

بررسی تجربی تأثیر دمای نانو سیال هیبریدی Al_2O_3 - MWCNTs/Water ورودی به برج خنک کننده جریان مخالف بر عملکرد حرارتی برج

چکیده: در این مطالعه تأثیر دمای ورودی نانو سیال هیبریدی آلومینا و نانو لوله کربنی افزوده شده به سیال پایه آب بر انتقال حرارت در برج خنک کننده مرطوب با جریان مخالف بصورت تجربی در برج خنک کننده تر جریان مخالف بررسی شده است. جریان هوای درون برج توسط یک مکندۀ ایجاد می شود و دستگاہ دارای جریان اجباری است، برج خنک کننده دارای جاذب رطوبت می باشد، انتقال حرارت و جرم از دیواره های برج خنک کننده صفر است، دما در هر سطح جریان آب در برج یکنواخت می باشد و فشار محیط ۶۰۰ میلی متر جیوه است. نتایج نشان می دهد که در نسبت دبی سیال به دبی هوا $(L/G=2)$ ، حرارت دفع شده از سیال برای آب خالص و نانوسیال هیبریدی با غلظت ۰/۰۵ درصد حجمی به ترتیب ۲/۴۸۹ و ۲/۸۴ کیلو وات بوده است. در حقیقت با افزودن نانوذرات آلومینا و نانو لوله کربنی به سیال پایه آب، میزان دفع حرارت از سیال به میزان ۱۴/۱ درصد افزایش یافته است. همچنین راندمان برج در همین مقادیر از ۳۳/۵ درصد به ۳۹/۹ درصد رسیده و افزایش ۶/۴ درصدی داشته است. این به دلیل افزایش ضریب انتقال حرارت نانو سیال هیبریدی نسبت به آب خالص است.

واژه‌های راهنما: نانو سیال، نانو سیال هیبریدی، آلومینا، نانو لوله کربنی، برج خنک کننده جریان مخالف

علی شهرجردی

دانشجوی دکتری،
گروه مهندسی مکانیک،
واحد تهران مرکزی،
دانشگاه آزاد اسلامی، تهران

آرش میرعبداله

لواسانی*
دانشیار،
گروه مهندسی مکانیک،
واحد تهران مرکزی،
دانشگاه آزاد اسلامی، تهران

مسعود زارع

استادیار،
گروه مهندسی مکانیک،
واحد علوم و تحقیقات،
دانشگاه آزاد اسلامی،
تهران

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۳/۰۵/۱۳

بازنگری: ۱۴۰۳/۰۷/۲۹

پذیرش: ۱۴۰۳/۰۸/۲۷

Ali Shahrjerdi
PhD Student,
Department of
Mechanical
Engineering, Central
Tehran Branch, Islamic
Azad University, Tehran

Arash Mirabdollah*
Lavasani
Associate Professor,
Department of
Mechanical
Engineering, Central
Tehran Branch, Islamic
Azad University, Tehran

Masoud Zareh
Assistant Professor,
Department of
Mechanical
Engineering, Science
and Research Branch,
Islamic Azad
University, Tehran

Experimental study of the effect of Al_2O_3 -MWCNTs/Water hybrid nanofluid temperature entering the counter flow cooling tower on the thermal performance of the tower

Abstract: In this study, the effect of inlet temperature of alumina and carbon nano tube added to water base fluid as hybrid nano fluid on heat transfer in wet counter flow cooling tower has been investigated experimentally in cooling tower. The air flow inside the tower is created by a sucker and the device has a forced flow, the cooling tower has a moisture absorber, the heat and mass transfer from the walls of the cooling tower is zero, the temperature is uniform at every level of the water flow in the tower. And the ambient pressure is 600 mm Hg. The results show that in the ratio of fluid flow rate to air flow rate of 2 ($L/G=2$), the heat dissipated from the fluid for pure water and hybrid nanofluid with a concentration of 0.05 percent by volume is 2.489 and 2.84 kW, respectively have been. In fact, by adding alumina nanoparticles and carbon nanotubes to the water base fluid, the amount of heat removal from the fluid has increased by 14.1%. Also, the efficiency of the tower in the same values has increased from 33.5% to 39.9% and has increased by 6.4%. This is due to the increased heat transfer coefficient of the hybrid nanofluid compared to pure water.

Keywords: Nano fluid, Hybrid Nano fluid, Alumina, Carbon Nano tube, Counter flow cooling tower

۱- مقدمه

نسبت دبی آب به هوا، دمای آب خروجی افزایش یافته و مشخصه برج و راندمان حرارتی آن کاهش می‌یابد، در حالی که در دمای آب ورودی بالاتر، راندمان حرارتی بالاتری از برج مشاهده شد. تأثیر شکل پکینگ بر انتقال جرم و افت فشار برج خنک‌کننده توسط گشایشی و میسندن [۹] و به صورت تجربی بررسی شد. آن‌ها رابطه‌ای بین ضریب انتقال جرم پکینگ و افت فشار پیشنهاد کردند. تأثیر دوران پکینگ اسپلش بر عملکرد حرارتی برج خنک‌کننده مرطوب جریان مخالف توسط لواسانی و همکارانش [۱۰] بررسی شد. نتایج کار آن‌ها نشان داد که پکینگ با سرعت دورانی بیشتر، حرارت بیشتری را از آب دفع می‌کند. بررسی تأثیر چیدمان غیریکنواخت پرکننده‌ها بر عملکرد حرارتی برج‌های خنک‌کننده مرطوب توسط کانو و همکارانش [۱۱] صورت گرفت. آن‌ها با استفاده از یک چیدمان یکنواخت و چهار چیدمان غیریکنواخت، پارامترهای عملکرد برج را مورد بررسی قرار دادند که نتایج آن‌ها نشان داد عملکرد حرارتی برج خنک‌کننده با استفاده از چیدمان‌های غیریکنواخت مناسب‌تر است.

عسکری و همکارانش [۱۲] تأثیر استفاده از نانوسیال بر عملکرد برج خنک‌کننده مرطوب را به صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها در تهیه نمونه‌های نانوسیال از نانوذرات متخلخل گرافن و نانولوله‌های کربنی چندجداره استفاده کردند. آن‌ها گزارش دادند که با استفاده از نانوسیالات، پارامترهای عملکرد برج از جمله بازدهی و محدوده خنک‌سازی در مقایسه با حالتی که از آب خالص استفاده شده، بهبود یافته است. در یک کار تجربی، شاه علی و همکارانش [۱۳] به بررسی تأثیر فاصله میان شیارهای پکینگ فیلمی در برج خنک‌کننده پرداختند. آن‌ها با بیان اینکه فاصله بین شیارهای پکینگ یکی از پارامترهای تأثیرگذار بر عملکرد برج خنک‌کننده است؛ نشان دادند که این فاصله رابطه مستقیمی با محدوده خنک‌سازی و بازدهی برج دارد. رستریو و ریس [۱۴] با مدل‌سازی و شبیه‌سازی برج‌های خنک‌کننده مرطوب جریان مخالف، ضریب انتقال جرم را برای پیش‌بینی عملکرد حرارتی برج خنک‌کننده محاسبه کردند. رحمتی و همکارانش [۱۵] به صورت تجربی تأثیر تعداد طبقات پکینگ فیلمی را بر عملکرد حرارتی برج خنک‌کننده مرطوب مورد بررسی قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که ضریب بازدهی رابطه مستقیمی با نرخ جریان هوا، طبقات پکینگ و دمای آب گرم دارد. ایمانی مفرد و همکارانش [۱۶] در یک کار تجربی تأثیر شش نوع پرکننده بر عملکرد حرارتی برج خنک‌کننده را وقتی که از نانوسیال استفاده می‌شود، مورد بررسی قرار دادند. نانوذره مورد استفاده در آزمایش آن‌ها اکسید روی بود. آن‌ها پس از یافتن مناسب‌ترین پرکننده از میان شش بستر مورد استفاده، بیان کردند که با استفاده از نانوسیال مشخصات عملکردی برج خنک‌کننده در

عموماً از برج خنک‌کننده در صنایع گوناگون برای دفع گرما به محیط استفاده می‌شود، بهینه‌سازی و افزایش بازده این تجهیزات امری ضروری است. در اکثر مطالعات انجام شده در زمینه برج خنک‌کننده معمولاً تغییر در ساختار تجهیزات از جمله تغییر در نوع پکینگ‌ها و یا اثر شرایط محیطی مورد بررسی قرار گرفته و کمتر به سیال خنک‌کننده مورد استفاده در آن‌ها توجه شده است. با توجه به هدایت حرارتی پایین سیالات متداول ناقل حرارت، می‌توان انتظار داشت که اضافه نمودن نانوذرات به سیال پایه، موجب بهبود انتقال حرارت و در نتیجه بهبود عملکرد برج خنک‌کننده شود. لذا در مطالعه حاضر اثرات اضافه نمودن نانوذرات به سیال پایه (آب) و استفاده از نانوسیال هیبریدی $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-MWCNTs/Water}$ به عنوان سیال کاری به صورت جامع بررسی شده است.

واکر [۱] فرآیند خنک‌کاری سیال در برج‌های خنک‌کننده را نخست مطرح کرد. اما، اولین مطالعه عملی در خصوص تحلیل عملکرد برج‌های خنک‌کننده توسط مرکل انجام شد [۲]. مرکل با در نظر گرفتن فرضیات ساده‌سازی، حل معادلات انرژی و انتقال جرم را بین هوا و آب درون برج پیش برد. فرضیاتی از قبیل: عدد لوییس، آنتالپی و توصیف هوای خارج شده از برج خنک‌کن و در نظر نگرفتن تلفات آب تبخیر شده از برج.

کی و همکاران [۳]، مشخصه‌های انتقال حرارت و جرم را با استفاده از ضریب مشخصه در یک پکینگ با صفحات موازی بیضی شکل بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که ضریب مشخصه، مستقل از نرخ جریان آب است. بررسی تأثیر فاصله صفحات پکینگ و زاویه قرارگیری آن‌ها بر مشخصه برج، توسط اسپورلاک و بولدر [۴] صورت گرفت. آن‌ها ضریب مشخصه را به صورت تابعی از نسبت نرخ جریان جرمی آب به هوا نشان دادند. کلی و سوئنسون [۵]، با بررسی پکینگ نوع پاششی، نشان دادند که مشخصه برج به نسبت جریان جرمی آب به هوا، ارتفاع و هندسه پکینگ و تا حدودی به دمای آب گرم ورودی وابسته است. بعلاوه نشان دادند که مشخصه برج در یک نسبت نرخ جریان جرمی آب به هوای معین، مستقل از دمای حباب مرطوب هوای ورودی می‌باشد. سانرلند [۶]، روش مرکل را بدون در نظر گرفتن فرض‌های ساده‌کننده آن روی یک برج خنک‌کننده جریان مخالف پیاده کرد. عملکرد حرارتی و هیدرولیکی برج خنک‌کننده توسط دسوکا [۷] بررسی شد. او با استفاده از پکینگی که از توپ‌های اسفنجی تشکیل شده بود رابطه‌ای بین مشخصه برج، دمای آب گرم ورودی و نسبت دبی جرمی آب به هوا ارائه کرد. بدکار و همکارانش [۸] به صورت تجربی عملکرد برج خنک‌کننده جریان مخالف مجهز به پکینگ فیلمی را بررسی کردند. نتایج آن‌ها نشان داد که با افزایش

۲- روش تحقیق

در این مطالعه به کمک روش تجربی، تأثیر استفاده از نانوسیال هیبریدی Al_2O_3 -MCNTs/Water در غلظت‌های صفر (استفاده از آب خالص)، ۰/۰۵٪، ۰/۱٪ و ۰/۱۵٪ بر عملکرد حرارتی برج خنک‌کننده مرطوب جریان مخالف بررسی شده است. در این مطالعه تأثیر دمای ورودی سیال به برج خنک‌کننده بر راندمان و میزان گرمای مبادله شده بین سیال و هوا ثبت و بررسی گردیده است. شماتیک قسمت تبادل گرما بین سیال و هوا در دستگاه آزمایش، که یک برج خنک‌کننده مکانیکی از نوع جریان مخالف و جریان اجباری می‌باشد، در شکل (۱) نشان داده شده است.



شکل ۱ شماتیک برج خنک‌کننده مورد استفاده در مطالعه حاضر
۱- ورود سیال، ۲- خروج هوا، ۳- ورود هوا، ۴- خروج سیال

پکینگ مورد استفاده در مطالعه حاضر از نوع اسپلش است که در آن سیال کاری به طور پیوسته بر روی میله‌های افقی ریخته شده و به قطرات کوچک‌تر تبدیل می‌شود. پکینگ مذکور دارای ارتفاع بیشینه ۶۴cm و عرض ۳۰cm می‌باشد و از جنس چوب ساخته شده است. مخزن دستگاه آزمایش دارای دو قسمت می‌باشد. قسمت اول که آب‌گرم در آن قرار دارد شامل دو هیتر الکتریکی مستغرق هر یک با توان ۳ کیلووات است. آب‌سرد خروجی از برج نیز وارد قسمت دوم می‌شود. این دو قسمت در کف مخزن توسط یک دریچه مثلث شکل به یکدیگر متصل هستند به طوری که آب سرد خروجی مجدداً وارد سیکل می‌شود. حجم مخزن حدود ۲۰ لیتر می‌باشد که برای ایجاد غلظت مد نظر نانو سیال هیبریدی مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. همچنین جهت جلوگیری از اتلاف حرارتی، کل سطح مخزن عایق کاری شده است. سیال گرم داخل مخزن توسط پمپی با توان ۰/۲ کیلووات، هد ۲۸ متر و سرعت دورانی ۱۵۰۰ دور بر دقیقه از قسمت زیرین مخزن مکش شده و توسط لوله‌ها به قسمت فوقانی برج فرستاده می‌شود. جهت ممانعت از ورود

مقایسه با حالتی که از آب خالص استفاده شده، بهبود یافته است. لیو و همکارانش [۱۷] با استفاده از یک مدل عددی، تأثیر الگوهای مختلف چیدمان پرکننده را بر عملکرد برج خنک‌کننده مرطوب بررسی کردند. نتایج کار آن‌ها نشان داد که چیدمان یکنواخت پکینگ بهترین الگوی چیدمان برای برج نیست و چیدمان غیریکنواخت می‌تواند عملکرد خنک‌سازی برج را در شرایط وجود باد عرضی یا نبودن آن بهبود بخشد. غازانی و همکارانش [۱۸] یک برج خنک‌کننده مرطوب جریان مخالف در مقیاس آزمایشگاهی را با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک تحلیل کردند. دهقانی و احمدی‌کیا [۱۹] به منظور کاهش مصرف آب و توان فن، یک برج خنک‌کننده مرطوب را با رویکرد مرطوب/خشک بازسازی کردند. بر اساس نتایج آن‌ها، کنترل دقیق جریان هوا مانع از نوسانات ناگهانی در قدرت مورد نیاز فن و مصرف آب شده و موجب کاهش حدود ۶۴ درصدی برق مصرفی فن گردیده است. همچنین با رویکرد مرطوب/خشک به طور متوسط ۹/۴ درصد مصرف آب کاهش یافته است. امینی و همکاران [۲۰] با قرار دادن آب مقطر به عنوان سیال پایه و نانو ذرات اکسید آلومینیوم و اکسید مس به عنوان نانو ذرات عملکرد برج خنک‌کننده با پکینگ اسپلش دوار را بصورت تجربی بررسی کرده و در نهایت با استفاده از نانو ذرات اکسید مس-آب، عملکرد برج خنک‌کننده را حدود ۵ درصد بهبود بخشیدند.

موسوی و همکاران [۲۱] اثر نانو سیال هیبریدی نقره-کربن (Ag -CQD) را در برج خنک‌کننده آزمایش کردند. با افزودن نانو ذره ذکر شده راندمان حرارتی برج خنک‌کننده از ۲۳/۷۲ درصد به ۲۸/۲۳ درصد رسید و رشد ۴/۵۱ درصدی را در پی داشت. کریمی بختیار و همکاران [۲۲] با تغییر سیال در گردش (استفاده از نانو سیال آب-نانولوله) عملکرد برج خنک‌کننده را بهبود بخشید. با غلظت ۰/۱ درصد حجمی نانو سیالات $MWCNTs$ -OH-H₂O، $MWCNTs$ -COOH/H₂O و $MWCNTs$ /H₂O راندمان‌های ۴۶ درصد، ۴۵/۳ درصد و ۴۳/۲ درصدی ثبت شد که در مقایسه با آب خالص افزایش ۱۵/۸ درصدی، ۱۱/۲ درصدی و ۶/۱ درصدی را داشته است. جوادیپور [۲۳] در مطالعه‌ای دیگر بر روی برج‌های خنک‌کننده به این نتیجه کلی رسید که عملکرد برج‌های تجهیز شده با پکینگ که با نانو سیال کار می‌کنند از عملکرد برج‌های کنونی بالاتر است. آزمایش وی با ۳ ردیف پکینگ و نانو سیال نانو لوله و آب با درصد حجمی ۰/۰۵، در $L/G=0.4$ افزایش ۲۸ درصدی راندمان و در $L/G=2$ افزایش تنها ۷ درصدی در مقایسه با آب خالص را داشت. آدرینا [۲۴] در مطالعه‌ای عددی، نتایج بدست آمده سابق در خصوص بهبود عملکرد برج خنک‌کننده با نانو سیال اکسید روی-پلی اتیلن گلیکول را شبیه‌سازی و اعتبارسنجی کرد و راندمان حرارتی سیستم تا ۱۶ درصد افزایش داشت.

اندازه‌گیری دمای سیال کاری نیز با استفاده از ترموکوپل‌هایی در قسمت آب گرم مخزن، قسمت آب سرد خروجی از برج، پیش از ورود به سیستم توزیع آب و در هر طبقه از پکینگ انجام گرفته است. لازم به ذکر است که جهت ثابت نگه داشتن دمای سیال کاری و همچنین دمای هوا از یک سیستم کنترل در مدار آن‌ها استفاده شده است. جهت کالیبراسیون تمام ترموکوپل‌ها از مخلوط آب و بخار و همچنین مخلوط آب و یخ استفاده شده است. روش کار به این صورت است که ابتدا تمامی ترموکوپل‌ها در مخلوط آب و بخار قرار داده شده‌اند و هر عددی که ترموکوپل اندازه گرفته، یادداشت شده است. سپس از جداول ترمودینامیکی (در فشار محیط آزمایش، ۶۰۰ میلی‌متر جیوه) دمای جوش آب استخراج شده است. اختلاف میان دمای اندازه‌گیری شده توسط هر ترموکوپل و دمای حاصل از جداول ترمودینامیکی، خطای آن ترموکوپل را مشخص می‌کند و لازم است که در داده پردازی‌ها و محاسبات در نظر گرفته شود. کالیبراسیون با مخلوط آب و یخ نیز به همین روش انجام شده است. به منظور اندازه‌گیری فشار هوا قبل از ورود به اوریفیس و اختلاف فشار دو طرف آن، از یک فشارسنج عقربه‌ای ساخت شرکت یاماموتو با محدوده اندازه‌گیری صفر تا ۲۰۰ میلی‌متر آب و با دقت $2\text{mmH}_2\text{O}$ استفاده شده است. دبی سیال کاری ورودی به برج توسط یک روماتر با دقت ۱۰ لیتر بر ساعت که در مسیر جریان قرار دارد، قابل اندازه‌گیری می‌باشد. دبی جرمی هوای ورودی نیز با استفاده از اختلاف فشار دو طرف اوریفیس، قطر اوریفیس و دمای هوا قبل از ورود به آن با استفاده از معادله (۱) محاسبه شده است.

$$G = 3600 \cdot \alpha \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{2g \cdot (P_{0.1} - P_{0.2}) \cdot \gamma_0} \quad (1)$$

در معادله (۱) مقادیر پارامترهای ضریب تخلیه، قطر داخلی اوریفیس و ضریب تصحیح انبساط هوا، به ترتیب $\alpha = 0.8013$ ، $d_0 = 0.04769\text{m}$ و $\varepsilon = 0.999$ است. همچنین g شتاب جاذبه زمین و $(P_{0.1} - P_{0.2})$ اختلاف فشار دو طرف اوریفیس می‌باشد. γ_0 نیز وزن مخصوص هوای خشک قبل از ورود به اوریفیس است که از معادله (۲) قابل محاسبه می‌باشد.

$$\gamma_0 = \frac{P_0}{294T_0} \quad (2)$$

در معادله (۲) T_0 و P_0 به ترتیب فشار و دمای مطلق هوا پیش از ورود به اوریفیس می‌باشند. صحت محاسبه دبی هوای به دست آمده از معادله (۱) با استفاده از اندازه‌گیری سرعت هوا در خروجی برج (توسط یک دستگاه انیمومتر) و قطر لوله خروجی آن و با توجه به قانون بقای جرم که تضمین کننده برابر بودن دبی جرمی هوای ورودی و خروجی می‌باشد، بررسی شده است. پس از محاسبات، تنها حدود ۱/۲ تا ۲/۵ کیلوگرم بر ساعت اختلاف میان دبی جرمی هوای ورودی و خروجی مشاهده شده است و لذا میانگین خطای ۰/۷ درصد ثبت شد.

ذرات معلق درون مخزن به پمپ، در مسیر ورود آب به پمپ یک عدد صافی تعبیه شده است. سیال خروجی از پمپ قبل از ورود به پکینگ، وارد سیستم توزیع آب می‌شود که وظیفه آن توزیع یکنواخت سیال کاری در سرتاسر پکینگ است. در برج خنک‌کننده مورد استفاده، جریان سیال کاری پس از خروج از پمپ وارد یک سیستم توزیع آب می‌شود که شامل ۴ لوله با فواصل مساوی از یکدیگر است و زیر آن‌ها یک صفحه مشبک با منافذ دایروی وجود دارد. سیال ورودی به این سیستم در چهار قسمت مساوی بر روی صفحه مشبک پاشیده می‌شود. در نتیجه هم از سرعت ریزش آن کاسته شده و هم‌زمان تماس سیال کاری و هوا افزایش می‌یابد. بعلاوه اینکه پروفیل پاشش سیال بر روی پکینگ یکنواخت می‌شود. در برج خنک‌کننده مورد استفاده در این مطالعه، فن تأمین‌کننده جریان هوا از نوع دمنده سانتریفیوژ بوده که در مسیر ورود هوا به داخل برج و در قسمت تحتانی آن قرار گرفته است. فن توسط یک موتور با توان ۰/۷۵ کیلووات و با سرعت ۲۸۸۰ دور بر دقیقه کار می‌کند. دبی هوای ورودی به برج توسط دریچه تعبیه شده در ورودی فن قابل تنظیم است به طوری که مقدار آن به میزان باز بودن دریچه ورودی بستگی دارد. به منظور ایجاد دمای هوای ورودی مشخص و تثبیت آن، در مسیر جریان هوا (بعد از فن و قبل از اوریفیس) یک هیتر با توان ۳ کیلووات تعبیه شده است. هوایی که به منظور خنک‌سازی سیال کاری وارد برج می‌شود، در هنگام خروج از آن حاوی قطرات بخار آب بوده و غیر از مواردی با دبی پایین، معمولاً اشباع می‌باشد. به منظور جلوگیری از ورود این هوای مرطوب به محیط و هدررفت آب، در قسمت فوقانی برج و در خروجی هوا، یک جاذب رطوبت قرار داده شده است تا قطره‌های آب موجود در هوا را از آن جدا سازد. قطرات آب جدا شده از هوا توسط لوله به مخزن آب فرستاده شده، در آنجا گرم می‌شود و بار دیگر در سیستم جریان می‌یابد. بدین ترتیب تا حد امکان از هدررفت آب جلوگیری شده است. درون جاذب رطوبت، تیغه یا صفحاتی پلاستیکی قرار دارند که با تغییر جهت حرکت هوایی که از آن‌ها می‌گذرد، قطرات آب را جدا می‌سازند. برای انتقال جریان آب و همچنین هوا به داخل برج از لوله‌هایی با مقطع دایروی استفاده شده است. به این منظور، جریان آب از لوله‌های آهنی با قطر ۲۰mm و جریان هوا از لوله‌های آهنی به قطر ۱۲۸mm عبور داده شده است. به منظور سنجش دبی هوا از یک اوریفیس نوع Quadrant type (corner tap) استفاده شده است. برای اندازه‌گیری دما در قسمت‌های مورد نیاز، از ترموکوپل‌های نوع K کلاس ۰/۷۵ مدل شینکو استفاده شده است. مقادیر دمای اندازه‌گیری شده توسط ترموکوپل‌ها به کمک دو ترمومتر دیجیتال با دقت 0.1°C نمایش داده می‌شود. برای اندازه‌گیری دمای هوا سه ترموکوپل در قسمت‌های ورودی هوا به برج، خروجی هوا از برج و قبل از ورود به اوریفیس نصب شده است.

معادلات اساسی مورد استفاده جهت تحلیل برج خنک کننده به شرح زیر می‌باشد. اختلاف دمای بین سیال کاری ورودی و خروجی برج، محدوده خنک‌سازی (CR) نامیده می‌شود و معادله محاسبه آن به صورت زیر است [۱۵].

$$CR = T_{wf,1} - T_{wf,2} \quad (3)$$

در این معادله، $T_{wf,1}$ و $T_{wf,2}$ به ترتیب دمای سیال کاری ورودی (که ورودی متغیر این مطالعه خواهد بود) و خروجی برج هستند.

کسر حجمی نانوذرات و گرمای ویژه آن‌ها با استفاده از روابط ذیل محاسبه شده و سورفکتانت نیز با رعایت نسبت جرم نانوذرات به سورفکتانت ۱:۱ به سیال پایه اضافه شده است.

$$\phi = \frac{(m_{np,1}/\rho_{np,1}) + (m_{np,2}/\rho_{np,2})}{(m_{np,1}/\rho_{np,1}) + (m_{np,2}/\rho_{np,2}) + (m_{water}/\rho_{water})} \quad (4)$$

$$C_{p,nf} = \frac{(1 - \phi_p)\rho_{nf}C_{p,bf} + \phi_p \rho_1 C_{p,1} + \phi_p \rho_2 C_{p,2}}{\rho_{nf}} \quad (5)$$

در رابطه (۵)، ϕ کسر حجمی نانوسیال، m_{np} جرم نانوذره، m_{water} جرم آب، ρ_{np} چگالی نانوذره، ρ_{water} چگالی آب، $C_{p,nf}$ گرمای ویژه نانوسیال، $C_{p,bf}$ گرمای ویژه نانوذره و $C_{p,1}$ و $C_{p,2}$ به ترتیب نمایانگر نانو ذره اول و دوم در سیال هیبریدی است.

در مطالعه کنونی به منظور تعیین عدم قطعیت نتایج برج خنک‌کننده از تئوری موفات استفاده شده است. در این تئوری، نتیجه نهایی (D) به صورت تابعی از متغیرهای اندازه‌گیری شده مختلف (X_i) تعریف می‌شود که $D = f(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n)$. سپس سهم عدم قطعیت در هر متغیر با استفاده از معادله (۶) قابل تخمین است.

$$\frac{U_D}{D} = \sqrt{\left(\frac{\delta X_1}{X_1}\right)^2 + \left(\frac{\delta X_2}{X_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta X_n}{X_n}\right)^2} \quad (6)$$

لازم به ذکر است که مقادیر خطای دمای حباب مرطوب هوای ورودی، دمای سیال کاری ورودی و خروجی، دبی جرمی سیال کاری و گرمای ویژه آن که کمیت‌های مستقل این آزمایش هستند از طریق کالیبراسیون به دست آمده است. خطای کمیت‌های وابسته آزمایش از جمله محدوده خنک‌سازی، بازدهی و حرارت دفع شده از سیال کاری که شامل چند متغیر مستقل هستند. نتایج بررسی عدم قطعیت متغیرهای مستقل و وابسته آزمایش به ترتیب در جداول (۳) و (۴) قابل مشاهده است.

$$U_{CR} = (U_{T_{wf,1}}^2 + U_{T_{wf,2}}^2)^{0.5} \quad (7)$$

در کار تجربی حاضر، برای آماده‌سازی نانوسیال از روش دو مرحله‌ای استفاده شده است. در این روش ابتدا نانوذرات به صورت پودر خشک تهیه می‌شوند و سپس در مرحله بعدی، ذرات را در سیال پایه پراکنده می‌کنند. در آماده‌سازی نمونه‌های نانوسیال از آب مقطر با خلوص ۹۹/۷ درصد به عنوان سیال پایه استفاده شده است و نانوذرات آلفا اکسید آلومینیوم (فاز آلفا اکسید آلومینیوم جامد است؛ در حالی که فاز گاما اکسید آلومینیوم متخلخل است، هدایت حرارتی فاز آلفا اکسید آلومینیوم بالاتر است. فاز آلفای اکسید آلومینیوم چگالی بالاتری نسبت به فاز گاما آلومینیوم دارد (۳/۹۷ در برابر ۳/۶۵ گرم بر سانتیمتر مکعب) و این به اندازه کافی برای ایجاد اختلاف هدایت حرارتی مناسب است) و نانو لوله کربنی به ترتیب با میانگین قطر ذرات ۳۰ و ۲۵ نانومتر به عنوان فاز پخش‌شونده مورد استفاده قرار گرفته‌اند. همچنین برای کمک به پخش بهتر نانوذرات و بهبود پایداری سوسپانسیون از ماده فعال‌کننده سطح سدیم دودسیل بنزن سولفونات استفاده شده است.

مشخصات عمومی نانوذرات و سورفکتانت مورد استفاده، به ترتیب در جداول (۱) و (۲) ارائه شده است.

جدول ۱ مشخصات عمومی نانوذرات مورد استفاده در آزمایش

نانوذره	رنگ/شکل ذرات	APS (nm)	p (g/cm ³)	SSA (m ² /g)	C _p (J/kgK)	k _p (w/mK)
Al ₂ O ₃	سفید/تقریباً کروی	۳۰	۰/۳۹	۱۰۰	۸۰۰	۴۶
MWCNTs	مشکی/تقریباً استوانه‌ای	۲۰-۳۰	۲/۱	۱۱۰	۷۱۰	۲۰۰۰

جدول ۲ مشخصات عمومی سورفکتانت مورد استفاده در آزمایش

سورفکتانت	رنگ	فرمول مولکولی	وزن مولکولی (g/mol)	چگالی ظاهری (g/cm ³)
SDBS	زرد روشن	C18H29NaO3S	۳۴۸/۴۸	۰/۳۵-۰/۲۵

به منظور تهیه نانوسیال با درصد وزنی مشخص، ابتدا مقدار تعیین شده سورفکتانت به آب مقطر اضافه شده و به مدت ۳۰ دقیقه در یک سیستم همزن مخلوط شده است. سپس مقدار اندازه‌گیری شده نانوذرات به مخلوط آب سورفکتانت اضافه گردیده و مخلوط حاصل مجدداً به مدت ۳۰ دقیقه هم‌زده شده است.

شکل (۲) تکرارپذیری نتایج آزمایش را نشان می‌دهد که با استفاده از داده‌های جمع‌آوری شده در چند روز متفاوت، در یک ساعت معین و با مشخصات محیطی و عملکردی یکسان رسم شد. در بدترین حالت و در $L/G=2.5$ اختلاف $2/7$ درصدی نمایانگر تکرارپذیری قابل قبول در این آزمایشات است. برای بررسی تأثیر دمای ورودی نانوسیال هیبریدی به برج (دماهای ورودی در بازه $37/5$ درجه سلسیوس تا $42/5$ درجه سلسیوس متغیر بودند) بر عملکرد حرارتی برج خنک‌کننده، آزمایش‌ها با ثابت نگه داشتن شرایط محیطی و عملکردی مطابق جدول (۵) هنگام استفاده از آب خالص و نانوسیال هیبریدی با غلظت $0/05$ درصد وزنی انجام گرفت.

جدول ۵ شرایط محیطی و عملکردی آزمایش بررسی تأثیر غلظت نانو سیال هیبریدی

نوع نانو سیال	آب خالص و آب $AL_2O_3.MCNTs/$ با سه غلظت مختلف
دمای حباب مرطوب هوای ورودی	۱۶
دمای هوای ورودی	$30\text{ }^\circ\text{C}$
غلظت نانو سیال هیبریدی	$0/05\%$
تعداد طبقات پکینگ	۶
چیدمان پکینگ	غیر یکنواخت
جنس پکینگ	چوب

در شکل‌های (۴) تا (۷) به ترتیب تغییرات دمای سیال خروجی، محدوده خنک‌سازی، حرارت دفع شده از سیال کاری و راندمان برج خنک‌کننده برحسب مقادیر مختلف L/G هنگام استفاده از آب خالص و نانوسیال هیبریدی با دماهای ورودی مختلف ارائه شده است.

همانطور که در شکل (۴) مشاهده می‌شود، سیال خروجی از برج خنک‌کننده هنگام استفاده از نانوسیال هیبریدی در مقایسه با حالتی که از آب خالص استفاده شد، دمای کمتری دارد. در نسبت $L/G=2$ و دمای ورودی $42/5$ درجه سانتی‌گراد مقادیر $33/3$ درجه سانتی‌گراد برای آب خالص و $31/6$ درجه سانتی‌گراد برای نانوسیال هیبریدی به ثبت رسیده که کاهش $5/1$ درصدی در پی داشته است. افزایش ضریب رسانش حرارتی و افزایش ضریب انتقال حرارتی جابجایی با افزودن نانو ذرات عامل این مهم می‌باشد. رسانش حرارتی در فلزات بیشتر از مایعات است و با افزودن ذرات فلزی نانو به سیال پایه و افزایش رسانش نانو سیال، دمای خروجی کمتر در نانو سیال حاصل شده است.

جدول ۳ عدم قطعیت متغیرهای مستقل آزمایش

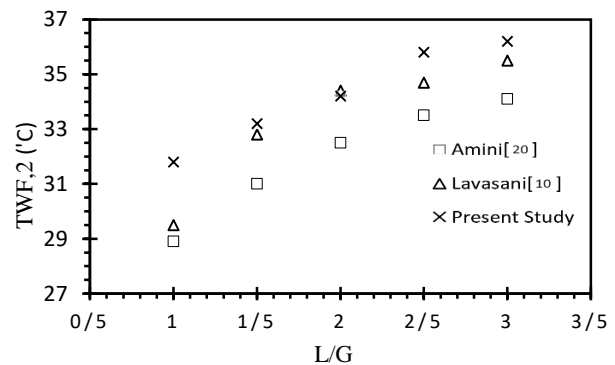
متغیر	$T_{wf,1}$	$T_{wf,2}$	$T_{wb,1}$	C_p	L
عدم قطعیت	0.2	0.1	0.2	0	10

جدول ۴ عدم قطعیت متغیرهای وابسته آزمایش

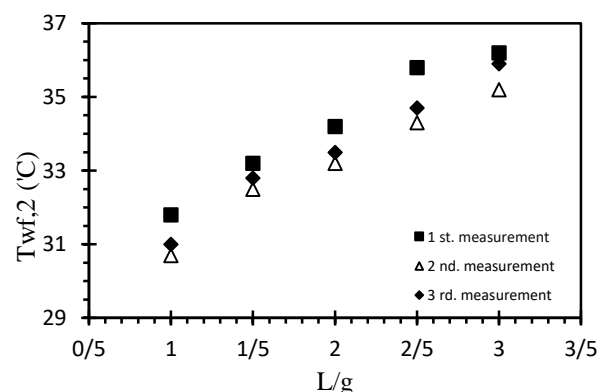
متغیر	دامنه مقادیر	خطای مطلق	خطای نسبی	درصد خطای نسبی
CR	$4/4-19/1$	$0/223$	$-0/0506$ $0/0117$	$1/117-5/06$

۳- نتایج

به منظور حصول اطمینان از صحت عملکرد دستگاه آزمایش و نتایج خروجی آن، دمای سیال خروجی برج خنک‌کننده با نتایج کار لواسانی و همکارانش [۱۰] و نیز امینی و همکارانش [۲۰] تحت شرایط یکسان مقایسه شد. در هر سه آزمایش که روی یک دستگاه برج خنک‌کن یکسان انجام گرفت، دمای هوای ورودی، دمای آب ورودی و دمای حباب مرطوب هوای ورودی به ترتیب 27 ، 45 و 15 درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شد. در بدترین حالت که $L/G=1$ بود، اختلاف نتایج آزمایش کنونی با نتایج مطالعه مشابه $8/4\%$ ثبت شده است.

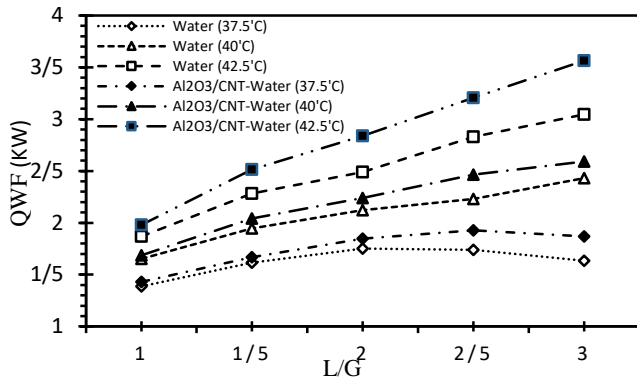


شکل ۲ دمای سیال خروجی برج خنک‌کننده بر حسب مقادیر مختلف L/G



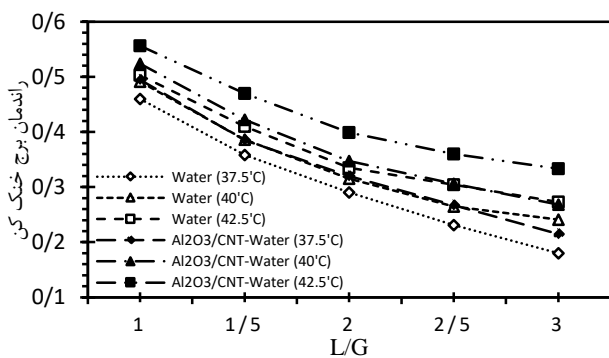
شکل ۳ تکرارپذیری نتایج دستگاه آزمایش

حداکثر افت حرارتی قابل دست‌یابی است که این مهم به دلیل افزایش ضریب انتقال حرارت با افزودن ذرات نانو است.



شکل ۶ تأثیر دمای نانو سیال هیبریدی بر حرارت دفع شده از سیال کاری در نسبت‌های مختلف L/G

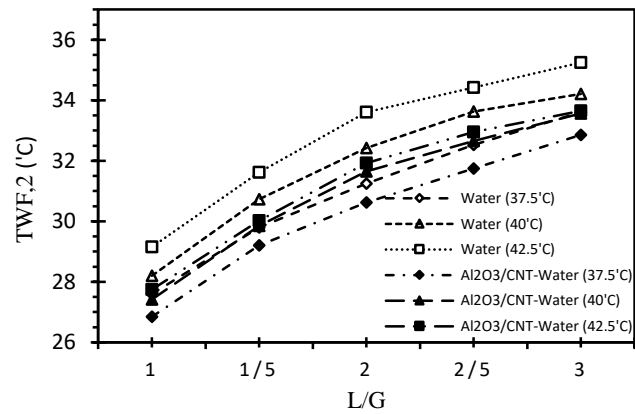
همانطور که از شکل (۶) مشخص است افزودن نانو ذرات به سیال پایه آب، دفع حرارت از سیال کاری را به طور چشم‌گیری افزایش داده است. در دمای ۴۲/۵ درجه سانتی‌گراد و $L/G=1$ میزان دفع حرارت از ۳/۷۶ کیلووات برای آب، به ۴/۱۷۴ کیلووات برای نانوسیال هیبریدی رسیده است که افزایش ۱۱/۰۱ درصدی دفع حرارت در نانو سیال هیبریدی نسبت به آب خالص به دلیل افزایش ضریب انتقال حرارت نانو سیال است.



شکل ۷ تأثیر دمای نانو سیال هیبریدی بر راندمان برج خنک‌کننده در نسبت‌های مختلف L/G

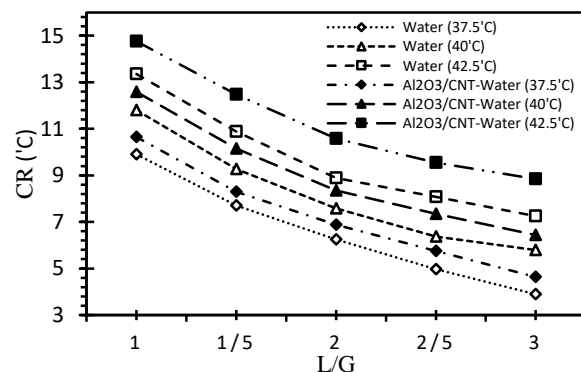
شکل (۷) به وضوح بیانگر افزایش راندمان برج در نانو سیال نسبت به سیال آب خالص به عنوان سیال کاری است. در $L/G=1/5$ افزایش بازدهی با تغییر دمای سیال ورودی از ۳۷/۵ به ۴۲/۵ برای آب و نانوسیال هیبریدی به ترتیب ۴/۱۳ و ۸/۳۹ درصد بوده است.

در توجیه نتایج بالا ذکر این نکته ضروری است که به طور کلی با افزایش دما در بسیاری از موارد هدایت حرارتی به صورت قابل توجهی افزایش می‌یابد [۱] و افزایش بیشتر هدایت حرارتی نانوسیالات در مقایسه با آب خالص به علت پخش نانوذرات با هدایت حرارتی بسیار بالاتر درون سیال پایه و بیشتر



شکل ۴ اثر دمای نانوسیال بر دمای سیال خروجی در L/G های مختلف

در نسبت $L/G=2$ و دماهای ورودی ۳۷/۵، ۴۰ و ۴۲/۵ درجه سانتی‌گراد به ترتیب مقادیر ۳۰/۸، ۳۲/۱ و ۳۳/۳ درجه سانتی‌گراد برای آب خالص و ۳۰/۴، ۳۱/۳ و ۳۱/۶ درجه سانتی‌گراد برای نانوسیال هیبریدی به ثبت رسیده است. این مسئله نشان‌دهنده دفع سریع‌تر انرژی گرمایی توسط نانوسیال هیبریدی می‌باشد.



شکل ۵ تأثیر دمای نانو سیال هیبریدی بر محدوده خنک‌سازی برج در نسبت‌های مختلف L/G

مطابق شکل (۵) با افزایش دمای سیال ورودی، محدوده خنک‌سازی برج افزایش می‌یابد، که این افزایش در هنگام استفاده از نانوسیال هیبریدی بیشتر از آب خالص می‌باشد. در واقع با افزایش دمای نانوسیال هیبریدی ورودی، دمای سیال خروجی تقریباً ثابت باقی مانده است؛ که این مسئله به معنای افزایش محدوده خنک‌سازی و بهبود عملکرد برج خنک‌کننده می‌باشد. برای نمونه در $L/G=2/5$ با تغییر دمای آب خالص از ۴۰ به ۴۲/۵، محدوده خنک‌سازی ۱/۶ درجه سانتی‌گراد بهبود داشته حال آنکه در نانوسیال هیبریدی با همین تغییر دما، محدوده خنک‌سازی ۲/۳ درجه سانتی‌گراد افزایش یافته است (افزایش ۴۳/۷۵ درصدی محدوده خنک‌سازی برج با افزودن نانو ذرات). محدوده خنک‌سازی بیشتر، نشان دهنده توانایی بیشتر برج خنک‌کننده در کاهش دمای سیال گرم ورودی به

مطالعه بوده است. در $L/G=1/5$ افزایش بازدهی با تغییر دمای سیال ورودی از $37/5$ به $42/5$ برای آب و نانوسیال هیبریدی به ترتیب $4/13$ و $8/39$ درصد بوده است.

۵- مراجع

- [1] W. H. Walker, W. K. Lewis, and W. H. McAdams, *Principles of Chemical Engineering*. McGraw-Hill book Company, Incorporated, 1927, <https://archive.org/details/in.ernet.dli.2015.205897/page/n1/mode/2up>.
- [2] O. Amer, R. Boukhanouf, and H. Ibrahim, "A review of evaporative cooling technologies," *International Journal of Environmental Science and Development*, vol. 6, no. 2, p. 111, 2015, doi: 10.7763/IJESD.2015.V6.571.
- [3] X. Qi, Z. Liu, and D. Li, "Performance characteristics of a shower cooling tower," *Energy Conversion and Management*, vol. 48, no. 1, pp. 193-203, 2007/01/01/ 2007, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.04.021>.
- [4] S. Suranjan Salins, S. Kumar, A. T. González, and S. Shetty, "Influence of Packing configuration and Flow Rate on the Performance of a Forced Draft Wet Cooling Tower," *Journal of Building Engineering*, vol. 72, p. 106615, 2023/08/01/ 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jobte.2023.106615>.
- [5] N. Kelly and L. Swenson, "Comparative performance of cooling tower packing arrangements," *Chemical Engineering Progress*, vol. 52, no. 7, 1956, doi:10.15665/rp.v15il.820.
- [6] J. W. Sutherland, "Analysis of Mechanical-Draught Counterflow Air/Water Cooling Towers," *Journal of Heat Transfer*, vol. 105, no. 3, pp. 576-583, 1983, doi: 10.1115/1.3245624.
- [7] H. El-Dessouky, "Thermal and hydraulic performance of a three-phase fluidized bed cooling tower," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 6, no. 4, pp. 417-426, 1993/05/01/ 1993, doi: [https://doi.org/10.1016/0894-1777\(93\)90018-E](https://doi.org/10.1016/0894-1777(93)90018-E).
- [8] S. V. Bedekar, P. Nithiarasu, and K. N. Seetharamu, "Experimental investigation of the performance of a counter-flow, packed-bed mechanical cooling tower," *Energy*, vol. 23, no. 11, pp. 943-947, 1998/11/01/ 1998, doi: [https://doi.org/10.1016/S0360-5442\(98\)00044-9](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(98)00044-9).
- [9] H. Goshayshi and J. Missenden, "The investigation of cooling tower packing in various arrangements," *Applied Thermal Engineering*, vol. 20, no. 1, pp. 69-80, 2000, [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(99\)00011-3](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(99)00011-3).

شدن سطح انتقال حرارت آن می‌باشد. بعلاوه هدایت حرارتی نانوسیالات حساسیت بیشتری نسبت به افزایش دما در مقایسه با سیالات خالص دارد [1]. در حقیقت با افزایش دمای نانوسیال هیبریدی، نانوذرات درون آن فعال‌تر شده و قابلیت انتقال انرژی آن‌ها افزایش می‌یابد. در ضمن افزایش دمای ورودی، افزایش میزان تبخیر سیال کاری را به دنبال خواهد داشت، که خود موجب دفع حرارت بیشتر و بهبود خنک‌کاری در برج می‌شود. لازم به ذکر است که افزودن فعال‌کننده‌های سطحی به سیال پایه، تأثیر چندانی بر انتقال حرارت ندارد و فقط عاملی جهت جلوگیری از انباشتگی ذرات می‌باشد. هرچند که ممکن است استفاده از سورفکتانت‌ها در دماهای بالاتر از 60 درجه سانتی‌گراد، پیوند میان آن‌ها و نانوذرات آسیب دیده و نتایج را تحت تأثیر قرار دهد.

۴- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

هدف از این مطالعه بررسی تأثیر نانوسیال هیبریدی Al_2O_3 -MCNTs/Water بر انتقال حرارت در برج خنک‌کننده جریان مخالف است. با استفاده از نانوسیال هیبریدی خنک‌کاری بیشتری در برج خنک‌کننده صورت گرفته است.

با افزودن نانوسیال هیبریدی، میزان کاهش دما بیشتر بوده است. در نسبت $L/G=2$ و دمای ورودی $42/5$ درجه سانتی‌گراد مقادیر $33/3$ درجه سانتی‌گراد برای آب خالص و $31/6$ درجه سانتی‌گراد برای نانوسیال هیبریدی به ثبت رسیده که کاهش $5/1$ درصدی در پی داشته است. این مسئله نشان‌دهنده دفع سریع‌تر انرژی توسط نانوسیال هیبریدی است. با افزودن نانوسیال هیبریدی، محدوده خنک‌سازی برج رشد داشته است. در $L/G=2/5$ با تغییر دمای آب خالص از 40 به $42/5$ ، محدوده خنک‌سازی $1/6$ درجه سانتی‌گراد بهبود داشته حال آنکه در نانوسیال هیبریدی با همین تغییر دما، محدوده خنک‌سازی $2/3$ درجه سانتی‌گراد افزایش یافته است (افزایش $43/75$ درصدی محدوده خنک‌سازی برج با افزودن نانو ذرات). محدوده خنک‌سازی بیشتر، نشان‌دهنده توانایی بیشتر برج خنک‌کننده در کاهش دمای سیال گرم ورودی به حداکثر افت حرارتی قابل دست‌یابی است، که این مهم به دلیل افزایش ضریب انتقال حرارت با افزودن ذرات نانو است.

افزودن نانو ذرات به سیال پایه آب، دفع حرارت از سیال کاری را به طور چشم‌گیری افزایش داده است. در دمای $42/5$ درجه سانتی‌گراد و $L/G=1$ میزان دفع حرارت از $3/76$ کیلووات برای آب، به $4/174$ کیلووات برای نانوسیال هیبریدی رسیده است که افزایش $11/01$ درصدی دفع حرارت در نانو سیال هیبریدی نسبت به آب خالص به دلیل افزایش ضریب انتقال حرارت نانو سیال است. افزایش راندمان برج در نانو سیال نسبت به سیال آب خالص به عنوان سیال کاری نتیجه مهم این

- <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.190>.
- [18] M. Akbarpour Ghazani, A. Hashem-ol-Hosseini, and M. D. Emami, "A comprehensive analysis of a laboratory scale counter flow wet cooling tower using the first and the second laws of thermodynamics," *Applied Thermal Engineering*, vol. 125, pp. 1389-1401, 2017/10/01/ 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.090>.
- [19] S. T. Dehaghani and H. Ahmadikia, "Retrofit of a wet cooling tower in order to reduce water and fan power consumption using a wet/dry approach," *Applied Thermal Engineering*, vol. 125, pp. 1002-1014, 2017, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.069>.
- [20] M. Amini, M. Zareh, and S. Maleki, "Thermal performance analysis of mechanical draft cooling tower filled with rotational splash type packing by using nanofluids," *Applied Thermal Engineering*, vol. 175, p. 115268, 2020/07/05/ 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115268>.
- [21] M. Hamid, T. G. Seyed Mostafa, R. Alimorad, and M. Masoumeh, "A novel approach for energy and water conservation by using silver-carbon quantum dots hybrid nanofluids in wet cooling towers systems," *Journal of Thermal Science*, vol. 30, pp. 1827-1841, 2021, <https://doi.org/10.1007/s11630-021-1502-8>.
- [22] N. Karimi Bakhtiyar, R. Javadpour, S. Zeinali Heris, and M. Mohammadpourfard, "Improving the thermal characteristics of a cooling tower by replacing the operating fluid with functionalized and non-functionalized aqueous MWCNT nanofluids," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 39, p. 102422, 2022/11/01/ 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102422>.
- [23] R. Javadpour, S. Zeinali Heris, and J. P. Meyer, "Experimental study of the effect of filled bed type on the performance of a cross-flow cooling tower with the approach of using water-based nanofluids (MWCNTs and TiO₂)," *Energy Reports*, vol. 8, pp. 8346-8360, 2022/11/01/ 2022, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.06.027>.
- [24] A. A. Minea, W. M. El-Maghlany, and E. Z. Massoud, "Heat Transfer Analysis of Nanocolloids Based on Zinc Oxide Nanoparticles Dispersed in PEG 400," *Nanomaterials*, vol. 12, no. 14, doi: 10.3390/nano12142344.
- [10] A. Mirabdollah Lavasani, Z. Namdar Baboli, M. Zamanizadeh, and M. Zareh, "Experimental study on the thermal performance of mechanical cooling tower with rotational splash type packing," *Energy Conversion and Management*, vol. 87, pp. 530-538, 2014/11/01/ 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.07.036>.
- [11] M. Gao, L. Zhang, N.-n. Wang, Y.-t. Shi, and F.-z. Sun, "Influence of non-uniform layout fillings on thermal performance for wet cooling tower," *Applied Thermal Engineering*, vol. 93, pp. 549-555, 2016/01/25/ 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.054>.
- [12] S. Askari, R. Lotfi, A. Seifkordi, A. M. Rashidi, and H. Koolivand, "A novel approach for energy and water conservation in wet cooling towers by using MWNTs and nanoporous graphene nanofluids," *Energy Conversion and Management*, vol. 109, pp. 10-18, 2016/02/01/ 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.11.053>.
- [13] P. Shahali, M. Rahmati, S. R. Alavi, and A. Sedaghat, "Experimental study on improving operating conditions of wet cooling towers using various rib numbers of packing," *International Journal of Refrigeration*, vol. 65, pp. 80-91, 2016/05/01/ 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.12.004>.
- [14] M. Llano-Restrepo and R. Monsalve-Reyes, "Modeling and simulation of counterflow wet-cooling towers and the accurate calculation and correlation of mass transfer coefficients for thermal performance prediction," *International Journal of Refrigeration*, vol. 74, pp. 47-72, 2017/02/01/ 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.10.018>.
- [15] M. Rahmati, S. R. Alavi, and M. R. Tavakoli, "Experimental investigation on performance enhancement of forced draft wet cooling towers with special emphasis on the role of stage numbers," *Energy Conversion and Management*, vol. 126, pp. 971-981, 2016/10/15/ 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.08.059>.
- [16] P. Imani-Mofrad, Z. H. Saeed, and M. Shanbedi, "Experimental investigation of filled bed effect on the thermal performance of a wet cooling tower by using ZnO/water nanofluid," *Energy Conversion and Management*, vol. 127, pp. 199-207, 2016/11/01/ 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.09.009>.
- [17] D. Lyu, F. Sun, and Y. Zhao, "Impact mechanism of different fill layout patterns on the cooling performance of the wet cooling tower with water collecting devices," *Applied Thermal Engineering*, vol. 110, pp. 1389-1400, 2017/01/05/ 2017, doi: