

بررسی عددی فرآیند تهویه یک فضای نمونه و ارائه راه حل‌هایی برای غلبه بر جریان پایین رونده نزدیک پنجره‌های بزرگ

نوروز حیدری

کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ولی عصر (عج) رفسنجان، رفسنجان، ایران

علیرضا عرب سلغار*

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ولی عصر (عج) رفسنجان، رفسنجان، ایران

چکیده

در این مطالعه تأثیر دمنده‌های هوای گرم در جلوگیری از اتلاف حرارتی و همچنین جلوگیری از ایجاد جریان‌های سرد پایین رونده در ساختمان‌های دارای دیوارهای خارجی شیشه‌ای مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته است. کانال‌های هوا در موقعیت‌های مختلف در مجاورت پنجره در کف کاذب، سقف کاذب و دیوارهای جانبی تعبیه شده‌اند. شبیه‌سازی میدان جریان و دما برای یک اتاق نمونه که توسط دو نفر اشغال شده با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی انجام پذیرفته است. عملکرد حرارتی این سیستم‌ها و آنالیز آسایش حرارتی (PMV/PPD) بر طبق استانداردهای بین‌المللی ISO ۷۷۳۰ و ASHRAE هم‌زمان انجام گرفته است. دمای هوای گرم ورودی به اتاق در محدوده ۲۲-۲۶°C برای هر سه سیستم گرمایش در نظر گرفته شد و یافته‌های آن‌ها با یکدیگر مقایسه شد. نتایج نشان می‌دهد که دمای آسایش اتاق در محدوده ۲۲/۵-۲۳°C به‌صورت تقریباً یکنواخت در سرتاسر فضای اتاق برای سیستم دمنده از کف و سقف دمنده از کف و سقف می‌باشد. همچنین مقدار PMV و PPD برای این سیستم در محدوده حضور ساکنان کمتر از ۱۵٪ به دست آمد.

واژه‌های کلیدی: سیستم توزیع هوا، آسایش حرارتی، جریان پایین‌رونده، سرمایش موضعی، ناراضی‌تی حرارتی.

Numerical Investigation of Sample Room Ventilation and Presenting Solution to Overcome Draught Effects Adjacent to the Large Windows

N. Heidari

Department of Mechanical Engineering, Vali-e-Asr University of Rafsanjan, Iran

A. R. Arab Solghar

Department of Mechanical Engineering, Vali-e-Asr University of Rafsanjan, Iran

Abstract

In this study, the effect of warm air blowers on suppressing of heat losses and also draught for the buildings with exterior large windows was analyzed and compared. The air ducts were mounted at different locations besides the window at floor plenum, ceiling plenum and side walls. The simulation of flow and temperature fields for a two-person office room was carried out through computation fluid dynamic method. The thermal performance of these systems and analysis of thermal comfort were simultaneously accomplished based on ISO 7730 and ASHRAE standards. The inlet air temperature ranged 22-26°C for the three systems and the results were compared. The results show that the comfort air temperature was almost uniformly distributed the entire room for the systems with air ducts at floor and ceiling plenum. Also, the values of PMV and PPD for this system were lower than 15% in the occupied region.

Keywords: Air distribution system, thermal comfort, draught, spot cooling, thermal discomfort.

۱- مقدمه

یک رویکرد جدید برای سیستم‌های تهویه جابجایی، سیستم توزیع هوای زیر سطحی^۱ است که در ساختمان‌های تجاری و اداری به‌صورت گسترده مورد استفاده قرار گرفته است. در این تکنیک هوا از کف کاذب توسط مکانیسم‌های مختلف ورود و خروج هوا تأمین گردیده و هوای تازه به‌صورت مستقیم به محل حضور افراد تزریق می‌شود. بار گرمایشی فضاهای اشغال شده توسط افراد همواره در بالاترین لایه هوایی در داخل فضا قرار می‌گیرد. در این الگوی جریان به دلیل نیاز به نرخ جریان و افت فشار پایین‌تر، به انرژی کمتری نسبت به توزیع هوای اختلاطی^۲ نیاز است. مطالعات قبلی در زمینه UFAD پیشنهاد کرده‌اند که مکان‌یابی صحیح دریچه هوای برگشت می‌تواند باعث ذخیره مقدار قابل توجهی انرژی شود. زیرا می‌توان دمای هوای ورودی را بالاتر در نظر گرفت هرچند که احتمال دارد توزیع غیریکنواخت دما

امروزه در ساختمان‌های مدرن و بلندمرتبه استفاده از دیوارهای شیشه‌ای جهت داشتن دید و نمای زیباتر بسیار رایج شده است. پنجره‌های بزرگ و سطوح خارجی ساختمان از اهمیت بسیار زیادی برای محیط درونی ساختمان برخوردارند زیرا پنجره‌ها باوجود ویژگی‌شان به‌عنوان اجزای ساختمانی می‌توانند سبب اختلال در محیط گرمایی شوند. شاید نتوان اختلالات را به سرعت دید اما اگر کسی زمانی طولانی آرام کنار پنجره بنشیند آن را درک می‌کند. سطح سرد یک پنجره هوای کنار شیشه را بیشتر خنک کرده و جریانی از هوای سرد رو به پایین ایجاد می‌شود که اصطلاحاً به آن جریان پایین‌رونده یا کوران می‌گویند این جریان هوای سرد باعث سرد ماندن هوای اتاق نزدیک پنجره و ارتفاعات نزدیک کف می‌شود. افراد برای غلبه بر این جریان هوای سرد اغلب تمایل دارند دمای سیستم گرمایشی را زیاد کنند که این مسئله باعث افزایش مصرف انرژی ساختمان‌ها می‌شود.

¹ Under Floor Air Distribution (UFAD)

² Overhead Air Distribution (OHAD)

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: a.arabsolghar@vru.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۵/۰۸/۱۵

تاریخ پذیرش: ۹۸/۰۲/۳۰

باعث برهم خوردن آسایش حرارتی شود [۱]. شش فاکتور اصلی وجود دارد که مستقیماً بر آسایش حرارتی تأثیر می‌گذارد، این فاکتورها را می‌توان به دو دسته تقسیم کرد:

- فاکتورهای انسانی: سطح فعالیت افراد و میزان پوشش افراد؛
- فاکتورهای محیطی: سرعت هوا، دمای هوا، رطوبت هوا و میانگین دمای تشعشعی.

تا به حال مطالعات تجربی و عددی متفاوتی برای غلبه بر کوران پنجره‌های بزرگ انجام شده است که در آن‌ها اثر هندسه و نوع سیستم گرمایش بررسی شده‌اند [۲-۶]. همچنین در سال‌های اخیر مطالعات متعددی در زمینه آسایش حرارتی و توزیع ذرات در فضای تهویه انجام گرفته است [۷، ۸].

اکثر تحقیقات انجام شده در مدل‌سازی تهویه فضا با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی محدود به بررسی راه‌های افزایش عملکرد سیستم‌های تهویه از طریق جابجایی مکان دریچه‌های رفت و برگشت هوا بوده و یا آنکه عملکرد چند سیستم را با یکدیگر مقایسه کرده‌اند. تاکنون مطالعات اندکی، که محدود به به‌کارگیری سیستم‌های دما پایین مانند گرمایش قرنیزی و یا گرمایش از کف می‌باشند، در غلبه بر پدیده کوران پنجره‌ها با سطوح شیشه‌ای بزرگ انجام شده است. با توجه به آنکه در حالتی که پنجره ساختمان بزرگ باشد امکان جایگذاری تمامی سیستم‌های تهویه مانند گرمایش رادیاتوری نمی‌باشد. بنابراین در این مطالعه سعی شد با جایگذاری دریچه‌های هوای گرم در اطراف پنجره‌های بزرگ، فاکتورهای آسایش حرارتی مورد بررسی قرار گیرند و عملکرد حرارتی هر یک از دمنده‌ها برای غلبه بر پدیده کوران بررسی شوند. همچنین شاخص‌های آسایش حرارتی و ناراضیتی حرارتی ساکنین در سیستم‌های مختلف پیشنهادی مورد بررسی و مقایسه قرار گرفت.

۲- معادلات حاکم

در این تحقیق معادلات حاکم شامل دو بخش معادلات مربوط به جریان و انتقال حرارت و معادلات مربوط به احساس آسایش حرارتی افراد می‌باشد. معادلات حاکم بر جریان پایا و غیرقابل تراکم و با فرض ثابت بودن خواص فیزیکی سیال شامل معادلات زیر است. طبق معادلات (۱) تا (۳) داریم:

معادله پیوستگی

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

معادله ممنتوم

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

معادله انرژی

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

جمله آخر در سمت راست معادله (۲) اصطلاحاً تنش آشفستگی یا تنش رینولدز است. در معادله انرژی نیز برای جریان آشفته جمله جدیدی با عنوان شار حرارتی اغتشاشی (q_s) وارد می‌شود.

شرایط آسایش حرارتی بدن به دو عامل فردی (نرخ سوخت و ساز و میزان عایق‌بندی لباس) و چهار عامل محیطی (دمای هوا، دمای متوسط تابشی، فشار بخار هوا و سرعت هوا) وابسته است. این عوامل مؤثر بر شرایط حرارتی بدن را در قالب شاخص واحدی به نام میانگین

آرا افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط بیان می‌کند. مقدار این شاخص بر مبنای رابطه (۶) محاسبه می‌شود. در این رابطه M نرخ سوخت و ساز که بر واحد (met) سنجیده می‌شود. W میزان فعالیت افراد (W/m^2)، p_a فشار جزئی بخار هوا (Pa)، t_a دمای هوا ($^{\circ}C$)، t_{cl} دمای سطح لباس افراد ($^{\circ}C$)، t_r دمای متوسط تابشی ($^{\circ}C$)، I_{cl} مقاومت حرارتی لباس ($W/m^2^{\circ}C$)، f_{cl} فاکتور لباس (بی‌بعد) و h_c ضریب انتقال گرمای جابجایی روی سطح لباس ($W/m^2^{\circ}C$) می‌باشد که در روابط (۶) تا (۸) آورده شده‌اند [۹].

$$PMV = (0.303e^{-0.036M} + 0.028)(M - W) - 3.05 \times 10^{-3} \times [5733 - 6.99(M - W) - p_a] - 0.42 \times [(M - W) - 58.15] - 1.7 \times 10^{-5} M (5867 - p_a) - 0.0014M (34 - t_a) - 3.96 \times 10^{-8} f_{cl} \times [(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4] - f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \quad (6)$$

$$t_{cl} = 35.7 - 0.028(M - W) - I_{cl} \{3.96 \times 10^{-8} f_{cl} \times [(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4] + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a)\} \quad (7)$$

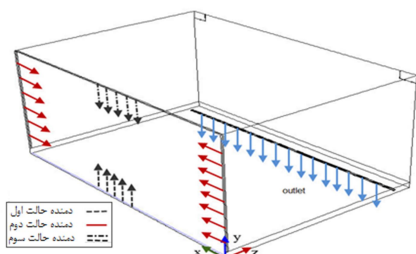
با استفاده از میانگین شاخص حرارتی، می‌توان درصد ناراضیتی افراد از محیط PPD را از طریق رابطه ۸ تعیین کرد:

$$PPD = 100 - 95 \times \exp(-0.3353 \times PMV^4 - 0.2179 \times PMV^2) \quad (8)$$

۳- شبیه‌سازی مسئله

۳-۱- هندسه مورد بررسی

در این مطالعه، تهویه اتاقی با جدار خارجی تمام شیشه‌ای همراه با دمش هوای گرم اطراف پنجره شبیه‌سازی می‌شود. هندسه مورد بررسی اتاقی با طول ۶/۵ m و عرض ۴/۵ m و ارتفاع ۳ m است [۲]. چهار مجرا برای ورود هوای گرم به اتاق در نظر گرفته شده است؛ یک مجرا در زیر پنجره و دو مجرا در دیوارهای جانبی در مجاورت پنجره و یک مجرا هم در سقف تعبیه شده است (شکل ۱).



شکل ۱- مدل اتاق مورد استفاده به عنوان هندسه مسئله

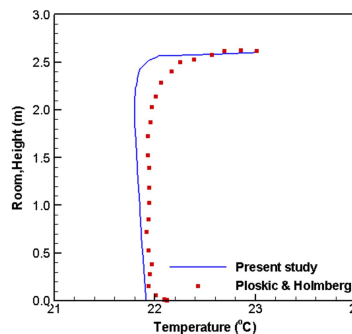
در کار حاضر سه حالت برای قرارگیری دریچه‌های دمنده لحاظ می‌شود؛ حالت اول: دمنده از کف اتاق با استفاده از کانال‌کشی در کف کاذب، حالت دوم: دمنده از دیوارهای جانبی پنجره و حالت سوم: دمنده از بالا و پایین پنجره با استفاده از کانال‌کشی در کف و سقف کاذب. در تمامی حالات مورد بررسی دریچه برگشت هوا در سمت دیوار مقابل پنجره و در کف کاذب لحاظ شده است.

۲-۳- شرایط مرزی

به منظور بررسی عملکرد سیستم توزیع هوای زیر سطحی (حالت اول) و امکان مقایسه آن در شرایط مختلف با دو حالت دیگر فرض می شود که سیستم های مورد نظر دارای دبی جریان ورودی به اتاق در محدوده $0.144 - 0.288 \text{ m}^3/\text{s}$ (معادل با ۸-۱۶ تعویض هوا بر ساعت در فضا) می باشد. دمای هوای ورودی نیز در محدوده $22-26^\circ\text{C}$ مورد ارزیابی قرار می گیرد. فرض می شود که دیوار خارجی از یک شیشه سه جداره بوده که برای بالا بردن مقاومت گرمایی، بین لایه های آن با گاز آرگون پر شده است. بنابراین ضریب انتقال گرمای کلی این جدار شیشه ای $1/27 \text{ W/m}^2\text{K}$ و دمای طرح خارج 12°C - لحاظ می شود. تمامی دیوارها به جز دیوار خارجی شیشه ای به عنوان دیوار داخلی و از لحاظ انتقال گرما عایق انتخاب شده اند. در این پژوهش از بکار بردن مدل انسانی برای شبیه سازی انتقال گرما بدن صرف نظر شده است و فقط شاخص آسایش حرارتی افراد و میزان ناراضیاتی از شرایط حرارتی محیط و میزان ناراضیاتی در اثر سرمایش موضعی پیش بینی شده است. از قرار دادن مبلمان، میز و صندلی و تجهیزات اضافی به دلیل تأثیرات آن بر روی تداخل جریان خودداری شده است. اتاق جهت امور اداری با حداکثر دو نفر به عنوان کارمند با فعالیت بدنی آرام (مطالعه یا استراحت) با نرخ سوخت و ساز 58 W/m^2 بکار می رود. ضمن اینکه میزان مقاومت حرارتی لباس افراد برای لباس متداول فصل زمستان در فضاهای داخلی برابر با $0.155 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ می باشد.

۳-۳- روش حل و بررسی صحت مدل

در مطالعه حاضر از نسخه ۶.۳.۲۶ نرم افزار فلوئنت جهت انجام محاسبات و حل معادلات حاکم در میدان جریان مورد نظر استفاده شده است. برای ارتباط فشار و سرعت جریان از الگوریتم سیمپل استفاده شده است. همچنین برای مدل سازی جریان مغشوش از مدل $k-\epsilon$ RNG استفاده شده است. از روش مرتبه دوم مرکزی جهت گسسته سازی معادلات استفاده شده و شبکه بندی هندسه از نوع با سازمان می باشد. شبکه بندی هندسه از نوع ساختار یافته و سلول های بکار رفته از نوع شش وجهی می باشد. مطالعه استقلال حل از شبکه بندی انجام شد و تعداد 1×10^6 سلول برای شبیه سازی انتخاب گردید.

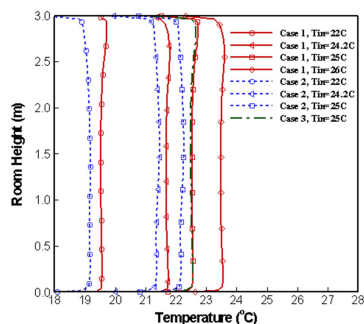


شکل ۲- پروفیل دمای هوا در وسط اتاق در راستای عمودی مطالعه حاضر و مرجع [۲]

جهت بررسی صحت مدل حاضر، نتایج شبیه سازی از مدل بکار گرفته شده با نتایج پلاسکیچ و هولمبرگ [۲] در شکل ۲ مقایسه شده است همان گونه که مشاهده می شود مدل حاضر دارای دقت قابل قبولی می باشد.

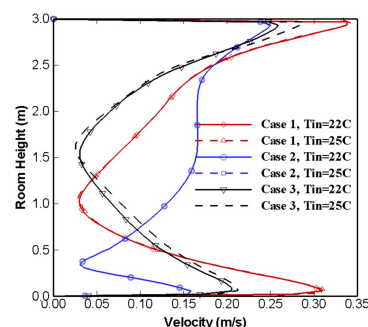
۴- نتایج تحلیل عددی

شکل ۳ توزیع دمای اتاق در موقعیت مکانی واقع در وسط اتاق را نشان می دهد. در این شکل، هر سه حالت سیستم گرمایشی در شرایط پایه که دمای هوای ورودی 25°C و سرعت هوای ورودی $1/5 \text{ m/s}$ است بررسی شده اند. همان گونه که مشاهده می شود سیستم های مذکور می توانند توزیع دمای تقریباً یکنواختی را در راستای عمودی فضای نمونه به وجود آورند. ملاحظه می شود که ماکزیمم تغییرات عمودی دما در فاصله بین کف تا سقف فضای نمونه کمتر 3°C می باشد که مطابق با مقدار مجاز توصیه شده در استاندارد ایزو ۷۷۳۰ می باشد. با توجه به شکل برای حالت اول، با هوای ورودی به اتاق با دمای 22°C ، دمای هوای اتاق تقریباً $19/5^\circ\text{C}$ شده است که از محدوده دمای آسایش کمی فاصله دارد. با توجه به پروفیل های دمای نشان داده شده در شکل ۳، هوای ورودی با دمای 25°C برای تمامی حالت ها منجر به توزیع دمای یکنواخت $22-22/5^\circ\text{C}$ در محدوده مکانی تعریف شده واقع در وسط می شود، که این دما در محدوده آسایش حرارتی می باشد.



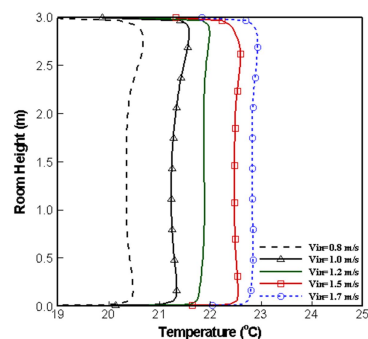
شکل ۳- تغییرات دمای عمودی برای هر سه حالت از سیستم گرمایشی به عنوان تابعی از دمای هوای ورودی

شکل ۴ نحوه تغییرات پروفیل سرعت جریان هوا روی صفحه تقارن واقع در مرکز اتاق را نشان می دهد. برای آنکه آسایش حرارتی برقرار باشد دمای هوا نباید از مقدار مشخصی پایین تر و سرعت هوا در اتاق نباید از مقدار مشخصی بالاتر باشد. بر طبق استاندارد اشری و ایزو ۷۷۳۰، محدوده سرعت مجاز هوا در اتاق بین $0.2-0.25 \text{ m/s}$ است. نتایج شبیه سازی حاکی از آن است که تغییرات دمای هوای ورودی در هر سه حالت بر روی توزیع سرعت هوا در اتاق تأثیر چندانی نداشته و در تمامی حالات، تغییرات سرعت نسبت به تغییرات دمای هوای ورودی ناچیز و قابل صرف نظر می باشد. با توجه به استانداردهای آسایش حرارتی، سرعت هوای بالاتر از 0.25 m/s موجب برهم خوردن شرایط تعادل دمایی و نیز افزایش نوسانات سرعت هوا می شود، که یکی از دلایل اصلی ناراضیاتی حرارتی و ایجاد پدیده کوران یا سرمایش موضعی می باشد.



شکل ۴ - تغییرات سرعت هوا برای هر سه حالت از سیستم گرمایشی به عنوان تابعی از دمای هوای ورودی

شکل ۵، تأثیر دبی جریان هوای ورودی به اتاق بر روی دمای آسایش در حالت اول را نشان می‌دهد. دمای هوای ورودی برای تمامی سرعت‌های ورودی، دمای پایه با مقدار 25°C است. همان‌طور که در شکل ملاحظه می‌شود برای همه نرخ‌های جریان ورودی، تغییرات پروفیل دما در فاصله بین میچ پا تا سر و گردن برای یک فرد در حالت ایستاده بسیار ناچیز است (مقدار مجاز محدوده تغییرات دما بر طبق استاندارد اشری و ایزو 7730 حداکثر 3°C است).



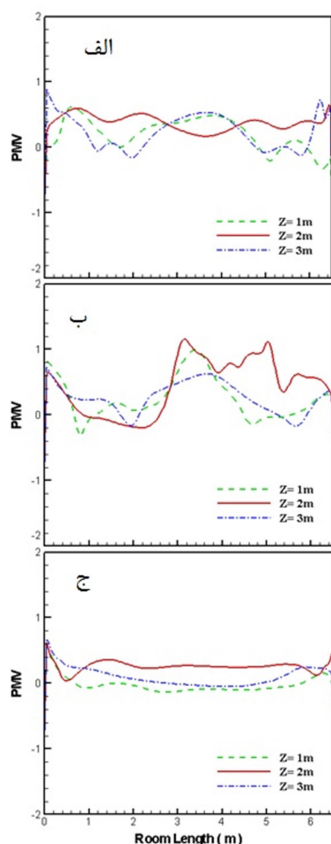
شکل ۵- تأثیر دبی جریان ورودی هوای تهویه بر روی تغییر دما در راستای ارتفاع فضا، برای حالت اول در شرایط پایه

دو شاخص میانگین آرای افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط و درصد ناراضیاتی افراد جهت ارزیابی شرایط آسایش حرارتی عمومی در هر سه حالت مورد بررسی، مطالعه شده‌اند. در شکل ۶ نتایج حاصل از مدل‌سازی، برای شاخص آسایش حرارتی PMV نمایش داده شده است. با توجه به شکل، مقدار PMV در حالت‌های اول (۶- الف) و سوم (۶- ج) در نواحی از اتاق که جزء ناحیه سکونت افراد بشمار می‌رود مقدار این شاخص کمتر از 0.5 است که مطابق با مقدار توصیه شده در استاندارد ایزو 7730 می‌باشد. تنها در نواحی نزدیک به سطوح پنجره مقدار این شاخص کمی از مقدار توصیه شده بیشتر می‌باشد و با توجه به اینکه این نواحی در محدوده مکانی حضور افراد قرار نمی‌گیرد این مقدار انحراف از استاندارد قابل چشم‌پوشی است.

در شکل ۷- الف نمودار شاخص ناراضیاتی حرارتی PPD برای حالت اول نمایش داده شده است. این نمودار نمایش دهنده PPD در ارتفاع $1/1\text{ m}$ (ناحیه سر و گردن افراد در حالت نشسته) می‌باشد. با توجه به نمودار شکل ۷ مقدار ناراضیاتی حرارتی در امتداد طولی فضای

مورد تهویه دچار نوسانات اندکی است ولی مقدار آن از محدوده مجاز فراتر نمی‌رود. شکل ۷- ب نمودار توزیع شاخص ناراضیاتی حرارتی را برای حالت دوم در فواصل مختلف از سطح پنجره نمایش می‌دهد. با توجه به شکل در محل‌های نزدیک پنجره شاخص ناراضیاتی از مقدار مجاز فراتر می‌رود.

شکل ۷- ج توزیع ناراضیاتی حرارتی را برای حالت سوم که یک سیستم ترکیبی است نمایش می‌دهد، با توجه به نمودار، شاخص ناراضیاتی در سراسر فضای مورد تهویه به صورت یکنواخت توزیع شده است و به مقدار ایده‌آل (0.5%) با توجه به مدل فنگر بسیار نزدیک می‌باشد. در این شکل هم مقدار PPD بر روی خطوط افقی در امتداد طول فضا ترسیم شده است. با توجه به نمودار در فواصل 1 ، 2 و 3 متری از پنجره، مقدار PPD کمتر از 1.5% شده است. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود شاخص ناراضیاتی حرارتی دارای ثبات و یکنواختی بیشتری نسبت به دو حالت دیگر می‌باشد. بنابراین این حالت ایده‌آل‌ترین حالت از لحاظ آسایش حرارتی می‌باشد و به مقادیر توصیه شده در استاندارد ایزو 7730 نزدیک می‌باشد.

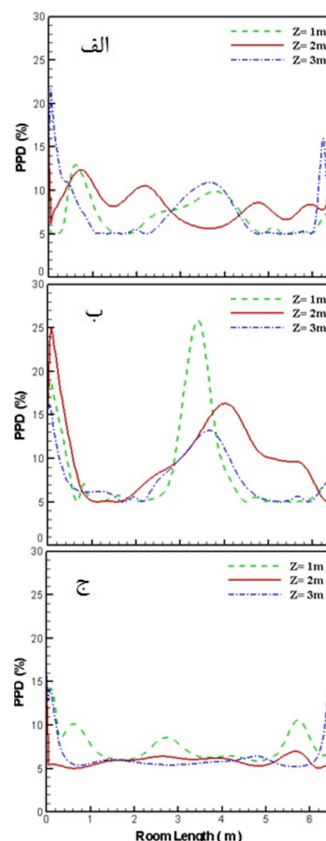


شکل ۶- تغییرات شاخص آسایش حرارتی PMV در شرایط پایه در مختصات مکانی ($\Delta x = 6/5\text{ m}$, $y = 1/1\text{ m}$) برای حالت (الف) اول: (ب) دوم و (ج) سوم

شاخص‌های آسایش حرارتی عمومی، توزیع PMV برای حالت دوم که دمنده‌های هوای گرم در دیوارهای جانبی قرار دارند رضایت ساکنان از شرایط حرارتی محیط در محدوده بین ۰/۳ تا ۱/۲ قرار می‌گیرد که شرایط آسایش را به سمت کمی گرم سوق می‌دهد. بنابراین از میزان رضایت افراد از شرایط حرارتی نیز کاسته می‌شود و شاخص PPD نیز در این نواحی از مقدار مجاز ۱۵٪ بیشتر می‌شود. اما برای حالت‌های اول و سوم تطابق نتایج با استانداردها بیشتر است، خصوصاً حالت سوم که یک سیستم ترکیبی است به شرایط آسایش ایده‌آل بسیار نزدیک می‌باشد و مشاهده شد که برای مناطق تعریف شده یعنی فواصل ۱/۷m و ۱/۱m که ناحیه سر و گردن افراد را در حالت نشسته و ایستاده پوشش می‌دهد تطابق خوبی با استانداردهای تعریف شده دارد. بطوریکه شاخص PMV برای این حالت در راستای طول اتاق و در ناحیه اشغال شده توسط افراد همراه با تغییرات اندکی می‌باشد و به محدوده $PMV < 0.5$ که شرایط مطبوع محیط است نزدیک می‌باشد. همچنین درصد افراد ناراضی از شرایط حرارتی هم برای این حالت از دو حالت دیگر بهتر است بطوریکه در قسمت اعظم فضای مورد تهویه از ۶٪ بیشتر نشده است. برای تمامی حالات در فاصله ۳۰-۲۰cm نزدیک پنجره به دلیل اختلاط جریان‌های سرد و گرم و آشفته‌گی هوا، آسایش حرارتی از محدوده مجاز فراتر می‌رود، اما به دلیل اینکه نواحی نزدیک پنجره در محدوده فضای اشغال شده توسط ساکنان قرار نمی‌گیرد می‌توان از نارضایتی حرارتی در این ناحیه چشم‌پوشی کرد.

۵- مراجع

- [1] Wan M., Chao C.Y., Experimental study of thermal comfort in an office environment with an underfloor ventilation system, *Indoor and Built Environment*, 11(5), PP. 250-265, 2002.
- [2] Ploskić A., Holmberg S., Heat emission from thermal skirting boards, *Building and Environment*, 45(5), PP. 1123-1133, 2010.
- [3] Schellen L., Timmers S., Loomans M., Nelissen E., Hensen J., W. van Marken Lichtenbelt, Draught assessment during design: experimental and numerical evaluation of a rule of thumb, *Building and Environment*, 57, pp. 290-301, 2012.
- [4] Larsson U., Moshfegh B., Experimental investigation of draught from well-insulated windows, *Building and Environment*, 37(11), PP. 1073-1082, 2002.
- [5] Tzempelikos A., Bessoudo M., Athienitis A., Zmeureanu R., Indoor thermal environmental conditions near glazed facades with shading devices-Part II: Thermal comfort simulation and impact of glazing and shading properties, *Building and Environment*, 45(11), PP. 2517-2525, 2010.
- [6] Rupp R.F., Vásquez N.G., Lamberts R., A review of human thermal comfort in the built environment, *Energy and Buildings*, 105, PP. 178-205, 2015.
- [7] Dehghan M.H., Abdolzadeh M., Comparison study on air flow and particle dispersion in a typical room with floor, skirt boarding, and radiator heating systems, *Building and Environment*, 133, PP. 161-177, 2018.
- [8] Ansari-pour M., Abdolzadeh M., Sargazizadeh S., Computational modeling of particle transport and distribution emitted from a Laserjet printer in a ventilated room with different ventilation configurations, *Applied Thermal Engineering*, 103, PP. 920-933, 2016.
- [9] F. ASHRAE, Fundamentals handbook, IP Edition, 2017.



شکل ۷- تغییرات شاخص نارضایتی PPD در شرایط پایه در مختصات مکانی ($\Delta X = 6/5$ m, $y = 1/1$ m) برای حالت (الف)؛ (ب) دوم و (ج) سوم

۴- نتیجه‌گیری

در مطالعه حاضر، عملکرد سیستم گرمایشی در قالب استفاده از سه حالت باهم مقایسه شد. سیستم‌های گرمایشی با توجه به مکان هوای ورودی (ورودی هوا از کف اتاق در ناحیه زیر پنجره، ورودی هوا از دیوارهای جانبی در مجاورت پنجره و سیستم ترکیبی یعنی مجرای ورودی هوا از کف و سقف در مجاورت پنجره) بوده که در تمامی حالت‌های مورد مطالعه برگشت هوا از کف کاذب در دیوار مقابل پنجره می‌باشد. توزیع دما برای هر حالت محاسبه و با یکدیگر مقایسه شد. در شرایط پایه برای هر سه حالت توزیع دما، دمای نهایی در بیشتر نقاط اتاق به‌صورت یکنواخت و در محدوده $22/5-22$ °C گزارش شد. این توزیع دما در اتاق به‌صورت یکنواخت و با کمترین تغییرات مشاهده شد. همچنین تأثیر نرخ جریان هوای ورودی به اتاق بر روی توزیع دمای اتاق بررسی شد و مشخص گردید که افزایش نرخ جریان هوا به افزایش دمای آسایش منجر می‌شود. با توجه به نتایج به دست آمده نارضایتی حرارتی در حالت دوم نسبت به دو حالت دیگر بیشتر است، زیرا اختلاط و آشفته‌گی هوا به دلیل جریان هوای جانبی در مرکز اتاق بیشتر است در صورتی که این آشفته‌گی برای دو حالت دیگر در ارتفاع‌های بالا و نزدیک سقف رخ می‌دهد. شاخص‌های آسایش حرارتی عمومی و شاخص نارضایتی حرارتی عمومی در چندین ناحیه داخل فضای اتاق مورد بررسی قرار گرفت. با بررسی نتایج حاصل شده از