بهینه‌سازی هندسه دیوار ترومب جهت انتقال حرارت بیشینه

رضا باهوش کازرونی[۱]
استادیار- گروه مکانیک دانشگاه شهید چمران،
Bahoosh@scu.ac.ir

پویان محسنی بهبهانی
مربی- گروه مکانیک دانشگاه آزاد اسلامی واحد بهبهان،
Pouyan_Mohseni@yahoo.com

حسن داور
مربی- گروه مکانیک دانشگاه آزاد اسلامی واحد رامهرمز
Hassan.Davar@gmail.com

چکیده

در این مقاله انتقال حرارت جابجایی آزاد درون اتاقی تحت تاثیر دیوار ترومب۱ به صورت سه بعدی برای جریان‌های آرام و آشفته توسط مدل عددی فلوئنت شبیه‌سازی شد و هندسه بهینه کانال‌های گذر هوا برای رسیدن به دمای مطلوب بدست آمد. جهت پیش‌بینی اثرات ناشی از تابش منبع مستقیم انرژی خورشید از الگوریتم بارگذاری ردیابی پرتو خورشید۲، که با استفاده از بردار موقعیت خورشید و پارامترهای تشعشعی مدل‌سازی می‌شود استفاده گردید و پس از بررسی‌های انجام شده بر روی مدل‌های آشفتگی مربوطه و مقایسه با نتایج تجربی، مدل مناسب انتخاب شد. با استفاده از این مدل، هندسه بهینه کانال‌های دیوار ترومب جهت انتقال حرارت بیشینه در گستره اعداد رایلی از 10^{7} تا 10^{10} به کمک بررسی میانگین عدد ناسلت بدست آمد. نتایج حاصله حاکی از انتخاب مدل انتقال تنش برشی رینولدز پایین به عنوان مدل آشفتگی برتر بود. همچنین مشخص شد مقادیر بهینه کلیه پارامترها هندسی اعم از فاصله دیوار حرارتی با شیشه، ضخامت دیوار و مساحت هواکش‌های بالایی و پایینی با افزایش عدد رایلی کاهش می‌یابد.

کلمات کلیدی: بهینه‌سازی، دیوار ترومب، جابجایی آزاد، گرمایش ساختمان.

۱- مقدمه

به دلیل وجود بحران انرژی در سراسر جهان، استفاده بهینه از انرژی به موضوع حیاتی تبدیل شده و بقای انرژی در درجه اول اهمیت قرار گرفته است. در ساختمان‌ها فرصت حفظ و بقای انرژی بالقوه‌ای نیز وجود دارد، زیرا برای گرمایش، سرمایش و تهویه هوا و غیره به انرژی نیاز است که از میان آن‌ها گرمایش سهم عمده‌ای در مصرف انرژی دارد. با استفاده از انرژی پاک و تجدیدپذیر خورشید می‌توان تا حد زیادی انرژی مورد نیاز ساختمان را جهت گرمایش تامین کرد. یکی از این روش‌ها استفاده از روش جذب غیرمستقیم به‌وسیله دیوار ترومب می‌باشد. دیوار ترومب یک دیوار ضخیم روبه جنوب است که با شیشه‌کاری بیرونی و یک کانال در قسمت میانی پوشیده شده که سطحی شیشه‌ای در فاصله کمی از آن قرار دارد و سطح خارجی دیوار به منظور جذب مقدار زیادی اشعه خورشید سیاه‌رنگ می‌باشد. دو نوع متداول از دیوارهای ترومب عبارتند از: دیوار ترومب بدون جریان هوا و دیوار ترومب با جریان هوا، که در این مقاله دیوار ترومب با جریان هوا بررسی می‌گردد[۱].

محققین مختلف پژوهش‌های وسیعی راجع به دیوار ترومب و دودکش‌های خورشیدی انجام داده‌اند. اکبری و برگرز۳ [۲] با حل مجموعه‌ای از معادلات ناویراستوکس، عباراتی در مورد سرعت جریان در کانال دیوار ترومب پیشنهاد کردند. همچنین اکبری [۳] به بررسی آرام و آشفته بودن جریان در کانال دیوار ترومب پرداخت. چندین مولف از جمله گان۴ [۴]، کارهای پارامتری، جوبران۵ [۵] کارهای عددی و وارینگتون و امیل۶ [۶] کارهای آزمایشی انجام دادند. آن‌ها اثرات تعیین محل دیوار ترومب و توزیع دما در دیوارها با توجه به انتقال گرما، جریان سیال و پروفیل دمای سیال مورد تحقیق و پژوهش قرار دادند. بین‌چن و ژانگ۱ [۷] با آزمایشات خود نشان دادند همرفت طبیعی در کانال دیوار ترومب فرآیندی نسبتا پیچیده است که از جریان آرام به جریان متلاطم تبدیل می‌شود و جریان متلاطم حداقل نیمی از ارتفاع دیواره حجیم و بزرگ را طی جریان عادی پوشش می‌دهد. جلال و سجدا۲ [۸] از روش $k-\varepsilon$ برای شبیه‌سازی جریان جابجایی آزاد درون اتاق متاثر از دیوار ترومب استفاده کردند و تاثیر مصالح مختلف را برای دیوار گرمایی بررسی کردند. اسمولک و توماس۳ [۹] نشان دادند که انتقال گرمای همرفت در کانال ترومب به هواکش‌های تحتانی بستگی دارد، فدرو و ویسکانتا۴ [۱۰] از

۱ Trombe wall.

۲ Galal, M. J., and Sajda S. F.
۳Akbari, H., and Borgers, T.R.
۴Gan, G.
۵Gubran, H., and Hamdn, M.A.
۶Warrington, R.O.,and Ameel,T.A.

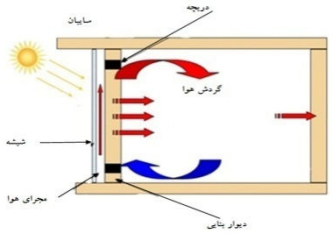
۳Smolec, W., and Thomas, A.
٤Fedorov, A.G., and Viskanta, R.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.5.6]

مدل اغتشاش Low Re $k-\omega$ برای محاسبه جریان القائی و انتقال گرما در یک کانال صفحه موازی عمودی، گرم شده به صورت نامتقارن استفاده کردند. این مولفین گزارش کردند که شدت آشفتگی در ورودی کانال بر مکان نقطه انتقال از جریان ورقه‌ای به متلاطم تاثیر می‌گذارد. پنگ و دیویسون۵ [۱۱] از مدل اغتشاش $k-\omega$ برای توصیف جریان متلاطم ناشی از همرفت طبیعی در حفره استفاده کردند. زیسکیند و دوبوسکی۶ [۱۲] از برنامه‌های دینامیک سیالات محاسباتی برای شبیه‌سازی جریان هوا و انتقال گرمادردیوارترومب‌استفاده‌کرد.

اونباسیگلو و اگریکان۷ [۱۳] عملکرد حرارتی سیستم گرمایش خورشیدی انفعالی در اتاق را به صورت آزمایشی مورد تحقیق و پژوهش قرار دادند. چن۸ [۱۴] اثرات شکاف هوایی و شدت تابش خورشید بر عملکرد دودکش‌های مختلف را بررسی کرد. او آزمایشاتی با استفاده از مدل دودکش خورشیدی با فلوکس حرارتی یکنواخت در یک دیوار و نسبت شکاف به ارتفاع دودکش بین ۱:۱۵ و ۲:۵ با لوکس حرارتی و زوایای میل مختلف انجام داد.کیسر و زامورا۹ [۱۵] بیان کردند در مقایسه با لایه‌های مرزی همرفت تحمیلی، نمونه توابع لگاریتمی دیوار برای محاسبه عددی لایه مرزی همرفت طبیعی مناسب به نظر نمی‌رسد لذا از مدل اغتشاش Low Re $\kappa-\omega$ برای حل مسائل مطرح شده استفاده کردند و جریان مورد نظر را با استفاده از کد فنوتیک عمومی براساس روش حجم متناهی مورد ارزیابی قرار دادند. داسیلوا و گوسلین [۱۶] جریان آرام را در کانال‌های عمودی C شکل که با مجراهای ورودی و خروجی افقی و آدیباتیک به صورت نامتقارن گرم شده بودند، به صورت عددی مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند. ایند[۱۷] نتایج اندازه‌گیری سرعت همرفت طبیعی در کانال عمودی گرم شده به صورت متقارن را مطرح نمود. برک و هابب [۱۸] همبستگی سرعت دبی جرمی در گرمکن‌های هوایی ترموسیفونینگ را به صورت آزمایشی تعیین کردند.

مطالعه کارهای انجام شده توسط دیگر محققین، مشخص می‌کند شبیه‌سازی‌های سه بعدی دقیقی که در آن تاثیر تغییرات اندازه کانال‌های گذر هوا و نیز نقش عدد رایلی بر انتقال حرارت بررسی شده باشد صورت نگرفته است. در کار فعلی به مطالعه عددی جریانات القائی ناشی از پدیده همرفت طبیعی در کانال‌های شکل گرفته دیوار ترومب با استفاده از هندسه سه بعدی پرداخته شده است و جریان جابجایی آزاد درون اتاق برای جریان‌های آرام و آشفته شبیه‌سازی شده، سپس هندسه بهینه جهت انتقال حرارت بیشینه بدست آمده و تاثیر عدد رایلی بر انتقال حرارت نشان داده شده است.هدف اصلی آنالیز اثرات پارامترهای هندسی وابسته بر رفتار دینامیکی و حرارتی جریان ارشمیدس القاء شده بین دیوارهای گرم شده می‌باشد. هرچند تعداد خاصی از مقالات منتشر شده پیرامون جریانات ارشمیدس به گرمکن‌های هوایی همچون دیوار ترومب و دودکش‌های خورشیدی اشاره می‌کنند، اما تعداد محدودی از پژوهش‌های عددی بر جریانات متلاطم تاکید می‌ورزند. در این کار، جریان عمدتا انتقالی و متلاطم درنظر گرفته شده است. شکل (۱) مکانیزم انتقال حرارت در دیوار ترومب را نشان می‌دهد.



شکل (۱) مکانیزم انتقال حرارت در دیوار ترومب

۲- تئوری

در این نوع دیوار انرژی تابشی خورشید از شیشه عبور می‌کند و به سطح تیره دیوار می‌رسد و درون دیوار به صورت گرما ذخیره می‌شود. حرارتی که به وسیله سطح تیره جذب و به سمت شیشه تابش می‌شود با توجه به اینکه طول موج پرتوهای گرمایی نمی‌توانند از پشت از میان شیشه به سادگی نفوذ کنند و همچنین تابش مستقیم آفتاب، هوای محصور بین شیشه و دیوار را گرم می‌کنند. در نتیجه چگالی هوا کاهش یافته به سمت بالا رفته و از دریچه بالایی دیوار به داخل اتاق وارد می‌شود، در این هنگام هوای سرد از دریچه پائینی جایگزین آن شده و بدین صورت گردش هوا تا گرم شدن هوای اتاق ادامه می‌یابد. همچنین مقداری از حرارت جذب شده در دیوار، به صورت تشعشع به درون اتاق آزاد می‌شود. ضخامت این دیوار باعث نوسان کم دمایی و همچنین تاخیر در گرمای ورودی به ساختمان می‌شود[۱].

دیوار ترومب همانند صفحه‌ای در سیال وسیع می‌باشد و با توجه به اینکه دمای سطح دیوار از دمای هوا بیشتر است ($T_s>T_\infty$) هوای نزدیک دیوار دارای چگالی کمتر از سیال دور از صفحه است لذا نیروی شناوری یک لایه مرزی جابجایی آزاد را ایجاد می‌کند که در آن سیال گرم بطور عمودی بالا می‌رود و سیال ناحیه ساکن را همراه می‌برد[۱۹]. اهمیت نیروهای شناوری در جریان جابجایی آمیخته می‌تواند با اعداد گراشف و رینولدز سنجیده شود.

$$\frac{GR}{\mathrm{Re}^2}=\frac{g\beta\Delta Tl}{\nu^2} \qquad (۱)$$

وقتی عدد بیان شده به مقدار واحد نزدیک یا از آن تجاوز کند باید انتظار نیروی شناوری نیرومندی را در بخشی از جریان داشت و بالعکس اگر مقدار آن خیلی کوچک باشد نیروهای شناوری ممکن است در شبیه‌سازی نادیده گرفته شوند. در جابجایی آزاد خالص، توانایی غالب آمدن نیروی شناوری جریان بوسیله عدد رایلی سنجیده می‌شود.

$$Ra=\frac{\rho g\beta\Delta Tl^3}{\nu\alpha} \qquad (۲)$$

۵Peng, S., and Davison L.
۶Ziskind, G., and Dubovsky, V.
۷Onbasioglu, H., and Egrican, A.
۸Chen, Z., and Bandopadhayay, P.
۹Kaiser, A., and Zamora, B.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.5.6]

$$\beta = -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_P \qquad (۳)$$

$$\alpha = \frac{K}{\rho c_P} \qquad (٤)$$

در جریانات جابجایی آزاد عدد بدون بعد رایلی نقش اصلی را در تعیین آرام یا آشفته بودن جریان برعهده دارد. عدد رایلی به صورت $Ra_H = (Gr_H)(\Pr)$ نیز بیان می‌شود.

اگر عدد رایلی کمتر از 10^8 باشد نشان می‌دهد که جریان آرام غالب بر نیروی شناوری است، با رخ دادن جریان متلاطم محدوده رایلی به صورت $10^8<Ra<10^{10}$ تغییر می‌کند [۲۰].

۳- مدل ریاضی

در تحلیل یک جریان سیال چه در حالت آشفته و چه در حالت آرام باید به حل معادلات پیوستگی، ممنتوم و انرژی که کلی‌ترین معادلات در حل جریان‌های لزج می‌باشند پرداخت. حل کامل دستگاه معادلات ناویراستوکس با اعمال شرایط مرزی موجود در هر مسئله شکل صحیح الگوی جریان سیال و انتقال حرارت در محیط مورد نظر را بیان می‌کند. در بدست آوردن معادلات آشفتگی تمامی پارامترهای موجود در معادلات آرام به دو بخش میانگین و نوسانی تقسیم می‌شوند. معادله پیوستگی به فرم دیفرانسیلی به صورت رابطه زیر است.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \qquad (٥)$$

معادله ممنتوم برای جریان آشفته به صورت زیر بیان می‌گردد.

$$\rho\left(\overline{u}_j \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j}\right) = \overline{B}_i - \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \left(\mu \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u_i' u_j'}\right) \qquad (٦)$$

تنها تفاوت معادله ممنتوم حاصله با معادله ممنتوم با کمیت‌های لحظه‌ای، اضافه شدن ترم آخر در سمت راست معادله یعنی ($\overline{\rho u_i' u_j'}$) می‌باشد. این ترم را اصطلاحا تنش آشفتگی یا تنش رینولدز می‌نامند. تفاوت معادلات جریان آرام و آشفته در همین ترم است. این ترم، از لحاظ فیزیکی یک تنش نمی‌باشد، بلکه بیانگر اثر تبادل اینرسی (ممنتوم) می‌باشد.

معادله انرژی نیز به شکل زیر است [۲۱].

$$\frac{\partial (T u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\upsilon}{\Pr}\frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{T' u_j}\right) \qquad (۷)$$

۳-۱- شبیه‌سازی اتاق با مدل‌های مختلف جریان آشفته

با توجه به آشفته بودن جریان ($Ra=10^{10}$)، لازم است از مدل‌های آشفته جهت شبیه‌سازی جریان جابجایی آزاد استفاده شود. به دلیل وجود نیروهای شناوری، می‌توان از مدل‌های $k-\varepsilon$ و یا انتقال تنش رینولدز برای حل جریان جابجایی آزاد استفاده کرد [۲۰]. لذا از مدل‌های دو معادله‌ای Standard $k-\varepsilon$ و RNG $k-\varepsilon$ و نیز مدل‌های انتقال تنش رینولدز Low-Re stress-omega و Linear Pressure-strain جهت مدل‌سازی استفاده شده است. به منظور انتخاب مدل اغتشاش مناسب و نیز صحت‌سنجی راه حل عددی، نتایج حاصل از مدل‌سازی با نتایج تجربی چن [۷] مقایسه گردید.

نتایج حاصل از مدل‌سازی در جدول (۱) و درصد خطای مدل‌های عددی در مقایسه با مدل تجربی در جدول (۲) آورده شده است.

جدول (۱) نتایج حاصل شده از مدل‌های عددی و مدل تجربی

مدل	$\overline{Nu}_1$	$\overline{Nu}_2$	$T(C^\circ)$
Experimental	۱۴۹/۰۳	۱۱۲/۳۴	۱۸
Low-Re stress omega	۱۶۰/۹۵	۱۲۳/۰۸	۲۱
Linear pressure Strain	۱۶۲/۶۵	۱۲۶/۱۴	۲۲/۱۲
RNG $k-\varepsilon$	۱۷۴/۲۳	۱۲۹/۳۸	۲۴/۰۲
Standard $k-\varepsilon$	۱۷۷/۶۴	۱۳۱/۱۴	۲۶/۷۲

جدول (۲) درصد خطای مدل‌های عددی در مقایسه با مدل تجربی

مدل	$\overline{Nu}_1$	$\overline{Nu}_2$	$T(C^\circ)$
Low-Re stress omega	۸	۹/۵	۱۶/۶۶
Linear pressure Strain	۹/۱	۱۲/۳۶	۲۲/۸۸
RNG $k-\varepsilon$	۱۶/۹۰	۱۵/۱۶	۳۳/۴۴
Standard $k-\varepsilon$	۱۹/۱۹	۱۶/۷۳	۴۸/۴۴

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.5.6]

دلیل نزدیک‌تر بودن نتایج مدل‌های انتقال تنش برشی به نتایج تجربی این است که با توجه به سه بعدی بودن مساله، در مدل انتقال تنش برشی برای تعیین دقیق توزیع تنش‌های رینولدز از شش معادله انتقالی استفاده می‌شود، اما در مدل‌های دو معادله‌ای $k-\varepsilon$ از بین شش تنش رینولدز مجهول مورد نظر، تنها می‌توان مطمئن بود که دو تنش بطور دقیق و مابقی به صورت غیر دقیق محاسبه شده‌اند. مدل‌های گردابه‌ای- لزج[۱] در جریانات لایه مرزی متصله، تا جایی که تنها یک مولفه از تانسور تنش رینولدز از اهمیت برخوردار است، خوب جواب می‌دهند. در چنین جریاناتی، مدل گردابه‌ای- لزج معیار و بیانی از مولفه غالب تنش رینولدز (در این نوع جریانات اغلب $\overline{u'^2}$) می‌باشد. اما چنانچه جریان از این حالت بسیار ساده فرضی کمی انحراف پیدا نماید و یا به اصطلاح اندکی پیچیده‌تر گردد، دیگر فرض استفاده شده در مدل گردابه‌ای- لزج (که تنش‌های رینولدز تنها به گرادیان‌های سرعت میدان جریان متوسط مربوط است) صادق نمی‌باشد و دیگر نمی‌توان به اعتبار مدل‌های گردابه‌ای- لزج دل بست. لذا با مقایسه نتایج عددی با تجربی، مدل انتقال تنش برشی رینولدز پایین که دارای کمترین میزان خطا است به عنوان مدل اغتشاش مناسب انتخاب شد. معادله انتقال تنش رینولدز به صورت زیر است.

$$\frac{D}{Dt}\left(\overline{u_i'u_j'}\right)=\frac{\partial\left(d_{ijk}\right)}{\partial x_k}+P_{ij}+G_{IJ}+\phi_{IJ}+\varepsilon_{IJ} \qquad (۸)$$

که در آن :

جابجایی آشفتگی به واسطه جریان متوسط:

$$\frac{D}{Dt}\left(\overline{u_i'u_j'}\right)=\overline{u_k}\frac{\partial\left(\overline{u_i'u_j'}\right)}{\partial x_k} \qquad (۹)$$

تولید آشفتگی به واسطه کرنش متوسط:

$$P_{ij}=-\left[\left(\overline{u_i'u_k'}\right)\frac{\partial\left(\overline{u_j'}\right)}{\partial x_k}+\left(\overline{u_j'u_k'}\right)\frac{\partial\left(\overline{u_i'}\right)}{\partial x_k}\right] \qquad (۱۰)$$

تولید آشفتگی به واسطه نیروی حجمی:

$$G_{IJ}=\left(\overline{u_i'f_j'+u_j'f_j'}\right) \qquad (۱۱)$$

همبستگی بین فشار و کرنش آشفته:

$$\phi_{ij}=\overline{\frac{P'}{\rho}\left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j'}{\partial x_i}\right)}=\frac{2\overline{p'}}{\rho}S_{ij}' \qquad (۱۲)$$

اضمحلال آشفتگی:

$$\varepsilon_{ij}=2\upsilon\overline{\frac{\partial u_i'}{x_k}\frac{u_j'}{x_k}} \qquad (۱۳)$$

دیفیوژن یا پخش آشفتگی:

$$d_{ijk}=\overline{\frac{P}{\rho}\left(u_i'\delta_{jk}+u_j'\delta_{ik}\right)}+\nu\frac{\partial\left(\overline{u_i'u_j'}\right)}{\partial x_k}-\overline{u_i'u_j'u_k'} \qquad (۱۴)$$

از آنجایی که در رابطه نظیر انرژی جنبشی آشفتگی به صورت ($0.5k=\overline{u_i'u_j'}$) می‌باشد، با نگاهی به رابطه (۷) می‌توان مشاهده نمود که تنها با عوض نمودن اندیس j و k به اندیس i و در نهایت با تقسیم نمودن معادلات بدست آمده بر عدد دو می‌توان به معادله انتقالی انرژی جنبشی آشفتگی دست یافت.

$$\frac{Dk}{Dt}=\frac{\partial d_i^{(k)}}{\partial x_i}+p^{(k)}+G^{(K)}-\varepsilon \qquad (۱۵)$$

که در آن ترم

$$P^{(K)}=-\overline{u_i'u_j'}\frac{\overline{\partial u_i}}{\partial x_j} \qquad (۱۶)$$

تولید انرژی جنبشی آشفتگی به واسطه کرنش متوسط و

$$G^{(k)}=\overline{u_i'f_i'} \qquad (۱۷)$$

تولید انرژی جنبشی آشفتگی به واسطه نیروی حجمی و

$$\varepsilon=\nu\overline{\left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_j}\right)^2} \qquad (۱۸)$$

اضمحلال انرژی جنبشی آشفتگی و

$$d_i^{(k)}=\nu\frac{\partial k}{\partial k_i}\frac{\overline{p'u_i'}}{\rho}-\frac{1}{2}\overline{u_j'u_j'u_i'} \qquad (۱۹)$$

دیفیوژن یا پخش انرژی جنبشی آشفتگی می‌باشد [۲۲].

[۱] Eddy-viscosity

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.5.6]

۴- حل عددی

در این مقاله، برای تولید شبکه درون میدان جریان، از شبکه باسازمان استفاده شده است. شبکه باسازمان دارای ساختاری منظم می‌باشد.

با توجه به اینکه نوع و تراکم شبکه محاسباتی بر روی دقت نتایج و زمان محاسبات تاثیر زیادی دارد لذا لازم است که شبکه‌بندی مناسبی که جواب‌گوی دقت مورد نیاز در محاسبات بوده و از نظر زمان انجام محاسبات در حد متعارفی باشد انتخاب نمود. در این راستا به بررسی آرایش و تراکم شبکه‌بندی ناحیه محاسباتی پرداخته شد. برای حل کاملا دقیق یک میدان جریان آشفته با استفاده مستقیم از معادلات بقا بطوری‌که جزیی‌ترین پدیده‌ها نیز مدنظر قرار گرفته شود لازم است که از شبکه محاسباتی استفاده شود که اندازه المان‌های آن کوچکتر از کوچکترین گردابه‌های موجود در جریان باشد. یعنی هر یک از کوچکترین گردابه‌ها به تنهایی توسط چند المان کوچکتر گسسته گردند. در نزدیکی دیواره، جریان تحت تاثیر لزجت قرار دارد. سرعت جریان متوسط فقط به فاصله y از دیوار، چگالی سیال، لزجت سیال و تنش برشی دیوار بستگی دارد. ضخامت سلول‌های نزدیک جدار را می‌توان با نمایش مقدار y^+ چک کرد. y^+ یک پارامتر بی‌بعد است که با رابطه زیر تعریف می شود:

$$y^+ = \frac{\rho u_t y_p}{\mu} \qquad (۲۰)$$

در رابطه فوق داریم:

$$u_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho_w} \qquad (۲۱)$$

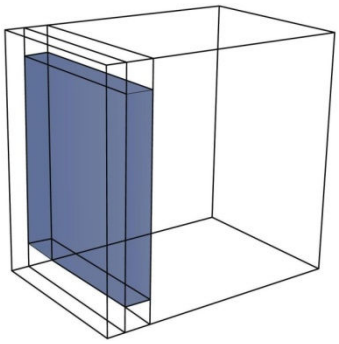
u_τ سرعت اصطکاکی، y_p فاصله از نقطه p تا دیوار، ρ چگالی سیال و μ ویسکوزیته سیال در نقطه p است.

در سطح جامد، سیال ساکن است. حرکت‌های آشفته گردابه نیز در نزدیکی دیواره به صفر میل می‌کند. در غیاب اثرات تنش برشی رینولدز آشفته، سیال نزدیک دیوار تحت تاثیر تنش برشی لزج می‌باشد. این لایه عملا خیلی نازک است و می‌توان فرض نمود که تنش برشی تقریبا ثابت و برابر تنش برشی دیواره می‌باشد. بنابراین:

$$\tau_{(y)} = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \cong \tau_w \qquad (۲۲)$$

برای جریان‌های رینولدز بالا جهت حل زیرلایه‌های لگاریتمی مقدار y^+=۳۰ مناسب است، اما مقدار آن تا $y^+ \leq$ ۳۰۰ می‌تواند افزایش یابد. وقتی تابع جدار پیشرفته (جریان رینولدز پایین) به منظور حل زیرلایه‌های ورقه‌ای بکاربرده می‌شود، y^+ در سلول‌های نزدیک جدار باید در حدود $y^+ \approx$ ۱ باشد. اما به هر حال یک y^+ بالاتر به میزانی که به خوبی در داخل زیرلایه لزج قرار بگیرد قابل قبول است یعنی $y^+ \leq$ ۵ باشد [۲۳].

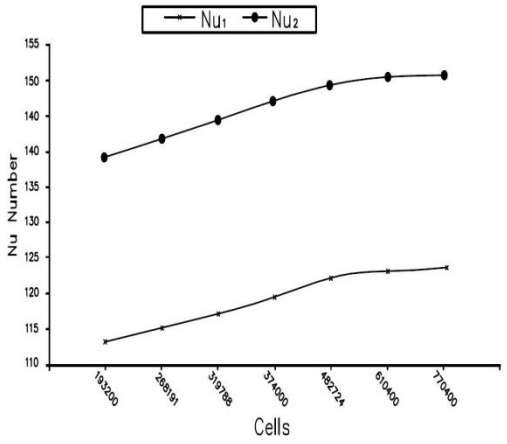
در این مقاله اتاقی به ابعاد ۳m × ۲m × ۲/۸m به عنوان هندسه مرجع، مورد بررسی قرار گرفت که در شکل (۲) نشان داده شده است. در هندسه مورد نظر عرض کانال عمودی (فاصله شیشه تا دیوار) ۰/۱۵m، ارتفاع شکاف بالایی، پایینی و ضخامت دیوار هر کدام ۰/۲۸m می‌باشد.



شکل (۲) نمای سه بعدی اتاق همراه با دیوار ترومب

عدد ناسلت به عنوان معیار سنجش تعداد سلول‌ها در اتاق برگزیده شده، زیرا در انتقال حرارت جابجایی یکی از پارامترهای تاثیرگذار می‌باشد. همچنین قبل از آن نیز از ارضا شدن معادله بقا و بدست آوردن y^+ مناسب اطمینان حاصل شده است. بدین منظور سعی شده است در مناطقی که گرادیان سرعت تغییر می‌کند و نیز در دریچه‌های ورود و خروج هوا و همچنین در نزدیکی دیواره‌ها از شبکه ریزتری استفاده شود.

برای اطمینان از عدم وابستگی نتایج حاصل از حل جریان به شبکه تولید شده، هفت شبکه با تراکم‌های متفاوت تولید و مقادیر ناسلت بدست آمده در این نوع شبکه‌ها با هم مقایسه شدند. مقادیر ناسلت روی سطح پشتی و جلویی دیوار ترومب به ترتیب با Nu_1 و Nu_2 نشان داده شده است. مبنای بدست آوردن جواب مستقل از شبکه پیشروی در تعداد سلول تا زمانی است که تغییرات ناسلت به کمترین مقدار خود برسد. در این زمان برای صرفه‌جویی در زمان حل مسئله کمترین تعداد سلول به عنوان شبکه بهینه انتخاب شد که جزئیات آن در نمودار (۱) نشان داده شده است. با توجه به اینکه از تعداد ۴۸۲۷۲۴ سلول به بعد شیب نمودار کاهش پیدا کرده و تغییرات عدد ناسلت بین تعداد ۶۱۰۴۰۰ سلول و ۷۷۰۴۰۰ سلول ناچیز است لذا تعداد ۶۱۰۴۰۰ سلول مبنای شبکه‌بندی قرار گرفت.



نمودار (۱) میانگین عدد ناسلت در برابر تعداد سلول

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.5.6]

۵- حل عددی براساس هندسه ارائه شده با شرایط مرزی مشخص

تمامی نتایج به‌دست آمده در این بررسی‌ها بر اساس روش گسسته‌سازی درجه اول بوده و برای ایجاد کوپل مابین معادلات پیوستگی و ممنتوم از الگوریتم سیمپل استفاده شده است. برای تعیین شرایط مرزی و شرایط آب‌وهوایی، یکی از روزهای فصل زمستان (ساعت سیزده روز پانزدهم دی‌ماه) در شهر اهواز به عنوان مرجع انتخاب شده است. ثابت‌های شرایط آب‌وهوایی مربوطه و نیز دیگر شرایط استفاده شده در این مقاله در جدول (۳) آورده شده است. انتقال حرارت برای دیوارهای جانبی، کف، سقف و شیشه با محیط بیرون درنظر گرفته شده است.

جدول (۳) شرایط موجود در مسئله

مقدار	شرح
۱۵ $^{\circ}c$	دمای هوا محیط
۰/۷۱	پرانتل هوا
۱/۲۲۵ (kg/m^3)	چگالی هوا
۱۰۰۶/۴۳ (j/kg-k)	گرمای ویژه هوا
۰/۰۲۴۲ (w/m-k)	رسانایی گرمایی هوا
۱/۷۸۹۴ (kg/m-s)	ویسکوزیته هوا
۰/۰۰۳۴۳ (1/k)	ضریب انبساط حرارتی هوا
۲۴۰۰ (kg/m^3)	چگالی دیوار بنایی
۸۸۰ (j/kg-k)	گرمای ویژه دیوار بنایی
۱/۷ (w/m-k)	رسانایی گرمایی دیوار بنایی
۲۵۲۰(kg/m^3)	چگالی شیشه
۸۴۰ (j/kg-k)	گرمای ویژه شیشه
۰/ ۹۶ (w/m-k)	رسانایی گرمایی شیشه
۸۰۰ (w/m^2)	شدت تابش مستقیم خورشید
۷۵ (w/m^2)	شدت تابش پراکنده خورشید
۴۸/۴۹ (deg)	طول جغرافیایی
۳۱/ ۲۴ (deg)	عرض جغرافیایی
۳/۵(+GMT)	اختلاف ساعت با گرینویچ
۰/۹	ضریب جذب دیوار سیاه‌رنگ
۰/۱	ضریب جذب شیشه
۰/۸	ضریب عبور شیشه

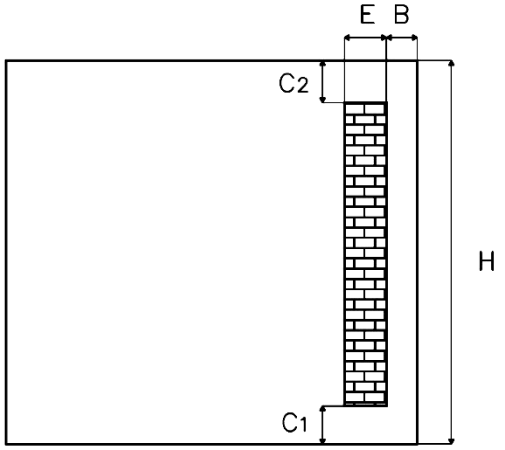
در این کار از مدل بارگذاری خورشید همراه با درنظر گرفتن اثرات آن استفاده شده است[۲۰]. با تعریف پارامترهای خورشیدی برای مدل بارگذاری خورشیدی، لازم است شرایط مرزی مناطق مرزی شرکت کننده در خورشیدی را تعیین و تنظیم نمود.

شیشه به عنوان دیوار نیمه‌شفاف و بقیه دیوارها به عنوان دیوار تیره یا مات تعریف شده‌اند. ضریب جذب دیوار سیاه‌رنگ و ضرایب جذب و عبور شیشه در جدول (۳) آورده شده است.

۶- بدست آوردن هندسه بهینه کانال‌های سیستم دیوار ترومب جهت انتقال حرارت بیشینه

برای بدست آوردن هندسه بهینه کانال‌های دیوار ترومب شبیه‌سازی‌های سه بعدی در دامنه اعداد رایلی از 10^7 تا 10^{10} برای جریان آرام و متلاطم صورت گرفت و از میانگین عدد ناسلت به عنوان معیاری برای بیشینه‌سازی انتقال حرارت استفاده شد. مقدار میانگین عدد ناسلت مربوط به سطح جلویی دیوار می‌باشد. لازم به ذکر است در کلیه حالات بعد سوم (عرض اتاق) ثابت فرض شده است.

در هندسه مورد نظر نسبت عرض کانال عمودی به ارتفاع اتاق B/H و نسبت ارتفاع‌های تهویه‌های بالا و پایین و ضخامت دیوار نسبت به ارتفاع کانال عمودی به ترتیب C_1/H، C_2/H و E/H می‌باشند که جزئیات آن در شکل (۳) نشان داده شده است.



شکل (۳) جزئیات اتاق از نمای جانبی

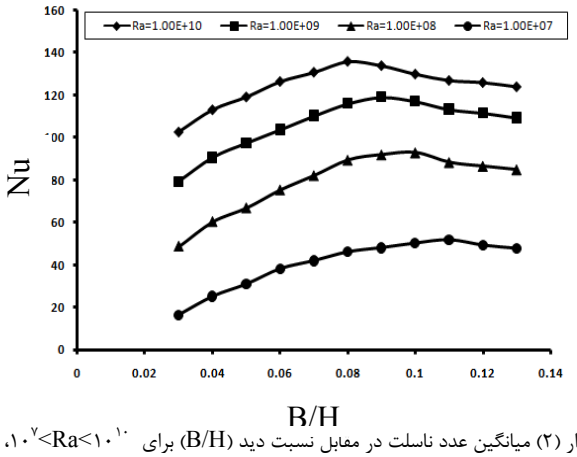
۶-۱- فاصله دیوار از شیشه

در دامنه اعداد رایلی مقادیر ناسلت متوسط برای فواصل ۰/۰۸۴<B<۰/۳۹۲ بدست آمد. سایر مقادیر هندسی نیز ثابت فرض شدند. مقادیر حاصل شده از شبیه‌سازی برای نسبت دید بدون بعد B/H نسبت به میانگین عدد ناسلت در نمودار (۲) آورده شده است.

هر کدام از مجموعه نقاط برای یک عدد رایلی برای نسبت‌های متفاوت B/H بدست آمده است. در هر عدد رایلی یک نسبت B/H وجود دارد که عدد ناسلت در آن بیشینه است این نسبت را $(B/H)_{opt}$ می‌نامیم. نتایج حاصل

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.5.6]

شده حاکی از آن است که با افزایش عدد رایلی مقدار B/H بهینه کاهش می‌یابد. برای مقادیر B/H پائین‌تر از $(B/H)_{opt}$، دلیل کاهش چشمگیر انتقال گرما این است که وقتی مقدار B/H کوچک است، هسته جریان سیال به دمای بالایی رسیده و به دمای دیوار نزدیک می‌شود. بنابراین، در طراحی مقادیر B/H کوچکتر از $(B/H)_{opt}$ در مقایسه با مقادیر بالاتر B/H مناسب نبوده و بعلاوه هرچه مقدار رایلی بالاتر باشد، منحنی ناسلت در مقابل B/H حساسیت بیشتری دارد.

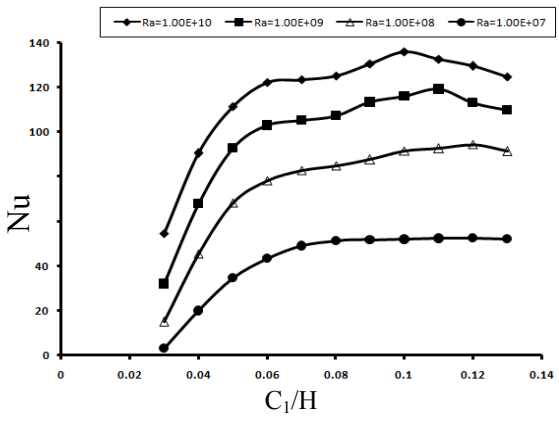


نمودار (۲) میانگین عدد ناسلت در مقابل نسبت دید (B/H) برای $10^{7}<Ra<10^{10}$، مقادیر $C_1/H=C_2/H=E/H=$ ۰/۱ است.

با توجه به اینکه مقدار عدد رایلی در مسئله 10^{10} است نسبت بهینه B/H ، ۰/۰۸ بدست آمد.

۶-۲- کانال افقی پایین

در دامنه اعداد رایلی مقادیر ناسلت متوسط برای فواصل $0/084<C_1<0/392$ بدست آمد. سایر مقادیر هندسی نیز ثابت فرض شدند. مقادیر حاصل شده برای نسبت بدون بعد C_1/H نسبت به میانگین عدد ناسلت در نمودار (۳) آورده شده است.

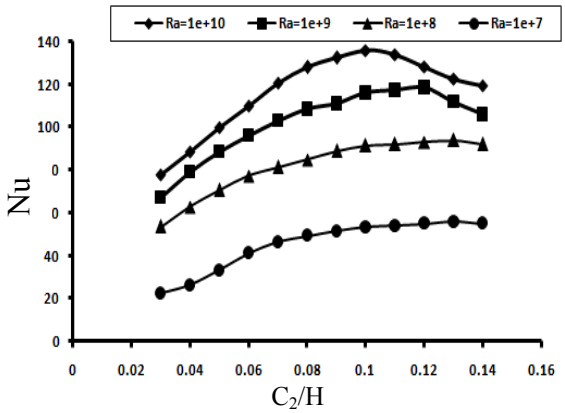


نمودار(۳) میانگین عدد ناسلت در مقابل نسبت C_1/H برای $10^{7}<Ra<10^{10}$، مقادیر $C_2/H=E/H=$ ۰/۱ و مقادیر B/H نتایج حاصل شده از نمودار (۲) است.

همان‌گونه که در نمودار مشخص است که با افزایش عدد رایلی مقدار C_1/H بهینه کاهش می‌یابد. با توجه به مقدار عدد رایلی که در مسئله 10^{10} است نسبت بهینه C_1/H، ۰/۱ بدست آمد.

۶-۳- کانال افقی بالا

در دامنه اعداد رایلی مقادیر ناسلت متوسط برای فواصل $0/084<C_2<0/392$ بدست آمد. سایر مقادیر هندسی نیز ثابت فرض شدند. مقادیر حاصل شده برای نسبت بدون بعد C_2/H نسبت به میانگین عدد ناسلت در نمودار (۴) آورده شده است.



نمودار(۴) میانگین عدد ناسلت در مقابل نسبت C_2/H برای $10^{7}<Ra<10^{10}$، مقدار $E/H=$ ۰/۱ و مقادیر B/H و C_1/H نتایج حاصل شده از نمودارهای (۲) و (۳) می‌باشند.

همان‌طور که مشخص است که با افزایش عدد رایلی مقدار C_2/H بهینه کاهش می‌یابد. مقدار عدد رایلی در مسئله مورد نظر 10^{10} است، لذا نسبت بهینه C_2/H ، ۰/۱۱ می‌باشد.

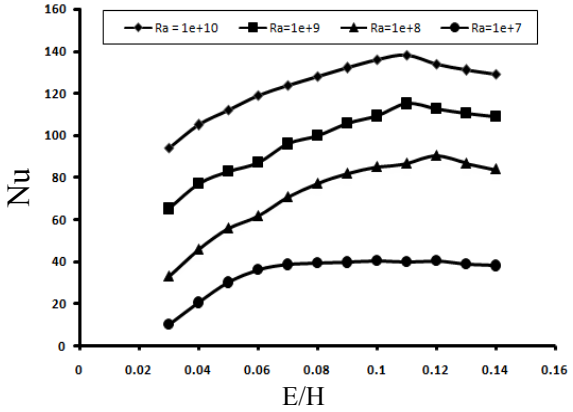
با توجه به تغییرات مقادیر حاصل شده برای عدد ناسلت در بازه اعداد رایلی تعریف شده مشخص می‌گردد که تاثیر شکاف پایینی بر انتقال حرارت از تاثیر شکاف بالایی بیشتر است.

۶-۴- ضخامت دیوار

همانند حالت‌های قبل برای ضخامت‌های $0/084<E<0/392$ شبیه‌سازی صورت گرفت. سایر مقادیر هندسی نیز ثابت فرض شدند. مقادیر حاصل شده برای نسبت بدون بعد E/H نسبت به میانگین عدد ناسلت در نمودار (۵) آورده شده است.

با توجه به نمودار مشخص می‌شود که با افزایش عدد رایلی مقدار E/H بهینه کاهش می‌یابد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.5.6]



$<10^{7}$، مقادیر $<Ra$برای 10^{10} E/Hنمودار(۵) میانگین عدد ناسلت در مقابل نتایج حاصل شده از نمودارهای (۲) و (۳) و (۴) C_2/H و C_1/H و B/H می‌باشند.

با توجه به اینکه مقدار عدد رایلی در مسئله 10^{10} است نسبت بهینه E/H، ۰/۱۱ می‌باشد.

۷- نتیجه‌گیری

با توجه به آشفته بودن جریان و وجود نیروهای شناوری، برای مدل‌سازی جریان آشفته از مدل‌های دو معادله‌ای $k-\varepsilon$ و مدل‌های انتقال تنش برشی برای حل جریان جابجایی آزاد استفاده شد، که پس از مدل‌سازی و مقایسه نتایج حاصل از مدل‌های عددی با مدل تجربی، مدل انتقال تنش برشی رینولدز پایین به عنوان مدل برتر انتخاب گردید.

پس از بدست آوردن هندسه بهینه کانال‌ها مشخص شد که تاثیر تغییر اندازه شکاف پایینی از شکاف بالایی بر انتقال حرارت بیشتر است، زیرا هوای عبوری از شکاف بالایی گرمتر بوده، سرعتش بیشتر و در نتیجه انرژی بیشتری دارد. همچنین مشخص شد مقادیر بهینه کلیه پارامترهای هندسی اعم از فاصله دیوار حرارتی با شیشه، ضخامت دیوار و مساحت هواکش‌های بالایی و پایینی با افزایش عدد رایلی کاهش می‌یابد زیرا به نوعی می‌توان گفت که رایلی موتور انتقال حرارت جابجایی آزاد می‌باشد که با افزایش آن این موتور قویتر شده و توانایی انتقال جرم بیشتری را دارد.

۸- فهرست علائم

B_i	نیروی حجمی
g	شتاب گرانش، m^{-2}
Gr	عدد گراشف
l	طول، m
K	ضریب انبساط حرارتی، $w\ m^{-1}\ k^{-1}$
k	نرخ آشفتگی، $m^2\ s^{-2}$
Nu	عدد ناسلت
P	فشار، $N\ m^{-2}$
Pr	عدد پرانتل
Ra	عدد رایلی
Re	عدد رینولدز
T	دما، $^{\circ}c$
U	سرعت، $m\ s^{-1}$
Y	فاصله، m
علائم یونانی	
β	ضریب انبساط حرارتی، k^{-1}
μ	ویسکوزیته دینامیکی، $kg\ m^{-1}s^{-1}$
α	ضریب دیفیوز حرارتی، $m^2\ s$
ρ	دانسیته، $kg\ m^{-3}$
ν	ویسکوزیته سینماتیکی، $m^2\ s^{-1}$
ω	فرکانس آشفتگی، s^{-1}
ε	نرخ آشفتگی، $m^{-2}s^{-3}$

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.5.6]

۹- مراجع

[۱] آقا نجفی، س.، دهقانی، ع.، "انتقال حرارت تابشی خورشیدی و کاربرد آن در ساختمان"، انتشارات دانشگاه صنعتی خواجه نصیر الدین طوسی، ایران. ۱۳۸۶.

[۲] Akbari, H., and Borgers, T.R.,"Free convective laminar flow within the Trombe wall channel", Solar Energy, Vol. 22, pp.165-174, 1979.

[۳] Borgers, T.R., and Akbari, H., "Free convective turbulent flow within the Trombe wall channel", Solar Energy, Vol. 33, pp.253-264, 1984.

[۴] Gan, G., "A parametric study of trombe walls for passive cooling of buildings", Energy and Building, Vol. 27, pp.37-43, 1998.

[۵] Gubran, H,. Hamdan, MA., Manfalouti, W., "Modeling free convection in aconbection in a Trombe wall", Renew Energy, Vol. 1, pp.351-360, 1991.

[۶] Warrington, R.O., and Ameel, T.A., "Experimental studies of natural convection in partitioned enclosures with a Trombe wall geometry", Gouranl of Solalr Energy Engineering, Vol.117, pp. 16-21.1995.

[۷] Galal, M. J., and Sajda S. F.," Simulation of trombe wall in Baghdad atmosphere", Solar Energy, Vol.26, pp.66-71, 2006.

[۸] Smolec, W., and Thomas, A., " Theoretical and experimental investigatings of heat transfer in a Trombe wall", Energy Convers, Vol. 34, pp.385-400, 1993.

[۹] Fedorov, A.G., and Viskanta, R.," Turbulent natural convection heat transfer in an asymmetrically heated, vertical parallel-plate channel", Vol.40, pp.3849-3860, 1997.

[۱۰] Peng, S., and Davison L," Computation of turbulent buoyant flows in enclosures with low–Reynolds number k-omega models", Int J Heat Fluid Flow, Vol. 20, pp. 172-184, 1999.

[۱۱] Ziskind, G., Dubovsky, V., , Letan, ". Ventilation by natural convection of a one-storey building",]. Energy and Buildings, Vol. 34, pp. 93-104, 2002.

[۱۵] Kaiser, A., Zamora, B., and Viedma, A., " Correlation for Nusselt number in natural convection in vertical convergent channels at uniform wall temperature by a numerical investigation", Vol.25, pp.671-682, 2004.

[۱۶] Da silva, A., and Gosselin, L., " Optimal geometry of L and C-shaped channels for maximum heat transfer rate in natural Convection", . Int J Heat Mass Transf, Vol. 48, pp. 609-620, 2005.

[۱۷] Ayinde, T., Said, S.,and Habib, M., " Experimental investigation of turbulent natural convection flow in a channel", Heat Mass Transf, Vol. 42, pp.169-177, 2006.

[۱۲] Onbasioglu, H., and Egrican, A., " Experimental approach to the thermal response of passive systems",. Energy Convers Mngmt, Vol.43,pp. 2053-2065, 2002.

[۱۳] Chen, Z., Bandopadhayay, P., Halldorsson, J., Byrjalsen, C., and Heiselberg, P.," An experimental investigation of a solar chimney model with uniform wall heat flux", Build Environ, Vol.38, pp. 893-906, 2003.

[۱۸] Burek, S., and Habeb, A.," Air flow and thermal efficiency characteristics in solar chimmneys and Trombe Walls", Energy Build, Vol.39, pp. 128-135, 2007.

[۱۹] Incropera, F.P., and Dewett, D.P., " Introduction to heat transfer".

[۲۰] FLUENT 6, FLUENTS User's Guide, Vol.11, pp.78-82 and vol. 13, pp.108-125, Incorporated, 1998.

[۲۱] Versteeg, H. K. and Malalasekera, W., An Introduction to Computational Fluid Dynamics, Loughborough, 1995.

[۲۲] ching, G.C., and Shenq, Y.J., Fundamentals of turbulence modelin; Taylor & Francis. 1998.

[۲۳] Anderson, D. A., Tannehill, J.C. and Pletcher, R. H., Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer , Hemisphere Publishing Corporation, Taylor & Francis Group, New York, 1984.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1389.1.2.5.6]