

جدول 6 مجذور میانگین مربعات دما و میزان مصرف انرژی کل تابشگرها به ازای واحد طول تابشگر

Table 6 Root mean square of temperature and rate of energy consumption per unit length of radiant heater

| تعداد تابشگر | تعداد تعویض هوا (hr <sup>-1</sup> ) | مجذور میانگین مربعات دما (°C) | مصرف انرژی (Wm <sup>-1</sup> ) |
|--------------|-------------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|
| یک تابشگر    | 5                                   | 11.7                          | 680                            |
| یک تابشگر    | 10                                  | 12.5                          | 991                            |
| دو تابشگر    | 5                                   | 7.9                           | 748                            |
| دو تابشگر    | 10                                  | 8.1                           | 1022                           |

دفعات تعویض هوا در ساعت از 5 به 10 بار در ساعت مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که با افزایش تعداد دفعات تعویض هوا از 5 به 10 بار در ساعت، طبیعتاً سرعت جریان هوا افزایش می‌یابد و سهم انتقال حرارت جابه‌جایی زیاد می‌شود و دمای هوای داخل سالن حدود 2 تا 4 درجه سلسیوس کاهش می‌یابد. اما این امر تأثیر قابل توجهی بر توزیع دمای کف ندارد و تنها در مجاورت دریچه ورودی هوا، دمای کف سالن حدود 2 درجه سلسیوس کاهش می‌یابد.

همچنین در تحقیق حاضر، تأثیر تعداد و توان تابشگرهای دمابالا مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که استفاده از یک تابشگر، موجب توزیع دمای نسبتاً غیریکنواخت روی کف سالن می‌شود. این در حالی است که استفاده از دو تابشگر، می‌تواند توزیع دمای یکنواخت‌تری را بوجود آورد و انحراف توزیع دمای کف سالن از دمای میانگین مطلوب (27 درجه سلسیوس) را نسبت به حالت استفاده از یک تابشگر، حدود 35 درصد کاهش دهد. همچنین شایان ذکر است که استفاده از دو تابشگر نسبت به یک تابشگر، می‌تواند موجب افزایش مصرف انرژی در حدود 10 درصد شود.

### 7- فهرست علائم

|             |   |
|-------------|---|
| $C_p$       | ظرفیت گرمایی فشار ثابت (Jkg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ) |
| $g$         | شتاب گرانش (m s <sup>-2</sup> )                             |
| $G$         | تابش فرودی (W m <sup>-2</sup> )                             |
| $I$         | شدت تابش (W m <sup>-2</sup> sr <sup>-1</sup> )              |
| $k$         | ضریب هدایت حرارتی (W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )      |
| $P$         | فشار (Nm <sup>-2</sup> )                                    |
| $Pr$        | عدد پرانتل  |
| $\vec{q}_R$ | شار انتقال حرارت تابشی (W m <sup>-2</sup> )                 |
| $RMS$       | مجذور میانگین مربعات  |
| $\vec{r}$   | بردار موقعیت  |
| $t$         | زمان (s)  |

|              |  |
|--------------|--|
| $T$          | دما (K)  |
| $u$          | سرعت در راستای $x$ (m s <sup>-1</sup> )                  |
| $v$          | سرعت در راستای $y$ (m s <sup>-1</sup> )                  |
| $x, y, z$    | مختصات کارتزینی (m)                                      |
| علائم یونانی |  |
| $\alpha$     | ضریب نفوذ گرما (m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> )         |
| $\beta$      | ضریب انبساط حجمی سیال (K <sup>-1</sup> )                 |
| $\kappa_a$   | ضریب جذب (m <sup>-1</sup> )                              |
| $\mu$        | لزجت دینامیکی (kgm <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup> )       |
| $\rho$       | چگالی (kgm <sup>-3</sup> )                               |
| $\sigma$     | ثابت استفان بولتزمن (W m <sup>-2</sup> K <sup>-4</sup> ) |
| $\sigma_s$   | ضریب پراکنش  |
| $\Phi$       | تابع فاز پراکنش  |
| $\omega$     | البدو پراکنش   |
| $\Omega$     | جهت در المان فضایی                                       |
| زیرنویس‌ها   |  |
| Eff          | مؤثر   |

### 8- مراجع

- [1] ASHRAE, Systems and equipment, *American Society of Heating, Refrigeratin and Air Conditioning Engineers*, New York, 2008.
- [2] ASHRAE, HVAC applications, *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*, Atlanta, 2007.
- [3] R. McDowall, *Fundamentals of HVAC systems*, pp. 191-194, Academic Press, London, 2006.
- [4] E. Dudkiewicz, J. Jezowiecki, Measured radiant thermal fields in industrial spaces served by high intensity infrared heater, *Energy and Buildings*, Vol. 41, No. 1, pp. 27-35, 2009.
- [5] E. Dudkiewicz, J. Jezowiecki, The influence of orientation of a gas-fired direct radiant heater on radiant temperature distribution at a work station, *Energy and Buildings*, Vol. 43, No. 1, pp. 1222-1230, 2011.
- [6] Y. Wang, X. Meng, X. Yang, J. Liu, Influence of convection and radiation on the thermal environment in an industrial building with buoyancy-driven natural ventilation, *Energy and Buildings*, Vol. 75, No. 1, pp. 394-401, 2014.
- [7] X. Meng, Y. Wang, T. Liu, X. Xing, Y. Cao, J. Zhao, Influence of radiation on predictive accuracy in numerical simulations of the thermal environment in industrial buildings with buoyancy-driven natural ventilation, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 96, No. 1, pp. 473-480, 2016.
- [8] T. Radhakrishnan, C. Balaji, S. Venkateshan, Optimization of multiple heaters in a vented enclosure—A combined numerical and experimental study, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 49, No. 1, pp. 721-732, 2010.
- [9] S. C. Mishra, H. K. Roy, Solving transient conduction and radiation heat transfer problems using the lattice Boltzmann method and the finite volume method, *Journal of Computational Physics*, Vol. 223, No. 1, pp. 89-107, 2007.
- [10] F. Porges, *HVAC engineer's handbook*, eleventh edition, pp. 163-165, Elsevier, Amsterdam, 2001.
- [11] Z. Tan, J. R. Howell, Combined radiation and natural convection in a two-dimensional participating square medium, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, No. 1, pp. 785-793, 1991.