# بررسی عددی تاثیر هندسه بلوک های متخلخل بر افزایش انتقال گرمای جابجایی و افت فشار در جریان نانو سیال درون کانال ها

امیر محمد اتحاد هانت و انتخاب المانی المانی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی- واحد بین المللی جلفا، جلفا، ایران، علیر ضا الهامی امیری\* استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی- واحد بین المللی جلفا، جلفا، ایران، elhami@iauj.ac.ir

چکیدہ

هدف اصلی این تحقیق بررسی همزمان انتقال گرما و افت فشار و به دست آوردن خصوصیات بهینه ای از مواد متخلخل و نانوسیال برای رسیدن به نتایج بهتر خنک کاری و ارایه روش عملی و علمی جدید در محیط متخلخل با سیال رایج و نانوسیال می باشد. در این مطالعه، خنک کاری منابع حرارتی درون کانال هایی با دیواره های موازی با استفاده از جریان نانو سیال، شبیه سازی شده و برای افزایش انتقال گرمای جابجایی، مواد متخلخل در بلوک های معین درون کانال جاگذاری و استفاده شده است. برای هندسه های مختلف جهت بلوک های متخلخل، میزان انتقال گرمای جابجایی مواد متخلخل در بلوک های معین درون کانال کارایی هندسه های مختلف با توجه به فاکتور؛ انتقال گرما در مقایسه با افت فشار، مورد مقایسه و تحلیل قرار گرفته است. در این مطالعه تأثیر پارمترهای کارایی هندسه های مختلف با توجه به فاکتور؛ انتقال گرما در مقایسه با افت فشار، مورد مقایسه و تحلیل قرار گرفته است. در این مطالعه تأثیر پارمترهای مختلف از جمله عدد رینولدز e بروی مشخصه های بی بعد انتقال گرما و افت فشار مانند عدد نوسلت Nu و ضریب افت فشار و هم چنین بر روی توزیع دما و خطوط جریان مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته است. نتایج حاکی از افزایش قابل توجه انتقال گرما از منابع گرمایی در موقع استفاده از جریان نانو-سیال با همراه استفاده از بلوک های متخلخل روی منابع حرارتی می باشد.

واژه های کلیدی: نانوسیال، مواد متخلخل، انتقال گرما، افت فشار، کانال، بلوک های موازی.

### Numerical Investigation of the Porous Medium Blocks Geometry Effects on the Convection Heat Transfer and Pressure Drop in the Nano-Fluids flows in the Channels

A. M. Ettehad A.R. Elhami Amiri Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Jolfa International Branch, Iran Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University, Jolfa International Branch, Iran

### Abstract

In this study, our main objective is to evaluate heat convection and pressure drop simultaneously to obtain optimum properties of Nano-fluid and porous media contribution for high cooling efficiency. In fact, the main contribution of this study is to simulate Nano-fluid flow effects on cooling process of heating resources located inside channels that are completely surrounded by parallel walls. To do this, porous materials are located on predefined blocks in the channel to increase heat transfer and then determine the effect of porous materials on quality of heat transfer. One of the most significant goal of this study is to use various geometries of porous blocks on this process. For various porous media geometry, the rate of heat transfers along with pressure drop have been evaluated to obtain best geometry. To do this, the fluent software is employed to study the effect of different parameters including Re number, Nu number and pressure reduction on optimal conditions of heat transfer, temperature distribution and fluid flow stream lines respectively. It is expected that, investigating different geometries can give us enough opportunity to identify the most appropriate geometry of porous blocks. This achievement enables us to define the best possible mode of conducting the highest heat volume while the amount of pressure reduction is minimized concurrently. Results show that the amount of heat transfers from heat resources will increased when the porous media along with Nano-fluid are used simultaneously.

Keywords: Nano-fluid, Porous blocks, Heat transfer enhancement, channel flow.

### ۱– مقدمه

خنککاری یکی از مهمترین نیازهای صنایع امروزی است که جهت حفظ کارایی مطلوب محصولاتی مانند رایانهها، موتور ماشینها و غیره اجتناب ناپذیر است. پیشرفت در صنایع مختلف منجر به تولید تجهیزاتی با حجم کم و تولید انرژی گرمایی زیاد شده است که لازم است تجهیزات خنک کننده همگام با پیشرفت این صنایع، قابلیت خنک کنندگی بیشتری داشته باشند.

در چند دهه اخیر به منظور صرفهجویی در مصرف انرژی و مواد اولیه و با در نظر گرفتن مسائل اقتصادی و زیست محیطی، تلاشهای زیادی برای ساخت تجهیزات با بازده بالا انجام گرفته است.

روشهای متعددی برای افزایش انتقال گرما وجود دارند که از جمله آن می توان افزایش سطح تبادل گرما، استفاده از وسایل چرخاننده جریان<sup>1</sup>، استفاده از وسایل جابجا شونده داخل مجاری سیال<sup>۲</sup>، لولههای مارپیچ، ایجاد انقطاع و شکستگی در جریان، نوسان سطح، استفاده از میدان الکتریکی، مغناطیسی، تزریق و مکش، افزایش سطح تبادل، مواد متخلخل و مواد افزودنی به مایعات نظیر نانوسیال را نام برد.

از کاربرد های دیگر مواد متخلخل می توان به فیلتر ها، کاتالیست

<sup>°</sup> نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: elhami@iauj.ac.ir تاریخ دریافته ۹۸/۰۲/۲۵ تاریخ پذیرش: ۱۰/۲۰/۱۰

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Vortex Generator

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Moveable Stands

ها، پیل ها، جداسازی گاز ها، یاتاقان های متحرک و عایق های گرمایی اشاره کرد. استفاده از مواد متخلخل در انتقال گرما یکی دیگر از کاربردهای مهم این نوع مواد می باشد که تلفیق آن با سایر روش های افزایش دهنده انتقال گرما نظیر استفاده از نانوسیال به یکی از ایده های جدید و قابل بحث برای بررسی تاثیر همزمان آنها بر فرآیند انتقال گرما می باشد.

افزودن ذرات جامد به سیال پایه کار جدیدی نبوده و از حدود صد سال قبل و توسط ماکسول [۱] پایه ریزی شده است. ولی این ذرات در حد میلی یا میکرو بوده و بزرگی این ذرات مشکلات زیادی از جمله رسوب و ته نشینی سریع و خوردگی، سائیدگی جدار کانال ها و تجهیزات، خوردگی و تخریب شیرها و اتصالات و پره پمپها را ایجاد می کنند. این مشکلات در بسیاری از کاربردهای انتقال گرما قابل قبول

در نانوسیالات به دلیل استفاده از ذراتی در حد نانو به جای ذراتی در حد میلی یا میکرو، بر این مشکلات غلبه شده است و مخلوطهای پایایی ایجاد گردیده است. اولین مشاهدات در خصوص افزایش رسانایی گرمایی سیال در اثر استفاده از نانو ذرات در مایعات در سال ۱۹۹۳ توسط ماسودا و همکاران [7] گزارش شد. مغربی و همکاران [۳] به صورت عددی انتقال گرمای جابجایی اجباری در یک کانال متخلخل را با استفاده از نانوسیال مطالعه کردند و اثرات عدد لوییس و عدد اشمیت بر روی انتقال گرما بررسی شد. نتایج آنها نشان داد که وقتی عدد لوييس افزايش مىيابد عدد نوسلت موضعى افت مىكند. همچنين با افزایش عدد اشمیت گرادیان دمایی دیوار و عدد نوسلت کاهش می یابد. خنافر و همکاران [۴] انتقال گرمای جابجایی طبیعی نانوسیالها را در یک حفره مستطیلی دو بعدی به صورت عددی و با استفاده از روش تک فازی، مورد بررسی قرار دادهاند. آنها نشان داده اند که با افزایش درصد حجمی نانو ذرات، ضریب انتقال گرما افزایش می یابد. در سال ۱۹۹۰ کیم و وفایی [۵] با استفاده از روش عددی به بررسی تاثیر اضافه كردن لايه متخلخل براى افزايش انتقال كرما از روى صفحه تخت پرداختند که این مطالعه برای جریانی دو بعدی انجام می گرفت. نتایج نشان داد که اضافه کردن این لایه می تواند به افزایش انتقال گرما از صفحه منجر شود. در این مساله دو لایه مرزی جدا از هم برای سرعت شناسایی شد؛ یک لایه در ناحیه متخلخل و دیگری بر روی سطح تقابل بین سیال و محیط متخلخل. در سال ۱۹۹۳ تانگ [۶] و همکاران به بررسی عددی اثر افزودن مواد متخلخل در داخل کانال مستطیلی با ديواره دما ثابت پرداختند. در اين مطالعه تغييرات پروفايل سرعت و عدد نوسلت بر حسب تغییر در میزان نفوذپذیری، ضریب اینرسی، نسبت رسانایی گرمایی و نیز نسبتهای ضخامت لایههای متخلخل نشان داده شد. افزودن ماده متخلخل با ضخامت کمتر از کانال، باعث ايجاد جريان اجبارى با سرعت بيشتر درون ماده متخلخل مى شود. همین موضوع سبب تغییرات دمای بیشتر در دیواره و در نتیجه باعث افزایش در میزان آهنگ انتقال گرما گردید. در سال ۱۹۹۵سونگ [۷] و همکاران، جریان سیال اجباری بین دو صفحه موازی را به همراه یک بلوک متخلخل چسبیده به یک دیواره در نظر گرفتند. منبع ایزوله تولید شار گرمایی، چسبیده به دیواره پایینی قرار داده شد. نتایج شبیه سازی آزمایشگاهی نشان داد که در خنک کاری قطعات الکترونیکی، داشتن بلوک متخلخل با ارتفاع زیاد و نفوذپذیری پایین مفید نخواهد

بود. در صورتی که بلوک متخلخل در دیواره مقابل منبع شار ثابت قرار گیرد، دیده شد که کاهش عدد دارسی، مقدار بیشینه دمای دیواره را کاهش میدهد. در حالی که در شرایط هندسی دوم که در آن بلوک متخلخل روی منبع شار ثابت قرار دارد، کاهش در عدد دارسی به افزایش دمای بیشینه دیواره انجامید. در سال ۲۰۰۳ کیم و همکاران [۸] آزمایشی تجربی بر روی فومهای آلومینیومی که بر روی منابع گرمایی درون کانال قرار گرفته بودند انجام دادند. آنها دریافتند که با قرار گیری ماده متخلخل بر روی منابع، انتقال گرما تا ۲۸٪ حالت بدون ماده متخلخل افزایش می یابد. در سال ۲۰۰۶، تی زنگ [۹] توسط حل عددی به بررسی جریان درون کانال حاوی بلوک گرم و پرشده توسط ماده متخلخل تشکیل شده از برنز پرداخت. او نشان داد که با افزایش عدد رینولدز و ارتفاع پره ها، مقدار انتقال گرما زیاد می شود. وی هم چنین به بررسی تاثیرات تغییر در عرض پره ها و قطر ذرات تشکیل دهنده محیط متخلخل پرداخت. در سال ۲۰۰۸ هانگ و چن [۱۰] به بررسی عددی کانال حاوی بلوکهای گرم شده و پوشیده شده با لایه متخلخل پرداختند. مطالعه آنها براساس جریان نوسانی بود. آنها به مقایسه انتقال گرما در این شرایط با حالت بدون لایه متخلخل و حالت جریان یکنواخت پرداختند. آنها نشان دادند که اضافه کردن جریان نوسانی به بلوک با لایه متخلخل، تاثیر قابل ملاحظهای در افزایش آهنگ انتقال گرما خواهد گذاشت. در یکی از جدیدترین کارها در سال ۲۰۱۰، زهفروش و حسین پور [۱۱] به مطالعه کاهش افت فشار در کانالهایی با مواد متخلخل پرداختند. آنها نشان دادند که در مقابل افزایش انتقال گرمای قابل توجه، افت فشار بسیار کمی مشاهده گردید که با استفاده از چیدمان مناسب بلوک های متخلخل انجام پذیرفته است. روش به کار برده شده توسط آنها استفاده از بلوکهای متخلخل غیر مشابه بر روی منابع حرارتی بود.

در مطالعه حاضر، انتقال گرما و افت فشار و تاثیر استفاده از نانوسیال در داخل کانال حاوی بلوک هایی از مواد متخلخل در ۳ نوع هندسه مختلف موازی، ۱- به صورت عمود، ۲- شیبدار با شیب های مختلف، ۳- منحنی با ضریب انحناهای مختلف همزمان بررسی و مورد تحلیل قرار گرفته است تا هندسه منتخب از هر دسته استخراج و در نهایت هندسه بهینه از دیدگاه انتقال گرما مشخص گردد. نوآوری کار حاضر در بکارگیری سیال پایه در دو حالت سیال معمولی و نانوسیال توام با استفاده از بلوکهای متخلخل با هندسه های مختلف می باشد. این در حالی است که در اکثر کارهای انجام شده، معمولا یک نوع هندسه با یک نوع سیال پایه نظیر آب بررسی شده است.

### ۲- تعريف مساله

در این مطالعه، هدف بررسی همزمان انتقال گرما و افت فشار و به دست آوردن خصوصیات بهینه ای از مواد متخلخل و نانوسیال برای رسیدن به نتایج بهتر خنک کاری است. در کار حاضر، خنک کاری منابع گرمایی درون کانال هایی با دیواره های موازی با استفاده از جریان نانو سیال شبیه سازی می شود که برای افزایش انتقال گرمای جریان نانو میال شبیه سازی می شود که برای افزایش انتقال گرمای موازی، به صورت های عمودی، زاویه دار و منحنی وار، جاگذاری و استفاده می گردند. در این مطالعه از نرم افزار فلوئنت (FLUENT) که بر پایه روش محاسباتی حجم محدود است، استفاده شده است. تاثیر

پارمترهای مختلف از جمله عدد رینولدز Rr بر روی مشخصه های بی بعد انتقال گرما و افت فشار، مانند عدد نوسلت Nu، افت فشار بی بعد و هم چنین بر روی توزیع دما و خطوط جریان مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته است. کار مطالعاتی اخیر آقایان زهفروش و حسین پور [۱۱] به عنوان مبنا قرار داده شده و نتایج این کار با نتایج کار ایشان مقایسه و مورد تحلیل قرار گرفته است.

از جمله نوآوری های مهم این تحقیق، نحوه استفاده، چیدمان و همچنین هندسه متفاوت بلوک های متخلخل در ترکیب با نانو سیال می باشد.



### شکل ۱- مدل هندسی بررسی شده برای انتقال گرمای درون کانال متخلخل شامل منابع گرمایی

هندسه مورد نظر مطابق با شکل ۱ از کانالی به طول کلی L و ارتفاع R تشکیل یافته است که چهار بلوک حرارتی بر روی دیواره پایین آن قرار دارد. طول و ارتفاع بلوکهای حرارتی به ترتیب برابر با  $W_s$  و  $H_c$  و فاصله بین آنها  $s^2$  است. به منظور تقویت انتقال گرما از منابع حرارتی، پوششهایی از مواد متخلخل بر روی بلوکهای حرارتی مجهز به پوششها قرار داده شده است. طول و ارتفاع بلوکهای حرارتی مجهز به پوششها به ترتیب  $W_p$  و  $M_p$  و فاصله بین پوششها  $g^2$  است. هر یک از منابع، حرارتی مجهز به پوشش ما مرار داده شده است. هر یک از منابع، حرارتی مجهز به پوشش ما مرار داده مده ارت مرکه یک دارتی مجهز به پوشش ما حرارتی به مقدار ثابع، حرارتی محمد از منابع، حرارتی به مقدار ثابع از منابع.

جریان درون کانال، لایه ای، غیر قابل تراکم، تک فاز و دو بعدی بوده و خواص فیزیکی آن ثابت لحاظ شده است. هم چنین ماده متخلخل به صورت همگن، کاملا اشباع از سیال و در تعادل دمایی محلی با سیال مفروض است. برای حذف اثرات دیوار<sup>1</sup> بر نفوذ پذیری ماده متخلخل، این مواد به صورت مواد فیبری در نظر گرفته شده [17] و از اثرات انتقال گرمای جابه جایی و تابش نیز چشم پوشی شده است. با توجه به مرجع [1۳]، در تخلخل بالا می توان مقدار لزجت ماده متخلخل را برابر با لزجت سیال فرض کرد. به منظور عمومیت بخشیدن به شرایط مرزی و نتایج بدست آمده، پارامترهای بی بعد زیر با الگو برداری از مرجع [1۴] معرفی و در قسمتهای بعدی مورد استفاده قرار گرفتهاند:

(1)

$$\begin{split} x^{*} &= \frac{x}{R} , \quad y^{*} = \frac{y}{R} , \quad L^{*} = \frac{L}{R} , \quad L^{*}_{e} = \frac{L_{e}}{R} , \quad L^{*}_{o} = \frac{L_{o}}{R} \\ u^{*} &= \frac{u}{u_{\alpha v}} , \quad v^{*} = \frac{v}{u_{\alpha v}} , \quad W^{*}_{S} = \frac{W_{S}}{R} , \quad H^{*}_{S} = \frac{H_{S}}{R} , \quad S^{*}_{S} = \frac{S_{S}}{R} \\ W^{*}_{p} &= \frac{W_{p}}{R} , \quad H^{*}_{p} = \frac{H_{p}}{R} , \quad S^{*}_{p} = \frac{S_{p}}{R} , \quad P^{*} = \frac{PR}{\mu_{f} U_{\alpha v}} , \quad T^{*} = \frac{T - T_{e}}{qR_{/k_{f}}} \\ R_{k} &= \frac{k_{eff}}{k_{f}} , \quad Re = \frac{U_{\alpha v}R}{v_{f}} , \quad Pr = \frac{v}{\alpha} , \quad Da = \frac{K}{R^{2}} \end{split}$$
(Y)

مقدار نوسلت به صورت معکوس دمای بی بعد تعریف شده است.
$$Nu = rac{qR}{(T_w - T_e)k_f}$$
 (۳)

و افت فشار بی بعد کل به صورت اختلاف بی بعد شده بین فشار ورودی و فشار خروجی در نظر گرفته شده است.  $\Delta P^* = \frac{\Delta P.R}{\mu_f U_{av_0}}$ (۴)

### ۲-۱- شرایط مرزی

۱- همان طور که در بالا گفته شد، سیال با پروفیل سرعت کاملا گسترش یافته و دمای یکنواخت وارد کانال میشود:  $u^* = \frac{8}{2}y^*[1-y^{*2}], v^* = T^* = 0 \quad x^* = 0, 0 \le y^* \le 1$  ( $\Delta$ ) ۲- در خروجی، جریان به صورت کاملا گسترش یافته فرض شده و شار پخشی برای تمامی متغیرها صفر است:  $\frac{\partial u^*}{\partial x^*} = \frac{\partial v^*}{\partial x^*} = \frac{\partial T^*}{\partial x^*} = 0 \ x^* = L^* \ , \ 0 \le y^* \le 1 \quad ,$ (6) ٣- ديواره بالا عايق فرض شده و شرط عدم لغزش بر آن اعمال شده است:  $u^*=0$  ,  $v^*=0,\;rac{\partial T^*}{\partial y^*}=0$   $y^*=1$  ,  $0\leq x^*\leq L^*$ , (Y) ۴- دیواره پایین عایق فرض شده و شرط عدم لغزش بر آن اعمال شده است:  $u^*=0$  ,  $v^*=0$  ,  $\frac{\partial T^*}{\partial v^*}=0$  ,  $y^*=0$  ,  $0\leq x^*\leq L^*$ (λ) ۵- علاوه بر موارد بالا، در نواحی بر هم کنش متخلخل – جامد شرایط عدم لغزش و پیوستگی دما و شار گرمایی برقرار است:  $u^* = 0$  ,  $v^* = 0$  ,  $T_p^* = T_s^*$  ,  $k_{eff} \frac{\partial T_p^*}{\partial n^*} = k_s \frac{\partial T_s^*}{\partial n^*}$  (9) ۶- در نواحی برهم کنش سیال – متخلخل، شرایط پیوستگی سرعت، دما و شار گرمایی برقرار است:  $u_{f}^{*} = u_{p}^{*}$ ,  $v_{f}^{*} = v_{p}^{*}$ ,  $T_{f}^{*} = T_{p}^{*}$ ,  $k_{f} \frac{\partial T_{f}^{*}}{\partial n^{*}} = k_{eff} \frac{\partial T_{p}^{*}}{\partial n^{*}}$  (1.)

### ۲-۲- پارامترهای استفاده شده برای شبیهسازی

برای افزایش دقت انجام محاسبات در فرایند شبیه سازی، از نسخه دوبعدی (Fluent) با دقت 2ddp استفاده شده است. هم چنین جهت حل معادلات حاکم، روش حل کننده تفکیکی به کار رفته و برای کوپل کردن معادلات مومنتوم و فشار با یکدیگر، الگوریتم SIMPLE مورد استفاده قرار گرفته است.

### ۲-۳- معادلات حاکم

### ۲-۳-۲ معادلات حاکم بر منطقه سیال

معادله پیوستگی: معادله کلی که نرم افزار (fluent) به عنوان  
عادله پیوستگی حل میکند به صورت زیر است:  
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla (\rho \vec{v}) = S_m$$

که جمله *S*<sub>m</sub> نشان دهنده مقدار جرمی است که از یک فاز به فاز دیگر انتقال مییابد.

معادله مومنتوم: معادله کلی مومنتوم در این نرم افزار این گونه تعریف شده است:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{v}) + \nabla . (\rho\vec{v}\vec{v}) = -\nabla P + \nabla . (\bar{\bar{\tau}})$$
(17)

<sup>1</sup> Wall effect

در این معادله، *P* فشار استاتیک، تانسور تنش، همچنین جملاتی پایه مربوط به پارامترهای محیط متخلخل و توابع تعریف شده توسط کاربر (UDF) در خصوص ترکیبات نانوسیال می باشد.

معادله انرژی : معادله کلی انتقال گرما که تمامی جملات قابل محاسبه در (fluent) را دارد، در زیر آورده شده است:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \left(\vec{v}(\rho E + P)\right) = \nabla \left(k_{eff}\nabla T - \sum_{i} h_{i}\vec{j}_{i} + \left(\vec{\tau}_{eff}, \vec{v}\right)\right)$$
(11)

که  $k_{eff} = k + k_t$  نشان دهنده اضافه شدن رسانایی گرمایی آشفته در جریان مغشوش است.  $(\overline{f})$  معرف شار پخشی گونه J بوده و سه جمله اول در سمت راست معادله به ترتیب نشان دهنده انتقال گرمای رسانشی، پخش گونهها و جمله پخش بر اثر لزجت سیال می باشند.  $S_h$  جمله مخصوص واکنشهای شیمیایی و همچنین معادلات UDF (توابع تعریف شده توسط کاربر) اضافه شده به معادله انتقال گرما

برای انرژی داخلی نیز داریم:  $E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2}$  (۱۴) (۱۴) معادلات حاکم بر محیط متخلخل

 $\vec{v}_{superficial} = \gamma \vec{v}_{physical}$  (۱۵) معادله پیوستگی: به دلیل تک فاز بودن سیال معادله پیوستگی با صفر در نظر گرفتن جمله S<sub>m</sub> آورده شده است: (۱۶)  $\frac{\partial(\gamma \rho)}{\partial r} + \nabla (\gamma \rho \vec{v}) = 0$ 

معادله مومنتوم: معادله مومنتوم در محیط متخلخل با اضافه شدن جملات لزجتی دارسی و اینرسی فورهایمر و همچنین با به کاربردن رابطه دپیت – فورهایمر به صورت زیر در میآید:

 $\frac{\partial(\gamma\rho\vec{v})}{\partial t} + \nabla (\gamma\rho\vec{v}\vec{v}) = -\gamma\nabla\rho + \nabla (\gamma\vec{\tau}) + \gamma\vec{B}_{f} - (\frac{\mu}{\alpha} + \frac{c_{2}\rho}{2}|\vec{v}|)\vec{v} \quad (1Y)$ naulch lic(2): تنها تفاوت معادله انرژی در محیط متخلخل با معادله lic(2) سیال، در تعریف رسانایی گرمایی و بخش مربوط به آنتالپی است.  $f \in s$  به ترتیب مشخصه جملات سیال و جامد هستند. (1A)

$$\frac{\partial}{\partial t} (\gamma \rho_f E_f + (1 - \gamma) \rho_s E_s) + \nabla \cdot \left( \vec{v} \left( \rho_f E_f + p \right) \right) = \nabla \cdot \left[ k_{eff} \nabla T - \left( \sum_i h_i j_i \right) + (\bar{\tau}, \vec{v}) \right]$$

keff با حالت سیال متفاوت بوده و در نرم افزار (fluent) و برای محیط متخلخل با رابطهای خاص تعریف می شود. برای رسانایی گرمایی موثر در محیط متخلخل فرمولهای گوناگونی نسبت به پیچیدگیهای متفاوت تعریف شده است. در این نرم افزار از رابطه (۱۹) که عمومیت بیشتری دارد استفاده شده است که به صورت UDF به نرم افزار (fluent) اضافه شده است. [۱۵]

$$k_{eff} = \gamma k_f + (1 - \gamma)k_s \tag{19}$$

که در این رابطه k<sub>f</sub> و k<sub>s</sub> به ترتیب نشان دهنده رسانایی گرمایی مایع و جامد می باشند.

رابطه بین لزجت دینامیکی موثر و لزجت دینامیکی هم بصورت زیر می باشد. [۱۵]

$$\mu_{eff} = \mu [1 + 2.5(1 - \varepsilon)] \tag{(7.)}$$

$$\mu_{eff} = \varepsilon.\,\mu\tag{(1)}$$

توابع لازم برای تخلخلهای متغیر نوشته شده است که می توان تغییرات ks را بصورت تابعی از مختصات مرجع و kr را بصورت تابعی از دما تعریف کرد. [1۵]

$$k_{\rm s} = k_{\rm s} \left( {\rm x} \right) \tag{7}$$

$$k_{\rm f} = k_{\rm f} \,({\rm T}) \tag{77}$$

به منظور ایجاد محیطی با تخلخل متغییر، توابعی نوشته شده اند که مقادیر تخلخل، نفوذپذیری و ضریب مقاومت اینرسی را با توجه به روابط (۲۴ تا ۲۶) ارایه شده به هم مرتبط می نماید. این کدها به زبان C و به صورت UDF تعریف شده اند. تعدادی از روابط پرکاربرد که توسط محققان مختلف معرفی شده اند در این قسمت آورده شده است. در رابطه (۲۵) b نشان دهنده قطر ذرات است [۱۵].

$$\varepsilon = \varepsilon(x) \tag{14}$$

$$K = \frac{\varepsilon^2 d^2}{180(1-\varepsilon)^2} \tag{Y\Delta}$$

$$C = \frac{1.8}{(180\varepsilon^5)^{1/2}} \tag{(YF)}$$

# ۳-معرفی هندسه های به کار رفته، اعتبارسنجی و

### استقلال از شبکه

برای صحت سنجی کد مورد استفاده در این مطالعه، کار زهفروش و حسین پور [۱۱] به عنوان مرجعی برای مقایسه در نظر گرفته شده است. در ادامه مقادیر مرتبط با کار ایشان استخراج و در کد استفاده شده در این کار اعمال گردیده است. هندسه کار زهفروش و حسین پور [۱۱] در شکل ۲ و مقایسه برخی نتایج مطالعه حاضر با کار ایشان در شکل ۳ آورده شده است.



شکل ۲- هندسه به کار رفته در کار زهفروش و حسین پور [۱۱]

در شکل ۴،۲ عدد بلوک سرتاسری پوشیده از مواد متخلخل مشاهده می شود که به صورت عمودی و به فاصله s از همدیگر قرار گرفته اند و فاصله ورودی تا اولین بلوک i، می باشد.



همان گونه که از شکل ۳ قابل برداشت است، نتایج این کار در

مطابقت قابل قبولی با کار ایشان است. تفاوت موجود خصوصا در منبع اول به تفاوتهای فضای مش زده شده مرتبط می باشد.

# ۳–۱–استقلال از شبکه

با توجه به اینکه پیش بینی می شود که بیشترین دفع گرما، از منبع گرمایی شماره ۱ صورت پذیرد، تصمیم گرفته شد تا برای بررسی استقلال از شبکه نتایج، دمای بلوک اول به عنوان معیار مقایسه در نظر گرفته شود. پنج شبکه با تعداد سلول ۲۹۷۹، ۶۲۲۶، ۸۶۵۰ و ۱۰۳۶ تولید و در شرایط یکسان (w 1000 ه و 0.01 =  $\varphi$  و Re = 1000 ه او 2001 = 10 شبیه سازی شده اند که نتایج پارامتری مانند دما در نمودار شکل شماره ۴ قابل مشاهده است



شبکه در شرایط یکسان

همان گونه که از نمودار شکل ۴ مشخص است، تغییرات دمایی منبع اول با ریزتر شدن شبکه کمتر می شود تا این که بعد از شبکه ۸۶۵۰ عددی تغییرات دما قابل چشم پوشی خواهد بود. به این علت شبکه ۸۶۵۰ سلولی به عنوان شبکه مورد استفاده در این کار برگزیده شد.

کار زهفروش و حسین پور[۱۱] برای سیال هوا بوده در حالی که در کار پیش رو سیال عامل نانوسیال در نظر گرفته خواهد شد.

هندسههای مختلف بلوکهای متخلخل مورد آزمایش و هندسه-های طرح شده در دو شکل شیبدار و منحنیوار در شکلهای ۵، ۶ و ۷ آورده شده است.





در این دو ساختار، پارامتر a معیاری برای شیب بلوک متخلخل است که در سه مقدار ۳۵، ۴۵ و ۶۰ درجه با شیبهای مثبت و منفی مورد تحلیل قرار گرفته است. پارامتر D نیز در هندسههای منحنیوار معیاری برای تحدب یا تقعر بلوک های متخلخل است که مقدار آن در انحنای حداکثری برابر نصف ارتفاع کانال در نظر گرفته شده است. شبیه سازیها در سه مقدار ۵/۵ ، ۱/۰ و ۱/۵ با مقادیر مثبت و منفی بررسی شده اند.

$$D = \frac{R}{2}$$
(YV)

در ابتدای امر و برای استخراج بهترین هندسه ممکن در بین حالات در نظر گرفته شده، به مقایسه انتقال گرمای صورت گرفته در حالات بدون تخلخل، حالت بلوکهای حرارتی عمودی، حالات بلوکهای شیبدار و نیز حالات بلوکهای منحنیوار با یکدیگر اقدام گردید. مقادیر ثابت در تمامی محاسبات w q = 10000 و 0.01 = 9 و 15 و 40 = 10 لحاظ شد. نتایج کار در شکلهای ۸ تا ۱۰ آورده شده



شکل ۸- دفع گرمای نانوسیال از چشمه های گرمایی در دو حالت با و بدون ماده متخلخل و بلوکهای عمودی

همانطور که در شکل ۸ مشخص است، استفاده از ساختار Velocity Inlet متخلخل تاثیر چشمگیری بر روی افزایش انتقال گرما در حضور نانوسیال برجای می گذارد.



ل ۹- دفع درمای نانوسیال از چشمه های درمایی در بلو گهای متخلخل شیبدار و بلوگهای عمودی

شکل ۹ تاثیر تغییرات شیب بلوک متخلخل بر روی عدد ناسلت را نشان میدهد. آنچه از نمودار قابل استنتاج است این است که شیب دار شدن در مقادیر کوچک میتواند به افزایش انتقال گرما درمنبع اول یاری رساند. در حالی که شیب بیشتر منجر به کاهش انتقال گرما در تمامی منابع حرارتی می شود. دلیل کاهش دفع حرارت در بلوک های شیب دار با شیب بیشتر نسبت به بلوک های شیبدار با شیب کمتر بیشتر به میزان گذر جرمی و از همه مهمتر شیبدار با شیب کمتر بیشتر به میزان گذر جرمی و از همه مهمتر مدارت در الگوهای جریانی ارتباط پیدا می کند که در کانتورهای جریان در شکل های ۱۲ تا ۲۲ چند نمونه از آنها ارایه شده است. در شکل ۱۰ نیز بلوکهای عمودی معمولی با بلوک-های منحنیوار مقایسه شده و تاثیر آنها بر روی انتقال گرما نشان بیشترین تاثیر تغییرات در انحنای بلوکهای متخلخل بر روی چشمه گرمایی اول دیده می شود. همچنین در این شکل نتایج جاصل از انحناهای روبه عقب نیز آورده شده است.

در این نمودار، بهترین نتایج متعلق به بلوکهای منحنی با انحنای ۸/۰ میباشد و بلوکهای با انحنای ۱/۰ در رتبه بعدی قرار میگیرند و حالت عمودی تقریبا هم ارزش با منحنی با انحنای ۱/۵ دیده میشود. بلوکهای با انحنای رو به عقب نتایج خوبی در دفع انتقال گرما ندارند و لذا در بحث بهینهسازی مورد توجه قرار نگرفته است. با جمع آوری دادههای حاصل از بهترین نتایج در هر نمونه، یعنی بلوکهای با شیب ۳۰ درجه و بلوک های با ضریب انحنای ۵/۰ و مقایسه آنها با حالت بلوکهای عمودی در نمودار عدد نوسلت نسبت به شماره منبع حرارتی، شکل ۱۱ بدست می آید.







همانگونه که در نمودار ۱۱ مشاهده می شود، بهترین نتایج مربوط به حالت منحنیوار با ضریب انحنای ۵/۰ می باشد که مقدار عدد نوسلت آن برای چشمه گرمایی اول، برابر با ۳۵/۸۳ می باشد. این در حالی است که مقدار عدد نوسلت برای حالت شیبدار ۳۰ درجه برابر با ۴۹/۰ و برای حالت معمولی عمودی ۳۷/۰ است. چنین تغییراتی نشان می-دهد که با استفاده از حالت منحنی وار ۵/۰ می توان به افزایش انتقال حرارتی در حدود ۱۰ درصد و با استفاده از حالت شیبدار ۳۰ درجه به افزایش عدد نوسلت در حدود ۷ درصد دست یافت که دلیل آن طبق نتایجی که در قسمت قبل تشریح شد، به بهینه بودن گذر جرمی و وجود جریانهای گردابه ای در این حالت نسبت به هندسه های دیگر می باشد.

با توجه به دادههای فوق میتوان هندسه منحنیوار ۰/۵ را به عنوان بهترین حالت در دفع گرما از منابع حرارتی لحاظ نمود.

در شکل های ۱۲ تا ۲۱ نمونه ای از کانتورهای فشار (Pa)، دما(X) و سرعت(m/s) برای رینولدز ۲۰ و نمونه ای از هندسه شبکه بندی شده و خطوط جریان جهت بررسی و مقایسه حالات مختلف باهم آورده شده است. کانتور های نشان داده شده به وضوح نشان می دهند که بیشترین دفع گرما مربوط به منبع حرارتی شماره ۱ بوده و فشار به صورت تقریبا خطی در طول کانال کاهش می یابد.

### 2006.02 (966.02 (766.02)) (766.02 (766.02)) (766.02 (766.02)) (766.02) (7







شکل ۱۴- کانتور دما در بلوک های با زاویه ۳۰ درجه در رینولدز ۲۰







شکل ۱۸- کانتور فشار استاتیک بلوک های منحنی با انحنای ۵/۰ در رینولدز ۲۰



شکل ۱۹- کانتور دمای بلوک های منحنی با ضریب انحنای ۰/۵ در رینولدز ۲۰

### 5.414-01 2.144-01 2.144-01 2.144-01 4.054-01 4.054-01 2.054-01 2.054-01 2.054-01 2.054-01 1.054-010000000000000000000000

شکل ۲۰- کانتور سرعت بلوک های منحنی با ضریب انحنای ۰/۵ در رینولدز ۲۰

# شکل ۲۱ – هندسه شبکه بندی بلوک های منحنی با ضریب انحنای ۰/۵

# ۴–۱– بررسی تاثیر تغییرات پارامترهای فیزیکی مختلف در هندسه منتخب

پارامترهای مدنظر نسبت حجمی ذرات نانو φ ، عدد دارسی برای محیط متخلخل Da و نیز عدد رینولدز برای جریان نانوسیال می باشند.

# $oldsymbol{\phi}$ -۲–۲ بررسی اثر مقادیر مختلف نسبت حجمی -۲–۴

در بررسی اثر این پارامتر، مقادیر مختلف نسبت های حجمی به صورت 0.05, 0.02,0.03,0.04 در نظر گرفته شد. سایر پارامترها ثابت و مشابه با مقادیر قبلی می باشند. تاثیر استفاده از نسبت حجمی با مقادیر مختلف بر روی عدد نوسلت در نمودار شکل ۲۲ آورده شده است.



همان گونه که در نمودار شکل ۲۲ دیده می شود، با کاهش نسبت حجمی نانوسیال، میزان دفع گرما از منابع افزایش می یابد. طبق نمودار و طبق آن چه انتظار می رود، منبع حرارتی اول، بیشترین تاثیر را در تغییرات پارامترها به خود می بیند. مقایسه انتقال گرما از چشمه اول در مقادیر مختلف نسبت حجمی در نمودار میله ای شکل ۲۳ آورده شده است.



Heat Source Number شکل ۲۳- دفع گرمای نانوسیال از چشمه اول گرمایی در هندسه منتخب و در نسبتهای حجمی مختلف

# ۴-۳-بررسی اثر تغییرات عدد رینولدز جریان نانوسیال

عامل دوم در پارامترهای مورد تحلیل، عدد رینولدز جریان است. عدد رینولدز در تحلیل مربوط به استخراج بهترین هندسه، ۱۵-Re در نظر گرفته شد. در این بخش مقادیر عدد رینولدز ۷۰و ۵۰، ۲۰، ۲۰، ۱۵، ۹۰ Re = ۱۰ لحاظ و تاثیر آنها بر روی انتقال حررت بررسی شد. نتایج حاصل در نمودار شکل ۲۴ قابل مشاهده است.



نشريه مهندسی مكانيک دانشگاه تبريز، شماره پيايې ۹۷، جلد ۵۱، شماره ۴، زمستان، ۱۴۰۰ مفحه ۲۱–۰۰ – اميرمحمد اتحاد و عليرضا الهامی اميری

همان گونه که از نمودار شکل ۲۴ قابل مشاهده است، افزایش عدد رینولدز تاثیر بسیار موثری بر افزایش عدد نوسلت و دفع گرما از چشمه های گرمایی دارد. با توجه به شکل فوق می توان نتیجه گرفت که تا حدى كه ساختار سختافزارى سيستم اجازه مىدهد، مى توان سرعت جریان نانوسیال خنک کننده را افزایش داده و مقادیر دفع گرما را بهبود بخشيد.

### ۴-۴- بررسی اثر تغییرات عدد دارسی بلوکهای متخلخل

میزان نفوذپذیری ماده متخلخل به کار رفته در بلوکها عامل دیگری است که مورد تحلیل قرار می گیرد. عدد بی بعد دارسی معیاری برای سنجش این مهم است. در این بخش پارامترهای دیگر بدون تغییر باقی ماند، مقادیر اولیه ۵۵ = Re و ۱۰/۰۱  $\varphi$  در نظر گرفته د و انتقال گرما از چشمه های گرمایی در مقادیر مختلف عدد دارسی مورد بررسی Da =  $10^{-3}$  ,  $10^{-4}$  ,  $10^{-5}$  ,  $10^{-6}$  ,  $10^{-7}$  ,  $10^{-8}$ 

قرار گرفت. نتایج این تحلیل در نمودار شکل ۲۵ آورده شدهاست.



منتخب و در اعداد دارسی مختلف

بیشترین تاثیر تغییرات در عدد دارسی در بلوک اول قابل مشاهده است. در بلوک اول دیده می شود که با کاهش نفوذپذیری محیط متخلخل، دفع گرما از چشمه های گرمایی و به خصوص چشمه اول اندکی افزایش مییابد و این در حالی است که با کاهش بیشتر نفوذپذیری از  $^{-6}$  10 به بعدتر تاثیر این کاهش ناچیز می گردد.

مقادیر عدد نوسلت دفع گرما از چشمه اول گرمایی در اعداد دارسی مختلف در شکل ۲۶ آورده شدهاست.



شکل ۲۶- دفع گرمای نانوسیال از چشمه اول گرمایی در هندسه منتخب و در اعداد دارسی مختلف

# ۴–۵– بررسی افت فشار در سه هندسه عمودی، شیب دار ۳۰ درجه و منحنیوار با ضریب ۸/۵

برای بررسی اثر هندسه بلوکهای متخلخل بر روی افت فشار که فاکتوری مهم در طراحی و به کارگیری هندسه های مختلف است، افت فشار بی بعد شده، در سه هندسه عمودی و ۳۰ درجه و منحنیوار ۵/۵ محاسبه کرده و در نمودار ۲۷ با یکدیگر مقایسه شده است. با نگاهی به کانتور های سرعت، در این سه نوع هندسه به نظر می رسد که تفاوت در گذر جرمی از بلوک ها و نیز الگوهای گردابه ای جریان در هندسه های منحنی و شیب دار، باعث تفاوت در افت فشار در آن ها می شود. پارامتر بیبعد شده فشار با رابطه زیر تعریف می شود:  $\Delta P^* = \frac{\Delta P.R}{\mu_f U_{av_0}}$ (۲۸)





شکل ۲۷- مقادیر افت فشار بیبعد در سه هندسه بلوکهای متخلخل؛ منحنیوار منتخب، عمودی و شیبدار ۳۰ درجه در شرابط استاندارد

### ۶-۴- مقایسه کلی حالت های شیبدار و منحنی

همان گونه که از نمودار ۲۷ مشهود است، با بکارگیری بلوک-های منحنیوار و نیز شیبدار افت فشار نیز کاهش می یابد. با این که عدد نوسلت برای بلوکهای منحنیوار عدد بالاتری است، افت فشار بلوکهای شیب دار ۳۰ کمتر از حالات دیگر است. با این حال برای بررسی بهتر تاثیر همزمان عدد نوسلت و افت فشار، پارامتر *.Nu/ΔP* برای هر سه هندسه در شکل ۲۸ آورده می شود که معرف نسبت عدد نوسلت میانگین کل بر افت فشار کل می باشد.



شکل ۲۸ مقادیر بیبعد  $Nu/\Delta P^*$  برای سه هندسه بلوکهای متخلخل؛ منحنیوار منتخب، عمودی و شیبدار ۳۰ درجه در شرايط استاندارد

همان گونه که از شکل ۲۸ قابل مشاهده است، نسبت "*Nu/ΔP* برای هندسه شیبدار ۳۰ درجه مقادیر بهتری را نشان میدهد. با در نظر گرفتن هر دو اثر افت فشار و انتقال حرارت به نظر میرسد مورد هندسه شیبدار ۳۰ درجه انتخاب بهتری باشد. این در حالی است که در موارد دفع حرارت از چیپهای الکترونیکی، مورد دفع حرارت هدف اصلی بوده و افت فشار تاثیر قابل توجهی بر پارامترهای طراحی برجای نمی گذارد. از این رو در این کار اثر دفع حرارتی بالاتر، ترجیح داده شده و هندسه منحنیوار با ضریب ۵/۰ به علت عدد نوسلت بالاتر به عنوان هندسه منتخب معرفی می گردد.

### ۴-۷- مقایسه سیال معمولی و نانو سیال

در گام اولیه محاسبات اثر استفاده از ذرات نانو در افزایش اثر انتقال حرارتی از منابع و در حضور مواد متخلخل بررسی شد. برای این منظور دو مورد مطالعاتی در نظر گرفته شد. مورد اول استفاده از سیال معمولی در چینش معمولی و عمودی بلوکهای متخلخل و مورد دوم استفاده از نانوسیال در همان شرایط و چینش می باشد. در شکل ۲۹ آورده شده است.



همان گونه که از شکل ۲۹ دیده می شود، استفاده از نانوسیال، عدد نوسلت دفع گرما از منبع حرارتی اول را در حدود ۴ درصد افزایش می-دهد. در عین حال، این افزایش در چشمه گرمایی چهارم کمتر از ۲درصد می باشد. دلیل کلی افزایش انتقال گرما، افزایش رسانایی گرمایی نانوسیال نسبت به سیال پایه می باشد. دلیل کم بودن میزان انتقال حرارت در بلوک چهارم نسبت به بلوک اول، به کاهش اختلاف دما در طول جریان، بین سیال و بلوک بعدی بر می گردد. با وجود افزایش بسیار کم آثار دفع گرما استفاده از ذرات نانو در سیال، به علت حساس بودن بحث خنککاری چشمه های گرمایی و مهم بودن افزایش دفع گرما، در ادامهی کار نانوسیال به عنوان سیال پایه در محاسبات در نظر گرفته شد.

### ۵- نتیجه گیری

در این کار به بررسی اثر همزمان استفاده از نانوسیال و ماده متخلخل در دفع گرمایی از چشمه های گرمایی شار ثابت پرداخته شد. چشمه های گرمایی به مدلی از چیپهای الکترونیکی در نظر گرفته شدند. مواد متخلخل به صورت بلوکهایی با اشکال مختلف بر روی چشمه های گرمایی قرار داده شد و هندسههای مختلف بلوکها و تاثیر

آنها بر روی میزان دفع گرما از منابع مطالعه شد. هندسههای مورد مطالعه در حالتهای مورب و منحنیوار و با درجات و شیبهای مختلف بررسی شدند. مطالعات متعدد در بررسی اثر این اشکال بر روی عدد نوسلت انتقال گرما از منابع، نشان داد که هندسه مشخصی با بلوکهای متخلخل منخنیوار و با ضریب انحنای ۰/۵ بهترین عملکرد را در دفع گرما از منابع نشان میدهد و می تواند به عنوان نتیجهای کاربردی در صنایع الکترونیکی مورد توجه قرار گیرد.

در ادامه کار هندسه فوق به عنوان مرجع مطالعه در نظر گرفته شد و اثر پارامترهای مختلف بر روی انتقال گرما از منابع گرمایی در این هندسه از بلوکهای متخلخل بررسی گردید. پارامترهای نسبت حجمی نانوسیال، عدد رینولدز جریان و نیز عدد دارسی ماده متخلخل موارد مورد نظر بوند و مقادیر عدد نوسلت منابع حرارتی در اندازههای مختلف این پارامترها، محاسبه و استخراج شدند.

نتایج نشان می دهد که تاثیر نسبتهای حجمی مختلف نانوسیال بر روی دفع گرمایی از منابع قابل توجه است و با افزایش نسبت حجمی یعنی با افزایش مقدار ذرات نانو در سیال پایه انتقال گرما به دلیل بالا رفتن لزجت جریان نانو و عبور سخت آن از محیط متخلخل کاهش می یابد. این بدین معناست که در حضور مواد متخلخل می توان با حجم فرات کمتر و تبعا صرف هزینه کمتر، به انتقال گرمای بهتر دست یافت. در مقادیر آزمایش شده، مقدار نسبت حجمی ۰/۰۱ بهترین نتیجه را گزارش می دهد.

در بررسی تأثیر عدد رینولدز بر روی عدد نوسلت نتایج قابل پیش-بینی مشاهده شد. مطالعات نشان داد که با افزایش عدد رینولدز، میزان انتقال گرما از چشمه های گرمایی بهبود مییابد و میتوان به دماهای پایین تر چشمه گرمایی دست یافت. در این بخش و با توجه به تاثیر سرعت جریان نانوسیال می توان نتیجه گرفت که با لحاظ کردن محدودیتهای سختافزاری، افزایش عدد رینولدز جریان تا حد امکان، بازده استفاده از بلوک های ماده متخلخل افزایش خواهد یافت.

بررسی تاثیر تغییرات عدد دارسی ماده متخلخل به کار رفته در بلوکها نشان میدهد که با کاهش نفوذپذیری ماده متخلخل و گذر دشوارتر نانوسیال از درون ماده متخلخل، شاهد دفع گرمایی بهتر از چشمه ها به خصوص چشمه اول خواهیم بود. دیده می شود که عدد دارسی <sup>2</sup>۰۰ بهترین نتایج را بدست میدهد و با کاهش بیشتر نفوذپذیری، تفاوت ناچیزی در افزایش انتقال حرارت مشاهده می شود. لذا استفاده از مواد متخلخل با مقدار بهینه دارسی در بلوکها، میتواند مقادیر دفع گرما را بهینه و دمای چشمه های گرمایی را در پایینترین حد ممکن نگاه دارد. covers. International Journal of Heat and Mass Transfer  $48.3\mathchar`-4$  ,  $647\mathchar`-664, 2005.$ 

[11] Zehforoosh, A., and Hossainpour S.. Numerical investigation of pressure drop reduction without surrendering heat transfer enhancement in partially porous channel. International Journal of Thermal Sciences 49.9, 1649-1662, 2010.

[12] Jeng, Tzer-Ming, and Sheng-Chung Tzeng. "Numerical study of confined slot jet impinging on porous metallic foam heat sink." International Journal of Heat and Mass Transfer 48.23-24, 4685-4694, 2005.

[13] Saeid, Nawaf H., and Abdulmajeed A. Mohamad. "Jet impingement cooling of a horizontal surface in a confined porous medium: Mixed convection regime." International journal of heat and mass transfer 49.21- 3906-391322 ,2006.

[14] Issa, Johnny S., and Alfonso Ortega. Experimental measurements of the flow and heat transfer of a square jet impinging on an array of square pin fins. Journal of electronic packaging 128. 61-701., 2006.

[15] Kaviany Maasoud. Principles of heat transfer in porous media. Springer Science & Business Media, 2012.

فهرست عادلم و زيرنويس ها			
Da	عدد دارسی	L[m]	طول كانال
φ[%]	کسر حجمی	R[m]	ارتفاع كانال
T[K]	دما	S[m]	فاصله منابع حرارتي از بكديگر
P[pa]	فثار	W[m]	عرض منابع حرارتي
Re	عدد رينولدز	$l_i[m]$	فاصله ورودى كانال تا اولين منبع حرارتى
d[m]	قطر نانوذرات	$l_o[m]$	فاصله آبحرين منبع حرارتي تا بحروجي كانال
3	ضريب تخلخل	γ[%]	درصد تخلخل
Nu	عدد ناسلت		زيرنويس ها و بالانويس ها
NU	عدد ناسلت ميانگين	i,e	ورودى
P*	فشاريى بعد	0	-كروچى
$K[W/_{m,K}]$	رسائايي گرمايي	eff	مؤثر
$\mu[kg/m,s]$	لزجت ديناميكي سيال	f	مايع
τ[pa]	تئن	s	چامذ
θ	لترجت سينمائيكي سيال	m	ميانگين
$\rho[kg/m^3]$	جگالی	p	ذرات جامد
$F\left[\frac{N}{m^2}\right]$	ئيرو	av	متوسط

# ۶-مراجع

[1] Das, Sarit K., et al. Nanofluids: science and technology. John Wiley & Sons, 2007.

[2] Masuda, Hidetoshi, Akira Ebata, and Kazumari Teramae. "Alteration of thermal conductivity and viscosity of liquid by dispersing ultra-fine particles. Dispersion of Al2O3, SiO2 and TiO2 ultra-fine particles, 227-233, 1993.

[3] Maghrebi, Mohammad Javad, M. Nazari, and T. Armaghani. Forced convection heat transfer of nanofluids in a porous channel., Transport in porous media 93.3, 401-413, 2012.

[4] Khanafer, Khalil, Kambiz Vafai, and Marilyn Lightstone. Buoyancy-driven heat transfer enhancement in a two-dimensional enclosure utilizing nanofluids., International journal of heat and mass transfer 46,193639-3653, 2003.

[5] Vafai, Kambiz, and Sung-Jin Kim., Analysis of surface enhancement by a porous substrate, 700-706, 1990.

[6] Tong, T. W., M. C. Sharatchandra, and Z. Gdoura. "Using porous inserts to enhance heat transfer in laminar fully-developed flows." International communications in heat and mass transfer 20.6, 761-770, 1993.

[7] Fu, Wu-Shung, Hsin-Chien Huang, and Wei-Yan Liou. "Thermal enhancement in laminar channel flow with a porous block." International Journal of Heat and Mass Transfer 39.10 2165-2175,1996.

[8] Kim, Seo Young, Jin Wook Paek, and Byung Ha Kang. "Thermal performance of aluminum-foam heat sinks by forced air cooling." IEEE Transactions on components and packaging technologies 26.1, 262-2672003.

[9] Tzeng, Sheng Chung. Convective heat transfer in a rectangular channel filled with sintered bronze beads and periodically spaced heated blocks. Journal of heat transfer 128.5 , 453-464, 2006.

[10] Huang, P. C., et al. Enhancement of forced-convection cooling of multiple heated blocks in a channel using porous