



Experimental Evaluation of the Effect of Supply Air Direction on Air Current and Temperature in a Room with Underfloor Air Distribution System

S. A. Zolfaghari *, S. Teymoori, M. Afzalian, M. Raeesi, S. M. Hooshmand

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

ABSTRACT: One of the concerns about the operation of underfloor air distribution systems is the occurrence of local thermal discomfort such as draught and vertical air temperature difference. In the present study, to investigate these discomfort parameters in a room with the mentioned system, the temperature, mean velocity and turbulence intensity for vertical and horizontal supply air diffuser with 16 and 20°C inlet temperatures were evaluated. These parameters were measured at 0, 30 and 60cm distances from the center of diffuser of the underfloor air distribution system at 8 different heights from the floor. Also, by using the Fanger model, thermal sensation, percentage of thermal discomfort and the percentage of thermal discomfort caused by the draught were determined. The results indicated that the amount of thermal discomfort in a room with an underfloor air distribution system is significantly dependent on supply air direction (horizontal/vertical) and, distance from the inlet diffusers. Also, the results showed that by using proper diffusers, while subjects' thermal comfort maintains constant, the supply air temperature can be increased from 16 to 20 °C, which is a major step towards reducing energy consumption.

Review History:

Received: Apr. 25, 2019

Revised: Jul. 18, 2019

Accepted: Sep. 21, 2019

Available Online: Oct. 20, 2019

Keywords:

Underfloor air distribution system

Draught discomfort

Vertical air temperature difference
discomfort

Turbulence intensity

Experimental evaluation

1. Introduction

Nowadays, by increasing the importance of thermal comfort due to people spend most of their time in indoor environments, the heating, ventilation, and air conditioning engineers have focused on choosing proper air conditioning systems for the building. Also, improving the occupants' thermal comfort conditions can increase their efficiency and can cause to reduce energy consumption and improve indoor air quality. Therefore, the underfloor air distribution system was quickly considered as an efficient system among engineers by improving comfort and indoor air quality.

In recent years, many studies have been conducted by using numerical and laboratory methods on the underfloor air distribution system. In 2007, Zukowski [1] proposed a new relationship to determine the maximum air velocities from the underfloor air distribution system diffusers to prevent occupants' thermal discomfort. In 2010, Alajmi and El-Amer [2] analyzed underfloor air distribution systems and compared them with overhead systems. According to their results, the use of an underfloor air distribution system can reduce the amount of energy consumption up to 30%. In 2011, Ho et al. [3] studied and compared the overhead ventilation system and the underfloor air distribution system in a laboratory. According to the results, the underfloor air distribution system can achieve better indoor air quality. Also, under constant thermal comfort conditions, the underfloor air distribution system showed a 20 to 30 percent reduction in

energy consumption compared to the overhead distribution system. Rahmati et al. [4], in a numerical study in 2018 examined the performance of the personalized ventilation system with the underfloor air distribution system. Based on the results, both systems could cause draught local thermal discomfort in head and foot compartments.

On the other hand, in the underfloor air distribution system, the pattern of temperature and velocity distribution is very important due to supply air diffusers have a direct impact on occupants. Also, these factors are very important in thermal comfort and draught local discomfort. Therefore, in designing this system, in addition to providing thermal comfort conditions, thermal discomfort such as draught and vertical temperature air difference should be avoided. As a result, proper design, proper location of the supply air diffusers, and pattern of inlet airflow into the room is one of the important requirements in the underfloor air distribution system design. There are various approaches to evaluate the performance of ventilation systems and thermal comfort conditions such as numerical, field and laboratory methods.

In this research, an experimental approach has been utilized to investigate the location of supply air diffusers of underfloor air distribution system with subjects as well as the type of diffusers used in this system. Also, by using the Fanger thermal comfort model, thermal comfort conditions, local thermal discomfort, and draught discomfort are predicted and the best case is proposed. For this purpose, in this study, we compared the flow pattern in the vertical and horizontal direction of supply air in the underfloor air distribution system at two temperatures of 16 and 20°C.

*Corresponding author's email: alireza.zolfaghari@yahoo.com



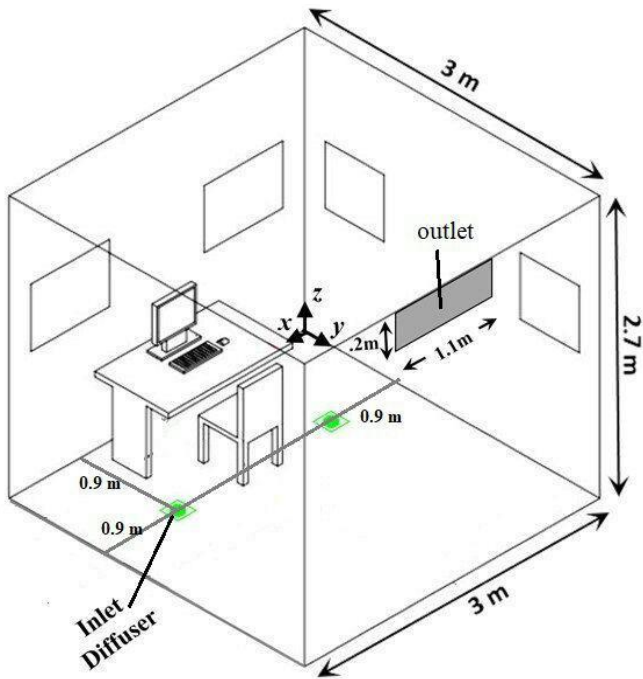


Fig. 1. Climate chamber geometry

2. Methodology

The research was conducted in an experimental climate chamber (Fig. 1.) located in the Thermal Comfort Research laboratory, University of Birjand and it is designed inside a larger chamber and not directly affected by outdoor air conditions and sunshine beams. In this experiment, to maintain the overall room condition based on the general comfort conditions, the room air temperature and relative humidity are maintained at $24 \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ and $25 \pm 2\%$ respectively. The supply air volumetric flow rate from each diffuser is set at 7 lit/s

3. Results and Discussion

Vertical distribution of temperature, velocity, and percentage of people predicted to experience local discomfort in the room on three different vertical lines with 0, 30 and 60 cm distance from the center of the diffuser for case with 16°C temperature, and for (a) vertical and (b) horizontal supply air diffuser showed in Figs. 2, 3, and 4 respectively. Fig. 3 shows that the air temperature on the center of the diffuser has changed from 16 to 20°C with an increase of 10 cm from the surface of the diffuser. This is due to the sudden increase in temperature, a noticeable decrease in the airflow rate of the supply air diffuser to the test chamber, and a lower indoor air pressure than the supply air pressure. Fig. 4 shows that at a height of 10 cm above the center of the diffuser, the velocity is about 2.2 m/s. As the height from the diffuser surface increased, the velocity decreased and it reached 0.7 m/s at 110 cm. Subsequently, the slope of the variations decreased so that only 0.2 m/s velocity changes were recorded at 185 cm. Fig. 4 shows that at the center of the diffuser at a height of 10 to 85 cm, 100% of people feel discomfort with the low temperature of the outlet air and the high velocity of flow, but at 85 to 185 cm from the floor, the percentage of dissatisfaction is greatly reduced and eventually reaches 26%. At 30 and 60 cm from the center of the diffuser, the percentages of dissatisfaction are similar to other points and are in the range of 15% to 20%.

4. Conclusions

Based on the results, in the vertical supply air diffuser by increasing the distance from the center of the diffuser, the percentage of draught local discomfort is greatly reduced and the thermal sensation of subjects increases, but in the horizontal supply air diffuser because of appropriate air mixing, the occupants have better thermal comfort conditions. Also, the results indicated that by changing the inlet temperature from 16 to 20°C , the occupants' thermal comfort conditions have not been changed significantly. This fact can be used to reduce energy consumption. So, by using

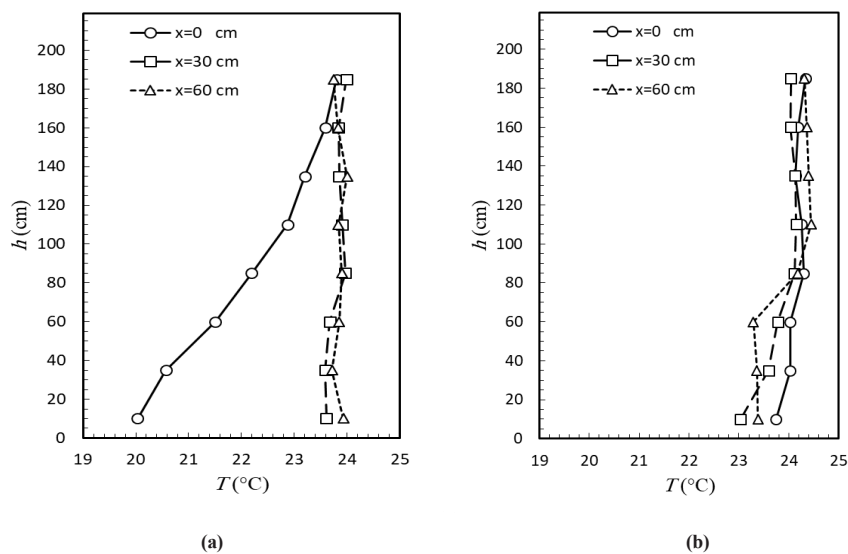


Fig. 2. Temperature distribution for (a) vertical and (b) horizontal supply air diffuser

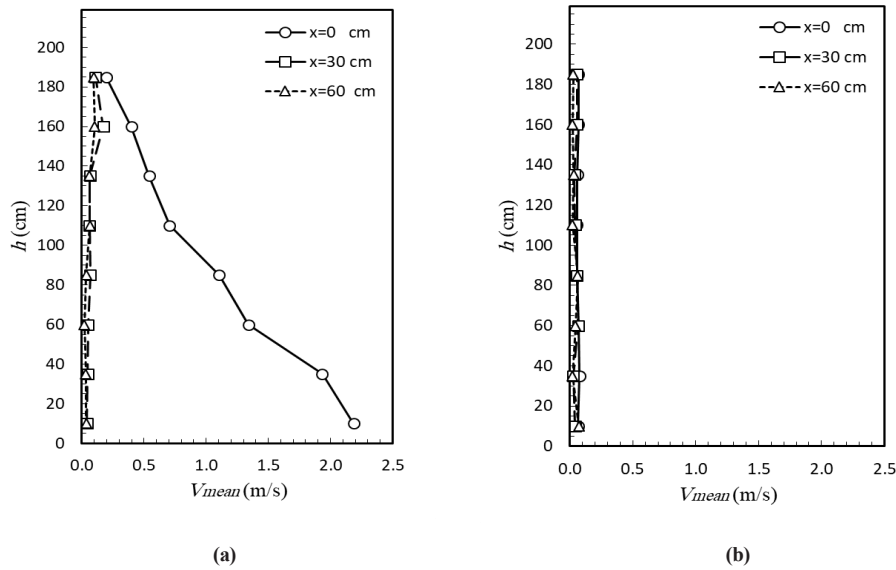


Fig. 3. Velocity distribution for (a) vertical and (b) horizontal supply air diffuser

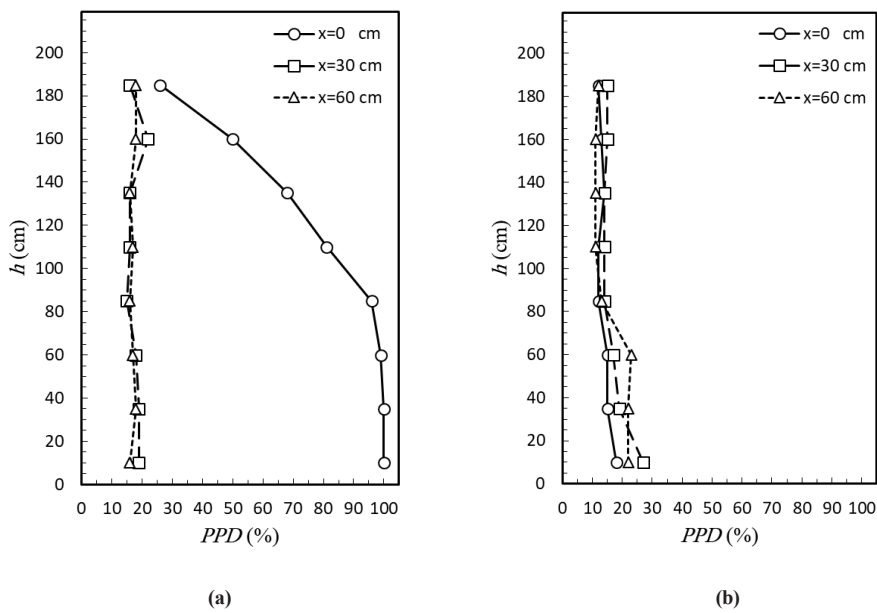


Fig. 4. Percentage of people predicted to experience local discomfort distribution for (a) vertical and (b) horizontal supply air diffuser

a proper diffuser and adjusting the temperature of 20 °C to the air in the chamber, the same thermal comfort conditions as the 16°C temperature can be provided.

References

[1] M. Zukowski, “A new formula for determining a minimum recommended value of inlet air velocity from UFAD system to prevent occupants from draught risk,” *Building and Environment*, 42 (2007) 171-179.
 [2] A. Alajmi, W. El-Amer, Saving energy by using underfloor-air-distribution (UFAD) system in commercial

buildings, *Energy Conversion and Management*, 51(8) (2010) 1637-1642.
 [3] S.H. Ho, L. Rosario, M.M. Rahman, Comparison of underfloor and overhead air distribution systems in an office environment, *Building and Environment*, 46(7) (2011) 1415-1427.
 [4] B. Rahmati, A. Heidarian, A.M. Jadidi, Investigation in performance of a hybrid under-floor air distribution with improved desk displacement ventilation system in a small office, *Applied Thermal Engineering*, 138 (2018) 861-872.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

S. A. Zolfaghari, S. Teymoori, M. Afzalian, M. Raesi, S. M. Hooshmand, *Experimental Evaluation of the Effect of Supply Air Direction on Air Current and Temperature in a Room with Underfloor Air Distribution System*, Amirkabir J. Mech. Eng., 53(5) (2021) 721-724.

DOI: [10.22060/mej.2019.16435.6365](https://doi.org/10.22060/mej.2019.16435.6365)





ارزیابی تجربی تأثیر جهت جریان ورودی بر الگوی جریان و دما در اتاقی با سیستم توزیع هوای زیر سطحی

سید علیرضا ذوالفقاری^{*}، سعید تیموری، مهدی افضلیان، محمد رئیسی، سید محمد هوشمند

گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۸/۰۳/۰۶
بازنگری: ۱۳۹۸/۰۴/۲۸
پذیرش: ۱۳۹۸/۰۶/۳۱
ارائه آنلاین: ۱۳۹۸/۰۷/۲۹

کلمات کلیدی:

سیستم توزیع هوای زیر سطحی
ناراضیاتی ناشی از کوران
ناراضیاتی ناشی از اختلاف عمودی دما،
شدت آشفته‌گی جریان
تحقیق آزمایشگاهی

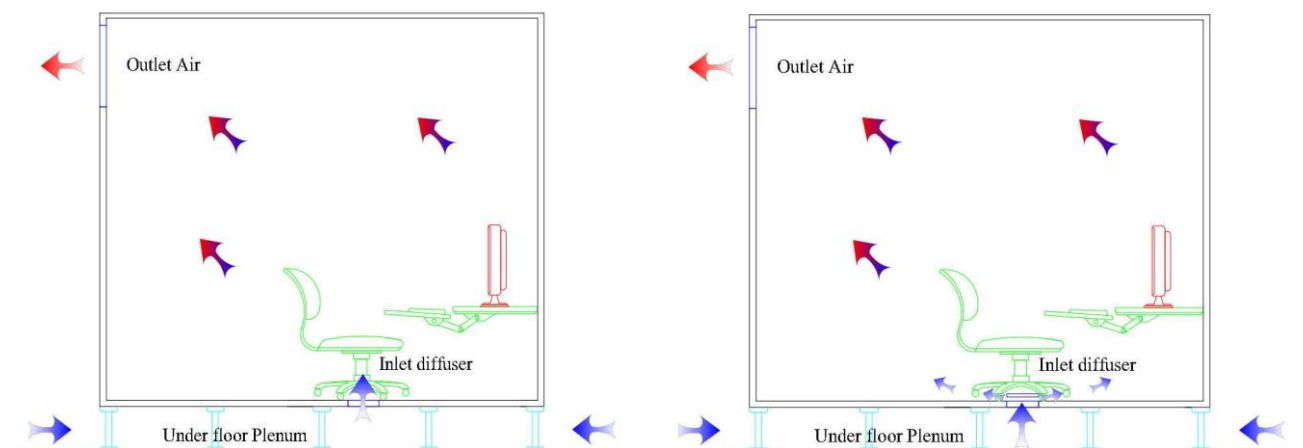
خلاصه: یکی از نگرانی‌ها پیرامون عملکرد سیستم توزیع هوای زیر سطحی، امکان وقوع ناراضیاتی حرارتی موضعی مانند کوران و اختلاف عمودی دما است. در تحقیق حاضر، برای بررسی این ناراضیاتی‌ها در این سیستم، دما، میانگین سرعت و شدت آشفته‌گی جریان برای دو حالت دریچه با تخلیه عمودی و افقی جریان برای دو دمای ۱۶ و ۲۰ درجه سلسیوس مورد ارزیابی قرار گرفته است. این پارامترها در فواصل صفر، ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه سیستم توزیع هوای زیر سطحی و در ۸ ارتفاع مختلف از کف اندازه‌گیری شده است. همچنین، با استفاده از مدل آسایش حرارتی فنجر و استاندارد اشری، احساس حرارتی، درصد ناراضیاتی کلی افراد و درصد ناراضیاتی ناشی از کوران تعیین شده است. نتایج نشان می‌دهد میزان ناراضیاتی حرارتی افراد در اتاقی با سیستم توزیع هوای زیر سطحی به طور چشمگیری به جهت تخلیه جریان (افقی/عمودی) و میزان فاصله افراد از دریچه وابسته است. همچنین، نتایج حاکی از آن است که در صورت استفاده از دریچه‌های مناسب، می‌توان ضمن حفظ شرایط آسایش افراد، دمای هوای ورودی را از ۱۶ درجه سلسیوس به ۲۰ درجه سلسیوس افزایش داد که این موضوع گام بزرگی در راستای کاهش مصرف انرژی به حساب می‌آید.

۱- مقدمه

با وجود همه این پیچیدگی‌ها، آسایش حرارتی به عنوان مهمترین عامل در کسب رضایت ساکنان شناخته می‌شود. امروزه با افزایش اهمیت آسایش حرارتی به علت زندگی در فضاهای بسته، سیستم‌های تهویه تنوع و گسترش زیادی متناسب با هدف هر ساختمان پیدا کرده است، زیرا بهبود شرایط آسایش حرارتی افراد می‌تواند باعث افزایش کارایی ساکنان، کاهش مصرف انرژی و حتی کیفیت هوا گردد. لذا سیستم توزیع هوای زیر سطحی با بهبود شرایط آسایشی و کیفیت هوای داخل [۷]، به سرعت به عنوان یک سیستم کارآمد بین مهندسان مورد توجه قرار گرفت. پلنوم به فضای خالی بین کف اتاق و کف فضا گفته می‌شود که هوا ابتدا وارد این ناحیه شده و سپس از طریق دریچه‌هایی از این ناحیه وارد اتاق می‌شود. این هوای سرد و تمیز در اثر تبادل حرارت با منابع حرارتی درون ساختمان گرم می‌شود. هوای گرم به همراه آلاینده‌های داخل ساختمان، بر اثر شناوری حرارتی به سمت بالا حرکت کرده و از دریچه‌های خروجی که در ارتفاع بالای اتاق قرار دارند، خارج می‌شوند. شکل ۱ نمایی از

براساس تعریف دست‌نامه مبانی اشری [۱]، آسایش حرارتی به حالتی ذهنی گفته می‌شود که فرد از شرایط محیط ابراز می‌کند. هنسن [۲] در تعریف آسایش حرارتی، به وضعیتی اشاره می‌کند که هیچ هدف و انگیزه‌ای برای تغییر و بهبود شرایط محیط توسط افراد وجود ندارد که این وضعیت، به معنی رضایت افراد از شرایط محیطی است. در واقع، همه افرادی که در یک محیط قرار دارند، الزاماً احساس و رضایت یکسان نسبت به شرایط ندارند [۳]. زیرا احساس حرارتی به عوامل فیزیکی، فیزیولوژیکی و روان شناختی بستگی دارد و به همین دلیل رضایت از شرایط محیطی، یک مفهوم کاملاً پیچیده است که ناشی از برهم‌کنش عوامل متعددی است [۴، ۵]. با این حال، در یک تعریف کلی می‌توان گفت وقتی دمای بدن در یک محدوده معین واقع شود، رطوبت پوست کم باشد و تلاش‌های فیزیولوژیکی برای تنظیم دما به حداقل برسد، احساس رضایت از شرایط حرارتی محیط حاصل شده است [۶].

^{*} نویسنده عهده‌دار مکاتبات: zolfaghari@birjand.ac.ir



(ب) تخلیه عمودی جریان (دریچه بدون درپوش)

(الف) تخلیه افقی جریان (دریچه با درپوش)

شکل ۱. سیستم توزیع هوای زیر سطحی

Fig. 1. The underfloor air distribution system

در سال ۲۰۱۱، شیاون و همکاران [۱۱] یک روش ساده شده برای محاسبه بارهای برودتی در سیستم توزیع هوای زیر سطحی ارائه نمودند. همچنین، ژانگ و همکاران [۱۲] در سال ۲۰۱۴ عملکرد یک سیستم توزیع هوای زیر سطحی با دریچه‌های متخلخل را مورد ارزیابی قرار دادند. در سال ۲۰۱۵، فتح‌الله‌زاده و همکاران [۱۳] به بررسی شرایط آسایش حرارتی، کیفیت هوای داخل و مصرف انرژی در یک مکان پرجمعیت پرداختند. ایشان جانمایی دریچه‌های ورودی را در زیر صندلی افراد و به دو صورت مستقیم و چرخشی و جانمایی دریچه برگشت را در ارتفاع‌های مختلف در نظر گرفتند. بر اساس نتایج به دست آمده، در ارتفاع یکسان برای دریچه برگشتی، دریچه ورودی چرخشی نسبت به مستقیم اختلاف عمودی دمایی کمتری را ایجاد می‌کند. همچنین با فرض استفاده از هوای برگشتی، مصرف انرژی در دریچه‌های مستقیم نسبت به دریچه‌های چرخشی بیشتر است. ضمن این که قرارگیری دریچه خروجی در ارتفاع‌های مختلف، باعث تغییر درصد ناراضیاتی حرارتی و زمان ماندگاری هوا (یا عمر متوسط هوا به عنوان معیاری برای سنجش کیفیت هوای داخل) میشود. به طوری که در ارتفاع ۰/۱ متری از کف، دریچه ورودی چرخشی نسبت به دریچه مستقیم باعث افزایش درصد ناراضیاتی حرارتی و همچنین افزایش تقریباً ۳۵٪ زمان متوسط ماندگاری هوا در ارتفاع ۱/۱ متری از کف می‌شود. در سال ۲۰۱۵، حیدری‌نژاد و همکاران [۱۴] به بررسی شرایط آسایش حرارتی، کیفیت هوای داخل و مصرف انرژی سیستم توزیع هوای زیر سطحی با دریچه چرخشی

سیستم توزیع هوای زیر سطحی و نحوه عملکرد آن را نشان می‌دهد. در قسمت (الف) با قرار دادن درپوشی بر روی دریچه، جریان هوا به صورت افقی و موازی با کف و در قسمت (ب) جریان هوا به صورت عمودی وارد فضای اتاق می‌شود.

تاکنون تحقیقات زیادی در مورد سیستم توزیع هوای زیر سطحی به صورت عددی و آزمایشگاهی صورت پذیرفته است. در سال ۲۰۰۷، زاکوفسکی [۸] به ارائه یک رابطه جدید برای تعیین حداکثر سرعت مجاز از دریچه‌های سیستم توزیع هوای زیر سطحی برای جلوگیری از ناراضیاتی ساکنان پرداخت. العجمی و عامر [۹] در سال ۲۰۱۰ به تحلیل سیستم‌های توزیع هوای زیر سطحی و مقایسه با سیستم‌های بالاسری پرداختند. بر اساس نتایج ایشان، استفاده از سیستم توزیع هوای زیر سطحی مصرف انرژی را تا ۳۰ درصد کاهش می‌دهد و با کاهش بیشتر ارتفاع اتاق، این صرفه‌جویی بیشتر می‌شود. هو و همکاران [۱۰] در سال ۲۰۱۱ به بررسی و مقایسه سیستم تهویه بالاسری^۱ و سیستم توزیع هوای زیر سطحی در یک اتاق به صورت عددی و آزمایشگاهی پرداختند. بر اساس نتایج به دست آمده، به علت این که هوای تازه در سیستم توزیع هوای زیر سطحی برخلاف سیستم بالاسری وارد ناحیه حضور افراد و ناحیه استنشاقی می‌گردد، کیفیت مطلوب‌تر هوای داخل مشاهده می‌شود. همچنین، در شرایط آسایش حرارتی، سیستم توزیع هوای زیر سطحی در مقایسه با سیستم توزیع بالاسری حدود ۲۰ تا ۳۰ درصد کاهش مصرف انرژی را نشان می‌دهد.

1 Over-Head Air Distribution system (OHAD)

توزیع هوای زیرسطحی امکان ایجاد ناراضایتی حرارتی موضعی کوران در ناحیه سر و پا را دارند. همچنین ایشان پیشنهاد کردند که برای بهبود وضعیت کیفیت هوای داخل و تامین هوای تازه، از ترکیب سیستم تهویه انفرادی و توزیع هوای زیرسطحی استفاده شود. یائو و همکاران [۱۹] در سال ۲۰۱۸ عملکرد سیستم توزیع هوای زیر سطحی با دریچه چرخشی را به دو روش دینامیک سیالات محاسباتی و آزمایشگاهی و با در نظر گرفتن تاثیر عوامل مختلفی مانند (دبی هوای ورودی، تعداد و زاویه پره‌های ورودی چرخشی) بر توزیع دما و سرعت، بررسی کردند. در بخشی از این تحقیق، دریچه چرخشی با تعداد پره‌های مختلف (۱۲، ۱۸ و ۲۴) و دبی یکسان مورد ارزیابی قرار گرفتند. بر اساس نتایج به دست آمده بین حالت‌های فوق، دو مورد ۱۲ و ۲۴ پره رفتاری شبیه دریچه‌های مستقیم داشته و اثر چرخش جریان در آن‌ها ناچیز است. لذا، یائو و همکاران [۱۹] نتیجه گرفتند که دریچه چرخشی با تعداد ۱۸ پره شرایط مناسبتری دارد. گوپتا و همکاران [۲۰]، در سال ۲۰۱۸ اثر شکل و جانمایی دریچه‌های هوای ورودی در سیستم توزیع هوای زیرسطحی را بر نحوه لایه لایه شدن دمایی هوای اتاق به صورت عددی بررسی کردند. نتایج آن‌ها بیانگر این بود که دریچه دایره‌ای شکل یکنواخت‌ترین توزیع دما را ارائه می‌دهد. یو و همکاران [۲۱]، در سال ۲۰۱۸ به بررسی اثرات نحوه نصب سیستم توزیع هوای زیرسطحی بر لایه لایه شدن دمایی هوای اتاق پرداختند. آنها با استفاده از نرم افزار انرژی پلاس بررسی کردند که نصب ناقص و کامل این نوع سیستم‌ها چه تأثیری بر مصرف انرژی کل ساختمان خواهد داشت. در سال ۲۰۱۹ اشرفی و همکاران [۲۲]، به بررسی عملکرد سیستم‌های زیرسطحی در محیط اداری و اقلیم‌های مختلف پرداختند. آن‌ها این نوع سیستم‌ها را با سیستم بالاسری مقایسه کردند. نتایج شبیه‌سازی آن‌ها بیانگر عملکرد بهتر سیستم توزیع هوای زیرسطحی می‌باشد. ذوالفقاری و افضلیان [۲۳]، در سال ۲۰۱۹ به بررسی عددی تأثیر جانمایی دریچه‌های ورود هوا بر شرایط آسایش حرارتی، کیفیت هوای داخل و مصرف انرژی در یک مکان پرجمعیت با دریچه‌های مستقر بر کف پرداختند. بر اساس نتایج به دست آمده، در شرایط یکسان آسایشی، هر چه وزش هوا به سمت افراد بیشتر شود، ناراضایتی‌های حرارتی کوران و گرادپان عمودی دما بیشتر می‌شود. البته این الگوی وزش در ناحیه حضور افراد، باعث بهبود کیفیت هوای داخل می‌شود. ذوالفقاری و تیموری

در یک اتاق پرداختند. در تحقیق ایشان، تأثیر جانمایی دریچه برگشت در چهار حالت (ارتفاع ۰/۳، ۰/۶۵، ۱/۳ و ۲ متری از کف) و زاویه ورود هوا (۳۰، ۴۵ و ۶۰) از دریچه چرخشی بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهند که در کلیه حالت‌های جانمایی دریچه برگشتی، با افزایش زاویه ورود هوا از دریچه چرخشی، درصد ناراضایتی حرارتی افزایش می‌یابد. به طوری که برای زاویه ۶۰ درجه این درصد در ناحیه حضور افراد بیش‌تر از حد مجاز (۱۵ درصد) می‌باشد. همچنین فتح‌الله‌زاده و همکاران [۱۵] در سال ۲۰۱۶ در تحقیقی دیگر بهبود شرایط عملکردی سیستم‌های توزیع هوای زیر سطحی را در یک مکان پرجمعیت مورد مطالعه قرار دادند. در این تحقیق دو حالت دریچه (مقابل صندلی و زیر صندلی) و با سرعت‌های مختلف بررسی شد و از لحاظ آسایش حرارتی، کیفیت هوا و ناراضایتی حرارتی موضعی مورد تحلیل قرار گرفت. بر اساس نتایج به دست آمده، در شرایط یکسان از نظر دما و سرعت هوای ورودی، برای دریچه‌های زیر صندلی اختلاف عمودی دمای بیشتری رخ می‌دهد؛ ولی از نظر کیفیت هوای داخل تفاوت چشمگیری مشاهده نمی‌شود. افضلیان و همکاران [۱۶] به صورت عددی به بررسی اثرات نرخ تعویض هوای ساعتی بر آسایش حرارتی، کیفیت هوای داخل و ناراضایتی‌های حرارتی موضعی در یک سالن پرجمعیت پرداختند. بر اساس نتایج به دست آمده با افزایش نرخ تعویض هوای ساعتی، کیفیت هوای داخل و مصرف انرژی به طور محسوسی افزایش می‌یابد. ولی در مقابل، احساس ناراضایتی ناشی از کوران نیز تا ۱۵٪ افزایش پیدا می‌کند. افضلیان و همکاران [۱۷]، در سال ۲۰۱۷ تحقیق دیگری اثرات عوامل فردی بر آسایش حرارتی افراد مستقر در یک سالن پرجمعیت با دریچه‌های مستقر در نزدیکی کف را با بررسی دو عامل جنسیت و شاخص توده بدنی مورد مطالعه قرار داده و در انتها توصیه‌های کاربردی برای طراحی این فضاها در اختیار مهندسان و طراحان سیستم‌های ساختمانی قرار دادند. نتایج این تحقیق نشان داد که خانم‌ها در مقایسه با آقایان نسبت به احساس سرما حساس‌ترند. همچنین بررسی تأثیر شاخص توده بدنی افراد نشان می‌دهند که حساسیت افراد لاغر نسبت به سرما و افراد چاق نسبت به گرما بیشتر است. رحمتی و همکاران [۱۸]، در تحقیقی عددی در سال ۲۰۱۸ به بررسی عملکرد سیستم تهویه انفرادی به صورت مجزا و ترکیبی با سیستم توزیع هوای زیرسطحی پرداختند. بر اساس نتایج به دست آمده، هر دو سیستم انفرادی و

و استفاده از روش‌های استاندارد برای بررسی شرایط آسایشی است. با استفاده از داده‌های حاصل از تحقیق آزمایشگاهی و با استفاده از معادلات آسایشی فنجر، شرایط آسایشی و عوامل ناراضیاتی حرارتی موضعی بررسی و در انتها توصیه‌هایی برای طراحی و عملکرد بهینه این سیستم پیشنهاد شده است.

۲- معادلات حاکم

۲-۱- مدل آسایش حرارتی فنجر

در این تحقیق، برای ارزیابی شرایط آسایش حرارتی از مدل فنجر [۲۵] استفاده شده است. مدل فنجر، بدن را به صورت یک نقطه در نظر می‌گیرد و به کمک معادله موازنه انرژی برای بدن، شرایط حرارتی افراد را پیش‌بینی می‌کند. مدل فنجر، در دماهای خنثی و محدوده آسایشی این مدل از دقت قابل قبولی برخوردار است و همین امر باعث شده است با گذشت بیش از چهار دهه از ارائه مدل فنجر، همچنان کاربردی و مورد قبول محققان باشد. فنجر برای پیش‌بینی احساس حرارتی متوسط افراد از شاخص میانگین پیش‌بینی آرا افراد استفاده می‌کند. این شاخص پاسخ متوسط گروه زیادی از مردم را مطابق مقیاس احساس حرارتی اشری پیش‌بینی می‌کند که در جدول ۱ نشان داده شده است. بر اساس تحقیقات مکفرسون [۲۶]، برای محاسبه شاخص میانگین پیش‌بینی آرا افراد، از چهار متغیر فیزیکی (دمای هوا، سرعت هوا، رطوبت و دمای متوسط تابش) و دو متغیر فردی (متابولیک، نرخ عایق پوشش) استفاده شده است. معادله (۱)، ارتباط بین شاخص میانگین پیش‌بینی آرا افراد، با شش متغیر یادشده و نحوه محاسبه آن را بیان می‌کند [۶].

برای درک بهتر شرایط افراد، از شاخصی به نام درصد ناراضیاتی حرارتی افراد یا درصد ناراضیاتی حرارتی افراد^۲ استفاده می‌شود. این شاخص بیانگر درصد افرادی است که اگر در یک شرایط معین قرار گیرند، نسبت به شرایط حرارتی محیط احساس ناراضیاتی می‌کنند. شاخص درصد ناراضیاتی حرارتی افراد تابعی از شاخص میانگین

[۲۴]، در سال ۲۰۱۹ در یک تحقیق آزمایشگاهی به بررسی اثرات دمای هوای سرمایشی ورودی در سیستم توزیع هوای زیر سطحی بر احساس حرارتی موضعی ساکنان پرداختند. براساس نتایج به دست آمده، با تغییر دمای دریچه ورودی، احساس حرارتی بخش‌های سر و قفسه سینه تغییر چشمگیری نمی‌کند؛ اما با کاهش دما، احساس حرارتی و رضایت‌مندی بخش‌های دست و پا کاهش می‌یابد. همچنین احساس حرارتی و رضایت‌مندی کل بدن افراد، به طور چشمگیری به شرایط حرارتی بحرانی‌ترین عضو بدن وابستگی دارد.

در سیستم توزیع هوای زیر سطحی به علت نزدیک بودن دریچه‌های ورود هوا به افراد، الگوی توزیع دما و سرعت بسیار حائز اهمیت است، زیرا این عوامل در شرایط آسایشی و ناراضیاتی ناشی از کوران در افراد بسیار تاثیرگذار می‌باشند. لذا بایستی در طراحی این سیستم، علاوه بر تامین شرایط مطلوب حرارتی، از بروز ناراضیاتی‌های حرارتی مثل کوران و اختلاف عمودی دما جلوگیری شود. در نتیجه طراحی صحیح و جانمایی مناسب دریچه‌ها، الگوی جریان هوای ورودی به فضا در سیستم توزیع هوای زیر سطحی از اهمیت بالایی برخوردار است. برای ارزیابی عملکرد سیستم‌های تهویه و شرایط آسایش حرارتی رویکردهای مختلفی همچون روش‌های عددی، پیمایش میدانی و آزمایشگاهی وجود دارد. در این تحقیق از طریق رویکرد آزمایشگاهی به بررسی تأثیر محل قرارگیری دریچه ورودی هوای سیستم توزیع هوای زیر سطحی نسبت به افراد و همچنین به بررسی نوع دریچه مورد استفاده در این سیستم پرداخته شده است و با استفاده از روابط مدل آسایش حرارتی فنجر شرایط آسایش حرارتی، ناراضیاتی حرارتی موضعی و ناراضیاتی ناشی از کوران پیش‌بینی شده است و بهترین حالت این سیستم پیشنهاد شده است. بدین منظور در این پژوهش به مقایسه الگوی جریان در تخلیه عمودی و افقی جریان ورودی از سیستم توزیع هوای زیر سطحی در دو دمای ۱۶ و ۲۰ درجه سلسیوس پرداخته شده است. دلیل استفاده از داده‌های تجربی در تحقیق حاضر، تعیین عملکرد واقعی سیستم توزیع هوای زیر سطحی

جدول ۱. مقیاس ارزیابی احساس حرارتی افراد

Table 1. Thermal sensation scale

احساس حرارتی	خیلی سرد	سرد	خنک	کمی خنک	خنثی	کمی گرم	گرم	داغ	خیلی داغ
مقدار	-۴	-۳	-۲	-۱	۰	+۱	+۲	+۳	+۴

1 Predicted Mean Vote (PMV)

2 Predicted Percent Dissatisfied (PPD)

$$PMV = [0.303 \exp(-0.036M) + 0.028] \times (M - W) - 0.00305(5733 - 6.99(M - W) - P_a - 0.42((M - W) - 58.15) - 1.7 \times 10^{-5} \times M(5867 - P_a) - 0.0014M(34 - T_a) - f_{cl} h_c (T_{cl} - T_a) - 3.96 \times 10^{-8} \times f_{cl} ((T_{cl} + 273)^4 - (T_{rd} + 273)^4) \quad (1)$$

$$PD_{DR} = (34 - T_a)(V_{Mean} - 0.05)^{0.62} (0.37V_{Mean}TI + 3.14) \quad (3)$$

$$TI = 100 \times (V_{RMS} / V_{Mean}) \quad (4)$$

پیش‌بینی آرا افراد است و توسط رابطه زیر محاسبه می‌شود [۶]:

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

که PDDR درصد نارضایتی افراد ناشی از نارضایتی موضعی

کوران، VMean سرعت متوسط جریان هوا، Ta دمای هوا و TI شدت آشفتگی جریان می‌باشد. بر اساس استاندارد ۵۵ اشری، مقدار این شاخص در محدوده آسایش نباید بیشتر از ۲۰٪ باشد [۱]. همچنین، شدت اغتشاشات جریان هوا توسط رابطه (۴) محاسبه می‌شود [۶] که در آن، VRMS^۱ بیانگر انحراف معیار سرعت در جریان آشفته است.

۲-۲- عوامل نارضایتی حرارتی موضعی

از آنجایی که اکثر مدل‌های مورد استفاده در آسایش حرارتی بر اساس موازنه انرژی برای کل بدن تعریف شده‌اند، تنها شرایط آسایش حرارتی کلی را برای بدن پیش‌بینی می‌کنند؛ در حالی که ممکن است فرد در بخشهایی از بدن سرما و یا گرما را به صورت موضعی احساس کند. به عبارت دیگر، ممکن است فرد از لحاظ حرارتی، احساس مطلوب و خنثی داشته باشد ولی همچنان احساس نارضایتی در بخشهایی از بدن رخ دهد. از آنجایی که این عوامل تعادل حرارتی بر روی کل بدن را بر هم نرود و فقط به صورت موضعی بخشهایی از بدن را تحت تاثیر قرار میدهند، عوامل نارضایتی موضعی نامیده شده‌اند. عوامل نارضایتی موضعی به چهار دسته تقسیم میشوند: تابش نامتقارن، کوران، اختلاف عمودی دما و کف سرد یا گرم [۶]. در نتیجه، قرار گرفتن شاخصهای آسایش حرارتی در محدوده‌های مجاز، شرط لازم و نه کافی برای قابل قبول بودن شرایط آسایش حرارتی از سوی افراد می‌باشد. بنابراین باید در کنار شاخص آسایش، این چهار عامل نارضایتی حرارتی موضعی نیز بررسی شود. در سیستم توزیع هوای زیر سطحی، تنها احتمال ایجاد کوران و اختلاف عمودی دما وجود دارد. در نتیجه در ادامه تنها به معرفی این دو عامل و نحوه محاسبه آنها اشاره شده است.

۲-۲-۲- اختلاف عمودی دما

یکی دیگر از عوامل ایجاد نارضایتی حرارتی موضعی، اختلاف عمودی دمای هوا است. این نوع نارضایتی می‌تواند در اثر نحوه توزیع طبیعی دما در اتاق ایجاد گردد. دمای هوا در داخل اتاق اغلب به صورت عمودی از کف تا سقف افزایش می‌یابد. این موضوع باعث ایجاد احساس گرما در ناحیه سر و احساس سرما در پا می‌شود. در چنین شرایطی حتی در صورتی که شرایط دمایی کلی محیط در محدوده آسایش باشد، فرد به صورت موضعی احساس نارضایتی خواهد داشت. اختلاف عمودی دما بر اساس تعریف برابر با اختلاف دمای هوا در ناحیه مچ پا (۰/۱ m) و سر (۱/۱ m) در حالت نشسته می‌باشد. برای فضاهای پرجمعیت بیشینه اختلاف عمودی دمای پیشنهاد شده در استاندارد ایزو ۷۷۳۰ برابر با ۳ درجه سلسیوس است [۲۷].

۳- ابزار و روش تحقیق آزمایشگاهی

۳-۱- محیط آزمایشگاه

آزمایشات تحقیق حاضر در گروه پژوهشی انرژی در ساختمان و آسایش حرارتی دانشگاه بیرجند و در اتاقکی مطابق هندسه شکل

۲-۲-۱- کوران

سرمایش موضعی ناخواسته بر روی بدن که بر اثر جابه‌جایی هوا رخ میدهد، یکی از انواع نارضایتی حرارتی موضعی بوده که کوران نامیده میشود [۶]. برای محاسبه درصد افرادی را که از کوران احساس نارضایتی دارند، از رابطه زیر استفاده میشود [۶]:

1 Root Mean Square (RMS)

تلرانس $\pm 0/2$ کنترل می‌شود. شرایط دما، رطوبت و سرعت در اتاقک آزمایش به وسیله دستگاه TESTO-۴۸۰ اندازه‌گیری می‌شود که این دستگاه مقادیر سرعت را با رزولوشن $0/1$ متر بر ثانیه، دما با رزولوشن $0/1$ و دقت $\pm 0/2$ درجه سلسیوس و رطوبت را با رزولوشن $0/1$ و دقت $\pm 1/5\%$ اندازه‌گیری میکند. همچنین برای دقت بیشتر در اندازه‌گیری و کنترل شرایط محیطی اتاقک آزمایش از سنسورهای دما از نوع LM۳۵ با دقت $\pm 0/5$ درجه سلسیوس (که برای محدوده دمایی -55 تا $+150$ درجه سلسیوس طراحی شده است)، سنسورهای رطوبت از نوع سنسورهای خازنی رطوبت با دقت $\pm 1/5\%$ (که محدوده اندازه‌گیری این سنسور از صفر تا 99% می‌باشد) و برای اندازه‌گیری سرعت هوا در محیط از سنسورهای سیم داغ استفاده شده است. در محیط آزمایشگاه تعداد ۶ سنسور دما و ۶ سنسور رطوبت در اطراف صندلی و تعداد ۴ سنسور دما، ۴ سنسور رطوبت و ۴ سنسور سرعت بر روی یک پایه در ارتفاع‌های مختلف نصب شده است که رزولوشن سنسورهای دما، رطوبت و سرعت به ترتیب $0/1$ ، $0/1$ و $0/1$ می‌باشد.

۳-۳- دستورالعمل آزمایش

در این آزمایش، به منظور حفظ شرایط کلی اتاقک بر مبنای شرایط آسایش کلی افراد، دمای هوای اتاقک از طریق تنظیم شرایط حرارتی اتاق بیرونی، در $24 \pm 0/5$ درجه سلسیوس و تغییرات رطوبت اتاق $2 \pm 25\%$ ثابت نگه داشته می‌شوند. سرعت هوای ورودی از دریچه نوع تخلیه عمودی جریان در همه حالات و دماها بدون تغییر و برابر $4/3$ متر بر ثانیه بوده که با افزایش ارتفاع، سرعت جریان هوا کاهش می‌یابد. همچنین، در این آزمایش دبی هوای ورودی از هر دریچه، 7 لیتر بر ثانیه تنظیم شده است زیرا جهت برقراری شرایط آسایش حرارتی افراد، ورودی هوا باید بین 5 تا 10 لیتر بر ثانیه به ازای نفر باشد [۲۸]. در این آزمایش، دمای هوای ورودی به اتاق توسط سیستم توزیع هوای زیر سطحی در دو حالت متفاوت برابر با 16 و 20 درجه سلسیوس (با تلرانس $\pm 0/2$ درجه سلسیوس) تنظیم گردیده

۲ انجام پذیرفته است. طول و عرض اتاقک هر کدام 3 متر و ارتفاع آن $2/7$ متر می‌باشد، این اتاقک درون اتاق بزرگتری طراحی شده و شرایط جوی هوای آزاد و تابش‌های خورشیدی بر این اتاقک تأثیرگذار نمی‌باشد. در داخل اتاقک، یک کامپیوتر به همراه میز و صندلی قرار دارد. همچنین، روشنایی اتاقک آزمایش به وسیله 4 عدد لامپ کم‌مصرف با حرارت تولیدی هر یک 12 وات تأمین می‌شود. مطابق شکل ۲ (الف)، دریچه خروج هوای اتاقک به ابعاد 110×20 سانتیمتر در نزدیک سقف قرار دارد. طبق استاندارد اشری مقاومت حرارتی پوشش افراد در شرایط اداری معادل $0/6 \text{ clo}$ در نظر گرفته شده است. همچنین، همانگونه که در شکل ۲ مشاهده میشود، ابعاد دریچه ورودی هوای اتاقک با تخلیه عمودی جریان 15×15 سانتیمتر است که بر روی آن تعداد 57 سوراخ با قطر 6 میلی‌متر ایجاد شده و مطابق شکل ۲ (و) پراکندگی سوراخها در شعاع 5 سانتیمتری از مرکز دریچه میباشد و برای دریچه ورودی هوا با تخلیه افقی جریان درپوشی با ابعاد 15×15 بر روی دریچه قبل قرار می‌گیرد و ارتفاع آن از سطح دریچه به‌گونه‌ای است که سطح ورودی هوا از هر دو دریچه یکسان می‌باشد. در این آزمایش از دو دریچه کفی استفاده می‌شود که یک دریچه در محل $x = 0/9 \text{ m}$ و دریچه دیگر در $x = 2/1 \text{ m}$ قرار گرفته و هر دو دریچه بر روی خط $y = 0$ جانمایی شده‌اند. در طول آزمایش دمای هوای ورودی از سیستم توزیع هوای زیر سطحی بر روی دو دمای 16 و 20 درجه سلسیوس تنظیم شده است. در این پژوهش، شرایط اتاقک آزمایش به نحوی که دمای متوسط اتاق $24 \pm 0/5$ درجه سلسیوس و رطوبت نسبی $2 \pm 25\%$ باشد، ثابت نگه‌داشته شده است. ضمناً در این آزمایشات میانگین دمای جدارهها به صورت جدول ۲ اندازه‌گیری شده است.

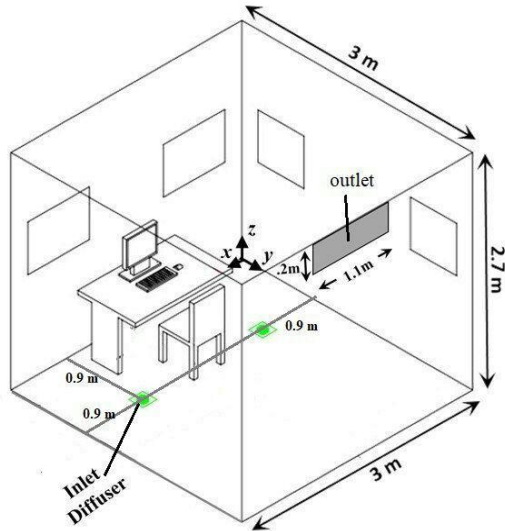
۳-۲- ابزار و وسایل

در این تحقیق هوای ورودی سیستم توزیع هوای زیر سطحی از طریق داکت اسپیلت تأمین میگردد و دمای هوای ورودی با

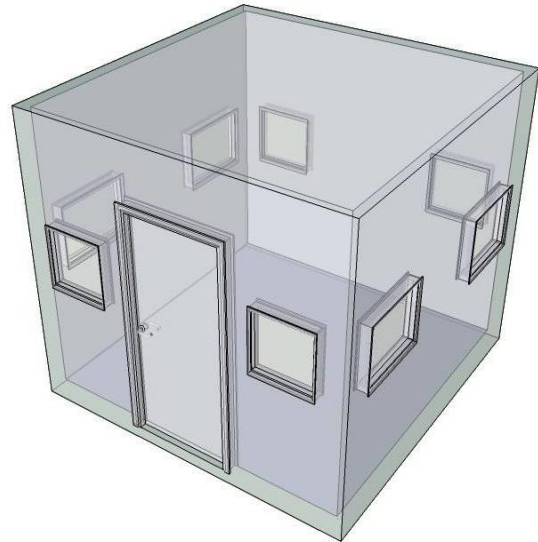
جدول ۲. میانگین دمای جداره‌ها

Table 2. Wall mean temperature

دیواره‌ها	پنجره‌ها	سقف	کف	درب	دمای ورودی از دریچه‌ها
۲۲/۱	۲۱/۸	۲۰/۸	۲۱/۲	۲۱/۸	۱۶ درجه سلسیوس
۲۳/۴	۲۳/۰	۲۲/۰	۲۲/۵	۲۳/۲	۲۰ درجه سلسیوس



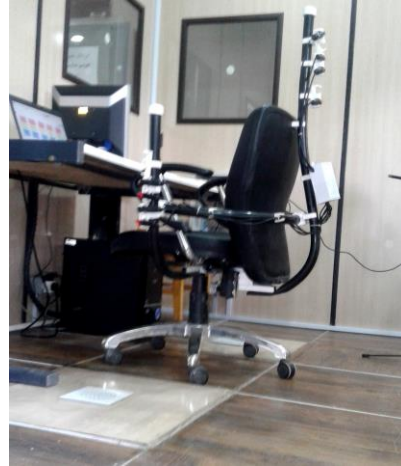
(ب) مشخصات هندسی و جانمایی اجزا در اتاقک آزمایشگاهی



(الف) نمای گرافیکی اتاقک آزمایشگاهی



(د) نمای خارجی اتاقک آزمایشگاهی



(ج) جانمایی دریچه ورودی هوا



(و) دریچه با تخلیه عمودی جریان (بدون درپوش)



(ه) دریچه با تخلیه افقی جریان (با درپوش)

شکل ۲. هندسه و مشخصات محیط آزمایشگاه

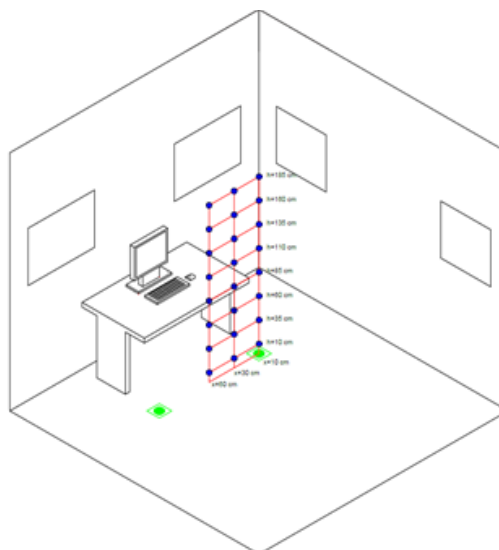
Fig. 2. Climate chamber geometry and characteristics

یک بازه زمانی مشخص و به طور ثابت در مختصات‌های مورد اشاره در جدول ۳، داده‌برداری هر نقطه انجام شده و با متوسط‌گیری از مقادیر، نتایج گزارش شده است. با استفاده از تغییرات سرعت مقدار مجذور میانگین مربعات که تعیین‌کننده میزان انحرافات سرعت است، محاسبه می‌شود. با رابطه میان سرعت و انحراف معیار سرعت درصد شدت آشفتگی جریان نیز قابل محاسبه می‌باشد. به بیان دقیق‌تر،

است. در این اختلاف گرادیان عمودی دما و سرعت در سه فاصله صفر، ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه و در ۸ ارتفاع ۱۰، ۳۵، ۶۰، ۸۵، ۱۱۰، ۱۳۵، ۱۶۰ و ۱۸۵ سانتی‌متری از سطح کف اندازه‌گیری شده، که در جدول ۳ مختصات همه نقاط مشاهده می‌گردد و در شکل ۳ نشان داده شده است. (محورهای مختصات در شکل ۲ (ب) مشخص شده است). با قرار دادن سنسور سرعت دستگاه Testo ۴۸۰ در

۴- نتایج

همان‌طور که پیش‌تر بیان شد در این پژوهش به مقایسه الگوی جریان در دو نوع دریچه با تخلیه عمودی و افقی جریان ورودی از سیستم توزیع هوای زیر سطحی در دو دمای هوای مختلف ۱۶ و ۲۰ درجه سلسیوس برای شرایط ورودی از دریچه پرداخته شده است. در هر یک از حالات الگوی جریان در سه فاصله صفر، ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه مورد بررسی قرار گرفته است. شکل ۴ نشان‌دهنده توزیع عمودی دما در اتاق بر روی سه خط عمودی مختلف با فاصله صفر، ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه است. شکل ۴ (الف) توزیع دمای عمودی دمای هوا در حالت دریچه با تخلیه عمودی (بدون درپوش) در دمای ۱۶ درجه سلسیوس را در سه فاصله صفر، ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه نمایش می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد دمای هوا بر روی مرکز دریچه با افزایش ارتفاع ۱۰ سانتی‌متری از سطح دریچه دما از ۱۶ به ۲۰ درجه سلسیوس تغییر یافته است. علت این افزایش ناگهانی دما، کاهش محسوس سرعت جریان هوای ورودی از دریچه به اتاقک آزمایش و کمتر بودن فشار هوای فضای داخلی اتاقک از فشار هوای خروجی دریچه می‌باشد. با افزایش ارتفاع از ۱۰ تا ۱۱۰ سانتی‌متری از سطح دریچه، دما به طور محسوس افزایش یافته است؛ به گونه‌ای که در ارتفاع ۱۱۰ سانتی‌متری از کف، دمای هوا به حدود ۲۲/۹ درجه سلسیوس رسیده است. از ارتفاع ۱۱۰ تا ۱۸۵ سانتی‌متری از کف، شیب تغییرات دما کاهش یافته و تنها ۰/۹ درجه سلسیوس تغییرات دمایی ثبت شده است.



شکل ۳. نقاط داده برداری

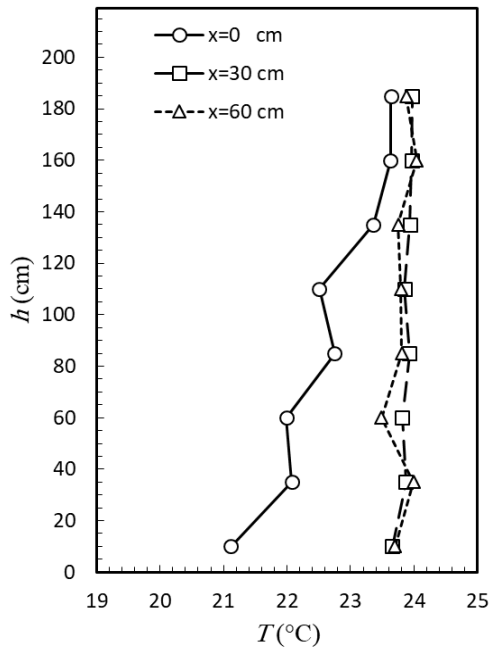
Fig. 3. The locations of data points

دستگاه Testo ۴۸۰ قابلیت اندازه‌گیری سرعت با رزولوشن ۰/۰۱ متر بر ثانیه و قابلیت ثبت اطلاعات خروجی در بازه هر ۱ ثانیه را دارد که با قرار دادن سنسور در نقطه مورد نظر، تغییرات سرعت در زمان مشخص اندازه‌گیری می‌شود و با توجه به نمودار تغییرات سرعت، میزان سرعت متوسط و نیز مقدار انحراف معیار سرعت به سادگی قابل محاسبه است. با استفاده از شرایط محیطی اتاقک و هوای ورودی دریچه، همراه با استفاده از روابط مدل آسایش حرارتی فنر و استاندارد اشری که پیش‌تر بیان شد درصد ناراضایتی ناشی از کوران، احساس حرارتی و ناراضایتی افراد را می‌توان پیش‌بینی کرد.

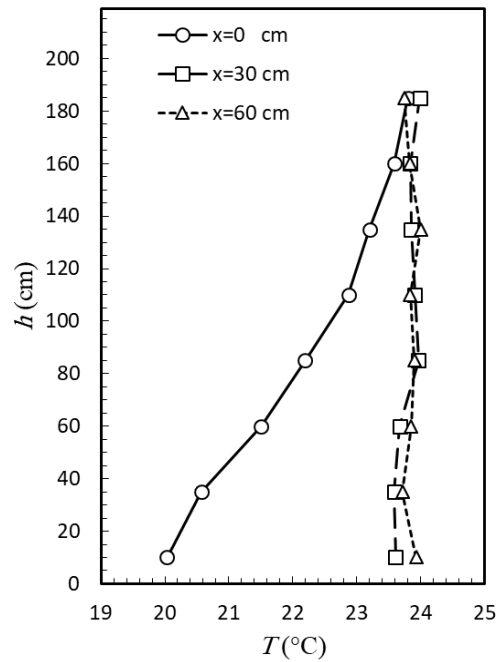
جدول ۳. مختصات نقاط داده برداری

Table 3. Coordinates of data points

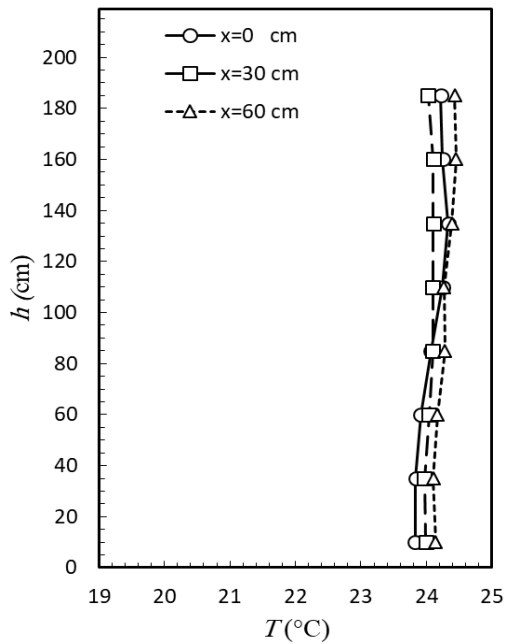
خط سوم (۶۰ سانتی متری دریچه)			خط دوم (۳۰ سانتی متری دریچه)			خط اول (مرکز دریچه)			مختصات
Z(m)	Y(m)	X(m)	Z(m)	Y(m)	X(m)	Z(m)	Y(m)	X(m)	
۰/۱۰	۰/۹	۱/۵	۰/۱۰	۰/۹	۱/۲	۰/۱۰	۰/۹	۰/۹	ارتفاع ۱
۰/۳۵	۰/۹	۱/۵	۰/۳۵	۰/۹	۱/۲	۰/۳۵	۰/۹	۰/۹	ارتفاع ۲
۰/۶۰	۰/۹	۱/۵	۰/۶۰	۰/۹	۱/۲	۰/۶۰	۰/۹	۰/۹	ارتفاع ۳
۰/۸۵	۰/۹	۱/۵	۰/۸۵	۰/۹	۱/۲	۰/۸۵	۰/۹	۰/۹	ارتفاع ۴
۱/۱۰	۰/۹	۱/۵	۱/۱۰	۰/۹	۱/۲	۱/۱۰	۰/۹	۰/۹	ارتفاع ۵
۱/۳۵	۰/۹	۱/۵	۱/۳۵	۰/۹	۱/۲	۱/۳۵	۰/۹	۰/۹	ارتفاع ۶
۱/۶۰	۰/۹	۱/۵	۱/۶۰	۰/۹	۱/۲	۱/۶۰	۰/۹	۰/۹	ارتفاع ۷
۱/۸۵	۰/۹	۱/۵	۱/۸۵	۰/۹	۱/۲	۱/۸۵	۰/۹	۰/۹	ارتفاع ۸



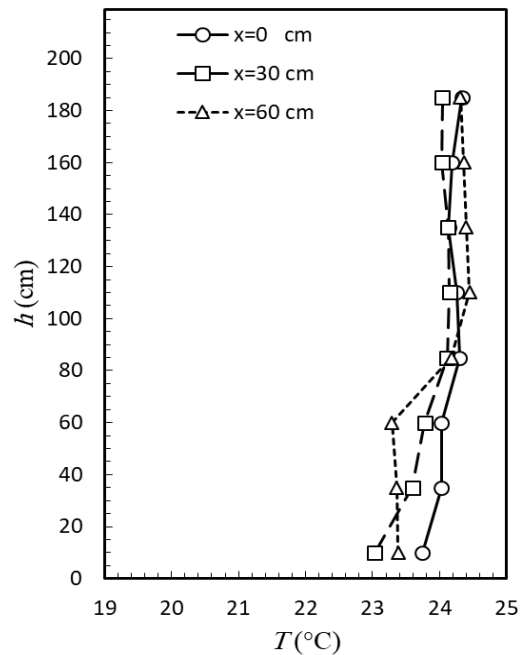
(ب) دریاچه بدون درپوش - دمای ۲۰ درجه سلسیوس



(الف) دریاچه بدون درپوش - دمای ۱۶ درجه سلسیوس



(د) دریاچه با درپوش - دمای ۲۰ درجه سلسیوس



(ج) دریاچه با درپوش - دمای ۱۶ درجه سلسیوس

شکل ۴. توزیع عمودی دما هوادر اتاقی با سیستم توزیع هوای زیر سطحی

Fig. 4. Vertical air temperature distribution of room with UFAD system

نکته قابل توجه در ارتفاع ۱۸۵ سانتی متری از سطح دریاچه است که جریان ورودی از دریاچه کاملاً با هوای محیط اتاقک ترکیب شده و در هر سه فاصله طولی از مرکز دریاچه دما در محدوده ۲۳/۸ درجه سلسیوس اندازه‌گیری شده است. در شکل ۴ (ب) توزیع عمودی دمای هوا بر روی دریاچه بدون درپوش در دمای ۲۰ درجه سلسیوس

نتایج نشان می‌دهد با فاصله گرفتن ۳۰ و ۶۰ سانتی متری از مرکز دریاچه، سیستم توزیع هوای زیر سطحی از نوع تخلیه عمودی جریان، اختلاط کاملی بین هوای ورودی دریاچه و هوای محیط اتاقک ایجاد شده است و توزیع عمودی دما در این دو فاصله تقریباً بر هم منطبق بوده و با افزایش ارتفاع تغییرات دمایی چشمگیری مشاهده نمی‌شود.

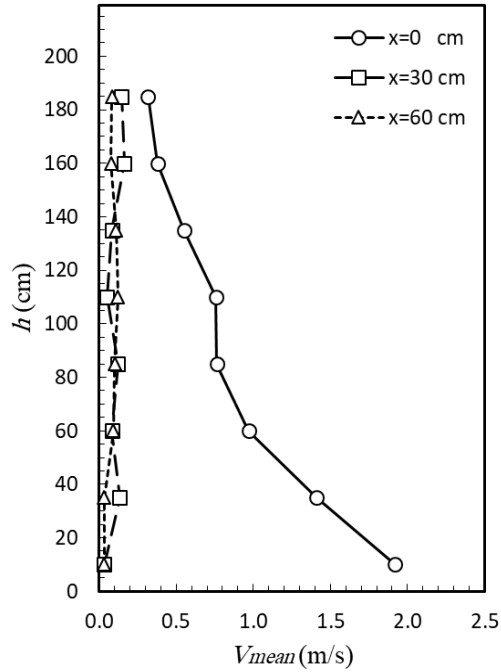
زیادی جلوگیری کرد.

در شکل ۵، نمودار تغییرات عمودی سرعت هوا تحت تأثیر دو نوع دریچه مختلف با تخلیه عمودی و افقی جریان، برای دو دمای ورودی ۱۶ و ۲۰ درجه سلسیوس نشان داده شده است. در شکل ۵ (الف) می‌توان تغییرات عمودی سرعت برای دریچه بدون درپوش در دمای ۱۶ درجه سلسیوس را مشاهده کرد. در ارتفاع ۱۰ سانتی‌متری بالای مرکز دریچه، سرعت حدود ۲/۲ متر بر ثانیه می‌باشد. طبق انتظار، با افزایش ارتفاع از سطح دریچه، سرعت با شیب نسبتاً زیادی کاهش یافته است به گونه‌ای که در ارتفاع ۱۱۰ سانتی‌متری سرعت به حدود ۰/۷ متر بر ثانیه رسیده است. در ادامه، شیب تغییرات کاهش یافته به گونه‌ای که تنها ۰/۲ متر بر ثانیه تا ارتفاع ۱۸۵ سانتی‌متری تغییرات سرعت ثبت شده است. میانگین تغییرات عمودی سرعت هوای ورودی از دریچه در فواصل ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه در دمای ۱۶ درجه سلسیوس تفاوت چندانی با یکدیگر نداشته و میتوان بیان کرد تغییرات عمودی سرعت از ۱۰ تا ۱۸۵ سانتی‌متری انطباق زیادی با یکدیگر دارند. همچنین، نتایج نشان می‌دهد در ارتفاع ۱۸۵ سانتی‌متری به علت اختلاط کامل هوای ورودی دریچه با هوای اتاقک، تغییرات عمودی سرعت در هر سه فاصله صفر، ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری تقریباً یکسان می‌باشد.

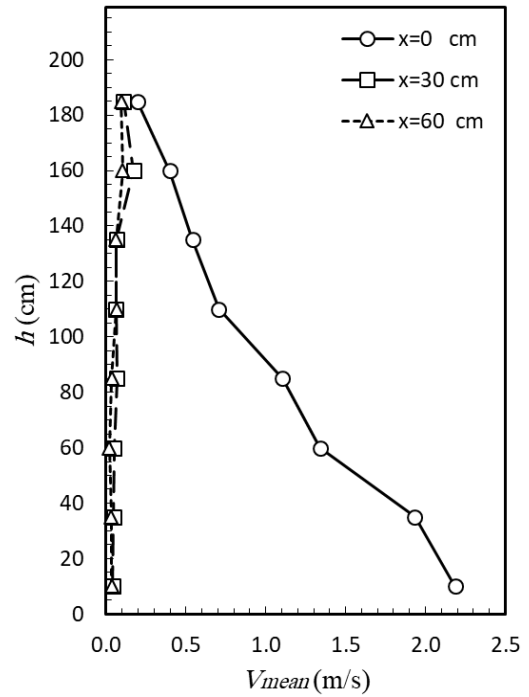
شکل ۵ (ب) تغییرات عمودی سرعت برای دریچه بدون درپوش در دمای ۲۰ درجه سلسیوس را نشان می‌دهد. همانطور که قابل پیش‌بینی بود، بر روی دریچه تغییرات سرعت نسبت به فواصل ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه مشهودتر است و با افزایش ارتفاع، سرعت وزش هوا کاهش می‌یابد. اما نکته تامل برانگیز این است که با ۳۰ سانتی‌متر فاصله گرفتن از مرکز دریچه، سرعت جریان هوا در ارتفاع ۱۰ سانتی‌متری از سطح دریچه به میزان حدود ۲ متر بر ثانیه کاهش یافته است که این موضوع نشان‌دهنده تأثیرپذیری قابل توجه سرعت نسبت به فاصله از دریچه است. همچنین نتایج نشان می‌دهد که تغییرات عمودی سرعت در دمای ۲۰ درجه سلسیوس برای دو فاصله ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه همانند دمای ۱۶ درجه سلسیوس بر هم منطبق می‌باشند. از ارتفاع ۱۰ تا ۱۸۵ سانتی‌متری تغییرات عمودی سرعت در بازه ۰/۳ تا ۰/۱۴ متر بر ثانیه متغیر بوده است. مشاهدات نشان می‌دهد در شکل ۵ (ج) و شکل ۵ (د) برای دریچه‌های با تخلیه افقی جریان در هر سه فاصله صفر، ۳۰ و ۶۰

نشان داده شده است. روند تغییرات همانند شکل ۴ (الف) می‌باشد، با این تفاوت که در ارتفاع ۱۰ سانتی‌متری روی مرکز دریچه دما از ۲۰ به ۲۱/۱ درجه سلسیوس رسیده است و در ادامه با افزایش ارتفاع به ۱۳۵ سانتی‌متری تغییرات دمایی با شیب نسبتاً تندی به دمای ۲۳/۴ درجه سلسیوس رسیده است و از ارتفاع ۱۳۵ تا ۱۸۵ سانتی‌متری تنها ۰/۲ درجه سلسیوس تغییرات دمایی اندازه‌گیری شده است. در دمای ۱۶ درجه سلسیوس به علت ریزش هوای سرد، تأثیرگذاری دریچه ورودی هوا بر تغییرات دما در ارتفاع‌های مختلف کم می‌باشد و پس از رسیدن به ارتفاع ۶۰ سانتی‌متری با شیب یکنواختی دما افزایش می‌یابد. اما در دمای ۲۰ درجه سلسیوس به علت افزایش دمای ورودی هوا، اثرگذاری دریچه تا ارتفاع بیشتری بوده و دما در این نقطه در ارتفاع‌های مختلف نسبت به حالت قبل بیشتر تابع دمای دریچه ورودی می‌باشد. در نتیجه تأثیرپذیری دما در این حالت بیشتر بوده و از ارتفاع بالاتری (۱۲۰ سانتی‌متر) شیب یکنواخت آغاز شده است.

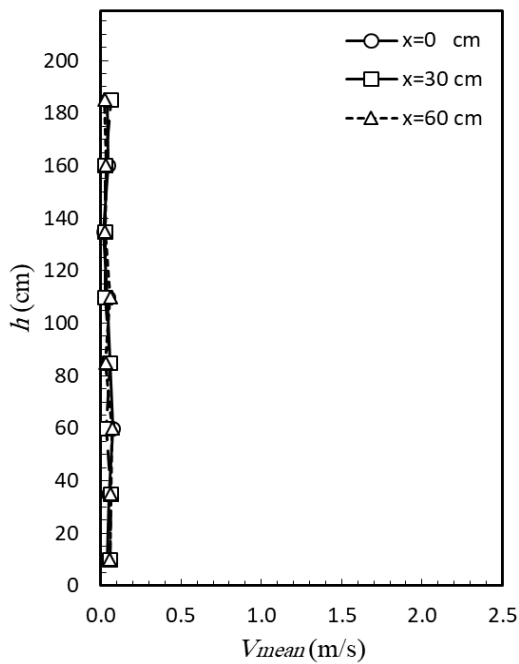
اما در فواصل ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه گرادیان دمای هوای ورودی از سیستم توزیع هوای زیر سطحی در ارتفاع ۱۰ تا ۱۸۵ سانتی‌متری دما تنها بین ۲۳/۷ تا ۲۴ درجه سلسیوس متغیر بوده است. نکته قابل تاملی که می‌توان در شکل ۴ (الف) و شکل ۴ (ب) مشاهده کرد، با توجه به اینکه تغییرات دمایی از ۱۶ به ۲۰ درجه سلسیوس اعمال شده اما در هر دو حالت در فاصله ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از دریچه دمایی در محدوده ۲۳/۸ درجه سلسیوس اندازه‌گیری شده است. شکل ۴ (ج) و شکل ۴ (د) توزیع دمای هوا در اتاق دارای سیستم توزیع هوای زیر سطحی با تخلیه افقی جریان را به ترتیب برای دو دمای ۱۶ و ۲۰ درجه سلسیوس و در فواصل صفر، ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه نشان می‌دهند. پروفیل توزیع دما در هر دو حالت، نشان‌دهنده اختلاط بسیار مناسب هوا در دریچه با تخلیه افقی است. اما همانطور که مشاهده میشود در شکل ۱ (ج) در فاصله ۳۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه به علت نوع وزش افقی جریان هوا دمای کمتری در ارتفاع ۱۰ سانتی‌متری اندازه‌گیری شده است اما اختلاف دما در فواصل مختلف از دریچه چشمگیر نمی‌باشد. در نهایت می‌توان نتیجه گرفت با تغییر نوع دریچه ورودی هوای سیستم توزیع هوای زیر سطحی و تغییر جریان وزشی از حالت عمودی به افقی از ایجاد احساس نارضایتی ناشی از اختلاف عمودی دما می‌توان تا حد



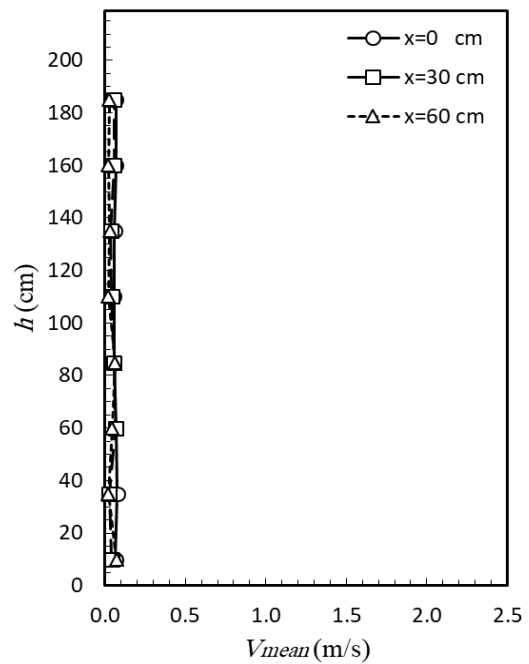
(ب) دریچه بدون درپوش - دمای ۲۰ درجه سلسیوس



(الف) دریچه بدون درپوش - دمای ۱۶ درجه سلسیوس



(د) دریچه با درپوش - دمای ۲۰ درجه سلسیوس



(ج) دریچه با درپوش - دمای ۱۶ درجه سلسیوس

شکل ۵. پروفیل تغییرات عمودی سرعت هوا در اتاقی با سیستم توزیع هوای زیر سطحی

Fig. 5. Vertical air velocity distribution of room with UFAD system

نکته مهم در شکل ۴ (الف) و شکل ۴ (ب) این است که با تغییرات دمایی از ۱۶ به ۲۰ درجه سلسیوس، تغییرات سرعت ثبت شده در ارتفاعات یکسان با یکدیگر اندکی متفاوت است. این امر می تواند به

سانتی متری از مرکز دریچه سیستم توزیع هوای زیر سطحی تغییرات عمودی سرعت با افزایش ارتفاع ناچیز بوده و در همه نقاط سرعت در محدوده ۰/۰۳ متر بر ثانیه اندازه گیری شده است.

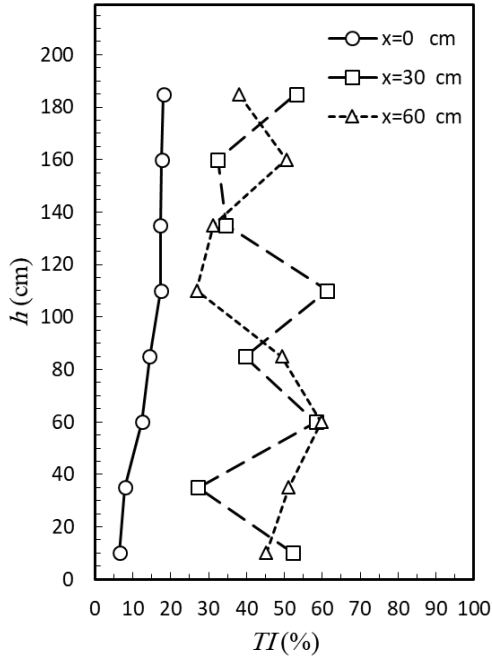
دلیل ریزش بیشتر هوای سرد و سنگین به سمت کف اتاق در حالت دمای ورودی ۱۶ درجه سلسیوس باشد و همین موضوع می‌تواند موجب تفاوت میان الگوی سرعت در دمای ورودی ۱۶ و ۲۰ درجه سلسیوس شده باشد. شکل ۶ نمودار تغییرات عمودی شدت آشفستگی جریان، در ارتفاع‌های مختلف برای دو دریچه با تخلیه عمودی و افقی جریان در سیستم توزیع هوای زیر سطحی را نشان می‌دهد.

شکل ۶ (الف) نمایش دهنده تغییرات شدت آشفستگی دریچه با تخلیه عمودی جریان برای دمای ۱۶ درجه سلسیوس می‌باشد. نتایج در شکل ۶ (الف) نشان می‌دهد، درصد تغییرات شدت آشفستگی جریان بر روی دریچه تا ارتفاع ۳۵ سانتی‌متری از سطح دریچه کمتر از ۵٪ اندازه‌گیری شده است. اما از ارتفاع ۶۰ تا ۱۶۰ سانتی‌متری از سطح دریچه با اینکه سرعت با شیب تقریباً ثابتی کاهش یافته است اما مقدار انحراف معیار سرعت در هر یک از نقاط متغیر می‌باشد، به همین علت در این ۱۰۰ سانتی‌متر درصد شدت آشفستگی جریان بین ۱۸٪ تا ۲۰٪ متغیر است. اما در ارتفاع ۱۸۵ سانتی‌متری به علت کاهش ۰/۲ متر بر ثانیه‌ای سرعت از نقطه قبل درصد شدت آشفستگی به شدت افزایش یافته و به حدود ۳۴ درصد رسیده است. همچنین، مشاهدات نشان می‌دهد که با فاصله گرفتن از مرکز دریچه، شدت آشفستگی جریان افزایش یافته است. اختلاف ناچیز سرعت جریان هوای ورودی در فاصله ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از دریچه در درصد شدت آشفستگی به طور قابل ملاحظه‌ای تاثیر گذار است به عنوان نمونه در ارتفاع ۸۵ سانتی‌متری از کف در فاصله ۳۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه مقدار سرعت متوسط جریان هوا برابر ۰/۰۷ متر بر ثانیه و انحراف معیار سرعت برابر ۰/۰۲۶ متر بر ثانیه اندازه‌گیری شده است، که در این حالت درصد شدت آشفستگی جریان ۳۹ درصد محاسبه می‌شود. اما در همین ارتفاع و فاصله ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه مقدار سرعت متوسط جریان هوا برابر ۰/۰۴ متر بر ثانیه و انحراف معیار سرعت برابر ۰/۰۲۲ متر بر ثانیه ثبت شده که درصد شدت آشفستگی جریان ۶۳ درصد بدست می‌آید. نکته بعدی در ارتفاع ۱۸۵ سانتی‌متری برای فاصله ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه است، که با وجود اختلاف در میانگین سرعت جریان و انحراف معیار سرعت، نسبت هر دو سرعت تقریباً با یکدیگر برابر شده و درصد شدت آشفستگی جریان در نزدیکی یکدیگر و در محدوده ۳۹٪ می‌باشد. شکل ۶ (ب) نشان‌دهنده درصد شدت آشفستگی جریان در سیستم توزیع

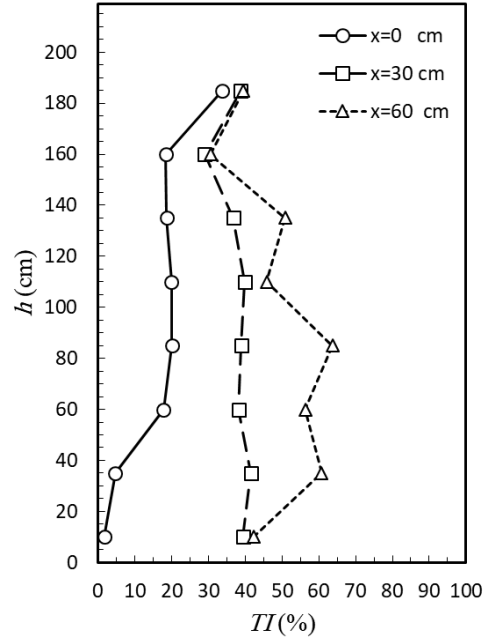
هوای زیر سطحی برای دریچه با تخلیه عمودی جریان در دمای ۲۰ درجه سلسیوس است. تغییرات درصد شدت آشفستگی جریان بر روی دریچه در نقاط مختلف همانند حالت قبل می‌باشد، با این تفاوت که مقدار درصد شدت آشفستگی جریان در ارتفاع ۱۰ و ۳۵ سانتی‌متری حدود ۶ و ۸ درصد اندازه‌گیری شده و در سایر نقاط بین ۱۲٪ تا ۱۸٪ متغیر است. اما در فاصله ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از دریچه تغییرات سرعت و انحراف معیار سرعت بسیار نزدیک یکدیگر بوده و در ارتفاع‌های مختلف درصد شدت آشفستگی بین ۲۷٪ تا ۶۱٪ متغیر است. در شکل ۶ (ج) و شکل ۶ (د) که از دریچه با تخلیه افقی جریان استفاده شده است، میانگین تغییرات سرعت در نقاط مختلف برای هر سه فاصله از مرکز دریچه تقریباً در یک محدوده بوده اما به علت متغیر بودن انحراف معیار سرعت درصد شدت آشفستگی جریان نیز با تغییراتی در نقاط مختلف ثبت شده است که این تغییرات نیز همانند حالت قبل بین ۲۷٪ تا ۶۱٪ متغیر بوده است.

شاخص پیش‌بینی احساس حرارتی به عوامل محیطی از جمله دما، سرعت جریان هوا و درصد رطوبت نسبی و نیز عوامل فردی از جمله نرخ متابولیک و مقاومت حرارتی لباس افراد بستگی دارد. همان‌طور که پیش‌تر بیان شد در این آزمایش، درصد رطوبت نسبی اتاقلک آزمایش $25 \pm 2\%$ ثابت نگه داشته شده است. ضمن اینکه احساس حرارتی برای افراد مشغول به کار اداری و پوشش اداری (شامل پیراهن آستین بلند، زیرپوش آستین‌دار، شلوار، لباس زیر مردانه و جوراب) پیش‌بینی شده است. همچنین، نرخ متابولیک افراد برای شرایط کار اداری در نظر گرفته شده و مقاومت حرارتی پوشش افراد طبق استاندارد اشری 0.6 clo تعیین شده است. شکل ۷ نشان‌دهنده شاخص پیش‌بینی احساس حرارتی افراد در سیستم توزیع هوای زیر سطحی با دو نوع دریچه تخلیه عمودی و افقی جریان هوا در دو دمای ۱۶ و ۲۰ درجه سلسیوس می‌باشد.

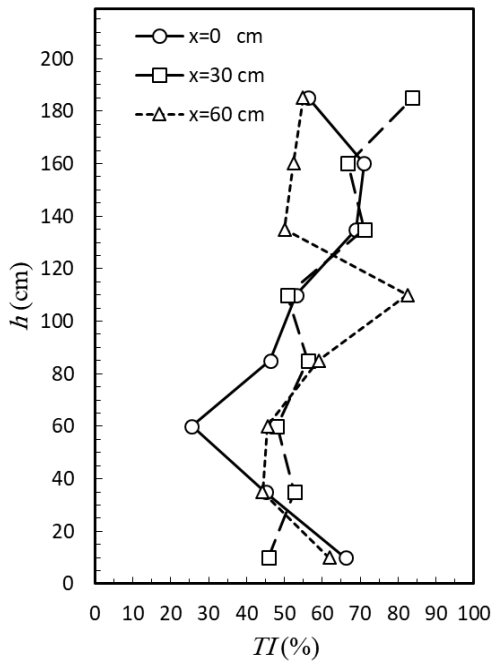
همان‌طور که در شکل ۷ (الف) مشاهده می‌شود، به علت تغییرات اندک دما و سرعت در فواصل ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه و در ارتفاع‌های ۱۰ تا ۱۸۵ سانتی‌متری، میزان احساس حرارتی در همه نقاط نزدیک به یکدیگر و در محدوده -0.8 است. در این شرایط برای ارتفاع ۱۸۵ سانتی‌متری در هر سه فاصله صفر، ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه میزان احساس حرارتی افراد به ترتیب ۱-، -0.72 و -0.78 پیش‌بینی شده که تقریباً هر سه در یک



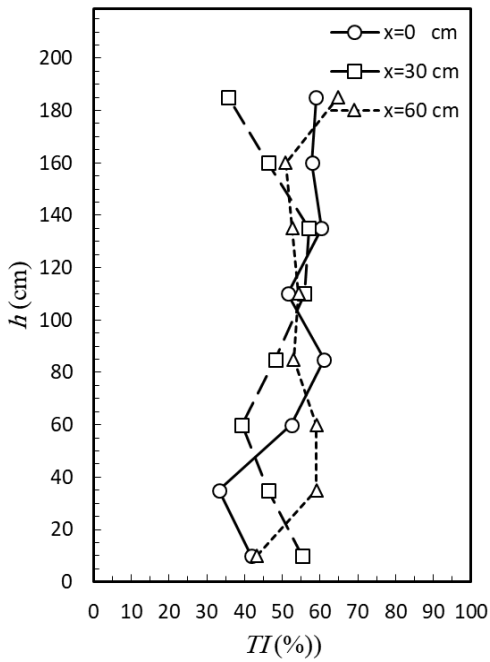
(ب) درجه بدون درپوش - دمای ۲۰ درجه سلسیوس



(الف) درجه بدون درپوش - دمای ۱۶ درجه سلسیوس



(د) درجه با درپوش - دمای ۲۰ درجه سلسیوس



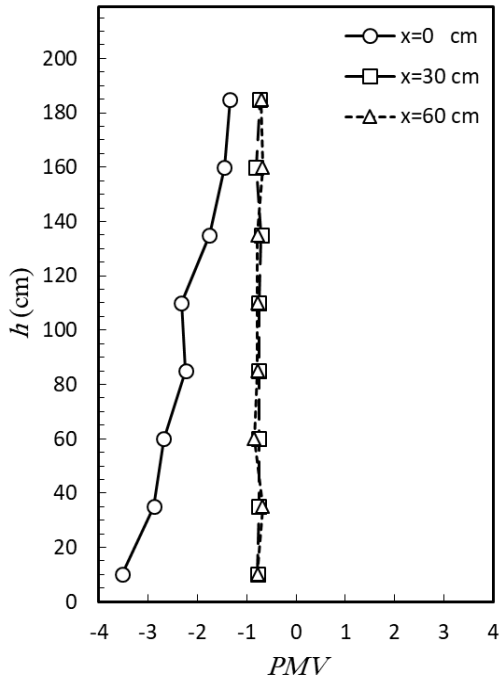
(ج) درجه با درپوش - دمای ۱۶ درجه سلسیوس

شکل ۶. تغییرات شدت آشفته‌گی جریان هوا در اتاقی با سیستم توزیع هوای زیر سطحی

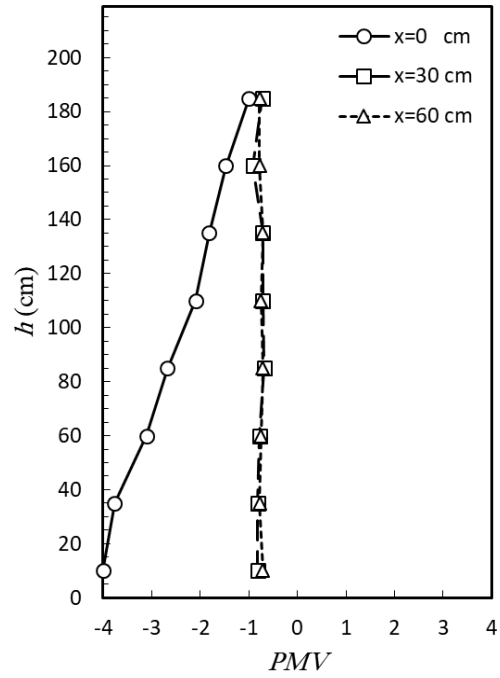
Fig. 6. Turbulent intensity distribution of room with UFAD system

۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز درجه تغییرات چندانی در احساس حرارتی افراد در ارتفاع‌های ۱۰ تا ۱۸۵ سانتی‌متری مشاهده نمی‌شود و تغییرات در محدوده ۰/۸- می‌باشد. همچنین، طبق شکل ۷ (ج) و شکل ۷ (د) در هر دو دمای ۱۶ و ۲۰ برای درجه از نوع تخلیه افقی،

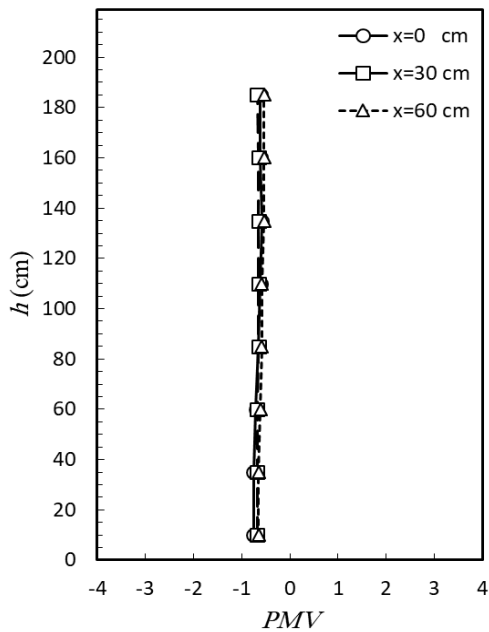
محدوده آسایشی می‌باشند. با تغییر دمای هوای ورودی از درجه به ۲۰ درجه سلسیوس و تخلیه عمودی جریان ورودی از درجه، نتایج نشان می‌دهد که احساس حرارتی افراد در ارتفاع ۱۸۵ سانتی‌متری به ۱/۳۴- می‌رسد. اما همانند دمای ۱۶ درجه سلسیوس، در فاصله



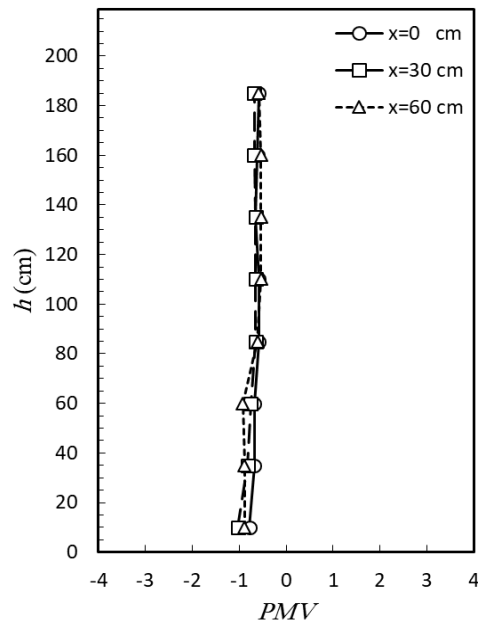
(ب) دریاچه بدون درپوش - دمای ۲۰ درجه سلسیوس



(الف) دریاچه بدون درپوش - دمای ۱۶ درجه سلسیوس



(د) دریاچه با درپوش - دمای ۲۰ درجه سلسیوس



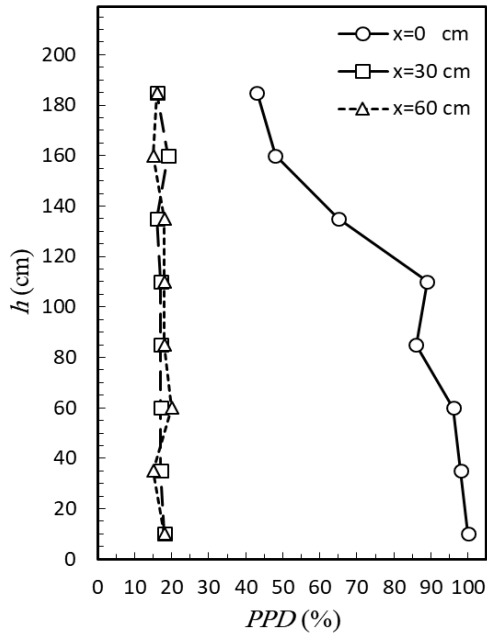
(ج) دریاچه با درپوش - دمای ۱۶ درجه سلسیوس

شکل ۷. شاخص احساس حرارتی افراد در اتاقی با سیستم توزیع هوای زیر سطحی

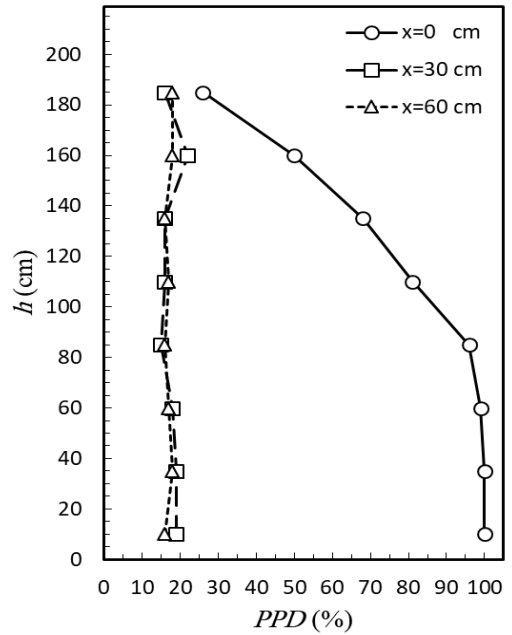
Fig. 7. Predicted mean vote in a room with UFAD system

این موضوع بیان می‌کند می‌توان با هوای ورودی ۲۰ درجه سلسیوس از ورودی سیستم توزیع هوای زیر سطحی احساسی کمتر از خنثی برای افراد ایجاد کرد. با توجه به اینکه با تغییرات دمایی از ۱۶ به ۲۰ درجه سلسیوس میزان احساس حرارتی افراد تا حد زیادی به هم

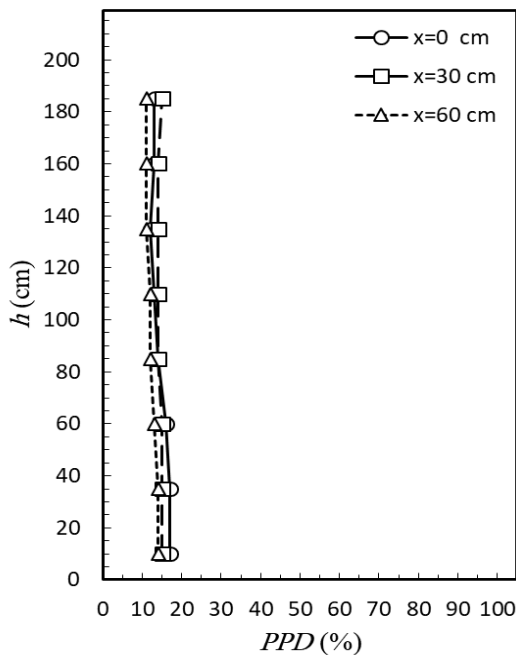
در هر سه فاصله صفر، ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریاچه، مشاهده می‌شود که تغییرات در میزان احساس حرارتی افراد بسیار ناچیز و در محدوده ۰/۸- باشد. ضمن اینکه نتایج نشان می‌دهد در همه حالات میزان احساس حرارتی افراد کمتر از حالت خنثی بوده، که



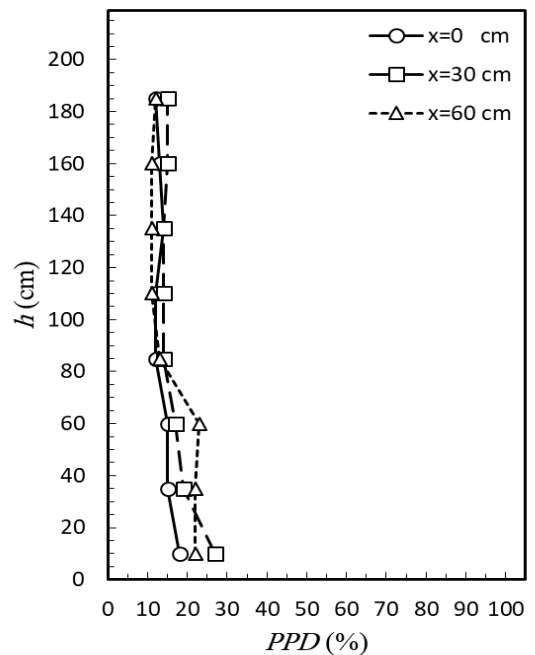
(ب) درجه بدون درپوش - دمای ۲۰ درجه سلسیوس



(الف) درجه بدون درپوش - دمای ۱۶ درجه سلسیوس



(د) درجه با درپوش - دمای ۲۰ درجه سلسیوس



(ج) درجه با درپوش - دمای ۱۶ درجه سلسیوس

شکل ۸. نمودار درصد نارضایتی افراد در اتاقی با سیستم توزیع هوای زیر سطحی

Fig. 8. Predicted percentage dissatisfied in a room with UFAD system

۲۰ درجه سلسیوس در سیستم توزیع هوای زیر سطحی در دو حالت درپچه با تخلیه عمودی و افقی جریان را نشان می‌دهد. شکل ۸ (الف) مربوط به دمای ۱۶ درجه سلسیوس و درپچه با تخلیه عمودی جریان می‌باشد. بر روی مرکز درپچه در ارتفاع ۱۰ تا ۸۵ سانتی‌متری مشاهده می‌شود که ۱۰٪ افراد به علت دمای پایین هوای ورودی از درپچه و

نزدیک است، لذا از این موضوع می‌توان به منظور کاهش مصرف انرژی استفاده کرد و با هوای ورودی ۲۰ درجه سلسیوس میزان احساس حرارتی که دمای ۱۶ درجه سلسیوس ایجاد می‌کند را برای افراد مهیا ساخت.

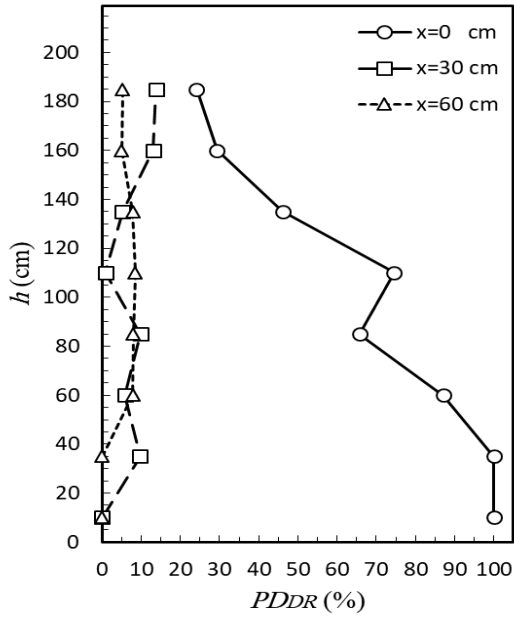
شکل ۸ نمودار درصد نارضایتی افراد برای دو دمای ورودی ۱۶ و

سرعت بالای جریان احساس نارضایتی دارند، اما از ارتفاع ۸۵ تا ۱۸۵ سانتیمتری از کف، درصد نارضایتی با شیب زیادی کاهش می‌یابد و نهایتاً به ۲۶٪ می‌رسد. در فاصله ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه تغییرات درصد نارضایتی همانند تغییرات شاخص پیش‌بینی احساس حرارتی در همه نقاط تقریباً منطبق بر یکدیگر و در محدوده ۱۵٪ تا ۲۰٪ می‌باشد.

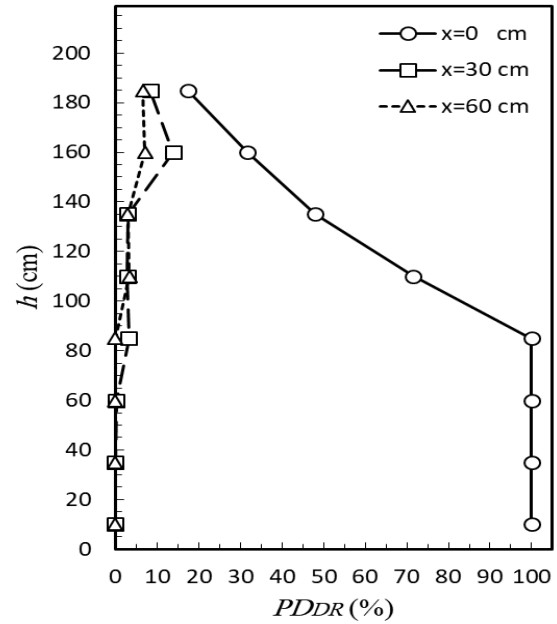
در شکل ۸ (ب) با افزایش ۴ درجه‌ای دمای هوای ورودی به ۲۰ درجه سلسیوس و در حالت دریچه با تخلیه عمودی جریان، تغییرات درصد نارضایتی برای دو فاصله ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه همانند دمای ۱۶ درجه سلسیوس و در محدوده بین ۱۵٪ تا ۲۰٪ برای ارتفاع ۱۰ تا ۱۸۵ سانتی‌متری محاسبه شده است. اما بر روی خط مرکز دریچه، درصد نارضایتی افراد از فاصله کف تا ارتفاع ۱۱۰ سانتی‌متری، از ۱۰۰٪ به ۸۹٪ رسیده است. اما در نقاط بالاتر تا ۱۱۰ سانتی‌متر تغییرات درصد نارضایتی شیب بیشتری پیدا کرده است تا در بالاترین نقطه، میزان درصد نارضایتی افراد حدود ۴۳٪ شده است. در شکل ۸ (ج) و شکل ۸ (د) همانند نمودار تغییرات احساس حرارتی افراد، درصد نارضایتی نیز در هر سه فاصله صفر، ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه و در ارتفاع ۱۰ تا ۱۸۵ سانتی‌متری از سطح دریچه تقریباً ثابت و در محدوده ۲۰٪ پیش‌بینی شده است. همچنین، بررسی سایر پارامترها نشان می‌دهد با فاصله گرفتن از دریچه ورود هوا در سیستم توزیع هوای زیر سطحی با تغییر جهت تخلیه جریان از حالت عمودی به افقی و با فاصله گرفتن از مرکز دریچه می‌توان درصد نارضایتی افراد را به طور محسوسی کاهش داد.

شکل ۹ نارضایتی ناشی از کوران برای دو دمای ۱۶ و ۲۰ درجه سلسیوس برای دو حالت دریچه با تخلیه عمودی و افقی جریان را نشان می‌دهد. درصد نارضایتی ناشی از کوران از رابطه ۵ محاسبه می‌گردد و به پارامترهای دمای هوا، سرعت وزش و شدت آشفتگی جریان وابستگی دارد. شکل ۹ (الف) نشان‌دهنده نارضایتی ناشی از کوران در دمای ۱۶ درجه سلسیوس و دریچه با تخلیه عمودی جریان می‌باشد. همان‌طور که مشاهده می‌شود در مرکز دریچه از ارتفاع ۱۰ تا ۸۵ سانتی‌متری نارضایتی ناشی از کوران کاملاً مشهود و برابر ۱۰۰٪ می‌باشد، همان‌طور که در شکل ۸ (الف) بیان شد، در این نقاط نارضایتی کلی ناشی از موازنه انرژی بدن نیز در محدوده ۱۰۰٪ پیش‌بینی شده بود. دلیل اصلی این اتفاق سرعت بالای هوای

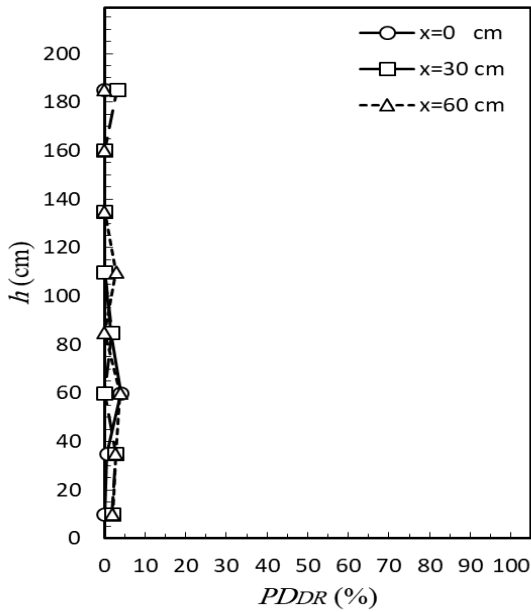
ورودی از سیستم توزیع هوای زیر سطحی است. با افزایش ارتفاع درصد نارضایتی ناشی از کوران به علت افزایش دما و کاهش سرعت هوای ورودی از دریچه، با شیب زیادی کاهش می‌یابد، تا در ارتفاع ۱۸۵ سانتی‌متری درصد نارضایتی ناشی از کوران حدود ۱۷٪ محاسبه شده است. در فاصله ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه تا ارتفاع ۶۵ سانتی‌متری از سطح دریچه درصد نارضایتی ناشی از کوران ناچیز بوده و با افزایش ارتفاع تا ۱۳۵ سانتی‌متری این میزان نارضایتی مقدار اندکی افزایش یافته است. با افزایش ارتفاع ۲۵ سانتی‌متری (از ۱۳۵ به ۱۵۰ سانتی‌متری)، در هر دو فاصله ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه با اینکه تغییرات دمایی ناچیزی اندازه‌گیری شده است اما به علت افزایش سرعت، درصد نارضایتی ناشی از کوران به حدود ۱۴٪ و ۷٪ افزایش پیدا کرده است. در بالاترین نقطه درصد نارضایتی ناشی از کوران برای هر دو فاصله ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه تقریباً بر یکدیگر منطبق می‌باشد. شکل ۹ (ب) بیانگر نارضایتی ناشی از کوران برای دمای ۲۰ درجه سلسیوس و دریچه با تخلیه عمودی جریان است. بر خلاف حالت قبل در این دما تنها در دو ارتفاع ۱۰ و ۳۵ سانتی‌متری از سطح دریچه درصد نارضایتی ناشی از کوران ۱۰۰٪ محاسبه شده و در ادامه با افزایش ارتفاع از درصد نارضایتی ناشی از کوران کاسته می‌شود، اما در ارتفاع ۱۱۰ سانتی‌متری از سطح دریچه بر خلاف روند تغییرات درصد نارضایتی ناشی از کوران افزایش یافته و به ۷۵٪ رسیده است و در ادامه با افزایش ارتفاع مجدداً درصد نارضایتی کاهش یافته است و در بالاترین نقطه، نارضایتی ناشی از کوران به ۲۴٪ می‌رسد. علت تغییر ناگهانی در ارتفاع ۱۱۰ سانتی‌متری از سطح دریچه، افزایش یکباره VRMS می‌باشد که این موضوع موجب افزایش درصد شدت آشفتگی جریان شده است، همان‌گونه که پیش‌تر بیان شد یکی از عوامل تاثیرگذار بر درصد نارضایتی ناشی از کوران درصد شدت آشفتگی جریان می‌باشد. در فاصله ۳۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه با تخلیه عمودی جریان در دمای ۲۰ درجه سلسیوس درصد نارضایتی ناشی از کوران از ارتفاع ۱۰ تا ۱۸۵ سانتی‌متری بین صفر تا ۱۴٪ متغیر است. در فاصله ۶۰ سانتی‌متری در نقاط ۱۰ و ۳۵ سانتی‌متری از کف هیچ‌گونه نارضایتی ناشی از کوران پیش‌بینی نشده است، اما با بالاتر رفتن از سطح دریچه درصد نارضایتی ناشی از کوران حداکثر به ۹٪ رسیده است. همچنین، نتایج شکل ۹ (ج) و شکل ۹ (د) نشان می‌دهد که همانند تغییرات



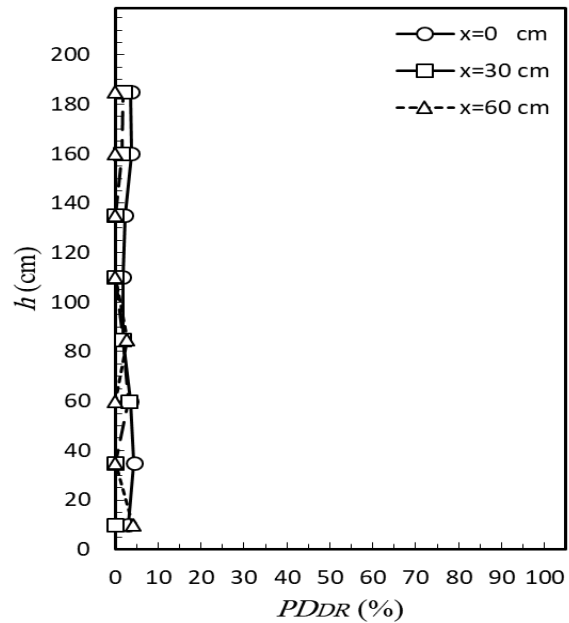
(ب) دریچه بدون درپوش - دمای ۲۰ درجه سلسیوس



(الف) دریچه بدون درپوش - دمای ۱۶ درجه سلسیوس



(د) دریچه با درپوش - دمای ۲۰ درجه سلسیوس



(ج) دریچه با درپوش - دمای ۱۶ درجه سلسیوس

شکل ۹. درصد ناراضی ناشی از کوران در اتاقی با سیستم توزیع هوای زیر سطحی
Fig. 9. Percent of dissatisfied of draft in a room with UFAD system

۵- نتیجه‌گیری

هدف تحقیق حاضر بهینه‌سازی و بهبود عملکرد سیستم توزیع هوای زیر سطحی به عنوان یکی از سیستم‌های مورد توجه مهندسان و طراحان تهویه مطبوع می‌باشد. از معایب این سیستم می‌توان به امکان وقوع ناراضی‌های حرارتی موضعی کوران و اختلاف عمودی دما اشاره کرد. شرایط آسایشی و عوامل ناراضی‌های حرارتی موضعی متاثر

سایر پارامترها با تغییر جهت ورودی جریان از حالت عمودی به افقی برای هر دو دمای ۱۶ و ۲۰ درجه سلسیوس جریان ورودی از دریچه به خوبی با هوای اتاقک آزمایش ترکیب شده و درصد ناراضی ناشی از کوران برای هر سه فاصله صفر، ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه در همه نقاط تقریباً بر هم منطبق و نزدیک به صفر است.

از الگوی جریان و توزیع دما و سرعت در فضا است. الگوی جریان نیز متاثر از عواملی مانند جانمایی دریچه‌های ورود و خروج، نحوه ورود جریان به فضا، نرخ تعویض هوای ساعتی، دما و سرعت هوای ورودی به اتاقک، تعداد دریچه و نوع دریچه‌ها است. لذا در این تحقیق برای بررسی تاثیر نحوه ورود هوا به اتاق، یک محیط آزمایشگاهی با سیستم توزیع هوای زیرسطحی آماده شده است و هوا به دو صورت تخلیه عمودی و افقی (با درپوش و بدون درپوش) و در دو دمای ۱۶ و ۲۰ درجه سلسیوس وارد فضا می‌شود. دما، سرعت و شدت اغتشاشات در فواصل صفر، ۳۰ و ۶۰ سانتی‌متری از مرکز دریچه و در ۸ ارتفاع مختلف اندازه‌گیری شده است. سپس با استفاده از داده‌های آزمایشگاهی و با استفاده از معادلات آسایشی و رابطه مربوط به ارزیابی نارضایتی ناشی از کوران، شرایط اتاق مورد ارزیابی قرار گرفته است. بر اساس نتایج به دست آمده در دریچه با تخلیه عمودی جریان با فاصله گرفتن از مرکز دریچه درصد نارضایتی ناشی از کوران افراد به شدت کاسته شده و احساس حرارتی افراد افزایش می‌یابد، اما در دریچه با تخلیه افقی در همه نقاط در هر دو دمای ۱۶ و ۲۰ درجه سلسیوس در همه نقاط هوا به خوبی اختلاط پیدا کرده و شرایط مطلوبی برای افراد ایجاد می‌شود. اما نکته مهم در رابطه با تغییرات دمایی از ۱۶ به ۲۰ درجه سلسیوس این است که در این دو دما میزان احساس حرارتی پیش‌بینی شده برای افراد در یک محدوده نسبتاً یکسان می‌باشد، که می‌توان از این موضوع به منظور کاهش مصرف انرژی استفاده کرد؛ به طوری که با استفاده از دریچه مناسب و تنظیم دمای ۲۰ درجه سلسیوس برای هوای ورودی به اتاقک، شرایط آسایش حرارتی مشابه با حالت دمای ورودی ۱۶ درجه سلسیوس را می‌توان برای افراد مهیا نمود.

فهرست علائم

C	تبادل حرارت جابه‌جایی ($W.m^{-2}$)
RES	تبادل حرارت بر اثر تنفس ($W.m^{-2}$)
E	هدررفت حرارت با تبخیر ($W.m^{-2}$)
S	ذخیره انرژی ($W.m^{-2}$)
fcl	فاکتور لباس (بی بعد)
Ta	دمای هوا (K)
hc	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ($K^{-1}.W.m^{-2}$)

Tcl	دمای لباس (K)
K	تبادل حرارت هدایت ($W.m^{-2}$)
Trd	دمای متوسط تابش (K)
M	نرخ متابولیک افراد ($W.m^{-2}$)
TI	شدت آسفتگی جریان (%)
Pa	فشار هوا (kPa)
V	سرعت جریان هوا ($m s^{-1}$)
PDDR	درصد نارضایتی افراد ناشی از نارضایتی موضعی کوران (%)
VMean	میانگین سرعت خروج از دریچه‌ها ($m s^{-1}$)
PMV	شاخص میانگین رأی پیش‌بینی شده (بی بعد)
VRMS	مجذور میانگین مربعات سرعت ($m s^{-1}$)
PPD	شاخص درصد نارضایتی افراد (%)
W	کار خارجی افراد (W)
R	تبادل حرارت تابشی (W)

مراجع

- [1] American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, ANSI/ASHRAE Standard 55-2013: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, ASHRAE, 2013.
- [2] J.L.M. Hensen, On the thermal interaction of building structure and heating and ventilating system, PhD Thesis, Technische Universiteit Eindhoven, 1991.
- [3] N. Djongyang, R. Tchinda, D. Njomo, Thermal comfort: A review paper, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 14(9) (2010) 2626-2640.
- [4] A.C. Ogbonna, D.J. Harris, Thermal comfort in sub-Saharan Africa: Field study report in Jos-Nigeria, Applied Energy, 85(1) (2008) 1-11.
- [5] M. Taleghani, M. Tenpierik, S. Kurvers, A. van den Dobbelsteen, A review into thermal comfort in buildings, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 26 (2013) 201-215.
- [6] American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, ASHRAE Handbook : fundamentals, ASHRAE, Atlanta, GA., USA, 2009.

- [16] M. Afzalian, S.A. Zolfaghari, A. Foadadini, Effects of air change rate on comfort, air quality and energy consumption in an amphitheater with under-floor air distribution system, *Modares Mechanical Engineering*, 17(2) (2017) 284-294.
- [17] M. Afzalian, F. Davodi, H. Hassanzadeh, S.A. Zolfaghari, M. Maerefat, Investigating the individual characteristics effects on thermal comfort conditions of occupants in a dense occupancy environment, *Modares Mechanical Engineering*, 17(2) (2017) 275-283.
- [18] B. Rahmati, A. Heidarian, A.M. Jadidi, Investigation in performance of a hybrid under-floor air distribution with improved desk displacement ventilation system in a small office, *Applied Thermal Engineering*, 138 (2018) 861-872.
- [19] Y.H. Yau, K.S. Poh, A. Badarudin, A numerical airflow pattern study of a floor swirl diffuser for UFAD system, *Energy and Buildings*, 158 (2018) 525-535.
- [20] S. Gupta, Y. Yadav, Effect of different shape and position of air diffuser on thermal stratification with UFAD system using CFD, (2018).
- [21] B.H. Yu, B.-M. Seo, S.H. Hong, S. Yeon, K.H. Lee, Influences of different operational configurations on combined effects of room air stratification and thermal decay in UFAD system, *Energy and Buildings*, 176 (2018) 262-274.
- [22] R. Ashrafi, M. Azarbayjani, R. Cox, B. Futrell, J. Glass, A. Zarrabi, A. Amirazar, Assessing the Performance of UFAD System in an Office Building Located In Various Climate Zones, *SimAUD conference*, Atlanta, USA, 2019.
- [23] A. Zolfaghari, M. Afzalian, Effects of Inlet Air diffusers' Arrangement on the performance of Displacement ventilation system based on thermal comfort conditions, indoor air quality and Energy consumption in a dense occupancy environment, *Journal of Mechanical Engineering*, University of Tabriz, 49(1) (2019) 21-30 (in Persian).
- [24] A. Zolfaghari, S. Teymoori, Experimental investigation of the effects of inlet cooling air temperature on the occupants' local thermal
- [7] R. Li, S.C. Sekhar, A.K. Melikov, Thermal comfort and IAQ assessment of under-floor air distribution system integrated with personalized ventilation in hot and humid climate, *Building and Environment*, 45(9) (2010) 1906-1913.
- [8] M. Zukowski, A new formula for determining a minimum recommended value of inlet air velocity from UFAD system to prevent occupants from draught risk, *Building and Environment*, 42(1) (2007) 171-179.
- [9] A. Alajmi, W. El-Amer, Saving energy by using underfloor-air-distribution (UFAD) system in commercial buildings, *Energy Conversion and Management*, 51(8) (2010) 1637-1642.
- [10] S.H. Ho, L. Rosario, M.M. Rahman, Comparison of underfloor and overhead air distribution systems in an office environment, *Building and Environment*, 46(7) (2011) 1415-1427.
- [11] S. Schiavon, K.H. Lee, F. Bauman, T. Webster, Simplified calculation method for design cooling loads in underfloor air distribution (UFAD) systems, *Energy and Buildings*, 43(2) (2011) 517-528.
- [12] K. Zhang, X. Zhang, S. Li, X. Jin, Experimental study on the characteristics of supply air for UFAD system with perforated tiles, *Energy and Buildings*, 80 (2014) 1-6.
- [13] M.H. Fathollahzadeh, G. Heidarinejad, H. Pasharshahri, Prediction of thermal comfort, IAQ, and energy consumption in a dense occupancy environment with the under floor air distribution system, *Building and Environment*, 90 (2015) 96-104.
- [14] G. Heidarinejad, M.H. Fathollahzadeh, H. Pasharshahri, Effects of return air vent height on energy consumption, thermal comfort conditions and indoor air quality in an under floor air distribution system, *Energy and Buildings*, 97 (2015) 155-161.
- [15] M.H. Fathollahzadeh, G. Heidarinejad, H. Pasharshahri, Producing a better performance for the under floor air distribution system in a dense occupancy space, *Energy and Buildings*, 126 (2016) 230-238.

- environment - Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria, (2005).
- [28] M.F. Jentsch, G.J. Levermore, J.B. Parkinson, M.E. Eames, Limitations of the CIBSE design summer year approach for delivering representative near-extreme summer weather conditions, *Building Services Engineering Research and Technology*, 35(2) (2014) 155-169.
- sensation in the under-floor air distribution system, *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, (2019) (in Persian).
- [25] P.O. Fanger, *Thermal comfort: Analysis and applications in environmental engineering*, Danish Technical Press, 1970.
- [26] Z. Lin, S. Deng, A study on the thermal comfort in sleeping environments in the subtropics—Developing a thermal comfort model for sleeping environments, *Building and Environment*, 43(1) (2008) 70-81.
- [27] BS EN ISO 7730:2005 - Ergonomics of the thermal

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

S. A. Zolfaghari, S. Teymoori, M. Afzalian, M. Raeesi, S. M. Hooshmand, *Experimental Evaluation of the Effect of Supply Air Direction on Air Current and Temperature in a Room with Underfloor Air Distribution System*, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 53(5) (2021) 3057- 3076.

DOI: [10.22060/mej.2019.16435.6365](https://doi.org/10.22060/mej.2019.16435.6365)

