



بررسی عددی تأثیر اندازه‌ی نانوذرات مختلف بر روی عملکرد حرارتی نانوسیال در میکروکانال گرماگیر

احسان غلامیان^{۱*}، وحید زارع^۲ و سید مصطفی موسوی^۳

^۱ دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران، ایران

^۲ استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی ارومیه، ارومیه، ایران

^۳ کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران

تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۱۲/۰۵؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۵/۰۵/۰۴؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۵/۰۹/۱۱

چکیده

یکی از تکنولوژی‌های کارآمد توسعه روش‌های مدیریت حرارتی برای دستگاه‌های الکترونیکی پیشرفته استفاده از میکروکانال گرماگیر جهت افزایش عملکرد حرارتی است. هدف این پژوهش، بررسی عددی اندازه نانوذرات بر عملکرد حرارتی یک میکروکانال گرماگیر دوزنقه-ای شکل است. در مطالعه حاضر، کاربرد نانوسیال‌های آب - آلومینا (Al_2O_3) و آب - CuO با استفاده از دیدگاه دوفازی اوپلرین - اوپلرین مدل‌سازی شده است و حل معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی به روش حجم محدود با معیار همگرایی 10^{-6} ، توسط نرم‌افزار فلونت صورت گرفته است؛ همچنین در بیشتر مطالعات گذشته، نانوسیال به عنوان یک سیال همگن (تک‌فاز) شبیه‌سازی شده است، لذا مقایسه‌ای میان مدل‌سازی دوفازی حاضر با مدل‌سازی همگن صورت گرفته است و مشخص شد که نتایج مدل دوفازی $13/8\%$ ، بهتر از نتایج تک‌فازی ادبیات فن است. افزودن هر دو نانوذره باعث افزایش انتقال حرارت در میکروکانال می‌شود، اما نتایج نشان می‌دهند با افزایش قطر نانوذرات، نرخ انتقال حرارت کاهش می‌یابد. به طوری که Al_2O_3 دارای کاهش $6/63\%$ و CuO، دارای کاهش $5/022\%$ است که در این بین، نانوذرات آلومینا دارای ضریب انتقال حرارت کوچک‌تری نسبت به نانوذرات CuO می‌باشند. پس، نانوسیال آب - CuO برای هندسه دوزنقه‌ای شکل، مناسب‌تر بوده، با بهینه‌سازی اندازه ذرات، می‌توان بازده حرارتی سیستم را به حداکثر رساند.

کلمات کلیدی: مدیریت حرارتی؛ میکروکانال گرماگیر؛ نانوسیال؛ آب - آلومینا؛ آب - CuO؛ دوفازی؛ روش حجم محدود؛ قطر نانوذرات.

Numerical Analysis of Various Nanoparticles Size Effects on Thermal Performance of Nanofluid in A Microchannel Heat Sink

E. Gholamian^{1,*}, V. Zare², S.M. Mousavi³

¹ PhD student, Faculty of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran.

² Assistant Professor, Faculty of Mechanical Engineering, Urmia University of Technology, Urmia, Iran.

³ MS, Faculty of Mechanical and Energy Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran.

Abstract

MicroChannel Heat Sink is one of the efficient technologies, improving the thermal performance. The aim of the present paper is to investigate the nanoparticles size effects on thermal performance of a trapezoidal MCHS numerically. In the present study, employment of Water - Alumina (Al_2O_3) and Water - CuO nanofluids is modeled using Eulerian - Eulerian two-phase approach. Solving equations of continuity, momentum and energy in the computational domain is performed via Finite Volume Method (FVM) in FLUENT with the accuracy of 10^{-6} . Recently in most studies nanofluids are simulated as a homogeneous fluid, a comparison between the present two-phase models with homogeneous modeling is conducted and it is found that two phase modeling shows 13.8% better performance in comparison with the other case. The results showed that adding of both nanoparticles increases the heat transfer in microchannel and increasing the diameter of the nanoparticles results in a decrease of heat transfer rate as Alumina and Cu-O nano particles, show 6.63% and 5.022% reduction in heat transfer rate, respectively. Also, Alumina nanoparticles have a lower heat transfer coefficient than CuO nanoparticles. Hence, Water - CuO nanofluid is suitable for trapezoid geometry.

Keywords: Thermal Management; Micro Channel Heat Sink (MCHS); Nanofluid; Water- Al_2O_3 ; Water-CuO; Two-Phase; Finite Volume Method (FVM); Nanoparticle Diameter.

۱- مقدمه

مدیریت حرارتی دستگاه‌های الکترونیکی به‌ویژه در مقیاس میکرو و نانو، مسأله مهمی است که به طور مستقیم روی قیمت و ضریب اطمینان سیستم تأثیرگذار است. به منظور توسعه تکنولوژی مدیریت حرارتی کارآمد و فشرده برای دستگاه‌های الکترونیکی پیشرفته، دستگاه‌های خنک‌کننده بایستی سبک‌وزن، کوچک و دارای عملکرد بالایی باشند. از این رو در سال ۱۹۸۱، تاکرمن^۱ و پیس^۲ بیان کردند که کاهش ابعاد کانال خنک‌کننده تا مقیاس میکرون، منجر به افزایش انتقال حرارت می‌شود و میکروکانال گرماگیر^۳ را جهت افزایش عملکرد حرارتی معرفی کردند [۱]. آن‌ها این کار را بر اساس نسبت عکس بین ضریب انتقال حرارت و مشخصه طول کانال انجام دادند که طبق آن با کاهش قطر هیدرولیکی میکروکانال، انتقال حرارت افزایش می‌یابد.

جریان سیال سه‌بعدی و پدیده انتقال حرارت میکروکانال‌ها توسط تاه^۴ و همکارانش، مورد بررسی قرار گرفته است [۲]. آن‌ها جریان آرام پایا و معادلات انتقال حرارت را با استفاده از روش حجم محدود^۵ حل کردند. نتایج بدست آمده نشان داد که در رینولدزهای پایین، انتقال حرارت ورودی، اتلافات اصطکاک و ویسکوزیته را کاهش می‌دهد که این عامل، افزایش دمای آب را به دنبال دارد. پنگ^۶ و پیترسون^۷ به بررسی تجربی افت فشار و انتقال حرارت جابجایی در میکروکانال مستطیلی شکل پرداختند [۳ و ۴]. طبق یافته‌های آنان، در هر دو جریان آرام و آشسته، نسبت منظری^۸ سطح مقطع، تأثیر بسیاری در اصطکاک جریان و انتقال حرارت جابجایی دارد. تیسلیج^۹ و همکارانش، آنالیز عددی و تجربی انتقال حرارت به روش رسانایی محوری را در یک میکروکانال گرماگیر با هندسه سه‌گوش انجام دادند و بیان کردند که دمای آب و دیواره در طول کانال، به صورت خطی تغییر نمی‌کند [۵].

علاوه بر تغییر ابعاد کانال خنک‌کننده، اضافه شدن ذرات جامد به سیال پایه^{۱۰}، سبب افزایش رسانایی گرمایی می‌شود اما ذرات در اندازه‌های میلی و میکرو، مشکلاتی از قبیل، خوردگی، ته‌نشینی، رسوب و افت فشار بالا را به همراه دارند [۶-۹]. راه‌حل بسیار کارآمد جهت برطرف کردن این مشکلات، استفاده از نانوسیال است. مسأله نانوسیال برای اولین بار توسط چوی^{۱۱} در آزمایشگاه ملی آرگون^{۱۲} ارائه شد [۱۰ و ۱۱]. انواع مختلفی از نانوذرات برای آماده‌سازی نانوسیال استفاده می‌شود که از این میان می‌توان به SiC، TiC، Ag، Au، Cu، Al₂O₃، CuO و TiO₂ اشاره کرد. از میان رایج‌ترین سیالات پایه مورد استفاده در نانوسیالات نیز می‌توان، آب و اتیلن گلیکول را نام برد. اضافه کردن نانوذرات به یک سیال پایه حتی در غلظت بسیار کم، پیشرفت‌های قابل توجهی در عملکرد حرارتی به همراه دارد [۱۲]. ویژگی‌های نانوسیال اصولاً به جنس، شکل و اندازه ذرات بستگی دارد؛ اما با این حال، نقش مهم سیال پایه در ترکیب‌های دوفازی را نمی‌توان انکار کرد.

لی^{۱۳} و پیترسون، بر اساس مشاهدات خود به این نتیجه رسیدند که در یک دمای معین، برای هر جفت نانوذره و سیال پایه، یک ترکیب بهینه از اندازه نانوذره و کسر حجمی وجود دارد [۱۳]؛ همچنین عباسی و آقاجانی با معرفی یک پارامتر جدید به نام ضریب پراکندگی حرارتی^{۱۴} دریافتند که اثر پراکندگی حرارتی بر افزایش انتقال حرارت را ارزیابی می‌کند، این پارامتر به قطر میانگین ذرات و هندسه سطح بستگی دارد [۱۴]. آنوپ^{۱۵} و همکارانش، دریافتند که ذرات کوچک‌تر نانو، ضریب انتقال حرارت بیشتری را از خود نشان می‌دهند [۱۵]. تنگ^{۱۶} و همکارانش بر اساس معادله اینشتین - استوکس به این نتیجه رسیدند که در نانوذرات با قطرهای کوچک‌تر، افزایش دما تأثیر بیشتری بر افزایش ضریب انتقال حرارت دارد [۱۶]. مروجی و همکارانش، برای نانوسیال‌ها با قطرهای کوچک، ارتباط خوبی بین نتایج شبیه‌سازی

¹ Tuckerman

² Pease

³ MicroChannel Heat Sink (MCHS)

⁴ Toh

⁵ Finite Volume Method (FVM)

⁶ Peng

⁷ Peterson

⁸ Aspect ratio

⁹ Tiselj

¹⁰ Base fluid

¹¹ Choi

¹² Argonne National Laboratory

¹³ Li

¹⁴ Thermal dispersion coefficient

¹⁵ Anoop

¹⁶ Teng

[۲۶]. آن‌ها دریافتند، استفاده از این دو هندسه و نانوسیال‌ها به عنوان خنک‌کن، انتقال حرارت را در مقایسه با آب بهبود می‌بخشد. این امر به این دلیل است که رسانایی حرارتی مایع خنک‌کن و پراکندگی حرارتی نانوذرات افزایش می‌یابد؛ همچنین سیف و نیک‌آئین گزارش کرده‌اند که با کاهش اندازه ذره، مقاومت حرارتی میکروکانال گرماگیر کاهش می‌یابد [۲۷].

مطالعات نسبتاً کمی در زمینه جریان نانوسیال و مشخصه‌های انتقال حرارت در مقایسه با سیال خالص انجام شده است [۲۸-۳۰]. این مطالعات نشان دادند که ضریب انتقال حرارت وقتی از نانوسیال استفاده می‌شود در مقایسه با سیال خالص افزایش می‌یابد، اگرچه به دلیل وجود ذرات در میکروکانال گرماگیر، اندکی افزایش افت فشار خواهیم داشت. این افزایش افت فشار به عدد رینولدز، کسر حجمی ذره و اندازه و شکل ذره وابسته است.

در بیشتر مطالعاتی که تاکنون انجام شده است، نانوسیال به عنوان یک سیال همگن (تک‌فاز)، مدل یا شبیه‌سازی شده است. دیدگاه‌های مدل‌سازی جریان‌های چندفازی شامل، دیدگاه حجم سیال^۹، دیدگاه اویلرین-اویلرین و دیدگاه اویلرین-لاگرانژین است. در این مقاله، علاوه بر در نظر گرفتن ابعاد و هندسه خاص برای میکروکانال گرماگیر، از روش دوفازی اویلرین-اویلرین برای مدل‌سازی نانوسیال استفاده شده، نتایج بدست آمده با نتایج حاصل از مدل‌سازی همگن مقایسه شده است؛ همچنین با ثابت در نظر گرفتن خواص ترموفیزیکی نانوسیال، اثر قطر نانوذره‌ی کروی روی عملکرد حرارتی دو نانوسیال پرکاربرد آب-CuO و آب-آلومینا^{۱۰} در میکروکانال گرماگیر بررسی گردیده و در نهایت، رفتار نانوسیال‌های مذکور با یکدیگر مقایسه شده‌اند.

۲- روش بررسی و مطالعه

۲-۱- نانوسیالات

در این مقاله، دو نوع نانوسیال که در یکی از آنها، نانو ذرات Al_2O_3 و در دیگری نانوذرات CuO که هر دو در سیال پایه آب پراکنده شده‌اند، مورد بررسی قرار گرفته‌اند. خواص

CFD^۱ و داده‌های تجربی در رینولدزهای بالا پیدا کردند [۱۷]. [۱۷]. تحقیقات انجام شده توسط ایستمن^۲ و همکارانش، نشان داد که با افزایش کمتر از ۱٪ کسر حجمی ذرات، انتقال حرارت جابجایی بیشتر از ۱۵٪ افزایش می‌یابد [۱۸]. کلت و همکارانش دریافتند، در صورتی که غلظت حجمی پایین باشد، افزایش انتقال حرارت در اثر کاهش اندازه ذره چندان مطرح نمی‌شود [۱۹ و ۲۰]. تاکیت^۳ و همکارانش مشاهده کردند که نسبت نانوسیال به رسانایی حرارتی خالص سیال و نسبت عدد ناسلت میانگین به سیال خالص با افزایش قطر نانوذره کاهش می‌یابد [۲۱]. سیف و فیض‌بخش دریافتند که عدد ناسلت نانوسیال، تابعی از جنس و قطر نانوذره است [۲۲]. تاهیر^۴ و میتال^۵ با در نظر گرفتن قطر ذره، عدد رینولدز و کسر حجمی ذره نشان دادند که ضریب انتقال حرارت، دارای رابطه‌ای غیرخطی با اندازه نانوذره است [۲۳]. آرانی و امانی، بر اساس مقادیر عدد رینولدز و کسر حجمی ذره نشان دادند که تغییر قطر نانوذره روی عدد ناسلت و افت فشار سیال تأثیر می‌گذارد [۲۴].

با الهام گرفتن از ایده میکروکانال گرماگیر، طرح‌ها و روش‌های مدل‌سازی نوین برای دستگاه‌های خنک‌کننده ارائه شده است که در آن‌ها مایع خنک‌کن، نانوسیال است. لی^۶ و همکارانش، از ذرات Al_2O_3 به اندازه ۳۸/۴ نانومتر و CuO، به اندازه ۲۳/۶ نانومتر برای افزایش انتقال حرارت رسانایی آب و اتیلن گلیکول استفاده کردند [۲۵]. آن‌ها نشان دادند که افزایش درصد رسانایی، تنها تابعی از غلظت و رسانایی ذرات و مایع نیست و به اندازه و شکل ذرات نیز بستگی دارد. چین^۷ و هانگ^۸، عملکرد میکروکانال گرماگیر از جنس سیلیکون را با استفاده از ترکیب آب خالص و ذرات Cu در اندازه نانو به عنوان مایع خنک‌کن در کسرهای حجمی مختلف آنالیز کرده، دو میکروکانال با هندسه‌ای خاص را، یکی با عرض ۱۰۰ میکرومتر و طول ۳۰۰ میکرومتر و دیگری با عرض ۵۷ میکرومتر و طول ۳۶۵ میکرومتر، مورد آزمایش قرار دادند

¹ Computational Fluid Dynamics (CFD)

² Eastman

³ Tokit

⁴ Tahir

⁵ Mital

⁶ Lee

⁷ Chein

⁸ Huang

⁹ Volume Of Fluid (VOF)

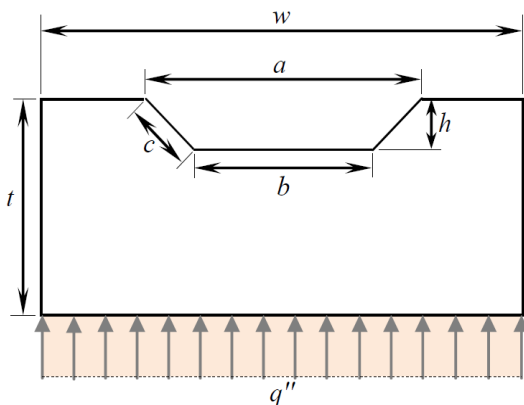
¹⁰ Water- Al_2O_3

جدول ۱- خواص ترموفیزیکی نانوذرات و آب [۳۱ و ۳۲]

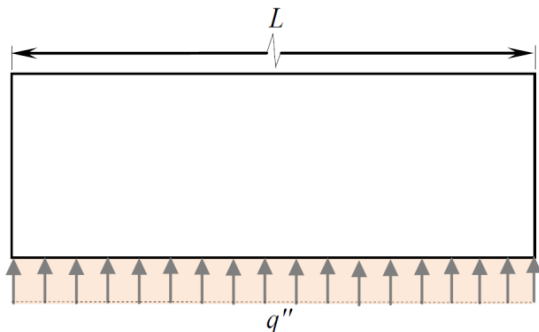
خواص	آب	Al ₂ O ₃	CuO
ρ (Kg/ m ³)	۹۹۸/۲	۳۹۷۰	۶۵۰۰
μ (N.s/ m ²)	۰/۰۰۱۰۰۳		
c_p (J/Kg.k°)	۴۱۸۲	۷۶۵	۵۳۳
k (W/m.k°)	۰/۶۱۳	۴۶	۱۷/۶۵

جدول ۲- ابعاد میکروکانال گرماگیر

a (μm)	۵۰۰
b (μm)	۳۵۸/۴
c (μm)	۱۲۲/۵
h (μm)	۱۰۰
t (μm)	۵۰۰
w (μm)	۸۵۸/۴



شکل ۱- نمای روبروی میکروکانال گرماگیر دوزنقه‌ای



شکل ۲- نمای جانبی میکروکانال گرماگیر دوزنقه‌ای

ترموفیزیکی آب، سیلیکون (که به عنوان ماده پایه^۱ در نظر گرفته شده است)، نانوذرات Al₂O₃ و نانوذرات CuO که در محاسبات استفاده شده‌اند، در جدول ۱ آمده است.

چگالی، ویسکوزیته، گرمای ویژه و رسانش حرارتی نانوسیال به ترتیب طبق روابط (۱-۴) محاسبه می‌شوند [۳۳] و [۳۴]:

$$\rho_{nf} = (1 - \alpha_p)\rho_f + \alpha_p\rho_p \quad (1)$$

$$\mu_{nf} = \frac{1}{(1 - \alpha_p)^{2.5}}\mu_f \quad (2)$$

$$(\rho c_p)_{nf} = (1 - \alpha_p)(\rho c_p)_f + \alpha_p(\rho c_p)_p \quad (3)$$

$$k_{nf} = \left(\frac{k_p + 2k_f - 2\alpha_p(k_f - k_p)}{k_p + 2k_f + \alpha_p(k_f - k_p)} \right) k_f \quad (4)$$

به طوری که α_p بیانگر کسر حجمی ذره بوده، زیرنویس‌های nf و f, p به ترتیب، به نانوسیال، سیال و ذره اشاره دارند.

۲-۲- هندسه میکروکانال گرماگیر

هندسه دوزنقه‌ای شکل برای میکروکانال گرماگیر در نظر گرفته شده است که شکل‌های ۱ و ۲، نمای روبرو و کناری این میکروکانال را نشان می‌دهند. مقادیر شار حرارتی (q'') و طول میکروکانال (L) به ترتیب برابر با 430 kW/m^2 و 50 mm است. سایر ابعاد هندسی میکروکانال در جدول ۲ آمده است.

۳-۲- معادلات حاکم

برای حل معادلات بقای حجمی، پیوستگی، مومنتوم و انرژی در دامنه محاسباتی، جریان نانوسیال به صورت سه‌بعدی، آرام و تراکم‌ناپذیر و توأم با انتقال حرارت در حالت پایا فرض شده است؛ همچنین، خواص ترموفیزیکی نانوذرات، سیال پایه و مواد گرماگیر، ثابت و مستقل از دما در نظر گرفته شده‌اند. با توجه به مدل‌سازی دو فازی نانوسیال، سرعت و اختلاف دما بین فازها نیز در نظر گرفته شده، معادلات حاکم به صورت زیر خواهند بود [۳۵]:

معادله‌ی بقای حجمی:

$$\alpha_p + \alpha_f = 1 \quad (5)$$

¹ Substrate

معادله‌ی پیوستگی:

$$\nabla \cdot (\alpha_p \rho_p \vec{v}_p) = 0 \quad (۶)$$

$$\nabla \cdot (\alpha_f \rho_f \vec{v}_f) = 0 \quad (۷)$$

در تعیین روابط مربوط به پیوستگی، از ترم چشمه صرف‌نظر شده است.

معادله‌ی مومنتوم:

$$\nabla \cdot (\alpha_p \rho_p \vec{v}_p \vec{v}_p) = -\alpha_p \nabla P + \nabla \cdot \bar{\tau}_p + R_{pf} \quad (۸)$$

$$\nabla \cdot (\alpha_f \rho_f \vec{v}_f \vec{v}_f) = -\alpha_f \nabla P + \nabla \cdot \bar{\tau}_f - R_{pf} \quad (۹)$$

که در آن، $\bar{\tau}$ تانسور تنش-کرنش مربوط به هر یک از فازها می‌باشد:

$$\begin{aligned} \bar{\tau}_p = & \alpha_p \mu_p (\nabla \vec{v}_p + \nabla \vec{v}_p^T) \\ & + \alpha_p (\lambda_p - \frac{2}{3} \mu_p) \nabla \cdot \vec{v}_p \bar{I} \end{aligned} \quad (۱۰)$$

$$\bar{\tau}_f = \alpha_f \mu_f (\nabla \vec{v}_f + \nabla \vec{v}_f^T) \quad (۱۱)$$

در رابطه (۱۰)، λ_p و μ_p به ترتیب، بیانگر ویسکوزیته حجمی (یا ویسکوزیته‌ی ثانویه) و ویسکوزیته برشی می‌باشند. \bar{I} نیز تانسور واحد است.

عبارت آخر روابط (۸) و (۹)، تبادل مومنتوم بین دو فاز را نشان می‌دهد و به عنوان نیروی بین فازهای شناخته می‌شود. نیروهای جرم مجازی و برآ (لیفت)، هم مربوط به تبادل مومنتوم هستند، اما به دلیل اندازه بسیار کوچک نانوذرات از نیروی برآ صرف‌نظر می‌کنیم. علاوه بر آن، هنگامی که چگالی فاز گسسته بیشتر از چگالی فاز پیوسته باشد، نیروی جرم مجازی نیز قابل چشم‌پوشی است. نیروی بین فازهای به صورت زیر تعیین می‌شود [۱۹ و ۳۶]:

$$R_{pf} = K (\vec{v}_p - \vec{v}_f) \quad (۱۲)$$

که K ضریب تبادل مومنتوم بین فازهای است و طبق رابطه (۱۳) محاسبه می‌شود:

$$K = \frac{3 C_D}{4 d_p^2} \alpha_p \alpha_f \mu_f Re \quad (۱۳)$$

d_p قطر نانوذرات بوده، C_D که ضریب درگ را نشان می‌دهد، بر اساس داده‌های تجربی برای ذرات کروی جامد بدست می‌آید. مدل شیلیر و نیومن برای محاسبه ضریب درگ به کار گرفته می‌شود [۳۷]:

$$C_D = 24 \frac{1 + 0.15 Re^{0.687}}{Re} \quad Re \leq 1000 \quad (۱۴)$$

$$C_D = 0.44 \quad Re > 1000 \quad (۱۵)$$

عدد رینولدز نیز به صورت رابطه (۱۶) تعریف می‌شود:

$$Re = \frac{\rho_f |\vec{v}_p - \vec{v}_f| d_p}{\mu_f} \quad (۱۶)$$

معادله‌ی انرژی:

$$\nabla \cdot (\alpha_p \rho_p h_p \vec{v}_p) = \bar{\tau}_p : \nabla \vec{v}_p - \nabla \cdot \vec{q}_p + Q_{fp} \quad (۱۷)$$

$$\nabla \cdot (\alpha_f \rho_f h_f \vec{v}_f) = \bar{\tau}_f : \nabla \vec{v}_f - \nabla \cdot \vec{q}_f + Q_{pf} \quad (۱۸)$$

در این روابط، h آنتالپی ویژه، q'' شار حرارتی و Q ضریب تبادل حرارتی بین فازها است. انتقال حرارت بین فازها بایستی مطابق با شرایط تعادل محلی $Q_{pf} = -Q_{fp}$ و $Q_{pp} = Q_{ff} = 0$ باشد.

۲-۴- شرایط مرزی

معادلات پیوستگی، مومنتوم، انرژی و بقای حجم مطابق با شرایط مرزی زیر حل شده‌اند:

۱. شار حرارتی برابر با 430 kW/m^2 است.
۲. نانوذرات و سیال پایه با سرعت ثابت و یکنواخت (که بر اساس عدد رینولدز بدست می‌آیند) وارد میکروکانال می‌شوند.
۳. دما در ورودی کانال، ثابت و برابر 293 کلوین است.
۴. همه دیواره‌ها به جز دیواره‌ی ورودی، آدیاباتیک فرض شده‌اند.
۵. تعادل حرارتی و شرط عدم لغزش سرعت در دیواره‌ها اعمال شده است.
۶. جریان در خروجی، کاملاً توسعه یافته است.

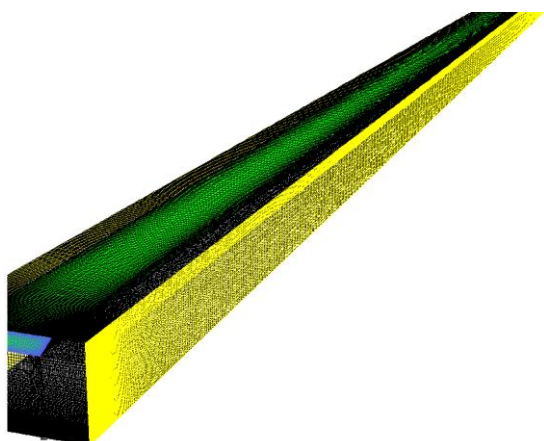
۳- روش حل

هر یک از معادلات حاکم بر اساس شرایط مرزی مربوطه و با استفاده از روش حجم محدود در نرم‌افزار فلونت حل شده است [۳۸ و ۳۹]. برای هندسه دوزنقه‌ای که در شکل‌های ۱ و ۲ نشان داده شده است، به دلیل افزایش گرادیان فشار نزدیک دیواره به خصوص در لبه‌های تیز، بایستی تراکم گره در این مناطق بیشتر باشد؛ همچنین در نواحی‌ای که جریان در حال توسعه حرارتی و هیدرودینامیکی است، از شبکه ریزتری استفاده می‌شود. در این تحقیق، الگوریتم سیمپل

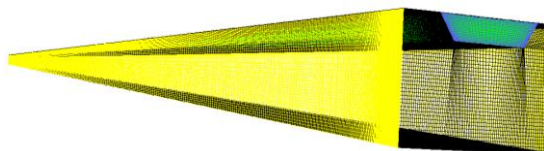
۵- نتایج و بحث

۵-۱- اعتبار سنجی

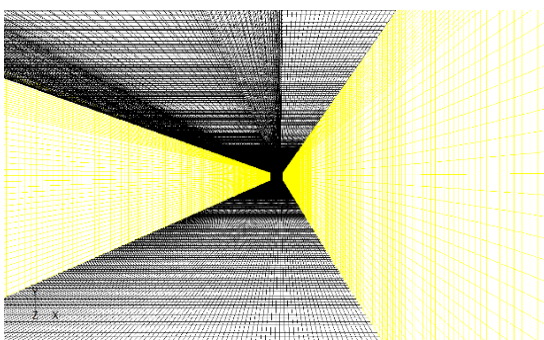
به منظور بررسی صحت مدلسازی، داده‌های تجربی هتسرونی^۵ و همکارانش که جریان آب و انتقال حرارت در میکروکانال گرماگیر دوزنقه‌ای شکل را مورد بررسی قرار داده‌اند، با نتایج به دست آمده مقایسه گردیده، نتایج در شکل ۴ نشان داده شده است [۴۱].



(الف)



(ب)



(ج)

شکل ۳- شبکه ایجاد شده در نماهای مختلف

سازگار (SIMPLEC)^۱ که توسط وندورمال^۲ و رایثبی^۳ ارائه شده است، به منظور تصحیح فشار مورد استفاده قرار گرفت [۴۰]. علاوه بر این موارد، معیار همگرایی^۴ 10^{-8} برای معادلات بقای حجم، مومنتوم و انرژی و معیار همگرایی^۴ 10^{-5} برای معادله پیوستگی انتخاب شد.

۴- تولید و بررسی شبکه

یکی از مراحل مؤثر در مدل‌سازی، بررسی اثرات اندازه مش در نتایج حل است. در واقع، دقت حل عددی به تعداد گره‌های استفاده شده بستگی دارد. البته استفاده از گره‌های اضافی، سبب افزایش حافظه کامپیوتری مورد نیاز و زمان محاسبات می‌شود. تعداد گره‌های مناسب را می‌توان از طریق افزایش تعداد گره‌ها تا زمان رسیدن به یک مش مناسب تعیین کرد؛ به طوری که افزایش بیشتر گره‌ها، تأثیری در نتایج نداشته باشد. در این مطالعه، استقلال مش^۴ برای جریان آب خالص در $Re = 1000$ و بر اساس عدد ناسلت میانگین، مورد بررسی قرار گرفته است.

همان‌طور که در جدول ۳ نشان داده شده است، افزایش تعداد شبکه هم در راستای طولی و هم در راستای عمودی صورت گرفته و برای 1960000 المان و بیش‌تر، عدد ناسلت میانگین تقریباً ثابت می‌ماند. از این رو، استفاده از این تعداد المان برای مسأله‌ی حاضر مناسب است.

علاوه بر این، در قسمت‌های مختلف شکل ۳ مشاهده می‌شود که از شبکه سازمان‌یافته در حل معادلات و تعیین نتایج، استفاده شده است.

جدول ۳- بررسی اثرات اندازه‌ی مش در نتایج حل

تعداد المان	عدد ناسلت میانگین	خطا
$3825 \times 400 = 1530000$	۴/۱۵۲۰۴۲	
$4900 \times 400 = 1960000$	۴/۱۶۹۸۵	۰/۰۰۴۲۸۹
$4900 \times 600 = 2940000$	۴/۱۶۹۹۶	$2/64 \times 10^{-5}$

^۱ Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation with Consistent approximation

^۲ VanDoormal

^۳ Raithby

^۴ Mesh Independency

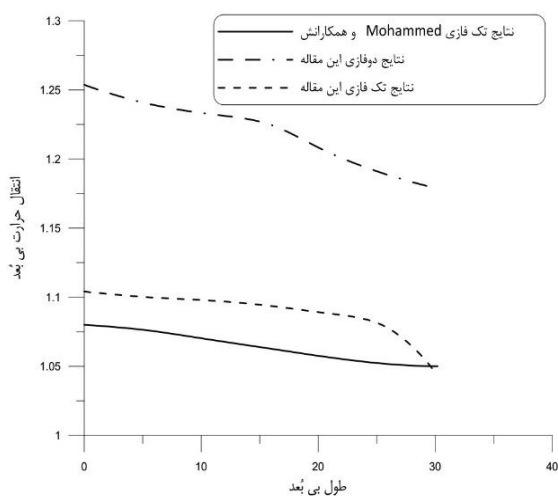
^۵ Hetsroni

محور λ نیز، ضریب انتقال حرارت بی‌بعد را نشان می‌دهد. \hat{h} ضریب انتقال حرارت بی‌بعد بوده، بر اساس عدد ناسلت محلی بیان می‌شود [۳۱]:

$$\hat{h} = \frac{h_{nf}}{h_{pw}} \quad (20)$$

که در آن، h_{pw} و h_{nf} به ترتیب، به عدد ناسلت محلی نانوسیال و آب خالص اشاره دارد.

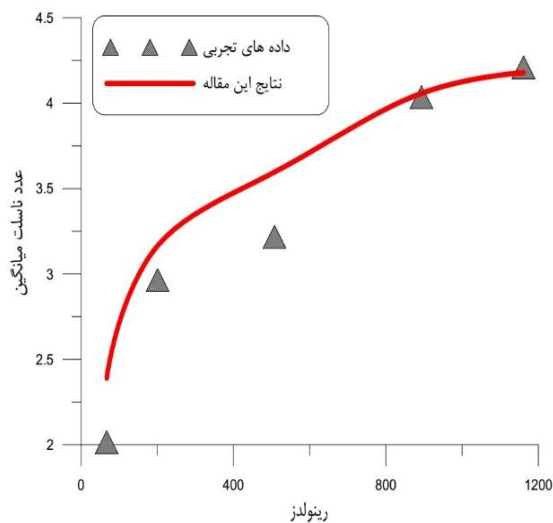
مطابق شکل ۵، نتایج همگن که در این مطالعه حاصل شد، ۲/۱۸٪ افزایش را نسبت به کار محمد و همکارانش در ناحیه ورودی میکروکانال نشان می‌دهد. با افزایش فاصله از منطقه ورودی، میزان اختلاف کم‌تر شده و سرانجام در $Z=30$ ، مدل‌سازی همگن کنونی ۰/۶۸٪ کاهش را نسبت به کار محمد و دیگر همکارانش به همراه داشته است؛ همچنین، نتایج روش دوفازی نیز، ۱۳/۸۵٪ و ۱۰/۹۲٪ افزایش را به ترتیب در ناحیه ورودی و نقطه $Z=30$ نشان می‌دهد.



شکل ۵- مقایسه‌ی ضریب انتقال حرارت بی‌بعد در روش‌های دوفازی و تک‌فازی با نتایج همگن بدست آمده توسط محمد و همکارانش [۳۴]

۵-۳- بررسی اثر قطر نانوذرات بر عملکرد حرارتی نانوسیال

در کار حاضر، محدوده اندازه‌ی قطر ذرات بین ۱۰۰ nm تا ۲۰۰ nm در نظر گرفته شده است. با افزایش قطر ذرات، مشکلاتی از قبیل، خوردگی، ته‌نشینی و رسوب در میکروکانال گرماگیر ایجاد شده، عملکرد حرارتی و بازده



شکل ۴- مقایسه‌ی نتایج بدست آمده در این مطالعه با داده‌های تجربی هتسرونی و همکارانش [۴۱]

همان‌طور که در شکل ۴ می‌توان دید، نتایج حاصل از شبیه‌سازی حاضر، مطابقت قابل قبولی با داده‌های تجربی نشان می‌دهند.

۵-۲- مقایسه مدل‌سازی دو فازی با مدل‌سازی همگن (تک‌فاز)

همان‌طور که در شکل ۵ به تصویر کشیده شده است، مدل‌سازی دوفازی نسبت به مدل‌سازی تک‌فازی، انتقال حرارت بیشتری را از خود نشان داد. برای مقایسه کار حاضر با مدل‌سازی همگن، نتایج محمد و همکاران، مورد استفاده قرار گرفت که در آن از ۲٪ کسر حجمی نانوذره الماس و سیال پایه آب در $Re=600$ و قطر ۱۰۰ nm استفاده شده است [۳۴].

به منظور شبیه‌سازی مقایسه‌ای، فاصله محوری از ورودی میکروکانال گرماگیر با استفاده از قطر هیدرولیکی، بی‌بعد شده است. در شکل ۵، محور x بیانگر طول کانال بی‌بعد شده بوده، طبق رابطه (۱۹) تعریف می‌شود [۳۱]:

$$Z = \frac{z}{D_h} \quad (19)$$

^۱ Mohammed

مدل‌سازی تک‌فازی (همگن)، انتقال حرارت بیشتری از خود نشان می‌دهد؛ همچنین نتیجه شد، اگرچه افزودن هر دو نانوذره به سیال پایه باعث افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شود، اما با افزایش قطر نانوذرات، ضریب انتقال حرارت و در نتیجه، عدد ناسلت کاهش می‌یابد. در این بین، نانوذره Al_2O_3 دارای ضریب انتقال حرارت کوچک‌تری نسبت به نانوذره CuO است؛ بنابراین استفاده از CuO در این مسأله بر Al_2O_3 ترجیح داده می‌شود.

۷- فهرست اصطلاحات

ضریب درگ	C_D
گرمای ویژه، $J.kg^{-1}.K^{-1}$	c_p
قطر نانوذره، m	d_p
قطر هیدرولیکی میکروکانال، m	D_h
آنتالپی ویژه، $J.kg^{-1}$	h
ضریب انتقال حرارت بی‌بعد	\hat{h}
رسانش حرارتی، $W.m^{-1}.K^{-1}$	k
ضریب تبادل مومنتوم بین فازی	K
فشار نانوسیال، Pa	P
ضریب تبادل حرارتی بین فازی	Q
شار حرارتی، $W.m^{-2}$	q''
نیروی بین فازی	R
عدد رینولدز	Re
محورهای مختصاتی	x, y, z
محور عمود بی‌بعد	Z

علائم یونانی

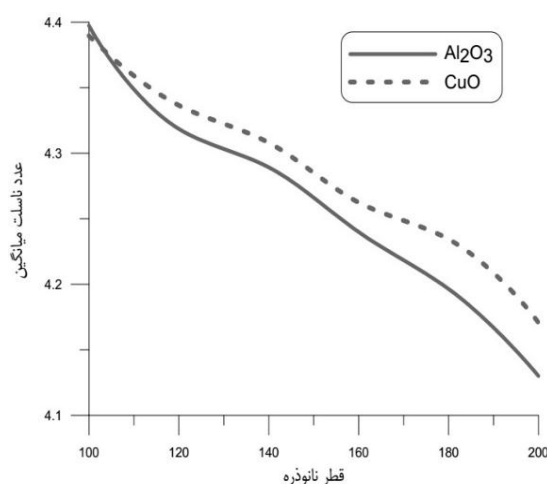
کسر حجمی	α
ویسکوزیته حجمی، Pa.s	λ
ویسکوزیته دینامیکی، Pa.s	μ
چگالی، $kg.m^{-3}$	ρ
تانسور تنش - کرنش	$\bar{\epsilon}$

زیرنویس‌ها

سیال پایه	f
نانوسیال	nf
ذره	p
آب خالص	pw

سیستم را کاهش می‌دهد که در نهایت، افزایش هزینه سرمایه‌گذاری را به دنبال دارد.

طبق شکل ۶ با رشد اندازه نانوذرات، عدد ناسلت میانگین برای Al_2O_3 به میزان ۶/۳۶٪ و CuO به میزان ۵/۰۲۲٪ کاهش یافته و در نتیجه، ضریب انتقال حرارت نیز کم می‌شود. همان‌طوری که در این شکل نشان داده شده است، Al_2O_3 دارای ناسلت میانگین پایین‌تری نسبت به CuO است و تنها در قطر ۱۰۰ nm، این گفته صادق نیست. از این‌رو می‌توان نتیجه گرفت، CuO برای هندسه موردنظر در این تحقیق، مناسب‌تر بوده و با بهینه‌سازی اندازه ذرات می‌توان عملکرد حرارتی را به حداکثر مقدار خود رساند.



شکل ۶- تغییرات عدد ناسلت میانگین بر اساس قطر نانوذرات در $Re = 500$ و $\alpha_p = 1\%$

۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله، با در نظر گرفتن ابعاد و هندسه معین برای میکروکانال گرماگیر و نیز استفاده از روش دوفازی اولیرین-اولیرین برای مدل‌سازی رفتار نانوسیال، اثر اندازه نانوذرات کروی آب - آلومینا (Al_2O_3) و آب - CuO بر انتقال حرارت داخل میکروکانال گرماگیر دوزنقه‌ای شکل، مورد بررسی قرار گرفت؛ چرا که قطر نانوذرات به شدت روی عملکرد حرارتی میکروکانال‌ها مؤثر است. مسأله تراکم‌ناپذیر، پایا، سه‌بعدی و همراه با انتقال حرارت در محدوده قطر ۱۰۰ nm تا ۲۰۰ nm به روش حجم محدود در نرم‌افزار فلوئنت حل شده است. به عنوان یک نتیجه‌گیری اولیه، روش دوفازی نسبت به

۸- مراجع

- [15] Anoop KB, Sundararajan T, Das SK (2009) Effect of particle size on the convective heat transfer in nanofluid in the developing region. *Int J Heat Mass Tran* 52: 2189-2195.
- [16] Teng TP, Hung YH, Teng TC, Moa HE, Hsu HG (2010) The effect of alumina/water nanofluid particle size on thermal conductivity. *Appl Therm Eng* 30: 2213-2218.
- [17] Moraveji MK, Darabi M, Haddad SMH, Davarnejad R (2011) Modeling of convective heat transfer of a nanofluid in the developing region of tube flow with computational fluid dynamics. *Int Commun Heat Mass* 38: 1291-1295.
- [18] Eastman J, Choi U, Li S, Soyez G, Thampson L, DiMelfi R (1999) Novel thermal properties of nanostructured materials. *JNMN* 2: 629-634.
- [19] Kalteh M, Abbasi A, Saffar-Avval M, Harting J (2011) Eulerian-Eulerian two-phase numerical simulation of nanofluid laminar forced convection in a microchannel. *Int J Heat Fluid Fl* 32: 107-116.
- [20] Kalteh M, Abbasi A, Saffar-Avval M, Frijns A, Darhuber A, Harting J (2012) Experimental and numerical investigation of nanofluid forced convection inside a wide microchannel heat sink. *Appl Therm Eng* 36: 260-268.
- [21] Tokit EM, Mohammed HA, Yusoff MZ (2012) Thermal performance of optimized interrupted microchannel heat sink (IMCHS) using nanofluids. *Int Commun Heat Mass* 39: 1595-1604.
- [22] Seyf HR, Feizbakhshi M (2012) Computational analysis of nanofluid effects on convective heat transfer enhancement of micro-pin-fin heat sinks. *Int J Therm Sci* 58: 168-179.
- [23] Tahir S, Mital M (2012) Numerical investigation of laminar nanofluid developing flow and heat transfer in a circular channel. *Appl Therm Eng* 39: 8-14.
- [24] Arani AAA, Amani J (2013) Experimental investigation of diameter effect on heat transfer performance and pressure drop of TiO₂-water nanofluid. *Exp Therm Fluid Sci* 44: 520-533.
- [25] Lee S, Choi SUS, Li S, Eastman JA (1999) Measuring thermal conductivity of fluids containing oxide nanoparticles. *J Heat Trans-T ASME* 121: 280-289.
- [26] Chein R, Huang G (2005) Analysis of microchannel heat sink performance using nanofluids. *Appl Therm Eng* 25: 3104-3114.
- [27] Seyf HR, Nikaaein B (2012) Analysis of Brownian motion and particle size effects on the thermal behavior and cooling performance of microchannel heat sinks. *Int J Therm Sci* 58: 36-44.
- [28] Chein R, Chuang J (2007) Experimental microchannel heat sink performance studies using nanofluids. *Int J Therm Sci* 46: 57-66.
- [1] Tuckerman DB, Pease RFW (1981) High-performance heat sinking for VLSI. *IEEE Electron Devices Lett.* EDL 2: 126-129.
- [2] Toh KC, Chen XY, Chai JC (2002) Numerical computation of fluid flow and heat transfer in microchannels. *Int J Heat Mass Tran* 45: 5133-5141.
- [3] Peng XF, Peterson GP (1996) Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannels structures. *Int J Heat Mass Tran* 39: 2599-2608.
- [4] Peng XF, Peterson GP (1995) The effect of thermofluid and geometrical parameters on convection of liquids through rectangular microchannels. *Int J Heat Mass Tran* 38: 755-758.
- [5] Tiselj I, Hetsroni G, Mavco B, Mosyak A, Pogrebnyak E, Segal Z (2004) Effect of axial conduction on the heat transfer in microchannels. *Int J Heat Mass Tran* 47: 2551-2565.
- [6] Murshed SMS, Leong KC, Yang C (2008) Thermophysical and electrokinetic properties of nanofluids – a critical review. *Appl Therm Eng* 28: 2109-2125.
- [7] Wen D, Lin G, Vafaei S, Zhang K (2009) Review of nanofluids for heat transfer applications. *Particuology* 7: 141-150.
- [8] Li Y, Zhou J, Tung S, Schneider E, Xi S (2009) A review on development of nanofluid preparation and characterization. *Powder Technol* 196: 89-101.
- [9] Murshed SMS, Leong KC, Yang C (2009) A combined model for the effective thermal conductivity of nanofluids. *Appl Therm Eng* 29: 2477-2483.
- [10] Choi SUS (1995) Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles. *ASME Fed* 231: 99-103.
- [11] Eastman J, Choi U, Li S, Thompson L, Lee S (1996) Enhanced thermal conductivity through the development of nanofluids. MRS Proc Cambridge University Press.
- [12] Yu W, France D, Chi S, Routbort J (2007) Review and assessment of nanofluid technology for transportation and other applications. Argonne National Laboratory (ANL).
- [13] Li CH, Peterson GP (2007) The effect of particle size on the effective thermal conductivity of Al₂O₃-water nanofluids. *J Appl Phys* 101: 044312-044312.
- [14] Abbasi H, Aghanajafi C (2006) Evaluation of heat transfer augmentation in a nanofluid-cooled microchannel heat sink. *J Fusion Energy* 25: 187-196.

- [35] FLUENT 6.3 User's Guide, Fluent Inc., 2006-09-20.
- [36] Syamlal M, Gidaspow Dimitri (1985) Hydrodynamics of fluidization: Prediction of wall to bed heat transfer coefficients. *AIChE J* 31: 127-135.
- [37] Schiller L, Naumann Z (1935) *Verein Deutscher Ingenieure (VDI) 77*: 318.
- [38] Patankar SV (1980) *Numerical heat transfer and fluid flow*. Hemisphere Publishing Corporation, Washington D.C., ISBN: 0-07-048740-5
- [39] Versteeg HK, Malalasekera W (1995) *An introduction to Computational Fluid Dynamics the Finite Volume Method*. Second Ed. Longman Scientific & Technical, England.
- [40] VanDoormal JP, Raithby GD (1984) Enhancements of the SIMPLE method for predicting incompressible fluid flows. *Numer Heat Transfer* 7: 147-163.
- [41] Hetsroni G, Mosyak A, Pogrebnyak E, Yarin LP (2005) Heat transfer in microchannels: comparison of experiments with theory and numerical results. *Int J Heat Mass Tran* 48: 5580-5601.
- [29] Tsai TH, Chein R (2007) Performance analysis of nanofluid-cooled microchannel heat sinks. *Int J Heat Fluid Fl* 28: 1013-1026.
- [30] Maiga SEB, Palm SJ, Nguyen CT, Roy G, Galanis N (2005) Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows. *Int J Heat Fluid Fl* 26: 530-546.
- [31] Mohammed HA, Gunnasegaran P, Shuaib NH (2010) Heat transfer in rectangular microchannels heat sink using nanofluids. *Int Commun Heat Mass* 37: 1496-1503.
- [32] Incropera FP, DeWitt DP, Bergman TL, Lavine AS (2007) *Fundamentals of heat and Mass transfer*. 6th edn. Wiley, Hoboken.
- [33] Corcione M (2011) Empirical correlating equations for predicting the effective thermal conductivity and dynamic viscosity of nanofluids. *Energy Convers Manage* 52: 789-793.
- [34] Mohammed HA, Gunnasegaran P, Shuaib NH (2011) Influence of various base nanofluids and substrate materials on heat transfer in trapezoidal microchannel heat sinks. *Int Commun Heat Mass* 38: 194-201.