



بررسی اثر کسر حجمی، اندازه و شکل ذرات معلق در نانوسیال بر عملکرد لوله حرارتی استوانه‌ای

محمدحسن شجاعی فرد^۱، جواد زارع^{۲*}، منصور علیزاده^۳

- ۱- استاد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران
 - ۲- دانشجوی کارشناسی ارشد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران
 - ۳- استادیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران
- * نویسنده مسئول (javadzare@gmail.com)

چکیده

نانوسیال اکسید مس که از پراکنده‌سازی ذرات اکسید مس در سیال پایه آب بدست می‌آید به عنوان سیال عامل لوله حرارتی به کار گرفته شده است. نانوسیالات به دلیل دارا بودن خواص ترموفیزیکی بهتر نسبت به سیالات معمولی انتقال حرارت مانند آب، باعث بهبود عملکرد لوله حرارتی که از ابزارهای موثر در انتقال حرارت می‌باشد، خواهند شد. در تحقیق حاضر، اثرات استفاده از نانوسیال و تغییر کسر حجمی، سایز و شکل ذرات معلق در نانوسیال بر عملکرد گرمایی لوله حرارتی، به روش دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج بیانگر کاهش مقاومت گرمایی و بهبود عملکرد لوله حرارتی هنگام استفاده از نانوسیال در مقایسه با آب خالص می‌باشد. همچنین افزایش کسر حجمی، کاهش قطر ذرات و استفاده از ذرات با شکل استوانه‌ای کاهش اختلاف دمای اواپراتور و کندانسور را در پی خواهد داشت که در کسر حجمی‌های کم، اثر استفاده از ذرات با قطر کوچک بر میزان انتقال حرارت بیشتر از اثر استفاده از ذرات غیر کروی می‌باشد.

کلید واژگان: لوله حرارتی، نانوسیال، مقاومت حرارتی، کسر حجمی

Study the effect of volume fraction, size and shape of suspended nanoparticles in nanofluid on cylindrical heat pipe performance

Mohammad Hasan Shojaeefard¹, Javad zare^{1*}, mansoor alizadeh¹

- 1- Mech. Eng. Department, Iran University of science and technology, Tehran.
- * (javadzare@gmail.com)

Abstract

Copper oxide nanofluid that is obtained by dispersion of copper oxide nanoparticles in water base fluid is used as heat pipe working fluid. Nanofluids because of having better thermophysical properties in comparison with conventional heat transfer fluids, cause heat pipe performance improvement as an effective heat transfer equipment. In this work, a computational fluid dynamic method (CFD) is used to study the effect of using nanofluid and varying volume fraction, size and shape of suspended nanoparticles in nanofluid on heat pipe thermal performance. The results show thermal resistance reduction and heat pipe performance improvement by using nanofluid in comparison with pure water. Also volume fraction enhancement, nanoparticle's diameter reduction and using cylindrical nanoparticles cause the evaporator and condenser temperature gradient reduction that in low volume fractions the effect of using nanoparticles with small diameter on heat transfer is more than using non spherical nanoparticles.

Keywords: Heat pipe, Nanofluid, Thermal resistance, Volume fraction.

۱- مقدمه

در سالهای اخیر، به دلیل پیشرفتهای قابل توجه در تکنولوژیهای ریز مقیاس و نرم افزاری، مشکل مدیریت گرمایی در فضاهای کوچک به طور گسترده‌ای مطرح و مورد توجه قرار گرفته است. نیاز به انتقال حرارت بالا در یک فضای کوچک، مانند خنک کردن پردازنده‌های پنتیوم در کامپیوترهای نوت‌بوک و خنک‌سازی تجهیزات الکترونیکی با توان بالا همانند ترانزیستورها و یکسوکننده‌ها ضرورت استفاده از وسایل انتقال حرارت مانند لوله حرارتی را ایجاد می‌کند [۲۰]. لوله حرارتی از سه قسمت اواپراتور، کندانسور و آدیباتیک تشکیل شده است و به دلیل استفاده از تبخیر و کندانس سیال عامل جهت انتقال حرارت، قادر به انتقال مقدار زیادی حرارت در حجم کوچک و بدون نیاز به توان خارجی می‌باشد. ساختمان لوله حرارتی استوانه‌ای از سه بخش دیواره، ساختار فتیله و محفظه بخار تشکیل شده است و وظیفه ساختار فتیله که متصل به قسمت داخلی دیواره لوله حرارتی می‌باشد، اینست که با ایجاد فشار موئینگی لازم باعث بازگشت بخار چگالش شده در کندانسور به قسمت اواپراتور می‌گردد. به دلیل خواص انتقال حرارت ضعیف سیالات عامل قدیمی در مقایسه با جامدات، آزمایشگاه ملی آروگونی کلاس جدیدی از سیالات انتقال حرارت به نام نانوسیال که از پراکنده‌سازی نانوذرات در یک سیال پایه مانند آب، روغن موتور یا اتیلن گلیکول بدست می‌آید را تولید و ارائه نمودند [۳]. استفاده از نانوذرات در سیال پایه باعث بهبود خواص ترموفیزیکی سیال پایه و متعاقباً بهبود انتقال حرارت، کاهش سایز سیستم انتقال حرارت، کاهش وزن و هزینه دستگاههای گرمایی می‌گردد. در سالهای اخیر تحقیقات متعددی در مورد خواص نانوسیالات و انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری، آزاد و جوشش آن انجام گرفته است [۴-۷].

با توجه به مزایای ذکر شده، استفاده از نانوسیالات به عنوان سیال عامل لوله حرارتی می‌تواند باعث بهبود عملکرد گرمایی آن شود. شوکلا و همکاران [۸] عملکرد گرمایی لوله حرارتی استوانه‌ای با ذرات معلق نانو را به صورت آزمایشگاهی مورد بررسی قرار دادند. و کاهش مقاومت حرارتی و افزایش ضریب انتقال حرارت کلی لوله حرارتی با استفاده از نانوذرات مس در سیال پایه آب مشاهده گردیده است. اثر نانوسیال نقره بر عملکرد گرمایی لوله حرارتی تخت توسط چن [۹] مورد بررسی قرار گرفت و اختلاف دما و مقاومت حرارتی کمتر هنگام استفاده از نانوسیال مشاهده گردید. و ضریب هدایت گرمایی و قابلیت خیس‌کنندگی بالاتر نانوسیال نسبت به سیال پایه از مزایای آن در لوله حرارتی برشمرده شد. ون کانگ و همکاران [۱۰] به بررسی تجربی اثر

نانوسیال نقره، بر عملکرد گرمایی لوله‌ی حرارتی دایروی شیاردار پرداختند. نتایج نشان‌دهنده کاهش دمای دیواره لوله و همچنین کاهش مقاومت حرارتی هنگام استفاده از نانوسیال در مقایسه با آب خالص می‌باشد. سنتیلکومار و همکاران [۱۱] به صورت تجربی به بررسی عملکرد لوله حرارتی هنگام استفاده از نانوسیال مس با سیال پایه آب و ان- بوتانول پرداختند. مشاهدات بیان کننده افزایش بازده گرمایی در زوایای قرارگیری مختلف و برای تمام بارهای حرارتی ورودی، و سپس کاهش با رسیدن به یک مقدار بحرانی می‌باشد. همچنین تاثیر مثبت استفاده از نانوسیال بر بازده گرمایی، کاهش مقاومت حرارتی و افزایش اختلاف دمای اواپراتور و کندانسور با افزایش بار حرارتی مشاهده شد.

نافون و همکاران [۱۲] به بررسی اثرات نانوسیال تیتانیوم بر بازده گرمایی لوله حرارتی پرداختند و اثرات زاویه‌ی قرارگیری و کسر حجمی بر بازده گرمایی، بررسی شد که نتایج بیانگر افزایش بازده با افزایش زاویه قرار گیری و کسر حجمی تا یک مقدار زاویه و کسر حجمی خاص و سپس کاهش آن می‌باشد. همچنین مشاهدات نشان دهنده‌ی افزایش بازده با افزایش حرارت ورودی می‌باشد که به دلیل افزایش اختلاف دمای اواپراتور و کندانسور و متعاقب آن افزایش نرخ تبخیر سیال در اواپراتور می‌باشد. شفاهی و همکاران [۱۳ و ۱۴] به ارائه‌ی مدلی تحلیلی برای بررسی عملکرد لوله حرارتی تخت و لوله حرارتی استوانه‌ای، هنگام استفاده از نانوسیالات پرداختند و سه نوع نانوذره مختلف با کسر حجمی‌های متفاوت تست شد. نتایج بیان کننده‌ی کاهش سرعت مایع، اختلاف دمای کمتر در طول لوله حرارتی و کاهش سایز تحت شرایط عملکردی یکسان هنگام استفاده از نانوسیالات می‌باشد. همچنین استفاده از نانوسیالات کاهش مقاومت حرارتی را در پی خواهد داشت که منطبق با نتایج تجربی بدست آمده می‌باشد. اثرات کسر حجمی نانوذرات و پارامترهای ناحیه متخلخل بر ماکزیمم قابلیت انتقال حرارت نیز بررسی شد، که وجود مقادیر بهینه برای ماکزیمم کردن قابلیت انتقال حرارت لوله مشاهده گردید. بررسی لوله‌های حرارتی ضرباندار و همچنین اثر مشخصه‌های ساختاری نانوذرات بر عملکرد لوله حرارتی و کاربرد نانوسیال در لوله‌های حرارتی به طور گسترده‌ای مورد توجه و بررسی قرار گرفته است [۱۵-۱۷].

با توجه به اهمیت موضوع ذکر شده و همچنین عدم وجود تحقیقات تحلیلی و عددی، در تحقیق حاضر ابتدا اثرات استفاده از نانوسیال اکسید مس به عنوان سیال عامل بر عملکرد گرمایی لوله حرارتی به روش دینامیک سیالات محاسباتی مدل‌سازی گردیده است و در ادامه اثرات کسر حجمی، سایز و شکل ذرات، بر توزیع دما و مقاومت حرارتی و همچنین توزیع سرعت و فشار در امتداد

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{v}{r} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\rho}{\varepsilon^2} \left\{ u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} \right\} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\varepsilon} \left[\frac{4}{3} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \frac{\partial u}{\partial r} \right\} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \frac{\partial v}{\partial r} \right\} - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv) \right\} \right] - \left[\frac{\mu}{k} + \frac{c}{\sqrt{k}} \right] \rho \vec{v} \cdot \vec{v} \quad (2)$$

$$\frac{\rho}{\varepsilon^2} \left\{ u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial r} \right\} = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\mu}{\varepsilon} \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{4}{3r} \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \frac{\partial v}{\partial r} \right\} - \frac{4}{3} \frac{v}{r^2} + \frac{1}{3} \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial r} \right] - \left[\frac{\mu}{k} + \frac{c}{\sqrt{k}} \right] \rho \vec{v} \cdot \vec{v} \quad (3)$$

$$\rho c_p \left\{ u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} \right\} = \frac{k_{eff}}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \frac{\partial T}{\partial r} \right\} + r \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right] + v \frac{\partial p}{\partial r} + u \frac{\partial p}{\partial x} + S \quad (4)$$

که $c = 0.143\varepsilon^{-3/2}$ [۱۹] و S چشمه حرارتی می باشد. برای یک فتیله یکنواخت، ضریب نفوذپذیری و تخلخل در جهات محوری و شعاعی برابر می باشد (رابطه ۵):

$$\varepsilon_r = \varepsilon_x = \varepsilon \quad (5)$$

$$k_r = k_x = k$$

محاسبه‌ی دما در قسمت فتیله- مایع وابسته به هدایت گرمایی موثر می باشد که مطابق رابطه ۶ بدست می آید [۲۰]:

$$k_{eff} = \frac{k_{mf} [(k_{mf} + k_s) - (1 - \varepsilon)(k_{mf} - k_s)]}{[(k_{mf} + k_s) + (1 - \varepsilon)(k_{mf} - k_s)]} \quad (6)$$

که در آن k_s ضریب هدایت حرارتی فتیله و k_{mf} ضریب هدایت حرارتی نانو سیال می باشد. معادلات حاکم برای جریان بخار نیز معادله پیوستگی، معادلات مومنتوم دو بعدی و انرژی می باشند، که با قرار دادن $\varepsilon = 1$ ، $k = \infty$ ، $k_{eff} = k$ و $S = 0$ در روابط ۱ تا ۴ بدست خواهد آمد.

در ناحیه‌ی دیواره لوله حرارتی، معادله انتقال هدایت حرارتی استفاده شده در مختصات استوانه‌ای به صورت رابطه ۷ می باشد:

$$k_{solid} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \frac{\partial T_{solid}}{\partial r} \right\} + \frac{\partial^2 T_{solid}}{\partial x^2} \right] = 0 \quad (7)$$

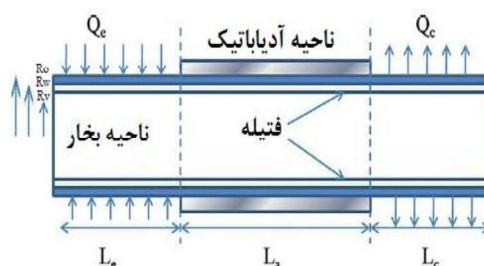
شرایط مرزی در قسمتهای مختلف لوله حرارتی و مورد نیاز برای حل عددی، در ادامه آورده شده است. در قسمت دیواره خارجی لوله ($r = R_o$) شرایط مرزی برای سه بخش اوپراتور، آدیباتیک و کندانسور به ترتیب مطابق روابط ۸ می باشد:

لوله حرارتی مورد بررسی قرار گرفته و با یکدیگر مقایسه گردیده است.

۲- مدلسازی عددی

۲-۱- تعریف مسئله

نمایی از لوله حرارتی استوانه‌ای به کار گرفته شده جهت مدلسازی در شکل ۱ نمایش داده شده است. اساس عملکرد لوله حرارتی بر تبخیر و کندانس سیال عامل می باشد. گرمای وارده در قسمت اوپراتور باعث تبخیر سیال عامل شده و بخار ایجاد شده در اوپراتور از طریق ناحیه بخار به سمت کندانسور جریان یافته و پس از کندانس و پس دادن گرمای نهان تبخیر خود، از طریق ساختار فتیله به واسطه‌ی خاصیت موئینگی به قسمت اوپراتور بر می گردد.



شکل ۱. نمایی از لوله حرارتی به کار گرفته شده جهت مدلسازی [۱۴]

طول قسمت اوپراتور (L_e)، آدیباتیک (L_a) و کندانسور (L_c) به ترتیب ۶۰۰، ۹۰ و ۲۰۰ میلی متر می باشد. همچنین شعاع محفظه بخار (R_v)، شعاع داخلی (R_w) و خارجی دیواره (R_o) به ترتیب ۸/۶۵، ۹/۴ و ۹/۵۵ میلی متر می باشد [۱۸]. لوله حرارتی به کار گرفته شده از جنس مس می باشد، که از توری مسی دو لایه^۱ به عنوان ساختار فتیله استفاده می کند. تخلخل، نفوذپذیری و شعاع منفذ موثر ساختار فتیله مورد استفاده نیز به ترتیب ۰/۹، $10^{-9} \times 1/5$ و $54 \mu m$ می باشد. و در قسمت اوپراتور و کندانسور از فرض شار حرارتی یکنواخت استفاده شده است.

۲-۲- معادلات حاکم و شرایط مرزی

جهت مدلسازی عددی لوله حرارتی، جریان دو بعدی، پایا، غیر قابل تراکم، لایه‌ای و با صرف نظر از نیروهای حجمی در نواحی بخار و مایع در نظر گرفته شده است. معادلات حاکم برای مدلسازی جریان مایع در ناحیه فتیله (معادله پیوستگی، معادلات مومنتوم و معادله انرژی) مطابق روابط ۱ تا ۴ می باشد [۱۹]:

¹ Double-layered, 150 mesh copper screen wick

مومنتوم و انرژی نیز، از طرح بالا دستی درجه دوم استفاده شده است و مدلسازی با استفاده از نرم افزار فلونت (Fluent) انجام گرفته است.

۲-۳- خواص نانوسیال

جهت شبیه‌سازی نانوسیال از معادلات جریان سیال، با در نظر گرفتن خواص ظاهری استفاده شده است. برای محاسبه ضریب هدایت گرمایی نانوسیال سه مدل مختلف با قابلیت در نظر گرفتن اثر کسر حجمی، سایز و شکل ذرات بر ضریب هدایت گرمایی نانوسیال مورد استفاده قرار گرفته است. مدل اول، مدل ماکسول می‌باشد که مطابق رابطه ۱۴ می‌باشد. این رابطه تنها اثر کسر حجمی و رسانندگی گرمایی سیال پایه و ذرات جامد را در نظر می‌گیرد [۲۱].

$$k_{nf} = \frac{k_p + 2k_{bf} + 2(k_p - k_{bf})\phi}{k_p + 2k_{bf} - (k_p - k_{bf})\phi} k_{bf} \quad (14)$$

مدل دوم، مدل ارائه شده توسط یو و چوی [۲۲] که یک مدل بهبود بخشیده شده‌ی مدل ماکسول می‌باشد و در آن اثرات نانولایه‌ی تشکیل شده اطراف ذره و نقش آن در رسانندگی گرمایی در نظر گرفته شده، مطابق رابطه ۱۵ می‌باشد:

$$k_{nf} = \frac{k_{pe} + 2k_{bf} + 2(k_{pe} - k_{bf})(1 + \beta)^3 \phi}{k_{pe} + 2k_{bf} - (k_{pe} - k_{bf})(1 + \beta)^3 \phi} k_{bf} \quad (15)$$

که در آن خواهیم داشت:

$$k_{pe} = \frac{[2(1 - \alpha) + (1 + \beta)^3(1 + 2\alpha)]\alpha}{-(1 - \alpha) + (1 + \beta)^3(1 + 2\alpha)} k_p \quad (16)$$

$$\alpha = k_{layer} / k_p$$

$$\beta = w / r_p$$

که در مدل ارائه شده w ، r_p و k_{layer} به ترتیب ضخامت نانولایه، شعاع ذره و هدایت گرمایی نانولایه می‌باشد. مدل فوق مزیت ایجاد ارتباط بین رسانندگی گرمایی نانوسیال و قطر نانوذرات را دارا می‌باشد و اثرات قطر بر رفتار گرمایی سیال را در نظر می‌گیرد. و مدل سوم، مدل ارائه شده توسط همیلتون و کراسر [۲۳] مطابق رابطه ۱۷ می‌باشد که اصلاح مدل ماکسول جهت در نظر گرفتن شکل ذرات می‌باشد.

$$k_{nf} = \frac{k_p + (n-1)k_{bf} - (n-1)(k_{bf} - k_p)\phi}{k_p + (n-1)k_{bf} + (k_{bf} - k_p)\phi} k_{bf} \quad (17)$$

$$n = 3 / \psi$$

ψ کروییت ذره می‌باشد که به صورت نسبت مساحت سطح کروی با حجمی برابر با حجم ذره به مساحت سطح ذره تعریف می‌شود و n ضریب شکل که برای ذرات کروی ۳ و ذرات استوانه-

$$k_{solid} \frac{\partial T_{solid}}{\partial r} = + \frac{Q_e}{A_e}$$

$$\frac{\partial T_{solid}}{\partial r} = 0$$

$$k_{solid} \frac{\partial T_{solid}}{\partial r} = - \frac{Q_c}{A_c} \quad (8)$$

در ناحیه سطح مشترک جامد/مایع- فتیله ($r = R_w$) شرایط مرزی سرعت و دمایی مطابق رابطه ۹ می‌باشد:

$$T_l = T_{solid}$$

$$k_{eff} \frac{\partial T_l}{\partial r} = k_{solid} \frac{\partial T_{solid}}{\partial r} \quad (9)$$

$$v = u = 0$$

در قسمت سطح مشترک مایع و بخار ($r = R_v$)، نیز شرایط مرزی سرعت و دمایی مطابق رابطه ۱۰ را خواهیم داشت:

$$u = 0, v = \frac{\dot{m}}{\rho}, q = \dot{m}h_{fg} \quad (10)$$

$$T_{int} = \frac{1}{\frac{1}{T_{v, sat}} - \frac{R}{h_{fg}} \ln \frac{P_v}{P_{v, sat}}}$$

و در قسمت ابتدا و انتهای لوله حرارتی ($x = 0, L$) نیز شرط عدم لغزش و شرط گرمایی عایق حرارتی برقرار می‌باشد. (رابطه ۱۱)

$$v = u = 0 \quad (11)$$

$$\partial T / \partial x = 0$$

در خط مرکزی لوله حرارتی ($r = 0$) شرط مرزی تقارن مطابق زیر در نظر گرفته شده است. (رابطه ۱۲)

$$v = 0$$

$$\frac{\partial u}{\partial r} = 0$$

$$\frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad (12)$$

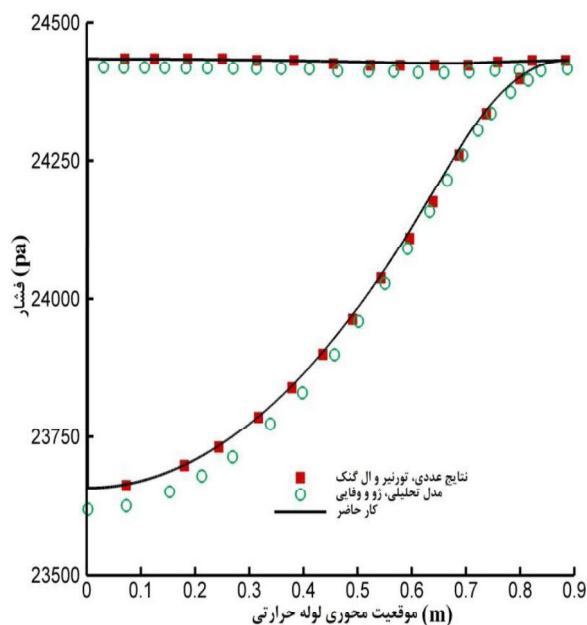
جهت در نظر گرفتن تغییر فاز در سطح مشترک مایع- بخار، گرمای نهان تبخیر به صورت یک چاه حرارتی در سطح مشترک مایع- بخار در قسمت اوپراتور و گرمای نهان چگالش در قسمت کندانسور به صورت یک چشمه حرارتی به معادله‌ی انتقال حرارت در این ناحیه مطابق رابطه ۱۳ افزوده شده است.

$$s_e = - \frac{Q_e}{\pi \left((R_w)^2 - R_l^2 \right) L_e} \quad (13)$$

$$s_c = + \frac{Q_c}{\pi \left((R_w)^2 - R_l^2 \right) L_c}$$

معادلات بدست آمده توسط روش حجم محدود گسسته سازی شده‌اند. همچنین الگوریتم به کار رفته برای ارتباط بین سرعت و فشار الگوریتم سیمپل می‌باشد. و برای گسسته سازی معادلات

افت فشار، ترکیب افت فشار ناشی از تغییر فاز و اصطکاک می‌باشد در صورتی که در ناحیه آدیباتیک تنها افت فشار اصطکاکی را شاهد خواهیم بود. و همانطور که بیان شد در ناحیه مایع اثرات افت فشار ناشی از اینرسی برخلاف ناحیه بخار که نقش اساسی در روند تغییرات فشار در این محفظه خواهد داشت، قابل صرف نظر خواهد بود. هرچند که در محاسبات حاضر، جهت دست یابی به نتایج با دقت بالاتر در محاسبات مد نظر قرار داده شده است.



شکل ۲. مقایسه توزیع فشار بخار و مایع با نتایج عددی [۱۹] و تحلیلی [۲۷]

اعتبار سنجی نمودار توزیع دمای دیواره در شکل ۳ نشان داده شده است. که مشاهده می‌شود در کار آزمایشگاهی تیخیر در امتداد اواپراتور یکسان، ولی چگالش در امتداد کندانسور به دلیل افزایش دمای آب خنک کننده کاهش خواهد یافت. که چنین روندی در کار عددی نیز به دلیل عدم استفاده از فرض شار یکنواخت در کندانسور مشاهده می‌شود. اما نتایج عددی بدست آمده در کار حاضر و همچنین نتایج تحلیلی موجود دمای سطح تقریباً یکنواخت در بخش اواپراتور و کندانسور را پیش بینی می‌کنند که ناشی از فرض شار حرارتی یکنواخت در این دو قسمت می‌باشد. با این وجود نیز خطای حاصل ناشی از فرض شار یکنواخت در کندانسور بسیار اندک و قابل صرف نظر خواهد بود. تطابق سنجی دمای بخار با نتایج موجود، در جدول ۱ ارائه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود و با نتایج تجربی نیز در تطابق است، افت دمای بخار در امتداد لوله حرارتی بسیار ناچیز

ای ۶ در نظر گرفته می‌شود. رابطه مورد استفاده برای محاسبه چگالی نانوسیال مطابق رابطه ۱۸ می‌باشد [۲۴]:

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi) \rho_{bf} + \varphi \rho_p \quad (18)$$

و ظرفیت گرمایی توسط رابطه ۱۹ بدست آمده است [۲۵]:

$$C_{p,nf} = \frac{(1 - \varphi) \rho_{bf} C_{p,bf} + \varphi \rho_p C_{p,p}}{(1 - \varphi) \rho_{bf} + \varphi \rho_p} \quad (19)$$

و برای محاسبه لزجت نانوسیال از رابطه‌ی برینکمن [۲۶] مطابق رابطه ۲۰ استفاده شده است:

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_{bf}}{(1 - \varphi)^{2.5}} \quad (20)$$

چگالی، ضریب هدایت حرارتی و ظرفیت گرمایی ویژه نانوذرات اکسید مس ثابت و به ترتیب 6510 kg/m^3 ، 18 W/mK و 540 J/kgK در نظر گرفته شده است.

۴-۲- شبکه بندی و ارزیابی مدل عددی به کار رفته

شبکه مورد استفاده از نوع شبکه با سازمان و شامل المانهای چهار ضلعی می‌باشد و در ابتدا برای ارزیابی شبکه به کار رفته در مدل‌سازی عددی، معادلات حاکم برای تعداد شبکه‌های متفاوت حل شده و نتایج حاصل از تعداد شبکه‌های مختلف برای پارامترهای عملکردی لوله در قسمت بخار و مایع مقایسه گردیده است. در واقع در محفظه‌ی بخار و مایع از 160200 سلول به بعد تغییراتی در توزیع فشار مشاهده نشده و بنابراین در ادامه محاسبات از این تعداد سلول محاسباتی استفاده شده است.

جهت اعتبارسنجی نتایج بدست آمده از مدل‌سازی عددی، نتایج حاصل از کار موجود با نتایج آزمایشگاهی، عددی و تحلیلی مقایسه شده است. در شکل‌های ۲ و ۳ به ترتیب به اعتبار سنجی توزیع فشار بخار و مایع و توزیع دمای سطح دیواره خارجی لوله حرارتی هنگام استفاده از سیال عامل آب و بار حرارتی ورودی 455 وات پرداخته شده است و همانطور که از نتایج مشهود است، تطابق خوبی بین نتایج کار حاضر با نتایج موجود مشاهده می‌شود که نشان از صحت روش عددی مورد استفاده دارد. آنچنان که از شکل ۲ مشاهده می‌شود، در ناحیه بخار و در قسمت اواپراتور افت فشار ترکیبی ناشی از اصطکاک و اینرسی، در ناحیه آدیباتیک افت خطی فشار ناشی از اصطکاک و در ناحیه کندانسور افت اصطکاکی و بازیابی فشار به دلیل اثرات اینرسی وجود خواهد داشت. از مقایسه نمودارهای افت فشار بخار و مایع، واضح است که افت فشار مایع بسیار بیشتر از افت فشار بخار می‌باشد، که با توجه به عبور فاز مایع از یک محیط متخلخل قابل توقع است. و همانطور که مشاهده می‌کنیم در قسمت مایع نیز در ناحیه کندانسور و اواپراتور

محفظه‌ی بخار برای ادامه محاسبات فرضی منطقی می‌باشد [۱۹].
و برای محاسبه‌ی دمای بخار از رابطه ۲۱ استفاده شده است [۲۷]:

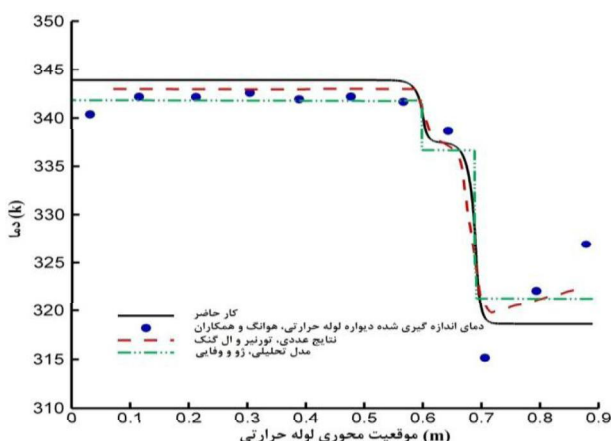
$$T_v = T_b + \frac{Q}{2\pi L_c} \left(\frac{\ln(R_o/R_w)}{k_{wall}} + \frac{\ln(R_w/R_v)}{k_{eff}} + \frac{1}{hR_o} \right) \quad (21)$$

که h ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی کندانسور، T_b میانگین دمای آب ورودی و خروجی در کندانسور و k_{eff} ضریب هدایت گرمایی موثر فتیله و سیال می‌باشد [۱۸].

۳- نتایج و بحث

در ادامه اثر استفاده از نانوسیال بر عملکرد لوله حرارتی مورد بررسی قرار گرفته است و همچنین جهت بررسی قطر ذرات، ذرات کروی با سه قطر ۱۰، ۲۰ و ۴۰ نانومتر و جهت بررسی شکل ذرات، ذرات استوانه‌ای (استفاده از مدل همیلتون-کراسر با $n=6$) در نظر گرفته شده‌اند. شکل ۴ نشان دهنده‌ی اثرات استفاده از نانوسیال به عنوان سیال عامل و همچنین بررسی اثرات کسر حجمی، قطر و شکل ذرات بر ماکزیمم سرعت نانوسیال می‌باشد. نمودار سرعت برای کسر حجمی‌های ۰، ۲ و ۲۰ درصد ترسیم گردیده است. علامت منفی سرعت نشان‌دهنده‌ی جهت مخالف جریان مایع با جهت X انتخابی می‌باشد. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش کسر حجمی نانوذرات ماکزیمم سرعت مایع نسبت به آب خالص کاهش می‌یابد، که به خاطر افزایش چگالی سیال در حضور نانوذرات در مقایسه با آب خالص می‌باشد. همچنین مشاهده می‌شود که در یک کسر حجمی خاص، اختلاف مقادیر سرعت ناچیز می‌باشد اما نانوذرات با قطر ۱۰ نانومتر کمترین مقدار سرعت و نانوذرات با قطر ۴۰ نانومتر بیشترین مقدار سرعت را خواهند داشت. در واقع هرچه قطر ذرات کمتر باشد، شاهد انتقال حرارت بیشتر و دمای عملکردی پایین‌تر و متعاقب آن چگالی بیشتر خواهیم بود که نتیجه‌ی آن مقدار سرعت کمتر می‌باشد.

است. در واقع می‌توان اینچنین بیان کرد که، برای لوله‌های حرارتی که از آب خالص به عنوان سیال عامل استفاده می‌کنند به خاطر افت فشار کم بخار در طول لوله در مقایسه با فشار استاتیک بخار و همچنین تعادل ترمودینامیکی بین فشار و دما در سطح مشترک مایع-بخار، دمای بخار در طول لوله تقریباً یکنواخت است.



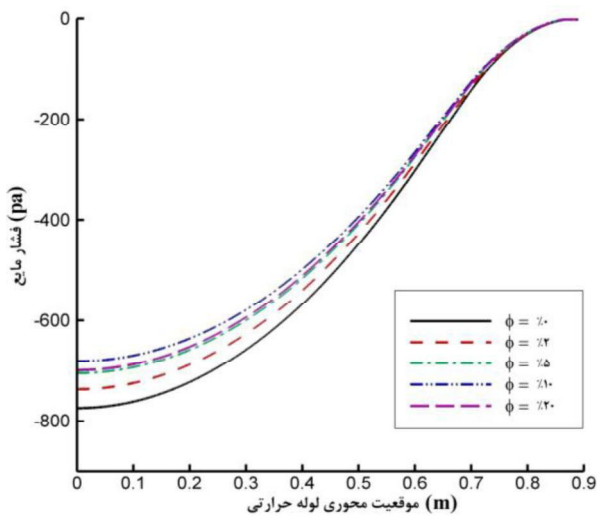
شکل ۳. مقایسه توزیع دمای سطح دیواره لوله حرارتی با نتایج آزمایشگاهی [۱۸]، عددی [۱۹] و تحلیلی [۲۷]

جدول ۱. مقایسه توزیع دمای بخار محاسبه شده با نتایج آزمایشگاهی، عددی و تحلیلی

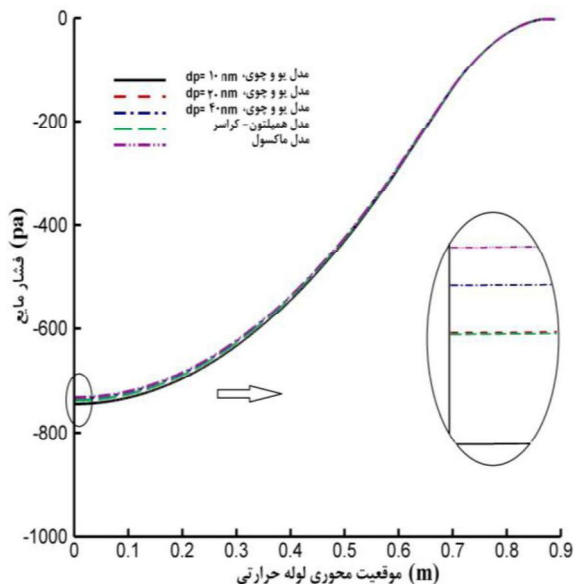
فاصله از انتهای اوپراتور	تحقیق حاضر	نتایج آزمایشگاهی هوانگ و همکاران [۱۸]	نتایج عددی تورنیر و آل گنک [۱۹]	نتایج تحلیلی ژو و وفایی [۲۷]	m)
۰/۰۳۱	۳۳۷/۶۰۹	۳۳۸/۲۰۵	۳۳۷/۶۰۷	۳۳۶/۶۸۵	۳۳۶/۶۸۵
۰/۱۱۴	۳۳۷/۶۰۹	۳۳۷/۹۷۴	۳۳۷/۵۳۹	۳۳۶/۶۷۲	۳۳۶/۶۷۲
۰/۲۱۱	۳۳۷/۶۰۸	۳۳۷/۹۵۹	۳۳۷/۵۲۴	۳۳۶/۶۵۷	۳۳۶/۶۵۷
۰/۳۰۴	۳۳۷/۶۰۷	۳۳۷/۹۴۴	۳۳۷/۵۱۱	۳۳۶/۶۴۲	۳۳۶/۶۴۲
۰/۳۸۸	۳۳۷/۶۰۶	۳۳۸/۰۰۳	۳۳۷/۴۹۸	۳۳۶/۶۲۹	۳۳۶/۶۲۹
۰/۴۷۵	۳۳۷/۶۰۵	۳۳۸/۱۳۳	۳۳۷/۵۵۵	۳۳۶/۶۱۴	۳۳۶/۶۱۴
۰/۵۶۶	۳۳۷/۶۰۳	۳۳۸/۴۸	۳۳۷/۵۴۱	۳۳۶/۶	۳۳۶/۶
۰/۶۴۳	۳۳۷/۶۰۲	۳۳۸/۱۷۹	۳۳۷/۵۲۸	۳۳۶/۵۸۷	۳۳۶/۵۸۷
۰/۷۰۶	۳۳۷/۶۰۲	۳۳۷/۳۰۱	۳۳۷/۵۱۶	۳۳۶/۵۷۵	۳۳۶/۵۷۵
۰/۷۹۴	۳۳۷/۶۰۵	۳۳۷/۵۰۳	۳۳۷/۶۰۳	۳۳۶/۵۶۴	۳۳۶/۵۶۴
۰/۸۷۸	۳۳۷/۶۰۷	۳۳۷/۵۶۲	۳۳۷/۴۹۳	۳۳۶/۶۲۳	۳۳۶/۶۲۳

همان‌طور که مشاهده شد، افت دمای بخار بسیار اندک می‌باشد و بنابر این فرض بخار اشباع و دمای یکنواخت در کل

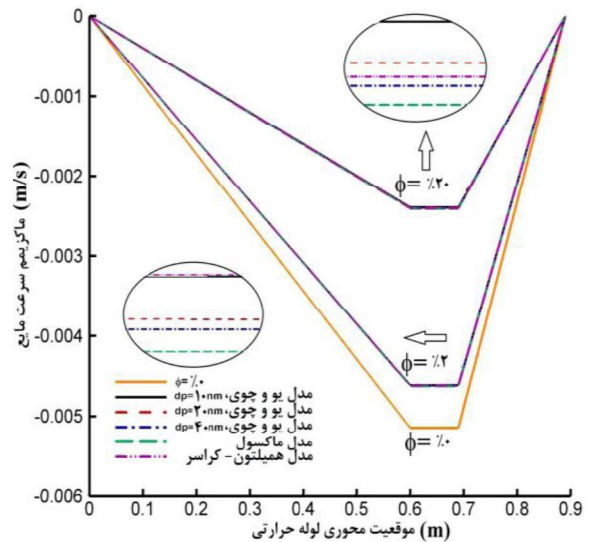
ولی در ادامه افزایش ویسکوزیته غالب و باعث افزایش افت فشار خواهد شد. به طور فیزیکی می‌توان اینگونه بیان کرد که افزایش چگالی باعث کاهش سرعت مایع و در نتیجه کاهش تنش برشی خواهد شد. و به علت غلبه‌ی چگالی در ابتدای امر شاهد کاهش افت فشار می‌باشیم. اما افزایش ویسکوزیته باعث افزایش تنش برشی و غلبه‌ی ویسکوزیته و در نتیجه افزایش افت فشار خواهد شد.



شکل ۵. اثر کسر حجمی بر توزیع فشار مایع، $dp=20\text{nm}$



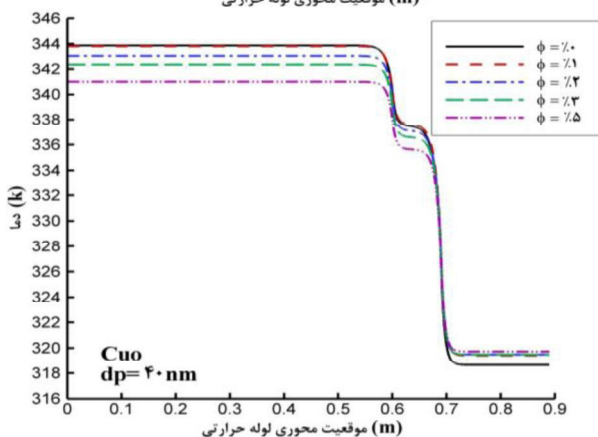
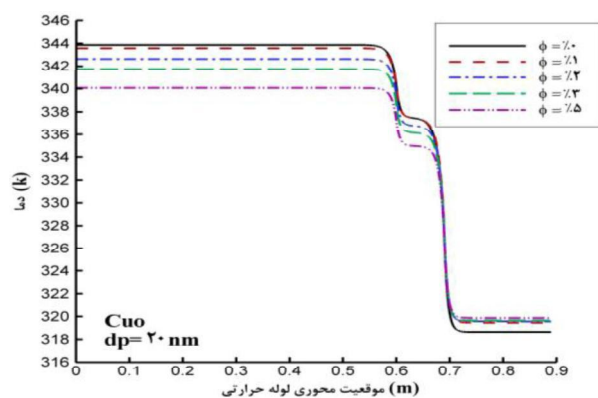
شکل ۶. اثر قطر و شکل ذرات بر توزیع فشار مایع



شکل ۴. بررسی اثر استفاده از نانوسیال و کسر حجمی، قطر و شکل ذرات معلق در نانوسیال بر ماکزیمم سرعت مایع

همچنین واضح است که در کسر حجمی ۲ درصد، اختلاف مقدار سرعت ذرات استوانه‌ای با ذرات با قطر ۱۰ نانومتر ناچیز، ولی کمتر از ذرات با قطر ۲۰ و ۴۰ نانومتر می‌باشد اما در کسر حجمی ۲۰ درصد اثر افزایش کسر حجمی بر اثر قطر ذرات غالب و علاوه بر ذرات با قطر ۱۰ نانومتر، ذرات با قطر ۲۰ نانومتر هم مقدار سرعت کمتری نسبت به ذرات استوانه‌ای خواهند داشت. همچنین در هر دو کسر حجمی ۲ و ۲۰ درصد، استفاده از مدل ماکسول که تنها اثر کسر حجمی را لحاظ می‌کند به دلیل لحاظ نکردن اثر شکل و قطر ذرات بر میزان انتقال حرارت آنها مقدار سرعت بیشتری را نسبت به ذرات دیگر ایجاد می‌کند.

نمودار توزیع فشار مایع برای نانوسیال اکسید مس حاوی ذرات با قطر ۲۰ نانومتر در شکل ۵ ترسیم شده است. که بیانگر اثر افزایش کسر حجمی ذرات بر توزیع فشار می‌باشد. روند کلی نمودار توزیع فشار مایع بدین صورت می‌باشد که در ابتدا با افزودن نانوذرات مقدار افت فشار کاهش خواهد یافت و این کاهش با افزایش کسر حجمی تا رسیدن به یک کسر حجمی خاص ادامه خواهد داشت و پس از عبور از این کسر حجمی شاهد معکوس شدن اثر افزایش کسر حجمی و در نتیجه افزایش افت فشار خواهیم بود. در نمودار زیر واضح است که این معکوس شدن اثر افزایش کسر حجمی بین کسر حجمی‌های ۱۰ و ۲۰ درصد رخ داده است. دلیل مشاهده‌ی روند فوق را می‌توان توسط اثرات متضاد چگالی و ویسکوزیته تشریح کرد. با افزایش کسر حجمی چگالی و ویسکوزیته نانوسیال افزایش خواهد یافت. اما در ابتدا شاهد غلبه‌ی اثرات افزایش چگالی و متعاقب آن کاهش افت فشار خواهیم بود



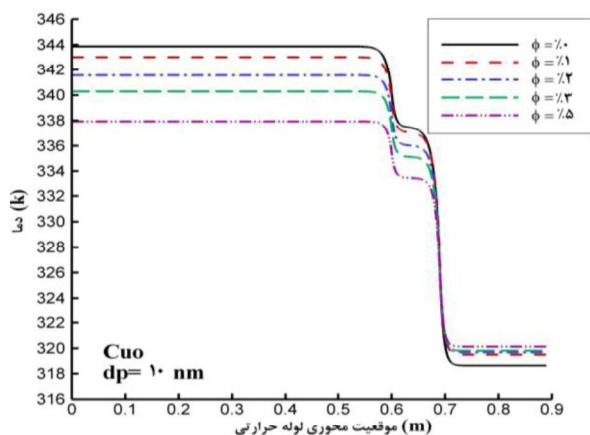
شکل ۷. اثر کسر حجمی و قطر ذرات بر توزیع دمای سطح دیواره لوله حرارتی برای قطرهای متفاوت

در شکل ۸ نیز مقایسه‌ای بین توزیع دمای دیواره لوله حرارتی هنگام استفاده از ذرات با قطر و شکل متفاوت صورت گرفته است. نمودارها برای کسر حجمی ۲ درصد ترسیم گردیده‌اند. و مشاهده می‌شود که استفاده از ذرات با قطر کمتر و ذرات استوانه‌ای نسبت به مدل ماکسول که فقط اثر کسر حجمی را در نظر می‌گیرد، اختلاف دمای کمتری را ایجاد خواهد کرد. که بیانگر بهبود عملکرد گرمایی لوله حرارتی می‌باشد.

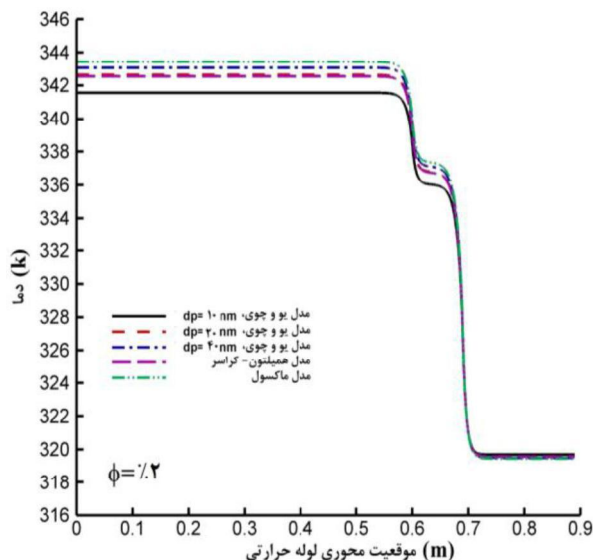
از دیگر فاکتورهای مهم در عملکرد لوله حرارتی، مقاومت حرارتی آن می‌باشد. نسبت مقاومت حرارتی هنگام استفاده از نانوسیال به مقاومت حرارتی هنگام استفاده از آب خالص در شکل ۹ ترسیم گردیده است و مشاهده می‌شود که با توجه به رابطه مقاومت حرارتی، $R = \Delta T / Q$ ، افزایش کسر حجمی ذرات سبب کاهش مقاومت حرارتی لوله خواهد شد، که به دلیل رابطه مستقیم ضریب هدایت گرمایی با کسر حجمی می‌باشد.

شکل ۶ نشان‌دهنده‌ی مقایسه افت فشار مایع هنگام استفاده از ذرات با قطر و شکل متفاوت و در کسر حجمی ۲٪ می‌باشد. آنچنان که مشاهده می‌شود با افزایش قطر ذرات میزان افت فشار اندکی کاهش خواهد یافت که با توجه به تغییر دمای عملکرد بر حسب قطر ذرات می‌توان گفت که با افزایش قطر ذرات، کاهش میزان انتقال حرارت و افزایش دمای عملکرد و متعاقب آن چگالی کمتر سیال پایه و افت فشار کمتر را شاهد خواهیم بود. همچنین مشاهده می‌شود که در یک کسر حجمی خاص در نظر گرفتن اثر قطر ذرات و تغییر آنها بر افت فشار مایع اندک می‌باشد، و در این کسر حجمی ذرات استوانه‌ای به دلیل داشتن ضریب هدایت گرمایی تقریباً برابر با ذرات با قطر ۲۰ نانومتر مقدار افت فشار تقریباً یکسانی خواهند داشت، و استفاده از مدل ماکسول که تنها اثر کسر حجمی را لحاظ می‌کند به دلیل لحاظ نکردن اثر شکل و قطر ذرات بر میزان انتقال حرارت آنها مقدار افت فشار کمتری را ایجاد خواهد کرد.

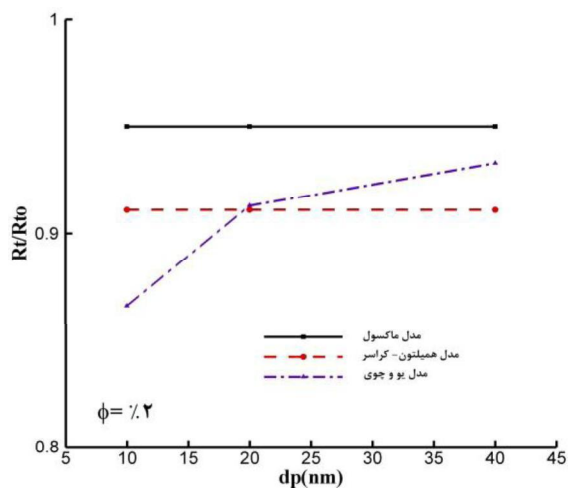
شکل ۷ نشان‌دهنده‌ی توزیع دمای دیواره در امتداد لوله حرارتی می‌باشد که اثر استفاده از نانوسیال بر توزیع دمای دیواره و برای ذرات با قطرهای متفاوت ترسیم گردیده است. همان‌طور که مشهود است افزایش کسر حجمی در هر حالت سبب افزایش ضریب هدایت گرمایی نانوسیال و متعاقب آن افزایش هدایت گرمایی موثر مایع-فتیله خواهد شد، که نتیجه مستقیم آن کاهش دمای سطح دیواره دیواره لوله حرارتی می‌باشد. همچنین واضح است که برای نانوسیال حاوی ذرات با قطر کمتر اختلاف دمای اواپراتور با کندانسور کمتر می‌باشد که به دلیل نرخ بیشتر انتقال حرارت برای ذرات با قطر کمتر می‌باشد و بنابراین استفاده از ذرات کوچکتر انتقال حرارت بالاتر و اختلاف دمای کمتری را ایجاد خواهد کرد.



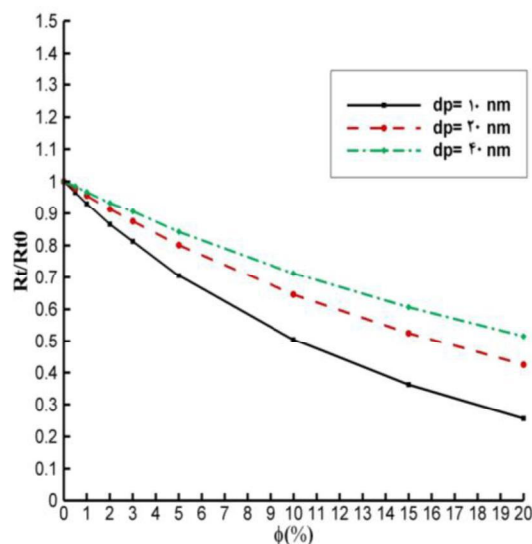
باشد اما با افزایش قطر ذرات این روند معکوس و اثر انحراف شکل ذرات از حالت کروی به استوانه‌ای بر میزان انتقال حرارت، بر اثر ذرات با قطر بالاتر غالب و استفاده از ذرات استوانه‌ای مقاومت حرارتی کمتری ایجاد خواهد کرد. همچنین مدل ماکسول و همپلتون-کراسر به دلیل در نظر نگرفتن اثر قطر ذرات، نسبت مقاومت حرارتی ثابتی را با افزایش قطر ذرات خواهند داشت اما مدل ارائه شده توسط یو و چوی با افزایش قطر ذرات، افزایش نسبت مقاومت حرارتی را پیش بینی خواهد نمود. با توجه به مطالب ذکر شده در بالا می‌توان نتیجه‌گیری نمود که، استفاده از ذرات با کسر حجمی بیشتر، ذرات با قطر کمتر و همچنین استفاده از ذرات استوانه‌ای به جای ذرات کروی با قطر بالا سبب کاهش هرچه بیشتر مقاومت حرارتی و افزایش عملکرد لوله حرارتی خواهد بود.



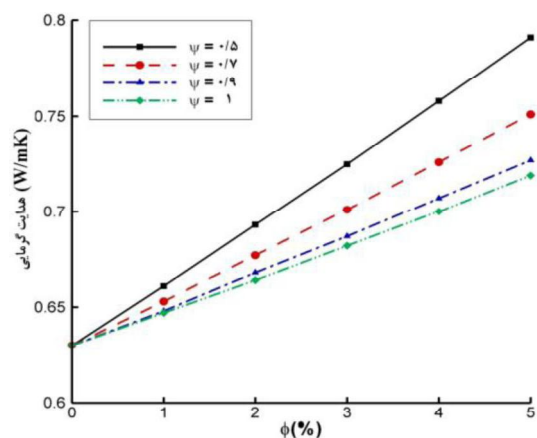
شکل ۸. بررسی اثر قطر و شکل ذرات بر توزیع دمای دیواره لوله حرارتی



شکل ۹. تغییر مقاومت حرارتی برای ذرات با قطر و شکل متفاوت

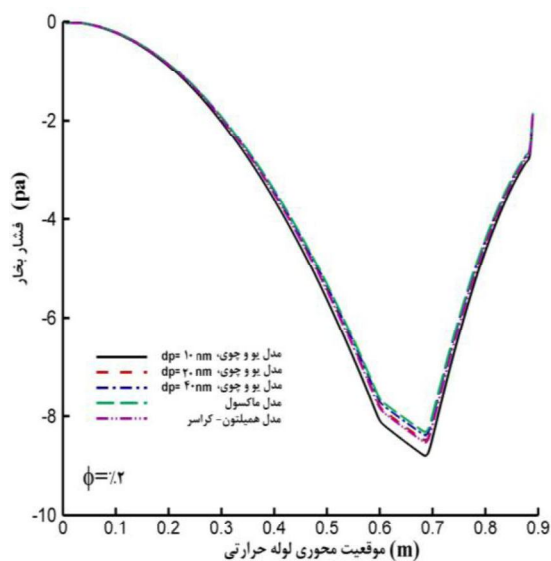


شکل ۱۰. تغییر مقاومت حرارتی برای ذرات با قطرهای مختلف



شکل ۱۱. نشان‌دهنده‌ی اثر انحراف شکل ذرات از حالت کروی بر ضریب هدایت گرمایی می‌باشد.

همچنین مشاهده می‌شود که میزان کاهش مقاومت حرارتی با افزایش کسر حجمی برای ذرات با قطر کمتر به دلیل ایجاد اختلاف دمای کمتر، بیشتر می‌باشد. مقایسه‌ای نیز بین نسبت مقاومت‌های حرارتی در شکل ۱۰ صورت گرفته است که مشاهده می‌شود، مدل ماکسول همانگونه که اشاره شد به دلیل اینکه تنها اثر کسر حجمی را در نظر می‌گیرد مقاومت حرارتی بیشتری ایجاد خواهد کرد. استفاده از ذرات استوانه‌ای تا حدود قطر ذرات ۲۰ نانومتر، به دلیل داشتن ضریب هدایت گرمایی کمتر، مقاومت حرارتی بیشتری نسبت به این ذرات کروی ایجاد خواهد کرد و در واقع اثر ذرات با قطر کوچکتر بر میزان انتقال حرارت بیشتر می‌-



شکل ۱۳. اثر قطر و شکل ذرات بر توزیع فشار بخار

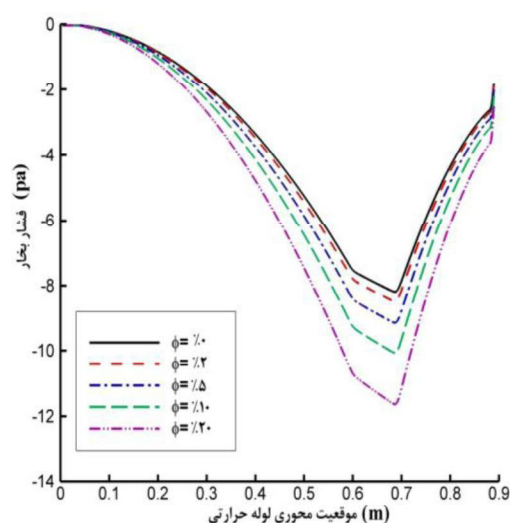
۴- نتیجه گیری

لوله حرارتی از وسایل موثر در انتقال حرارت می باشد که از راههای بهبود عملکرد آن استفاده از نانوسیال به عنوان سیال عامل می باشد. اثرات استفاده از نانوسیال بر عملکرد گرمایی لوله حرارتی با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی مورد بررسی قرار گرفت. نانوسیال استفاده شده، حاوی ذرات معلق اکسید مس در سیال پایه آب می باشد. سپس اثرات تغییر کسر حجمی، سایز و شکل ذرات معلق در نانوسیال بر عملکرد لوله حرارتی مورد ارزیابی قرار گرفت، که بهبود عملکرد گرمایی لوله حرارتی در قالب کاهش مقاومت حرارتی هنگام استفاده از نانوسیال مشاهده گردید. همچنین افزایش عملکرد گرمایی با استفاده از کسر حجمی بالاتر ذرات، ذرات با قطر کوچکتر و ذرات با شکل استوانه ای مشاهده گردید. و در یک کسر حجمی خاص، انحراف شکل ذرات از حالت کروی به استوانه ای سبب افزایش ضریب هدایت گرمایی و بهبود عملکرد گردید که پتانسیل نانوسیالات را به عنوان جایگزین سیالات عامل مرسوم، نشان می دهد. علاوه بر این تغییر در رفتار فیزیکی سیال به صورت کاهش ماکزیمم سرعت مایع با افزایش کسر حجمی ذرات و همچنین کاهش افت فشار مایع تا یک کسر حجمی خاص و سپس افزایش آن به دلیل اثرات متضاد چگالی و ویسکوزیته از دیگر نتایج حاصل می باشد.

منابع

- [1] Z. J. Zuo, M. T. North and K. L. Wert, "High heat flux heat pipe mechanism for cooling of

با افزایش میزان ψ شکل ذرات به شکل کروی نزدیک خواهد شد، به گونه ای که $\psi=1$ متناظر با ذرات کروی می باشد. مشاهده می شود که برای ذرات با مقادیر متفاوت ψ ، با افزایش کسر حجمی شاهد افزایش هدایت گرمایی خواهیم بود. اما در یک کسر حجمی خاص انحراف شکل ذرات از حالت کروی و حرکت به سمت شکل استوانه ای سبب افزایش میزان ضریب هدایت گرمایی خواهد شد، که بیانگر اثر شکل ذرات بر ضریب هدایت گرمایی و اثر مثبت انحراف شکل ذرات از حالت کروی بر میزان انتقال حرارت می باشد. از دیگر اثرات افزودن نانوذرات به سیال پایه، تغییر فشار بخار می باشد. آنچه که در شکل ۱۲ مشاهده می شود، نحوه تغییرات توزیع فشار به صورت افزایش افت فشار با افزایش کسر حجمی می باشد. یعنی در واقع به دلیل کاهش دمای عملکرد با افزایش کسر حجمی، شاهد کاهش چگالی و افزایش سرعت و افت فشار خواهیم بود. در شکل ۱۳ نیز مقایسه ای بین توزیع فشار بخار هنگام استفاده از ذرات با قطر و شکل متفاوت و برای کسر حجمی ۲ درصد صورت گرفته است. مشاهده می شود که استفاده از ذرات با قطر کمتر و ذرات استوانه ای نسبت به مدل ماکسول که فقط اثر کسر حجمی را در نظر می گیرد، دمای عملکردی کمتری ایجاد خواهد کرد، که همانطور که بیان شد باعث ایجاد افت فشار بیشتر خواهد گردید. همچنین در میان ذرات با قطر متفاوت نیز افزایش قطر سبب افزایش دمای عملکرد و کاهش افت فشار می گردد. اما میزان افت فشار بخار هنگام استفاده از ذرات با شکل استوانه ای با میزان افت فشار بخار هنگام استفاده از ذرات با قطر ۲۰ نانومتر تقریباً یکسان خواهد بود که به دلیل نزدیکی دمای عملکردی هر دو در این کسر حجمی می باشد.



شکل ۱۴. اثر کسر حجمی بر توزیع فشار بخار

- [15] Y-H. Lin, S-W. Kang, H-L. Chen “Effect of silver nano-fluid on pulsating heat pipe thermal performance”, *Applied thermal engineering*, 28, 2008, pp. 1312-1317.
- [16] C. Y. Tsai, H. T. Chien, P. P. Ding, B. Chan, T. Y. Luh, P. H. Chen, “Effect of structural character of gold nanoparticles in nanofluid on heat pipe thermal performance”, *Material letters*, 58, 2004, pp. 1461-1465.
- [17] P. Naphon, D. Thongkum, P. Assadamongkol, “Heat pipe efficiency enhancement with refrigerant-nanoparticles mixtures”, *Energy Conversion and Management*, 50, 2009, pp. 772-776.
- [18] L. Huang, M. S. El-Genk and J. M. Tournier, “Transient performance of an inclined water heat pipe with a screen wick”, *ASME national heat transfer conference, Atlanta, GA, heat pipes and capillary pumped loops, HTD, 236, 1993, pp. 87-92.*
- [19] J. M. Tournier, M. S. El-Genk, “A heat pipe transient analysis model”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 37, 1994, pp. 753-762.
- [20] S.W. Chi, *Heat Pipe Theory and Practice*, Hemisphere, Washington, DC. 1976.
- [21] J.C. Maxwell, *Electricity and Magnetism*, Clarendon Press, Oxford, UK. 1873.
- [22] W. Yu, S.U.S. Choi, “The role of interfacial layers in the enhanced thermal conductivity of nanofluids: A renovated Maxwell model”, *Journal of Nanoparticle Research*, 5, 2003, pp. 167-171.
- [23] R. L. Hamilton, & O.K. Crosser, “Thermal conductivity of heterogeneous two-component systems”, *I & EC Fundamentals*, 1, 1962, pp. 187-191.
- [24] D. A. Drew, S. L. Passman, *Theory of Multi Component Fluids*, Springer, Berlin, 1999.
- [25] M. Haghshenas Fard, M. Nasr Esfahany, M. R. Talaie, “Numerical study of convective heat transfer of nanofluids in a circular tube two-phase model versus single- phase model”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37, 2010, pp. 91- 97.
- [26] H.C. Brinkman, “The viscosity of concentrated suspensions and solutions”, *J. Chem. Phys.*, 20, 1952, pp. 571-581.
- [27] N. Zhu, K. Vafai, “Analysis of cylindrical heat pipes incorporating the effects of liquid-vapor coupling and non-Darcian transport-a closed form solution”, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 42, 1999, pp. 3405-3418.
- electronics”, *IEEE Transactions on components and packaging technology*, 24, 2001, pp. 220-225
- [2] K. Kim, M. Won, J. Kim, B. Back, “Heat pipe cooling technology for desktop pc cpu”, *Applied Thermal Engineering*, 23, 2003, pp. 1137-1144.
- [3] S.U.S. Choi, J.A. Eastman, “Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticle”, *ASME FED*, 231, 1995, pp. 99-105.
- [4] C. Kleinstreuer, Y. Feng, “Experimental and theoretical studies of nanofluid thermal conductivity enhancement: a review”, *Nanoscale Research Letters*, 6, 2011, pp. 1-13.
- [5] S.K. Das, S.U.S. Choi, H.E. Patel, “Heat Transfer in Nanofluids—A Review”, *Heat Transfer Engineering*, 27, 2006, pp. 3-19.
- [6] J.M. Li, Z.L. Li, B.X. Wang, “Experimental Viscosity Measurements for Copper Oxide Nanoparticle Suspensions”, *Tsinghua Sci. Tech.*, 7, 2002, pp. 198- 201.
- [7] S.K. Das, N. Putra, W. Roetzel, “Pool boiling characteristics of nano-fluids”, *International journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 2003, pp. 851-862.
- [8] K. N. Shukla, A. Brusly Solomon, B. C. Pillai, B. Jacob Ruba Singh, S. Saravana Kumar “Thermal performance of heat pipe with suspended nanoparticles”, *Heat Mass Transfer*, 2012, DOI 10.1007/s00231-012-1028-4.
- [9] Y- T. Chen, “Experimental study of silver nanofluid on flat heat pipe thermal performance”, *Journal of Marine Science and Technology*, 18, 2010, pp. 731-734.
- [10] S-W. Kang, W-C. Wei, S-H. Tsai, S-Y. Yang, “Experimental investigation of silver nano-fluid on heat pipe thermal performance”, *Applied thermal engineering*, 26, 2006, pp. 2377-2382.
- [11] S-W. Kang, W-C. Wei, S-H. Tsai, S-Y. Yang, “Experimental investigation of silver nano-fluid on heat pipe thermal performance”, *Applied thermal engineering*, 26, 2006, pp. 2377-2382.
- [12] P. Naphon, P. Assadamongkol, T. Borirak “Experimental investigation of titanium nanofluids on the heat pipe thermal efficiency”, *International communications in Heat and Mass Transfer*, 35, 2008, pp. 1316-1319.
- [13] M. Shafahi, V. Bianco, K. Vafai, O. Manca, “Thermal performance of flat-shaped heat pipes using nanofluids”, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 53, 2010, pp. 1438-1445.
- [14] M. Shafahi, V. Bianco, K. Vafai, O. Manca, “An investigation of the thermal performance of cylindrical heat pipes using nanofluids”, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 53, 2010, pp. 376-383.