

بررسی عددی تأثیر سرعت و مکان قرارگیری فن سقفی بر آسایش حرارتی و کاهش مصرف انرژی در ساختمان‌های اداری

قنبرعلی شیخزاده^{*}، سروش صدری‌پور، مهدی ملامهدی

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۶ مرداد ۱۳۹۵
بازنگری: ۲۳ اسفند ۱۳۹۵
پذیرش: ۲۶ فروردین ۱۳۹۶
ارائه آنلاین: ۵ اردیبهشت ۱۳۹۶

کلمات کلیدی:

مکان قرارگیری فن سقفی
انتقال حرارت
جریان آشفته
آسایش حرارتی
صرفه‌جویی انرژی

چکیده: هدف از مطالعه حاضر بررسی عددی تأثیر سرعت و مکان قرارگیری فن سقفی بر پارامترهای آسایش حرارتی و مصرف انرژی در دو نمونه اتاق اداری متفاوت با ابعاد مشخص در فصل زمستان با سیستم گرمایش متمرکز است. در تمامی مدل‌ها رژیم جریان آشفته بوده و از مدل $k-\epsilon$ برای مدل‌سازی آشفستگی استفاده شده است. بر اساس نتایج، استفاده از فن سقفی، بدون در نظر گرفتن مکان آن در یک ارتفاع مشخص، باعث کاهش مصرف انرژی می‌شود. با روشن کردن فن و افزایش سرعت عمودی آن، وضعیت شاخص‌های میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط (PMV) و درصد نارضایتی افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط (PPD) بهبود می‌یابد؛ اما از جایی به بعد کارکرد فن به سمت خنک‌کاری پیش رفته و دیگر برای سیستم گرمایش مناسب نیست. همچنین نتایج نشان می‌دهند که شاخص‌های آسایش حرارتی PMV و PPD تنها شرط لازم برای تأمین آسایش حرارتی انسان نیستند و شرط کافی بررسی جداگانه پارامترهای پنج‌گانه تشکیل‌دهنده شرایط آسایش حرارتی است. در پایان حالت‌های CF.A با $p(x) = 1 \text{ m}$ ، سرعت عمودی هوای فن 0.2 m/s و دمای رادیاتور 51°C و CF.B.1 با $p(x) = 2.5 \text{ m}$ ، سرعت عمودی هوای فن 0.2 m/s و دمای رادیاتور 47°C ، با تأمین شرایط آسایش حرارتی و کاهش میزان مصرف انرژی به ترتیب در حدود 37% و 48% ، به عنوان مدل‌های بهینه در کار حاضر معرفی شده است.

۱- مقدمه

آسایش حرارتی بیان‌گر احساس رضایت ذهنی فرد نسبت به شرایط محیط است، لذا شرایط آسایش حرارتی اثر مستقیمی بر سلامت و روحیه افراد دارد. بنابراین هدف اصلی سیستم‌های تهویه مطبوع، تأمین آسایش حرارتی در محیط‌های بسته است. در حالت کلی فاکتورهای مهم آسایش حرارتی عبارت‌اند از: پوشش بدن، فشار جزئی بخار یا دمای نقطه شبنم، دمای حباب خشک، سرعت نسبی هوا نسبت به بدن انسان و دمای تابشی متوسط سطوح اطراف [۱]. در میان فاکتورهای فوق، دما و سرعت جریان هوا از مهم‌ترین فاکتورها هستند. از سوی دیگر در دنیای امروز، انرژی یکی از مهم‌ترین شاخص‌های اقتصادی است و تأمین آن از مهم‌ترین وظایف دولت‌ها می‌باشد. با توجه به این که ساختمان‌ها به‌عنوان اصلی‌ترین مصرف‌کننده‌های انرژی معرفی شده‌اند، بنابراین نقش ساختمان‌های مسکونی، اداری و تجاری در بهبود مصرف انرژی پررنگ‌تر است [۲ و ۳].

در زمینه تأمین آسایش حرارتی و بهینه‌سازی مصرف انرژی ساختمان‌ها پژوهش‌های زیادی انجام شده است. امامی و همکاران [۴] انتقال حرارت، توزیع دما، جریان هوا و آسایش حرارتی را در یک اتاق گرم‌شونده با پنل‌های حرارتی جابه‌جایی به روش عددی بررسی نمودند. نتایج کار آن‌ها نشان داد که چیدمان صحیح و متقارن پنل‌ها، ورودی‌ها و خروجی‌ها باعث توزیع

یکنواخت دما، سرعت و رطوبت، کاهش مصرف انرژی و تأمین آسایش حرارتی می‌شود. در بررسی دیگری معرفت و مروت [۵] به‌صورت عددی به تحلیل آسایش حرارتی در فضای مجهز به ترکیب تهویه لایه‌ای و سرمایش تابشی سقفی پرداختند. آن‌ها با بررسی پارامترهای میانگین آرا^۱ (PMV) و درصد نارضایتی^۲ (PPD) افراد نسبت به شرایط گرمایی دریافتند که سیستم سرمایش تابشی سقفی مجهز به ترکیب تهویه لایه‌ای توانایی تأمین آسایش حرارتی کلی و موضعی را دارد. فتح‌الله‌زاده و همکاران [۶] به‌صورت عددی اثر دمای هوای ورودی را بر آسایش حرارتی و کیفیت هوای داخل برای اتاقی با سیستم تهویه جابه‌جایی در تابستان بررسی نمودند. آن‌ها با بررسی شاخص‌های آسایش حرارتی PMV و PPD نشان دادند که استفاده از سیستم تهویه جابه‌جایی برای تابستان مناسب است. ذوالفقاری و همکاران [۷] نیز به‌صورت عددی یک سیستم تهویه مطبوع متمرکز را به‌منظور تأمین شرایط آسایش حرارتی هنگام خواب، تحلیل نمودند. 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 شد. نتایج کار آن‌ها نشان‌دهنده مزیت پایین به‌کارگیری سیستم‌های تهویه مطبوع متمرکز به لحاظ مصرف انرژی در دبی‌های بالا است.

1 Predicted Mean Vote

2 Predicted Percentage of Dissatisfied

نویسنده عهده‌دار مکاتبات: sheikhz@kashanu.ac.ir

هوای خروجی را در تأمین شرایط آسایش حرارتی با استفاده فن سقفی بررسی نمودند. نتایج آن‌ها حاکی از تطابق مناسب نتایج حاصل شده از حل عددی با نتایج تجربی است. همچنین آن‌ها نشان دادند که با استفاده از فن سقفی در وسط اتاق و دو منبع حرارتی در مجاورت دیوار شمالی، می‌توان درجه حرارت متوسط اتاق را حدود 2°C تا 3°C افزایش داد. خلیلی آزاد و امیدوار [۱۲] به صورت عددی تأثیر استفاده از فن‌های سقفی را بر آسایش حرارتی و مصرف انرژی یک اتاق در فصول سرد مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها کاهش ۲۴٪ مصرف انرژی را در صورت استفاده از یک فن سقفی با دبی حجمی $0.5 \text{ m}^3/\text{s}$ گزارش نمودند. در بررسی دیگری فرجی [۱۳] با انجام تحلیل انرژی اثر استفاده از فن‌های سقفی را بر میزان مصرف انرژی و توزیع دمای اتاق به صورت تجربی مطالعه نمود. او با استفاده از فن، کاهش ۴۰٪ را در طبقه‌بندی لایه‌های هوا گزارش نمود.

در مطالعات گذشته، بیشتر تأثیر استفاده از یک فن سقفی بر مصرف انرژی و شرایط آسایش حرارتی در فصل تابستان مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین فقط اثر کلی پارامترها در قالب شاخص‌های آسایش حرارتی در نظر گرفته شده است و اثر هریک از پارامترهای تأمین آسایش حرارتی به صورت مجزا بررسی نشده است. در کار حاضر تأثیر سرعت، تعداد و مکان قرارگیری فن‌های سقفی بر کاهش مصرف انرژی و بهبود پارامترهای تأمین آسایش حرارتی در فصل زمستان بررسی می‌شود. همچنین علاوه بر تأمین پارامترهای آسایش حرارتی، هر یک از اجزای تشکیل‌دهنده این پارامترها نیز بررسی می‌شوند تا به صورت جداگانه نیز در محدوده مجاز قرار داشته باشند. با توجه به اهمیت مصرف بالای انرژی در محیط‌های اداری، تمامی شبیه‌سازی‌ها برای دو نمونه ساختمان اداری انجام می‌شود. برای نشان دادن تأثیر سرعت و مکان به کارگیری فن سقفی، نتایج موردنظر شامل سرعت و دمای محلی در ارتفاع‌های مشخص از کف اتاق، دمای مؤثر اتاق، شار حرارتی روی سطح رادیاتور و شاخص‌های میانگین آراء و درصد نارضایتی افراد نسبت به شرایط گرمایی گزارش می‌شوند.

۲- شبیه‌سازی عددی

۲-۱- مدل فیزیکی

نمای شماتیک و دو بعدی یک اتاق اداری مجهز به فن سقفی و نحوه گردش هوا به وسیله آن در فصل زمستان، محل قرارگیری پنجره و سیستم گرمایش متمرکز (رادیاتور) و همچنین جنس و ضخامت مصالح به کار رفته در جداره‌ها، سقف و کف ساختمان در شکل ۱ نشان داده شده است. به منظور بررسی اثرهای استفاده از فن سقفی، بهینه‌سازی مکان قرارگیری و سرعت آن و اثرهای ابعادی اتاق بر نتایج، ۱۷ حالت متفاوت در پنج مدل مختلف مورد بررسی قرار می‌گیرد. ویژگی‌های هندسی این حالت‌ها در جدول ۱ نشان داده شده است.

مطابق شکل ۲، پارامترهای $p(x)$ و $q(x)$ برای بررسی تأثیر مکان قرارگیری فن سقفی تعریف شده‌اند.

یکی از راهکارهای پیشنهادی برای تأمین شرایط آسایش حرارتی و کاهش مصرف انرژی در سیستم گرمایش، استفاده از فن‌های سقفی است؛ هرچند استفاده از فن‌های سقفی بیشتر برای کمک به سیستم سرمایش مورد توجه است. اغلب فن‌های سقفی با وجود مصرف انرژی اندک برای تکمیل یک سیستم تهویه مطبوع بسیار مؤثرند و می‌توان برای کمک به اثربخشی سیستم گرمایش ساختمان‌ها از آن‌ها استفاده نمود. با استفاده از فن سقفی، هوای گرم محبوس شده در مجاور سقف به اطراف هدایت شده و لایه‌های جدید هوا جایگزین آن می‌شوند. این عملکرد باعث گردش مداوم هوای اتاق، از بین رفتن گرادیان دما در راستای عمودی و در نهایت کاهش مصرف انرژی می‌شود [۳]. در زمینه استفاده از فن‌های سقفی برای کاهش مصرف انرژی و تأمین شرایط آسایش حرارتی در فصل زمستان پژوهش‌های اندکی انجام شده است. بهادری [۸] تأثیر پارامترهای مختلف در شرایط آسایش حرارتی را با استفاده از سیستم‌های تهویه مطبوع طبیعی در فصل تابستان مورد مطالعه قرار داد. او همچنین در مطالعه خود، عوامل مؤثر و روش‌های عملی برای کاهش نیاز به خنک‌کننده‌ها با استفاده از فن‌های سقفی را مطالعه نمود. بر اساس نتایج گزارش شده توسط ایشان، استفاده از سیستم تهویه مطبوع طبیعی نه تنها شرایط آسایش حرارتی ساکنین را تأمین می‌کند، بلکه به مقدار قابل توجهی مصرف انرژی را نیز کاهش می‌دهد. در بررسی دیگری هو و همکاران [۹] در یک مطالعه عددی تأثیر استفاده از فن سقفی را در بهبود شرایط آسایش حرارتی بررسی کردند. آن‌ها مدلی از یک اتاق با ابعاد مشخص را با یک ورودی و یک خروجی برای جریان هوا به صورت دوبعدی شبیه‌سازی نمودند. در این مدل یک انسان به صورت ساده در وسط اتاق قرار دارد و تأمین شرایط آسایش حرارتی با استفاده از شاخص‌های میانگین آراء و درصد نارضایتی افراد نسبت به شرایط گرمایی بررسی شد. نتایج به دست آمده توسط آن‌ها نشان داد که هرچه سرعت هوای انتقالی به وسیله فن افزایش یابد، آسایش حرارتی به شکل قابل توجهی بهبود می‌یابد. در این حالت، حد بالای این سرعت نباید از 170 rpm تجاوز کند، زیرا کارکرد فن به سمت فرآیند سرمایش پیش می‌رود. بهترین سرعت برای کمک به شرایط آسایش حرارتی طرح زمستانی 110 rpm گزارش شده است.

بوسیونی و کورا [۱۰] در یک مطالعه تجربی، ویژگی‌های جریان هوا توسط فن‌های سقفی برای ایجاد شرایط آسایش را بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که ایجاد یک جریان ملایم در اتاق، برای افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی لازم است. آن‌ها با توجه به راه‌های مختلف دفع گرمای بدن انسان (تعرق، تشعشع و تبخیر سطحی)، ویژگی‌های جریان هوای ملایم را تعیین نمودند. از طرفی مهم‌ترین عوامل در نظر گرفته شده توسط آن‌ها در تعیین ویژگی‌های هوای انتقالی توسط فن و ایجاد شرایط آسایش حرارتی شامل سرعت چرخش فن، قطر پره‌ها، تعداد پره‌ها، زاویه هر پره و محل قرارگیری فن در اتاق است. آن‌ها بر اساس نتایج به دست آمده مشاهده نمودند که نتایج حل عددی با نتایج تجربی تطابق مناسبی دارند. پیترسن و همکاران [۱۱] در مطالعه‌ای تجربی و عددی تأثیر مکان قرارگیری

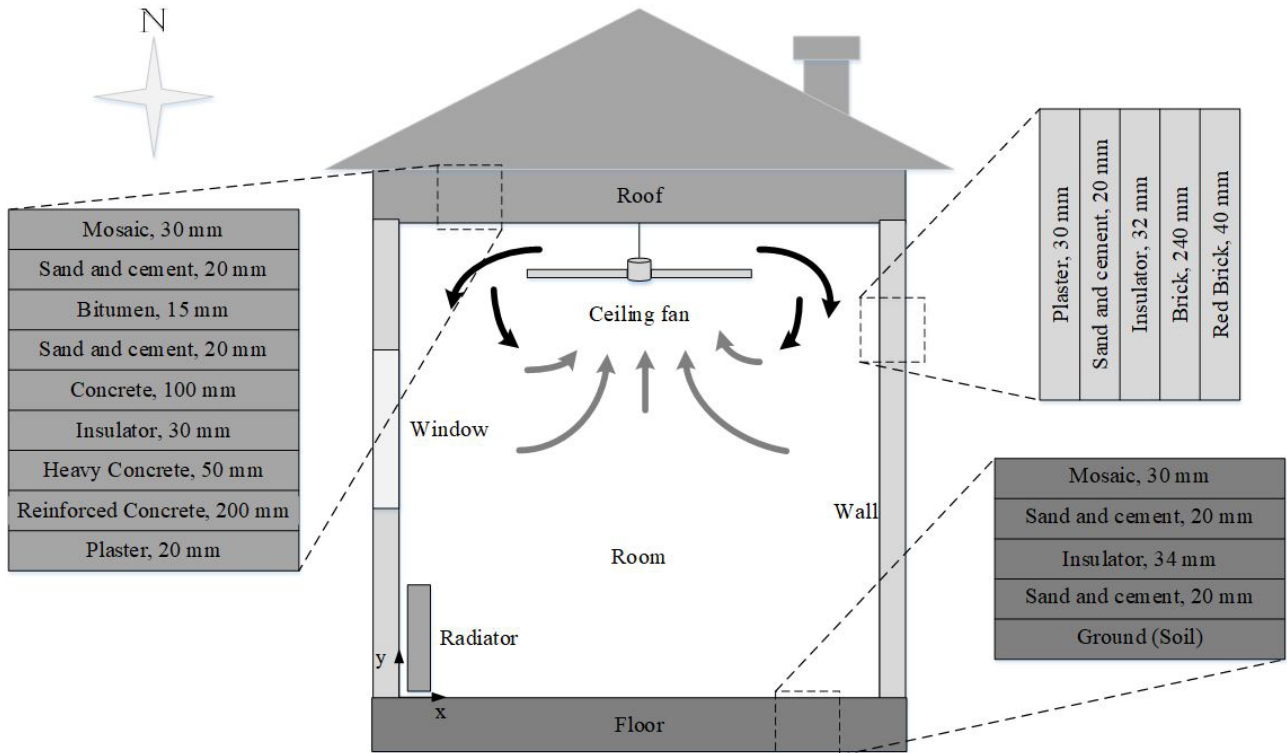


Fig. 1. Two-dimensional schematic diagram of an office-room equipped with ceiling fan (The state of ceiling fan is in winter-mode), window and radiator and also thickness and materials of walls, roof and floor

شکل ۱: شماتیک دو بعدی یک اتاق اداری با فن سقفی، پنجره و منبع حرارتی متمرکز (رادیاتور) و جریان گردش هوا در حالت کارکرد زمستانی فن سقفی به همراه جنس و ضخامت مصالح به کار رفته در دیوارها، سقف و کف

جدول ۱: ویژگی‌های هندسی مدل‌ها*

Table 1. Properties of models geometry

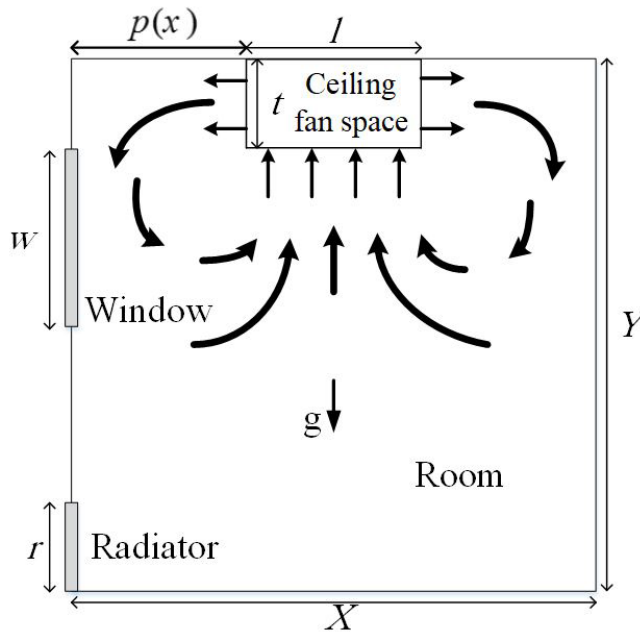
مدل	اتاق		فن سقفی			پنجره	رادیاتور
	طول	عرض	تعداد	موقعیت	موقعیت		
	X	Y	t	$p(x)$	$q(x)$	اندازه	اندازه
						موقعیت	موقعیت
WCF.A	۳	۳	۰/۵	-	-	۱	غرب
WCF.B	۶	۳	۰/۵	-	-	۱	غرب
CF.A	۳	۳	۰/۵	$[0/5, 1/5]::0/5$	۱	۰/۵×۲	غرب
CF.B.1	۶	۳	۰/۵	$[0/5, 4/5]::0/5$	۱	۱×۲	غرب
CF.B.2	۶	۳	۰/۵	$[1, 3]::1$	۲	۱×۲	غرب

* تمام ابعاد بر حسب متر هستند.

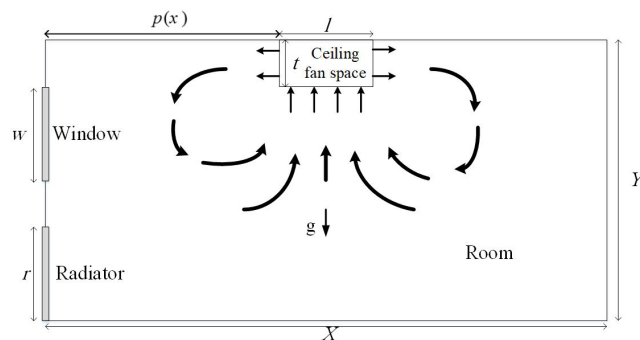
مدل شده است. به این صورت که با توجه به ابعاد واقعی فن و نحوه کارکرد آن در طرح زمستانی، بخشی از فضای اتاق به گونه‌ای مدل‌سازی شده است که هوای داخل اتاق را به سمت بالا مکش کرده و به اطراف پخش می‌نماید. لازم به ذکر است که سرعت فن با توجه به سرعت مکش هوا تنظیم می‌شود. این مدل‌سازی شامل قسمت مکش هوا و قسمت جانبی فن است. در قسمت مکش هوا سرعت ورودی به سمت بالا است. سپس با توجه به قانون بقای جرم، هوای هدایت شده از سطوح جانبی فن به سمت اطراف اتاق مدل‌سازی می‌شود.

شکل ۲(الف) نمونه شبیه‌سازی شده شکل ۱ (حالت CF.A با $p(x)=1m$ را نشان می‌دهد. شکل ۲(ب) و شکل ۲(ج) نیز به ترتیب نمونه‌های شبیه‌سازی شده حالت‌های (حالت CF.B.1 با $p(x)=2/5m$ و حالت CF.B.2 با $p(x)=0/5m$ و $q(x)=2m$) هستند. مقدار $p(x)$ برای مدل CF.A از $0/5m$ تا $1/5m$ با گام $0/5m$ و برای مدل CF.B.1 از $0/5m$ تا $4/5m$ با گام $0/5m$ تغییر می‌کند. برای مدل CF.B.2 مقدار $p(x)$ برابر $0/5m$ و مقدار $q(x)$ از $1m$ تا $3m$ با گام $1m$ تغییر می‌نماید.

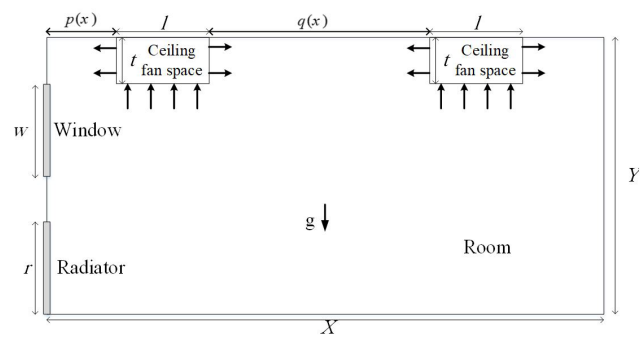
در این مطالعه برای شبیه‌سازی ساده‌تر به جای مدل‌سازی فن، اثر آن



(الف)



(ب)



(ج)

Fig. 2. Two-dimensional schematic schema of modeled office-room for different states: (a) CFA, (b) CFB.1, and (c) CFB.2

شکل ۲: نمای دو بعدی اتاق اداری شبیه‌سازی شده برای حالت‌های CFB.2 (ج)، CFB.1 (ب)، CFA (الف)

برای مدل‌سازی اتاق مورد نظر با لحاظ آسایش حرارتی و کاهش مصرف انرژی در آن، بایستی ابتدا دمای سطوح داخلی دیوارها محاسبه شود. برای انجام این کار در گام نخست با توجه به جنس و ضخامت مصالح ساختمانی به کار رفته (شکل ۱)، ضریب هدایت حرارتی و چگالی این مصالح (جدول ۲)، ضریب انتقال حرارت کلی سطوح با استفاده از روابط تحلیلی انتقال حرارت و اطلاع از شرایط طرح خارج زمستانی ساختمان مورد مطالعه و همچنین شرایط آسایش حرارتی طرح داخل ساختمان به دست می‌آید که مقادیر آن در جدول ۳ مشخص شده است.

جدول ۲: ضریب هدایت حرارتی و چگالی مصالح به کار رفته در ساختمان [۱۴]

Table 2. Thermal conductivity coefficient and density of different materials [14]

$\rho(\text{kg/m}^3)$	$k(\text{W/m.K})$	مصالح
۱۸۵۰	۱/۳۳	آجر نما
۲۵۰۰	۱/۴۳	بتن سنگین
۲۱۰۰	۰/۶۱۴	ملات ماسه و سیمان
۲۴۰۰	۱/۶۶۴	موزائیک
۱۸۰۰	۰/۲	خاک
۷۰	۰/۰۲	عایق
۱۲۰۰	۰/۱۱۸	ایزوگام
۱۳۰۰	۰/۱۶۱	گچ
۲۵۰۰	۱	تیرچه بلوک
۹۰۰	۰/۱۶۳	بتن سبک
۱۷۰۰	۰/۵۸	آجر ساختمانی
۲۵۰۰	۵/۸	شیشه (۶mm)

* تمام ابعاد بر حسب متر هستند.

جدول ۳: ضریب انتقال حرارت کلی جداره‌ها

Table 3. Overall heat transfer coefficient of different walls

$U(\text{W/m}^2.\text{K})$	مصالح
۰/۲۶۸	سقف
۰/۵۶۸	کف*
۰/۴۳۴	دیوار
۳/۶۸۵	پنجره

* با این فرض که دمای زمین ۱۸°C باشد.

عنوان شرط مرزی دما ثابت به دست می‌آید [۱۴]. بدین منظور با انجام یک موازنه انرژی برای هر یک از جداره‌های موجود در اتاق، رابطه (۱) حاصل شده است [۱۵].

جدول ۴: اطلاعات مربوط به شهر تهران [۱۶]

Table 4. Properties of Tehran city [16]

۱۳۶۸ m	ارتفاع از سطح دریا
۵۱/۲ °E	طول جغرافیایی
۳۵/۴ °N	عرض جغرافیایی
-۶ °C	دمای طرح خارج

جدول ۵: دمای یکنواخت جداره‌ها (شرایط مرزی)

Table 5. Uniform temperature of walls (boundary conditions)

T(°C)	جداره
۲۳	سقف
۲۲	کف
۲۲/۵	دیوار
۱۱	پنجره

شود. همچنین محدوده مجاز صدای فن برای ساختمان‌های اداری با استناد به گزارش سازمان بهداشت جهانی باید بین ۴۰ تا ۶۰ دسی‌بل باشد [۱۷].

۲-۲- معادله‌های حاکم

معادله‌های حاکم بر میدان جریان و انتقال حرارت برای جریان آشفته دوبعدی و دائم عبارتند از [۱۸ و ۱۹]:
معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (5)$$

معادله مومنتوم:

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i u_j) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u_i' u_j'} \right] - \rho g_i \beta (T - T_C) \quad (6)$$

معادله انرژی:

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) = \frac{1}{c_p} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \cdot c_p \cdot \overline{u_j' T'} \right] \quad (7)$$

در معادله فوق، μ لزجت سیال، u' سرعت نوسانی و u_j سرعت متوسط در راستای j و ρ چگالی می‌باشند. عبارت $\overline{\rho u_i' u_j'}$ بیانگر تنش برشی آشفتگی و $\overline{\rho c_p u_j' T'}$ بیانگر شار حرارتی ناشی از آشفتگی است که به صورت رابطه‌های (۸) و (۹) تعریف می‌شوند:

$$h_i A_i (T_{air} - T_i) + \varepsilon_i \sigma A_i \left\{ \sum_{k=1}^N F_{i-k} (T_k^4 - T_i^4) \right\} = Q_i \quad (1)$$

اولین جمله در سمت چپ رابطه (۱) به انتقال حرارت جابه‌جایی بین سطوح داخلی دیواره‌ها و هوای اتاق مربوط است. جمله دوم نیز مربوط به حرارت تشعشی دریافتی از سایر سطوح اتاق است. همچنین Q_i حرارت منتقل شده از سطح i است و شامل سه جمله می‌باشد که در رابطه (۲) نشان داده شده است:

$$Q_i = Q_{c(i)} - Q_{r-in(i)} - Q_{r-out(i)} \quad (2)$$

در رابطه (۲)، $Q_{c(i)}$ حرارت منتقل شده از سطح داخلی دیواره‌ها به محیط بیرون از طریق مکانیزم‌های هدایت و جابه‌جایی و $Q_{r-in(i)}$ حرارت دریافتی سطح i از تشعشع خورشیدی ورودی از طریق پنجره‌ها به داخل می‌باشد. از طرفی $Q_{r-out(i)}$ حرارت تشعشی خورشیدی رسیده به سطوح خارجی دیواره‌ها است. معادله انرژی برای سطوح داخلی ساختمان به صورت رابطه (۳) است:

$$Q_{c(i)} = \left(\frac{T_i - T_{out}}{\frac{b_i}{k_i} + \frac{1}{h_{out}(i)}} \right) \cdot A \quad (3)$$

بالانس انرژی در کنار سطوح داخلی برای هوا به صورت رابطه (۴) نوشته می‌شود:

$$m_{inf} \cdot c_{p,air} (T_{air} - T_{inf}) = \sum_{i=1}^N h_i A_i (T_i - T_{air}) \quad (4)$$

جدول ۴ اطلاعات مربوط به شهر تهران را نشان می‌دهد و جدول ۵ نشان‌دهنده دمای داخلی سطوح (شرایط مرزی) با استفاده از موازنه انرژی صورت گرفته به وسیله کد کامپیوتری است. با توجه به چگالی مصالح ساختمانی ذکر شده در جدول ۲، وزن دیواره‌ها سنگین می‌باشند و لذا فرض دما ثابت برای آن‌ها صحیح است. دمای آسایش حرارتی طرح زمستانی برای تمام مدل‌ها ۲۳°C است. در ادامه حل مسأله اطلاعات حاصل از کد کامپیوتری که همان دمای سطح داخلی جداره‌ها هستند و در جدول ۵ ارائه شده‌اند، به‌عنوان شرایط مرزی حرارتی اتاق مورد آزمایش به نرم‌افزار فلوئنت معرفی می‌شوند.

در اتاق مورد نظر دمای سطح رادیاتور نباید از حدود ۷۰°C تجاوز نماید. به همین دلیل، شرط مرزی در نظر گرفته شده برای دمای سطح رادیاتور در اتاقی که سیستم فن سقفی ندارند، با سعی و خطا به گونه‌ای تنظیم می‌شود تا در ارتفاع ۷۵ cm از کف اتاق، دمای آسایش طرح داخل یعنی ۲۳°C تأمین

$$u_i = 0 \quad (15)$$

شرط مرزی سرعت برای دیواره عمودی فن به صورت رابطه (۱۶) و برای قسمت جانبی فن از رابطه (۱۷) استفاده می‌شود.

$$u_2 = v_{v,f} \quad (16)$$

$$u_1 = v_{H,f} \quad (17)$$

در رابطه بالا، سرعت مکش فن ($v_{v,f}$) متغیر می‌باشد تا شرایط آسایش حرارتی تأمین شود. $v_{H,f}$ نیز سرعت هوا از جداره‌های جانبی خود بر اساس قانون بقای جرم است. شرط مرزی در نظر گرفته شده برای دیواره‌ها از نوع دما ثابت می‌باشد که در جدول ۵ گزارش شده است. شرایط مرزی مربوط به معادله‌های آشفته‌گی نیز برای کلیه دیواره‌ها به صورت رابطه (۱۸) می‌باشند:

$$k = 0, \varepsilon = 0 \quad (18)$$

خواص ترموفیزیکی هوا در دمای آسایش حرارتی اتاق در جدول ۶ ارائه شده است. اعداد بی‌بعد رایلی و رینولدز بر اساس رابطه (۱۹) محاسبه می‌شوند [۲۰]:

$$Ra = \frac{g \beta (T_h - T_c) \cdot Y^3}{\alpha \cdot \nu}, Re = \frac{V \times Y}{u} \quad (19)$$

در رابطه‌های فوق، ضریب انبساط حرارتی از رابطه (۲۰) محاسبه می‌شود:

$$\beta = \frac{1}{T_m} \quad (20)$$

در رابطه بالا T_m دمای متوسط سیال است.

جدول ۶: خواص ترموفیزیکی هوا در دمای آسایش حرارتی اتاق [۹]

Table 6. Thermophysical properties of room air in thermal comfort temperature [9]

۱/۷۹۴	ρ (kg/m ³)	چگالی
۱۰۰۶/۹۲۳	c_p (J/kg.K)	ظرفیت گرمایی ویژه
$۲/۵۹۹۲ \times 10^{-۲}$	k (W/m.K)	ضریب هدایت حرارتی
$۱/۸۲۶۷۵ \times 10^{-۵}$	μ (N.s/m ²)	لزجت دینامیکی
$۳/۳۷۶۷ \times 10^{-۳}$	β (1/K)	ضریب انبساط حجمی

۲-۴- روش حل عددی

معادله‌های حاکم با استفاده از روش حجم محدود پسر و مرتبه دو و الگوریتم سیمپل حل می‌شوند. همچنین برای مدل‌سازی و حل معادلات آشفته‌گی از روش k-ε استاندارد استفاده شده است. از سوی دیگر با توجه به

$$\overline{\rho u'_i u'_j} = -\mu_t \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (8)$$

$$\rho \cdot c_p \cdot \overline{u'_j T'} = -\frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (9)$$

در رابطه (۹)، عدد پرانتل آشفته‌گی و μ_t لزجت آشفته‌گی است که به صورت رابطه (۱۰) تعریف می‌شوند:

$$\mu_t = C_\mu \frac{\rho k^2}{\varepsilon} \quad (10)$$

معادله‌های مربوط به انرژی جنبشی آشفته‌گی و اضمحلال لزج، طبق مدل k-ε به ترتیب با رابطه‌های (۱۱) و (۱۲) لحاظ می‌شوند:

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + G_k - \rho \varepsilon \quad (11)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_1 \frac{\varepsilon}{k} P_k + C_3 \frac{\varepsilon}{k} G_k + C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (12)$$

در رابطه‌های (۱۱) و (۱۲) مقادیر P_k و G_k به صورت رابطه‌های (۱۳) و (۱۴) محاسبه می‌شوند:

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (13)$$

$$G_k = -\beta g_i \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (14)$$

در رابطه‌های بالا $C_\mu = 0.09$ ، $C_{2\varepsilon} = 1.44$ ، $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ، $\sigma_k = 1.0$ ، $\sigma_\varepsilon = 1.3$ و $Pr = 0.85$ به عنوان ثابت‌های تجربی در معادله‌های انتقال آشفته‌گی انتخاب شده‌اند [۲۰].

۲-۳- شرایط مرزی

شرایط مرزی سرعت برای کلیه دیواره‌های اتاق بر اساس شرط عدم لغزش به صورت رابطه (۱۵) می‌باشد.

۷۵ cm از کف و شار حرارتی روی رادیاتور برای پنج حالت شبکه‌بندی یکنواخت با تعداد گره‌های مختلف، به ترتیب در جدول ۷ و جدول ۸ نشان داده شده است. بر این اساس، شبکه‌بندی با تعداد گره‌های ۲۴۹۷۶ و ۲۸۳۸۱، به ترتیب به عنوان مناسب‌ترین شبکه‌بندی از نظر دقت و زمان حل برای مدل‌های CF.A و CF.B انتخاب شدند. معیار انتخاب شبکه‌بندی مناسب، خطای کمتر از ۱٪ بوده است.

برای اعتبارسنجی برنامه کامپیوتری با رژیم آشفته، از نتایج تجربی آمپوفو و کاراینیس [۲۱] در یک محفظه مربعی با دیواره‌های عمودی گرم و سرد، به ترتیب با دماهای ثابت ۳۲۳ و ۲۸۳ کلون استفاده شده است. عدد رایلی برای این محفظه $1/58 \times 10^9$ است. از آن جایی که در آزمایش تجربی امکان برقراری شرط آدیاباتیک روی دیواره‌های افقی وجود ندارد، برای توزیع دما در دیواره‌های افقی از یک چند جمله‌ای مرتبه سوم به شکل ax^3+bx^2+cx+d با ضریب همبستگی ۰/۹۹۵ استفاده شده است [۲۲]. ضرایب ثابت این چند جمله‌ای برای دیواره‌های بالا و پایین در جدول ۹ ارائه شده است. مطابق شکل ۳ انطباق خوب جواب‌ها بین نتایج کار حاضر و مرجع [۲۲]، در مورد عدد ناسلت محلی روی دیواره گرم و سرعت عمودی هوا در ارتفاع میانی محفظه دیده می‌شود.

اینکه عدد ماخ نزدیک به صفر است، جریان هوا تراکم‌ناپذیر فرض شده است. به دلیل وجود گرادیان‌های شدید در نزدیکی فن و رادیاتور، انتخاب شبکه در این مساله حائز اهمیت است. در کار حاضر، برای مدل‌سازی‌ها از شبکه‌بندی یکنواخت با تعداد نقاط زیاد استفاده شده است. پس از انطباق شبکه بر میدان حل، حول هر گره، حجم کنترلی ایجاد می‌شود و از معادله‌های حاکم روی هر حجم کنترل انتگرال‌گیری می‌شود. سپس معادله‌های منفصل شده و دستگاهی از معادله‌های جبری به دست می‌آید. برای جمله‌های پخش و جابه‌جایی از طرح تفاضل پسرو مرتبه دوم استفاده می‌شود. معیار همگرایی در این مساله 10^{-6} است که با در نظر گرفتن ضرایب زیرتخفیف ۰/۸ برای مؤلفه‌های سرعت و ۰/۶ برای دما حاصل می‌گردد. همچنین به دلیل اختلاف دمای کم، برای در نظر گرفتن اثرهای نیروی بویانسی^۱ و وابستگی معادله‌های جریان و انرژی از مدل بوزینسک^۲ استفاده شده است.

۲-۵- راستی‌آزمایی

به منظور بررسی استقلال نتایج از تعداد نقاط شبکه، نتایج مربوط به حالت CF.A با $p(x)=1m$ و حالت CF.B.1 با $p(x)=2/5m$ به ازای شبکه‌بندی‌های مختلف ارزیابی شده است. دمای متوسط اتاق در ارتفاع

جدول ۷: بررسی استقلال نتایج از شبکه‌بندی در مورد دمای متوسط در ارتفاع ۷۵cm از کف اتاق و شار حرارتی کلی روی سطح رادیاتور برای مدل CF.A با $V=0.2m/s, T_{radiator}=70^{\circ}C, p(x)=1m$

Table 7. Mesh independency results about mean temperature of in 75cm height of room and overall heat flux on radiator for model CF.A with $V=0.2m/s, T_{radiator}=70^{\circ}C$ and $p(x)=1m$

$error(\%) = ((T_{i+1} - T_i) / T_i)$	$Q_{radiator} (W/m^2)$	$error(\%) = ((T_{i+1} - T_i) / T_i)$	$T_{y=75cm}^m (^{\circ}C)$	تعداد شبکه
۱۳/۷۴۳	۳۰۸/۱۰	۰/۰۱۲	۲۳/۲۶	۵۰۴۱
۵/۲۰۰	۳۷۷/۹۶	۰/۰۰۶	۲۳/۳۲	۱۱۲۲۱
۱/۲۶۰	۴۰۹/۵۶	۰/۰۰۳	۲۳/۳۵	۱۹۶۸۱
۰/۶۵۰	۴۱۴/۷۱	۰/۰۰۰	۲۳/۳۶	۲۴۹۷۶
-	۴۱۷/۴۲	-	۲۳/۳۶	۳۰۷۰۱

جدول ۸: بررسی استقلال نتایج از شبکه‌بندی در مورد دمای متوسط در ارتفاع ۷۵cm از کف اتاق و شار حرارتی کلی روی سطح رادیاتور برای مدل CF.B.1 با $V=0.2m/s, T_{radiator}=70^{\circ}C, p(x)=2/5m$

Table 8. Mesh independency results about mean temperature of in 75cm height of room and overall heat flux on radiator for model CF.B.1 with $V=0.2m/s, T_{radiator}=70^{\circ}C$ and $p(x)=2.5m$

$error(\%) = ((T_{i+1} - T_i) / T_i)$	$Q_{radiator} (W/m^2)$	$error(\%) = ((T_{i+1} - T_i) / T_i)$	$T_{y=75cm}^m (^{\circ}C)$	تعداد شبکه
۱۰/۷۹۳	۲۹۷/۵۲	۰/۰۷۴	۲۴/۱۷	۷۱۹۱
۷/۸۶۶	۳۲۹/۶۳	۰/۰۱۷	۲۳/۹۵	۱۱۱۷۶
۲/۵۷۱	۳۵۵/۵۶	۰/۰۰۷	۲۳/۹۰	۱۹۷۵۷
۰/۵۰۲	۳۶۴/۷۰	۰/۰۰۷	۲۳/۸۸	۲۸۳۸۱
-	۳۶۶/۵۳	-	۲۳/۸۶	۳۳۳۹۸

- 1 Buoyancy
- 2 Boussinesq

از نقطه آسایش کمک کند. شایان ذکر است که در بحث آسایش حرارتی، برقراری جریان هوا بدون تغییر در رطوبت یا دمای آن صورت می‌گیرد. تحقیقات به‌عمل آمده نشان می‌دهد که محدوده سرعت در شرایط آسایش حرارتی بین $0/15$ m/s تا $0/25$ m/s و به‌طور میانگین در حدود $0/2$ m/s است. با تغییر هر یک از این عوامل، شرایط آسایش حرارتی از بین رفته و برای جبران آن بایستی عوامل دیگر را تغییر داد [۲۴]. برای تعیین آسایش حرارتی شاخص‌های مختلفی تعریف شده است که در ادامه دو شاخص مهم آن بیان می‌شوند.

۲-۶-۱- شاخص میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط
 فنگر [۲۵] ارائه‌دهنده یکی از پرکاربردترین مدل‌های تحلیلی برای پیش‌بینی شرایط آسایش حرارتی است. در مدل ایشان، شرایط حرارتی در نظر گرفته‌شده بدن به عوامل فردی مانند نرخ متابولیک و میزان عایق‌بندی لباس و همچنین عوامل محیطی مانند دمای هوا، دمای متوسط تابشی، فشار بخار هوا و سرعت نسبی هوا وابسته است. بر همین اساس شاخص میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط توسط فنگر بیان شد که احساس حرارتی افراد را نسبت به شرایط گرمایی محیط با نسبت‌دادن یک مقدار ارزیابی می‌کند. این شاخص به کمک رابطه‌های (۲۱) تا (۲۵) محاسبه می‌شود [۲۶]. محدوده مقداری در نظر گرفته شده برای PMV بین -3 تا $+3$ و هر عدد گویای یک حس دمایی است؛ به این صورت که $+3$ گویای حالت داغ، $+2$ حالت گرم، $+1$ حالت نسبتاً گرم، صفر حالت طبیعی، -1 حالت نسبتاً خنک، -2 حالت خنک و -3 حالت سرد است. محدوده مناسب برای شاخص PMV بین $+0/5$ تا $-0/5$ قرار دارد [۲۶].

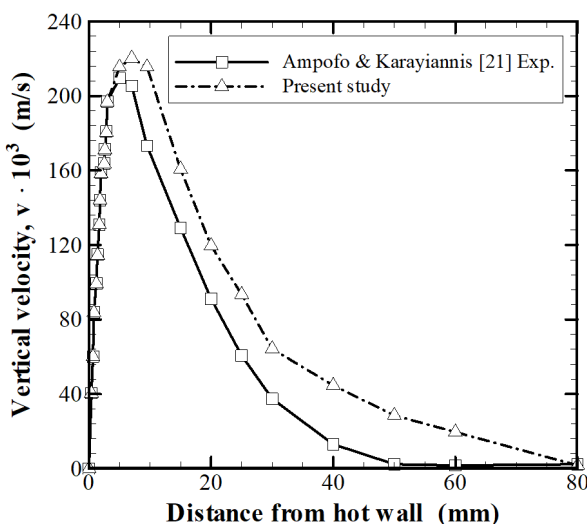
همچنین سرعت رو به پایین جریان خروجی از راستای محور فن در شرایط سرمایشی با کار تجربی انجام شده توسط جین و همکاران [۲۳] در شکل ۴ مقایسه شده است. حداکثر خطای مشاهده شده با نتایج تجربی حدود ۲۶٪ است.

جدول ۹: ضرایب معادله چند جمله‌ای برای انطباق بر داده‌های تجربی مربوط به دما روی دیواره‌های افقی [۲۲]

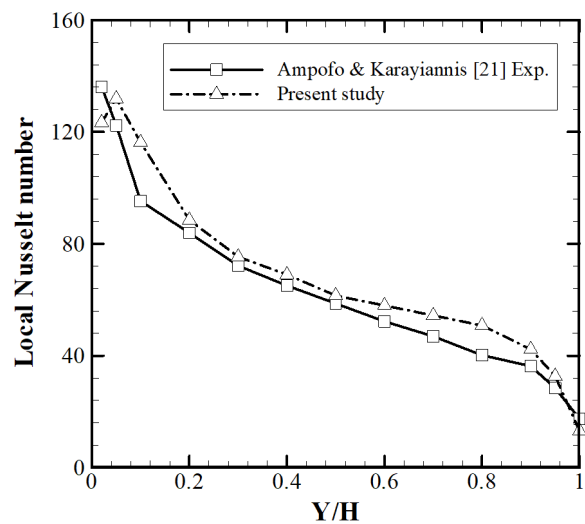
دیواره	بالایی	پایینی
A	-۲۵۹/۲۳	-۲۴۹/۴۷
B	۲۵۳/۰۸	۳۱۸
C	-۹۱/۲۱۱	-۱۴۷/۴۸
D	۳۲۱/۵۵	۳۲۰/۳

۲-۶-۲ آسایش حرارتی عمومی

بدن انسان سیستم منظم و پیچیده‌ای دارد که بدون توجه به درجه حرارت محیط، برای ثابت نگه‌داشتن درجه حرارت خود در دمای $36/9^{\circ}\text{C}$ تلاش می‌کند. بدن انسان از طریق مکانیزم‌های تابش، جابه‌جایی حرارتی، تنفس و تعریق با محیط اطراف مبادله حرارت می‌نماید. اگر شرایط محیطی به گونه‌ای باشد که بدن بتواند با کمک مکانیزم‌های فوق، حرارت تولید شده در خود را با محیط مبادله کند، شرایط آسایش حرارتی فراهم می‌شود [۱۴]. در مقدمه به عوامل محیطی تأثیرگذار بر آسایش حرارتی انسان اشاره شد. در بین این عوامل، سرعت جریان هوا با تأثیر بر دمای بدن از طریق جابه‌جایی و کمک به تبخیر رطوبت سطح پوست، می‌تواند به تحمل دماهای بالاتر



(ب)



(الف)

Fig. 3. Comparison of present work and reference [21] about (a) Nusselt number distribution on radiator and (b) distribution of vertical velocity in middle-height of room

شکل ۳: مقایسه نتایج کار حاضر و مرجع [۲۱] در مورد (الف) توزیع عدد ناسلت روی دیواره گرم و (ب) توزیع سرعت عمودی در ارتفاع میانی محفظه

در رابطه‌های بالا، M تولیدحرارت متابولیک بدن، W کار خارجی بدن، f_{cl} نسبت سطح لباس به سطح بدن، p_w فشار جزئی بخار آب، h_c ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، v سرعت متوسط جریان هوا نسبت به بدن، R_{cl} و I_{cl} مقاومت حرارتی لباس افراد، T_{cl} دمای سطح لباس افراد، T_{air} دمای اتاق، T_r دمای تشعشعی و w غلظت بخار آب در هوا است.

۲-۶-۲ درصد نارضایتی افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط

هدف نهایی مدل‌های آسایش حرارتی، ارائه شاخصی برای محاسبه درصد نارضایتی افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط است و در واقع همین شاخص است که باید به عنوان معیار طراحی حرارتی محیط توسط طراحان مورد نظر قرار گیرد. این شاخص برخلاف شاخص میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط، تنها برای بررسی آراء انفرادی افراد مورد بررسی قرار می‌گیرد. رابطه‌های موجود برای محاسبه مقدار این شاخص به صورت تابعی از شاخص میانگین آراء افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط است. این شاخص درصد افرادی را محاسبه می‌نماید که از لحاظ سرما یا گرما احساس آسایش ندارند [۹]. طبق پیشنهاد اشری [۲۶]، مقدار مناسب این شاخص، مقادیر کمتر یا مساوی با ۱۵٪ است. این شاخص با استفاده از رابطه (۲۳) محاسبه می‌شود:

$$PPD = 100 - 95 \exp(-0.03353 \cdot PMV^4 - 0.2179 \cdot PMV^2) \quad (26)$$

۳- نتایج و بحث

در این بخش ابتدا نحوه مشخص نمودن دمای رادیاتور در حالت خاموش بودن فن سقفی برای مدل‌های A و B بیان و نتایج حاصل برای دمای مناسب رادیاتور ارائه می‌شود. سپس با داشتن دمای سطح رادیاتور و با توجه به سرعت محلی و محدوده مجاز آن، سرعت مناسب فن برای تأمین شرایط آسایش حرارتی در حالت روشن بودن فن مشخص می‌شود. همچنین با توجه به دمای مؤثر اتاق و میزان مصرف انرژی، تعداد و مکان مناسب برای قرارگیری فن‌های سقفی مشخص می‌شود. در پایان شاخص‌های آسایش حرارتی PMV و PPD محاسبه و ارائه می‌شوند.

۳-۱ تعیین دمای رادیاتور در حالت خاموش بودن فن سقفی

با توجه به شرایط طرح داخل، قرار است که اتاق‌های مورد آزمایش در فصل زمستان در دمای 23°C نگهداری شوند. از آنجا که بخش عمده هوای گرم در نزدیکی سقف جمع می‌شود و در گرمایش اتاق بی‌استفاده است، به نظر می‌رسد که برای تعیین دمای رادیاتور، استفاده از دمای متوسط اتاق چندان مناسب نیست. بنابراین در کار حاضر دمای متوسط در ارتفاع 75cm از کف اتاق (که میانگین ارتفاع بین حالت‌های ایستاده و نشسته در محیط اداری است)، تحت عنوان دمای مؤثر در نظر گرفته شده است. تغییرات دمای مؤثر اتاق برحسب دمای رادیاتور برای مدل‌های $WCF.A$ و $WCF.B$

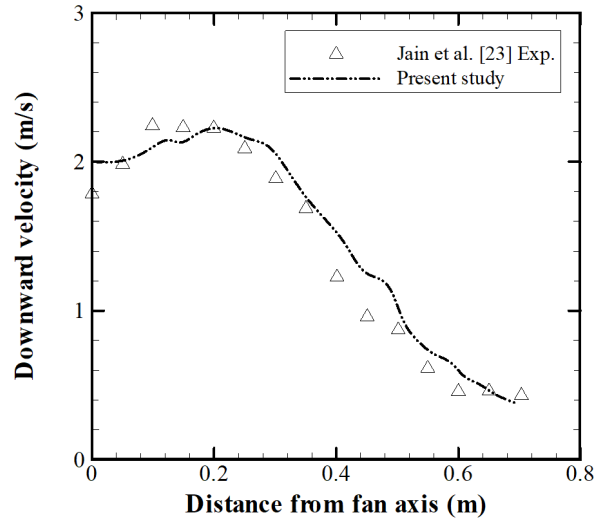


Fig. 4. Validation of ceiling fan simulation between present study and reference [23]

شکل ۴: اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی فن سقفی در کار حاضر با نتایج تجربی جین و همکاران [۲۳]

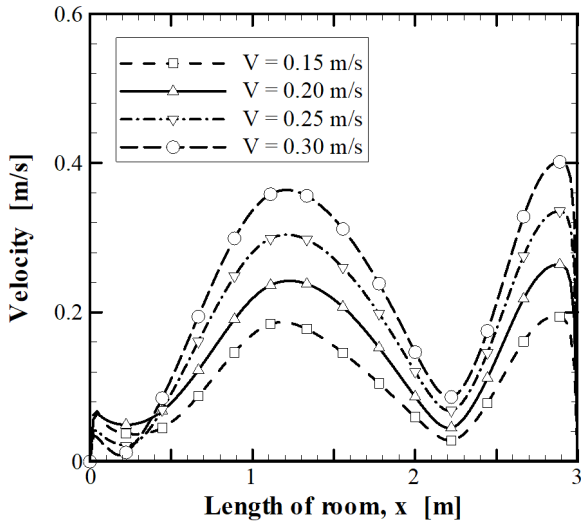
$$PMV = [0.303 \exp(-0.036M) + 0.028] \cdot \{(M - W) - 3.96 \times 10^{-8} f_{cl} [(T_{cl} + 273.15)^4 - (T_r + 273.15)^4] - f_{cl} \cdot h_c (T_{cl} - T_{air}) - 3.05 [5.733 + 0.007(M - W) - 0.001 p_w] - 0.42 [(M - W) - 58.15] - 0.0173M (5.867 - 0.001 p_w) - 0.0014M (34 - T_{air})\} \quad (21)$$

$$T_{cl} = 35.7 - 0.0275(M - W) - R_{cl} \{3.96 \cdot 10^{-8} f_{cl} [(T_{cl} + 273.15)^4 - (T_r + 273.15)^4] + f_{cl} \cdot h_c (T_{cl} - T_{air})\} \quad (22)$$

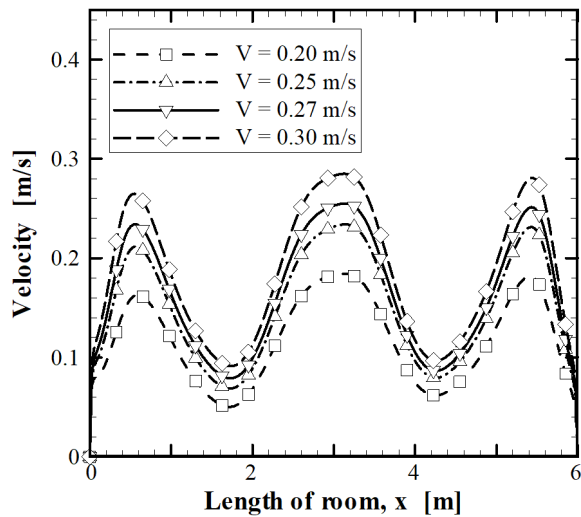
$$h_c = \begin{cases} 2.38(T_{cl} - T_{air})^{0.25}, & \text{for } 2.38(T_{cl} - T_{air})^{0.25} > 12.1 \cdot v^{0.5} \\ 12.1 \cdot v^{0.5}, & \text{for } 2.38(T_{cl} - T_{air})^{0.25} \leq 12.1 \cdot v^{0.5} \end{cases} \quad (23)$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1.00 + 0.2I_{cl} & \text{for } I_{cl} \leq 0.5clo \\ 1.05 + 0.1I_{cl} & \text{for } I_{cl} > 0.5clo \end{cases} \quad (24)$$

$$p_w = \frac{(101325 + p)w}{0.62198 + 0.37802 \cdot w} \quad (25)$$



(الف)



(ب)

Fig. 5. Effect of normal vertical velocity of fan in 2m height of room for models: (a) CFA with $p(x)=1m$ and $T_{rad}=61^{\circ}C$ and (b) CFB.1 with $p(x)=2.5m$ and $T_{rad}=42^{\circ}C$

شکل ۵: تأثیر سرعت هوای عمودی فن بر سرعت جریان هوا در ارتفاع ۲م از کف اتاق برای مدل‌های (الف) (حالت CFA با $p(x)=1m$) و دمای رادیاتور $61^{\circ}C$ ، (ب) (حالت CFB.1 با $p(x)=2.5m$) و دمای رادیاتور $42^{\circ}C$

۳-۳- تعیین مکان بهینه قرارگیری و تعداد مناسب فن‌های سقفی

در قسمت قبل نشان داده شد که استفاده از فن سقفی در سرعت بهینه، نه تنها آسایش حرارتی را از نظر سرعت جریان هوا تا حد قابل قبولی تأمین می‌کند، بلکه به توزیع یکنواخت دما در اتاق نیز کمک می‌کند و در نتیجه دمای مؤثر اتاق را نیز افزایش می‌دهد. در این بخش برای مدل‌های CFA و CFB.1 مکان مناسب قرارگیری فن مشخص می‌شود. همچنین برای مدل CFB.1 تعداد مناسب فن سقفی نیز تعیین می‌شود. شکل ۸(الف) و شکل ۸(ب)، به ترتیب تأثیر محل قرارگیری فن سقفی را بر دمای

در جدول ۱۰ گزارش شده است. مطابق جدول ۱۰، دمای مناسب رادیاتور برای تأمین دمای $23^{\circ}C$ در مدل‌های WCF.A و WCF.B به ترتیب $61^{\circ}C$ و $42^{\circ}C$ است.

۳-۲- تعیین سرعت بهینه فن سقفی

فن‌های سقفی دو وضعیت کارکرد به سمت پایین و به سمت بالا دارند که بسته به نیاز در طول فصل‌های مختلف تنظیم می‌شوند. در فصل زمستان، فن در وضعیت حرکت ساعت‌گرد قرار گرفته و باعث حرکت هوا به سمت بالا می‌شود. در این شرایط، باید فن در حداقل سرعت ممکن که بر اساس شرایط آسایش حرارتی محاسبه می‌شود، تنظیم شود؛ چون فن در سرعت‌های بالا نقش خنک‌کنندگی دارد و اگر سرعت فن بالاتر از حداقل ممکن تنظیم شود، نه تنها باعث کاهش مصرف انرژی نمی‌شود، بلکه در فرآیند گرمایش اتاق نیز تأثیر منفی می‌گذارد. همان‌طور که در بخش‌های قبل گفته شد، سرعت مناسب در آسایش حرارتی بین $0.15 m/s$ تا $0.25 m/s$ است [۲۳]. برای یافتن سرعت مناسب در ورودی فن از شیوه سعی و خطا استفاده می‌شود. از آنجا که قد افراد در حالت ایستاده، به‌طور معمول کمتر از ۲ متر است، سرعت هوای عمودی فن تغییر داده می‌شود تا سرعت هوا در ارتفاع ۲م از کف اتاق از $0.25 m/s$ تجاوز نکند. به این ترتیب سرعت هوا در نواحی پایین‌تر نیز از محدوده مجاز فراتر نمی‌رود. شکل ۵(الف) و شکل ۵(ب)، نمودار تغییرات سرعت در ارتفاع ۲م از کف را در راستای طول اتاق برای مدل‌های (حالت CFA با $p(x)=1m$) و (حالت CFB.1 با $p(x)=2.5m$) نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل ۵ دیده می‌شود، سرعت عمودی مناسب هوا در ورودی فن برای مدل‌های فوق به ترتیب برابر $0.20 m/s$ و $0.27 m/s$ است. شکل ۶(الف) و شکل ۶(ب) نمودار تغییرات در راستای عمودی وسط اتاق و شکل ۷(الف) و شکل ۷(ب) نمودار تغییرات دمای مؤثر اتاق را به ترتیب برای مدل‌های (حالت CFA با $p(x)=1m$) و (حالت CFB.1 با $p(x)=2.5m$) نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل ۶ و شکل ۷ مشاهده می‌شود، در حالت استفاده از فن سقفی دما در راستای عمودی وسط اتاق و در راستای طول اتاق یکنواخت‌تر می‌شود.

جدول ۱۰: تنظیم دمای اتاق در ارتفاع ۷۵cm سانتی‌متری از کف اتاق بر حسب دمای رادیاتور برای مدل‌های WCF.A و WCF.B

Table 10. Setting of room temperature in 75cm height of room for models WCF.A and WCF.B

WCF.B		WCF.A	
$T_{y=75cm}^m (^{\circ}C)$	$T_{radiator} (^{\circ}C)$	$T_{y=75cm}^m (^{\circ}C)$	$T_{radiator} (^{\circ}C)$
۲۹۷/۵۲	-/۰.۷۴	۲۴/۱۷	۷۰
۳۲۹/۶۳	-/۰.۱۷	۲۳/۹۵	۶۵
۳۵۵/۵۶	-/۰.۰۷	۲۳/۹۰	۶۱
۳۶۴/۷۰	-/۰.۰۷	۲۳/۸۸	۶۰
۳۶۶/۵۳	-	۲۳/۸۶	۵۵

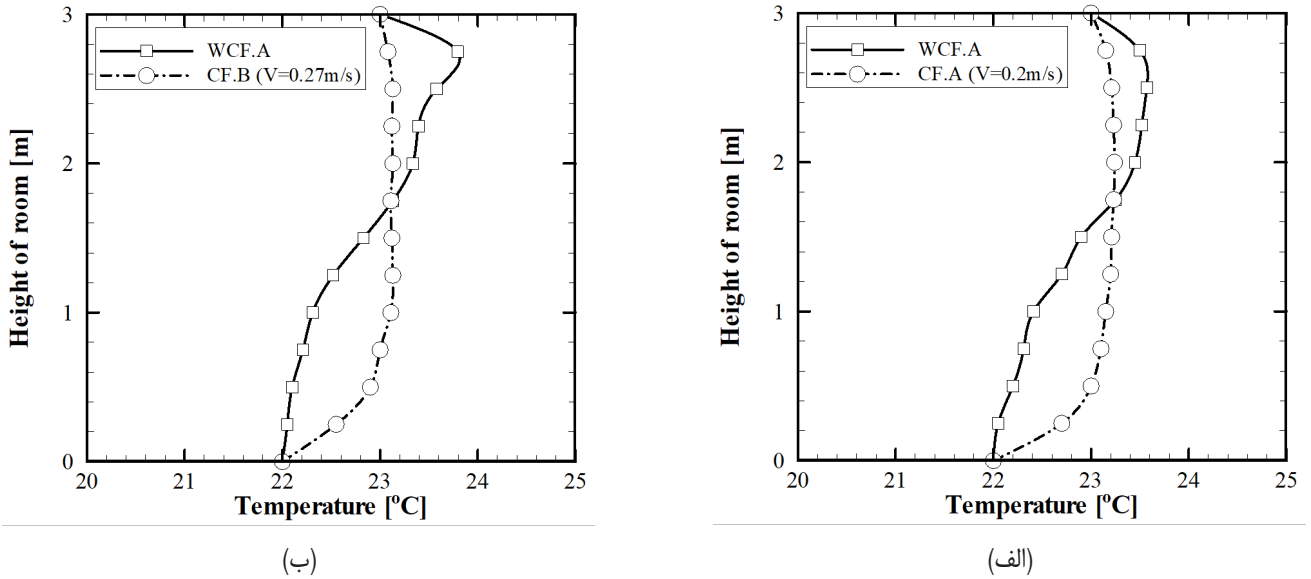


Fig. 6. Temperature variation during vertical direction in middle of room for models: (a) CFA with $p(x)=1m$ and $T_{rad}=61^{\circ}C$ and (b) CF.B.1 with $p(x)=2.5m$ and $T_{rad}=42^{\circ}C$

شکل ۶: تغییرات دما در راستای عمودی وسط اتاق برای مدل‌های (الف) (حالت CFA با $p(x)=1m$) و دمای رادیاتور $61^{\circ}C$ ، (ب) حالت CF.B.1 با $p(x)=2/5m$ و دمای رادیاتور $42^{\circ}C$

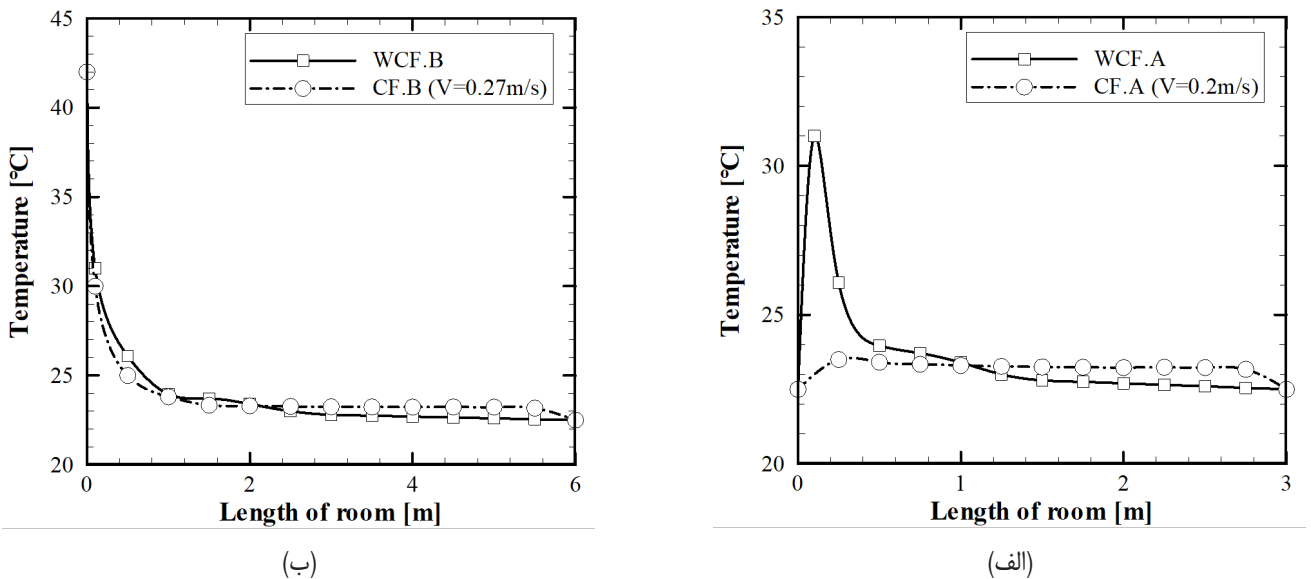


Fig. 7. Effective Temperature variation of room for models: (a) CFA with $p(x)=1m$ and $T_{rad}=61^{\circ}C$ and (b) CF.B.1 with $p(x)=2.5m$ and $T_{rad}=42^{\circ}C$

شکل ۷: تغییرات دمای مؤثر اتاق برای مدل‌های (الف) (حالت CFA با $p(x)=1m$) و دمای رادیاتور $61^{\circ}C$ ، (ب) حالت CF.B.1 با $p(x)=2/5m$ و دمای رادیاتور $42^{\circ}C$

وسط اتاق تا حدی مناسب‌تر است، اما به دلیل ملاحظات معماری ساختمان، محل مناسب قرارگیری فن در وسط اتاق در نظر گرفته می‌شود. برای بررسی اثرهای تعداد فن سقفی در مدل CF.B، با حفظ موقعیت فن اول در $p(x)=0/5m$ ، یک فن دیگر در فاصله‌های مختلف نسبت به فن اول در نظر گرفته می‌شود. شکل ۱۰ (الف) و شکل ۱۰ (ب) به ترتیب تأثیر محل قرارگیری فن‌های سقفی را بر دمای مؤثر اتاق و شار حرارتی روی سطح رادیاتور برای مدل CF.B.2 نشان می‌دهند. چنانچه مشاهده می‌شود،

مؤثر اتاق و شار حرارتی روی سطح رادیاتور برای مدل CF.A نشان می‌دهند. شکل ۹ (الف) و شکل ۹ (ب) نیز به ترتیب تأثیر محل قرارگیری فن سقفی را بر دمای مؤثر اتاق و شار حرارتی روی سطح رادیاتور برای مدل CF.B.1 نمایش می‌دهند. مطابق شکل ۸ و شکل ۹ با دور شدن محل قرارگیری فن سقفی از پنجره و رادیاتور، به صورت ناچیز دمای مؤثر اتاق کاهش و شار حرارتی روی سطح رادیاتور افزایش می‌یابد. بنابراین برخلاف این که محل قرارگیری فن سقفی در نزدیکی پنجره و رادیاتور $p(x)=0/5m$ نسبت به

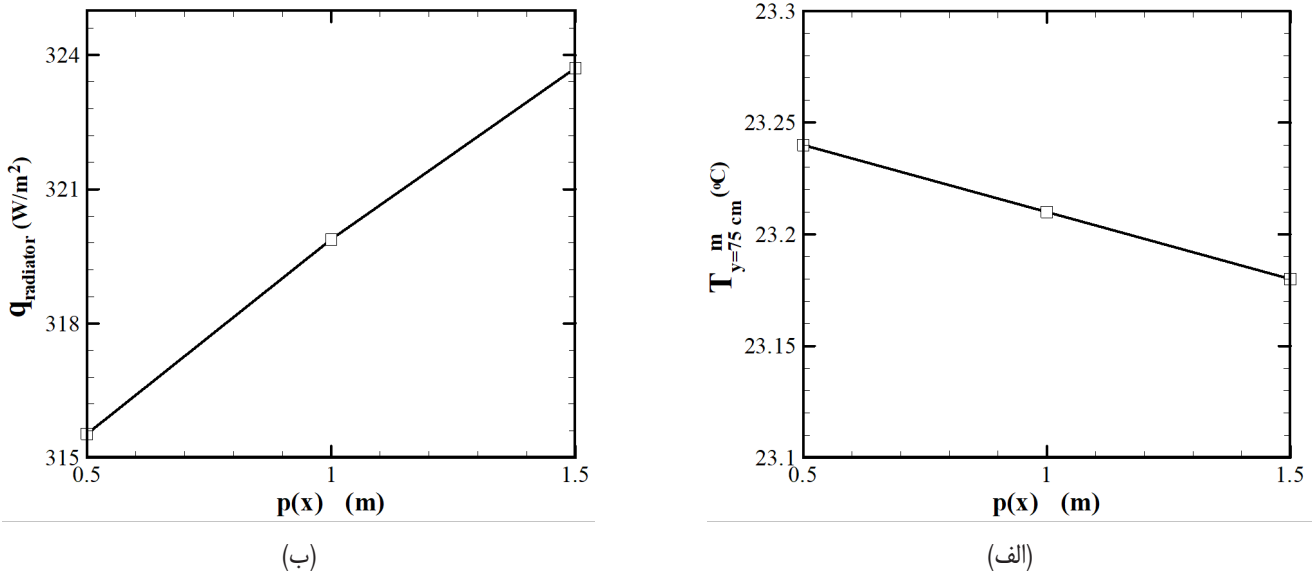


Fig. 8. Effect of fan location on (a) effective Temperature of room and (b) heat flux on radiator, for model CF.A with $T_{rad}=61^{\circ}\text{C}$

شکل ۸: تأثیر محل قرارگیری فن سقفی بر (الف) دمای مؤثر اتاق و (ب) شار حرارتی روی سطح رادیاتور، برای مدل CF.A در دمای رادیاتور 61°C

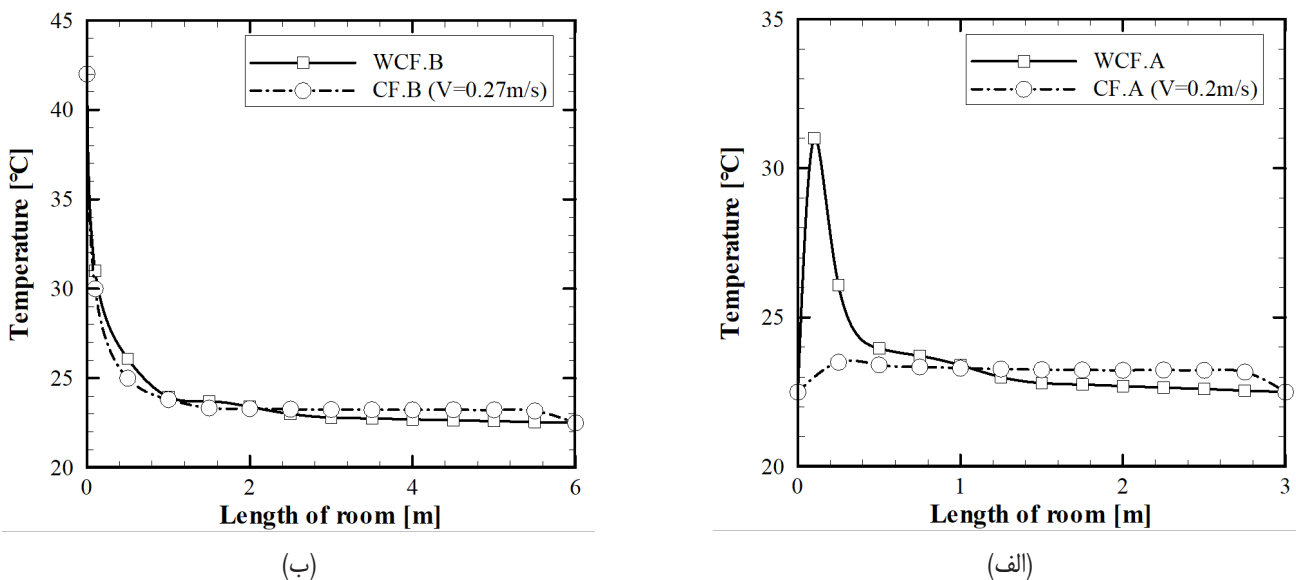


Fig. 9. Effect of fan location on (a) effective Temperature of room and (b) heat flux on radiator, for model CF.B.1 with $T_{rad}=42^{\circ}\text{C}$

شکل ۹: تأثیر محل قرارگیری فن سقفی بر (الف) دمای مؤثر اتاق و (ب) شار حرارتی روی سطح رادیاتور، برای مدل CF.B.1 در دمای رادیاتور 42°C

با استفاده از روش سعی و خطا، دمای مناسب رادیاتور در حالت استفاده از فن سقفی برای تأمین دمای مؤثر اتاق تعیین و در جدول ۱۱ ارائه شده است. لازم به ذکر است که مقدار مصرف انرژی در فن‌های سقفی در حدود W ۱۰۰ است [۲].

میزان کاهش مصرف انرژی با توجه به شار حرارتی روی سطح رادیاتور، مساحت رادیاتور و مصرف انرژی فن سقفی، طبق رابطه (۲۷) محاسبه و در جدول ۱۱ ارائه شده است.

$$\% \text{ SavingEnergy} = \frac{(Q_{\text{radiator,WCF}} - Q_{\text{radiator,CF}} - Q_{\text{Fan}})}{Q_{\text{radiator,WCF}}} \times 100 \quad (27)$$

به کارگیری دو فن و همچنین تغییر فاصله آن‌ها تأثیر ناچیزی بر دمای مؤثر و شار حرارتی رادیاتور دارد.

۳-۴- کاهش مصرف انرژی

همان‌طور که در قسمت قبل مشاهده شد، استفاده از فن سقفی در سرعت بهینه طرح زمستانی، علاوه بر تأمین شرایط آسایش حرارتی از نظر جریان هوا، در صورت ثابت بودن دمای رادیاتور، دمای مؤثر اتاق را نیز افزایش می‌دهد. بنابراین در حالت استفاده از فن سقفی، با کاهش دمای رادیاتور می‌توان در راستای کاهش مصرف انرژی گام برداشت. به این ترتیب

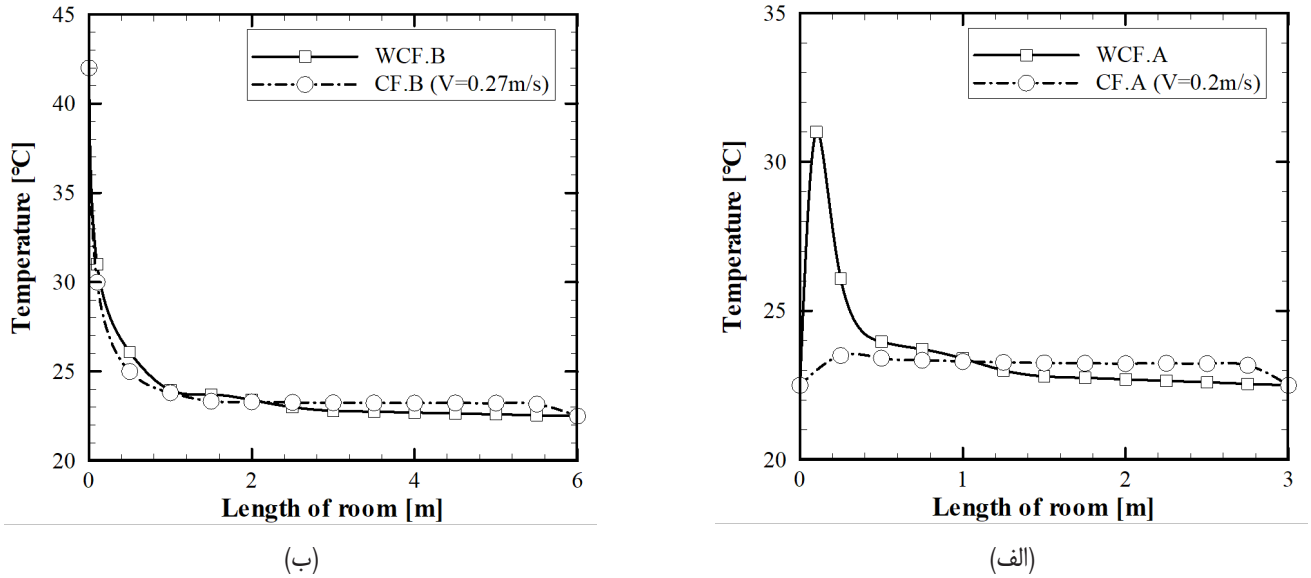


Fig. 10. Effect of fan location on (a) effective Temperature of room and (b) heat flux on radiator, for model CFB.1 with $p(x)=0.5m$ $T_{rad}=42^{\circ}C$

شکل ۱۰: تأثیر محل قرارگیری فن‌های سقفی بر (الف) دمای مؤثر اتاق و (ب) شار حرارتی روی سطح رادیاتور، برای مدل حالت CF.B.1 با $p(x)=0.5m$ و دمای رادیاتور $42^{\circ}C$

جدول ۱۱: ویژگی‌های مدل‌های بدون فن و بهینه

Table 11. Properties of all models (with and without fan)

مدل	بهینه	مکان فن	V (m/s)	$T_{radiator}$ ($^{\circ}C$)	$T_{y=75cm}^m$ ($^{\circ}C$)	$q_{radiator}$ (W/m^2)	صرفه جویی انرژی (%)
WCF.A		-	-	۶۱	۲۳/۰۰	۵۰۵/۸۷	-
WCF.B		-	-	۴۲	۲۳/۰۰	۲۵۵/۰۵	-
CF.A		$p(x) = 1/0 m$	۰/۲	۶۱	۲۳/۲۱	۳۱۹/۸۸	۱۷
CF.A	*	$p(x) = 1/0 m$	۰/۲	۵۱	۲۳/۰۰	۲۱۹/۱۷	۳۷
CF.A		$p(x) = 0.5 m$	۰/۲	۵۱	۲۳/۰۲	۲۱۶/۱۶	۳۸
CF.B.1		$p(x) = 2/5 m$	۰/۲۷	۴۲	۲۳/۲۶	۱۱۲/۶۴	۳۶
CF.B.1	*	$p(x) = 2/5 m$	۰/۲۷	۳۷	۲۳/۰۰	۸۲/۰۲	۴۸
CF.B.1		$p(x) = 0.5 m$	۰/۲۷	۳۷	۲۳/۹۸	۷۸/۳۹	۵۱
CF.B.2		$p(x) = 0.5 m$ $q(x) = 0.3 m$	۰/۲۷	۳۷	۲۳/۰۲	۸۱/۰۱	۴۹
CF.B.2		$p(x) = 0.5 m$ $q(x) = 0.1 m$	۰/۲۲	۳۷	۲۳/۰۲	۷۹/۴۵	۴۹

اتاق تغییر چندانی نمی‌کند، اما شار حرارتی روی رادیاتور به‌طور ناچیز کمتر شده و برای حالت CF.A با $p(x)=0.5m$ و دمای رادیاتور $51^{\circ}C$ باعث صرفه‌جویی در مصرف انرژی به میزان حدود ۱٪ نسبت به حالت CF.A با $p(x)=1m$ و دمای رادیاتور $51^{\circ}C$ می‌شود. از طرفی برای مدل CF.B.1 مشخص شد که در صورت قرارگرفتن فن سقفی در مکان بهینه، استفاده از یک عدد فن سقفی مناسب است. به این ترتیب در حالت CF.B.1 با

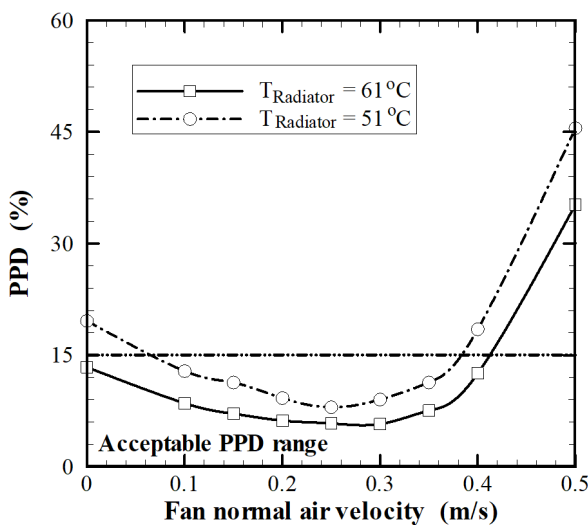
طبق نتایج جدول ۱۱ مشاهده می‌شود که برای حالت CF.A با $p(x)=1m$ و دمای رادیاتور $51^{\circ}C$ نسبت به حالت معمولی (WCF.A) حدود ۳۷٪ در مصرف انرژی صرفه‌جویی می‌شود. برای حالت CF.B با $p(x)=2/5m$ و دمای رادیاتور $37^{\circ}C$ نسبت به حالت معمولی (WCF.B) حدود ۴۸٪ در مصرف انرژی صرفه‌جویی می‌شود. همچنین نتایج نشان می‌دهند که با قرارگیری فن سقفی در نزدیکی پنجره و رادیاتور، دمای مؤثر

افزایش سرعت آن مقدار PMV افزایش یافته و وارد محدوده مناسب می‌شود. برای حالتی که کاهش مصرف انرژی مدنظر نیست، دمای رادیاتور مدل‌های A و B به ترتیب 61°C و 51°C می‌باشد. در این شرایط مقدار بیشینه PMV برای مدل‌های A و B به ترتیب برابر $0.19-$ در سرعت عمودی هوای فن 0.35 m/s و 0.3 m/s و $0.20-$ در سرعت عمودی هوای فن 0.35 m/s است. اما وقتی کاهش مصرف انرژی ملاک باشد، دمای رادیاتور مدل‌های A و B به ترتیب 51°C و 37°C است. در این حالت مقدار بیشینه PMV برای مدل‌های A و B به ترتیب برابر $0.38-$ در سرعت عمودی هوای فن 0.25 m/s و $0.32-$ در سرعت عمودی هوای فن 0.30 m/s است. مطابق شکل ۱۱، در سرعت‌هایی بیشتر از سرعت‌های بیشینه گزارش شده، افزایش سرعت فن باعث کاهش PMV شده و در نهایت مقدار آن را از محدوده مناسب خارج می‌کند که دلیل آن متمایل شدن عملکرد فن سقفی به سمت خنک‌کاری در سرعت‌های بالا است. همچنین شکل ۱۱ (ب) و شکل ۱۲ (ب) نشان می‌دهند که در سرعت‌های گزارش شده فوق، برای هر دو حالت دمایی در هر دو مدل A و B، کمترین درصد ناراضیاتی افراد حاصل شده است. از سوی دیگر مشاهده می‌شود که شاخص PPD در صورت استفاده از رادیاتور در دمای 61°C و 42°C ، در محدوده بیشتری از سرعت هوای ورودی فن قابل قبول می‌باشد. در صورتی که استفاده از رادیاتور در دمای 51°C و 37°C موجب می‌شود علاوه بر تأمین شاخص آسایش حرارتی PPD، میزان مصرف انرژی نیز کاهش یابد. مطابق شکل ۵، مشاهده می‌شود که سرعت‌های عمودی هوای فن به دست آمده بر اساس شاخص‌های PMV و PPD برای مدل‌های A و B، از لحاظ تأمین شرایط آسایش حرارتی سرعت، مناسب نمی‌باشند. بنابراین نتیجه می‌شود که شاخص‌های PMV و PPD به تنهایی معیار خوبی برای برقراری آسایش حرارتی نیستند و بایستی به صورت جداگانه هر یک از پارامترهای پنج‌گانه تشکیل دهنده شاخص‌های عمومی آسایش حرارتی

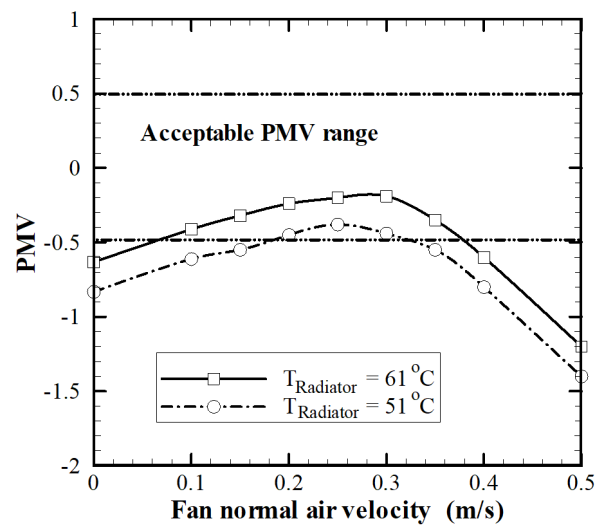
و دمای رادیاتور 37°C نسبت به حالت (حالت CF.B.1 با $p(x)=0/\Delta m$ و $p(x)=2/\Delta m$) و دمای رادیاتور 37°C حدود ۳٪ در مصرف انرژی صرفه‌جویی می‌شود. در واقع می‌توان گفت محل قرارگیری فن سقفی تأثیر چندانی بر دمای مؤثر اتاق و میزان مصرف انرژی ندارد. بنابراین با توجه به ملاحظات معماری و زیبایی ساختمان، مدل‌های (حالت CF.A با $p(x)=1m$) و (حالت CF.B.1 با $p(x)=2/\Delta m$) با تنظیم در سرعت بهینه فن و دمای کاهش یافته رادیاتور، به ترتیب به عنوان مدل بهینه از نظر تأمین دمای آسایش حرارتی، جریان هوای مناسب و کاهش مصرف انرژی برای مدل‌های A و B در کار حاضر معرفی می‌شود.

۳-۵- شاخص‌های آسایش حرارتی

بر اساس نتایج بخش‌های قبل مشاهده شد که در اثر استفاده از فن سقفی با سرعت بهینه، امکان افزایش دمای اتاق و کاهش مصرف انرژی فراهم می‌شود. در این بخش با استفاده از سرعت مناسب محاسبه شده برای فن، پارامترهای آسایش حرارتی عمومی بررسی می‌شوند. با توجه به این که رطوبت نسبی اتاق اداری مورد نظر در کار حاضر برابر ۳۵٪ در نظر گرفته شده است، نمودارهای تغییرات میانگین آراء و درصد ناراضیاتی افراد نسبت به شرایط گرمایی محیط بر اساس نرخ متابولیک حالت کار سبک در محیط اداری ($1/75\text{ met}$) و سطح پوشش لباس کار اداری ($1/7\text{ clo}$) بر حسب تغییرات سرعت عمودی هوای فن سقفی برای حالت‌های بهینه در دو دمای متفاوت رادیاتور، به ترتیب در شکل ۱۱ و شکل ۱۲ نشان داده شده‌اند. همان‌طور که در شکل ۱۱ (الف) و شکل ۱۲ (الف) دیده می‌شود، در صورت خاموش بودن فن در هر دو مدل و در هر دو حالت دمای رادیاتور، میانگین آراء افراد (PMV) خارج از محدوده $0.5-$ تا $0.5+$ است. با روشن شدن فن سقفی و

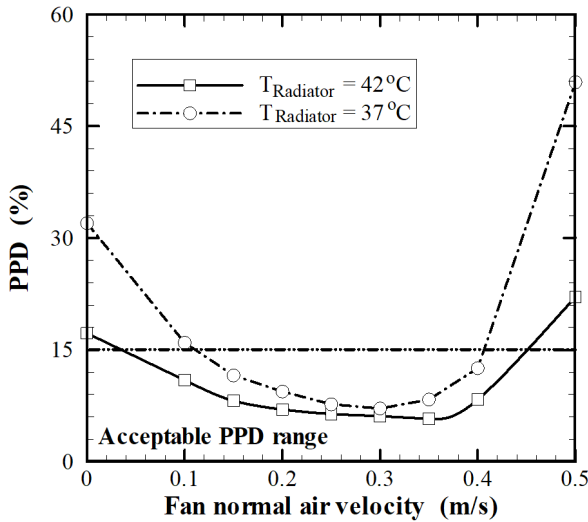


(ب)

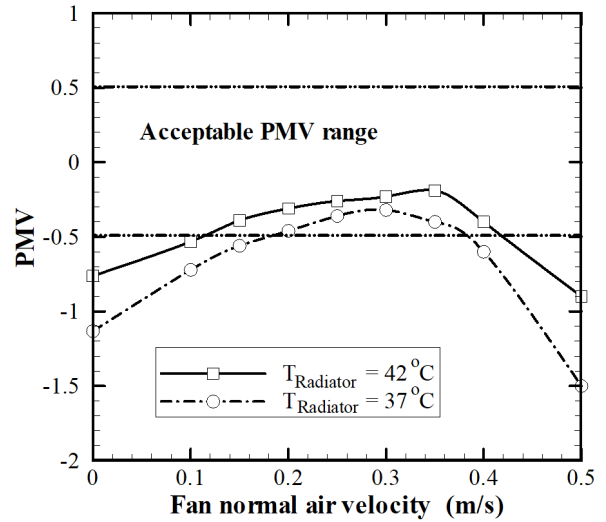


(الف)

Fig. 11. Effect of radiator temperature in different normal velocity of fan on (a) PMD, and (b) PPD, for model CF.A with $p(x)=1m$ (شکل ۱۱: تأثیر دمای رادیاتور در سرعت‌های مختلف عمودی هوای فن بر (الف) PMD و (ب) PPD، برای مدل (حالت CF.A با $p(x)=1m$)



(ب)



(الف)

Fig. 12. Effect of radiator temperature in different normal velocity of fan on (a) PMD, and (b) PPD, for model CF.B.1 with $p(x)=2.5m$

شکل ۱۲: تأثیر دمای رادیاتور در سرعت‌های مختلف عمودی هوای فن بر (الف) PMD و (ب) PPD، برای مدل (حالت CF.B.1 با $p(x)=2/5m$)

شاخص‌های PMV و PPD در صورت رعایت حد مجاز به صورت جداگانه برای پارامترهای پنج‌گانه تشکیل دهنده شاخص‌های عمومی آسایش حرارتی، شرط لازم و کافی برای تأمین آسایش حرارتی هستند.

- در نهایت حالت (حالت CF.A با $p(x)=1m$)، سرعت عمودی هوای فن $0.2 m/s$ و دمای رادیاتور $51^\circ C$ و حالت (حالت CF.B.1 با $p(x)=2/5m$)، سرعت عمودی هوای فن $0.27 m/s$ و دمای رادیاتور $37^\circ C$ ، با تأمین کامل شرایط آسایش حرارتی و کاهش مصرف انرژی به میزان 37% و 48% ، به‌عنوان مدل بهینه در کار حاضر معرفی می‌شوند.

فهرست علائم

A	شاخص میانگین آراء افراد
B	شاخص دردص نارضایتی افراد
C_1	فاصله فن سقفی از رادیاتور و پنجره، m
C_2	فاصله فن‌های سقفی از یکدیگر، m
C	شار حرارتی، W/m^2
G	انرژی، W
g	دمای مؤثر اتاق، $^\circ C$
h	دمای سطح پنجره، $^\circ C$
H	دمای سطح رادیاتور، $^\circ C$
L	سرعت هوای عمودی فن، m/s

مورد بررسی قرار گیرند. در این مطالعه، مدل‌های بهینه معرفی شده در جدول ۱۱، ضمن قرار گرفتن در محدود مجاز شاخص‌های آسایش حرارتی، باعث صرفه‌جویی در مصرف انرژی نیز می‌شود.

۴- نتیجه‌گیری

در این مطالعه، تأثیر سرعت و مکان قرارگیری فن سقفی بر پارامترهای آسایش حرارتی و مصرف انرژی در یک محیط اداری با ابعاد مختلف در فصل زمستان با سیستم گرمایش متمرکز به‌صورت عددی برای رژیم جریان آشفته در محدوده اعداد رایلی $1/55 \times 10^{11} \leq Ra \leq 1/5 \times 10^{11}$ و اعداد رینولدز $19440 \leq Re \leq 6480$ بررسی شد. بر اساس نتایج بدست آمده، موارد زیر قابل ذکر هستند:

- استفاده از فن‌های سقفی در فصل زمستان تأثیر قابل توجهی بر بهبود شرایط آسایش حرارتی و کاهش مصرف انرژی دارد. استفاده از فن با سرعت هوای عمودی بهینه موجب افزایش حدود 2% دمای مؤثر اتاق، کاهش دمای رادیاتور به میزان $5^\circ C$ تا $10^\circ C$ و کاهش مصرف انرژی تا حدود 50% می‌شود.
- تعداد و مکان قرارگیری فن تأثیر چندانی بر دمای مؤثر اتاق و مصرف انرژی ندارد.
- نتایج مربوط به شاخص‌های آسایش حرارتی نشان می‌دهند که در صورت خاموش بودن فن سقفی، شاخص‌های PMV و PPD خارج از محدوده آسایش حرارتی هستند و با روشن کردن فن سقفی، وضعیت این شاخص‌ها بهبود می‌یابد.
- بر اساس شاخص‌های PMV و PPD، سرعت هوای عمودی مناسب فن شرط محدوده مجاز سرعت جریان هوا داخل اتاق را نقض می‌کنند. بنابراین می‌توان گفت که محدوده قابل قبول برای

air flow induced by a room ceiling-fan, *Energy and Buildings*, 43 (2011) 1913–1918.

- [11] S. Petersen, N.U. Christensen, C. Heinsen, A.S. Hansen, Investigation of the displacement effect of a diffuse ceiling ventilation system, *Energy and Buildings*, 85 (2014) 265–274.
- [12] M. Khalili Azad, A. Omidvar, Numerical Study of Ceiling Utilization Effect on Energy Usage Amount and Residual Thermal Comfort in Cold Season, *The Caspian Sea Journal*, 10(1) (2016) 179–186.
- [13] J. J. Faraji, Influence of Ceiling fans on Space Heating, *International Journal of Current Engineering and Technology*, 6(2) (2016) 612–616.
- [14] F. C. McQuiston, J.D. Parker, J.D. Spilter, *Heating, Ventilating, Air Conditioning Analyzing and Design*, Wiley & Sons, Newyork, 2000.
- [15] M. Moaref, S.A.R. Zolfaghari, A. Omidvar, Proper design of the facade and the outer shell of the building is an effective way to prevent the occurrence of condensation in the cooling system, radiant ceiling, *Iranian Journal of Energy*, 10(26) (2006) 3–18.
- [16] Meteorological Organization I.R. Of Iran, <http://www.irimo.ir>.
- [17] C. H. Hansen C. H. Sehrndt, *Fundamentals of acoustics, Fundamental of Acoustics, Prevention and Control*. World Health Organization, 2001.
- [18] B. Farhanieh, S. Sattari, Simulation of energy saving in Iranian buildings using integrative modeling for insulation, *Renewable Energy*, 31 (2006) 417–425.
- [19] F. Garoosi, F. Hoseininejad, Numerical study of natural and mixed convection heat transfer between differentially heated cylinders in an adiabatic enclosure filled with nanofluid, *Journal of Molecular Liquids*, 215 (2016) 1–17.
- [20] T. Haraa, Sh. Kato, Numerical simulation of thermal plumes in free space using the standard $k-\epsilon$ model, *Fire Safety Journal*, 39 (2004) 105–129.
- [21] F. Ampofo, T.G. Karayiannis, Experimental bench mark data for turbulent natural convection in an air filled square cavity, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46 (2003) 3551–3572.
- [22] A.K. Sharma, K. Velusamy, C. Balaji, Turbulent natural convection in an enclosure with localized heating from below, *International Journal of Thermal Sciences*, 46 (2007) 1232–1241.
- [23] A. Jain, R. R. Upadhyay, S. Chandra, M. Saini, S. Kale, Experimental investigation of the flow field of a ceiling fan, In *ASME 2004 Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference*, 93–99, 2004.

علامت یونانی

ضریب پخش حرارتی	α
ضریب انبساط حرارتی	β
زیر نویس	
روشن بودن فن سقفی	CF
افقی	H
عمودی	v
خاموش بودن فن سقفی	WCF
ارتفاع اتاق	y

منابع

- [1] P.O. Fanger, *Thermal comfort analysis and application environmental engineering*. Mcgrawhill book-company, Newyork, 1972.
- [2] European Union, *The new directive on the energy performance of buildings*, 3rd edition, 2002.
- [3] M. Tietel, J. Tanny, A note on energy saving in heated enclosures, *Building and environment*, 31(6) (1996) 537–540.
- [4] A. H. Moghadam, A. Keshavarzvalian, N. Jahantigh, The Optimization of Heat Transfer Distribution in a Heated Room Using Convective Thermal Panels for Achievement of Thermal Comfort, *AmirKabir Journal of Science & Research Mechanical Engineering*, 45(1) (2013) 63–73.
- [5] M. Maerefat, N. Morovati, Analysis of thermal comfort in space equipped with stream ventilation and radial cooling ceiling, *Modares Mechanical Engineering*, 13(11) (2013) 41–54.
- [6] M. H. Fatollahzadeh, G. Heidarinejad, H. Pasdarsahri, Investigating the effect of supply air temperature on thermal comfort and indoor air quality for a displacement ventilated room in summer, *Modares Mechanical Engineering*, 14(9) (2014) 35–44.
- [7] A. Zolfaghari, A. Foadaddini, M. Hooshmand, Performance analysis of a task/ambient air conditioning system for providing the thermal comfort condition during sleep, *Modares Mechanical Engineering*, 15(10) (2015) 302–310.
- [8] M.N. Bahadori, Natural air-conditioning systems, *Advanced in solar energy*, 3(5) (1986) 283–356.
- [9] S.H. Ho, L. Rosario, M.M. Rahman, Thermal comfort enhancement by using a ceiling fan, *Applied Thermal Engineering*, 29, (2009) 1648–1656.
- [10] R. Bassiouny, N.S. Korah, Studying the features of

328–334.

[26] *ASHRAE Handbook Fundamentals*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, 2005.

[24] Sh. Heidari, “Comparative analysis between air movement, air temperature and comfort case study: hot and dry region of Iran”. *Journal of fine arts*, 17(2) (2013) 37–42.

[25] P. O. Fanger, What is IAQ?, *Indoor Air*, 16(5) (2006)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

Please cite this article using:

G. A. Sheikhzadeh, S. Sadripour, M. Mollamahdi, Numerical Study of the Effects of Speed and Place of Ceiling Fans on Thermal Comfort and Reducing Energy in Office Buildings, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 50(2) (2018) 309-326.
DOI: 10.22060/mej.2017.11849.5200



