



بررسی عددی جریان و انتقال حرارت جابجایی مخلوط نانوسیال در حفره تهویه شده با استفاده از مدل دوفازی مخلوط

امیرحسین نگهی*، کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد، ایران.
سید امیر عباس علموی، استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد یزد، دانشگاه آزاد اسلامی، یزد، ایران.
E-Mail: amir_ne69@yahoo.com

چکیده

در تحقیق حاضر انتقال حرارت جابجایی مخلوط (آرام) در محفظه در حال تهویه با حضور مانع داخلی به صورت مدل دوفازی (مخلوط) بررسی شده است. دیواره‌های محفظه آدیاباتیک بوده و سیال ورودی در دمای سرد فرض شده است. انتقال حرارت جابجایی در نانوسیالات را می‌توان با دو روش تک فاز و دوفاز مدل کرد. در تحقیق حاضر، از روش دوفازی اویلری-اویلری (مخلوط) برای بررسی جریان نانوسیال استفاده شده است. چشمه داخلی دارای شار حرارتی ثابت می‌باشد و همچنین بر روی چشمه دو فین تعبیه شده است. در این تحقیق از یک روش عددی حجم محدود استفاده شده است. تاثیر عدد گراشف، کسر حجمی نانو ذرات، عدد رینولدز، نوع نانوسیال و موقعیت‌های مختلف چشمه مورد مطالعه قرار گرفته است و نتایج به صورت نمودارهای خط جریان، هم دما و عدد ناسلت ارائه شده اند. در این تحقیق نانوسیال آب-آلومینا و آب-اکسید مس با قطر نانو ذرات ۳۳ نانومتر و دمای ۳۰۰ کلوین به عنوان سیال عامل مورد استفاده قرار گرفته است. محدوده مورد استفاده برای عدد گراشف بین 10^3 و 10^5 ، کسر حجمی نانو ذرات بین ۰ تا ۰/۰۵ و عدد رینولدز بین ۱۰۰ و ۵۰۰ می‌باشد. نتایج نشان دادند که افزایش کسر حجمی نانو ذرات سبب افزایش ناسلت جریان شده ولی افزایش گراشف بسته به رینولدز جریان موجب افزایش یا کاهش ناسلت جریان می‌شود. موقعیت مناسب چشمه در هر دو عدد رینولدز گوشه سمت راست و بالا می‌باشد. از بین دو نانوسیالی که در این تحقیق استفاده شد، بهترین خواص حرارتی را نانوسیال آب-اکسید مس از خود نشان داد.

کلیدواژگان

نانوسیال، حفره دارای تهویه، جابجایی مخلوط، مدل دوفازی مخلوط.

Numerical Investigation of Heat and Fluid Flow in a Ventilated Cavity with Nanofluids using two-phase mixture model

A. Negahi, M.Sc. in Mech. Eng., Dept. of Mech. Eng., Yazd University, Yazd, Iran

S. A. A. Oloomi, Ass. Prof., Dept. of Mech. Eng., Yazd Branch, Islamic Azad University, Yazd, Iran

Abstract

At the present study, Eulerian-Eulerian two-phase method, (Mixture model) has been used for investigation of mix convection (laminar) in the ventilated cavity. All the walls are considered to be adiabatic and the cold nanofluid enters the cavity to cool the heat source. Convection heat transfer in nanofluid can be modeled by two different methods single-phase method and two-phase method. At the present study, Eulerian-Eulerian two-phase method (Mixture model) has been used for investigation of nanofluid. The heat source has two fins. Transport equations for Newtonian fluid have been solved numerically, using finite volume method. The effects of relevant parameters such as Grashof number ($10^3 \leq Gr \leq 10^5$), Reynolds number ($100 \leq Re \leq 500$), solid volume fraction of the nanoparticles (0% to 5%), type of nanofluid and location of the heat source on the cooling performance of the cavity have been studied. Results are presented in the form of streamlines, isotherms and average Nusselt number. The results indicate that increase in solid concentration leads to increase in the average Nusselt number at the heat source surface but the effects of Grashof number depends on Reynolds number. The best placement of heat source in order to maximize the heat transfer performance is top right corner. It is shown that water nanofluid exhibits elevated thermal performance in comparison with Al₂O₃-water nanofluid.

Keywords : Nan fluids, ventilated cavity, mixed convection, two-phase mixture model.

۱- مقدمه

در سالیان اخیر با توجه به ضرورت استفاده از نانوسیالات در زمینه بهبود انتقال حرارت استفاده از نانو سیالات درون محفظه ها رایج گردیده و تاثیرات درصدهای حجمی نانوسیال در میزان انتقال حرارت و تغییر در خطوط جریان و دما به عنوان یکی از پارامترها مهم مورد بررسی قرار گرفته است.

یکی از اولین مطالعات عددی توسط خانافر (Khanafar) و همکارانش صورت گرفت. نتایج آن پها نشان می‌دهد که در یک گرافت معین نرخ انتقال حرارت با افزایش کسر حجمی نانوذرات افزایش می‌یابد [۱]. هوانگ (Hwang) و همکاران به مطالعه عددی انتقال حرارت در یک محفظه مستطیلی پر شده از یک نانوسیال پرداختند. آنها از مدل‌های مختلفی برای ارزیابی ضریب هدایت حرارتی و ویسکوزیته نانوسیال استفاده کردند [۲].

پوترا (Putra) و همکارانش در یک کار تجربی به بررسی انتقال حرارت در یک استوانه عمودی پرداختند که از زیر گرم می‌شد و جریان جابجایی طبیعی در آن بوجود می‌آمد. آنها با استفاده از نانوسیال آب-آلومینا و غلظت‌های ۱ و ۴ درصد و نسبت‌های منظر متفاوت این موضوع را بررسی کردند. آنها در تمامی بازه عدد رایلی و نسبت حجمی‌های مختلف نانوذرات کاهش انتقال حرارت را گزارش نمودند [۳]. در یک مطالعه عددی هو (Ho) و همکارانش اثرات لزجت دینامیکی و ضریب هدایت حرارتی نانوسیال را بر انتقال حرارت آن درون محفظه مربعی بررسی کردند. از جمله نتایج این بررسی آن است که در یک رایلی مشخص با افزایش در صد غلظت نانوسیال جریان ناشی از نیروی شناوری کاهش می‌یابد [۴]. شاهی (Shahi) و همکاران به بررسی جابجایی ترکیبی نانوسیال در محفظه مورد تهویه که یک چشمه حرارتی بدون ضخامت بر روی دیوار افقی پایین نصب شده است، پرداخته‌اند. آنها بهبود انتقال حرارت در اثر استفاده گرافت متفاوت گزارش کردند [۵]. معادلات بقا از

روش حجم محدود حل شده و همچنین جهت لزجت و ضریب هدایت نانوسیال به ترتیب از مدل‌های برینکمن (Brinkman) [۶] و پاتل (Patel) [۷] استفاده شده بود. مشاهده شد که افزایش عدد ریچاردسون انتقال حرارت و ناسلت را بهبود بخشیده و باعث کاهش دما در نزدیکی منبع حرارتی می‌گردد. افزایش غلظت هم نتایج مشابهی را به دنبال داشت.

ابوندا (Abunada) و ازتاپ (Oztop) اثر تغییر زاویه بر نرخ انتقال گرما در یک حفره حاوی نانوسیال را به صورت عددی مورد مطالعه قرار دادند و نشان دادند که اثر غلظت نانوذرات بر عدد ناسلت در مقادیر پایین کسر حجمی بیشتر از مقادیر بالای کسر حجمی است [۸].

امین الساداتی و قاسمی [۹] و محمودی و همکارانش [۱۰] به شبیه‌سازی انتقال حرارت جابجایی طبیعی در محفظه‌های دو بعدی پرداختند. آنها همگی افزایش و بهبود انتقال حرارت جابجایی طبیعی در اثر بکارگیری نانوسیال را گزارش کردند. آنها برای تخمین لزجت نانو سیال از مدل برینکمن [۶] استفاده کردند.

علیزاده و همکاران [۱۱] به بررسی جریان و انتقال حرارت نانوسیال درون محفظه مورد تهویه که در آن یک جسم داخلی تولید حرارت می‌کند، به صورت عددی بررسی کرده‌اند. از جمله نتایج این بررسی عبارت از این است که افزایش و یا کاهش ناسلت به موقعیت منبع حرارتی در محفظه وابسته است.

در مطالعه حاضر به بررسی جابجایی مخلوط (آرام) برای نانوسیال آب-آلومینا درون یک محفظه مربعی دارای تهویه با وجود منبع حرارتی و با استفاده از مدل دوفازی پرداخته شده است. به طور خاص در مسئله اخیر بررسی اثرات ناشی از تغییر پارامترهای موثر بر میدان جریان و میزان انتقال حرارت به صورت تجربی در اغلب موارد کاری هزینه بر و دشوار بوده لذا استفاده از روش‌های عددی به عنوان جایگزین مناسب برای شبیه سازی این‌گونه مسائل مطرح است. کار انجام شده ادامه

$$\frac{\partial(\rho_m V_m)}{\partial t} + \nabla(\rho_m V_m) = 0 \quad (1)$$

که در آن V_m ، بردار سرعت متوسط جرمی و ρ_m چگالی مخلوط است.

$$V_m = \frac{\phi \rho_p V_p + (1-\phi) \rho_f V_f}{\rho_m} \quad (2)$$

$$\rho_m = \phi \rho_p + (1-\phi) \rho_f \quad (3)$$

معادله مقدار حرکت مخلوط از مجموع معادلات مقدار حرکت منفرد همه فازها بدست می‌آید و می‌تواند به صورت زیر بیان شود:

$$\frac{\partial(\rho_m V_m V_m)}{\partial t} + \nabla(\rho_m V_m V_m) = \nabla \left[\mu_m (\nabla V_m + \nabla V_m^T) \right] - \nabla P + \rho_m \bar{g} + \vec{F} + \nabla \left(\sum_{k=1}^n \phi_k \rho_k V_{dr,k} \cdot V_{dr,k} \right) \quad (4)$$

که در آن n تعداد فازها، F نیروی حجمی و μ_m لزجت مخلوط است. $V_{dr,k}$ سرعت رانشی برای فاز k است که به شکل زیر تعریف می‌شود:

$$V_{dr,k} = V_{pq} - V_m \quad (5)$$

سرعت نسبی به عنوان اختلاف سرعت فاز ثانویه (p) به سرعت فاز اولیه (q) شناخته می‌شود:

$$V_{pq} = V_p - V_q \quad (6)$$

رابطه بین سرعت رانشی و سرعت نسبی به شکل زیر است:

$$V_{dr,k} = V_{pq} - \sum_{k=1}^n \frac{\phi_k \rho_k}{\rho_m} V_{qk} \quad (7)$$

برای سرعت نسبی، V_{pq} در مرجع [۱۲] رابطه زیر ارائه شده است:

$$V_{pq} = \frac{\rho_p d_p^2}{18 a_q f_{drag}} \frac{\rho_p - \rho_q}{\rho_p} \quad (8)$$

در این رابطه d_p قطر ذرات فاز ثانویه a_q شتاب ذرات فاز ثانویه- است. ضریب کشش، f_{drag} از رابطه شیلر و نئومان (Schiller and Naumann) ارائه شده است [۱۳]:

$$f_{drag} = \begin{cases} 1 + 0.15 \text{Re}^{0.087} & @\text{Re} \leq 10 \\ 0.0183 \text{Re} & @\text{Re} \leq 1000 \end{cases} \quad (9)$$

مرجع [۱۱] بوده و تحلیل دو فازی در هندسه مشابه تاکنون انجام نشده و در اینجا از طریق مدل دو فازی به بررسی مساله پرداخته شده است. سرعت لغزشی بین سیال و ذرات جامد صفر نیست و با وجود عواملی از قبیل نیروی اصطکاک بین سیال و ذرات جامد، بنابراین استفاده از روش دوفازی برای مدل کردن نانوسیالها مناسب تر است. انتقال حرارت جابجایی ترکیبی در محفظه‌ها دارای کاربردهای مختلفی از قبیل تهویه مکانها، تجهیزات خنک کننده الکترونیکی، کلکتورهای خورشیدی و غیره می‌باشد. در هندسه مورد تحقیق برای افزایش سطح چشمه حرارتی از فین استفاده شده و محل قرارگیری فینها اختیاری بوده و می‌توان در مکانهای دیگری از چشمه قرار گرفته و حتی می‌توان تعداد بیشتری اختیار کرد.

۲- مدل سازی فیزیکی و فرمول بندی مسأله

هندسه مورد نظر مطابق شکل (۱) می‌باشد، طول فینها C و ضخامتی معادل $0.1C$ دارا می‌باشند. دیواره‌های محفظه عایق بوده و ارتفاع دیواره عمودی و افقی حفره بترتیب H و L می‌باشد. چشمه داخلی دارای شار حرارتی ثابت می‌باشد. اندازه ورودی و خروجی محفظه برابر $0.1H$ فرض شده‌اند.

خواص ترموفیزیکی آب در دمای 300 K و نانوذرات CuO و Al_2O_3 در دمای مرجع در جدول (۱) درج شده‌اند.

در مدل مخلوط فرض بر این است که فازها در یکدیگر نفوذ نمی‌کنند و هر فاز میدان سرعتی مخصوص به خود را دارد. اما به جای حل معادلات انتقال به صورت جداگانه برای هر یک از فازها، از حل معادلات پیوستگی، مقدار حرکت و انرژی برای ماده مخلوط به همراه معادله کسر حجمی استفاده می‌شود. خواص مورد استفاده در این معادلات بین خواص سیال (فاز اولیه) و جامد (فاز ثانویه) تشکیل دهنده سوسپانسیون است. بنابراین می‌توان این معادلات را به شکل زیر نوشت. معادله پیوستگی مخلوط عبارت است از:

شتاب a به شکل زیر است:

$$\vec{a} = \vec{g} - (V_m \cdot \nabla) V_m \quad (10)$$

معادله انرژی برای مخلوط سوسپانسیونی به شکل زیر است:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\sum_{k=1}^n \phi_k \rho_k E_k \right) + \nabla \cdot \sum_{k=1}^n [\phi_k \vec{V}_k (\rho_k E_k + \mu_k V_k)] = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) + S_E \quad (11)$$

که E_k برای یک فاز تراکم پذیر برابر است با:

$$E_k = h_k + \frac{P}{\rho k} + \frac{V_k^2}{2} \quad (12)$$

برای یک فاز تراکم ناپذیر $E_k = h_k$ است. برای محاسبه ضریب هدایت گرمایی موثر از مدل پاتل استفاده شده است [۷]:

$$\frac{k_{eff}}{k_f} = 1 + \frac{k_p A_p}{k_f A_f} + C k_p Pe \frac{A_p}{k_f A_f} \quad (13)$$

$$Pe = \frac{u_p d_f}{\alpha_f} = \frac{2 T k_B A_p}{\pi \mu_f d_p A_f} = \frac{d_f \phi}{d_p (1 - \phi)} \quad (14)$$

در روابط فوق، d_p قطر ذرات جامد که در اینجا ۳۳ نانومتر منظور شده و d_f بیانگر قطر مولکولی سیال پایه است. u_p سرعت حرکت براونی ذرات و k_B ثابت بولتزمن (Boltzman) می باشد. C ضریبی تجربی است که بستگی به قطر نانوذرات داشته [۱۱] و مقدار آن با توجه به قطر ۳۳ نانومتر برابر ۱۳۵۰۰ می باشد. برای محاسبه لزجت موثر از مدل کورسیون (Corcione) [۱۴] استفاده شده است:

$$\frac{\mu_{eff}}{\mu_f} = \frac{1}{1 - 34.87(dp/deq)^{-0.3} \phi^{1.03}} \quad (15)$$

ناسلت موضعی روی یک دیواره عمودی به صورت زیر تعریف می شود:

$$Nu_s(Y) = -\frac{1}{\theta_s(X)} \frac{\partial \theta_s}{\partial X} \quad (16)$$

رابطه کلی برای تعیین عدد ناسلت متوسط عبارت از:

$$Nu_m = \frac{\int Nu_s(Y) dY}{\int dY} \quad (17)$$

برای تعیین ضریب انبساط حرارتی از مرجع [۱] استفاده شده-

است. در ارتباط با دمای بی بعد داریم:

$$\theta = \frac{T - T_c}{\Delta T} \quad (18)$$

نظر به اینکه در این مطالعه منبع حرارتی با شار حرارتی سطحی می باشد، اختلاف دما از رابطه زیر بدست می آید:

$$\Delta T = \frac{q' L}{k_f} \quad (19)$$

۳- روش عددی و معتبر سازی نتایج

در مطالعه حاضر، محاسبات با استفاده از یک کد کامپیوتری انجام و معادلات پیوستگی، انرژی و مقدار حرکت به همراه شرایط مرزی، بوسیله روش حجم های محدود (Finite Volumes) با سیستم شبکه جابجا شده به صورت عددی حل شده اند. برنامه کامپیوتری براساس الگوریتم سیمپلکس (Simplex) به حل همزمان معادلات انفصال می پردازد. برای گسسته سازی معادلات انرژی و مقدار حرکت از روش قانون توان (Power law) و برای معادله کسر حجمی از روش کوئیک (Quick) استفاده شده است. معیار همگرایی در این بررسی به کمتر از 10^{-6} محدود شده است. در این مطالعه دیواره های جسم به همراه مجرای خروجی عایق، چشمه داخلی دارای شار حرارتی ثابت و سیال ورودی در دمای $300K$ فرض شده اند. برای شرط هیدرودینامیکی فرض شده که هر دو فاز با توجه به عدد رینولدز ورودی با سرعت محوری یکسانی وارد محفظه می شوند.

به منظور دستیابی به شبکه بندی مناسب و مطمئن و نیز یافتن حل مستقل از شبکه، نتایج مربوط به تعیین عدد ناسلت جریان برای چند نمونه شبکه بندی مختلف با هم مقایسه شده اند. برای شبکه بندی، هر ناحیه به صورت غیر یکنواخت مش بندی شده اند. روش رایج این است که تعداد گره های شبکه را افزایش داده و تأثیر آن را بر متغیرهای وابسته ای همچون سرعت، دما و عدد ناسلت جریان در نظر گرفته می شود. میزان تغییرات در این متغیرها در اثر افزایش تعداد گره ها از مرحله ای به مرحله دیگر ناچیز می شود به طوری که می توان عنوان داشت که نتایج حل

عمق محفظه نفوذ کرده و مانع از تشکیل گردابه‌های بزرگ می‌شود. شکل خطوط جریان در رینولدز ۵۰۰ به کلی نسبت به رینولدز ۱۰۰ تغییر کرده و شکل خطوط جریان در این حالت بسیار شبیه به شکل خطوط درون محفظه خالی تهویه شده است. با توجه به وجود فین در دو طرف منبع حرارتی گردابه‌هایی در بالا و پایین منبع ایجاد شده است.

شکل (۶) خطوط دما ثابت را در رینولدزهای ۱۰۰ و ۵۰۰ و در گراشف ۱۰^۵ نشان می‌دهد. مطابق شکل، مقادیر دمایی این خطوط نشان‌گر بهبود انتقال حرارت محفظه در اثر استفاده از نانوسیال آب-آلومینا است. در رینولدز ۱۰۰ برخی از خطوط دما ثابتی که منبع حرارتی را دور زدند، تا دهانه خروجی کشیده شده‌اند. در رینولدز ۵۰۰ شکل خطوط به‌طور کامل تغییر کرده بطوری که توزیع خطوط دما ثابت پیرامون منبع حرارتی بصورت مدورتر و منظم‌تر درآمده‌اند.

شکل‌های (۷) و (۸) تغییرات عدد ناسلت متوسط را در رینولدزهای ۱۰۰ و ۵۰۰ نشان می‌دهند. مطابق این شکل‌ها روند صعودی عدد ناسلت متوسط به‌ازای افزایش غلظت را می‌توان دید. در رینولدز ۱۰۰ افزایش عدد گراشف موجب افزایش عدد ناسلت شده ولی در رینولدز ۵۰۰ این روند برعکس می‌باشد. به عنوان مثال در رینولدز ۱۰۰ و در گراشف ۱۰^۳ ادر حالت آب خالص عدد ناسلت متوسط برابر ۸۴/۱۶ و در غلظت ۰۵/۰ به عدد ۹۶/۱۷ رسیده است. (۶/۶۵/افزایش). در رینولدز ۵۰۰ و در گراشف ۱۰^۴ در حالت آب خالص ناسلت برابر ۳۹/۱۷ و در حالت غلظت ۰۵/۰ برابر ۳۵/۱۸ می‌باشد (۵/۵۲/افزایش). در این رینولدز برخلاف رینولدز ۱۰۰ افزایش گراشف سبب کاهش ناسلت شده است. به‌عنوان مثال در در گراشف ۱۰^۵ و در غلظت ۰۵/۰ عدد ناسلت برابر ۲۵/۱۸ و در گراشف ۱۰^۳ برابر ۴۲/۱۸ بوده که این نشانی از کاهش عدد ناسلت به‌ازای افزایش عدد گراشف جریان می‌باشد. البته مطابق شکل (۵) همانطوری که قبلاً نیز اشاره رفت خطوط جریان در عدد رینولدز ۵۰۰ تشکیل

به شبکه بندی وابسته نیست. حال برای جستجوی شبکه بهینه و اطمینان از عدم وابستگی نتایج به اندازه شبکه، تغییرات عدد ناسلت متوسط منبع حرارتی در عدد گراشف ۱۰^۵ و عدد رینولدز ۱۰۰ برای نانوسیال آب و آلومینا با در صد غلظت حجمی ۰/۰۵ بررسی شده است. که نتایج در جدول (۲) درج شده است، با مقایسه نتایج ارائه شده بهترین گزینه برای رسیدن به حل مستقل از شبکه و در عین حال کمترین زمان محاسبات، تراکم ۸۰×۸۳ تشخیص داده شد. همچنین در شکل (۲) پروفیل سرعت برای شبکه بندی‌های مختلف ارائه شده است.

به منظور اعتبارسنجی و تحقیق صحت و تعیین دقت کد مورد استفاده در این مدل سازی، به حل عددی و تحلیل یک محفظه مربعی شکل ساده با دیواره چپ گرم، دیواره راست سرد و دیواره‌های افقی عایق مطابق با مرجع [۱۵] است. همچنین برای اطمینان بیشتر روش عددی پیشنهادی در این پژوهش، با استفاده از نتایج شبیه‌سازی دیگری که توسط علیزاده و همکاران [۱۱] صورت پذیرفته، اعتبار سنجی شده است. نانوسیال مورد استفاده مرجع [۱۱] آب-آلومینا می‌باشد. اعداد ناسلت متوسط حاصل از دو مسئله فوق به ترتیب در جدول (۳) و شکل‌های (۳) و (۴) ارائه شده است. با بررسی این نتایج مشاهده می‌شود که هر دو مورد تطابق بسیار خوبی بین نتایج حاضر و نتایج مراجع وجود دارد.

۴- بررسی نتایج

شکل (۵) خطوط جریان را در رینولدزهای ۱۰۰ و ۵۰۰ نشان می‌دهد. بطوریکه از شکل ملاحظه می‌شود، خطوط جریان در رینولدز ۱۰۰ در حالت آب خالص و نانوسیال آب-آلومینا مشابه می‌باشند ولی در رینولدز ۱۰۰ گردابه‌های ایجاد شده در حالت نانوسیال تاحدی کوچکتر از آب خالص می‌باشد زیرا جریان نانوسیال تمایل بیشتری به حرکت خزشی داشته و بهتر به

نانوسیال آب-آلومینا در عدد رینولدز ۱۰۰ و عدد گراشف ۱۰^۵ پرداخته شده است. شکل (۱۱) مربوط به توزیع ناسلت روی دیواره‌های افقی و شکل (۱۲) مربوط به توزیع ناسلت روی دیواره‌های عمودی متبع است.

بر اساس نمودارهای نشان داده شده در این شکل‌ها، استفاده از نانو سیال موجب افزایش ناسلت در روی تمام دیواره‌های منبع حرارتی شده است. همچنین توزیع ناسلت روی دیواره‌های جنوبی و غربی نسبت به دیواره‌های شمالی و شرقی بیشتر است. دیواره‌های غربی و جنوبی در معرض مستقیم جریان قرار داشته که این عامل مناسبی برای جریان بهتر و آزادانه سیال بر روی این دیواره‌ها بوده که خود عامل بسیار موثر بر روی ناسلت موضعی این دیواره‌ها بوده است.

با توجه به اینکه دیواره‌های شرقی و شمالی در معرض مستقیم جریان قرار نداشته، نه تنها ناسلت موضعی این دیواره‌ها کمتر از سایر دیواره‌ها بوده، بلکه دمای سیال هم در این نقاط بالاتر از سایر نقاط بوده است. با مشاهده خطوط جریان و دما ثابت بهتر می‌توان به این موضوع پی برد.

در شکل‌های (۱۳) و (۱۴) به بررسی ناسلت موضعی روی دیواره‌های افقی و عمودی برای آب و نانو سیال آب-آلومینا در عدد رینولدز ۵۰۰ و عدد گراشف ۱۰^۵ پرداخته شده است. شکل (۱۳) مربوط به بررسی ناسلت موضعی روی دیواره‌های افقی منبع و شکل (۱۴) مربوط به بررسی ناسلت موضعی روی دیواره‌های عمودی منبع است. با توجه به شکل (۱۳) توزیع ناسلت در نقاط ابتدایی دیواره‌های بالایی و پایینی منبع در حالت نانو سیال از آب خالص کمتر بوده ولی در نهایت عدد ناسلت این دیواره‌ها در حالت نانو سیال بیشتر از حالت سیال خالص می‌شود. مطابق شکل توزیع ناسلت (با صرف نظر از قسمت ابتدایی) دیواره پایینی از بالایی بیشتر بوده که با توجه به مطالب اشاره شده در فوق، دیواره پایینی در تماس مستقیم جریان سیال قرار داشته که همین عامل اساسی در بهبود عدد ناسلت در این

گردابه‌هایی بزرگ نسبت به عدد رینولدز ۱۰۰ می‌باشیم. این گردابه‌ها مانعی برای انتقال حرارت از منبع می‌باشند. در این جا می‌توان به حضور فین در بهبود انتقال حرارت اشاره داشت. به-عنوان مثال در رینولدز ۱۰۰ و در گراشف ۱۰^۴ برای آب خالص ناسلت متوسط در حالت بدون فین برابر با ۱۴/۸ و در حالت با فین برابر با ۰۱/۱۷ که ۱۴/۹۳ درصد افزایش ناسلت قابل مشاهده است.

در شکل‌های (۹) و (۱۰)، دمای بیشینه محفظه را در رینولدزهای ۱۰۰ و ۵۰۰ و در گراشف‌های مختلف بررسی شده است. بطوریکه قبلاً اشاره شد، افزایش غلظت نانوذرات سبب بهبود انتقال حرارت شد، و یا به عبارتی بر اساس شکل با افزایش غلظت نانوذرات دمای بیشینه محفظه کاهش یافته است. مطابق شکل (۹) با افزایش گراشف دمای بیشینه محفظه کاهش می‌یابد که این عامل مناسبی در بهبود انتقال حرارت می‌باشد. البته این نتیجه قبلاً از شکل (۷) استخراج شده بود، به گونه‌ای که با افزایش عدد گراشف، عدد ناسلت متوسط افزایش یافته بود. مطابق شکل (۱۰)، افزایش عدد رینولدز جریان که باعث افزایش انتقال حرارت جابجایی اجباری می‌باشد، خود عامل مناسبی در کاهش دمای محفظه نسبت به عدد رینولدز پایین‌تر می‌باشد. ولی بطوریکه از شکل پیدا است، بر خلاف شکل (۹) افزایش عدد گراشف سبب افزایش دمای محفظه می‌شود. در اعداد رینولدزهای بالا افزایش گراشف سبب افزایش جابجایی طبیعی در محفظه شده که این افزایش سبب تضعیف جابجایی مخلوط شده و مقدار آن را روی منبع حرارتی کاهش می‌دهد. بطوریکه در شکل (۸) مشاهده شد، افزایش عدد گراشف سبب کاهش عدد ناسلت متوسط منبع حرارتی شد. بر همین اساس افزایش عدد گراشف در اعداد رینولدز بالا عامل مناسبی برای بهبود انتقال حرارت در محفظه نمی‌باشد.

در شکل‌های (۱۱) و (۱۲) به بررسی توزیع ناسلت موضعی روی دیواره‌های افقی و عمودی منبع حرارتی برای آب و

برابر ۲۲/۴۳ که معادل ۲۴/۶۱٪ افزایش ناسلت را نشان می‌دهد در حالی که برای نانوسیال آب - آلومینا در غلظت ۰۵/۰ برابر ۱۸/۸۵ که معادل ۴/۷۲٪ افزایش ناسلت است. این میزان افزایش بطور عمومی برای بقیه مقادیر دیگر اعداد گراشف و رینولدز دیده می‌شود که نشان دهنده تاثیر نوع نانوسیال در نحوه انتقال حرارت می‌باشد.

با توجه به خواص ارائه شده در جدول (۱) ضریب هدایت حرارتی اکسیدمس تقریباً معادل ۹/۱ برابر آلومینا است. از آنجا که یکی از علل افزایش نرخ انتقال حرارت در نانوسیال‌ها بالا بودن ضریب هدایت حرارتی نانوذرات می‌باشد، با توجه به بالا بودن ضریب هدایت حرارتی نانو ذره اکسیدمس، در نتیجه بهبود انتقال حرارتی بیشتری نسبت به آلومینا دارد.

شکل (۱۶) دمای بیشینه محفظه را به ازای غلظت‌های مختلف نانوسیال در عدد رینولدز ۱۰۰ نشان می‌دهد. بطوریکه مشاهده می‌شود دمای بیشینه محفظه در اثر بکارگیری نانوذرات اکسیدمس کاهش بیشتری نسبت به آلومینا دارد. بطوریکه در فوق اشاره شد، در اثر استفاده اکسیدمس بهبود انتقال حرارت یا به عبارتی افزایش ناسلت نسبت به آلومینا خواهد داشت. پس استفاده از نانو ذرات اکسید مس کارایی بهتری در بهبود انتقال حرارت و کاهش دمای بیشینه محفظه نسبت به آلومینا دارد.

۲-۴- بررسی موقعیت‌های مختلف منبع

هدف از ارائه این بخش انتخاب موقعیت مناسب منبع می‌باشد. معیار این انتخاب بررسی دمای بیشینه محفظه بوده - بطوریکه موقعیتی که در آن دمای بیشینه کمترین مقدار را دارا باشد موقعیت مناسب می‌باشد.

قرار دادن منبع داخلی در موقعیتی که در معرض بهتر نانوسیال قرار گیرد حائز اهمیت می‌باشد. زیرا در حالتی که منبع حرارتی در مرکز محفظه قرار داشت عمده حجم نانوسیال

دیواره می‌باشد. نانوسیال سبب افزایش جابجایی طبیعی شده با توجه به شکل خطوط جریان در رینولدز ۵۰۰ گردابه‌هایی بزرگ در اطراف منبع بوجود آمده و به طور کلی الگوی جریان نسبت به رینولدز پایین عوض شده است. در قسمت‌هایی از دیواره که جهت جابجایی طبیعی با جهت جابجایی اجباری هم‌جهت بوده نانوسیال عملکردی بهتر نسبت به سیال خالص دارا می‌باشد در غیر این صورت عملکرد سیال خالص بهتر می‌باشد.

با توجه به شکل (۱۴) توزیع ناسلت در دیواره سمت راست در حالت نانوسیال دارای مقادیری بالاتری نسبت به آب خالص می‌باشد ولی در دیواره سمت چپ توزیع ناسلت در بیشتر نقاط در حالت آب خالص نسبت به نانوسیال بیشتر می‌باشد. با توجه به موارد اشاره شده در فوق در دیواره سمت راست جریان جابجایی طبیعی هم جهت با جابجایی اجباری بوده در نتیجه عملکرد نانو سیال نسبت به سیال خالص بهتر می‌باشد ولی در اکثر نقاط دیواره سمت چپ جابجایی طبیعی خلاف جهت جابجایی اجباری بوده که در نتیجه عملکرد سیال خالص از نانوسیال بهتر بوده است.

۱-۴- تاثیرات نوع نانوسیال

در این قسمت دونوع نانوسیال متفاوت مورد بررسی قرار گرفته است. اگرچه هردوی این نانوسیالات در بهبود انتقال حرارت محفظه نقش موثری دارند ولی تفاوت قابل توجهی در میزان افزایش انتقال حرارت وجود دارد.

شکل (۱۵) عدد ناسلت متوسط منبع حرارتی را برای دو نانوسیال آب - اکسید مس و آب - آلومینا نشان می‌دهد. نمودارهای این شکل برای عدد رینولدز ۱۰۰ و اعداد گراشف 10^3 ، 10^4 و 10^5 حاصل شده است. مقادیر ناسلت متوسط نانوسیال آب - اکسید مس دارای مقادیر بیشتری نسبت به آب - آلومینا دارد. به‌عنوان مثال عدد ناسلت متوسط آب خالص در گراشف 10^5 برابر ۱۸ و در حالت اکسیدمس در غلظت ۰۵/۰

خطوط دمایی بر خلاف حالت عدد رینولدز ۱۰۰ اطراف جسم را احاطه کرده است.

در موقعیت شکل (۱۸-ج) با توجه به اینکه جسم در مسیر ورودی جریان قرار دارد، عمده جریان از قسمت پایین و چپ جسم عبور کرده و خطوط دما ثابت اطراف جسم را احاطه کرده و تا خروجی محافظه کشیده شده است.

در موقعیت شکل (۱۸-د) قسمت عمده جریان از بالای جسم عبور کرده و خطوط دمایی اطراف جسم را احاطه کرده و تا خروجی ادامه دارد.

در جدول (۴) نتیجه بررسی دمای بیشینه محافظه در موقعیت‌های اشاره شده درج شده که براساس آن موقعیت مناسب منبع شناسایی می‌شود. با توجه به جدول بهترین موقعیت (الف) یا به عبارتی گوشه سمت راست و بالا بوده که در حالت سیال خالص دمای بیشینه برابر ۰/۰۳۶۸۶ و در حالت استفاده از نانو سیال به ۰/۰۲۳۵۴ کاهش یافته است. در موقعیت (ب) دمای محافظه بیشترین مقدار است. به عبارتی در حالت سیال خالص ۰/۸۳۷۰۱ بوده که نسبت به موقعیت‌های مختلف دارای بیشترین مقدار دما است.

در جدول (۵) مشابه مورد قبل هدف تعیین موقعیت مناسب در عدد رینولدز ۵۰۰ می‌باشد. در اینجا هم بهترین موقعیت گوشه سمت راست و بالا بوده که در حالت سیال خالص دمای بیشینه برابر ۰/۰۱۱۲۹ و در حالت نانو سیال برابر ۰/۰۰۶۲۷ می‌باشد. در موقعیت (ب) دمای محافظه دارای بیشترین مقدار می‌باشد. مطابق شکل‌های ارائه شده، در موقعیت (ب) یا به عبارتی گوشه سمت چپ و بالا، جریان سیال تماس کمتری با منبع داشته که این عامل اصلی در نامناسب بودن این موقعیت در هر دو عدد رینولدز می‌باشد.

با قرار دادن منبع حرارتی در گوشه سمت راست و بالای محافظه الگوی توزیع دما اطراف منبع حرارتی بسیار منظم شده و منبع حرارتی به صورت یکنواخت‌تر خنک می‌شود. دمای بیشینه

ورودی بدون تاثیر مستقیم بر چشمه حرارتی، محافظه را ترک می‌کند.

شکل (۱۷) خطوط جریان و دما ثابت سیال خالص و نانو سیال آب- آلومینا در عدد رینولدز ۱۰۰ و گراشف ۱۰^۵ برای چهار موقعیت منبع حرارتی نشان می‌دهد.

با توجه به شکل (۱۷-الف) منبع در مسیر جریان قرار داشته که خود این عامل سبب بهبود در انتقال حرارت و کاهش دمای محافظه می‌گردد. با توجه به شکل خطوط جریان، در این حالت گردابه‌هایی در قسمت چپ محافظه ایجاد می‌شود و خطوط دما ثابت، این خطوط منبع را احاطه کرده‌اند.

در شکل (۱۷-ب) عمده خطوط جریان از کنار منبع عبور کرده و مقدار ناچیزی از سمت چپ آن عبور کرده و گردابه‌هایی در زیر آن تشکیل شده است. خطوط دمایی آن برخلاف مورد قبل اطراف منبع را احاطه نکرده و علت اصلی آن مربوط به محل قرارگیری منبع می‌باشد.

در شکل (۱۷-ج) سیال در ابتدای ورود به محافظه با منبع مواجه شده در نتیجه سیال از قسمت پایین و چپ منبع عبور می‌کند. مطابق شکل خطوط دما ثابت، این خطوط تا خروجی محافظه کشیده شده و با توجه به موقعیت منبع قسمت پایین و چپ آن که در مسیر مستقیم جریان قرار دارد خنک‌تر می‌باشد.

شکل (۱۸) خطوط جریان و دما ثابت سیال خالص و نانو سیال آب- آلومینا در عدد رینولدز ۵۰۰ و گراشف ۱۰^۵ برای چهار موقعیت منبع حرارتی نشان می‌دهد.

در موقعیت شکل (۱۸-الف) در این حالت در درون محافظه گردابه‌هایی تشکیل شده و با توجه به موقعیت منبع جریان کل جسم را فرا گرفته و خطوط دمایی اطراف جسم را احاطه کرده‌اند.

در موقعیت شکل (۱۸-ب) عمده جریان از قسمت پایین جسم عبور کرده و گردابه‌هایی در اطراف ایجاد شده است.

الگوی جریان ایجاد شده در محفظه تاثیر قابل توجهی در خنک کاری منبع حرارتی دارد. بنابراین دو عامل عدد رینولدز و موقعیت منبع حرارتی دارای اهمیت هستند. همان گونه که اشاره شد، موقعیتی که در آن دمای بیشینه محفظه کمترین مقدار را دارا باشد، مناسب می باشد.

نوع نانوذرات به کاررفته در نانوسیال از جمله عوامل مهم در انتقال حرارت درون محفظه محسوب می شود. در این تحقیق استفاده از نانوسیال آب - اکسیدمس نتایج بهتری نسبت به نانوسیال آب - آلومینا به همراه داشت. مقادیر عدد ناسلت متوسط نانوسیال آب - اکسیدمس دارای مقادیر بیشتری نسبت به آب-آلومینا دارد

همان گونه که در فوق اشاره شد، موقعیتی که در آن دمای بیشینه محفظه کمترین مقدار را دارا باشد، مناسب می باشد. با توجه به بررسی موقعیت های مختلف منبع بهترین موقعیت در هر دو عدد رینولدز ۱۰۰ و ۵۰۰ گوشه سمت راست و بالا می باشد. در این موقعیت دمای بیشینه محفظه کمترین مقدار را دارا می باشد.

۶- فهرست علائم

A	مساحت (m^2)
a	شتاب (m/s^2)
b	طول چشمه (m)
C	طول فین (m)
c_p	گرمای ویژه ($J/kg.k$)
d	قطر (m)
f_{drag}	ضریب درگ
Gr	عدد گراشف
g	شتاب گرانش (m/s^2)
H	ارتفاع دیواره عمودی (m)
K	ضریب هدایت حرارتی ($W/m.k$)
K_B	ثابت بولتزن

محفظة در اثر افزایش رینولدز جریان کاهش می یابد. افزایش شدت جریان و در پی آن ازدیاد انتقال حرارت جابجایی اجباری صورت می گیرد.

به عنوان مثال دمای بیشینه محفظه در حالتیکه منبع حرارتی در گوشه سمت راست و بالا بوده برای عدد رینولدز ۱۰۰ و در حالت استفاده از نانوسیال برابر ۰/۰۲۳۵۴ و در حالت سیال خالص برابر ۰/۰۳۶۸۶ بوده که این مقدار برای عدد رینولدز ۵۰۰ و در حالت استفاده از نانوسیال برابر ۰/۰۰۶۲۷ و در حالت سیال خالص برابر ۰/۰۱۱۲۹ می باشد. این مقادیر نشان از کاهش دمای بیشینه محفظه در رینولدز بالاتر بوده که هرچه رینولدز بالاتر باشد به علت افزایش انتقال حرارت اجباری دمای بیشینه محفظه کاهش بیشتری دارد.

۵- نتیجه گیری

در تحقیق حاضر انتقال حرارت جابجایی نانوسیال در محفظه در حال تهویه با حضور مانع داخلی به صورت مدل دو فازی مخلوط بررسی شد. موارد زیر به عنوان نتایج این تحقیق بیان می گردد:

افزایش غلظت نانوذرات، موجب کاهش دمای بیشینه محفظه می شود. در عدد رینولدز پایین با افزایش عدد گراشف دمای بیشینه محفظه کاهش می یابد که این عامل مناسبی در بهبود انتقال حرارت می باشد. افزایش عدد رینولدز جریان که باعث افزایش انتقال حرارت جابجایی اجباری می باشد، خود عامل مناسبی در کاهش دمای محفظه نسبت به عدد رینولدز پایین تر می باشد. ولی برخلاف عدد رینولدز پایین افزایش عدد گراشف سبب افزایش دمای محفظه شده است. در اعداد رینولدز بالا افزایش عدد گراشف سبب افزایش جابجایی طبیعی در محفظه شده که این افزایش سبب تضعیف جابجایی نانوسیال شده و مقدار آن را روی منبع حرارتی کاهش می دهد. بر همین اساس به ازای افزایش عدد گراشف در اعداد رینولدز بالا عدد ناسلت متوسط جریان کاهش می یابد.

[3] Putra, N., Roetzel, W. and Das, S. K., (2003), "Natural Convection of Nano-Fluids", Heat and Mass Transfer 39: 775-784.

[4] Ho, C. J., Liu, W. K., Chang, Y. S. and Lin, C.C., (2010), "Natural Convection Heat Transfer of Alumina- Water Nanofluid in Vertical Square Enclosures: An Experimental Study", Int. J. of Thermal Sciences 49: 1345-1353.

[5] Shahi, M., Mahmoudi, A. H. and Talebi, F., (2009), "Numerical Study of Mixed Convective Cooling in a Square Cavity Ventilated and Partially Heated From the Below Utilizing Nanofluid", Int. Communications in Heat and Mass Transfer 37: 201-213.

[6] Brinkman, H.C. (1952), "The Viscosity of Concentrated Suspensions and Solutions", J. of Chemistry and Physics 20: 571.

[7] Patel, H. E., Pradeep, T., Sundararajan, T., Dasgupta, A., Dasgupta, N. and Das S. K., (2005), "A Micro-Convection Model for Thermal Conductivity of Nanofluid", Pramana- J. Phys65: 863-869.

[8] Abu-Nada, E., and Oztop, H. F., (2009), "Effects of Inclination Angle on Natural Convection in Enclosures Filled with Cu-Water Nanofluid", Int. J. Heat and Fluid Flow 30:669-678.

[9] Aminossadati, S. M. and Ghasemi, B., (2009), "Natural Convection Cooling of a Localized Heat Source at the Bottom of a Nanofluid-filled enclosure", European J. of Mechanics, B/Fluids 28:630-640.

[10] Mahmoudi, H., Shahi, M., Honarbakhsh Raouf, A. and Ghasemian, A., (2010), "Numerical Study of Natural Convection Cooling of Horizontal Heat Source Mounted in a Square Cavity Filled with Nanofluid", Int. Communications in Heat and Mass Transfer 37:1135-114.

[۱۱] محمدرضا، علیزاده، م. ر.، (۱۳۹۰)، بررسی عددی جریان و انتقال حرارت نانو سیال در یک محفظه تهویه شده با منبع داخلی، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه یزد، یزد.

L	طول افقی حفره (m)
Nu	عدد ناسلت
Pe	عدد پکلت
Ra	عدد رایلی
Re	عدد رینولدز
T	دما (k)
V	سرعت (m/s)

علامه یونانی

β	ضریب انبساط حرارتی ($1/k$)
μ	لزجت دینامیکی ($kg/m.s$)
θ	دمای بی بعد
ρ	چگالی (kg/m^3)
Φ	کسر حجمی ذره

زیر نویس ها

dr	رانشی
eff	موثر یا معادل
eq	معادل
f	سیال
max	ماکزیمم
m	مخلوط و متوسط
nf	نانو سیال
p	ذره و فاز ثانویه
q	فاز اولیه

۷- مراجع

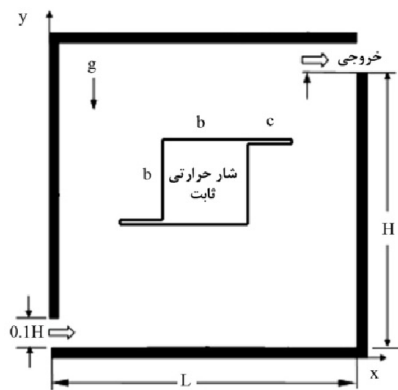
[1] Khanafer, K., Vafai, K. and Lightstone, M., (۲۰۰۳), "Buoyancy-Driven Heat Transfer Enhancement in a Two-Dimensional Enclosure Utilizing Nanofluids", Int. J. of Heat and Mass Transfer 46: 3639-3653.

[2] Hwang, K. S., Lee, J. H. and Jang, S. P., (2007), "Buoyancy-Driven Heat Transfer of Water-Based Al_2O_3 Nanofluids in a Rectangular Cavity", Int. J. of Heat and Mass Transfer 50: 4003-4010.

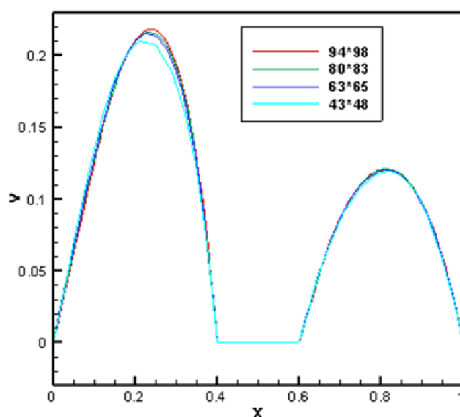
الف	۰/۰۲۳۵۴	۰/۰۳۶۸۶
ب	۰/۸۳۶۴۱	۰/۸۳۷۰۱
ج	۰/۲۸۹۴۶	۰/۳۴۳۸۴
د	۰/۶۶۹۵۶	۰/۶۸۲۵۹

جدول (۵): مقایسه نتایج محاسبه دمای پیشینه محفظه ($Re=500$)

موقعیت منبع	θ_{max} $\phi=0/05$	θ_{max} $\phi=0/0$
الف	۰/۰۰۶۲۷	۰/۰۱۱۲۹
ب	۰/۵۶۴۶۴	۰/۶۳۳۱۸
ج	۰/۰۱۹۳۲	۰/۰۲۳۰۵
د	۰/۱۲۴۱۷	۰/۱۴۳۵۳



شکل (۱): هندسه مساله مورد بررسی



شکل (۲): توزیع سرعت افقی در مقطع میانی محفظه برای شبکه-بندی‌های مختلف

[12] Manninen, M., Taivassalo, V. and Kallio, S., (1996), "On the Mixture Model for Multiphase Flow", Technical Research Center of Finland 288: 9-18.

[13] Schiller, L. and Naumann A., (1935), "A Drag Coefficient Correlation", Zeitschrift Des Vereines Deutscher. Ingenieure 77: 318-320.

[14] Corcione, M., (2010), "Heat Transfer Features of Buoyancy-Driven Nanofluids Inside Rectangular Enclosures Differentially Heated at the Side walls", Int. J. of Thermal Sciences 49: 1536-1546.

[15] De Vahl Davis, G., (1983), "Natural Convection of Air in a Square Cavity, a Benchmark Numerical Solution", Int. J. of Numerical Methodology Fluids, 3: 249-264.

جدول (۱): خواص ترموفیزیکی [۱۱]

خواص ترموفیزیکی	آب	آلومینا
$C_p(J/Kg.K)$	۴۱۷۹	۷۶۵
$\rho(Kg/m^3)$	۹۹۷/۱	۳۹۷۰
$k(W/m.K)$	۰/۶۱۳	۴۰
$\beta \times 10^5 (1/K)$	۲۱	۰/۸۵

جدول (۲): ارزیابی استقلال شبکه

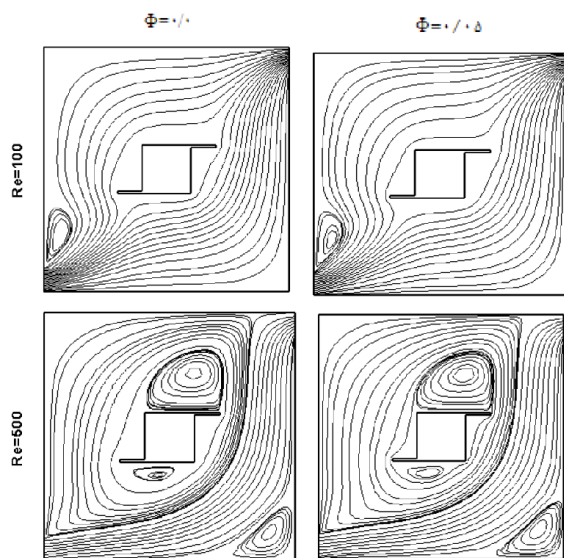
تعداد نقاط	Nu_m
۴۲×۴۸	۱۹/۳۵۵۶۵
۶۳×۶۵	۱۸/۹۶۵۵۶
۸۰×۸۳	۱۸/۸۵۵۵۶
۹۴×۹۸	۱۸/۸۵۱۱۵

جدول (۳): مقایسه عدد ناسلت متوسط با نتایج مرجع [۱۵]

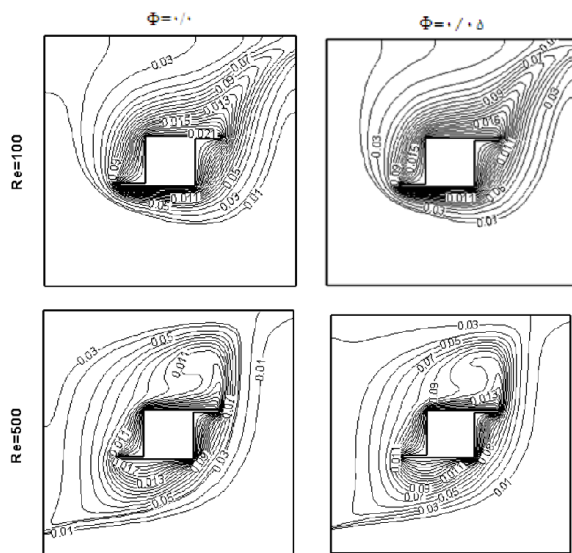
$Ra=10^6$	$Ra=10^5$	$Ra=10^4$	$Ra=10^3$	
۹/۰۸۸	۶۰۴/۴	۲/۲۴۸	۱/۱۱۸	کار حاضر
۸/۷۹۹	۴/۵۱۹	۲/۲۴۳	۱/۱۱۸	دیویس [۱۵]

جدول (۴): مقایسه نتایج محاسبه دمای پیشینه محفظه ($Re=100$)

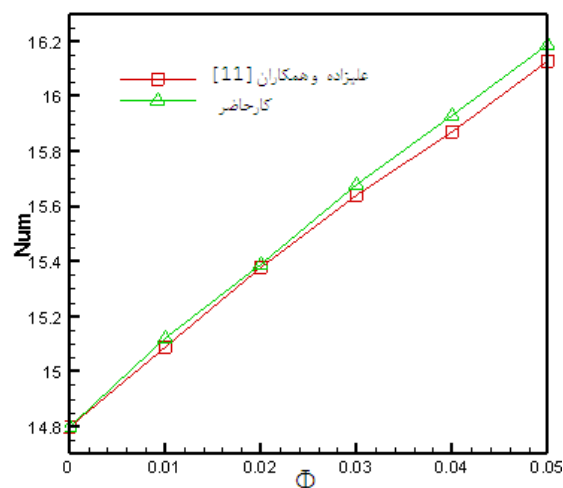
موقعیت منبع	θ_{max} $\phi=0/05$	θ_{max} $\phi=0/0$
-------------	-------------------------------	------------------------------



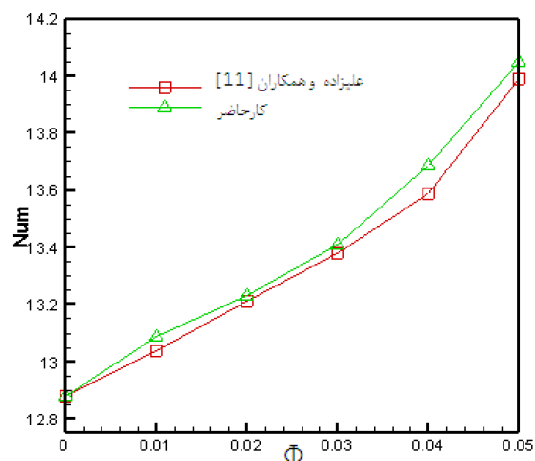
شکل (۵): مقایسه خطوط جریان بین سیال خالص و نانو سیال آب- آلومینا در اعداد رینولدز مختلف



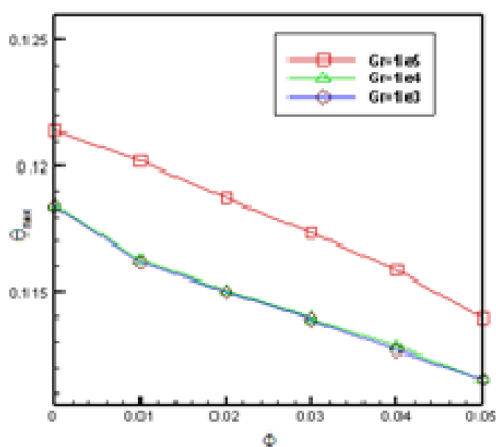
شکل (۶): مقایسه خطوط دما ثابت بین سیال خالص و نانو سیال در اعداد رینولدز مختلف



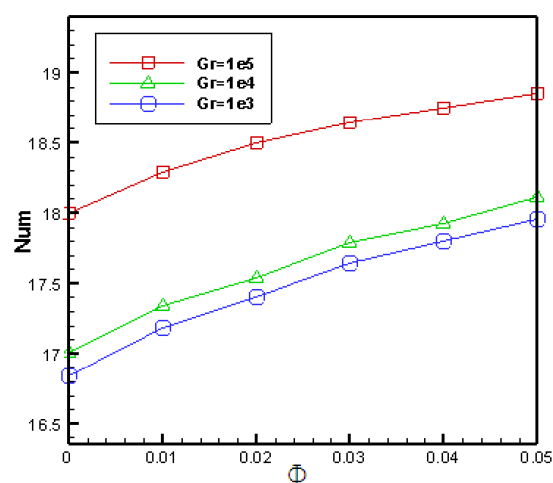
شکل (۳): مقایسه نتایج محاسبه ناسلت متوسط با نتایج مرجع [۱۱] (رینولدز ۱۰۰ و گراش ۱۰^۲)



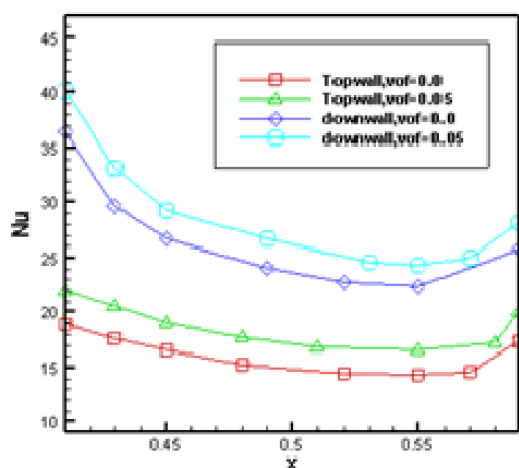
شکل (۴): مقایسه نتایج محاسبه ناسلت متوسط با نتایج مرجع [۱۱] (رینولدز ۵۰۰ و گراش ۱۰^۵)



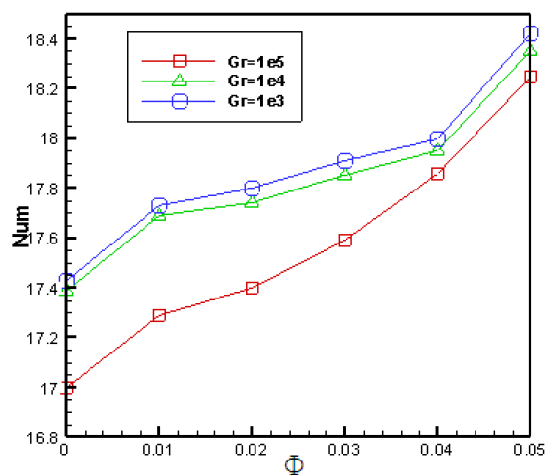
شکل (۱۰): تغییرات دمای بیشینه محفظه به ازای غلظت‌های مختلف آب- آلومینا برای $(Re=500)$



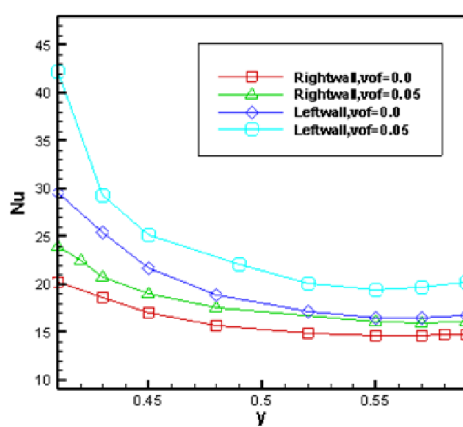
شکل (۷): تغییرات ناسلت متوسط منبع برای $(Re=100)$



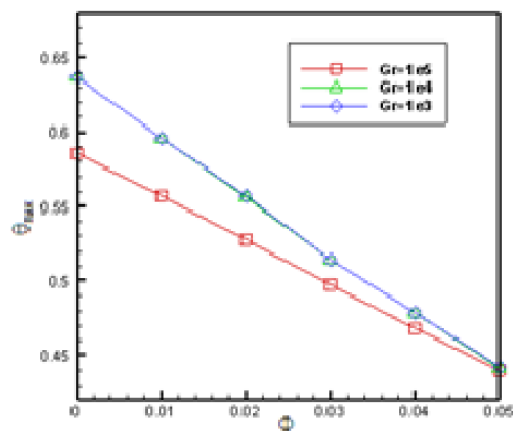
شکل (۱۱): توزیع ناسلت روی دیواره‌های افقی منبع حرارتی در $Gr=10^5$ و $Re=100$



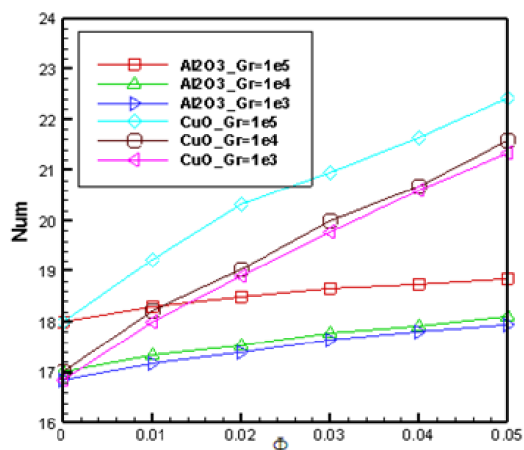
شکل (۸): تغییرات ناسلت متوسط منبع برای $(Re=500)$



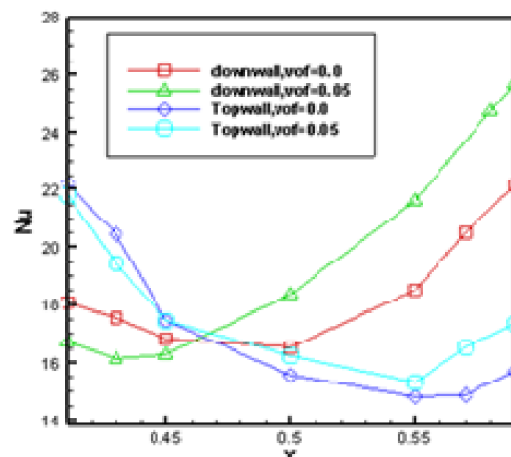
شکل (۱۲): توزیع ناسلت روی دیواره‌های عمودی منبع حرارتی در $Gr=10^5$ و $Re=100$



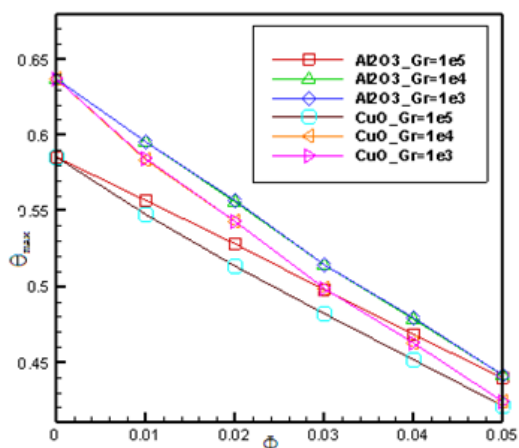
شکل (۹): تغییرات دمای بیشینه محفظه به ازای غلظت‌های مختلف آب- آلومینا برای $(Re=100)$



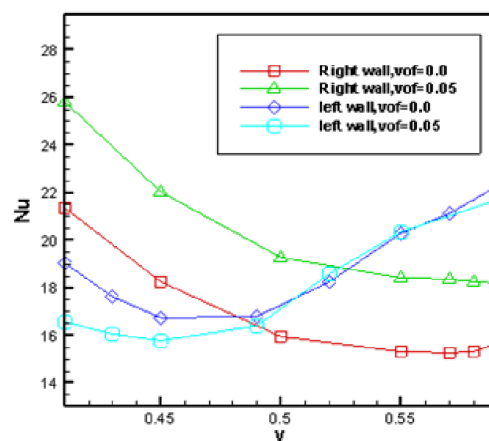
شکل (۱۵): مقایسه ناسلت متوسط منبع حرارتی برای نانوسیال‌های آب-آلومینا و آب-اکسید مس در $Re=100$



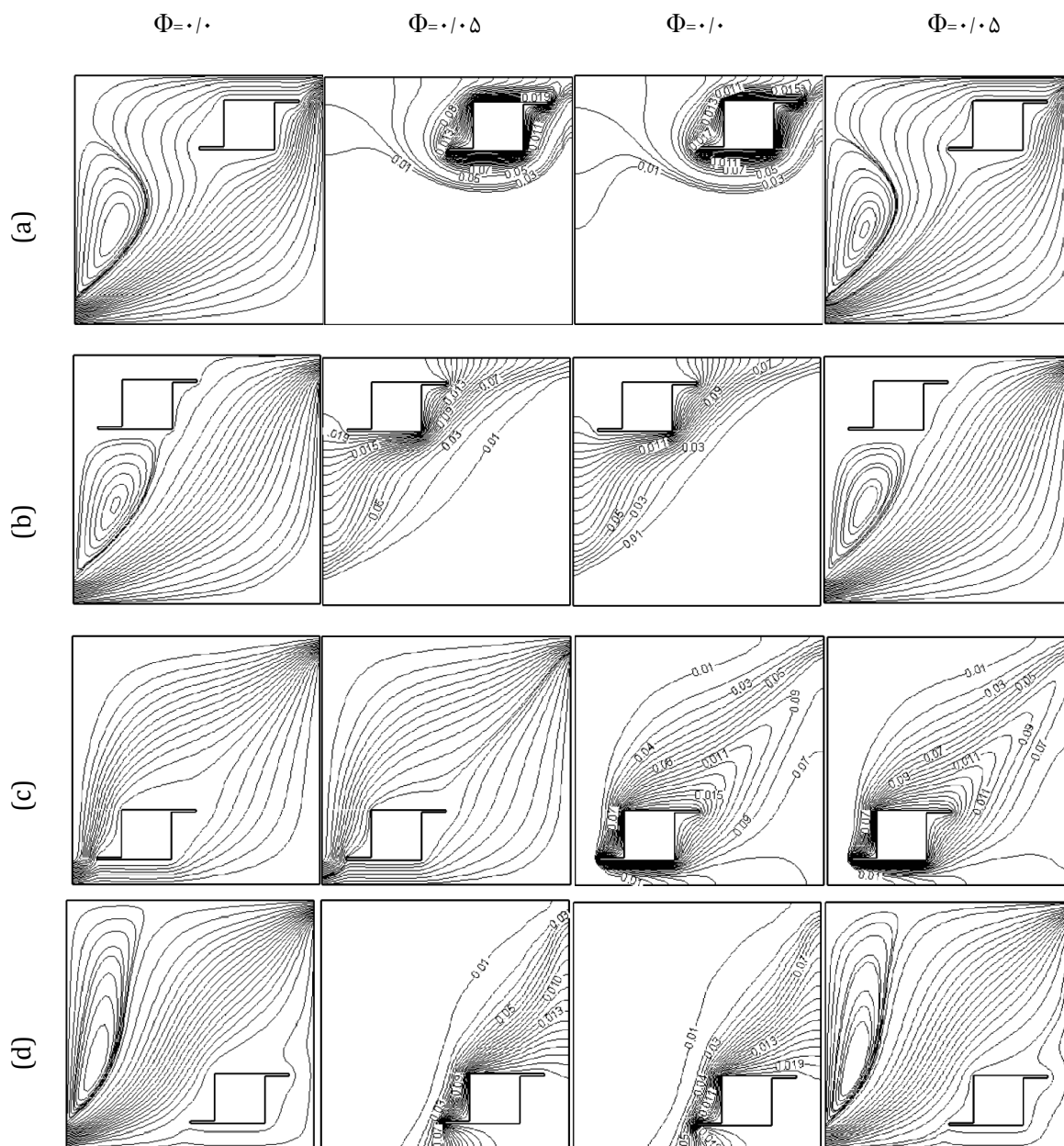
شکل (۱۳): توزیع ناسلت روی دیواره‌های افقی منبع حرارتی در $Re=500$ و $Gr=10^5$



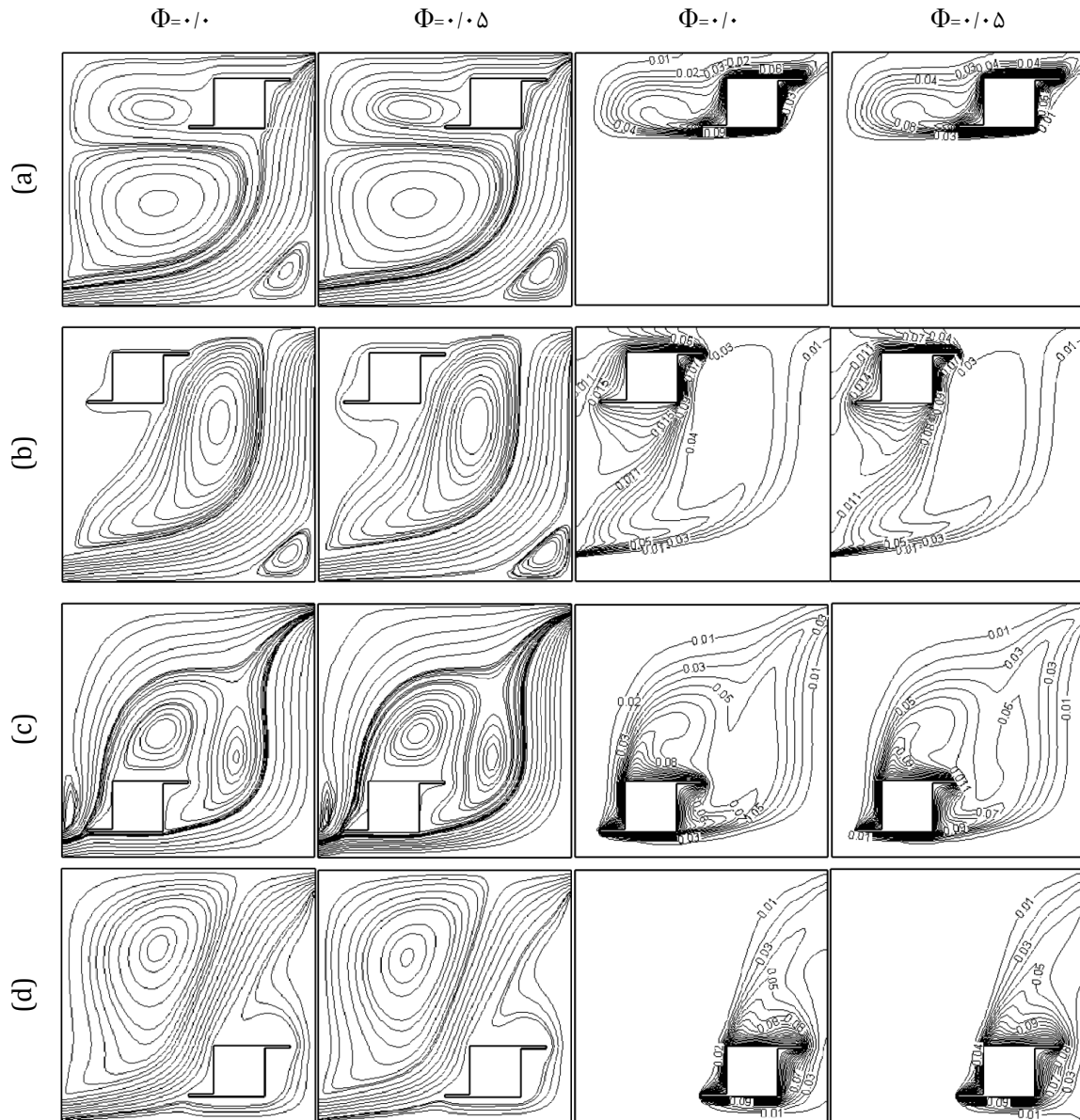
شکل (۱۶): مقایسه دمای بیشینه محفظه برای نانوسیال‌های آب آلومینا و آب - اکسید مس در $Re=100$



شکل (۱۴): توزیع ناسلت روی دیواره‌های افقی منبع حرارتی در $Re=500$ و $Gr=10^5$



شکل (۱۷): مقایسه خطوط دماتابت و جریان سیال خالص و نانوسیال آب-آلومینا در $Re=100$ و $Gr=10^5$ برای موقعیت‌های مختلف منبع حرارتی



شکل (۱۸): مقایسه خطوط دماتابت و جریان سیال خالص و نانو سیال آب-آلومینا در $Re=500$ و $Gr=10^5$ برای موقعیت‌های مختلف منبع حرارتی