بهینه سازی مصرف انرژی توربین ها و بویلر های پالایشگاه گاز و گاز مایع جزیره سیری شرکت نفت فلات قاره ایران

مجتبی کریمی[۱]، نادیا اسفندیاری[۲]، زهرا عرب ابوسعدی [۳]

[۱]باشگاه پژوهشگران جوان و نخبگان، واحد مرودشت، دانشگاه آزاد اسلامی، مرودشت، ایران، mojtaba_karimi21@yahoo.com
[۲]باشگاه پژوهشگران جوان و نخبگان، واحد مرودشت، دانشگاه آزاد اسلامی، مرودشت، ایران، esfandiari_n@miau.ac.ir
[۳]باشگاه پژوهشگران جوان و نخبگان، واحد مرودشت، دانشگاه آزاد اسلامی، مرودشت، ایران، zarababoosadi@yahoo.com

چکیده

در این مقاله توربین ها و بویلرهای پالایشگاه گاز و گاز مایع سیری از دیدگاه بهینه سازی انرژی مورد مطالعه قرارگرفته است. افت بازدهی بویلرها از چهار عامل مهم افت فشار گاز خشک، حرارت نهان بخار آب موجود در گازهای خروجی دودکش، افت قابل احتراق یا افت سوخت و افت حرارتی از جداره‌های بویلر به دلیل عایق کاری نامناسب و یا افت تشعشعی و جابجایی ناشی می‌شود . محاسبات مربوط به اتلاف انرژی در بویلر های مجتمع جهت بهینه سازی انرژی انجام شد. جهت مطالعه تلفات انرژی در بویلر های پالایشگاه گاز و گاز مایع سیری از مدل سازی عددی استفاده شد و با بررسی معادلات حاکم بر سیستم ، جهت مدل سازی از نرم افزار ویژوال بیسیک استفاده شد. در این پژوهش بهینه سازی مصرف انرژی توربین های مجتمع نظیر بازیافت حرارت، خنک نمودن هوای ورودی به کمپرسورها و اصلاح سیکل توربین های گازی مورد بررسی قرار گرفت. پس از محاسبه راندمان بویلرها و میزان افت ناشی از هر یک از چهار عامل فوق، نقش دمای سوخت مصرفی، درصد هوای اضافی، رطوبت هوا، گرم کردن هوای ورودی، استفاده از حرارت گازهای حاصل از احتراق و ارزش حرارتی سوخت بر راندمان بویلرها مورد بررسی قرار گرفت. مشخص گردید که با توجه به اقلیم گرم و مرطوب جزیره سیری، کارآیی توربین های پالایشگاه گاز و گاز مایع سیری دچار افت بالایی می‌باشند و تنها توان تولید ۷/۷ مگاوات را دارند که در صورت خنک کاری هوای ورودی به آنان تا دمای ۲۵°c می توان توان تولیدی را به بیش از ۱۰ مگاوات ، یعنی تا توان اسمی آنان، افزایش داد. در صورت بکارگیری یک واحد تولید همزمان برق و حرارت ۲۰٪ مساحت بیشتری نسبت به نصب بویلر مورد نیاز می‌باشد و هزینه های آن نیز تقریبا دو برابر خواهد گردید، اما دیگر نیازی به مصرف روزانه ۲ میلیون فوت مکعب گاز طبیعی شیرین نخواهد بود.

واژه های کلیدی

بهینه سازی ، گاز و گاز مایع[۱]، بویلر، واکنش احتراق، هوای اضافی

مقدمه

صنعت نفت تأمین کننده بخش عمده انرژی کشور محسوب می‌گردد و همین امر خود شاید یکی از عللی باشد که در طول سالیان گذشته توجه جدی به بهینه سازی مصارف انرژی در این صنعت بزرگ ملی صورت نگرفته است. مسلماً بزرگترین اتلاف انرژی در این صنعت و یا حتی در سطح کشور سوزاندن روزانه میلیاردها فوت مکعب گازهای همراه نفت در مناطق مختلف نفتی می‌باشد که علاوه بر هدر رفتن ثروت ملی، آلودگی محیط زیست را نیز در پی دارد.

گازهای همراه نفت دارای ارزش حرارتی بالاتری نسبت به گاز طبیعی هستند و از طرفی حاوی ترکیبات هیدروکربنی سنگین‌تری می‌باشند که این مشتقات بیش از ۱/۵ برابر نفت خام مرغوب قیمت دارند و از بازار مناسبی در داخل و خارج کشور برخوردارند. با اجرای طرح‌های جمع آوری گازهای همراه میادین نفتی کشور و استحصال میعانات گازی و ترکیبات سنگین آن، نه تنها از سوختن این ثروت بزرگ خدادادی جلوگیری می‌شود بلکه از آلودگی زیست محیطی به ویژه در مناطقی که مخازن زیرزمینی آنها از نوع نفت ترش می‌باشند، جلوگیری خواهد شد. بنابراین بهره برداری کامل از پروژه پالایشگاه سیری خود یک گام بلند در زمینه بهینه سازی انرژی محسوب می‌شود. با این وجود و علیرغم نوساز و جدید بودن این پالایشگاه ، با بررسی تجهیزات و فرآیندهای به کار رفته در واحدهای مختلف فرآیندی آن نظیر توربین‌ها و بویلرها و انجام برخی محاسبات تئوری به همراه مقایسه این تجهیزات با فناوری های به روزتر دنیا، می توان به وجود پتانسیل های فراوان بهینه سازی مصرف انرژی در آن پی برد. در این مقاله توربین‌ها و بویلرهای پالایشگاه گاز و گاز مایع سیری از دیدگاه بهینه سازی انرژی مورد مطالعه قرارگرفته است.

هائو ژو و کفا سن[1] در سال ۲۰۰۴ اقدام به مدل سازی و بهینه سازی پارامترهای موثر در انتشار NOX در بویلرها با بکارگیری و کمک شبکه های عصبی مصنوعی نمودند. این مدل بصورت تقریبی پارامترهای موثر در انتشار اکساید های نیتروژن در بویلرهای بزرگ که سوخت آنها از نوع ذغال های پودر شده می باشد را با استفاده از شبکه های عصبی پیش بینی می کند.

لینگ هائو و سانگ[2] در سال ۲۰۱۲ تحقیقی برای ارائه یک روش شاده شده جهت تست بازده بویلرها انجام دادند. با توجه به ضرورت انجام آنالیزهای راندمان بویلرها و تست بازده توسط روش های رایج کنونی که با توجه به هزینه بالا و زمان بر بودن آنها نمی توان بطور پیوسته آن را انجام داد. آنها یک روش ساده تر با خطای حداکثر ۵

[۱] NGL

درصدی برای انجام این تست ها ارائه دادند که بخوبی می تواند جایگزین روش های مرسوم گردد.

هنریک و استانک[3] در سال ۲۰۰۷ یک روش به همراه مثال ارائه کردند که از محاسبات و مدلسازی شبکه های عصبی برای بویلرهای بخار منتج شده بود. مدل ارائه شده توسط این افراد وابستگی برخی پارامترهای عملیاتی اصلی بویلرها نظیر گازهای حاصل از احتراق و اتلاف ناشی از احتراق ناقص به یکدیگر را شرح می دهد.

جانز بوجاک[4] در سال ۲۰۰۹ به ارائه یک مدل ریاضی کنترل همزمان چندین بویلر پرداخت به گونه ای که اتلافات انرژی آنها کاهش یابد. این مدل نشان داد که برای تولید این میزان بخار چنانچه تعداد بیشتری بویلر با ریت پایین تر در سرویس باشد نسبت به حالتی که این ریت با تعداد کمتری بویلر که با حداکپر ظرفیت کار می کنند اتلافات انرژی کمتر می باشد.

مارک پرونوبیس[5] در سال ۲۰۰۶ اثر بکارگیری سوخت Biomass به جای ذغال را به میزان رسوب گیری و همچنین راندمان بویلرها بررسی کرد. نتایج این کار نشان داد که اضافه نمودن این سوخت ها باعث کاهش راندمان بویلر گردید ولی برخی دیگر از پارامترهای عملیاتی نظیر مقدار آب مصرفی، میزان تولید خاکستر و غیره بهبود یافت. بنابراین در مواقع کمبود ذغال می توان این سوخت ها را جایگزین نمود.

آنیگوماندرو[6] در سال ۲۰۱۲ به منظور کاهش هزینه ها و صرفه جویی در مصرف سوخت و همچنین بهبود کیفیت محصولات تولیدی در یک مجتمع پتروشیمی با بهره گیری از شبکه های عصبی یک سیستم جدید ارایه نمود. این سیستم با استفاده از اطلاعاتی که از این مجتمع پتروشیمی استخراج شده اند، ارایه شده است و با کمک آن می توان مصارف انرژی در این واحد را بهینه نمود.

یاروسلاف کرونسکی[7] در سال ۲۰۱۲ عوامل موثر در انتقال حرارت کوره های بویلر ها را به کمک شبکه های عصبی مدل سازی کرد. این مدل عوامل تاثیرگذار در انتقال حرارت در محفظه احتراق، جداره های بویلر و سوپر هیتر های یک بویلر ۲۶۰ مگاواتی را پیشگویی می کند.

در بخش اول مقاله پیشنهادات مختلف بهینه سازی مصرف انرژی توربین‌های پالایشگاه گاز و گاز مایع سیری نظیر بازیافت حرارت، خنک نمودن هوای ورودی به کمپرسورها و اصلاح سیکل توربین های گازی ارائه می‌گردد و در ادامه به محاسبه و بررسی تلفات انرژی در بویلرهای مجتمع و ارایه سناریوهای بهینه سازی آن پرداخته می‌شود. افت‌های بازدهی بویلرها از چهار عامل مهم افت شار گاز خشک، حرارت نهان بخار آب موجود در گازهای خروجی دودکش، افت قابل احتراق یا افت سوخت و افت حرارتی از جداره‌های بویلر به دلیل عایق کاری نامناسب و یا افت تشعشعی و جابجایی ناشی می‌شود. در این تحقیق به منظور مطالعه تلفات انرژی در پالایشگاه سیری از یک مدل سازی عددی استفاده شده است. به این منظور پس از فرمولاسیون مسئله و با استفاده از نرم افزار ویژوال بیسیک نتایج استخراج شده است. پس از محاسبه راندمان بویلرها و میزان افت ناشی از هر یک از چهار عامل فوق، نقش دمای سوخت مصرفی، درصد هوای اضافی، رطوبت هوا، گرم کردن هوای ورودی، استفاده از حرارت گازهای حاصل از احتراق و ارزش حرارتی سوخت بر راندمان بویلرها مورد مطالعه قرار گرفته است.

۱- بهینه سازی نیروگاه و توربین ها

در حال حاضر در پالایشگاه گاز و گاز مایع سیری شش توربین گازی وجود دارد و مکان و فوندانسیون برای نصب دو توربین گازی دیگر نیز برای آینده در نظر گرفته شده است. چهار عدد از این توربین ها برای ژنراتورهای نیروگاه می‌باشند و یکی از توربین ها محرک کمپرسور واحد تراکم گازهای خوراک جمع آوری شده می‌باشد که در واقع شاهرگ پالایشگاه محسوب می‌شود و توربین دیگر نیز متعلق به واحد سیکل تبرید پالایشگاه می‌باشد که این واحد هم به قلب پالایشگاه تشبیه شده است.

۱-۱- بازیابی حرارت اتلافی توربین ها

واحد تولید بخار از بازیافت انرژی هدر رفته[۲] می تواند به عنوان تجهیزات الحاقی پشت هر یک از توربین ها اضافه گردد و از گازهای خروجی از توربین به منظور تولید بخار استفاده نماید. هر واحد تولید بخار از بازیافت انرژی هدر رفته در صورتی که از حرارت گازهای خروجی هر یک از چهار توربوژنراتور موجود در کارخانه استفاده نماید، می تواند ۳۵۰۰۰ کیلوگرم در ساعت بخار با شرایط مورد نظر تولید کند و در صورت بهره‌گیری از گازهای داغ خروجی از هر یک از توربوکمپرسورها نیز ۱۵۰۰۰ کیلوگرم در ساعت[۳] بخار تولید خواهد نمود. بنابراین به منظور صرف‌نظر کردن از به کارگیری یک بویلر می‌بایست حداقل دو توربو ژنراتور و یا یک توربوژنراتور به همراه یک توربوکمپرسور با واحد تولید بخار از بازیافت انرژی هدر رفته مجهز گردند تا بخار مورد نیاز را تولید نمایند. گزینه دیگری که می تواند مورد بررسی قرار گیرد، استفاده از یک سیستم واحد تولید بخار از بازیافت انرژی هدر رفته برای واحد نیروگاه به همراه یک مسیر جمع آوری گازهای داغ خروجی از مجرای دودکش توربوژنراتورهای آن می‌باشد. اگرچه این گزینه موجب کاهش ۷۰۰ هزار دلاری هزینه های سرمایه گذاری اولیه می‌گردد، اما کاهش انعطاف پذیری سیستم را در پی خواهد داشت. به عنوان مثال انجام تعمیرات در چنین ترکیبی، مستلزم توقف کلیه سیستم ها اعم از توربین ها و واحد تولید بخار از بازیافت انرژی هدر رفته می‌باشد. به علاوه کاهش یک درصدی در توان خروجی توربین ها منجر به افزایش افت فشار در مسیر جمع آوری گازها می‌شود. بنابراین با توجه به این معایب به کارگیری یک سیستم واحد بازیابی حرارت توصیه نمی‌گردد.

---

۲ WHRSG

۳ Kg/hr

شایان ذکر است که بیشترین بار مصرفی نیروگاه پالایشگاه گـاز و گاز مایع سیری مربوط به موتورهای عظیم الکتریکـی کمپرسـورهای واحد جمع آوری گازهای همراه می‌باشد. با توجه به ایـن میـزان بـار مصرفی، پیش از راه اندازی واحدهای فرآیندی اصلی پالایشـگاه و در سرویس قرار دادن واحد فشرده‌سـازی گازهـای خـوراک، بـه منظـور تامین این میـزان بـار بایـد دو عـدد از توربوژنراتورهـای نیروگـاه در سرویس باشند که برای تامین نیـاز بخـار کارخانـه کـافی مـی‌باشـد. بنابراین در هنگام راه اندازی کارخانه بـرای مصـارف فرآینـدی بخـار کافی موجودمی‌باشد، اما هنگامی که واحد جمع آوری گازهای همراه در سرویس نباشد و خوراک کارخانه صرفاً از لخته گیر[۴] گاز ورودی از سکوی ایلام تامین شود (بیش از دو سوم خوراک ورودی پالایشگاه از همین طریق تامین می‌گردد)، ممکن است بخار کـافی تولیـد نشـود. بنابراین برای انعطاف پذیری بیشتر سیستم بهتر است یک گرم کننده مجرای جمع آوری گازهای داغ نیز به واحد تولیـد بخـار از بازیافـت انرژی هدر رفته افزوده شود.

برای نصب یک واحد تولید بخار از بازیافت انرژی هدر رفته به فضایی در حدود ۳/۵ متر عرض و ۱۲ متر طول نیاز می‌باشد که در ملاحضات طراحی پالایشگاه سیری در نظر گرفته شده است. جدول (۱) ارزیابی مزایا و معایب دو حالت استفاده از یک بویلر و یا به کارگیری یک سیستم تولید بخار از بازیافت انرژی هدر رفته برای تولید بخار مورد نیاز کارخانه را نشان می‌دهد.

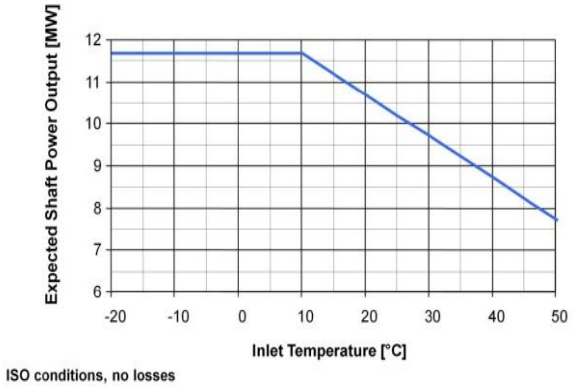
جدول (۱): مقایسه دو حالت نصب بویلر و یا به کارگیری سیستم واحد تولید بخار از بازیافت انرژی هدر رفت

مشخصات	به کارگیری یک سیستم WHRSG	استفاده از یک بویلر
فضای اشغال شده توسط سیستم	۳/۲×۴ متر (عرض در ۱۲ متر طول)	۳/۵×۲ متر (عرض در ۱۰ متر طول)
نیاز به ۲ میلیون فوت مکعب سوخت	خیر	بله
افزایش تجهیزات جانبی مورد نیاز	بله	خیر
توقف فرآیند تولید بخار به منظور انجام تعمیرات	خیر	بله
قابلیت اطمینان	بالا	بالا
اثرگذاری عملکرد توربین بر تولید بخار	بله	خیر
هزینه نصب وتعمرات بالاتر	بله	خیر

[۴] Slug Catcher

۱-۲- خنک کردن هوای ورودی به توربین ها

نیروگاه پالایشگاه گاز و گـاز مـایع سـیری دارای چهـار توربوژنراتـور می‌باشد که ظرفیت اسمی هر یک از آنان ۱۰/۱MW می‌باشد، اما بـا توجه به شرایط آب و هوایی جزیره سیری به خصـوص رطوبـت فـوق اشباع آن، هر کدام دارای توان تولید تنهـا ۷/۷MW مـی‌باشـند و در نهایت نیروگاه پالایشگاه سیری توان تولید ۳۰MW را داراست. نمـو نمودار رسم شده در شکل(۱) نشان می دهـد کـه سردسـازی هـوای ورودی به توربین های نیروگاه موجب افـزایش قـدرت خروجـی و در نهایت رشد راندمان توربین می‌گردد.



شکل(۱): نمودار توان تولیدی توربین های نیروگاه پالایشگاه سیری بر حسب دمای هوای ورودی

علت آن است که هوای ورودی به تـوربین در طـول فرآینـد افـزایش فشار در کمپرسور افزایش دما پیدا می‌کند و این رشد دما منجـر بـه انبساط هوا خواهد شد و کمپرسور در چنین شرایطی می‌بایست کـار بیشتری برای افزایش فشار هوا مصرف نماید. بنابراین خنـک نمـودن هوای ورودی به کمپرسور موجـب کـاهش انبسـاط گـاز و در نتیجـه حذف مقدار انرژی لازم برای غلبه بر این انبساط خواهد شـد. همـان طور که اشاره گردید با توجه به رطوبـت بـالا و دمـای هـوای جزیـره سیری استفاده از چیلرهای جذبی به منظور کاهش دما مناسب‌تـرین روش به شمار می‌رود. بـر ایـن اسـاس هـوای ورودی بـه تـوربین بـا استفاده از سیستم جذبی افت دما پیدا نموده و سپس وارد کمپرسـور خواهد گردید. بر این اساس در صورت کاهش دمای هوای ورودی تـا ۳۰ درجه سانتیگراد، تـوان خروجـی تـوربین از ۷/۲ تـا ۹/۵ مگـاوات افزایش می‌یابد. نکته قابل بررسـی در اسـتفاده از ایـن روش، انـرژی مصرفی توسط سیستم جذبی می‌باشد که طبعاً مـی‌بایسـت از مقـدار انرژی صرفه جویی شده کمتر باشد. به این منظور باید در نظر داشت که در سیستم‌های جذبی سیال مبـرد جـذب آب مـی‌شـود و سـپس محلول آب و مبرد توسط یک پمپ افزایش فشـار مـی‌یابـد. بنـابرین مانند سیستم‌های تبرید تراکمی نیازی به استفاده از کمپرسور جهـت افزایش فشار مبرد گازی شکل نمـی‌باشـد و از ایـن رو کـار مصـرفی کاهش می یابد. همچنین در سیستم های جـذبی بـه منظـور تبخیـر

مبرد پس از افزایش فشار می توان از سیستم های خورشیدی بهره گرفت، در نتیجه میزان انرژی و کار مصرفی سیستم جذبی نسبت به سایر روش‌ها کاهش قابل توجهی خواهد یافت.

۱-۳- اصلاح سیکل توربین های گازی

روش دیگر افزایش راندمان در توربین های گازی افزایش وزن واحد حجم هوای فشرده می‌باشد. به این منظور می توان به هوای فشرده شده پس کمپرسور بخار تزریق نمود و از این طریق چگالی گاز را افزایش داد. روش دیگر به این منظور تزریق آب و استفاده از گرمای خروجی توربین می‌باشد. در این روش آب در یک مبدل حرارتی که سیال عامل آن گاز خروجی از توربین می‌باشد افزایش دما داده و تبخیرمی‌گردد. سپس بخار ایجاد شده به هوای خروجی کمپرسور تزریق می‌شود. استفاده از این روش علاوه بر افزایش کار خروجی توربین موجب بازیابی حرارت تلف شده از توربین نیز می‌گردد و از این رو اثر بیشتری بر بهبود راندمان خواهد داشت.

۲- شبکه تولید و توزیع بخار و برگشت کندانسیت

پالایشگاه سیری دارای دو بویلر با ظرفیت تولید هر کدام ۵۵ تن در ساعت، یک مخزن زیرکش پیوسته، یک مخزن زیرکش منقطع، یک اکسیژنزدا[۵] با ظرفیت ۶۰ تن در ساعت، پمپ های تغذیه خوراک، سه پکیج تزریق مواد شیمیایی، یک شبکه توزیع بخار برای مصارف هشتگانه کارخانه، یک اشباع کننده بخار[۶] برای مسیر بخار ریبویلر برج احیای آمین، شیرهای فشارشکن، دو شبکه برگشت بخارکندانس شده، یک فلش درام جهت آب کندانس شده برگشتی، فن های کندانسور بخارات فلش شده و پمپ های برگشت کندانسیت می‌باشد. تقریبا امکان بهینه سازی کلیه موارد فوق وجود دارد و این واحد پالایشگاه سیری، از پتانسیل بسیار بالایی به منظور بهینه سازی مصارف انرژی برخوردار است. بویلرهای فوق از نوع آب درون لوله ای[۷] بوده و از سوخت گازی استفاده می کند. بازده دیگ بخار تعریف شده در اینجا به صورت، بازده ناخالص می‌باشد و حجم کنترل دیگ بخار در این تحقیق مطابق استاندارد PTC 4 است . با این تفاوت که در دیگ بخار پالاشگاه سیری قسمت هایی نظیر اشباع کننده بخار، پیش گرم کننده هوا[۸]، گرم کننده روغن ورودی به محفظه ی احتراق وجود ندارد. در این تحقیق به منظور مطالعه تلفات انرژی در این بویلرها از یک مدل سازی عددی استفاده شده است. به این منظور پس از فرمولاسیون مسئله و با استفاده از نرم افزار ویژوال بیسیک نتایج استخراج شده است. پس از محاسبه راندمان بویلرها و میزان افت ناشی از هر یک از چهار عامل فوق، نقش دمای سوخت مصرفی، درصد هوای اضافی، رطوبت هوا، گرم کردن هوای ورودی، استفاده از حرارت گازهای حاصل از احتراق و ارزش حرارتی سوخت بر راندمان بویلرها مورد مطالعه گرفته است.

۲-۱- مدل سازی و فرمول بندی

انرژی ورودی، انرژی پتانسیل حاصل از احتراق می باشد. وقتی که سوخت به طور کامل بسوزد، این مقدار بیشینه انرژی قابل دسترس می‌باشد.

$$Qrl = Qrf = MrF \times HHVF, \frac{Btu}{h}(W) \qquad (۱)$$

که در رابطه بالا Qrl انرژی ورودی به بویلر، QrF انرژی ورودی از سوخت به بویلر، MrFدبی جرمی جریان سوخت به بویلرو HHVF انرژی حرارتی بالای سوخت به بویلرمی‌باشد.

با توجه به قانون اول ترمودینامیک بالانس انرژی برای حجم کنترل در نظر گرفته شده اطراف بویلر به طور کلی مطابق رابطه زیر می باشد.

انرژی خروجی به سیستم - انرژی ورودی به سیستم = تغییرات انرژی سیستم

و با توجه به اینکه بویلر تحت شرایط پایا تست می شود لذا:

انرژی خروجی از سیستم = انرژی ورودی به سیستم

انرژی ورودی شامل تمام انرژی هایی که توسط جریان های ورودی از مرز حجم کنترل وارد سیستم می شوند به اضافه توان لازم جهت به حرکت درآوردن تجهیزات کمکی از قبیل پمپ، فن و ... می باشد. انرژی خروجی نیز شامل تمام انرژی‌هایی که توسط جریان های خروجی از مرز حجم کنترل خارج می شوند به اضافه حرارت منتقل شده از سطوح مولد بخار به محیط اطراف می باشد.

$$Qrf = QrO + Qb, \frac{Btu}{h}(W) \qquad (۲)$$

که در این رابطه: Qb خالص مجموع انرژیهای ورودی و خروجی توسط جریانهای قطع کننده مرزهای حجم کنترل(به استثناء QrO وQrl) و انرژی حاصل از واکنشهای شیمیایی که درون حجم کنترل صورت می پذیرد و انرژی لازم جهت به حرکت درآوردن تجهیزات کمکی و تبادل حرارت تابش و همرفت با محیط اطراف می باشد. انرژی های ورودی و خروجی از مرزهای حجم کنترل به دو گروه اتلاف حرارت و قرضه حرارت دسته بندی می گردند.

$$Qb = QrL - QrB, \frac{Btu}{h}(W) \qquad (۳)$$

در این رابطه QrL اتلافها شامل مجموع انرژی مبادله شده از سیستم (به استثناQrO) توسط جریانهای خروجی از مرزهای حجم کنترل بعلاوه انرژی گرفته شده توسط واکنشهای شیمیایی گرماگیر داخل حجم کنترل و انرژی مبادله شده به صورت تابش و همرفت با محیط اطراف می باشد. همچنین QrB قرضه ها شامل مجموع انرژی مبادله شده به سیستم (به استثنا انرژی حاصل از احتراق سوخت) توسط جریانهای ورودی به مرزهای حجم کنترل بعلاوه انرژی آزاد شده توسط واکنش‌های شیمیایی گرماده داخل حجم

---

[۵] Deaerator
[۶] Desuper heater
[۷] Water Tube
[۸] Per Heater

کنترل و انرژی لازم جهت به حرکت درآوردن تجهیزات کمکی می باشد.

مجموعاً بالانس انرژی به صورت رابطه زیر بیان می گردد؛

$$QrF + QrB = QrO + QrL, \frac{Btu}{h}(W) \qquad (۴)$$

در روش بالانس انرژی اتلافی خروجی از مرزهای کنترل و قرضه های ورودی به مرزهای کنترل محاسبه می گردد. معادله مورد استفاده در این روش به صورت زیر بیان می گردد؛

$$QrF = QrO + QrL - QrB, \frac{Btu}{h}(W) \qquad (۵)$$

باتوجه به رابطه راندمان، در روش بالانس انرژی راندمان به صورت زیر تعریف می‌گردد؛

$$EF = 100\frac{QrO}{QrF} = 100\frac{QrO}{QrO + QrL - QrB} = 100\frac{QrF - QrL + QrB}{QrF}, \% \qquad (۶)$$

اغلب اتلافها و قرضه ها بر مبنای انرژی ورودی سوخت به صورت زیر تعریف می‌گردند؛

$$QpL = \frac{QrL}{QrF} = 100 \; and \; QpB = 100\frac{QrB}{QrF}, \% \qquad (۷)$$

با قرار دادن رابطه (۶) در رابطه (۷) راندمان به صورت زیر محاسبه می‌گردد.

$$EF = 100\left(\frac{QrF}{QrF} - \frac{QrL}{QrF} + \frac{Qrp}{QrF}\right) = 100 - QpL + QpB, \% \qquad (۸)$$

قرضه ورودی هوای خشک نیز از رابطه (۹) حاصل می‌گردد؛

$$QpBDA = 100MqDA \times HDAEn, \% \qquad (۹)$$

که در رابطه بالا MqDA مجموع جرم هوای خشک ورودی به بویلر با واحد (Kg/J) HDAEn،lbm/Btu آنتالپی هوای خشک در دمای میانگین ورودی (TMnAEn) می باشد.این آنتالپی میانگین وزنی از جریانهای متفاوتی هوای ورودی به بویلر می باشد. درصورتیکه بویلر دارای پیش گرمکن هوا باشد دمای هوای قبل از ورودی به پیش گرمکن جهت محاسبه آنتالپی ورودی استفاده می گردد و واحد آن Btu/lbm (J/Kg) است.

قرضه رطوبت هوای ورودی نیز از رابطه زیر محاسبه می‌گردد.

$$QpBWA = 100MFrWA \times MqDA \times HWvEn \qquad (۱۰)$$

که در رابطه بالا HWvEn آنتالپی بخار آب در میانگین دمای هوای ورودی به بویلر(TMnAEn) بوده و واحد آن Btu/lbm(J/Kg) می‌باشد.

رابطه (۱۳) قرضه گرمای محسوس سوخت ورودی را به دست می دهد.

$$QpBF = \frac{100}{HHVF} HFEn, \% \qquad (۱۱)$$

در این رابطه نیز HFEn آنتالپی سوخت دردمای ورود سوخت به حجم کنترل بویلر بر حسب Btu/lbm (J/Kg) می باشد.

محاسبات اتلاف بویلر

اتلاف دود خشک به صورت رابطه (۱۲) تعریف می گردد؛

$$QpLDFg = 100MqDFg \times HDFgLvCr, \% \qquad (۱۲)$$

که در این رابطه MqDFg جریان جرمی دود خشک بر مبنای هوای اضافی که مولد بخاررا ترک می کند و HDFgLvCr آنتالپی گاز خشک در دمای اصلاح شده می‌باشد.

رابطه (۱۳) اتلاف تشکیل آب ناشی از وجود هیدروژن در سوخت را به دست می دهد.

$$QpLH2F = 100MqWH2F \times (HStLvCr - HW\,\mathrm{Re}), \% \qquad (۱۳)$$

MqWH2F آب ناشی از وجود هیدروژن در سوخت با واحد(Kg/J) HStLvCr، lbm/Btu آنتالپی بخار آب در فشار 1psia، HWRe آنتالپی آب در دمای مرجع TRe با واحد Btu/Lbm (J/Kg) بوده و برابر است با

$$HW\,\mathrm{Re} = T\,\mathrm{Re} - 32 = 45\frac{Btu}{lbm} \qquad (۱۴)$$

شایان ذکر است که آنتالپی بخار آب تغییرات چندانی در فشار جزئی پایین گازهای خروجی دودکش یا هوا ندارد علی الخصوص که اندازه گیری واقعی فشار جزئی بخار آب تضمین نشده است.

اتلاف ناشی از وجود آب در سوخت نیز توسط رابطه (۱۵) تعریف می شود؛

$$QpLWF = 100MqWF \times (HStLvCr - HW\,\mathrm{Re}), \% \qquad (۱۵)$$

که در این رابطه *MqWF* آب موجود در سوخت با واحد lBm/Btu (Kg/J) می‌باشد.

رابطه (۱۶) اتلاف ناشی از وجود رطوبت ر هوا را محاسبه می نماید؛

$$QpLWA = 100MFrWA \times MqDA \times HWvLvCr, \% \qquad (۱۶)$$

در این رابطه MfrWA جرم رطوبت موجود در هوا بر جرم هوای خشک، MqDA جرم هوای خشک متناظر با هوای اضافی مورد استفاده در محاسبات اتلاف دود خشک، HWvLvCr آنتالپی بخار آب در دمای اصلاح شده گازهای حاصل از احتراق می‌باشد.

تفاوت آنتالپی بخار (HSt) و آنتالپی بخار آب (HWv) دراین است که دمای مرجع برای محاسبه آنتالپی بخار ۳۲ درجه فارنهایت (صفر درجه سانتیگراد) می‌باشد و شامل حرارت نهان تبخیر نیز می‌باشد در

صورتیکه آنتالپی بخار آب از دمای مرجع ۷۷ درجه فارنهایت(۲۵ درجه سانتیگراد) در نظر گرفته می‌شود.

اتلاف ناشی از تشکیل اکسیدهای نیتروژن را نیز می توان با استفاده از رابطه (۱۷) به دست آورد.

$$QpLOx = DVpNOx \times MoDFg \times \left(\frac{HrNOx}{HHVF}\right),\% \quad (۱۷)$$

که در این رابطه DVpNOx مقدارNOx بر مبنای خشک (به درصد)، MoDFg مول های گاز خشک با هوای اضافه برحسب HrNOx،moles/lbm fuel (moles/Kg) انرژی تشکیل NOx وHHVF ارزش حرارتی بالای سوخت در فشار ثابت بر حسب Btu/lbm (J/Kg) می‌باشد.

شایان ذکر است که NOx به طور معمول بر حسب ppm اندازه گیری می‌شود و با تقسیم این عدد بر ۱۰۰۰۰ بر حسب درصد بیان می‌گردد. همچنین باید توجه داشت که اندازه گیری MoDFg نیزدر محلی صورت خواهد گرفت که NOx اندازه گیری می‌شود.

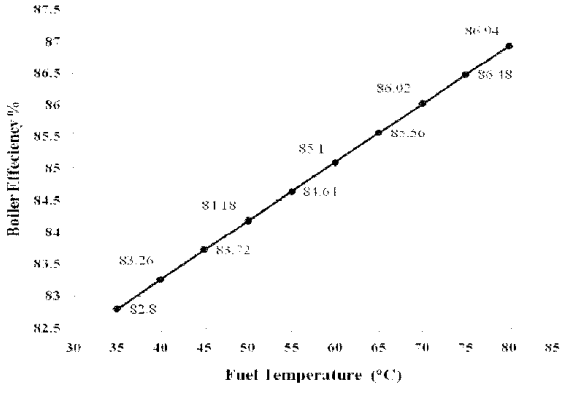
۳- بحث و استخراج نتایج

با محاسبه بازده بویلر از روش گفته شده برای بویلرهای پالایشگاه سیری، بازده ناخالص در حدود ۸۳٪ پیش بینی می‌شود که از این میزان افت راندمان، ۳ درصد ناشی از افت شارژ گاز خشک بویلرها می‌باشد. می‌توان با استفاده از تنظیم مقدار هوای اضافی احتراق و کاهش دمای گازهای خروجی دودکش آن را کاهش داد. برای تنظیم بهینه درصد هوای اضافی باید علاوه بر آنالیزور اکسیژن موجود در ورودی دودکش بویلرها، یک آنالیزور منوکسید کربن[۹] نیز نصب کرد. اگر مقدار هوای اضافی احتراق به بهینه‌ترین مقدار که در نمودار نشان داده شد، تنظیم شود، این افت حرارت کاهش پیدا خواهد کرد که اصطلاحاً مدیریت احتراق نامیده می‌شود. کاهش دمای گازهای خروجی دودکش که تأثیر مستقیمی روی کاهش اتلاف حرارت دارد، نیز می‌تواند با استفاده از یک مبدل حرارتی که برای گرم کردن آب ورودی به بویلر استفاده می‌شود، انجام شود. این مبدل که اکونومایزر نام دارد نیز یکی از مواردی است که با بهینه‌سازی آن می‌توان از مصرف سوخت ورودی برای گرم کردن آب، کاست. بیشترین افت در بویلرهای پالایشگاه سیری مربوط به رطوبت موجود در سوخت و هوای ورودی است که این مقدار بیش از ۱۰٪ ناشی از رطوبت موجود در سوخت ورودی و بیش از ۳٪ ناشی از شرجی بودن جزیره سیری می‌باشد. بنابراین برای بهبود عملکرد سیستم باید سوخت مورد استفاده را قبل از ورود به محفظه احتراق پیش گرم کرد. البته این پیش گرم شدن را می توان توسط بخار تولیدی و یا گازهای داغ حاصل از احتراق انجام داد. با توجه به تازه تاسیس بودن پالایشگاه ، گزینه های تشکیل رسوب و تعمیر نگهداری ضعیف، قابل توجه نمی‌باشد. میزان افت حرارتی از جداره های بویلر نسبت به سایر موارد اشاره شده کمترین مقدار (حدود ۰/۰۲٪) را به خود اختصاص می دهد و خوشبختانه میزان افت سوخت نسوخته نیز در مورد این بویلرها ناچیز محاسبه شد. جدول شماره (۲) نتایج حاصل از مدلسازی و تحلیل نرم افزار را بر مبنای ارزش حرارتی بالا و پایین سوخت نشان می دهد.

جدول (۲) نتایج حاصل از مدسازی و تحلیل نرم افزار

افتهای بازدهی بویلر	HHV	LHV
شارژ گاز خشک	٪ ۳/۰۰۱۱۷۴۱۴۴۲۶۹۳۱	٪ ۳/۳۱۸۴۴۰۴۵۹۶۷۰۶۴
رطوبت موجود در سوخت	٪ ۱۰/۲۵۵۴۴۹۳۵۲۰۰۶۱	٪ ۰/۷۷۲۰۲۹۲۵۱۴۷۴۲۸
رطوبت موجود در هوای مصرفی	٪ ۳/۶۵۹۶۳۶۳۸۱۴۰۵۶۲	٪ ۰/۲۷۴۳۳۴۸۱۸۳۶۴۳۹
جابجایی و تشعشع سطوح بویلرها	٪ ۰/۰۱۷۷۷۰۱۷۴۸۶۹۷۴۲	٪ ۰/۰۱۹۶۴۸۷۳۲۲۷۲۱۷

شکل (۲) ، نمودار راندمان بویلر بر حسب دمای سوخت مصرفی آن را نشان می دهد. مشاهده می‌شود که با افزایش دمای سوخت و در نتیجه تغییر فاز رطوبت موجود در آن بازدهی بویلر افزایش می‌یابد.



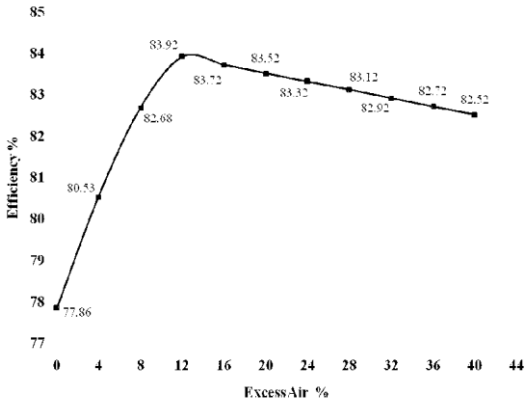
شکل (۲) تاثیر دمای سوخت بر راندمان بویلر

در حال حاضر و در شرایط نرمال، دمای سوخت مصرفی بویلرها ۴۵°c می‌باشد که در این دما بازده در حدود ۸۳٪ می‌باشد. ملاحظه می‌شود که با گرم کردن سوخت ورودی به بویلرها تا دمای ۸۵°c می‌توان راندمان بویلرها را به میزان ۴٪ افزایش داد.

تنظیم بهینه هوای اضافی در شرایط مختلف عملیاتی و محیطی از جمله ریت تولید، نوع سوخت، رطوبت محیط و ... از مهمترین عوامل

[۹] CO

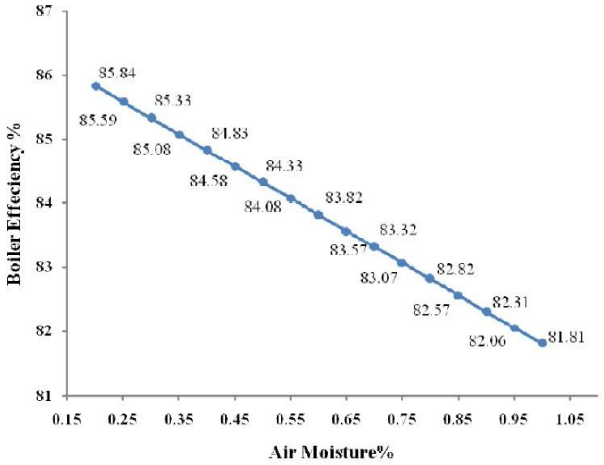
بهبود راندمان بویلر و جلوگیری از هدررفت انرژی می‌باشد. شکل (۳) نمودار راندمان بویلر بر حسب درصد هوای اضافی ورودی به آن را نشان می‌دهد.



شکل (۳) تاثیر هوای اضافی بر راندمان بویلر

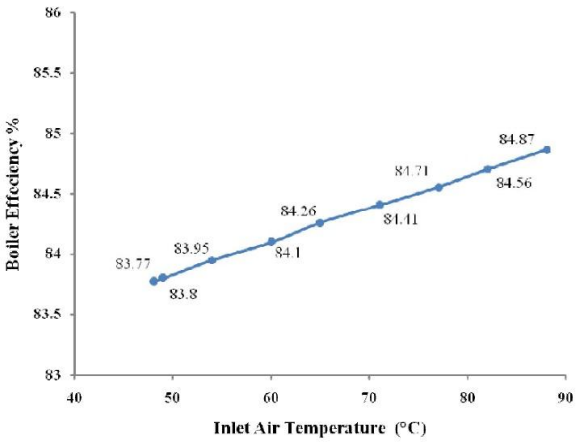
طبق این نمودار بیشترین راندمان بویلر با ۱۲/۵ درصد هوای اضافی حاصل می‌گردد و پس از آن راندمان سیر نزولی طی می‌کند. این در حالی می‌باشد که در عمل ، هوای اضافی این بویلرها ۱۶ درصد تنظیم می‌شود که افت راندمان را در پی دارد. در فصل هایی که رطوبت هوا افزایش می یابد، میزان اثرپذیری راندمان از درصد هوای اضافی نیز تشدید می‌گردد. بنابراین باید سیستم های مکانیکی و ابزار دقیقی تنظیم نسبت هوا به سوخت در بویلرها، به طور منظم و مداوم بررسی و تنظیم شوند.

شکل (۴) تاثیر رطوبت هوا بر راندمان بویلرها را نشان می دهد که اقلیم شرجی جزیره سیری بیش از ۳ درصد باعث افت راندمان این بویلرها گشته است.



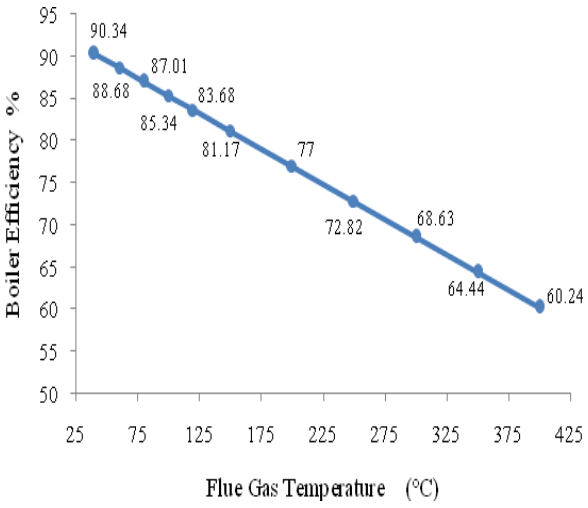
شکل(۴) تاثیر رطوبت هوا بر راندمان بویلر

نمودار شکل (۵) تاثیر گرم کردن هوای ورودی بر راندمان بویلرها را نشان می دهد که با توجه به تغییر فاز رطوبت بالای موجود در این هوا بر اثر گرم کردن راندمان افزایش می یابد.در صورتی که دمای هوای ورودی به بویلر تا ۹۰°C افزایش یابد، راندمان به میزان یک درصد بهبود می یابد که در مقایسه با گرم کردن سوخت کارایی کمتری نشان می دهد و از طرفی هزینه تجهیزات و انرژی بیشتری را می طلبد.



شکل(۵) تاثیر دمای هوای ورودی بر راندمان بویلر

نمودار شکل (۶) نیز نشان می دهد که تا چه میزان می توان با استفاده از حرارت گازهای حاصل از احتراق بویلرها، راندمان آنان را افزایش داد. با بهینه سازی اکونومایزر ، پیش گرم کننده آب ورودی و همچنین استفاده از حرارت این گازها به منظور گرم کردن سوخت و هوای ورودی می توان به هدف فوق نایل شد. دمای کنونی گازهای حاصل از احتراق در خروجی اکونومایزر در حدود ۱۲۱°C می‌باشد که طبق نمودار در صورت کاهش آن تا ۷۵°C راندمان به میزان ۶٪ افزایش می یابد. البته باید توجه داشت که کاهش دمای گازهای حاصل از احتراق نباید تا اندازه ای باشد که موجب میعان گاز گردد.



شکل(۶) تاثیر استفاده از حرارت گاز های حاصل از احتراق بر راندمان بویلر

صنعت نفت
Oilindustry.ir
CLICK HERE

نتیجه گیری

در این تحقیق بهینه سازی مصرف انرژی در پالایشگاه گاز و گاز مایع سیری مورد مطالعه قرار گرفت. مشخص گردید که با توجه به اقلیم گرم و مرطوب جزیره سیری، کارآیی توربین های کارخانه پالایشگاه دچار افت بالایی می‌باشند و تنها توان تولید ۷/۷ مگاوات را دارند که در صورت خنک کاری هوای ورودی به آنان تا دمای ۲۵°c می توان توان تولیدی را به بیش از ۱۰ مگاوات، یعنی تا توان اسمی آنان، افزایش داد. در صورت بکارگیری یک واحد تولید همزمان برق و حرارت ۲۰٪ مساحت بیشتری نسبت به نصب بویلر مورد نیاز می‌باشد و هزینه های آن نیز تقریبا دو برابر خواهد گردید، اما دیگر نیازی به مصرف روزانه ۲ میلیون فوت مکعب گاز طبیعی شیرین نخواهد بود.

در ادمه این مطالعه به بهینه سازی مصرف انرژی در بویلرهای پالایشگاه سیری پرداخته شد. مشاهده گردید که:

۱) عوامل اصلی افت راندمان در بویلرها عبارتد از: تنظیم نامناسب هوای اضافی و افت شارژ گاز خشک، رطوبت موجود در سوخت و رطوبت هوا می‌باشد. همچنین سایر عوامل نظیر احتراق ناقص و انتقال حرارت به روش جابجایی و تشعشع از سطوح بویلر نیز موجب اتلاف جزئی انرژی در بویلرها می‌گردد.

۲) با افزایش دمای سوخت ورودی، راندمان افزایش می یابد.

۳) مقدار بهینه هوای اضافی به منظور دستیابی به بالاترین راندمان ۱۲/۵٪ می‌باشد و با افزایش هوای اضافی به مقادیر بالاتر راندمان افت پیدا می‌نماید. در فصل هایی که رطوبت هوا افزایش می‌یابد، میزان اثرپذیری راندمان از درصد هوای اضافی نیز تشدید می‌گردد. بنابراین باید با سیستم‌های مکانیکی و ابزار دقیق تنظیم نسبت هوا به سوخت در بویلرها، به طور منظم و مداوم بررسی و تنظیم شود. همچنین باید علاوه بر آنالیزور اکسیژن موجود در ورودی دودکش بویلرها ، یک آنالیزور منوکسید کربن نیز نصب کرد.

۴) افزایش رطوبت هوا منجر به افت راندمان در بویلر می‌گردد.

۵) پیش گرم نمودن هوای ورودی منجر به افزایش راندمان می‌گردد. هر چند که تأثیر کمتری نسبت به پیش گرم نمودن سوخت دارد.

۶) استفاده از انرژی گازهای حاصل از احتراق به منظور پیش گرم نمودن آب، سوخت و هوای ورودی به بویلر منجر به بهبودی قابل توجه راندمان می‌گردد.

۷) استفاده از سوخت های با ارزش حرارتی بالاتر ضمن کاهش تأثیر رطوبت موجب افزایش راندمان نیز می‌گردد.

مراجع

[1] H. Zhou , K. Cen , (2004) , Modeling and optimization of the NOx emission characteristics of
[2] a tangentially fired boiler with artificial neural.
L. Yu, J. Song , (2012) , A Research of Simplified.
networks , Energy , Volume 29, Issue 1, Pages 167-183
Efficiency Test , Energy Procedia , Volume 17, Part B, Pages 1007-1013
[3] Method in Boiler Efficiency Test , Energy Procedia , Volume 17, Part B, Pages 1007-1013.
[4] H. Rusinowski , W. Stanek , (2007) , Neural modeling of steam boilers , Energy Conversion and Management 48 , Pages 2802-2809.
[5] J. Bujak , (2009) , Optimal control of energy losses in multi-boiler steam systems , Energy , Volume 34, Issue 9 , Pages 1260-1270.
[6] M. Pronobis , (2006) , The influence of biomass co-combustion on boiler fouling and efficiency , Fuel , Volume 85, Issue 4, Pages 474-480.
[7] Monedero , (2012) , Decision system based on neural networks to optimize the energy efficiency of a petrochemical plant , Expert Systems with Applications , Volume 39, Issue 10, Pages 9860-9867.