

پیاده‌سازی و تحلیل اقتصادی احتراق بدون شعله در یک دیگ بخار آزمایشگاهی

قاسم خبازیان^۱، جواد امینیان^{۲*} و رامین حقیقی خوشخو^۳

۱- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، gh_khabbazian@sbu.ac.ir

۲- استادیار، مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، j_aminian@sbu.ac.ir

۳- دانشیار، مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، r_haghighi@sbu.ac.ir

* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۹۷/۹/۷، دریافت آخرین اصلاحات: ۹۷/۱۰/۳۰، پذیرش: ۹۷/۱۱/۱۶)

چکیده: در این مقاله، طراحی و پیاده‌سازی رژیم احتراق بدون شعله در یک دیگ بخار آزمایشگاهی با ظرفیت ۱۰۰ کیلووات از نظر فنی و اقتصادی بررسی شده است. هدف اصلی مشخص کردن عوامل مؤثر بر پایداری رژیم احتراقی مذکور برای افزایش بازده حرارتی (کاهش مصرف سوخت) و به‌طور همزمان کاهش تولید آلاینده‌هاست. در این پروژه، با استفاده از یک مشعل قدیمی از نوع پیش‌آمیخته و بدون نیاز به جاگزینی آن با مشعل‌های پیشرفته و پرهزینه، رژیم احتراق بدون شعله با ترکیب تکنیک‌های طراحی مکانیکی (ساخت رکوپراتور بازده‌بالا) و طراحی فرایندی (تنظیم پیش‌گرمایش و رقیق‌سازی هوا) در یک دیگ بخار آزمایشگاهی ایجاد شده است. در آزمایش‌های انجام‌گرفته ویژگی‌های کیفی و کمی رژیم احتراق بدون شعله نظیر یکنواختی توزیع دما در محفظه احتراق، شعله حجیم و کم‌فروغ، افزایش بازده و کاهش انتشار آلاینده‌ها حاصل شده است. به‌طور مشخص، مزایای پیاده‌سازی احتراق بدون شعله در دیگ بخار آزمایشگاهی شامل ۱۰ درصد کاهش مصرف سوخت به‌همراه ۱۳ درصد کاهش تولید ناکس بوده است. همچنین، نتایج ارزیابی اقتصادی طرح حاضر با استفاده از معیارهای ارزش خالص فعلی و دوره بازگشت سرمایه در شرایط مختلف اقتصادی نشان‌دهنده اقتصادی بودن و جذابیت سرمایه‌گذاری در پروژه‌های مشابه است.

کلیدواژگان: احتراق بدون شعله، کاهش مصرف سوخت، کاهش آلاینده‌گی، ارزیابی اقتصادی

مقدمه

احتراق بدون شعله یکی از تکنولوژی‌های نوین احتراقی است که در اوایل قرن بیست‌ویکم مورد توجه بسیاری از محققین و صنعتگران احتراقی در سراسر دنیا قرار گرفت. این رژیم احتراقی برای اولین بار در کشور آلمان تحت عنوان اکسیداسیون بدون شعله^۱ مطرح شد [۱] و از آن پس در کشورهای مختلف تحت عناوین متفاوتی نظیر احتراق با هوای دما بالا^۲، رقیق‌سازی متوسط تا زیاد اکسیژن^۳ و احتراق توزیع‌شده بی‌رنگ^۴ مورد بررسی قرار گرفت [۲].

از مزایای تکنولوژی احتراق بدون شعله می‌توان به این موارد اشاره کرد [۲]: ۱- توزیع یکنواخت دما در کل محفظه احتراق، ۲- افزایش بازده حرارتی (یا کاهش میزان مصرف سوخت در یک بازده برابر)، ۳- کاهش تولید آلاینده‌ها (به‌دلیل کاهش مصرف سوخت و کاهش دمای بیشینه)، ۴- تولید محصولات با کیفیت به‌دلیل توزیع یکنواخت دما در سراسر محفظه احتراق، ۵- افزایش عمر مشعل و محفظه احتراق به‌دلیل جلوگیری از ایجاد نقاط داغ ناشی از دمای بیشینه شعله، ۶- عدم

1. Flameless Oxidation (FLOX)
2. High Temperature Air Combustion (HiTAC)
3. Moderate to Intense Low oxygen Dilution (MILD)
4. Colorless Distributed Combustion (CDC)

تخریب کاتالیست موجود در لوله‌های راکتور (در صورت کاتالیستی بودن فرایند)، ۷- کاهش آلودگی صوتی در مراکز صنعتی به دلیل عدم وجود جبهه شعله که در نتیجه این احتراق به صورت تقریباً بدون صدا انجام می‌گیرد.

براساس شرایط ورودی به محفظه احتراق، هنگامی که دمای مخلوط سوخت و هوای ورودی به محفظه احتراق بیشتر یا مساوی دمای خوداشتعالی مخلوط سوخت و هوا باشد و همزمان اختلاف دمای محفظه احتراق نسبت به دمای پیش‌گرمایش از دمای خوداشتعالی سوخت کمتر باشد، رژیم احتراق بدون شعله حاصل می‌شود [۳]. از منظر شرایط داخل محفظه احتراق، این رژیم احتراقی دارای دو پیش‌شرط است: ۱- دمای واکنشگرها بالای نقطه خوداشتعالی، ۲- میزان کافی نفوذ گازهای بی‌اثر به داخل محفظه احتراق [۱]. میزان نفوذ گازهای بی‌اثر و رقیق‌سازی مخلوط سوخت و هوا با استفاده از تعریف نسبت بازگردش داخلی^۱ (K_v) به صورت نسبت جرمی گازهای حاصل از احتراق نفوذی در واکنشگرها به مجموع جرم هوا و سوخت ورودی به محفظه احتراق تعریف می‌شود [۱] که این نسبت برای سیستم‌های غیرپیش‌آمیخته و پیش‌آمیخته به ترتیب حدود ۳ و ۱ است [۴، ۱]. شایان ذکر است که الزام بالاتر بودن دمای واکنشگرها از دمای خوداشتعالی در فرایند احتراق بدون شعله به صورت موضعی مدنظر بوده و به منظور اشتعال خودبه‌خودی واکنشگرها در محفظه احتراق در زمان تغییر سیستم احتراقی از رژیم معمولی به رژیم بدون شعله است تا در اثر کاهش میزان اکسیژن، خاموشی شعله رخ نداده و همچنان انرژی حرارتی لازم برای اشتعال مخلوط سوخت و اکسیدکننده تأمین شود [۵، ۶]. علاوه بر آن، دمای خوداشتعالی یک مخلوط سوخت/اکسیدکننده نیز به پارامترهای مختلفی مانند میزان غلظت اکسیژن، ترکیب مخلوط، مدت زمان حرارت‌دهی و غیره بستگی دارد. برای مثال، برای سوخت متان و هوا (ترکیب نیتروژن و اکسیژن) این دما می‌تواند از مقدار حدوداً ۸۰۰ کلوین تا بالای ۱۰۰۰ کلوین براساس کاهش غلظت اکسیژن از ۲۱٪ تا ۵٪ نیز متغیر باشد [۷-۹] که نشان‌دهنده نیاز به دماهای بالا در رژیم احتراق بدون شعله است.

چگونگی پیش‌گرمایش واکنشگرها تا رسیدن به دماهای بالا (در حدود دمای خود اشتعالی) برای دستیابی به رژیم احتراق بدون شعله از چالش‌های پیش‌روی این تکنولوژی محسوب می‌شود. رکوپراتورهای معمولی، که مناسب‌ترین گزینه برای پیش‌گرمایش هوا در صنایع احتراقی‌اند، به دلیل داشتن بازده حرارتی پایین، نتوانسته‌اند در حوزه احتراق بدون شعله مورد توجه محققان و صنعتگران واقع شوند. در مقابل، تجهیزاتی مانند مشعل‌های ثانویه و هیترهای الکتریکی، که استفاده از آن‌ها منجر به صرف منابع انرژی خارجی و کاهش بازده کلی سیستم می‌شود، فقط برای انجام تحقیقات در مقیاس آزمایشگاهی قابل استفاده‌اند و کاربرد صنعتی ندارند.

از دیگر چالش‌های پیش‌روی این تکنولوژی لزوم استفاده از مشعل‌های ویژه و گران‌قیمت برای پیاده‌سازی آن در صنایع مختلف است. به عبارت دیگر، تاکنون هیچ گزارش تحقیقاتی یا تجاری مبنی بر پیاده‌سازی احتراق بدون شعله با مشعل‌های پیش‌آمیخته سنتی و قدیمی در مقیاس آزمایشگاهی و یا صنعتی با استفاده از رکوپراتور ارائه نشده است. هرچند تمرکز این مقاله در زمینه کارهای تحقیقاتی تجربی است، اما شایان ذکر است متخصصین احتراقی کشور نیز در دهه اخیر تحقیقات ارزنده‌ای در زمینه احتراق بدون شعله داشته‌اند که در عمده فعالیت‌های تحقیقاتی منتشر شده به بررسی عددی این رژیم احتراقی پرداخته شده است. از آن جمله، می‌توان به تحقیقات مردانی و همکاران [۱۰، ۱۱] و مردانی و تابع جماعت [۱۲، ۱۳] اشاره کرد. همچنین، در آزمایشگاه سوخت و احتراق دانشگاه صنعتی امیرکبیر یک مشعل احتراق در هوای مافوق گرم برای تحقیقات تجربی ساخته شده و فعالیت‌های پژوهش تجربی با استفاده از آن در جریان است [۱۴]. در ادامه مهم‌ترین پژوهش‌های تجربی صورت‌گرفته در حوزه احتراق بدون شعله با تمرکز بر نحوه پیش‌گرمایش هوا و همچنین معرفی مشعل‌های مدرن مورد نیاز ارائه می‌شود.

مروری بر روش‌های رایج پیش گرمایش هوا

مشعل‌های ثانویه

مشعل‌های ثانویه عمدتاً به منظور راه‌اندازی^۱ ابتدایی سیستم‌های احتراقی با مقیاس بزرگ مورد استفاده قرار می‌گیرند. هنگامی که محفظه احتراق سرد است، راه‌اندازی سیستم توسط مشعل‌های اصلی ممکن است به طول بیانجامد. برای حل این مشکل می‌توان از مشعل‌های ثانویه (کمکی) استفاده کرد. این مشعل‌ها، که توان حرارتی کمتری نسبت به مشعل‌های اصلی دارند، پس از راه‌اندازی سیستم از مدار خارج می‌شوند. در حوزه احتراق بدون شعله برخی از پژوهشگران از مشعل‌های ثانویه به‌عنوان ابزار پیش‌گرمایش هوا استفاده کرده‌اند. همان‌طور که در ادامه خواهیم دید، در تحقیقات آن‌ها مشعل ثانویه به‌طور پیوسته در مدار بوده و پیش‌گرمایش هوا تا دماهای بسیار زیاد را به‌طور مداوم انجام می‌دهد. بنابراین، در این سیستم‌ها از دو مشعل اصلی و ثانویه استفاده می‌شود که هر کدام از آن‌ها سوخت و هوای مستقل دریافت می‌کنند. این امر منجر به افزایش چشمگیر مصرف سوخت و به‌تبع آن کاهش بازده کلی سیستم می‌شود. نمونه‌هایی از این سیستم در شکل‌های ۱ و ۲ به‌صورت طرحواره نشان داده شده است. شکل ۱ مربوط به یک کوره پایلوت با توان ۰٫۵۸ مگاوات موجود در IFRF^۲ است که توسط وبر و همکارانش [۱۵] در سال ۲۰۰۰ مورد استفاده قرار گرفته بود. شکل ۲ نیز مشعلی را نشان می‌دهد که به‌نام "جت سوخت در اکسیدکننده داغ"^۳ شناخته می‌شود و شامل یک نازل مرکزی با قطر داخلی ۴٫۲۵ mm است که مخلوطی از متان و هیدروژن با حجم‌های برابر را با عدد رینولدز حدود ۱۰۰۰۰ به داخل اکسیدکننده داغ تزریق می‌کند. نازل تزریق سوخت توسط یک مجرای حلقوی^۴ هم‌مرکز با قطر ۸۲ mm احاطه شده است که جریان اکسیدکننده داغ و رقیق‌شده را به منطقه واکنش تزریق می‌کند.

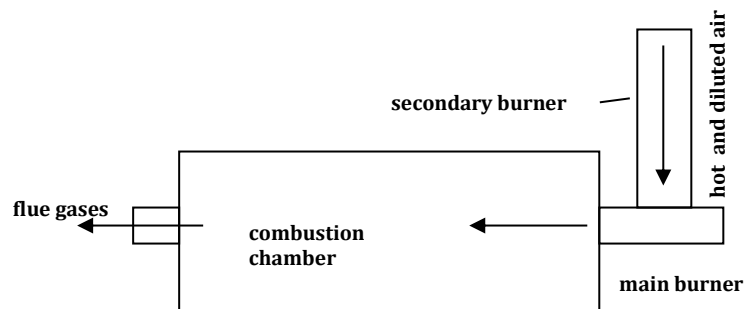


Figure 1- The schematic of semi industrial furnace in IFRF[15]

شکل ۱- طرحواره کوره نیمه‌صنعتی موجود در IFRF [۱۵]

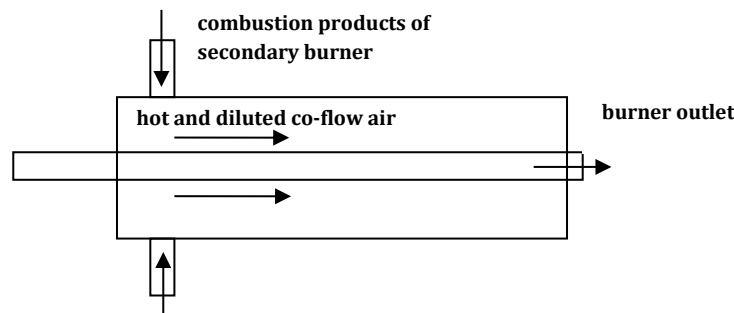


Figure 2- The schematic of burner used by Dally et al[16]

شکل ۲- طرحواره مشعل استفاده‌شده در آزمایش دالی و همکارانش [۱۶]

1. Start-up
2. International Flame Research Foundation
3. Jet-in-Hot Coflow (JHC) burner
4. Annulus

استفاده از هیتر الکتریکی

از آنجا که احتراق بدون شعله جزء تکنولوژی‌های نوین در عرصه احتراق محسوب می‌شود و هنوز بسیاری از مکانیزم‌های مرتبط با این رژیم احتراقی مجهول است، بسیاری از محققین اقدام به طراحی و ساخت کوره‌های احتراقی در مقیاس آزمایشگاهی کرده‌اند. در این مطالعات، صرفاً پیش‌گرمایش و اکسیدکننده‌ها تا دمای بالاتر از دمای خوداشتعالی مخلوط سوخت و اکسیدکننده مدنظر بوده و اقتصادی بودن نحوه پیش‌گرمایش در نظر گرفته نشده است. بنابراین، استفاده از هیترهای الکتریکی، که می‌توانند حجم اندکی از هوا را تا دماهای بالا گرم کنند، مورد استفاده قرار گرفته است.

برای مثال، کاوالیگولو و همکارانش [۱۷] در سال ۲۰۰۳ اثر میزان بازگردش گازهای حاصل از احتراق به منطقه واکنش را بر تغییر رژیم احتراق از حالت معمولی به حالت بدون شعله در یک مشعل پایلوت که با سوخت متان و اتان کار می‌کرد بررسی کردند. مطابق شکل ۳، هوای اولیه به صورت مستقیم وارد بخش پیش‌گرمایش شده و پس از دریافت حرارت با سوخت مخلوط می‌شود. حرارت لازم برای پیش‌گرمایش هوا تا دمای ۱۳۰۰ کلوین، توسط یک هیتر الکتریکی تأمین می‌شود.

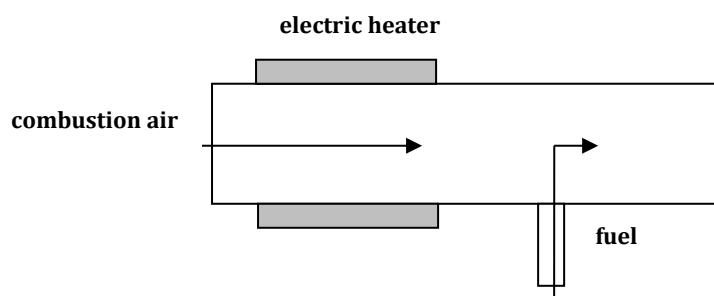


Figure 3- Laboratory-scale MILD burner layout[17]

شکل ۳- طرح کلی مشعل پایلوت [۱۷]

سزوغ و همکارانش [۱۸] در سال‌های ۲۰۰۸ و ۲۰۰۹ به طراحی و آزمایش کوره احتراقی با توان ۲۰ kW و با قابلیت استفاده از سوخت‌های گازی CNG و LPG پرداخته و اندازه‌گیری‌های مربوط به دما و ترکیب درصد محصولات احتراق را در دو حالت احتراق معمولی و احتراق بدون شعله گزارش کردند. شکل ۴ طرح کلی کوره احتراق مورد مطالعه را نشان می‌دهد. در این مطالعه، به منظور پیش‌گرمایش هوای احتراق از یک هیتر الکتریکی با قابلیت افزایش دمای هوا تا ۵۴۰°C استفاده شد.

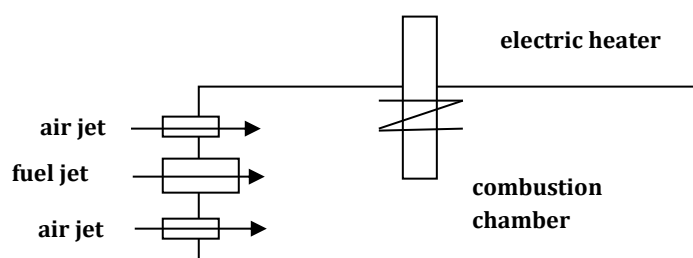


Figure 4- The schematic of MILD combustion furnace[18]

شکل ۴- طرح کلی کوره احتراق MILD [۱۸]

ورسیمو و همکارانش [۱۹] طی سال‌های ۲۰۱۱ تا ۲۰۱۵ مطالعات جامعی روی پارامترهای تأثیرگذار بر رژیم احتراق بدون شعله در یک محفظه احتراق آزمایشگاهی با سوخت متان انجام دادند. پژوهش‌های صورت‌گرفته شامل بررسی اثر دمای

هوای پیش‌گرم‌شده، درصد هوای اضافه، توان حرارتی سوخت^۱ و سرعت هوای ورودی بر ترکیب درصد دود و همچنین رادیکال هیدروکسیل برانگیخته (OH*) تولیدی‌اند. محفظه احتراق مورد مطالعه یک سیلندر شیشه‌ای از جنس کوارتز، با قطر داخلی ۱۰۰mm و طول ۳۴۰mm است که طرحواره آن در شکل ۵ به‌همراه مشعل تعبیه‌شده در آن نشان داده شده است. در این مطالعه، یک سیستم گرمایش الکتریکی هوای مورد نیاز احتراق را تا دمای ۷۰۰°C پیش‌گرم می‌کند.

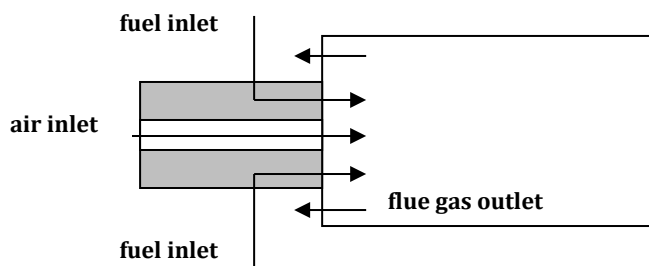


Figure 5- The layout of the combustion chamber and adopted burner[19]
 شکل ۵- طرح کلی محفظه احتراق به‌همراه مشعل تعبیه‌شده [۱۹]

ربولا و همکارانش [۲۰]، در سال ۲۰۱۳، با اندازه‌گیری دمای موضعی و غلظت اجزا در یک کوره آزمایشگاهی، تأثیر دمای هوای پیش‌گرم‌شده، درصد هوای اضافه، توان حرارتی سوخت و سرعت هوای ورودی را بر ترکیب درصد دود و همچنین بازده احتراق در رژیم احتراق بدون شعله مورد مطالعه قرار دادند. همان‌طور که از شکل ۶ بر می‌آید، در این کوره اختلاط بین دود و هوای ورودی قبل از وارد شدن واکنش‌دهنده‌ها به محفظه احتراق صورت می‌گیرد. در این مطالعه، حرارت مورد نیاز برای پیش‌گرمایش هوا تا دمای ۷۰۰°C، توسط سیستم گرمایش الکتریکی تأمین شده است. این سیستم علاوه بر پیش‌گرمایش هوا وظیفه پیش‌گرم کردن دیواره‌های محفظه احتراق تا دمای ۹۰۰°C را برعهده دارد.

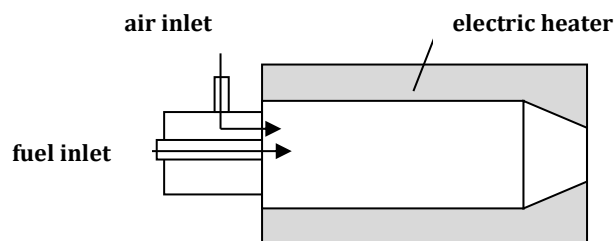


Figure 6- The schematic of Rebola et al setup furnace[20]
 شکل ۶- طرح کلی کوره آزمایشگاهی ربولا و همکارانش [۲۰]

با توجه به نیاز به دمای پیش‌گرمایش بالا در رژیم احتراق بدون شعله، ملاحظه می‌شود که تکنیک رایج برای پیش‌گرمایش هوای احتراق در تمامی تحقیقات اخیر استفاده از هیترهای الکتریکی بوده است. همانند مشعل‌های ثانویه، پیش‌گرمایش هوا توسط هیترهای الکتریکی در مقیاس‌های بزرگ صنعتی هیچ‌گونه توجیه اقتصادی نداشته و صرفاً در مقیاس‌های آزمایشگاهی و کوچک مورد توجه پژوهشگران احتراقی است. یک راهکار عملیاتی و صنعتی برای پیش‌گرمایش هوای احتراق تا دماهای بالا استفاده از انواع مشعل‌های بازیاب (رکوپریتیو و رجنریتیو)^۲ است. این مشعل‌ها، به‌دلیل ساختار ویژه، محدود به کاربردها و صنایع خاص بوده که در ادامه به آن‌ها پرداخته می‌شود.

1. Fuel thermal input
 2. Regenerative/recuperative burners

استفاده از مشعل‌های خاص

مشعل‌های بازیاب، که به دو دسته رکوپریتیو و رجنریتیو تقسیم‌بندی می‌شوند، یک راهکار صنعتی برای پیاده‌سازی تکنولوژی احتراق بدون شعله به‌شمار می‌روند. تفاوت دو مشعل مذکور در شیوه بازیاب حرارت از دود^۱ و انتقال آن به هوای احتراق است. در یک مشعل رکوپریتیو، هوا از یک مجرای حلقوی داخلی، که در تماس با سطح انتقال حرارت پره‌دار^۲ است، به محفظه احتراق تزریق می‌شود و همزمان دود داغ از روی سطح انتقال حرارت پره‌دار عبور کرده و پس از پیش‌گرمایش هوای احتراق از کانال حلقوی انتهای مشعل خارج می‌شود [۲۱]. اما، در مشعل‌های رجنریتیو سطح انتقال حرارت بین هوا و دود حذف شده و هوای احتراق مستقیماً از منافذ سرامیکی می‌گذرد که قبلاً توسط دود داغ شده‌اند. لذا، با حذف مقاومت حرارتی دیواره، بازده مشعل‌های رجنریتیو از مشعل‌های رکوپریتیو بیشتر می‌شود. از طرفی، به دلیل عملکرد خاص، کاربرد مشعل‌های رجنریتیو پیچیده‌تر از نوع رکوپریتیو است. برای اینکه عملکرد کوره‌های مجهز به مشعل‌های رجنریتیو به صورت مداوم باشد، بایستی مطابق شکل ۷ این مشعل‌ها را به صورت زوجی و روبه‌روی هم استفاده کرد. در مدت زمان مشخصی که یک مشعل نقش تزریق‌کننده سوخت و هوا را ایفا می‌کند، مشعل روبه‌رو نقش دودکش داشته و محیط سرامیکی متخلخل داخل آن حتی تا دماهای نزدیک به 1200°C توسط دود گرم می‌شود [۲۲]. سپس، مشعل اول خاموش شده، نقش دودکش را پیدا می‌کند و مشعلی که سرامیک آن داغ شده هوا و سوخت را پیش‌گرم کرده و به محفظه احتراق تزریق می‌کند. با انجام بازیابی مؤثر حرارت دود در این مشعل‌ها میزان مصرف سوخت تا حد زیادی کاهش می‌یابد. اما، محدودیت کاربرد مشعل‌های رجنریتیو به دلیل عملکرد خاصی که دارند از نوع رکوپریتیو بیشتر بوده و عمدتاً برای کوره‌های خاصی در صنایع ذوب شیشه و فولاد استفاده می‌شوند.

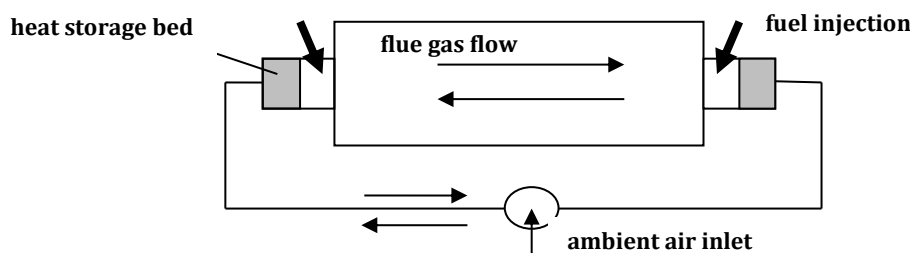


Figure 7- A typical operation of regenerative burner [22]
 شکل ۷- نحوه عملکرد مشعل‌های بازیاب رجنریتیو [۲۲]

ملاحظه می‌شود که همه مشعل‌های بازیاب، اعم از رکوپریتیو یا رجنریتیو، در دو نقش اساسی عمل می‌کنند: ۱- تزریق سوخت و هوا، ۲- تخلیه دود. به عبارت دیگر، مشعل‌های بازیاب فقط در کوره‌های خاصی نظیر ذوب شیشه یا شکل‌دهی فولاد کاربرد دارند که در آن‌ها دودکش سنتی از کوره حذف شده و در مقابل، مشعل‌های بازیاب نقش دودکش را ایفا می‌کنند. بنابراین، از نقاط ضعف مشعل‌های بازیاب، علاوه بر هزینه نسبتاً بالا، می‌توان به محدودیت کاربرد آن‌ها، صرفاً در مواردی که امکان حذف دودکش سنتی را دارند، اشاره کرد.

باتوجه به محدودیت‌های زیاد مشعل‌های بازیاب، در سال‌های اخیر، کنسرسیومی متشکل از شرکت‌های ایتالیایی Macchi و Sofinter، که از سازندگان به نام انواع بویلرهای نیروگاهی‌اند، مشعل‌هایی با تکنولوژی احتراق بدون شعله را برای دیگ‌های بخار^۳ صنعتی، که امکان حذف دودکش را ندارند، توسعه داده‌اند [۲۳]. هدف این طرح ساخت بویلرهای ۳۰ مگاواتی مجهز به

1. Flue
 2. Finned heat transfer surface
 3. Boiler

مشعل‌های با ناکس کم^۱ با قابلیت استفاده از سوخت گاز طبیعی و سوخت مایع است. در این طرح، مطابق شکل ۸، مسیرهای بازگردش دود^۲ را به نوک مشعل اضافه کرده‌اند. توسط این لوله‌های بازگردش، در اثر فشار منفی نوک مشعل محصولات احتراق به داخل مشعل بازگردش داده شده و منجر به پیش‌گرمایش سوخت می‌شود. بنابراین، در این طرح دیگر نیازی به حذف دودکش از محفظه احتراق و یا استفاده زوجی نیست. در نتیجه، این نوع مشعل‌ها برای پیاده‌سازی احتراق بدون شعله در دیگ‌های بخار و کوره‌های صنعتی کاربرد خواهند داشت، البته با هزینه سرمایه‌گذاری بالا برای تعویض مشعل‌های قدیمی با مشعل‌های جدید.

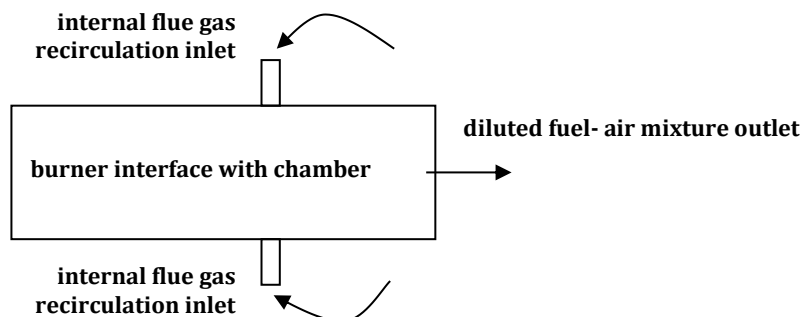


Figure 8- The new flameless burner designed by Macchi Company in Italy [23]

شکل ۸- مشعل جدید طراحی شده برای رژیم احتراق بدون شعله توسط شرکت Macchi ایتالیا [۲۳]

با توجه به این موارد، این سوال مطرح می‌شود که آیا برای پیاده‌سازی احتراق بدون شعله بایستی حتماً از مشعل‌های گران‌قیمت بازیاب استفاده کرد؟ یا به عبارت دیگر، آیا می‌توان احتراق بدون شعله را در کوره‌ها و دیگ‌های بخار سنتی که امکان حذف دودکش را ندارند با هزینه پایین‌تر پیاده‌سازی کرد؟ در ادامه، با توسعه یک روش نوآورانه، که ترکیبی از تکنیک‌های طراحی مکانیکی و طراحی فرایندی است، امکان‌سنجی فنی و اقتصادی پیاده‌سازی احتراق بدون شعله در یک دیگ بخار آزمایشگاهی، که مجهز به یک مشعل پیش‌آمیخته سنتی است، مورد بررسی قرار می‌گیرد. این تحقیق تجربی تحت حمایت مالی سازمان توسعه برق ایران و در ادامه شرکت مادر تخصصی تولید برق حرارتی در آزمایشگاه نیروگاه بخار پردیس فنی و مهندسی شهید عباسپور دانشگاه شهید بهشتی انجام گرفته است.

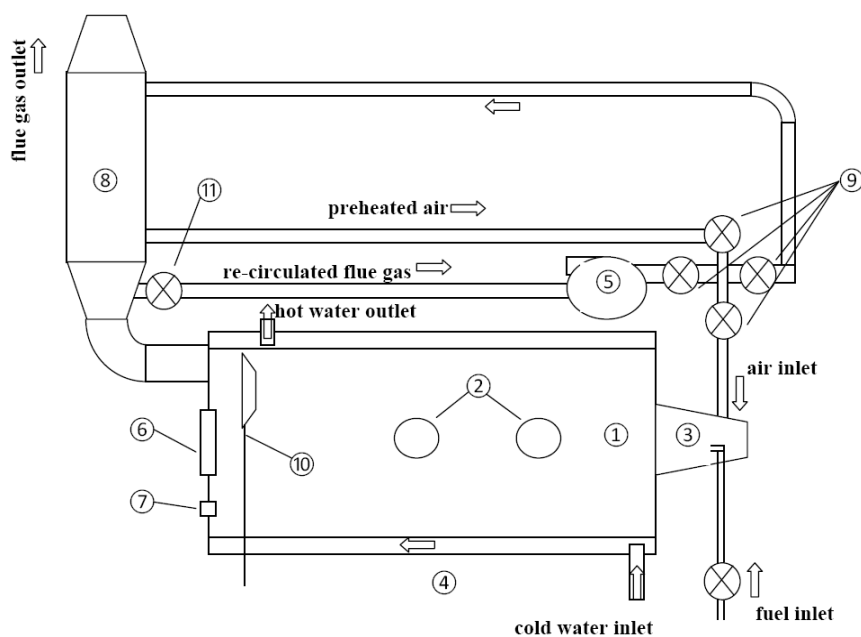
مواد و روش‌ها

دیگ بخار مورد مطالعه و سیستم اندازه‌گیری

بخش آزمایشگاهی این پژوهش از یک دیگ بخار ۱۰۰ کیلوواتی تشکیل شده است. طول و قطر این دیگ بخار به ترتیب برابر ۱ متر و ۰/۵ متر است که در شکل ۹ طرحواره تجهیز شده آن به همراه تجهیزات نشان داده شده است. تجهیزات نصب شده روی این دیگ بخار به ترتیب شماره شکل ۹ عبارت‌اند از: ۱- محفظه احتراق و فضای داخل دیگ بخار، ۲- شیشه‌های چشمی شعله^۴ در دیواره جانبی دیگ بخار که می‌توان توزیع طولی شعله را در آن‌ها مشاهده کرد، ۳- مشعل پیش‌آمیخته به صورت یک ونتوری که سوخت و هوا قبل از ورود به محفظه احتراق و اشتعال در آن مخلوط می‌شوند، ۴- دیواره استوانه‌ای هم‌مرکز به شکل مجرای حلقوی که محل عبور آب برای سردسازی دیواره دیگ بخار است، ۵- فن هوای سانتریفوژ دومرحله‌ای که تأمین دبی و فشار لازم برای هوای احتراق و عبور محصولات احتراق به عنوان مسیر بازگردش خارجی محصولات احتراق را در کل سیستم

1. Low-NOx burners
2. Flue recirculation inlet
3. retrofitted
4. Side-glasses

دیگ بخار تجهیز شده به عهده دارد، ۶- شیشه چشمی در دیواره انتهایی دیگ بخار برای مشاهده توزیع مقطعی شعله، ۷- دریچه قرارگیری پرآب آنالایزر محصولات احتراق، ۸- رکوپراتور برای بازیافت حرارت از محصولات احتراق و انتقال آن به هوای ورودی، ۹- شیرهای کنترل دبی هوا که وظیفه تنظیم مقدار دبی هوای فن، هوای پیش گرم و محصولات احتراق بازگشتی به داخل هوا را بر عهده دارند، ۱۰- دمپر داخلی برای تنظیم بازگردش محصولات احتراق به داخل محفظه احتراق، ۱۱- شیر FGR^۱ که مسیر بازگشت محصولات احتراق را باز و بسته می کند (مسیر بازگردش محصولات احتراق به محفظه احتراق (FGR) به منظور کاهش غلظت اکسیژن و رقیق سازی آن تعبیه شده است). در مجموع ۱۲ سنسور نوع k توسط ۱۲ کارت کنترل فرایند به مانیتور متصل شده اند تا امکان بررسی و ذخیره سازی اطلاعات دمایی در طول آزمایش های مختلف فراهم شود. ۶ سنسور در طول دیگ بخار برای ثبت دمای شعله و محصولات احتراق از ابتدا تا انتهای دیگ بخار و ۶ سنسور برای پایش دمای رکوپراتور در دو قسمت هوا (۳ سنسور) و محصولات احتراق (۳ سنسور) تعبیه شده اند. همچنین، ترکیب محصولات احتراق از قبیل میزان تولید آلاینده های NO و CO و همچنین میزان حضور اکسیژن در محصولات احتراق و افت فشار رکوپراتور توسط آنالایزر پرتابل KIMO KIGAZ300 اندازه گیری شد. برای بررسی احتمال گرفتگی مبدل در اثر رسوب گذاری دود نیز میزان افت فشار مبدل در دوره های مختلف اندازه گیری و ثبت شد. حداکثر افت فشار رکوپراتور کمتر از ۱۵ میلی بار بوده و در طول یک سال انجام آزمایش های مختلف تغییر محسوسی نکرد. این امر نشانگر عدم تشکیل رسوب در رکوپراتور است. دقت اندازه گیری ها در آزمایش ها طبق مشخصات فنی سنسورها و آنالایزر عبارتند از: $[CO]=1 \text{ ppm}$ ، $[T]=0.1^\circ\text{C}$ ، $[O_2]=0.1\% \text{ vol.}$ ، $[CO_2]=0.1\% \text{ vol.}$ و $[P]=1 \text{ Pa}$ و $[NO]=1 \text{ ppm}$.



①: combustion chamber;	⑤: fan;	⑨: air/flue flow valves;
②: side-wall windows;	⑥: back-wall window;	⑩: internal damper;
③: burner;	⑦: analyzer probe inserting point;	⑪: FGR valve
④: water flow annulus passage;	⑧: recuperator;	

Figure 9- The schematic of the retrofitted boiler

شکل ۹- طرحواره دیگ بخار اصلاح شده

1. Flue Gas recirculation

تکنیک عملیاتی پیاده‌سازی احتراق بدون شعله

در این پروژه، تاکید بر پیاده‌سازی یک رژیم احتراقی جدید در دیگ بخار آزمایشگاهی موجود و مشخص کردن عوامل موثر بر پایدارسازی رژیم احتراق بدون شعله برای کاهش مصرف سوخت و کاهش تولید آلاینده‌هاست. مطابق شکل ۱۰، مبحث طراحی در این پروژه در دو فاز مجزا و البته کاملاً مرتبط با یکدیگر انجام شده است که عبارت‌اند از طراحی مکانیکی و طراحی فرایندی. در فاز طراحی مکانیکی، برای رسیدن به رژیم احتراق بدون شعله نیاز به پیش‌گرمایش هوای احتراق تا سطوح بالای دمایی است که با استفاده از مبدل‌های حرارتی رایج موجود در بازار این امر امکان‌پذیر نیست. از این رو، در این پروژه یک رکوپراتور بازده بالا شبیه‌سازی، طراحی و ساخته شده است. جزئیات روند شبیه‌سازی با تکنیک CFD^۱، طراحی مکانیکی و ساخت رکوپراتور بازده بالا خارج از هدف اصلی مقاله حاضر است.

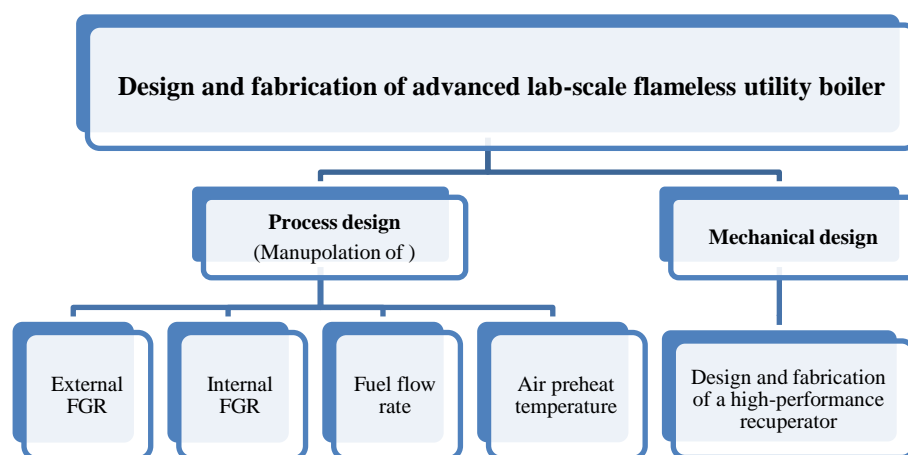


Figure 10- The main retrofitting operations on existing boiler

شکل ۱۰- مراحل اصلی پیاده‌سازی رژیم احتراق بدون شعله در دیگ بخار آزمایشگاهی موجود

در فاز طراحی فرایندی برای پایدارسازی احتراق بدون شعله درون دیگ بخار آزمایشگاهی موجود متغیرهای مختلفی از قبیل ۱- تنظیم دمای هوای پیش‌گرم، ۲- تنظیم دبی سوخت تزریقی، ۳- تنظیم بازگردش داخلی بخشی از محصولات احتراق توسط دمپر تعبیه‌شده در دودکش و ۴- رقیق‌سازی هوای پیش‌گرم‌شده توسط بازگردش خارجی بخشی از محصولات احتراق مورد بررسی قرار گرفته‌اند. به‌منظور تأمین پیش‌گرمایش مناسب برای جبران افت حرارت در محفظه احتراق و افزایش بازدهی، نیاز به طراحی یک مبدل حرارتی با بازدهی بالا و افت فشار نسبتاً قابل‌قبول در ابعاد قابل مقایسه با دیگ بخار است. برای این منظور از فوم‌های متخلخل سرامیکی، که نسبت سطح به حجم بالایی دارند، استفاده شده است. با توجه به ظرفیت پایین و دبی کم دیگ بخار موجود، برای تنظیم نسبت هم‌ارزی مناسب جهت رسیدن به رژیم احتراق بدون شعله نیاز به تعبیه سیستم کنترل دبی سوخت و هواست. همچنین، جبران هندسه بزرگ دیگ بخار نسبت به دبی سوخت آن از جمله چالش‌هایی است که انتظار می‌رود تعبیه یک دمپر برای افزایش بازگردش داخلی محصولات احتراقی از پایین‌دست دیگ بخار به بالادست آن مؤثر باشد. درنهایت نیز، رقیق‌سازی هوای احتراق به مقادیر کم اکسیژن، که یکی از مهم‌ترین فرایندها در پیاده‌سازی رژیم احتراق بدون شعله به‌شمار می‌رود، نیازمند طراحی سیستمی برای بازگردش بخشی از محصولات احتراق به درون هوای ورودی به فن و دیگ بخار خواهد بود.

1. Computational Fluid Dynamics

ارزیابی اقتصادی

برای ارزیابی اقتصادی تبدیل یک سیستم احتراقی از حالت معمولی به حالت بدون شعله هزینه‌های لازم برای تغییراتی که روی سیستم صورت می‌گیرد بایستی مشخص شوند. این هزینه‌ها شامل تهیه و نصب سیستم پیش‌گرمایش، سیستم رقیق‌سازی، تجهیزات اندازه‌گیری و کنترل می‌شود. از طرف دیگر، این هزینه‌ها با افزایش بازدهی و در نتیجه کاهش مصرف سوخت، کاهش تولید آلاینده‌ها، افزایش عمر کل سیستم جبران می‌شوند. باید در نظر داشت که برای یک سرمایه‌گذار خصوصی معمولاً هزینه صرفه‌جویی‌شده توسط کاهش مصرف سوخت از اهمیت عمده نسبت به سایر هزینه‌ها، نظیر فواید حاصل از کاهش NO_x و CO ، برخوردار است. بنابراین، در ارزیابی حاضر نیز تنها این هزینه‌ها مورد مطالعه قرار گرفته‌اند. در اینجا دو حالت از سیستم مورد مقایسه قرار می‌گیرند:

طرح الف- تبدیل دیگ بخار اولیه به دیگ بخار با پیش‌گرمایش و بدون رقیق‌سازی

طرح ب- تبدیل دیگ بخار اولیه به دیگ بخار با پیش‌گرمایش و رقیق‌سازی (سیستم بدون شعله).

روش‌های ارزیابی اقتصادی شامل ارزش خالص فعلی (NPV)^۱ و دوره بازگشت سرمایه^۲ برای مقایسه سیستم‌های مذکور مورد استفاده قرار گرفته‌اند. در نهایت نیز، به منظور بررسی اثر پارامترهای مختلف روی معیارهای اقتصادی، آنالیز حساسیت روی نتایج به دست آمده صورت می‌گیرد.

روش ارزش خالص فعلی: در این روش ارزش کنونی تنزیل شده هزینه‌ها به همراه ارزش کنونی صرفه‌جویی انرژی با هم جمع می‌شوند. در صورتی که ارزش خالص فعلی طرحی مثبت باشد نشان‌دهنده اقتصادی بودن طرح است. در بین چند طرح، طرحی اقتصادی‌تر است که ارزش فعلی خالص آن بیشتر باشد. ارزش فعلی خالص از رابطه (۱) محاسبه شده است.

$$NPV = \sum_{n=1}^N \frac{A_s}{(1+d)^n} - C_0 \quad (1)$$

که در آن NPV ارزش فعلی خالص جریان مالی، A_s مقدار سود خالص طرح در سال n ام (میزان هزینه صرفه‌جویی‌شده حاصل از کاهش مصرف سوخت)، C_0 هزینه سرمایه‌گذاری اولیه، d نرخ تنزیل و N عمر طرح است.

روش دوره بازگشت سرمایه: در این روش ارزیابی دوره زمانی لازم برای برگشت هزینه‌های سرمایه‌گذاری شده اولیه محاسبه می‌شود. هرچند با استفاده از روش NPV توجیه اقتصادی طرح تعیین می‌شود ولی برای اکثر سرمایه‌گذاران مدت زمان بازگشت سرمایه اولیه نیز از اهمیت برخوردار است. بنابراین، تصمیم‌گیری براساس این روش بستگی به دیدگاه سرمایه‌گذار دارد، اما در حالت کلی می‌توان گفت هرچه این دوره کوتاه‌تر باشد، نشان‌دهنده جذابیت بیشتر سرمایه‌گذاری است. برای یک طرح بهینه‌سازی انرژی دوره بازگشت سرمایه به میزان تقریباً سه سال معمولاً مطلوبیت بیشتری دارد [۲۴]. این مقدار با صفر قراردادن مقدار ارزش فعلی خالص به دست می‌آید (معادله ۲).

$$-C_0 + \sum_{n=1}^{PP} \frac{A_s}{(1+d)^n} = 0 \quad (2)$$

که در آن PP دوره بازگشت سرمایه است.

دیگ بخار با پیش‌گرمایش و بدون رقیق‌سازی (طرح الف) و سیستم بدون شعله یعنی دیگ بخار با پیش‌گرمایش و رقیق‌سازی (طرح ب) با استفاده از دو روش اشاره شده مورد ارزیابی قرار گرفته‌اند. نرخ تنزیل انتخاب شده براساس نرخ متوسط بهره بانکی برای سرمایه‌گذاری سالانه ۱۵ درصد در نظر گرفته شده و عمر سیستم برپایه عمر یک ساختمان مسکونی و متوسط عمر یک دیگ بخار خانگی برابر ۲۰ سال انتخاب شده است. همچنین، با نظر به افزایش قیمت سوخت در هر سال، براساس آمار شرکت ملی گاز ایران در چهار سال گذشته [۲۵]، نرخ سالانه افزایش تعرفه سوخت (f) ۲۰٪ تعیین شده است. برای برآورد

1. Net Present Value
2. Payback Period

هزینه‌های سرمایه‌گذاری طرح از قیمت‌های واقعی در زمان اجرای طرح (سال ۱۳۹۶) استفاده شده است. برای مدل‌سازی و پیش‌بینی طرح‌های مشابه و با مقیاس‌های متفاوت می‌توان از فهرست بهای منتشرشده توسط سازمان برنامه و بودجه استفاده کرد. در این صورت، هزینه‌های مربوط به تهیه و نصب رکوپراتور براساس سطح تبادل حرارت به‌دست می‌آید. شایان ذکر است، رکوپراتور به‌صورت یک مبدل حرارتی چندلوله در نظر گرفته شده است. سایر هزینه‌های تبدیل یک دیگ بخار از حالت معمولی به حالت بدون شعله از قبیل هزینه‌های مسیره‌های جریان هوای پیش‌گرم و رقیق‌سازی و شیرآلات و لوازم اندازه‌گیری مانند سنسورهای دما و جریان را نیز می‌توان از فهرست بهای مکانیک یا قیمت‌های بازار به‌دست آورد.

میزان هزینه صرفه‌جویی‌شده حاصل از کاهش مصرف سوخت یک دیگ بخار را می‌توان به‌صورت زیر محاسبه کرد:

$$A_s = \dot{m}_{fuel,1} \times \left(1 - \frac{\eta_1}{\eta_2}\right) \times C_{fuel} \quad (3)$$

که در آن متغیرها عبارت‌اند از:

$\dot{m}_{F,1}$: میزان مصرف سوخت سالانه برای حالت پایه (مترمکعب)

η_1 : بازدهی اولیه

η_2 : بازدهی ثانویه

C_{fuel} : هزینه واحد سوخت (ریال بر مترمکعب)

و همچنین بازدهی دیگ بخار به‌صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$\eta = \frac{Q_{water}}{Q_{fuel}} = \frac{\dot{m}_{water} C_p \Delta T}{\dot{m}_{fuel} LHV} \quad (4)$$

که در آن η بازدهی دیگ بخار، Q_{water} مقدار حرارت مفید منتقل‌شده به آب، Q_{fuel} مقدار حرارت ورودی به دیگ بخار به‌وسیله سوخت، \dot{m}_{water} دبی جرمی آب ورودی دیگ بخار، C_p ظرفیت گرمایی آب، \dot{m}_{fuel} دبی جرمی سوخت و LHV ارزش حرارتی سوخت است. ظرفیت حرارتی ویژه آب در 20°C (دمای آب ورودی) برابر $4,182 \text{ J/(g-K)}$ است. ذکر این نکته ضروری است که محاسبه دقیق بازده حرارتی بسیار وابسته به تعیین مقدار دقیق ارزش حرارتی سوخت ورودی است. بر اساس اطلاعات استخراج‌شده از شرکت گاز استان تهران ارزش حرارتی گاز طبیعی استفاده‌شده در آزمایش‌ها برابر $47,6 \text{ MJ/kg}$ است.

نتایج و بحث

در این پروژه، آزمایش‌های متعددی در شرایط عملیاتی مختلف با هدف بررسی پارامترهای عملیاتی مختلف انجام گرفت که به‌دلیل محدودیت بحث، امکان تشریح کامل آن‌ها وجود ندارد. جدول ۱ میزان بازگردش خارجی محصولات احتراق و میزان بازگردش داخلی محصولات احتراق (درصد بازشدگی دمپر مسدودکننده جریان محصولات احتراق) را به‌همراه اطلاعات نسبت هم‌ارزی و درصد هوای اضافه برای مجموعه آزمایش احتراق نشان می‌دهد. براساس دبی سوخت گاز طبیعی تزریق‌شده و با در نظر گرفتن ارزش حرارتی گاز طبیعی برابر $47,6 \text{ MJ/kg}$ ، توان حرارتی بویلر در مجموعه آزمایش بین $25,5$ تا $29,4$ کیلووات به‌دست می‌آید. در همه آزمایش‌ها میزان هوای اضافه با پایش اکسیژن محصولات احتراق توسط آنالایزر پرتابل اندازه‌گیری شده است.

در آزمایش‌های قبل (در اینجا تشریح نشده‌اند) ملاحظه شد که بازگردش داخلی محصولات احتراق که در نتیجه بستن جزئی دمپر داخلی حاصل می‌شود اثر چندانی بر بازده حرارتی دیگ بخار ندارد. علت این امر می‌تواند تقابل میان افزایش زمان اقامت محصولات احتراق در محفظه احتراق با کاهش زمان اقامت آن در رکوپراتور باشد. مورد اول سبب افزایش فلاکس حرارتی به جداره آب اطراف شده و در نتیجه بازده دیگ بخار را افزایش می‌دهد، اما مورد دوم سبب کاهش نرخ انتقال حرارت به هوای احتراق شده و در نتیجه بازده دیگ بخار کاهش می‌یابد. تقابل این دو عامل در محفظه احتراق و رکوپراتور موجود سبب شده است که بازگردش داخلی محصولات احتراق اثر چندانی بر بازده حرارتی دیگ بخار نداشته باشد. البته، این نتیجه

کاملاً موردی و مختص شرایط این مسئله است. در مقیاس‌های بزرگ‌تر و هندسه‌های متفاوت، بایستی میزان تقابل این دو پارامتر با یکدیگر سنجیده شود. به هر حال، در این پروژه با توجه به اینکه بازگردش داخلی محصولات احتراق اثر مهمی بر بازده دیگ بخار نداشته، در تمامی آزمایش‌های این مقاله دمپر داخلی کاملاً باز نگه داشته شده است.

جدول ۱- اطلاعات مربوط به نمونه آزمایش‌های انجام‌شده برای بررسی اثر میزان بازگردش خارجی دود بر بازده حرارتی دیگ بخار

Table 1- The data of experiments that carried out in order to study the effect of FGR on boiler efficiency

Boiler efficiency (%)	Thermal power output (kW)	Water flow rate(Lit/hr)	Combustion air temperature (°C)	Equivalence ratio	FGR valve opening (%)	Fuel flow rate (gr/sec)	Test Code
60.81	17.43	790	36	0.81	0	0.6	F4-01
64.01	18.35	790	279	0.83	0	0.6	F4-02
69.25	19.85	795	239	0.9	25	0.6	M4-03
64.42	18.47	795	204	0.96	50	0.6	F4-04
59.90	14.96	805	259	0.85	0	0.52	F4-05
65.30	16.31	780	257	0.91	25	0.52	M4-06
63.49	15.85	780	235	0.97	50	0.52	F4-07

هدف از انجام مجموعه آزمایش‌های حاضر دستیابی به رژیم احتراق بدون شعله با ثابت نگه‌داشتن دمای آب خروجی است. به عبارت دیگر، امکان رسیدن به ویژگی‌های احتراق بدون شعله نظیر توزیع یکنواخت دما در محفظه احتراق، کاهش تولید آلاینده‌ها و افزایش بازده بویلر با حفظ دمای آب خروجی در این آزمایش مورد بررسی قرار گرفت. در این مجموعه، دو سری آزمایش احتراقی با دبی‌های ۰/۶ و ۰/۵۲ گرم بر ثانیه تزریق گاز طبیعی انجام گرفت که اطلاعات آن‌ها در جدول ۱ نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که در هر دو دبی ۰/۶ و ۰/۵۲ گرم بر ثانیه تزریق گاز طبیعی، آزمایش‌های M4-03 و M4-06، که در آن‌ها میزان گشودگی شیر بازگردش خارجی محصولات احتراق ۲۵٪ است، بیشترین بازده حرارتی دیگ بخار حاصل شده است. با افزایش گشودگی شیر بازگردش خارجی محصولات احتراق تا ۵۰٪ در هر دو دبی مشاهده می‌شود که بازده حرارتی دیگ بخار افت می‌کند.

ویژگی‌های مطلوب رژیم احتراق بدون شعله نسبت به احتراق معمولی که در این پروژه به‌دنبال بررسی و پیاده‌سازی آن هستیم عبارت‌اند از:

- افزایش بازده احتراق
- بلند و حجیم‌شدن شعله (افزایش فلاکس حرارتی منتقل‌شده به دیواره دیگ بخار)
- کاهش تولید آلاینده‌های NOx و CO (به‌دلیل کاهش حداکثر دمای شعله)

افزایش بازده

مطابق شکل ۱۱، در آزمایش شماره ۱ (کد F4-01 در جدول ۱) احتراق معمولی ۰/۶ gr/s گاز طبیعی با هوای اتمسفریک (دمای محیط ۱۵ °C و غلظت اکسیژن ۲۱٪ حجمی) و در نسبت هم‌ارزی ۰/۸۱ انجام شده است که پس از گذشت ۱ ساعت، به‌منظور پایاب شدن شرایط سیستم، بازده ۶۰/۸۱٪ برای دیگ بخار به‌دست آمده است. در ادامه، با پیش‌گرم‌کردن هوای احتراق تا دمای ۲۷۹ °C و نسبت هم‌ارزی ۰/۸۳، بازده دیگ بخار به ۶۴٪ رسید که حدود ۶/۷ درصد افزایش را نشان می‌دهد. در مرحله بعد، با حفظ پیش‌گرمایش هوا، شیر بازگردش خارجی محصولات احتراق تا ۲۵٪ باز شد که منجر به رقیق‌شدن هوای ورودی به سر مشعل و افزایش نسبت هم‌ارزی تا مقدار ۰/۹ شده است.

رقیق‌سازی جریان هوای پیش‌گرم‌شده، که همان اختلاط سوخت با هوای ترکیب‌شده با گازهای بی‌اثر مانند CO_2 ، N_2 و H_2O است، باعث افزایش زمان تأخیر اشتعال^۱ مخلوط احتراقی و کندشدن واکنش‌های احتراقی سوخت و "اکسیژن محدود"^۲ شده و در نتیجه زمان اقامت و مقیاس زمانی اختلاط را افزایش می‌دهد [۲۶]. به عبارت دیگر، ثابت زمانی اختلاط سوخت و اکسیدکننده با ثابت زمانی واکنش شیمیایی قابل مقایسه شده و عدد دامکوهلر^۳ در حالت ایدئال به مقدار ۱ نزدیک می‌شود [۲۸، ۲۷]. بدین ترتیب، امکان فرار سوخت و اکسیژن از نواحی دمابالای شعله به مناطق پایین دست و انجام "احتراق تضعیف‌شده"^۴ را فراهم می‌کند. در نتیجه، با رقیق‌سازی جریان هوای پیش‌گرم طول و حجم شعله بزرگ‌تر شده و فلاکس حرارتی بیشتری به جداره آب اطراف بویلر منتقل می‌شود.

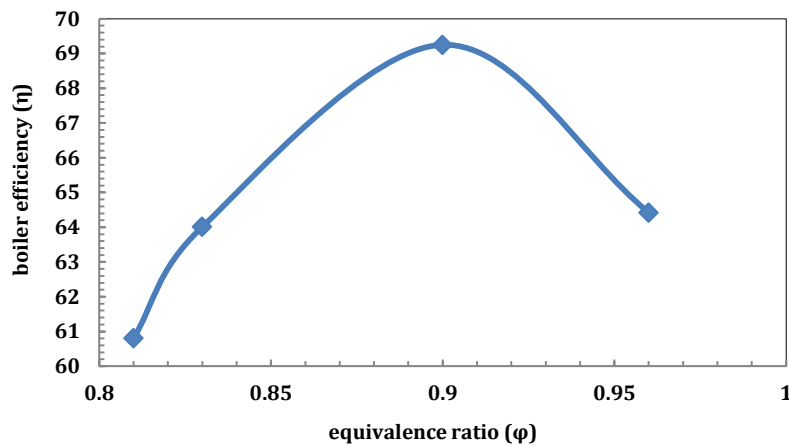


Figure 11- The boiler efficiency variation in different tests with respect to equivalence ratio: the effect of preheating and air dilution at 0.6 gr/s natural gas flow rate

شکل ۱۱- تغییرات بازدهی دیگ بخار در آزمایش‌های مختلف برحسب نسبت هم‌ارزی: اثرات پیش‌گرمایش و رقیق‌سازی هوای احتراق در دبی ۰/۶ گاز شهری

با این کار بازده دیگ بخار با افزایش ۱۰ درصدی به بیش از ۶۹٪ می‌رسد. ذکر دو نکته در اینجا ضروری است. اول اینکه با بازکردن شیر بازگردش خارجی محصولات احتراق، بخشی از گازی که وارد لوله‌های رکوپراتور می‌شده برای رقیق‌سازی هوا استفاده می‌شود و در نتیجه بازده رکوپراتور به میزان جزئی افت می‌کند. این امر را می‌توان از کاهش دمای پیش‌گرم از 279°C در آزمایش F4-02 به 239°C در آزمایش M4-03 (جدول ۱) مشاهده کرد. اما حجم‌شدن و بلندشدن شعله در محفظه احتراق این کاهش پیش‌گرمایش هوا را جبران کرده و فلاکس حرارتی بیشتری که به دیواره دیگ بخار منتقل می‌شود نهایتاً منجر به افزایش بازده دیگ بخار می‌شود. نکته دوم اینکه رقیق‌سازی جریان هوای اتمسفریک (۲۱٪ اکسیژن) به مقادیر پایین‌تر توسط بازگردش خارجی جریان محصولات احتراق، طبیعتاً منجر به کاهش آنتالپی حاصل از احتراق می‌شود. اما، پیش‌گرمایش هوا نسبت به احتراق معمولی (آزمایش F4-01) این کاهش را جبران کرده و نهایتاً این تقابل منجر به افزایش انرژی حاصل از احتراق و در نتیجه افزایش بازده دیگ بخار می‌شود. از این‌روست که برای نیل به ویژگی‌های مطلوب احتراق بدون شعله در شرایط صنعتی، پیش‌گرمایش هوا به مقادیر زیاد و رقیق‌سازی آن به مقادیر کنترل‌شده به‌طور هم‌زمان مورد نیاز است. در آزمایش چهارم نشان داده شده در شکل ۱۱ ملاحظه می‌شود که رقیق‌سازی بیشتر هوا توسط بازکردن شیر بازگردش خارجی

1. Ignition delay time
2. Deficient oxygen
3. Damköhler number (Da)
4. Vitiated combustion

محصولات احتراق به مقدار ۵۰ درصد منجر به کاهش بازده دیگ بخار به میزان ۸/۶ درصد شده است. علت این امر کند شدن بیش از حد واکنش‌های احتراقی در نتیجه کمبود زیاد اکسیژن برای واکنش با سوخت بوده که بازده دیگ بخار را تا ۶۴/۴٪ کاهش داده است. بنابراین، ملاحظه می‌شود که برای نیل به حداکثر بازده دیگ بخار که حاصل از تغییر رژیم احتراقی به شرایط بدون شعله است، مقادیر مناسب رقیق‌سازی هوا برای سوخت‌های مختلف مورد نیاز است. در حالت کلی می‌توان گفت در یک مشعل پیش‌آمیخته با افزایش نسبت هم‌ارزی و در نتیجه افزایش مقدار سوخت در مخلوط احتراقی دمای شعله افزایش یافته و میزان بازدهی نیز افزایش می‌یابد تا تقریباً در نسبت هم‌ارزی ۱ این مقدار به بیشینه مقدار خود می‌رسد [۲۹]. اما، با بازگردش محصولات احتراق و پیش‌گرمایش، این روند کلی تغییر کرده و بسته به میزان اکسیژن هوای احتراق و میزان پیش‌گرمایش، مقدار بیشینه بازدهی در مقادیر متفاوتی رخ می‌دهد [۳۱،۳۰]. به عبارت دیگر، در تبدیل یک سیستم احتراق پیش‌آمیخته از رژیم معمولی به رژیم بدون شعله، بازدهی از مقدار پایه در احتراق معمولی با افزایش نسبت هم‌ارزی روند افزایشی داشته و این روند با مقدار بازگردش محصولات احتراق در یک نقطه قبل از رسیدن به نسبت هم‌ارزی ۱ متوقف می‌شود که بایستی در طراحی یک سیستم احتراق بدون شعله مدنظر قرار گرفته شود. برای اطمینان از نتایج حاصل از این آزمایش، آزمایش‌های پیش‌گرمایش و رقیق‌سازی هوا برای دبی سوخت ۰/۵۲ gr/s مجدداً تکرار شد. شرایط عملیاتی و نتایج حاصل از آزمایش جدید در ردیف‌های ۵ تا ۷ جدول ۱ و همچنین شکل ۱۲ نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که ۲۵٪ گشودگی شیر بازگردش خارجی محصولات احتراق منجر به رقیق‌سازی مناسب هوای پیش‌گرم و افزایش بازده دیگ بخار به میزان ۸/۳ درصد شده است، اما افزایش گشودگی شیر بازگردش خارجی به ۵۰٪، بازده دیگ بخار را ۲/۸ درصد کاهش داده است.

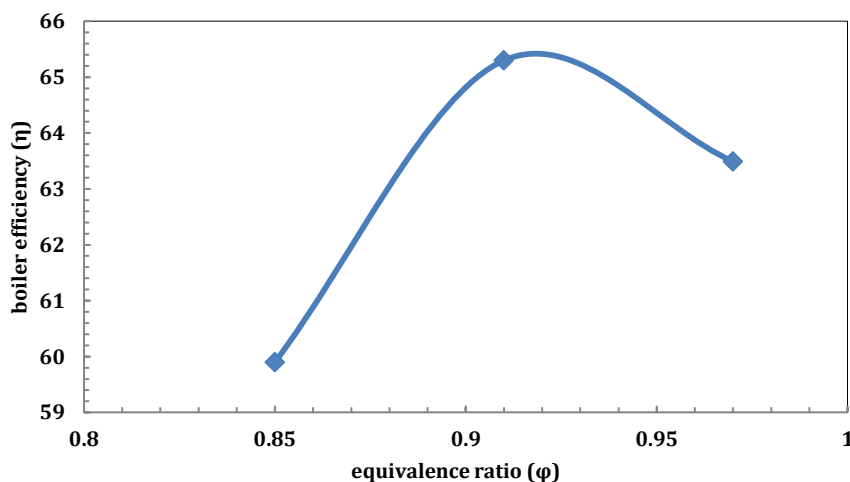


Figure 12- The boiler efficiency variation in different tests with respect to equivalence ratio: the effect of preheating and air dilution at 0.52 gr/s natural gas flow rate

شکل ۱۲- تغییرات بازدهی دیگ بخار در آزمایش‌های مختلف بر حسب نسبت هم‌ارزی: اثرات پیش‌گرمایش و رقیق‌سازی هوای احتراق در دبی ۰/۵۲ گاز شهری

بلند و حجیم شدن شعله

شکل‌های ۱۳ و ۱۴ تغییر ساختار شعله در آزمایش F4-01 و M4-03 را نشان می‌دهد. در شکل ۱۳ شعله کوچک و قوی حاصل احتراق ۰/۶ gr/s گاز طبیعی با هوای اتمسفریک را ملاحظه می‌کنید که وضوح رنگ آبی شعله دلالت بر واکنش‌های احتراقی سریع و شدید ناشی از دسترسی سوخت به اکسیژن با غلظت ۲۱٪ دارد. اما در شکل ۱۴، که مربوط به پیش‌گرمایش و

رقیق‌سازی هوا توسط بازگردش خارجی محصولات احتراق در آزمایش M4-03 است، شعله‌ای حجیم و تضعیف‌شده به رنگ آبی مات و کم‌فروغ تولید شده که از ویژگی‌های ظاهری رژیم احتراق بدون شعله است.

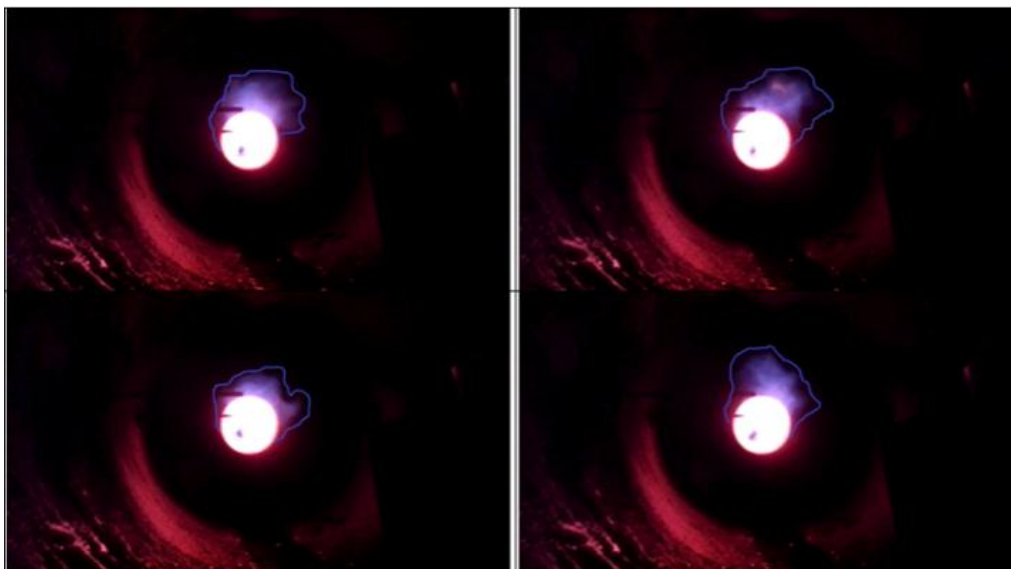


Figure 13- The small and intense flame of conventional combustion in Test F4-01 (Table 1)

شکل ۱۳- شعله کوچک و قوی حاصل از احتراق معمولی (بدون پیش‌گرمایش و رقیق‌سازی هوا) مربوط به آزمایش F4-01 در جدول ۱

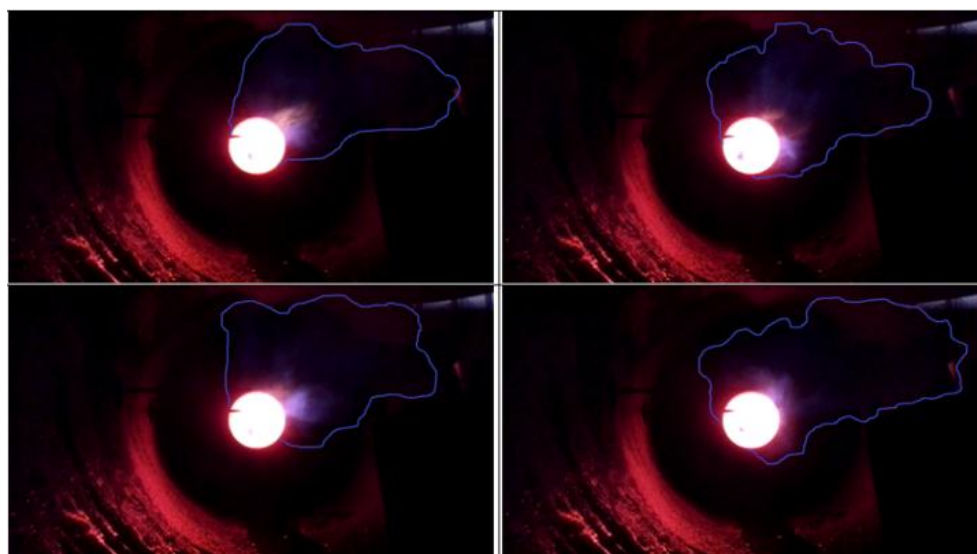


Figure 14- The expanded and weak flame of MILD combustion (preheating up to 239 °C and air dilution by 25% openness of FGR valve in Test M4-03 (Table 1))

شکل ۱۴- شعله حجیم و تضعیف‌شده حاصل از رژیم احتراق بدون شعله (پیش‌گرمایش تا ۲۳۹ °C و رقیق‌سازی هوا در اثر ۲۵٪ بازکردن شیر بازگردش خارجی محصولات احتراق) مربوط به آزمایش M4-03 در جدول ۱

کاهش تولید آلاینده‌های CO و NO_x

در رژیم احتراق بدون شعله با توجه به اینکه حداکثر دمای شعله به دلیل کندشدن واکنش‌های احتراقی ناشی از رقیق‌سازی هوا کاهش می‌یابد، انتظار می‌رود که مقدار تولید آلاینده‌های احتراقی نظیر NO_x کاهش یابد. جدول ۲ اثر پیش‌گرمایش و

رقیق‌سازی هوای احتراق بر میزان تولید NO را نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که اگر پیش‌گرمایش هوا به‌تنهایی انجام شود، میزان تولید NO از ۴۰ ppm در آزمایش F4-01 تا ۵۸ ppm در آزمایش F4-02 افزایش می‌یابد. علت این امر افزایش حداکثر دمای شعله است که می‌تواند پیوندهای سه‌گانه بیشتری از نیتروژن موجود در هوا ($N \equiv N$) را شکسته و تولید ناکس را افزایش دهد. به‌همین دلیل، در تمامی صنایع از جمله دیگ‌های بخار نیروگاهی، امکان پیش‌گرمایش هوای احتراق به مقادیر بالا وجود ندارد چراکه میزان تولید ناکس را به‌شدت افزایش می‌دهد. اما، در صورتی که به‌همراه پیش‌گرمایش هوای احتراق، غلظت اکسیژن را در آن کاهش دهیم (توسط بازگردش خارجی محصولات احتراق به جریان هوای پیش‌گرم‌شده)، سرعت واکنش‌های احتراقی کندتر شده و دمای حاصل از احتراق کاهش می‌یابد. در نتیجه، انرژی حاصل از احتراق تضعیف‌شده، پیوندهای سه‌گانه کمتری از نیتروژن هوا را شکسته و میزان تولید NO_x کاهش می‌یابد.

این امر در آزمایش‌های F4-02 تا F4-04 از جدول ۲ به‌روشنی به‌چشم می‌خورد. بنابراین، تغییر حالت از احتراق معمولی (آزمایش F4-01) به احتراق پیش‌گرم‌شده (آزمایش F4-02) مقدار ناکس تولیدی را ۳۳٪ افزایش می‌دهد. اما، در ادامه، در صورتی که علاوه بر پیش‌گرمایش هوا در آزمایش F4-02 رقیق‌سازی هم‌زمان هوا را هم انجام دهیم، میزان تولید ناکس در آزمایش M4-03، که در رژیم احتراق بدون شعله است، حدود ۱۳٪ کاهش می‌یابد. در ادامه، با افزایش رقیق‌سازی هوا در آزمایش F4-04 میزان تولید NO_x حدود ۲۷٪ دیگر کاهش می‌یابد. اما، این رژیم احتراقی مطلوب نیست چراکه مطابق جدول ۱ نه‌تنها بازده بویلر افت می‌کند، بلکه به‌دلیل رقیق‌سازی بیش از اندازه هوا، مقدار اکسیژن مورد نیاز برای واکنش‌های احتراقی شدیداً کاهش یافته و منجر به تولید مقادیر زیادی CO می‌شود. پس، همان‌گونه که برای افزایش بازده احتراق بایستی مقدار رقیق‌سازی مناسب برای جریان هوا صورت گیرد، برای کاهش تولید آلاینده‌ها نیز بایستی هوای پیش‌گرم‌شده را به میزان مناسبی رقیق کرد. در آزمایش‌های F4-05 تا F4-07 در جدول ۲ که در دبی سوخت ۰/۵۲ gr/s انجام شده‌اند نیز رفتار کاملاً مشابهی دیده می‌شود.

جدول ۲- اثر میزان پیش‌گرمایش و رقیق‌سازی هوا بر میزان تولید NO و CO
Table2- The effect of preheating and air dilution on CO and NO emissions

NO emission (ppm)	CO emission (ppm)	Test code
40	0	F4-01
53	0	F4-02
46	0	M4-03
33	1940	F4-04
46	14	F4-05
41	2.5	M4-06
30	140	F4-07

ارزیابی اقتصادی

رکوپراتور انتخاب‌شده برای دیگ بخار مورد مطالعه یک مبدل چندلوله‌ای با سطح جانبی لوله‌ها برابر ۰/۵ متر مربع است که با فوم‌های سرامیکی برای افزایش نرخ انتقال حرارت پر شده است. هزینه مربوط به مبدل به‌همراه فوم‌های سرامیکی در حدود ۱۰ میلیون ریال محاسبه شده است که شامل ۸ میلیون ریال برای ساخت مبدل و ۲ میلیون ریال هزینه خرید فوم‌های سرامیکی متخلخل است. خلاصه سهم هزینه‌های دیگ بخار براساس اصلاحات و اقدامات انجام‌شده روی آن در شکل ۱۵ آورده شده است. مجموع کل هزینه‌های طرح الف و ب به‌ترتیب ۱۲ و ۱۷ میلیون ریال بوده است.

با توجه به میزان مصرف سوخت دیگ بخار به میزان ۰/۶ گرم بر ثانیه سوخت گاز طبیعی، مقدار مصرف سالانه آن در ۲۴ ساعت شبانه روز ۲۳۶۵۲ مترمکعب و هزینه سالانه گاز مصرفی نیز با احتساب متوسط تعرفه ۱۵۰۰ ریال مقدار ۳۵۴۷۸۰۰

ریال خواهد بود. میزان ساعات کارکرد دیگ بخار در هر کاربری خاصی می‌تواند متغیر باشد، حتی مانند کاربری‌های خانگی ناپیوسته و به‌صورت منقطع استفاده شود. اما، در برخی کاربردها، از جمله صنایع فرایندی، استفاده ۲۴ ساعته پیوسته از دیگ بخارها امری غیرمعمول نیست. به‌دلیل اینکه کاربرد خاصی برای دیگ بخار موجود به‌عنوان مدل مرجع (مانند کاربری‌های خانگی یا صنعتی) مدنظر نبوده و صرفاً اثر افزایش بازدهی روی نتایج مطرح است، در اینجا، میزان کارکرد ۲۴ ساعته در نظر گرفته شده است.

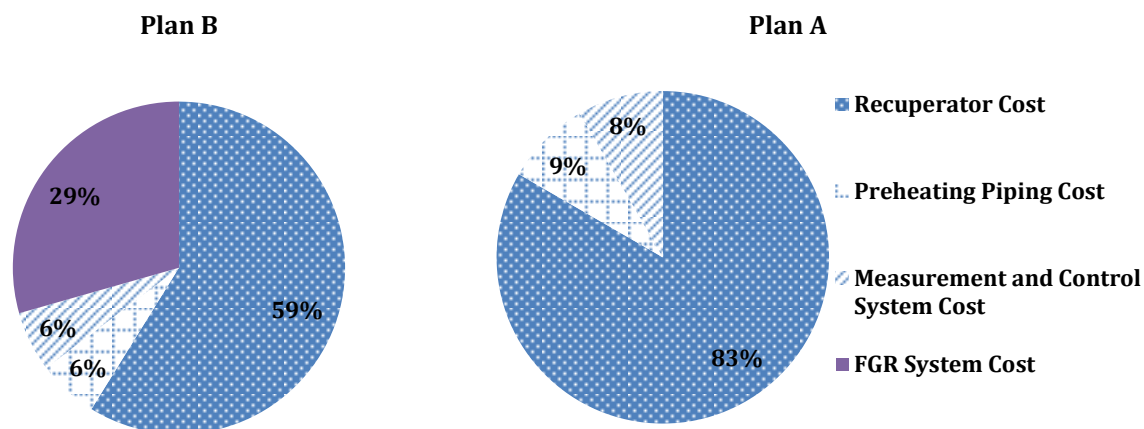


Figure 15- The share of retrofitting costs for plans A and B
 شکل ۱۵- سهم هزینه‌های اصلاحات انجام‌شده در طرح‌های الف و ب

نتایج حاصل از محاسبات صورت‌گرفته با استفاده از ۲ روش ارزش خالص فعلی و دوره بازگشت سرمایه برای طرح الف و ب و با در نظر گرفتن صرفه‌جویی‌های صورت‌گرفته نسبت به دیگ بخار مبنا نشان می‌دهد که ارزش خالص طرح‌های الف و ب به‌ترتیب برابر با ۳۰ و ۹۶ میلیون ریال و دوره بازگشت سرمایه نیز ۱۰ و ۳ سال است. از نتیجه حاصل از روش ارزش خالص فعلی واضح است که در عمر ۲۰ ساله، نرخ بهره ۱۵ درصد و نرخ افزایش تعرفه گاز به میزان ۲۰ درصد هر دو طرح الف و ب برای بهینه‌سازی مصرف سوخت از نظر اقتصادی به‌صرفه‌اند. همان‌طور که قابل مشاهده است، ارزش خالص فعلی طرح ب بزرگ‌تر از طرح الف بوده و بنابراین توجیه‌پذیری اقتصادی آن نیز بیشتر خواهد بود. همچنین، با مقایسه دوره بازگشت سرمایه برای دو طرح می‌توان نتیجه گرفت که هرچند هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه برای طرح ب نزدیک دوبرابر طرح الف است، ولی طرح ب حدود ۷ سال زودتر از طرح الف هزینه سرمایه‌گذاری را جبران خواهد کرد و لذا می‌تواند از نظر سرمایه‌گذاری جذاب‌تر باشد.

روش‌های ارزیابی اقتصادی فوق نسبت به پارامترهایی مانند نرخ تنزیل و نرخ افزایش تعرفه سوخت متغیرند. شکل‌های ۱۶ و ۱۷ تغییرات NPV را برای طرح‌های الف و ب نسبت به تغییر نرخ تنزیل و نرخ افزایش تعرفه سوخت نشان می‌دهند. نرخ‌های تنزیل نشان‌دهنده این واقعیت است که سرمایه‌گذار می‌تواند به‌جای سرمایه‌گذاری روی یک طرح بهینه‌سازی انرژی که می‌تواند توأم با ریسک باشد سرمایه خود را با اطمینان بالاتری در یک بانک سرمایه‌گذاری کند. در نتیجه، هرچه این نرخ پایین‌تر باشد، تمایل سرمایه‌گذاری در طرح بهینه‌سازی مصرف انرژی نیز افزایش خواهد یافت. همچنین، نرخ افزایش تعرفه سوخت هرچه بالاتر باشد، نشان‌دهنده امکان بیشتر برای توجیه‌پذیری سرمایه‌گذاری برای طرح بهینه‌سازی انرژی است. در طرح ب، مقادیر ارزش فعلی خالص در تمامی شرایط محتمل برای نرخ تنزیل و نرخ افزایش تعرفه سوخت مثبت است که نشان‌دهنده توجیه اقتصادی آن در شرایط مختلف اقتصادی است و ریسک سرمایه‌گذاری در آن پایین است.

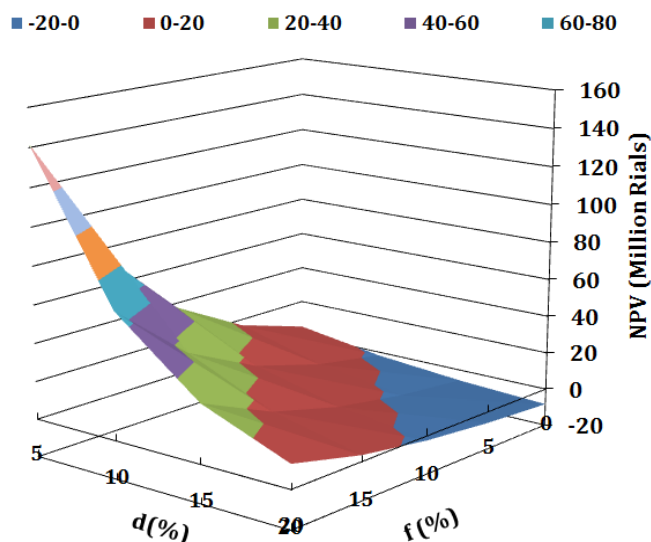


Figure 16- The variation of NPV with respect to different discount and fuel tariff increase rates: Plan A

شکل ۱۶- تغییرات ارزش خالص فعلی برحسب نرخ تنزیل و نرخ افزایش تعرفه سوخت مختلف: طرح الف

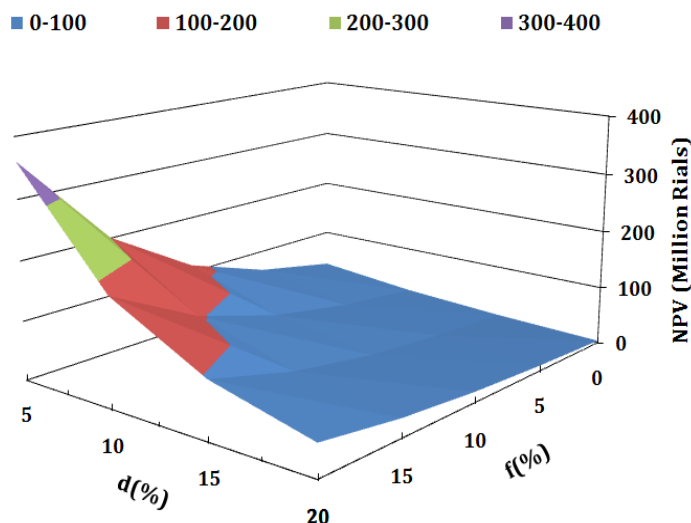


Figure 17- The variation of NPV with respect to different discount and fuel tariff increase rates: Plan B

شکل ۱۷- تغییرات ارزش خالص فعلی برحسب نرخ تنزیل و نرخ افزایش تعرفه سوخت مختلف: طرح ب

علاوه بر ارزش خالص فعلی، تغییرات دوره بازگشت سرمایه برحسب نرخ‌های متفاوت بهره بانکی و نرخ افزایش تعرفه سوخت ثابت ۲۰٪ در شکل ۱۸ نشان داده شده است. دوره بازگشت سرمایه برای تبدیل سیستم اولیه به سیستم بدون شعله در نرخ بهره ۵، ۱۰ و ۱۵ درصد در حدود ۳ سال بوده که مقادیر بسیار مناسبی برای سرمایه‌گذاری محسوب می‌شوند. از طرفی، در نرخ‌های بالاتر نیز این معیار زیر ۵ سال بوده و تا حدودی قابل قبول است. در حالی که طرح پیش‌گرمایش در نرخ بهره ۱۰٪ نیز دوره بازگشتی در حدود ۷ سال دارد و این از دوره بازگشت طرح بدون شعله حتی در بالاترین نرخ بهره بیشتر است، که می‌توان نتیجه گرفت سرمایه‌گذاری در طرح بدون شعله بسیار مناسب‌تر از طرح پیش‌گرمایش خواهد بود.

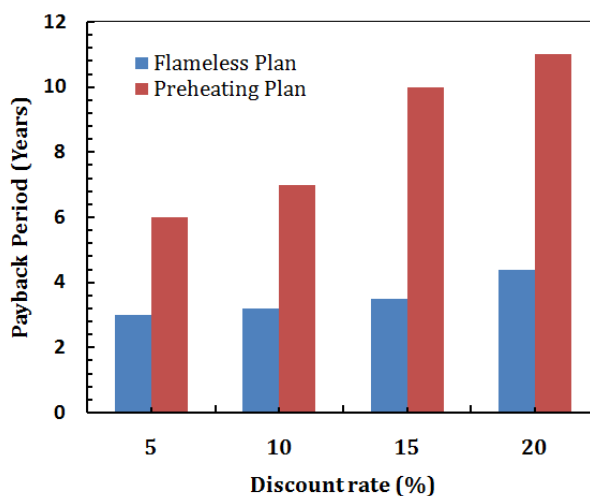


Figure 18- The payback periods of Plans A and B in different discount rates at fuel tariff increase rate of 20%

شکل ۱۸- دوره بازگشت سرمایه طرح‌های الف و ب در نرخ تنزیل‌های مختلف به ازای نرخ افزایش تعرفه سوخت ثابت ۲۰٪

نتیجه‌گیری

در این مقاله، نتایج حاصل از مطالعه و آزمایش‌های صورت‌گرفته در پیاده‌سازی رژیم احتراق بدون شعله روی یک دیگ بخار آزمایشگاهی با ظرفیت ۱۰۰ کیلووات به‌همراه ارزیابی اقتصادی فرایند پیاده‌سازی آورده شد. در آزمایش‌های اشاره‌شده ویژگی‌های رژیم احتراق بدون شعله شامل ۱- افزایش بازده احتراق دیگ بخار، ۲- بلند و حجیم‌شدن شعله که منجر به افزایش فلاکس حرارتی منتقل‌شده به دیواره بویلر می‌شود و ۳- کاهش تولید آلاینده‌های NOx و CO به‌دلیل کاهش حداکثر دمای شعله حاصل شده است. این مزایای احتراق بدون شعله، بدون نیاز به تعویض مشعل قدیمی با مشعل‌های با‌زیاب گران‌قیمت و صرفاً با ترکیب تکنیک‌های طراحی مکانیکی و طراحی فرایندی حاصل شده است. در فاز طراحی مکانیکی برای پیش‌گرمایش موثر هوای احتراق یک رکوپراتور بازده‌بالا طراحی و ساخته شد. در فاز طراحی فرایندی نیز چهار پارامتر دمای هوای پیش‌گرم، دبی سوخت تزریقی، میزان بازگردش داخلی محصولات احتراق و میزان رقیق‌سازی هوای پیش‌گرم توسط بازگردش خارجی محصولات احتراق مورد بررسی قرار گرفتند که از میان آن‌ها بازگردش داخلی محصولات احتراق کمترین اثر و بازگردش خارجی محصولات احتراق بیشترین اثر را در تغییر رژیم احتراقی از حالت معمولی به بدون شعله نشان دادند. این نتیجه که تماماً با تکنیک‌های صنعتی، و نه صرفاً آزمایشگاهی، حاصل شده این امکان را فراهم می‌سازد که در مقیاس‌های صنعتی نیز با استفاده از نتایج حاصل از این پروژه و بدون نیاز به تعویض مشعل‌های سنتی کنونی، رژیم احتراق بدون شعله را پیاده‌سازی کرد تا به‌طور هم‌زمان بازده حرارتی افزایش و میزان تولید آلاینده‌ها کاهش یابد. علاوه‌بر امکان سنجی فنی، نتایج ارزیابی اقتصادی نیز نشان می‌دهند که برای وضعیت اقتصادی فعلی، یعنی نرخ بهره ۱۵٪ و نرخ افزایش تعرفه سوخت ۲۰٪، سرمایه‌گذاری از نظر اقتصادی توجیه‌پذیر است. به‌طوری‌که برای هر نرخ بهره بانکی و نرخ افزایش تعرفه سالانه سوخت همواره سرمایه‌گذاری برای سیستم بدون شعله نسبت به استفاده صرف از پیش‌گرمایش از نظر اقتصادی توجیه‌پذیرتر است. درنهایت، می‌توان در نظر داشت که لحاظ‌کردن هزینه‌های اجتماعی ناشی از کاهش آلاینده‌های هوا و همچنین محاسبه قیمت جهانی سوخت می‌تواند جذابیت سرمایه‌گذاری را نیز بهبود بخشیده و لذا دوره بازگشت سرمایه را به میزان قابل توجهی کاهش دهد.

تشکر و قدردانی

پروژه حاضر در قالب قرارداد پژوهشی به شماره ۱۵-۱-۲۳۱-۹۴ با سازمان توسعه برق ایران و در ادامه با شرکت مادر تخصصی تولید برق حرارتی انجام شده است. بدین‌وسیله از حمایت‌های مالی شرکت‌های مذکور برای انجام این تحقیق سپاسگزاری می‌شود.

منابع

1. J. A. Wüning and J. G. Wüning, "Flameless oxidation to reduce thermal NO-formation," *Progress in Energy Combustion Science*, 23, 1997, pp. 81-94.
2. H. Tsuji, A. K. Gupta, T. Hasegawa, M. Katsuki, K. Kishimoto and M. Morita, *High temperature air combustion: From Energy Conservation to Pollution Reduction*, CRC Press, Florida, 2002.
3. [3] A. Cavaliere and M. deJoanon, "Mild combustion," *Progress in Energy and Combustion Science*, 30, 2004, pp. 329–366.
4. [4] P. Li, J. Mi, B. B. Dally, R. A. Craig and F. Wang, "Premixed moderate or intense low-oxygen dilution (MILD) combustion from a single jet burner in a laboratory-scale furnace," *Energy & Fuels*, 25, 2011, pp. 2782–2793.
5. A. Milani and J. Wüning, "What is flameless combustion?," IRIF online combustion handbook, <http://www.handbook.irif.net/>, Accessed 25/02/2018.
6. [6] Y. Tu, K. Su, H. Liu, Z. Wang, Y. Xie, C. Zheng and W. Li, "MILD combustion of natural gas using low preheating temperature air in an industrial furnace," *Fuel Processing Technology*, 156, 2017, pp.72–81.
7. J. G. Wüning and A. Milani, Flameless burners, In: C. E. Baukal, editor, *Handbook of industrial combustion testing*, Taylor and Francis Group, Florida, 2011.
8. J. Bond, Sources of ignition, Butterworth-Heinemann Ltd, Oxford, Oxford, 1991.
9. F. Norman, *Influence of process conditions on the auto-ignition temperature of gas mixtures*, PhD Thesis, Mechanical Engineering Department, Leuven University, 2008.
10. A. Mardani, S. Tabejamaat and M. Ghamari, "Numerical study of influence of molecular diffusion in the Mild combustion regime," *Combustion Theory and Modelling*, 14, NO. 5, 2010, pp. 747-774.
11. A. Mardani, S. Tabejamaat and S. Hassanpour, "Numerical study of CO and CO2 formation in CH4/H2 blended flame under MILD condition," *Combustion and flame*, 160, NO. 9, 2013, pp. 1636-1649.
12. A. Mardani and S. Tabejamaat, "Effect of hydrogen on hydrogen–methane turbulent non-premixed flame under MILD condition," *International Journal of Hydrogen Energy*, 35, NO. 20, 2010, pp. 11324-11331.
13. A. Mardani and S. Tabejamaat, "NOx formation in h2-ch4 blended flame under MILD conditions," *Combustion Science and Technology*, 184, NO. 7-8, 2012, pp. 995-1010.
14. B. Kashir, S. Tabejamaat and M. Baig mohammadi, "Experimental study on propane/oxygen and natural gas/oxygen laminar diffusion flames in diluting and preheating conditions," *Thermal Science*, 16, NO. 4, 2012, pp. 1043-1053.
15. S. Orsino, R. Weber and U. Bolletini, "Numerical simulation of combustion of natural gas with high temperature air," *Combustion Science and Technology*, 170, 2001, pp. 1-34.
16. B. B. Dally, A. N. Karpetis and R. S. Barlow, "Structure of turbulent non-premixed jet flames in a diluted hot coflow," *Proceedings of the Combustion Institute*, 29, 2002, pp.1147-1154.
17. A. Cavigiolo, M. A. Galbiati, A. Effuggi, D. Gelosa and R. Rota, "MILD combustion in a laboratory-scale apparatus," *Combustion Science and Technology*, 175, 2003, pp. 1347-1367.
18. G. G. Szegö, B. B. Dally and G. J. Nathan, "Operational characteristics of a parallel jet MILD combustion burner system," *Combustion and Flame*, 156, 2009, pp. 429-438.
19. A. S. Veríssimo, A. M. A. Rocha, P. J. Coelho and M. Costa, "Experimental and numerical investigation of the influence of the air preheating temperature on the performance of a small-scale Mild combustor," *Combustion Science and Technology*, 187, 2015, pp. 1724-1741.
20. A. Rebola, M. Costa and P. J. Coelho, "Experimental evaluation of the performance of a flameless combustor," *Applied Thermal Engineering*, 50, 2013, pp. 805-815.
21. WS Co., <http://www.flox.com/en/prod/REKUMAT.html>, Accessed 12/02/2018.
22. NIPPON steel and SUMITOMO metal group, https://www.eng.nssmc.com/english/whatwedo/steelplants/rolling/regenerative_burner_type_reheating_furnace/, Accessed 21/01/2018.
23. Mcchi-Sofinter group, <https://www.macchiboiler.it/en/research-development/burners/>, Accessed 08/01/2018.
24. M. Krarti, *Energy audit of building systems: an engineering approach*, 2nd edition, CRC press, Florida, 2011.
25. National Iranian Gas Company, <http://www.nigc.ir>, Accessed 21/01/2018
26. M. Mörtberg, W. Blasiak and A. K. Gupta, "Combustion of normal and low calorific fuels in high temperature and oxygen deficient environment," *Combustion Science and Technology*, 178, 2006, pp. 1345–1372.
27. İ. B. Özdemir and N. Peter, "Characteristics of the reaction zone in a combustion operating at MILD combustion," *Experiments in Fluids*, 30, 2001, pp. 683–95.
28. Z. Zhang, X. Li, L. Zhang, C. Luo, Z. Mao, Y. Xu, J. Liu, G. Liu and C. Zheng, "Numerical investigation of the effects of different injection parameters on Damköhler number in the natural gas MILD combustion," *Fuel*, 237, 2019, pp. 60–70.
29. S. R. Turns, *An introduction to combustion: concepts and applications*, 2nd edition, McGraw Hill, Singapore, 2000.
30. B. Yu, S. Kum, C. Lee and S. Lee, "Effects of exhaust gas recirculation on the thermal efficiency and combustion characteristics for premixed combustion system," *Energy*, 49, 2013, pp. 375-383.
31. B. Yu, S. Kum, C. Lee and S. Lee, "Study on the combustion characteristics of a premixed combustion system with exhaust gas recirculation," *Energy*, 61, 2013, pp. 345-353.

English Abstract

Implementation and economic analysis of MILD combustion in a lab-scale boiler

Ghasem Khabbazian¹, Javad Aminian^{2*} and Ramin Haghghi Khoshkhou³

1- PhD student, Department of Mechanical and Energy Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran

2- Assistant Professor, Department of Mechanical and Energy Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran

3- Associate Professor, Department of Mechanical and Energy Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran

*Corresponding author

(Received: 2018.11.28, Received in revised form: 2019.1.20, Accepted: 2019.2.5)

In this paper design and implementation of a MILD combustion system in a 100 kW boiler was investigated from technical and economic viewpoints. The main objective of this study is determination of the factors affecting the stability of the combustion regimes in a typical domestic utility boiler, leading in simultaneous thermal efficiency enhancement and emission reduction. In particular, the so-called MILD combustion was established in a conventional boiler equipped with an ordinary premixed burner without requiring to replace with expensive modern burners. In the experiments, the qualitative and quantitative features of MILD regime such as uniform temperature distribution in the combustion chamber, volumetric and weakened flame, increased efficiency and decreased NO_x emissions were achieved. The results showed a 10% fuel saving as well as 13% reduction in NO_x. In addition, the economic evaluation of presented method to establish MILD combustion was performed using the net present value and payback period measures. The analysis results suggest that investment in the MILD system retrofitting plan is cost-effective and economically attractive in similar cases.

Keywords: MILD Combustion, Fuel Conservation, Emission Reduction, Economic Evaluation