

SID



سرویس های ویژه



سرویس ترجمه تخصصی



کارگاه های آموزشی



بلاگ مرکز اطلاعات علمی



سامانه ویراستاری STES



فیلم های آموزشی

کارگاه های آموزشی مرکز اطلاعات علمی



مقاله نویسی علوم انسانی

مقاله نویسی علوم انسانی



اصول تنظیم قراردادها

اصول تنظیم قراردادها



آموزش مهارت های کاربردی در تدوین و چاپ مقاله

آموزش مهارت های کاربردی در تدوین و چاپ مقاله

امکان سنجی استفاده از برج های خنک کن خشک در واحدهای احیاء مستقیم میدرکس جهت کاهش مصرف آب

رضا مداحیان، استادیار گروه مهندسی مکانیک- دانشگاه کاشان؛ maddahian@kashanu.ac.ir
 محسن رشیدی نژاد، دانشجوی دکتری مکانیک-دانشگاه کاشان؛ شرکت فناوران فولاد آبتین؛ rashidinejadmohsen@gmail.com
 جواد زارع، شرکت فناوران فولاد آبتین؛ zareajavad@yahoo.com
 یاسر مظفری، شرکت فناوران فولاد آبتین؛ yaser_02004@yahoo.com
 مریم السادات هاشمیه، دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک -دانشگاه یزد؛ maryam.h6828@yahoo.com

چکیده

همچنین کاهش آلودگی محیط زیستی با سرعت بیشتری پیشرفت داشته است. فرآیند میدرکس به عنوان یکی از روش‌های احیاء مستقیم به دلیل مصرف بهینه انرژی، فراوانی منابع گاز طبیعی و ایمنی بالای فرآیند، رایج‌ترین تکنولوژی تولید آهن اسفنجی در کشور به شمار می‌رود و ساخت اغلب طرح‌های توسعه با این فرآیند دنبال شده است.

در روش میدرکس، گاز طبیعی با عبور از بستر کاتالیستی تیوب‌های ریفرمر به گازهای احیایی H_2 و CO شکسته می‌شود. گازهای احیایی با دمای حدود $800^\circ C$ درجه سانتیگراد از بین گندله‌های داخل کوره عبور می‌کند و ضمن احیاء اکسیدهای آهن به آهن خالص از بالای کوره خارج شده و مجدداً جهت برگشت به ریفرمر و افزایش کیفیت گاز انتقال می‌یابد. آهن اسفنجی تولیدشده در کوره نیز پس از خنک‌کاری و کاهش احتمال اکسیداسیون مجدد از پایین کوره خارج می‌شود. گازهای موجود در این فرآیند پس از انجام واکنش‌های لازم با استفاده از آب در اسکرابرها و کولرها شستشو و خنک می‌گردند و برای استفاده مجدد آماده می‌شوند [۱].

یکی از محدودیت‌های فرآیند میدرکس مصرف بالای آب این واحدها می‌باشد به طوری که برای تولید هر تن آهن اسفنجی حدود ۱ تا $1/2$ مترمکعب آب با کیفیت مناسب موردنیاز می‌باشد. از طرف دیگر وجود ذخایر سنگ آهن در مرکز کشور و مناطق کویری موجب ایجاد کارخانجات احیاء مستقیم در نزدیکی معادن شده است. این امر موجب بروز مشکلاتی در تأمین آب این واحدها در فصول گرم سال و هنگام کاهش نزولات آسمانی گردیده است. با توجه به این امر، ضرورت دارد پژوهش‌هایی در راستای کاهش مصرف آب کارخانجات آهن و فولادسازی صورت گیرد و بومی‌سازی سیستم آبرسانی این واحدها با توجه به کمبود ذخایر آب کشور محقق شود تا امکان ادامه تولید این واحدها در شرایط خشکسالی کشور بدون مشکل فراهم گردد.

مروری بر کارهای انجام شده

طراحی برج خنک کن خشک به روش $NTU - \epsilon$ توسط جابر و وب بیان شده است [۲]. در این طراحی مبدل حرارتی با لوله‌های پره دار مورد بررسی قرار گرفته است، اما معادلات ارائه شده در مرجع [۳] که غالباً تجربی‌اند نیز برای دقت بیشتر استفاده شده‌است. بایز و کروجر [۴] برنامه رایانه‌ای برای طراحی بهینه برج خنک‌کننده ارائه کرده‌اند. در این بهینه‌سازی تابع حالت هزینه است. پنی و اسپالینگ [۵] یک مدل دودبندی برای مطالعه عددی جریان در برج خنک‌کننده پیشنهاد داده‌اند. آنها از روش اختلاف محدود برای

مصرف بسیار بالای آب در صنایع مختلف از جمله کارخانجات احیاء مستقیم، بخصوص در بحث برج‌های خنک کن مرطوب امروزه به معضلی بزرگ تبدیل شده است. محور اصلی این پژوهش، امکان‌سنجی استفاده از برج های خنک کن خشک در این کارخانجات جهت کاهش مصرف آب می‌باشد. بر این اساس طرحی با محوریت ترکیب نمودن برج های خنک کن خشک و مرطوب پیشنهاد شده است، که ضمن کاهش چشمگیر در مصرف آب، میتواند دمای آن را تا هر میزان دلخواه کاهش دهد. در این راستا کارخانه احیاء مستقیم آهن و فولاد غدیر ایرانیان بعنوان یک نمونه مطالعاتی مورد بررسی قرار گرفته و نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که در صورت اجرای صحیح طرح پیشنهادی، می‌توان تا ۹۰ درصد در مصرف آب صرفه جویی نمود. در این تحقیق با استفاده از داده‌ها و اسناد موجود در شرکت آهن و فولاد غدیر ایرانیان، میزان آب ورودی و موارد مصرف آن در برج های خنک‌کننده مرطوب شناسایی و اطلاعات مربوط به دمای محیط از ایستگاه هواشناسی سینوپتیک عقدا جمع‌آوری شد. با توجه به نوسان بسیار زیاد دمای هوای خشک در طول یک روز، استفاده از داده‌های میانگین ماهیانه بدون شک با خطای زیادی همراه خواهد بود. بر این اساس با همکاری ایستگاه سینوپتیک عقدا، داده‌های دمایی هوا برای بازه‌های زمانی ۱۰ دقیقه و در طول یک سال جمع‌آوری شده و بدین ترتیب میزان خطای محاسبات به حداقل ممکن رسید. با استفاده از این داده‌ها و اطلاعات، راهکار استفاده از برج‌های خنک‌کننده خشک جهت کاهش مصرف آب واحدهای احیاء مستقیم پیشنهاد گردید.

کلمات کلیدی: احیاء مستقیم، کاهش مصرف آب، برج خنک کن خشک، برج خنک کن مرطوب

مقدمه

میزان توسعه صنعت آهن و فولاد یکی از پارامترهای رشد و توسعه اقتصادی هر کشور محسوب می‌شود. در این راستا ایران به دلیل دارا بودن ذخایر فراوان سنگ آهن و مواد اولیه و منابع عظیم گاز امکان توسعه شایسته این صنعت را فراهم می‌بیند. روش‌های اساسی تولید آهن و فولاد در کشور به دو روش کوره بلند کنورتور و احیاء مستقیم کوره قوس الکتریکی محدود می‌شود. در این میان روش دوم به دلیل کمبود ذخایر کک موردنیاز برای روش کوره بلند و

روش تحلیلی طراحی برج خنک کننده خشک طبیعی

وقتی دماهای ورودی دو سیال در یک مبدل حرارتی معلوم بوده و دماهای خروجی داده شده باشند و یا با اعمال موازنه انرژی به سهولت قابل محاسبه باشند، استفاده از روش اختلاف دمای لگاریتمی LMTD برای تجزیه و تحلیل مبدل‌های حرارتی آسان است. ولی اگر فقط دماهای ورودی دو سیال معلوم باشند، استفاده از روش LMTD نیاز به سعی و خطا و تکرار دارد. در این حالت استفاده از روش $NTU - \epsilon$ ترجیح داده می‌شود.

حداکثر گرمای مجاز در اصل بوسیله یک مبدل جریان مخالف با طول بینهایت بزرگ قابل حصول است. در چنین مبدل حرارتی یکی از دو سیال حداکثر دمای مجاز $T_{w,in} - T_{w,out}$ را خواهد داشت. مقدار حداکثر انتقال گرما q_{max} و مقدار واقعی انتقال گرما q_h از معادلات زیر محاسبه می‌شوند.

$$\begin{aligned} q_h &= m_a C_{pa} (T_{a,out} - T_{a,in}) \\ q_h &= m_w C_{pw} (T_{w,in} - T_{w,out}) \\ q_{max} &= C_{min} (T_{w,in} - T_{a,out}) \end{aligned} \quad (1)$$

C_p ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت، C_{min} و C_{max} به ترتیب حداقل و حداکثر $m_a C_{pa}$ و $m_w C_{pw}$ دمای $T_{w,in}$ ، دمای آب ورودی و $T_{w,out}$ دمای آب خروجی از مبدل حرارتی، $T_{w,out}$ دمای هوای ورودی و $T_{w,in}$ دمای هوای خروجی از مبدل حرارتی است (اندیس a مربوط به هوا و اندیس w مربوط به آب است). حال منطقی است که بازده ϵ بصورت نسبت گرمای واقعی به حداکثر انتقال گرما مجاز تعریف گردد.

$$\epsilon = \frac{q_h}{q_{max}} \quad (2)$$

بنابر این خواهیم داشت :

$$q_h = \epsilon C_{min} (T_{w,in} - T_{a,out}) \quad (3)$$

تعداد واحدهای انتقال NTU پارامتری بدون بعد است که در تجزیه و تحلیل مبدل‌های حرارتی بطور گسترده مورد استفاده قرار می‌گیرد و بصورت زیر تعریف می‌شود.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (4)$$

در معادلات بالا UA ضریب کلی انتقال گرمای مبدل حرارتی است. برای مبدل حرارتی با جریان مخالف داریم :

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU.(1-C)]}{1 - C \cdot \exp[-NTU.(1-C)]} \quad C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (5)$$

که با در نظر گرفتن یک ضریب کوچکتر از واحد می‌توان از این معادله برای طراحی مبدل حرارتی برج خنک کننده استفاده نمود.

نتایج و بحث

همانطور که در مقدمه ذکر گردید، کارخانجات احیاء مستقیم که تعداد شان در کشور ایران اندک هم نیست، از جمله کارخانجاتی هستند که مصرف آب در آنها به شدت زیاد بوده و بخشی بزرگی از این مصرف را برج های خنک کن مرطوب به خود اختصاص می دهند. اهمیت برج های خنک کن در صنعت احیاء مستقیم برکسی پوشیده نیست، بنابر این حذف این برج ها از سیکل فرآیند امری غیرممکن می باشد. اما می توان با راهکارهایی این میزان مصرف را کاهش داد. مصرف عمده آب در برج های خنک کن مرطوب، مربوط به تبخیر آن از این برج ها در جریان تماس مستقیم با هوای محیط جهت خنک سازی می باشد. تا کنون راه های متنوعی جهت کاهش میزان تبخیر آب از این برجها ارائه گردیده است، که از جمله آنها میتوان به سیستم AIR2AIR اشاره نمود [۲۲].

حل عددی جریان داخل برج خنک کننده استفاده کرده‌اند. سپس مجموعرد و همکارانش [۶] این مدل برج خنک کننده با مکش اجباری را گسترش دادند. این کد توسعه یافته موسوم به VERA2D قابلیت حل جریان جابجایی دوبعدی را دارا بود. در سال ۱۹۸۲ کی‌تان [۷] روشی را برای حل برج های خنک کننده‌ی جریان مخالف و متقاطع با نوشتن کد کامپیوتری STAR ارائه نمود. در این روش، وی معادلات دیفرانسیل دوبعدی حاصله از تحلیل های دینامیک سیالات و ترمودینامیک را با بکارگیری یک روش تفاضل محدود روی یک شبکه با مش‌های مستطیلی حل نمود. سو و همکارانش [۸] با استفاده از نرم‌افزار NSTAR اثر باد را روی راندمان برج خنک کننده خشک بررسی کرده‌اند. در سال ۱۹۸۳ روشی توسط ساترلند [۹] ارائه شد که در آن از یک راه حل دقیق برای حل معادلات حاکم بر برج خنک کننده استفاده شد. ساترلند در مدل خود، کل برج را یک حجم کنترل در نظر گرفت و معادلات دیفرانسیلی خود را بر اساس تغییرات کمیت‌ها از بالا به پایین برج تنظیم نمود. او در مدل خود اثرات تبخیر آب ورودی را در نظر گرفت و فاکتور لوئیس را در برج، مخالف واحد در نظر گرفت (۰/۹). در سال ۱۹۸۶ فوجیتا و تزوکا [۱۰] عملکرد حرارتی برج های خنک کننده ی جریان مخالف و متقاطع با جریان هوای اجباری را با استفاده از تئوری پتانسیل آنتالپی حل نمودند.

هالساز در سال ۱۹۹۹ [۱۱] با ارائه یک مدل ریاضی بی‌بعد برای معادلات حاکم، راندمان برج را تنها بر اساس دو متغیر بدست آورد. وی به کمک این روش توانست نتایج قابل قبولی برای برج های خنک کننده؛ چه از نوع جریان مخالف و چه از نوع جریان متقاطع ارائه کند. در سال ۲۰۰۵، کلپر و کروگر [۱۲] به ارائه‌ی معادلات حاکم بر برج خنک کننده با سه روش: ریگروس پوپ (Rigorous Pop)، مرکل و روش کارایی NTU پرداختند و معادله‌ی پوپ را با روش رانگ کوتای مرتبه ۴ حل کرده و به مقایسه‌ی نتایج حل سه روش با یکدیگر پرداختند. در سال ۲۰۰۹ کاظمی و همکاران [۱۳] به تحلیل فرایند انتقال حرارت و جرم در برج‌های خنک کننده‌ی باز از نوع جریان مخالف پرداختند. وانگ و همکاران در سال ۲۰۱۰ [۱۴] عملکرد حرارتی برج خنک کن مرطوب با کانال‌های هدایت کننده جریان هوای داخلی تحت شرایط باد-های متقاطع را بررسی و آزمایش کردند. در سال ۲۰۱۰ گونزالس و همکاران [۱۵] بر روی مساله طراحی بهینه برج‌های خنک کن مرطوب جریان مخالف با استفاده از موضوع (mixed-integer nonlinear MINLP programming) پرداختند. در سال ۲۰۱۱ وانگ و لی [۱۶] به آنالیز ترمودینامیکی برج‌های خنک کن مرطوب جریان مخالف پرداخته و فرمول-بندی انرژی و اکسرژی را برای این سیستم‌ها گسترش دادند. در سال ۲۰۱۱ سعیدی و همکاران [۱۷] به ارزیابی ملاک‌های مصرف انرژی برج‌های خنک کن مرطوب در کشور ایران پرداخته و در این راستا یک برنامه طبقه بندی انرژی را گسترش داده و مورد ارزیابی قرار دادند. در سال ۲۰۱۲ آژوپوزیتکول و تری اوتوک [۱۸] یک روش ساده برای محاسبه و ارزیابی ظرفیت عملکرد حرارتی برج خنک کن جریان مخالف ارائه نمودند. در سال ۲۰۱۳ لوکاس و همکاران [۱۹] به بررسی تجربی روی عملکرد برج‌های خنک کن با انواع مختلف سیستم پخش آب و حذف کننده‌های دریافت پرداختند. در سال ۲۰۱۴ هرناندز و همکاران [۲۰] از تکنیک منظم قائم جهت حل معادلات روش پوپ برای بحث انتقال جرم و حرارت در یک برج خنک کن مرطوب جریان مخالف استفاده نمودند. در سال ۲۰۱۴ گائو و همکاران [۲۱] در پژوهشی دیگر بر اساس تئوری تشابهی به مطالعه جزئیات یک مدل حرارتی آزمایشگاهی پرداختند و سیر تکاملی پروفیل دمایی آب/هوا داخل برج خنک-کن مرطوب با جریان طبیعی، تحت شرایط باد عرضی به میزان کم را بررسی کردند.

البته بدیهی است که میزان تبخیر در برج های خنک کن مرطوب در کل ایام سال با هم برابر نبوده و بسته به شرایط محیط پیرامون برج از جمله سرعت باد، رطوبت نسبی هوا و ... متغیر است، که تاثیر این پارامترها توسط ضرب 0.0085 در رابطه ارائه شده اعمال گردیده است. بنابراین هر چند در بعضی از ایام سال میزان تبخیر از عدد بدست آمده از رابطه (۱) بیشتر و در بعضی از ایام کمتر می باشد، اما با تقریبی مناسب می توان میزان تبخیر را در طول سال ثابت در نظر گرفته و از این رابطه محاسبه نمود.

جهت محاسبه میزان صرفه جویی در مصرف آب با توجه به طرح ارائه شده، واحد احیاء مستقیم آهن و فولاد غدیر ایرانیان بعنوان یک نمونه مطالعاتی در نظر گرفته شده است. شرایط حاکم بر این واحد در جدول (۱) ارائه گردیده است، که با توجه به رابطه (۱) میتوان میزان تبخیر آب را در این واحد مطابق با جدول (۲) محاسبه نمود.

جدول (۱): داده های برج های خنک کن مرطوب در واحد احیاء مستقیم آهن و فولاد غدیر ایرانیان

	دمای آب ورودی به برج (°C)	دبی آب (m ³ /hr)	دمای آب خروجی از برج (°C)
واحد احیاء مستقیم فولاد غدیر ایرانیان	۵۴/۵	۲۰۰۰	۲۶

جدول (۲): میزان تبخیر آب در برجهای مرطوب واحد احیاء مستقیم فولاد غدیر ایرانیان بر اساس داده های جدول (۱)

میزان تبخیر آب (m ³ /hr)	میزان مصرف (m ³ /hr)	واحد احیاء مستقیم آهن و فولاد غدیر ایرانیان
۸۷/۲	۲۰۰۰	واحد احیاء مستقیم آهن و فولاد غدیر ایرانیان

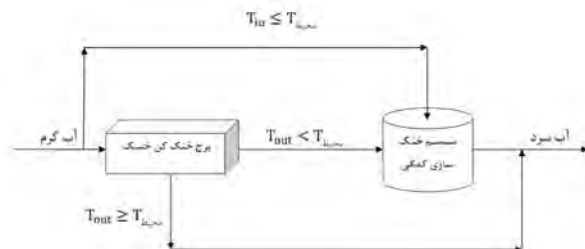
نتیجه بدست آمده در جدول (۲) میزان تبخیر آب را در شرایطی نشان میدهد که تنها برج های خنک کن مرطوب در سیکل فرآیند باشند. اکنون هدف محاسبه میزان تبخیر آب در حالتی است که برج های خنک کن خشک نیز مطابق با شکل (۱) در مدار خنک سازی آب سیرکولاسیون وارد گردند. بر این اساس، با توجه به داده های دمایی ثبت شده در ایستگاه هواشناسی عقدا (نزدیکترین ایستگاه به واحد احیاء مستقیم آهن و فولاد غدیر ایرانیان) که میانگین ماهیانه دمای هوای خشک آن طی ۸ سال بصورت جدول (۳) می باشد، مشاهده می شود که در اکثر مواقع سال برج های خنک کن خشک به تنهایی قادر به خنک سازی آب تا دمای مطلوب سیرکولاسیون می باشد و تنها در چند ماه از سال مجبور به وارد نمودن سیستم خنک سازی کمکی (برج های خنک کن مرطوب) به داخل مدار هستیم.

جدول (۳): میانگین ماهیانه دمای هوای خشک بر اساس داده های ثبت شده در ایستگاه هواشناسی عقدا

ماه میلادی	میانگین ماهیانه دمای هوای خشک (°C)
ژانویه	۷/۳
فوریه	۱۱/۸
مارس	۱۸
آوریل	۲۲/۶
مه	۲۸/۴
ژوئن	۳۳/۸

از این رو، در این پژوهش راهکاری جهت کاهش میزان تبخیر آب در سیکل فرآیند احیاء مستقیم پیشنهاد گردیده است. اما بر خلاف پژوهش های پیشین، هدف آن کاهش میزان تبخیر آب از برج های مرطوب نمی باشد، بلکه پیشنهاد این پژوهش وارد نمودن برج های خنک کن خشک در چرخه خنک سازی آب در این واحدها می باشد.

بدیهی است با توجه به ویژگی اصلی برج های خنک کن خشک؛ یعنی توانایی کاهش دمای آب سیرکولاسیون تنها تا دمای هوای خشک محیط؛ این برج ها در مناطق گرم و خشک به تنهایی پاسخگوی مساله کاهش دمای آب سیرکولاسیون نمی باشند و پیشنهاد این پژوهش استفاده همزمان از برج های خنک کن خشک و مرطوب در سیستم بصورت شکل (۱) میباشد.



شکل (۱): مدار در نظر گرفته شده جهت خنک سازی آب در واحد احیاء مستقیم آهن و فولاد غدیر ایرانیان (T_{in}: دمای آب ورودی، T_{out}: دمای مطلوب آب خروجی)

البته بدیهی است که رویکرد اصلی این پیشنهاد واحدهایی هستند که در حال حاضر مجهز به سیستم برج های خنک کن مرطوب بوده و دیگر نیاز به سرمایه گذاری اولیه جهت ساخت برج های مرطوب ندارند.

بر اساس چیدمان در نظر گرفته شده، چنانچه دمای مطلوب خروجی از مجموعه خنک سازی بزرگتر از دمای هوای خشک محیط باشد، برج خنک کن خشک به تنهایی قادر به خنک سازی آب تا دمای مطلوب نهایی بوده و آب بطور مستقیم از این برج جهت استفاده وارد سیرکولاسیون شده و در غیر این صورت جهت رسیدن به دمای نهایی مدنظر، مجبور به عبور از سیستم خنک سازی کمکی (در این پژوهش برج خنک کن مرطوب مستقر در کارخانه) نیز می باشد. همچنین در صورتی که دمای آب ورودی به مجموعه خنک سازی کمتر از دمای هوای محیط باشد، سیستم خشک به دلیل عدم تاثیر در خنک سازی آب و حتی گاه افزایش دمای آن؛ از مدار خارج شده و آب سیرکولاسیون جهت رسیدن به دمای مطلوب نهایی بطور مستقیم وارد سیستم خنک سازی کمکی (برج خنک کن مرطوب) می شود. مزیت اصلی این روش این است که در بیشتر ایام سال که دمای هوای خشک محیط کمتر از دمای آب مطلوب سیستم می باشد، با خنک سازی آب بوسیله برج های خنک کن خشک، میزان تبخیر آب در این برج ها به صفر رسیده و در ایامی از سال که دمای هوای محیط بیشتر از دمای آب مطلوب سیستم باشد، خنک سازی اولیه آب در برج های خشک و در نتیجه کاهش دمای آب ورودی به برج های مرطوب میزان تبخیر آب را در این برج ها به شدت کاهش داده و کاهش چشمگیری در میزان آب جبرانی را در پی دارد. در واقع بر اساس رابطه (۱) میزان تبخیر آب در برج های مرطوب رابطه ای مستقیم با دبی آب سیرکولاسیون و اختلاف دمای آب ورودی و خروجی از برج دارد [23]. بر این اساس، به ازای هر درجه کاهش دمای آب ورودی به برج های مرطوب و در نتیجه کاهش میزان ΔT آب در این برج ها، میتوان میزان تبخیر آب را در آنها تا حد زیادی کاهش داد.

$$\text{Evaporation Loss (m}^3/\text{hr)} = 0.00085 \times 1/8 \times \text{circulation rate (m}^3/\text{hr)} \times (T_{in} - T_{out}) \quad (6)$$

جدول (۵): مقایسه بین میزان تبخیر آب در حالت فعلی (سیستم برج های خنک کن مرطوب) و طرح پیشنهادی (سیستم برج های خنک کن خشک سری شده با مرطوب)

واحد احیاء مستقیم آهن و فولاد غدیر ایرانیان	
میانگین ماهیانه تبخیر آب در برج های مرطوب بصورت مستقل ($\frac{m^3}{hr}$)	۸۷/۲
میانگین ماهیانه تبخیر آب در برج های مرطوب سری شده با برج خشک ($\frac{m^3}{hr}$)	۹/۱۴
میزان کاهش در تبخیر آب با استفاده از طرح پیشنهادی ($\frac{m^3}{hr}$)	۷۸/۰۶
درصد صرفه جویی در مصرف آب (%)	۸۹/۵

سال (بوده که برای منطقه‌ای کم آب مانند اردکان، عددی بسیار قابل توجه می‌باشد.

نتیجه گیری

در این پژوهش، موضوع مصرف بسیار بالای آب در کارخانجات احیاء مستقیم آهن و فولاد، مخصوصاً در برج های خنک کن مرطوب مورد بررسی و ارزیابی قرار گرفته است. در این راستا طرح جدیدی جهت استفاده همزمان از برج های خنک کن خشک در مجاورت برج های خنک کن مرطوب موجود پیشنهاد گردیده و بر روی امکان پذیر بودن یا نبودن این موضوع و نهایتاً مزایای استفاده از این طرح در کارخانجات احیاء مستقیم بحث شده است. نتایج به دست آمده نشان می دهد که با توجه به محدودیت های برج های خنک کن خشک در خنک سازی آب تا دمای مطلوب سیکل کارخانجات احیاء مستقیم، استفاده از این برج‌ها به تنهایی پاسخگوی این مساله نیست. اما با طراحی یک سیستم سری از برج های خشک و مرطوب در کنار یکدیگر، ضمن خنک سازی آب تا دمای مطلوب نهایی، امکان کاهش میزان مصرف آب به وسیله تبخیر تا حد قابل توجهی وجود دارد. بر این اساس داده های کارخانه احیاء مستقیم آهن و فولاد غدیر ایرانیان در شهرستان اردکان بعنوان یک نمونه مطالعاتی مورد ارزیابی قرار گرفته و نتایج بدست آمده نشان می دهد که در صورت اجرای صحیح طرح پیشنهادی میتوان تا ۹۰ درصد مصرف آب را در این واحد کاهش داده و بدین طریق سالانه ۵۶۲۰۳۲ متر مکعب در مصرف آب صرفه جویی نمود. ضمناً نتایج بدست آمده نشان می دهند که با طرح پیشنهادی، میزان تبخیر آب در ۵ ماه از سال به صفر رسیده و تنها در ماه ژولای نمی تواند کاهش چشمگیری را در مصرف آب بدنال داشته باشد، که علت اصلی این موضوع دمای بسیار بالای هوای محیط در این مقطع زمانی از سال بوده، به نحوی که در اکثر ساعات روز حتی از دمای آب ورودی به برج های خنک کن نیز بیشتر است.

مراجع

[1] AtsushiM., UemuraH., SakaguchiT., *Midrex Processes*, Kobelco Technology Review, 2010, 29, pp.50-57.

ژولای	۳۶
آگوست	۳۹/۹
سپتامبر	۲۹/۸
اکتبر	۲۴/۲
نوامبر	۱۵/۲
دسامبر	۸/۹

از این رو با توجه به رابطه (۱) و با فرض کاهش دمای آب خروجی از برج های خنک کن خشک تا دمای هوای خشک محیط که فرضی کاملاً منطقی است، میزان تبخیر آب مجدداً برای طرح پیشنهادی محاسبه شده و در جدول (۴) ارائه گردیده است.

جدول (۴): میزان تبخیر ماهیانه آب ($\frac{m^3}{hr}$) در برجهای مرطوب در حالت کارکرد سری شده با برجهای خشک

ماه میلادی	میزان تبخیر آب ($\frac{m^3}{hr}$)
ژانویه	۰
فوریه	۰
مارس	۰
آوریل	۲/۴۵
مه	۷/۵۱
ژوئن	۲۵/۸
ژولای	۳۵/۰۰
آگوست	۲۲/۱۳
سپتامبر	۱۲/۸۵
اکتبر	۳/۹۵
نوامبر	۰
دسامبر	۰
میانگین	۹/۱۴

بر این اساس، با توجه به نتایج بدست آمده می توان مقایسه‌ای بین میزان تبخیر آب در حالت کارکرد فعلی (سیستم برج های خنک کن مرطوب) و طرح پیشنهادی (سیستم برج خنک کن خشک سری شده با برج های مرطوب) انجام داده و میزان صرفه جویی در مصرف آب را تقریب زد (جدول ۵).

لازم بذکر است که نتایج بدست آمده صرفاً بر اساس میزان صرفه جویی در مصرف آب بواسطه عدم تبخیر آن در برج های خنک کن خشک بوده و پارامترهایی مانند فرار قطرات آب از برج؛ که تقریباً برابر با ۰/۲ درصد دبی آب سیرکولاسیون است؛ در محاسبات وارد نگردیده است. هر چند این عدد در قیاس با میزان تبخیر آب عددی کوچک بنظر می رسد، اما به هر حال؛ با استفاده از سیستم های خشک این میزان از پرت آب نیز در ایام به کارگیری این سیستم‌ها صرفه جویی شده و در یک بازه زمانی بلند مدت می‌تواند عددی قابل توجه باشد.

با تحلیل نتایج به دست آمده مشاهده می‌شود که استفاده از برج‌های خنک کن خشک در واحد احیاء مستقیم آهن و فولاد غدیر ایرانیان اردکان می‌تواند به طور تقریبی در هر ساعت ۷۸/۰۶ مترمکعب (21/68 lit/s) در مصرف آب صرفه‌جویی نموده که این میزان صرفه‌جویی در طول یک سال برابر با ۵۶۲۰۳۲ متر مکعب (در صورت کارکرد ۳۰۰ روزه واحد در طول یک

- [14] Wang.K, Sun.F, Zhao.Y, Gao.M, Ruan.L. "Experimental research of the guiding channels effect on the thermal performance of wet cooling towers subjected to crosswinds – Air guiding effect on cooling tower." *Applied Thermal Engineering*, 2010: 533–538.
- [15] González.M, Ponce-Ortega.J, Jiménez-Gutiérrez.A. "MINLP optimization of mechanical draft counter flow wet-cooling towers." *Chemical Engineering Research and Design*, 2010: 614–625.
- [16] Wang.L, Li.N. "Exergy transfer and parametric study of counter flow wet cooling towers." *Applied Thermal Engineering*, 2011: 954–960.
- [17] Saidi.M, Sajadi.B, Sayyadi.P. "Energy consumption criteria and labeling program of wet cooling towers in Iran." *Energy and Buildings*, 2011: 2712-2717.
- [18] Asvapoositkul.W, Treeutok.S. "A simplified method on thermal performance capacity evaluation of counter flow cooling tower." *Applied Thermal Engineering*, 2012: 160-167.
- [19] Lucas.M, Ruiz.J, Martínez.P, Kaiser.A, Viedma.A, Zamora.B. "Experimental study on the performance of a mechanical cooling tower fitted with different types of water distribution systems and drift eliminators." *Applied Thermal Engineering*, 2013: 282-292.
- [20] Hernandez.O, Rubio-Castro.C, Rios-Iribe.Y. "Solving the heat and mass transfer equations for an evaporative cooling tower through an orthogonal collocation method." *Computers and Chemical Engineering*, 2014.
- [21] Gao.M, Sun.F, Turan.A. "Experimental study regarding the evolution of temperature profiles inside wet cooling tower under crosswind conditions." *International Journal of Thermal Sciences*, 2014: 284-291.
- [۲۲] Bryan J. Hubbard, Eldon F. Mockry and Ohler L. Kinney, *Air to Air Atmospheric Exchanger for Condensing Cooling Tower Effluent*, US Patent 6663087 B2, Dec. 16, 2003.
- [۲۳] حسین زرین پور، ابوالفضل عزیزی، جواد زارع و احمد کریمی "بررسی روش‌های کاهش مصرف آب در برج‌های خنک‌کننده واحد احیاء مستقیم میدرکس" سمپوزیوم فولاد ۹۲، شرکت فولاد هرمزگان، ۱۳۹۲، ص ۶۷۳-۶۸۰.
- [2] H. Jaber and R. L. Webb, Design of Cooling Towers by the Effectiveness-NTU Method, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 837-845, 1989.
- [3] Cooling Tower Document 'Shahid Mohammad Montazeri Thermal Power Plant', Isfahan, Iran, 1984.
- [4] J. D. Buys and D. G. Kroger, Cost-Optimal Design of Dry Cooling Towers Through Mathematical Programming Techniques, *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 128-133, 1989.
- [5] T. R. Penny and D. B. Spalding, Validation of Cooling Tower Analyzer (VERA), Vols. 1 and 2, EPRI Report FP-1279, *Electric Power Research Institute*, Palo Alto, CA, 1979
- [6] A. K. Majumdar, A. K. Singhal and D. B. Spalding, Numerical Modeling of Wet Cooling Towers, Part I. Mathematical and Physical Models, *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 105, No. 4, pp. 728-735, 1983.
- [7] Caytan, Y., "Validation of the two-dimensional numerical model 'STAR' developed for cooling tower design", *Proc 3rd Cooling*, (1982).
- [8] M. D. Su, G. F. Tang, and S. Fu, "Numerical Simulation of Fluid Flow and Thermal Performance of a Dry-Cooling Tower under Cross Wind Condition", *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 79, pp. 289–306, 1999.
- [9] Suthedand, J. W., "Analysis of mechanical draught counter flow air/water cooling towers", *Trans ASME, J Heat Transfer*, (1983).
- [10] 18. Fujita, T., Tezuka, S., "Calculations on thermal performance of mechanical draft cooling towers", *ASHRAE Trans* 92, (1986).
- [11] Halasaz, B., "Application of general non-dimensional mathematical model to cooling towers", *International Journal of Thermal Science*, Vol. 38, pp. 75-88, (1999).
- [12] Johannes, C., Kloppers and Detlev, G., Kroger, "A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counter flow wet-cooling towers", *International Journal of Heat and Mass Transfer* pp. 48765–777, (2005).
- [13] رحیمی.ب، کاظمی.ف، آهنگری.ع. "تحلیل انتقال حرارت و جرم در یک برج خنک کن باز." نشریه علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک، ۱۳۸۸.

SID



سرویس های ویژه



سرویس ترجمه تخصصی



کارگاه های آموزشی



بلاگ مرکز اطلاعات علمی



سامانه ویراستاری STES



فیلم های آموزشی

کارگاه های آموزشی مرکز اطلاعات علمی



مقاله نویسی علوم انسانی
تربیه آموزشی

مقاله نویسی علوم انسانی



اصول تنظیم قراردادها
تربیه آموزشی

اصول تنظیم قراردادها



آموزش مهارت های کاربردی در تدوین و چاپ مقاله
تربیه آموزشی

آموزش مهارت های کاربردی در تدوین و چاپ مقاله