مجله مهندسی مکانیک مدرس، دی 1394، دوره 15، شماره 10، ص‌ص 302-310

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

تحلیل عملکرد یک سیستم تهویه مطبوع متمرکز به منظور تامین شرایط آسایش حرارتی در هنگام خواب

سید علیرضا ذوالفقاری[1*]، علی فؤادالدینی[2]، سید محمد هوشمند[2]

1- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند

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

* بیرجند، صندوق پستی 97175/376، zolfaghari@birjand.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 13 مرداد 1394

پذیرش: 14 شهریور 1394

ارائه در سایت: 30 شهریور 1394

کلید واژگان:

سیستم تهویه مطبوع متمرکز

آسایش حرارتی

شرایط خواب

ضریب بهره‌وری انرژی

چکیده

در تحقیق حاضر، تاثیرات دبی و دمای هوای ورودی بر عملکرد یک سیستم تهویه مطبوع متمرکز مخصوص خواب مورد بررسی قرار گرفته است. برای این منظور یک سیستم تهویه مطبوع متمرکز مخصوص حالت خواب، شامل یک تخت و دو دریچه ورود و خروج هوا به ترتیب در بالای سر فرد و زیر تخت در نظر گرفته شده و برای شرایط مذکور، معادلات مربوط به جریان، انرژی و آسایش حرارتی به کمک حلگر اپن فوم به صورت عددی حل شده است. همچنین در تحقیق حاضر، شرایط آسایش حرارتی، نارضایتی حرارتی موضعی و ضریب بهره‌وری انرژی برای سیستم تهویه متمرکز در هنگام خواب مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که عملکرد سیستم مذکور به طور چشمگیری به دبی و دمای هوای ورودی وابسته است، به طوری که دبی کم برای جریان ورودی می‌تواند موجب توزیع ناهمگن دما و سرعت شده و در نتیجه وضعیت نامناسبی را به لحاظ آسایش حرارتی ایجاد می‌کند. همچنین، جهت بهره‌مندی از مزایای سیستم تهویه متمرکز بایستی از به‌کار بردن دبی‌های بسیار بالا نیز پرهیز شود؛ چرا که در دبی ها بالا، محدوده وسیعی از اتاق به جای ناحیه خواب فرد تحت تاثیر سیستم تهویه قرار می‌گیرد. همچنین نتایج حاکی از آن است که با افزایش دبی ضریب بهره‌وری انرژی کاهش می‌یابد و مقدار آن به ازای دبی 120 لیتر بر ثانیه به کمتر از 1/5 می‌رسد که این امر نشان دهنده مزیت پایین بکار گیری سیستم‌های تهویه مطبوع متمرکز به لحاظ مصرف انرژی در دبی‌های بالا می‌باشد.

Performance analysis of a task/ambient air conditioning system for providing the thermal comfort conditions during sleep

Alireza Zolfaghari*, Ali Foadaddini, Mohammad Hooshmand

Department of Mechanical Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran.
* P.O.B. 97175-376, Birjand, Iran, zolfaghari@birjand.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 04 August 2015
Accepted 05 September 2015
Available Online 21 September 2015

Keywords:
Task/ambient air conditioning system
thermal comfort
sleep conditions
energy utilization coefficient

ABSTRACT

In this research, the effects of flow rate and temperature of supply air on the performance of a bed-based task/ambient air conditioning system (TAC) have been investigated. For this reason, a bed-based task/ambient air conditioning system including a bed, a supply air inlet on the top of the occupant's head and a return air outlet under the bed have been considered and for the mentioned conditions, the equations of flow, energy and thermal comfort have been solved by OpenFoam numerical solver. Also, the thermal comfort conditions, local thermal discomfort and energy utilization coefficient have been evaluated in the present study. The results show that the performance of the mentioned system significantly depends on the supply air temperature and flow rate. So, the low supply air flow rates may cause non-uniform temperature and velocity distributions which leads to unpleasant thermal comfort conditions. Also, in order to achieve the benefits of TAC systems, utilizing the high supply air flow rates must be avoided because in high flow rates a wide area of the room is affected by supply air instead of the bed zone. Also, the results indicate that the energy utilization coefficient decreases with supply air flow rate increment. Therefore, this coefficient has reached to less than 1.5 in 120 lit/s air flow rate that demonstrate the low advantage of using TAC systems in high supply air flow rates.

1- مقدمه

انسان حدود یک سوم عمر خود را در حالت خواب سپری می‌کند. خواب نه تنها عاملی برای رفع خستگی است، بلکه نقش بسزایی در حفظ و تقویت حافظه دارد. بنابراین افزایش کیفیت خواب از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است.

تحقیقات صورت گرفته در این زمینه تاثیر عوامل ذهنی- جسمی فرد و نیز عوامل محیطی را بر روی کیفیت خواب تصدیق کرده‌اند [1]. عوامل محیطی موثر بر کیفیت خواب مواردی نظیر نور، صدا و شرایط گرمایی محیط را شامل می‌شوند. تحقیقات تجربی نشان داده است که وقتی شرایط گرمایی محیط از

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:
A. Zolfaghari, A. Foadaddini, M. Hooshmand, Performance analysis of a task/ambient air conditioning system for providing the thermal comfort conditions during sleep, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 10, pp. 302-310, 2015 (In Persian)

محدوده آسایش حرارتی[1] فاصله می‌گیرد، کیفیت خواب کاهش می‌یابد [2]. لین و دنگ [3] در یک تحقیق آزمایشگاهی نشان دادند که انتخاب مناسب و صحیح لباس، رانداز و رخت‌خواب به عنوان مقاومت حرارتی میان بدن و محیط می‌تواند موجب دستیابی به شرایط آسایش حرارتی با صرف انرژی کمتر شود. همچنین ایشان نشان دادند که در مناطق گرم و مرطوب، کاهش مقاومت حرارتی ناشی از لباس و رخت‌خواب برای رسیدن به شرایط آسایش حرارتی در هنگام خواب کافی نیست و نیاز است تا از وسایل تهویه مطبوع مناسب نیز در هنگام خواب استفاده شود. با این حال لین و دنگ [4] در یک مطالعه پیمایش میدانی نشان دادند که مردم مناطق گرم و مرطوب، به منظور کاهش هزینه انرژی غالباً از سیستم تهویه مطبوع در زمان خواب بهره نمی‌گیرند. بنابراین توسعه سیستم‌های تهویه مطبوع مناسب برای محیط خواب با هدف کاهش مصرف انرژی ضمن دستیابی به شرایط آسایش حرارتی ضروری به نظر می‌رسد.

سیستم‌های تهویه مطبوع به لحاظ توانایی‌شان در متمرکز کردن عمل تهویه بر ناحیه خاصی از فضای ساختمان به دو دسته متمرکز[2] و فراگیر[3] تقسیم می‌شوند. در سال‌های اخیر، سیستم‌های تهویه مطبوع متمرکز به‌دلیل عملکرد مناسب‌شان در کنترل دمای محلی و کاهش مصرف انرژی مورد توجه محققان قرار گرفته‌اند. این سیستم‌ها به ساکنان ساختمان‌ها اجازه می‌دهند تا تنظیمات حرارتی نواحی خاص ساختمان را به صورت مجزا انجام دهد؛ در حالی که شرایط گرمایی بقیه نقاط می‌تواند آزادانه نوسان کند [5]. در طول سال‌های گذشته سیستم‌های تهویه مطبوع متمرکز مختلفی توسعه داده شده‌اند، که می‌توان آن‌ها را به چهار دسته کفی[4]، میزی[5]، پارتیشنی[6] و سقفی[7] تقسیم کرد. نتایج تحقیقات انجام شده پیرامون بررسی عملکرد سیستم‌های تهویه متمرکز نشان می‌دهد که به‌کارگیری این سیستم‌ها می‌تواند موجب کاهش مصرف انرژی، بهبود شرایط آسایش حرارتی و ارتقای سطح کیفیت هوای داخل[8] شود. نتایج تحقیقات بامان و همکاران [6] نشان می‌دهد که در ساختمان‌های اداری نصب سیستم‌های تهویه مطبوع متمرکز رومیزی موجب افزایش رضایت افراد به لحاظ حرارتی، صوتی و کیفیت هوا می‌شود. از طرفی این سیستم‌های تهویه مطبوع، هوای تازه را مستقیما به ساکنان ساختمان می‌رساند و به این ترتیب موجب بهبود کیفیت هوا در ناحیه استنشاقی افراد می‌شود. همچنین، شات [7] شرایط کیفیت هوای داخل را در وضعیت استفاده از سیستم تهویه مطبوع متمرکز کفی بررسی کرد و نتیجه گرفت که میزان ذرات معلق نسبت به حالت استفاده از سیستم‌های سنتی به طور قابل ملاحظه‌ای کمتر است. ضمن این‌که استفاده از این سیستم به صرفه جویی در مصرف انرژی کمک می‌کند؛ چرا که به جای ایجاد شرایط آسایش حرارتی در تمام اتاق، تنها ناحیه‌ای که فرد در آن حضور دارد را تحت تاثیر قرار می‌دهد.

کاربردهای کنونی سیستم‌های تهویه مطبوع متمرکز عمدتا متناسب با محیط‌های فعالیت روزانه نظیر محیط کار، خرید و ... می‌باشد. بر این اساس، کمتر به کاربرد سیستم‌های متمرکز برای محیط خواب توجه شده است. این در حالی است که در هنگام خواب با توجه به ثابت و محدود بودن موقعیت خوابیدن افراد، به نظر می‌رسد که بتوان از سیستم‌های تهویه متمرکز به نحو بسیار موثری برای ارتقای شرایط آسایش حرارتی افراد استفاده نمود. در سال 2012، پان و همکاران [8] در یک تحقیق آزمایشگاهی به بررسی عملکرد یک سیستم متمرکز برای حالت خواب پرداختند. نتایج تحقیق ایشان نشان داد که این سیستم می‌تواند موجب کاهش قابل توجهی در مصرف انرژی شود. پس از آن، مائو و همکاران [9-11] در تحقیقاتی گسترده، عملکرد یک سیستم تهویه مطبوع متمرکز ساده را برای حالت خواب مورد بررسی قرار دادند و به تحلیل آزمایشگاهی و عددی میزان تاثیر جانمایی دریچه‌های ورودی و خروجی هوا بر عملکرد این سیستم پرداختند. نتایج تحقیقات ایشان نشان داد که بکارگیری این سیستم موجب صرفه‌جویی قابل ملاحظه‌ای در مصرف انرژی می‌شود. همچنین مشاهده شد که با نزدیک شدن دریچه ورودی و خروجی هوا به محل قرارگیری انسان می‌توان بهره‌وری انرژی را افزایش داد. اما این کار موجب توزیع غیریکنواخت سرعت و دما در محل حضور فرد خواهد شد.

براساس آنچه که گفته شد، تاکنون تحقیق جامعی بر روی عملکرد سیستم تهویه مطبوع متمرکز با مدل‌سازی همزمان شرایط آسایش حرارتی افراد و عوامل نارضایتی موضعی[9] ایشان در هنگام خواب صورت نگرفته است. این در حالی است که به نظر می‌رسد سیستم‌های متمرکز به دلیل وزش نسبتاً شدید بر روی بدن، ممکن است موجب رخداد نارضایتی ناشی از کوران در افراد شوند. لذا در تحقیق حاضر، سعی شده است تا با مدل‌سازی همزمان تأثیرات سیستم‌های متمرکز در شرایط مختلف، تحلیل مناسبی از ضریب بهره‌وری انرژی[10] این سیستم و شرایط آسایش حرارتی افراد در هنگام خواب ارائه شود.

2- فضای نمونه

هندسه مورد بررسی در تحقیق حاضر، منطبق بر تحقیق مائو و همکارن [9] در نظر گرفته شده است. بر این اساس، فضای نمونه اتاقی با طول، عرض و ارتفاع 3/6، 2/6 و 2/5 متر می‌باشد که تخت‌خوابی در یک سمت اتاق قرار گرفته و دریچه‌ای به ابعاد 21×57 سانتی‌متر مربع روی دیوار و در ارتفاع 20 سانتی‌متری بالای تخت خواب تعبیه شده است. همچنین، اتاق مورد نظر دارای یک دریچه خروجی به ابعاد 16×37 سانتی‌متر مربع می‌باشد. ضمن این‌که بدن انسان نیز با یک هندسه ساده‌سازی شده به صورت خوابیده روی تخت مدل‌سازی شده است. شکل 1 نمای کلی و ابعاد فضای نمونه را نشان می‌دهد.

به منظور بررسی عملکرد سیستم تهویه متمرکز بر شرایط آسایش حرارتی در هنگام خواب، جریان هوا با دبی و دمای مختلف از دریچه ورودی تعبیه شده در بالای سر فرد به فضای اتاق وارد می‌شود و شرایط حرارتی حاکم بر اطراف فرد را متأثر می‌کند. نرخ جریان هوای ورودی بین 50 تا 120 لیتر بر ثانیه و دمای آن در هر حالت بر مبنای شرایط آسایش حرارتی تعیین می‌شود. همچنین، شرط مرزی برای بدن انسان شار ثابت در نظر گرفته شده است و مقدار آن براساس نرخ متابولیک افراد در هنگام خواب برابر با 45 وات بر متر مربع سطح بدن لحاظ شده است. ضمن این‌که میزان اتلاف حرارتی از دیوارهای خارجی و پنجره به ترتیب 18 و 20 وات بر متر مربع می‌باشد و سطح تخت، کف اتاق و سایر دیوارها، عایق در نظر گرفته شده است.

3- معادلات حاکم و روش حل

در این تحقیق، به منظور تحلیل جریان و انرژی از معادلات پیوستگی، بقای

1- Thermal Comfort
2- Task-ambient Conditioning (TAC)
3- Full Air-conditioning (FAC)
4- Floor-based
5.- esktop-based
6- Partition-based
7- Ceiling-based
8- Indoor Air Quality
9- Local Thermal Discomfort
10- Energy Utilization Coefficient (EUC)

تکانه خطی و بقای انرژی تحت شرایط پایا و غیرقابل تراکم با در نظر گرفتن اثرات شناوری حرارتی از طریق تقریب بوزینسک[1] استفاده شده است.

معادله پیوستگی:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \tag{1}$$

معادله بقای تکانه خطی:

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

معادله انرژی

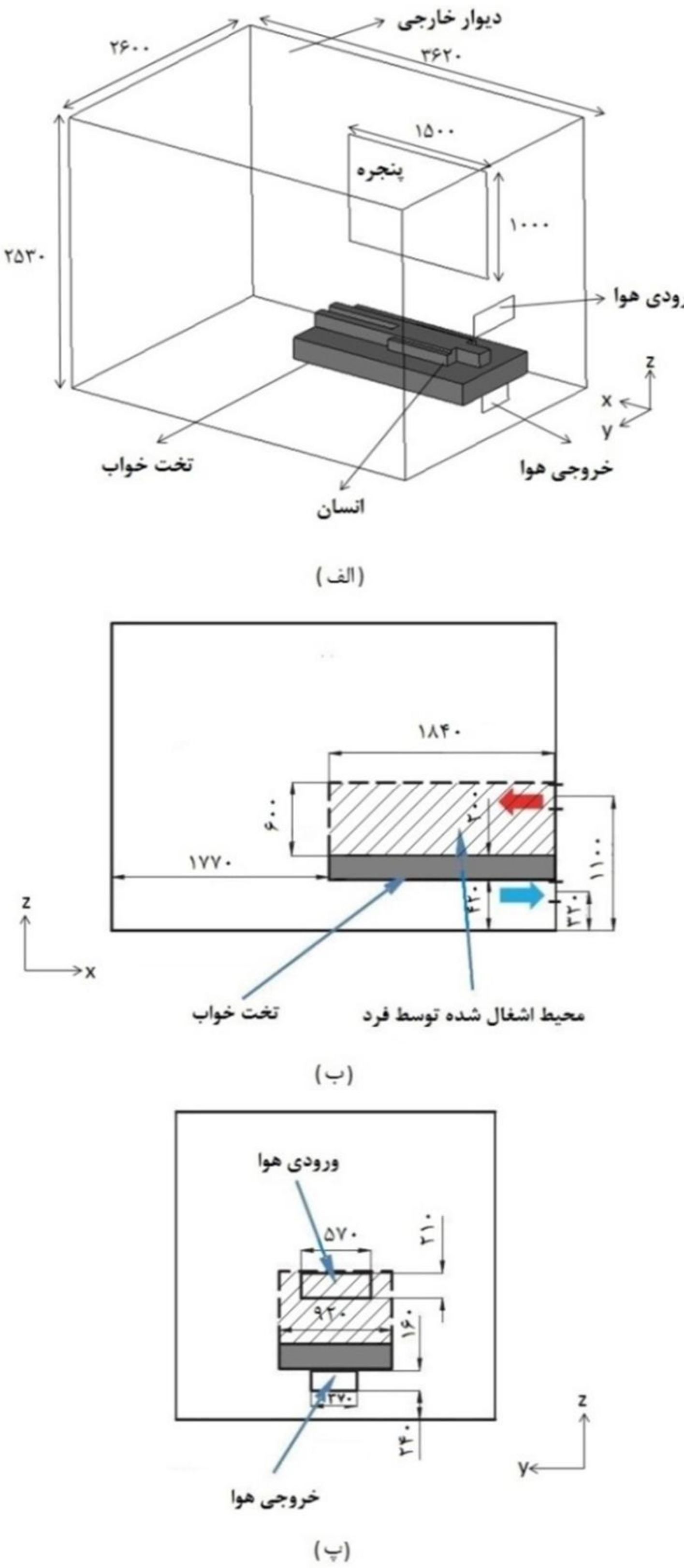
$$\vec{V} \cdot \nabla T = \alpha_{\mathrm{eff}}\nabla^2 T + S_{\mathrm{T}} \tag{3}$$

که

$$\vec{V} = u\hat{\imath} + v\hat{\jmath} + w\hat{k} \tag{4}$$

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x}\hat{\imath} + \frac{\partial}{\partial y}\hat{\jmath} + \frac{\partial}{\partial z}\hat{k} \tag{5}$$

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



شکل 1 طرح‌واره کلی فضای نمونه

1- Boussinesq approximation

$$\vec{S} = \rho\vec{g}[1 - \beta(T - T_{\mathrm{ref}})] \tag{6}$$

که β ضریب انبساط حجمی ($\mathrm{K^{-1}}$) و $\vec{g}$ بردار شتاب گرانش زمین ($\mathrm{ms^{-2}}$) است. همچنین، μ_{eff} ضریب لزجت مؤثر سیال است که شامل لزجت سیال و لزجت اغتشاشی[2] سیال می‌باشد و داریم:

$$\mu_{\mathrm{eff}} = \mu + \mu_{\mathrm{t}} \tag{7}$$

که لزجت اغتشاشی سیال به کمک مدل دو معادله‌ای $k-\varepsilon$ استاندارد محاسبه می‌گردد.

همچنین، برای انجام محاسبات و حل معادلات حاکم در تحقیق حاضر، از حلگر عددی اوپن‌فوم[3] و بسته حل بویانت بوزینسک سیمپل فوم[4] استفاده شده است. حلگر مذکور برای حل عددی از روش حجم محدود[5] بهره می‌گیرد. ضمن این‌که در این حلگر از تقریب بوزینسک برای در نظر گرفتن اثرات جابه‌جایی طبیعی بر معادله جریان و از الگوریتم سیمپل[6] برای تصحیح جفت شدگی بین فشار و سرعت استفاده شده است. همچنین برای حل مسأله یک شبکه‌بندی غیرسازمان یافته ایجاد شده است و در طی حل عددی، استقلال حل از شبکه محاسباتی به دقت مورد بررسی قرار گرفته و شبکه‌ای با حدود 400 هزار گره محاسباتی مناسب تشخیص داده شده است.

همان‌طور که در بخش 2 تشریح شد، شرایط مرزی سرعت برای دریچه‌های ورودی به گونه‌ای تعیین می‌شود که یک دبی حجمی مشخص (متغیر بین 50 تا 120 لیتر بر ثانیه) را به اتاق وارد کند. سپس، با استفاده از سعی و خطا، دمای هوای ورودی به نوعی تعیین شده است که بتواند شرایط مطلوب آسایش حرارتی را برای فرد تأمین نماید. ضمن این‌که جزئیات مربوط به سایر شرایط مرزی در بخش 2 آمده است. همچنین با توجه به استفاده از مدل اغتشاشی $k-\varepsilon$، لازم به ذکر است که شدت اغتشاشات در محل دریچه ورودی 40 درصد در نظر گرفته شده است.

4- تشریح پارامترهای مورد بررسی

4-1- آسایش حرارتی در حالت خواب

در سال 1962 مکفرسون [12] با انجام آزمایشات وسیعی بر روی 1296 نفر در محیطی کنترل شده با انتقال حرارت یکنواخت 6 عامل تاثیرگذار بر احساس حرارتی را به صورت دمای هوا، سرعت هوا، رطوبت، دمای میانگین تابشی، نرخ متابولیک و نوع لباس بیان نمود. مدت‌ها بعد، همین عوامل به عنوان عوامل اصلی تأثیرگذار بر آسایش حرارتی در مدل آسایش اشری مطرح شدند [13]. اما تاریخچه ارائه مدل‌های تحلیلی آسایش حرارتی، به تحقیقات فنگر [14] در سال 1970 برمی‌گردد. فنگر [14] با استفاده از نوشتن معادله موازنه انرژی برای بدن، تأثیرات 6 عامل ذکر شده را با یکدیگر ترکیب نمود و یک شاخص جدید تحت عنوان میانگین آراء افراد[7] (PMV) برای سنجش احساس حرارتی افراد و ارزیابی شرایط حرارتی محیط معرفی کرد. شایان ذکر است که شاخص میانگین آرای افراد یک شاخص بسیار متداول است که در استانداردهای تأسیساتی مانند دست‌نامه مبانی اشری [15] از آن به عنوان یک شاخص استاندارد یاد شده است. شاخص میانگین آراء افراد، در واقع احساس حرارتی گروه بزرگی از افراد را نسبت به شرایط گرمایی محیط، بررسی و ارزیابی می‌کند و یک مقدار کمی را به احساس حرارتی عمومی افراد

2- Turbulence Viscosity
3- Open Foam
4- Businesq Buoyant Simple Foam
5- Finite Volume
6- SIMPLE
7- Predicted Mean Vote (PMV)

نسبت می‌دهد. با این وجود، شاخص مذکور با استفاده از یک مدل فیزیکی بسیار ساده توسعه یافته است و فرضیات ساده کننده زیادی برای محاسبه آن به کار رفته است. بر این اساس، شاخص میانگین آراء افراد، در موارد خاص مانند ارزیابی شرایط آسایش حرارتی افراد در هنگام از دقت مناسبی برخوردار نیست، لذا لازم است تا برای استفاده از معیار فنگر برای شرایط مختلف، اصلاحاتی در مدل آسایش حرارتی اعمال گردد. در همین راستا، لین و دنگ [16] در سال 2008، معیار فنگر و شاخص میانگین آراء افراد را برای حالت خواب مورد بازنگری قرار دادند و رابطه (8) را برای پیش‌بینی احساس حرارتی افراد در هنگام خواب ارائه کردند.

$$\mathrm{PMV} = 0.0998\left\{40 - 0.056(34 - t_\mathrm{a}) + 0.692(5.87 - p_\mathrm{a}) - \frac{1}{R_\mathrm{t}}\left[0.3762(5.52 - p_\mathrm{a}) + \left(36.4 - \frac{4.7\bar{t}_\mathrm{r} + h_c t_\mathrm{a}}{4.7 + h_c}\right)\right]\right\} \tag{8}$$

که h_c ضریب انتقال حرارت جابجایی در سطح می‌باشد که بر اساس داده‌ها و روش ارائه شده در دست‌نامه بنیادی اشری [15] محاسبه می‌شود. همچنین $\bar{t}_\mathrm{r}$ دمای میانگین تابشی (°C)، t_a دمای هوای محیط (°C) و p_a فشار بخار هوا (kPa) در دمای محیط می‌باشد. همچنین، در رابطه (8) R_t مقاومت حرارتی کلی برای سیستم تخت خواب است. ضمن این‌که لین و دنگ [3] در یک تحقیق تجربی، مقاومت کلی برای رواندار و تخت‌خواب‌های رایج را ارائه کرده‌اند. شایان ذکر است که در تحقیق حاضر فرض بر این است که فرد بر روی تخت خوابی با یک تشک معمولی و با لباسی نازک که تمام بدنش را پوشانده خوابیده است. در چنین وضعیتی طبق نتایج لین و دنگ [3]، مقاومت کل میان بدن و محیط، 1/53 $\mathrm{W^{-1}m^2K}$ در نظر گرفته می‌شود.

4-2- شاخص نارضایتی حرارتی موضعی ناشی از کوران

یکی از عوامل نارضایتی حرارتی، احساس سرمای موضعی به علت جریان هوا می‌باشد. به این پدیده نامطلوب اصطلاحاً کوران [1] گفته می‌شود. درصد افرادی که در یک محیط از رخداد کوران ابراز نارضایتی می‌کنند از رابطه تجربی (9) به دست می‌آید [17]:

$$DR = (34 - t_\mathrm{a})(\bar{V} - 0.05)^{0.62}(0.37\bar{V}T_u + 3.14) \tag{9}$$

که DR درصد نارضایتی افراد ناشی از پدیده کوران (%)؛ $\bar{V}$ سرعت جریان هوا (m/s)، t_a دمای هوا (°C) و T_u شدت اغتشاشات جریان وزشی (%) می‌باشد. طبق استاندارد 55 اشری [17] مقدار شاخص DR نباید بیشتر از 20% باشد.

4-3- ضریب بهره‌وری انرژی

برای بررسی عملکرد سیستم‌های تهویه متمرکز معمولاً از پارامتر ضریب بهره‌وری انرژی استفاده می‌شود. ضریب بهره‌وری انرژی در واقع شاخصی برای سنجش میزان کارآمدی سیستم تهویه متمرکز است و نشان می‌دهد که تا چه حد سیستم تهویه بر روی هدف اصلی یعنی تهویه محیط اشغال شده توسط انسان‌ها متمرکز شده است. این پارامتر پیش از این توسط لین و همکاران [18] به صورت (10) تعریف شده است:

$$EUC = \frac{t_\mathrm{uz} - t_\mathrm{s}}{t_\mathrm{oz} - t_\mathrm{s}} \tag{10}$$

که t_uz و t_oz به ترتیب دمای متوسط هوا در قسمت اشغال نشده و در قسمت اشغال شده است. همچنین t_s بیان کننده دمای هوای ورودی در سیستم تهویه متمرکز می‌باشد. در صورتی که دمای متوسط هوا در قسمت اشغال شده کمتر از بیرون این ناحیه باشد مقدار رابطه (10) بیشتر از 1 خواهد بود، لذا بهره‌گیری از سیستم تهویه مطبوع متمرکز موجب تمرکز عمل تهویه مطبوع بر ناحیه حضور فرد شده و از این طریق در مصرف انرژی صرفه جویی شده است. همچنین، هر چه مقدار ضریب بهره‌وری انرژی بیشتر باشد صرفه جویی در مصرف انرژی بیشتر خواهد بود.

5- اعتبارسنجی

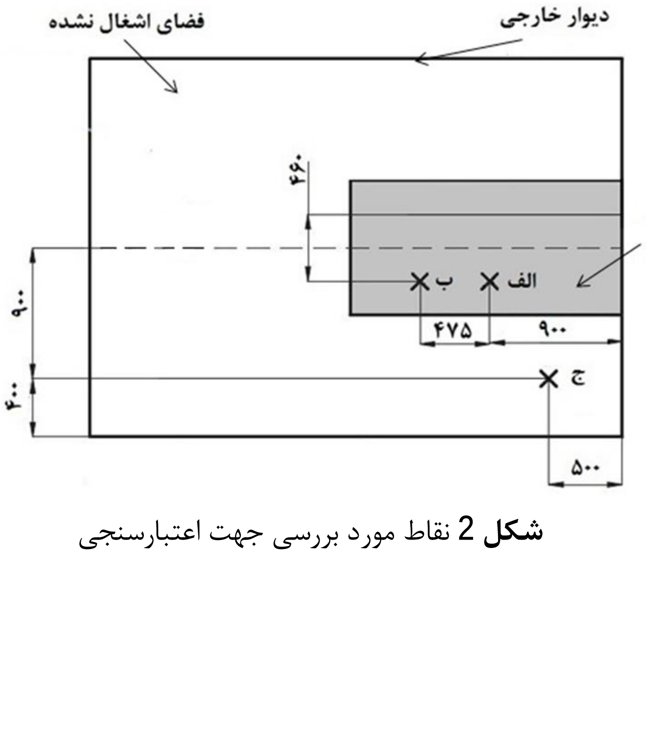
به منظور اعتبارسنجی، نتایج تحقیق حاضر با نتایج تجربی و مدل‌سازی عددی مائو و همکاران [9] به ازای دبی ورودی 80 لیتر بر ثانیه و دمای هوای ورودی 23 درجه سلسیوس در سه نقطه مختلف از فضای نمونه با هم مقایسه شده است. شکل 2، محل نقاط مورد بررسی بر روی فضای نمونه را نشان می‌دهد. همچنین در شکل 3 مقایسه میان نتایج تحقیق حاضر با نتایج تجربی و عددی مائو و همکاران [9] ارائه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، همخوانی نسبتاً مناسبی میان نتایج تحقیق حاضر با نتایج تجربی و عددی به چشم می‌خورد و همین امر نشان دهنده صحت و اعتبار قابل قبول مدل‌سازی حاضر است.

6- نتایج و بحث

همان‌طور که گفته شد هدف اصلی تحقیق حاضر، بررسی عملکرد سیستم تهویه متمرکز بر شرایط آسایش حرارتی در هنگام خواب می‌باشد. برای این منظور، تأثیر دبی و دمای هوای ورودی بر عملکرد سیستم مذکور مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین، برای این‌که امکان تحلیل نتایج به سادگی فراهم باشد، در ابتدا با ثابت فرض نمودن دمای هوای ورودی، اثرات تغییر دبی بر عملکرد سیستم تهویه متمرکز بررسی می‌شود و سپس در گام بعد، دمای هوای ورودی به نحوی تنظیم می‌شود که در ناحیه اشغال شده، شاخص میانگین آراء افراد در محدوده مجاز باشد و به عبارت دیگر، بیشینه مقدار PMV در محدوده حضور فرد برابر با 0/5+ شود. بر این اساس، در نتایج بخش دوم، به ازای تغییر در دبی هوای ورودی، دمای هوای سیستم به نحوی تنظیم می‌شود که شرایط آسایش حرارتی در ناحیه اشغال شده در همه حالت‌ها مشابه باشد، این امر، امکان مقایسه بهتر نتایج را با وجود قید آسایش حرارتی در ناحیه حضور فرد فراهم خواهد نمود.

6-1- بررسی عملکرد سیستم به ازای تغییر دبی و ثابت بودن دمای ورودی

ابتدا به بررسی تاثیر میزان دبی ورودی بر شرایط حرارتی اتاق و محل حضور فرد پرداخته می‌شود. در تمام این حالت‌ها دمای هوای ورودی برابر با 25



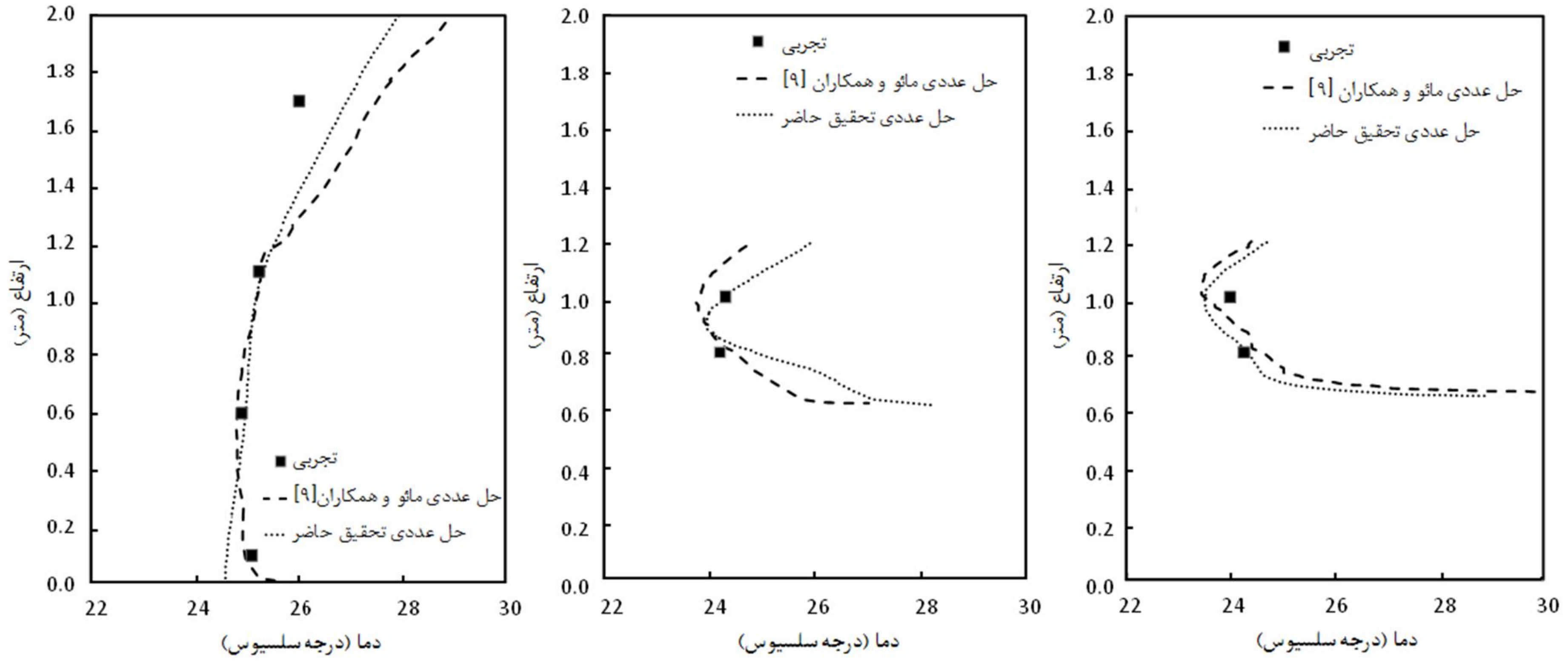
شکل 2 نقاط مورد بررسی جهت اعتبارسنجی

1- Draught

درجه سلسیوس (298/1 کلوین) در نظر گرفته شده است و دبی جریان ورودی از 50 تا 120 لیتر برثانیه تغییر می‌کند. جدول 1 شاخص‌های عملکردی سیستم تهویه متمرکز را به ازای تغییر دبی هوای ورودی نشان می‌دهد. همچنین، در شکل 4 نمودار تغییرات متوسط دمای اتاق، متوسط دمای ناحیه حضور فرد و نیز متوسط دمای ناحیه اشغال نشده به ازای تغییر دبی ورودی نشان داده شده است.

همان‌طور که انتظار می‌رود، مطابق با شکل 4، افزایش دبی جریان هوای ورودی با ثابت بودن دما باعث می‌شود که مقادیر متوسط دما در اتاق کاهش یابد. به طوری که با افزایش دبی هوای ورودی از 50 به 120 لیتر بر ثانیه، دمای متوسط اتاق حدود 5 کلوین کاهش می‌یابد. همچنین، چنان‌چه گفته شد، یکی از مشخصه‌های اصلی سیستم تهویه متمرکز، ایجاد تمرکز بر تهویه ناحیه حضور افراد است. بنابراین، برای بررسی نحوه عملکرد سیستم مذکور، لازم است تا متوسط دمای هوا در ناحیه اشغال شده و اشغال نشده با یکدیگر مقایس شود. برای این منظور، شکل 5 ناحیه‌ای از اتاق که مستقیماً تحت تأثیر سیستم تهویه قرار گرفته است را نشان می‌دهد. این ناحیه بیانگر بخشی از فضای اتاق است که حداکثر اختلاف دمای آن با دمای هوای ورودی، از 2 کلوین تجاوز نکند. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با افزایش دبی هوای ورودی، ناحیه تأثیرگذاری سیستم تهویه متمرکز به شدت بزرگ می‌شود. این امر نشان می‌دهد که در صورت افزایش دبی هوای ورودی، عملکرد سیستم مذکور به سیستم‌های فراگیر نزدیک می‌شود و از تمرکز بر ناحیه حضور افراد که هدف اصلی این سیستم‌ها است، فاصله می‌گیرد. بر این اساس، افزایش دبی در سیستم‌های متمرکز، عملکرد این سیستم‌ها را از حالت موضعی و متمرکز دور می‌کند و باعث می‌شود که بخش قابل توجهی از انرژی سیستم صرف تهویه بخش اشغال نشده اتاق شود.

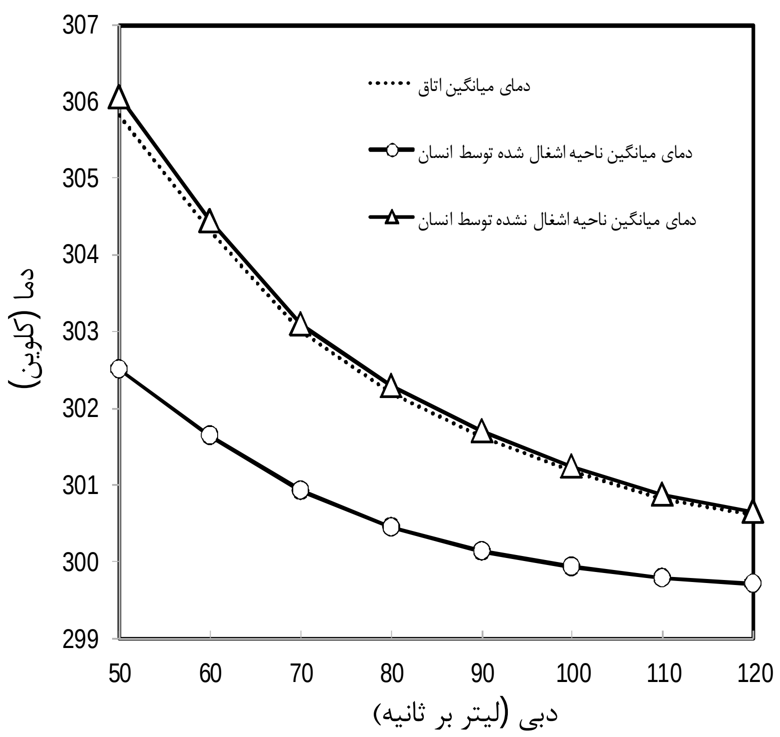
برای بررسی میزان کارآمدی سیستم تهویه متمرکز، اختلاف متوسط دمای ناحیه اشغال نشده با دمای ناحیه اشغال شده در شکل 6 نشان داده شده است. شایان ذکر است که هر چه اختلاف میان دمای دو ناحیه مذکور بیشتر باشد، عملکرد سیستم تهویه متمرکز بهتر خواهد بود. همان‌طور که در شکل 6 مشاهده می‌شود، با افزایش دبی ورودی از 50 تا 120 لیتر بر ثانیه، اختلاف دمای دو ناحیه اشغال نشده و اشغال شده از حدود 3/5 به 1 کلوین کاهش می‌یابد. بر این اساس، مشاهده می‌شود که افزایش دبی سیستم تهویه متمرکز در صورت ثابت بودن دمای ورودی باعث کاهش کارآیی سیستم متمرکز خواهد شد. اما نکته بسیار مهمی که باید به آن توجه شود این است که برای دست‌یابی به شرایط آسایش حرارتی می‌بایست شاخص PMV در محدوده 0/5- تا 0/5+ قرار داشته باشد. با نگاهی به اطلاعات جدول 1 ملاحظه می‌شود که دبی بسیار کم نیز نمی‌تواند شرایط احساس حرارتی مناسب را ایجاد کند. بر این اساس، به ازای دمای ورودی 25 درجه سلسیوس، باید دبی سیستم متمرکز مورد بررسی در تحقیق حاضر بین 80 تا



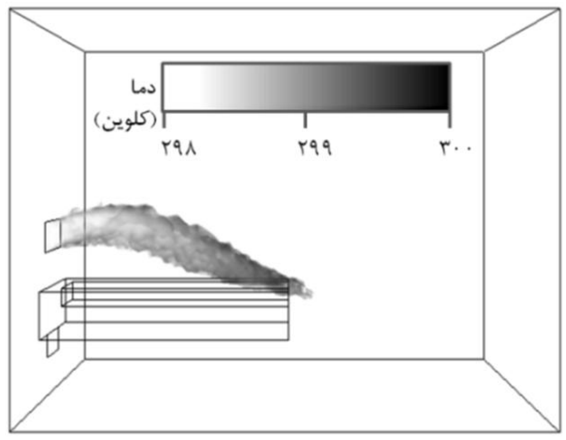
شکل 3 مقایسه نمودار حل تحقیق حاضر و حل مائو و همکاران [9]

جدول 1 شاخص‌های عملکردی سیستم تهویه متمرکز به ازای تغییر دبی هوای ورودی

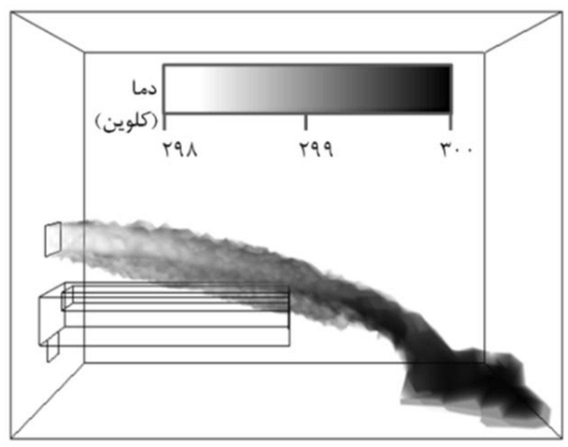
دبی ورودی جریان هوا (lit/s)	دمای میانگین دیوارها(K)	دمای میانگین اتاق (K)	متوسط دمای ناحیه اشغال نشده (K)	متوسط دمای ناحیه اشغال شده (K)	بیشینه PMV در محل حضور انسان	کمینه PMV در محل حضور انسان
50	306/5	305/8	306/0	302/5	1/61	0/10
60	305/3	304/3	304/4	301/6	1/15	0/00
70	304/3	303/0	303/1	300/9	0/73	-0/18
80	303/4	302/2	302/2	300/4	0/47	-0/31
90	302/8	301/6	301/6	300/1	0/36	-0/41
100	302/3	301/1	301/2	299/9	0/33	-0/44
110	301/9	300/8	300/8	299/7	0/28	-0/45
120	301/6	300/6	300/6	299/7	0/22	-0/50



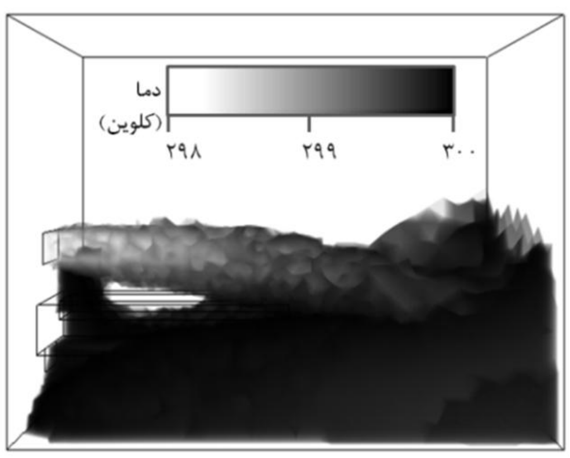
شکل 4 تغییرات متوسط دمای اتاق، متوسط دمای ناحیه اشغال شده توسط انسان و نیز متوسط دمای ناحیه اشغال نشده اتاق برحسب دبی سیستم تهویه متمرکز



(الف) دبی 60 لیتر بر ثانیه



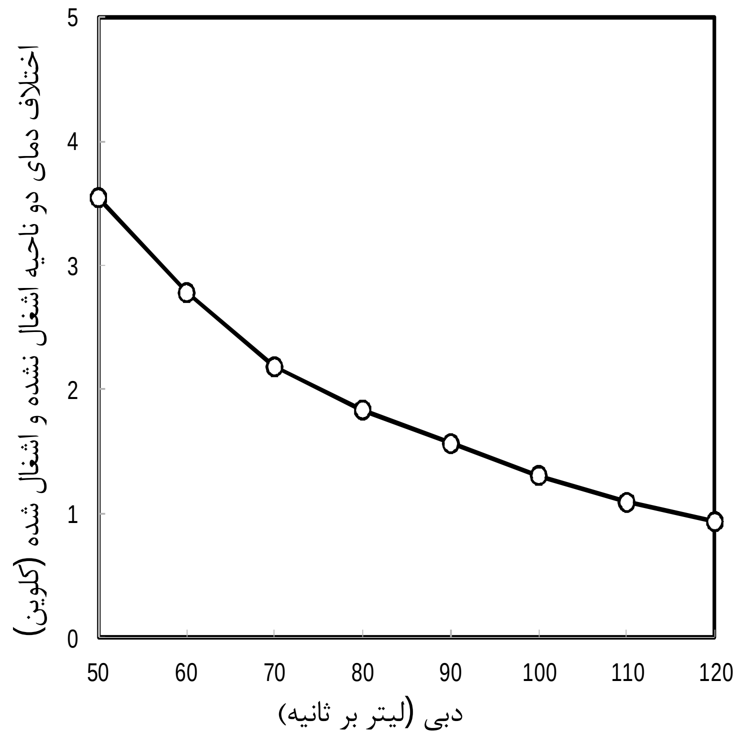
(ب) دبی 80 لیتر بر ثانیه



(پ) دبی 100 لیتر بر ثانیه

شکل 5 ناحیه تحت تأثیر مستقیم سیستم تهویه متمرکز با حداکثر اختلاف دمای 2 کلوین نسبت به دمای ورودی

120 لیتر بر ثانیه تنظیم شود. هر چند که با توجه به نکات پیشین، زیاد شدن دبی ورودی باعث پایین آمدن کارآیی این سیستم به لحاظ تمرکز تهویه



شکل 6 اختلاف میان متوسط دمای هوای ناحیه اشغال نشده با متوسط دمای هوا در ناحیه اشغال شده توسط افراد

بر ناحیه حضور فرد می‌شود. لذا، می‌توان چنین نتیجه گرفت که به ازای دمای ورودی 25 درجه سلسیوس، مقدار دبی 80 لیتر بر ثانیه بهترین عملکرد را نشان می‌دهد.

6-2- بررسی عملکرد سیستم با قید برقرار بودن شرایط آسایش حرارتی

در این بخش از تحقیق، سعی می‌شود تا عملکرد سیستم تهویه متمرکز در شرایطی مورد بررسی قرار گیرد که طی آن، دمای هوای ورودی بر مبنای قید آسایش حرارتی تنظیم شود. به بیان دیگر، معیار تنظیم دمای هوای ورودی به گونه‌ای است که بیشینه شاخص PMV در ناحیه اشغال شده توسط فرد برابر با 0/5+ باشد. بر این اساس، هر چه دبی جریان ورودی افزایش یابد، بایستی از دمای هوای ورودی کاسته شود تا شرایط آسایش حرارتی در همه حالت‌ها به شکل مشابهی حفظ شود. شکل 7 نحوه تغییرات دمای هوای ورودی برای دستیابی به شرایط آسایش حرارتی مشابه به ازای تغییر دبی جریان ورودی را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با افزایش دبی از 50 تا 120 لیتر بر ثانیه، دمای هوای ورودی می‌تواند تا نزدیک 3 کلوین افزایش یابد و از حدود 296 به 299 کلوین برسد. همچنین، در جدول 2 مشخصه‌های عملکردی سیستم تهویه متمرکز برای فرد خوابیده به ازای شرایط حرارتی مذکور ارائه شده است.

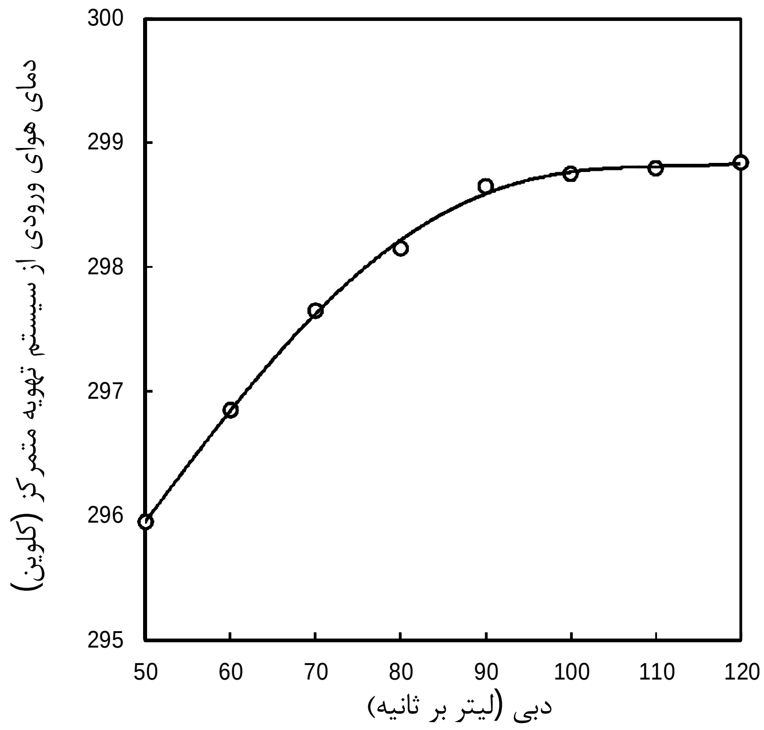
لازم به ذکر است که در دبی‌های پایین (دبی 50 و 60 لیتر بر ثانیه) به دلیل کم بودن دمای هوای ورودی، امکان ایجاد یک توزیع نسبتاً یکدست و مناسب برای شاخص PMV در ناحیه حضور فرد وجود ندارد. بر این اساس، به ازای دبی 50 و 60 لیتر بر ثانیه سعی شده است تا زاویه وزش از دریچه به نحوی تنظیم شود که توزیع مناسبی از دما، سرعت و پارامتر PMV در محل فرد ایجاد شود.

همچنین، به منظور بررسی عملکرد سیستم تهویه متمرکز به لحاظ کارایی و میزان مصرف انرژی، در شکل 8 ضریب بهره‌وری انرژی برای سیستم مذکور به ازای تغییرات دبی ورودی ارائه شده است. همان‌گونه که انتظار می‌رود با افزایش دبی جریان ورودی، ضریب بهره‌وری سیستم تهویه مطبوع کاهش یافته و به مقدار 1 نزدیک می‌شود. به طوری که ضریب بهره‌وری انرژی به ازای دبی 120 لیتر بر ثانیه به کمتر از 1/5 می‌رسد که این امر نشان

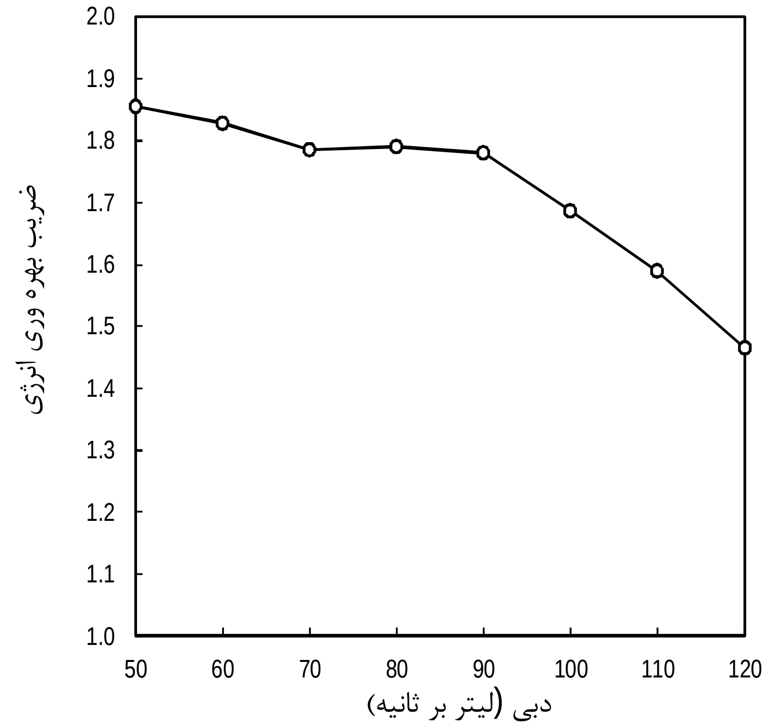
جدول 2 مشخصه‌های عملکردی سیستم تهویه متمرکز با در نظر گرفتن قید آسایش حرارتی

دبی هوای ورودی (lit/s)	دمای هوای ورودی(K)	زاویه پاشش هوا (درجه)	متوسط دمای دیوارها(K)	متوسط دمای اتاق (K)	متوسط دمای ناحیه اشغال نشده (K)	متوسط‌دمای ناحیه اشغال شده (K)	بیشینه PD در محل حضور فرد	بیشینهPMV در محل حضور فرد	کمینه PMV در محل حضور فرد	ضریب بهره وری انرژی
50	295/9	25	303/9	302/5	302/8	299/6	16/05	0/48	0/60-	1/85
60	296/8	20	303/8	302/5	302/6	300/0	16/16	0/49	0/48-	1/82
70	297/6	0	303/8	302/5	302/6	300/4	17/57	0/50	0/40-	1/78
80	298/1	0	303/4	302/3	302/2	300/4	17/30	0/47	0/31-	1/79
90	298/6	0	303/3	302/1	302/1	300/6	17/00	0/50	0/19-	1/78
100	298/7	0	303/0	301/8	301/9	300/6	16/50	0/48	0/14-	1/68
110	298/8	0	302/6	301/5	301/5	300/5	15/48	0/51	0/15-	1/59
120	298/8	0	302/2	301/2	301/3	300/5	14/33	0/51	0/12-	1/46

دهنده مزیت پایین بهره‌گیری از سیستم تهویه مطبوع متمرکز در دبی‌های بالا می‌باشد.



شکل 7 تغییرات دمای هوای ورودی مناسب برای ایجاد شرایط آسایش حرارتی فرد خوابیده به ازای تغییر دبی ورودی

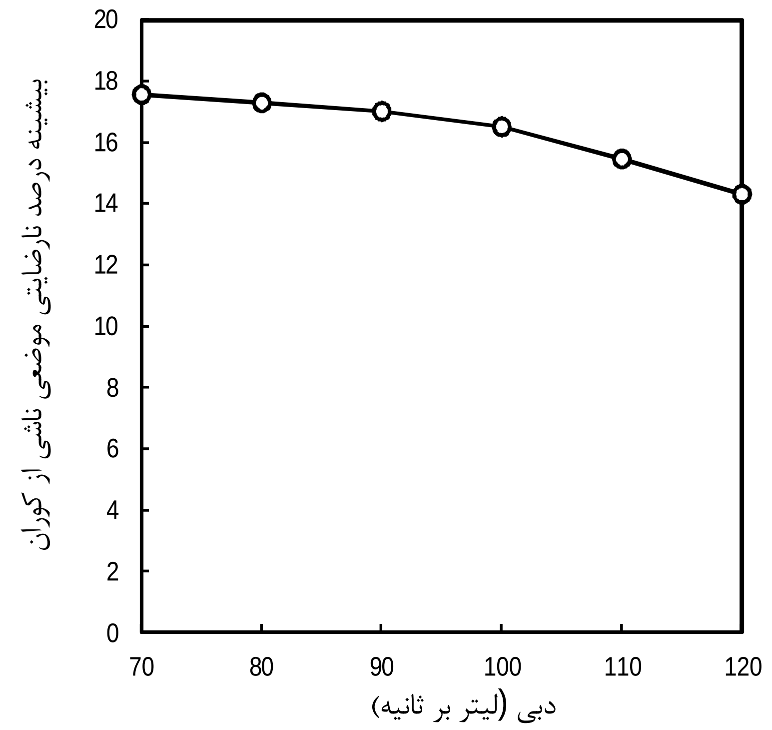


شکل 8 تغییرات ضریب بهره‌وری سیستم تهویه متمرکز به ازای تغییر دبی هوای ورودی

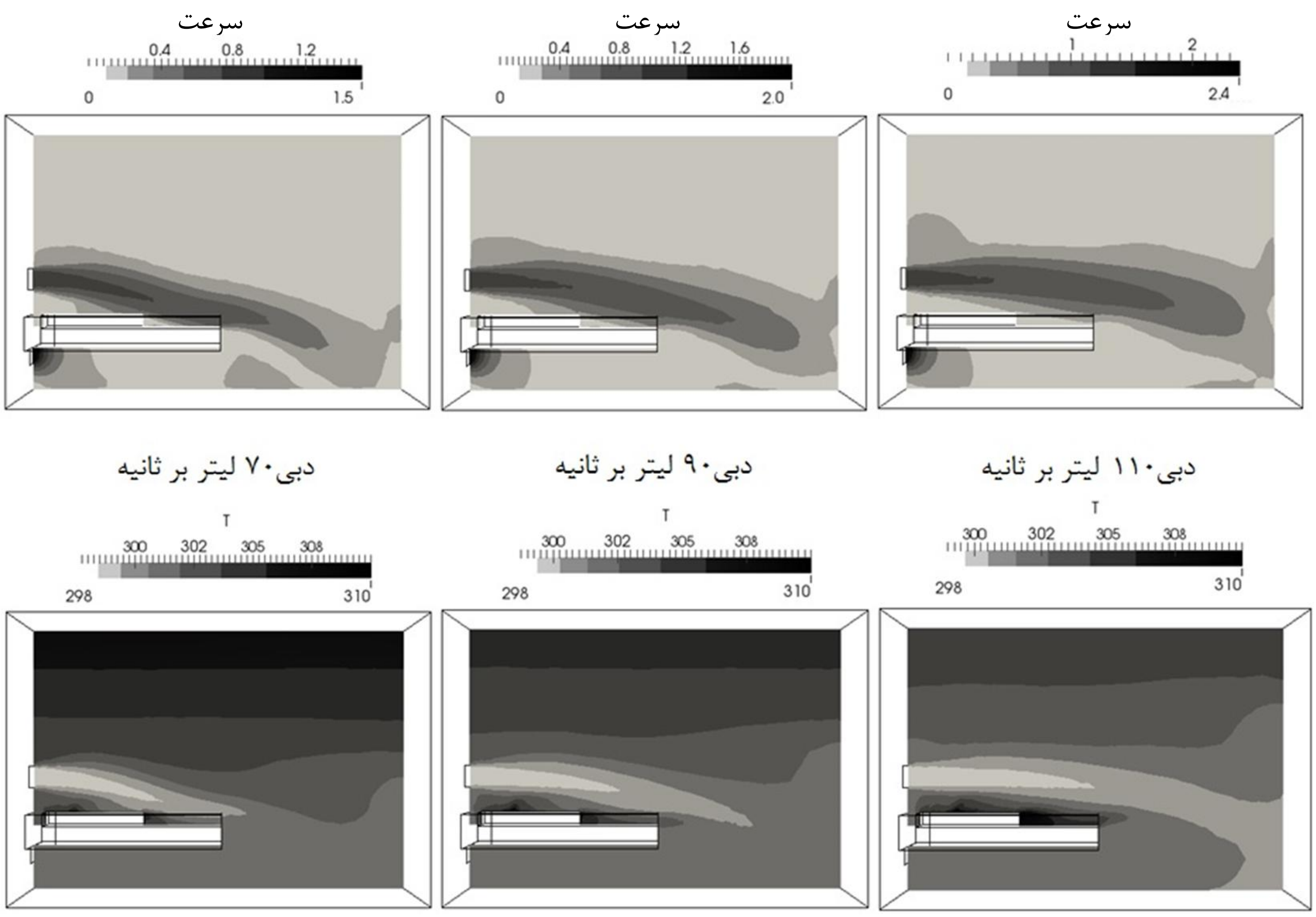
به منظور بررسی عملکرد سیستم تهویه متمرکز در تأمین شرایط آسایش حرارتی در هنگام خواب، درصد شاخص نارضایتی موضعی ناشی از کوران در شکل 9 نشان داده شده است. طبق نمودار شکل 9، بر خلاف انتظار، بیشینه درصد نارضایتی موضعی ناشی از کوران با افزایش دبی ورودی کاهش می‌یابد. البته این امر به دلیل آن است که با بالارفتن دبی و سرعت جریان از دمای هوای ورودی کاسته می‌شود و طبق رابطه تجربی (9)، نارضایتی ناشی از کوران هم به سرعت و هم به دمای جریان وزشی وابسته است. لذا ملاحظه می‌شود که کاهش دمای ورودی توانسته است اثر قابل ملاحظه‌ای بر کاهش نارضایتی ناشی از کوران داشته باشد. بر این اساس، به نظر می‌رسد که نارضایتی ناشی از کوران را بتوان با تنظیم دما و دبی جریان ورودی به طور مؤثری کنترل نمود. همچنین در شکل 10، نمایی گرافیکی از توزیع دما و سرعت در صفحه گذرنده از مرکز اتاق برای سه دبی 70، 90 و 110 لیتر بر ثانیه ارائه شده است. با دقت در شکل 10 و ملاحظه نحوه توزیع مشخصه‌های جریانی، می‌توان نحوه ریزش جریان هوا از سیستم سرمایش متمرکز را به ازای دبی‌های مختلف با هم مقایسه نمود.

7- نتیجه‌گیری

در تحقیق حاضر، به بررسی عملکرد یک سیستم تهویه متمرکز مورد استفاده



شکل 9 تغییرات بیشینه درصد نارضایتی موضعی ناشی از کوران در ناحیه حضور فرد به ازای تغییر دبی هوای ورودی



شکل 10 توزیع دما و سرعت در صفحه گذرنده از مرکز اتاق به ازای سه دبی 70، 90 و 110 لیتر بر ثانیه

برای سرمایش در هنگام خواب پرداخته شده است. در بخش اول نتایج، با ثابت فرض نمودن دمای ورودی، تاثیر دبی جریان بر عملکرد سیستم مذکور مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که در دبی‌ها بالا، به جای این‌که دامنه عملکرد و تأثیرگذاری سیستم مذکور به ناحیه حضور افراد محدود شود؛ سیستم بخش قابل توجهی از فضای اتاق را متأثر می‌کند. همچنین در دبی‌های کم نیز توزیع ناهمگن دما و سرعت موجب توزیع ناهمگن شاخص آسایش حرارتی در محل حضور فرد می‌گردد. بر این اساس، توصیه می‌گردد در سیستم ارائه شده از وزش جریان با دبی بسیار بالا یا پایین پرهیز گردد. بر این اساس، در شرایط مذکور، دبی 80 لیتر بر ثانیه برای جریان ورودی، مناسب تشخیص داده شد. همچنین در بخش دوم نتایج، سعی شد تا با مقید ساختن سیستم به فراهم نمودن شرایط مطلوب به لحاظ آسایش حرارتی، به بررسی پارامتر نارضایتی حرارتی موضعی و ضریب بهره‌وری انرژی پرداخته شود. نتایج نشان داد که در دبی کمتر از 60 لیتر بر ثانیه امکان برقراری شرایط مطلوب آسایش حرارتی وجود ندارد. با این حال بیشینه درصد نارضایتی موضعی ناشی از کوران در تمام دبی‌ها در محدوده مجاز و کمتر از 18 درصد قرار گرفته است. همچنین مشاهده می‌شود که با افزایش دبی ورودی، ضریب بهره‌وری انرژی برای سیستم تهویه متمرکز کاهش می‌یابد و مقدار این ضریب از 1/85 در دبی 50 لیتر بر ثانیه به کمتر از 1/5 در دبی 120 لیتر بر ثانیه می‌رسد. در مجموع براساس نتایج تحقیق توصیه می‌گردد که جهت برقراری شرایط مطلوب آسایش حرارتی و همچنین صرفه جویی در مصرف انرژی از دبی‌های بین70 تا 110 لیتر بر ثانیه به همراه تنظیمات دقیق دمای هوای ورودی جهت سرمایش محیط استفاده گردد. همچنین، تحلیل نتایج نشان می‌دهد که سرعت ورودی در سیستم متمرکز مورد بررسی در حالت خواب، باید بین 0/6 تا حدود 0/9 متر بر ثانیه تنظیم شود. به طوری که سرعت‌های کمتر از این مقدار، قادر به تأمین شرایط آسایش حرارتی مطلوب و یکنواخت در ناحیه حضور فرد نیستند و سرعت‌های فراتر از این محدوده، موجب می‌شود تا مزیت سیستم متمرکز به لحاظ مصرف انرژی از دست برود. در مجموع، نتایج نشان داد که عملکرد سیستم تهویه متمرکز وابستگی شدیدی به دما و سرعت جریان ورودی دارد و بر این اساس، طراحی دقیق و مناسب این سیستم‌ها از اهمیت زیادی برخوردار است. هر چند که در صورت طراحی مناسب، سیستم‌های مذکور می‌توانند ضمن تأمین شرایط آسایش حرارتی، به طور قابل ملاحظه‌ای موجب صرفه جویی در مصرف انرژی شوند.

8- فهرست علائم

DR	درصد نارضایتی ناشی از کوران (%)
EUC	ضریب بهره‌وری انرژی (بی‌بعد)
$\vec{g}$	شتاب گرانش (ms^{-2})
h_c	ضریب انتقال حرارت جابجایی در سطح ($Wm^{2}K^{-1}$)
P	فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)
p_a	فشار بخار هوا ($kgm^{-1}s^{-2}$)
PMV	میانگین آراء افراد نسبت به شرایط حرارتی محیط
R_t	مقاومت حرارتی کلی ($Wm^{2}K^{-1}$)
$\vec{S}$	نیروهای حجمی ($kgm^{-2}\,s^{-2}$)
S_T	چشمه حرارتی (Ks^{-1})
T	دما (K)
t_a	دمای هوای محیط (K)
t_{oz}	دمای متوسط هوا در قسمت اشغال شده (K)
$\bar{t}_r$	دمای متوسط تابشی (K)
t_s	دمای هوای ورودی (K)
T_u	شدت توربولانسی (%)
t_{uz}	دمای متوسط هوا در قسمت اشغال نشده (K)

u_1	مؤلفه x سرعت (ms^{-1})
v_1	مؤلفه y سرعت (ms^{-1})
$\vec{V}$	بردار سرعت (ms^{-1})
$\bar{V}$	اندازه سرعت (ms^{-1})
w_1	مؤلفه z سرعت (ms^{-1})

علائم یونانی

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

زیر نویس‌ها

Eff	موثر
ref	مرجع
t	اغتشاشی

9- مراجع

[1] J.A. Hobson, *Sleep,* Scientific American Library, New York, 1989.
[2] D.M. Pan, Z.P. Lin, S.M. Deng, M. Chan, Air-conditioning for sleeping environments in tropics and/or sub-tropics – A review, *Energy,* Vol. 51 pp. 18-26, 2013.
[3] Z.P. Lin, S.M. Deng, A study on the thermal comfort in sleeping environments in the subtropics - measuring the total insulation values for bedding systems commonly used in the subtropics, *Building and Environment,* Vol. 43, pp. 905-9016, 2008.
[4] Z.P. Lin, S.M. Deng, A questionnaire survey on sleeping thermal environment and bedroom air conditioning in high-rise residences in Hong Kong, *Energy and Buildings,* Vol. 38, pp. 1302-1307, 2006.
[5] F. Bauman, E. Arens, Task/Ambient Conditioning Systems: Engineering and Application Guidelines Final Report, Centre for Environment Design Research, University of California, Berkeley, 1996.
[6] F.S. Bauman, H. Zhang, E. Arens, C. Benton, Localized comfort control with a desktop task conditioning system: laboratory and field measurements, *ASHRAE Transactions,* Vol. 99, pp. 733-749, 1993.
[7] R.W. Shute, Integrated access floor HVAC: lessons learned, *ASHRAE Transactions,* Vol. 101, pp. 877-886, 1995.
[8] D.M. Pan, M. Chan, L. Xia, X. Xu, Performance evaluation of a novel bed-based task/ambient conditioning (TAC) system, *Energy and Buildings,* Vol. 44, pp. 54-62, 2012.
[9] N. Mao, D.M. Pan, M. Chan, S.M. Deng. Experimental and numerical studies on the performance evaluation of a bed-based task/ambient air conditioning (TAC) system. *Applied Energy,* Vol. 136, pp. 956-967, 2014.
[10] N. Mao, D.M. Pan, M. Chan, S.M. Deng. Performance evaluation of an air conditioning system with different heights of supply outlet applied to a sleeping environment, Energy and Buildings, Vol. 77, pp. 281-291, 2014.
[11] N. Mao, D.M. Pan, M. Chan, S.M. Deng, Thermal, ventilation and energy saving performance evaluations of a ductless bed-based task/ambient air conditioning (TAC) system, *Energy and Buildings,* Vol. 66, pp. 297-305, 2013.
[12] R.K. Macpherson, Thermal stress and thermal comfort, *Ergonomics,* Vol. 16, pp. 611-622, 1973.
[13] R.F. Goldman, Extrapolating ASHRAE's comfort model, *HVAC&R Research,* Vol. 5, pp. 189-194, 1999.
[14] P.O. Fanger, *Thermal comfort,* Copenhagen: Danish Technical Press, 1970.
[15] ASHRAE. *ASHRAE handbook of fundamentals,* Atlanta, 2001.
[16] Z.P. Lin, S.M. Deng, A study on the thermal comfort in sleeping environments in the subtropics - developing a thermal comfort model for sleeping environments, *Building and Environment,* Vol. 43, pp. 70-81, 2008.
[17] ASHRAE, ASHRAE Standard 55-2013, *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy,* Atlanta, 2013.
[18] W.W. Liu, Z.W. Lian, Y. Yao, Optimization on indoor air diffusion of floor-standing type room air-conditioners, *Energy and Buildings,* Vol. 40, pp. 59-70, 2008.