تحلیل اثرات پوشش افراد بر مصرف انرژی در یک سالن تئاتر کوچک

سیدعلیرضا ذوالفقاری[۱]، مهدی افضلیان[۲]

تاریخ دریافت مقاله: ۹۵/۰۸/۰۹

تاریخ پذیرش مقاله: ۹۵/۱۲/۱۵

چکیده:

در این تحقیق به تحلیل اثرات پوشش افراد بر شرایط آسایش حرارتی و مصرف انرژی برای گرمایش در یک سالن تئاتر با سیستم توزیع هوای زیر سطحی پرداخته شده است. برای این منظور، دریچه های ورود با سه آرایش قرارگیری مختلف (مقابل صندلی، زیر صندلی و روی دیوارهای اطراف) و مقاومت پوشش لباس افراد در دو حالت ۱clo و ۰/۸clo قرار گرفته و به کمک دینامیک سیالات محاسباتی و نرم افزار ایرپک، تاثیرات پوشش بدن بر مصرف انرژی با رعایت شاخص آسایش حرارتی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج حاکی از آن است که برای رسیدن به شرایط یکسان آسایش حرارتی برای حالتی که پوشش بدن بیشتر می‌شود، به دمای هوای ورودی کمتری نیاز داریم و در ناحیه حضور افراد، توزیع دما یکنواخت تر می‌شود. همچنین در این حالت در ناحیه حضور افراد متوسط دما و سرعت هوا کاهش می‌یابد. مصرف انرژی نیز در حالتی که پوشش بدن بیشتر می‌شود، کاهش می‌یابد، به طوری که مصرف انرژی برای حالتی که دریچه‌های هوا در زیر صندلی باشد به میزان ۹ درصد، برای حالتی که دریچه‌های هوا در مقابل صندلی باشد به میزان ۷ درصد و برای حالتی که دریچه‌های هوا در اطراف سالن باشد به میزان ۶ درصد کاهش می‌یابد.

کلمات کلیدی:

آسایش حرارتی، پوشش بدن، سیستم توزیع هوای زیر سطحی، گرمایش، مصرف انرژی

۱) استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند (نویسنده مسئول) zolfaghari@birjand.ac.
۲) دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند mahdiafzalian@birjand.ac.ir

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-07]

مقدمه

انواع سیستم‌های تهویه مکانیکی[1] به چهار دسته تقسیم می‌شوند: تهویه تخلیه موضعی[2]، تهویه پیستونی[3]، تهویه اختلاطی[4] و تهویه جابه‌جایی[5][۴]. بر این اساس، نوع سیستم مورد استفاده تاثیر زیادی بر کیفیت هوای داخل، آسایش حرارتی، مصرف انرژی، هندسه ساختمان، هزینه ساخت، انعطاف پذیری فضا و کنترل انفرادی دارد[۱۲]. با توجه به پدیده گرمایش جهانی، باید در عین توجه به مباحثی مانند آسایش حرارتی[6] و کیفیت هوای داخل[7]، میزان مصرف انرژی هم مورد توجه قرار بگیرد[۲].

در سیستم‌های تهویه جابه‌جایی، دریچه‌های ورود هوا در کف و یا نزدیک به کف و دریچه‌های خروج در سقف و یا نزدیک به سقف قرار دارند. در این سیستم‌ها از اختلاط هوا جلوگیری می‌شود و به همین علت در ناحیه حضور افراد[8] هوا همواره از کیفیت مطلوبی برخوردار است[۱۲]. یکی از متداول‌ترین انواع سیستم های تهویه جابه‌جایی، سیستم‌های توزیع هوای زیر سطحی[9] می‌باشد. مزایای سیستم توزیع هوای زیرسطحی در حالت کلی عبارتند از کاهش عمده هزینه‌های چرخه عمر ساختمان به دلیل افزایش انعطاف‌پذیری در مدیریت تجهیزات (تنظیم و تغییر دکوراسیون)، افزایش رضایت و آسایش ساکنان از طریق بهبود شرایط آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخل، هزینه جاری کمتر، کارکرد انرژی کمتر و افزایش انعطاف‌پذیری سرویس‌ها و تجهیزات الکترونیکی ساختمان‌ها. از معایب این سیستم می‌توان به فناوری جدید و تقریباً نامأنوس آن، کمبود اطلاعات و راهنماهای طراحی و هزینه اولیه بالا اشاره کرد[۱].

در رابطه با سیستم توزیع هوای زیر سطحی تحقیقات زیادی انجام گرفته است. در سال ۱۹۸۶، گورتن و باقری[۹] با بررسی عملکرد این سیستم‌های توزیع هوا نشان دادند که این سیستم‌ها به دلیل تمرکز بر تهویه ناحیه حضور افراد، نسبت به سایر سیستم‌های تهویه متداول دارای مصرف انرژی کمتری هستند. الجمی و عامر[۲] در سال ۲۰۱۰ نشان دادند سیستم‌های توزیع هوای زیرسطحی در مقایسه با سیستم‌های توزیع هوای بالاسری مصرف انرژی کمتری دارند و هر چه ارتفاع ساختمان بیشتر می‌شود، این تفاوت در میزان مصرف انرژی چشمگیرتر می‌شود. آنان همچنین نشان دادند که این سیستم‌ها موجب افزایش کیفیت هوا نیز می‌شود. در سال ۲۰۱۰، چانگ و همکاران[۶] به مطالعه اثرات دمای متوسط تابش[10] بر آسایش حرارتی در سیستم‌های توزیع هوای زیر سطحی پرداختند. سان و همکاران[۱۰] در سال ۲۰۱۱ در

1) Mechanical Ventilation
2) Local Exhaust Ventilation
3) Piston Ventilation
4) Mixing Ventilation
5) Displacement Ventilation
6) Thermal comfort
7) Indoor Air Quality
8) Occupied Zone (OZ)
9) Underfloor Air Distribution (UFAD)
10) Mean Radiant Temperature

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-07]

تحقیقی به مقایسه سیستم‌های توزیع هوای زیر سطحی و سیستم های توزیع هوای بالاسری[1] پرداختند و دریافتند که در شرایط آسایش حرارتی مشابه، مصرف انرژی سیستم‌های توزیع هوای زیر سطحی حدود ۲۰-۳۰ درصد کمتر از سیستم توزیع هوای بالاسری است. بعلاوه، این سیستم از نظر شرایط کیفیت هوای داخل هم بسیار مطلوب‌تر است، چرا که هم هوای تمیز را در ناحیه حضور افراد تامین می‌کند و هم با توجه به الگوی جریان هوا، توانایی بیشتری در دفع آلاینده‌ها از این ناحیه دارد. در سال ۲۰۱۳، کیم و همکاران[۱۲] به بررسی نقش سرعت و محل دریچه های ورودی هوا بر آسایش حرارتی در یک سالن تئاتر پرداختند و بر اساس نتایج حاصل، محل دریچه‌های ورودی هوا نقش مهمی در مقادیر سرعت جریان هوا دارد. آنان همچنین نشان دادند موثرترین راه برای کاهش مصرف انرژی، تغییر محل دریچه های ورودی و سرعت هوای ورودی است. همچنین فتح الله‌زاده و همکاران[۸] 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 پرداختند.

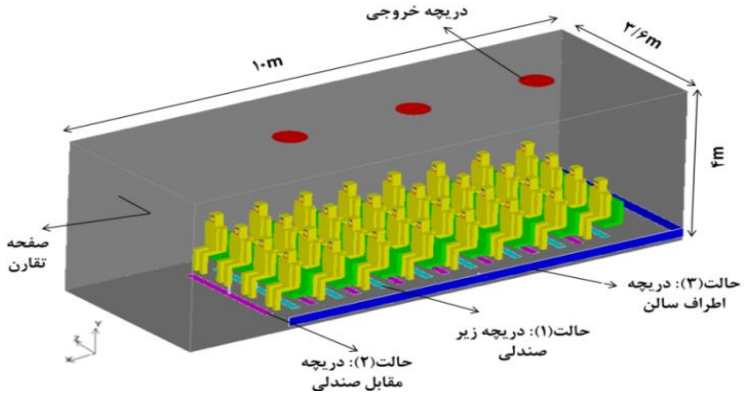
همان طور که مشاهده شد، در رابطه با سیستم‌های توزیع هوای زیر سطحی تحقیقات زیادی انجام گرفته است. عوامل زیادی مانند محل دریچه‌های ورودی، پوشش افراد، نرخ متابولیک افراد، هندسه ساختمان تاثیر زیادی بر شرایط آسایش حرارتی ساکنان، کیفیت هوای داخل و مصرف انرژی این سیستم‌ها دارد. بر این اساس، هدف اصلی از تحقیق حاضر، بررسی اثرات پوشش افراد حاضر بر مصرف انرژی با در نظر گرفتن شرایط آسایش حرارتی افراد است. همچنین توزیع شرایط آسایش حرارتی در ناحیه حضور افراد نیز در شرایط مختلف مورد مقایسه قرار گرفته است.

فضای نمونه

مطابق شکل (۱)، هندسه مورد بررسی در تحقیق حاضر، یک سالن کوچک تئاتر 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 به ازای دو حالت ۱clo و ۰/۸clo مورد بررسی قرار گرفته است. تعداد ۶ دریچه خروجی به شعاع ۰/۳ متر در سقف قرار داده شده است. همچنین برای حفظ کیفیت هوای داخل، ۵۰ درصد از هوای ورودی توسط هوای تازه تأمین می‌شود. ضمناً از آنجایی که در فضای مورد بررسی شرط تقارن برقرار است، نصف فضای نمونه به صورت عددی مورد مدل‌سازی و تحلیل قرار گرفته است.

1) Overhead Air Distribution (OHAD)

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-07]



شکل۱) نمای کلی نصف فضای نمونه

همچنین دیوارهای فضای نمونه عایق درنظر گرفته شده است. همان‌طور که در شکل (۱) نشان داده شده است، در دو حالت اول تعداد ۸ دریچه ورودی هوا بر روی کف سالن و در حالت سوم دو دریچه ورودی در اطراف سالن قرار دارد. سرعت ورود هوا ثابت و برابر با ۰/۳m/s قرار داده شده و مستقیما و بدون زاویه وارد فضا می‌شود. نرخ تعویض هوای ساعتی[1] برابر با $۱۰\mathrm{hr}^{-1}$ فرض شده که با مقدار توصیه شده در مبحث ۱۴ مقررات ملی ساختمان مطابقت دارد. همچنین دمای محیط برابر با ۲۰°C در نظر گرفته شده است.

معادلات حاکم و روند حل

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:

$$\nabla.\vec{V} = 0 \qquad (۱)$$

معادله بقای تکانه خطی:

$$\rho\left(\vec{V}.\nabla\vec{V}\right) = -\nabla P + \mu_{\mathrm{eff}}\nabla^2\vec{V} + \vec{s} \qquad (۲)$$

معادله انرژی:

$$\vec{V}.\nabla T = \alpha\nabla^2 T + s_{\mathrm{T}} \qquad (۳)$$

1) ACH

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-07]

$$\vec{V} = u\vec{\imath} + v\vec{\jmath} + w\vec{k} \quad (۴)$$

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x}\vec{\imath} + \frac{\partial}{\partial y}\vec{\jmath} + \frac{\partial}{\partial z}\vec{k} \quad (۵)$$

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

$$\vec{s} = \rho\vec{g}[1 - \beta(T - T_0)] \quad (۶)$$

که β ضریب انبساط حجمی و $\vec{g}$ بردار شتاب گرانش زمین است.

برای معادله انرژی نیز در جریان مغشوش جملات جدیدی با عنوان شار حرارتی اغتشاشی[1] پدید می‌آیند که با استفاده از مدل‌های اغتشاشی مدل می‌شوند. از مطرح‌ترین مدل‌های اغتشاشی برای محیط‌های داخلی می‌توان به مدل صفرمعادله‌ای داخلی[2] اشاره کرد که توسط چن و زو[۵] برای شبیه سازی جریان هوا در محیط های داخلی توسعه و بسط داده شده است و با توجه به بررسی‌های صورت گرفته دارای نتایج بسیار خوبی در محیط‌های داخلی است. μ_{eff} ضریب لزجت موثر سیال است که شامل لزجت سیال و لزجت اغتشاشی سیال می‌باشد و داریم:

$$\mu_{\mathrm{eff}} = \mu_{\mathrm{t}} + \mu \quad (۷)$$

که لزجت اغتشاشی سیال در معادله صفر معادله‌ای داخلی به کمک رابطه (۸) محاسبه می‌گردد. در این رابطه، مقدار ثابت، یک مقدار تجربی است.

$$\mu_t = 0.03874\, \rho v L \quad (۸)$$

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[۷] 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 [۳] و ایزو ۷۷۳۰[۱۱] 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

1) Turbulence Heat Flux
2) Indoor zero equation

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-07]

میزان پوشش) احساس حرارتی افراد را در قالب شاخص میانگین رأی پیش‌بینی شده برای ساکنان به صورت روابط (۹) و (۱۰) بیان می‌کند.

$$\begin{aligned}\mathrm{PMV} = {} & (0.028+0.303\exp(-0.036M))[(M-W) \\ & -0.00305(5733-6.99\,(M-W)-P_{\mathrm{a}} \\ & -0.42((M-W)-58.15) \\ & -1.7\times 10^{-5}M(5867-P_{\mathrm{a}}) \\ & -0.0014M\,(34-T_{\mathrm{a}})-f_{\mathrm{cl}}h_{\mathrm{c}}(T_{\mathrm{cl}}-T_{\mathrm{a}}) \\ & -3.96\times 10^{-8}\,f_{\mathrm{cl}}((T_{\mathrm{cl}}+273)^4-(T_{\mathrm{rd}}+273)^4)]\end{aligned} \tag{۹}$$

$$\begin{aligned}T_{\mathrm{cl}} = {} & T_{\mathrm{sk}} - f_{\mathrm{cl}}I_{\mathrm{cl}}h_{\mathrm{c}}(T_{\mathrm{cl}}-T_{\mathrm{a}}) \\ & -3.96\times 10^{-8}\,f_{\mathrm{cl}}I_{\mathrm{cl}}[(T_{\mathrm{cl}}+273)^4-(T_{\mathrm{rd}}+273)^4)]\end{aligned} \tag{۱۰}$$

$$T_{\mathrm{sk}} = 35.7 - 0.0275(\mathrm{M}-\mathrm{W}) \tag{۱۱}$$

شاخص میانگین رأی پیش‌بینی شده[1] بیانگر احساس حرارتی افراد نسبت به محیط است. بر این اساس، این شاخص طبق مقیاس پیشنهاد شده توسط اشری[۳] 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[۱۱]، محدوده ۰/۵+ تا ۰/۵- را به عنوان محدوده قابل قبول برای آسایش حرارتی معرفی می‌کند.

هدف نهایی مدل‌های آسایش حرارتی، ارائه شاخصی جهت محاسبه درصد نارضایتی افراد[2] نسبت به شرایط گرمایی محیط است و در واقع، همین شاخص است که به‌عنوان معیار طراحی محیط توسط طراحان مورد نظر قرار می‌گیرد. این شاخص درصد افرادی را که احساس آسایش حرارتی ندارند، محاسبه می‌کند. رابطه (۱۲) برای محاسبه این شاخص به صورت تابعی از شاخص میانگین رأی پیش‌بینی شده داده شده است[۱۱]. همچنین براساس پیشنهاد استاندارد ایزو ۷۷۳۰ [۱۱] مقدار مناسب این شاخص، مقادیر کمتر یا مساوی ۱۰ درصد است.

$$\mathrm{PPD} = 100 - 95 \times exp(0.03353 \times PMV^4 - 0.2179 \times PMV^2) \tag{۱۲}$$

1) Predicted Mean Vote (PMV)
2) Predicted Percentage of Dissatisfied (PPD)

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-07]

روش حل و اعتبار سنجی

روش حل

در مطالعه حاضر، از نسخه ۲.۰ نرم افزار ایرپک[1] جهت انجام محاسبات و حل معادلات حاکم استفاده شده است. در نرم‌افزار مذکور برای حل عددی از روش حجم محدود استفاده شده است. همچنین از الگوریتم سیمپل برای تصحیح جفت‌شدگی بین فشار و سرعت استفاده شده است. شبکه‌بندی در این تحقیق، جهت حل مساله 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 نهایتا شبکه‌ای با حدود ۱/۵ میلیون گره محاسباتی انتخاب شده است.

اعتبارسنجی حل

در این تحقیق برای اعتبار سنجی نتایج حل، از مقایسه نتایج حل‌گر عددی ایرپک با نتایج فتح‌الله‌زاده و همکاران[۸] استفاده شده است. همان طور که در جدول(۱) امده است، نتایج تحقیق حاضر همخوانی نسبتاً قابل قبولی با نتایج فتح‌الله‌زاده و همکاران[۸] نشان می‌دهد.

نتایج و بحث روی نتایج

همان طور که گفته شد، هدف از این تحقیق، تحلیل اثرات پوشش افراد بر مصرف انرژی با درنظر گرفتن شرایط آسایش حرارتی برای گرمایش در یک سالن کوچک تئاتر است. به همین منظور، سه محل برای قرارگیری این دریچه‌ها و دو حالت برای پوشش افراد درنظر گرفته شد. در حالت اول، پوشش افراد شامل لباس زیر، پیراهن، شلوار، ژاکت، جوراب و کفش و حالت دوم شامل شامل لباس زیر، پیراهن، شلوار، جوراب و کفش که مقاومت لباس در حالت اول برابر ۱clo و در حالت دوم برابر ۰/۸clo می‌شود.

ایجاد شرایط آسایش حرارتی با صرف کمترین میزان مصرف انرژی باید به عنوان معیار طراحی قرار گیرد. به همین دلیل، برای مقایسه مصرف انرژی دمای هوای ورودی را تغییر داده تا شاخص میانگین رأی پیش‌بینی به مقدار ۰/۵- که شروع محدوده شرایط آسایشی برای گرمایش است، برسد.

1) Airpak®

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-07]

برای حالتی که دریچه‌های ورود در زیر صندلی باشد (حالت ۱)، دمای هوای ورودی برای حالت پوشش ۱clo برابر با ۲۰/۷ °C و در حالتی که پوشش ۰/۸clo باشد، برابر با ۲۳/۲ °C است. برای حالتی که دریچه‌های ورود در مقابل صندلی باشد (حالت ۲)، دمای هوا برای حالت پوشش ۱clo برابر با ۲۰/۷ °C و در حالتی که پوشش ۰/۸clo باشد، برابر با ۲۳/۳°C است. حالتی که دریچه های ورود در اطراف سالن باشد (حالت ۳)، دمای هوا برای حالت پوشش ۱clo برابر با ۲۱/۱°C و در حالتی که پوشش ۰/۸clo باشد، برابر با ۲۳/۳ °C است.

همان طور که مشخص است، زمانی که پوشش بدن کمتر می‌شود باید دمای هوای ورودی از دریچه‌ها بیشتر شود. مقادیر حداکثر، حداقل و میانگین دما و سرعت در ناحیه حضور افراد (۱.۸ متر از کف) برای پوشش ۱clo در جدول (۲) و برای پوشش ۰/۸clo در جدول (۳) نشان داده شده است.

جدول ۱) مقایسه نتایج تحقیق حاضر با نتایج فتح‌الله‌زاده و همکاران[۶]

ارتفاع دریچه برگشت از کف(m)	سرعت متوسط هوا در ناحیه حضور افراد(متر بر ثانیه)	
	نتایج تحقیق فتح الله‌زاده و همکاران	نتایج تحقیق حاضر
۴	۰/۰۷	۰/۰۷
۳/۵	۰/۰۸	۰/۰۷
۲/۸	۰/۰۸	۰/۰۸
۱/۷	۰/۰۸	۰/۰۸
۰/۸	۰/۱	۰/۰۹
۰/۱	۰/۰۹	۰/۰۹

جدول ۲) مقادیر دما و سرعت در ناحیه حضور افراد به ازای پوشش ۱clo

	دما (درجه سلسیوس)			سرعت (متر بر ثانیه)		
	حداکثر	حداقل	میانگین	حداکثر	حداقل	میانگین
حالت (۱)	۲۸/۲	۲۰/۰	۲۱/۴	۰/۳۰	۰	۰/۰۶
حالت (۲)	۲۸/۷	۲۰/۱	۲۱/۵	۰/۳۰	۰	۰/۰۶
حالت (۳)	۲۸/۳	۲۰/۱	۲۱/۶	۰/۳۱	۰	۰/۰۹

جدول ۳) مقادیر دما و سرعت در ناحیه حضور افراد به ازای پوشش ۰/۸clo

	دما (درجه سلسیوس)			سرعت (متر بر ثانیه)		
	حداکثر	حداقل	میانگین	حداکثر	حداقل	میانگین
حالت (۱)	۲۸/۴	۲۰/۰	۲۲/۸	۰/۳۰	۰	۰/۰۸
حالت (۲)	۲۸/۹	۲۰/۱	۲۲/۹	۰/۳۰	۰	۰/۰۹
حالت (۳)	۲۸/۷	۲۰/۲	۲۳/۰	۰/۳۶	۰	۰/۱۰

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-07]

همان طور که در جداول (۲) و (۳) نشان داده شده است، در هر سه حالت محل قرار گیری دریچه‌ها، حالتی که پوشش بدن کمتر است، دمای متوسط محل حضور افراد افزایش می‌یابد، زیرا دمای هوای ورودی بیشتر می‌شود. همچنین سرعت متوسط هوا در این محدوده نیز بیشتر شده است، یعنی افراد در معرض هوا با سرعت بیشتری هستند. ولی هر چه پوشش بیشتر باشد، توزیع دما در محدوده ساکنان یکنواخت‌تر است. مقادیر حداکثر، حداقل و میانگین شاخص میانگین رای افراد برای ارزیابی احساس حرارتی و درصد نارضایتی حرارتی در ناحیه حضور ساکنان برای پوشش ۱clo در جدول (۴) و برای پوشش ۰/۸clo در جدول (۵) نشان داده شده است. با توجه به جداول (۴) و (۵)، هر سه حالت، شرایط آسایش حرارتی را تامین کرده‌اند اما توزیع آن در محدوده ساکنان با یکدیگر متفاوت است. در حالتی که دریچه‌های ورود هوا در زیر صندلی باشند، توزیع شرایط آسایش حرارتی در محدوده ساکنان در حالت پوشش ۱clo نسبت به حالت ۰/۸clo یکنواخت‌تر است، یعنی افراد بیشتری احساس آسایش دارند، اما در حالتی که دریچه‌های ورود هوا در مقابل صندلی و اطراف سالن باشد، توزیع شرایط آسایش حرارتی در محدوده ساکنان در حالت پوشش ۰/۸clo نسبت به حالت ۱clo یکنواخت‌تر است، چرا که در این حالت حداکثر درصد نارضایتی افراد کاهش پیدا کرده است.

همچنین در مقایسه بین محل دریچه‌ها، حداکثر مقدار درصد نارضایتی افراد در حالتی که دریچه‌های ورود هوا در اطراف سالن قرار داشته باشد، برای هر دو حالت پوشش بدن، نسبت به دو محل دیگر دریچه کمتر است، یعنی توزیع آسایش حرارتی در این حالت یکنواخت‌تر است.

برای ارزیابی میزان صرفه‌جویی در مصرف انرژی از رابطه $0.5\times Cp \times \dot{m}_e \times (T_e - T_{set})$ با فرض این که ۵۰ درصد از هوای خروجی دوباره از طریقه دریچه‌های ورودی وارد محل گردد، کمک می‌گیریم. در شرایطی که دریچه های ورود در زیر صندلی باشد (حالت ۱)، میزان صرفه‌جویی در مصرف انرژی برای حالت پوشش ۱clo برابر با ۳۴۱W و در حالتی که پوشش ۰/۸clo باشد، برابر با ۹۷W است. برای حالتی که دریچه های ورود در مقابل صندلی باشد (حالت ۲)، میزان صرفه‌جویی در مصرف انرژی برای حالت پوشش ۱clo برابر با ۳۴۱W و در حالتی که پوشش ۰/۸clo باشد، برابر با ۱۴۶W است. در حالتی که دریچه های ورود در اطراف سالن باشد (حالت ۳)، میزان صرفه‌جویی در مصرف انرژی برای حالت پوشش ۱clo برابر با ۲۹۲W و در حالتی که پوشش ۰/۸clo باشد، برابر با ۹۷W است.

در شکل (۲) مقایسه کاهش مصرف انرژی بین حالت‌های مختلف توسط نمودار صورت گرفته است. همان طور که از نتایج بالا و نمودار زیر مشخص است، در حالتی که پوشش بدن کمتر است، مصرف انرژی بیشتر می شود. همچنین بهترین محل قرارگیری دریچه‌های ورودی بر اساس بیشترین کاهش مصرف انرژی، جلوی صندلی افراد می‌باشد. همچنین در شکل (۳) نمودارها این کاهش انرژی را بر حسب درصد بر اساس برگشت هوای داخل بیان می‌کنند. در شرایطی که دریچه‌های ورود در زیر صندلی باشد (حالت ۱)، میزان صرفه‌جویی در مصرف انرژی برای حالت پوشش ۱clo برابر با ۱۰ درصد و در حالتی که پوشش ۰/۸clo باشد، برابر با ۳ درصد است. برای حالتی که دریچه های ورود در مقابل صندلی باشد

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-07]

(حالت ۲)، میزان صرفه‌جویی در مصرف انرژی برای حالت پوشش ۱clo برابر با ۱۰ درصد و در حالتی که پوشش ۰/۸clo باشد، برابر با ۴ درصد است. در حالتی که دریچه های ورود در اطراف سالن باشد (حالت ۳)، میزان صرفه‌جویی در مصرف انرژی برای حالت پوشش ۱clo برابر با ۹ درصد و در حالتی که پوشش ۰/۸clo باشد، برابر با ۳ درصد است.

در شکل(۴) مقایسه مصرف انرژی بین دو حالت پوشش در سه محل دریچه‌های هوای ورودی نشان داده شده است. بر اساس نتایج بدست آمده، هر چه پوشش افراد بیشتر شود، مصرف انرژی کمتر می‌شود، به طوری که مصرف انرژی برای حالتی که دریچه‌های هوا در زیر صندلی باشد به میزان ۹ درصد، برای حالتی که دریچه‌های هوا در مقابل صندلی باشد به میزان ۷ درصد و برای حالتی که دریچه‌های هوا در اطراف سالن باشد به میزان ۶ درصد کاهش می‌یابد. همچنین برای مقایسه شرایط توزیع دما و سرعت در فضای نمونه به ازای حالت‌های مختلف، در شکل‌های (۵) تا (۱۰) کانتورهای دما و سرعت در مقطع عرضی فضای نمونه نشان داده شده است.

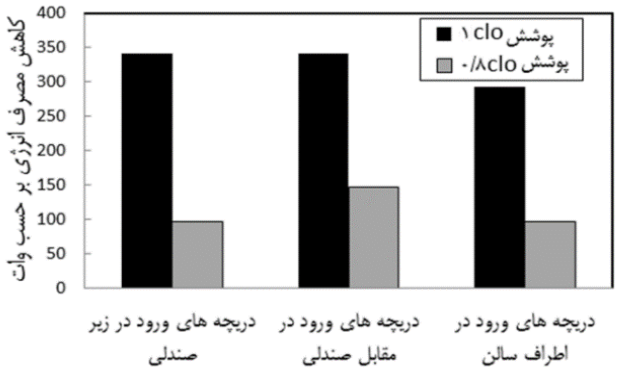
جدول ۴) مقادیر شاخص احساس حرارتی افراد (PMV) و درصد نارضایتی افراد (PPD) در ناحیه حضور ساکنان برای پوشش ۱clo

	PMV			PPD(%)		
	حداکثر	حداقل	میانگین	حداکثر	حداقل	میانگین
حالت (۱)	۰/۵۰	-۱/۰۲	-۰/۵۰	۲۶/۹	۵	۱۱/۵
حالت (۲)	۰/۵۶	-۱/۰۱	-۰/۵۰	۲۶/۵	۵	۱۱/۵
حالت (۳)	۰/۵۳	-۰/۹۴	-۰/۵۰	۲۳/۷	۵	۱۱/۵

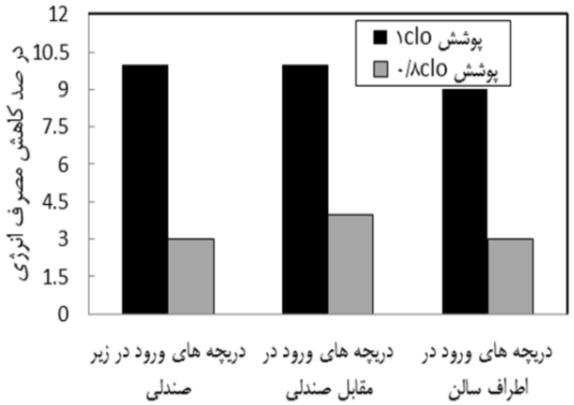
جدول ۵) مقادیر شاخص احساس حرارتی افراد (PMV) و درصد نارضایتی افراد (PPD) در ناحیه حضور ساکنان برای پوشش ۰/۸clo

	PMV			PPD(%)		
	حداکثر	حداقل	میانگین	حداکثر	حداقل	میانگین
حالت (۱)	۰/۴۸	-۱/۰۶	-۰/۵۰	۲۸/۸	۵	۱۱/۵
حالت (۲)	۰/۵۵	-۰/۹۸	-۰/۵۰	۲۵/۴	۵	۱۱/۵
حالت (۳)	۰/۵۵	-۰/۹۳	-۰/۵۰	۲۳/۴	۵	۱۱/۵

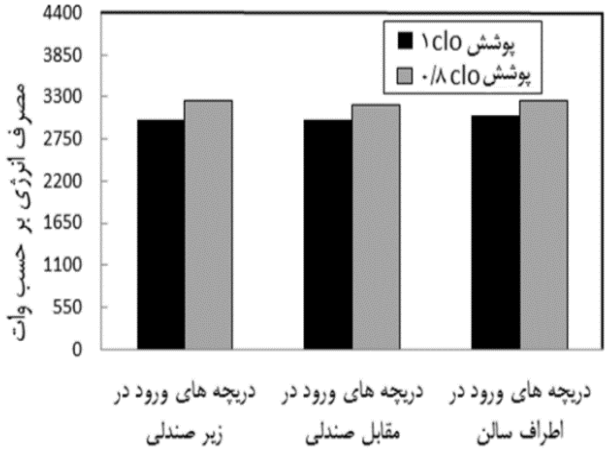
[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-07]



شکل ۲) مقایسه کاهش مصرف انرژی برای دو پوشش مختلف بدن برای سه حالت دریچه‌های ورود هوا

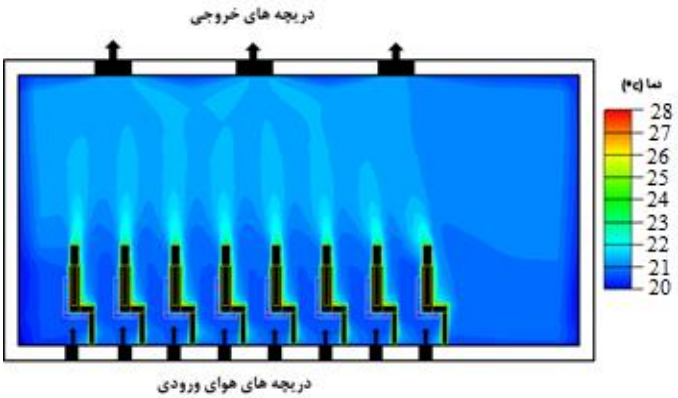


شکل ۳) مقایسه کاهش مصرف انرژی برای دو پوشش مختلف بدن برای سه حالت دریچه‌های ورود هوا بر حسب درصد

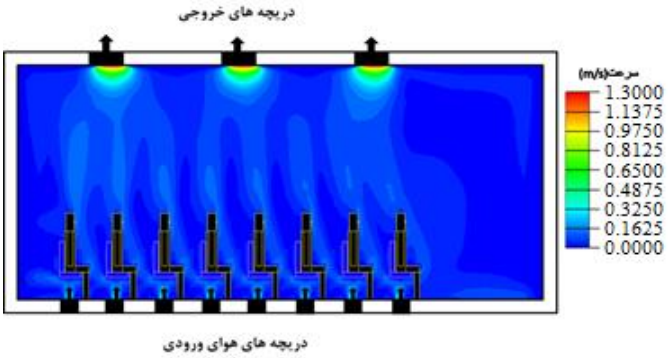


شکل ۴) مقایسه مصرف انرژی برای دو پوشش مختلف بدن برای سه حالت دریچه‌های ورود هوا

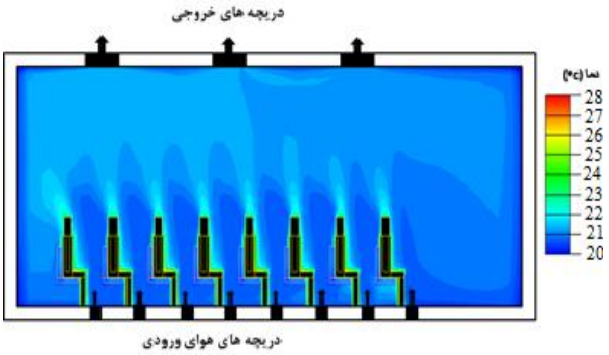
[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-07]



شکل ۵) توزیع دما در صفحه وسط سالن تئاتر در حالتی که دریچه‌های ورودی هوا در زیر صندلی افراد قرارگرفته است (حالت۱)

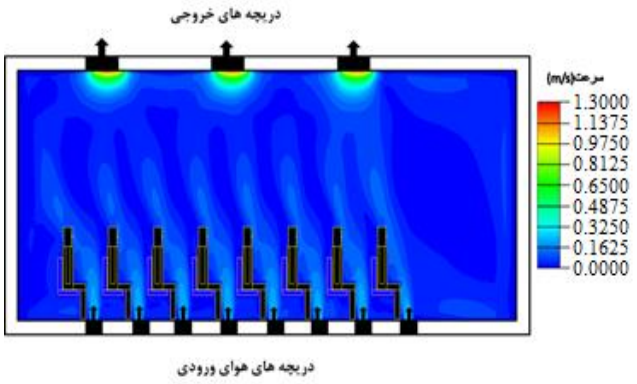


شکل۶) توزیع سرعت در صفحه وسط سالن تئاتر در حالتی که دریچه‌های ورودی هوا در زیر صندلی افراد قرارگرفته است (حالت۱)

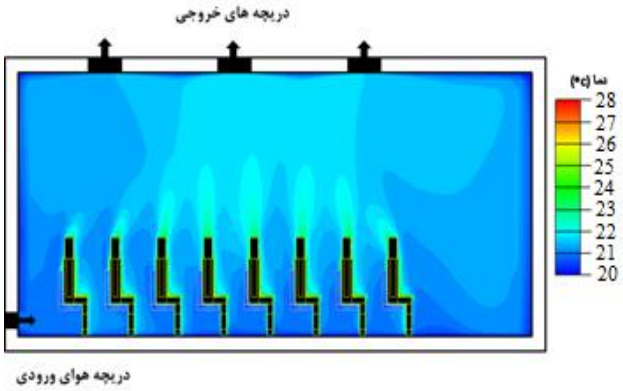


شکل۷) توزیع دما در صفحه وسط سالن تئاتر در حالتی که دریچه‌های ورودی هوا در مقابل صندلی افراد قرارگرفته است (حالت۲)

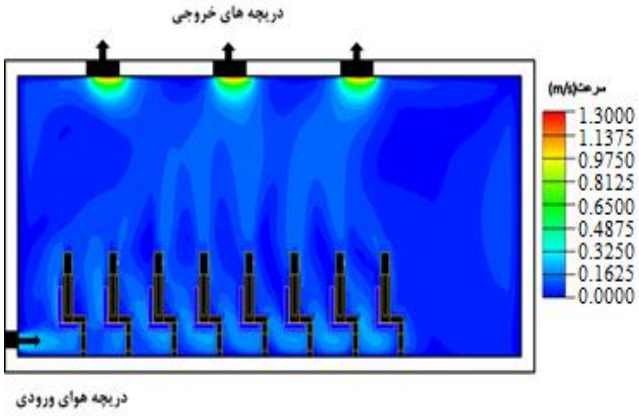
[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-07]



شکل۸) توزیع سرعت در صفحه وسط سالن در حالتی که دریچه‌های ورودی در مقابل صندلی افراد قرارگرفته است (حالت۲)



شکل۹) توزیع دما در صفحه وسط سالن در حالتی که دریچه‌های ورودی روی دیوارهای اطراف سالن قرارگرفته است (حالت۳)



شکل ۱۰) توزیع سرعت در صفحه وسط سالن در حالتی که دریچه‌های ورودی روی دیوارهای اطراف سالن قرارگرفته است (حالت۳)

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-07]

نتیجه‌گیری

در این تحقیق به تحلیل اثرات پوشش افراد بر شرایط آسایش حرارتی و مصرف انرژی در یک سالن تئاتر با سیستم توزیع هوای زیر سطحی برای حالت گرمایش پرداخته شده است. برای این منظور، دریچه های ورود با سه آرایش قرارگیری مختلف (مقابل صندلی، زیر صندلی و روی دیوارهای اطراف) و افراد در دو حالت پوشش ۱clo و ۰/۸clo قرار دارند. همچنین تعداد دریچه‌های خروج سه عدد است و ۵۰ درصد هوای اتاق برگشت داده می‌شود. نتایج حاکی از آن است که برای رسیدن به شرایط یکسان آسایش حرارتی، برای حالتی که پوشش بدن بیشتر می‌شود، به دمای هوای ورودی کمتر نیاز داریم و همچنین هوا به طور متوسط در ناحیه حضور افراد دما و سرعت کمتری دارد. در بحث مصرف انرژی بر اساس هوای برگشتی، در شرایطی که دریچه های ورود در زیر صندلی باشد، میزان صرفه‌جویی در مصرف انرژی برای حالت پوشش ۱clo برابر با ۱۰ درصد و در حالتی که پوشش ۰/۸clo باشد، برابر با ۳ درصد است. برای حالتی که دریچه های ورود در مقابل صندلی باشد، میزان صرفه‌جویی در مصرف انرژی برای حالت پوشش ۱clo برابر با ۱۰ درصد و در حالتی که پوشش ۰/۸clo باشد، برابر با ۴ درصد است. حالتی که دریچه های ورود در اطراف سالن باشد، میزان صرفه‌جویی در مصرف انرژی برای حالت پوشش ۱clo برابر با ۹ درصد و در حالتی که پوشش ۰/۸clo باشد، برابر با ۳ درصد است. به عبارت دیگر، مصرف انرژی نیز در حالتی که پوشش بدن بیشتر می‌شود، کاهش می‌یابد به طوری که تغییر میزان مقاومت لباس افراد از ۰/۸clo به ۱clo برای حالتی که دریچه‌های هوا در زیر صندلی باشد، مصرف انرژی به میزان ۹ درصد، برای حالتی که دریچه‌های هوا در مقابل صندلی باشد، مصرف انرژی به میزان ۷ درصد و برای حالتی که دریچه‌های هوا در اطراف سالن باشد، مصرف انرژی به میزان ۶ درصد کاهش می‌یابد.

منابع

[۱] حیدری نژاد، قاسم. فتح الله زاده، محمد حسن. پاسدار شهری، هادی. (۱۳۹۳)، بررسی اثر ارتفاع دریچه برگشت هوا بر مصرف انرژی، آسایش حرارتی و کیفیت هوا در سیستم توزیع هوای زیرسطحی، مجله مهندسی مکانیک مدرس، فوق العاده اسفند، دوره ۱۴، شماره ۱۶، ص ص ۱۲۵-۱۳۳.

[2] A. Aljami,W. El-Amer., 2010. “Saving energy by using underfloor-air-distribution (UFAD) system in commercial uildings”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, pp.1637-1642.

[3] ANSI/ASHRAE, Standard 55-2010. *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc*., 2010.

[4] Awbi, H.B., (1998)*Ventilation of Buildings*, E&FN Spon, London.

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-07]

[5] Chen, Q., Xu,W., 1998. “A zero-equation turbulence model for indoor airflow simulation”, *Energy and Buildings*, Vol. 28, PP. 137-144.

[6] Chung, J.D., Hong, H., Yoo, H., 2010. “Analysis on the impact of mean radiant temperature for the thermal comfort of underfloor air distribution systems”, *Energy and Buildings*,Vol.42, PP.2332-2359.

[7] Fanger, P.O., (1970)*Thermal comfort analysis and applications in environmental engineering*, New York: McGraw-Hill,.

[8] Fathollahzadeh, M.H., Heidarinejad, G., Pasdarshahri, H., 2015, “Prediction of thermal comfort, IAQ, and energy consumption in a dense occupancy environment with the under floor air distribution system”, *Building and Environment*, Vol.90, PP.96-104.

[9] Gorton, R.L., Bagheri, H.M., 1986. “Verification of stratified air condition design”, *ASHREA* report 388-RP,.

[10] Ho, S.H., Rosario, L., Rahman, M.M. 2011. “Comparison of underfloor and overhead air distribution systems in an office environment”, *Building and Environment*,Vol.46, PP.1415-1427.

[11] ISO7730, Moderate thermal environments—Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort, International Standards Organization, 1994.

[12] Kim, G., Schaefer, L., Lim T.S., Kim, J.T.2013. “Thermal comfort prediction of an underfloor air distribution system in a large indoor environment”, *Energy and Buildings*, Vol.64, PP.323-331.

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-07]

فهرست علائم

c_p	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت $(\mathrm{Jkg^{-1}K^{-1}})$
f_{cl}	فاکتور لباس (بی بعد)
h_c	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی $(\mathrm{Wm^2K^{-1}})$
I_{cl}	مقاومت حرارتی لباس $(\mathrm{Wm^2K^1})$
M	نرخ متابولیک افراد $(\mathrm{Wm^{-2}})$
P	فشار $(\mathrm{kgm^{-1}s^{-2}})$
PMV	شاخص میانگین رأی پیش‌بینی شده (بی بعد)
PPD	شاخص درصد نارضایتی افراد (٪)
S	جمله چشمه $(\mathrm{Nm^{-3}})$
T	دما (K)
U	ضریب انتقال حرارت کلی $(\mathrm{Wm^2K^{-1}})$
V	سرعت $(\mathrm{ms^{-1}})$
W	نرخ کار خارجی افراد (W)

علائم یونانی

α	نفوذ حرارتی$(\mathrm{m^2s^{-1}})$
β	ضریب انبساط حجمی$(\mathrm{K^{-1}})$
ρ	چگالی$(\mathrm{kgm^{-3}})$
μ	ضریب لزجت دینامیکی$(\mathrm{kgm^{-1}s^{-1}})$

زیر نویس

a	مربوط به هوا
cl	مربوط به لباس
e	خروجی
set	انتخاب شده
sk	سطح پوست
t	اغتشاشی
rd	تابشی

[Downloaded from necjournals.ir on 2025-12-07]