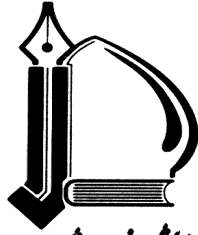


بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشگاه فردوسی شهید  
دانشکده مهندسی  
گروه مکانیک

پایان نامه کارشناسی ارشد  
گرایش تبدیل انرژی

عنوان

تاثیر نسبت هم ارزی سوخت به هوا بر راندمان قانون اول و  
دوم ترمودینامیک بویلر و تاثیر آن بر انرژی خروجی از  
دودکش

نگارنده

فراس لطیف مهاوش

استاد راهنما

جناب آقای دکتر محسن قاضی خانی

تیرماه ۱۳۹۷

## اظهارنامه

اینجانب فراس لطیف حسانی مهاوش دانشجوی مقطع کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک-تبدیل انرژی دانشکده مهندسی دانشگاه فردوسی مشهد نویسنده پایان نامه کارشناسی ارشد تحت راهنمایی آقای دکتر محسن قاضی خانی متعهد می شوم:

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش های محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد کرده ام.
- مطالب مندرج در رساله تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نگردیده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه فردوسی مشهد است. مقالات مستخرج با نام «دانشگاه فردوسی مشهد» و یا «Ferdowsi University of Mashhad» به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی رساله تاثیرگذار بوده اند را در مقالات مستخرج از رساله رعایت کنم و در تمامی آن ها نام استاد(ان) راهنما به عنوان نویسنده مسئول و نشانی الکترونیکی دانشگاهی آنان را قید نمایم.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی داشته یا از آن ها استفاده کرده ام، اصل رازداری، ضوابط و اصول اخلاق پژوهشی را رعایت نموده ام.

تاریخ:

امضای دانشجو

### مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه های رایانه ای، نرم افزارها و تجهیزات ساخته شده) متعلق به دانشگاه فردوسی مشهد است. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوط ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نیست.

## صور تجلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد/رساله دکتری

جلسه دفاع از رساله آقای فراس لطیف حسانی مهاوش دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک-تبدیل انرژی در ساعت ۱۷:۰۰ روز ۱۳۹۷/۴/۳۰ در کلاس A21 دانشکده مهندسی با حضور امضا کنندگان ذیل تشکیل گردید. پس از بررسی های لازم، هیأت داوران رساله ی نامبرده را با نمره به عدد .....، به حروف ..... و با درجه ..... مورد تأیید قرار داد.

### عنوان رساله

تأثیر نسبت هم ارزی سوخت به هوا بر راندمان قانون اول و دوم ترمودینامیک بویلر و تأثیر آن بر  
انرژی خروجی از دودکش

امضا

هیئت داوران

- استاد ممتحن داخلی: دکتر مجتبی ماموریان  
دانشیار گروه مهندسی مکانیک دانشگاه فردوسی مشهد
- استاد ممتحن داخلی: دکتر محمود فرزانه گرد  
استاد گروه مهندسی مکانیک دانشگاه فردوسی مشهد
- نماینده تحصیلات تکمیلی: دکتر مجتبی ماموریان  
دانشیار گروه مهندسی مکانیک دانشگاه فردوسی مشهد
- استاد راهنما: دکتر محسن قاضی خانی  
استاد گروه مهندسی مکانیک دانشگاه فردوسی مشهد
- مدیر گروه: دکتر محمود شریعتی  
استاد گروه مهندسی مکانیک دانشگاه فردوسی مشهد

تقدیم به پیشگاہ حضرت ولی عصر (عج)

## قدردانی و تشکر

از استاد راهنمای محترم جناب آقای دکتر قاضی خانی بابت زحماتی که برای انجام پایان نامه مبذول داشتند نهایت تشکر و قدردانی را دارم.



بسمه تعالی

مشخصات رساله/پایان نامه تحصیلی دانشجویان

دانشگاه فردوسی مشهد

عنوان رساله/پایان نامه: تاثیر نسبت هم ارزی سوخت به هوا بر راندمان قانون اول و دوم ترمودینامیک بویلر و تاثیر آن بر آگرژی خروجی از دودکش

نام نویسنده: فراس لطیف حسانی مهاوش

نام استاد راهنما: جناب آقای دکتر محسن قاضی خانی

رشته تحصیلی: مهندسی مکانیک گروه تبدیل انرژی

گروه: مکانیک

دانشکده: مهندسی

تاریخ دفاع: ۱۳۹۷/۴/۳۰

تاریخ تصویب:

تعداد صفحات:

مقطع تحصیلی: کارشناسی ارشد  دکتری 

چکیده پایان نامه

آمار وزارت نیرو نشان می‌دهد ۲۰ درصد تولید برق کشور از طریق نیروگاه‌های با سیکل رانکین صورت می‌گیرد که در آن‌ها از بویلر استفاده می‌شود. با توجه به اهمیت بویلر در صنایع مختلف، بررسی و بهینه سازی آن از دید ترمودینامیکی حائز اهمیت می‌باشد و تحلیل آگرژی با توجه به مزایای آن من جمله شناسایی عوامل تخریب آگرژی ابزاری مناسب جهت تحلیل عملکرد بویلر شناخته می‌شود. تحقیقات گذشته که نیروگاه‌ها را از دید قانون دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار دادند نشان می‌دهند که بالغ بر ۷۰ درصد تخریب آگرژی در بویلر اتفاق می‌افتد و تحقیقات انجام شده بر روی بویلر به ترتیب واکنش احتراق و انتقال حرارت بین گازهای داغ و آب جریان یافته در بویلر را علت کاهش راندمان آگرژی شناسایی نموده اند. عواملی همچون دمای سوخت و هوای ورودی به محفظه احتراق و درصد هوای اضافه بر راندمان آگرژی محفظه احتراق که به دنبال آن بر راندمان آگرژی موثر واقع می‌شوند دارد. برای تحلیل تاثیر نسبت هم ارزی بر عوامل راندمان انرژی و آگرژی، توان ورودی، نسبت تولید بخار و آگرژی گازهای خروجی از دودکش بویلر، داده‌های عملکرد ۲۴ ساعته بویلر واحد یک اشکودا نیروگاه مشهد دریافت شده و محاسبات تغییرات عوامل عملکردی بویلر که ذکر شد، توسط کد نرم افزاری متلب محاسبه گردید. نتایج نشان داد که راندمان انرژی و آگرژی در نسبت هم ارزی ۰.۸۹ در حداکثر حالت خود است. مدل احتراق ادیاباتیک در نسبت مافوق هم ارزی ۰.۹۱، خطای کمتری را نشان می‌دهد و در نسبت هم ارزی بیشینه ۰.۹۵، خطای ۲۳ درصد را نشان می‌دهد که ناشی از احتراق ناقص سوخت است. آگرژی ترمومکانیکی بالغ بر ۷۵ درصد آگرژی گازهای خروجی از دودکش را تشکیل داده و آگرژی شیمیایی گازهای مذکور با افزایش نسبت هم ارزی افزوده می‌شود. تغییر نسبت تولید بخار روندی مشابه راندمان انرژی و آگرژی را دارد و ماکزیمم ۱,۷۵۰,۰۰۰ کیلوگرم بخار به ازای واحد سوخت توسط بویلر تولید شد.

کلید واژه:

۱- تحلیل آگرژی

۲- نسبت هم ارزی

۳- احتراق

۴- بویلر

۵- نیروگاه

امضای استاد راهنما:

تاریخ:

صفحه	فهرست مطالب
۱.....	<b>۱ مقدمه.....</b>
۱.....	۱-۱ مقدمه.....
۲.....	۲-۱ نقش بویلرها در مصرف سوخت‌های فسیلی در ایران و جهان.....
۳.....	۳-۱ تحلیل ترمودینامیکی بویلرها و اهمیت تحلیل انرژی.....
۳.....	۴-۱ معرفی انواع بویلرهای متداول در صنایع.....
۵.....	۵-۱ معرفی دیگ‌های بخار لوله آبی.....
۶.....	۶-۱ معرفی بخش‌های مختلف بویلر لوله آبی.....
۱۰.....	۷-۱ عوامل هدر رفت انرژی در بویلرها.....
۱۱.....	۸-۱ جمع بندی.....
۱۲.....	<b>۲ مروری بر مطالعات گذشته.....</b>
۱۲.....	۱-۲ مقدمه.....
۱۳.....	۲-۲ مرور بر تحقیقات گذشته.....
۲۰.....	۳-۲ جمع بندی و معرفی موضوع تحقیق و جنبه های نوآوری.....
۲۱.....	۴-۲ معرفی واحد اشکودا نیروگاه مشهد.....
۲۳.....	<b>۳ معادلات حاکم.....</b>
۲۳.....	۱-۳ مقدمه.....
۲۳.....	۲-۳ بخش بندی بویلر و معادلات کلی حاکم.....
۲۶.....	۱-۲-۳ روابط حاکم بر بخش محفظه احتراق.....
۲۹.....	۲-۲-۳ معادلات حاکم بر بخش مبدل حرارتی.....
۳۱.....	<b>۴ نتایج محاسبات و صحه‌گذاری.....</b>
۳۱.....	۱-۴ مقدمه.....
۳۱.....	۲-۴ نحوه محاسبات و صحه‌گذاری کد.....
۳۴.....	۳-۴ نتایج عملکرد بویلر واحد یک اشکودا.....
۴۲.....	<b>۵ نتیجه گیری.....</b>
۴۳.....	۱-۵ نتایج تحقیق.....
۴۴.....	۲-۵ پیشنهادات برای تحقیقات آینده.....
۴۵.....	<b>مراجع.....</b>
۴۷.....	<b>پیوست‌ها.....</b>



فهرست شکل‌ها	صفحه
شکل ۱-۱ - تقسیم بندی انواع نیروگاه‌های کشور [۳].....	۲
شکل ۲-۱ - نحوه قرار گیری فن‌های دمنده (FD Fan) و مکنده (ID Fan) در بویلرها.....	۸
شکل ۳-۱ - نمایش بخش‌های مختلف درام بخار.....	۹
شکل ۴-۱ - نمایش بخش‌های مختلف یک بویلر با سوخت ذغال سنگ.....	۱۰
شکل ۱-۲ - تاثیر تغییر درصد هوای اضافه بر راندمان بویلر [۸].....	۱۳
شکل ۲-۲ - تغییرات راندمان اگزرژی بخش‌های مختلف نیروگاه با تغییر دمای مرجع [۱۰].....	۱۵
شکل ۳-۲ - تغییرات راندمان قانون دوم بویلر در بارها و دما های محیط مختلف.....	۱۵
شکل ۴-۲ - مقایسه میزان تخریب اگزرژی در بخش‌های مختلف نیروگاه [۱۲].....	۱۶
شکل ۵-۲ - شماتیک مقایسه میزان تخریب اگزرژی بخش‌های مختلف نیروگاه [۱۳].....	۱۶
شکل ۶-۲ - نمودار تغییرات راندمان قانون اول و دوم نیروگاه با افزایش فشار خروجی بویلر [۱۳].....	۱۷
شکل ۷-۲ - تغییرات میزان تخریب اگزرژی و راندمان قانون دوم به ازای تغییر دمای مرجع [۱۴].....	۱۸
شکل ۸-۲ - عملکرد ترمودینامیکی بخش‌های مختلف بویلر [۱۶].....	۱۹
شکل ۹-۲ - نمودار تغییرات بازگشت ناپذیری اجزاء بویلر و بازگشت ناپذیری کلی بویلر با تغییر دمای مرجع [۱۷].....	۱۹
شکل ۱۰-۲ - نمودار تغییرات تاثیر پذیری اجزاء بویلر و تاثیر پذیری کلی بویلر با تغییر دمای مرجع [۱۷].....	۲۰
شکل ۱۱-۲ - تصویر بویلر واحد یک اشکودا.....	۲۲
شکل ۱-۳ - نمای شماتیک بخش بندی تئوری بویلر.....	۲۴
شکل ۲-۳ - فلوجارت نحوه محاسبه دما و کسر مولی محصولات احتراق.....	۲۸
شکل ۱-۴ - نمودار نحوه محاسبات کد.....	۳۳
شکل ۲-۴ - نمودار تغییرات دمای احتراق آدیاباتیک سوخت گاز طبیعی با تغییر نسبت هم ارزی [۲۱].....	۳۴
شکل ۳-۴ - نمودار تغییرات درصد هوای اضافه با تغییر نسبت هم ارزی.....	۳۴
شکل ۴-۴ - نمودار تغییرات نسبت هم ارزی با توان معادل سوخت ورودی در بویلر واحد یک اشکودا.....	۳۵
شکل ۵-۴ - تغییرات راندمان قانون اول ترمودینامیک با تغییر نسبت هم ارزی در بویلر واحد یک اشکودا.....	۳۶
شکل ۶-۴ - تغییرات راندمان اگزرژی با تغییر نسبت هم ارزی در بویلر واحد یک اشکودا.....	۳۶
شکل ۷-۴ - مقایسه نتایج دمای گازهای خروجی از دودکش در دو حالت تئوری و تجربی.....	۳۷
شکل ۸-۴ - تغییرات اگزرژی ترمومکانیکی گازهای خروجی از دودکش بویلر با تغییر نسبت هم ارزی.....	۳۸
شکل ۹-۴ - تغییرات اگزرژی شیمیایی گازهای خروجی از دودکش بویلر با تغییر نسبت هم ارزی.....	۳۸
شکل ۱۰-۴ - نمودار تغییرات اگزرژی گازهای خروجی از دودکش با تغییر نسبت هم ارزی.....	۳۹
شکل ۱۱-۴ - نمودار تغییرات نسبت تولید بخار با نسبت هم ارزی.....	۴۰
شکل ۱۲-۴ - تغییرات مصرف سوخت به ازای توان خروجی بویلر در حالات مختلف عملکردی سیستم.....	۴۱

صفحه	فهرست جدول‌ها
۲۵	جدول ۱-۳ کسر مولی اجزاء محیط استاندارد [۱۹].....
۲۵	جدول ۲-۳ - کسر مولی ترکیبات گاز طبیعی پالایشگاه خانگیران [۲۰].....
۲۶	جدول ۳-۳ - جدول محاسبه ضرایب فرمول شیمیایی گاز طبیعی.....
۳۲	جدول ۱-۴ - صحه‌گذاری بر مقادیر انتالپی، انتروپی، راندمان انرژی و انرژی و تخریب انرژی محاسبه شده. ۳۲
۳۲	جدول ۲-۴ - جدول صحه‌گذاری بر محاسبات دمای دودکش، انرژی شیمیایی سوخت و دمای احتراق..... ۳۲

## فهرست علائم

## علائم لاتین

اگرژی هوا (kJ/kg)	$E_{Air}$
اگرژی شیمیایی سوخت زام (kJ/kg)	$E_{ch,j}$
اگرژی شیمیایی کلی سوخت (kJ/kg)	$E_{ch,T}$
اگرژی شیمیایی گاز (kJ/kg)	$E_{Che}$
اگرژی جریان گازهای خروجی از دودکش (kJ/kg)	$E_{fg}$
اگرژی جریان گازهای داغ پس از احتراق (kJ/kg)	$E_{hg}$
اگرژی ترمومکانیکی گاز (kJ/kg)	$E_{Mech}$
اگرژی جریان بخار (kJ/kg)	$E_s$
اگرژی جریان آب مایع (kJ/kg)	$E_w$
اگرژی آب مایع اشباع یا بخار (kJ/kg)	$E_{Water/steam}$
شتاب گرانش ( $m/s^2$ )	$g$
آنتالپی هوای خشک (kJ/Kg)	$h_a$
آنتالپی جریان ورودی (kJ/Kg)	$h_{in}$
آنتالپی جریان خروجی (kJ/Kg)	$h_{out}$
اگرژی هوا (kJ/kg)	$E_{Air}$
اگرژی شیمیایی سوخت زام (kJ/kg)	$E_{ch,j}$
اگرژی شیمیایی کلی سوخت (kJ/kg)	$E_{ch,T}$
اگرژی شیمیایی گاز (kJ/kg)	$E_{Che}$
اگرژی جریان گازهای خروجی از دودکش (kJ/kg)	$E_{fg}$
اگرژی جریان گازهای داغ پس از احتراق (kJ/kg)	$E_{hg}$
اگرژی ترمومکانیکی گاز (kJ/kg)	$E_{Mech}$
اگرژی جریان بخار (kJ/kg)	$E_s$
اگرژی جریان آب مایع (kJ/kg)	$E_w$
اگرژی آب مایع اشباع یا بخار (kJ/kg)	$E_{Water/steam}$
آنتالپی هوای خشک (kJ/Kg)	$h_a$
آنتالپی جریان ورودی (kJ/Kg)	$h_{in}$
آنتالپی گاز $i$ ام در دمای مرجع و فشار استاندارد یک اتمسفر (kJ/Kg)	$\bar{h}_{i,T_0}$

آنتالپی گاز $i$ ام در دمای $T$ و فشار استاندارد یک اتمسفر (kJ/Kg)	$\bar{h}_{i,T}$
آنتالپی جریان خروجی (kJ/Kg)	$h_{out}$
آنتالپی بخار آب (kJ/kg)	$h_s$
آنتالپی بخار اشباع موجود در هوا در دمای مرجع $T_0$ (kJ/Kg)	$h_{v,0}$
آنتالپی بخار اشباع موجود در هوا (kJ/Kg)	$h_v$
آنتالپی آب مایع (kJ/kg)	$h_w$
بازگشت ناپذیری کلی ایجاد شده در حجم کنترل (kW)	$\dot{I}_{c.v}$
بازگشت ناپذیری محفظه احتراق (kW)	$\dot{I}_{CC}$
بازگشت ناپذیری مبدل حرارتی (kW)	$\dot{I}_{HE}$
دبی جرمی هوای ورودی به بویلر (kg/s)	$\dot{M}_a$
دبی جرمی سوخت ورودی به بویلر (kg/s)	$\dot{M}_f$
دبی جرمی گازهای خروجی از دودکش (kg/s)	$\dot{M}_{fg}$
دبی جرمی گازهای داغ احتراق (kg/s)	$\dot{M}_{hg}$
دبی جرمی جریان ورودی به حجم کنترل (kg/s)	$\dot{m}_{in}$
دبی جرمی جریان خروجی به حجم کنترل (kg/s)	$\dot{m}_{out}$
دبی جرمی بخار خروجی از بویلر (kg/s)	$\dot{M}_s$
دبی جرمی آب ورودی به بویلر (kg/s)	$\dot{M}_w$
حرارت ورودی/خروجی حجم کنترل (kW)	$\dot{Q}_i$
افت حرارتی بویلر (kW)	$\dot{Q}_{loss}$
ثابت جهانی گازها (kJ/(K.mol))	$\bar{R}$
ثابت گاز هوا (kJ/(K.kg))	$R_a$
انتروپی هوای خشک (kJ/(K.kg))	$s_a$
انتروپی در دما و فشار مرجع (kJ/(K.kg))	$s_0$
انتروپی جریان ورودی (kJ/(K.kg))	$s_{in}$
انتروپی استاندارد جزء $i$ ام گاز در دمای $T_0$ (kJ/(K.mol))	$\bar{s}_{i,T_0}^0$
انتروپی استاندارد جزء $i$ ام گاز در دمای $T$ (kJ/(K.mol))	$\bar{s}_{i,T}^0$
انتروپی جریان خروجی (kJ/(K.kg))	$s_{out}$
انتروپی بخار آب موجود در هوای مرجع (kJ/(K.kg))	$s_{v,0}$
انتروپی بخار آب موجود در هوا (kJ/(K.kg))	$s_v$

سرعت جریان ورودی به حجم کنترل (m/s)	$V_{in}$
سرعت جریان خروجی از حجم کنترل (m/s)	$V_{out}$
کار ورودی/خروجی حجم کنترل (kW)	$\dot{W}_i$
فاصله جریان ورودی از نقطه مبدا انرژی پتانسیل گرانشی (m)	$Z_{in}$
فاصله جریان خروجی از نقطه مبدا انرژی پتانسیل گرانشی (m)	$Z_{out}$
<b>علائم یونانی</b>	
راندمان انرژی	$\eta$
نسبت هم ارزی	$\varphi$
راندمان انرژی	$\psi$
رطوبت مخصوص	$\omega$
<b>بالانویسها</b>	
حالت استاندارد	$0$
<b>زیرنویسها</b>	
ورودی (inlet)	$in$
خروجی (outlet)	$out$
مرجع (Reference)	$0$
هوا (air)	$a$
بخار آب (vapor)	$v$
آب مایع (water)	$w$
بخار آب (steam)	$s$
گازهای داغ (hot gas)	$hg$
گازهای محترق (flue gas)	$fg$
شیمیایی (Chemical)	$che$

## ۱ مقدمه

### ۱-۱ مقدمه

بویلر<sup>۱</sup> به معنای جوشاننده، حرارت ناشی از احتراق سوخت را به آب انتقال داده و آب به بخار مافوق گرم<sup>۲</sup> تبدیل می‌کند و در واقع مبدل حرارتی است که با گرفتن انرژی حرارتی سوخت و انتقال آن به آب مایع موجب تبخیر آن می‌شود. بویلرها از حدود قرن هجدهم در طی انقلاب صنعتی گسترش پیدا کردند و تا امروز از حیث اندازه، تنوع، انعطاف پذیری و پیچیدگی تغییرات زیادی کرده اند. از دید کدهای استاندارد، بویلر یک محفظه نگهدارنده تحت فشار است که بخار تولید نموده که حداقل میزان فشار آن ۲ بار است. بویلرها از نظر ساختار، محدوده دما و فشار و کاربرد به انواع مختلفی تقسیم بندی می‌شوند [۱]. در این بخش ابتدا آمار در مورد نقش بویلرهای در مصرف سوخت‌های فسیلی ایران و جهان مطالبی ذکر می‌شود و سپس به بررسی انواع بویلرها پرداخته می‌شود و نمونه‌های متداول آن در صنعت نیروگاه‌ها، معرفی می‌شود سپس نحوه تحلیل عملکرد ترمودینامیکی بویلرها توضیح داده شده و در نهایت به اهمیت تحقیق در مورد فرآیند احتراق اشاره و عوامل موثر بر آن بر شمرده می‌شود.

---

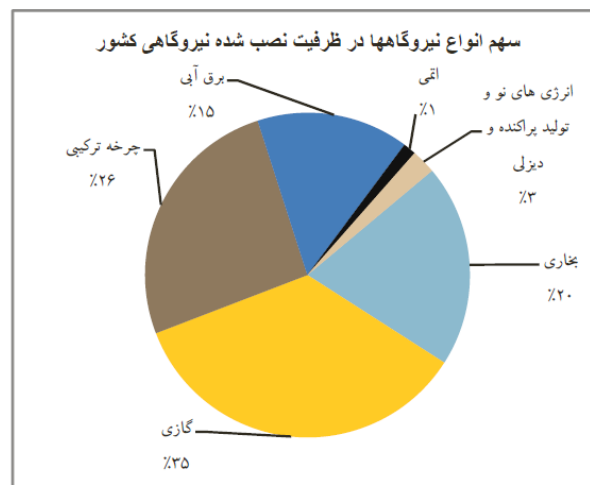
<sup>1</sup> Boiler

<sup>2</sup> Super Heated Steam

## ۱-۲ نقش بویلرها در مصرف سوخت‌های فسیلی در ایران و جهان

بویلر در صنایع تولید انرژی و نیروگاه‌ها، صنایع تبدیلی غذایی و دارویی و البته گرمایش و تهویه مطبوع نقش مهمی را به عهده دارد و صنایع مذکور از بویلر برای تامین بخار مورد احتیاج خود استفاده می‌کنند. یکی از روش‌های تولید برق، استفاده از سیکل رانکین است. در سیکل مذکور سیال (عمدتاً آب) فشرده شده تبخیر می‌شود و توربین با تغذیه بخار کار مکانیکی تولید نموده و توسط ژنراتورهای برق به انرژی الکتریکی تبدیل می‌شود. آمارهای جهانی نشان می‌دهد که در آمریکا صنایع سهم بزرگی از مصرف سوخت خود را صرف تولید بخار می‌کنند از جمله ۵۷ درصد مصرف سوخت در صنایع غذایی، ۸۱٪ در صنعت کاغذ، ۴۲٪ در صنایع شیمیایی، ۲۳٪ در صنایع پتروشیمی و نهایتاً ۱۰٪ در صنایع تولید فولاد را به خود اختصاص می‌دهد و این حجم مصرف پتانسیل ۱۰ الی ۱۵ درصد کاهش را دارد [۲].

طبق آمار وزارت نیرو ایران حدود ۲۰ درصد از تولید برق کشور از طریق نیروگاه‌های بخار انجام می‌شود که برای تولید بخار از بویلر استفاده می‌کنند. بنابراین بهینه‌سازی بویلر تاثیر قابل توجهی در کاهش مصرف انرژی خواهد گذاشت [۳].



شکل ۱-۰-۱- تقسیم بندی انواع نیروگاه‌های کشور [۳]

با توجه به آمار ارائه شده در شکل (۱-۱)، ۲۰ درصد تولید به طور سیکل رانکین<sup>۱</sup> و ۳۵ درصد به شکل سیکل ترکیبی برق تولید نموده و برای تولید بخار از بویلر استفاده می‌کنند. بنابراین تحقیقات به منظور بهینه‌سازی بویلرها دارای اهمیت بالایی خواهد بود.

<sup>۱</sup> Rankine Cycle

### ۱-۳ تحلیل ترمودینامیکی بویلرها و اهمیت تحلیل انرژی

یکی از متداول ترین ابزارها برای تحلیل عملکرد کلی سیستم‌های انرژی، تحلیل ترمودینامیکی است. با استفاده از ابزار نامبرده، معادله تعادل انرژی و جرم حاکم بر سیستم حل شده و بخش‌هایی که هدررفت انرژی صورت می‌گیرد مشخص شده و در جهت جلوگیری از تلفات راه حل‌هایی ارائه می‌شود که به این تحلیل اصطلاحاً تحلیل انرژی اطلاق می‌شود.

در قانون دوم ترمودینامیک پارامتر انتروپی نقش ایفا کرده و به وسیله حل دو معادله پایستگی جرم و انرژی و در نهایت معادله قانون دوم ترمودینامیک میزان بازگشت ناپذیری ایجاد شده در سیستم بطور کلی، محاسبه می‌شود. با توجه به اینکه سیستم را می‌توان به بخش‌های مختلف و سهم هر یک از اجزاء را در تولید بازگشت ناپذیری بررسی نمود [۴]. از مهمترین تفاوت‌های تحلیل انرژی و تحلیل قانون دوم ترمودینامیک می‌توان به امتیاز قابلیت بررسی کیفیت انرژی اشاره کرد. برای مشخص کردن کیفیت انرژی از تعریفی به نام انرژی استفاده می‌شود. به حداکثر مقدار کاری که نسبت به یک محیط مرده یا مرجع از یک انرژی می‌توان گرفت را انرژی<sup>۱</sup> گویند که به صورت‌های مختلف انرژی ناشی از انتقال حرارت، جریان‌ی و غیر جریان‌ی و غیره نام‌گذاری می‌شود [۵]. از دیگر تمایزهای تحلیل قانون اول و دوم ترمودینامیک عدم امکان از بین رفتن انرژی بر خلاف انرژی است. در هر فرآیند واقعی همواره تخریب انرژی اتفاق می‌افتد و به فرآیندی که در آن تخریب انرژی ایجاد نشود فرآیند بازگشت پذیر گفته می‌شود. برای اندازه‌گیری انرژی فرض می‌شود که جریان انرژی به طور بازگشت پذیر کار انجام دهد.

بنابراین با توجه به آن چه درباره تحلیل‌های ترمودینامیکی و مزیت تحلیل انرژی بیان شد مشخص شد که به وسیله تحلیل یاد شده می‌توان حداکثر کارایی یک سیستم را به طور ایده آل تعیین کرد و با استفاده از نتایج این تحلیل عوامل و بخش‌های موثر در تخریب انرژی را شناسایی نمود و در جهت کاهش آن‌ها و بهره‌گیری حداکثری از انرژی‌های ورودی به سیستم اقدام به تغییر و بهینه‌سازی نمود.

### ۱-۴ معرفی انواع بویلرهای متداول در صنایع

بویلرها را می‌توان براساس جنس، فشار، درجه حرارت، شکل و ساختار، نوع سوخت و غیره تقسیم بندی نمود. دیگ‌های بخار را می‌توان از جهات مختلف دسته‌بندی کرد که شامل دسته‌بندی براساس نوع لوله، شکل، محتوی لوله‌ها، ظرفیت دیگ بخار و نوع چرخش سیال عامل است. دیگ‌های بخار بزرگ فولادی را با توجه به شکل و چینش اجزاء کوره<sup>۲</sup> در مدل‌های مختلف طراحی می‌کنند.

<sup>۱</sup> Exergy

<sup>۲</sup> Furnace



دیگ‌های بخار با توجه به ظرفیتشان و کاربرد های صنعتی و تجاری به شکل زیر تقسیم بندی می‌شوند:

- دیگ‌های بخار لوله آبی<sup>۱</sup>
- دیگ‌های بخار پوسته‌ای<sup>۲</sup>
- دیگ‌های بخار قطاعی<sup>۳</sup>

منظور از ظرفیت در طبقه بندی دیگ‌های بخار این است که به عنوان مثال دیگ‌های بخار قطاعی با ظرفیتهای پایین آب گرم برای مصارف خانگی تولید می‌کنند و دیگ‌های بخار پوسته‌ای با ظرفیت های متوسط در کارگاهها و کارخانجاتی که مصرف بخار آنها کم می‌باشد مورد استفاده قرار می‌گیرند. در نهایت دیگ‌های بخار لوله‌ای با ظرفیتهای بالا در مجتمع پتروشیمی یا نیروگاهها استفاده می‌شوند.

- دیگ‌های بخار پوسته‌ای

آب در داخل پوسته استوانه ای این دیگ‌های بخار جریان دارد ، کوره و همچنین لوله‌های حامل گازهای حاصل از احتراق<sup>۴</sup> که از میان آب می‌گذرند، در داخل پوسته واقع شده‌اند. این نوع دیگ بخار در دو دسته افقی و عمودی نیز تقسیم بندی می‌شود. دیگ‌های بخار پوسته معمولاً به صورت یک واحد کامل<sup>۵</sup> ساخته می‌شوند و تمامی تجهیزات لازم از جمله پمپ تغذیه، شیرهای مختلف اتصالات، سیستم الکتریکی و ... را به همراه دارد.

در دیگ‌های بخار لوله آتشی<sup>۶</sup>، آتش و گاز حاصل از احتراق از درون لوله‌ها جریان می‌یابند و باعث جوشش سیال انرژی گیرنده ( آب) در خارج محیط لوله می‌گردند. دیگ بخار لوله آتش حالت ویژه ای از پوسته ای با مخزن محتوی است که پوسته آن در بخش تحتانی دیگ بخار توسط گازهای حاصل از احتراق، حرارت می‌گیرد. لوله‌های آتش خوار با توجه به کاربردهای آنها به صورت افقی، عمودی و یا مایل قرار می‌گیرند.

- دیگ‌های بخار قطاعی

این دیگ‌های بخار آب داغ با فشار پایین برای سیستم های مرکزی تولید می‌کنند . تعداد قطاع های آن ها با توجه به ظرفیت مورد نیاز می‌تواند از ۳۰ کیلووات تا ۷۵۰ کیلووات تغییر کند. شعله حاصل از مشعل دیگ بخار در میان قطاع ها و جریان آب از حفرهای واقع در دیواره قطاع ها عبور می‌کند که با نام دیگ های چدنی در بازار شهرت دارند.

<sup>1</sup> Water Tube Boiler

<sup>2</sup> Shell Boiler

<sup>3</sup> Sectional Boiler

<sup>4</sup> Smoke Tube

<sup>5</sup> Package Boiler

<sup>6</sup> Fire Tube Boiler

دیگ های بخار از نظر چرخش<sup>۱</sup> سیال عامل به طور عمده به دیگ های بخار جریان طبیعی و اجباری تقسیم بندی می شوند. که در دیگ های جریان طبیعی، نیروی ایجاد شده جهت چرخش سیال عامل از اختلاف دانسیته سیالات قبل و بعد از انتقال حرارت حاصل می شود. در مقابل آن دیگ های بخاری جریان اجباری عامل حرکت سیال، مولدهای خارجی خواهند بود. در دیگ های جریان اجباری محدودیت افت فشار برای سیال عامل محدود کننده نیست و مولد حرکت سیال پمپهای چرخشی<sup>۲</sup> می باشد.

### ۱-۵ معرفی دیگ های بخار لوله آبی<sup>۳</sup>

احتمال انفجار دیگ های بخار در دما و فشار بالا تا سال ۱۸۶۷ وجود داشت تا اینکه استفان ویلکاکس<sup>۴</sup> و جرج باب کخ<sup>۵</sup> طرحی مدرن برای دیگ های بخار ارائه کردند و آن را دیگ بخار لوله آبی غیر انفجاری<sup>۶</sup> نامیدند.

پیشرفت توربین های بخار و احساس نیاز به بخار با فشار و دبی بالا باعث توسعه دیگ های بخار ابتدایی لوله آبی شود. در دیگ های بخار لوله آبی توزیع فشار در لوله ها باعث کوچکتر شدن قطر درام می گردد که این امر باعث افزایش مقاومت دیگ های بخار در برابر فشارهای خارجی می شود.

این دیگ های بخار از ظروف (Drums) با قطرهای نسبتاً کوچک ساخته شده اند که توسط لوله ها به یکدیگر متصل شده است تا در فشار های بالا کارایی داشته باشند. آب به این صورت جریان دارد که از درام بخار بالایی از طریق لوله های روبه پایین دست که از قسمت سرد دیگ بخار عبور کرده به درام آب واقع در قسمت پائین دیگ بخار هدایت می شود. قطعاتی به نام رایزر<sup>۷</sup> در قسمت داغ دیگ بخار چرخه آب را از درام آب به درام بخار فراهم می کنند. حبابهای بخار بالای رایزر موجب مکش آب به درون لوله ها می شود و آب پس از رسیدن به درام بخار و جدا شدن بخار، مجدداً چرخه فوق را طی می کند. ظرفیت دیگ های بخار لوله آبی، از ۵۲۰۰ کیلو وات تا مقادیر مورد نیاز نیروگاه ها یعنی تا حدود ۲۰۰۰ مگاوات متغیر است. برای بدست آوردن این محدوده وسیع از ظرفیت، لازم است از ۲ تا ۴ درام با لوله های مستقیم یا خمیده استفاده شود.

<sup>1</sup> Circulation

<sup>2</sup> Boiler Circulating Pump

<sup>3</sup> Water Tube Boiler

<sup>4</sup> Stephen Wilcox

<sup>5</sup> George Bab Cock

<sup>6</sup> Nonexplosive Water Tube Boiler

<sup>7</sup> Riser

- بویلر لوله آبی با لوله‌های مستقیم<sup>۱</sup>

یکی از انواع دیگهای بخار لوله آبی، دیگ بخار نوع لوله مستقیم است. در این دیگ بخار، لوله‌های آب مستقیم قرار گرفته که توسط دو هدر<sup>۲</sup> عمودی به یکدیگر متصل شده‌اند. آب اشباع توسط لوله‌های رو به پایین دست، به منظور جوشیدن وارد لوله‌های دیگ بخار می‌شود.

رایزر مخلوط آب و بخار را به درام منتقل می‌کند. دانسیته آب در لوله‌های رو به پایین دست<sup>۳</sup> خیلی بیشتر از دانسیته مخلوط آب و بخار در رایزر بوده که باعث ایجاد گردش طبیعی<sup>۴</sup> می‌شود. درام آب خوراک<sup>۵</sup> دریافتی از پیش گرمکن آب را به دیگ بخار منتقل می‌کند و بعد از دریافت، بخار اشباع آن را به سوپرهیتر می‌فرستد.

در درام از جدا کننده بخار<sup>۶</sup> استفاده می‌شود که قبل از ارسال بخار به سوپرهیتر آب از بخار جدا شود، از طریق ورودیهای پائینی<sup>۷</sup>، رسوبات موجود در آب به مخزن جمع کننده رسوب<sup>۸</sup> تخلیه می‌شوند. درام‌های دیگ‌های بخار می‌توانند به شکل طولی یا عرضی باشند که درام‌های طولی در فشارهای پایینتری نسبت به درام‌های عرضی کار می‌کنند.

- بویلر لوله آبی با لوله‌های خم دار<sup>۹</sup>

یکی دیگر از انواع بویلرهای لوله آبی دیگ‌های بخار لوله آبی با لوله‌های خم دار هستند که در آن‌ها به جای لوله‌های مستقیم از لوله‌های خمیده در بین درام‌ها و هدرها استفاده می‌شود.

## ۱-۶ معرفی بخش‌های مختلف بویلر لوله آبی

بویلرهای لوله آبی از بخش‌های اصلی درام آب ورودی و بخار، پیش گرم کن هوا، اکونومایزر، لوله‌های آب، مشعل‌ها، فن‌ها دمنده و مکنده و سوپرهیتر تشکیل شده است.

<sup>1</sup> Straight Tube Boiler

<sup>2</sup> Header

<sup>3</sup> Down Comer

<sup>4</sup> Natural Circulation

<sup>5</sup> Feed Water Flow

<sup>6</sup> Steam Separator

<sup>7</sup> Down Comer

<sup>8</sup> Mud Drum

<sup>9</sup> Bent Tube Boiler

دیگ بخار به عنوان تولید کننده بخار شامل دو قسمت تأمین کننده آب و تأمین کننده حرارت (کوره) است. سوخت و هوا در کوره که بخشی از دیگ بخار می‌باشد سوزانده شده و گازهای داغ حاصل از احتراق<sup>۱</sup> در اطراف المنتهای دیگ جریان پیدا کرده و حرارت خود را قبل از خارج شدن از میان کانال خروجی و تخلیه به اتمسفر، به آب می‌دهد.

انتقال حرارت گازهای حاصل از احتراق به لوله‌های حاوی آب از نوع جابجایی<sup>۲</sup> می‌باشد. علاوه بر انتقال حرارت به صورت جابجایی لوله‌هایی که در وضعیت عمودی در دیواره‌های محوطه قرار گرفته‌اند و همچنین لوله‌هایی که به صورت افقی در قسمت بام محوطه احتراق قرار دارند، حرارت را به صورت تشعشعی<sup>۳</sup> دریافت می‌کنند. حرارت تشعشعی مانند اشعه موج کوتاه منتقل می‌شود و هر جا که شعله ناشی از اشتعال سوخت در درون محوطه احتراق وجود داشته باشد، حرارت به صورت تشعشعی انتقال می‌یابد و این حرارت تنها به وسیله لوله‌هایی که در معرض شعله قرار گرفته‌اند، جذب می‌گردد و حرارت موجود در گازهای حاصل از احتراق از طریق چرخش گازها در محل قرار گرفتن لوله‌ها به آب می‌رسد.

چرخش گاز به روش‌های زیرانجام می‌شود:

الف - با استفاده از فن‌ها، که به عنوان یک پمپ هوا عمل کرده و هوای لازم برای احتراق را از بیرون به محوطه احتراق وارد می‌کنند و با ایجاد فشاری بالاتر از اتمسفر و یا کمتر از اتمسفر موجب انتقال گازهای حاصل از احتراق از درون محوطه احتراق به دودکش تخلیه می‌شوند.

ب- با استفاده از تخلیه طبیعی ناشی از اختلاف وزن گازهای داغ درون دودکش و هوای تازه، هوای لازم برای احتراق همزمان با جریان یافتن گاز سبکتر به درون دودکش به طرف مشع لها کشانده می‌شود. در بویلرها با ظرفیت‌های بزرگتر از فن برای تأمین هوای تازه و خروج گازهای احتراق استفاده می‌کنند. فن‌هایی که در بویلرها بکار می‌روند به دو قسم تبدیل می‌شود. فن‌های دمنده<sup>۴</sup> هوا را از اتمسفر مکش کرده و به پیش گرم کننده هوا می‌دمد و سپس هوای گرم شده به داخل بویلر برای انجام عملیات احتراق هدایت می‌شود. این فن موجب ایجاد فشار مثبت<sup>۵</sup> در بویلر می‌شود علاوه بر این هوای اضافی<sup>۶</sup> برای کامل شدن احتراق ارسال می‌کند، که در شکل (۱-۲) نشان داده شده است.

<sup>1</sup> Flue gas

<sup>2</sup> Convection

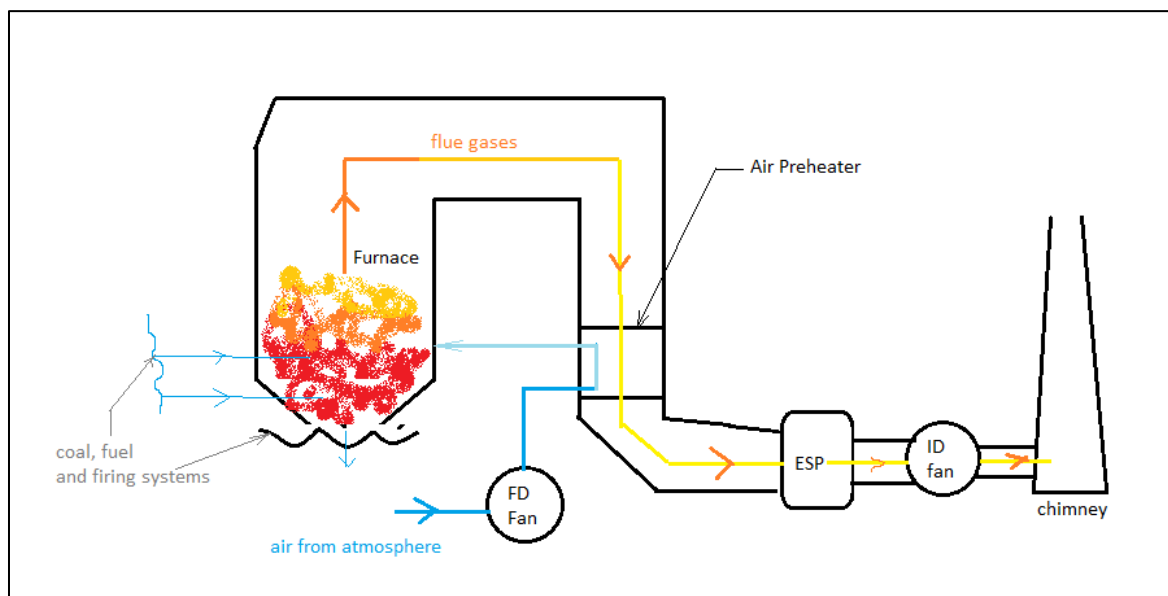
<sup>3</sup> Radiation

<sup>4</sup> Forced Draft Fan

<sup>5</sup> Positive Draft

<sup>6</sup> Excess Air

فن مکنده<sup>۱</sup>، فنی است که در موضع خروج گازهای بویلر قرار می‌گیرد و باعث ایجاد یک فشار منفی (مکش) در داخل بویلر می‌شود و موجب ایجاد سهولت در خروج گازهای احتراق داخل بویلر می‌شود و به سایر بخش‌های نیروگاه (سوپرهیتر، پیشگرمکن هوا، اکونومایزر و غیره) هدایت می‌کند.



شکل ۲-۰ - نحوه قرار گیری فن‌های دمنده (FD Fan) و مکنده (ID Fan) در بویلرها

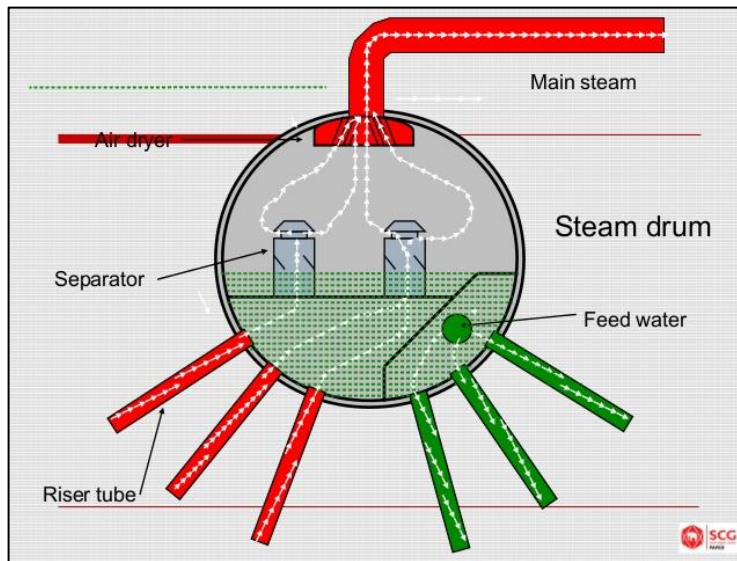
### • درام بخار<sup>۲</sup>

امروزه در سیستم‌های مدرن تولید بخار از درام بخار استفاده می‌شود. درام، آب را از بخار اشباع در حال جوشیدن جدا می‌کند و بخار از درام خارج شده و آب جوش باقی مانده، مجدداً وارد بویلر شده تا به بخار تبدیل شود. مهمترین وظیفه یک درام جدا کردن بخار از آب در حال جوشیدن است. همانطور که در شکل (۳-۱) نشان داده شده است، ساده‌ترین روش جدایش ثقلی<sup>۳</sup> می‌باشد که باید سرعت بخاری که آب را ترک می‌کند به اندازه کافی کم باشد تا بخار به طور طبیعی و بدون همراه داشتن قطرات آب یا ذرات جامد از آب جوش جدا شود در این حالت نیاز به برگشت مجدد نیست. درام بالا و پایین در شکل (۴-۱) مشخص شده است که درام بالا درام بخار و درام پایین درام آب می‌باشد.

<sup>1</sup> Induced Draft Fan

<sup>2</sup> Steam Drum

<sup>3</sup> Gravity Separating



شکل ۳-۰- نمایش بخش‌های مختلف درام بخار

- سیستم سوپرهیتر<sup>۱</sup>

برای استفاده بیشتر از انرژی گازها حاصل از احتراق، بخار اشباع تولید شده در درام دیگ بخار را مجدداً توسط گازهای حاصله از احتراق کوره گرم می‌کنند این عمل را داغ کردن بخار یا سوپر هیتر گویند. یک سوپر هیتر شامل هدر های ورودی و خروجی می‌باشد که توسط لوله‌هایی با قطر کم بهم مرتبط هستند، در دیگ‌های بخار مدرن، سوپر هیتر از دو قسمت اولیه و ثانویه تشکیل شده است. در شکل (۱-۴) سوپر هیتر، در بالای درام بخار قرار گرفته است.

- سیستم اکونومایزر<sup>۲</sup>

اکونومایزر شامل هدرهای ورودی و خروجی است که در این مرحله آب خوراک دیگ وارد هدر ورودی اکونومایزر شده و پس از عبور از لوله‌ها و پیش گرم شدن توسط گرمای باقی مانده گازهای حاصل از احتراق از طریق هدر خروجی وارد درام دیگ بخار می‌گردد که به وسیله جذب حرارت باقیمانده در گاز سوخته خروجی موجبات صرفه جویی در مصرف سوخت را فراهم می‌آورد از این رو به آن اکونومایزر می‌گویند.

- سیستم پیش گرمکن هوا<sup>۳</sup>

پیش گرمکن هوا در مسیر گازهای حاصل از احتراق بعد از اکونومایزر قرار می‌گیرد تا هوای مخصوص احتراق، حرارت گازها را جذب کند. پیش گرمکن های هوا شامل سه نوع لوله‌ای، صفحه ای و دوار است.

<sup>1</sup> Super Heater

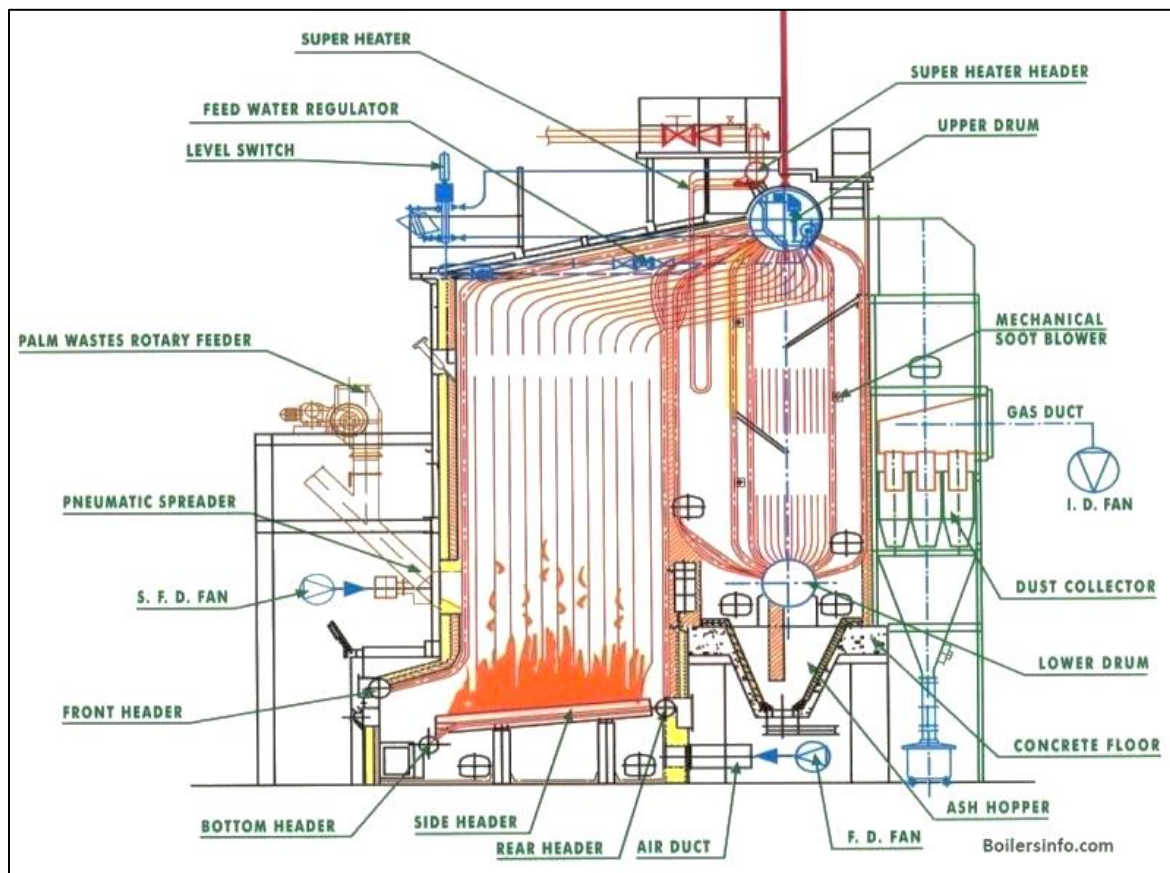
<sup>2</sup> Economizer

<sup>3</sup> Air Preheater

موضع قرارگیری آن همانطور که در شکل (۲-۱) نشان داده شده است، در مسیر خروج گازها به سمت دودکش قرار گرفته است.

• سیستم تنظیم کننده آب تغذیه<sup>۱</sup>

بار دیگ بخار و جریان آب، درام سوپاپ کنترل اتوماتیک برای ثابت نگه داشتن سطح آب در خوراک دیگ بخار موجود است. این عملیات با استفاده از کنترل‌های موجود در سیستم صورت می‌گیرد که در شکل (۴-۱) در نزدیکی سوپرهیتر مشخص شده است.



شکل ۴-۰ - نمایش بخش‌های مختلف یک بویلر با سوخت ذغال سنگ

### ۷-۱ عوامل هدر رفت انرژی در بویلرها

بطور کلی اتلاف حرارت در بویلر به به طریق اتلاف حرارت از بدنه و اتلاف در فرآیند احتراق که خود وابسته به درصد هوای اضافی است، صورت می‌گیرد.

<sup>۱</sup> Feed Water Regulator

اتلاف حرارت از بدنه ناشی از دو مکانیزم انتقال حرارت تشعشعی و جابجائی بوده که به علت بالاتر بودن دمای بدنه بویلر از دمای محیط ایجاد می شود. انتقال حرارت تشعشعی به محیط با توان چهارم دمای بدنه و همچنین ضریب صدور سطح بستگی دارد. بنابراین با کاهش دمای بدنه می توان به میزان قابل ملاحظه ای اتلاف انرژی از این طریق را کاهش داد. انتقال حرارت جابجائی به محیط نیز به اختلاف دمای بدنه و محیط و سرعت باد وابسته می باشد. در مجموع کاهش اتلاف انرژی از بدنه تنها با کاهش دمای بدنه قابل دسترسی است. لازم به ذکر است که درصد اتلاف حرارتی از بدنه بویلرهای بزرگ به طور معمول به طور معمول ۱ تا ۱,۵ درصد است [۶] و در برخی دیگر از منابع بین ۱ تا ۲ درصد و حتی ۳ درصد نیز ذکر کرده اند [۷].

در فرآیند احتراق به دلیل چهار برابر بودن نسبت نیتروژن به اکسیژن، امکان برخورد مناسب مولکول های سوخت با مولکول های اکسیژن موجود در هوا نسبت به اکسیژن خالص کاهش می یابد. لذا جهت انجام فرآیند احتراق به طور تقریباً کامل، باید هوای بیشتری نسبت به حالت استوکیومتری در فرآیند احتراق وارد نمود که به آن هوای اضافی اطلاق می شود. از طرفی افزایش بیش از اندازه هوای اضافی باعث کاهش راندمان بویلرها می شود. علاوه بر این ازدیاد هوای اضافی، میزان اکسیژن فضای داخل بویلر را افزایش داده و به علت دمای بالا باعث خوردگی و خرابی زودرس قسمت های داخلی آن می شود.

## ۸-۱ جمع بندی

بویلرها در شکل های مختلف ساخته می شوند که بویلر لوله آبی به دلیل کاربرد وسیع در صنعت تولید برق دارای اهمیت زیادی است و بایستی به وسیله تحلیل انرژی به بررسی ناکارآمدی ها و بهبود آن پرداخت. بویلرهای لوله آبی از بخش های مختلف مانند اکونومایزر و پیش گرمکن هوا تشکیل شده است تا بیشترین بهره را از گرمای تولید شده توسط احتراق سوخت ببرد اما با توجه به این که نارسایی های موجود در فرآیند احتراق موجب کاهش راندمان بویلر می شود بررسی نسبت هم ارزی را که موثر بر فرآیند احتراق و دمای گازهای داغ محترق است، اهمیت خواهد یافت. به این منظور ابتدا در فصل دوم تحقیقات گذشته در مورد تحلیل ترمودینامیکی بویلر بررسی می شود و سپس در فصل سوم معادلات حاکم بر بویلر معرفی و نحوه حل آن توسط نرم افزار متلب تشریح می شود و در پایان بر روی اثر تغییرات نسبت هم ارزی بر راندمان انرژی و انرژی بویلر و انرژی خروجی از دودکش با ارائه نتایج عملکردی نیروگاه مورد نظر این تحقیق، بحث و تحلیل صورت خواهد گرفت و نسبت هم ارزی بهینه بویلر معرفی می گردد.



## ۲ مروری بر مطالعات گذشته

### ۱-۲ مقدمه

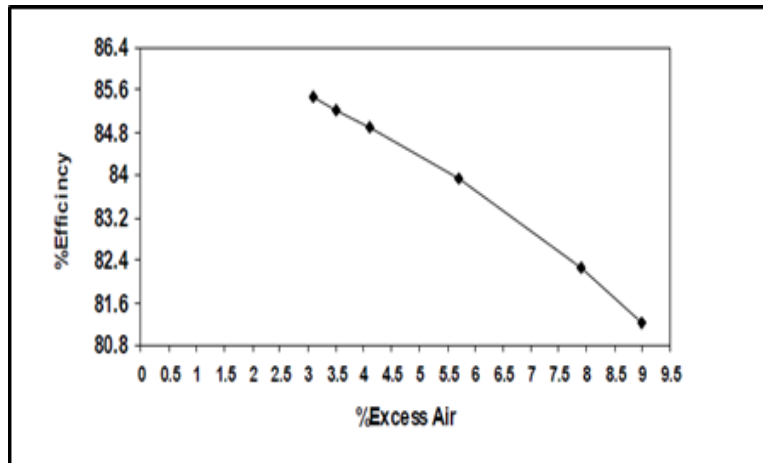
از گذشته تا کنون به دلیل کاربرد گستره بویلر تحقیقات متعددی بر روی آن انجام گرفته است. جهت بهبود عملکرد بویلر ابتدای امر لازم است که تحلیل های ترمودینامیکی بکار برده شود تا راه حل های کلی تعیین گردیده و سپس در مطالعاتی جزئی تر به رفع عیوب و اصلاح فرآیند ها پرداخته شود. تحقیقاتی که در گذشته جهت تحلیل ترمودینامیکی بویلر انجام شده است، به طور عمده از دید قانون پایستگی انرژی استفاده نموده اند. این قبیل تحقیقات به مواردی از جمله راندمان احتراق مشعل، مشخصات فیزیکی مبدل حرارتی بویلر و تقویت فرآیند انتقال حرارت، کاهش هدر رفت حرارت از بدنه و گازهای خروجی از بویلر پرداخته اند.

همانطور که در بخش مقدمه گذشت، جدید ترین روشی که برای تحلیل عملکرد سامانه های تولید انرژی بکار برده می شود، استفاده از قانون دوم ترمودینامیک یا تحلیل اگزرژی است. از این رو مزایای تحلیل قانون دوم ترمودینامیک مورد توجه محققان قرار گرفت و تحقیقات جدید را به سمت بکار بردن روش مذکور سوق داد و در این بخش به طور مشروح درباره جزئیات مطالعات اخیر در حوزه تحلیل اگزرژی بویلر پرداخته شده است.

## ۲-۲ مرور بر تحقیقات گذشته

همانطور که سابقاً توضیح داده شد راندمان و عملکرد بویلر به عواملی مانند کیفیت احتراق که خود به درصد هوای اضافه و مشخصات فیزیکی مشعل بستگی دارد، انتقال حرارت در مبدل حرارتی که خود به دما ورودی و مشخصات فیزیکی دو سیال همچون ضریب هدایتی و هندسه مبدل دارد، مرتبط است. از جمله مقالات در زمینه تحلیل انرژی بویلر می‌توان به مطالعه شیروانی و صدیقی [۸] اشاره نمود که به تحلیل انرژی یک بویلر لوله آتشی که به طور متداول در صنایع برای تولید بخار فرآیندی مورد استفاده می‌گیرد، پرداختند. این بویلر از سوخت گاز طبیعی شهری استفاده می‌کند و در فشار ۱۱ بار بخار با ظرفیت ۲۲,۷ تن بر ساعت تولید می‌کند.

در طی این آنالیز درصد هوای اضافه مشعل بویلر تغییر داده شد و یک میزان بهینه معین گردید. در نهایت نشان داده شد که با افزایش درصد هوای اضافه راندمان حرارتی بویلر و میزان تولید بخار به ازای سوخت مصرف شده کاهش پیدا می‌کند در حقیقت با فرض احتراق کامل، هر چند نسبت هم ارزی هوا و سوخت به حالت استوکیومتریک نزدیک شود، راندمان بویلر افزایش می‌یابد. با توجه به شکل (۲-۱)، کاهش هوای اضافه به دلیل احتراق ناقص موجب کاهش راندمان بویلر می‌شود.



شکل ۱-۰- تاثیر تغییر درصد هوای اضافه بر راندمان بویلر [۸]

اوزدمیر [۹] در تحقیق خود به بررسی اثر میزان هوای اضافه بر راندمان بویلر پرداخت. به این منظور یک بویلر تولید بخار که برای یک کارخانه تولید تیر استفاده می‌شود که به فن با سرعت متغیر متناسب با بار درخواستی مجهز است با ظرفیت ۵۵ تن بر ساعت، فشار کاری ۲۰ بار و دمای ۲۴۵ درجه سانتی گراد را مورد بررسی قرار داد. با توجه به اینکه دودکش بزرگترین منبع هدر رفت انرژی در بویلر است برای کاهش آن راه حل هایی از جمله کاهش درصد هوای اضافه، تمیز نمودن سطح مبدل حرارتی بویلر، اضافه نمودن یک بازیاب حرارت دودکش و کنترل فیلتر هوا پیشنهاد گردید.

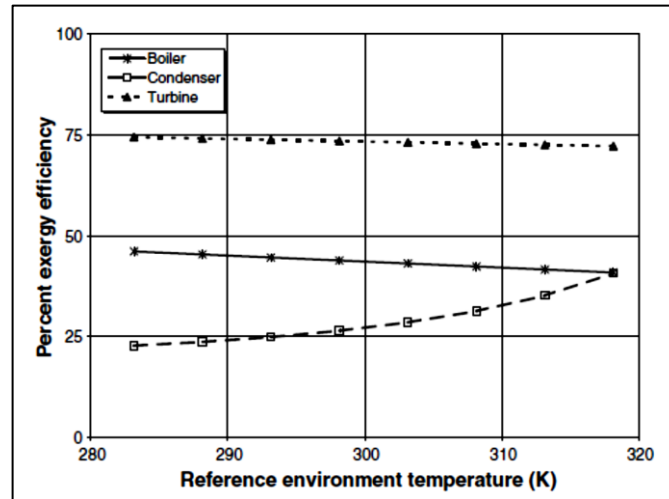
نتایج نشان داد با کاهش درصد هوای اضافه میزان جرم گاز خروجی از دودکش کاهش پیدا می‌کند، سرعت گازها در حال گردش کاهش یافته و زمان بیشتری برای انتقال حرارت دارند که باعث افزایش راندمان حرارتی بویلر می‌شود.

در انتها معین شده که با استفاده از فن با سرعت متغیر برای تنظیم هوای اضافه متناسب با بار درخواستی بویلر، در حالت بار بیشینه، راندمان حرارتی از ۸۳٫۸٪ به ۹۴٫۵٪ بهبود می‌یابد و دمای گازهای خروجی از دودکش از ۱۹۵ به ۱۴۵٫۹ درجه سانتی‌گراد کاهش پیدا کرد همچنین توان مصرفی اضافی فن در توان های درخواستی پایین تر که نیاز به هوای اضافه بیشتر نیست، کاهش یافت.

در مطالعاتی که بر روی عملکرد نیروگاه‌ها انجام شده است، بویلر به عنوان منبع حرارتی و مهمترین بخش از دید ترمودینامیکی مورد توجه قرار گرفته است. از این قبیل تحقیقات می‌توان به مطالعه الجندی [۱۰] اشاره کرد که به تحلیل همزمان انرژی و انرژی نیروگاه الحسین واقع در کشور اردن، که از سوخت مازوت<sup>۱</sup> استفاده می‌کند، پرداخته است. تحلیل انرژی نشان داد که بیشترین هدررفت در بخش کندانسور و کمترین میزان هدررفت انرژی در بخش بویلر نیروگاه اتفاق می‌افتد. با این وجود تحلیل انرژی نشان داد که میزان درصد افت انرژی در بخش بویلر و کندانسور ۷۷٪ و ۹٪ است. بنابراین نتیجه می‌شود که عامل اصلی تخریب انرژی فرآیند احتراق در بویلر است و حجم انرژی بالایی که از کندانسور خارج می‌شود کیفیت کمی دارد و لذا درصد افت انرژی آن کمتر است.

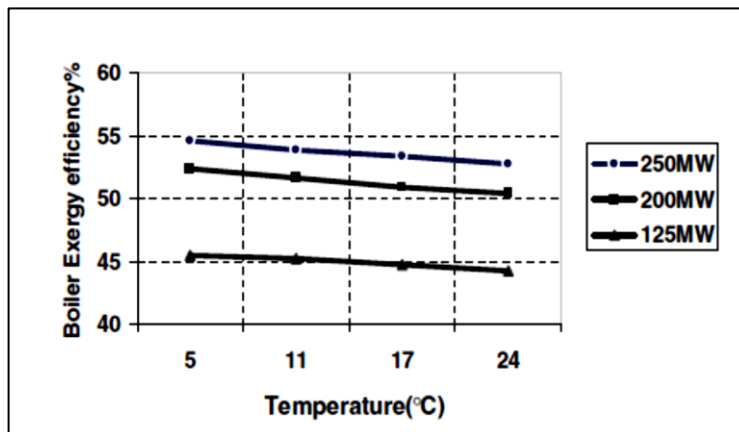
میزان بازگشت ناپذیری محفظه احتراق وابسته به میزان هوای اضافی و دمای هوای ورودی به بویلر است. راندمان قانون اول و دوم بویلر نیروگاه با دمای مرجع ۲۵ درجه سانتی‌گراد به ترتیب برابر با ۸۸٪ و ۴۳٫۵٪ است. با توجه به شکل (۲-۲) تغییرات دمای حالت مرجع نشان داد که راندمان انرژی اجزا بجز کندانسور تغییرات چندانی ندارد و بطور کل بویلر به دلیل فرآیند احتراق و انتقال حرارت عامل اصلی بازگشت ناپذیری سیستم به شمار می‌رود.

<sup>۱</sup> Heavy Fuel Oil



شکل ۲-۰- تغییرات راندمان اگزرژی بخش‌های مختلف نیروگاه با تغییر دمای مرجع [۱۰]

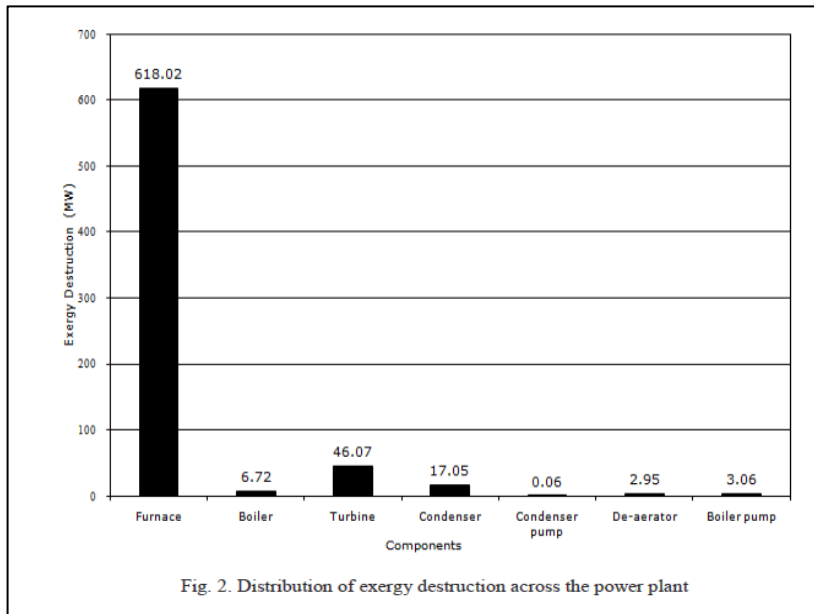
در تحقیق دیگر عامری و همکاران [۱۱] عملکرد بخش‌های مختلف نیروگاه بخار ۱۰۰۰ مگاواتی همدان را از دید قانون دوم ترمودینامیک را بررسی نمودند و تاثیر تغییرات دمای محیط و بار نیروگاه را در عملکرد سیستم مورد توجه قرار دادند. در این تحقیق نهایتاً مشخص شد که محفظه احتراق به دلیل گرادیان دمای بالا و فرآیند احتراق بیشترین نقش را در بازگشت ناپذیری سیستم نیروگاه دارد که می‌توان با پیش گرم نمودن، دمای هوای احتراق و کاهش نسبت هوا به سوخت از میزان این بازگشت ناپذیری کاست. با افزایش دمای محیط، میزان بازگشت ناپذیری اجزای نیروگاه من جمله توربین، پمپ و بویلر افزایش یافت و از جهتی دیگر با افزایش همانطور که در شکل (۲-۳) نشان داده شده است، با توجه به اینکه نیروگاه برای حداکثر توان طراحی شده است، راندمان اگزرژی اجزا با افزایش بار به سمت بار اسمی، افزایش پیدا کرد.



شکل ۳-۰- تغییرات راندمان قانون دوم بویلر در بارها و دماهای محیط مختلف

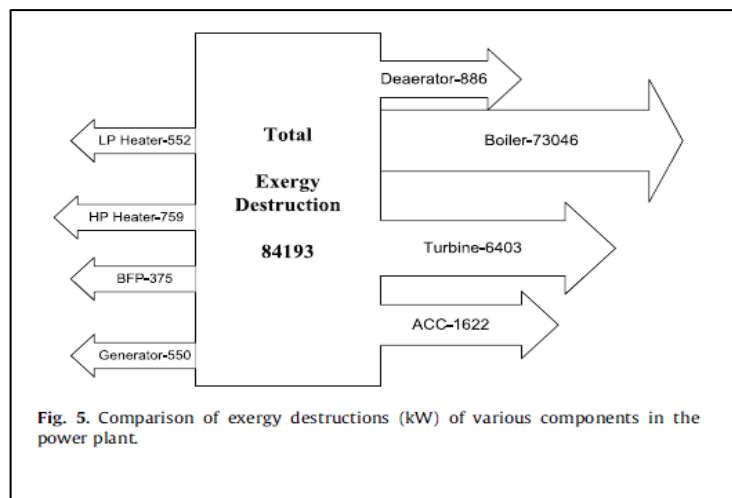
هاستی و همکاران [۱۲] به تحلیل اگزرژی یک نیروگاه بخار با فشار فوق بحرانی پرداختند که در رنج دمای ۶۰۰ تا ۷۰۰ درجه سانتی گراد و فشار ۲۵۴-۳۵۷ بار با سوخت ذغال سنگ که مجهز به پیش گرم کن

هواست عمل می‌کند. از مهم ترین نتایج مطالعه آن ها این بود که همانطور که در شکل (۲-۴) نشان داده شده است، نزدیک به ۸۶٪ تخریب انرژی در بخش محفظه احتراق رخ می‌دهد.



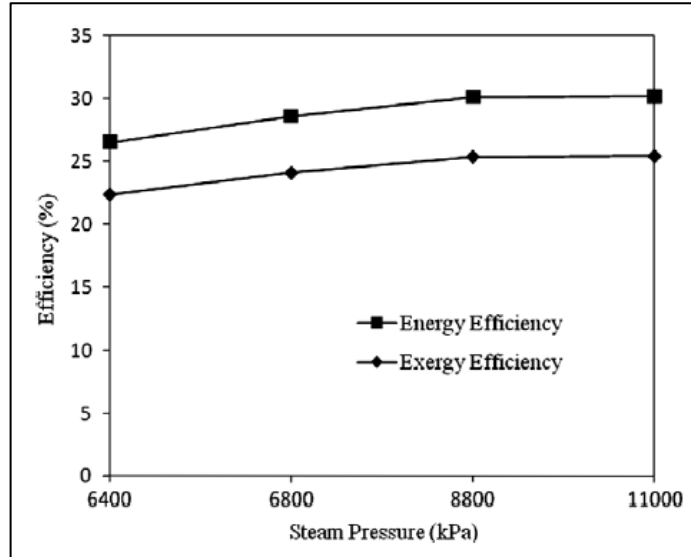
شکل ۰-۴- مقایسه میزان تخریب انرژی در بخش‌های مختلف نیروگاه [۱۲]

رگولاگدا و همکاران [۱۳] یک نیروگاه بخار زیر فشار بحرانی واقع در کشور هند را مورد بررسی قرار دادند که از سوخت ذغال سنگ استفاده می‌کند. خروجی بویلر در این نیروگاه دارای دمای ۵۲۰ درجه سانتیگراد و فشار ۸,۸ مگاپاسکال است. در این تحقیق نیز بیشترین میزان تخریب انرژی در نیروگاه ناشی از فرآیندهای حاکم بر بویلر و توربین ناشی شده است و حجم تخریب انرژی توسط بخش‌های مختلف نیروگاه را به صورت شکل (۲-۵) ارائه نمودند. برای محاسبه انرژی هدرفت از دودکش پس از تعیین ترکیبات ذغال سنگ مورد استفاده در بویلر نیروگاه، از فرض احتراق کامل برای محاسبه انرژی خروجی از بویلر از دودکش استفاده نمودند.



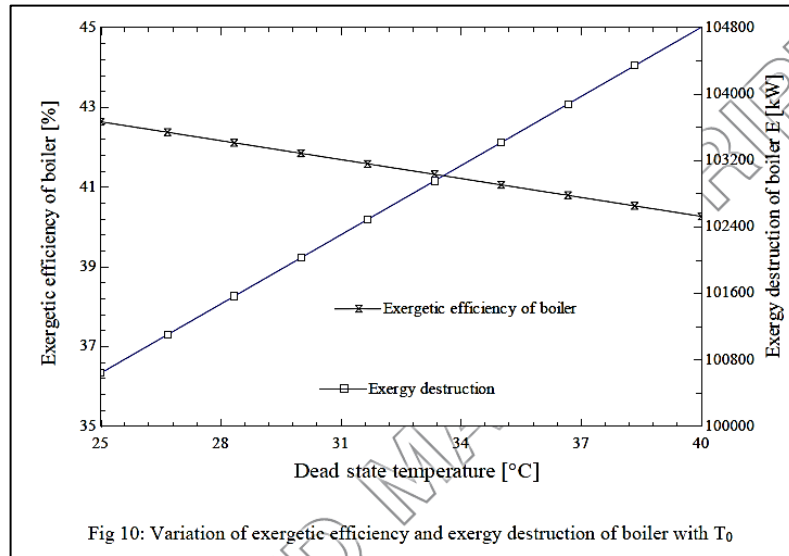
شکل ۰-۵- شماتیک مقایسه میزان تخریب انرژی بخش‌های مختلف نیروگاه [۱۳]

از دیگر نتایج این مقاله افزایش راندمان قانون اول ترمودینامیک کلی سیستم با افزایش دما و فشار بخار آب خروجی از بویلر بود (شکل ۲-۶)) چرا که ورودی توربین دارای انرژی و انتالپی بیشتر است و توان بیشتری را تولید می‌کند.



شکل ۶-۰- نمودار تغییرات راندمان قانون اول و دوم نیروگاه با افزایش فشار خروجی بویلر [۱۳]

کومار و همکارانش [۱۴] به تحلیل انرژی یک نیروگاه بخار ۸۲ مگاواتی واقع در یک مجتمع پتروشیمی در کشور هند که برای تامین بخار از ۳ بویلر تولید بخار با سوخت ذغال سنگ، پرداختند. دما و فشار مرجع در این تحقیق برابر با ۲۵ درجه سانتی گراد و فشار یک اتمسفر در نظر گرفته شد. آن‌ها نتیجه گرفتند که بیشترین میزان تخریب انرژی در بویلرها رخ می‌دهد و علت این پدیده ناشی از اختلاف دمای زیاد در هنگام انتقال حرارت و احتراق ناقص سوخت ذغال سنگ است. جهت تحلیل، بویلر از نظر تئوریک به دو بخش محفظه احتراق و مبدل حرارتی تقسیم شد در نتیجه آن، بیشترین بازگشت ناپذیری در محفظه احتراق اتفاق افتاد و راندمان قانون اول بویلرها به ترتیب دارای راندمان قانون اول ۸۰.۵۳٪، ۸۴.۷۶٪ و ۹۱.۰۳٪ و راندمان انرژی ۴۱.۱۳٪، ۴۲.۶۴٪ و ۴۲.۷۸٪ محاسبه شد. با توجه به شکل (۲-۷)، راندمان انرژی و تخریب انرژی در یکی از بویلرها روندی عکس هم دارند و با کاهش دمای مرجع راندمان انرژی افزوده می‌شود.

Fig 10: Variation of exergetic efficiency and exergy destruction of boiler with  $T_0$ 

شکل ۷-۰- تغییرات میزان تخریب انرژی و راندمان قانون دوم به ازای تغییر دمای مرجع [۱۴]

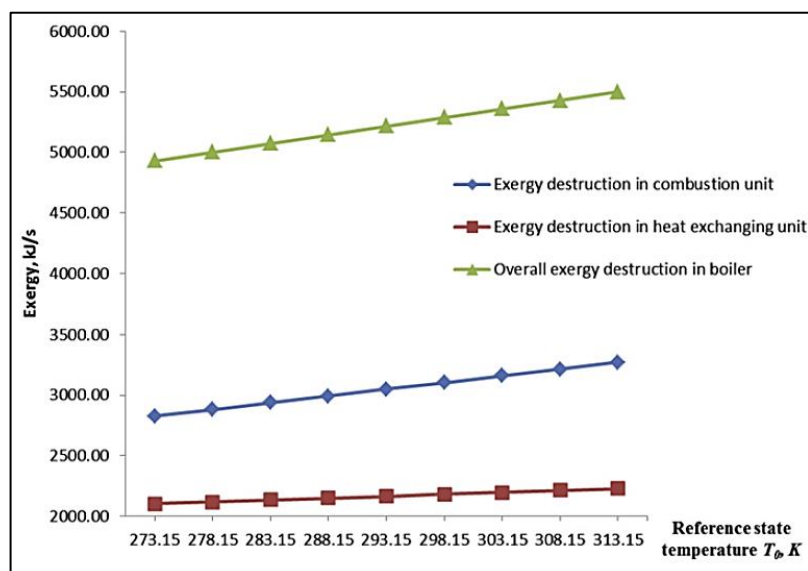
مطالعات صورت گرفته در بُعد تحلیل نیروگاه نشان داد که بویلر نقش اصلی را در تولید بازگشت ناپذیری در نیروگاه‌ها دارد. بنابراین تحقیقات دیگری به طور دقیق تر، بویلر را مورد تحلیل قرار داده اند. سیدور و همکاران [۱۵] اشاره نمود، که به بررسی اثر استفاده از یک فن با سرعت متغیر<sup>۱</sup> و نانو سیال به منظور افزایش بهره وری یک بویلر پرداختند. آن‌ها همچنین بازیابی گرمای گاز خروجی از دودکش، که در رده دمایی بین ۱۵۰ تا ۲۵۰ درجه سانتی گراد قرار دارد، را راه حلی مناسب برای جلوگیری از هدر رفت ۱۰ تا ۳۰ درصدی انرژی در این بخش، مد نظر قرار دادند. نتیجه تحلیل آن‌ها بر روی بویلر مورد مطالعه گرفته این بود که عمده بازگشت ناپذیری‌ها و افت انرژی ناشی از فرآیند احتراق و دمای بالای آن ناشی می‌شود و می‌توان با استفاده از فن و پمپ با سرعت متغیر و بازیافت حرارت خروجی از دودکش میزان مصرف انرژی را تا ۱۵٪ کاهش داد و محاسبات نشان داده که سرمایه در بخش بازیافت حرارت دودکش در طی یکسال بازخواهد گشت. راندمان انرژی محافظه احتراق ۴۵٫۱۸٪، راندمان انرژی و انرژی مبدل حرارتی را ۷۲٫۱۳٪ و ۴۸٪، راندمان انرژی و انرژی کلی بویلر را ۷۲٫۴۶٪، ۲۴٫۸۹٪ محاسبه کردند. ترهان و کمکی [۱۶] تحلیل انرژی و انرژی یک بویلر با سوخت گاز طبیعی برای تامین حرارت گرمایش ساختمان یک دانشگاه در شهر ازروم نصب شده است را انجام دادند. بویلر مذکور آب گرم مصرفی و بخار سوپر هیت لازم برای گرمایش ساختمان را فراهم می‌کند. برای ارزیابی بهتر مساله، بویلر به دو بخش محافظه احتراق و مبدل حرارتی تقسیم شد و نتایج تحلیل ترمودینامیکی بویلر که در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفته در شکل (۲-۸) ارائه گردید.

<sup>1</sup> Variable Speed Drive Fan (VSD)

Summary of exergy analysis of combustion chamber, heat exchanger and entire boilers.		
<b>Combustion chamber</b>		
Energy input	kJ/s	13,344.0
Energy efficiency	%	100
Exergy destruction	kJ/s	4,395.9
Exergy efficiency	%	68.89
<b>Heat exchanger</b>		
Heat losses	kJ/s	2,376.6
Energy efficiency	%	82.21
Exergy destruction	kJ/s	4,226.1
Exergy efficiency	%	70.09
<b>Entire boiler</b>		
Energy efficiency	%	82.21
Overall exergy destruction	kJ/s	9,500.7
Overall exergy efficiency	%	32.77

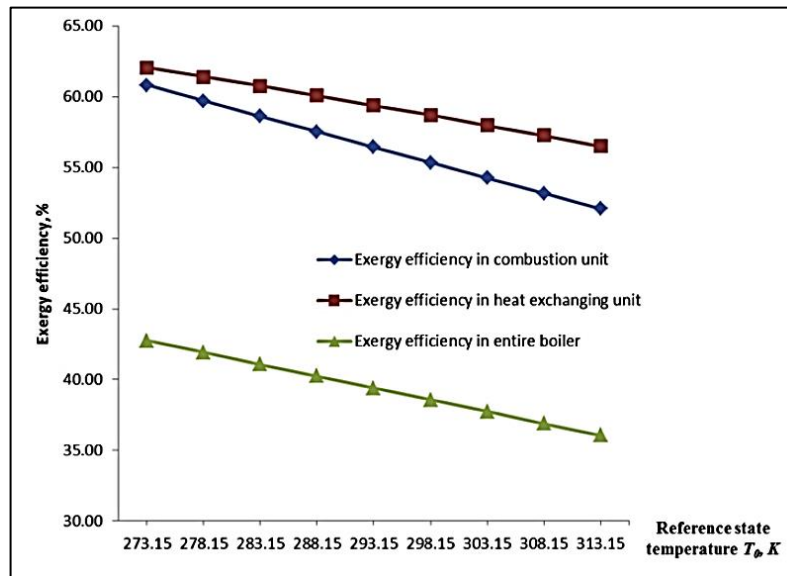
شکل ۸-۰- عملکرد ترمودینامیکی بخش‌های مختلف بویلر [۱۶]

اوهیجگابون و همکارانش [۱۷] نیز به تحلیل اگزرژی یک بویلر تولید بخار که از سوخت مازوت استفاده می‌کند، با در نظر گرفتن اگزرژی شیمیایی پرداختند. در این تحقیق با استفاده از محاسبات احتراق کامل در نسبت هم ارزی معین، دمای محصولات احتراق و درصد مولی ترکیبات آن، محاسبه گردید. دما و فشار مرجع ۲۵ درجه سانتی گراد و یک اتمسفر تعیین شد و اگزرژی شیمیایی نسبت به هوای دارای ۷۰٪ رطوبت نسبی محاسبه گردید. آن‌ها راندمان انرژی و اگزرژی بویلر بخار را به ترتیب ۶۹٫۵۶٪ و ۳۸٫۵۷٪ محاسبه کردند و با ارائه نمودار شکل‌های (۲-۹) و (۲-۱۰) نشان دادند که میزان تخریب اگزرژی بویلر با افزایش دمای مرجع افزایش می‌یابد و در مقابل راندمان قانون دوم کاهش پیدا می‌کند.



شکل ۹-۰- نمودار تغییرات بازگشت ناپذیری اجزاء بویلر و بازگشت ناپذیری کلی بویلر با تغییر دمای مرجع [۱۷]





شکل ۱۰-۰- نمودار تغییرات تاثیر پذیری اجزاء بویلر و تاثیر پذیری کلی بویلر با تغییر دمای مرجع [۱۷]

### ۳-۲ جمع بندی و معرفی موضوع تحقیق و جنبه های نوآوری

تحقیقات انجام شده در شاخه تحلیل انرژی بویلر ابتدا در بعد نیروگاهی اثر بویلر در افت انرژی در سیستم را مورد بررسی قرار داد که نتیجه مشترک آن ها این بود که بویلر بخش غالب تخریب انرژی را ایجاد می کند و برای بهبود عملکرد سیستم نیاز به بررسی دقیقتر بویلر ایجاد شد. به منظور بررسی جزئی تر، بویلرها به طور خاص مورد استفاده قرار گرفتند و به صورت تئوریک به دو قسمت مبدل حرارتی و محفظه احتراق تقسیم گشت، نتایج نشان داد که محفظه احتراق بیشترین بازگشت ناپذیری را ایجاد نموده و برای بهبود آن بایستی به راندمان احتراق که خود وابسته به دمای سوخت و هوای ورودی و درصد هوای اضافه می باشد مورد بررسی قرار داد. در این میان اثر تغییر درصد هوای اضافه یا به عبارت دیگر تغییرات نسبت هم ارزی بر راندمان بویلر تا کنون مورد بررسی قرار نگرفته بود که در این تحقیق مورد توجه قرار خواهد گرفت.

در این مطالعه، به بررسی تاثیر تغییر نسبت هم ارزی در راندمان انرژی بویلر پرداخته می شود. برای نیل به این مقصود داده های عملکردی بویلر واحد یک و دو اشکودا واقع در نیروگاه مشهد که در طی ۲۴ ساعت کارکرد بصورت تجربی استخراج شده است، مورد استفاده قرار می گیرد. در نهایت با استفاده از کد نرم افزاری که در بخش معادلات حاکم تشریح شده است، محاسبات انجام شده و نتایج ارائه می گردد.

## ۴-۲ معرفی واحد اشکودا نیروگاه مشهد

نیروگاه مشهد به عنوان اولین واحد نیروگاهی خراسان بزرگ، در زمینی به وسعت ۳۵ هکتار، در شرق مشهد مقدس در ابتدای بلوار شهید عباسپور قرار دارد. این نیروگاه در سال ۱۳۴۳ هجری خورشیدی با نصب و راه اندازی سه دستگاه دیزل تأسیس گردید و از سال ۱۳۴۷ با افتتاح دو واحد بخاری الین، هرکدام به ظرفیت ۵/۱۲ مگاوات، به عنوان دومین نیروگاه حرارتی ایران، بهره برداری شده است. همچنین با اجرای طرح های توسعه ای در سال های ۱۳۵۱، ۱۳۵۲، ۱۳۵۳، ۱۳۵۶، ۱۳۵۷ و ۱۳۶۲، ظرفیت تولید در نیروگاه مشهد، افزایش یافت.

واحدهای بخار نیروگاه مشهد تا سال ۱۳۷۱، از مازوت به عنوان سوخت اصلی، استفاده می کرده اند. قدرت اسمی این نیروگاه اکنون ۳۲۸ مگاوات و سهم نیروگاه مشهد از کل تولید نیروی برق خراسان حدود ۱۰ درصد است. در حال حاضر نیروگاه مشهد شامل دو واحد بخاری الین، دو واحد بخاری اشکودا، دو واحد گازی بی بی سی و دو واحد گازی آلستوم است [۱۸].

دو واحد بخار دیگر نیروگاه مشهد واحدهای اشکودا می باشد. این واحدها، ساخت کشور چک و اسلوانی است که در سال ۱۳۵۲ به بهره برداری رسیده است. سوخت مصرفی این واحدها گازوییل و گاز طبیعی است. بطور میانگین حرارت آب ورودی به درام ۲۰۵ درجه و حرارت بخار خروجی آن ۵۱۵ درجه سانتی گراد و فشار آن به طور میانگین برابر با ۹ مگاپاسکال است. ظرفیت درام اشکودا ۲۶۰ تن بر ساعت و بازده بویلر در حدود ۹۰ درصد می باشد. واحد شماره ۲ اشکودا دارای مشخصات کاملاً مشابه ای است ولی یک سال بعد از واحد ۱ راه اندازی شده و در شبکه سراسری برق قرار گرفته است. در این تحقیق به تحلیل ترمودینامیکی بویلرهای واحد یک و دو اشکودا پرداخته می شود. در شکل (۲-۱۱) نحوه چرخش گاز داغ و ورودی هوا به شکل فلش های آبی و قرمز در بویلر واحد یک اشکودا، مشخص شده است.



شکل ۰-۱۱- تصویر بویلر واحد یک اشکودا

## ۳ معادلات حاکم

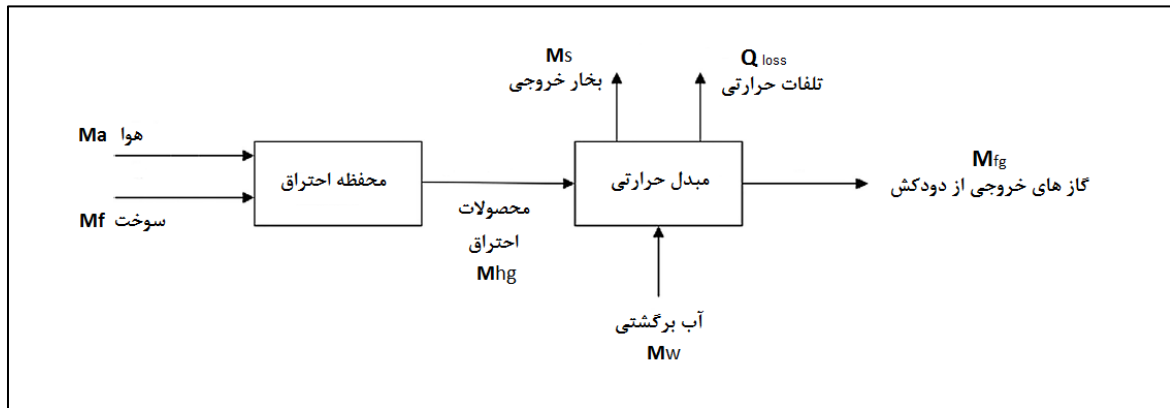
### ۳-۱ مقدمه

همانطور که در بخش مرور بر تحقیقات گذشته یاد شد، عمده مطالعات انجام گرفته جهت تحلیل انرژی و انرژی بویلر بر این مبنا انجام گرفت که بویلر به دو بخش محفظه احتراق و مبدل حرارتی تقسیم گردید. راندمان انرژی، انرژی سوخت به هوا و میزان تولید بازگشت ناپذیری و غیره در بویلر با انجام بخش بندی ذکر شده محاسبه و نتایج آن ارزیابی گردید. روشی که در تحقیق حاضر مورد استفاده قرار گرفته است به طور مشابه در تحقیقات ترهان و کمکلی و اوهینجیگابون و همکاران [۱۶، ۱۷] جهت تحلیل ترمودینامیکی بویلر مورد نظر بکار برده اند. در این بخش معادلات حاکم بر بخش‌های مبدل حرارتی و محفظه احتراق بویلر از جمله معادلات قانون اول و دوم ترمودینامیک، راندمان انرژی و انرژی، نسبت بازگشت ناپذیری معین گردیده و پس از آن در باره روش حل به وسیله نرم افزار Matlab توضیحاتی ارائه خواهد شد.

### ۳-۲ بخش بندی بویلر و معادلات کلی حاکم

بویلر از لحاظ تئوریک به دو بخش محفظه احتراق و مبدل حرارتی مانند شکل (۳-۱) تقسیم گشته است. در این تقسیم بندی تئوریک سوخت و هوا وارد محفظه احتراق شده و در طی یک فرآیند آدیاباتیک احتراق صورت می‌گیرد و سپس محصولات داغ احتراق به مبدل حرارتی جریان یافته و با آب تبادل حرارت نموده

و بخار تولید می‌کنند. در این میان بخشی از حرارت توسط بویلر به محیط به وسیله تابش و جابجایی تلف می‌شود.



شکل ۱-۰- نمای شماتیک بخش بندی تئوری بویلر

معادله قانون اول و دوم ترمودینامیک در حالت پایا به صورت کلی به شکل معادلات (۱-۳) و (۲-۳) تعیین شده است. در معادلات حجم کنترل انرژی و انگرژی، جهت کار و گرمای ورودی به سیستم مثبت فرض شده است.

$$\sum_{in} \dot{m}_{in} \left( h_{in} + \frac{V_{in}^2}{2} + gz_{in} \right) - \sum_{out} \dot{m}_{out} \left( h_{out} + \frac{V_{out}^2}{2} + gz_{out} \right) + \sum \dot{Q}_i + \sum \dot{W}_i = 0 \quad (1-0)$$

$$\sum_{in} \dot{m}_{in} \left( h_{in} + \frac{V_{in}^2}{2} + gz_{in} - T_0 s_{in} \right) - \sum_{out} \dot{m}_{out} \left( h_{out} + \frac{V_{out}^2}{2} + gz_{out} - T_0 s_{out} \right) + \sum \dot{Q}_i \left( 1 - \frac{T_0}{T_i} \right) + \sum \dot{W}_i - \dot{I}_{c,v} = 0 \quad (2-0)$$

در طی محاسبات از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر می‌شود. جهت محاسبه انگرژی بخش‌های مختلف سیستم از جمله گازهای خروجی از دودکش بویلر و هوای ورودی، انگرژی آب مایع و بخار آب از روابط به ترتیب (۳-۳) و (۴-۳) استفاده شده است.

$$E_{water/steam} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (3-0)$$

$$E_{Air} = \left( (h_a + \omega h_v) - (h_{a,0} + \omega_0 h_{v,0}) \right) - T_0 \left( (s_a + \omega s_v) - (s_{a,0} + \omega_0 s_{v,0}) \right) + R_a \cdot T_0 \left[ \frac{\omega}{0.622 + \omega} \ln \left( \frac{\frac{\omega}{0.622 + \omega}}{\frac{\omega_0}{0.622 + \omega_0}} \right) + \frac{0.622}{0.622 + \omega} \ln \left( \frac{0.622 + \omega}{0.622 + \omega_0} \right) \right] \quad (4-0)$$

$$E_{FG} = E_{Mech} + E_{Chem} \quad (5-0)$$

$$E_{Mech} = \sum y_i \left[ \bar{h}_{i,T} - \bar{h}_{i,T_0} - T_0 (\bar{s}_{i,T}^0 - \bar{s}_{i,T_0}^0) \right] + R \cdot T_0 \ln \left( \frac{P}{P_0} \right) \quad (6-0)$$

$$E_{chem} = \bar{R} \cdot T_0 \left( \sum y_i \ln \left( \frac{y_i}{y_{i,0}} \right) \right) \quad (7-0)$$

در معادله (۳-۴)،  $\omega$  رطوبت نسبی هوا،  $\omega_0$  رطوبت نسبی هوای مرجع است.  $y_i$  کسر مولی ترکیبات موجود در گازهای خروجی از دودکش است. اگزرژی گازهای خروجی از دودکش به شکل معادله (۳-۵) به دو بخش اگزرژی ترمومکانیکی و شیمیایی تقسیم شده است که به ترتیب در معادلات (۳-۶) و (۳-۷) مشخص شده‌اند. دما و فشار مرجع به ترتیب ۲۵ درجه سانتی گراد و یک اتمسفر است و ترکیبات محیط مرجع ( $y_{i,0}$ ) در رطوبت نسبی ۶۰٪ به شرح جدول (۱-۳) تعیین شده است.

جدول ۱-۰ کسر مولی اجزاء محیط استاندارد [۱۹]

نوع گاز	نسبت مولی $y_{0,i}$ در هوای استاندارد با $RH = 60\%$ در دمای $T_0 = 25^\circ C$ و فشار $P_0 = 1 atm$
N <sub>2</sub>	۰,۷۶۶۲
O <sub>2</sub>	۰,۲۰۵۵
CO <sub>2</sub>	۰,۰۰۰۳
H <sub>2</sub> O	۰,۰۱۸۸
سایر گازها	۰,۰۰۹۲

جهت محاسبه اگزرژی شیمیایی و ارزش حرارتی سوخت، ترکیبات سوخت مورد استفاده باید معلوم گردد. با توجه به اینکه سوخت مورد استفاده در بویلر، گاز طبیعی است. مشخصات ترکیبات گاز طبیعی تولید شده توسط پالایشگاه خانگیران سرخس در جدول (۳-۲) نشان داده شده است.

جدول ۲-۰ - کسر مولی ترکیبات گاز طبیعی پالایشگاه خانگیران [۲۰]

ردیف	ترکیب	کسر مولی ( $y_z$ ) (%)
۱	متان -CH <sub>4</sub>	۹۸,۵۴۸
۲	اتان -C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	۰,۶۴۷
۳	پروپان -C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	۰,۰۶۹
۴	ایزوبوتان -C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	۰,۰۱۸
۵	بوتان n -C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	۰,۰۳۹
۶	ایزوپنتان -C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	۰,۰۱۸
۷	پنتان n -C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	۰,۰۲۱

۸	$C_6H_{14}$ - هگزان	۰,۱۴
۹	$N_2$ - نیتروژن	۰,۵
۱۰	$CO_2$ - دی اکسید کربن	۰

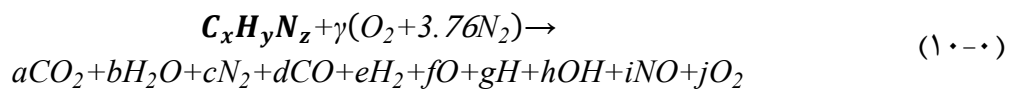
با توجه به مشخصات ترکیبات گاز طبیعی میزان ارزش حرارتی پایین و انرژی شیمیایی با استفاده از جداول مرجع در روابط (۳-۶) و (۳-۷) قرار داده و محاسبه می‌شوند.

$$LHV_T = \sum_j y_j \cdot LHV_j \quad (۸-۰)$$

$$E_{Chf,T} = \sum_j y_j \cdot E_{Chf,j} \quad (۹-۰)$$

### ۳-۲-۱ روابط حاکم بر بخش محفظه احتراق

برای محاسبه جزء مولی و دمای محصولات احتراق نیاز به حل معادلات حاکم بر فرآیند احتراق یعنی موازنه جرم و انرژی است. در تحقیقات یاد شده مدل احتراق کامل استفاده گردید اما در این تحقیق به منظور دقیق تر شدن نتایج از مدل احتراق ادیاباتیک استفاده شد. واکنش حاصل از احتراق گاز طبیعی با هوای ورودی در رابطه (۳-۱۰) نشان داده شده است.



برای محاسبه ضرایب  $x$ ،  $y$  و  $z$  از جدول (۳-۳) استفاده می‌شود که ضرایب مذکور با استفاده از کسر مولی ترکیبات گاز طبیعی محاسبه خواهد شد.

جدول ۳-۰ - جدول محاسبه ضرایب فرمول شیمیایی گاز طبیعی

جزء	ضریب	نحوه محاسبه
C	x	$y_1 + 2y_2 + 3y_3 + 4(y_4 + y_5) + 5(y_6 + y_7) + 6y_8 + y_{10}$
H	y	$4y_1 + 6y_2 + 8y_3 + 10(y_4 + y_5) + 12(y_6 + y_7) + 14y_8$
N	z	$2y_9$

به منظور محاسبه کسر مولی و دمای محصولات روابط (۳-۱۱) تا (۳-۱۵) برای موازنه اکسیژن، نیتروژن، هیدروژن و کربن و معادله (۳-۲۲) برای موازنه انرژی واکنش احتراق و معادلات واکنش تعادلی (۳-۱۶) تا (۳-۲۱) در نظر گرفته شده است که طبق الگوریتمی که در شکل (۳-۲) نشان داده شده است، معادلات توسط نرم افزار متلب حل می‌گردد.

$$\sum n_k = a + b + c + d + e + f + g + h + i + j \quad (11-0)$$

موازنه جرم برای کربن C:

$$a + d = x \quad (12-0)$$

موازنه جرم برای نیتروژن N:

$$2 * 3.76 * \gamma + z = 2 * c + i \quad (13-0)$$

موازنه جرم برای هیدروژن H:

$$2a + 2e + h + g = y \quad (14-0)$$

موازنه جرم برای اکسیژن O:

$$2 * \gamma = 2a + b + d + f + h + i + 2j \quad (15-0)$$

$$H_2 \xrightleftharpoons{kp1} 2H \quad kp1 = \frac{g^2}{e} \left( \frac{P}{\sum n_k} \right)^{2-1} \quad (16-0)$$

$$CO + O \xrightleftharpoons{kp2} CO_2 \quad kp2 = \frac{a}{f \cdot d} \left( \frac{P}{\sum n_k} \right)^{1-2} \quad (17-0)$$

$$N_2 + 2O \xrightleftharpoons{kp3} 2NO \quad kp3 = \frac{i^2}{f \cdot c} \left( \frac{P}{\sum n_k} \right)^{2-1} \quad (18-0)$$

$$H_2 + 2OH \xrightleftharpoons{kp4} 2H_2O \quad kp4 = \frac{b^2}{h^2 e} \left( \frac{P}{\sum n_k} \right)^{2-2-1} \quad (19-0)$$

$$CO + 2OH \xrightleftharpoons{kp5} H_2O + CO_2 \quad kp5 = \frac{a \cdot b}{h^2 \cdot d} \left( \frac{P}{\sum n_k} \right)^{2-2-1} \quad (20-0)$$

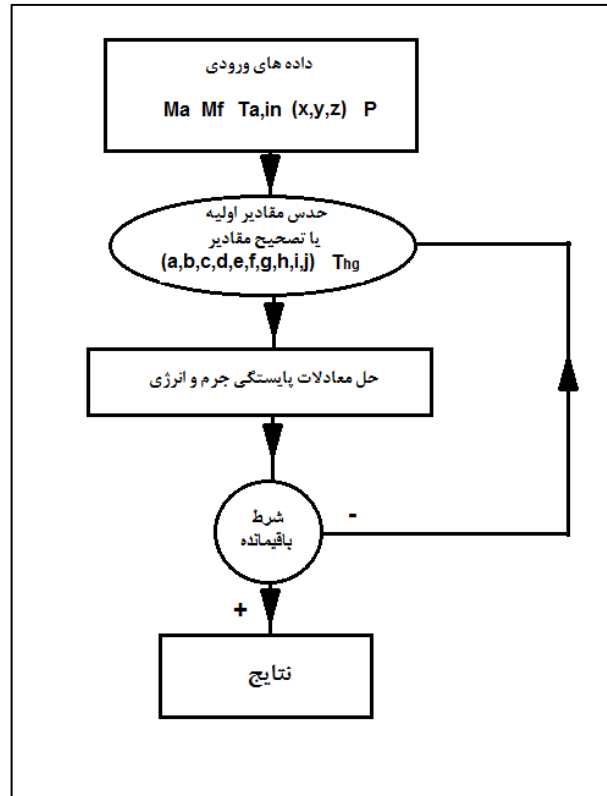
$$O_2 \xrightleftharpoons{kp6} 2O \quad kp6 = \frac{f^2}{g} \left( \frac{P}{\sum n_k} \right)^{2-1} \quad (21-0)$$

در معادلات (۱۶-۳) تا (۲۱-۳) فشار محفظه احتراق و  $kp$  ثابت تعادل تشکیل واکنش هاست. مقادیر ثابت تعادل تشکیل از جداول خواص مواد تهیه می‌شود.

$$\begin{aligned} & (\Delta h_f + \Delta h_{T-T_0})_{C_x H_y N_z} + \gamma (\Delta h_{T-T_0})_{O_2} = \\ & a (\Delta h_f + \Delta h_{T-T_0})_{CO_2} + b (\Delta h_f + \Delta h_{T-T_0})_{H_2O} + c (\Delta h_{T-T_0})_{N_2} + d (\Delta h_f + \Delta h_{T-T_0})_{CO} \\ & + e (\Delta h_{T-T_0})_{H_2} + f (\Delta h_f + \Delta h_{T-T_0})_O + g (\Delta h_f + \Delta h_{T-T_0})_H + h (\Delta h_f + \Delta h_{T-T_0})_{OH} \\ & + i (\Delta h_f + \Delta h_{T-T_0})_{NO} + j (\Delta h_{T-T_0})_{O_2} \end{aligned} \quad (22-0)$$



شکل (۲-۳) فلوجارت نحوه محاسبه کسر مولی محصولات احتراق را نمایش می‌دهد. ابتدا نسبت هم ارزی مخلوط سوخت و هوا با داشتن دبی سوخت و هوا محاسبه شده و با در نظر گرفتن دمای هوای ورودی و ترکیبات گاز ابتدا معادلات موازنه جرم به همراه معادلات واکنش تعادلی با حدس اولیه دما و کسر مولی محصولات احتراق حل شده و با استفاده از معادله انرژی دمای جدید بدست می‌آید. با محاسبه دمای جدید ثابت تعادل واکنش‌ها تصحیح شده و چرخه ذکر شده تکرار می‌شود تا دما و کسر مولی محصولات محاسبه شده به مقادیر ثابتی میل کنند و محاسبات متوقف شود.



شکل ۲-۰ - فلوجارت نحوه محاسبه دما و کسر مولی محصولات احتراق

معادلات پایستگی جرم، قانون اول و دوم ترمودینامیک برای بخش محفظه احتراق به شکل روابط (۲۳-۳) و (۲۴-۳)، (۲۵-۳) محاسبه می‌شود. دقت به این مساله لازم است که دما و ترکیبات محصولات احتراق از معادلات احتراق محاسبه می‌شود و سپس انتالپی کلی محصولات تعیین می‌گردد و احتراق به صورت آدیاباتیک انجام می‌شود. راندمان قانون اول و دوم ترمودینامیک نیز به طریق روابط (۲۶-۳) و (۲۷-۳) محاسبه خواهد شد.

$$\dot{M}_a + \dot{M}_f = \dot{M}_{hg} \quad (23-0)$$

$$\dot{M}_a \cdot h_a + \dot{M}_f \cdot LHV_T = \dot{M}_{hg} \cdot h_{hg} \quad (24-0)$$

$$\dot{M}_a \cdot E_a + \dot{M}_f \cdot E_{chf,T} - \dot{M}_{hg} \cdot E_{hg} - \dot{I}_{CC} = 0 \quad (25-0)$$

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{M}_{hg} \cdot h_{hg}}{\dot{M}_f \cdot LHV_T} \quad (26-0)$$

$$\psi_{CC} = \frac{\dot{M}_{hg} \cdot E_{hg}}{\dot{M}_f \cdot E_{chf,T}} \quad (27-0)$$

در عبارت (۲۵-۳) میزان انرژی هوا از رابطه (۳-۳) و انرژی محصولات احتراق نیز از رابطه (۵-۳) محاسبه می‌شود.

### ۳-۲-۲ معادلات حاکم بر بخش مبدل حرارتی

معادلات موازنه جرم برای مبدل حرارتی که نوع آن از نوع مبدل حرارتی با سیال غیر مخلوط شونده است به شکل (۲۸-۳) و (۲۹-۳) تعریف می‌شود و در ادامه معادلات موازنه انرژی و انرژی به شکل (۳۰-۳) و (۳۱-۳) تعریف می‌شود.

$$\dot{M}_{hg} = \dot{M}_{fg} \quad (28-0)$$

$$\dot{M}_w = \dot{M}_s \quad (29-0)$$

$$\dot{M}_w \cdot h_w + \dot{M}_{hg} \cdot h_{hg} = \dot{M}_{fg} \cdot h_{fg} + \dot{Q}_{loss} + \dot{M}_s \cdot h_s \quad (30-0)$$

$$\dot{M}_w \cdot E_w + \dot{M}_{hg} \cdot E_{hg} - \dot{M}_{fg} \cdot E_{fg} - \dot{M}_s \cdot E_s - \dot{Q}_{loss} \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) - \dot{I}_{HE} = 0 \quad (31-0)$$

$$\eta_{HE} = \frac{\dot{M}_{fg} \cdot h_{fg} + \dot{M}_s \cdot h_s}{\dot{M}_{hg} \cdot h_{hg} + \dot{M}_w \cdot h_w} \quad (32-0)$$

$$\psi_{HE} = \frac{\dot{M}_{fg} \cdot E_{fg} + \dot{M}_s \cdot E_s}{\dot{M}_{hg} \cdot E_{hg} + \dot{M}_w \cdot E_w} \quad (33-0)$$

و برای محاسبه راندمان انرژی و انرژی بویلر به ترتیب در روابط (۳۴-۳) و (۳۵-۳) تعریف شده است.

$$\eta_t = \frac{\dot{M}_s (h_s - h_w)}{\dot{M}_f \cdot LHV_T} \quad (34-0)$$

$$\psi_t = \frac{\dot{M}_s (E_s - E_w)}{\dot{M}_f \cdot E_{chf,T}} \quad (35-0)$$

نسبت هم ارزی و درصد هوای اضافه توسط روابط (۳۶-۳) و (۳۷-۳) محاسبه می‌شود.

$$\phi = \frac{\left(\frac{M_f}{M_a}\right)_{actual}}{\left(\frac{M_f}{M_a}\right)_{Stoichiometric}} \quad (36-0)$$

$$\text{Excess Air}(\%) = \left(\frac{1}{\phi} - 1\right) * 100 \quad (37-0)$$

نسبت تولید بخار نیز توسط رابطه (۳۸-۳) قابل محاسبه است که میزان جرم بخار تولید شده به ازای واحد جرم مصرف سوخت را نشان می دهد.

$$\text{Evaporation Ratio} = M_g / M_f \quad (38-0)$$

## ۴ نتایج محاسبات و صحه گذاری

### ۴-۱ مقدمه

برای انجام محاسبات لازم به منظور تحلیل عملکرد بویلر نیاز به در اختیار داشتن داده‌های عملکردی بویلر در حالات مختلف کارکرد آن است. برای نیل به این مقصود داده‌های عملکردی بویلر واحد یک نیروگاه مشهد - واحد های اشکودا در نظر گرفته می‌شود و متغیر هایی از جمله دبی بخار، فشار و دمای بخار خروجی و آب ورودی به بویلر ، دبی سوخت و هوا و غیره که از طریق اندازه گیری های تجربی بدست آمده اند، به عنوان ورودی به کد محاسباتی که در نرم افزار متلب اجرا می‌شود در نظر گرفته شده و سپس نتایج محاسبات و نقش تغییر نسبت هم ارزی در عملکرد بویلر مشخص می‌شود. جهت صحه‌گذاری، همانطور که در مقاله [۱۲] به کار برده شده است، داده‌های ورودی در تحقیقات مشابه در داخل کد قرار داده شده و خروجی کد حاضر با نتایج مقالات دیگر مقایسه شده و صحت محاسبات را تایید می‌کند.

### ۴-۲ نحوه محاسبات و صحه‌گذاری کد

جهت انجام محاسبات، داده‌های دبی سوخت  $\dot{M}_f$ ، دبی هوا  $\dot{M}_a$ ، دبی بخار آب  $\dot{M}_s$ ، فشار و دمای بخار خروجی  $P_s$  و  $T_s$ ، دما و فشار آب ورودی  $P_w$  و  $T_w$  و ترکیبات سوخت گاز طبیعی به نرم افزار وارد می‌شود و پارامترهایی مانند آنتالپی و انتروپی، راندمان حرارتی، راندمان اگزرژی، اگزرژی شیمیایی سوخت و ارزش حرارتی پایین سوخت، همانطور که در شکل (۴-۱) نشان داده شده محاسبه و با مقدار ذکر شده در مقاله مورد نظر مقایسه می‌شود. نتایج صحه‌گذاری در جداول (۴-۱) و (۴-۲) که از دو مقاله که به بررسی عملکرد بویلر پرداخته‌اند، را نشان می‌دهد و کد با دقت مناسب و خطای زیر ۵٪ مقادیر مهم را محاسبه نموده است.

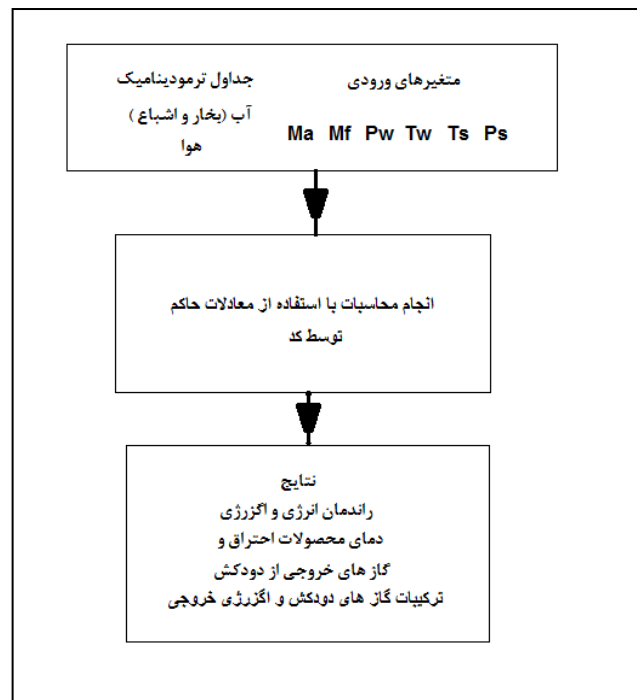
جدول ۱-۰ - صحه گذاری بر مقادیر انتالپی، انتروپی، راندمان انرژی و انرژی و تخریب انرژی محاسبه شده

پارامتر	مقدار موجود در مقاله الجنیدی [۱۰]	مقدار محاسبه شده	درصد خطا (%)
انتالپی آب مایع در حالت مرجع (kJ/kg)	۱۰۴,۹۲	۱۰۴,۸۷	۰,۱
انتروپی آب مایع در حالت مرجع (kJ/kg.K)	۰,۳۶۷۲	۰,۳۶۷۳	۰,۰۳
فشار آب ورودی (MPa)	۱۰,۳۰۱۰	۱۰,۳۰۱۰	-----
دمای آب ورودی (K)	۴۹۴,۱۵	۴۹۴,۱۵	-----
انتالپی آب ورودی (kJ/kg)	۹۵۰,۴۶	۹۵۷,۶۹	-----
انتروپی آب ورودی (kJ/kg.K)	۲,۵۱۲۴	۲,۵۲۶۹	۰,۶
فشار بخار خروجی (Mpa)	۹,۱۲۳۳	۹,۱۲۳۳	-----
دمای بخار خروجی (K)	۷۹۳,۱۵	۷۹۳,۱۵	-----
انتالپی بخار خروجی (kJ/kg)	۳۴۳۶,۳	۳۴۳۴,۹۳	۰,۰۴
انتروپی بخار خروجی (kJ/kg.K)	۶,۷۱۶۸	۶,۷۱۶۸	۰
ارزش حرارتی سوخت (kJ/kg of fuel)	۴۰۵۰۴,۵۸	۴۰۵۰۴,۵۸	-----
انرژی شیمیایی سوخت (kW/kg)	۴۲۹۳۴,۸۵	۴۲۹۳۴,۸۵	-----
دبی جرمی بخار آب (kg/s)	۷۶,۳۹	۷۶,۳۹	-----
دبی جرمی سوخت (kg/s)	۵	۵	-----
دمای دودکش (K)	۴۱۱,۱۵	-----	-----
راندمان قانون اول (%)	۹۳,۷۶	۹۳,۴۴	۰,۳
راندمان قانون دوم (%)	۴۳,۸۵	۴۳,۷۰	۰,۳
تخریب انرژی (MW)	۱۲۰,۵۴۰	۱۲۰,۸۶۷	۰,۳

جدول ۲-۰ - جدول صحه گذاری بر محاسبات دمای دودکش، انرژی شیمیایی سوخت و دمای احتراق

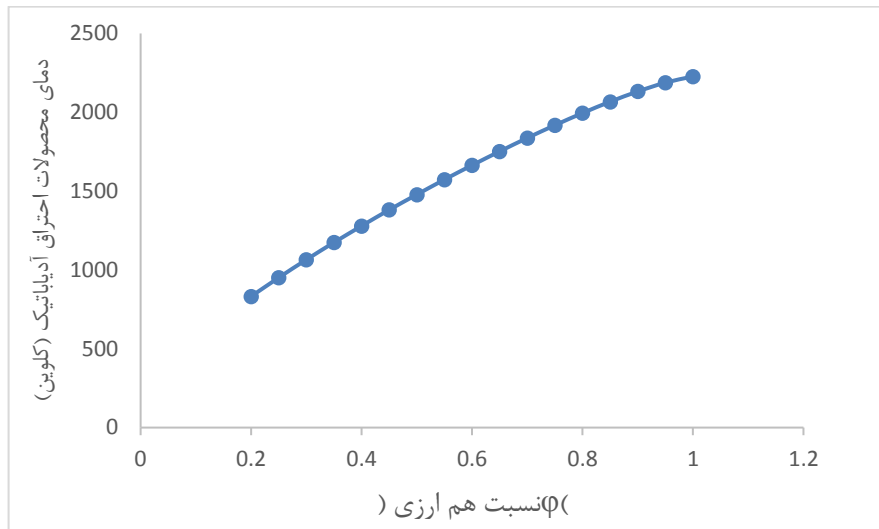
پارامتر	مقدار موجود در مقاله ترهان و کمکلی [16]	مقدار محاسبه شده	درصد خطا (%)
انرژی شیمیایی سوخت (kJ/kg)	۸۶۲۳۶۵,۶۸	۸۶۰۸۲۱,۰۳	۰,۲
دمای احتراق ادیپاتیک (C°)	۱۸۴۶	۱۸۳۴	۰,۷
دمای دودکش (C°)	۱۶۱	۱۶۷	۳,۷
راندمان قانون اول	۸۲,۲۱	۸۲,۴۹	۰,۳

با وارد کردن اطلاعات عملکردی بویلر به نرم افزار متلب محاسبات تحلیل انرژی و انرژی از جمله راندمان حرارتی و انرژی، دما و انرژی هدر رفت از دودکش و محاسبات دمای شعله آدیباتیک انجام می‌شود. جهت محاسبه آنتالپی و انتروپی بخش‌های مختلف، جداول مورد نیاز از جمله جداول گازهای موجود در واکنش احتراق، جدول بخار سوپرهییت و جدول آب فشرده به نرم افزار وارد می‌شود و با داشتن دما و فشار، مقادیر آنتالپی و انتروپی از جداول میانجی می‌شود و محاسبات به روند مشابه شکل (۴-۱) انجام می‌شود.



شکل ۱-۰ - نمودار نحوه محاسبات کد

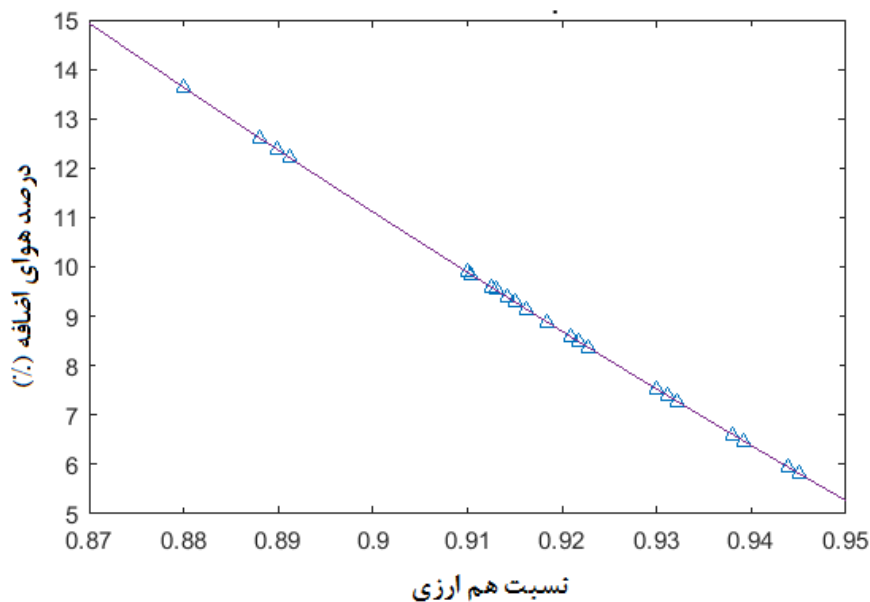
در فرآیند احتراق به شرط ایده آل بودن شرایط اختلاط سوخت و هوا، با افزایش هوای اضافه که کاهش نسبت هم ارزی را منجر می‌شود، دمای محصولات به صورت محسوس کاهش می‌یابد که روند کاهش آن در شکل (۴-۲) نشان داده شده است که طبق شکل مذکور، دراحتراق فشار ثابت با افزایش درصد هوای اضافه، هوای اضافه گرمای حاصل از واکنش را به خود جذب می‌کند و در مجموع دمای محصولات را کاهش می‌دهد. از طرف دیگر در وسایلی که در آن‌ها فرآیند احتراق انجام می‌شود به دلیل اینکه همواره سوخت و هوا به صورت ایده آل با هم مخلوط نمی‌شوند، درصدی از هوای اضافه را بکار می‌برند تا همه سوخت محترق شود و راندمان احتراق بالا رود اما این راه حل داری اثر منفی در دمای محصولات احتراق است چرا که کاهش دمای محصولات داغ در یک مبدل حرارتی اختلاف دما بین جریان گرم و سرد را کاهش می‌دهد و به دنبال آن میزان گرمای مبادله شده را کاهش می‌دهد و راندمان بویلر را کاهش می‌دهد. بنابراین افزایش درصد هوای اضافه دارای یک مقدار بهینه است. [۹]



شکل ۲-۰ - نمودار تغییرات دمای احتراق آدیباتیک سوخت گاز طبیعی با تغییر نسبت هم ارزی [۲۱]

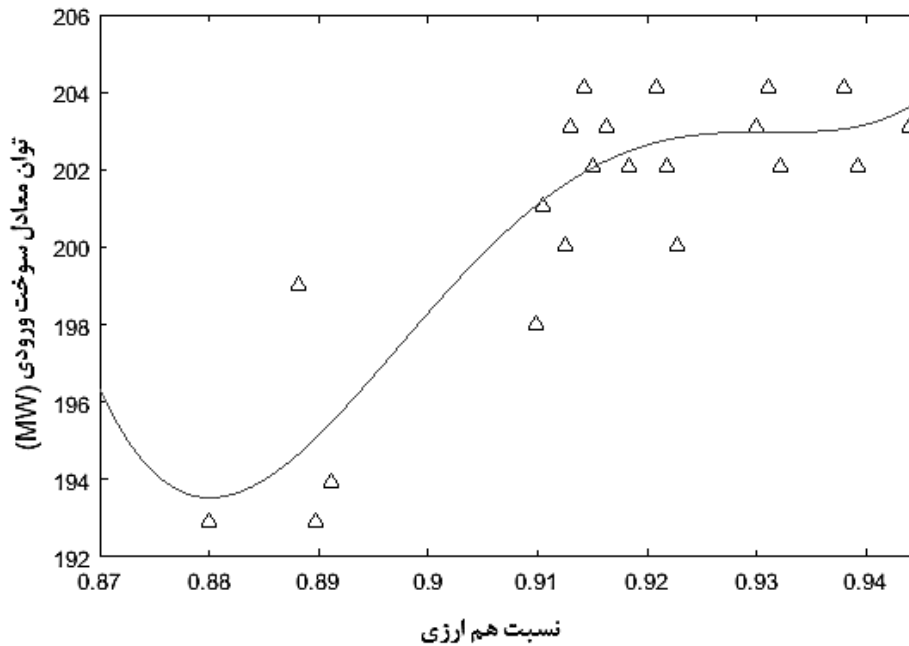
#### ۳-۴ نتایج عملکرد بویلر واحد یک اشکودا

رابطه بین نسبت هم ارزی و درصد هوای اضافه در عبارت (۳-۳) مشخص شده است. در نمودار (۳-۴) محدوده تغییرات درصد هوای اضافه و نسبت هم ارزی در داده‌های واحد یک اشکودا در تاریخ ۱۳۹۶/۶/۱۵، نشان داده شده است. همانطور که در این نمودار نشان داده شده است درصد هوای اضافه در محدوده بین ۶ تا ۱۳٫۷ درصد تغییر می‌کند و در این بازه نتایج دیگر مورد بررسی و تحلیل قرار خواهند گرفت.



شکل ۳-۰ - نمودار تغییرات درصد هوای اضافه با تغییر نسبت هم ارزی

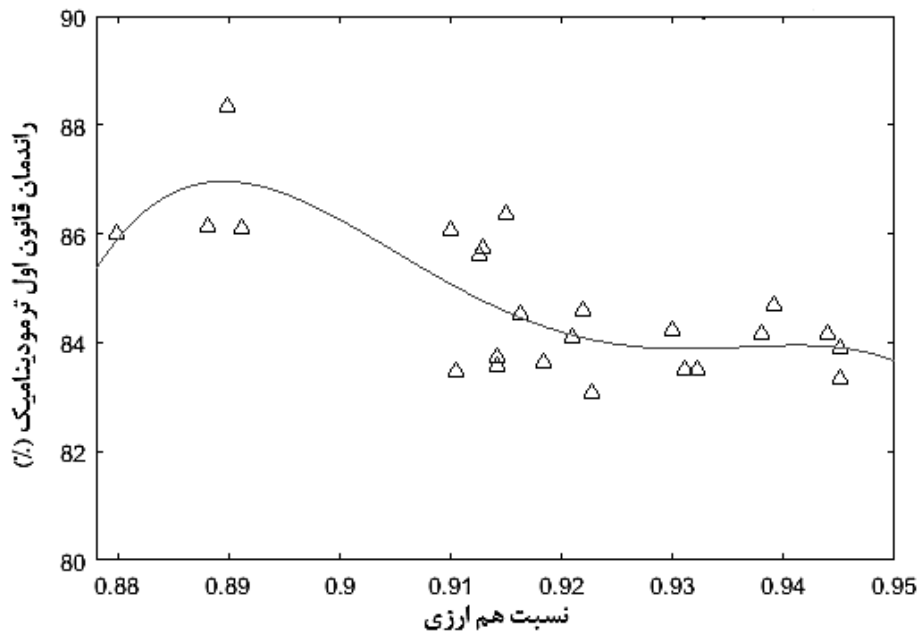
در شکل (۴-۴)، نمودار تغییرات توان معادل سوخت ورودی با نسبت هم ارزی نشان داده شده است که نشان می‌دهد که بویلر برای کار کردن در توان بالاتر، بعلاوه محدودیت ظرفیت پمپاژ هوا توسط فن، فن در حداکثر ظرفیت کار کرده و برای تولید بخار بیشتر مخلوط سوخت و هوا را غلیظ می‌کند که باعث کاهش راندمان احتراق می‌شود و این مساله در سایر نتایج پیش رو نشان داده خواهد شد.



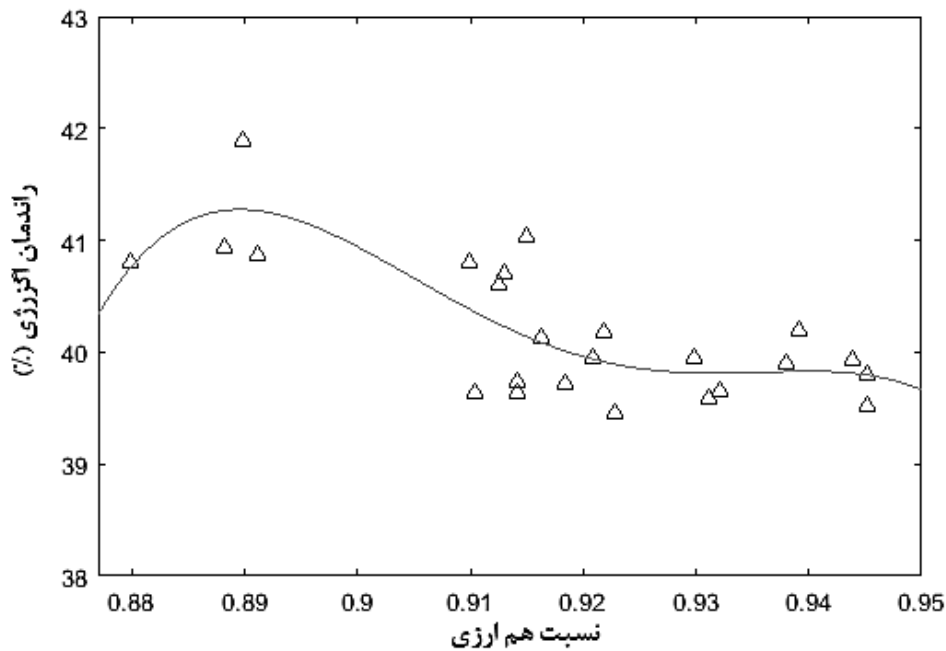
شکل ۴-۰ - نمودار تغییرات نسبت هم ارزی با توان معادل سوخت ورودی در بویلر واحد یک اشکودا

در دو نمودار شکل (۴-۵) و (۴-۶) تغییرات راندمان قانون اول ترمودینامیک (انرژی) و راندمان انرژی نشان داده شده است. دو نمودار روند مشابهی را نشان می‌دهند که با کاهش نسبت هم ارزی که به معنای افزایش میزان هوای اضافه می‌باشد، راندمان انرژی و انرژی روند صعودی دارد و این به دلیل افزایش راندمان احتراق و استحصال کامل انرژی شیمیایی سوخت است که راندمان انرژی تا بیش از ۸۸ درصد و راندمان انرژی را تا ۴۲٪ در نسبت هم ارزی ۰,۸۹ افزایش می‌دهد اما با کاهش نسبت هم ارزی از مقدار ذکر شد روند صعودی متوقف شده و روند نزولی به خود می‌گیرد و این روند به دلیل کاهش دمای هوای محترق شده اتفاق می‌افتد که به دنبال آن میزان گرمای جذب شده از گازهای داغ کاهش می‌یابد. مقادیر بهینه نسبت هم ارزی به گونه ای که هم توان بیشتر تولید شود و نیز سوخت کمتری با ازای تولید بخار معین مصرف شود با توجه به نمودار شکل (۴-۴) برابر با ۰,۹۱۵ می‌باشد.





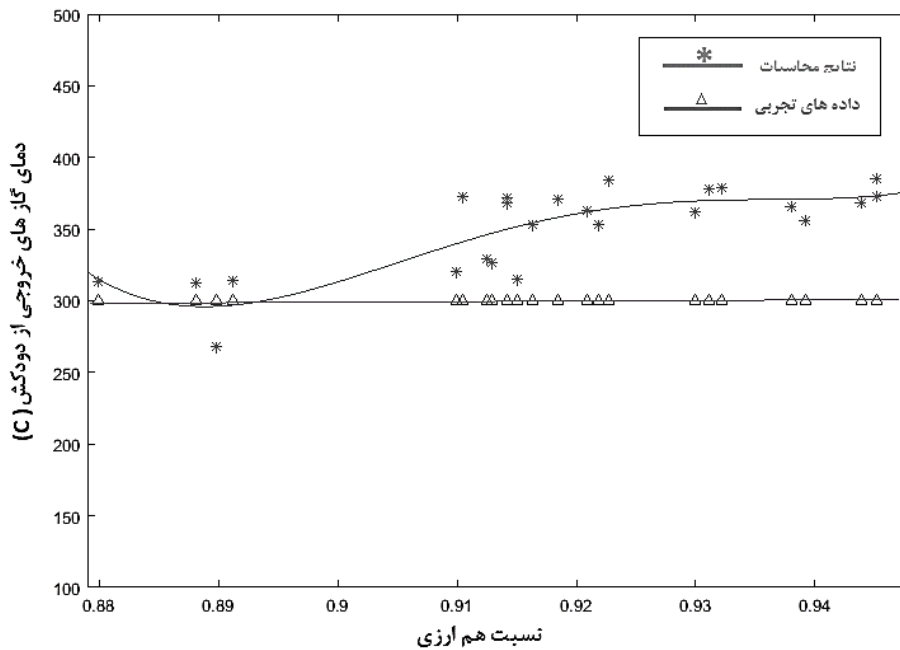
شکل ۵-۰ - تغییرات راندمان قانون اول ترمودینامیک با تغییر نسبت هم ارزی در بویلر واحد یک اشکودا



شکل ۶-۰ - تغییرات راندمان انرژی با تغییر نسبت هم ارزی در بویلر واحد یک اشکودا

شکل (۴-۷) نمودار دمای گازهای خروجی از دودکش که به دو روش تجربی و محاسباتی در نسبت های هم ارزی متفاوت بدست آمده اند را مورد مقایسه قرار داده است. این نمودار نشان می دهد که با غلیظ تر شدن مخلوط یعنی نسبت های هم ارزی بالاتر از ۰,۹۱۵، نتایج حاصل از محاسبات احتراق آدیاباتیک در مقایسه با نتایج تجربی خطای بالایی را نشان می دهد و دلیل این پدیده، احتراق ناقص سوخت و افزایش میزان تلفات حرارتی احتمالی به

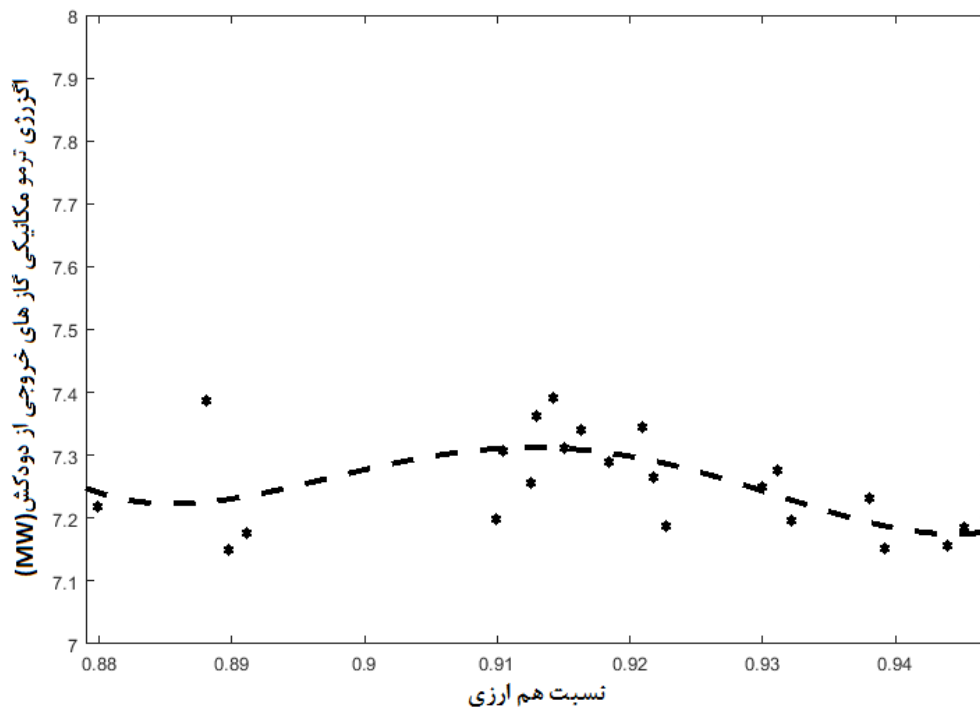
دلیل بالاتر رفتن بار بویلر است و به بیانی دیگر صحت تحلیل نمودارهای تغییرات راندمان انرژی و انرژی را نشان می‌دهد که در نسبت های هم ارزی پایین تر به دلیل احتراق مناسب، بویلر راندمان بالاتری دارد و بالعکس.



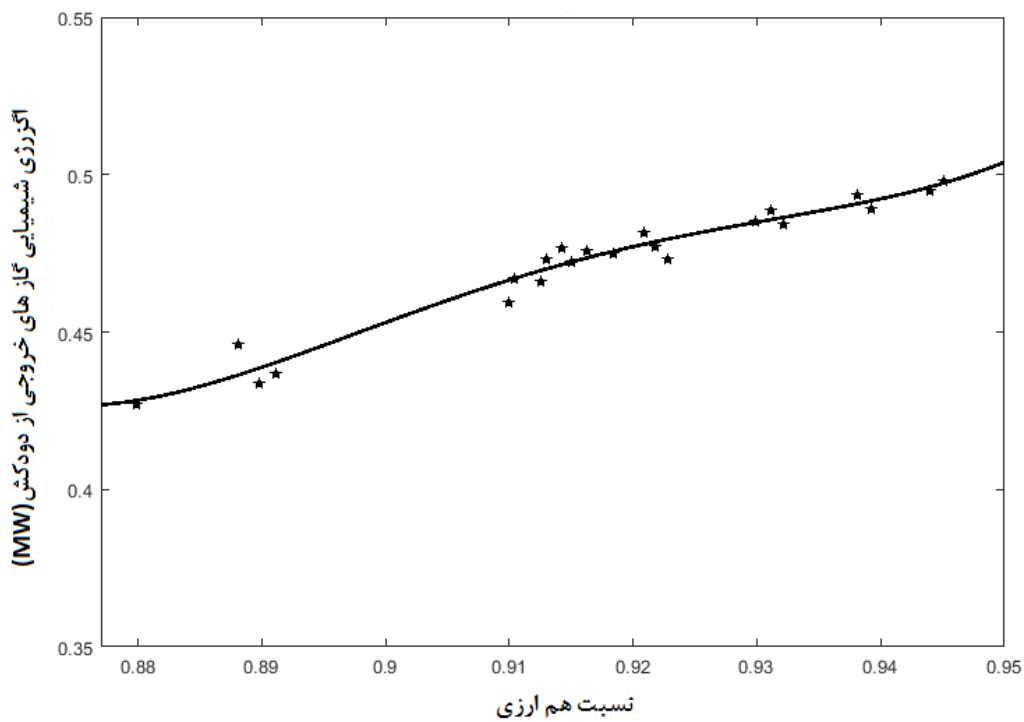
شکل ۷-۰- مقایسه نتایج دمای گازهای خروجی از دودکش در دو حالت تئوری و تجربی

در شکل های (۴-۸) و (۴-۹) تغییرات انرژی هدر رفت از دودکش به دو صورت انرژی ترمومکانیکی و انرژی شیمیایی با تغییرات نسبت هم ارزی نشان داده شده است. در شکل (۴-۸) با افزایش نسبت هم ارزی به حالت استوکیومتریک، میزان انرژی ترمومکانیکی که وابسته به دمای محصولات احتراق است کاهش می‌یابد که این پدیده ناشی از افزایش میزان کسر مولی آب در گازهای خروجی است و در حالت نسبت هوا به سوخت کمتر علاوه بر کاهش کسر مولی بخار آب میزان جریان گاز خروجی با دمای مشابه افزوده می‌شود و حجم انرژی بیشتری نتیجتاً خارج خواهد شد. با توجه به نمودار (۴-۹) مشاهده می‌شود که انرژی شیمیایی گازهای خروجی افزایش می‌یابد که از این ناشی است که تفاوت کسر مولی در نسبت هم ارزی های بالاتر بین گازهای خروجی از دودکش و هوای محیط بیشتر از حالتی است که نسبت هم ارزی کمتر یا به عبارت دیگر درصد هوای اضافی بیشتر است.

ت

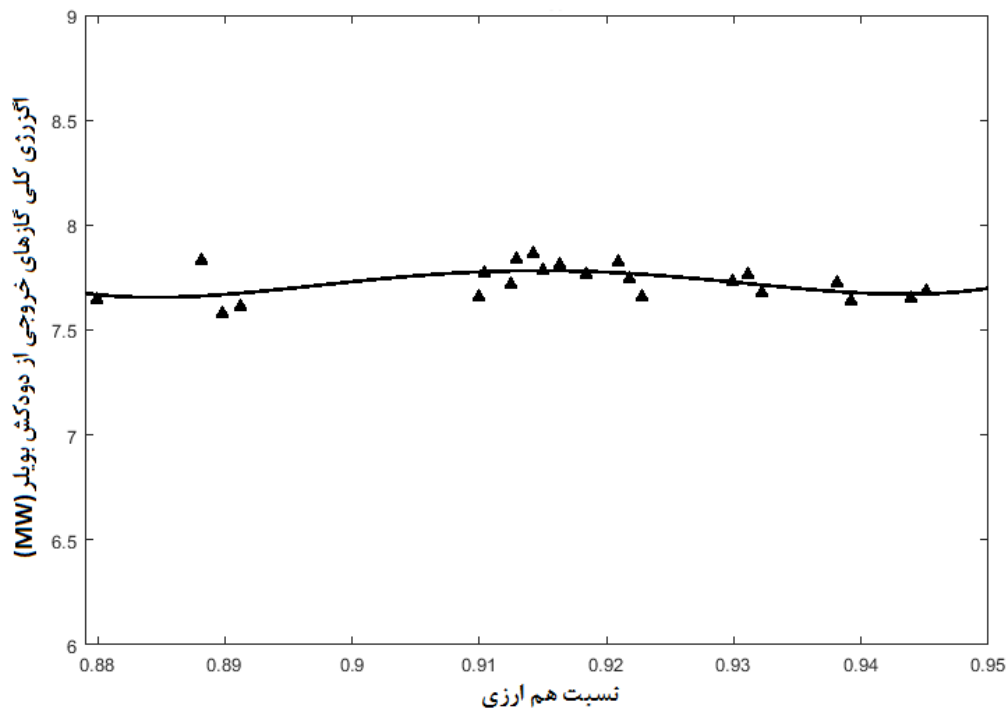


شکل ۸-۰ - تغییرات انرژی ترمومکانیکی گازهای خروجی از دودکش بویلر با تغییر نسبت هم ارزی



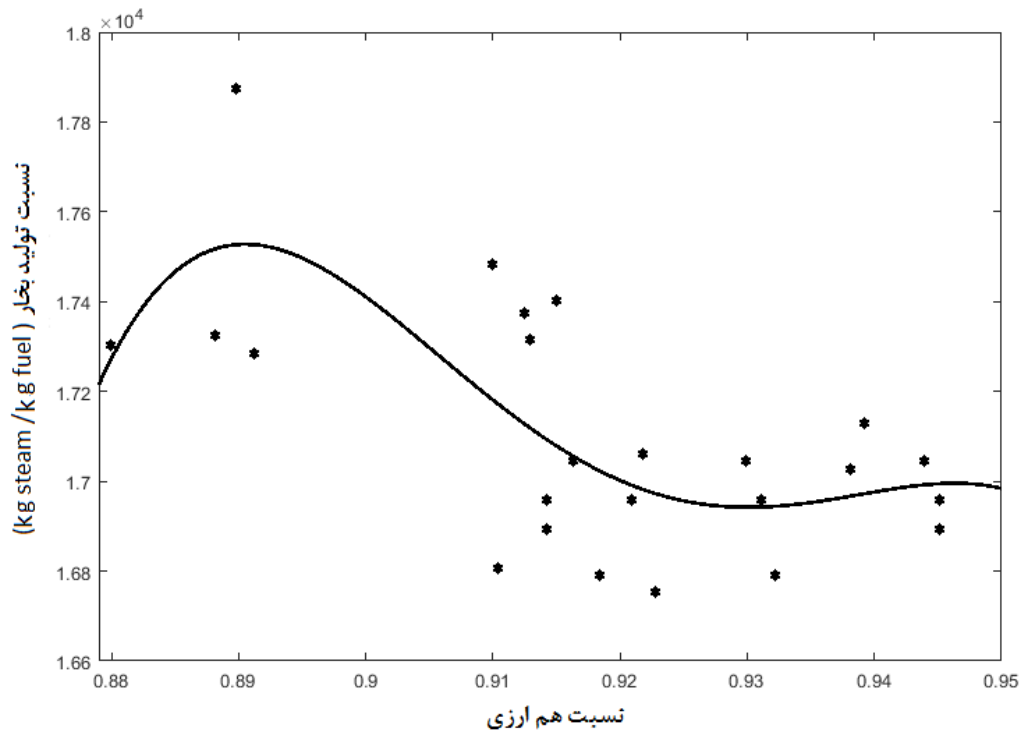
شکل ۹-۰ - تغییرات انرژی شیمیایی گازهای خروجی از دودکش بویلر با تغییر نسبت هم ارزی

شکل (۴-۱۰) تغییرات انرژی کلی گازهای خروجی از دودکش را نشان می‌دهد که مشخص می‌کند، انرژی ترمومکانیکی بزرگ‌ترین بخش از انرژی هدر رفت از دودکش را به خود اختصاص می‌دهد که به دنبال آن بیش‌ترین تاثیر را بر روند تغییرات آن خواهد گذاشت.



شکل ۴-۱۰ - نمودار تغییرات انرژی کلی گازهای خروجی از دودکش با تغییر نسبت هم ارزی

در شکل (۴-۱۱) نمودار تغییرات نسبت تولید بخار با تغییر نسبت هم ارزی نمایش داده شده که روندی مشابه با تغییر راندمان انرژی بویلر دارد چرا که با جذب توان بیشتر بخار بیشتری تولید خواهد شد و این دو عامل با یکدیگر رابطه مستقیم دارند.



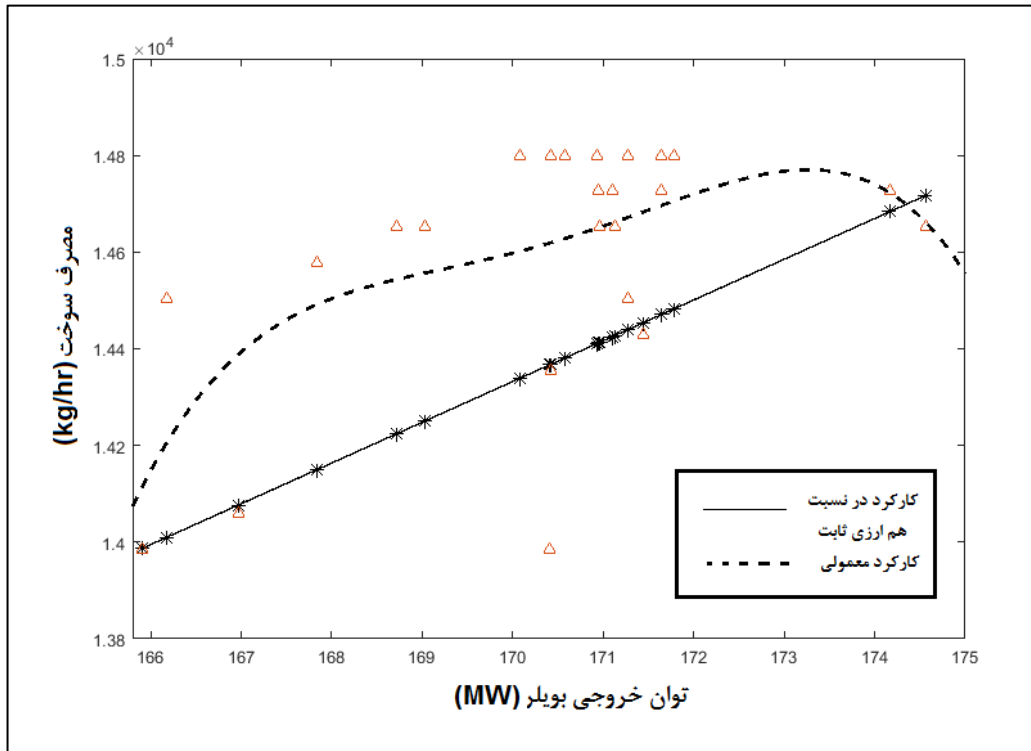
شکل ۱۱-۰ - نمودار تغییرات نسبت تولید بخار با نسبت هم ارزی

چرا از  $\phi = 0.89$  استفاده نمی‌شود؟

به این دلیل که  $\phi = 0.89$  در نیروگاه به علت تولید انرژی کم برای بخار لازم در توربین علی‌رغم اینکه بازدهی بیشتری دارد، اما امکان استفاده از آن وجود ندارد.

با توجه به اینکه نسبت هم ارزی بهینه مقدار  $0.89$  را دارد و برای استفاده از بویلر در بار بیشتر، مخلوط سوخت و هوا را غلیظ می‌شود. برای استفاده در بار بالاتر بایستی ظرفیت تزریق هوا توسط فن‌ها افزایش یابد تا مشعل بویلر در بار حرارتی بالاتر با نسبت هم ارزی بهینه کار کند.

حال اگر فرض شود، سیستم تامین هوای احتراق به گونه‌ای کار کند که بتواند در بارهای بیشتر نسبت هم ارزی را در مقدار بهینه  $0.89$  ثابت نگه دارد و راندمان را در  $86\%$  درصد باقی بماند. نمودار شکل (۴-۱۲) مصرف سوخت در حالت نسبت هم ارزی ثابت مفروض را نسبت به حالت کارکرد معمولی بویلر نمایش می‌دهد که نشان می‌دهد به طور میانگین  $1/83\%$  مصرف سوخت کاهش می‌یابد.



شکل ۰-۱۲ - تغییرات مصرف سوخت به ازای توان خروجی بویلر در حالات مختلف عملکردی سیستم

## ۵ نتیجه گیری

با بررسی آمار مصرف انرژی مشخص شد که بویلرها نقش قابل توجهی در مصرف سوخت‌های فسیلی را به خود اختصاص می‌دهند. برای بررسی و ارائه راه کار های مناسب نیاز به انجام تحلیل ترمودینامیکی بر روی بویلر احساس شد و تحلیل انرژی به واسطه توان بیشتر در تحلیل عیوب سیستم‌های تبدیل انرژی جهت تحلیل عملکرد سیستم انتخاب گردید. تحقیقات نشان داد که بویلر بیشترین بازگشت‌ناپذیری را در نیروگاه ایجاد می‌کند و مهمترین علت آن واکنش احتراق و تبادل حرارت بین گازهای داغ و سیال آب که دارای اختلاف دمای شدیدی هستند می‌باشد. با توجه به عدم بررسی کافی تحقیقات گذشته بنا شده که برای بررسی دقیق تر، اثر تغییر پارامترهای فرآیند احتراق، اثر تغییرات نسبت هم ارزی در عملکرد بویلر و راندمان انرژی آن انجام پذیرد.

جهت بررسی این عامل، داده‌های عملکردی ۲۴ ساعت از بویلر واحد یک اشکودا واقع در نیروگاه مشهد در اختیار قرار گرفته شد و تغییرات درصد هوای اضافه، راندمان انرژی و انرژی، انرژی گازهای خروجی از دودکش به تفکیک شیمیایی و ترمومکانیکی و در نهایت نسبت تولید بخار با نسبت هم ارزی توسط کد محاسباتی در نرم افزار متلب با حل معادلات حاکم، محاسبه گردید و تغییرات آن به صورت نمودارهای مختلف ارائه گردید.

## ۵-۱ نتایج تحقیق

از مهم ترین نتایج می توان به موارد زیر اشاره نمود:

در طی ۲۴ ساعت تغییرات توان ورودی بویلر از ۱۹۳ تا ۲۰۴ مگاوات با توجه به توان مصرفی مورد نیاز تغییرات داشت که برای اعمال این تغییرات نسبت هم ارزی تغییر داده شد و برای تامین بار بیشتر از روش کاهش نسبت هم ارزی یا تغلیظ مخلوط سوخت و هوا بهره برده شد.

- تغییرات راندمان انرژی و انرژی دارای روند مشابه است و با افزایش نسبت هم ارزی به دلیل احتراق ناقص راندمان کاهش می یابد و در نسبت هم ارزی ۰,۸۹، بیشترین راندمان (۰,۸۶) حاصل شد و با کاهش بیشتر نسبت هم ارزی یا به عبارت دیگر افزایش بیشتر درصدهوای اضافه، جذب حرارت توسط هوای اضافه موجبات کاهش راندمان را پدید آورد.

- نتایج مقایسه دمای دودکش بدست آمده از طریق داده های تجربی با نتایج فرض احتراق ادیاباتیکی نشان داد این فرض در نسبت های هم ارزی پایین تر از ۰,۹۱، به دلیل احتراق بهتر نتایج خطای کمتری دارند و با افزایش نسبت هم ارزی این خطا به حداکثر ۲۳ درصد می رسد.

- انرژی کلی خروجی از دودکش عمدتاً تحت تاثیر انرژی ترمومکانیکی جریان گازهای خروجی است و با افزایش نسبت هم ارزی انرژی شیمیایی محصولات خروجی افزایش می یابد.

- انرژی ترمومکانیکی محصولات خروجی از دودکش در نسبت های هم ارزی بالاتر به دلیل افزایش کسر مولی بخار در محصولات کاهش می یابد و البته در نسبت هم ارزی کمتر به دلیل جذب حرارت کمتر بویلر از گازهای داغ و افزایش دبی جرمی گازها در دمای ثابت افزوده می شود و با افزایش درصد هوای اضافه در نسبت های هم ارزی کمتر از ۰,۹۱ کاهش می یابد.

- نسبت تولید بخار رابطه مستقیم با راندمان انرژی دارد و بنابراین روندی مشابه را نشان می دهد و در نسبت هم ارزی ۰,۸۹ که راندمان حرارتی در حداکثر میزان خود قرار دارد، نسبت تولید بخار نیز مقدار بیشینه خود یعنی ۱,۷۵۰,۰۰۰ کیلوگرم بخار بر واحد کیلوگرم سوخت را داراست.



## ۲-۵ پیشنهادات برای تحقیقات آینده

- بررسی تاثیر پیش گرم کردن هوای احتراق بر راندمان اگزرژی و اگزرژی گازهای خروجی از دودکش بویلر
- بررسی اثر نوع سوخت بر اگزرژی گازهای خروجی از دودکش بویلر

## مراجع

- [1] K. Rayaprolu, *Boilers for power and process*. CRC Press, 2009.
- [2] D. Einstein, E. Worrell, and M. Khrushch, "Steam systems in industry: Energy use and energy efficiency improvement potentials," Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory, Berkeley, CA (US)2001.
- [۳] مرکز آمار وزارت نیرو. (۱۳۹۶). خلاصه وضعیت آماری صنعت برق کشور  
<http://amar.tavanir.org.ir>
- [4] R. E. Sonntag, C. Borgnakke, G. J. Van Wylen, and S. Van Wyk, *Fundamentals of thermodynamics*. Wiley New York, 1998.
- [5] T. J. Kotas, *The exergy method of thermal plant analysis*. Elsevier, 2013.
- [۶] ر. سلفیان، ف. کریم و م. ا. صدری، "بررسی عملکرد و میزان تلفات انرژی بویلرهای پالایشگاه اصفهان، ارائه شده در چهارمین همایش ملی انرژی، ۱۳۸۲.
- [7] L. Jayamaha, *Energy-Efficient Building Systems : Green Strategies for Operation and Maintenance*. New York, NY, United States: McGraw-Hill Education - Europe, 2006.
- [۸] م. شیروانی و س. صدیقی، "بررسی اقتصادی کاربرد آنالیزور گازهای احتراق در دیگهای بخار"، ارائه شده در نهمین کنگره ملی مهندسی شیمی ایران، ۱۳۸۳.
- [9] E. Ozdemir, "Energy conservation opportunities with a variable speed controller in a boiler house," *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, no. 7, pp. 981-993, 2004.
- [10] I. H. Aljundi, "Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, no. 2-3, pp. 324-328, 2009.
- [11] M. Ameri, P. Ahmadi, and A. Hamidi, "Energy, exergy and exergoeconomic analysis of a steam power plant: a case study," *International Journal of Energy Research*, vol. 33, no. 5, pp. 499-512, 2009.
- [12] S. Hasti, A. Aroonwilas, and A. Veawab, "Exergy analysis of ultra super-critical power plant," *Energy Procedia*, vol. 37, pp. 2544-2551, 2013.

- [13] P. Regulagadda, I. Dincer, and G. Naterer, "Exergy analysis of a thermal power plant with measured boiler and turbine losses," *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, no. 8-9, pp. 970-976, 2010.
- [14] V. Kumar, B. Pandya, and V. Matawala, "Thermodynamic studies and parametric effects on exergetic performance of a steam power plant," *International Journal of Ambient Energy*, pp. 1-11, 2017.
- [15] R. Saidur, J. Ahamed, and H. Masjuki, "Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers," *Energy policy*, vol. 38, no. 5, pp. 2188-2197, 2010.
- [16] M. Terhan and K. Comakli, "Energy and exergy analyses of natural gas-fired boilers in a district heating system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 121, pp. 380-387, 2017.
- [17] I. O. Ohijeagbon, M. A. Waheed, and S. O. Jekayinfa, "Methodology for the physical and chemical exergetic analysis of steam boilers," *Energy*, vol. 53, pp. 153-164, 2013.
- [18] معرفی نیروگاه مشهد، <http://megmc.ir/MashhadPPHist.aspx>.
- [19] K. Wark, *Advanced thermodynamics for engineers*. McGraw-Hill New York, 1995.
- [۲۰] گروه صنعتی پاکمن ، <http://www.packmangroup.com>
- [21] C. K. Law, *Combustion physics*. Cambridge university press, 2010.

## پیوست‌ها

جدول پ-۱: متن کد بدنه اصلی نرم‌افزار تحلیل ترمودینامیکی بویلر.

```
clear
clc
%Boiler Analysis
format long

%Thermodynamic Tables

%Air
load Air.txt

%Water
%Saturated Water Table
load water.txt
%SuperHeated Water Table
load SHWater6000.txt
load SHWater8000.txt
load SHWater10000.txt
load SHWater15000.txt
load SHWater20000.txt
load SHWater30000.txt
load SHWater40000.txt

%CO2
load CO2.txt

%CO
load CO.txt

%H2O
load H2O.txt

%N2
```

```

load N2.txt

%O2
load O2.txt

%H
load H.txt

%H2
load H2.txt

%O
load O.txt

%OH
load OH.txt

%H2
load H2.txt

%NO
load NO.txt

%Boiler Performance Data
load unit1.txt

%Reference State
T0=298.15;      % Dead State Temp T0=25 C
P0=100;        %Dead State Press P0=100Kpa
%Water Dead state
h0w=spline(water(:,1),water(:,3),T0-273.15);
s0w=spline(water(:,1),water(:,6),T0-273.15);
exw0=h0w-T0*s0w;
%Steam Dead state
h0s=spline(water(:,1),water(:,4),T0-273.15);
s0s=spline(water(:,1),water(:,5),T0-273.15);
exs0=h0s-T0*s0s;

%MoleFraction of Air in RH0=60%
yn2=0.7662;%0.7565;%
yo2=0.2055;%0.2035;%
yco2=0.0003;
yh2o=0.01876;%0.0303;%

Psat0=spline(water(:,1),water(:,2),T0);

%Boiler section II/Hour 1
%k=1;
Qin(:)=0;
msteam(:)=0;
phi(:)=0;
fts(:)=0;
TE(:)=0;
ea(:)=0;
TFG_d(:)=0;
k=1;

```

```

for k=1:24
%Fan Data
ma1=unit1(3,k); %Ton/hr F.D Fan Right
C1=unit1(2,k); %Electrical current of Fan per Amper
wf1=380*0.8*C1; %Work of Fan Per Watts

ma2=unit1(5,k); %Ton/hr F.D Fan Left
C2=unit1(4,k); %Electrical current of Fan per Amper
wf2=380*0.8*C2; %Work of Fan Per Watts

%Burner Data
GP1=unit1(10,k)*98.1; %Ignition Gas pressure per kPa
Tf1=25; %Tempreture of Fuel Gas

vf=unit1(11,k)*1000; %Volume Rate of Fuel Gas per m3/hr
pf=0.74; %Density of Fuel Gas Kg/m3
mf=vf*pf; %Mass Flow Rate of Fuel Kg/hr

%Water Flow
Tw1=unit1(9,k); %Temp of feed water C
Pw1=unit1(8,k)*98.1; %Pres of feed water KPa
mw=unit1(7,k); %Mass flow Rate of water ton/hr
hwin=spline(water(:,1),water(:,3),Tw1)+0.5*(spline(water(:,1),water(:,8),Tw1)+spline(water(:,1),water(:,8),Tw1))*(Pw1-spline(water(:,1),water(:,2),Tw1)));
sw=spline(water(:,1),water(:,6),Tw1);
exw=hwin-h0w-T0*(sw-s0w)-0.4615*(T0)*log(yh2o*P0/Psat0);

%Steam Flow
Ts=unit1(13,k); %Temp of steam flow inlet C
Ps=unit1(14,k)*98.1; %Pres of steam flow inlet per KPa
ms=unit1(15,k); %Mass flow Rate of steam ton/hr

%Enthalpy of Steam
if Ps>6000 & Ps<8000
hs=(Ps-6000)*(spline(SHWater8000(:,1),SHWater8000(:,4),Ts)-spline(SHWater6000(:,1),SHWater6000(:,4),Ts))/(8000-6000)+spline(SHWater6000(:,1),SHWater6000(:,4),Ts);
elseif Ps>=8000 & Ps<=10000
hs=(Ps-8000)*(spline(SHWater10000(:,1),SHWater10000(:,4),Ts)-spline(SHWater8000(:,1),SHWater8000(:,4),Ts))/(10000-8000)+spline(SHWater8000(:,1),SHWater8000(:,4),Ts);
elseif Ps>=10000 & Ps<=15000
hs=(Ps-10000)*(spline(SHWater15000(:,1),SHWater15000(:,4),Ts)-spline(SHWater10000(:,1),SHWater10000(:,4),Ts))/(15000-10000)+spline(SHWater10000(:,1),SHWater10000(:,4),Ts);
elseif Ps>=15000 & Ps<=20000
hs=(Ps-15000)*(spline(SHWater20000(:,1),SHWater20000(:,4),Ts)-spline(SHWater15000(:,1),SHWater15000(:,4),Ts))/(20000-15000)+spline(SHWater15000(:,1),SHWater15000(:,4),Ts);
elseif Ps>=20000 & Ps<=30000
hs=(Ps-20000)*(spline(SHWater30000(:,1),SHWater30000(:,4),Ts)-spline(SHWater20000(:,1),SHWater20000(:,4),Ts))/(30000-20000)+spline(SHWater20000(:,1),SHWater20000(:,4),Ts);
elseif Ps>=30000 & Ps<=40000

```

```

hs=(Ps-30000)*(spline(SHWater40000(:,1),SHWater40000(:,4),Ts)-
spline(SHWater30000(:,1),SHWater30000(:,4),Ts))/(40000-
30000)+spline(SHWater30000(:,1),SHWater30000(:,4),Ts);
end

%Entropy of Steam
if Ps>6000 & Ps<8000
    ss=(Ps-6000)*(spline(SHWater8000(:,1),SHWater8000(:,5),Ts)-
spline(SHWater6000(:,1),SHWater6000(:,5),Ts))/(8000-
6000)+spline(SHWater6000(:,1),SHWater6000(:,5),Ts);
elseif Ps>=8000 & Ps<=10000
    ss=(Ps-8000)*(spline(SHWater10000(:,1),SHWater10000(:,5),Ts)-
spline(SHWater8000(:,1),SHWater8000(:,5),Ts))/(10000-
8000)+spline(SHWater8000(:,1),SHWater8000(:,5),Ts);
elseif Ps>=10000 & Ps<=15000
    ss=(Ps-10000)*(spline(SHWater15000(:,1),SHWater15000(:,5),Ts)-
spline(SHWater10000(:,1),SHWater10000(:,5),Ts))/(15000-
10000)+spline(SHWater10000(:,1),SHWater10000(:,5),Ts);
elseif Ps>=15000 & Ps<=20000
    ss=(Ps-15000)*(spline(SHWater20000(:,1),SHWater20000(:,5),Ts)-
spline(SHWater15000(:,1),SHWater15000(:,5),Ts))/(20000-
15000)+spline(SHWater15000(:,1),SHWater15000(:,5),Ts);
elseif Ps>=20000 & Ps<=30000
    ss=(Ps-20000)*(spline(SHWater30000(:,1),SHWater30000(:,5),Ts)-
spline(SHWater20000(:,1),SHWater20000(:,5),Ts))/(30000-
20000)+spline(SHWater20000(:,1),SHWater20000(:,5),Ts);
elseif Ps>=30000 & Ps<=40000
    ss=(Ps-30000)*(spline(SHWater40000(:,1),SHWater40000(:,5),Ts)-
spline(SHWater30000(:,1),SHWater30000(:,5),Ts))/(40000-
30000)+spline(SHWater30000(:,1),SHWater30000(:,5),Ts);
end

exs=hs-h0s-T0*(ss-s0s)-0.4615*(T0)*log(yh2o*P0/Psat0);

%Combustion analysis
FtAa=mf/((ma1+ma2)*1000);           %Actual Air to Fuel Ratio

% Natural Gas Composition For "Khangiran" refinery
%(a1)*CH4 +(a2)*C2H6 +(a3)*C3H8 +(a4)*C4H10 +(a5)*C4H10 +(a6)*C5H12
%+(a7)*C5H12 +(a8)*C6H14 +(a9)*N2

a1=0.98548; %of Methane CH4
a2=0.00647; %of Ethane C2H6
a3=0.00069; %of Propane C3H8
a4=0.00018; %of iso Buthane C4H10
a5=0.00039 %of nButhane C4H10
a6=0.00018 %of Iso Pantane C5H12
a7=0.00021 %of nPantane C5H12
a8=0.00014 %of Hexane C6h14
a9=0.005; %of Nitrogen N2
a10=0; %of CO2
%Combustion Formula
% (Natural Gas)+ aa(O2 + 3.76N2)= bCO2 + cH2O + dN2

%Coefficients for Stoichiometric combustion
b=a1+a2*2+a3*3+a4*4+a5*4+a6*5+a7*5+a8*6;
cc=(a1*4+a2*6+a3*8+a4*10+a5*10+a6*12+a7*12+a8*14)/2;

```

```

aa=(b*2+cc)/2;
d=3.76*aa+a9;

FtAs=(a1*0.016+a2*0.03+a3*0.044+a4*0.058+a5*0.058+a6*0.072+a7*0.072+a8*
*0.086+a9*0.028+a10*0.044)/(aa*(0.032+3.760*0.028)); %Stoichiometric
Air to Fuel Ratio

phi(k)=FtAa/FtAs;
ea(k)=1/phi(k);
mf=(a1*0.016+a2*0.03+a3*0.044+a4*0.058+a5*0.058+a6*0.072+a7*0.072+a8*
0.086+a9*0.028+a10*0.044); %Molar Mass of Fuel kg/mole
cco=a1*1+a2*2+a3*3+a4*4+a5*4+a6*5+a7*5+a8*6;
hco=a1*4+a2*6+a3*8+a4*10+a5*10+a6*12+a7*12+a8*14;
nco=a9*2;
LHV=(a1*(802.3)+a2*(1427.8)+a3*(2044)+(a4+a5)*(2657)+(a6+a7)*(3272.1)+
a8*(3856.7))/mf; %Low Heat Value of Gas Kj/kg
EXF=(a1*(832.4)+a2*(1497.1)+a3*(2153.2)+(a4+a5)*(2807.7)+(a6+a7)*(3461
.9)+a8*(3856.7))/mf; %Chemical Exergy of Gas Kj/kg

Qin(k)=mf*LHV; %kj/hr
msteam(k)=ms*1000; %Kg/hr
fts(k)=mf/msteam(k); %Kg fuel to kg Steam
TE(k)=msteam(k)*(hs-hwin)/Qin(k);
Wf(k)=(wf1+wf2)/1000;
EF(k)=msteam(k)*(exs-exw)/(mf*EXF)*100;

HR=1:24;

global T a CO2 H2O N2 CO H H2 OH NO O O2 c y z aa
a=1/phi(k);
c=cco;
y=hco;
z=nco;
mm=[1 1 1 1 1 1 1 1 1 1];
temp=2200;
T11=25;
hform=(a1*(74.85)+a2*(84.68)+a3*(103.85)+(a4+a5)*(126.15)+(a6+a7)*(146
.44)+a8*(198.67)); %Enthalpy formation of fuel
T=temp;
mm=fsolve(@myfun2,mm);
l1=1;
for i=1:2
for j=500:2500
T=j;

inlet_energy=mm(3)*(spline(N2(:,1),N2(:,2),T11+273.15))+mm(3)/3.76*(
spline(O2(:,1),O2(:,2),T11+273.15)));
qc=hform+mm(1)*(spline(CO2(:,1),CO2(:,2),T))+(-
393.522))+mm(2)*(spline(H2O(:,1),H2O(:,2),T))+(-
241.826))+mm(3)*(spline(N2(:,1),N2(:,2),T))+mm(4)*(spline(CO(:,1),CO(
:2),T))+(-
110.524))+mm(5)*(spline(H2(:,1),H2(:,2),T))+mm(6)*(spline(O(:,1),O(:,2)
),T)+249.173)+mm(7)*(spline(H(:,1),H(:,2),T)+217.999)+mm(8)*(spline(OH
(:,1),OH(:,2),T)+38.987)+mm(9)*(spline(NO(:,1),NO(:,2),T)+90.291)+mm(1
1)*(spline(O2(:,1),O2(:,2),T))-inlet_energy;

if abs(qc)<abs(l1)
l1=qc;

```



```

        temp=j;
    end
end
end
temp
mhg=(mm(1)*(0.044)+mm(2)*(0.018)+mm(3)*(0.028)+mm(4)*(0.028)+mm(5)*(0.002)+mm(6)*(0.016)+mm(7)*(0.001)+mm(8)*(0.017)+mm(9)*(0.03)+mm(11)*(0.032))*mf/mfm;    %Mass flow rate of Flue Gases Kg/hr

%Flue Gas Compostion
nco2=mm(1)/mm(10);
nh2o=mm(2)/mm(10);
nco=mm(4)/mm(10);
no2=mm(11)/mm(10);
nn2=mm(3)/mm(10);
T=temp;
hhg1=mm(1)*(spline(CO2(:,1),CO2(:,2),T))+mm(2)*(spline(H2O(:,1),H2O(:,2),T))+mm(3)*(spline(N2(:,1),N2(:,2),T))+mm(4)*(spline(CO(:,1),CO(:,2),T))+mm(5)*(spline(H2(:,1),H2(:,2),T))+mm(6)*(spline(O(:,1),O(:,2),T))+mm(7)*(spline(H(:,1),H(:,2),T))+mm(8)*(spline(OH(:,1),OH(:,2),T))+mm(9)*(spline(NO(:,1),NO(:,2),T))+mm(11)*(spline(O2(:,1),O2(:,2),T)));
hhg2=0.99*(1-TE(k))*hhg1;

%After Heat Exchanger
l1=1;
for i=100:500
    T=i+273.15;

qc=(mm(1)*(spline(CO2(:,1),CO2(:,2),T))+mm(2)*(spline(H2O(:,1),H2O(:,2),T))+mm(3)*(spline(N2(:,1),N2(:,2),T))+mm(4)*(spline(CO(:,1),CO(:,2),T))+mm(5)*(spline(H2(:,1),H2(:,2),T))+mm(6)*(spline(O(:,1),O(:,2),T))+mm(7)*(spline(H(:,1),H(:,2),T))+mm(8)*(spline(OH(:,1),OH(:,2),T))+mm(9)*(spline(NO(:,1),NO(:,2),T))+mm(11)*(spline(O2(:,1),O2(:,2),T)))-
hhg2;

    if abs(qc)<abs(l1)
        l1=qc;
        Tfg=T-273.15;
    end
end
Tfg
T=T0;
TFG_d(k)=Tfg;
shg0=(mm(1)*(spline(CO2(:,1),CO2(:,3),T))+mm(2)*(spline(H2O(:,1),H2O(:,3),T))+mm(3)*(spline(N2(:,1),N2(:,3),T))+mm(4)*(spline(CO(:,1),CO(:,3),T))+mm(5)*(spline(H2(:,1),H2(:,3),T))+mm(6)*(spline(O(:,1),O(:,3),T))+mm(7)*(spline(H(:,1),H(:,3),T))+mm(8)*(spline(OH(:,1),OH(:,3),T))+mm(9)*(spline(NO(:,1),NO(:,3),T))+mm(11)*(spline(O2(:,1),O2(:,3),T)))*mf/(mfm*3600)*0.001;
hg0=(mm(1)*(spline(CO2(:,1),CO2(:,2),T)-spline(CO2(:,1),CO2(:,2),0))+mm(2)*(spline(H2O(:,1),H2O(:,2),T)-spline(H2O(:,1),H2O(:,2),0))+mm(3)*(spline(N2(:,1),N2(:,2),T)-spline(N2(:,1),N2(:,2),0))+mm(4)*(spline(CO(:,1),CO(:,2),T)-spline(CO(:,1),CO(:,2),0))+mm(5)*(spline(H2(:,1),H2(:,2),T)-spline(H2(:,1),H2(:,2),0))+mm(6)*(spline(O(:,1),O(:,2),T)-spline(O(:,1),O(:,2),0))+mm(7)*(spline(H(:,1),H(:,2),T)-spline(H(:,1),H(:,2),0))+mm(8)*(spline(OH(:,1),OH(:,2),T)-spline(OH(:,1),OH(:,2),0))+mm(9)*(spline(NO(:,1),NO(:,2),T)-

```

```

spline(NO(:,1),NO(:,2),0))+mm(11)*(spline(O2(:,1),O2(:,2),T)-
spline(O2(:,1),O2(:,2),0)))*mf/(mfm*3600);
T=Tfg+273.15;
shg2=(mm(1)*(spline(CO2(:,1),CO2(:,3),T))+mm(2)*(spline(H2O(:,1),H2O(
:,3),T))+mm(3)*(spline(N2(:,1),N2(:,3),T))+mm(4)*(spline(CO(:,1),CO(
:,3),T))+mm(5)*(spline(H2(:,1),H2(:,3),T))+mm(6)*(spline(O(:,1),O(
:,3),T))+mm(7)*(spline(H(:,1),H(:,3),T))+mm(8)*(spline(OH(:,1),OH(
:,3),T))+mm(9)*(spline(NO(:,1),NO(:,3),T))+mm(11)*(spline(O2(:,1),O2(
:,3),T)))*mf
/(mfm*3600)*0.001;
hg2=(mm(1)*(spline(CO2(:,1),CO2(:,2),T)-
spline(CO2(:,1),CO2(:,2),0))+mm(2)*(spline(H2O(:,1),H2O(:,2),T)-
spline(H2O(:,1),H2O(:,2),0))+mm(3)*(spline(N2(:,1),N2(:,2),T)-
spline(N2(:,1),N2(:,2),0))+mm(4)*(spline(CO(:,1),CO(:,2),T)-
spline(CO(:,1),CO(:,2),0))+mm(5)*(spline(H2(:,1),H2(:,2),T)-
spline(H2(:,1),H2(:,2),0))+mm(6)*(spline(O(:,1),O(:,2),T)-
spline(O(:,1),O(:,2),0))+mm(7)*(spline(H(:,1),H(:,2),T)-
spline(H(:,1),H(:,2),0))+mm(8)*(spline(OH(:,1),OH(:,2),T)-
spline(OH(:,1),OH(:,2),0))+mm(9)*(spline(NO(:,1),NO(:,2),T)-
spline(NO(:,1),NO(:,2),0))+mm(11)*(spline(O2(:,1),O2(:,2),T)-
spline(O2(:,1),O2(:,2),0)))*mf/(mfm*3600);

exfg(k)=hg2-hg0-T0*(shg2-
shg0)+(nco2*log(nco2/yc02)+nh2o*log(nh2o/yh2o)+nn2*log(nn2/yn2)+no2*log
(no2/yo2))*(T0)*8.3144*mf*0.001/(mfm*3600);
It(k)=(mf/3600*EXF)+msteam(k)*(exw-exs)/3600-exfg(k);
exfg_me(k)=hg2-hg0-T0*(shg2-shg0);
exfg_ch(k)=(nco2*log(nco2/yc02)+nh2o*log(nh2o/yh2o)+nn2*log(nn2/yn2)+n
o2*log(no2/yo2))*(T0)*8.3144*mf*0.001/(mfm*3600);
end


plot(phi,TE*100,'^');title('Variations of Equivalence Ratio to Thermal
efficency');xlabel('Phi');ylabel('Thermal Efficiency %')

plot(phi,EF,'^');title('Variations of effectiveness to Equivalence
Ratio');xlabel('Equivalence Ratio');ylabel('Effectivness %')

plot(phi,(ea-1)*100,'^');title('Variations of Excess Air to
Equivalence Ratio');xlabel('Equivalence Ratio');ylabel('Excess Air
%')

plot(phi,exfg_me,'^');title('Variations of Mechanical exergy FG to
Equivalence Ratio');xlabel('Equivalence Ratio');ylabel('Mechanical
exergy of flue gas')

```

 بسمه تعالی <b>Graduate Studies Thesis Information</b> <b>Ferdowsi University of Mashhad</b>		
<b>Title of Dissertation:</b> The effect of fuel/air equivalence ratio on energy & exergy efficiency and exergy loose by flue gas		
<b>Author:</b> Firas Lattef Hussany Mhawash		
<b>Supervisor:</b> Dr.Mohsen Ghazikhani		
<b>Faculty:</b> Engineering	<b>Department:</b> Mechanical Engineering	<b>Specialization:</b> Energy Conversion
<b>Approval Date:</b>	<b>Defence Date: 21/7/2018</b>	
<b>M.Sc.</b> ● <b>Ph.D.</b> ○	<b>Number of Pages:107</b>	
<b>Abstract:</b> Annual statistics of Iranian ministry of energy show 20% of electricity production is obtained from steam power plants working by Rankine cycle, use boiler. Due to noticeable rule of boiler in different industries, thermodynamic analysis and optimization is important so exergy is suitable tool to analyze system's irreversibilities. Former studies focused on power plant's exergetic performance determined that more than 70 percent of system's exergy destruction belongs to boiler and combustion reaction and heat transfer between water and hot gases are the reason of exergy efficiency drop. Parameters like excess air & temperature of inlet air and fuel are so effective on combustion chamber exergy efficiency which influence on boiler total exergy efficiency. In this study, to take survey on the effects of equivalence ratio on boiler performance parameters such as energy and exergy efficiency, evaporation ratio and lost chimney flue gases exergy, 24 hours Mashhad Skuda's water tube boiler and Matlab code for calculations has been used. The results show that in equivalence ratio of 0.89, the energy and exergy efficiency is maximum. Adiabatic combustion model had good results in range of equivalence ratio upper 0.91 and 23% deviation in 0.93 boiler's highest equivalence ratio which is caused by incomplete combustion. Thermomechanical exergy caused more than 75% of lost flue gas exergy from chimney which increased by equivalence ratio. Evaporation ratio had similar variation to energy efficiency and boiler could produce maximum 1,750,000 kilo grams of steam per unit mass of natural gas fuel.		
<b>Signature of Supervisor:</b>	<b>Key Words:</b>	
<b>Date:</b>	1- Exergy Anlysis 2- Equivalence Ratio 3- Boiler 4- Combustion 5- Power Plant	



**Ferdowsi University of Mashhad  
Engineering Faculty  
Department of Mechanical Engineerin**

**MSc Thesis**

**The effect of fuel/air equivalence ratio on  
energy & exergy efficiency and exergy loose by  
flue gas**

**By:  
Firas Lattef Mhawash**

**Advisor:  
Dr.Mohsen Ghazikhani**

**July - 2018**