



دانشگاه صنعتی امیرکبیر
(پلی تکنیک تهران)

دوره چهل و هفت، شماره ۱، تابستان ۱۳۹۴، صفحه ۵۹ تا ۶۷
Vol. 47, No. 1, Summer 2015, pp. 59-67



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

بررسی پارامتری نقش عوامل مؤثر بر آسایش حرارتی و کیفیت هوای استنشاقی در یک اتاق با تهویه لایه‌ای

غلامرضا مولائی منش^۱

۱- استادیار، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت، تهران، ایران

(دریافت ۱۳۹۰/۱۲/۲۱، پذیرش ۱۳۹۳/۸/۲۵)

چکیده

در حال حاضر جدی‌ترین گزینه‌ی پیش رو برای کاهش مصرف انرژی سیستم‌های تهویه، استفاده از روش تهویه لایه‌ای می‌باشد. در این روش که تاکنون در برخی کشورهای پیشرفته با موفقیت امتحان شده است، بر تهویه‌ی تنها لایه‌ای از اتاق که سر و سینه‌ی افراد در آن قرار می‌گیرد، تمرکز می‌شود. در این پژوهش ۱۷ نمونه اتاق با هندسه‌ی یکسان شامل یک آدامک به همراه برخی تجهیزات اداری که همگی به این روش تهویه می‌گردند، به صورت عددی مدلسازی شده‌اند. با محاسبه‌ی چهار شاخص کمی ارزیابی برای تمامی نمونه‌ها، طی یک بررسی پارامتری نقش محل دریچه‌ی خروجی، موقعیت استقرار ساکنان و موقعیت منبع آلاینده بر آسایش حرارتی و کیفیت هوای استنشاقی مورد بررسی قرار گرفته است. بدیهی است که نتایج این پژوهش می‌تواند کمک شایانی به ارتقا طراحی سیستم‌های تهویه مطبوع لایه‌ای نماید.

کلمات کلیدی:

تهویه لایه‌ای، محل دریچه‌ی خروجی، موقعیت استقرار ساکنان، موقعیت منبع آلاینده.

* نویسنده مسئول و عهده دار مکاتبات Email: molaeimanesh@iust.ac.ir

۱- مقدمه

بهینه‌سازی سیستم‌های تهویه مطبوع برای کاهش مصرف انرژی و نیز کاهش تولید آلاینده‌های زیست محیطی مورد توجه جدی محققان می‌باشد. کشورهای بسیاری در شرق آسیا در این راستا دست به اقدامات عملی زده‌اند. یکی از این اقدامات افزایش دمای استاندارد اتاق در تابستان به میزان ۱ تا ۲ درجه است. هنگ کنگ [۲]، چین [۳]، چین تایپه [۴]، کره جنوبی [۵] و ژاپن [۶] از این دست کشورها می‌باشند. حتی در ایالات متحده نتیجه بررسی‌ها نشان داده است که بسیاری با بالابردن درجه ترموستات سیستم تهویه به دنبال صرفه‌جویی در هزینه می‌باشند [۷]. سؤالی که در اینجا به ذهن خطور می‌کند آن است که آیا چنین اقداماتی کیفیت هوای اتاق و به خصوص آسایش حرارتی را تنزل نمی‌دهد؟ در پاسخ باید گفت که استاندارد جدید ANSI/ASHRAE 55-2010 به طراحان سیستم‌های سرمایشی این اجازه را می‌دهد که با افزایش تحرک جریان هوا در اتاق، دمای هوای ورودی را افزایش دهند [۸]. بر این مبنا امروزه دو روش کلی جهت کاهش مصرف انرژی سیستم‌های تهویه وجود دارد: تهویه متمرکز بر محل فعالیت^۱ و تهویه لایه‌ای^۲. در هر دوی این روش‌ها، ساکنین در مسیر جت هوای ورودی قرار می‌گیرند که این امر کیفیت هوای ورودی را به میزان زیادی ارتقا می‌بخشد. با توجه به اینکه تهویه متمرکز بر محل فعالیت جهت تهویه ساکنین متحرک طراحی نگردیده است و نیز نیاز این روش به کانال کشی مضاعف، امروزه استفاده از این روش بسیار محدود می‌باشد. در واقع گزینه اصلی جهت بهینه‌سازی مصرف انرژی سیستم‌های تهویه در آینده نه چندان دور، تهویه لایه‌ای می‌باشد. این روش تهویه نخستین بار توسط لین و همکاران [۹، ۱۰] جهت تهویه اتاق‌های با اندازه کوچک و متوسط پیشنهاد گردید. در این روش تهویه دریچه‌های ورودی بر روی دیوارهای جانبی اندکی بالاتر از سر ساکنان تعبیه می‌گردد. اگرچه دمای هوای ورودی در این روش کمی بالاتر از سایر روش‌های تهویه می‌باشد، اما فاصله-ی بین ساکنین و دریچه‌های ورودی کمتر می‌باشد که این امر موجب ایجاد گرادیان دمای معکوس در نزدیکی ساکنین می‌شود. بدین معنی که دمای هوا در نزدیکی سر و گردن ساکنان پایین‌تر از دمای هوای در نزدیکی پایین‌تنه‌شان می‌باشد. در واقع در این روش تنها تهویه لایه‌ای از اتاق که سر و سینه‌ی افراد در آن واقع است، مورد توجه می‌باشد و بدین صورت از هزینه تهویه سایر فضای اتاق اجتناب می‌گردد.

تاکنون تلاش‌های اندکی جهت بررسی ابعاد مختلف این روش نوین تهویه صورت گرفته است. از آن جمله تیان و همکاران

[۱۱] نشان دادند که بر اساس شاخص‌های PDD و PMV تهویه لایه‌ای قادر به ایجاد آسایش حرارتی مطلوب و نیز کیفیت هوای بالا در ناحیه استنشاقی می‌باشد. در پژوهشی دیگر به نقش دما بر عمر هوا و آسایش حرارتی پرداخته شده است [۱۲]. همچنین توزیع دی اکسید کربن، فرمالدئید و تولوئن تحت تهویه لایه‌ای به صورت تجربی و عددی مورد ارزیابی قرار گرفته است [۱۳]. نتایج این ارزیابی حاکی از آن است که این روش تهویه قادر به تأمین هوای استنشاقی با کیفیت بالا می‌باشد. در پژوهشی دیگر نشان داده شده است که غلظت ذرات در کل اتاق و نیز در ناحیه استنشاقی در روش تهویه لایه‌ای کمتر از روش تهویه جابه‌جایی^۳ می‌باشد [۱۴]. میزان مصرف انرژی روش تهویه لایه‌ای با مصرف انرژی روش‌های تهویه جابه‌جایی و اختلاطی^۴ در یک اداره، کلاس درس و مغازه‌ای در هنگ کنگ مقایسه گردیده است [۱۵] که نتایج حاصل از مقایسه نشانگر مصرف انرژی به مراتب پایین‌تر روش تهویه لایه‌ای می‌باشد. نتیجه بررسی دیگری نشان داده است که می‌توان در این روش تهویه دمای هوای ورودی را تا ۲۷ درجه سانتیگراد بالا برد [۱۶].

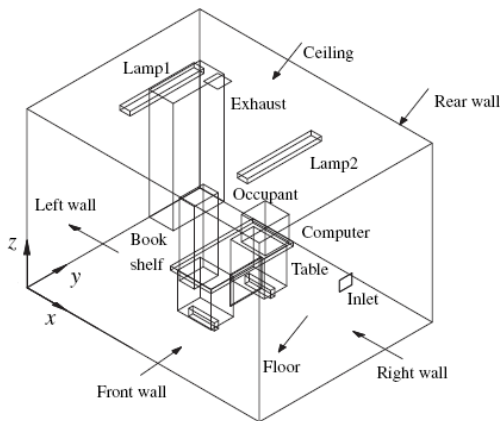
همانند سایر روش‌های تهویه، در این روش تهویه عوامل مختلفی بر آسایش حرارتی، کیفیت هوای استنشاقی، عمر هوا، توزیع ذرات، مصرف انرژی، حذف آلاینده‌های گازی و غیره مؤثر اند که از آن جمله می‌توان به محل دریچه‌ی خروجی، موقعیت استقرار ساکنان و تجهیزات، موقعیت منبع آلاینده و غیره اشاره نمود. تاکنون اثر این پارامترها بر کیفیت هوای استنشاقی در یک سیستم تهویه مطبوع لایه‌ای مورد بررسی قرار نگرفته است. در این پژوهش اثر محل دریچه‌ی خروجی و موقعیت استقرار ساکنان بر آسایش حرارتی و نیز برای اولین بار اثر محل دریچه‌ی خروجی و موقعیت منبع آلاینده بر کیفیت هوای استنشاقی در یک سیستم تهویه مطبوع لایه‌ای با مدلسازی عددی ۱۷ نمونه اتاق اداری بررسی گردیده است.

۲- معادلات حاکم

چن و همکاران با مقایسه ۸ مدل آشفتگی به این نتیجه رسیدند که مدل آشفتگی $k-\epsilon$ RNG در میان مدل‌های آشفتگی مبتنی بر لزجت گردابه‌ای، از بیشترین دقت جهت مدلسازی فضای داخلی یک اتاق برخوردار است [۱۷] که در این پژوهش نیز از این مدل استفاده گردیده است. همچنین جهت مدلسازی توزیع آلاینده از رویکرد اوپلری- اوپلری استفاده شده است. با این اوصاف معادلات حاکم میانگین گیری شده در فرم اندیسی به شرح زیر هستند:

۳- مدلسازی عددی

به کمک کدی بر مبنای الگوریتم سیمپل و ذخیره داده‌ها به صورت شبکه متمرکز و با استفاده از مش‌های غیر ساختار یافته چهاروجهی، جریان هوای حاوی آلاینده مدلسازی گردیده است. تعداد ۱۳۵۹۷۷۸ عدد مش برای نمونه‌های شامل آدمک در سمت چپ اتاق، ۱۳۴۶۰۸۳ عدد مش برای نمونه‌های شامل آدمک در وسط اتاق و ۱۳۶۷۳۲۶ عدد مش برای نمونه‌های شامل آدمک در سمت راست اتاق با انجام بررسی استقلال حل از اندازه مش مناسب تشخیص داده شد. مدل عددی با استفاده از نتایج تجربی تیان و همکاران [۱۹] صحت آزمایشی گردیده است. ایشان به بررسی چهار نمونه اتاق با هندسه‌ی یکسان اما سرعت و دمای ورودی متفاوت پرداخته‌اند (شکل (۱)) که از نتایج حاصل از یکی از این نمونه‌ها به منظور صحت آزمایشی مدل عددی استفاده شده است.



شکل (۱): هندسه مدل مورد بررسی توسط تیان و همکاران [۱۹] که جهت صحت آزمایشی مورد استفاده واقع شده است.

اتاقی که توسط ایشان مدلسازی گردیده است، دارای طول، عرض و ارتفاع ۳/۹، ۲/۹ و ۲/۶ متر می‌باشد که توسط دریچه‌ای به ابعاد ۲۱۰ میلی‌متر در ۱۷۰ میلی‌متر واقع در وسط دیوار سمت راست تهویه می‌گردد. این اتاق توسط دو لامپ مهتابی هر یک با قدرتی برابر ۷۲ وات روشن می‌گردد. برای مدلسازی رایانه‌ی شخصی از یک مکعب استفاده گردیده است که با تعبیه سه لامپ ۶۰ وات در درون آن گرم می‌گردد.

(الف) معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial V_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

که در این معادله V_i ها مؤلفه‌های سرعت میانگین می‌باشند.

(ب) معادله مومنتوم:

$$\frac{\partial(\rho V_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_i V_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

که در آن p فشار و μ_{eff} لزجت مؤثر می‌باشد که برابر است با:

$$\mu_{eff} = \mu_l + \mu_t \quad (3)$$

که در آن μ_t لزجت آشفتگی بوده و با استفاده از مدل آشفتگی $k-\varepsilon$ استاندارد می‌توان نوشت:

$$\mu_t = C_\mu \rho k^2 / \varepsilon \quad (4)$$

k و ε به ترتیب انرژی جنبشی آشفتگی و نرخ اضمحلال انرژی است و C_μ ثابتی تجربی برابر با ۰/۰۸۵ است.

(ج) معادلات آشفتگی:

برای محاسبه k و ε ، حل معادلات مربوط به آنها ضروری است. معادلات فوق عبارت است از:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + P + B - \rho \varepsilon \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (c_1 P - c_2 \rho \varepsilon) + c_3 (1 - c_3) \frac{\varepsilon}{k} B - \frac{c_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6)$$

که c_1 ، c_2 ، c_3 ، σ_k و σ_ε ثوابت تجربی می‌باشند. از آنجا که

مدل فوق تنها در اعداد رینولدز بالا معتبر است، در نزدیک جدار از توابع دیواره استفاده می‌گردد [۱۸].

(د) معادله انرژی:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{T,eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + S_T \quad (7)$$

که در معادله فوق، S_T جمله‌ی چشمه حرارتی می‌باشد.

(ه) معادله غلظت:

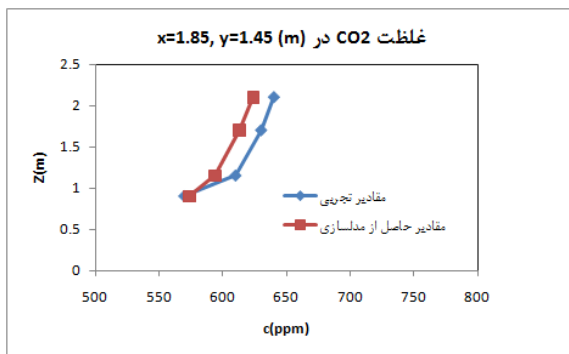
$$\frac{\partial(\rho C)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_j C)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{C,eff} \frac{\partial C}{\partial x_j} \right) \quad (8)$$

که S_C قدرت منبع و $\Gamma_{C,eff}$ ضریب پخش مؤثر آشفتگی می‌باشد و برابر است با:

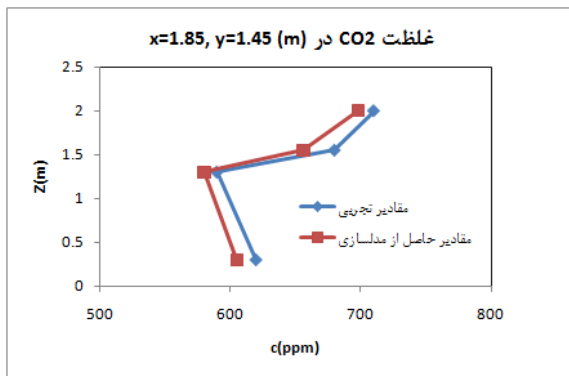
$$\Gamma_{C,eff} = \frac{\mu_{eff}}{Sc_{eff}} \quad (9)$$

Sc_{eff} عدد اشمیت مؤثر بوده و برابر ۱/۰ است.

همچنین آدمک به صورت مکعب مستطیلی که با سه لامپ ۲۵ واتی درون خود تولید گرما می‌کند، مدل‌سازی شده است. جهت مدل‌سازی تنفس شخص، گاز CO_2 از طریق سوراخی واقع بر ارتفاع ۱/۱ متری یک مکعب مستطیل که به جای آدمک در نظر گرفته شده است، با سرعت اولیه ۰/۰۵۵ متر بر ثانیه در راستای افقی خارج می‌گردد که معادل تولید ۱۵ لیتر بر ساعت CO_2 درون اتاق است. سرعت هوای ورودی برابر با ۱/۱۹ متر بر ثانیه، دمای هوای ورودی برابر ۱۸/۹ درجه سانتیگراد و غلظت CO_2 در هوای ورودی برابر ۴۹۶/۹ ppm می‌باشد. مقدار سرعت، دما و غلظت CO_2 حاصل از مدل‌سازی عددی و نتایج تجربی تیان و همکاران برای دو خط عمودی در شکل‌های (۲) تا (۴) نشان داده شده است. همان گونه که در این شکل‌ها مشخص است، دقت مدل عددی به میزان مطلوب می‌باشد.



الف - خط عمودی اول

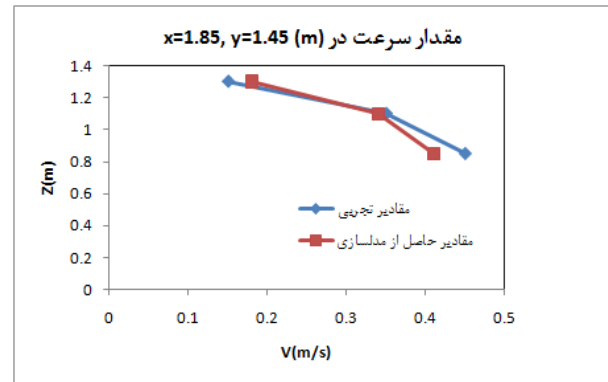


ب- خط عمودی دوم

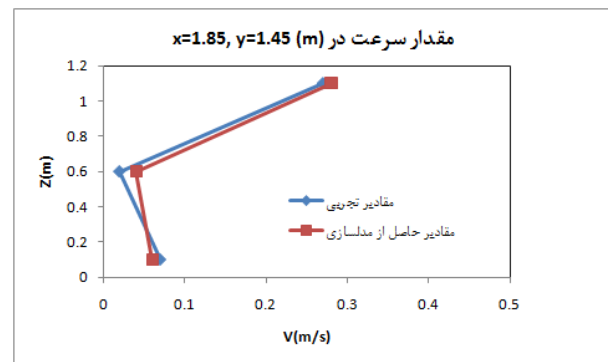
شکل (۴): مقایسه غلظت‌های حاصل از مدل‌سازی عددی و نتایج تجربی

۴- ارزیابی کمی

این پژوهش شامل دو قسمت می‌باشد. در قسمت اول اثر محل دریچه‌ی خروجی و موقعیت استقرار ساکنان بر شرایط حرارتی مورد ارزیابی قرار می‌گیرد و در قسمت دوم اثر محل دریچه‌ی خروجی و موقعیت منبع آلاینده بر توزیع غلظت آلاینده

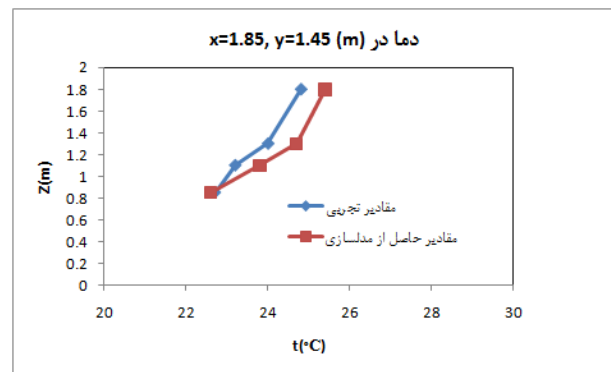


الف - خط عمودی اول

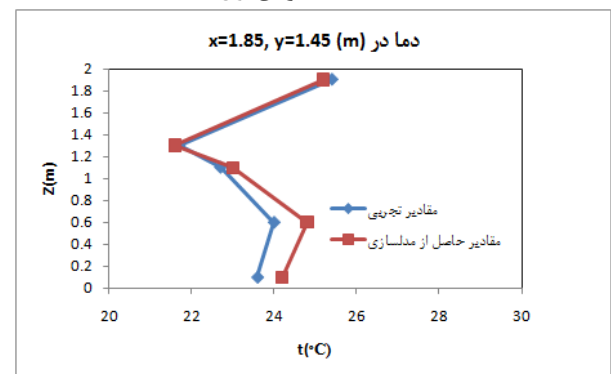


ب - خط عمودی دوم

شکل (۲): مقایسه سرعت‌های حاصل از مدل‌سازی عددی و نتایج تجربی



الف - خط عمودی اول



ب- خط عمودی دوم

شکل (۳): مقایسه دماهای حاصل از مدل‌سازی عددی و نتایج تجربی

که در این رابطه C_{out} ، C_{in} و c_{bz} به ترتیب عبارت اند از غلظت آلاینده در هوای خروجی، هوای ورودی و هوای ناحیه استنشاقی.

د- NSIAQ

جهت ارزیابی کمی کیفیت هوای استنشاقی از شاخص جدید NSIAQ استفاده شده است [۱] که به صورت زیر تعریف می-شود:

$$NSIAQ = \frac{C_m \cdot D_m}{C_{IA} \cdot L_2} \quad (12)$$

که در این رابطه C_{IA} غلظت آلاینده در هوای استنشاقی توسط آدمک و L_2 طول مشخصه دوم است که برابر با طول دریچه‌ی ورودی در نظر گرفته شده است. D_m که فاصله متوسط ذرات از دهان آدمک می‌باشد، به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$D_m = \sqrt{\frac{\int_V ((X - X_{mm})^2 + (Y - Y_{mm})^2 + (Z - Z_{mm})^2) C \, dV}{\int_V C \, dV}} \quad (13)$$

که در رابطه فوق (X_{mm}, Y_{mm}, Z_{mm}) مختصات دهان آدمک می‌باشد.

۵- نمونه‌های مورد بررسی

در این بررسی ۱۷ نمونه اتاق به صورت عددی مدلسازی شده‌اند که ۹ تای آنها بدون منبع آلاینده (برای بررسی اثر محل دریچه‌ی خروجی و موقعیت استقرار آدمک بر آسایش حرارتی) و ۸ تای دیگر دارای یک منبع آلاینده‌ی نقطه‌ای (برای بررسی اثر محل دریچه‌ی خروجی و موقعیت منبع آلاینده بر کیفیت هوای استنشاقی) می‌باشند. هندسه‌ی نمونه های فاقد منبع آلاینده، اتاقی با مساحت ۳×۴ متر مربع و ارتفاع ۲/۶ متر به همراه یک آدمک می‌باشد که روبروی آدمک میزی به همراه یک رایانه شخصی قرار گرفته است. دریچه ورودی به ابعاد ۲۰۰ در ۳۰۰ میلی متر روبروی آدمک بر روی دیوار سمت راست واقع شده است (شکل ۵). همچنین سه محل برای تعبیه دریچه‌ی خروجی به ابعاد ۳۰۰ در ۶۰۰ میلی متر در نظر گرفته شده است: بر روی دیوار شامل دریچه‌ی ورودی (محل دریچه‌ی خروجی ۱)، بر روی سقف (محل دریچه‌ی خروجی ۲) و بر روی دیوار روبروی دریچه-ی ورودی (محل دریچه‌ی خروجی ۳). محل استقرار آدمک یا در سمت چپ، یا وسط و یا در سمت راست اتاق می‌باشد. از ترکیب سه موقعیت استقرار آدمک و سه دریچه‌ی خروجی، ۹ نمونه اتاق فاقد منبع آلاینده تولید شده است (۳×۳=۹) که نام و مشخصات این نمونه‌ها در جدول (۱) دیده می‌شود. سرعت و

بررسی می‌شود. برای قسمت اول دو شاخص متوسط دمای مؤثر جریان هوا^۵ و کارایی تهویه و برای قسمت دوم دو شاخص بازده تهویه و NSIAQ^۶ استفاده گردیده است که به صورت زیر تعریف می‌گردند:

الف- متوسط دمای مؤثر جریان هوا

با توجه به سادگی و قابلیت اطمینان بالای شاخص متوسط دمای مؤثر جریان هوا، مهندسان از این شاخص سال‌ها برای ارزیابی عملکرد سیستم‌های تهویه اختلاطی استفاده می‌کرده‌اند. این شاخص که بیان‌گر میزان آسایش حرارتی است، به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$EDTS = (t_x - t_c) - (v_x - 1.1) \quad (10)$$

در رابطه فوق، t_c دمای میانگین اتاق و t_x و v_x دما و سرعت هوا در نقطه‌ای است که می‌خواهیم شاخص را در آن نقطه محاسبه کنیم. طبق این شاخص، در صورتی که مقدار شاخص $1/2 < EDTS < 1/2$ باشد، آسایش حرارتی رضایت بخشی حاکم است و در صورتی که $0/6 < EDTS < 0/6$ آسایش حرارتی خوبی حاکم است. لین نشان داده است که از این شاخص می‌توان برای ارزیابی آسایش حرارتی در تهویه لایه‌ای استفاده نمود [۲۰]. در این بررسی جهت مقایسه نمونه‌های مختلف از متوسط این شاخص در ناحیه استنشاقی- نزدیک سر آدمک- استفاده شده است.

ب- کارایی تهویه

این شاخص که مبتنی بر مفهوم دفع حرارت از فضای اتاق می‌باشد، برای تمامی نه نمونه مورد بررسی از طریق رابطه زیر محاسبه گردیده است [۲۱]:

$$E_t = (t_{out} - t_{in}) / (t_{bz} - t_{in}) \quad (11)$$

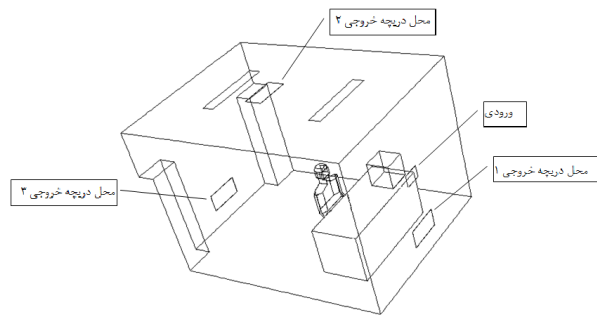
که در رابطه فوق t_{in} ، t_{out} و t_{bz} به ترتیب عبارت اند از دمای هوای ورودی، دمای هوای خروجی و دمای هوا در ناحیه استنشاقی. برای ارزیابی توزیع غلظت آلاینده از شاخص بازده تهویه و NSIAQ استفاده شده است.

ج- بازده نسبی

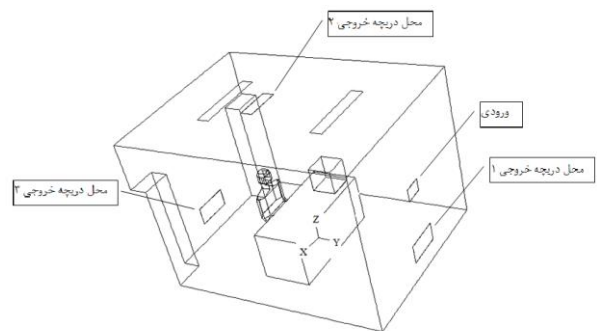
جهت ارزیابی کمی تأثیر موقعیت منبع آلاینده و محل دریچه‌ی خروجی بر بازده سیستم تهویه در حذف آلاینده‌ها از شاخص بازده نسبی [۲۲] که به صورت زیر تعریف می‌شود، استفاده شده است:

$$\eta = (c_{out} - c_{in}) / (c_{bz} - c_{in}) \quad (11)$$

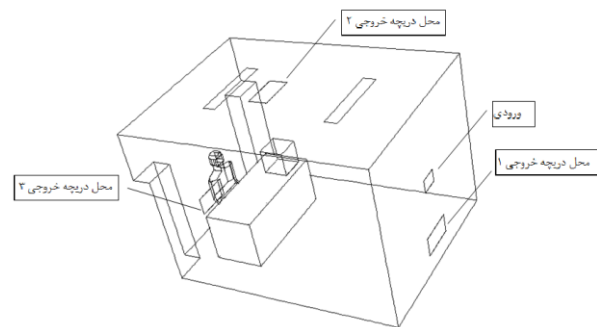
دمای هوای ورودی در این نمونه‌ها به ترتیب برابر ۱/۲ متر بر ثانیه و ۱۹ درجه سانتی‌گراد می‌باشد. دو لامپ مهتابی به صورت دیواری در نظر گرفته شده‌اند که هر یک ۷۲ وات گرما به صورت شار ثابت تولید می‌کنند. سطح بیرونی رایانه شخصی، دیواری در نظر گرفته شده است که ۱۸۰ وات گرما به صورت شار ثابت تولید می‌کند. همچنین سطح آدمک به صورت دیواری در نظر گرفته شده است که ۷۵ وات گرما به صورت شار ثابت تولید می‌کند.



الف - محل استقرار آدمک در سمت راست اتاق



ب - محل استقرار آدمک در وسط اتاق



ج - محل استقرار آدمک در سمت چپ اتاق

شکل (۵): هندسه نمونه‌های مورد بررسی به همراه محل‌های دریچه‌ی خروجی

جدول (۲): نام و مشخصات نمونه‌های دارای منبع آلاینده

نام نمونه	محل منبع آلاینده	محل دریچه‌ی خروجی
a2	a	۲
b2	b	۲
c2	c	۲
d2	d	۲
a3	a	۳
b3	b	۳
c3	c	۳
d3	d	۳

جدول (۱): نام و مشخصات نمونه‌های فاقد منبع آلاینده

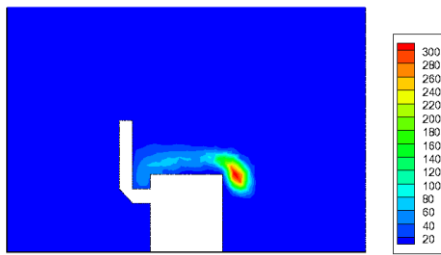
نام نمونه	محل استقرار آدمک	محل دریچه‌ی خروجی
Left1	سمت چپ اتاق	۱
Left2	سمت چپ اتاق	۲
Left3	سمت چپ اتاق	۳
Center1	سمت چپ اتاق	۱
Center2	سمت چپ اتاق	۲
Center3	سمت چپ اتاق	۳
Right1	سمت راست اتاق	۱
Right2	سمت راست اتاق	۲
Right3	سمت راست اتاق	۳

در ۸ نمونه‌ی دارای منبع آلاینده، هندسه اتاق و شرایط مرزی مشابه حالت قبل است، لیکن در تمامی این نمونه‌ها آدمک در وسط اتاق مستقر است (شکل (۵-ب)). این ۸ نمونه از ترکیب دو محل دریچه‌ی خروجی (محل دریچه‌ی خروجی ۲ و ۳) و ۴ موقعیت منبع آلاینده (موقعیت‌های a, b, c و d) به وجود آمده‌اند (۲×۴=۸). مختصات ۴ موقعیت منبع آلاینده a, b, c و d به ترتیب عبارت است از (۰, ۱/۳, ۱/۹), (۰, ۱/۳, ۰/۷), (۰, ۱/۳, ۰/۷) و (۰, -۱/۳, ۱/۹). بدین ترتیب موقعیت‌های a و b روبروی آدمک و موقعیت‌های c و d پشت سر او واقع شده‌اند. همچنین موقعیت‌های b و d در ارتفاع بالاتری از کف نسبت به موقعیت‌های a و c واقع شده‌اند. منبع آلاینده در تمامی حالات چشمه‌ای نقطه‌ای می‌باشد که نرخ $100 \mu g / m^3 s$ فرمالدوئید منتشر می‌سازد. غلظت فرمالدوئید در هوای ورودی برابر صفر در نظر گرفته شده است. نام و مشخصات این ۸ نمونه‌ی فاقد منبع آلاینده در جدول (۲) دیده می‌شود.

۶- ارائه و تحلیل نتایج

در شکل (۶) میدان سرعت در صفحه میانی عمودی اتاق به همراه میدان دما در صفحه میانی افقی اتاق برای نمونه Center3 ارائه شده است. همان گونه که در این شکل دیده می‌شود، میدان دما به شدت تابعی از میدان سرعت می‌باشد. در شکل (۷) میدان غلظت آلاینده در صفحه میانی عمودی اتاق برای دو نمونه a3 و d3 نشان داده شده است. از آنجا که میدان سرعت در این نمونه‌ها با نمونه Center3 یکسان است، با مقایسه‌ی شکل‌های (۶-الف) و (۷) می‌توان دریافت که میدان غلظت آلاینده در فضای داخلی یک اتاق به شدت تابعی از میدان سرعت می‌باشد.

در شکل (۸) مقادیر شاخص متوسط دمای مؤثر جریان هوا برای ۹ نمونه فاقد منبع آلاینده دیده می‌شود. همان گونه که در این شکل واضح است، نمونه Right1 از بیشترین مقدار دمای مؤثر جریان هوا و به عبارت دقیق‌تر از بیشترین توزیع غیر یکنواخت برخوردار است. علت این امر از آنجا ناشی می‌شود که در این حالت، هوای ورودی به میانه‌ی اتاق نفوذ نخواهد کرد و نوعی مدار کوتاه جریان هوا ایجاد می‌شود. با توجه به مقدار متوسط دمای مؤثر جریان هوا، آسایش حرارتی تنها این نمونه فاقد شرط رضایت بخشی است و بقیه نمونه‌ها دارای آسایش حرارتی رضایت بخش و یا حتی خوب هستند.

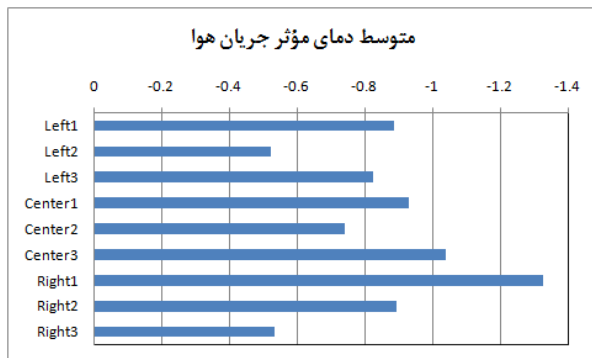


الف- نمونه a3



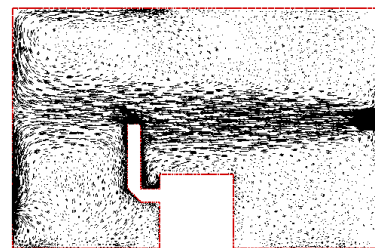
ب- نمونه d3

شکل (۷): میدان غلظت آلاینده در صفحه میانی عمودی اتاق برای نمونه‌های a3 و d3

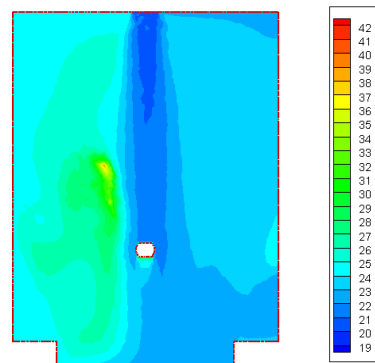


شکل (۸): متوسط دمای مؤثر جریان هوا برای نمونه‌های فاقد منبع آلاینده

در شکل (۹) مقادیر شاخص کارایی تهویه برای ۹ نمونه‌ی فاقد منبع آلاینده دیده می‌شود. با توجه به این شکل نمونه‌هایی که دریچه‌ی خروجی آنها بر روی سقف قرار گرفته است (یعنی نمونه‌های Left2، Center2 و Right2)، از کارایی تهویه بالاتری برخوردارند. علت این امر از آنجا ناشی می‌شود که تنها در این نمونه‌ها حرارت تولیدی از لامپ‌های مهتابی می‌تواند توسط جریان هوا دفع گردد. با توجه به شکل‌های (۸) و (۹) نمونه Left2 از بیشترین قابلیت برای ایجاد شرایط حرارتی بهینه برخوردار است.



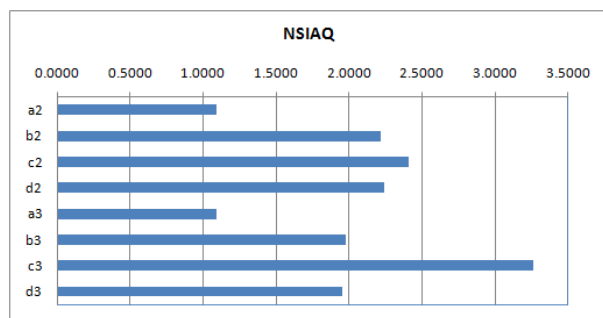
الف- میدان سرعت در صفحه میانی عمودی اتاق



ب- میدان دما در صفحه میانی افقی اتاق

شکل (۶): میدان سرعت و دما برای نمونه Center3

پشت سر آدامک واقع است (نمونه های c2، d2، c3 و d3)، کیفیت هوای استنشاقی بهتر از مواقعی است که منبع آلاینده روبروی آدامک واقع است (نمونه های a2، b2، a3 و b3).



شکل (۱۱): NSIAQ برای نمونه‌های دارای منبع آلاینده

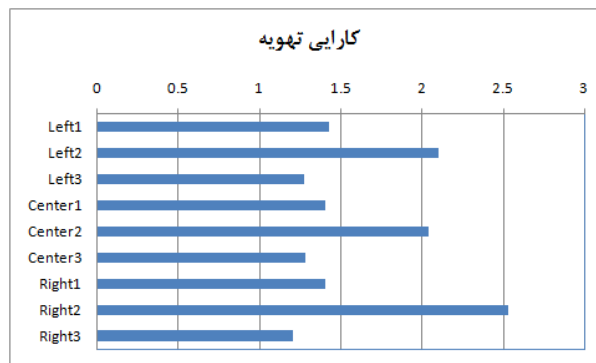
۷- نتیجه گیری

در این پژوهش ۱۷ نمونه اتاق با هندسه‌ی یکسان شامل یک آدامک به همراه برخی تجهیزات اداری که همگی به روش تهویه- ی لایه‌ای تهویه می‌گردند، به صورت عددی مدل‌سازی شده‌اند. تفاوت این نمونه‌ها در محل دریچه، موقعیت استقرار آدامک و موقعیت منبع آلاینده می‌باشد. با محاسبه‌ی چهار شاخص کمی متوسط دمای مؤثر جریان هوا، کارایی تهویه، بازده نسبی تهویه و موقعت NSIAQ برای این نمونه‌ها، اثر محل دریچه‌ی خروجی و موقعت استقرار آدامک بر آسایش حرارتی و نیز اثر محل دریچه‌ی خروجی و موقعت منبع آلاینده بر کیفیت هوای استنشاقی مورد بررسی قرار گرفته است. برخی از مهم‌ترین نتایج حاصل از این بررسی پارامتری بدین شرح است: ۱- وقتی دریچه‌ی خروجی بر روی دیواری که دریچه‌ی ورودی نیز بر روی آن واقع است، قرار گیرد و آدامک در نزدیک دریچه‌ی ورودی مستقر شده باشد، وضعیت حرارتی نامطلوب‌تر خواهد بود. ۲- وقتی دریچه‌ی خروجی بر روی سقف واقع شود، کارایی سیستم تهویه در دفع حرارت از فضای اتاق بهتر خواهد بود. ۳- زمانی که منبع آلاینده در ارتفاع نسبتاً بالایی از کف قرار دارد، بهتر است که دریچه‌ی خروجی در سقف تعبیه گردد. ۴- معمولاً قرار گرفتن منبع آلاینده در پشت آدامک منجر به افزایش کیفیت هوای استنشاقی می‌شود.

۸- مراجع

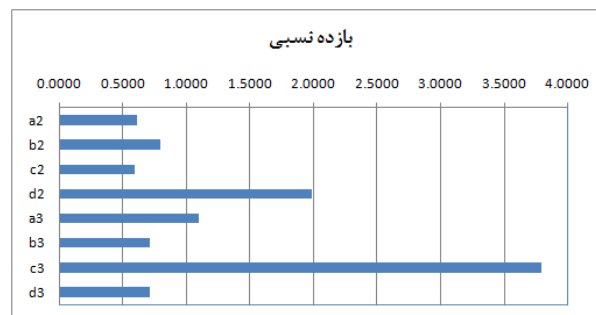
[۱] غلامرضا مولائی منش، ”بررسی نقش پارامترهای هندسی بر کیفیت هوای استنشاقی در یک اتاق با سیستم تهویه مصنوعی شخصی“، سومین کنفرانس بین‌المللی گرمایش، سرمایش و تهویه مطبوع، تهران، هتل المپیک، ۱۳۸۹.

[۲] Electrical and Mechanical Services Department



شکل (۹): کارایی تهویه برای نمونه‌های فاقد منبع آلاینده

در شکل (۱۰) مقادیر بازده نسبی برای نمونه‌های دارای منبع آلاینده نشان داده شده است. همان گونه که در این شکل مشخص است، وقتی که دریچه‌ی خروجی در سقف واقع است (نمونه‌های a2، b2، c2 و d2)، بیشترین بازده سیستم تهویه در حذف ذرات زمانی خواهد بود که منبع آلاینده ارتفاع بیشتری از کف داشته باشد یعنی در نمونه‌های d2 و b2. این امر از آنجا ناشی می‌شود که قرار دادن دریچه‌ی خروجی در سقف موجب تهویه‌ی بهتر فضای بالایی اتاق و در نتیجه حذف بهتر ذرات آلاینده از فضای بالایی اتاق می‌گردد. از سوی دیگر قرار گرفتن منبع آلاینده نزدیک دریچه‌ی خروجی، نمونه c3، موجب افزایش شدید بازده نسبی می‌گردد. در مجموع انتخاب محل دریچه‌ی خروجی به میزان زیادی وابسته به موقعت منبع آلاینده می‌باشد.



شکل (۱۰): بازده نسبی تهویه برای نمونه‌های دارای منبع آلاینده

در شکل (۱۱) مقادیر NSIAQ برای نمونه‌های دارای منبع آلاینده نشان داده شده است. همان گونه که در این شکل دیده می‌شود، قرار گرفتن منبع آلاینده در مسیر جت هوای ورودی موجب کاهش شدید کیفیت هوای استنشاقی می‌گردد (نمونه- های a2 و a3). علت این امر از آنجا ناشی می‌شود که جت هوای ورودی در تهویه لایه‌ای مستقیماً به صورت آدامک برخورد می‌کند و قرار گرفتن هر آلاینده‌ای در مسیر آن موجب می‌شود که کیفیت هوای استنشاقی به شدت افت کند. همان گونه که در شکل (۱۱) مشخص است، به طور کلی مواقعی که منبع آلاینده

- 2046, 2010.
- Tian, L., Lin, Z., Wang, Q. W., Liu, J., [۱۴]
 “Numerical investigation of indoor aerosol particle dispersion under stratum ventilation and under displacement ventilation”, *Indoor and Built Environment*, vol. 18, pp. 360-375, 2009.
- Lin, Z., Lee, C. K., Fong, K. F., Chow, T.T., Yao, T., Chan, A.L.S., [۱۵]
 “Comparison of annual energy performances with different ventilation methods for cooling”, *Energy and Buildings*, vol. 43, pp. 130-136, 2011.
- Fong, M. L., Lin, Z., Fong, K. F., Chow, T. T., Yao, T., [۱۶]
 “Evaluation of thermal comfort conditions in a classroom with three ventilation methods”, *Indoor Air* vol. 21, pp. 231-239, 2011.
- Chen, Q., 1995, “Comparison of different k-3 models for indoor airflow computations”, *Numerical. Heat Transfer*, vol. 28, pp. 353-69.
- Wilcox, D. C., [۱۸]
 “Turbulence modeling for CFD”, DCW Industries, 1993.
- Tian, L., Lin, Z., Wang, Q. W., [۱۹]
 “Experimental investigation of thermal and ventilation performances of stratum ventilation”, *Building and Environment*, vol. 46, pp. 1309-1320, 2011.
- Lin, Z., [۲۰]
 “Effective draft temperature for evaluating the performance of stratum ventilation”, *Building and Environment*, vol. 46, pp. 1843-1850, 2011.
- Karimipanaha, T., Awbi, H. B., Sandberg, M., Blomqvist, C., [۲۱]
 “Investigation of air quality, comfort parameters and effectiveness for two floor-level air supply systems in classrooms”, *Building and Environment*, vol. 42, pp. 647-655, 2007.
- Sandberg, M., [۲۲]
 “What is ventilation efficiency?”, *Building and Environment*, vol. 16, pp. 123-135, 1981.
- (EMSD), Government of Hong Kong S.A.R., [۳]
 “Energy Conservation Charter, Suitable Room Temperature”, http://www.energyland.emsd.gov.hk/blue_sky/eng/index.htm, 2006.
- National Development and Reform Commission (NDRC), the State Council of China, [۴]
 “Citizen’s pact for deed of thrift”, <http://www.ndrc.gov.cn/gzdt/t20051223-54462.htm>, 2010.
- NOW news, Taiwan, [۴]
 “Campaign in office of president for saving energy and reducing carbon emissions”, <http://www.nownews.com/2008/05/24/10844-2279584.htm>, 2009.
- Ministry of Knowledge and Economy, the Republic of Korea, [۵]
 “The standard of energy management”, <http://www.mke.go.kr/info/law/gosiView.jsp?>, 2011.
- Japanese Ministry of the Environment (MoE), [۶]
 “National campaign to fight global warming”, <http://www.env.go.jp/en/press/2005/0428b.html>, 2010.
- International Facility Management Association, [۷]
 “Temperature wars- savings vs. comfort”, <http://www.ifma.org>; 2009.
- American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Inc ASHRAE. ANSI/ASHRAE standard 55-2010, [۸]
 “Thermal environmental conditions for human occupancy”, 2010.
- Lin, Z., Chow, T. T., Tsang, C. F., Fang, K. F., Chan, L. S. [۹]
 “Stratum ventilation - a potential solution to elevated indoor temperature”, *Building and Environment*, vol. 44, pp. 2256-2269, 2009.
- Lin, Z., Chow, T. T., Tsang, C.F., [۱۰]
 “Stratum ventilation? A conceptual introduction”, In *Proceedings of the 10th International Conference on Indoor Air Quality and Climate*. Beijing, China, pp. 3260-3264, 2005.
- Tian, L., Lin, Z., Liu, J., Wang, Q. W., [۱۱]
 “Numerical study of indoor air quality and thermal comfort under stratum ventilation”, *Progress in Computational Fluid Dynamics* vol. 8, pp. 541-548, 2008.
- Tian, L., Lin, Z., Liu, J., Yao, T., Wang, Q. W., [۱۲]
 “The impact of temperature on mean local air age and thermal comfort in a stratum ventilated office”, *Building and Environment*, vol. 46, pp. 501-510, 2011.
- Tian, L., Lin, Z., Wang, Q. W., [۱۳]
 “Comparison of gaseous contaminant diffusion under stratum ventilation and under displacement ventilation”, *Building and Environment*, vol. 45, pp. 2035-

۹- زیر نویس

^۱ Task station ventilation
^۲ Stratum ventilation
^۳ Displacement ventilation
^۴ Mixing ventilation
^۵ Mean effective draft temperature (Mean EDTS)
^۶ New Scale for Inhaled Air Quality (NSIAQ)