



## افزایش کارایی سیستم خنک کننده نسل جدید پردازنده مرکزی با استفاده از نانو سیال آب-اکسید آلومینیوم

محمد علی آبادی<sup>۱\*</sup>، علیرضا شاطری<sup>۲</sup>

\* نویسنده مسئول: mohammad.aliabadi@iaukhsh.ac.ir

### چکیده

با افزایش توان سیستم های کامپیوتری و بالا رفتن توان قطعات و افزایش دمای آن ها، از جمله پردازنده مرکزی، خنک کاری به وسیله هوا مؤثر نمی باشد و نیازمند سیستم قویتری برای کاهش حرارت و افزایش توان سیستم خنک کننده است. در این مقاله به شبیه سازی مبدل حرارتی سیستم خنک کننده مایع به وسیله نرم افزار انسیس - فلونت پرداخته شده است. در این مبدل حرارتی به جای آب از نانو سیال آب اکسید آلومینیوم استفاده شده است تا ضریب انتقال حرارت کل را افزایش دهد و باعث کاهش دمای خروجی و بهبود عملکرد سیستم خنک کننده مایع شود. نتایج با سرعت های مختلف ۱۰۰۰ rpm، ۱۵۰۰ rpm و ۲۰۰۰ rpm برای کسر حجمی های مختلف (از ۱ تا ۳ درصد) بدست آمده است. با افزایش سرعت دورانی از ۱۰۰۰ rpm به ۲۰۰۰ rpm، دبی عبوری از ۰/۰۱۳۸ kg/s به ۰/۰۲۶ kg/s افزایش یافته است. برای سرعت ۱۰۰۰ rpm میزان انتقال حرارت در حدود ۱۳ درصد به ازاء ۳ درصد کسر حجمی افزایش داشته است. با افزایش میزان کسر حجمی نانو ذرات اکسید آلومینیوم ضریب انتقال حرارت کل نیز افزایش یافته است که میزان افزایش این ضریب در سرعت های مختلف تقریباً مشابه بوده است و باعث کاهش دمای سیال خروجی رادیاتور شده است.

### واژه های کلیدی

کمانش مکانیکی، دایروی، تئوری  
غیرموضعی الاستیسیته، روش مربعات  
دیفرانسیلی

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی خمینی شهر

۲- استادیار، دانشکده مکانیک، دانشگاه شهرکرد

## ۱- مقدمه

همچنین دبی جریان هوایی که فن تولید می کند وابسته است. زی و همکاران [۶] به بررسی مقاومت گرمایی در مقایسه با افت فشار برای ارتفاع کانالها و فاصله بین های مختلف پرداختند. آنها ضخامت فن بهینه را به ترتیب کمترین ضخامت ۰/۳ mm و ۰/۲ mm، برای چاه حرارتی mm ۲۰×۲۰ با ۶ mm ارتفاع فن ها و ۰/۵ mm فاصله بین فن ها بدست آوردند. جسپرسون و همکاران [۷] در ابعاد بسیار کوچک (۰/۲ mm عرض و فاصله بین فن ها و ۰/۶۷ mm ارتفاع فن ها) مقایسه بین فن ها را انجام دادند. در این ابعاد برای افت فشار بین ۲ kPa و ۵ kPa با دبی جریان Lit/hr ۳/۶ محدودیتی برای انتخاب فن ها داشتند. مقایسه های دیگری بین فن ها انجام گرفته است. سالم و همکاران [۸] نشان دادند که برای فن های باریک و تراکم در ابعاد میکرو (فاصله بین ها ۰/۱۴ میلی متر) عملکرد بهتری نسبت به فن های بسیار بزرگ که برای خنک کاری در نظر گرفته شده است، دارد (قطر فن ها ۲/۴ mm، ارتفاع فن ها mm ۱۹). آنها همچنین نشان دادند که برای چاه حرارتی هوا به طور قابل توجهی با کاهش ارتفاع فن ها از mm ۱۹ به mm ۱۰، عملکرد آنها بهبود یافته است.

پژوهشگران زیادی در زمینه انتقال حرارت برای خنک کاری سیستم های الکترونیکی با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی کار کرده اند. یو و وب [۲] یک سیستم کامپیوتر خانگی با توان ۸۰ W واحد پردازنده مرکزی (CPU) را شبیه سازی کردند. با تجهیزات اضافی دیگر (تراشه ها، حافظه، درایور فلاپی و ...) مقدار کل اتلاف حرارتی در حدود ۳۱۳ W بدست آوردند. آنها تمام دامنه حل را با استفاده از نرم افزار انسیس ایسپک<sup>۴</sup> انجام دادند. آنها برای کاهش پیچیدگی مدل، چاه حرارتی پردازنده مرکزی (CPU) را به عنوان یک حجم مقاومتی که شبیه یک مقاومت ظاهری است، دقیقاً مثل هندسه دقیق مدل سازی کردند. آنها بهبود خنک کاری برای تیغه ها را بدست آوردند. پژوهشگران دیگری در مورد عملکرد فن و رادیاتور مربوط به سیستم خنک کننده مایع نتایجی به

بزرگترین مسئله کامپیوترهای امروزی تولید حرارت زیاد به هنگام انجام کار است که این حرارت تولید شده اگر با سیستم خنک کاری مناسبی خارج نشود باعث آسیب رسیدن به قطعات الکترونیکی و مخصوصاً پردازنده مرکزی<sup>۱</sup> و کارت گرافیک<sup>۲</sup> می شود و طول عمر آنها را کاهش می دهد [۱]. خنک کننده کامپیوتر ابزاری است که حرارت تولید شده توسط اجزاء کامپیوتر را دریافت کرده و به بیرون انتقال می دهد. زمانی که قسمت های مختلف کامپیوتر بیشترین مقدار حرارت را تولید می کنند در هنگام کار، باید مکانیزمی وجود داشته باشد تا این حرارت را به بیرون در شرایط ایمن انتقال دهد. سیستم خنک کننده<sup>۳</sup> کامپیوتر این کار را انجام می دهد. این خنک کننده ها همچنین بهترین تاثیر را در عملکرد تجهیزات الکترونیکی کامپیوتر با خارج کردن حرارت خواهند داشت. این نوع چاه حرارتی در هنگام کار با دبی جریان پایین و حرکت سیال درون سیستم خنک کننده با وارد شدن به قسمت مبدل حرارتی باعث کاهش سرعت فن شده و صدای خیلی کمی را تولید می کنند [۲، ۳].

اولین سیستم خنک کننده مایع به صورت یک نمونه توسعه یافته در سال ۱۹۹۲ توسط لی و همکاران [۴] ارائه شد. منحنی کانال های چند گذر را در طرح جعبه مونتاژ خود استفاده کردند، که به صورت تجربی نتایج را بدست آوردند. در این سیستم خنک کننده به طور معمول از فن های آلومینیومی استفاده کردند. در اوایل سال ۱۹۸۱، تاکرم و پیس [۵] با استفاده از چاه حرارتی میکرو کانال خنک کننده مایع برای مدیریت گرمایی که درون کامپیوتر در گردش بود، پرداختند. از آن زمان، چندین پروژه تحقیقاتی در تعیین شکل بهینه برای چاه حرارتی ارائه کردند، اما نتایج بدست آمده نشان داده است که مدیریت گرمایی درون سیستم کامپیوتر به شدت به هندسه محفظه و

<sup>۱</sup> Central Processing Unit (CPU)

<sup>۲</sup> Graphics Processing Unit (GPU)

<sup>۳</sup> Cooling system

<sup>۴</sup> Ansys Icepak

مهم‌ترین دلایل انتخاب نانو ذرات اکسید آلومینیوم در این تحقیق بیان نمود:

نانوسیالات حاوی اکسید آلومینیوم دارای ضریب انتقال حرارت بالایی هستند.

اکسید آلومینیوم برای انسان و حیوان ضرر زیادی ندارد. به طوری که از این اکسید در محصولات آرایشی و در گند زدایی آب استفاده می‌شود.

نانو سیالات حاوی نانو ذرات اکسید آلومینیوم دارای پایداری بسیار عالی هستند (بدون استفاده از هر نوع افزودنی به سوسپانسیون).

در تحقیق حاضر به بررسی تاثیر نانو سیال آب اکسید آلومینیوم برای سیستم خنک کننده مایع واحد پردازنده مرکزی پرداخته می‌شود. همچنین نمودارهای مربوط به ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی کل برای کسر حجمی‌های مختلف (۱، ۲ و ۳ درصد) برای دور فن‌های مختلف (۱۰۰۰، ۱۵۰۰ و ۲۰۰۰) رسم و باهم مقایسه می‌شوند. همچنین نمودار مربوط به دبی جریان هوای خروجی و تاثیر آن بر روی ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و همچنین کاهش دمای خروجی رادیاتور با استفاده از نانو سیال مورد بررسی قرار می‌گیرد.

## ۲- شبیه سازی مبدل حرارتی سیستم خنک کننده

همانطور که در شکل (۱) مشاهده می‌کنید روند حرکتی یک سیستم خنک کننده مایع مشخص شده است. سیستم خنک کننده مایع از قسمت‌های (۱) جعبه مونتاژ<sup>۱</sup> (۲) لوله (۳) فن (۴) رادیاتور<sup>۲</sup> (۵) مایع خنک کننده، تشکیل شده است.

صورت تجربی بدست آوردند. نظری و همکاران [۹] به بررسی عملکرد سیستم خنک کننده برای پردازنده مرکزی با استفاده از آب، اتیلن گلیکول و با استفاده از نانو لوله کربنی (CNT) پرداختند. آن‌ها با دبی جریان سیال mlit/s ۷، ۱۴، ۲۱ و دور فن از ۸۰۰ rpm تا ۲۲۰۰ که با توجه نوع فن انتخابی مقدار دبی جریان تولیدی هوای ماکزیمم برابر ۷۴ CFM بوده است و همچنین شار حرارتی ۲۵ W آزمایشهای خود را انجام دادند که نتایج بدست آمده حاکی از آن بود که ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ۴ درصد افزایش پیدا کرده است. رفعتی و همکاران [۱۰] نیز به بررسی سیستم خنک کننده مایع برای کامپیوتر پرداختند. آن‌ها با دبی‌های ۰/۵، ۰/۷۵، ۱ و دبی تولیدی هوا CFM ۶۰ با عدد رینولدز مختلف برای آب و اتیلن گلیکول و نانو سیال نتایج را به صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که با استفاده از نانو سیال اکسید سیلیکون به جای سیال پایه (آب) ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی افزایش و همچنین با افزایش عدد رینولدز ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی نیز افزایش پیدا کرده است.

در سال ۱۸۴۷، مایکل فارادی گزارش داد که خواص قابل مشاهده کلوئیدهای (ذرات باردار) طلا با خواص مشابه در قطعه فلزی طلا تفاوت دارد. از این مشاهدات به عنوان " تولد علم نانو" یاد می‌شود [۱۱]. البته محلول‌ها، مشکلات زیادی به علت اندازه میلی‌متری و میکرومتری ذرات معلق به همراه داشتند. چنین ذرات بزرگی سریعتر ته نشین می‌شدند و باعث مسدود شدن، فرسایش، رسوب سازی و افت فشار بالا می‌شدند [۱۲].

در تحقیق حاضر از آب که در میان سیالات هدایت گرمایی بالاتری دارد (  $0.61 \text{ W/mK}$  در  $300 \text{ K}$  )، همچنین از اکسید آلومینیوم که دارای ضریب هدایت گرمایی  $(\text{W/mK})$  ۳۶ و چگالی  $(\text{Kg/m}^3)$  ۳۸۸۰ است [۱۳]، استفاده شده است. با توجه به اینکه اکسیدهای فلزی همچون اکسید آلومینیوم از نظر شیمیایی پایداری بیشتری در سوسپانسیون نسبت به فلزات دارند [۱۴]، می‌توانند جایگزین مناسبی باشند. بنابراین می‌توان به طور خلاصه دلایل زیر را به عنوان

<sup>1</sup> Block assembly

<sup>2</sup> Radiator

۳۷×۱۱۸×۱۵۰ و ضخامت رادیاتور ۰/۳ mm در نظر گرفته شده است. این رادیاتور شامل ورودی و خروجی سیال، ۱۳ ردیف فن منحنی شکل و دارای ۱۲ ردیف محفظه که سیال از درون آن‌ها عبور می‌کند. طول هر فن ۱۱۸ mm، ارتفاع و عرض فن‌ها نیز به ترتیب ۱۶ mm و ۸ mm می‌باشد. ضخامت فن‌ها ۰/۳ mm و ۱۳ ردیف فن بر روی محفظه‌ها برای یکنواخت کردن جریان قرار داده شده است. قطر ورودی و خروجی لوله‌ها که سیال درون آن‌ها جریان دارد برابر ۶ mm قرار داده شده است.

### ۳- معادلات حاکم و شرایط مرزی

معادلات حاکم (که به صورت حالت دائم حل شده است) مورد بررسی برای این مبدل حرارتی که به کمک نرم‌افزار فلونت شبیه سازی شده است به صورت زیر می‌باشد [۱۵]:

معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

معادله مومنتوم:

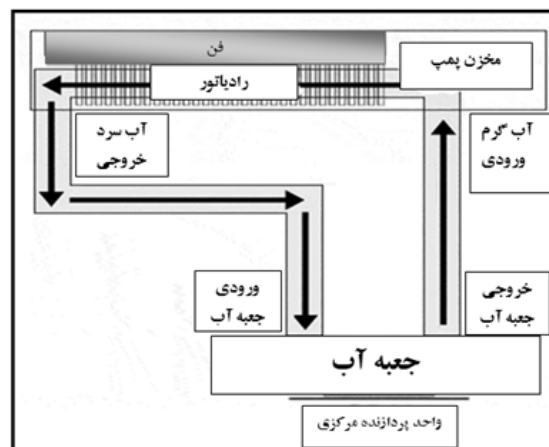
$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) &= -\frac{\partial P}{\partial x_i} \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{\rho u_i' u_j'}) \end{aligned} \quad (2)$$

معادله انرژی:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot (u(\rho E + p)) &= \\ \nabla \cdot \left( K_{eff} \nabla T - \sum_j h_j J_j + (\tau_{eff} \cdot u) \right) &+ S_h \end{aligned} \quad (3)$$

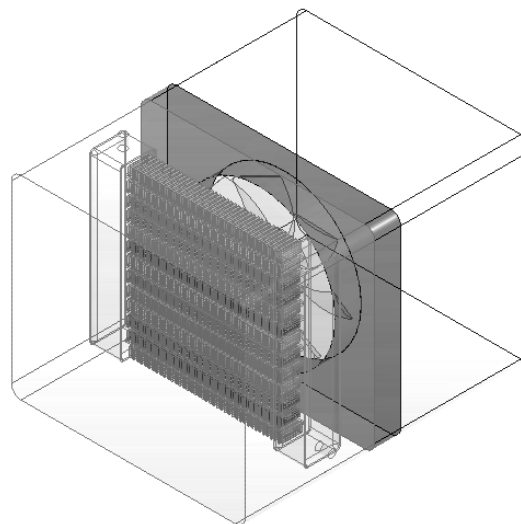
در این مقاله با توجه به اینکه از خواص نانو سیال برای بهبود عملکرد سیستم استفاده شده است، نیازمند این هستیم که روابط مربوط به خواص نانو سیال چگالی، گرمای ویژه، هدایت گرمایی و لزجت را بدست آوریم.

خواص ترموفیزیکی نانو سیالات همچون چگالی، گرمایی ویژه و لزجت طبق روابط زیر محاسبه می‌شود:



شکل (۱) سیستم خنک کننده مایع

همانطور که در شکل (۲) مشاهده می‌کنید، مبدل حرارتی شامل فن، رادیاتور و فن می‌باشد و دامنه حل<sup>۱</sup> که تمامی این قسمت‌ها درون آن قرار داده شده است. شبیه سازی رادیاتور به وسیله نرم‌افزار انسیس انجام شده و شبیه سازی فن به دلیل راحتی کار به وسیله نرم‌افزار کتیا صورت گرفته است. البته قسمت‌های مختلف مبدل شبیه سازی شده در محیط نرم‌افزار انسیس ورک‌بنچ<sup>۲</sup> به اتصال داده شده و در محیط انسیس، شبکه بندی شده است.



شکل (۲) دامنه محاسباتی مبدل حرارتی شبیه سازی شده

فن انتخابی در ابعاد ۱۲۰×۱۲۰×۲۵ mm می‌باشد که شامل ۷ پره به ضخامت ۰/۳ mm است و حداکثر دبی جریان هوا که این نوع از فن‌ها تولید می‌کنند در حدود ۷۴ CFM (معادل ۰/۳۴۹۲ m<sup>3</sup>/s) می‌باشد. ابعاد این رادیاتور mm

<sup>۱</sup> Computational domain

<sup>۲</sup> Ansys Workbench

توجه به اینکه درون رادیاتور سیال جریان دارد باید خواص ترموفیزیکی آن را نیز تعیین کنیم. در جدول (۲) می‌توانید خواص ترموفیزیکی سیال پایه (آب) و همچنین خواص نانو سیال محاسبه شده که در نرم‌افزار فلونت تنظیم شده‌است را مشاهده کنید.

جدول (۱) شرایط مرزی سیستم خنک کننده

ورودی هوا	Pressure inlet = ۱۰۱/۳۲۵ kPa
دمای ورودی هوا	T = ۲۹۸ K
خروجی هوا	Pressure outlet = ۱۰۱/۳۲۵ kPa
فن	MRF (۱۰۰۰، ۱۵۰۰، ۲۰۰۰ rpm)
ورودی سیال رادیاتور	Mass flow = ۰/۰۱۴ Kg/s
خروجی سیال رادیاتور	Pressure outlet = ۱۰۱/۳۲۵ kPa
فین و پوسته رادیاتور	Coupling
دیواره‌های محیط	Wall (u = v = ω = 0)
دمای محیط	T = ۲۹۸ K

جدول (۲) خواص ترموفیزیکی مواد

$\mu$ (kg/m-s)	$c_p$ (J/kg-k)	$k$ (W/m-k)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	
-	۷۶۵	۳۶	۳۹۷۰	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>
۰/۰۰۰۸۵۱۳	۴۱۸۳	۰/۶	۱۰۰۰	آب
۰/۰۰۰۹۲۴	۴۰۵۱/۲۲	۰/۶۱۶۶	۱۰۲۹/۷	$\varphi = 1\%$
۰/۰۰۱۰۱۷	۳۹۲۶/۸۳	۰/۶۳۳۸	۱۰۵۹/۴	$\varphi = 2\%$
۰/۰۰۱۱۳۲	۳۸۰۹/۲۲	۰/۶۵۱۶	۱۰۸۹/۱	$\varphi = 3\%$

#### ۴- نتایج

به منظور محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی که معیاری از توانایی تبادل حرارت میان سیال خنک (هوا) و سیال گرم (نانو سیال آب و اکسید آلومینیوم) می‌باشد از رابطه (۸) استفاده شده است [۹]:

$$h = \frac{\dot{m} C_{p,eff} (T_{in} - T_{out})}{A_{rad} \ln \frac{T_{hot} - T_{in}}{T_{hot} - T_{out}}} \quad (8)$$

که  $\dot{m}$  نشان دهنده دبی جرمی جریان آب،  $C_{p,eff}$  نشان دهنده ظرفیت گرمایی ویژه موثر،  $T_{in}$  دمای آب ورودی،  $T_{out}$  دمای آب خروجی و  $T_{hot}$  دمای گرم‌ترین سطح (سطح CPU و یا دیواره رادیاتور) می‌باشد. همچنین

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi) \rho_{bf} + \varphi \rho_p \quad (4)$$

که  $\rho_p$  و  $\rho_{bf}$  به ترتیب چگالی سیال پایه و نانو ذرات و  $\rho_{nf}$  چگالی نانو سیال و  $\varphi$  کسر حجمی می‌باشند.

$$c_{p,nf} = \frac{(1 - \varphi) \rho_{bf} c_{p,bf} + \varphi \rho_p c_{p,p}}{\rho_{nf}} \quad (5)$$

همچنین در رابطه (۵) که توسط شوانو روتزل [۱۶] در سال ۲۰۰۰ ارائه شده است،  $c_{p,p}$  و  $c_{p,bf}$  به ترتیب گرمای ویژه سیال پایه و نانو ذرات می‌باشند.

$$\mu_{nf} = \mu_{bf} (1 + a\varphi) \quad (6)$$

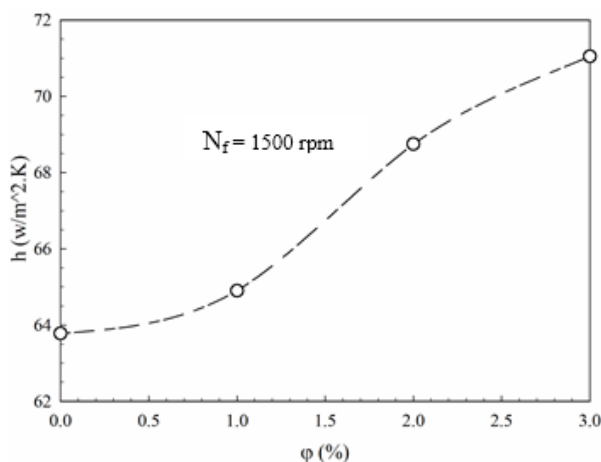
که  $\mu_{bf}$  لزجت سیال پایه می‌باشد و  $a$  عدد ثابتی است. به عنوان مثال انیشتین مقدار  $a$  را برابر ۲/۵ در نظر گرفت. کانگ و همکارانش [۱۷] در سال ۲۰۰۶ با در نظر گرفتن حجم موثر ذرات در سوسپانسیون، فرمول تئوری برای پیش‌بینی هدایت حرارتی نانو سیالات به صورت زیر ارائه کردند:

$$k_{nf} = k_{bf} \left[ \frac{k_p + 2k_{bf} - \frac{a}{1.25} \varphi (k_{bf} - k_p)}{k_p + 2k_{bf} + \frac{a}{2.5} \varphi (k_{bf} - k_p)} \right] \quad (7)$$

در رابطه (۷)،  $k_{bf}$  ضریب هدایت حرارتی سیال پایه و  $k_p$  ضریب هدایت حرارت نانو ذرات می‌باشد.

برای اینکه شبیه سازی ما بهترین نتیجه را داشته باشد و همچنین دارای سرعت همگرایی بالایی باشد نیازمند این هستیم که شرایط مرزی و حل کننده‌های مناسبی را در نرم‌افزار فلونت تنظیم کنیم. در جدول (۱) شرایط مرزی سیستم خنک کننده را مشاهده می‌کنید، که دمای سیال ورودی را برابر ۳۱۳ K قرار دادیم و دمای خروجی سیال را نرم‌افزار فلونت برای ما محاسبه می‌کند.

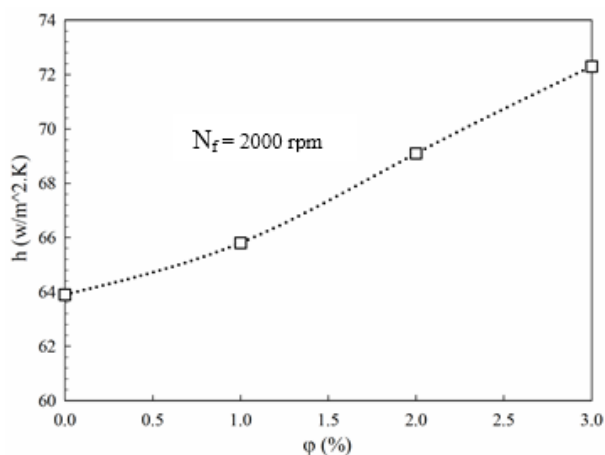
یکی از مراحل مهم برای شبیه‌سازی به کمک نرم‌افزار فلونت تعیین خصوصیت فیزیکی ماده یا مواد موجود در مسئله مانند چگالی، لزجت، ظرفیت گرمایی، هدایت حرارتی و ... می‌باشد که باید مقادیر آنها با توجه به نیاز مسئله درست انتخاب شود. برای شبیه سازی مبدل حرارتی به دلیل وجود فن باید خواص هوا را تعیین کنیم و همچنین با



شکل (۴) ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی برای  $N_f = 1500$  rpm

همچنین در این حالت با افزایش ۳٪ کسر حجمی نانوذرات میزان انتقال حرارت تنها در حدود ۹٪ افزایش داشته که کمتر از حالات مورد مطالعه قبل می‌باشد.

در شکل (۵)، سرعت دورانی ۲۰۰۰ rpm که بیشترین سرعت مورد مطالعه در این پژوهش می‌باشد مشاهده می‌گردد که روندی کاملاً خطی برای افزایش میزان انتقال حرارت کل با افزایش کسر حجمی وجود دارد. البته لازم به ذکر است که میزان تغییرات ضریب انتقال حرارت تقریباً مشابه حالت ۱۵۰۰ rpm می‌باشد که در نتیجه به نظر می‌رسد افزایش سرعت دورانی به مقادیر خیلی بالا تاثیر قابل ملاحظه‌ای بر روی میزان انتقال حرارت کل نداشته باشد.



شکل (۵) ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی برای  $N_f = 2000$  rpm

شکل (۶)، مربوط به تغییرات ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بر حسب تغییرات دور فن می‌باشد. این نتایج برای سیال پایه (آب)، کسر حجمی ۱٪، ۲٪ و ۳٪ و دور فن rpm

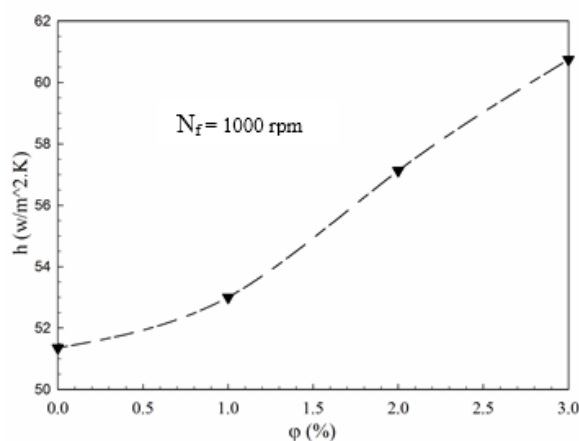
بایستی عنوان نمود که  $h$  در این رابطه نشان دهنده ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی میان فازهای آب و هوا می‌باشد.

برای محاسبه دبی جرمی جریان هوا نیز می‌توان از رابطه (۹) استفاده کرد:

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air} Q_{air} \quad (9)$$

که در این رابطه،  $\rho_{air}$  چگالی هوا و  $Q_{air}$  دبی حجمی هوا می‌باشد که نرم‌افزار فلونت به صورت مستقیم آن را محاسبه می‌کند.

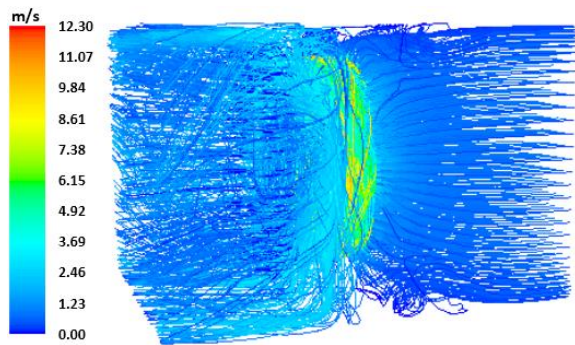
با توجه به شکل (۳) برای سرعت دورانی ۱۰۰۰ rpm میزان انتقال حرارت در حدود ۱۳ درصد افزایش را به ازای ۳٪ افزایش کسر حجمی نشان می‌دهد.



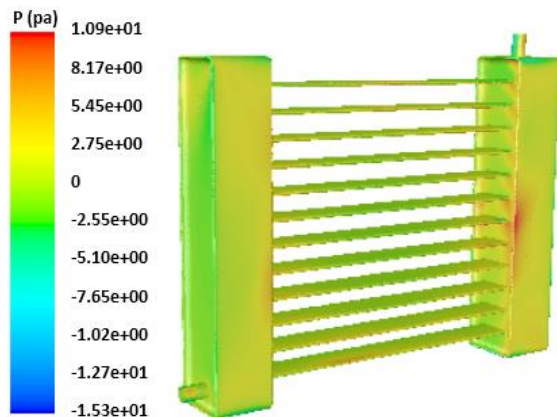
شکل (۳) ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی برای  $N_f = 1000$  rpm

در مورد سرعت دورانی ۱۵۰۰ rpm که در شکل (۴) مشاهده می‌کنید، روند تغییرات بر حسب کسر حجمی تا حدودی متفاوت با حالت قبل می‌باشد. در مورد این سرعت دورانی به نظر می‌رسد که استفاده بیشتر از نانوذرات با توجه به افقی نشدن نمودار در انتها می‌تواند همچنان منجر به بهبود انتقال حرارت حتی در نسبتهای بزرگتر از ۳٪ می‌گردد و اگر نمودارهای رسم شده افقی بدست می‌آمدند، می‌توانستیم به این نتیجه برسیم که با افزایش کسر حجمی تاثیر بر ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و همچنین تاثیر بر روی دمای خروجی نخواهد داشت.

لزجت تصحیح شده نشان داد که با افزایش دور فن این مقدار افزایش پیدا کرده است. افزایش دور فن تغییرات زیادی بر روی پوسته رادیاتور و همچنین خود فن نگذاشته و بیشترین تاثیر خود را بر روی پوسته خارجی داشته است، که شکل (۸) مربوط به کانتور تغییرات فشار بر روی پوسته خارجی رادیاتور برای سرعت دورانی ۲۰۰۰ rpm می باشد. همچنین افزایش دور فن و برخورد آن با پوسته خارجی رادیاتور باعث افزایش ضریب انتقال حرارت جابه جایی نیز می شود.



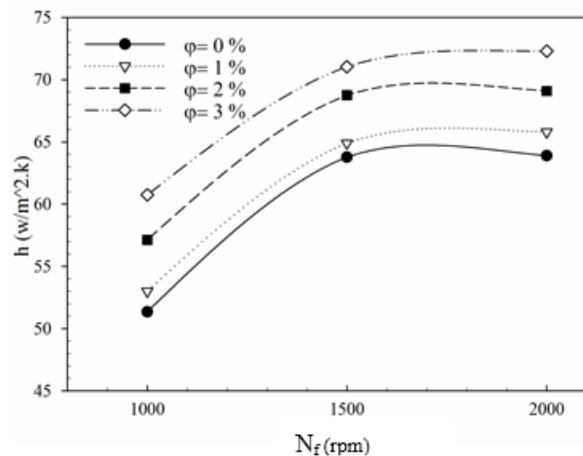
شکل (۷) مسیر ذرات گذرنده از مرز ورودی هوا برای سرعت دورانی ۲۰۰۰ rpm



شکل (۸) کانتور فشار بر روی پوسته خارجی رادیاتور برای سرعت دورانی ۲۰۰۰ rpm

روند تغییرات میزان دبی جرمی هوای عبوری از سیستم بر حسب تغییرات سرعت دورانی فن آورده شده است که در شکل (۹) مشاهده می کنید. رابطه تقریباً مستقیمی میان افزایش سرعت دورانی فن و افزایش دبی هوا وجود دارد. به طوری که با افزایش ۲ برابری سرعت دورانی از ۱۰۰۰ rpm به ۲۰۰۰ rpm، دبی عبوری از ۰/۰۱۳۸ kg/s به ۰/۰۱۳۸ kg/s

۱،۰۰۰ rpm، ۱۵۰۰ rpm، ۲۰۰۰ rpm بدست آمده است. با توجه به داده های آورده شده در این نمودار دو نکته مهم قابل برداشت می باشد. اولاً اینکه با افزایش سرعت دورانی روند افزایشی مشخصی در نمودارهای قابل مشاهده می باشد که البته این افزایش تا حدود سرعت دورانی ۱۵۰۰ rpm می باشد و برای مقادیر بیشتر یعنی ۲۰۰۰ rpm نمودارها به صورت افقی در می آیند. همچنین مشاهده می شود که با افزایش میزان کسر حجمی نانو ذرات اکسید آلومینیوم ضریب انتقال حرارت کل نیز افزایش یافته است و میزان افزایش این ضریب در سرعت های مختلف تقریباً مشابه بوده است ولی به دلیل کمتر بودن این ضریب در سرعت های پایین به صورت نسبی افزایش بیشتری در این حالت قابل مشاهده است.



شکل (۶) ضریب انتقال حرارت بر حسب تغییرات کسر حجمی نانو ذرات و سرعت های دورانی مختلف

همانطور که در شکل (۷) مشاهده می کنید، کانتورهای مسیر گذرنده ذرات هوا از فن و رادیاتور برای سرعت دورانی ۲۰۰۰ rpm را نشان می دهد. با توجه به اینکه تغییرات برای بقیه کانتورهای مربوط به فشار و ذرات عبوری تقریباً یکسان می باشد، فقط کانتورهای مربوط به سرعت دورانی rpm ۲۰۰۰ رسم شده است. مشاهده می کنید که با افزایش سرعت دورانی سرعت حرکت ذرات افزایش پیدا کرده است که بیشترین میزان مربوط به قسمت فن می باشد که جریان هوا را به چرخش در آورده است. با افزایش دور فن میزان ذرات هوای عبوری افزایش پیدا کرد و همچنین میزان مکش هوا افزایش پیدا کرده است که این تاثیر خود را بر روی ضریب

همانطور که مشاهده می‌کنید ماکزیمم دما که مربوط به سیال ورودی هست در حدود  $313\text{ K}$  و کمترین دما مربوط به زمانی هست که جریان هوای بیشتری به پوسته رادیاتور برخورد کرده است، در حدود  $308\text{ K}$  می‌باشد. البته سیال پس از عبور از لوله های میانی مجدداً سیال درون تمامی لوله ها با هم ترکیب شده و دمای یکنواختی در خروجی رادیاتور ایجاد می‌گردد.

### ۵- نتیجه گیری

در این تحقیق، به بررسی تاثیر نانو سیال آب-اکسید آلومینیوم به جای سیال پایه (آب) در مبدل حرارتی نسل جدید سیستم خنک کننده مایع برای پردازنده مرکزی و تاثیر آن بر روی ضریب انتقال حرارت جابه جایی و همچنین بر روی تغییرات دمای سیال خروجی از رادیاتور پرداخته شد. با توجه به هندسه مشخص شده به بررسی نتایج بدست آمده با نرم افزار انسیس فلونت به تحلیل نتایج پرداخته شد. در سرعت های دورانی برای فن به صورت  $1000\text{ rpm}$ ،  $1500\text{ rpm}$  و  $2000\text{ rpm}$  برای کسر حجمی های  $1\%$ ،  $2\%$  و  $3\%$  نتایج مورد بررسی قرار گرفت.

خلاصه نتایج بدست آمده به صورت زیر می‌باشد:

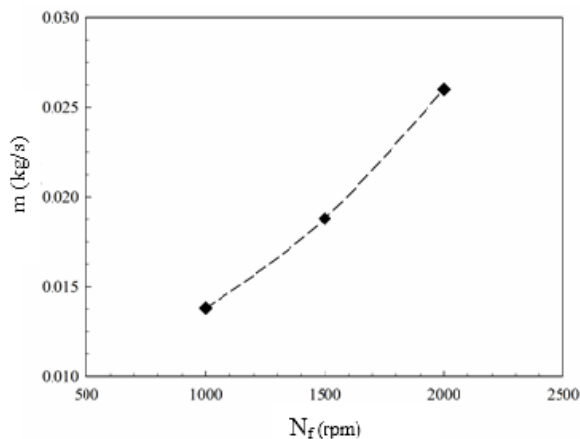
با افزایش ۲ برابری سرعت دورانی از  $1000$  به  $2000$  دور بر دقیقه، دبی عبوری از  $0.138$  به  $0.26$  کیلوگرم بر ثانیه افزایش می‌یابد.

حالت  $1000$  دور بر دقیقه میزان انتقال حرارت در حدود  $13$  درصد افزایش را به ازاء  $3$  درصد افزایش کسر حجمی نشان می‌دهد.

در سرعت  $1500$  دور بر دقیقه استفاده بیشتر از نانوذرات باعث افزایش ضریب انتقال حرارت جابه جایی شده است که در انتها می‌تواند همچنان منجر به بهبود انتقال حرارت حتی در نسبت های بزرگتر از  $3\%$  گردد.

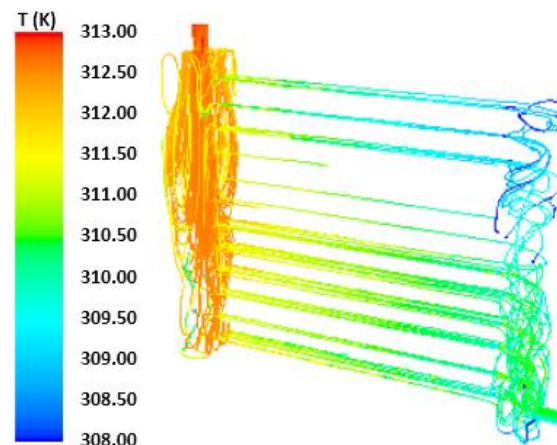
در حالت  $2000$  دور بر دقیقه میزان تغییرات ضریب انتقال حرارت تقریباً مشابه حالت  $1500$  دور بر دقیقه می‌باشد که در نتیجه به نظر می‌رسد افزایش سرعت دورانی به مقادیر

$0.26/0$  افزایش می‌یابد. البته بایستی عنوان نمود که این رابطه مستقیم میان این دو پارامتر الزاماً به معنای افزایش یکنواخت توانایی خنک کنندگی هوا نمی‌باشد و بایستی این پارامتر به طور جداگانه بررسی شود.



شکل (۹) دبی جرمی خروجی فن

شکل (۱۰)، مربوط به روند مسیر ذرات گذرنده آب از درون رادیاتور با سرعت دورانی  $2000\text{ rpm}$  است که نمایش روند تغییرات دمای سیال درون رادیاتور پرداخته شده است. مشاهده می‌شود که به طور کلی با حرکت سیال درون رادیاتور دمای آن کاهش می‌یابد. البته میزان این کاهش برای سیال گذرنده از لوله های بالایی بیشتر از لوله های پایینی می‌باشد. دلیل این پدیده مربوط به کمتر بودن دبی جریان در لوله ها بالایی رادیاتور نسبت به لوله های پایینی آن می‌باشد که منجر به در اختیار قرار داشتن فرصت بیشتر برای تبادل حرارت با هوای دما پایین و خنک شدن سیال می‌باشد.



شکل (۱۰) مسیر ذرات گذرنده از مرز ورودی آب با توجه به تغییرات دما برای

سرعت دورانی  $2000\text{ rpm}$



$K$	هدایت حرارتی (W/m-K)	خیلی بالا تاثیر قابل ملاحظه ای بر روی میزان انتقال حرارت کل نداشته باشد.
$\mu$	لزجت دینامیکی (kg/m-s)	با توجه به اینکه با افزایش دور فن ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی روی سطح رادیاتور افزایش پیدا می‌کند و باعث کاهش دمای خروجی درون رادیاتور می‌شود ولی به همان نسبت صدای که فن تولید می‌کند افزایش پیدا می‌کند. می‌توان با توجه به نوع فن انتخابی با سرعت بین ۱۰۰۰ rpm تا ۱۵۰۰ rpm و همچنین با توجه به نوع نانو سیالی که استفاده شده‌است و از نظر اقتصادی به صرفه می‌باشد می‌توان درصد کسر حجمی را از ۳٪ بیشتر کرد و سرعت فن را ثابت نگه داشت تا هم صدای کمتری تولید و هم ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی روی سطح رادیاتور افزایش پیدا کند و هم باعث کاهش دمای سیال خروجی از رادیاتور شود. ولی باید به این نکته توجه کرد که نمی‌توان هر چقدر که می‌خواهیم درصد کسر حجمی را افزایش دهیم چون باعث رسوب درون رادیاتور می‌شود.
out	خروجی	
rad	رادیاتور	
bf	سیال پایه	
eff	موثر	
p	نانو ذرات	
nf	نانو سیال	
in	ورودی	

### مراجع

- [1] Miller.D and Kang.S, *Closed Loop Liquid Cooling for High Performance Computer Systems*, ASME 2007 InterPACK Conference, Vancouver, British Columbia, Canada, 2007, pp. 509-515.
- [2] Yu.C.W and Webb R.L, Thermal design of a desktop computer system using CFD analysis, *Semiconductor Thermal Measurement and Management. Seventeenth Annual IEEE Symposium*, 2001, pp. 18-26.
- [3] Jae-Young.C, Hee Sung.P, Jong In.J and Julia S.A *System Design of Liquid Cooling Computer Based on the Micro Cooling Technology*, Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronics Systems, 2006. IThERM '06. The Tenth Intersociety Conference on, 2006, pp. 157-160.
- [4] Lee.T.Y, Andrews.P and Saums.D, Compact liquid cooling system for small, moveable electronic equipment, *Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, 1992. SEMI-THERM VIII., Eighth Annual IEEE*, 1992, pp. 30-36.
- [5] Tuckerman.D.B and Pease.R.F.W., High-performance heat sinking for VLSI, *Electron Device Letters, IEEE*, Vol.2, 1981, pp.126-129,.
- [6] Xie.L, Liu.Z.J, He.Y.L and Tao.W.Q, Numerical study of laminar heat transfer and pressure drop characteristics in a water-cooled minichannel heat sink, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, 2009, pp. 64-74.

### ۶- فهرست علائم

سمبل‌ها

$\rho$	چگالی ( $\text{kg/m}^3$ )
$\dot{m}$	دبی جرمی ( $\text{kg/s}$ )
$Q$	دبی حجمی ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
$T$	دما (K)
$T_{hot}$	دمای گرم‌ترین سطح (K)
$N_f$	سرعت فن (rpm)
$A$	سطح مقطع ( $\text{m}^2$ )
$h$	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ( $\text{W/m}^2.\text{K}$ )
$c_p$	ظرفیت گرمایی ویژه ( $\text{J/kg.K}$ )
$Re$	عدد رینولدز
$\phi$	کسر حجمی (%)

- [7] Jasperson.B.A, Yongho.J, Turner.K.T, Pfefferkorn.F.E and Weilin.Q, Comparison of Micro-Pin-Fin and Microchannel Heat Sinks Considering Thermal-Hydraulic Performance and Manufacturability, *Components and Packaging Technologies, IEEE Transactions on*, Vol.33, 2010, pp. 148-160.
- [8] Salem.T.E, Porschel.D and Bayne.S.B, Thermal performance of water-cooled heat sinks: a comparison of two different designs, *Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, 2005 IEEE Twenty First Annual IEEE*, 2005, pp. 264-269.
- [9] Nazari.M, Karami.M and Ashouri.M, Comparing the thermal performance of water, Ethylene Glycol, Alumina and CNT nanofluids in CPU cooling: Experimental study, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.57, 2014, pp. 371-377.
- [10] Rafati.M, Hamidi.A.A and Shariati Niaser.M, Application of nanofluids in computer cooling systems (heat transfer performance of nanofluids), *Applied Thermal Engineering*, Vol.45-46, 2012, pp. 9-14.
- [11] M.Faraday.(1847). *The Birth of Nanotechnology*. Available: <http://www.nanogallery.info/nanogallery/?ipg=126>.
- [12] Bucak.S, Importance of Defining when Applying, *J Chem Eng Process Technol*, Vol.2, 2011, pp. 43-50.
- [13] D. R. Lide. *CRC Handbook of Chemistry and Physics Internet Version 2005 (85ed.)*. CRC Press. Available: <http://www.hbcpnetbase.com>.
- [14] Sridhara.V and Satapathy.L, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-based nanofluids: a review, *Nanoscale Research Letters*, Vol.6, 2011, pp. 1-16.
- [15] FLUENT 6.3 User's Guide.
- [16] Xuan.Y and Roetzel.W, Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.43, 2000, pp. 3701-3707.
- [17] Kang.H.U, Kim.S.H and Oh.J, Estimation of Thermal Conductivity of Nanofluid Using Experimental Effective Particle Volume, *Experimental Heat Transfer*, Vol.19, 2006, pp. 181-191.