



Numerical investigation of thermal comfort conditions for a human in a room equipped with a ceiling radiant cooling system

Mohammad Alipour Dehsari, Amin Haghighi Poshtiri *

Faculty of Mechanical Engineering, University of Guilan, Rasht, Iran.

ABSTRACT: In this study, the cooling conditions and thermal comfort in a room occupied by humans and equipped with a radiant ceiling cooling system were numerically investigated. The simulations were conducted for the hottest day of the average 10-year period in Tehran and in four geographical orientations. Low-Reynolds k-ε models, discrete ordinates, and ray tracing were used to analyze airflow, radiation, and solar radiation, and thermal comfort conditions were evaluated using the Fanger model. The results showed that in the room with a western external wall, the maximum cooling load occurs at 14:00, and the ceiling temperature should be set at approximately 12°C. However, when using clear glass, this temperature must be reduced to 7°C, requiring 27% more cooling load. Coated glass improved the PMV index and reduced dissatisfaction; in the western wall, PMV decreased from 0.5 to 0.32, and dissatisfaction decreased from 10.2% to 7.1%. Dissatisfaction due to vertical temperature differences was less than 3%, but for warm floors in eastern and western walls with clear glass, it reached 25.1% and 25.5%, respectively. Dissatisfaction due to the draft rate was less than 10% in all cases.

Review History:

Received: Dec. 09, 2024
Revised: Jan. 26, 2025
Accepted: Feb. 22, 2025
Available Online: Mar. 02, 2025

Keywords:

Radiant Cooling Ceiling
Solar Radiation
Thermal Comfort
Human Presence

1- Introduction

Air conditioning systems include various types, with radiant systems being an efficient option that regulates surface temperatures of floors, ceilings, or walls through water circulation in embedded pipes [1]. In this study, Fanger's PMV [2] model is used as a reliable criterion for evaluating thermal comfort, as it mathematically relates key parameters like temperature, humidity, and air velocity to human perception, providing a comprehensive assessment of indoor thermal conditions.

Despite the extensive research on radiant cooling systems [3-5], a comprehensive evaluation of thermal comfort under specific conditions, particularly in the presence of occupants within the room, remains underexplored. This study examines the performance of ceiling radiant cooling systems in maintaining thermal comfort when exposed to direct solar radiation. A sample room with an external wall, oriented toward the four cardinal directions (north, south, east, and west), is analyzed to determine the maximum allowable ceiling temperature for ensuring occupant comfort. The study evaluates key indicators such as PMV and PPD, vertical temperature gradients, floor temperature effects, and draft risk levels. Also, the influence of coated versus transparent windows on thermal comfort conditions is compared, offering insights into the role of glazing types in optimizing indoor

environmental quality.

2- Mathematical model

Evaluating thermal comfort conditions in a room requires obtaining the temperature distribution within the space. To determine the air temperature at various points, the conservation equations of mass (Eq. 1), momentum (Eq. 2), and energy (Eq. 3) must be solved, taking into account the incoming solar radiative heat flux into the room [6].

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \nu \left[\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right] - \overline{u_i u_j} \right\} + f_i \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + S_h \quad (3)$$

The airflow inside the room is characterized by turbulent

*Corresponding author's email: haghighi_p@guilan.ac.ir



natural convection (with a Rayleigh number of approximately 10^{12}), and thus, it is modeled as turbulent natural convection. To model radiative heat transfer, the discrete ordinates (DO) model in ANSYS Fluent was employed, enabling the simulation of solar thermal load using the re-tracing method. In this method, the solar heat load is added as a thermal source term in the energy equation, which is obtained from Equation (4).

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s}) + (a + \sigma_s) I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (4)$$

To evaluate the thermal comfort conditions in the studied room, Fanger's thermal comfort model was utilized. The governing equations are based on the assumptions that the outdoor air temperature and solar heat flux remain constant over one-hour intervals, allowing the airflow and indoor air temperature to be treated as steady-state for each period, with the airflow modeled as three-dimensional and incompressible. The numerical solution of the conservation equations was performed using the finite volume method, where the SIMPLE algorithm was employed for pressure-velocity coupling. The momentum and energy equations were discretized using the QUICK scheme and the power law, respectively, while second-order upwind discretization was applied to the remaining equations. Convergence was achieved when the residuals for all equations fell below 10^{-6} .

3- Result and Discussion

The simulated room is a cube-shaped space with dimensions of $3 \times 3 \times 3$ meters, featuring an external wall with a window area of 3 square meters (1.5×2 meters) and a human occupant positioned at the center. The maximum allowable ceiling temperature is adjusted to ensure the PMV index remains below 0.5 while maintaining the room temperature below 26°C [7]. The four primary geographical orientations for the external wall were considered, and simulations were conducted for the hottest day in Tehran.

Figure 1 illustrates the maximum allowable ceiling temperature varies based on the external wall's orientation, with the lowest values occurring at 10 AM (east), 2 PM (west), 12 PM (north), and 1 PM (south).

The use of coated glass reduces cooling demand by decreasing solar radiative heat gain. As shown in Figure 2, a comparison between coated and transparent glass reveals that the maximum allowable ceiling temperature with coated glass can be 1 to 5°C higher. Additionally, coated glass reduces the heat flux from the ceiling by 13 to 27%.

As shown in Figure 3a, the use of coated glass reduces direct solar radiation on the internal surfaces of the room, moderating the floor temperature rise observed in the room with clear glass (Figure 3b). This moderation leads to a reduction in the required cooling energy. Additionally, the decrease in surface temperature rise in areas exposed to direct sunlight and on the human body's surface (particularly the front-facing side) is evident when coated glass is used.

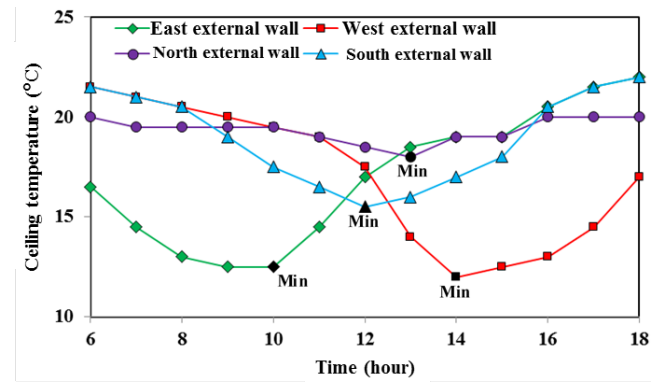


Fig. 1. Comparison of the maximum allowable ceiling temperature in a room with eastern, western, northern, and southern external walls at different times.

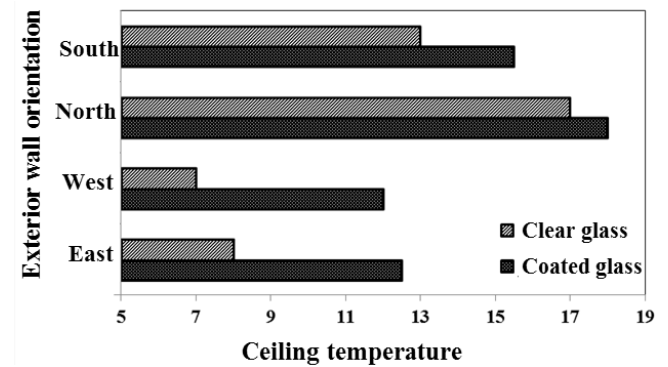


Fig. 2. Comparison of maximum allowable ceiling temperatures for rooms with external walls in four orientations, using clear vs. coated glass during peak cooling load times

Table 1 shows PMV, PPD, dissatisfaction due to vertical temperature differences, dissatisfaction due to warm floors, and draft rates for the critical hours of each external wall orientation. A key observation derived from these results is that the west-facing external wall at 14:00 PM exhibits the highest level of dissatisfaction across all thermal comfort indices. Additionally, the use of coated glass instead of clear glass has significantly reduced dissatisfaction levels for all indices under all conditions.

4- Conclusion

This study assessed the performance of ceiling radiant cooling panels and thermal comfort in a room. Coated glass significantly reduced solar heat gain, increasing the maximum allowable ceiling temperature by up to 5°C and decreasing heat flux by 27%. It also enhanced thermal comfort by keeping vertical temperature differences below 3°C and reducing floor temperature dissatisfaction from 25.5% to

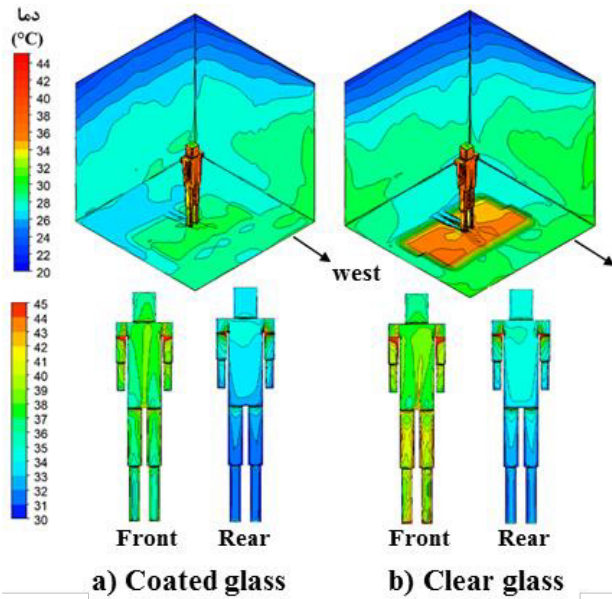


Fig. 2. Contour of the internal surface temperature distribution in the room with a western external wall at 14:00 (a) Clear glass (b) Coated glass

15%. The west-facing wall at 14 PM exhibited the highest discomfort, but coated glass lowered PMV from 0.5 to 0.32, proving its effectiveness in improving comfort and reducing cooling energy demand.

References

- [1] J. Mirel, L. Serres, A. Trombe, Radiant ceiling panel heating-cooling systems: experimental and simulated study of the performances, thermal comfort and energy consumptions, *Applied Thermal Engineering*, 22(16) (2002) 1861-1873.
- [2] P.O. Fanger, *Thermal comfort. Analysis and applications in environmental engineering*, (1970).
- [3] N.N. Ziarani, A. Haghighi, Anticipating an efficient relative humidity in a room under direct solar radiation

Table 1. PMV, PPD, dissatisfaction due to vertical temperature differences, dissatisfaction due to warm floors, and draft rates for the critical hours of each external wall orientation

Time (hour) External wall	PMV	PPD (%)	PD _{VTG} (%)	PD _F (%)	DR (%)
Clear glass					
10:00 East	0.45	9.2	1	25.1	5.5
14:00 West	0.50	10.2	1.1	25.5	6.5
13:00 North	0.37	7.8	0.8	10.8	5.0
12:00 South	0.41	8.5	0.7	10.0	5.8
Coated glass					
10:00 East	0.29	6.7	0.8	14.4	5.5
14:00 West	0.32	7.1	0.9	15.0	5.3
13:00 North	0.23	6.1	0.7	9.4	5.4
12:00 South	0.26	6.4	0.6	10.7	4.7

and equipped by radiant cooling panel system, *International Journal of Refrigeration*, 98 (2019) 98-108.

- [4] M. Amini, R. Maddahian, S. Saemi, Numerical investigation of a new method to control the condensation problem in ceiling radiant cooling panels, *Journal of Building Engineering*, 32 (2020) 101707.
- [5] P. Sang-Hoon, C.W. June, Evaluation of Nominal Cooling Capacity of Ceiling Radiant Panels Under Varying Building Boundary Conditions, *Journal of Building Engineering*, (2024) 111723.
- [6] K. Abe, T. Kondoh, Y. Nagano, A new turbulence model for predicting fluid flow and heat transfer in separating and reattaching flows—I. Flow field calculations, *International journal of heat and mass transfer*, 37(1) (1994) 139-151.
- [7] ISO, International Standard 7730, Ergonomics of the thermal environment- Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD Indices and local thermal comfort criteria, in, International Organization for Standardization, Geneva, 2005.



بررسی عددی شرایط آسایش حرارتی انسان در یک اتاق مجهز به سامانه سرمایشی سقفی تابشی

محمد علیپور دهسری، امین حقیقی پشتیری*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۳/۰۹/۱۹

بازنگری: ۱۴۰۳/۱۱/۰۷

پذیرش: ۱۴۰۳/۱۲/۰۴

ارائه آنلاین: ۱۴۰۳/۱۲/۱۲

کلمات کلیدی:

سرمایش سقفی

تابش خورشیدی

آسایش حرارتی

حضور انسان

خلاصه: در این مطالعه، شرایط سرمایش و آسایش حرارتی در اتاقی شامل انسان و مجهز به سامانه سرمایش سقفی تابشی، به صورت عددی بررسی شده است. شبیه‌سازی‌ها برای گرم‌ترین روز میانگین ۱۰ سال اخیر تهران و در چهار جهت جغرافیایی انجام شد. از مدل‌های k-ε با رینولدز پایین، مختصات گسسته و ری‌تریسینگ برای تحلیل جریان هوا، تشعشع و تابش خورشید استفاده شد و شرایط آسایش حرارتی با مدل فنگر ارزیابی گردید. نتایج نشان داد که در اتاق با دیوار خارجی غربی، بیشترین بار سرمایی در ساعت ۱۴ رخ می‌دهد و دمای سقف باید حدود 12°C تنظیم شود، که در صورت استفاده از شیشه شفاف، این دما باید به 7°C کاهش یافته و ۲۷ درصد بار سرمایی بیشتری نیاز است. شیشه پوشش‌دار موجب بهبود شاخص پی‌ام‌وی و کاهش نارضایتی شد؛ در دیوار غربی، پی‌ام‌وی از ۰/۵ به ۰/۳۲ و نارضایتی از ۱۰/۲ به ۷/۱ درصد کاهش یافت. نارضایتی ناشی از اختلاف دمای عمودی کمتر از ۳ درصد بود، اما برای کف گرم در دیوارهای شرقی و غربی با شیشه شفاف به ۲۵/۱ و ۲۵/۵ درصد رسید. نارضایتی ناشی از نرخ کوران نیز در تمامی حالات کمتر از ۱۰ درصد بود.

۱- مقدمه

سامانه‌های تهویه مطبوع انواع مختلفی دارند که یکی از آن‌ها، سامانه تابشی است. این سامانه‌ها با گرم یا سرد کردن سطوح اطراف، شرایط حرارتی مناسبی را فراهم می‌کنند. در این سامانه‌ها، به جای کنترل دمای هوا، دمای سطوح مجاور افراد مبنای طراحی قرار می‌گیرد و تبادل حرارت عمدتاً از طریق تابش صورت می‌گیرد. سامانه‌های گرمایش و سرمایش تابشی با کمک سطوح کنترل‌شده‌ای نظیر کف، سقف و دیوارها عمل می‌کنند. دمای این سطوح از طریق جریان آب در لوله‌های کارگذاری شده کنترل می‌شود [۱]. از مهم‌ترین مزایای سامانه‌های تابشی می‌توان به گرم کردن یکنواخت محیط، کاهش حرکت گردوغبار، کاهش مصرف انرژی و کارکرد بدون صدا اشاره کرد [۲]. با وجود تنوع روش‌های ارزیابی آسایش حرارتی در فضاهای مختلف، استفاده از شاخص‌های علمی معتبر برای تعیین شرایط بهینه ضروری است. در این تحقیق، مدل پی‌ام‌وی فنگر به عنوان یکی از معتبرترین معیارها برای بررسی آسایش حرارتی انتخاب شده است.

فنگر^۱ با مطالعات آزمایشگاهی، مدل پی‌ام‌وی^۲ یا میانگین رأی پیش‌بینی‌شده را معرفی کرد که ارتباط پارامترهای مؤثر بر آسایش حرارتی را با یک معادله ریاضی بیان می‌کند. خروجی معادله فنگر عددی است که شاخص هفت نقطه‌ای آسایش حرارتی ایزو^۳ ۷۷۳۰ را نشان می‌دهد. این معیار، معرف متوسط احساس آسایش افراد در یک فضا است و بر اساس متوسط آرای ساکنین در مورد شرایط حرارتی اتاق تعیین می‌شود. نزدیک شدن شاخص پی‌ام‌وی به صفر نشان‌دهنده حالت خنثی یا شرایط طبیعی از نظر گرمایی است. در طراحی‌ها، قرار داشتن این شاخص در بازه ± 0.5 مدنظر قرار می‌گیرد [۳]. در ادامه به مرور پژوهش‌های انجام‌شده در زمینه استفاده از سامانه سرمایش سقفی تابشی پرداخته می‌شود.

تیان و لاو^۴ [۴] شرایط آسایش حرارتی ساکنان ساختمان مجهز به صفحات سرمایش تابشی جاگذاری شده در سقف و کف را به صورت آزمایشگاهی مورد مطالعه قراردادند. مطالعه میدانی در ساختمانی مجهز به

1 Fanger

2 PMV (Predicted Mean Vote)

3 ISO7730

4 Tian and love

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: haghghi_p@guilan.ac.ir



آزمایش‌ها در ساختمانی در دانشگاه توکیو (در ژاپن) مجهز به سامانه سرمایش/گرمایش تابشی سقفی انجام شد. پنل‌ها در ارتفاع ۲/۸۵ متری از کف نصب شدند و ۱/۱۵ متر بالای آن‌ها فضای خالی در نظر گرفته شد که ۴۵ درصد از کل مساحت سقف را می‌پوشاند. تمام پنل‌ها هایدرونیك بودند و مدار لوله‌های آن به یک سامانه کنترل دما و دبی آب متصل شد که می‌توانست آب سرد و گرم را تأمین کند. شار خروجی از قسمت بالایی پنل، در هر دو حالت گرمایش و سرمایش، به ترتیب ۳۰ الی ۴۰ درصد از کل شار خروجی از پنل را به خود اختصاص می‌داد که به‌عنوان اتلاف حرارتی در نظر گرفته شد. همچنین تغییرات دمای هوا بین ارتفاع ۰/۱ متر تا ۱/۷ متری کمتر از ۱/۵ درجه سلسیوس گزارش شد که نشان‌دهنده یکنواختی عمودی توزیع دما در صورت استفاده از این سامانه است. سو^۷ و همکاران [۸]، عملکرد سرمایش پانل‌های سقفی خنک‌کننده بتنی برای یک اتاق نمونه را مورد بررسی قرار دادند. با استفاده از روش اختلاف محدود، مدل ریاضی دوبعدی برای انتقال حرارت در حالت پایدار توسعه یافت و شبیه‌سازی عددی انجام شد. نتایج نشان داد که با وجود کاهش آهسته دمای پانل و هوای داخلی به دلیل اینرسی حرارتی بالا، این سیستم تحت تأثیر نوسانات دمای آب ورودی قرار نمی‌گیرد و ظرفیت سرمایش آن به دمای آب ورودی، فاصله لوله‌ها و نرخ جریان آب بستگی دارد. خان^۸ و همکاران [۹]، میزان صرفه‌جویی انرژی در سیستم سرمایش تابشی در یک ساختمان تجاری در هند را با استفاده از نرم‌افزارهای فلوئنت و انرژی پلاس مورد ارزیابی قرار دادند. مدل ساختمان با داده‌های اندازه‌گیری شده کالیبره و سپس مصرف انرژی در سیستم‌های سرمایش تابشی و تمام هوا با یکدیگر مقایسه شد. نتایج نشان داد که سیستم سرمایش تابشی ۱۷/۵٪ کارآمدتر از سیستم‌های تمام هوا است و استفاده از سیستم هوای تازه اختصاصی به‌جای واحد فن کویل، سبب صرفه‌جویی در مصرف انرژی تا ۳۰٪ خواهد شد. نجفی و همکاران [۱۰]، عملکرد سیستم سرمایش سقفی تابشی در اتاقی تحت تابش مستقیم خورشید در چهار اقلیم مختلف در ایران بررسی نمودند. با استفاده از شبیه‌سازی عددی، دماهای سطحی مناسب سقف برای تأمین شرایط آسایش حرارتی تعیین شد و تأثیر استفاده از شیشه‌های پوشش‌دار بر میزان صرفه‌جویی انرژی بررسی شد. نتایج نشان داد که استفاده از شیشه‌های پوشش‌دار می‌تواند مصرف انرژی را تا ۵۸ درصد کاهش دهد و در اتاق با دیوار خارجی جنوبی در مقایسه با دیوار خارجی غربی میزان صرفه‌جویی در مصرف انرژی بیشتر است. با این وجود، در این پژوهش حضور انسان به‌عنوان منبع تولید حرارت در داخل اتاق در

سامانه سرمایش تابشی انجام شد و سرمای یکنواخت در سطح کف، توسط لوله‌گذاری در کف با جریان آب با دمای ۱۶ تا ۲۲ درجه سلسیوس ایجاد شد. مقدار شاخص پی‌ام‌وی در فصل تابستان ۰/۵۳- به دست آمد (طبق شاخص آسایش حرارتی باید در محدوده ۰/۵ تا ۰/۵- باشد) که کمی سردتر از حالت طبیعی است. به دلیل سرعت پایین جریان هوا (۰/۰۶ متر بر ثانیه) ریسک درفت^۱ گزارش نشد. همچنین تغییرات دمای هوا در راستای عمودی به‌طور میانگین ۰/۵ درجه سلسیوس و حداکثر ۱ درجه سلسیوس اعلام شد. دمای سطح کف در محدوده ۱۹ تا ۲۲/۸ درجه سلسیوس گزارش شد که در محدوده مناسب ۱۹ تا ۲۹ درجه سلسیوس تعیین شده توسط استاندارد آشری^۲ قرار گرفت. ممون^۳ و همکاران [۵] به ارزیابی آسایش حرارتی و عملکرد سامانه سرمایش تابشی در یک منطقه نیمه گرمسیری پرداختند. جهت ارزیابی عملکرد سرمایش تابشی، یک اتاق در دو حالت سرمایش با سامانه‌های تمام هوا و سرمایش با پانل‌های تابشی توسط نرم‌افزار ترنسیس شبیه‌سازی شد. نتایج نشان داد که دستیابی به آسایش حرارتی در اکثر مواقع در طول سال در صورت استفاده از سامانه سرمایش تابشی بدون وقوع پدیده چگالش به علت رطوبت نسبی پایین هوا بر سطح پنل امکان‌پذیر است. بررسی مقایسه‌ای نشان داد که سامانه سرمایش تابشی در مقایسه با سامانه تمام هوا تا ۸۰ درصد صرفه‌جویی در مصرف انرژی دارد. کاتالینا^۴ و همکاران [۶] به ارزیابی آسایش حرارتی در یک اتاق مجهز به سامانه سرمایش سقفی با مطالعه آزمایشگاهی و عددی پرداختند. در مطالعه آزمایشگاهی، دمای تمام دیوارها و کف و همچنین توزیع دمای عمودی در خطی عمودی در وسط اتاق در سه حالتی که دمای سقف ۱۶/۹، ۱۷/۶ و ۱۸/۹ درجه سلسیوس باشد اندازه‌گیری شد. سپس با اعمال شرایط مرزی دما ثابت به سطوح در مسئله، معادلات حاکم بر جریان هوا با استفاده از مدل آشفستگی $k - \epsilon$ رینولدز پایین با تابع کاهنده آوبی^۵ به‌صورت عددی حل شد. جریان سه‌بعدی، حالت پایدار، غیرقابل تراکم فرض شد و برای بررسی شرایط آسایش حرارتی از شاخص پی‌ام‌وی استفاده شد. نتایج نشان داد که تغییرات گرادیان دمای عمودی در خط عمودی وسط اتاق کمتر از ۱ درجه سلسیوس است و شرایط آسایش حرارتی با توجه به شاخص پی‌ام‌وی برقرار است. لی^۶ و همکاران [۷] عملکرد سامانه‌های سرمایش/گرمایش تابشی سقفی را ارزیابی کردند.

- 1 Draft risk
- 2 ASHRAE 55-2017 (Standard for Thermal Comfort: Acceptable Thermal Environments for Occupants of Buildings)
- 3 Memon
- 4 Catalina
- 5 AKN (Abe-Kondoh-Nagano) damping function
- 6 Li

7 Su
8 Khan

شبیه‌سازی در نظر گرفته نشد و همچنین اثرات قرار گرفتن انسان در معرض تابش مستقیم خورشید بر شرایط آسایش حرارتی موردبررسی قرار نگرفت. پاول^۱ و همکاران [۱۱] با استفاده از داده‌های تجربی و تحلیل‌های عددی نشان دادند که استفاده از سیستم‌های پانل سقفی تابشی^۲ در بیمارستان‌ها، پتانسیل ذخیره‌ی انرژی قابل توجهی را فراهم می‌کند. علاوه بر این، در فصل گرما، اتاق‌های بیمارستان معمولاً با دماهای داخلی بالا و رطوبت نسبی کم مواجه هستند که می‌توان با استفاده از سیستم‌های پنل سرمایش تابشی این شرایط را بهبود بخشید. برای بهبود کارایی انرژی و آسایش حرارتی، داده‌های آزمایشگاهی برای شبیه‌سازی مدل ساختمانی استفاده شد و در شرایط مختلف تأمین هوای ورودی، مقادیر دمای هوای داخلی، رطوبت نسبی، شاخص پی‌ام‌وی گزارش شد. امینی و همکاران [۱۲]، یک روش جدید برای کنترل مشکل میعان در پانل‌های خنک‌کننده تابشی سقفی معرفی کردند. در این مطالعه یک کوئل رطوبت‌گیر با این سیستم ترکیب شد تا میعان بخار آب و میزان بار حرارتی نهان را تنظیم کند. نتایج نشان داد که کوئل‌های خنک‌کننده یکپارچه باعث بهبود انتقال حرارت همرفت طبیعی و حذف بخار آب در فضای داخل می‌شوند و به این ترتیب مشکل میعان حل شده و شرایط آسایش حرارتی حفظ می‌گردد. همچنین به کمک این روش جدید در مقایسه با سیستم‌های متداول (با استفاده از هوا) تا ۳۰٪ در مصرف انرژی صرفه‌جویی خواهد شد. یی^۳ و همکاران [۱۳]، عملکرد حرارتی پنل سرمایش تابشی سقفی با سطح تابشی مقرر را به صورت تجربی مورد بررسی نمودند. نتایج نشان داد که با کاهش دمای آب ورودی به پانل از ۲۴ درجه سلسیوس به ۱۵ درجه سلسیوس، دمای هوای داخل اتاق بیش از ۱٫۵ درجه سلسیوس کاهش و شار حرارتی کل ۵۰ درصد افزایش می‌یابد. همچنین، این پنل می‌توانست با دبی آب کمتر، همان دمای هوا را تأمین کند که بیانگر صرفه‌جویی انرژی در این حالت است. لیاو^۴ و همکاران [۱۴]، مصرف انرژی در سیستم سرمایش و گرمایش سقفی تابشی با سه نوع پوشش شیشه (شیشه عایق معمولی، شیشه عایق بازتابنده حرارتی و شیشه عایق سه لایه نقره‌ای کم گسیل) را از طریق آزمایش و شبیه‌سازی با استفاده از نرم‌افزار ترنسپس^۵ بررسی و مقایسه کردند. نتایج این مطالعه نشان داد که شیشه عایق سه لایه نقره‌ای کم گسیل پتانسیل بیشتری در صرفه‌جویی انرژی در مناطق با اقلیم غالباً سرد یا غالباً گرم دارد و میانگین دمای داخل اتاق پایدارتری ایجاد

می‌کند. همچنین، عملکرد پاسخ سیستم سقفی تابشی در فصول مختلف سال متفاوت است، به طوری که در فصل سرد سال عملکرد بهتری نسبت به فصل گرم دارد. اسکووادجا^۶ و همکاران [۱۵]، امکان استفاده از مواد تغییر فاز دهنده در سیستم‌های سرمایش سقفی برای کاهش نوسانات دمای هوا و کاهش نیاز انرژی برای سرمایش را بررسی نمودند. نتایج نشان داد که این سیستم می‌تواند دمای هوای محیط داخل را تا ۳/۲ درجه سلسیوس کاهش دهد و در مصرف انرژی تا ۲۷٪ صرفه‌جویی خواهد شد. آریال^۷ و همکاران [۱۶]، عملکرد سیستم سرمایش سقفی تابشی را در ساختمان‌های اداری در اقلیم گرم و مرطوب استوایی مورد بررسی قرار دادند. آزمایش‌ها در یک اتاقک آزمایشگاهی باز برای مشاهده هم‌زمان شرایط حرارتی داخلی و انتقال از حرارت پوسته ساختمان انجام شد و سیستم تابشی با استفاده از نرم‌افزار ترنسپس مدل‌سازی و نتایج آن با مشاهدات تجربی مقایسه گردید. نتایج شبیه‌سازی نشان داد که بازبایی حرارت از هوای خروجی و عایق‌بندی پوسته ساختمان می‌تواند در صرفه‌جویی انرژی و بهبود شرایط آسایش حرارتی مؤثر باشد. چائوی^۸ و همکاران [۱۷]، سیستم سرمایش تابشی سقفی با کمک فن^۹ برای رفع محدودیت میعان را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که این سیستم ظرفیت سرمایش را تا ۱۱۲٪ افزایش، دمای داخلی را تا ۰/۹ درجه سلسیوس کاهش و سرعت هوا را تا ۰/۳۳ متر بر ثانیه افزایش می‌دهد. مالیکوا^{۱۰} [۱۸] به بررسی و ارائه راهکارهای فنی برای استفاده از سامانه سرمایشی سقفی تابشی در ساختمان‌های چندمنظوره پرداخته است و عملکرد آن را با سیستم‌های سرمایشی جایگزین (مانند تهویه مطبوع مرکزی و چیلر-فن کوئل) از نظر آسایش حرارتی مقایسه کرده است. نتایج نشان می‌دهد که سامانه سقفی تابشی به دلیل عدم وجود جریانات همرفتی با سرعت و دمای بالا و ایجاد توزیع دمایی مطلوب‌تر در ارتفاع اتاق، موجب افزایش آسایش حرارتی افراد می‌شود. این مطالعه به بررسی و مقایسه سیستم سرمایش تابشی سقفی با سیستم‌های سرمایشی جایگزین (مانند تهویه مطبوع مرکزی و چیلر-فن کوئل) در ساختمان‌های چندمنظوره پرداخته است. نتایج نشان می‌دهد که سیستم تابشی سقفی با حذف جریان‌های همرفتی با دمای پایین و سرعت بالای هوا، راحتی حرارتی بیشتری ایجاد کرده و توزیع دمایی مطلوب‌تری در ارتفاع اتاق فراهم می‌کند. جین و همکاران [۱۹]، یک مدل

6 Skovajsa

7 Aryal

8 Choi

9 FCRCP

10 Malikova

11 Jin

1 Paolo Valdiserri

2 Radiant Cooling Pane

3 Ye

4 Liao

5 Trnsys

جنوب، شرق و غرب) در نظر گرفته می‌شود.

اهداف و نوآوری‌های تحقیق حاضر عبارت‌اند از:

۱- تعیین حداکثر دمای مجاز سقف به‌منظور ایجاد شرایط آسایش

حرارتی با حضور انسان در اتاق، در ساعات مختلف روز

۲- بررسی جامع شرایط آسایش حرارتی مانند درصد ناراضایتی کلی

افراد (پی‌پی‌دی)، ناراضایتی به‌واسطه اختلاف دمای عمودی (بین قوزک پا تا

پیشانی)، ناراضایتی به‌واسطه کف گرم اتاق و ناراضایتی به‌واسطه نرخ کوران

۳- بررسی تأثیر استفاده از پنجره پوشش‌دار در مقایسه با پنجره شفاف بر

شرایط مختلف آسایش حرارتی

۲- فیزیک مسئله و معادلات حاکم

اتاق نمونه، مطابق «شکل ۱»، مکعبی شکل با ابعاد ۳ (متر)×۳ (متر)×۳ (متر)

(متر) است که شامل یک دیوار خارجی با پنجره‌ای به مساحت ۳ متر مربع (به

ابعاد ۱/۵ متر در ۲ متر) می‌باشد. در مرکز اتاق نیز یک انسان، با ویژگی‌های

فیزیکی ارائه‌شده در مرجع [۲۲] و «جدول ۱»، حضور دارد.

۲-۱- معادلات حاکم

بررسی شرایط آسایش حرارتی در اتاق، مستلزم به دست آوردن توزیع

دما در داخل اتاق است. برای به دست آوردن دمای هوا در نقاط مختلف باید

معادلات بقای جرم، ممنتوم و انرژی با در نظر گرفتن ورود شار تشعشی

خورشید به درون اتاق حل شوند. برای حل معادلات حاکم از فرضیات زیر

استفاده شده است.

۱- دمای هوای بیرون اتاق و همچنین شار خورشیدی در بازه زمانی

یک‌ساعته بدون تغییر هستند.

۲- بر اساس فرض شماره ۱ می‌توان جریان و دمای هوای داخل اتاق را

در هر بازه زمانی یک ساعته به‌صورت پایا در نظر گرفت.

۳- جریان هوا به‌صورت سه‌بعدی و تراکم ناپذیر در نظر گرفته‌شده است.

معادله پیوستگی به‌صورت رابطه (۱) است [۲۳]:

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

معادله ممنتوم به‌صورت رابطه (۲) است [۲۴]:

پیش‌بینی ظرفیت سرمایشی جدید برای سیستم‌های سقفی تابشی باز

(سیستم‌هایی که در تماس مستقیم با هوای اتاق قرار دارند) با در نظر گرفتن

اندازه، چیدمان و موقعیت نصب پنل‌ها توسعه داده‌شده را ارزیابی نمودند.

نتایج آزمایش‌ها نشان داد که در سامانه سرمایش سقفی تابشی باز نسبت با

سامانه سقفی تابشی بسته (سیستم‌هایی که فقط تبادل حرارتی با هوای اتاق

دارند) به میزان ۴۹ تا ۶۴ درصد شار سرمایشی بیشتری موردنیاز است. مدل

پیشنهادی با استفاده از روش رگرسیون چندگانه توسعه‌یافته و دقت آن با

داده‌های واقعی تأییدشده و خطای نسبی در محدوده ۰/۶٪ تا ۱۰٪ گزارش‌شده

است. شین^۱ و همکاران [۲۰]، یک روش کارآمد و نوین برای ارزیابی ظرفیت

سرمایشی پنل‌های سرمایش سقفی تابشی ارائه دادند که از یک سیستم

فشرده شامل ماژول ترموالکتریک^۲، فن‌های خنک‌کننده و مبدل حرارتی بهره

می‌برد. نتایج نشان داد که افزایش سرعت جریان هوا روی سطح پنل به

میزان ۲ متر بر ثانیه می‌تواند ظرفیت سرمایشی را تا ۷۱/۱ درصد افزایش داده

و امکان عملکرد پنل در دماهای بالاتر آب سرد را فراهم کند. سنگ‌هان^۳ و

همکاران [۲۱]، ظرفیت اسمی سرمایشی سامانه‌های سقفی تابشی و تأثیر

متغیرهای محیطی مانند مکان نصب پنل، اندازه اتاق، مقاومت حرارتی

دیوارها، و شرایط اقلیمی بر عملکرد این سامانه‌ها را مورد مطالعه قرار دادند.

نتایج نشان می‌دهد که نصب پنل‌ها در نزدیکی دیواره‌های محیطی ظرفیت

سرمایشی را تا ۴۳/۹٪ افزایش می‌دهد و شرایط مانند اتاق‌های کوچک‌تر یا

مناطق با دمای هوای بیرونی بالاتر نیز تأثیر قابل‌توجهی بر عملکرد دارند.

این پژوهش چارچوبی برای طراحی دقیق‌تر این سامانه‌ها ارائه می‌دهد که به

بهبود بهره‌وری انرژی و آسایش حرارتی منجر می‌شود.

باوجود مطالعات متنوعی که بر روی سامانه‌های سرمایشی تشعشی

انجام‌شده، ارزیابی جامع شرایط آسایش حرارتی با تمرکز بر میزان ناراضایتی

که شامل مواردی نظیر ناراضایتی به واسطه اختلاف دمای عمودی قوزک

پا تا سر، ناراضایتی ناشی از کف گرم اتاق و ناراضایتی کلی افراد طبق رابطه

فنگر (شاخص‌های پی‌ام‌وی و درصد ناراضایتی افراد پی‌پی‌دی^۴) و همچنین

ناراضایتی به واسطه نرخ کوران در اتاق می‌باشد، مورد توجه قرار نگرفته است.

هدف اصلی این مطالعه، بررسی تأثیر تابش مستقیم خورشید بر عملکرد

سامانه سرمایش سقفی تشعشی و ارزیابی کامل شرایط آسایش حرارتی

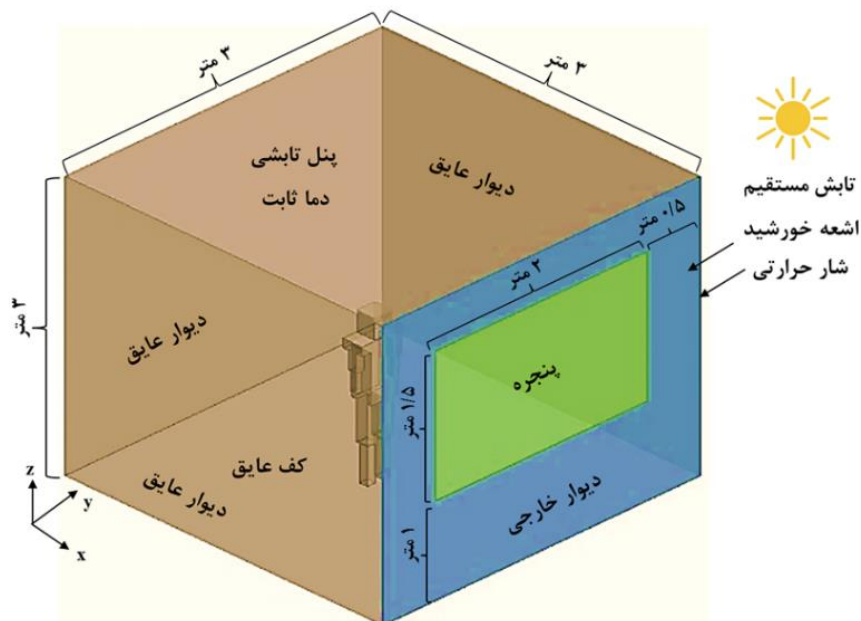
است. در این راستا، یک اتاق نمونه با یک دیوار خارجی (مشرق به شمال،

- 1 Shin
- 2 TEM
- 3 Sang-Hoon
- 4 PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied)

جدول ۱. ابعاد انسان بر اساس مرجع [۲۲]

Table 1. Human dimensions based on the reference [22]

ارتفاع	واحد (mm)	عرض	واحد (mm)	طول	واحد (mm)
سر	۲۲۴	سر	۱۷۰	سرشانه	۴۲۰
گردن تا سینه	۱۰۰	بازو	۷۵	شکم	۲۵۰
سینه تا لگن	۵۳۴	مچ	۵۵		
لگن تا زانو	۴۳۰	شکم	۱۸۰		
زانو تا کف پا	۴۱۰	ران پا	۱۰۵		
سرشانه تا آرنج	۱۹۵	ساق پا	۷۷		
آرنج تا مچ	۲۱۰				



شکل ۱. طرح نمادین هندسه مسئله (اتاقی مکعب شکل شامل یک دیوار خارجی و مجهز به سامانه سرمایش تشعشعی سقفی)

Fig. 1. Schematic diagram of the problem geometry (a cubic-shaped room including an external wall and equipped with a ceiling radiant cooling system)

$$f_i = g_i (1 - \beta(T - T_0)) \quad (3)$$

در مسئله حاضر معادله انرژی به صورت رابطه (۴) است [۲۴]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + S_h \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = \\ - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ v \left[\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right] - \bar{u}_i \bar{u}_j \right\} + f_i \end{aligned} \quad (2)$$

که در این رابطه F به صورت زیر به دست می آید

که k_{eff} هدایت حرارتی مؤثر نام دارد و به صورت رابطه (۵) معرفی می‌شود:

$$k_{eff} = K_f + \frac{C_p \mu_t}{Pr_t} \quad (۵)$$

که در آن،

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right\} \quad (۷)$$

$$-C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \overline{u_i u_j} \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} f_\varepsilon \frac{\varepsilon^2}{K}$$

عبارت S_h در معادله (۴) معرف منشأ حرارتی^۱ می‌باشد. در مسئله حاضر این عبارت معادل شار تشعشعی خورشید است که در مدل تعقیب اشعه خورشیدی^۲ در نرم‌افزار انسیس فلوئنت اعمال می‌شود.

در این مسئله به دلیل وجود سقف سرد و تابش خورشید، جریان هوای داخل اتاق به صورت جابجایی طبیعی آشفته است (با عدد رایلی حدود 10^{12}). لذا جریان هوای داخل اتاق در مطالعه حاضر، به صورت جابجایی طبیعی آشفته است. هاشیمیتو [۲۵] نشان داده که مدل $k - \varepsilon$ استاندارد را می‌توان در مسائلی که رژیم جریان کاملاً آشفته^۳ است به کار برد، اما برای جریان‌های ناشی از نیروهای شناوری مناسب نیست. در مطالعه او، شبیه‌سازی میدان جریان در یک اتاق توسط مدل $k - \varepsilon$ رینولدز پایین با تابع تخفیف دهنده آوبی انجام شده است. همچنین در مطالعه آوبی [۲۶] در مقایسه دو مدل آشفته‌گی $k - \varepsilon$ استاندارد و $k - \varepsilon$ رینولدز پایین در محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی بر روی سطوح اتاق در جریان جابجایی طبیعی، روش $k - \varepsilon$ رینولدز پایین نتایج دقیق‌تری را نشان داده است. بنابراین برای مدل‌سازی جریان آشفته در مطالعه حاضر از مدل توربولانسی $k - \varepsilon$ رینولدز پایین با تابع تخفیف دهنده آوبی استفاده شده است. معادلات ۶ و ۷ به ترتیب معادلات انرژی آشفته (k) و سرعت اتلاف آن (ε) می‌باشد [۲۴]:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\} - \overline{u_i u_j} \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} - \varepsilon \quad (۶)$$

در معادلات فوق f_μ و f_ε توابع کاهنده^۴ مدل، جهت اعمال اثرات مجاورت دیوار^۵ و اعداد رینولدز پایین^۶ هستند که عبارت‌اند از [۱۹]:

$$f_\mu = \left[1 - \exp \left(\frac{-y^*}{14} \right) \right] \left[1 + \frac{5}{R_T^{3/4}} \exp \left\{ - \left(\frac{R_T}{200} \right)^2 \right\} \right] \quad (۱۰)$$

$$f_\varepsilon = \left[1 - \exp \left(\frac{-y^*}{3.1} \right) \right]^2 \left[1 - 0.3 \exp \left\{ - \left(\frac{R_T}{6.5} \right)^2 \right\} \right] \quad (۱۱)$$

همچنین ضرایب C_{μ} ، $C_{\varepsilon 1}$ ، $C_{\varepsilon 2}$ ، σ_k و σ_ε به ترتیب ۰/۹، ۱/۵، ۱/۹، ۱/۴ و ۱/۴ است [۲۴].

برای مدل‌سازی انتقال حرارت تشعشعی، از مدل مختصات گسسته در نرم‌افزار انسیس فلوئنت استفاده شده که امکان شبیه‌سازی بار حرارتی خورشیدی را با استفاده از مدل ری‌تریسینگ فراهم می‌کند. در این روش، بار گرمایی خورشید به عنوان یک عبارت حرارتی در معادله انرژی افزوده می‌شود که از رابطه (۱۲) به دست می‌آید [۲۰]: برای وارد کردن رابطه (۱۲) در نرم‌افزار، مشخصات تابشی خورشید شامل شدت تابش مستقیم، پراکنده و

- 4 Damping Functions
- 5 Near Wall Effects
- 6 Low Reynolds Number

- 1 Heating Source Term
- 2 Solar Ray Tracing
- 3 Fully turbulent flow

۲-۲- شرایط مرزی

برای سرعت، شرایط مرزی عدم لغزش روی تمام دیوارها در نظر گرفته شده است. کف و دیوارهای داخلی نیز از نظر حرارتی عایق فرض می‌شوند. برای سطح خارجی پنجره و دیوار خارجی شرط مرزی جابجایی توأم با تابش (میکس) فرض می‌شود. برای سطح بدن انسان شرط مرزی شار ثابت در نظر گرفته شده است که معادل نرخ متابولیک انسان در حالت ایستاده و راحت است و مقدار آن برابر با 70 W/m^2 می‌باشد [۲۸].

در مطالعه حاضر همان‌طور که در رابطه (۱۳) نشان داده شده است، از همبستگی ناسلت-یورگس^{۱۰} برای محاسبه ضریب انتقال حرارت باد بر روی سطح خارجی دیوار خارجی استفاده شده است [۲۹].

$$h_w = 5.678 \left\{ C_1 + C_2 \left[\left(\frac{294.26}{273.16 + T_a} \right) V_w / 0.3048 \right]^n \right\} \quad (13)$$

در معادله فوق، V_w مؤلفه مماسی سرعت باد و T_a (دمای محیط بیرونی) از داده‌های هواشناسی^{۱۱} برای گرم‌ترین روز (میانگین ۱۰ سال منتهی به ۱۴۰۳) در تهران می‌باشد. ثابت‌های C_1 ، C_2 و n با توجه به زبری سطح و بازه سرعت باد مطابق «جدول ۲» تعیین می‌شوند دیوار خارجی زبر و سطح پنجره صاف در نظر گرفته شده اند.

برای اعمال شرایط مرزی دیوار خارجی و پنجره، یک شبانه‌روز به بازه‌های یک‌ساعته تقسیم شده و شرایط محیطی بیرون اتاق (مانند ضریب انتقال حرارت جابجایی و دمای تابشی) در این بازه ثابت فرض می‌شود. شار تابشی را می‌توان به صورت یک شرط مرزی و ترکیبی از انتقال حرارت همرفت و تابش لحاظ کرد. بدین منظور باید با نوشتن معادله بقای انرژی روی سطح خارجی دیوار خارجی دمای تابشی خارجی را محاسبه نمود [۳۰]:

$$q_{ext} = q_{sol} - q_{\infty}, \in \sigma(T_{ext}^4 - T_s^4) = q_{sol} - \in \sigma(T_s^4 - T_{\infty}^4), \rightarrow T_{ext} = \sqrt[4]{\frac{T_{\infty}^4 + \frac{q_{sol}}{\in \sigma}}{\in \sigma}} \quad (14)$$

در معادله فوق T_{∞} دمای تابشی محیط بیرون، q_{sol} شار تابشی خورشید در هر ساعت است که شامل سه قسمت مستقیم، پخش و بازتابیده از زمین

بازتاب از سطح زمین با توجه به مختصات جغرافیایی (تهران)، زمان خاص روز و زاویه تابش خورشید تعیین و به صورت داده‌های ورودی در بخش بار حرارتی خورشیدی نرم‌افزار اعمال شده است. این داده‌ها به صورت ضرایب یا مقادیر توزیعی وارد شده و در بخش تنظیمات مربوط به مدل تشعشعی مختصات گسسته تعریف می‌شوند. همچنین، تقسیمات زاویه‌ای و شرایط مرزی مناسب در نرم‌افزار تعریف شده تا بار حرارتی خورشیدی به درستی در شبیه‌سازی لحاظ شود. نرم‌افزار از این مقادیر برای حل معادلات انتقال حرارت تشعشعی و اعمال تأثیر آن بر سطوح داخلی و خارجی اتاق استفاده می‌کند.

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s}) + (a + \sigma_s) I(\vec{r}, \vec{s}) = \frac{4\pi}{\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (12)$$

لازم به ذکر است ضرایب گسیل تمام سطوح ۰/۹ و ضریب گسیل سطح شیشه‌ای ۰/۸۴ در نظر گرفته شده است [۲۷]. در این پژوهش، برای حل عددی مسائل از نرم‌افزارهای مختلفی استفاده شده است. هندسه اتاق با استفاده از نرم افزار انسیس دیزاین مدل^۱ طراحی شد، سپس برای مش‌بندی از انسیس سی‌اف‌ایکس^۲ استفاده گردید. مراحل حل عددی با انسیس فلوینت^۳ ۲۰۲۳ انجام شد و نتایج شبیه‌سازی در سی‌اف‌دی پست^۴ خروجی گرفته شده است. همچنین، محاسبات مربوط به پارامترهای آسایش حرارتی با کمک نرم‌افزار اکسل^۵ انجام شد.

در حل عددی معادلات بقا از روش حجم کنترل استفاده شده است. الگوریتم سیمپل^۶ برای حل معادلات فشار-سرعت به کار گرفته شده و گسسته سازی کوپلینگ فشار-سرعت و معادلات مومنتوم و انرژی به ترتیب به روش نیروی وزنی^۷ و قانون توان^۸ و گسسته سازی سایر معادلات به روش آپویند مرتبه دوم^۹ انجام شده است. همچنین همگرایی زمانی رخ می‌دهد که اختلاف مقادیر محاسبه شده در تکرارهای متوالی برای همه معادلات به مقادیر کمتر 10^{-6} برسد.

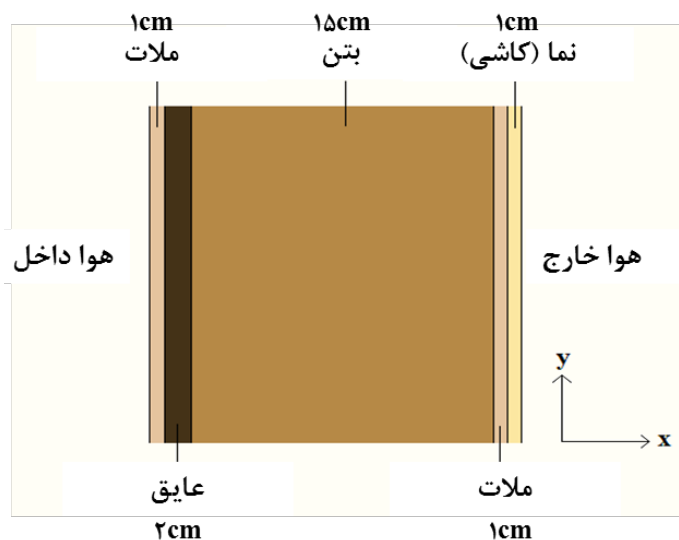
- 1 ANSYS DesignModeler
- 2 ANSYS CFX
- 3 ANSYS Fluent
- 4 CFD Post
- 5 Excel
- 6 Simple
- 7 Body Force Weighted (BFW)
- 8 Power law
- 9 Second order upwind

10 Nusselt-Jürges Correlation
11 www.wunderground.com

جدول ۲. ثابت‌های رابطه ناسلت-یورگس برای سطوح زبر و صاف [۳۰]

Table 2. Constants of the Nusselt-Jürges correlation for rough and smooth surfaces [30]

$4.88 \leq V_w < 30.48 \text{ (m/s)}$			$V_w < 4.88 \text{ (m/s)}$			سرعت باد
n	C_2	C_1	n	C_2	C_1	زبری سطح
۰/۷۸	۰/۵	۰	۱	۰/۲۱	۰/۹۹	صاف
۰/۷۸	۰/۵۳	۰	۱	۰/۲۳	۱/۰۹	زبر



شکل ۲. لایه‌های دیوار خارجی

Fig. 2. Layers of the external wall

شیشه پوشش‌دار استفاده شده است و در ادامه نتایج با شیشه شفاف مقایسه می‌گردد. خواص اپتیکی این دو نوع شیشه بر اساس اطلاعات گزارش شده توسط آزمایشگاه بین‌المللی ال بی ان ال^۱ و «جدول ۴» محاسبه شده است.

۲-۳- روابط آسایش حرارتی

به‌منظور بررسی شرایط آسایش حرارتی در اتاق مورد مطالعه، از مدل آسایش حرارتی فنجر [۳۴] استفاده شد. معادلاتی که مقدار پی‌ام‌وی از آن محاسبه می‌شود، در ضمیمه آورده شده است (روابط ۱۵ تا ۱۸) و همچنین

می‌شود (ضریب بازتابش زمین در کار حاضر ۰/۲ فرض شد). برای محاسبه انتقال حرارت هدایت در دیوار خارجی، این دیوار به‌صورت واقع‌گرایانه در «شکل ۲» نشان داده شده است و خواص ترموفیزیکی اجزای آن در «جدول ۳» ارائه شده است. ضریب جذب و ضریب صدور تمامی اجزای سازنده دیوار، در نظر گرفته شده است.

جهت اعمال شار خورشیدی بر روی پنجره شیشه‌ای، این مرز به‌عنوان جسم شبه شفاف در نظر گرفته شده است. برای تابش خورشیدی ضرایب صافی ساعتی آسمان طبق الگوریتم پیشنهادی مرجع [۳۳] برای شهر تهران برای گرم‌ترین روز میانگین ۱۰ سال اخیر در نظر گرفته شدند. مدل ری‌تریسینگ، جهت اعمال شار خورشیدی بر سطح شبه شفاف، نیازمند اطلاعاتی در مورد ضرایب جذب و عبور سطح است. در این پژوهش از

1 LBNL (<https://windows.lbl.gov/window-software-downloads>)

جدول ۳. خواص ترموفیزیکی اجزا سازنده دیوار

Table 3. Thermophysical properties of the wall components

اجزا	جنس	ضخامت (m)	C_p (J/kg.K)	ρ (kg/m ³)	k (W/m.K)	مرجع
پنجره	شیشه	۰/۰۰۶	۷۵۰	۲۵۰۰	۱/۴	[۱۰]
دیوار خارجی	ملات	۰/۰۱	۸۰۰	۲۰۰۰	۱/۵	[۳۱]
دیوار خارجی	عایق	۰/۰۲	۱۳۸۰	۲۵	۰/۰۳۹	[۳۲]
دیوار خارجی	بتن تقویت شده	۰/۱۵	۸۸۰	۲۲۰۰	۱/۴	[۳۱]
دیوار خارجی	نما (کاشی)	۰/۰۱	۸۴۰	۲۴۰۰	۱/۳	[۳۱]

جدول ۴. خواص اپتیکی شیشه شفاف و شیشه پوشش‌دار

Table 4. Optical properties of clear glass and coated glass

نوع شیشه	بازه طول موجی	ضریب عبور	ضریب جذب	ضریب انعکاس
شیشه	قابل مشاهده مستقیم ($0.38 < \lambda < 0.78$)	۰/۷۷۱	۰/۱۵۹	۰/۰۷
شفاف	مادون قرمز مستقیم ($0.78 < \lambda$)	۰/۸۸۴	۰/۰۳۶	۰/۰۸
شیشه	قابل مشاهده مستقیم ($0.38 < \lambda < 0.78$)	۰/۲۳۴	۰/۴۰۲	۰/۳۶۴
پوشش‌دار	مادون قرمز مستقیم ($0.78 < \lambda$)	۰/۱۹۹	۰/۲۹۶	۰/۵۳۲

درصد نارضایتی کلی افراد^۱ به صورت رابطه (۱۹) می‌باشد [۲۸].

$$T_{Cl} = 35.7 - 0.028 \times (M - \dot{W}) - I_{Cl}$$

$$\begin{aligned} & \times \{3.96 \times 10^{-8} \times f_{Cl} \\ & \times [(T_{Cl} + 273)^4 - (\bar{T}_r + 273)^4] \\ & + f_{Cl} \times h_c \times (T_{Cl} - T_a)\} \end{aligned} \quad (۱۶)$$

$$f_{Cl} = \begin{cases} 1 + 1.29 I_{Cl} & : I_{Cl} \leq 0.078 m^2.K / W \\ 1.05 + 0.645 I_{Cl} & : I_{Cl} > 0.078 m^2.K / W \end{cases} \quad (۱۷)$$

$$\begin{aligned} PMV &= [0.303 \cdot \exp(-0.036 \cdot M) + 0.028] \\ & \times \{(M - W) - 3.05 \times 10^{-3} \\ & \times [5733 - 6.99 \times (M - W) - p_a] \\ & - 0.42 \times [(M - W) - 58.15] \\ & - 1.7 \times 10^{-5} \times M \times (5867 - p_a) \\ & - 0.0014 \times M \times (34 - T_a) \\ & - 3.96 \times 10^{-8} \times f_{Cl} \\ & \times [(T_{Cl} + 273)^4 - (\bar{T}_r + 273)^4] \\ & - f_{Cl} \times h_c \times (T_{Cl} - T_a)\} \end{aligned} \quad (۱۵)$$

1 Predicted Percentage of Dissatisfied (PPD)

$$F_{p \rightarrow A} = 0.118 \times (1 - \exp^{-\frac{a}{\tau}}) \times (1 - \exp^{-\frac{b}{\lambda}}) \quad (21)$$

که در آن

$$\begin{cases} \tau = 1.216 + 0.169 \frac{a}{c} \\ \lambda = 0.717 + 0.087 \frac{b}{c} + 0.052 \frac{a}{c} \end{cases} \quad (22)$$

رابطه (۲۳) ضریب تصحیح رابطه (۲۱) است.

$$F_{p \rightarrow A}^{corr} = \frac{F_{p \rightarrow A}}{\sum_{i=1}^N F_{p \rightarrow i}} \quad (23)$$

که در آن، $F_{p \rightarrow A}^{corr}$ ضریب دید تصحیح شده و $\sum_{i=1}^N F_{p \rightarrow i}$ مجموع ضرایب دید قبل از تصحیح می باشد.

محاسبه فاکتور سطح تصویر شده در رابطه (۲۳) با به کارگیری الگوریتم ارائه شده توسط ریزو^۳ و همکاران [۳۷]، صورت گرفته است. این الگوریتم برای انسان در حالت ایستاده به صورت زیر است.

$$f_p(\theta, \phi) = \sum_{i=0}^4 B_i(\phi) \cdot \theta^i \quad (24)$$

که در آن

$$B_i(\phi) = \sum_{j=0}^3 B_{ij} \cdot \phi^j \quad (25)$$

در روابط فوق θ ، زاویه سمت الرأس و ϕ ، زاویه ارتفاع است. $a_{irr,d}$ ، ϵ_s و $a_{irr,b}$ ، به ترتیب ضرایب جذب تابش مستقیم، پخشی و ضریب صدور بدن انسان است که به ترتیب برابر 0.07 ، 0.07 و 0.98 در نظر گرفته

$$h_c = \begin{cases} 2.38 \times |T_{cl} - T_a|^{0.25} \\ \text{if : } 2.38 \times |T_{cl} - T_a|^{0.25} > 12.1 \times \sqrt{v_{ar}} \\ 12.1 \times \sqrt{v_{ar}} \\ \text{if : } 2.38 \times |T_{cl} - T_a|^{0.25} < 12.1 \times \sqrt{v_{ar}} \end{cases} \quad (18)$$

$$PPD = 100 - 95 \exp(-0.03353 PMV^4 - 0.2179 PMV^2) \quad (19)$$

در رابطه (۱۵)، M نرخ سوخت و ساز بدن فرد ایستاده در اتاق است. W میزان کار مکانیکی فرد را نشان می دهد. در این پژوهش فرد ایستاده با لباس سبک تابستانی ($I_{cl} = 0.5 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$) و بدون انجام کار مکانیکی فرض شده است. T_a دمای هوای اتاق و v_{ar} سرعت هوای اتاق در هر نقطه است که از حل عددی معادلات حاکم به دست می آیند و $\bar{T}_r$ دمای متوسط تشعشی است. از آنجایی که در محاسبه پی ام وی (رابطه ۱۵) رطوبت نسبی (یا تبدیل آن به فشار جزئی (p_a)) به عنوان یک شاخص مؤثر در نظر گرفته شده است، در پژوهش حاضر با فرض برابر در نظر گرفتن رطوبت مطلق هوای بیرون و داخل اتاق در هر ساعت، مقدار رطوبت نسبی با مشخص بودن دمای اتاق، در هر ساعت به دست آمده است.

برای محاسبه دمای متوسط تشعشی از الگوریتم جنوسا و همکاران [۳۵] مطابق رابطه (۲۰) استفاده شده است. لازم به ذکر است که این محاسبه پس از اتمام شبیه سازی در نرم افزار، با استخراج داده ها و پردازش آن ها در نرم افزار اکسل^۱ انجام شده است.

$$\bar{T}_{MRT,irr} = \sqrt[4]{\sum_{i=1}^N F_{s \rightarrow i} T_i^4 + \frac{C_{dn}}{\epsilon_s \sigma} (\alpha_{irr,d} \sum_{j=1}^M F_{s \rightarrow j} I_{d,j} + C_s \alpha_{irr,b} f_p I_b)} \quad (20)$$

برای محاسبه ضرایب دید میان فرد و سطوح اطراف برای محیط های بسته متوازی السطوح می توان از روابط تحلیلی پیشنهاد شده استفاده نمود. در مطالعه حاضر از رابطه پیشنهاد شده توسط کانستمر و همکاران استفاده شد. این رابطه برای حالت ایستاده افراد به صورت معادله (۲۱) است [۳۶]:

1 Excel
2 Cannismro

جدول ۵. مقادیر مناسب برای شاخص های آسایش حرارتی بر اساس استاندارد ایزو ۷۷۳۰ [۴۰]

Table 5. Recommended values for thermal comfort indices based on ISO 7730 standard [40]

مقدار مناسب طبق استاندارد ایزو ۷۷۳۰ [۴۰]	شاخص مورد بررسی
۰/۵ تا -۰/۵	PMV
کمتر از ۱۰ درصد	PPD
کمتر از ۳ کلوین	اختلاف دمای عمودی
کمتر از ۱۰ درصد	نارضایت به واسطه نرخ کوران
کمتر از ۲۹ درجه سلسیوس	دمای کف اتاق

می شوند [۳۸].

۳-۱- استقلال از شبکه

درصد نارضایتی ناشی از تغییرات دمای هوا در راستای عمودی (قوزک پا تا پیشانی) به صورت رابطه (۲۶) [۳۹] و درصد نارضایتی ناشی از کف گرم اتاق به صورت رابطه (۲۷) قابل محاسبه است [۳۹]. نارضایتی ناشی از کوران به صورت درصد افرادی که در اثر کوران آزار می بینند تعریف می شود و محاسبه این مقدار از رابطه (۲۸) استفاده شده است [۲۸].

$$PD_{VTG} = \frac{100}{1 + \exp(5.67 - 0.856 \times \Delta t_{a,h})} \quad (26)$$

$$PD_F = 100 - 94 \times \exp(-1.387 + 0.118 \times T_F - 0.0025 \times T_F^2) \quad (27)$$

$$DR = (34 - t_{a,l})(\bar{v}_{a,l} - 0.05)^{0.62} (0.37 \times \bar{v}_{a,l} \times Tu + 3.14) \quad (28)$$

مقادیر مناسب برای شاخص معادله فنگر (پی ام وی و پی پی دی) و همچنین نارضایتی موضعی به واسطه اختلاف دمای عمودی، نرخ کوران و دمای کف اتاق طبق استاندارد ایزو ۷۷۳۰ [۴۰] در «جدول ۵» نشان داده شده است.

۳- استقلال از شبکه و اعتبارسنجی روش حل

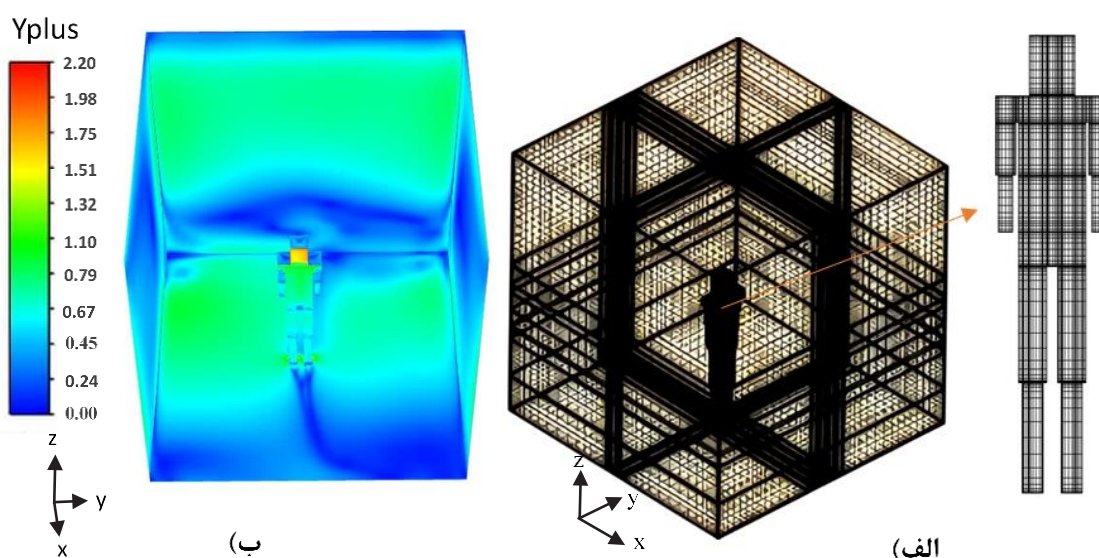
در این قسمت مستقل بودن حل عددی از تعداد سلول های محاسباتی و اعتبارسنجی مطالعه حاضر با پژوهش های آزمایشگاهی ارائه می شود.

برای بررسی تأثیر تعداد سلول های محاسباتی بر استقلال نتایج حاصل از حل عددی معادلات حاکم، شار حرارتی خروجی از سقف با استفاده از شبکه های محاسباتی مختلف (مطابق «جدول ۶») محاسبه و مقایسه شد. این مقایسه برای شبکه هایی با تعداد سلول های متفاوت، در بازه ۱۰۰۰۰۰۰ تا ۲۱۹۷۰۰۰ سلول، و برای یک حالت نمونه (ساعت ۱۰ صبح در اتاقی با دیوار خارجی رو به شرق در تاریخ ۱۶ مرداد ۱۴۰۳) انجام شد. محاسبات برای هندسه ای یکسان «شکل ۱» انجام شده است. با توجه به تغییرات ۰/۲۱۸ درصدی مقدار شار حرارتی خروجی از سقف در شبکه ۲۱۹۷۰۰۰ نسبت به شبکه ۱۷۲۸۰۰۰ است. با توجه به لزوم کاهش زمان محاسبات و در عین حفظ دقت، شبکه ۱۷۲۸۰۰۰ به عنوان شبکه مناسب محاسباتی انتخاب شد. علت نیاز به تعداد شبکه محاسباتی بالا را می توان به وجود انسان و ریز شدن مش در ناحیه اطراف آن مرتبط دانست. «شکل ۳الف» شبکه محاسباتی پژوهش حاضر با تعداد شبکه ۱۷۲۸۰۰۰ را نشان می دهد. برای مدل سازی جریان های توربولانسی با استفاده از مدل های رینولدز پایین، مقدار y^+ نزدیک دیوارها با دقت تنظیم شده است. در این مطالعه، مقدار y^+ در نزدیکی تمام دیوارها کمتر از ۱ محاسبه شده است، که این امر امکان شبیه سازی دقیق توزیع سرعت و انتقال حرارت در لایه مرزی را فراهم می کند. مقادیر میانگین y^+ برای سطوح مختلف شامل دیوار خارجی، پنجره، سقف، سطح بدن انسان، دیوار داخلی و کف اتاق به ترتیب برابر ۰/۷۹، ۰/۹۸، ۰/۸۳، ۰/۸۵، ۰/۶۷ و ۰/۶۷ به دست آمده است. این مقادیر نشان دهنده ریز بودن شبکه محاسباتی در نزدیکی دیوارها بوده و نیاز به مش بندی ریزتر در این نواحی وجود نداشته است. علاوه بر این، کانتور y^+ در شبکه محاسباتی به منظور ارزیابی دقیق تر، در «شکل ۳ب» ارائه شده است.

جدول ۶. شار حرارتی خروجی از سقف و درصد خطای محاسباتی در شبکه‌های مختلف

Table 6. Heat flux output from the ceiling and percentage of computational error in different grids

تعداد سلول محاسباتی	شار حرارتی خروجی از سقف (W/m^2)	درصد اختلاف شار حرارتی خروجی از سقف %
۱۰۰۰۰۰۰	-۱۴۳/۱۱۲	-
۱۳۳۱۰۰۰	-۱۵۱/۷۱۳	۶/۰
۱۷۲۸۰۰۰	-۱۵۴/۶۰۱	۱/۹
۲۱۹۷۰۰۰	-۱۵۵/۰۴۷	۰/۳



شکل ۳. الف) طرح نمادین شبکه محاسباتی مطالعه حاضر با تعداد شبکه ۱۷۲۸۰۰۰ ب) کانتر y^+ روی سطوح

Fig. 3. (a) Schematic diagram of the computational grid used in the current study with a grid count of 1728000; (b) Contour of y^+ on the surfaces

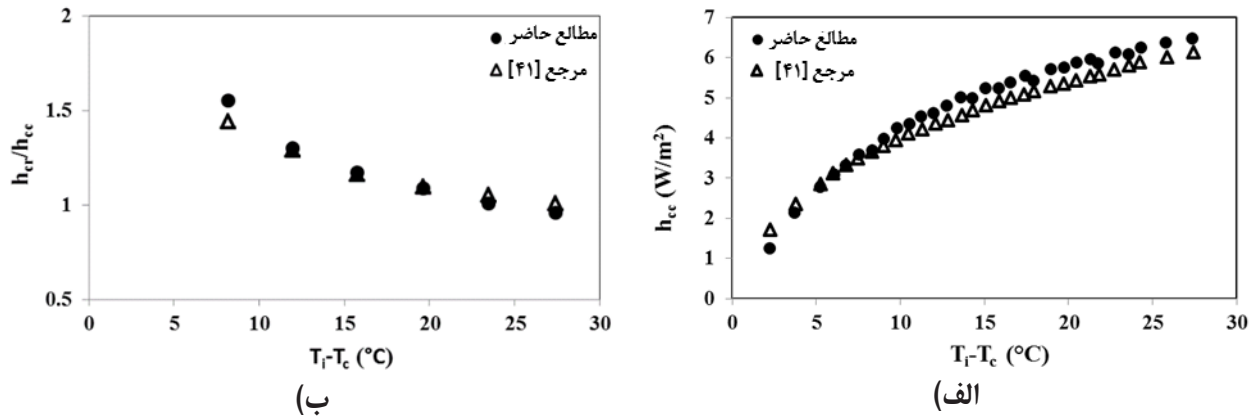
۳-۲-۱- اعتبارسنجی ضریب انتقال حرارت جابجایی و تشعشع بر روی

سقف

به منظور بررسی صحت حل مسئله جابجایی طبیعی و تشعشع و پیش‌بینی صحیح ضریب انتقال حرارت آن‌ها، نتایج به دست آمده توسط مطالعه حاضر با نتایج به دست آمده از رابطه^۱ ارائه شده در مرجع [۴۱] که برای اتاق به ابعاد ۳ (متر) × ۳ (متر) × ۳ (متر) است و دمای سقف بین صفر درجه سلسیوس تا ۲۵ درجه سلسیوس و دمای دیوارها بین ۲۸ تا ۳۶ درجه سلسیوس متغیر است

۳-۲- اعتبارسنجی

همان‌طور که در مقدمه گفته شد، مطالعات گسترده‌ای در مورد بررسی دقیق تشعشع مستقیم خورشیدی و تأثیر آن بر ساختمان‌ها صورت نگرفته است، به همین دلیل بررسی صحت حل در سه بخش مجزای مدل‌سازی جریان جابجایی طبیعی و ضریب انتقال حرارت جابجایی، مدل‌سازی تشعشع توسط مدل مختصات گسسته و ضریب انتقال حرارت تشعشعی و توزیع دما در محیطی شامل یک سطح شیشه‌ای صورت گرفته و از آن صحت اعمال هم‌زمان این پارامترها در یک مسئله واحد نتیجه شده است.



شکل ۴. الف) ضریب انتقال حرارت جابجایی سقف برحسب اختلاف دمای هوای داخل اتاق و سطح سقف ب) نسبت ضریب انتقال حرارت تشعشعی به ضریب انتقال حرارت جابجایی برحسب اختلاف دمای هوای داخل اتاق و سطح سقف

Fig. 4. (a) The convective heat transfer coefficient of the ceiling as a function of the temperature difference between the room air and the ceiling surface; (b) The ratio of the radiative heat transfer coefficient to the convective heat transfer coefficient as a function of the temperature difference between the room air and the ceiling surface

h_{cr} : ضریب انتقال حرارت تشعشعی بر روی سطح سقف سرد (وات بر مترمربع)
 ε : ضریب گسیل

۳-۲-۲- اعتبارسنجی توزیع دما در محیط

در این قسمت به منظور اطمینان از صحت شبیه‌سازی، نتایج شبیه‌سازی حاضر در شرایط برابر با مطالعه آزمایشگاهی ژامان^۱ و همکاران [۴۲] مقایسه شده است. در مرجع [۴۲] به صورت دوبعدی یک فضای بسته^۲ به ابعاد ۳/۲۴ (متر) × ۳/۲۴ (متر) که شامل یک سطح عمودی شیشه‌ای است و شار تشعشعی خورشید برابر با ۷۵۰ W/m² به آن وارد می‌شود در نظر گرفته شده است. سطح عمودی رو به روی شیشه دارای دمای ثابت ۲۱ درجه سلسیوس است و سقف و کف آن هر دو عایق هستند. در «شکل ۵» مقایسه توزیع دمای بی‌بعد حاصل از شبیه‌سازی حاضر با نتایج مرجع [۴۲] در امتداد خط افقی در وسط اتاق نمایش داده شده است. میانگین خطا ۳ درصد است که به دلیل ثابت در نظر گرفتن خواص ترموفیزیکی به جز چگالی هوا می‌باشد و نشان‌دهنده انطباق مناسب نتایج دو تحقیق است.

و کف اتاق عایق در نظر گرفته شده، مقایسه شده و در «شکل ۴» ارائه شده است. میانگین خطا در تمام موارد کمتر از ۵ درصد است که صحت برآورد ضریب انتقال حرارت محاسبه شده را نشان می‌دهد. رابطه ارائه شده توسط کاراداغ، جهت محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی بر اساس اختلاف دمای اتاق با دمای سطح سقف به صورت رابطه (۲۹) است [۴۱].

$$h_{cc} = 26 \times (T_i - T_c)^{0.27} \quad (29)$$

که در آن:

h_{cc} : ضریب انتقال حرارت جابجایی بر روی سطح سقف

T_i : میانگین دمای هوای اتاق

T_c : دمای سطح سقف

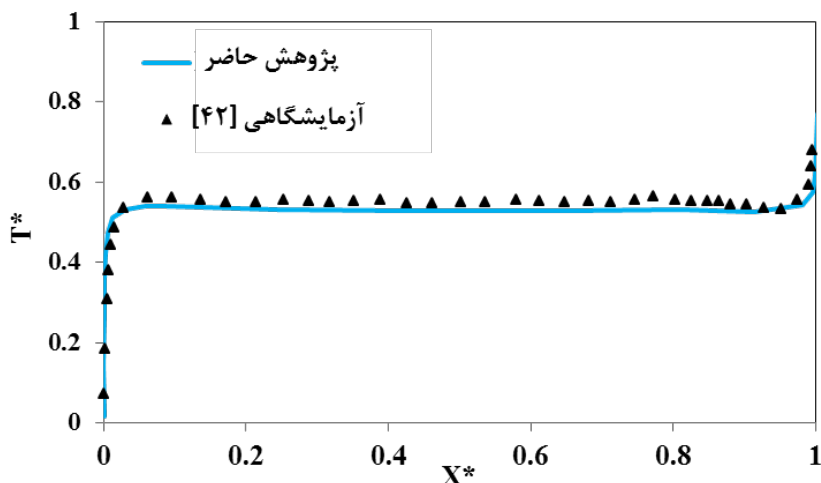
رابطه ارائه شده توسط کاراداغ، جهت محاسبه ضریب انتقال حرارت تشعشعی بر اساس اختلاف دمای هوای اتاق با دمای سطح سقف به صورت رابطه (۳۰) است [۴۱].

$$h_{cr} / h_{cc} = 3 \times \varepsilon \times (T_i - T_c)^{-0.3} \quad (30)$$

که در آن:

1 J. Xamán

2 Cavity



شکل ۵. مقایسه توزیع دمای بیبعد در امتداد خط افقی در وسط اتاق حاصل از شبیه سازی حاضر با نتایج مرجع [۴۲]

Fig. 5. Comparison of dimensionless temperature distribution along the horizontal line at the center of the room obtained from the current simulation with the reference [42]

۴- بحث و بررسی نتایج

هدف اصلی پژوهش حاضر تعیین حداکثر دمای مجاز سقف به منظور ایجاد شرایط آسایش حرارتی در اتاق با حضور انسان است. به این منظور، بیشینه دمای مجاز سقف به گونه‌ای باید تنظیم شود که شاخص پی‌ام وی کمتر از ۰/۵ باشد و هم‌زمان دمای اتاق کمتر از ۲۶ درجه سلسیوس حفظ گردد. این دما با استناد به استاندارد ایزو [۷۷۳۰، ۴۰]، در بازه‌ی دمایی مطلوب برای شرایط تابستانی می‌باشد؛ بنابراین، این دو شرط به صورت هم‌زمان برای محاسبه بیشینه دمای مجاز سقف لحاظ شده‌اند تا ضمن تأمین آسایش حرارتی، مصرف انرژی نیز بهینه‌سازی شود. پس از تعیین حداکثر دمای مجاز سقف، تأثیر جهت‌گیری اتاق و استفاده از شیشه‌های پوشش‌دار و شیشه‌های شفاف بر بیشینه دمای مجاز سطح سقف بررسی می‌شود. در پایان، پارامترهای کلیدی برای ایجاد شرایط آسایش حرارتی ارزیابی خواهند شد. همچنین نارضایتی ناشی از اختلاف دمای عمودی، نارضایتی به دلیل گرم بودن کف اتاق، نرخ کوران و شاخص درصد افراد ناراضی (پی‌پی‌دی) نیز مورد تحلیل قرار می‌گیرد.

به منظور بررسی جامع پارامترهای مؤثر بر آسایش حرارتی در اتاق با پنجره پوشش‌دار، ۴ جهت مختلف (شرق، غرب، شمال و جنوب) برای دیوار خارجی در نظر گرفته شده است. شبیه‌سازی‌ها برای ساعات ۶ صبح تا ۱۸

غروب در گرم‌ترین روز شهر تهران (میانگین ۱۰ سال تا ۱۴۰۳) انجام شده است. حداکثر دمای مجاز سقف، رطوبت نسبی هوای داخل اتاق و دمای نقطه شبنم روی سطح سقف در تمامی حالت‌ها در «جدول ۷» محاسبه و گزارش شده است.

برای محاسبه شرایط آسایش حرارتی و تعیین نقطه شبنم در اتاق، رطوبت نسبی عامل مهمی است. در این مطالعه، رطوبت نسبی هوای داخل اتاق بر اساس داده‌های هواشناسی محیط خارج و دمای داخل (ثابت ۲۶ درجه سلسیوس) محاسبه شد. به این ترتیب که با فرض برابری رطوبت مطلق هوای داخل و خارج، دمای نقطه شبنم بر روی سقف اتاق به دست آمد. محاسبات نشان داد که در هیچ ساعت از شبانه‌روز، دمای نقطه شبنم به حدی نمی‌رسد که باعث میعان روی سطح سقف شود. بیشترین رطوبت نسبی درون اتاق، ۲۲/۴٪، در ساعت ۱۸ مشاهده شد که با نقطه شبنم ۲/۹ درجه سلسیوس معادل است؛ بنابراین، با توجه به رطوبت پایین هوای شهر تهران، احتمال وقوع پدیده میعان بر روی سقف بسیار ناچیز است.

۴-۱- اثر جهت‌گیری دیوار خارجی

نتایج «جدول ۷» نشان می‌دهد که حداکثر دمای مجاز سقف اتاق با دیوار خارجی مشرف به جهت‌های جغرافیایی مختلف، متفاوت است. با توجه

جدول ۷. رطوبت نسبی داخل اتاق، دمای نقطه شبنم و حداکثر دمای مجاز سقف در ساعات مختلف برای اتاقی با پنجره شیشه پوشش‌دار

Table 7. Relative humidity inside the room, dew point temperature, and maximum allowable ceiling temperature at different times for a room with coated glass windows

زمان (ساعت)	دمای هوای بیرون اتاق (°C)	رطوبت نسبی (%)	دمای نقطه شبنم سقف (°C)	حداکثر دمای مجاز سقف (°C)			
				دیوار خارجی جنوبی	دیوار خارجی شمالی	دیوار خارجی غربی	دیوار خارجی شرقی
۶	۳۵	۲۲	۲/۶	۲۱/۵	۲۰	۲۱/۵	۱۶/۵
۷	۳۶	۱۹/۸	۱/۲	۲۱	۱۹/۵	۲۱	۱۴/۵
۸	۳۷	۱۷/۶	-۰/۴	۲۰/۵	۱۹/۵	۲۰/۵	۱۳/۵
۹	۳۸	۱۸/۵	۰/۲	۱۹	۱۹/۵	۲۰	۱۳
۱۰	۳۹	۱۸/۵	۰/۲	۱۷/۵	۱۹/۵	۱۹/۵	۱۲/۵
۱۱	۴۰	۱۷/۱	-۰/۷	۱۶/۵	۱۹	۱۹	۱۴/۵
۱۲	۴۱	۱۷/۱	-۰/۷	۱۵/۵	۱۸/۵	۱۷/۵	۱۷
۱۳	۴۱	۱۸/۵	۰/۲	۱۶	۱۸	۱۴	۱۸/۵
۱۴	۴۰	۱۸/۵	۰/۲	۱۷	۱۹	۱۲	۱۹
۱۵	۴۰	۱۹/۸	۱/۲	۱۸	۱۹	۱۲/۵	۱۹
۱۶	۳۶	۲۰/۸	۱/۹	۲۰/۵	۲۰	۱۳	۲۰/۵
۱۷	۳۴	۱۹/۷	۱/۱	۲۱/۵	۲۰	۱۴/۵	۲۱/۵
۱۸	۳۴	۲۲/۴	۲/۹	۲۲	۲۰	۱۷	۲۲

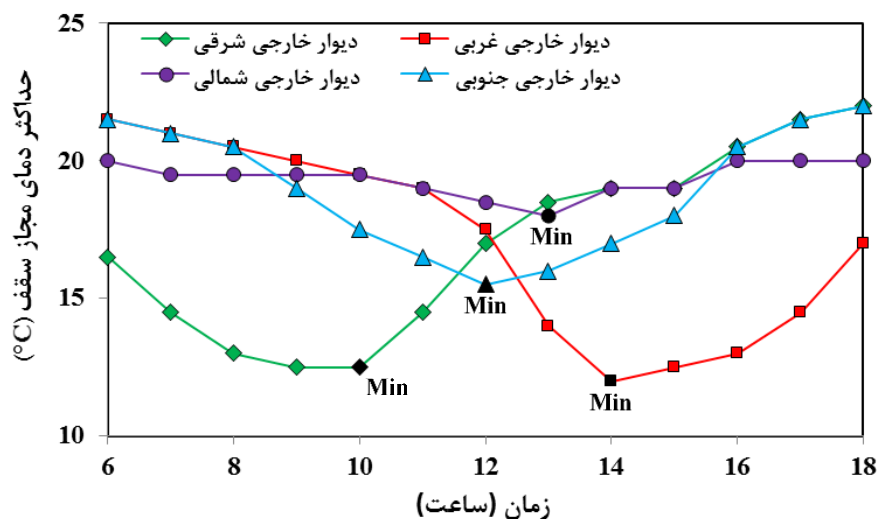
«شکل ۷» کانتور دمای سطوح اتاق، با دیوار خارجی مختلف در ساعاتی که بیشترین میزان سرمایش موردنیاز است را نمایش می‌دهد. مطابق «شکل ۷»، برای اتاق با دیوار خارجی مشرف به شرق و غرب بخش بیشتری از دیواره‌های اتاق تحت تابش مستقیم نور خورشید قرار گرفته است و دمای بالاتری نسبت به اتاق با دیوار خارجی مشرف به شمال و جنوب دارد. همچنین میزان تابش رو سطح بدن انسان (به تبع آن دمای سطح بدن) نیز در اتاق با دیوار خارجی مشرف به غرب و شرق بیشتر از انسان در اتاق با دیوار خارجی مشرف به شمال و جنوب است.

۴-۲- اثر استفاده از شیشه پوشش‌دار

استفاده از شیشه‌های پوشش‌دار به دلیل کاهش انرژی حرارتی ناشی از تابش خورشید به داخل اتاق، منجر به کاهش نیاز به سرمایش می‌شود. برای بررسی تأثیر استفاده از این نوع شیشه‌ها، مقایسه‌ای بین شیشه پوشش‌دار و شیشه شفاف انجام گرفته است؛ این مقایسه در شرایطی که بیشترین نیاز به سرمایش در جهت است، مطابق «جدول ۸» صورت گرفته است. نتایج «جدول ۸» نشان می‌دهد که حداکثر دمای مجاز سقف برای ایجاد شرایط آسایش حرارتی در اتاق در حالت استفاده از شیشه پوشش‌دار بیشتر

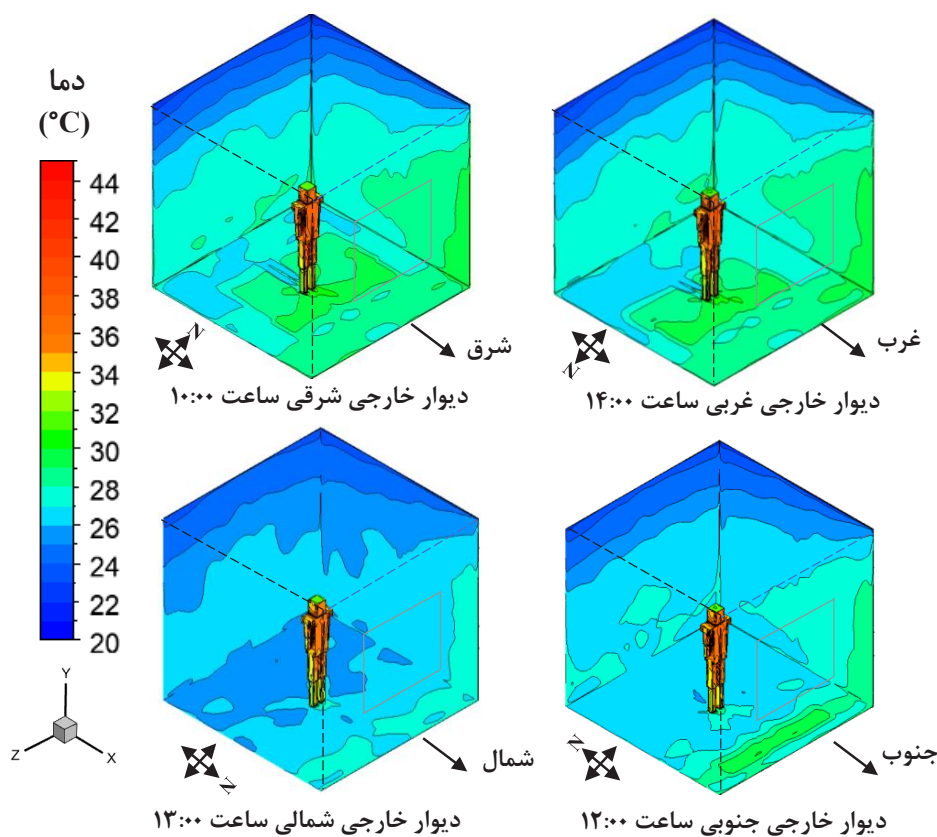
به نتایج، کمترین مقدار دمای مناسب سقف در ساعت ۱۰ صبح برای دیوار خارجی شرقی، در ساعت ۱۴ بعدازظهر برای دیوار خارجی غربی، در ساعت ۱۲ ظهر برای دیوار خارجی شمالی و ساعت ۱۳ برای دیوار خارجی جنوبی اتفاق می‌افتد. برای درک بهتر این موضوع، در «شکل ۶» حداکثر دمای مجاز سقف برای اتاق با شیشه پوشش‌دار برای ساعات مختلف ترسیم شده است.

در «شکل ۶» مشاهده می‌شود که در اتاق با دیوار شرقی، حداکثر دمای مجاز سقف در ساعت ۱۰ صبح کمترین مقدار می‌باشد و با گذشت زمان، این دما افزایش می‌یابد. در اتاق با دیوار خارجی غربی، در مقایسه با دیوار خارجی شرقی، دمای مناسب سقف در ساعت ۹ صبح بالاتر است و در ساعت ۱۴ به کمترین مقدار خود یعنی ۱۲ درجه سلسیوس می‌رسد. دمای موردنیاز سقف در اتاق با دیوار خارجی مشرف به سمت شمال و جنوب تغییرات کمتری در ساعات مختلف شبانه‌روز دارد. اتاق با دیوار خارجی مشرف به شمال در ساعت ۱۳ ظهر و برای اتاق با دیوار خارجی مشرف به جنوب در ساعت ۱۲ ظهر کمترین مقدار دمای مناسب سقف به ترتیب برابر با ۱۸ و ۱۵/۵ درجه به دست آمده است. مقایسه کمترین دمای مناسب سقف در هر جهت دیوار خارجی، نشان می‌دهد که در میانگین گرم‌ترین روز تابستان، اتاق با دیوار خارجی غربی (در ساعت ۱۴ عصر) بیشترین نیاز به سرمایش را دارد.



شکل ۶. مقایسه حداکثر دمای مجاز سقف در اتاق با یک دیوار خارجی شرقی، غربی، شمالی و جنوبی در ساعات مختلف

Fig. 5. Comparison of the maximum allowable ceiling temperature in a room with eastern, western, northern, and southern external walls at different times



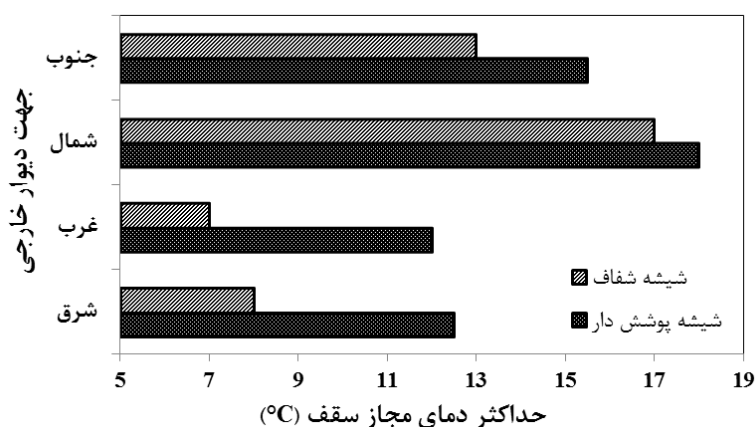
شکل ۷. کانتور دمای سطوح اتاق با دیوار خارجی مختلف در ساعاتی که بیشترین میزان سرمایش مورد نیاز است

Fig. 7. Contour of surface temperatures in the room with different external walls at the times when the maximum cooling demand is required

جدول ۸. حداکثر دمای مجاز سقف و شار حرارتی خروجی از سقف در اتاق با یک دیوار خارجی شامل شیشه شفاف یا پوشش‌دار در ساعاتی از روز که بیشترین بار سرمایشی برای هر جهت مورد نیاز است

Table 8. Maximum allowable ceiling temperature and heat flux output from the ceiling in a room with an external wall containing clear or coated glass at the times of day when the maximum cooling load is required for each orientation

ساعاتی که بیشینه سرمایش در هر جهت دیوار خارجی لازم است	نوع شیشه	دمای سطح سقف (°C)	شار سرمایشی سقف (W/m ²)
۱۰:۰۰ دیوار خارجی شرقی	شفاف	۸	-۲۱۰/۵
	پوشش‌دار	۱۲/۵	-۱۵۴/۲
۱۴:۰۰ دیوار خارجی غربی	شفاف	۷	-۲۲۳/۱
	پوشش‌دار	۱۲	-۱۶۰/۵
۱۳:۰۰ دیوار خارجی شمالی	شفاف	۱۷	-۹۷/۹
	پوشش‌دار	۱۸	-۸۵/۴
۱۲:۰۰ دیوار خارجی جنوبی	شفاف	۱۳	-۱۴۸/۰
	پوشش‌دار	۱۵/۵	-۱۱۶/۷



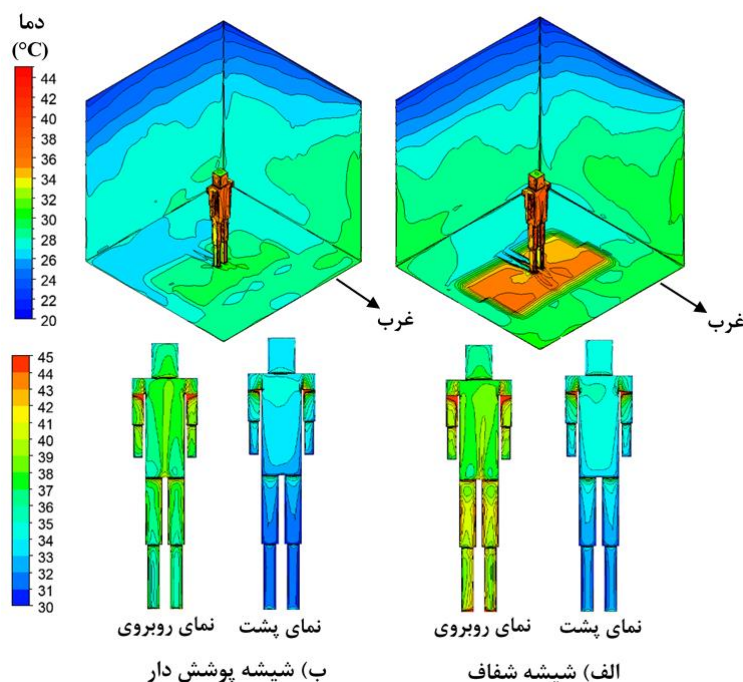
شکل ۸. مقایسه حداکثر دمای مجاز سقف در اتاق‌های با دیوار خارجی مشرف به چهار سمت اصلی جغرافیایی، در صورت استفاده از شیشه شفاف یا شیشه پوشش‌دار در ساعاتی از روز که بیشترین بار سرمایشی برای هر جهت مورد نیاز است

Fig. 8. Comparison of the maximum allowable ceiling temperature in rooms with external walls facing the four main geographical directions, when using clear glass or coated glass, at the times of day when the maximum cooling load is required for each orientation

بین ۱ تا ۵ درجه سلسیوس می‌تواند بیشتر در نظر گرفته شود. همچنین شیشه پوشش‌دار با کاهش عامل نامطلوب که ورود شار خورشیدی به داخل ساختمان است، موجب کاهش ۱۳ تا ۲۷ درصدی شار خروجی «جدول ۸» از سقف در حالات مختلف شده است.

مطابق «جدول ۸»، مشاهده می‌شود که حداکثر دمای مجاز سقف در حالت استفاده از شیشه شفاف کمتر بوده و شار سرمایشی سقف در این حالت بیشتر است. استفاده از شیشه پوشش‌دار سبب افزایش دمای سقف و کاهش

از حالت استفاده از شیشه شفاف است و درواقع مصرف انرژی برای تأمین شرایط آسایش حرارتی در حالت استفاده از شیشه پوشش‌دار کمتر است. در «شکل ۸» حداکثر دمای مجاز سطح سقف در دو حالت استفاده از شیشه شفاف و شیشه پوشش‌دار، در ساعت بیشینه نیاز به سرمایش برای هر جهت دیوار خارجی ارائه شده است. مطابق «شکل ۸» در صورت استفاده از شیشه پوشش‌دار در مقایسه با شیشه شفاف، به دلیل کاهش اثر تابش مستقیم خورشید به داخل اتاق، حداکثر دمای مجاز سقف در حالت‌های مختلف



شکل ۹. کانتور توزیع دمای سطوح داخلی در اتاق با دیوار خارجی غربی در ساعت ۱۴ (الف) شیشه شفاف (ب) شیشه پوشش‌دار

Fig. 9. Contour of the internal surface temperature distribution in the room with a western external wall at 14:00 (a) Clear glass (b) Coated glass

به‌منظور محاسبه میزان اختلاف دما بین سر و قوزک پا (۱/۱ تا ۱/۷ متر) از میانگین تغییرات دمایی اطراف انسان استفاده شده است. با استفاده از همین اختلاف دما، درصد ناراضیاتی موضعی ناشی از این اختلاف دما را (PD_{VTG}) در ساعتی که بیشترین نیاز سرمایشی برای ایجاد آسایش حرارتی وجود دارد، محاسبه شده و در «جدول ۹» ارائه شده است. تغییرات دمای عمودی هوای اتاق بر اساس معیار آسایشی استاندارد ایزو ۷۷۳۰ [۴۰]، از سر تا قوزک پا باید کمتر از ۳ درجه سلسیوس باشد تا شرایط آسایش حرارتی برقرار شود. نتایج حاکی از آن است که اختلاف دمای عمودی هوا در تمامی حالات کمتر از ۳ درجه سلسیوس و درصد ناراضیاتی نیز کمتر از ۳٪ است. به‌منظور بررسی بیشتر در «شکل ۱۰الف» تغییرات دمای عمودی هوا برای اتاق با دیوار خارجی غربی در ساعت ۱۴ برای حالت استفاده از شیشه پوشش‌دار و شفاف نشان داده شده است. میزان تغییرات در راستای عمودی بسیار ناچیز است و روند تغییر دما در راستای عمودی را می‌توان گرم شدن کف اتاق به دلیل تابش و سرد بودن سقف و همچنین جریان همرفتی دانست که این روند برای شیشه شفاف و پوشش‌دار مشابه یکدیگر است. استفاده از شیشه پوشش‌دار سبب کاهش اندکی در تغییرات دمای عمودی و به‌تبع

شار سرمایشی لازم شده است. زمانی که از شیشه پوشش‌دار استفاده می‌شود، تابش مستقیم خورشیدی بر سطوح داخلی اتاق کاهش می‌یابد و افزایش دمای کف اتاق که در اتاق با شیشه شفاف مطابق «شکل ۹الف» مشاهده می‌شود، در «شکل ۹ب» تعدیل شده و باعث کاهش انرژی سرمایشی مورد نیاز می‌گردد. میزان افزایش دمای سطح در محلی که به‌صورت مستقیم تحت تابش خورشید قرار گرفته و همچنین افزایش دمای سطح بدن انسان (مخصوصاً نمای روبرو) به‌واسطه تشعشع مستقیم خورشید در مقایسه بین «شکل ۹الف و ب» قابل مشاهده است.

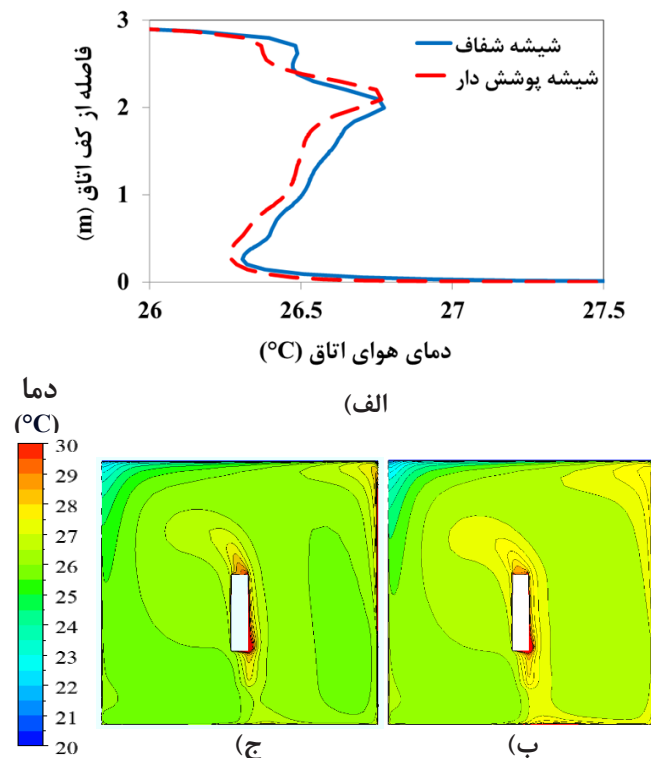
۴-۳- بررسی جامع شرایط آسایش حرارتی و عوامل ناراضیاتی

به‌منظور بررسی جامع شرایط آسایش حرارتی، در «جدول ۹» اختلاف دمای عمودی بین قوزک پا تا سر انسان و درصد ناراضیاتی ناشی از این اختلاف، دمای کف اتاق و میزان ناراضیاتی حرارتی ناشی از کف گرم، مقادیر شاخص‌های پی‌ام‌وی، درصد افراد ناراضی (پی‌پی‌دی) و همچنین نرخ کوران، برای ساعتی که بیشینه نیاز سرمایش در هر جهت دیوار خارجی وجود دارد، برای پنجره‌های شفاف و پوشش‌دار ارائه شده است.

جدول ۹. مقدار اختلاف دمای سر تا قوزک پا، درصد ناراضایتی موضعی به واسطه اختلاف دمای عمودی، دمای موضعی کف اتاق نزدیک انسان، درصد ناراضایتی موضعی به واسطه دمای کف، شاخص پی‌ام‌وی، درصد افراد ناراضی (پی‌پی‌دی) و نرخ کوران

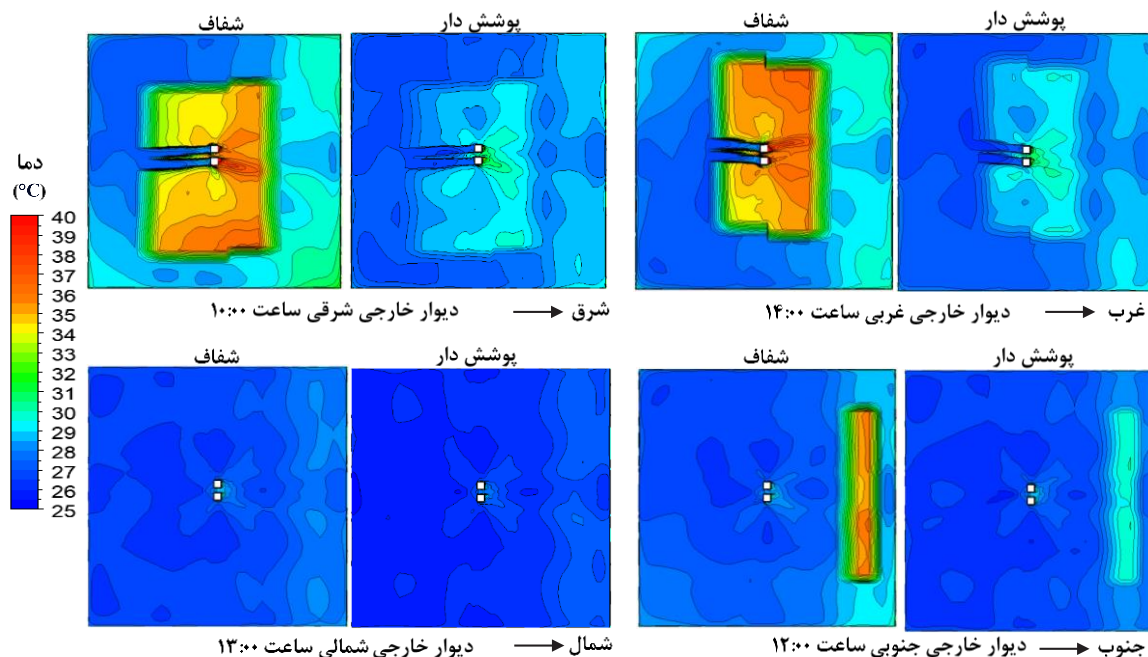
Table 9. Values of the head-to-ankle temperature difference, percentage of local dissatisfaction due to vertical temperature difference, local floor temperature near the occupant, percentage of local dissatisfaction due to floor temperature, PMV index, percentage of dissatisfied people (PPD), and draught rate

$\Delta T_{a,h}$ (°C)	PD_{VTG} (%)	T_F (°C)	PD_F (%)	PMV	PPD (%)	DR (%)	ساعاتی که بیشینه سرمایش، در هر جهت دیوار خارجی لازم است
شیشه شفاف							
۱/۳۰	۱	۳۲/۴	۲۵/۱	۰/۴۵	۹/۲	۵/۵۳	۱۰:۰۰ دیوار خارجی شرقی
۱/۳۵	۱/۱	۳۳/۱	۲۵/۵	۰/۵۰	۱۰/۲	۶/۵۳	۱۴:۰۰ دیوار خارجی غربی
۱/۰۰	۰/۸	۲۸/۴	۱۰/۸	۰/۳۷	۷/۸	۵/۰۲	۱۳:۰۰ دیوار خارجی شمالی
۰/۹۰	۰/۷	۲۸/۰	۱۰/۰	۰/۴۱	۸/۵	۵/۷۵	۱۲:۰۰ دیوار خارجی جنوبی
شیشه پوشش‌دار							
۱/۰۵	۰/۸	۲۸/۷	۱۴/۴	۰/۲۹	۶/۷	۵/۴۷	۱۰:۰۰ دیوار خارجی شرقی
۱/۱۰	۰/۹	۲۹/۰	۱۵/۰	۰/۳۲	۷/۱	۶/۲۸	۱۴:۰۰ دیوار خارجی غربی
۰/۷۵	۰/۷	۲۷/۷	۹/۴	۰/۲۳	۶/۱	۴/۴۴	۱۳:۰۰ دیوار خارجی شمالی
۰/۶۵	۰/۶	۲۸/۴	۱۰/۷	۰/۲۶	۶/۴	۴/۶۵	۱۲:۰۰ دیوار خارجی جنوبی



شکل ۱۰. الف) تغییرات خطی عمودی دمای اتاق ب) کانتور دما برای شیشه شفاف ج) کانتور دما در صفحه عمود بر دیوار خارجی برای شیشه پوشش‌دار در ساعت ۱۴ برای اتاق با دیوار خارجی مشرف به غرب

Fig. 10. (a) Vertical linear temperature variations in the room; (b) Temperature contour for clear glass; (c) Temperature contour on the plane perpendicular to the external wall for coated glass at 14:00 for the room with a western external wall



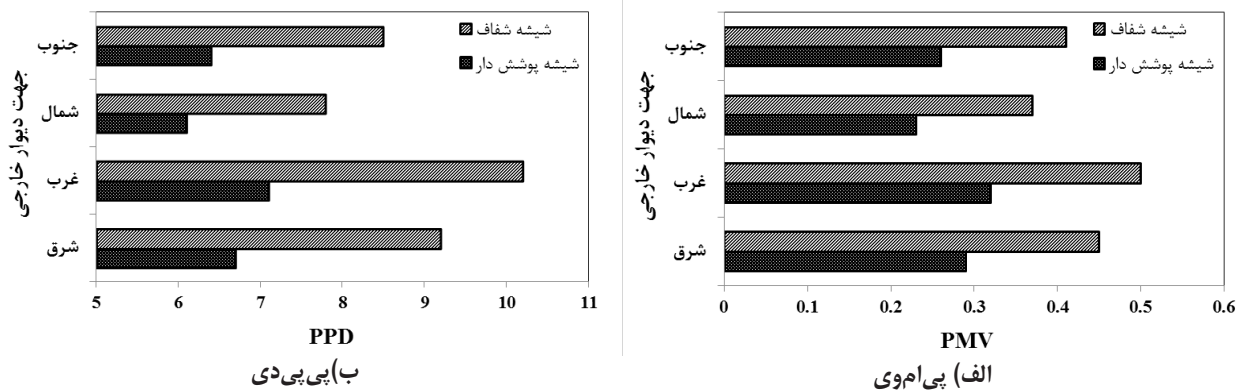
شکل ۱۱. کانتور دمای کف اتاق برای پنجره پوشش‌دار و شفاف در اتاق با دیوار خارجی متفاوت در ساعتی از روز که بیشترین بار سرمایشی در هر جهت مورد نیاز است

Fig. 11. Contour of the floor temperature for coated and clear glass windows in the room with different external walls at the times of day when the maximum cooling load is required for each orientation

گرم‌تر بودن مکان تحت تابش و همچنین تأثیر استفاده از پنجره پوشش‌دار در تعدیل اثر تابش بر کف اتاق در «شکل ۱۱» قابل مشاهده است. «شکل ۱۲ الف و ب» به ترتیب شاخص پی‌ام‌وی و همچنین درصد افراد ناراضی برای شیشه شفاف و پوشش‌دار برای ساعتی که بیشترین میزان سرمایش در جهت دیوار خارجی مورد نیاز است را نشان می‌دهد. استفاده از شیشه پوشش‌دار سبب کاهش چشم‌گیر مقدار پی‌ام‌وی و همچنین درصد ناراضی افراد در تمامی حالات شده است. به‌عنوان مثال پوشش‌دار نمودن شیشه، مقدار شاخص پی‌ام‌وی برای دیوار خارجی مشرف به غرب در ساعت ۱۴ را از ۰/۵ به ۰/۳۲ کاهش داده است و سبب کاهش درصد ناراضی افراد از ۱۰/۲ درصد به ۷/۱ درصد کاهش دهد.

در «جدول ۹» شرایط آسایش حرارتی با محاسبه نرخ کوران مورد بررسی قرار گرفته است و نتایج نشان می‌دهد که حتی در شرایطی که بیشترین میزان سرمایش لازم است، نرخ کوران کمتر از ۱۰ درصد بوده و از نظر آسایش حرارتی مطلوب است. با این حال، استفاده از شیشه پوشش‌دار نسبت به شیشه شفاف نرخ کوران کمتری را نشان می‌دهد. این پدیده را می‌توان با

آن میزان ناراضی به واسطه اختلاف دمای عمودی شده است. همچنین تغییرات دمای عمودی در «شکل ۱۰ و ج» به ترتیب کانتور دمای در صفحه‌ای در وسط اتاق برای شیشه شفاف و پوشش‌دار نشان داده شده است. همچنین «جدول ۹» دمای کف اتاق و درصد ناراضی ناشی از گرم بودن کف را در زمانی که حداکثر نیاز سرمایش برای هر جهت‌گیری دیوار خارجی نیاز است، نشان می‌دهد. مطابق استانداردهای آسایش حرارتی ایزو ۷۷۳۰ [۴۰]، پیشنهاد می‌شود دمای کف بین ۱۹ تا ۲۹ درجه سلسیوس باشد تا آسایش حرارتی افراد حفظ و درصد ناراضی کمتر از ۲۰٪ باشد. در این مطالعه، در حالت استفاده از شیشه پوشش‌دار دمای کف کمتر از ۲۹ درجه سلسیوس و در محدوده مناسب قرار دارد و میزان ناراضی حرارتی نیز کمتر از ۱۵ درصد شده است این در حالی است که در حالت استفاده از شیشه شفاف دمای کف در گرم‌ترین حالت (دیوار خارجی مشرف به غرب) به ۳۳/۱ درجه سلسیوس رسیده که درصد ناراضی به ۲۵/۵٪ می‌رسد. در «شکل ۱۱» کانتور دمای کف اتاق برای پنجره پوشش‌دار و شفاف در ساعتی که بیشترین سرمایش برای هر جهت دیوار خارجی مورد نیاز است نشان داده شده است.



شکل ۱۲. الف) شاخص پیااموی ب) درصد نارضایتی افراد در حالت استفاده از پنجره پوشش دار و شفاف در ساعاتی که بیشترین بار سرمایشی در هر جهت مورد نیاز است

Fig. 12. (a) PMV index; (b) Percentage of dissatisfied individuals when using coated and clear glass windows at the times when the maximum cooling load is required for each orientation

از جریان رو به بالا به شدت کاهش یافته و تنها تراکم خطوط جریان در پشت انسان باقی مانده است.

۵- جمع بندی

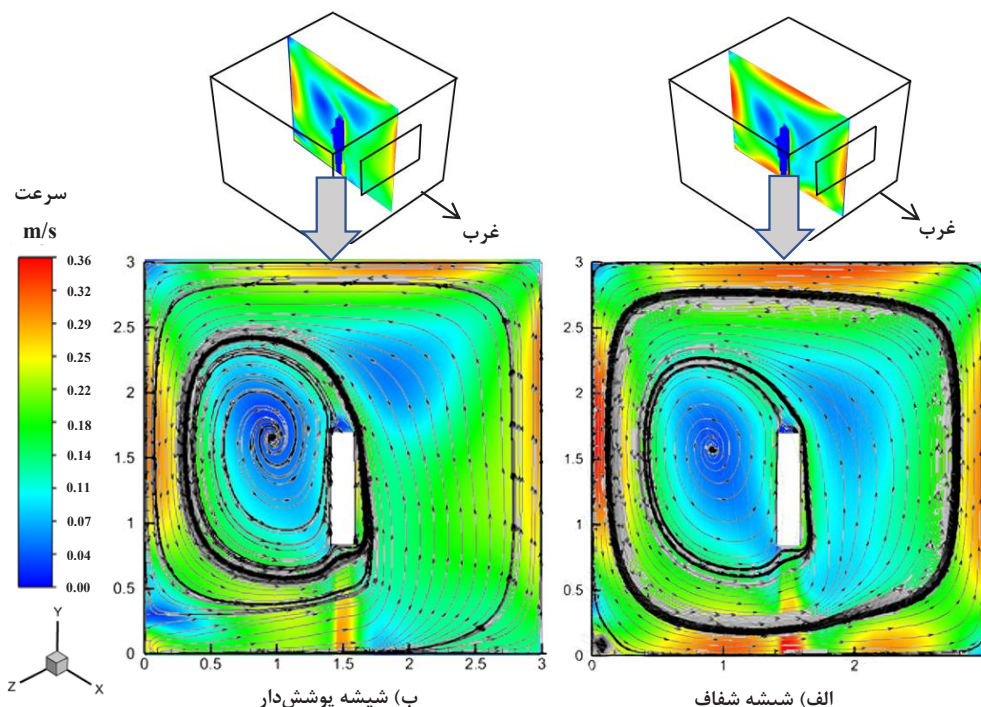
مطالعه حاضر، به بررسی عملکرد پانل‌های سرمایش تشعشعی سقفی و بررسی همه‌جانبه‌ی شرایط آسایش حرارتی در یک اتاق شامل انسان که تحت تابش مستقیم خورشیدی برای میانگین گرم‌ترین روز شهر تهران است، پرداخته است. در این مطالعه اتاق با دیواره خارجی به سمت (شمال، جنوب، شرق و غرب) در نظر گرفته شد و همچنین در شرایط یکسان، تأثیر استفاده از شیشه‌های پوشش‌دار در مقایسه با شیشه‌های شفاف بر دمای سطح پانل‌های سرمایش تشعشعی در ساعاتی که بیشینه نیاز به سرمایش در هر جهت دیوار خارجی است، بررسی شد. نتایج نشان داد که:

- در مقایسه جهت‌گیری دیوارهای خارجی اتاق، نتایج نشان داد که بیشترین بار سرمایشی مورد نیاز در ساعت ۱۰ صبح برای دیوار شرقی (با حداکثر دمای مجاز سقف ۱۲/۵ درجه)، در ساعت ۱۴ عصر برای دیوار غربی (۱۲ درجه) و در ساعت ۱۳ و ۱۲ ظهر برای دیوارهای شمالی و جنوبی (به ترتیب ۱۸ و ۱۵/۵ درجه) به دست آمده است.
- ماکزیمم بار سرمایشی مورد نیاز برای اتاق با شیشه پوشش‌دار با دیوار خارجی مشرف به غرب در ساعت ۱۴ و به مقدار ۱۶۰/۵ وات بر مترمربع

تحلیل خطوط جریان و کانتورهای سرعت توضیح داد؛ در حالت استفاده از شیشه شفاف، کف اتاق گرمای بیشتری جذب کرده و نرخ جریان همرفتی بیشتری ایجاد می‌شود که منجر به افزایش نرخ کوران می‌گردد.

کاهش سرعت جریان هوا در اتاق هنگام استفاده از شیشه پوشش‌دار، به عوامل ایجاد جریان هوا مرتبط است. جریان هوای اتاق ناشی از اختلاف دما بین سطوح است که منجر به تفاوت در چگالی هوا و ایجاد جریان جابجایی طبیعی می‌شود. دیوار خارجی و بخشی از کف اتاق دو عامل اصلی در تقویت این جریان هستند. دیوار خارجی به دلیل تماس با هوای گرم بیرون و تابش خورشیدی دمای بالایی دارد و بخشی از کف اتاق نیز تحت تابش مستقیم خورشید قرار می‌گیرد که این دو عامل سبب ایجاد جریان همرفتی رو به بالا می‌شوند.

در «شکل ۱۳ الف»، کانتور سرعت و خطوط جریان در صفحه وسط اتاق (عمود بر محور Z) و دیوار خارجی برای اتاق با شیشه شفاف نمایش داده شده است. خطوط جریان نشان می‌دهند که دیوار خارجی و بخش‌های گرم‌تر کف اتاق، موجب ایجاد جریان همرفتی رو به بالا و همچنین گردابه‌هایی در جریان هوای اتاق شده اند. در مقابل، «شکل ۱۳ ب» که مربوط به اتاق با شیشه پوشش‌دار است، نشان می‌دهد که با کاهش اثر تابش خورشیدی بر کف اتاق، عامل اصلی ایجاد جریان، دیوار خارجی است و گردابه‌های ناشی



شکل ۱۳. کانتور اندازه سرعت هوا و خطوط جریان در صفحه وسط اتاق عمود بر دیوار خارجی در اتاق با دیوار خارجی غربی در ساعت ۱۴ الف) شیشه شفاف ب) شیشه پوشش‌دار

Fig. 13. Contour of air velocity magnitude and streamlines on the mid-plane of the room perpendicular to the external wall in the room with a western external wall at 14:00 (a) Clear glass (b) Coated glass

نارضایتی به ۲۵/۵ درصد می‌رسد و با استفاده از پنجره پوشش‌دار مقدار دمای کف به ۲۹ و میزان نارضایتی به ۱۵ درصد کاهش می‌یابد.

- با بررسی مقدار شاخص پی‌ام‌وی و درصد نارضایتی کلی افراد در ساعاتی که بیشترین میزان سرمایش برای جهت‌های مختلف دیوار خارجی مورد نیاز است، مشخص شد که بیشترین میزان نارضایتی در اتاق با دیوار خارجی مشرف به غرب (ساعت ۱۴) است و در این حالت استفاده از شیشه پوشش‌دار نسب به شیشه شفاف شاخص پی‌ام‌وی از ۰/۵ به ۰/۳۲ و درصد نارضایتی از ۱۰/۲ به ۷/۱ درصد کاهش داده است.
- بررسی میزان نارضایتی به‌واسطه نرخ کوران در ساعاتی که بیشترین میزان سرمایش برای جهت‌های مختلف دیوار خارجی مورد نیاز است، نشان داده است که در تمامی حالات مقدار نارضایتی کمتر از ۱۰ درصد می‌باشد و همچنین نرخ کوران در استفاده از شیشه پوشش‌دار کمتر از شیشه شفاف است. علت این امر را نیز گرم‌تر بودن کف اتاق و بیشتر بودن جریان همرفتی در هنگام استفاده از شیشه شفاف دانست که با استفاده از خطوط جریان کانتور سرعت نیز قابل مشاهده است.

اتفاق می‌افتد. در این ساعت شار سرمایشی لازم برای اتاق با دیوار خارجی مشرف به غرب به ترتیب میزان ۴، ۸ و ۳۹ درصد بیشتر از ماکزیمم بار سرمایشی در جهت‌های مشرف به شرق، جنوب و شمال است.

- استفاده از شیشه‌های پوشش‌دار با کاهش ورود انرژی حرارتی خورشید به داخل اتاق، نیاز به سرمایش و مصرف انرژی را کاهش می‌دهد. این شیشه‌ها در مقایسه با شیشه شفاف در ساعاتی که بیشینه بار سرمایش مورد نیاز است، حداکثر دمای مجاز سقف برای آسایش حرارتی را تا ۵ درجه سلسیوس افزایش داده و شار حرارتی خروجی از سقف را تا ۲۷ درصد کاهش می‌دهند.
- با بررسی نارضایتی موضعی به‌واسطه اختلاف دمای عمودی مشخص شد در تمامی حالات تغییرات دمای عمودی هوا از سر تا قوزک پا کمتر از ۳ درجه سلسیوس و میزان نارضایتی نیز کمتر از ۱/۱ درصد است. با بررسی دمای کف و نارضایتی به‌واسطه دمای کف مشخص شد که در حالت استفاده از شیشه شفاف در زمانی که ماکزیمم بار سرمایشی مورد نیاز است (۱۴ عصر دیوار خارجی غربی)، دمای کف به ۳۳/۱ درجه و میزان

۶- فهرست علائم

تعریف	واحد	علائم انگلیسی
عرض صفحه	(m)	a
ارتفاع صفحه	(m)	b
فاصله عمودی فرد تا صفحه	(m)	c
ضریب روز یا شب بودن		C_{dn}
ظرفیت گرمایی ویژه	(J/kg.K)	C_p
ضریب سایه		C_s
نرخ کوران		DR
انرژی	(J)	E
ضریب مساحت سطح لباس		f_{cl}
فاکتور سطح تصویر شده شخص در راستای تابش خورشید		f_p
ضریب دید بین فرد و سطح A		$F_{p \rightarrow A}$
ضریب دید تصحیح شده بین فرد و سطح A		$F_{p \rightarrow A}^{corr}$
ضریب دید بین فرد و سطح نام پیرامون فرد		$F_{s \rightarrow i}$
ضریب دید بین فرد و سطح شفاف نور گذر نام پیرامون فرد		$F_{s \rightarrow j}$
ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی	(W/m ² .K)	h_c
ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بر روی سطح سقف سرد	(W/m ²)	h_{cc}
ضریب انتقال حرارت تشعشعی بر روی سطح سقف سرد	(W/m ²)	h_{cr}
تشعشع مستقیم خورشیدی گذرکننده از سطح شفاف نورگذر	(W/m ²)	I_b
مقاومت حرارتی لباس	(m ² .K/W)	I_{cl}
تشعشع پخشی خورشیدی گذرکننده از سطح شفاف نورگذر	(W/m ²)	I_d
شدت شار مستقیم	(W/m ²)	I_λ
هدایت حرارتی مؤثر	(W/m.K)	k_{eff}
ضریب انتقال حرارت هدایتی	(W/m.K)	K
نرخ سوخت و ساز بدن	(W/m ²)	M
دمای متوسط تشعشعی	(K)	MRT
ضریب انکسار		n
فشار	(Pa)	P
فشار جزئی بخار آب	(Pa)	P_a
درصد نارضایتی به واسطه کف گرم اتاق		PD_F
درصد نارضایتی اختلاف دمای عمودی قوزک پا تا سر		PD_{VTG}
درصد نارضایتی کلی افراد		PPD
فاکتور پی‌ام‌وی		PMV
شار حرارتی کلی خروجی از سطح سقف	(W)	Q_c
عدد رینولدز توربولانسی		R_T
ترم منشاء حرارتی		S_h
دمای هوا	(°C)	t_a
دمای سطح لباس	(°C)	t_{cl}

T_f	(°C)	دمای کف اتاق
T	(°C)	دمای سیال
T_c	(°C)	دمای سطح سقف
$\bar{T}_{r,irr}$	(K)	دمای متوسط تشعشعی مشخص تحت تابش
Tu		شدت آشفستگی
T^*		دمای بی بعد
u_i	(m/s)	سرعت نوسانی آشفستگی
$\bar{U}_i$	(m/s)	سرعت متوسط
U	(m/s)	سرعت سیال
V_w	(m/s)	سرعت باد
$\bar{V}_{a,l}$	(m/s)	سرعت هوا
V_{ar}	(m/s)	سرعت نسبی هوا
w	(W/m ²)	توان مکانیکی مؤثر
W	(W/m ²)	نرخ کار مکانیکی بدن انسان
x^*		طول بی بعد
y^+		ارتفاع بی بعد
علائم یونانی		تعریف
$\alpha_{irr,b}$		ضریب جذب تشعشع مستقیم خورشیدی توسط بدن انسان
$\alpha_{irr,d}$		ضریب جذب تشعشع پخش خورشیدی توسط بدن انسان
β	(1/K)	ضریب انبساط حرارتی
θ		زاویه سمت الرأس
ϕ		زاویه ارتفاع
ε	(m ² /s ³)	افت انرژی اغتشاش
ϵ		ضریب گسیل
ϵ_s		ضریب صدور بدن انسان
k	(m ² /s ²)	انرژی جنبشی اغتشاش
ρ	(kg/m ³)	چگالی
σ	(W/m ² .K ⁴)	ثابت استفان بولتزمن
زیروندها		تعریف
i, j		جهت‌های مختلف مختصات
$\vec{r}, \vec{s}$		راستا و موقعیت

- [11] P. Valdiserri, S. Cesari, M. Coccagna, P. Romio, S. Mazzacane, Experimental data and simulations of performance and thermal comfort in a patient room equipped with radiant ceiling panels, *Buildings*, 10(12) (2020) 235.
- [12] M. Amini, R. Maddahian, S. Saemi, Numerical investigation of a new method to control the condensation problem in ceiling radiant cooling panels, *Journal of Building Engineering*, 32 (2020) 101707.
- [13] M. Ye, A.A. Serageldin, A. Radwan, H. Sato, K. Nagano, Thermal performance of ceiling radiant cooling panel with a segmented and concave surface: Laboratory analysis, *Applied Thermal Engineering*, 196 (2021) 117280.
- [14] W. Liao, C. Wen, Y. Luo, J. Peng, N. Li, Influence of different building transparent envelopes on energy consumption and thermal environment of radiant ceiling heating and cooling systems, *Energy and Buildings*, 255 (2022) 111702.
- [15] J. Skovajsa, P. Drabek, S. Sehnalek, M. Zalesak, Design and experimental evaluation of phase change material based cooling ceiling system, *Applied Thermal Engineering*, 205 (2022) 118011.
- [16] A. Aryal, P. Chaiwivatworakul, S. Chirarattananon, An experimental study of thermal performance of the radiant ceiling cooling in office building in Thailand, *Energy and Buildings*, 283 (2023) 112849.
- [17] J.-S. Choi, G.-J. Jung, K.-N. Rhee, Cooling performance evaluation of a fan-assisted ceiling radiant cooling panel system, *Energy and Buildings*, 281 (2023) 112760.
- [18] O. Malikova, Ensuring microclimate parameters in the room using radiant ceiling panel cooling systems, in: *E3S Web of Conferences*, EDP Sciences, 2023, pp. 08012.
- [19] W. Jin, Y. Wang, C. Wang, L. Jia, D. Moon, S. Song, A novel cooling capacity prediction model for open-type cooling radiant ceiling, *Journal of Building Engineering*, 74 (2023) 106846.
- [1] J. Mirel, L. Serres, A. Trombe, Radiant ceiling panel heating-cooling systems: experimental and simulated study of the performances, thermal comfort and energy consumptions, *Applied Thermal Engineering*, 22(16) (2002) 1861-1873.
- [2] A. Handbook, HVAC systems and equipment, chapter, 1996.
- [3] P.O. Fanger, Thermal comfort. Analysis and applications in environmental engineering, (1970).
- [4] Z. Tian, J.A. Love, A field study of occupant thermal comfort and thermal environments with radiant slab cooling, *Building and Environment*, 43(10) (2008) 1658-1670.
- [5] R.A. Memon, S. Chirarattananon, P. Vangtook, Thermal comfort assessment and application of radiant cooling: A case study, *Building and Environment*, 43 (2008) 1185-1196.
- [6] T. Catalina, J. Virgone, F. Kuznik, Evaluation of thermal comfort using combined CFD and experimentation study in a test room equipped with a cooling ceiling, *Building and Environment*, 44 (2009) 1740-1750.
- [7] R. Li, T. Yoshidomi, R. Ooka, B.W. Olesen, Field evaluation of performance of radiant heating/cooling ceilingpanel system, *Energy and Buildings*, 86 (2015) 58-65.
- [8] L. Su, N. Li, X. Zhang, Y. Sun, J. Qian, Heat transfer and cooling characteristics of concrete ceiling radiant cooling panel, *Applied Thermal Engineering*, 84 (2015) 170-179.
- [9] Y. Khan, V.R. Khare, J. Mathur, M. Bhandari, Performance evaluation of radiant cooling system integrated with airtsystem under different operational strategies, *Energy and Buildings*, 97 (2015) 118-128.
- [10] N.N. Ziarani, A. Haghighi, Anticipating an efficient relative humidity in a room under direct solar radiation and equipped by radiant cooling panel system, *International Journal of Refrigeration*, 98 (2019) 98-108.

- correlations for building envelope energy systems' modeling, *Applied thermal engineering*, 28(8-9) (2008) 801-808.
- [30] J.A. Clarke, *Energy Simulation in Building Design*, 2nd ed., Routledge, London, UK., 2007.
- [31] C.-M. Lai, Y.-P. Lin, Energy saving evaluation of the ventilated BIPV walls, *Energies*, 4(6) (2011) 948-959.
- [32] S. Oubenmoh, A. Allouhi, A.A. Mssad, R. Saadani, T. Kousksou, M. Rahmoune, M. Bentaleb, Some particular design considerations for optimum utilization of under floor heating systems, *Case studies in thermal engineering*, 12 (2018) 423-432.
- [33] J. Samimi, Estimation of height-dependent solar irradiation and application to the solar climate of Iran, *Solar Energy*, 52(5) (1994) 401-409.
- [34] P.O. Fanger, *Analysis and Applications in Environmental Engineering*, Danish Technical Press, Copenhagen, 1970.
- [35] M.L. Gennusa, A. Nucara, G. Rizzo, G. Scaccianoce, The calculation of the mean radiant temperature of a subject exposed to the solar radiation—a generalised algorithm, *Building and Environment*, 40 (2005) 367-375.
- [36] G. Cannistraro, G. Franzitta, C. Giaconia, G. Rizzo, Algorithms for the calculation of the view factors between human body and rectangular surfaces in parallelepiped environments, *Energy and Buildings*, 19(1) (1992) 51-60.
- [37] G. Rizzo, G. Franzitta, G. Cannistraro, Algorithms for the calculation of the mean projected area factors of seated and standing persons, *Energy and Buildings*, 17 (1991) 221-230.
- [38] ASHRAE, *Ashrae Handbook HVAC Applications*. , 1989.
- [39] I. Iso, International standard 7726, thermal environment- instruments and method for measuring physical quantities, International Standard Organization, Geneva, (1998).
- [40] ISO, International Standard 7730, Ergonomics of the
- [20] M.-S. Shin, S.-Y. Kim, K.-N. Rhee, Cooling capacity evaluation of ceiling radiant cooling panels using thermoelectric module, *Energy and Buildings*, 323 (2024) 114760.
- [21] P. Sang-Hoon, C.W. June, Evaluation of Nominal Cooling Capacity of Ceiling Radiant Panels Under Varying Building Boundary Conditions, *Journal of Building Engineering*, (2024) 111723.
- [22] J. Li, Z. Nie, Y. Liu, L. Wang, Y. Hao, Evaluation of propagation characteristics using the human body as an antenna, *Sensors*, 17(12) (2017) 2878.
- [23] M. Mehrabian, J. Mahmoudimehr, Numerical Simulation of a Biogas-fueled Solid Oxide Fuel Cell and the Investigation of the Influence of Operating Conditions, *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 55(7) (2023) 895-916.
- [24] K. ABE, T. Kondoh, Y. Nagano, A new turbulence model for predicting fluid flow and heat transfer in separating and reattaching flows - 1. Flow field calculations, *Int J Heat Mass Transfer*, 37 (1994) 139-151.
- [25] Y. Hashimoto, Numerical study on airflow in an office room with a displacement ventilation system., in: *Building Simulation 2005 Proceedings*, 2005, pp. 381–387.
- [26] H.B. Awbi, Calculation of convective heat transfer coefficients of room surfaces for natural convection, *Energy and Buildings*, 28 (1998) 219-227.
- [27] S. Mazumder, Application of a variance reduction technique to Surface-to-Surface Monte Carlo radiation exchange calculations, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 131 (2019) 424-431.
- [28] ISO, International Standard 7730. Ergonomics of the thermal environment- Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD Indices and local thermal comfort criteria, International Organization for Standardization, Geneva, 2005.
- [29] J. Palyvos, A survey of wind convection coefficient

- ceiling in a cooled ceiling room, *Energy Conservation and Management*, 50 (2009) 1-5.
- [42] J. Xamán, J. Arce, G. Álvarez, Y. Chávez, Laminar and turbulent natural convection combined with surface thermal radiation in a square cavity with a glass wall, *International Journal of Thermal Sciences*, 47(12) (2008) 1630-1638.
- thermal environment- Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD Indices and local thermal comfort criteria, in, *International Organization for Standardization*, Geneva, 2005.
- [41] R. Karadag, The investigation of relation between radiative and convective heat transfer coefficient at the

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

M. Alipour Dehsari, A. Haghighi Poshtiri, Numerical investigation of thermal comfort conditions for a human in a room equipped with a ceiling radiant cooling system, Amirkabir J. Mech Eng., 56(10) (2025) 1399-1428.

DOI: [10.22060/mej.2025.23738.7808](https://doi.org/10.22060/mej.2025.23738.7808)

