



Ferdowsi
University of
Mashhad

Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics

Page Journal: mechanic-ferdowsi.um.ac.ir



Society of
Manufacturing
Engineering of
Iran

Performance Evaluation of Radiant Ceiling Cooling Systems from a Thermal Comfort Perspective Considering Human Presence and Ceiling Surface Temperature Non-Uniformity

Research Article

Amin Haghighi Poshtiri¹ , Mohammad Alipour Dehsari²

10.22067/jacsm.2025.92064.1315

Abstract -- In this study, the thermal comfort conditions in a room equipped with a radiant ceiling cooling system with variable ceiling temperature were numerically analyzed. Simulations were conducted for the hottest average day over the past 10 years in Tehran. The k-ε model, discrete coordinates, and ray-tracing method were utilized to simulate airflow, solar radiation, and heat transfer, while thermal comfort was evaluated using the Fanger model. Ceiling temperature differences of 1°C, 3°C, and 5°C caused a violation of thermal comfort, with PMV indices reaching 0.68, 0.86, and 1.11, respectively. When the ceiling temperature difference was adjusted to match the average temperature of the constant ceiling condition, thermal comfort improved, and the PMV indices decreased to 0.52, 0.55, and 0.59. The impact of ceiling temperature differences on the thermal comfort distribution in various zones of the room was also investigated.

Keywords: Radiant ceiling cooling, solar radiation, thermal comfort, human presence, variable ceiling temperature.

1. Interduction

This study explores the performance of radiant ceiling cooling systems, focusing on how non-uniform ceiling temperature gradients (1, 3, and 5°C variations) impact thermal comfort in a west-facing room in Tehran. Despite significant research on radiant cooling, the effect of ceiling temperature variations on comfort, especially in occupied spaces, has been insufficiently studied. The research evaluates key comfort indices (PMV, PPD, vertical temperature difference dissatisfaction, and warm floor dissatisfaction [1]) and examines occupant positioning under two thermal scenarios. The study aims to determine permissible ceiling temperatures, assess comfort under temperature gradients, and optimize inlet water temperature for better system performance.

2. Mathematical model

The evaluation of thermal comfort conditions requires determining the temperature distribution within a room. To obtain the air temperature at different locations, the governing equations of mass (Eq. 1), momentum (Eq. 2),

and energy (Eq. 3) [2] must be solved, while considering the incoming solar radiative heat flux.

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

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

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

Equation (4) calculates the solar heat load as a source term in the energy equation [3].

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

To assess thermal comfort, Fanger's model was applied under the assumption of steady-state conditions over one-hour intervals [4]. Airflow was modeled as three-dimensional and incompressible. The finite volume method with the SIMPLE algorithm was used for numerical simulation, employing QUICK and power law schemes for momentum and energy equations, respectively. Convergence was achieved when residuals dropped below 10^{-6} [5].

3. Result and discussion

In this study, instead of assuming a constant ceiling

* Manuscript received 2025 February 9, Revised 2025 March 17, Accepted. 2025 April 19.

1. Corresponding author. Associate Professor, Faculty of Mechanical Engineering, University of Guilan, Rasht.

Email: Haghighi_p@guilan.ac.ir

2. Ph.D Student, Faculty of Mechanical Engineering, University of Guilan, Rasht.

temperature, linear temperature variations along the panel pipes were simulated for temperature differences of 1, 3, and 5°C. The results show that as this temperature difference increases, both the PMV index and predicted percentage of dissatisfied (PPD) rise significantly, leading to a decline in thermal comfort. For instance, while the PPD is 10% under uniform ceiling temperature, it increases to 31% when a 5°C temperature difference is applied.

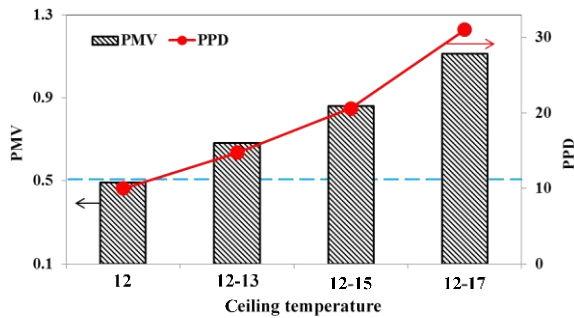


Figure 1. PMV and PPD inlet water temperature matches constant ceiling temperature

In this section, ceiling temperature variations are considered such that the average ceiling temperature equals the maximum allowable constant value (12°C). For temperature differences of 1, 3, and 5°C, inlet temperatures range from 11.5–12.5°C, 10.5–13.5°C, and 9.5–14.5°C, respectively. While thermal comfort parameters improve compared to the earlier case, the PMV index remains above the comfort threshold (0.5), and PPD rises slightly to 10.6%, 11.2%, and 12.3% for 1, 3, and 5°C differences, respectively.

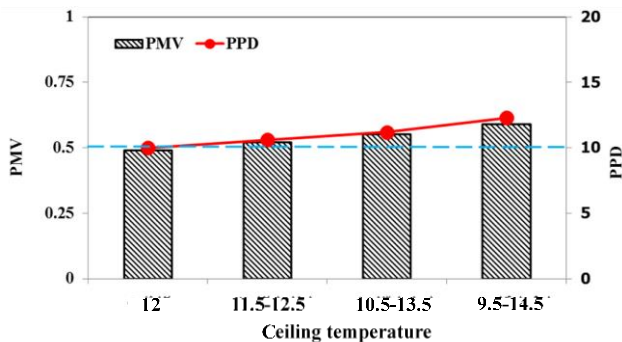


Figure 2. PMV and PPD inlet water temperature matches average ceiling temperature

4. Conclusion

This study evaluated ceiling radiant cooling and thermal comfort in a west-facing room on the hottest day in Tehran. It showed that when ceiling temperature varies by 1–5°C, PMV rises above 0.5 and room temperatures exceed comfort limits. However, if the average ceiling temperature matches the constant case, thermal comfort improves, though PMV still slightly exceeds 0.5. To ensure comfort across all zones, the ceiling temperature range must be adjusted based on the degree of variation.

5. Reference

- [1] 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.
- [2] K. Abe, T. Kondoh, and Y. Nagano, "A new turbulence model for predicting fluid flow and heat transfer in separating and reattaching flows – 1. Flow field calculations," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 37, no. 1, pp. 139–151, 1994. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(94\)90168-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(94)90168-6)
- [3] M. Mousavi Motlaghian, M. H. Ahmadi, and S. Sadeghi, "Evaluating the effect of internal movable and external fixed shading devices on energy consumption in an office building in Kerman's climate," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 36, no. 3, pp. 45–62, 2024. (In Persian) <https://doi.org/10.22067/jacsm.2024.86057.1233>
- [4] P. O. Fanger, *Thermal Comfort: Analysis and Applications in Environmental Engineering*, Danish Technical Press, Copenhagen, 1970.
- [5] Alipour Dehsari, Mohammad, and Amin Haghighi Poshtiri, "Numerical investigation of thermal comfort conditions for a human in a room equipped with a ceiling radiant cooling system," *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, vol. 56, no.10, pp.1399–1425 (2024): (In Persian) <https://doi.org/10.22060/mej.2025.23738.7808>



ارزیابی عملکرد سامانه سرمایش سقفی تابشی از منظر آسایش حرارتی با در نظر گرفتن حضور انسان و غیر یکنواختی دمای سطح سقف*

مقاله پژوهشی

امین حقیقی پشتیری^(۲)

محمد علیپور دهسری^(۱) 

doi:10.22067/jacsm.2025.92064.1315

چکیده در این مطالعه، شرایط آسایش حرارتی در اتاقی مجهز به سامانه سرمایش سقفی برای بررسی تأثیر تغییرات دمای سقف به صورت عددی تحلیل شد. شبیه‌سازی‌ها با حضور انسان و برای گرم‌ترین روز میانگین ۱۰ سال اخیر تهران انجام شدند. مدل‌های k-ε، مختصات گسسته و ری‌تریسینگ برای شبیه‌سازی جریان هوا، تابش خورشید و تشعشع استفاده شدند. آسایش حرارتی با مدل فنگر ارزیابی شد. اعمال اختلاف دمای سقف ۱°C، ۳°C و ۵°C موجب نقض آسایش حرارتی شد. در شرایط دیگر، با اعمال اختلاف دمای سقف با میانگین برابر با حالت سقف دما ثابت، شرایط آسایش حرارتی بهبود یافت و پی‌ام‌وی به ترتیب ۰/۵۲، ۰/۵۵ و ۰/۵۹ شد. تأثیر اختلاف دمای سقف بر توزیع آسایش حرارتی در نواحی مختلف اتاق نیز بررسی شد.

واژه‌های کلیدی سرمایش سقفی، بررسی عددی، آسایش حرارتی، حضور انسان، تغییرات دمای سطح سقف

مقدمه

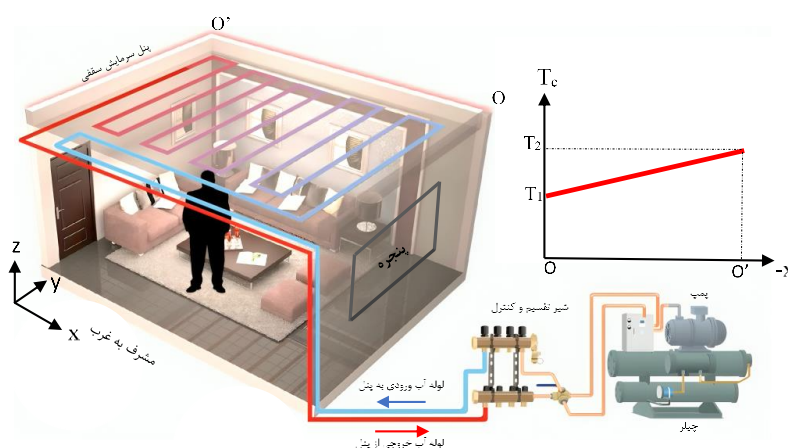
سامانه‌های گرمایش و سرمایش تابشی از جمله فناوری‌های نوین در تهویه مطبوع هستند که به جای تمرکز بر دمای هوا، بر تنظیم دمای سطوح محیطی مانند کف، سقف و دیوارها تأکید دارند. این سامانه‌ها با استفاده از انتقال حرارت تابشی، شرایط حرارتی مطلوب را برای افراد فراهم می‌کنند. در این روش، جریان آب سرد یا گرم در لوله‌های تعبیه‌شده در سطوح ساختمان، باعث تغییر دمای این سطوح می‌شود. به این ترتیب، حرارت از طریق تابش به فضای اتاق منتقل شده و محیطی با دمای یکنواخت و مطلوب ایجاد می‌گردد. عملکرد این سامانه‌ها علاوه بر افزایش راندمان انرژی، موجب بهبود آسایش حرارتی ساکنین می‌شود و گزینه‌ای مناسب برای ساختمان‌های مسکونی، تجاری و اداری به شمار می‌آید [1-3]. سامانه‌های تابشی با ایجاد توزیع یکنواخت دما، بهبود کیفیت هوای داخلی، کاهش مصرف انرژی و عملکرد آرام و بدون صدا، محیطی راحت و بهینه را فراهم می‌کنند [4,5]. سیستم سرمایش سقفی تابشی با استفاده از پنل‌های تعبیه‌شده در

سقف، فرآیند خنک‌سازی محیط را از طریق انتقال حرارت تابشی و جابجایی انجام می‌دهد. در این سامانه، دمای سطح سقف تحت تأثیر جریان آب سردی است که درون پنل‌ها گردش می‌کند. با این حال، به دلیل تبادل حرارتی مداوم میان آب و محیط، دمای سطح سقف در شرایط واقعی ثابت نیست و در طول مسیر حرکت آب دچار تغییرات تدریجی می‌شود. این تغییرات منجر به ایجاد یک گرادیان دمایی در سطح سقف می‌شود که می‌تواند بر عملکرد سرمایشی سیستم و توزیع دما در فضا تأثیر بگذارد. در این پژوهش، به منظور کاهش پیچیدگی محاسبات و تمرکز بر تحلیل شرایط آسایش حرارتی، مدل‌سازی جزئیات لوله‌ها انجام نشده است. با این حال، برای در نظر گرفتن تأثیر واقعی تغییرات دمایی سقف، به جای فرض دمای یکنواخت، یک گرادیان دمایی خطی در جهت عمود بر دیوار خارجی در نظر گرفته شده است. این گرادیان دما در سه حالت مختلف با اختلاف دمای ۱، ۳ و ۵ درجه سانتی‌گراد (از T1 تا T2) اعمال شده است.

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۳/۱۱/۲۱ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۴/۱/۳۰ می باشد.

(۱) دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت.

(۲) نویسنده مسئول، دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت.



شکل ۱ طرح نمادین آرایش لوله‌ها در پنل‌های سرمایش سقفی

مجهز به سامانه سرمایش سقفی را از طریق مطالعات آزمایشگاهی و شبیه‌سازی سه‌بعدی عددی بررسی کردند. در بخش آزمایشگاهی، دماهای سطوح مختلف و توزیع دمای عمودی اتاق برای سه دمای مختلف سقف (دمای ثابت ۱۶/۹، ۱۷/۶ و ۱۸/۹ درجه سانتی‌گراد) اندازه‌گیری شد. سپس این داده‌ها به عنوان شرایط مرزی برای شبیه‌سازی عددی در نرم‌افزار انسیس فلوئنت با مدل آشفتگی $k-\epsilon$ استفاده شدند. نتایج نشان داد که گرادین دمای عمودی کمتر از ۱ درجه سانتی‌گراد است و شاخص پی‌ام-وی نشان‌دهنده برقراری آسایش حرارتی در اتاق بود. لی (Li) و همکاران [9]، عملکرد سامانه سرمایش و گرمایش تابشی سقفی در ساختمانی کم‌مصرف در دانشگاه توکیو را مورد بررسی قرار دادند. آزمایش‌ها نشان داد که در هر دو حالت سرمایش و گرمایش، حدود ۳۰ تا ۴۰ درصد از شار حرارتی پنل‌ها به صورت اتلاف گرما از قسمت بالایی پنل‌ها رخ می‌دهد. همچنین یکنواختی دمای عمودی هوا در ارتفاع قوزک پا تا سر با تغییرات کمتر از ۱/۵ درجه سانتی‌گراد ثبت شد. این نتایج نشان داد که این سامانه می‌تواند محیط حرارتی مناسبی فراهم کند. همچنین پیشنهادهایی برای کاهش اتلاف حرارت از بخش بالایی پنل‌ها شامل بهبود عایق‌کاری و استفاده از مواد با خاصیت بازتابی بهتر در بخش بالایی پنل‌ها ارائه دادند. سو (Su) و همکاران [10]، عملکرد سیستم سرمایش پنل‌های سقفی بتنی از نظر انتقال حرارت و ظرفیت سرمایش بررسی نمودند. مدل ریاضی دوبعدی انتقال حرارت با روش تفاضل محدود توسعه یافت و شبیه‌سازی عددی انجام گرفت. دما آب در لوله‌ها متغیر در نظر گرفته شد و نتایج نشان داد که به دلیل اینرسی حرارتی بالای پنل‌های بتنی، دماهای

با توجه به تنوع روش‌های ارزیابی آسایش حرارتی در محیط‌های گوناگون، بهره‌گیری از شاخص‌های علمی و معتبر برای تعیین شرایط بهینه امری ضروری است. در این مطالعه، مدل آسایش حرارتی فن‌گر و شاخص پی‌ام‌وی به عنوان یکی از شاخص‌های استاندارد و قابل اعتماد برای ارزیابی و تحلیل آسایش حرارتی مورد استفاده قرار گرفته است.

فن‌گر با مطالعات آزمایشگاهی، شاخص پی‌ام‌وی (PMV Predicted Mean Vote) یا میانگین رأی پیش‌بینی شده را معرفی کرد که با یک معادله ریاضی، ارتباط پارامترهای مؤثر بر آسایش حرارتی را بیان می‌کند. این شاخص، عددی در مقیاس هفت نقطه‌ای اشری (ASHRAE) ارائه می‌دهد که متوسط احساس حرارتی افراد در یک فضا را نشان می‌دهد. مقدار صفر این شاخص نشان‌دهنده شرایط خنثی گرمایی است و در طراحی‌ها، بازه مطلوب ± 0.5 در نظر گرفته می‌شود [6]. در ادامه، پژوهش‌های مرتبط در زمینه استفاده از سامانه سرمایش سقفی تابشی بررسی می‌شود.

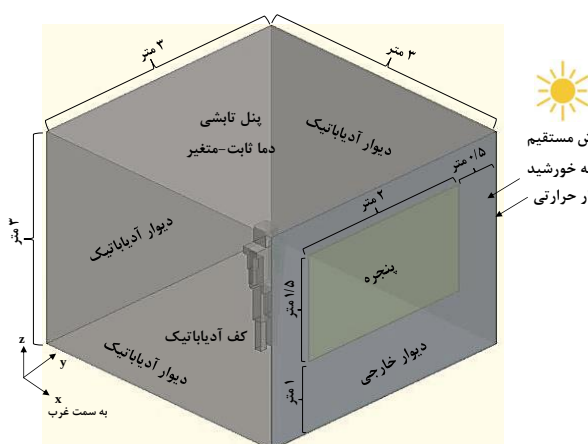
چیرارانانون (Chirarattananon) و همکاران [7]، آسایش حرارتی در یک منطقه نیمه گرمسیری از پاکستان را بررسی نمودند. در این مطالعه، سامانه سرمایش تابشی با سامانه تمام هوا از طریق شبیه‌سازی نرم‌افزاری مقایسه شد. نتایج نشان داد که در اکثر مواقع سال می‌توان با استفاده از سرمایش تابشی، آسایش حرارتی را بدون نگرانی از چگالش رطوبت روی پنل‌ها به دست آورد. همچنین مشخص شد که این سامانه می‌تواند تا ۸۰ درصد صرفه‌جویی انرژی نسبت به سامانه‌های تمام هوا داشته باشد. کاتالینا (Catalina) و همکاران [8]، آسایش حرارتی در اتاقی

پنل و هوای داخلی به آرامی کاهش می‌یابند، اما نوسانات دمای آب ورودی تأثیر کمی بر عملکرد سیستم دارند. ظرفیت سرمایش نیز به عواملی مانند دمای آب ورودی، فاصله لوله‌ها و نرخ جریان آب وابسته است. خان (Khan) و همکاران [11]، صرفه‌جویی انرژی در سیستم سرمایش تابشی یک ساختمان تجاری در هند را مورد بررسی قرار دادند. برای ارزیابی عملکرد حرارتی و مصرف انرژی، از شبیه‌سازی‌های نرم‌افزارهای انسیس فلوئنت و انرژی پلاس (EnergyPlus) استفاده شد. مدل ساختمان با داده‌های واقعی تطبیق داده شده و مصرف انرژی سیستم سرمایش تابشی با سیستم تمام هوا مقایسه گردید. نتایج نشان داد، سیستم سرمایش تابشی ۱۷/۵٪ کارآمدتر از سیستم‌های تمام هوا است و جایگزینی سیستم هوای تازه (DOAS) به جای فن کویل، صرفه‌جویی ۳۰٪ در مصرف انرژی را به همراه دارد. همچنین شبیه‌سازی عددی نشان داد که سیستم تابشی دماهای یکنواخت‌تر و دامنه بهتری از دمای هوای متوسط نسبت به سیستم‌های تمام هوا ارائه می‌دهد. نجفی و همکاران [12]، عملکرد سیستم سرمایش سقفی تابشی را در چهار اقلیم مختلف ایران (تبریز، تهران، رشت و یزد) در گرم‌ترین ساعت سال را بررسی کرده‌اند. با استفاده از شبیه‌سازی عددی در نرم‌افزار فلوئنت و تحلیل شاخص آسایش حرارتی با مدل فنگر و شاخص پی‌ام‌وی، دماهای مناسب سقف برای تأمین آسایش حرارتی و جلوگیری از میعان تعیین شدند. نتایج نشان داد استفاده از شیشه‌های پوشش‌دار می‌تواند مصرف انرژی را تا ۵۸٪ کاهش دهد و تغییر جهت‌گیری اتاق از غرب به جنوب باعث افزایش صرفه‌جویی انرژی می‌شود. همچنین، دماهای بالاتر سقف علاوه بر کاهش احتمال میعان، امکان استفاده از سیستم سرمایش تابشی را حتی در اقلیم‌های مرطوب، بدون نیاز به سامانه‌های رطوبت‌زدا فراهم می‌کند. والدیسری (Valdiserri) و همکاران [13] با مطالعه با بررسی فضای داخل اتاق بیمار در بیمارستان ماجوره ایتالیا نشان داد که سیستم‌های پنل سقفی تابشی می‌توانند پتانسیل ذخیره انرژی قابل توجهی در بیمارستان‌ها ایجاد کنند. با استفاده از داده‌های تجربی و شبیه‌سازی دینامیکی ساختمان، شاخص‌های دما، رطوبت نسبی، پی‌ام‌وی و ناراضایتی پیش‌بینی شده (PPD) در شرایط مختلف هوای ورودی تحلیل شدند. نتایج نشان داد که تأمین هوای معتدل بهترین شرایط را برای افزایش کارایی انرژی و بهبود آسایش حرارتی فراهم می‌کند. همچنین، این سیستم‌ها

علاوه بر کاهش مصرف انرژی، آسایش حرارتی، آکوستیک و کنترل عفونت را بهبود می‌بخشند. مینژی یه (Minzhi Ye) و همکاران [14]، عملکرد حرارتی پنل سرمایش تابشی سقفی با سطح مقعر را به‌طور تجربی بررسی کردند. نتایج نشان داد که کاهش دمای آب ورودی از ۲۴ به ۱۵ درجه سانتی‌گراد باعث کاهش بیش از ۱/۵ درجه‌ای دمای هوای داخل و افزایش ۵۰ درصدی شار حرارتی کل می‌شود. همچنین، این پنل توانست با دبی آب کمتری همان دمای هوا را تأمین کند، که نشان‌دهنده پتانسیل بالای آن برای صرفه‌جویی در انرژی است. اسماعیل و همکاران [15]، عملکرد سیستم سرمایش تابشی ترکیب‌شده با سیستم تهویه مطبوع را در یک اتاق اداری در اقلیم گرم مورد ارزیابی قرار دادند. مدل توسعه‌یافته که شامل شبیه‌سازی عددی است، نشان داد که سامانه سرمایش تابشی سقفی، آسایش حرارتی بهتری ایجاد کرده و با ایجاد تقارن حرارتی، شاخص PPD را بهبود بخشیده است. همچنین، مصرف انرژی سرمایشی را ۱۸٪ کاهش داده و دوره بازگشت سرمایه را به ۶ تا ۷ سال رسانده است. آریال (Aryal) و همکاران [16]، عملکرد سیستم سرمایش سقفی تابشی را در ساختمان‌های اداری در اقلیم گرم و مرطوب استوایی مورد بررسی قرار دادند. آزمایش‌ها در یک اتاق آزمایشگاهی باز برای مشاهده شرایط حرارتی داخلی و انتقال حرارت از پوسته ساختمان انجام شد. سیستم تابشی با استفاده از نرم‌افزار ترنسیس مدل‌سازی شد و نتایج شبیه‌سازی با مشاهدات تجربی مقایسه گردید. نتایج شبیه‌سازی نشان داد که بازیابی حرارت از هوای خروجی و عایق‌بندی پوسته ساختمان می‌تواند در صرفه‌جویی انرژی و بهبود شرایط آسایش حرارتی مؤثر باشد. باوجود مطالعات متنوعی که بر روی سامانه‌های سرمایشی تشعشعی انجام‌شده، ارزیابی از شرایط آسایش حرارتی با در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف صورت نگرفته است. از آنجایی که به وجود آمدن اختلاف دما در سقف اجتناب‌ناپذیر است و شرط سقف دما ثابت برای توزیع دمای سقف، شرط مناسبی نیست، لذا بررسی تغییرات دمای سطح سقف بر شرایط آسایش حرارتی و همچنین انتخاب مناسب و درست دمای آب ورودی به لوله‌های پنل از اهمیت بسیاری برخوردار است. هدف اصلی این مطالعه، بررسی تأثیر تابش مستقیم خورشید بر عملکرد سامانه سرمایش سقفی تشعشعی و ارزیابی تغییرات دمای سطح سقف بر شرایط آسایش حرارتی در حضور انسان است. در این راستا، یک اتاق

جدول ۱ ابعاد انسان

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



شکل ۲ طرح نمادین هندسه مسئله (اتاقی مکعب شکل شامل یک دیوار خارجی و مجهز به سامانه سرمایش سقفی تشعشعی)

معادلات حاکم

برای بررسی شرایط آسایش حرارتی در یک اتاق و محاسبه دمای هوای داخل آن، معادلات بقای جرم، مومتم و انرژی باید با در نظر گرفتن ورود شار تشعشعی خورشید به درون اتاق حل شوند. در این راستا، فرض شده است که دمای هوای محیط خارجی و شار خورشیدی در هر بازه زمانی یک‌ساعته ثابت‌اند، جریان و دمای هوای داخل اتاق در بازه‌های زمانی یک‌ساعته به‌صورت پایا در نظر گرفته شده‌اند، و جریان هوا به‌صورت سه‌بعدی و تراکم‌ناپذیر مدل‌سازی شده است [18]. معادله پیوستگی به‌صورت رابطه (۱) است [19]:

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

معادله مومتم به‌صورت رابطه (۲) است [20]:

نمونه با یک دیوار خارجی مشرف به غرب در شهر تهران (برای شهر تهران دیوار خارجی غربی بیشترین بار سرمایشی را نیاز دارد [12]) که شامل پنجره پوشش‌دار است به همراه یک انسان در مرکز اتاق در نظر گرفته می‌شود. در ابتدا حداکثر دمای مجاز سقف در ساعات مختلف برای شرایط دمای سقف ثابت تعیین می‌شود، در ادامه تأثیر تغییرات دمای سطح سقف مورد بررسی قرار می‌گیرد. در بررسی تأثیر تغییرات دمای سطح سقف، پارامترهای کلیدی برای ایجاد شرایط آسایش حرارتی ارزیابی خواهند شد. همچنین نارضایتی ناشی از اختلاف دمای عمودی، نارضایتی به دلیل گرم بودن کف اتاق، شاخص درصد افراد نارضاضی (PPD) و همچنین تأثیر قرار گرفتن انسان در موقعیت‌های مختلف اتاق نیز مورد تحلیل قرار می‌گیرد. اهداف و نوآوری‌های تحقیق حاضر عبارت‌اند از:

۱. تعیین حداکثر دمای مجاز سقف به‌منظور ایجاد شرایط آسایش حرارتی در ساعات مختلف روز برای سقف با دمای ثابت با در نظر گرفتن حضور انسان.
۲. بررسی شرایط آسایش حرارتی (شاخص پی‌ام‌وی، درصد نارضایتی پیش‌بینی شده، نارضایتی به‌واسطه اختلاف دمای عمودی و نارضایتی به‌واسطه کف گرم اتاق) با در نظر گرفتن تغییرات دمای سطح سقف، به‌طوری‌که دمای آب ورودی لوله‌های پنل (T_1 در شکل ۱) برابر با حالت سقف دما ثابت باشد.
۳. بررسی شرایط آسایش حرارتی با در نظر گرفتن تغییرات دمای سطح سقف، به‌گونه‌ای که میانگین دمای آب لوله‌های پنل $((T_1+T_2)/2)$ (در شکل ۱) برابر با حالت سقف دما ثابت باشد.
۴. تقسیم‌بندی اتاق به نواحی مختلف و ارزیابی شرایط آسایش حرارتی با در نظر گرفتن تغییر موقعیت انسان در نواحی مختلف اتاق با در نظر گرفتن تغییرات متفاوت دمای سطح سقف.

فیزیک مسئله و معادلات حاکم

اتاق نمونه مطابق شکل (۱) مکعبی با ابعاد ۳ (متر) × ۳ (متر) × ۳ (متر) شامل یک دیوار خارجی است که شامل پنجره‌ای به مساحت ۳ مترمربع (به ابعاد ۱/۵ متر در ۲ متر) روی آن تعبیه شده است و یک انسان با ابعاد مرجع [17] نیز در مرکز اتاق حضور دارد. ابعاد انسان در جدول (۱) نشان داده شده است.

$$-\overline{u_i u_j} = v_t \left(\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (8)$$

$$v_t = C_\mu f_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (9)$$

در معادلات فوق f_μ و f_ε تابع کاهنده (Damping Functions) مدل، جهت اعمال اثرات مجاورت دیوار (Near Wall Effects) و اعداد رینولدز پایین (Low Reynolds Number) هستند که عبارت‌اند از [22,23]:

$$f_\mu = \left[1 - \exp\left(\frac{-y^*}{14}\right) \right]^2 \left[1 + \frac{5}{R_T^{3/4}} \exp\left\{ -\left(\frac{R_T}{200}\right)^2 \right\} \right] \quad (10)$$

$$f_\varepsilon = \left[1 - \exp\left(\frac{-y^*}{3.1}\right) \right]^2 \left[1 - 0.3 \exp\left\{ -\left(\frac{R_T}{6.5}\right)^2 \right\} \right] \quad (11)$$

همچنین ضرایب C_{μ} , $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k و σ_ε به ترتیب ۰/۰۹، ۱/۵، ۱/۹، ۱/۴ و ۱/۴ است [20].

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 به‌عنوان یک عبارت حرارتی در معادله انرژی افزوده می‌شود که از رابطه (۱۲) به دست می‌آید [20]:

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s}) + (a + \sigma_s) I(\vec{r}, \vec{s}) = \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (12)$$

در حل عددی معادلات بقا از روش حجم کنترل و الگوریتم سیمپل استفاده شده است. گسسته‌سازی کوپلینگ فشار-سرعت و معادلات مومنتم و انرژی به ترتیب با استفاده از روش نیروی وزنی و قانون توان انجام شده است، و گسسته‌سازی سایر معادلات با استفاده از روش رو به جلو (Upwind) مرتبه دوم صورت پذیرفته است. همگرایی زمانی حاصل می‌شود که اختلاف مقادیر محاسبه‌شده در تکرارهای متوالی برای همه معادلات به کمتر از 10^{-6} برسد.

$$\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ v \left(\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial x_i} \right) - \overline{u_i u_j} \right\} + f_i \quad (2)$$

که در این رابطه f به‌صورت زیر به دست می‌آید:

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

در مسئله حاضر معادله انرژی به‌صورت رابطه (۴) است [20]:

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

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

$$k_{\text{eff}} = K_f + \frac{C_p \mu_t}{Pr_t} \quad (5)$$

عبارت S_h در معادله (۴) معرف منشأ حرارتی (Heating Source Term) می‌باشد. در مسئله حاضر این عبارت معادل شار تشعشعی خورشید است که در مدل تعقیب اشعه خورشیدی (Solar Ray Tracing) در نرم‌افزار انسیس فلوئنت اعمال می‌شود. در این مسئله به دلیل وجود سقف سرد و تابش خورشید، جریان هوای داخل اتاق به‌صورت جابجایی طبیعی آشفته است (با عدد رایلی حدود 10^{12}). برای مدل‌سازی جریان آشفته، از مدل آشفتگی رینولدز پایین با تابع تخفیف‌دهنده AKN استفاده شده است [12,21].

معادلات (۶) و (۷) به ترتیب معادلات انرژی آشفتگی (k) و سرعت اتلاف آن (ε) می‌باشد [20]:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(v + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\} - \overline{u_i u_j} \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} - \varepsilon \quad (6)$$

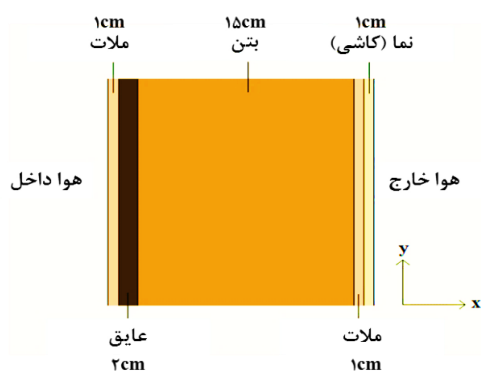
$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right\} - C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \overline{u_i u_j} \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} f_\varepsilon \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (7)$$

که در آن،

شرایط مرزی

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 می‌شود (ضریب بازتابش زمین در پژوهش حاضر ۰/۲ فرض شد). طرح نمادین دیوار خارجی به‌منظور محاسبه ضرایب انتقال حرارت هدایت در شکل (۳) نشان داده شده‌است و خواص ترموفیزیکی اجزای آن در جدول (۲) ارائه شده‌است. در این مطالعه، ضریب جذب و ضریب صدور تمامی اجزای سازنده دیوار، ۰/۹ در نظر گرفته شده‌است و همچنین ضرایب گسیل برای سطح شیشه‌ای ۰/۸۴ در نظر گرفته شده‌است [27,28].

برای تابش خورشیدی ضرایب صافی ساعتی آسمان طبق الگوریتم پیشنهادی مرجع [31] در نظر گرفته شدند. مدل ری-تریسینگ، جهت اعمال شار خورشیدی بر سطح شفاف پنجره، نیازمند اطلاعاتی در مورد ضرایب جذب و عبور سطح است. در این پژوهش از شیشه پوشش‌دار استفاده شده است. خواص اپتیکی این نوع شیشه بر اساس اطلاعات گزارش شده توسط آزمایشگاه بین‌المللی ال بی ان ال (LBNL) مطابق مرجع [32] محاسبه شده‌است و در جدول (۳) نشان داده شده است.



شکل ۳ لایه‌های دیوار خارجی

در این مطالعه، برای سرعت، شرایط مرزی عدم لغزش روی تمام دیوارها در نظر گرفته شده است. همچنین کف و دیوارهای داخلی به‌عنوان سطوح عایق حرارتی فرض شده‌است. برای سطح خارجی پنجره و دیوار خارجی، شرط مرزی جابجایی همراه با تابش (میکس) اعمال شده‌است. برای سطح بدن انسان، شرط مرزی شار ثابت در نظر گرفته شده که معادل نرخ متابولیک انسان در حالت ایستاده و راحت است و مقدار آن برابر با $70W/m^2$ می‌باشد [24]. همچنین، در این تحقیق همان‌طور که در رابطه (۱۳) نشان داده شده‌است، از همبستگی ناسلت-یورگس (Nusselt-Jürges Correlation) برای محاسبه ضریب انتقال حرارت باد بر روی سطح خارجی دیوار خارجی استفاده گردیده است [25].

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

در معادله فوق، V_w مؤلفه مماسی سرعت باد و T_a دمای محیط بیرونی است که از داده‌های هواشناسی (<http://www.wunderground.com>) استخراج می‌شوند. دیوار خارجی زبر و سطح پنجره صاف در نظر گرفته شده‌اند و ثابت-های C_1 ، C_2 و n با توجه به زبری سطح و بازه سرعت باد به کمک منبع [26] تعیین می‌شوند. شار تابشی به‌عنوان یک شرط مرزی ترکیبی از انتقال حرارت همرفت و تابش در نظر گرفته می‌شود. برای این منظور، باید با نوشتن معادله بقای انرژی روی سطح خارجی دیوار، دمای تابشی خارجی محاسبه شود.

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

جدول ۲ خواص ترموفیزیکی اجزا سازنده دیوار

اجزا	جنس	ضخامت (m)	C_p (J/kg.K)	p (kg/m ³)	K (W/m.K)	مرجع
پنجره	شیشه	۰/۰۰۶	۷۵۰	۲۵۰۰	۱/۴	[12]
دیوار خارجی	مالات	۰/۰۱	۸۰۰	۲۰۰۰	۱/۵	[29]
دیوار خارجی	عایق	۰/۰۲	۱۳۸۰	۲۵	۰/۰۳۹	[30]
دیوار خارجی	بتن تقویت شده	۰/۱۵	۸۸۰	۲۲۰۰	۱/۴	[29]
دیوار خارجی	نما (کاشی)	۰/۰۱	۸۴۰	۲۴۰۰	۱/۳	[29]

جدول ۳ خواص اپتیکی شیشه پوشش دار [32]

بازه طول موجی	ضریب عبور	ضریب جذب	انعکاس ضریب
Direct visible ($0.38 < \lambda < 0.78\mu\text{m}$)	۰/۲۳۴	۰/۴۰۲	۰/۳۶۴
Direct IR ($\lambda > 0.78\mu\text{m}$)	۰/۱۹۹	۰/۲۹۶	۰/۵۳۲

 $\bar{T}_{MRT,irr}$

$$= \sqrt[4]{\sum_{i=1}^N F_{s \rightarrow i} T_i^4 + \frac{C_{dn}}{\epsilon_s \sigma} \left(\alpha_{irr,d} \sum_{j=1}^M F_{s \rightarrow j} I_{d,j} + C_s \alpha_{irr,b} f_p I_b \right)} \quad (15)$$

برای محاسبه ضرایب دید میان فرد و سطوح اطراف برای محیط‌های بسته متوازی‌السطوح می‌توان از روابط تحلیلی پیشنهادشده استفاده نمود. در مطالعه حاضر از رابطه پیشنهادشده توسط کانستمر و (Cannismro) و همکاران استفاده شد. این رابطه برای حالت ایستاده افراد به صورت معادله (۱۶) است [35]:

$$F_{P \rightarrow A} = 0.118 \times \left(1 - \exp \frac{-a/c}{\tau} \right) \times \left(1 - \exp \frac{-b/c}{\lambda} \right) \quad (16)$$

که در آن

$$\begin{cases} \tau = 1.216 + 0.169 \frac{a}{c} \\ \lambda = 0.717 + 0.087 \frac{b}{c} + 0.052 \frac{a}{c} \end{cases} \quad (17)$$

رابطه (۱۸) ضریب تصحیح رابطه (۱۶) است.

$$F_{P \rightarrow A}^{corr} = \frac{F_{P \rightarrow A}}{\sum_{i=1}^N F_{P \rightarrow i}} \quad (18)$$

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 می‌باشد.

محاسبه فاکتور سطح تصویر شده در رابطه (۱۸) با به کارگیری الگوریتم ارائه شده توسط ریزو (Rizzo) و همکاران [36]، صورت گرفته است. این الگوریتم برای انسان در حالت ایستاده به صورت زیر است.

$$f_p(\theta, \phi) = \sum_{i=0}^4 B_i(\phi) \cdot \theta^i \quad (19)$$

که در آن

$$B_i(\phi) = \sum_{j=0}^3 B_{ij} \cdot \phi^j \quad (20)$$

روابط آسایش حرارتی

به منظور بررسی شرایط آسایش حرارتی در اتاق مورد مطالعه، از مدل آسایش حرارتی فنر [33] استفاده شد. معادلاتی که مقدار پی‌ام‌وی از آن محاسبه می‌شود، در ضمیمه آورده شده است (روابط ۱ تا ۴ ضمیمه) و همچنین درصد نارضایتی پیش‌بینی شده ((Predicted Percentage of Dissatisfied (PPD)) به صورت رابطه (۵) ضمیمه می‌باشد [24]. به منظور محاسبه معادلات آسایش حرارتی، ابتدا حل عددی معادلات دینامیک سیالات محاسباتی برای شبیه‌سازی میدان جریان و توزیع دما در محیط انجام می‌شود. در این مرحله، شرایط مرزی اعمال می‌شود و تأثیر آن بر پارامترهای محیطی محاسبه می‌گردد. پس از اتمام حل عددی، داده‌های لازم شامل دمای هوای محلی، سرعت هوا و دمای تابشی میانگین از نتایج شبیه‌سازی استخراج می‌شوند. در آسایش حرارتی پی‌ام‌وی داده می‌شوند.

در معادله (۱) از ضمیمه، M نرخ سوخت و ساز بدن فرد ایستاده در اتاق است. W میزان کار مکانیکی فرد را نشان می‌دهد. در این پژوهش فرد ایستاده با لباس سبک تابستانی ($I_{cl}=0.5$ $m^2.K/W$) 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 می‌آیند و $\bar{t}_r$ دمای متوسط تشعشعی است. از آنجایی که در محاسبه پی‌ام‌وی (معادله شماره (۱) ضمیمه) 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 تشعشعی از الگوریتم جنوسا و همکاران [34] مطابق رابطه (۱۵) استفاده شده است.

توسط مطالعه حاضر با نتایج به دست آمده از رابطه (Correlation) ارائه شده در مرجع [39] که برای یک اتاق به ابعاد ۳ (متر) × ۳ (متر) × ۳ (متر) است و دمای سقف بین صفر درجه سانتی گراد تا ۲۵ درجه سانتی گراد و دمای دیوارها بین ۲۸ تا ۳۶ درجه سانتی - گراد متغیر است و کف اتاق عایق در نظر گرفته شده، مقایسه شده و در جدول (۴) ارائه شده است. میانگین خطا در هر دو مورد کمتر از ۵ درصد است که صحت برآورد ضریب انتقال حرارت محاسبه شده را نشان می دهد. رابطه ارائه شده توسط کاراداغ، جهت محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی بر اساس اختلاف هوای اتاق با دمای سطح سقف به صورت رابطه (۲۱) است [39].

$$h_{cc} = 2.6 \times (T_i - T_c)^{0.27} \quad (21)$$

که در آن h_{cc} : ضریب انتقال حرارت جابجایی بر روی سطح سقف، T_i : میانگین دمای هوای اتاق و T_c : دمای سطح سقف است. رابطه ارائه شده توسط کاراداغ، جهت محاسبه ضریب انتقال حرارت تشعشی بر اساس اختلاف دمای هوای اتاق با دمای سطح سقف به صورت رابطه (۲۲) است [39].

$$h_{cr}/h_{cc} = 3 \times \varepsilon \times (T_i - T_c)^{-0.3} \quad (22)$$

که در آن h_{cr} : ضریب انتقال حرارت تشعشی بر روی سطح سقف سرد (وات بر مترمربع) و ε : ضریب گسیل است.

جدول ۴ مقایسه ضریب انتقال حرارت جابجایی و نسبت ضریب انتقال حرارت تشعشی به ضریب انتقال حرارت جابجایی بر حسب اختلاف دمای هوای داخل اتاق و سطح سقف در پژوهش حاضر و مرجع [39]

$T_i - T_c$ (°C)	h_{cc} (w/m ²)		خطا (%)	h_{cr}/h_{cc}		خطا (%)
	پژوهش حاضر	نتایج آزمایشگاهی		پژوهش حاضر	نتایج آزمایشگاهی	
۸/۳	۳/۶	۳/۷	۳/۷	۱/۲۴	۱/۲۵	۰/۴
۱۲/۱	۴/۳	۴/۵	۴/۶	۱/۰۳	۱/۰۸	۴/۴
۱۵/۹	۴/۹	۵/۱	۳/۷	۰/۸۶	۰/۹۰	۴/۷
۱۹/۷	۵/۳	۵/۶	۴/۴	۰/۷۸	۰/۷۸	۰/۰
۲۳/۶	۵/۸	۵/۸	۱/۰	۰/۷۲	۰/۶۹	-۴/۲
۲۷/۵	۶/۱	۶/۰	-۰/۶	۰/۶۶	۰/۷۰	۵/۲

در روابط فوق θ : زاویه سمت الرأس و ϕ : زاویه ارتفاع است. $\alpha_{irr,b}$ و ε_s به ترتیب ضرایب جذب تابش مستقیم، پخشی و ضریب صدور بدن انسان است که به ترتیب برابر ۰/۷، ۰/۷ و ۰/۹۸ در نظر گرفته می شوند [37]. درصد نارضایتی ناشی از تغییرات دمای هوا در راستای عمودی (قوزک پا با فاصله ۱۰ سانتی متری از کف اتاق تا پیشانی با فاصله ۱۷۰ سانتی متری از کف اتاق) به صورت رابطه (۶) ضمیمه [38] و درصد نارضایتی ناشی از کف گرم اتاق به صورت رابطه (۷) ضمیمه قابل محاسبه است [38].

اعتبارسنجی روش حل

همان طور که در مقدمه گفته شد، مطالعات گسترده ای در مورد بررسی دقیق تشعشع مستقیم خورشیدی و تأثیر آن بر ساختمان ها صورت نگرفته است، به همین دلیل بررسی صحت حل در سه بخش مجزای مدل سازی جریان جابجایی طبیعی و ضریب انتقال حرارت جابجایی، مدل سازی تشعشع توسط مدل مختصات گسسته و ضریب انتقال حرارت تشعشی و توزیع دما در محیطی شامل یک سطح شیشه ای صورت گرفته است.

اعتبارسنجی ضریب انتقال حرارت جابجایی و تشعشع بر روی سقف

به منظور بررسی صحت حل مسئله جابجایی طبیعی و تشعشع و پیش بینی صحیح ضریب انتقال حرارت آن ها، نتایج به دست آمده

سقف برای سقف دما ثابت، دمای نقطه شبنم روی سطح سقف، رطوبت نسبی هوای داخل اتاق و دمای هوای بیرون اتاق در تمامی ساعات در جدول (۵) محاسبه و گزارش شده است.

جدول ۵ دمای هوای بیرون اتاق، رطوبت نسبی داخل اتاق، دمای نقطه شبنم سقف و حداکثر دمای مجاز سقف در ساعات مختلف

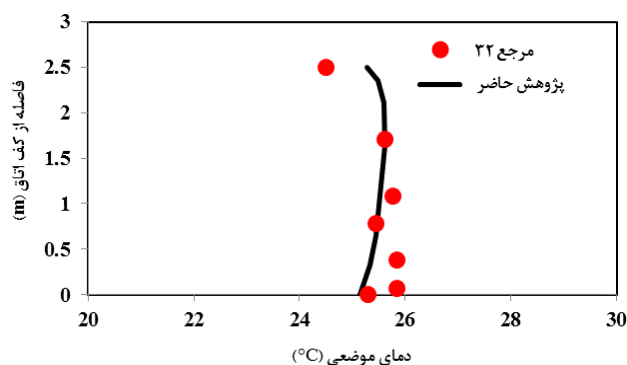
زمان (ساعت)	دمای هوای بیرون اتاق (°C)	رطوبت نسبی (%)	دمای نقطه شبنم سقف (°C)	حداکثر دمای مجاز سقف (°C)
۶	۳۵	۲۲	۲/۶	۲۱/۵
۷	۳۶	۱۹/۸	۱/۲	۲۱
۸	۳۷	۱۷/۶	-۰/۴	۲۰/۵
۹	۳۸	۱۸/۵	۰/۲	۲۰
۱۰	۳۹	۱۸/۵	۰/۲	۱۹/۵
۱۱	۴۰	۱۷/۱	-۰/۷	۱۹
۱۲	۴۱	۱۷/۱	-۰/۷	۱۷/۵
۱۳	۴۱	۱۸/۵	۰/۲	۱۴
۱۴	۴۰	۱۸/۵	۰/۲	۱۲
۱۵	۳۸	۱۹/۸	۱/۲	۱۲/۵
۱۶	۳۶	۲۰/۸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

رطوبت نسبی یکی از عوامل کلیدی به منظور بررسی وقوع میعان بر روی سطح سقف محسوب می‌شود. در این پژوهش، رطوبت نسبی هوای داخل اتاق با مشخص بودن دمای هوای داخل اتاق و بر اساس داده‌های هواشناسی محیط بیرون محاسبه گردید. فرض شد که میزان رطوبت مطلق هوای داخل و خارج یکسان است و بر همین اساس، دمای نقطه شبنم بر روی سقف اتاق تعیین شد. نتایج نشان داد که در هیچ‌یک از ساعات شبانه‌روز، دمای نقطه شبنم به حدی نمی‌رسد که امکان میعان روی سطح سقف وجود داشته باشد. درواقع بیشترین مقدار رطوبت نسبی در اتاق، برابر با ۲۴/۴ درصد، در ساعت ۱۸ ثبت شد که متناظر با دمای نقطه شبنم ۲/۹ درجه سانتی‌گراد است. بنابراین، به دلیل پایین بودن رطوبت هوا در شهر تهران، احتمال وقوع میعان بر روی سقف عملاً منتفی است.

با استفاده از نتایج جدول (۵)، مشخص می‌شود کمینه مقدار برای حداکثر دمای مجاز سقف در شرایط دمای سقف ثابت، در

اعتبارسنجی تغییرات عمودی دمای هوای اتاق

به منظور بررسی تغییرات عمودی دمای اتاق از مطالعه رادوان و همکاران [40] استفاده شده است و شرایط مرزی بدین صورت است که کلیه دیوارها و کف اتاق عایق هستند. سطح پنل آویز دما ثابت (۱۵/۸۳ درجه سانتی‌گراد) است. شکل (۴) مقایسه تغییرات عمودی دمای اتاق بین پژوهش حاضر و مرجع [40] را نشان می‌دهد. نتایج مقایسه نشان‌دهنده میانگین خطا برابر با ۳/۵ درصد با نتایج آزمایشگاهی است. علت خطای را می‌توان فرضیات ساده کننده در پژوهش حاضر نسبت داد، مانند ثابت در نظر گرفتن خواص ترموفیزیکی به جز چگالی هوا. با توجه به کم بودن میزان خطا، نتایج به دست آمده قابل قبول تلقی می‌شود.



شکل ۴ مقایسه تغییرات عمودی دمای اتاق در پژوهش حاضر با نتایج آزمایشگاهی [40]

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 پی‌ام‌وی کمتر از ۰/۵ باشد و هم‌زمان دمای اتاق کمتر از ۲۶ درجه سانتی‌گراد حفظ گردد. این دما با استناد به استاندارد ISO 7730 [24]، 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.

بدین منظور اتاقی با یک پنجره پوشش‌دار و دیوار خارجی مشرف به غرب 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

نارضایتی به واسطه کف گرم اتاق، شاخص پی‌ام‌وی و نارضایتی پیش‌بینی شده (PPD) برای سقف با دمای ثابت و با در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف (ورودی برابر با دما ثابت) محاسبه و گزارش شده است.

بر اساس نتایج ارائه شده در جدول (۶)، مشاهده می‌شود که با افزایش اختلاف دمای سطح سقف، شرایط آسایش حرارتی مختل شده و هرچه میزان این اختلاف دما افزایش یابد، سطح آسایش حرارتی به طور قابل توجهی کاهش می‌یابد. در شکل (۵)، مقادیر شاخص پی‌ام‌وی و درصد نارضایتی پیش‌بینی شده (PPD) نمایش داده شده است. در شرایطی که دمای سطح سقف ثابت و برابر با ۱۲ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شود، شاخص پی‌ام‌وی در محدوده مطلوب و کمتر از ۰/۵ قرار داشته و درصد نارضایتی (PPD) برابر با ۱۰ درصد است. ایجاد اختلاف دما در سطح سقف منجر به خروج شاخص پی‌ام‌وی از محدوده مطلوب و افزایش درصد نارضایتی می‌شود. به طوری که برای اختلاف دمای ۱، ۳ و ۵ درجه سانتی‌گراد، مقدار پی‌ام‌وی به ترتیب از ۰/۴۹ به ۰/۶۸، ۰/۸۶ و ۱/۱۱ افزایش یافته و درصد نارضایتی (PPD) نیز به ترتیب از ۱۰٪ به ۱۴/۷٪، ۲۰/۶٪ و ۳۱٪ افزایش یافته است.

در شکل (۶)، کانتور دمای دیوارهای اتاق و سطح بدن انسان برای دو حالت دمای سقف ثابت و با تغییرات دمای سقف در ساعت ۱۴ نمایش داده شده است. در حالت دمای ثابت ۱۲ درجه سانتی‌گراد، دمای دیوارها و سطح بدن پایین‌تر است و شرایط آسایش حرارتی بهینه است. با افزایش اختلاف دما در طول مسیر جریان آب در لوله‌های پنل سقفی (۱، ۳ و ۵ درجه سانتی‌گراد)، دمای دیوارها و سطح بدن افزایش یافته و در حالت اختلاف دمای ۵ درجه، آسایش حرارتی کاهش می‌یابد.

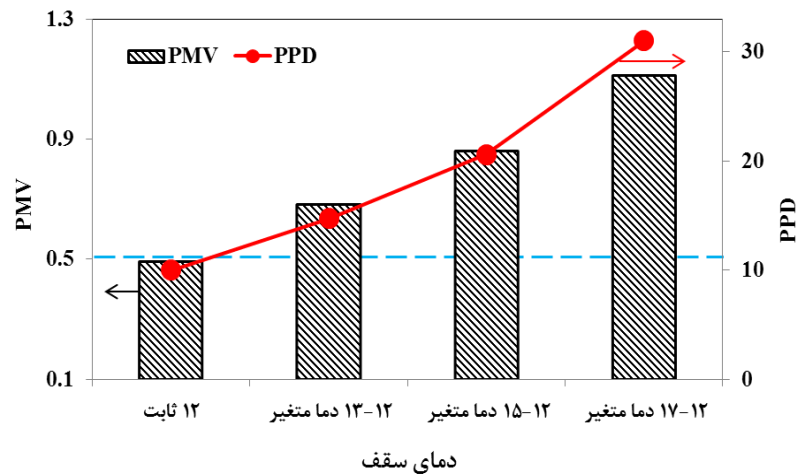
ساعت ۱۴ رخ دهد و مقدار دمای سقف در این حالت برابر با ۱۲ درجه سانتی‌گراد می‌باشد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که این ساعت بیشترین بار سرمایشی برای ایجاد شرایط آسایشی را لازم دارد.

بررسی تغییرات دمای سطح سقف در شرایطی که دمای ورودی پنل با حالت دما ثابت برابر باشد

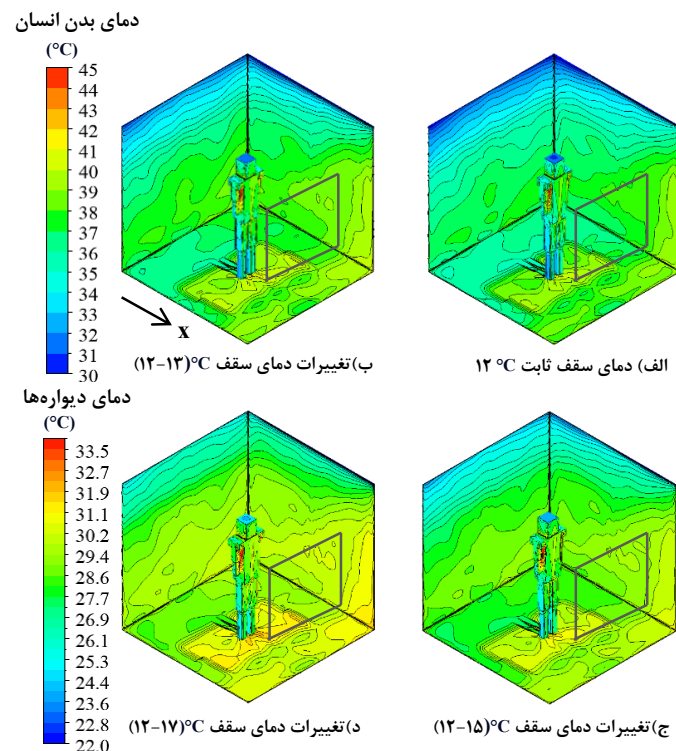
در نظر گرفتن دمای ثابت برای سطح سقف با واقعیت‌های فیزیکی مطابقت ندارد، زیرا این دما به عوامل متعددی همچون جنس لوله‌ها و پنل، میزان انتقال حرارت بین پنل و هوای اطراف، و همچنین دبی آب جاری در لوله‌های پنل بستگی دارد. این عوامل موجب ایجاد اختلاف دمایی میان آب ورودی و خروجی لوله‌های پنل می‌شوند (مطابق شکل ۱). آرایش لوله‌های پنل نقش تعیین‌کننده‌ای در میزان و نحوه ایجاد این اختلاف دما دارد. در این مطالعه، با در نظر گرفتن آرایش لوله‌های پنل مطابق شکل (۱) و وجود یک صفحه توزیع حرارت در زیر لوله‌ها، تغییرات دمایی در امتداد مسیر جریان آب از ورودی تا خروجی به صورت خطی شبیه‌سازی شده است. به منظور بررسی تأثیر این اختلاف دمایی، سه سناریوی اختلاف دمای ۱، ۳ و ۵ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است. تحلیل‌ها در ساعت ۱۴ که حداکثر دمای مجاز سطح سقف برابر با ۱۲ درجه سانتی‌گراد می‌باشد، انجام گرفته است. در این تحلیل، دمای ۱۲ درجه سانتی‌گراد به عنوان دمای مرجع در ورودی در نظر گرفته شده و اختلاف دماهای مذکور در امتداد عمود بر دیوار خارجی اعمال شده‌اند. در جدول (۶) میانگین دمای داخل اتاق، تغییر دمای عمودی (قوزک پا تا سر)، نارضایتی به واسطه اختلاف دمای عمودی، دمای کف اتاق،

جدول ۶ میانگین دمای داخل اتاق، تغییر دمای عمودی (قوزک پا تا سر)، نارضایتی به واسطه اختلاف دمای عمودی، دمای کف اتاق، نارضایتی به واسطه کف گرم اتاق، شاخص پی‌ام‌وی و نارضایتی پیش‌بینی شده (PPD) برای سقف با دما ثابت و در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف (ورودی برابر با دما ثابت)

دمای سقف (°C)	T_{ia} (°C)	PMV	PPD (%)	$\Delta T_{a,h}$ (°C)	PD_{VTG} (%)	T_F (°C)	PD_F (%)
۱۲ ثابت	۲۵/۹۵	۰/۴۹	۱۰/۰	۰/۱۵	۰/۳۹	۲۹/۲۷	۱۲/۷۸
۱۲-۱۳ (اختلاف دما ۱°C)	۲۶/۴۷	۰/۶۸	۱۴/۷	۰/۱۷	۰/۴۰	۲۹/۶۲	۱۳/۶۹
۱۲-۱۵ (اختلاف دما ۳°C)	۲۷/۰۹	۰/۸۶	۲۰/۶	۰/۲۵	۰/۴۲	۳۰/۳۴	۱۵/۶۴
۱۲-۱۷ (اختلاف دما ۵°C)	۲۷/۹۲	۱/۱۱	۳۱/۰	۰/۳۱	۰/۴۵	۳۱/۱۰	۱۷/۸۹



شکل ۵ مقدار شاخص پی‌ام‌وی و درصد نارضایتی پیش‌بینی‌شده (PPD) در اتاق با دمای سقف ثابت و در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف (ورودی برابر با دما ثابت) در ساعت ۱۴ برای گرم‌ترین روز میانگین ۱۰ سال اخیر تهران



شکل ۶ کانتور دمای دیوارهای اتاق و سطح بدن انسان در اتاق با دمای سقف ثابت و در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف (ورودی برابر با دما ثابت) در ساعت ۱۴ برای گرم‌ترین روز میانگین ۱۰ سال اخیر تهران

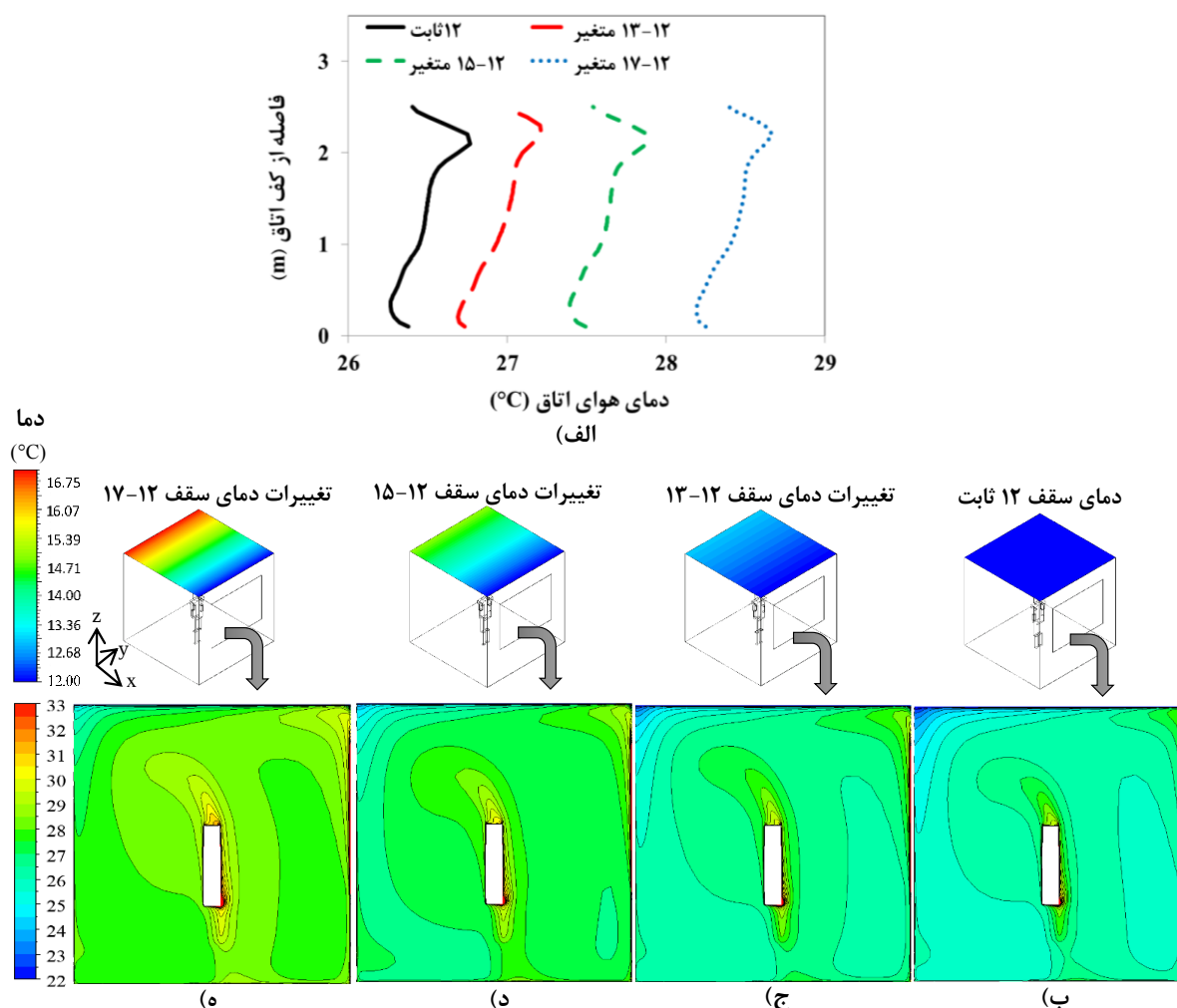
در تمامی حالات کمتر از ۰/۵ درصد می‌باشد و در ناحیه مطلوب است اما میانگین دمای هوای اتاق در حالت در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف (ورودی برابر با دما ثابت) افزایش می‌یابد به‌طوری‌که به‌واسطه اختلاف دمای ۱، ۳ و ۵ درجه میانگین دمای اتاق از ۲۵/۹۵ به ترتیب به ۲۶/۴۷، ۲۷/۰۹ و ۲۷/۹۲ می‌رسد که

در شکل (۷-الف) تغییرات عمودی دمای هوای اتاق در حالت سقف دما ثابت و سقف دما (ورودی برابر با دما ثابت) در ساعت ۱۴ رسم شده است. میزان این اختلاف دمای قوزک پا تا سر در جدول (۶) و میزان نارضایتی به‌واسطه اختلاف دمای عمودی ارائه گردیده است. اگرچه میزان اختلاف دمای عمودی

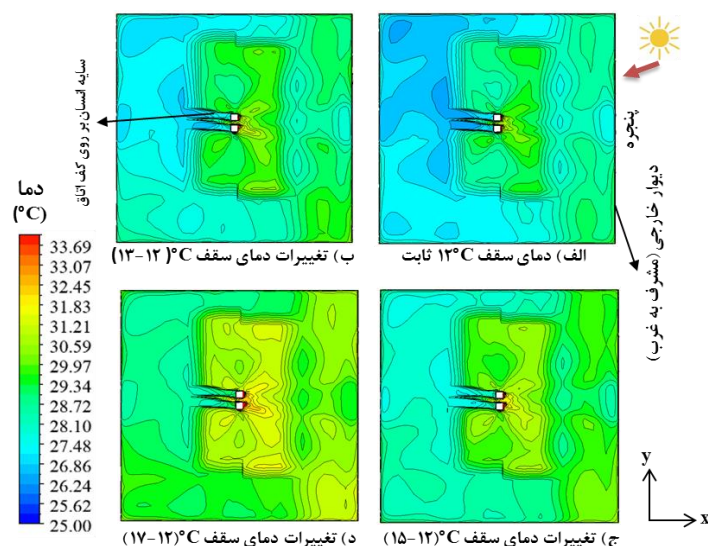
سانتی‌گراد است و با در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف این مقدار افزایش می‌یابد و در حالت اختلاف دمای ۵ درجه به ۳۱ درجه نیز می‌رسد و همچنین میزان نارضایتی به واسطه گرم بودن کف اتاق نیز از ۱۲/۸ در حالت دمای سقف ثابت، افزایش یافته و در حالت اختلاف دمای ۵ درجه به ۱۷/۹ درصد می‌رسد (مطابق جدول ۶). کانتور دمای شکل (۸) نیز گرم‌تر شدن کف اتاق را در شرایط در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف، نسبت به دما سقف ثابت نشان می‌دهد و هرچقدر اختلاف دمای سقف افزایش می‌یابد دمای کف اتاق نیز گرم‌تر می‌شود.

نشان‌دهنده عدم برقراری شرایط آسایش حرارتی در حالت در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف است. شکل (۷-ب تا ه) کانتور دمای هوای اتاق در صفحه مرکزی عمود بر دیوار خارجی را نشان می‌دهد. افزایش دمای هوای اتاق در حالت در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف و مخصوصاً در اختلاف دما ۵ درجه نسبت به شرایط سقف دما ثابت مشخص است.

شکل (۸) کانتور دمای کف اتاق در ساعت ۱۴ برای اتاق با سقف دما ثابت و حالت در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف (ورودی برابر با دما ثابت) را نشان می‌دهد. دمای موضوعی کف گرم اتاق نزدیک انسان در حالت سقف دما ثابت ۲۹ درجه



شکل ۷ (الف) تغییرات عمودی دمای هوا در مرکز اتاق، (ب) کانتور دمای هوا در صفحه میانی عمود بر دیوار خارجی ($y=1/5m$)، در اتاق با دمای سقف ثابت و در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف (ورودی برابر با دما ثابت) در ساعت ۱۴ برای گرم‌ترین روز میانگین ۱۰ سال اخیر تهران



شکل ۸ کانتور دمای کف اتاق، در اتاق با دمای سقف ثابت و در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف (ورودی برابر با دما ثابت) در ساعت ۱۴ برای گرم‌ترین روز میانگین ۱۰ سال اخیر تهران

است. در شرایط در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف (میانگین برابر با دما ثابت) شاخص پی‌ام‌وی در محدوده نامطلوب (بزرگ‌تر از ۰/۵) باقی می‌ماند و درصد نارضایتی پیش‌بینی شده نیز بیشتر از ۱۰٪ می‌شود. به واسطه اختلاف دمای ۱، ۳ و ۵ درجه سانتی‌گراد، مقدار پی‌ام‌وی به ترتیب از ۰/۴۹ به ۰/۵۲، ۰/۵۵ و ۰/۵۹ افزایش یافته و درصد نارضایتی (PPD) نیز به ترتیب از ۱۰٪ به ۱۰/۶٪، ۱۱/۲٪ و ۱۲/۳٪ افزایش یافته است.

در شکل (۱۰-الف) تغییرات عمودی دمای هوای اتاق در حالت سقف دما ثابت و سقف دما (میانگین برابر با دما ثابت) در ساعت ۱۴ رسم شده است. علاوه بر اینکه میزان اختلاف دمای عمودی در تمامی حالات کمتر از ۰/۵ درصد می‌باشد و در ناحیه مطلوب است. همچنین میانگین دمای هوای اتاق در حالت در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف (میانگین برابر با دما ثابت) نزدیک به میانگین دمای هوا اتاق در حالت دمای سقف ثابت می‌یابد به طوری که به واسطه اختلاف دمای ۱، ۳ و ۵ درجه میانگین دمای اتاق از ۲۵/۹۵ به ترتیب به ۲۵/۹۹، ۲۶/۰۱ و ۲۶/۰۲ می‌رسد که نشان‌دهنده برقراری شرایط آسایش حرارتی در حالت در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف است. شکل (۱۰-ب تا ه) کانتور دمای هوای اتاق در صفحه مرکزی عمود بر دیوار خارجی را نشان می‌دهد. شباهت دمای هوای اتاق در حالت در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف (میانگین برابر با دما ثابت) نسبت به شرایط سقف دما ثابت مشخص است.

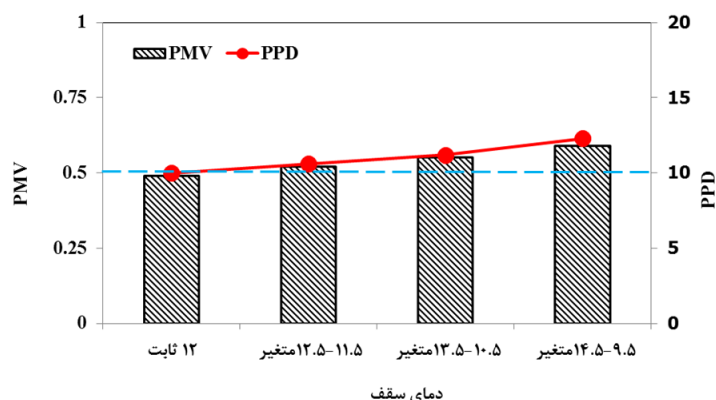
بررسی تغییرات دمای سطح سقف در شرایطی که میانگین دمای پنل با حالت دما ثابت برابر باشد

در این بخش میانگین دمای سقف در حالت در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف را، برابر با حداکثر دمای مجاز سقف در حالت دما ثابت در نظر گرفته می‌شود. بدین منظور برای اختلاف دمای ۱ درجه دمای ورودی ۱۱/۵ تا ۱۲/۵ و برای اختلاف دمای ۳ درجه ۱۰/۵ تا ۱۳/۵ درجه و برای اختلاف دمای ۵ درجه دما ورودی ۹/۵ تا ۱۴/۵ درجه در نظر گرفته شده است. در جدول (۷) میانگین دمای داخل اتاق، تغییر دمای عمودی (قوزک پا تا سر)، نارضایتی به واسطه اختلاف دمای عمودی، دمای کف اتاق، نارضایتی به واسطه کف گرم اتاق، شاخص پی‌ام‌وی و نارضایتی پیش‌بینی شده (PPD) برای سقف با دمای ثابت و با در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف (میانگین برابر با دما ثابت) محاسبه شده است.

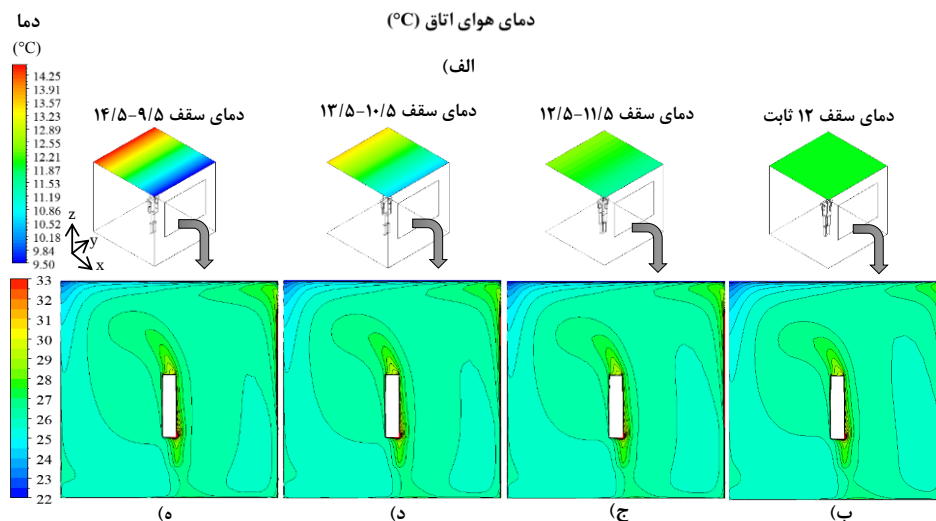
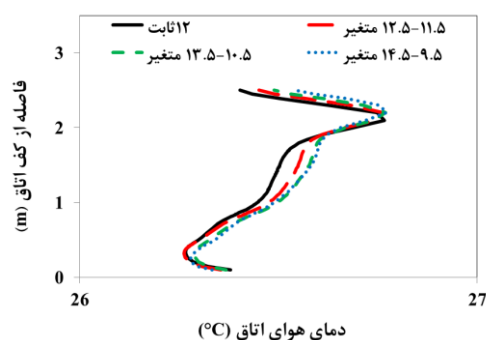
بر اساس نتایج ارائه شده در جدول (۷)، مشاهده می‌شود در حالت در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف، به نحوی که میانگین دمای سقف با حالت دما ثابت برابر باشد، بسیاری از پارامترها به شرایط آسایش حرارتی نزدیک شده است اما مقدار شاخص پی‌ام‌وی در محدوده عدم آسایش حرارتی (بزرگ‌تر از ۰/۵) قرار دارد. در شکل (۹)، مقادیر شاخص پی‌ام‌وی و درصد نارضایتی پیش‌بینی شده (PPD) برای سقف دما ثابت و حالت در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف (میانگین برابر با دما ثابت) نمایش داده شده

جدول ۷ میانگین دمای داخل اتاق، تغییر دمای عمودی (قوزک پا تا سر)، نارضایتی به واسطه اختلاف دمای عمودی، دمای کف اتاق، نارضایتی به واسطه کف گرم اتاق، شاخص پی‌ام‌وی و نارضایتی پیش‌بینی‌شده (PPD) برای سقف با دما ثابت و در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف (میانگین برابر با دما ثابت)

دمای سقف (°C)	T_{ia} (°C)	PMV	PPD (%)	$\Delta T_{a,h}$ (°C)	PD_{VTG} (%)	T_F (°C)	PD_F (%)
ثابت ۱۲	۲۶/۹۵	۰/۴۹	۱۰/۰	۰/۱۵	۰/۳۹	۲۹/۲۷	۱۲/۷۸
۱۲/۵-۱۱/۵ (اختلاف دما ۱°C)	۲۵/۹۹	۰/۵۲	۱۰/۶	۰/۲۱	۰/۴۱	۲۹/۲۴	۱۲/۶۹
۱۳/۵-۱۰/۵ (اختلاف دما ۳°C)	۲۶/۰۱	۰/۵۵	۱۱/۲	۰/۲۲	۰/۴۱	۲۹/۲۴	۱۲/۶۹
۱۴/۵-۹/۵ (اختلاف دما ۵°C)	۲۶/۰۲	۰/۵۹	۱۲/۳	۰/۲۷	۰/۴۳	۲۹/۲۱	۱۲/۶۵



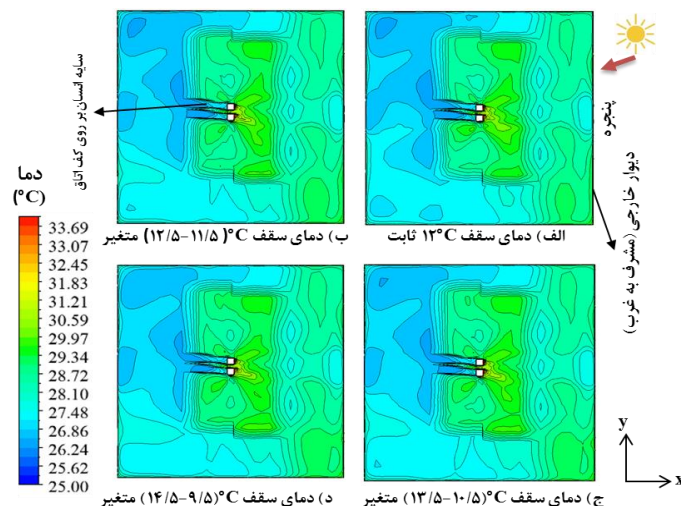
شکل ۹ مقدار شاخص پی‌ام‌وی و درصد نارضایتی پیش‌بینی‌شده (PPD) در مرکز اتاق برای دمای سقف ثابت و در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف (میانگین برابر با دما ثابت) در ساعت ۱۴ برای گرم‌ترین روز میانگین ۱۰ سال اخیر تهران



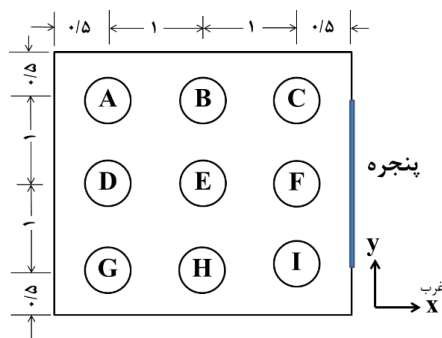
شکل ۱۰ (الف) تغییرات عمودی دمای هوا در مرکز اتاق، (ب) کانتور دمای هوا در صفحه میانی عمود بر دیوار خارجی ($y=1/5m$)، در اتاق با دمای سقف ثابت و در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف (میانگین برابر با دما ثابت) در ساعت ۱۴ برای گرم‌ترین روز میانگین ۱۰ سال اخیر تهران

ثابت است (مطابق جدول ۷). کانتور دمای شکل (۱۱) نیز ثابت ماندن کف اتاق را در شرایط در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف (میانگین برابر دما ثابت) نسبت به دما سقف ثابت نشان می‌دهد. به منظور بررسی دقیق‌تر شرایط آسایش حرارتی، اتاق به ۹ ناحیه مختلف مطابق شکل (۱۲) تقسیم‌بندی شده است و با قرار گرفتن انسان در هر یک از این نقاط مقدار پی‌ام‌وی برای این نقاط محاسبه شده است و نتایج آن در جدول (۸) ارائه گردیده است.

شکل (۱۱) کانتور دمای کف اتاق در ساعت ۱۴ برای اتاق با سقف دما ثابت و حالت در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف (میانگین برابر با دما ثابت) را نشان می‌دهد. دمای موضوعی کف گرم اتاق نزدیک انسان در حالت سقف دما ثابت ۲۹ درجه سانتی‌گراد است و حالت در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف (میانگین برابر با دما ثابت) این مقدار تغییر چندانی نداشته است و همچنین میزان نارضایتی به واسطه گرم بودن کف اتاق نیز تقریباً



شکل ۱۱ کانتور دمای کف اتاق، در اتاق با دمای سقف ثابت و در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف (میانگین برابر با دما ثابت) در ساعت ۱۴ برای گرم‌ترین روز میانگین ۱۰ سال اخیر تهران

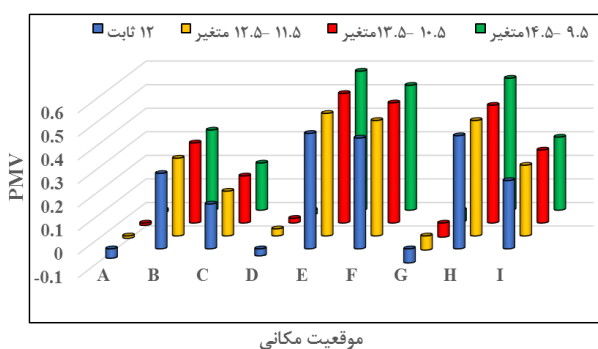


شکل ۱۲ تقسیم‌بندی اتاق به ۹ ناحیه مختلف

جدول ۸ مقدار شاخص پی‌ام‌وی برای ناحیه‌های مختلف اتاق (مطابق شکل ۱۲) برای سقف با دما ثابت (میانگین برابر با دما ثابت)

دمای سقف (°C)	PMV برای موقعیت مکانی								
	A	B	C	D	E	F	G	H	I
دما ثابت	-۰/۰۴	۰/۳۲	۰/۱۹	-۰/۰۳	۰/۴۹	۰/۴۷	-۰/۰۶	۰/۴۸	۰/۲۹
(اختلاف دما ۱°C) ۱۲/۵-۱۱/۵	-۰/۰۱	۰/۳۳	۰/۱۹	-۰/۰۳	۰/۵۲	۰/۴۹	-۰/۰۶	۰/۴۹	۰/۳۰
(اختلاف دما ۳°C) ۱۳/۵-۱۰/۵	-۰/۰۱	۰/۳۴	۰/۲۰	-۰/۰۲	۰/۵۵	۰/۵۱	-۰/۰۶	۰/۵۰	۰/۳۱
(اختلاف دما ۵°C) ۱۴/۵-۹/۵	-۰/۰۱	۰/۳۴	۰/۲۰	-۰/۰۲	۰/۵۹	۰/۵۳	-۰/۰۵	۰/۵۶	۰/۳۱

وجود آمدن گرادیان دما در سقف امری اجتناب‌ناپذیر است، دستیابی به شرایط آسایش حرارتی کاهش دمای سقف بیشتری می‌باشد. با انجام شبیه‌سازی‌های بیشتر، برای اختلاف دمای ۱، ۳ و ۵ درجه سانتی‌گراد در سقف، نتایج نشان داد که به‌منظور تضمین شرایط آسایش حرارتی در تمامی نواحی (پی‌ام‌وی کمتر از ۰/۵)، بازه دمایی سقف باید به ترتیب در محدوده‌های (۱۱/۲ تا ۱۲/۲)، (۱۰/۱ تا ۱۳/۱) و (۸/۷ تا ۱۳/۷) درجه سانتی‌گراد تنظیم شود. این نتایج نشان‌دهنده ضرورت تنظیم دقیق گرادیان دما و تعیین بازه‌های مناسب دمایی در حالت در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف است تا شرایط آسایش حرارتی در تمام نواحی اتاق فراهم گردد.



شکل ۱۳ مقدار شاخص پی‌ام‌وی برای ناحیه‌های مختلف اتاق (مطابق شکل ۱۲) برای سقف با دما ثابت و در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف (میانگین برابر با دما ثابت)

جمع‌بندی

مطالعه حاضر، به بررسی عملکرد پنل‌های سرمایش تشعشعی سقفی و بررسی شرایط آسایش حرارتی با در نظر گرفتن حضور انسان در یک اتاق و همچنین تاثیر تغییرات دمای سقف، پرداخته است. مطالعه بر روی اتاق با دیوار خارجی مشرف به غرب و پنجره پوشش‌دار برای گرم‌ترین روز میانگین ۱۰ سال اخیر شهر تهران انجام شده است و نتایج نشان داد که:

۱. حداکثر دمای مجاز سقف از ساعت ۶ صبح تا ۱۴ ظهر کاهش می‌یابد و از ساعت ۱۴ تا ۱۸ روند افزایش دارد به عبارت دیگر، بیشینه بار سرمایشی موردنیاز برای اتاق با دمای سقف ثابت، در ساعت ۱۴ صورت گرفت و در این حالت حداکثر دمای مجاز سطح سقف در حدود ۱۲°C به‌دست آمده است.

بر اساس نتایج ارائه‌شده در جدول (۸)، مشاهده می‌شود که در حالت دمای ثابت سقف، شاخص پی‌ام‌وی در تمامی نواحی اتاق کمتر از ۰/۵ بوده و هر ۹ ناحیه در محدوده آسایش حرارتی قرار دارند. در مقابل، با در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف با اختلاف دمای ۱ درجه سانتی‌گراد، ناحیه مرکزی اتاق (نقطه E) با مقدار پی‌ام‌وی ۰/۵۲ از محدوده آسایش حرارتی خارج‌شده، درحالی‌که ۸ ناحیه دیگر همچنان در این محدوده باقی می‌مانند. با افزایش اختلاف دمای سقف به ۳ درجه سانتی‌گراد، علاوه بر ناحیه E با پی‌ام‌وی ۰/۵۱، ناحیه F با پی‌ام‌وی ۰/۵۵ نیز از محدوده آسایش حرارتی خارج می‌شود. در شرایطی که اختلاف دمای سقف به ۵ درجه سانتی‌گراد افزایش می‌یابد، شاخص پی‌ام‌وی ناحیه H با پی‌ام‌وی ۰/۵۹ نیز از ۰/۵ فراتر می‌رود و این ناحیه نیز از محدوده آسایش حرارتی خارج می‌شود. شکل (۱۳) نیز مقادیر شاخص پی‌ام‌وی را برای نواحی مختلف اتاق نشان می‌دهد. با تحلیل این نتایج می‌توان نتیجه‌گیری کرد که حفظ دمای ثابت سقف یک حالت ایده‌آل برای دستیابی به آسایش حرارتی در تمامی نواحی اتاق است. در مقابل، هرچه گرادیان دمای سقف افزایش یابد، تعداد نواحی خارج از محدوده آسایش حرارتی بیشتر می‌شود، که این موضوع نشان‌دهنده تأثیر منفی گرادیان دما بر شرایط آسایش حرارتی در محیط اتاق است.

شایان‌ذکر است که نواحی E، F و H به دلیل قرارگیری در معرض تابش مستقیم خورشید، شاخص پی‌ام‌وی بالاتری را تجربه کرده‌اند که در بازه ۰/۴۷ تا ۰/۵۹ قرار دارد. این موضوع نشان‌دهنده تأثیر قابل‌توجه تابش خورشیدی بر آسایش حرارتی در این نواحی است. در مقابل، نواحی دورتر از پنجره اتاق که در سایه قرار دارند، مانند نواحی A، D و G، مقادیر بسیار پایین‌تری از شاخص پی‌ام‌وی را نشان می‌دهند که بین ۰/۰۶- تا ۰/۰۱- متغیر است. از سوی دیگر، نواحی B، C و I که بخشی از آنها در معرض تابش خورشید قرار گرفته‌اند، مقادیر متوسطی از شاخص پی‌ام‌وی را نشان می‌دهند که در بازه ۰/۱۹ تا ۰/۳۴ قرار دارند. این اختلاف در مقادیر شاخص پی‌ام‌وی به‌وضوح نشان می‌دهد که تابش خورشید و موقعیت نسبی انسان در نواحی مختلف، تأثیر مستقیمی بر شرایط آسایش حرارتی در اتاق دارند. با بررسی شرایط آسایش حرارتی با در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف، درحالی‌که میانگین دمای سقف در این حالت با حالت دمای ثابت برابر در نظر گرفته‌شده است، مشخص شد که باوجود بهبود شرایط، همچنان برخی شاخص‌ها مانند شاخص پی‌ام‌وی، مقادیر بالاتر از ۰/۵ را نشان می‌دهند. از آنجا که به

شود. ثانیاً، در این شبیه‌سازی، حالت فیزیکی فرد به‌صورت ایستاده و با لباس نخی در نظر گرفته شده است. برای دستیابی به نتایج جامع‌تر، پیشنهاد می‌شود حالت‌های مختلف فیزیکی (مانند نشسته، خوابیده) و فعالیت‌های متابولیکی متنوع، همراه با انواع مختلف لباس‌ها، مورد بررسی قرار گیرد. علاوه بر این، در این مطالعه، هوای داخل اتاق به‌صورت یک سیستم ایزوله در نظر گرفته شده و تأثیر سیستم‌های تهویه و تبادل هوا با محیط بیرون نادیده گرفته شده است. بررسی نقش تهویه و تأثیر آن بر آسایش حرارتی می‌تواند به عنوان یک موضوع پژوهشی در مطالعات آینده مورد توجه قرار گیرد. همچنین، به منظور کاهش هزینه‌های محاسباتی، لوله‌های سیستم سرمایش تابشی به‌صورت واقعی مدل‌سازی نشده‌اند و به جای آن، شرط مرزی سقف با گرادیان دمای مشخص اعمال شده است. پیشنهاد می‌شود در پژوهش‌های آینده، لوله‌های سقف به‌صورت واقعی با آرایش‌های مختلف مدل‌سازی شوند و با نتایج این مطالعه مقایسه گردد تا دقت و قابلیت اطمینان مدل افزایش یابد.

ضمیمه

معادلاتی که مقدار پی‌ام‌وی از آن محاسبه می‌شود، (روابط ۱ تا ۴) و همچنین درصد نارضایتی پیش‌بینی شده به‌صورت رابطه (۵) می‌باشد [24]. درصد نارضایتی ناشی از تغییرات دمای هوا در راستای عمودی (قوزک پا تا پیشانی) به‌صورت رابطه (۶) [38] و درصد نارضایتی ناشی از کف گرم اتاق به‌صورت رابطه (۷) قابل محاسبه است [38].

$$PMV = [0.303 \cdot \exp(-0.036 \cdot M) + 0.028] \times \{(M - W) - 3.05 \times 10^{-3} \times [5733 - 6.99 \times (M - W) - p_a] - 0.42 \times [(M - W) - 58.15] - 1.7 \times 10^{-5} \times M \times (5867 - p_a) - 0.0014 \times M \times (34 - T_a) - 3.96 \times 10^{-8} \times f_{cl} \times [(T_{cl} + 273)^4 - (\bar{T}_r + 273)^4] - f_{cl} \times h_c \times (T_{cl} - T_a)\} \quad (1)$$

$$T_{cl} = 35.7 - 0.028 \times (M - W) - I_{cl} \times \{3.96 \times 10^{-8} \times f_{cl} \times [(T_{cl} + 273)^4 - (\bar{T}_r + 273)^4] + f_{cl} \times h_c \times (T_{cl} - T_a)\} \quad (2)$$

۲. با بررسی میزان رطوبت داخل اتاق در ساعت مختلف و همچنین دمای نقطه شبنم روی سطح سقف مشخص گردید که هیچ حالتی پدیده میعان بر روی سطح سقف رخ نمی‌دهد. ۳. با مقایسه سقف دما ثابت و در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف، به‌طوری‌که دمای ورودی آب به لوله‌های پنل برابر با شرایط دما ثابت باشد و اختلاف دمای سقف برابر با ۱، ۳، ۵ و ۷ درجه سانتی‌گراد باشد، مشخص شد که در این حالت شرایط آسایش حرارتی نقض می‌شود و دمای هوای اتاق و دمای کف اتاق از مقدار مجاز عبور می‌کنند و شاخص پی‌ام‌وی نیز نسبت به حالت دما ثابت از مقدار ۰/۴۹ به ترتیب به مقدار ۰/۶۸، ۰/۸۶ و ۱/۱۱ می‌رسد. ۴. با در نظر گرفتن تغییرات دمای سقف به‌طوری‌که میانگین دما لوله‌های پنل برابر با شرایط دما ثابت باشد، نتایج بسیار به شرایط آسایش حرارتی نزدیک می‌شود و دمای هوای اتاق، دمای کف اتاق و شاخص پی‌ام‌وی شباهت بسیاری با حالت دما ثابت دارند. اما شاخص پی‌ام‌وی در این حالت همچنان بالاتر از ۰/۵ و به ترتیب به مقادیر ۰/۵۲، ۰/۵۵ و ۰/۵۹ می‌باشد.

۵. با تقسیم‌بندی اتاق به ۹ ناحیه مختلف، نتایج نشان داد که در شرایطی که دمای سقف به‌صورت ثابت در نظر گرفته شود، تمامی نواحی در محدوده آسایش حرارتی قرار دارند. با اعمال اختلاف دمای ۱°C در سقف، تنها ناحیه مرکزی از شرایط آسایش حرارتی خارج می‌شود. در شرایط اعمال اختلاف دمای ۳°C، تعداد نواحی خارج از آسایش حرارتی به دو ناحیه افزایش یافته و در اختلاف دمای ۵°C، این تعداد به سه ناحیه می‌رسد. این نتایج نشان‌دهنده تأثیر اختلاف دمای سقف بر توزیع آسایش حرارتی در نواحی مختلف اتاق است. ۶. به‌منظور تضمین شرایط آسایش حرارتی در تمامی نواحی (پی-ام‌وی کمتر از ۰/۵)، بازه دمایی سقف باید برای تغییرات دمای سقف ۱، ۳ و ۵ درجه سانتی‌گراد به ترتیب در محدوده‌های (۱۱/۲ تا ۱۲/۲)، (۱۰/۱ تا ۱۳/۱) و (۸/۷ تا ۱۳/۷) درجه سانتی‌گراد تنظیم شود.

در این مطالعه، محدودیت‌هایی وجود دارد که باید در نظر گرفته شود. اولاً، تأثیر تجهیزات الکتریکی و گرمایی نظیر لامپ‌ها و سایر دستگاه‌ها بر توزیع دما، میدان سرعت و پارامترهای آسایش حرارتی نادیده گرفته شده است. پیشنهاد می‌شود در پژوهش‌های آینده، تأثیر این تجهیزات به‌صورت دقیق بررسی

شفاف نور گذر λ فرد			
h_c	(W/m ² .K)	ضریب انتقال حرارت جابه-جایی	$f_{cl} = \begin{cases} 1 + 1.29 \cdot I_{cl} & : I_{cl} \leq 0.078 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \\ 1.05 + 0.645 \cdot I_{cl} & : I_{cl} > 0.078 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \end{cases}$
h_{cc}	(W/m ²)	ضریب انتقال حرارت جابه-جایی بر روی سطح سقف سرد	$h_c = \begin{cases} 2.38 \times T_{cl} - T_a ^{0.25} & \text{if: } 2.38 \times T_{cl} - T_a ^{0.25} > 12.1 \times \sqrt{v_{ar}} \\ 12.1 \times \sqrt{v_{ar}} & \text{if: } 2.38 \times T_{cl} - T_a ^{0.25} < 12.1 \times \sqrt{v_{ar}} \end{cases}$
h_{cr}	(W/m ²)	ضریب انتقال حرارت تشعشعی بر روی سطح سقف سرد	(۳)
h_w	(W/m ² .K)	ضریب انتقال حرارت جابه-جایی	$PPD = 100 - 95 \times \exp(-0.03353PMV^4 - 0.2179PMV^2)$
I_b	(W/m ²)	تشعشع مستقیم خورشیدی گذرکننده از سطح شفاف	(۴)
I_{cl}	(m ² .K/W)	مقاومت حرارتی لباس	$PD_{VTG} = \frac{100}{1 + \exp(5.67 - 0.856 \times \Delta t_{a,h})}$
I_d	(W/m ²)	تشعشع پخش خورشیدی گذرکننده از سطح شفاف	(۵)
I_λ	(W/m ²)	شدت شار مستقیم	$PD_F = 100 - 94 \times \exp(-1.387 + 0.118 \times T_F - 0.0025 \times T_F^2)$
k_{eff}	(W/m.K)	هدایت حرارتی مؤثر	(۶)
K	(W/m.K)	ضریب انتقال حرارت هدایتی	
k	(m ² /s ²)	انرژی جنبشی توربولانسی	
K_{eff}	(W/K)	هدایت حرارتی مؤثر	
K_f	(W/K)	هدایت حرارتی سیال	
M	(W/m ²)	نرخ سوخت و ساز بدن	
MRT	(K)	دمای متوسط تشعشعی	
n		ضریب انکسار	
P	(Pa)	فشار	
P_a	(Pa)	فشار جزئی بخار آب	
Pr_t		پرانتل توربولانسی	
PD_F		درصد نارضایتی به واسطه کف گرم اتاق	
PD_{VTG}		درصد نارضایتی اختلاف دمای عمودی قوزک پا تا سر	
PPD		درصد نارضایتی کلی افراد	
PMV		فاکتور پی‌ام‌وی	
Q_c	(W)	شار حرارتی کلی خروجی از سطح سقف	
q_{ext}	(W/m ²)	شار حرارتی خالص تشعشعی	
q_{sol}	(W/m ²)	شار حرارتی تشعشعی خورشیدی یا منبع خارجی	
		فهرست علائم	
		علائم انگلیسی	تعریف
		a	عرض صفحه
		b	ارتفاع صفحه
		c	فاصله عمودی فرد تا صفحه
		C ₁ , C ₂	ثابت‌های معادله ناسلت-یورگس
		C _{dn}	ضریب روز یا شب بودن
		C _p	ظرفیت گرمایی ویژه
		C _s	ضریب سایه
		E	انرژی
		f _{cl}	ضریب مساحت سطح لباس
		f _p	فاکتور سطح تصویر شده شخص در راستای تابش خورشید
		F _{p→A}	ضریب دید بین فرد و سطح A
		F _{p→A} ^{corr}	ضریب دید تصحیح شده بین فرد و سطح A
		F _{s→i}	ضریب دید بین فرد و سطح iام پیرامون فرد
		F _{s→j}	ضریب دید بین فرد و سطح jام

ϕ	زاویه ارتفاع	q_{∞}	(W/m ²)	شار حرارتی تشعشعی محیط
ν	(m ² /s)	R_T		عدد رینولدز توربولانسی
ε	(m ² /s ³)	S_h		ترم منشاء حرارتی
ϵ		T_1	(°C)	دمای هوا سقف (سمت دیوار خارجی)
ϵ_s				
	ضریب صدور بدن انسان	T_2	(°C)	دمای هوا سقف (مخالف سمت دیوار خارجی)
μ_t	(m ² /s)			
k	(m ² /s ²)	T_{in}	(°C)	دمای هوا داخل اتاق
ρ	(kg/m ³)	T_{cl}	(°C)	دمای سطح لباس
σ	(W/m ² .K ⁴)	T_f	(°C)	دمای کف اتاق
	ثابت استفان بولتزمن	T	(°C)	دمای سیال

زیروندها

تعریف

i, j	جهت های مختلف مختصات
$\vec{r}, \vec{s}$	راستا و موقعیت

واژه نامه

پیشنهادی نوین	واژه لاتین	پیشنهادی ویراستار
همبستگی	correlation	
تابع میرایی	damping functions	
جمله منبع گرمايش	heating source term	جمله گرمايشگاه
عدد رینولدز پایین	low reynolds number	
اثرات نزدیک به دیوار	near wall effects	
شاخص پیش‌بینی شده رأی میانگین	PMV (predicted mean vote)	
(درصد) پیش‌بینی شده‌ی (نارضایتی)	PPD (predicted percentage of dissatisfied)	
ردیابی پرتوهای خورشیدی	solar ray tracing	

تقدیر و تشکر

T_c	(°C)	دمای سطح سقف
T_{ext}	(°C)	دمای معادل تشعشعی خارجی
T_{ia}	(°C)	میانگین دمای هوای اتاق
T_o	(°C)	دمای هوای بیرون اتاق
$\bar{T}_{r,irr}$	(K)	دمای متوسط تشعشعی مشخص تحت تابش
Tu		شدت آشفستگی
T^*		دمای بی‌بعد
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 بی‌بعد
y^+		ارتفاع بی‌بعد

تعریف	واحد	علائم یونانی
ضریب جذب تشعشع مستقیم خورشیدی توسط بدن انسان		$\alpha_{irr,b}$
ضریب جذب تشعشع پخشی خورشیدی توسط بدن انسان		$\alpha_{irr,d}$
ضریب انبساط حرارتی	(1/K)	β
زاویه سمت الرأس		θ

مراجع

- [1] J. Miriel, L. Serres, and A. Trombe, "Radiant ceiling panel heating-cooling systems: experimental and simulated study of the performances, thermal comfort and energy consumptions," *Applied Thermal Engineering*, vol. 22, no. 16, pp. 1861–1873, 2002. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00087-X](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00087-X)
- [2] A. Yari Nejad, "Investigating the effect of optimizing the external shell and glazed walls on reducing energy consumption and payback period in educational buildings in a temperate climate with dry and very hot summers," *Applied and Computational Mechanics*, vol. 36, no. 1, pp. 41–60, 2024. (In Persian) <https://doi.org/10.22067/jacsm.2023.81531.1175>
- [3] A. Amiri and A. Yarinezhad, "Investigating the effect of phase change materials on energy consumption in lightweight prefabricated relief buildings," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 34, no. 4, pp. 35–52, 2022. (In Persian)
- [4] A.S.H.R.A.E., *HVAC Systems and Equipment Handbook*, 1996.
- [5] A. Kardgar, "Evaluation of an integrated solar-geothermal energy system for simultaneous power, heating, and cooling production," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 34, no. 4, pp. 19–34, 2022. (In Persian)
- [6] K. E. Charles, "Fanger Thermal Comfort and Draught Models," Institute for Research in Construction, National Research Council of Canada, Ottawa, K1A 0R6.
- [7] R. A. Memon, S. Chirarattananon, and P. Vangtook, "Thermal comfort assessment and application of radiant cooling: A case study," *Building and Environment*, vol. 43, no. 8, pp. 1185–1196, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2006.04.025>
- [8] T. Catalina, J. Virgone, and F. Kuznik, "Evaluation of thermal comfort using combined CFD and experimentation study in a test room equipped with a cooling ceiling," *Building and Environment*, vol. 44, no. 8, pp. 1740–1750, 2009. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2008.11.015>
- [9] R. Li, T. Yoshidomi, R. Ooka, and B. W. Olesen, "Field evaluation of performance of radiant heating/cooling ceiling panel system," *Energy and Buildings*, vol. 86, pp. 58–65, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.09.070>
- [10] L. Su, N. Li, X. Zhang, Y. Sun, and J. Qian, "Heat transfer and cooling characteristics of concrete ceiling radiant cooling panel," *Applied Thermal Engineering*, vol. 84, pp. 170–179, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.03.045>
- [11] Y. Khan, V. R. Khare, J. Mathur, and M. Bhandari, "Performance evaluation of radiant cooling system integrated with air system under different operational strategies," *Energy and Buildings*, vol. 97, pp. 118–128, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.03.030>
- [12] N. N. Ziarani and 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*, vol. 98, pp. 98–108, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.10.018>
- [13] P. Valdiserri, S. Cesari, M. Coccagna, P. Romio, and S. Mazzacane, "Experimental data and simulations of performance and thermal comfort in a patient room equipped with radiant ceiling panels," *Buildings*, vol. 10, no. 12, p. 235, 2020. <https://doi.org/10.3390/buildings10120235>
- [14] M. Ye, A. A. Serageldin, A. Radwan, H. Sato, and K. Nagano, "Thermal performance of ceiling radiant cooling

- panel with a segmented and concave surface: Laboratory analysis,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 196, p. 117280, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117280>
- [15] N. Ismail and D. Ouahrani, “Modelling of cooling radiant cubicle for an office room to test cooling performance, thermal comfort and energy savings in hot climates,” *Energy*, vol. 244, p. 123185, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.123185>
- [16] A. Aryal, P. Chaiwiwatworakul, and S. Chirattananon, “An experimental study of thermal performance of the radiant ceiling cooling in office building in Thailand,” *Energy and Buildings*, vol. 283, p. 112849, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2023.112849>
- [17] J. Li, Z. Nie, Y. Liu, L. Wang, and Y. Hao, “Evaluation of propagation characteristics using the human body as an antenna,” *Sensors*, vol. 17, no. 12, p. 2878, 2017. <https://doi.org/10.3390/s17122878>
- [18] M. Mousavi Motlaghian, M. H. Ahmadi, and S. Sadeghi, “Evaluating the effect of internal movable and external fixed shading devices on energy consumption in an office building in Kerman's climate,” *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 36, no. 3, pp. 45–62, 2024. (In Persian) <https://doi.org/10.22067/jacsm.2024.86057.1233>
- [19] M. Mehrabian and 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*, vol. 55, no. 7, pp. 895–916, 2023. (In Persian) <https://doi.org/10.22060/mej.2023.22280.7593>
- [20] K. Abe, T. Kondoh, and Y. Nagano, “A new turbulence model for predicting fluid flow and heat transfer in separating and reattaching flows – 1. Flow field calculations,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 37, no. 1, pp. 139–151, 1994. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(94\)90168-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(94)90168-6)
- [21] N. Jahantigh and J. Piri, “Estimation of solar radiation in different climates of Iran using hybrid machine learning methods,” *Journal of Applied & Computational Sciences in Mechanics*, vol. 35, no. 2, pp. 37–54, 2023. (In Persian)
- [22] A. Arabsolghar, N. Heidari, M. Shafiei, and A. Iranmanesh, “Investigating the effect of down-draught phenomenon on thermal comfort factors in a building with glazing envelope [Barresi-ye asar-e padideh-ye kuran bar roye faktorha-ye asayesh-e hararati dar sakhtemani ba divar-e shishe-i],” *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 33, no. 1, pp. 35–52, 2021. (In Persian) <https://doi.org/10.22067/jacsm.2021.70588.1030>
- [23] O. Deymi and S. A. Gandjalikhan-Nassab, “The effect of air gap between two glass covers on the performance of flat plate solar air heaters,” *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 33, no. 2, pp. 55–82, 2022. (In Persian) <https://doi.org/10.22067/jacsm.2022.74630.1086>
- [24] 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.
- [25] J. Palyvos, “A survey of wind convection coefficient correlations for building envelope energy systems’ modeling,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, no. 8–9, pp. 801–808, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.12.005>
- [26] J. Clarke, *Energy simulation in building design*, Routledge, 2007.
- [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*, vol. 131, pp. 424–431, 2019.

- [28] M. Fathipour and A. Safavinejad, "Calculation of surface radiation entropy generation using the developed net radiation method in an inclined enclosure with natural convection," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 36, no. 2, pp. 77–96, 2024. (In Persian) <https://doi.org/10.22067/jacsm.2023.80207.1151>
- [29] C.-M. Lai and Y.-P. Lin, "Energy saving evaluation of the ventilated BIPV walls," *Energies*, vol. 4, no. 6, pp. 948–959, 2011. <https://doi.org/10.3390/en4060948>
- [30] S. Oubenmoh, A. Allouhi, A. A. Mssad, R. Saadani, T. Kousksou, M. Rahmoune, and M. Bentaleb, "Some particular design considerations for optimum utilization of under floor heating systems," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 12, pp. 423–432, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2018.05.010>
- [31] J. Samimi, "Estimation of height-dependent solar irradiation and application to the solar climate of Iran," *Solar Energy*, vol. 52, no. 5, pp. 401–409, 1994. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(94\)90117-K](https://doi.org/10.1016/0038-092X(94)90117-K)
- [32] S. E. Selkowitz, D. Arasteh, D. L. Dibartolomeo, A. J. Hunt, R. L. Johnson, H. Keller, J. J. Kim, J. H. Klems, C. M. Lampert, K. Lottus, and K. Papamichael, "Windows and daylighting," in *Efficient Lighting Applications and Case Studies*, River Publishers, 2020, pp. 165–181.
- [33] P. O. Fanger, *Thermal Comfort: Analysis and Applications in Environmental Engineering*, Danish Technical Press, Copenhagen, 1970.
- [34] M. L. Gennusa, A. Nucara, G. Rizzo, and G. Scaccianoce, "The calculation of the mean radiant temperature of a subject exposed to the solar radiation—a generalised algorithm," *Building and Environment*, vol. 40, pp. 367–375, 2005. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2004.06.019>
- [35] G. Cannistraro, G. Franzitta, C. Giaconia, and G. Rizzo, "Algorithms for the calculation of the view factors between human body and rectangular surfaces in parallelepiped environments," *Energy and Buildings*, vol. 19, no. 1, pp. 51–60, 1992. [https://doi.org/10.1016/0378-7788\(92\)90035-F](https://doi.org/10.1016/0378-7788(92)90035-F)
- [36] G. Rizzo, G. Franzitta, and G. Cannistraro, "Algorithms for the calculation of the mean projected area factors of seated and standing persons," *Energy and Buildings*, vol. 17, pp. 221–230, 1991. [https://doi.org/10.1016/0378-7788\(92\)90035-F](https://doi.org/10.1016/0378-7788(92)90035-F)
- [37] ASHRAE, *ASHRAE Handbook—HVAC Applications*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1989.
- [38] ISO, "International Standard 7726: Thermal environment—Instruments and method for measuring physical quantities," International Organization for Standardization, Geneva, 1998.
- [39] R. Karadag, "The investigation of relation between radiative and convective heat transfer coefficient at the ceiling in a cooled ceiling room," *Energy Conversion and Management*, vol. 50, pp. 1–5, 2009. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2008.09.008>
- [40] A. Radwan, T. Katsura, L. Ding, A. A. Serageldin, A. I. El-Seesy, and K. Nagano, "Design and thermal analysis of a new multi-segmented mini channel based radiant ceiling cooling panel," *Journal of Building Engineering*, vol. 40, p. 102330, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2021.102330>