Archive of SID

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
HVACconf-IRSHRAE-1-042

بررسی تاثیر هوای اضافه روی بازدهی دیگ های بخار

حسین خسروی، دانشجوی دکتری مهندسی سیستم های انرژی دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تهران شمال؛ h.khosravi1986@gmail.com
امیرحسین اشراقی، دانشجوی دکتری مهندسی سیستم های انرژی دانشگاه آزاد اسلامی، واحد تهران شمال؛ eshraghi.ah@gmail.com
مصطفی مافی، استادیار گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بین المللی امام خمینی(ره)؛ m.mafi@eng.ikiu.ac.ir

چکیده
افزایش مصرف انرژی فسیلی و پایان پذیری این انرژی ها از یک سو و مخاطرات زیست محیطی و گرم شدن کره زمین به واسطه استفاده بیش از حد از این منابع انرژی از سوی دیگر، تحقیق در حوزه بهینه سازی و بررسی عوامل تاثیر گذار روی کاهش مصرف سوخت و کاهش تلفات حرارتی و افزایش بازدهی را امری اجتناب ناپذیر کرده است، بررسی عوامل تاثیر گذار روی کاهش تلفات حرارتی و افزایش بازدهی و بهینه سازی مصرف سوخت نه تنها یک فرصت بلکه یک الزام بزرگ به حساب می آید. در این تحقیق تاثیر هوای اضافه روی بازدهی و میزان تلفات یک دیگ بخار نمونه که در تاسیسات مرکز مطالعات انرژی آذربایجان نصب شده است، به صورت تجربی و آزمایشی مورد مطالعه قرار گرفته است. هزینه سالیانه ناشی از تلفات حرارتی کارکرد دیگ با میزان هوای اضافه محاسبه شده است. نتایج نشان می دهند که در صورت افزایش تنها ۱۹٪ هوای مازاد نسبت به میزان استاندارد، هزینه ایی در حدود ۴۶۴۷۲۰۰۰ ریال در سال به سیستم تحمیل می شود.
کلمات کلیدی: دیگ بخار، هوای اضافه، هوای اضافه استاندارد، اتلاف حرارتی، بازدهی، بهینه سازی.

مقدمه
باید توجه داشت که هدف از صرفه جویی و افزایش کارایی مصرف انرژی صنعتی همانا کاهش عامل شدت انرژی و یا بعبارت دیگر میزان انرژی مصرفی جهت تولید واحد محصولات می باشدکه خود بعنوان شاخصی از وضعیت مطلوب عملکرد و بهره وری تولید قابل عنوان است[۱]. بهینه سازی مصرف انرژی تنها با افزایش بازده ماشین های موجود امکان پذیر می شود [۲]. یکی از روش هایی که می توان توسط آن در سوخت و در نتیجه هزینه بهره برداری دیگ های بخار صرفه جویی نمود و راندمان دیگ را افزایش داد، دقت و بررسی روی تلفات حرارتی مختلف می باشد. بازده دیگ بخار معمولی حدود ۷۵ درصد می باشد[۲]. البته دیگهای بخار با طراحی جدید دارای بازدهی بین ۸۰ تا ۹۵ درصد نیز می باشند[۳]. از جمله روش هایی که می توان تلفات حرارتی را در یک دیگ بخار کاهش داد عبارتند از:

- بررسی تلفات گازهای خروجی
- تلفات تشعشعی و جابجایی
- استفاده از سیستم کنترل دور متغییر برای فن های بویلر
- پیش گرمایش حوای احتراق
- پیش گرمایش آب تغذیه
- نیاز به کنترل TDS و بلودان دیگ بخار
- عملیات دوده زدایی
- عملیات تصفیه آب

در این مقاله از طریق بررسی تلفات گازهای خروجی به صورت تجربی و آزمایشگاهی میزان تلفات حرارتی را محاسبه و تاثیر آن روی بازدهی و هزینه سالیانه انرژی تاسیسات مورد مطالعه بررسی خواهد شد.

تئوری مقاله
تلفات گاز های خروجی:
تلفات گازهای خروجی معمولا میزان بالایی را دارا می باشند، عمدتا برای کاهش آن ها باید بر روی عوامل زیر مطالعه کرد:
-نسبت سوخت به هوا
-کنترل دمای گاز های خروجی
در این مقاله عوامل تاثیر گذار روی نسبت سوخت به هوا به صورت عملی از طریق راه اندازی و ثبت داده های ارایه شده از روی وسایل اندازه گیری دیگ بخار نمونه که در ادامه مشخصات آن قید خواهد شد بررسی شده است.

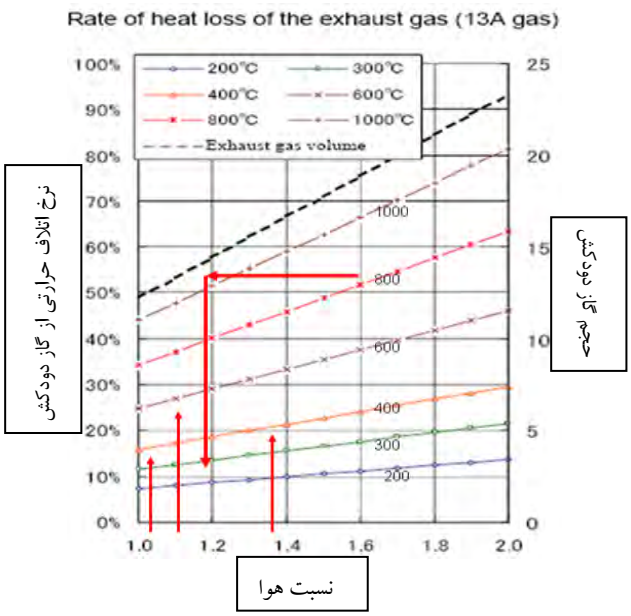
نسبت سوخت به هوا:
برای دست یافتن به راندمان بالای دیگ، باید میزان هوای اضافی به نحوی باشد که احتراق کامل صورت گیرد. معمولا انرژی گرمایی از طریق هوای اضافه به گازهای خروجی منتقل شده و از دودکش خارج می شود. در نتیجه اگر میزان هوای اضافی بیش از حد مجاز باشد تلفات مربوط به گاز های خروجی نیز زیاد شده و موجب افزایش هزینه می شود. (نمودار ۱ رابطه میزان نسبت هوای اضافه با نرخ تلفات حرارتی و حجم گازهای خروجی از دودکش را نشان می دهد) و اگر میزان دبی هوا کم باشد درصدی از سوخت محترق نشده و راندمان احتراق کاهش یافته و بعلاوه تولید دود می کند. بنابراین میزان هوای اضافه باید کاملا تنظیم باشد. میزان هوای اضافه برای سوخت های مختلف یک میزان استاندارد دارد که در جدول۱ به آن اشاره شده است.

جدول ۱- درصد هوای اضافه استاندارد سوخت های مختلف[۳]

نوع سوخت	درصد هوای اضافه
سوخت های گازی	$1.1<m<1.3$
سوخت های مایع	$1.2<m<1.4$
سوخت های جامد	$1.3<m<1.5$

www.Hvacconf.ir
www.SID.ir

Archive of SID



نمودار ۱- نمودار تغییرات حجم گازهای خروجی از دودکش و مقدار هوای اضافه و نرخ تلفات حرارتی[۴]

محاسبه بازده حرارتی:

برای محاسبه بازده حرارتی دو روش اجمالی و تفصیلی وجود دارد، با توجه به اینکه در این مقاله محقق تنها تاثیر میزان هوای اضافه روی بازدهی، آن هم به شکل عملی را بررسی کرده است به محاسبه به روش اجمالی مطابق رویه ی زیر عمل شده است[۴].

بازده دیگ بخار = انرژی خروجی / انرژی ورودی × 100 (۱)

همانطور که می دانید انرژی خروجی از دیگ بخار نیروگاه ها، انرژی بخار خیلی گرم می باشد. این مقدار انرژی در کوره دیگ از احتراق سوخت به آب داده می شود و مقدار آن از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$Q_1 = W(h_2-h_1) \quad (Kj/Hour) \qquad (۲)$$

Q: مقدار انرژی خروجی از دیگ

W: مقدار بخار تولید شده بر حسب کیلوگرم در ساعت

h_2: آنتالپی بخار اشباع تولید شده برحسب Kj/Kg دردمای T_S ازجداول ترمو دینامیکی[۵].

h_1: آنتالپی آب تغذیه بر حسب Kj/Kg در دمای محیط از جداول ترمو دینامیکی[۵].

مقدار انرژی ورودی به دیگ بخار مربوط به انرژی شیمیایی آزاد شده گاز طبیعی در تحول احتراق در کوره دیگ در مدت روشن بودن آن می باشد. لذا دبی گاز مصرفی از روی اندازه گیرهای دیگ قرائت شده و چون ارزش گاز طبیعی حدود 39500 Kj/Nm^3 می باشد[۶]. پس به راحتی انرژی ورودی به دیگ بخار محاسبه می شود. البته باید به این نکته دقت شود که که این محاسبات در دمای محیطی صفر درجه سانتیگراد و با فشار ۱۰۰ کیلو پاسکال قابل قبول است اما چون شرایط تست در دمای محیط انجام شده است باید رابطه را به صورت زیر تصحیح کرد[۵]

$$V_2 = [(P1+P)\times T_0 \times V_1]/[P0(T_0+t_0)] \qquad (۳)$$

P_1: فشار دبی گاز مصرفی(kpa)

P: فشار هوای محیط(kpa)

T_0: دمای مطلق استاندارد273^0k

V_1: دبی گاز طبیعی مصرف شده(m^3)

P_0: فشار هوای مطلق استاندارد(101.3 kpa)

t_0: دمای گاز مصرف شده که برابر دمای محیط می باشد

مطالعه موردی روی دیگ بخار:

برای آن که نتایج بدست آمده در بخش تئوری صحه سنجی شود، یک دیگ بخار مطابق با مشخصات ذکر شده در جدول ۲ ابتدا آماده سازی و سپس راه اندازی شده است و اطلاعاتی که مورد نیاز است از دیگ در حال راه اندازی برداشته و محاسبات برای این اطلاعات تجربی انجام شده است و در نهایت نتایج حاصل از آن با نتایج تئوری مقایسه شده است. برای این منظور ابتدا دیگ مطابق آنچه در مستندات دیگ گفته شده راه اندازی شده و تست به ترتیبی که در زیر به آن اشاره شده آغاز شده است. دیگ بخار مطابق دستورالعمل های بهره برداری روشن کرده، سپس بار گذاری روی دیگ به وسیله شیر خروجی درام به خفه کننده صورت گرفته است. مقدار بار از روی تابلوی دیجیتال تنظیم و قرائت شده همچنین پراپ آنالایزر احتراق که قبلا کالیبره شده در محلی که روی دودکش می باشد نصب شده است. حال با توجه به جدول ۳ هر ۳۰ دقیقه یک بار ارقام نشانگرها ثبت شده اند.

باید به این نکته دقت شود که فشار هوای مطلق استاندارد 101.3 kpa و دمای مطلق استاندارد 273^0k می باشد.

شرکت سازنده	Hirakawa Guidon Crop.JS-1000G-F
ظرفیت	1000 kg/hour
فشار بخار در کارکرد اسمی	0.981 Mpa
فشار بخار در بهره برداری نرمال	0.490 Mpa
سطح تبادل حرارتی	4.69 m^2
نوع سوخت	Nachral Gas
مقدار گاز مصرفی در بار نامی	58.2 m^3N/h
ارزش حرارتی سوخت	42.2 Mj/m^3N
فشار گاز مصرفی	10 kpa
بازدهی	η_N =95%

جدول ۲- مشخصات بویلر مورد مطالعه[۷]

جدول ۳- میانگین اطلاعات قرائت شده از روی نمایشگر بویلر

www.SID.ir

Archive of SID

با جایگذاری مقادیر قرائت شده از بویلر مطابق جدول ۳ در معادلات (۱)، (۲)، (۳) میزان بازدهی به صورت تجربی و عملی بدست آمده است که در جدول ۴ نمایش داده شده اند:

جدول ۴- جایگذاری مقادیر قرائت شده از جدول ۳ در معادلات ۱، ۲، ۳.

V_2	Q_1	η_B	η_N
20.97	720188.17	86.7%	95%

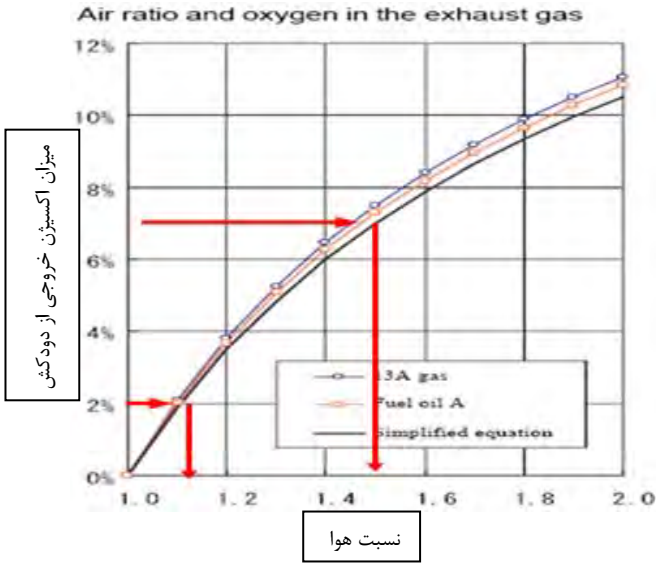
تلفات سوخت = (1-86.7/95)×100% = 8.8 %

در نتیجه مقدار تلفات حراتی $8.8/100\times21.03=1.85Nm^3/h$ می شود. حال اگر فرض کنیم که این بویلر در طول سال حداقل ۸۰۰۰ ساعت کار کند با در نظر گرفتن دو نرخ ۷۰۰ و ۳۱۴۰ ریال، هزینه سا لیانه تلفات حرارتی فقط به دلیل استفاده از هوای اضافی بیش از مقدار استاندارد به ترتیب در حدود ۱۰۳۶۰۰۰۰ ریال در سال و ۴۶۴۷۲۰۰۰ ریال در سال می شود.

حال میزان هوای اضافه ایی که در این بویلر مصرف می شود محاسبه شده است، برای این کار ابتدا مقدار اکسیژن خروجی از دودکش بویلر که در حال اتلاف می باشد توسط آنالایزر اکسیژن از خروجی دودکش قرائت شده است، (نمودار ۲- تغیرات میزان هوای اضافه نسبت به میزان اکسیژن در گازهای خروجی از دودکش را نشان می دهد) که مقداری که آنالایزر نشان می دهد حدود ۶/۴ می باشد. در نتیجه میزان هوای اضافه برابر می شود با:

m=21/21-6.4 =1.44

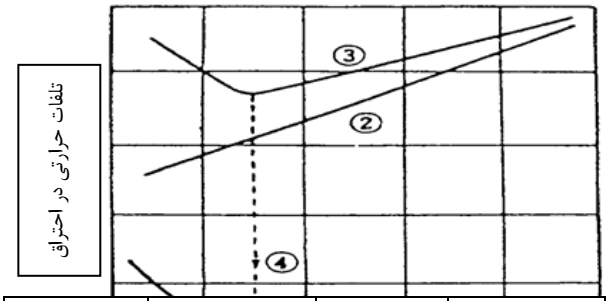
که این بدین معناست که بویلر همراه با ۴۴ درصد هوای اضافه می سوزد در حالی که میزان هوای استاندارد اضافه برای این نوع بویلر با سوخت گاز طبیعی حدود ۲۵ درصد ذکر شده است[۷] و این یعنی این که، این بویلر به میزان ۱۹ درصد بیشتر هوای اضافه مصرف میکند و این منجر به کاهش بازده حرارتی بویلر و همچنین دمای شعله در داخل محفظه احتراق می شود. با کوچکترین تغییر در میزان هوای ورودی به این بویلر می توان از این اتلافات بدون اینکه هزینه ایی برای سیستم داشته باشد جلوگیری کرد.



نمودار ۲- نمودار تغیرات میزان هوای اضافه نسبت به میزان اکسیژن در گازهای خروجی از دودکش[۴]

نتیجه گیری و پیشنهادات:

در نتیجه برای کمینه کردن میزان تلفات حرارتی احتراق لازم است، مرتب میزان اکسیژن خروجی از دودکش را اندازه بگیریم و هر وقت بویلر در مقدار هوای اضافه غیر استاندارد خود چه کمتر و چه بیشتر کار کرد میزان آن را بهینه کنیم زیرا اگر با میزان هوای اضافه کمتر از مقدار خود بسوزد دچار احتراق ناقص می شود و راندمان بویلر را کاهش می دهد و همچنین منجر به تولید گازهای ناقص محترق شده نظیر CO می کند (مطابق با خط ۱ در نمودار ۳) و اگر با هوای اضافه ایی بیشتر از مقدار استاندارد خود احتراق صورت بگیرد منجر به کاهش دمای شعله آدیاباتیک و در نتیجه خارج شدن اکسیژن به صورت هدر رفت در دودکش می شود و درنتیجه باز هم منجر به کاهش بازدهی بویلر می شود(مطابق با خط ۲ در نمودار ۳).



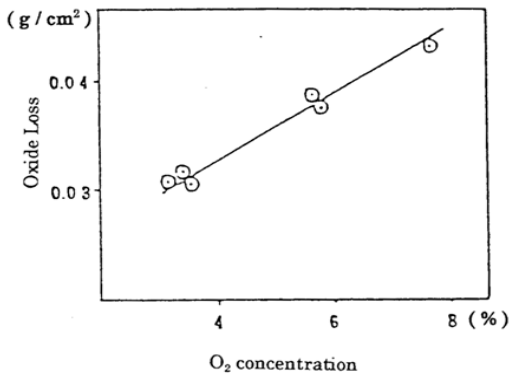
دمای هوا	25 ^{0}c	فشار گاز مصرفی	10.03 kpa
فشار هوا	96.5 kpa	دبی گاز مصرفی	21.7 m^3/h
دمای آب تغذیه	24 ^{0}c	فشار بخار	0.697 Mpa
دبی آب تغذیه	1.04 m^3/h	دمای دود خروجی	129.33 ^{0}c
دمای گاز مصرفی	24 ^{0}c	دبی بخار	260.24 kg/h

www.SID.ir

Archive of SID

نمودار ۳- مقایسه تلفات حرارتی ناشی از۱) احتراق ناقص سوخت۲) گازهای خروجی دودکش۳) تلفات حرارتی کل۴) نسبت هوای بهینه تلفات حرارتی کل[۴]

چنانچه میزان نسبت هوا را تنظیم کنیم اثر مستقیمی روی مصرف سوخت و تلفات اکسیدی (مطابق با نمودار ۴) خوهد داشت.



نمودار ۴- تغییرات تلفات اکسیداسیون نسبت به غلظت اکسیژن[۴]

همچنین از نظر محیط زیستی نیز اثرات مخربی روی محیط زیست ایجاد می کند و منجر به تولید ناکس و سایر گازهای آلاینده می شود. به طور کلی نتایج حاصل از تغییر در میزان هوای اضافه در جدول ۵ به اختصار ارایه شده است:

جدول ۵- خلاصه جدول ضرورت تنظیم هوای اضافه

اثر بر روی آیتم های مختلف		ضرورت
هوای اضافه	کمبود هوا	
راندمان احتراق کم افزایش تلفات حرارتی گازهای اگزوز	تلفات سوخت نسوخته انتشار دوده ودود نسوخته	برای احتراق کامل
راندمان احتراق کم افزایش تلفات حرارتی گازهای اگزوز تلفات سوخت نسوخته	تلفات سوخت نسوخته	برای نرخ مصرف سوخت کم
تولید اکسید بیشتر کیفیت پایین مواد	تولید اکسید کمتر	برای تولید اکسید کمتر SCALE LOSS
افزایش تولید ناکس	تلفات سوخت نسوخته انتشار دوده ودود نسوخته	برای آلودگی محیط کمتر
کاهش دما افزایش تلفات گازهای خروجی	کاهش دما افزایش تلفات گازهای نسوخته	برای بدست آوردن دمای معین در کوره

پیشنهاد می شود محققین در تحقیقات آتی روی سایر عوامل تاثیر گذار در افزایش بازدهی و کاهش تلفات حرارتی به شکلی که در ذیل به آن پرداخته شده است بپردازند:

۱- ارتقاء از طریق تعمیرات وافزایش راندمان مبدلها:

رسوبات درسطوح انتقال حرارت موجب افزایش مقاومت در برابر انتقال حرارت می شود، سرویس وتمیزکاری منظم سطوح انتقال حرارت موجب افزایش راندمان مبدل حرارتی می شود، کثیفی سطوح انتقال حرارت موجب بالا رفتن دمای دودکش وافزایش تلفات حرارتی از دودکش می شود.

۲- ارتقاء از طریق عایقکاری مناسب:

برای عایق کاری کوره ها دو متد اصلی وجود دارد:
در روش اول سطوح داخلی کوره با مواد پیش ساخته درست می شود وعایق کاری در روی سطوح این مواد نصب می گردد. که با توجه به شرایط هوای بیرونی ضخامت عایق تعیین می گردد و این روش بیشتر برای کوره های با عملکرد منقطع استفاده می شود.
در روش دوم موادی که برای ساخت کوره بکار می رود خود وظیفه عایق حرارتی را نیز بعهده دارند. این روش برای مواردی است که شرایط هوای بیرونی نقش تعیین کننده ای در عملکرد کوره ایفا نمی کند این روش برای کوره هایی با عملکرد مداوم بکار می روند.

۳- ارتقاء از طریق پیشگرم کردن هوا.

۴- کنترل شعله.

منابع و مراجع :

[۱]دستورالعمل انجام ممیزی انرژی در مراکز صنعتی، مهندس علیرضا ظریف، سازمان بهره وری انرژی ایران،۱۳۷۶، ایران.

[2]Crain B.Smith, Energy Management Principles, First Published Mc-Craw Hill Book Company, 1981, New Yourk.

[۳]احتراق، اروین گلاسمن، ترجمه وهاب پیروز پناه، چاپ اول، انتشارات دانشگاه تبریز، ۱۳۷۱، تبریز.

[4] BEI., Moern Power Practice System Operation Volume l, 3rd Edition, Pergamon Press, 1991, London.

[5]M.Kh.Karapetyants,Examples In Chemical Thermodynamics, 5th Edition, Mir Publishers, 1979, Moscow.

[6]www.iea.org 2010 Hand Book.

[7]https://web.distone.com/guidon/cuLogin.asp

www.SID.ir

Archive of SID

www.SID.ir