

تأثیر زاویه ورود هوای گرم توسط دریچه‌های نواری بر شرایط آسایش حرارتی و مصرف انرژی در یک تالار اجتماعات

سید علیرضا ذوالفقاری^{۱*}، مهدی افزلیان^۲

۱- استادیار گروه مهندسی مکانیک و مدیر گروه پژوهشی انرژی در ساختمان و آسایش حرارتی دانشگاه بیرجند، بیرجند

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

* صندوق پستی ۹۷۱۷۵/۳۷۶، zolfaghari@birjand.ac.ir

چکیده

در این تحقیق به کمک دینامیک سیالات محاسباتی به تحلیل اثرات زاویه ورود هوا از دریچه‌های نواری بر شرایط آسایش حرارتی و مصرف انرژی در سیستم گرمایش یک تالار اجتماعات با سیستم تهویه جابه‌جایی پرداخته شده است. برای این منظور دریچه‌های نواری ورود هوا روی دیوارهای اطراف با چهار زاویه مختلف قرار داده شده است. بر اساس نتایج به دست آمده، برای رسیدن به شرایط یکسان آسایش حرارتی برای حالتی که زاویه ورود هوا از دریچه‌ها به ترتیب برابر 0° ، 30° ، 45° ، 60° قرار داده شود، دمای هوای ورودی باید به ترتیب برابر با $20/4^\circ\text{C}$ ، $20/6^\circ\text{C}$ ، $20/8^\circ\text{C}$ ، $21/1^\circ\text{C}$ باشد. همچنین نتایج نشان می‌دهد که با افزایش زاویه هوای ورودی نسبت به افق، دما و سرعت میانگین در این ناحیه حضور افراد کاهش می‌یابد. علاوه بر این، تخلیه افقی هوا به تالار اجتماعات موجب توزیع یکنواخت‌تر شرایط آسایش حرارتی و مصرف انرژی بیشتر می‌شود. همچنین نتایج بیانگر آن است که میزان درصد کاهش مصرف انرژی نسبت به حالت تخلیه افقی برای حالت‌هایی که زاویه ورود هوا از دریچه‌ها برابر 60° ، 45° و 30° باشد، به ترتیب برابر با $2/5\%$ و $4/4\%$ و $7/2\%$ می‌باشد.

کلیدواژه‌گان: فضای پرجمعیت، آسایش حرارتی، سیستم تهویه جابه‌جایی، مصرف انرژی.

Effect of inlet direction of warm air from linear openings on thermal comfort and energy consumption in an auditorium

Alireza Zolfaghari^{1*}, Mahdi Afzalian²

1- Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Dean of energy in building and thermal comfort research group, University of Birjand

2- MSc. Student, Department of Mechanical Engineering, University of Birjand

* P.O.B 97175/376, Birjand, Iran, Email: zolfaghari@birjand.ac.ir

Received: 3 January 2016 Accepted: 27 April 2016

Abstract

In the present study, the effect of direction of inlet warm air from linear openings has been numerically analyzed on thermal comfort and energy consumption in an auditorium with a displacement ventilation system. For this reason, the linear openings are placed on the walls around the hall and four different inlet air angles are considered. Based on the results, for obtaining same thermal comfort conditions, the inlet air temperature must be 20.4, 20.6, 20.8 and 21.1°C, respectively for inlet angles of 0, 30, 45 and 60 degree. Also, results show that increasing the inlet angle toward the horizon can lead to decrease the mean air velocity and mean temperature in occupied zone. Moreover, horizontal air discharge to the auditorium causes more uniformity in thermal comfort conditions and more amount of energy consumption. Also, results indicate that, respectively for 30, 45 and 60° air discharge angle, the energy consumptions are 2.5%, 4.4% and 7.2% lower in relative to horizontal air discharge.

Keywords: Crowded Space, Thermal Comfort, Displacement Ventilation System, Energy Consumption

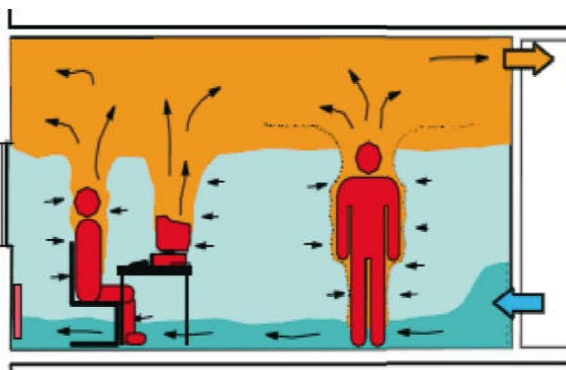


۱- مقدمه

مکان‌های پرجمعیت مثل تالار اجتماعات، سالن سینما و تئاتر مکان‌هایی هستند که جمعیت زیاد به طور هم زمان و به تناوب در آن جا حضور پیدا می‌کنند. این مکان‌ها از پیچیده‌ترین ساختمان‌ها از لحاظ تهویه و بارهای حرارتی هستند. بارهای حرارتی تولید شده در این مکان‌ها ناشی از رفت و آمد زیاد و حضور جمعیت زیاد به طور هم‌زمان می‌باشد. در این مکان‌ها تامین شرایط مطلوب آسایش حرارتی^۱ برای افراد و همچنین رسیدن به توزیع یکنواخت‌تر این شاخص در ناحیه حضور افراد^۲ حائز اهمیت است. همچنین به علت حضور افراد برای مدت زمان نسبتاً طولانی، تعرق زیاد، تولید دی اکسید کربن ناشی از تنفس و موارد دیگر کیفیت هوای داخل^۳ در این مکان‌ها از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. لذا سیستم تهویه‌ای مورد استفاده در فضاهای پرجمعیت باید دارای ویژگی‌هایی مطابق با شرایط خاص این مکان‌ها باشد. نوع سیستم مورد استفاده تأثیر زیادی بر کیفیت هوای داخل، آسایش حرارتی، مصرف انرژی^۴، هزینه ساخت، انعطاف پذیری فضا و کنترل انفرادی دارد [۱]. سیستم تهویه جابه‌جایی^۵ یکی از انواع سیستم‌های تهویه مکانیکی^۶ می‌باشد [۲]. در این سیستم‌ها هوا با سرعت کم و معمولاً دمایی پایین‌تر از دمای درنظر گرفته شده برای فضا از دریچه‌های کف یا نزدیک به کف وارد فضا می‌شود [۳]. همان طور که در شکل ۱ نشان داده شده است [۴]، بر اثر حرارت موجود در محیط، دمای هوا بالا می‌رود و هوای گرم همراه با آلودگی‌های موجود در فضا به سمت بالا حرکت کرده و از دریچه‌های خروجی روی سقف خارج می‌شود [۵]. چون در این سیستم‌ها هوای تمیز مستقیماً وارد ناحیه حضور افراد می‌شود و همچنین اختلاط هوا رخ نمی‌دهد، هوا در ناحیه حضور افراد و نه در کل فضا از کیفیت بسیار مطلوبی برخوردار است [۶]. همچنین مصرف انرژی این سیستم‌ها در مقایسه با سیستم تهویه اختلاطی^۷ بسیار کمتر است [۷]. بنابراین سیستم تهویه جابه‌جایی، مناسب مکان‌هایی است که نیازمند شرایط حرارتی و کیفیت هوای مطلوب و یا مصرف کم انرژی است [۸]. لذا یکی از سیستم‌های تهویه مناسب برای مکان‌های پرجمعیت، سیستم تهویه جابه‌جایی است.

در رابطه با سیستم تهویه جابه‌جایی و مکان‌های پرجمعیت مطالعات و تحقیقات مختلفی انجام گرفته است. در سال ۱۹۹۰، درکوی [۹] به تحلیل جریان هوا و مصرف انرژی برای سیستم تهویه جابه‌جایی در یک اتاق پرداخت. بر اساس نتایج به دست آمده، سیستم تهویه جابه‌جایی در مقایسه با سیستم تهویه اختلاطی از نظر کیفیت هوای داخل و مصرف انرژی وضعیت بهتری دارد. چئونگ و همکاران در سال ۲۰۰۳ [۱۰] به تحلیل آسایش حرارتی یک تالار اجتماعات در اقلیم گرمسیری کردند. در این تحقیق به دو صورت پیمایش میدانی و عددی شرایط یک تالار اجتماعات از نظر سرعت، دما و رطوبتی نسبی هوا مورد بررسی و مقایسه قرار گرفت. لائو و چن در سال ۲۰۰۷ [۱۱] به بررسی سیستم تهویه جابه‌جایی در یک محیط کارگاه با دو نوع ورودی چرخشی و پانل مشبک پرداخت. این سیستم‌ها، به علت میزان کم آلاینده‌ها در ناحیه حضور افراد از نظر کیفیت هوای داخل سیستم‌های

مطلوبی هستند ولی نارضایتی حرارتی موضعی^۸ ناشی از کوران^۹ و گرادیان عمودی دما^{۱۰} در این سیستم‌ها محتمل است. همچنین از نظر شرایط آسایش حرارتی، ورودی چرخشی شرایط مطلوب‌تری ایجاد می‌کند. کاسون و همکاران در سال ۲۰۱۰ [۱۲] به صورت تجربی به تحلیل گرمایش و سرمایش در این سیستم‌ها و الزامات و شرایط آن پرداختند. بر اساس نتایج، گرمایش سیستم تهویه جابه‌جایی شرایط مطلوبی ایجاد کرده و کارایی تهویه^{۱۱} بالایی دارد. در سال ۲۰۱۳، لیم و همکاران [۱] به بررسی نقش سرعت و محل دریچه‌های ورودی هوا بر آسایش حرارتی در یک سالن تئاتر پرداختند. بر اساس نتایج آن‌ها محل دریچه‌های ورودی هوا نقش مهمی در مقادیر سرعت جریان هوا دارد. در سال ۲۰۱۵، چن و همکاران [۱۳] به مقایسه چند سیستم توزیع هوا در یک اتاق با درنظر گرفتن آسایش حرارتی، مصرف انرژی و کارایی تهویه پرداختند. بر اساس نتایج به دست آمده، در حذف آلاینده‌ها، صرفه‌جویی مصرف انرژی و کارایی تبادل هوا^{۱۲} سیستم تهویه جابه‌جایی عملکرد ممتازی نسبت به سایر سیستم‌ها دارد. همچنین، فتح الله زاده و همکاران [۱۴] در تحقیقی در سال ۲۰۱۵ به بررسی ارتفاع دریچه‌های خروجی بر مصرف انرژی با درنظر گرفتن آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخل با دو نوع ورودی مستقیم و چرخشی در یک مکان پرجمعیت پرداختند عوامل متعددی مثل محل دریچه‌های ورودی، پوشش افراد، نرخ متابولیک افراد، هندسه ساختمان و غیره تأثیر زیادی بر شرایط آسایش حرارتی ساکنان، کیفیت هوای داخل و مصرف انرژی این سیستم‌ها دارد. دریچه‌های ورودی هوا شکل‌ها مختلف دارند و محل قرارگیری آن‌ها نیز مختلف است. در این‌جا، از دریچه‌های نواری که بر روی دیوارهای اطراف فضا قرار دارد، استفاده شده است. بر این اساس، هدف اصلی از تحقیق حاضر، بررسی اثرات زاویه ورود هوا از دریچه‌های نواری بر مصرف انرژی و شرایط آسایش حرارتی افراد در یک تالار اجتماعات که از سیستم تهویه جابه‌جایی استفاده می‌کند، است. همچنین توزیع شرایط آسایش حرارتی در ناحیه حضور افراد نیز در شرایط مختلف مورد مقایسه قرار گرفته است.



شکل ۱ طرح‌واره‌ای از سیستم تهویه جابه‌جایی [۴]

⁸ Local Thermal Discomfort
⁹ Draught discomfort
¹⁰ Vertical Temperature Gradient
¹¹ Ventilation efficiency
¹² Air exchange efficiency

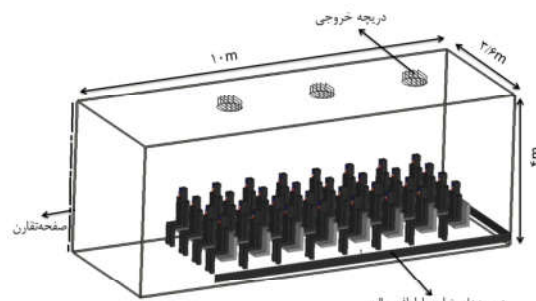
¹ Thermal comfort
² Occupied zone
³ Indoor Air Quality
⁴ Energy consumption
⁵ Displacement Ventilation
⁶ Mechanical Ventilation
⁷ Mixing Ventilation



۲- فضای نمونه

هندسه مورد بررسی در تحقیق حاضر، یک تالار اجتماعات کوچک به طول ۱۰ متر، عرض ۷/۲ متر و ارتفاع ۴ متر است، که افراد به صورت متقارن در این سالن نشسته‌اند. افراد حاضر در فضای نمونه ۶۴ نفر می‌باشند که در ۸ ردیف ۸ نفره با تولید حرارت ۱۰۵W مستقر شده‌اند. همچنین میزان مقاومت پوشش لباس افراد بر اساس پوشش کت و شلوار، معادل با ۱clo فرض شده است. تعداد ۶ دریچه خروجی به شعاع ۰/۳ متر در سقف قرار داده شده است. همچنین برای حفظ کیفیت هوای داخل و کاهش مصرف انرژی، ۵۰٪ از هوای ورودی توسط هوای تازه تأمین می‌شود. ضمناً از آنجایی که در فضای مورد بررسی، شرط تقارن برقرار است، لذا نصف فضای نمونه به صورت عددی مورد مدلسازی و تحلیل قرار گرفته است (شکل ۲). همچنین، دیوارهای فضای نمونه به عنوان دیوار داخلی در نظر گرفته شده است.

همان‌طور که در شکل ۲ نشان داده شده، یک دریچه ورودی نواری در اطراف سالن قرار دارد. سرعت ورود هوا ثابت و برابر با ۳m/s قرار داده شده و بر اساس حالت‌های مختلف، هوا با زاویه‌های مختلف وارد فضا می‌شود. نرخ تعویض هوای ساعتی^۱ برابر با ۱۰hr⁻¹ فرض شده که با مقدار توصیه شده در مبحث ۱۴ مقررات ملی ساختمان مطابقت دارد.



شکل ۲. طرحواره نصف فضای نمونه

۳- معادلات حاکم

در این تحقیق، معادلات حاکم شامل دو بخش معادلات مربوط به جریان و انتقال حرارت و بخش دوم معادلات مربوط به احساس حرارتی افراد می‌باشد. معادلات حاکم بر جریان پایا و غیر قابل تراکم با فرض ثابت بودن خواص سیال شامل معادلات زیر است. معادله پیوستگی:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

معادله بقای تکانه خطی:

$$\rho(\vec{V} \cdot \nabla \vec{V}) = -\nabla P + \mu_{\text{eff}} \nabla^2 \vec{V} + \vec{S} \quad (2)$$

معادله انرژی:

$$\vec{V} \cdot \nabla T = \alpha \nabla^2 T + S_T \quad (3)$$

که

$$\vec{V} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k} \quad (4)$$

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x}\vec{i} + \frac{\partial}{\partial y}\vec{j} + \frac{\partial}{\partial z}\vec{k} \quad (5)$$

همچنین \vec{S} بیان‌گر نیروهای حجمی (شناوری) وارد بر سیال است و به کمک تقریب بوزینسک محاسبه می‌شود.

$$\vec{S} = \rho \vec{g} [1 - \beta(T - T_0)] \quad (6)$$

که β ضریب انبساط حجمی و \vec{g} بردار شتاب گرانش زمین است. برای معادله انرژی نیز در جریان معشوش جملات جدیدی با عنوان شار حرارتی اغتشاشی^۲ پدید می‌آیند که با استفاده از مدل‌های اغتشاشی مدل می‌شوند. از مطرح‌ترین مدل‌های اغتشاشی برای محیط‌های داخلی می‌توان به مدل صفرمعادله‌ای داخلی^۳ اشاره کرد که توسط چن و زو [۱۵] برای شبیه‌سازی جریان هوا در محیط‌های داخلی توسعه و بسط داده شده است و با توجه به بررسی‌های صورت گرفته دارای نتایج بسیار خوبی در محیط‌های داخلی است. ضمناً μ_{eff} ضریب لزجت موثر سیال است که شامل لزجت سیال و لزجت اغتشاشی سیال می‌باشد و داریم:

$$\mu_{\text{eff}} = \mu_t + \mu \quad (7)$$

که لزجت اغتشاشی سیال در معادله صفر معادله‌ای داخلی به کمک رابطه (۸) محاسبه می‌گردد.

$$\mu_t = 0.03874 \rho v \quad (8)$$

بخش دوم معادلات حاکم، شامل معادلات مربوط به بدن و شرایط آسایش حرارتی افراد می‌باشد. در این تحقیق، به منظور ارزیابی احساس حرارتی افراد از مدل آسایش حرارتی فنگر [۱۶] استفاده می‌شود. شایان ذکر است که مدل آسایش حرارتی فنگر، یکی از معروفترین و پرکاربردترین مدل‌های تحلیلی آسایش حرارتی به حساب می‌آید و از آن در استانداردهای اشری ۵۵ [۱۷] و ایزو ۷۷۳۰ [۱۸] به عنوان مدل استاندارد آسایش حرارتی یاد شده است. مدل فنگر با نوشتن معادلات انرژی برای بدن و با در نظر گرفتن هفت عامل سراسری مؤثر بر شرایط حرارتی بدن شامل چهار عامل محیطی (دمای هوا، دمای متوسط تابشی، رطوبت نسبی و سرعت جریان هوا) و سه عامل فردی (میزان کار افراد، نرخ متابولیک و میزان پوشش)، احساس حرارتی افراد را در قالب شاخص میانگین رأی پیش‌بینی شده برای ساکنان به صورت روابط (۹) و (۱۰) بیان می‌کند.

$$\begin{aligned} PMV = & (0.028 + 0.303 \exp(-0.036M)) [(M - W) \\ & - 0.00305(5733 - 6.99(M - W) - P_a) \\ & - 0.42((M - W) - 58.15) \\ & - 1.7 \times 10^{-5} M(5867 - P_a) \\ & - 0.0014M(34 - T_a) - f_{cl} h_c (T_{cl} - T_a) \\ & - 3.96 \times 10^{-8} f_{cl} [(T_{cl} + 273)^4 - (T_{rd} + 273)^4] \end{aligned} \quad (9)$$

$$T_{cl} = 35.7 - 0.0275(M - W) - f_{cl} h_c (T_{cl} - T_a) - 3.96 \times 10^{-8} f_{cl} [(T_{cl} + 273)^4 - (T_{rd} + 273)^4] \quad (10)$$

² Turbulence Heat Flux
³ Indoor zero equation

¹ ACH



است. مقایسه مصرف انرژی بین حالت‌های مختلف ورود هوا باید در شرایط یکسان آسایشی صورت پذیرد و از طرفی شرایط آسایش حرارتی با صرف کمترین میزان مصرف انرژی بایستی به عنوان معیار طراحی قرار گیرد. به همین دلیل برای مقایسه مصرف انرژی سرعت ورود هوا را ثابت در نظر گرفته و دمای هوای ورودی را تغییر داده تا مقدار متوسط شاخص میانگین رأی پیش‌بینی در ناحیه حضور افراد به مقدار $0/5 =$ که شروع محدوده شرایط آسایشی است، برسد.

جدول ۱ مقایسه نتایج تحقیق حاضر با فتح الله زاده و همکاران [۱۴]

| ارتفاع دریچه برگشت از کف (متر) | نتایج تحقیق فتح الله زاده و همکاران [۱۴] | نتایج تحقیق حاضر |
|--------------------------------|--|------------------|
| ۴ | ۰/۷ | ۰/۷ |
| ۳/۵ | ۰/۸ | ۰/۷ |
| ۲/۸ | ۰/۸ | ۰/۸ |
| ۱/۷ | ۰/۸ | ۰/۸ |
| ۰/۸ | ۰/۹ | ۰/۹ |
| ۰/۱ | ۰/۹ | ۰/۹ |

شاخص میانگین رأی پیش‌بینی شده^۱ بیان‌گر احساس حرارتی افراد نسبت به محیط است. بر این اساس، این شاخص طبق مقیاس پیشنهاد شده توسط استاندارد اشری [۱۷] اعدادی در بازه ۳- تا ۳+ را شامل می‌شود و هر عدد صحیح در این بازه بیان‌گر یک احساس حرارتی تعریف شده است. استاندارد ایزو ۷۷۳۰ [۱۸]، محدوده $0/5 +$ تا $0/5 -$ را به عنوان محدوده قابل قبول برای آسایش حرارتی معرفی می‌کند.

هدف نهایی مدل‌های آسایش حرارتی، ارائه شاخصی جهت محاسبه درصد نارضایتی افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط است و در واقع همین شاخص است که به عنوان معیار طراحی محیط توسط طراحان مورد نظر قرار می‌گیرد. این شاخص، درصد افرادی را که احساس آسایش حرارتی ندارند، محاسبه می‌کند. رابطه (۱۱) برای محاسبه این شاخص به صورت تابعی از شاخص میانگین رأی پیش‌بینی شده داده شده است [۱۸]. همچنین، براساس پیشنهاد استاندارد ایزو ۷۷۳۰ [۱۸] مقدار مناسب این شاخص، مقادیر کم‌تر یا مساوی ۱۰٪ است.

$$PPD = 100 - 95 \times \exp(0.03353 \times PMV^4 - 0.2179 \times PMV^2) \quad (11)$$

۴- روش حل و اعتبار سنجی

۴-۱- روش حل

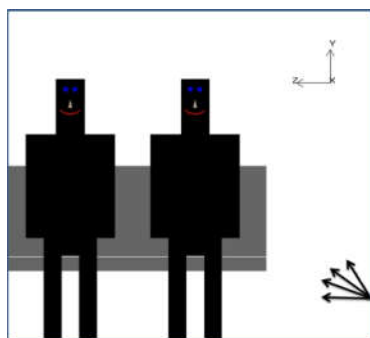
در مطالعه حاضر از نسخه ۲۰۰ حلگر عددی ایرپک^۳ جهت انجام محاسبات و حل معادلات حاکم استفاده شده است. در حلگر مذکور برای حل عددی از روش حجم محدود^۴ استفاده شده است. همچنین از الگوریتم سیمپل^۵ برای تصحیح جفت شدگی بین فشار و سرعت استفاده شده است. شبکه‌بندی در این تحقیق، جهت حل مسئله یک شبکه‌بندی سازمان‌یافته است که در آن برای گسسته‌سازی معادلات از روش بالادست مرتبه دوم استفاده شده است. شبکه محاسباتی به نحوی انتخاب شده است که استقلال حل از شبکه برقرار شده است و نهایتاً شبکه‌ای با حدود یک میلیون و هشتصد هزار گره محاسباتی انتخاب شده است.

۴-۲- اعتبار سنجی حل

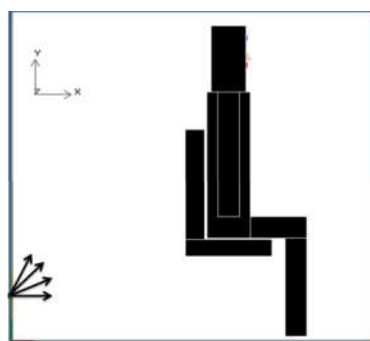
در این تحقیق برای اعتبار سنجی نتایج حل، از مقایسه نتایج حل‌گر عددی ایرپک با نتایج فتح‌الله‌زاده و همکاران [۱۴] استفاده شده است. همان طور که در جدول ۱ آمده است، نتایج تحقیق حاضر همخوانی نسبتاً قابل قبولی را با نتایج فتح‌الله‌زاده و همکاران [۱۴] نشان می‌دهد. در مقایسه نتایج تحقیق حاضر با نتایج فتح‌الله‌زاده و همکاران [۱۴] حداکثر خطا به مقدار ۱۲ درصد گزارش شده است که قابل قبول بودن نتایج تحقیق حاضر را نشان می‌دهد.

۵- نتایج و بحث روی نتایج

همان طور که گفته شد هدف از این تحقیق، تحلیل اثرات زاویه ورود هوا از دریچه‌های نواری بر مصرف انرژی در نظر گرفتن شرایط آسایش حرارتی در یک سیستم تهویه جابه‌جایی برای گرمایش یک تالار اجتماعات است. به همین منظور مطابق شکل ۳ که ورود هوا از دو دریچه کنار و انتهای سالن را نشان می‌دهد، چهار زاویه مختلف برای ورود هوا از این دریچه‌ها در نظر گرفته شد. زاویه‌های مختلف ورود هوا نسبت به راستای افق برابر با ۰°، ۳۰°، ۴۵°، ۶۰°



(الف)



(ب)

شکل ۳ حالت‌های مختلف ورود هوا از دریچه‌های نواری اطراف سالن

(الف) نمای روبه‌رو (ب) نمای جانبی

¹ Predicted Mean Vote (PMV)

² Predicted Percentage of Dissatisfied (PPD)

³ Airpak®

⁴ Finite volume

⁵ SIMPLE



جدول ۲ مقادیر دما و سرعت در ناحیه حضور افراد

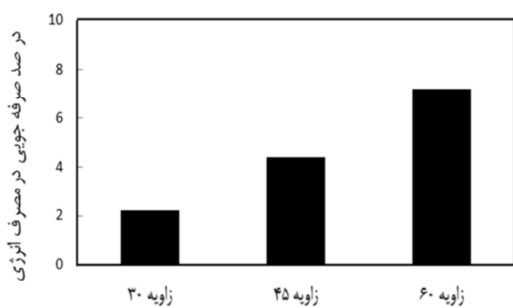
| زاویه ورود هوا نسبت به افق | دما (درجه سلسیوس) | | | سرعت (متر بر ثانیه) | | |
|----------------------------|-------------------|-------|---------|---------------------|-------|---------|
| | حداکثر | حداقل | میانگین | حداکثر | حداقل | میانگین |
| ۰ | ۲۸/۳ | ۲۰/۱ | ۲۱/۶ | ۰/۳۱ | ۰ | ۰/۰۹ |
| ۳۰ | ۲۸/۲ | ۲۰/۰ | ۲۱/۵ | ۰/۳۰ | ۰ | ۰/۰۷ |
| ۴۵ | ۲۸/۲ | ۲۰/۰ | ۲۱/۴ | ۰/۳۰ | ۰ | ۰/۰۶ |
| ۶۰ | ۲۸/۲ | ۲۰/۰ | ۲۱/۴ | ۰/۳۰ | ۰ | ۰/۰۵ |

جدول ۳ مقادیر شاخص احساس حرارتی افراد (PMV) و درصد ناراضیاتی افراد (PPD) در ناحیه حضور ساکنان

| زاویه ورود هوا نسبت به افق | PMV | | | PPD | | |
|----------------------------|--------|-------|---------|--------|-------|---------|
| | حداکثر | حداقل | میانگین | حداکثر | حداقل | میانگین |
| ۰ | ۰/۵۳ | -۰/۹۴ | -۰/۵۰ | ۲۳/۷ | ۵ | ۱۱/۵ |
| ۳۰ | ۰/۵۱ | -۰/۹۹ | -۰/۵۰ | ۲۵/۶ | ۵ | ۱۱/۳ |
| ۴۵ | ۰/۴۹ | -۱/۰۴ | -۰/۵۰ | ۲۷/۷ | ۵ | ۱۱/۳ |
| ۶۰ | ۰/۴۹ | -۱/۰۷ | -۰/۵۰ | ۲۹/۳ | ۵ | ۱۱/۳ |

جدول ۴ مقایسه مصرف انرژی بین حالت‌های مختلف

| زاویه ورود هوا نسبت به افق | دمای هوای ورودی از دریچه‌ها (درجه سانتی گراد) | انرژی مصرف شده (وات) |
|----------------------------|---|----------------------|
| ۰ | ۲۱/۱ | ۹۹۰۰ |
| ۳۰ | ۲۰/۸ | ۹۷۰۰ |
| ۴۵ | ۲۰/۶ | ۹۵۰۰ |
| ۶۰ | ۲۰/۴ | ۹۲۰۰ |



شکل ۴ مقایسه درصد صرفه جویی در مصرف انرژی به ازای زوایای مختلف وزش هوا نسبت به حالت وزش افقی

مقادیر حداکثر، حداقل و میانگین دما و سرعت در ناحیه حضور افراد تا ارتفاع ۱.۸ متر از کف) در جدول ۲ نشان داده شده است. همان طور که در جدول ۲ نشان داده شده است، در همه حالت‌ها در محدوده حضور ساکنان توزیع دما یکنواخت است. به طوری که حداکثر دمای متوسط در ناحیه حضور افراد در حالتی است که هوا از دریچه‌ها به صورت کاملاً افقی (زاویه صفر نسبت به افق) وارد محیط می‌شود.

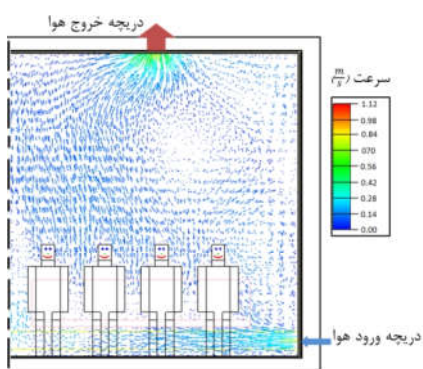
همچنین همان طور که در جدول ۲ نشان داده شده است، میان توزیع سرعت حالت‌های مختلف ورود هوا از دریچه‌ها، در محدوده ساکنان تفاوت چشمگیری وجود ندارد. ولی هر چه زاویه ورود هوا نسبت به افق کاهش می‌یابد، متوسط سرعت هوا در این ناحیه بیشتر می‌شود. در حالت‌هایی که هوا با زاویه صفر درجه نسبت به افق وارد می‌شوند، میانگین سرعت هوا در این ناحیه بیشترین است.

حداقل و میانگین شاخص میانگین رای افراد برای ارزیابی احساس حرارتی و درصد ناراضیاتی حرارتی افراد در ناحیه حضور ساکنان در جدول ۳ نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که هر چهار حالت شرایط آسایش حرارتی را تامین کرده‌اند ولی توزیع آن در محدوده ساکنان با یکدیگر متفاوت است. همان طور که در جدول ۳ نشان داده شده است، در حالتی که زاویه ورود هوا از دریچه نسبت به افق صفر باشد، اختلاف حداکثر و حداقل معیار PMV کمتر از حالت‌های دیگر است؛ یعنی در این حالت توزیع آسایش حرارتی یکنواخت‌تر است و افراد بیشتری در این ناحیه، احساس مطلوبی دارند.

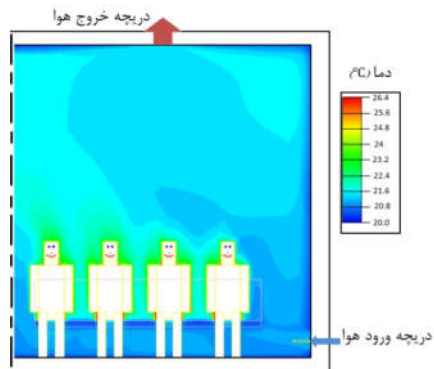
در جدول ۴ مقدار دمای هوای ورودی از دریچه‌های نواری برای زاویه‌های مختلف ورود هوا نسبت به افق برای رسیدن به شرایط مشابه آسایش در ناحیه حضور افراد نشان داده شده است. همان طور که از جدول ۴ داریم، هر چه هوای ورودی از دریچه‌ها با زاویه بیشتری نسبت به افق وارد محیط شود، دمای ورودی از دریچه‌ها کمتر می‌شود. همچنین در جدول ۴ انرژی مصرف شده نیز برای حالت‌های مختلف بیان شده است. همان طور که از جدول ۴ مشخص است، هر چه هوای ورودی از دریچه‌ها با زاویه بیشتری نسبت به افق وارد محیط شود، مصرف انرژی کاهش می‌یابد. به طوری که بیشترین میزان مصرف انرژی برای حالتی است که هوا بدون زاویه نسبت به افق وارد فضا می‌شود. بر اساس نتایج، میزان درصد کاهش مصرف انرژی نسبت به حالت تخلیه افقی برای حالت‌هایی که زاویه ورود هوا از دریچه‌ها برابر ۰° ، ۳۰° و ۶۰° باشد، به ترتیب برابر با $۷/۱۲\%$ ، $۴/۴\%$ و $۲/۵\%$ می‌باشد. این درصد صرفه جویی در مصرف انرژی برای این سه حالت نسبت به حالت افق در شکل ۴ به شکل نمودار نشان داده شده است.

همچنین در انتها برای مقایسه شرایط توزیع دما و سرعت در فضای نمونه به ازای حالت‌های مختلف، در شکل‌های ۵ و ۶ کانتورهای دما و بردارهای سرعت در مقطع عرضی فضای نمونه نشان داده شده است. از شکل‌ها داریم، هر چه زاویه ورود هوا از دریچه‌های نواری نسبت به افق بیشتر شود، دمای هوا در ناحیه کف و نزدیک به پای افراد کاهش می‌یابد. همچنین هر چه زاویه ورود هوا از دریچه‌های نواری نسبت به افق کمتر شود، سرعت هوا در ناحیه حضور افراد و نزدیک به پای افراد افزایش می‌یابد.

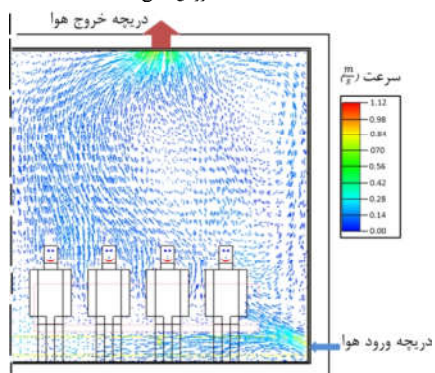




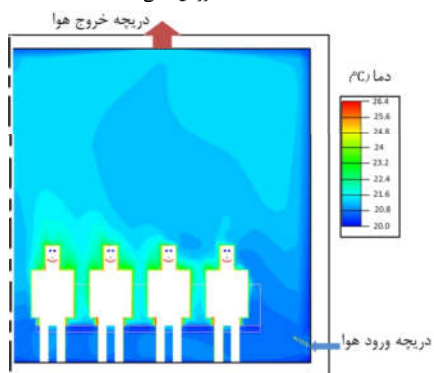
(الف) حالت وزش افقی



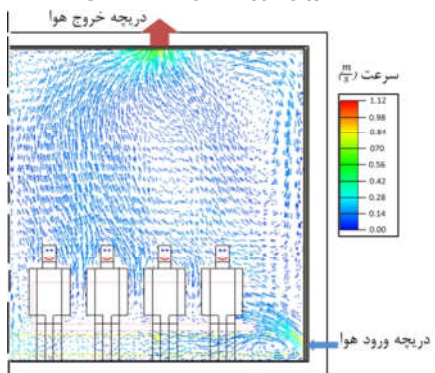
(الف) حالت وزش افقی



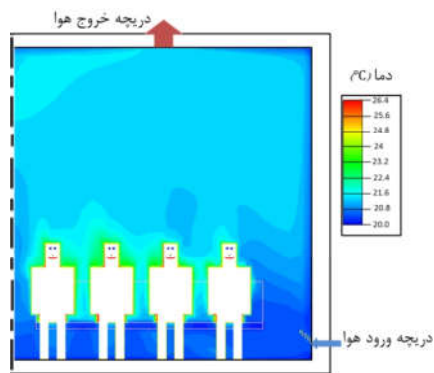
(ب) وزش با زاویه ۳۰ درجه نسبت به افق



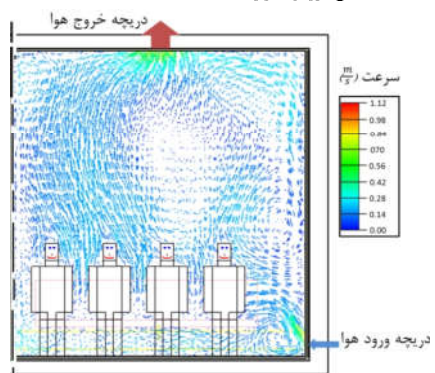
(ب) وزش با زاویه ۳۰ درجه نسبت به افق



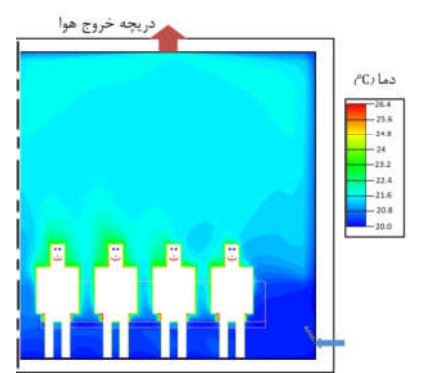
(ج) وزش با زاویه ۴۵ درجه نسبت به افق



(ج) وزش با زاویه ۴۵ درجه نسبت به افق



(د) وزش با زاویه ۶۰ درجه نسبت به افق



(د) وزش با زاویه ۶۰ درجه نسبت به افق

شکل ۶ بردارهای سرعت در صفحه وسط سالن به ازای زوایای مختلف وزش هوا

شکل ۵ توزیع دما در صفحه وسط سالن به ازای زوایای مختلف وزش هوا



۶- نتیجه گیری

در این تحقیق به بررسی اثرات زاویه هوای ورودی از دریچه‌های نواری بر آسایش حرارتی افراد و مصرف انرژی برای سیستم گرمایش یک تالار اجتماعات پرداخته شده است. به این منظور دریچه‌های نواری بر روی دیوارهای اطراف تالار اجتماعات قرار دارند و در چهار حالت مختلف، هوا با زاویه 0° ، 30° ، 45° و 60° با سرعت یکسان وارد محیط مورد بررسی شده و تأثیرات این موضوع بر مصرف انرژی با رعایت شاخص آسایش حرارتی (بر اساس تعریف شاخص میانگین رای افراد برای ارزیابی احساس حرارتی و درصد نارضایتی حرارتی افراد) مورد بررسی قرار گرفت.

نتایج حاکی از آن است که برای رسیدن به شرایط یکسان آسایش حرارتی برای حالت‌هایی که زاویه ورود هوا از دریچه‌های اطراف به ترتیب برابر 0° ، 30° ، 45° و 60° باشد، دمای هوای ورودی باید به ترتیب برابر با 20.4°C ، 20.6°C ، 20.8°C و 21.1°C باشد. بر اساس نتایج به دست آمده، برای توزیع دما و سرعت در ناحیه حضور افراد تفاوت چشمگیری مشاهده نشد، ولی هر چه هوای ورودی با زاویه بیشتری نسبت به افق وارد محیط شود، دما و سرعت میانگین در این ناحیه کاهش می‌یابد.

توزیع آسایش حرارتی نیز به این صورت است که هر چه زاویه ورود هوا نسبت به افق کاهش یابد، این توزیع یکنواخت‌تر است. به طوری که یکنواخت‌ترین توزیع آسایش حرارتی وقتی است که هوا با زاویه صفر نسبت به افق وارد سالن می‌شود.

همچنین هر چه زاویه ورود هوا نسبت به افق بیشتر شود، میزان مصرف انرژی کمتر می‌شود. بر اساس نتایج به دست آمده، برای حالتی که زاویه ورود هوا از دریچه‌ها برابر 0° باشد، میزان مصرف انرژی برابر با 92.0 W است. برای حالتی که زاویه ورود هوا از دریچه‌ها برابر 45° باشد، میزان مصرف انرژی برابر با 95.0 W است. برای حالتی که زاویه ورود هوا از دریچه‌ها برابر 30° باشد، میزان مصرف انرژی برابر با 97.0 W است. برای حالتی که زاویه ورود هوا از دریچه‌ها برابر 60° باشد، میزان مصرف انرژی برابر با 99.0 W است. بر اساس نتایج، میزان درصد کاهش مصرف انرژی نسبت به حالت افق برای حالت‌هایی که زاویه ورود هوا از دریچه‌ها برابر 0° ، 30° ، 45° و 60° باشد، به ترتیب برابر با 7.2% ، 4.4% ، 2.5% و 1.2% وات می‌باشد.

۷- فهرست علائم

| | |
|-------|---|
| c_p | ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$) |
| f_a | فاکتور لباس (بی بعد) |
| h_c | ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$) |
| I_a | مقاومت حرارتی لباس (Wm^2K^1) |
| M | نرخ متابولیک افراد (Wm^{-2}) |
| P | فشار (kPa) |
| PMV | شاخص میانگین رای پیش‌بینی شده (بی بعد) |
| PPD | شاخص درصد نارضایتی افراد (%) |
| S | جمله چشمه (Nm^{-3}) |
| T | دما (K) |
| U | ضریب انتقال حرارت کلی ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$) |
| V | سرعت (ms^{-1}) |

علائم یونانی

| | |
|----------|---|
| α | نفوذ حرارتی (m^2s^{-1}) |
| β | ضریب انبساط حجمی (K^{-1}) |
| ρ | چگالی (kgm^{-3}) |
| μ | ضریب لزجت دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$) |
| z | برنوسها |
| a | هوا |
| cl | لباس |
| e | خروجی |
| rd | تابشی |
| set | انتخاب شده |
| sk | سطح پوست |
| t | اغتشاشی |

۸- مراجع

- [1] G. Kim, L. Schaefer, Tae S. Lim, J. T. Kim, Thermal comfort prediction of an underfloor air distribution system in a large indoor environment, *Energy and Buildings* 64(2013)323-331.
- [2] H.B. Awbi, *Ventilation of Buildings*, E&FN Spon, London, 1998.
- [3] L. Magnier, R. Zmeureanu, D. Derome, Experimental assessment of the velocity and temperature distribution in an indoor displacement ventilation jet, *Building and Environment* 47 (2012) 150-160.
- [4] G. Cao, H. Awbi, R. Yao, Y. Fan, K. Sirén, R. Kosonen, J. Zhang, A review of the performance of different ventilation and air low distribution systems in buildings, *Building and Environment* 73 (2014) 171-186.
- [5] W. Sun, K.W.D. Cheong, A. K. Melikov, Subjective study of thermal acceptability of novel enhanced displacement ventilation system and implication of occupants' personal control, *Building and Environment* 57 (2012) 49-57.
- [6] W. Chakroun, K. Ghali, N. Ghaddar, Air quality in rooms conditioned by chilled ceiling and mixed displacement ventilation for energy saving, *Energy and Buildings* 43 (2011) 2684-2695.
- [7] A. W. Woods, Sh. Fitzgerald, S. Livermore, A comparison of winter pre-heating requirements for natural displacement and natural mixing ventilation, *Energy and Buildings* 41 (2009) 1306-1312.
- [8] B.F. Yu, Z.B. Hu, M. Liu, H.L. Yang, Q.X. Kong, Y.H. Liu, Review of research on air-conditioning systems and indoor air quality control for human health, *International Journal of Refrigeration* 32(2009)3-20
- [9] J.V.D.KOOI, A Methodology for Indoor Airflow Computations and Energy Analysis for a Displacement Ventilation System, *Energy and Buildings*, 14(1990)259-271.
- [10] K.W.D. Cheong, E. Djunaedy, Y.L. Chua, K.W. Tham, S.C. Sekhar, N.H. Wong, M.B. Ullah, Thermal comfort study of an air-conditioned lecture theatre in the tropics, *Building and Environment* 38 (2003) 63-73.
- [11] J. Lau, Q. Chen, Floor-supply displacement ventilation for workshops, *Building and Environment* 42 (2007) 1718-1730.
- [12] F. Causone, F. Baldin, B. W. Olesen, S. P. Corgnati, Floor heating and cooling combined with displacement ventilation: Possibilities and limitations, *Energy and Buildings* 42 (2010) 2338-2352.
- [13] H. Chen, S. Janbakhsh, U. Larsson, B. Moshfegh, Numerical investigation of ventilation performance of different air supply devices in an of ice environment, *Building and Environment* 90 (2015) 37-50
- [14] M. H. Fathollahzadeh, G. Heidarinejad, H. Pasdarshahri, 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.
- [15] Q. Chen, W. Xu, A zero-equation turbulence model for indoor airflow simulation, *Energy and Buildings* 28 (1998) 137-144.
- [16] P. O. Fanger, *Thermal comfort analysis and applications in environmental engineering*, New York: McGraw-Hill, 1970.
- [17] ANSI/ASHRAE, Standard 55-2010. *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2010.
- [18] ISO7730, Moderate thermal environments—Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort, International Standards Organization, 1994.

