



دانشگاه صنعتی امیرکبیر  
(پلی تکنیک تهران)

سال چهل و پنج، شماره ۱، تابستان ۱۳۹۲، صفحه ۶۳ تا ۷۳  
Vol. 45, No.1, Summer 2013, pp. 63-73



نشریه علمی - پژوهشی امیرکبیر (مهندسی مکانیک)  
Amirkabir Journal of Science & Research (Mechanical Engineering)  
(AJSR - ME)

## بهینه سازی توزیع انتقال حرارت در یک اتاق گرم شونده با پنل‌های حرارتی جابجایی به‌منظور آسایش حرارتی

علی حسینی مقدم امامی<sup>۱\*</sup>، علی کشاورز ولیان<sup>۲</sup>، نبی جهان تیغ<sup>۳</sup>

۱ دانشجوی کارشناسی ارشد دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

۲ دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

۳ دانشجوی دکترا، دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

(دریافت ۱۳۹۱/۳/۲، پذیرش ۹۲/۱/۲۴)

### چکیده

در این مطالعه، انتقال حرارت، توزیع رطوبت، جریان هوا و آسایش حرارتی در یک اتاق که با پنل‌های حرارتی جابجایی گرم می‌شود در شرایط محیطی مختلف، به صورت عددی بررسی شده است. طرح مورد تحلیل، سه بعدی پایا با ابعاد واقعی است. برای مطالعه، آسایش حرارتی یک مانکن مجازی با ابعاد و شکل فیزیولوژیکی واقعی به مدل اضافه شده است که در مرکز اتاق و به حالت ایستاده قرار دارد. ابعاد اتاق  $4 \times 4 \times 3$  متر و یک ورودی به ابعاد  $m^2 0/8128 \times 1/28$  و دو خروجی با ابعاد  $m^2 0/054 \times 1/02$  در بالا و پایین درب مدل شده‌اند. برای تعیین چیدمان و تعداد بهینه پنل‌ها از سه مدل به ترتیب یک پنل با ابعاد  $m^2 1/242 \times 0/81$ ، دو پنل با ابعاد برابر  $m^2 0/96 \times 0/61$  و سه پنل با ابعاد  $m^2 0/81 \times 0/61$  استفاده شده است. ضخامت پنل‌ها در هر سه مورد  $20 \text{ cm}$  است. توزیع یکنواخت دما، سرعت و رطوبت با چیدمان صحیح و متقارن پنل‌ها و ورودی و خروجی‌ها، علاوه بر کاهش مصرف انرژی موجب تامین آسایش حرارتی و رضایت افراد می‌شود. به دلیل وجود پنل در زیر پنجره افت حرارتی افزایش می‌یابد. نتایج نشان می‌دهند استفاده از دو پنل با ابعاد کوچک‌تر در چپ و راست مدل به جای استفاده از یک پنل در زیر پنجره یا سه پنل در چپ و راست و زیر پنجره افت حرارتی را به شکل چشمگیری کاهش می‌دهد.

### کلمات کلیدی

مانکن مجازی، آسایش حرارتی، پنل‌های جابجایی، شرایط بهینه، کاهش مصرف انرژی

\* نویسنده مسئول و عهده دار مکاتبات Email: ali41912@yahoo.com

Email: keshavarz@kntu.ac.ir

۱- مقدمه

دمای سطح پنل، رطوبت هوا، تابع توزیع جریان هوا، انتقال حرارت، سطح پوشش، متابولیسم و... همگی عواملی هستند که در رسیدن به آسایش حرارتی در یک محیط تاثیرگذار هستند. انجام کارهای تجربی که بتواند تمامی این عوامل را همزمان در نظر بگیرد کاری سخت و دشوار و چه بسا محال است ولی امروزه به دلیل پیشرفت‌های چشمگیر در زمینه تکنیک‌های حل عددی و رایانه‌های با سرعت و دقت بالا بررسی عددی این اطلاعات به طور همزمان امکان پذیر شده است.

یکی از مهم‌ترین اهداف طراحی سامانه‌های تهویه مطبوع رسیدن به آسایش حرارتی است. مطالعات نشان می‌دهد سامانه‌های گرمایش دما پایین می‌توانند علاوه بر بهبود شرایط آسایش حرارتی، کیفیت هوای داخل را نیز افزایش دهند [۱]. به علاوه تقارن در چیدمان داخلی فضا و طراحی ورودی و خروجی‌ها و همچنین مکان پنل منجر به توزیع یکنواخت تر در فضا شده که نتیجه آن بهبود شرایط آسایش حرارتی است [۲]. در اولین مدلسازی‌های ترکیبی تحلیل جریان و انتقال حرارت و جرم که به منظور پیش بینی شرایط آسایش حرارتی داخلی انجام شده است، به دلیل پیچیدگی شکل فیزیولوژیکی بدن و محدودیت‌های رایانه‌ای، ساده سازی‌های بسیاری انجام شده است. به عنوان مثال بجای شکل واقعی بدن از سطوح معادل استفاده می‌شد که با وجود برابری کمی سطوح در معرض جریان، شکل غیر واقعی آنها الگوهای غیرواقعی جریان را در اطراف شخص ایجاد می‌کرد [۳]. با توجه به تاثیر فراوانی که شکل فیزیولوژیکی بدن بر مدل سازی دارد این قبیل مدل سازی‌ها با خطاهای فراوانی همراه بودند. یکی از اولین و کاملترین کارها در این زمینه را گوخان و محسین انجام دادند که ترکیب انتقال حرارت، جرم، جریان هوا و رطوبت را برای حالت ایستاده با مانکنی با شکل و ابعاد واقعی بررسی کردند [۴]. آنها در سال ۲۰۱۱ نیز همین تحلیل را برای حالت نشسته انجام دادند. نتیجه آن بود که با عایق کاری بهتر دیواره‌ها و استفاده از پنجره‌هایی با جنس بهتر، علاوه بر کاهش مصرف انرژی، آسایش حرارتی نیز به نحو چشمگیری افزایش می‌یابد [۵].

در این مطالعه هدف، بررسی چیدمان پنل‌های جابجایی است تا علاوه بر رسیدن به تعداد و قدرت مناسب و مقرون به صرفه برای فضا و کاهش حداکثری مصرف انرژی، به توزیع یکنواخت و مناسب دما، سرعت، رطوبت و دیگر عوامل موثر بر آسایش حرارتی رسید. در این محاسبات ضریب انتقال حرارت برای پنل،

ثابت در نظر گرفته شده است و با تغییر سطوح انتقال حرارت پنل، در شرایط متقارن اثرات این تغییرات بر انتقال حرارت بررسی شده است.

۱-۱- روش حل و معادلات حاکم

برای حل این مدل از یک کد رایانه‌ای سه بعدی پایا استفاده شده است که معادلات پیوستگی، انتقال حرارت و جرم را به طور همزمان حل می‌نماید. برای هم‌پوشانی سرعت - فشار از الگوریتم پیزو استفاده شده است. زیرا الگوریتم پیزو ضعف الگوریتم‌های خانواده SIMPLE در ارضای معادله مومنوم بعد از تصحیح فشار را ندارد و با استفاده از دو تصحیح همسایگی و نا متقارنی این ضعف را برطرف می‌نماید. جمله‌های جابجایی با گسسته‌سازی مرتبه اول مدل شده است، تا زمان حل کاهش یابد و برای معادله فشار از معادله پرستو استفاده شده است، زیرا در سلولهای هرمی و چهار وجهی پایدار و دقیق تر از سایر الگوریتم‌ها عمل می‌نماید. علاوه بر معادلات فوق با داخل نمودن شتاب جاذبه، جابجایی آزاد نیز در نظر گرفته شده است. معادله اول معادله بقای جرم است که در حالت کلی به صورت معادله شماره (۱) است [۶]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k) = 0 \quad (1)$$

این معادله بیانگر آن است که جرم تغییر ننموده است.

معادله (۲) بقای مومنوم کلی است:

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial u_j}{\partial x_k} = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_k} + \rho f_j \quad (2)$$

که سمت چپ آن نرخ تغییرات مومنوم واحد حجم سیال را نشان می‌دهد و سمت راست بیانگر نیروهایی است که باعث شتاب می‌شوند که به ترتیب عبارتند: از گرادیان تنش‌های سطحی و نیروهای حجمی.

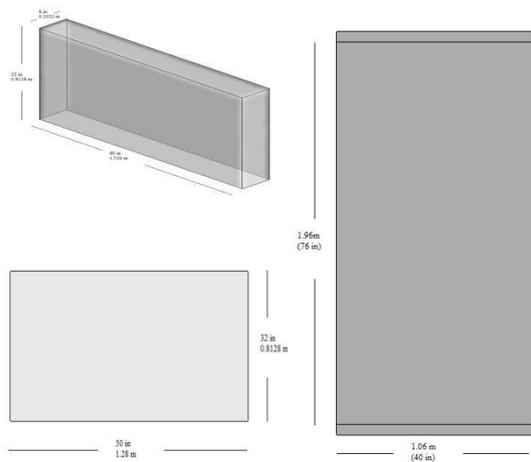
معادله دیگری که استفاده شده است معادله معروف انرژی است (۳):

$$\rho \frac{\partial e}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial e}{\partial x_k} = \sigma_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} - \frac{\partial q_j}{\partial x_j} \quad (3)$$

سمت چپ این معادله نرخ تغییرات انرژی داخلی را نشان می‌دهد و سمت راست معادله عوامل تغییر در انرژی داخلی است. اولین جمله، تبدیل انرژی مکانیکی به گرمایی توسط تنش‌های سطحی را نشان می‌دهد و جمله آخر نرخ گرمایی است که از بیرون توسط رسانش افزوده می‌شود.

آخرین معادله حاکم، معادله بقای انتقال جرم است:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho Y_i \vec{v}) = \nabla \cdot \left[ (\rho D_{i,m} + \frac{\mu_t}{SC_t}) \nabla Y_i \right] + S_i \quad (4)$$



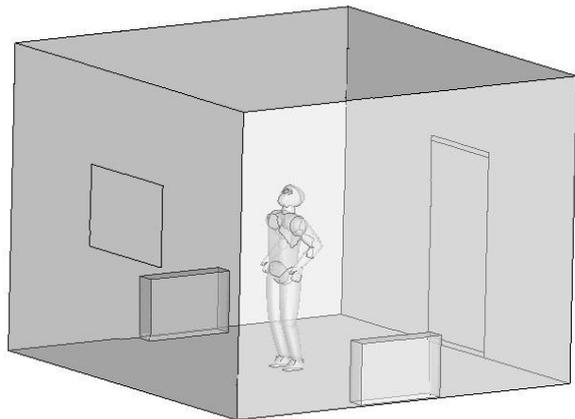
که در آن  $Y_i$  کسر جرمی محلی جزء  $i$ ام،  $D_{i,m}$  ضریب پخش جرمی جزء  $i$  و  $SC_i$  عدد توربولنت اشمیت و در آخر نیز  $S_i$  هرگونه جمله منبع دیگر است.

طرح بکارگرفته‌شده برای مدلسازی جریان مغشوش در مسئله، طرح  $k-\epsilon$  استاندارد است. علت انتخاب این مدل در میدان حل سه بعدی این مطالعه، پایداری و دقت بالای آن است. در مطالعه‌های که توسط چن انجام شد [۷]، مدل استاندارد برای مدل سازی جریان داخلی توصیه شد. بنا به همین مطالعات مشخص شد که این مدل در جریان‌های با انتقال حرارت جابجایی ترکیبی نتایج بهتری دارد. محاسبات به‌طور کامل با پردازنده intel core i7 2600 k انجام شده‌است و دقت همگرایی برای معادله پیوستگی ۶-۱۰ و برای معادله انرژی ۸-۱۰ است.

### ۱-۲- هندسه مسئله

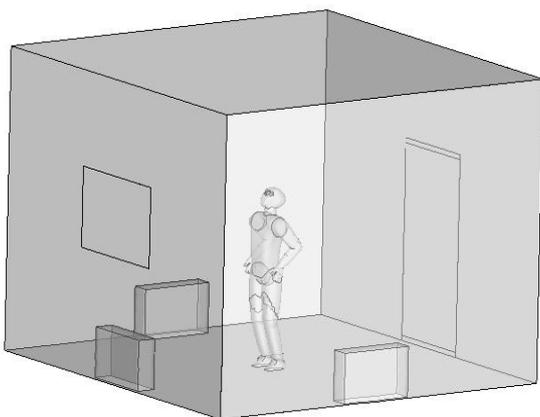
شکل (۱-ب): ابعاد پنل و ورودی و خروجی برای حالت اول

مدل و اتاق با نرم‌افزار سالیدورک طراحی و در نرم افزار گمبیت شبکه‌بندی شده‌است [۸]. اتاق با ابعاد  $4 \times 4 \times 3$  متر در شکل (۱) نشان داده شده‌است. مانکن به صورت ایستاده و به طور کامل در مرکز اتاق قرار دارد. مانکن  $1/70$  متر قد و وزنی در حدود ۷۵ کیلوگرم دارد. شکل فیزیولوژیکی طراحی شده این اجازه را می‌دهد که نتایج با مدل واقعی و نتایج تجربی به راحتی مقایسه شود. شکل (۱-الف) هندسه مسئله با یک پنل را نشان می‌دهد و در شکل (۱-ب) ابعاد پنل و ورودی و خروجی برای حالت اول نشان داده شده‌است.

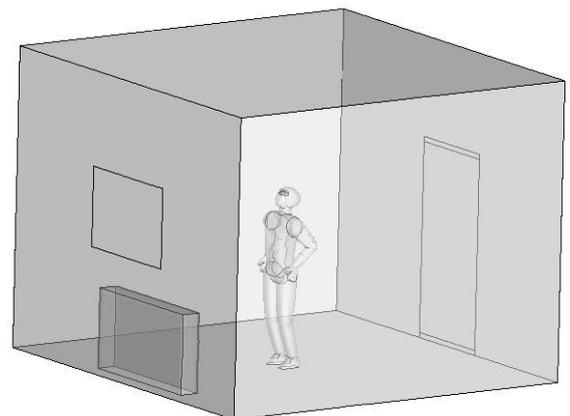


شکل (۲-الف) نیز هندسه مسئله برای اتاق با دو پنل و اشکال (۲-ب)، (۳-الف) و (۳-ب) هندسه مسئله با سه پنل، ابعاد پنل برای حالت دوم و ابعاد پنل را برای حالت سوم را نشان می‌دهند.

شکل (۲-الف): اتاق با دو پنل



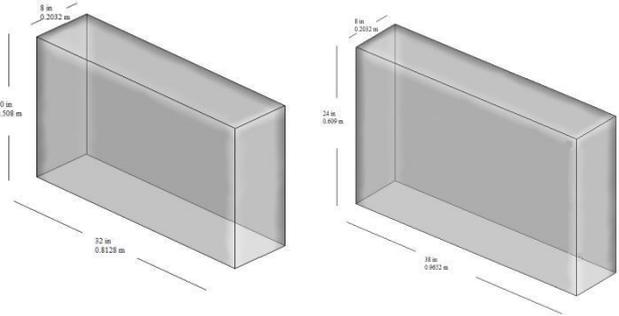
شکل (۲-ب): اتاق با سه پنل



شکل (۱-الف): اتاق با یک پنل

جدول (۱): نام و مساحت اجزای مختلف مدل

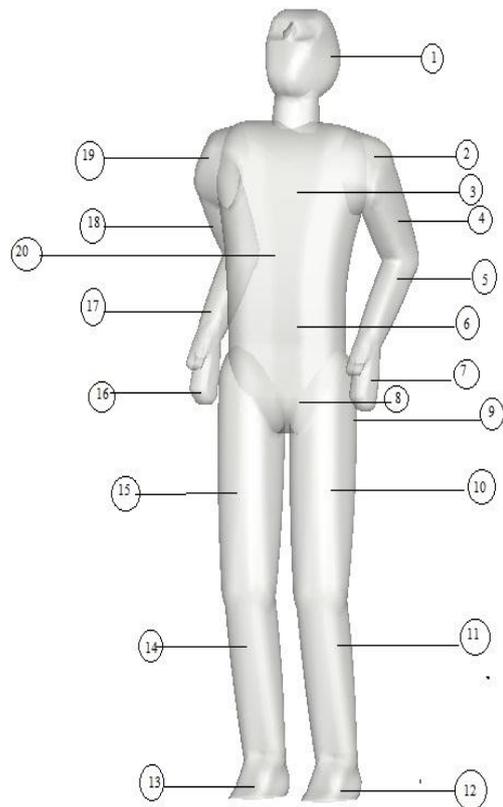
شماره	نام صفحه	مساحت $m^2$
۱	سر	۰/۵۶۶
۲	کتف راست	۰/۰۲۸۷
۳	سینه	۰/۱۶۹۸
۴	بازوی راست	۰/۰۹۷۲
۵	ساعد راست	۰/۰۹۶۴
۶	شکم	۰/۱۰۱۹
۷	مچ راست	۰/۰۴۵۲
۸	لگن	۰/۰۶۷۹
۹	باسن	۰/۰۹۰۵
۱۰	ران راست	۰/۲۷۹۴
۱۱	ساق راست	۰/۱۶۹۷
۱۲	پای راست	۰/۰۶۶۶
۱۳	پای چپ	۰/۲۷۹۴
۱۴	ساق چپ	۰/۱۶۹۷
۱۵	ران چپ	۰/۰۶۶۶
۱۶	مچ چپ	۰/۰۴۵۲
۱۷	ساعد چپ	۰/۰۹۶۴
۱۸	بازوی چپ	۰/۰۹۷۲
۱۹	کتف چپ	۰/۰۲۸۷
۲۰	کمر	۰/۰۱۳۵۸
	کل	۲/۳۱۰۴



شکل (۳-ب): پنل برای نمونه سوم

شکل (۳-الف): پنل برای نمونه دوم

در موقعیت‌های نشان داده شده کل مساحت سطح مانکن ۲.۳۱ مترمربع است. اجزای مدل نیز در شکل (۴) نشان داده شده است. برای جریان یافتن هوا در اتاق باید خروجی وجود داشته باشد، که برای این منظور دو خروجی به عرض ۲ اینچ در بالا و پایین در تعبیه شده است.



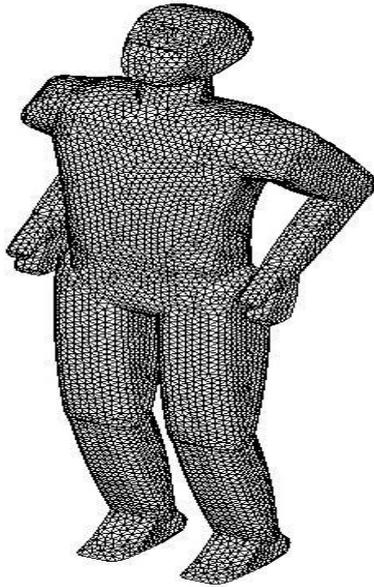
شکل (۴): اجزای مدل حرارتی

### ۲-۲ شبکه محاسباتی

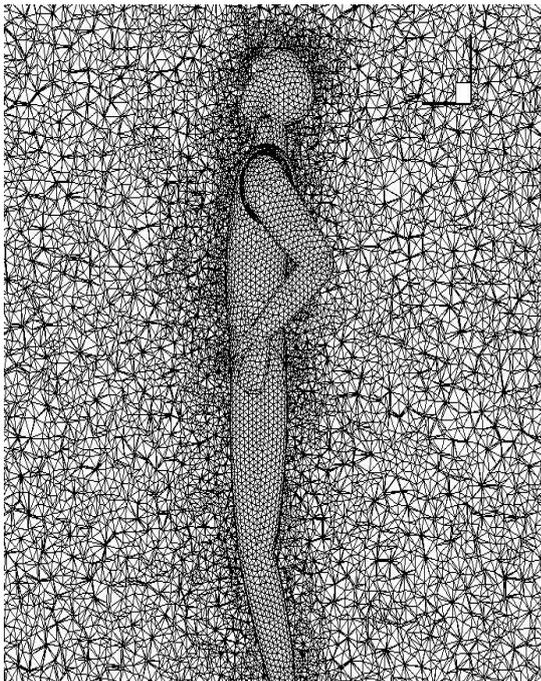
به دلیل اینکه مدل از سطوح بسیار ریز و تشکیل شده است، در عمل استفاده از یک شبکه باسازمان در تمامی میدان حل امکان پذیر نیست. برای رفع این مشکل، ابتدا سطح مدل با استفاده از یک شبکه بی‌سازمان مثلی که توانایی پوشش کوچک‌ترین سطوح مدل را نیز داشته باشد، شبکه بندی شده، سپس فضای بین مدل و اتاق با الگوریتم T-GRID به همراه یک تابع توزیع مناسب که از لایه مرزی اطراف سطح آغاز و تا گام بیشینه فضا ادامه دارد، شبکه بندی شده است. این مدل شامل ۴۶۷۲۳۷۹ سلول حجمی چهاروجهی و ۸۶۹۲۰۳۰ سلول سطحی است. شبکه محاسباتی بر روی سطح مانکن و فضای اتاق به ترتیب در شکل‌های (۵-الف) و (۵-ب) نشان داده شده است.

### ۲-۳ شرایط مرزی

در مسئله، سه نوع پنل وجود دارد که هر سه دارای ضریب انتقال حرارت جابجایی ثابت ۴۵ هستند و در حالت دوم مساحت سطح پنل‌ها نصف حالت اول و در حالت سوم ثلث حالت اول است. سرعت هوا در ورودی برابر ۱۵ متر بر ثانیه و دمای آن نیز ثابت و ۲۲ درجه سانتی‌گراد است. کسر جرمی بخار آب نیز در ورودی ۹.۵ گره آب در هر کیلوگرم هوا در نظر گرفته شده است.



شکل (۵-الف): شبکه محاسباتی بر روی سطح مدل



شکل (۵-ب): شبکه محاسباتی در فضای اتاق

شرط مرزی در خروجی‌ها از نوع فشار بوده و مقدار نسبی فشار صفر پاسکال است. چون جریان هوا تراکم‌ناپذیر فرض شده‌است، در ورودی از شرط سرعت به‌جای دبی استفاده شده‌است. با توجه به استاندارد ASHRAE2000 [۹]، نرخ متابولیسم برای حالت ایستاده بدون فعالیت برابر ۷۰ وات بر مترمربع است و برای سطح مدل براساس معادله تعادل مابین مرکز بدن، سطح پوست و محیط اطراف از مقادیر ۳۳.۱ درجه سانتی‌گراد برای قسمت‌های دارای پوشش مانند: پاها و سینه و کمر و ۳۳.۷ درجه سانتی‌گراد برای قسمت‌های بدون پوشش مانند: سر و گردن و دست‌ها استفاده شده‌است. کسر جرمی بخار آب در اطراف مدل ۱۰ گرم آب در هر کیلوگرم هوا است. کف اتاق به دلیل اینکه مستقیم روی زمین قرار دارد، دما ثابت فرض شده و مقدار آن برابر ۲۵ درجه سانتی‌گراد است. برای سایر دیوارها و سقف نیز از آجر معمولی استفاده شده که مشخصات آن در جدول (۲) آورده شده‌است. ضریب انتقال حرارت برای سقف و دیواره‌ها ۲۵ وات بر متر درجه کلین است و دمای جریان آزاد نیز در آنها صفر درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده‌است، ضخامت تمامی دیوارها و سقف نیز ۰/۲۵ متر است. در آخر، درب از جنس چوب بوده و ضریب انتقال حرارت برای آن ۱۵ وات بر متر درجه کلین فرض شده‌است.

### ۳- بحث و نتیجه‌گیری

#### ۳-۱- توزیع سرعت

توزیع سرعت در صفحه  $z = -2$  برای هر سه نمونه در شکل (۶) نشان داده شده‌است. بیش‌ترین سرعت در هر سه نمونه در خروجی‌های موجود در بالا و پایین درب اتفاق می‌افتد زیرا با توجه به سطح و دمای ثابت جریان در ورودی، دبی ورودی ثابت است و چون سطح خروجی کوچک‌تر از سطح ورودی است سرعت در آن افزایش می‌یابد. سرعت در نزدیکی سطح مدل بیشتر از نقاط دورتر از آن است زیرا دمای سطح مدل بیشتر از میانگین دمای محیط در هر سه نمونه است.

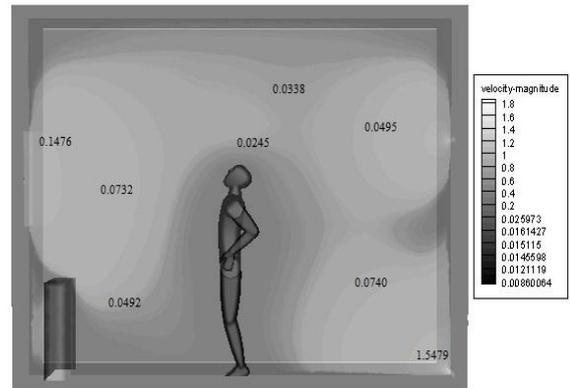
بیش‌ترین سرعت در اطراف سر مدل در نمونه اول است زیرا دمای میانگین محیط در آن بیش از سایر نمونه‌ها بوده و در نتیجه گرادیان دمایی موجود از مدل به محیط در آن کوچک‌تر است و سرعت در آن ناحیه بیشتر است. در نمونه دوم و در زیر پنجره، جریانی در خلاف جهت جریان اصلی شکل گرفته‌است و باعث کاهش سرعت در این ناحیه شده‌است و در نتیجه سرعت جریان در این ناحیه به مقدار تقریبی صفر رسیده و جریان ساکن شده‌است.

جدول (۲): مشخصات فیزیکی درب و دیوار

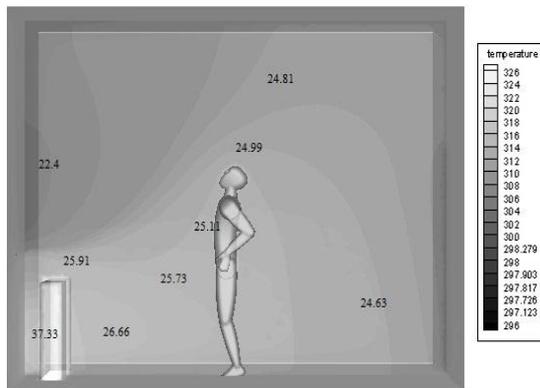
وزن $w/m^2$	ضریب رسانش $w/(m^2 - K)$	گرمای ویژه $kj/(kg - K)$	چگالی $kg/m^3$	ضخامت $mm$	
۳۹۰/۶	۰/۰۶	۰/۸۴	۱۹۲۲/۲	۲۵۰	دیوار
۱۴۱	۰/۱۷۳	۲/۳۱	۷۰۰	۵۰	درب

۲-۳- توزیع دما

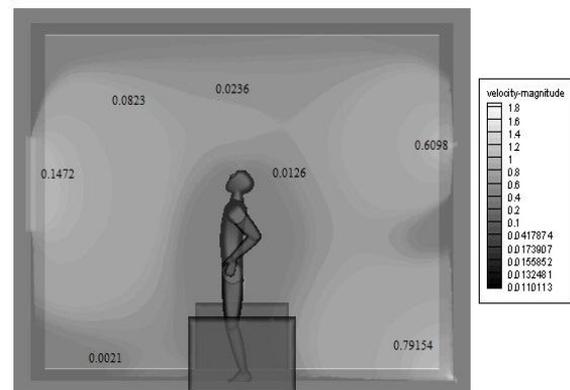
یکنواخت‌تری نسبت به سایر نمونه‌ها داریم ولی دمای میانگین بالاتر آن نسبت به نمونه دوم اندکی مشکل‌ساز است. بیش‌ترین دما در نزدیکی سطح مدل با تقریباً ۲۵ درجه سانتی‌گراد و در بالای سر نمونه و در مدل اول است و کم‌ترین دما نیز با ۲۴/۷ و در نمونه سوم است. نکته مهم در این سه نمونه آن است که اختلاف دمای نواحی بالای اتاق و پایین اتاق به حداقل برسد که در نمونه اول تقریباً ۲ درجه، در نمونه دوم به طور تقریبی ۱ درجه و در نمونه سوم ۱.۵ درجه است.



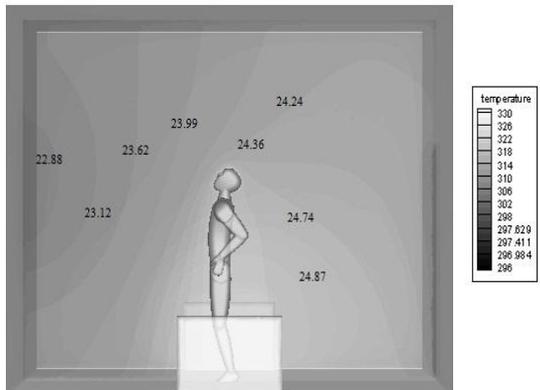
شکل (۶-الف): توزیع سرعت در صفحه  $z=-2$  اتاق با یک پنل



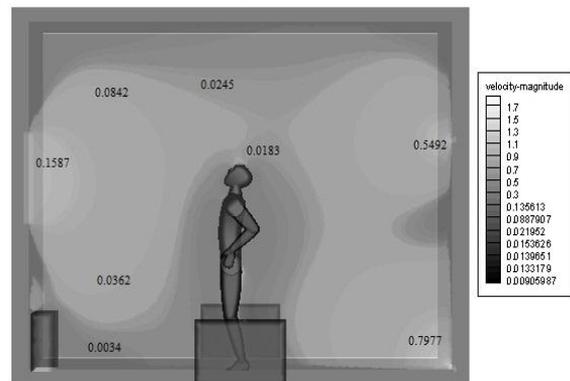
شکل (۷-الف): توزیع دما در صفحه  $z=-2$  اتاق با یک پنل



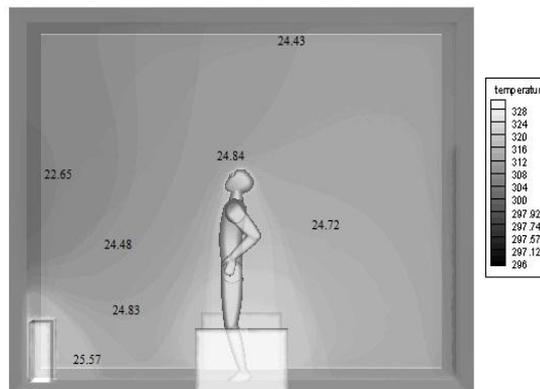
شکل (۶-ب): توزیع سرعت در صفحه  $z=-2$  اتاق با دو پنل



شکل (۷-ب): توزیع دما در صفحه  $z=-2$  اتاق با دو پنل



شکل (۶-ج): توزیع سرعت در صفحه  $z=-2$  اتاق با سه پنل

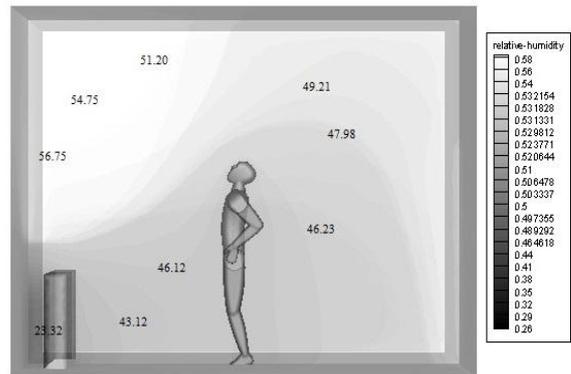


شکل (۷-ج): توزیع دما در صفحه  $z=-2$  اتاق با سه پنل

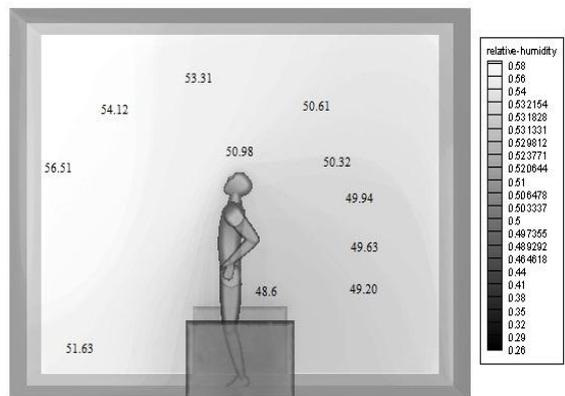
توزیع دما در صفحه  $z=-2$  در شکل (۷) نشان داده شده‌است. در هر سه نمونه دما در فاصله نزدیک به سر بیشتر از فواصل دورتر از آن است زیرا دمای سر بیشتر از دمای محیط است. در نمونه دوم در نواحی جلوی مدل دما کمتر از نمونه سوم و آن هم کمتر از نمونه اول است زیرا پنلی در این ناحیه وجود ندارد ولی این امر منجر شده‌است تا دمای میانگین اتاق در این نمونه کمتر از نمونه سوم و آن هم کمتر از نمونه اول باشد که به ترتیب عبارتند از ۲۴/۴، ۲۵ و ۲۴/۴ درجه سانتی‌گراد. نمونه سوم به دلیل پخش کامل پنل‌ها در اتاق توزیع

### ۳-۳- توزیع رطوبت نسبی

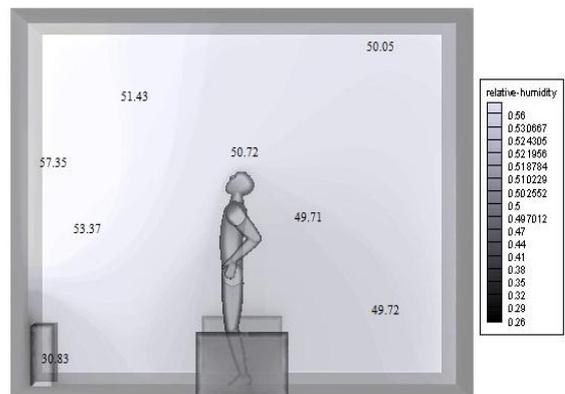
توزیع رطوبت نسبی در صفحه  $z=2$  در شکل (۸) نشان داده شده است. رطوبت نسبی میانگین در نمونه‌ها به ترتیب  $0.48/0.7$ ،  $0.50/1$  و  $0.51/1$  است که بیشترین مقدار میانگین برای نمونه سوم است که توزیع دمایی متقارن‌تری دارد. بیشترین مقدار رطوبت نسبی در نواحی ورودی است که دمایی کمتری دارد و کمترین مقدار آن مربوط به نواحی اطراف پنل‌هاست که بیشترین دما را دارند.



شکل (۸-الف): توزیع رطوبت نسبی در صفحه  $z=2$  اتاق با یک پنل



شکل (۸-ب): توزیع رطوبت نسبی در صفحه  $z=2$  اتاق با دو پنل

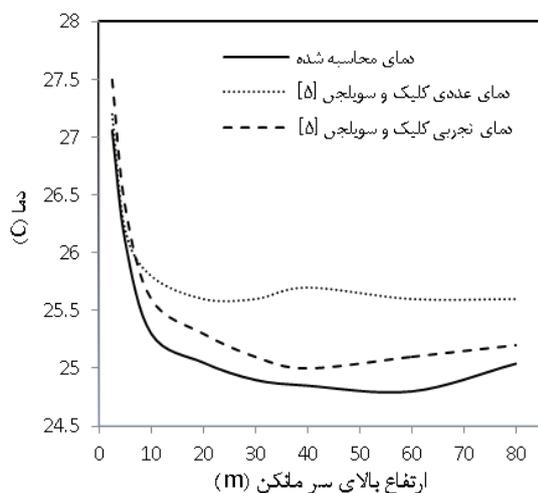


شکل (۸-ج): توزیع رطوبت نسبی در صفحه  $z=2$  اتاق

### با سه پنل

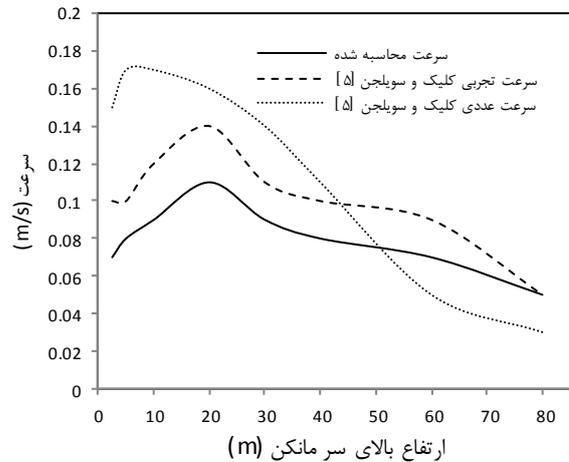
#### ۳-۴- اعتبارسنجی نتایج

برای بررسی درستی و دقت نتایج به دست آمده با نتایج به دست آمده توسط کلیک و سویلجن [۵] مقایسه شده است. مسئله گفته شده شامل اتاقی با ابعاد مشابه با ابعاد هندسه این مطالعه بوده و ابعاد درب و پنجره و ورودی و خروجی جریان نیز با یکدیگر برابر هستند. تنها تفاوت موجود مابین این دو مسئله حالت قرارگیری فرد در اتاق است، به صورتی که در هندسه کلیک و سولجین فرد در حالت نشسته بر روی صندلی است. برای ایجاد تشابه کامل بین دو مسئله و جلوگیری از ایجاد خطا در محاسبات، مدل هندسی مسئله ذکر شده دوباره ساخته شده و نتایج به دست آمده از حل میدان جریان و انتقال حرارت و انتقال جرم با نتایج منتشر شده توسط کلیک و سویلجن مقایسه شده است. چندین نقطه در فواصل مختلف در بالای سر مدل در نظر گرفته شده که در آنها دما، سرعت هوا و رطوبت نسبی و مطلق با نتایج ارائه شده در مرجع گفته شده مقایسه شده‌اند. مقایسه نتایج نشان می‌دهد که بیشینه خطا در محاسبه دما  $1.5$  درصد است که دقت بالای نتایج را نشان می‌دهد. بیشینه خطا در محاسبه رطوبت نسبی از بیشینه خطای دما نیز کمتر و کمتر از  $1$  درصد است و در آخر بیشینه خطای محاسبه سرعت برابر  $11$  درصد است که ناشی از استفاده ضریب تغییرات برای جریان هوا در مرجع و استفاده نمودن از آن در این محاسبات است. علاوه بر عوامل مقایسه شده عواملی مانند نرخ متابولیسم و اتلافات حرارتی از منافذ نیز در تطبیق نتایج تاثیر دارند ولی به دلیل اینکه در هر سه حالت یکسان و تقریباً برابر مقادیر مشابه در مراجع مقایسه شده هستند، صرف نظر نمودن از آنها خطایی کمتر از  $2$  درصد ایجاد می‌نماید. نتایج مقایسه در اشکال ۹ تا ۱۱ آورده شده است.



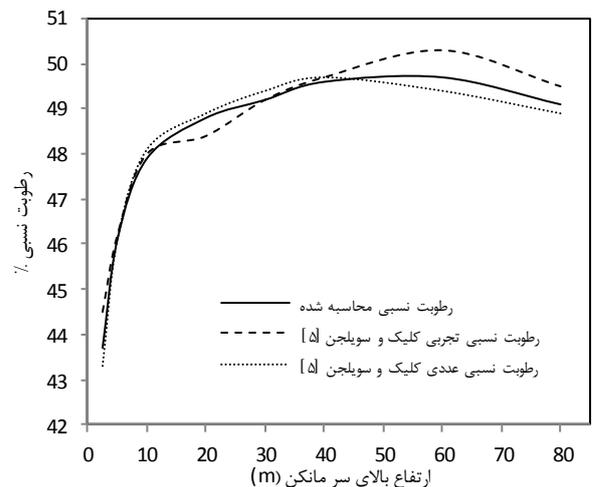
شکل (۹): مقایسه دمای محاسبه شده با نتایج ارائه شده توسط

کلیک و سولجین [۵]



شکل (۱۰): مقایسه سرعت محاسبه شده با نتایج ارائه شده

توسط کلیک و سولجین [۵]



شکل (۱۱): مقایسه رطوبت نسبی محاسبه شده با نتایج ارائه شده

توسط کلیک و سولجین [۵]

#### ۴- آسایش حرارتی و مصرف انرژی

برای بررسی آسایش حرارتی ابتدا باید تا شار حرارتی ناشی از انتقال حرارت جابجایی و ضریب انتقال حرارت جابجایی به دست آید. برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی از رابطه ارائه شده در ASHRAE [۹] استفاده شده است.

(۵)

$$q_c = h_c (T_b - T_{ma})$$

که در آن  $T_b$  دمای سطح و  $T_{ma}$  دمای میانگین هوای محیط است. جدول (۳) شار حرارتی جابجایی و ضریب انتقال حرارت جابجایی را در هر سه حالت نشان می دهد. مقادیر بدست آمده

با نتایج ارائه شده توسط سپانن (۱۹۷۲) مقایسه شده و در هر مورد بیشینه خطا در ستون انتهایی جدول (۳) نشان داده شده است. دمای میانگین در نمونه های اول تا سوم به ترتیب عبارتست از: ۲۴، ۲۴/۴ و ۲۵ درجه سانتی گراد.

در تمامی نمونه ها بیشینه ضریب انتقال حرارت جابجایی مربوط به سینه است که سطح بزرگی دارد و این سطح به طور تقریبی مسطح بوده و پیچیدگی های سطوح دیگر را ندارد و نیز جریان هوا و حرارت بطور مستقیم به آن می رسد. کمترین مقدار ضریب انتقال حرارت نیز مربوط به کتفها بوده که سطح آنها کوچک بوده و سهم کمی از شار حرارتی دستها دارند.

حالت سوم که تقارن بهتری دارد باعث شده است که مقدار ضریب انتقال حرارت میانگین انحراف کمتری از مقادیر محاسبات قبلی داشته باشد یعنی توزیع یکنواخت تر حرارت در محیط. در نمونه دوم تمام سطوح روبروی ورودی به دلیل عدم وجود پنل در زیر پنجره شار حرارتی کمتری دارند.

در این بخش به بررسی اتلافات حرارتی از دیوارها پرداخته شده است. از دیدگاه مصرف انرژی، هرچه اتلافات حرارتی از دیوارها کمتر و عایق کاری بهتری در دیوارها انجام شود، مصرف انرژی کمتر شده و در نتیجه آن هزینه های پرداختی برای انرژی که امروزه بخش مهمی از سبد هزینه های خانوار را تشکیل می دهد، کاهش می یابد. جدول (۴) اتلافات حرارتی به وسیله جابجایی را از دیوارها و ورودی و خروجی نشان می دهد.

همانگونه که در جدول (۴) نشان داده شده است در حالت دوم دمای میانگین محیط و هم چنین گرمای خارج شده از پنلها و ورودی به محیط کمترین مقدار خود را دارد. کف اتاق در نمونه های دوم و سوم به عنوان یک منبع حرارتی عمل نموده در حالی که در حالت اول اتلاف حرارتی بسیار قابل ملاحظه های در آن اتفاق می افتد که علت آن را می توان به توزیع بیشتر گرما در اتاق در حالت های دوم و سوم دانست که به دلیل پخش پنلها در اتاق و در نتیجه ایجاد یک گرادیان دمایی از جانب کف به داخل فضای اتاق است. در هر سه نمونه شار حرارتی از دیوارهای چپ و راست مدل با هم کاملاً برابر هستند که علت آن تقارن کامل در هر سه حالت است، در حالی که اتلافات حرارتی از ورودی در حالات اول و سوم تقریباً برابر است. ملاحظه می شود که این اتلاف در حالت دوم به مقدار چشمگیری کمتر از دو حالت دیگر است و علت آن نیز نبود پنل در زیر پنجره است. کمترین دمای دیوار مربوط به دیوار روبرویی در حالت دوم است زیرا در کنار آن پنل وجود ندارد و جریان هوا نیز از آن وارد می شود. بیشترین مقدار دمای دیوار نیز مربوط به دیوار روبرویی در حالت اول است زیرا بزرگترین پنل نمونه ها در کنار آن قرار

دارد.

جدول (۳): مشخصات انتقال حرارت و ضریب انتقال حرارت برای هر سه مدل

نمونه سوم		نمونه دوم		نمونه اول		سطح
ضریب جابجایی $W/m^2.K$	شار جابجایی $W/m^2$	ضریب جابجایی $W/m^2.K$	شار جابجایی $W/m^2$	ضریب جابجایی $W/m^2.K$	شار جابجایی $W/m^2$	
۵/۰۷	۴۷/۱۷	۴/۵۹	۴۴/۶۰	۵/۸۵	۵۰/۹۵	سر
۶/۷۸	۶۱/۰۴	۶/۱۱	۵۷/۴۴	۸/۱۱	۶۸/۴	سینه
۴/۰۶	۳۶/۶۲	۳/۶۶	۳۴/۴۶	۴/۸۹	۴۱/۱	شکم
۲/۷۳	۲۴/۴۱	۲/۴۴	۲۲/۹۷	۳/۲۶	۲۷/۴	لگن
۵/۴۲	۴۸/۸۳	۴/۸۸	۴۵/۹۵	۶/۳۶	۵۳/۴۷	کمر
۲/۶۱	۲۲/۵۵	۲/۲۵	۲۰/۶۴	۴/۲۲	۳۵/۵۴	باسن
۴/۶۱	۲۴/۹۵	۴/۲۹	۴۱/۶۲	۵/۳۸	۴۶/۸۳	بازو راست
۴/۵۹	۴۲/۸۷	۴/۱۷	۴۰/۵۲	۵/۳۸	۴۶/۸۶	ساعد راست
۱/۳۶	۱۲/۶۷	۱/۲۳	۱۱/۹۵	۱/۵۸	۱۳/۸۰	کتف راست
۲/۰۱	۱۸/۷۷	۱/۸۲	۱۷/۷۱	۲/۳۵	۲۰/۴۵	مچ راست
۴/۶۱	۴۲/۹۵	۴/۲۹	۴۱/۶۲	۵/۳۹	۴۶/۹۴	بازو چپ
۴/۵۹	۴۲/۸۷	۴/۱۷	۴۰/۵۲	۵/۳۸	۴۶/۸۶	ساعد چپ
۱/۳۶	۱۲/۶۷	۱/۲۳	۱۱/۹۵	۱/۵۸	۱۳/۸۰	کتف چپ
۲/۰۱	۱۸/۷۷	۱/۸۲	۱۷/۷۱	۲/۳۵	۲۰/۴۵	مچ چپ
۵/۹۹	۹۸/۵۳	۵/۰۹	۴۷/۹۲	۷/۲۲	۶۰/۷۱	ران راست
۳/۶۴	۳۲/۷۶	۳/۰۹	۲۹/۱۰	۴/۳۸	۳۶/۸۷	ساق راست
۱/۴۸	۱۲/۸۶	۱/۲۱	۱۱/۴۳	۱/۶۱	۱۳/۵۸	مچ پای راست
۵/۹۹	۵۳/۹۸	۵/۰۹	۴۷/۹۲	۷/۲۲	۶۰/۷۱	ران چپ
۳/۶۴	۳۲/۷۶	۳/۰۹	۲۹/۱۰	۴/۳۸	۳۶/۸۷	ساق چپ
۱/۴۸	۱۲/۸۶	۱/۲۱	۱۱/۴۳	۱/۶۱	۱۳/۵۸	مچ پای چپ
۳/۷۷	۳۴/۶۹	۳/۲۷	۳۱/۸۲	۴/۳۲	۳۹/۰۲	مقدار میانگین
%۵/۷۵		%۱۳		%۸/۱		خطای محاسبات

بدست می‌آید:

$$M - W = q_c + E_{sk} + q_{res} + E_{res} \quad (۷)$$

که در آن  $E_{sk}$  نرخ اتلاف تبخیری از سطح پوست است که به مقدار تعریق در سطح پوست و اختلاف بین فشار بخار در سطح پوست و فشار محیط بستگی دارد:

$$E_{sk} = \frac{w(P_{as} - P_a)}{Rcl} \quad (۸)$$

که در آن  $w$  پوست مرطوب شده،  $P_{as}$  فشار بخار در سطح پوست ( $kPa$ )،  $P_a$  فشار جزئی بخار در محیط ( $kPa$ ) و  $Rcl$  مقاومت کل تبخیری لایه‌های پوست  $m^2kPa/K$  است.

$q_{res}$  نرخ تبادل حرارت جابجایی در تنفس و  $E_{re}$  نرخ تبادل حرارت تبخیری در تنفس است که به ترتیب از معادلات (۹) و

برای نمایش کیفی شاخص آسایش حرارتی، به محاسبه شاخص PMV پرداخته می‌شود. این شاخص، میانگین پاسخ گروه زیادی از مردم را در شرایط محیطی نسبت به حساسیت‌های دمایی بر اساس مقیاس آسایش حرارتی ASHRAE پیش‌بینی می‌نماید. بدین منظور از معادله ارائه شده در مرجع [۱۰] استفاده شده که در آن PMV عبارتست از:

$$PMV = (0.303 \exp(-0.035M) + 0.028) \quad (۶)$$

که در آن  $M$  نرخ متابولیک است و  $L$  بار حرارتی بدن که به صورت اختلاف بین گرمای تولید شده در بدن و گرمای اتلافی از سطح بدن فردی است که دمای سطح بدن و سطح فعالیت آن ثابت فرض شده‌است.

این بار حرارتی از اختلاف سمت راست و چپ معادله (۷)

(۱۰) محاسبه می‌شوند:

$$q_{res} = 0.0014M(34-T) \quad (9)$$

$$E_{res} = 1.72 \times 10^{-5} M(5876 - P_a) \quad (10)$$

و در معادله (۹)،  $T$  دمای میانگین محیط است.

طبق استاندارد ASHRAE نرخ متابولیک برای حالت ایستاده و در معرض جریان برابر  $70 w/m^2$  است و نسبت  $w/Rcl$  برابر  $1/0.98$  در نظر گرفته شده است. برای محاسبه فشارهای بخار در سطح پوست و محیط فرض شده است که فشار بخار برابر است با فشار بخار اشباع در دمای پوست و در دمای میانگین اتاق که فرض‌های قابل قبولی هستند و خطای زیادی را ایجاد نمی‌نمایند.

همانگونه که در جدول (۵) نشان داده شده است، شاخص PMV برای هر سه مورد در بازه بین  $-0.5$  تا  $0.5$  قرار دارد که بر اساس استاندارد ASHRAE [۹] در بازه آسایش حرارتی است. با توجه به این که در هر سه نمونه اعداد به هم نزدیک هستند ملاک مناسب بودن، کمتر بودن اتلافات حرارتی است که در دیوارها وجود دارد. این مقادیر در جدول (۵) نشان داده شده‌اند. مقادیر آن برای نمونه‌ها به ترتیب  $0.714$ ،  $0.444$  و  $0.740$  وات است. همانگونه که مشاهده می‌شود در حالتی که از دو پنل در اطراف مدل استفاده شود کم‌ترین اتلاف حرارتی در مقایسه با نمونه‌های دیگر اتفاق می‌افتد و در ضمن شار حرارتی خروجی میانگین از سطح مدل نیز به ترتیب  $3.9$ ،  $3.1$  و  $4.0$  وات است که باز هم نمونه دوم کم‌ترین مقدار را دارد و برای نمونه‌های اول و سوم بسیار به هم نزدیک است. در مقایسه بین نمونه‌های اول و سوم با توجه به اینکه دمای میانگین اتاق به ترتیب  $25.4$  درجه سانتی‌گراد است و اتلافات حرارتی نیز نزدیک به هم است از نظر حرارتی مدل سوم ترجیح داده می‌شود، زیرا میانگین دمای پایین تر برای ما مطلوب تر است ولی از نقطه نظر اقتصادی

در اصل استفاده از یک پنل به استفاده از سه پنل در شرایطی که تلفات حرارتی تا این حد به هم نزدیک است اولویت دارد. در نتیجه با توجه به نتایج بالا مدل دوم از نظر آسایش حرارتی مناسب تر است و اتلاف حرارتی کمتری نیز دارد.

## ۵- نتیجه گیری

در این مطالعه انتقال حرارت جابجایی، توزیع جریان، انتقال جرم و رطوبت در یک اتاق مسکونی که یک مدل مجازی با ابعاد واقعی در مرکز آن و به حالت ایستاده در معرض جریان هوا قرار داشت، بررسی شد. برای سه نمونه مختلف، اثر استفاده از یک، دو و سه پنل بررسی شد که ابعاد پنل‌ها به ترتیب در نمونه‌های دوم و سوم نصف و ثلث نمونه اول است. ضریب انتقال حرارت جابجایی و انتقال حرارت از دیوارها و شاخص  $PMV$  در هر سه مورد به دست آمد و تاثیر مکان پنل‌ها بر آسایش حرارتی بررسی شد.

نتایج نشان دادند که وجود پنل از نوع جابجایی در زیر پنجره باعث اتلاف حرارتی زیادی از پنجره شده، در حالی که در نمونه دوم این افت بسیار کمتر است. با توجه به اینکه در هر سه نمونه آسایش حرارتی حاصل شد، افت کمتر حرارت از دیوار و گرا دیان حرارتی کمتر از مدل به سمت فضای اتاق در نمونه دوم که در زیر پنجره پنل حرارتی وجود نداشت، چه از دیدگاه حرارتی و چه از دیدگاه اقتصادی برای ما مطلوب تر است. وجود پنل در زیر پنجره دمای نواحی اطراف پنجره را بالا می‌برد و در نتیجه گرا دیان دما در این نواحی افزایش می‌یابد، با توجه به سرعت پایین جریان در اتاق توان غلبه بر این گرا دیان در اتاق وجود ندارد، نتیجه مستقیم این افزایش گرا دیان، افزایش افت حرارتی از پنجره و هدر رفتن انرژی از محیط است.

توزیع پنل‌ها با ابعاد کوچکتر به جای استفاده از یک پنل با ابعاد بزرگ و قرار ندادن پنل جابجایی در زیر پنجره باعث رضایت بیشتر حرارتی در محیط و مصرف کمتر انرژی می‌شود.

جدول (۴): مشخصات انتقال حرارت و دمای میانگین سطوح دیوار در هر سه نمونه

نمونه سوم		نمونه دوم		نمونه اول		سطوح
$T(^{\circ}C)$	$Q_c(W)$	$T(^{\circ}C)$	$Q_c(W)$	$T(^{\circ}C)$	$Q_c(W)$	
۲۵	۱۵/۴۳	۲۵	۲۸/۵۸	۲۵	-۱۷۹/۹	کف
۲۴/۰۲	-۹۴/۵۷	۲۳/۵۵	-۹۳/۸۵	۲۴/۱۵	-۹۸/۸۰	سقف
۲۴/۱۲	-۷۲/۳۰	۲۴	-۷۱/۹۵	۲۴/۳۵	-۷۲/۵۷	دیوار چپ
۲۴/۱۲	-۷۲/۳۰	۲۴	-۷۱/۹۵	۲۴/۳۵	-۷۲/۵۷	دیوار راست
۲۳/۸۵	-۶۵/۱۳	۲۴/۱۲	-۶۲/۵۸	۲۵/۴۸	-۶۸/۵۰	دیوار روبرو
۲۴/۲۹	-۵۹/۸۲	۲۴/۸۷	-۵۹/۵۸	۲۴/۶۴	-۶۰/۴۳	دیوار پشتی
۲۱/۷۴	-۱۲۰/۷۹	۲۱/۲۵	-۱۱۹/۱۷	۲۲/۱۵	-۱۲۳/۵۳	درب
۲۲	-۱۵۷۴/۷۴	۲۲	-۱۱۵۱/۳۸	۲۲	-۱۵۷/۴۲	پنجره
۲۴/۲۶	-۹۸/۱۹	۲۴/۳۸	۱۱۱/۹۴	۲۴/۶۵	-۶۱/۴۹	خروجی‌ها

۶۰	-۱۲۰۵/۸۵	۶۰	۱۱۱۶/۵۰	۶۰	۱۴۵۱/۵۰	پنل (پنل‌ها)
	-۷۴۰/۱۸		-۴۴۴/۶۷		-۷۱۴/۹۳	کل

جدول (۵): مقادیر PMV و نرخ انتقال حرارت از کل بدن

PMV	L $W/m^2$	$E_{res}$ $W/m^2$	$q_{res}$ $W/m^2$	$E_{sk}$ $W/m^2$	$q_c$ $W/m^2$	دمای میانگین $^{\circ}C$	نمونه
-۰/۲۹۰۷	۲۴۱/۷۱۷	-۰/۸۸۲۰	۲/۲۱۰۶	۲/۲۷۸۵	۲۳۵/۳۳۵	۲۵	اول
-۰/۳۴۹۵	۲۰۵/۵۸۱	-۰/۹۸۰۰	۲/۴۰۷۴	۲/۴۵۸۲	۱۹۹/۰۸۷	۲۴	دوم
-۰/۳۲۷۵	۲۱۸/۷۷۹	-۰/۹۴۰۶	۲/۳۲۲۸	۲/۳۸۵۱	۲۱۲/۱۲۵	۲۴/۴	سوم

## ۶- مراجع

- F.M.White: Viscous fluid flow, 2nd ed., omide enghelab publication, c2006. [۶]
- Chen Q, Prediction of room Air Motion By Reynolds-Stress Models. Building and Environment, Pergamon Press, vol 31, no 3, pp 233-244, 1995. [۷]
- Gambit user's guide, Fluent Inc., Lebanon NH 03766. [۸]
- ASHRAE Handbook-Fundamental, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Atlanta (chapter 8), 2001. [۹]
- Jose A Orosa: "A new modeling methodology to control HVAC systems", Expert systems with applications, 2010. [۱۰]
- J.A.Myhern, S.Holmberg, Flow: "pattern and thermal comfort in a room with panel floor and wall heating", energy and building 40 524-526, 2008. [۱]
- Jeet sengupta, Kirby S.Chapman, Ali Keshavarz, "Window performance for human thermal comfort", 4765(RP -1126). [۲]
- S Muarkumi, J Zeng, T.Hayashi: "CFD analysis of wind environment around a human body", journal of wind engineering and Industrial Aerodynamics 83 (1999) 393-408, 1999. [۳]
- M.kilic, G.Sevilgen: "Modeling airflow, heat transfer and moisture transport around a standing human body by computational fluid dynamics", International communication in Heat and Mass transfer 351159-1164, 2008. [۴]
- M.kilic, G.Sevilgen, "Numerical analysis of air flow, heat transfer, moisture transport and thermal comfort in a room heated by two-panel radiators", energy and buildings 43137-146, 2011. [۵]

