

مدل سازی دینامیکی بویلر نوع دی با مدار چرخش طبیعی: مطالعه‌ای بر روی عملکرد بویلر در حین تغییر بار پله‌ای

مهدی هاشمی بنی^۱، سبحان امامی کوپائی^{۲*}، امیرهما یون مقدادی اصفهانی^{۳*}، علیرضا شیرنشان^۴، رسول کلباسی^۵

۱- دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف‌آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف‌آباد، ایران. m.hashemi@pmc.iaun.ac.ir
۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف‌آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف‌آباد، ایران. sobhan@pmc.iaun.ac.ir
۳- دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف‌آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف‌آباد، ایران. amir_meghdadi@pmc.iaun.ac.ir
۴- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف‌آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف‌آباد، ایران. arshimeshan@yahoo.com
۵- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف‌آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف‌آباد، ایران. r.kalbasi@pmc.iaun.ac.ir
* و ** نویسندگان مخاطب

(تاریخ دریافت: ۱۴۰۰/۱۲/۰۸، دریافت آخرین اصلاحات: ۱۴۰۱/۰۲/۱۸، پذیرش: ۱۴۰۱/۰۳/۰۲)

چکیده: در این مقاله به مدل‌سازی گذرای بویلر نوع دی در حین فرایند تغییر بار پرداخته شد. این نوع بویلرها برای تولید بخار اشباع فرایندی در صنایع کاربرد دارند. در بویلر نوع دی جذب حرارت را می‌توان به دو بخش کوره و بخش جابه‌جایی تقسیم نمود. در این نوع بویلر لوله‌های بخش جابه‌جایی به صورت غیرمستقیم در معرض حرارت بوده که منجر به تغییر مسیر جریان از درام (Drum) بالا به پایین و بلعکس شده است. از ویژگی‌های به خصوص این بویلر مدار چرخش درام آن است که به صورت طبیعی بوده و در نتیجه معادلات موازنه‌ی هیدرولیکی سیستم نیز باید در نظر گرفته شود. در مدل‌سازی حاضر معادلات سمت آب (در داخل لوله‌ها) به صورت یک‌بعدی و معادلات سمت دود با استفاده از روش ناحیه‌ای و به صورت سه‌بعدی در نظر گرفته شده است. معادلات پیوستگی و انرژی گذرا در سمت آب تشکیل یک دستگاه معادلات دیفرانسیل معمولی غیرخطی داده که با استفاده از روش رونه-کوتا حل شده است. برای حل معادلات سمت آب و دود به صورت برهم کنش دو طرفه، در کار حاضر یک کد رایانه‌ای در محیط نرم‌افزار فرترن توسعه یافته است. بررسی پارامترهای عملیاتی بویلر در هنگام راه‌اندازی می‌تواند در بهبود سیستم کنترلی موجود کمک شایانی کند. نتایج این مدل سازی با داده‌های بویلر موردنظر در حین راه‌اندازی سرد مقایسه شد که حداکثر خطا برای فشار بخار، دمای آب درام و دبی بخار خروجی از شیر درام به ترتیب برابر ۴/۸، ۱ و ۶/۸ درصد است. همچنین پاسخ بویلر به افزایش پله‌ای درخواست بخار مصرف‌کننده، کمتر از ۲۰ ثانیه است.

کلیدواژه‌گان: بویلر اشباع، شبیه‌سازی دینامیکی، کوره، روش منطقه‌ای، تغییر بار پله‌ای.

مقدمه

از بویلرهای نوع دی^۱ در ناحیه‌ی نورد سرد شرکت فولاد مبارکه اصفهان برای تولید بخار اشباع فرایندی و در بارهای گذرا بهره‌برداری می‌شود. این نوع بویلر برای پاسخگو بودن به تقاضای مصرف‌کننده‌ها دائماً در حال تغییر دبی بخار اشباع در فشار ثابت است. وجود این تغییرات و عدم وجود سیستم کنترل دقیق در بویلرهای نوع D موجود، نیاز به شبیه‌سازی دینامیکی را برای بررسی چالش‌ها و نحوه‌ی بهره‌برداری بیش از پیش افزایش داده است [۱]. در این مقاله یک مدل گذرا برای تعیین رفتار

1. D-type

بویلر در راه‌اندازی سرد ارائه شده است. با توجه به این‌که این بویلر در بهره‌برداری از سمت مصرف‌کننده دارای تغییرات دبی بخار ناگهانی است ارائه‌ی مدلی گذرا می‌تواند به رفع چالش‌های موجود در این زمینه و بهبود عملکرد بهره‌برداری کمک کند. تاکنون مدل‌های دینامیکی مختلفی برای توصیف رفتار گذرای بویلرها در حین فرایندهای راه‌اندازی، توقف و تغییر بار در حین کار، ارائه شده است [۲-۴]. همچنین برای دید جامع به بویلر از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک نیز بهره گرفته شده است [۴-۶].

در مدل‌سازی دینامیکی بویلر بر اساس روابط ترمودینامیکی و بر پایه‌ی بسط معادلات به روش دیفرانسیلی می‌توان به مقالات مختلفی اشاره نمود. بل و آستروم^۱ [۷] در مقاله خود مدل غیرخطی مرتبه ۴ برای تغییرات دینامیکی مدار چرخش بویلر توسعه دادند. مدل موردنظر بر اساس قانون بقای انرژی توسعه یافته و در بازه گسترده‌ای از نقاط عملکردی بر اساس داده‌های واقعی مورد صحت‌سنجی قرار گرفته است. امارا-شبابیک و همکاران^۲ [۸] مدلی دینامیکی برای بررسی دمای لوله‌های واتروال^۳ و رایزر^۴ در شرایط مختلف عملیاتی توسعه دادند. این مدل بر اساس معادلات سمت آب و جریان دو فاز در مدار درام، دانکامر^۵ و واتروال و رایزر توسعه یافته است. خروجی‌های این مدل شامل فشار درام، حجم آب و کیفیت بخار در لوله‌های رایزر است. پان و همکاران^۶ [۹] در مقاله خود مدل ریاضی حالت پایا برای آنالیز ترموهیدرولیکی لوله‌های واتروال یک بویلر فوق بحرانی نیروگاه ۱۰۰۰ مگاواتی توسعه دادند. در این مدل واتروال‌ها به‌عنوان یک شبکه شامل مدارهای مختلف و گره‌های فشار در نظر گرفته شده است. آن‌ها در مطالعه دیگری، مدلی برای بررسی عملکرد بویلر فوق بحرانی ۶۰۰ مگاواتی به‌منظور طراحی صحیح لوله‌های واتروال از نظر توزیع دما و شار جرمی آب در آن‌ها، توسعه دادند [۱۰]. بر اساس این مدل امکان بررسی توزیع دما و شار جرمی آب داخل لوله‌های واتروال در بارهای مختلف بویلر وجود دارد و نتایج آن نشان‌دهنده طراحی صحیح لوله‌های واتروال است. ال‌عبید و همکاران [۱۱] مدلی پایا و گذرا برای یک بویلر بازیاب یک‌بارگذر فوق بحرانی برای بررسی ملاحظات مربوط به تغییرات بار و فرایند راه‌اندازی در این نوع بویلرهای بازیاب توسعه دادند. در این مدل با صرف‌نظر از معادلات سمت دود، انرژی حرارتی جذبی کوره به‌عنوان پارامتر ورودی در نظر گرفته شده است. مقایسه نتایج شبیه‌سازی با داده‌های طراحی نشان‌دهنده اعتبار مدل برای پیش‌بینی فرایند راه‌اندازی بویلر است. سدیچ و همکاران^۷ [۱۲] مدلی برای شبیه‌سازی حالت گذرای مدار چرخش در بویلر با هدف ایجاد ابزاری به‌منظور بهبود و اصلاح سیستم کنترلی آن توسعه دادند. در این مدل از معادلات سمت دود صرف‌نظر شده و حرارت جذبی در کوره به‌عنوان پارامتر ورودی در نظر گرفته شده است. همچنین بهینه‌سازی سیستم کنترل مورد مطالعاتی نیز انجام شده است. شو و همکاران^۸ [۱۳] در مقاله خود مدلی برای مدل‌سازی گذرای بویلر نیروگاهی فوق بحرانی یک‌بارگذر با سوخت جامد توسعه دادند. مدل سه‌بعدی توسعه داده شده برای پیش‌بینی توزیع شار حرارتی و دمای سطح لوله‌های تولید بخار در بویلر با توزیع غیر یکنواخت استفاده شده است. مرتنز و همکاران^۹ [۱۴] مدلی برای مدل‌سازی گذرای بویلر بازیاب بر اساس تغییرات وابسته به زمان در توربین گاز قرار گرفته در پایین‌دست سمت دود آن توسعه دادند. مدل توسعه یافته بر اساس جایگزینی مدار چرخش در مدل یک بویلر بازیاب با لوله‌های تولید بخار برای تبدیل به مدل بویلر یک‌بارگذر، ایجاد شده است. ژو و همکاران^{۱۰} [۱۵] شاخص‌های هیدرودینامیکی جریان در لوله‌های واتروال عمودی در یک بویلر فوق بحرانی را مورد بررسی قرار دادند. این بررسی بر پایه توسعه مدل پایا در سمت آب به‌دست آمده است. در این مقاله نشان داده شده است که در نواحی کمتر حرارت دیده لوله‌های تولید بخار، افت فشار غالب به واسطه

1. Bell and Åström
2. Emara-Shabaik et al.
3. Waterwall tubes
4. Riser tubes
5. Downcomer tubes
6. Pan et al.
7. Sedić et al.
8. Shu et al.
9. Mertens et al.
10. Zhu et al.

عدم تولید بخار، از نوع هیدرواستاتیکی (به واسطه چگالی بالاتر مخلوط دو فاز) است و ضرورت استفاده از صفحات منفذدار به منظور حفظ حاشیه دمایی مناسب در لوله‌های تولید بخار توجیه می‌شود. لیو و همکاران^۱ [۱۶] در مقاله خود به منظور بررسی کارایی سیستم کنترل در بویلرهای یک‌بارگذر فوق بحرانی با سوخت زغال‌سنگ، مدلی ساده‌سازی شده برای شبیه‌سازی حالت گذرای آن توسعه دادند. صحت‌سنجی عملکرد پایا و گذرای آن بر اساس اطلاعات عملیاتی یک نیروگاه ۱۰۰۰ مگاواتی صورت گرفته است. از جمله خروجی‌های مهم این مدل، تغییرات توان مکانیکی تولیدی توسط توربین بر اساس تغییرات اعمال شده بر آن توسط بویلر، نسبت به زمان است. سرپرادا و همکاران^۲ [۱۷] در مقاله خود مدلی به منظور شبیه‌سازی کل قسمت‌های بویلر با سوخت زغال‌سنگ به جز کوره توسعه دادند. در این مقاله تغییرات پارامترهایی نظیر فشار و دمای درام و همچنین فشار و دمای بخار مافوق گرم بر اساس تغییر پارامترهای ورودی مدل، نظیر دبی آب تغذیه و دبی سوخت مورد بررسی قرار گرفته است. دینگ و همکاران^۳ [۱۹،۱۸] مدلی به منظور پیش‌بینی عملکرد گذرای یک بویلر نیروگاهی فوق بحرانی در حالت راه‌اندازی توسعه داده و بدین منظور از معادلات جریان دو فازی در اواپراتور استفاده شد. در این مدل با صرف‌نظر از معادلات سمت دود، انرژی حرارتی جذبی در کوره به‌عنوان پارامتر ورودی در نظر گرفته شده است. بیلد و همکاران^۴ [۲۰] مدلی برای بررسی عملکرد دینامیکی مدار چرخش یک بویلر با سوخت زیست‌توده در حالت راه‌اندازی سرد ارائه دادند. بدین منظور مدلی ریاضی برای توصیف چرخش طبیعی در اواپراتور بویلر ارائه شد. نتایج خروجی مدل توسعه یافته فرایند تبخیر گذرا در لوله‌های واتروال و نوسانی شدن دبی آب در آن است. نیو و همکاران^۵ [۲۱] مدل دینامیکی ساده‌سازی شده برای بویلر یک‌بارگذر نیروگاهی با سوخت زغال‌سنگ و همچنین توربین آن به منظور بررسی بارهای کم نیروگاه ارائه کردند. بر اساس مدل توسعه داده شده، توان تولیدی توربین و فشار بخار اصلی و اضافه‌آنتالپی بخار اشباع خروجی از توربین از جمله خروجی‌های این مدل است که مقدار آن‌ها در ازای افزایش پله‌ای باز شدگی شیر بخار ورودی به توربین محاسبه شده است. گولی و همکاران^۶ [۲۲] به بررسی یک بویلر فوق بحرانی ۶۶۰ مگاواتی پرداخته و یک مدل ریاضی برای تحلیل حرارتی و هیدرولیکی بویلر فوق بحرانی ارائه کردند. در این مقاله یک مدل شار گرمایی نیمه تجربی از همبستگی بین حرارت و مقاومت‌های هیدرولیکی ارائه شد که بر اساس آن پارامترهایی نظیر افت فشار کل، توزیع شار گرمی و دمای فلز به‌دست آمد. تروژان^۷ [۲۳] به مدل‌سازی عملکرد یک بویلر با استفاده از مدل ریاضی غیرخطی پرداخت. مدل به‌دست آمده در این مقاله بر اساس معادلات ریاضی غیرخطی حاکم بر عملکرد بویلر است. تالر و همکاران^۸ [۲۴] به توسعه یک مدل جدید ریاضی برای بویلر فوق بحرانی پرداختند. این مدل برای شرایط دینامیکی توسعه داده شد.

در برخی از مطالعات انجام شده، معادلات سمت آب و دود به‌طور همزمان در مدل‌سازی بویلر نیروگاهی در نظر گرفته شده است [۲۵-۲۸]. برای نمونه، گرادزیل^۹ [۲۷،۲۶] مدلی گذرا برای انتقال حرارت لوله‌های واتروال یک بویلر فوق بحرانی با ظرفیت ۲۴۰۰ تن بر ساعت توسعه داد. این مدل بر اساس قوانین بقای جرم، تکانه و انرژی توسعه داده شده است و به منظور استخراج توزیع دبی و فشار آب در لوله‌های واتروال، از حل دیفرانسیلی معادلات به روش رونه-کوتا^{۱۰} استفاده شده است. در این مدل شار حرارتی سمت داخل کوره به‌طور متغیر در امتداد ارتفاع آن، بر اساس معادلات انتقال حرارت و با روش منطقه‌بندی به‌دست آمده است و نتایج نشان‌دهنده انطباق خوب آن‌ها با مقادیر تجربی است. فان و همکاران^{۱۱} [۲۸] به بررسی

1. Liu et al.
2. Sreepadha et al.
3. Deng et al.
4. Bilde et al.
5. Niu et al.
6. Guoli et al.
7. Trojan
8. Taler et al.
9. Grądziel
10. Runge-Kutta
11. Fan et al.

بویلرهای نیروگاهی فوق بحرانی همراه با عملکرد توربین بخار در حالت گذار پرداختند. در این بررسی عملکرد بویلر با داده‌های تجربی مورد بررسی قرار گرفت. بر اساس این مدل غیرخطی می‌توان بر اساس عملکرد بویلر توان خروجی مجموعه را محاسبه و به عنوان خروجی ارائه کرد.

با در نظر گرفتن کلیه مراجع مرور شده، ملاحظه می‌شود که تاکنون تمامی مدل‌های توسعه داده شده برای عملکرد پایا و گذرای بویلرها مربوط به بویلرهای نیروگاهی بوده و مدلی جامع با در نظر گرفتن معادلات سمت آب و دود به‌منظور بررسی عملکرد گذرای بویلرهای اشباع نوع دی که دارای کاربری گسترده و مهمی در صنایع غیرنیروگاهی هستند، توسعه داده نشده است. همچنین بررسی همزمان معادلات سمت کوره و محصولات احتراق با سمت آب به دلیل پیچیدگی‌های مدل کمتر مورد توجه قرار گرفته است. بررسی بویلر در گذر زمان از جمله مواردی است که در شبیه‌سازی‌ها بدان توجه نشده است. بررسی بویلر در راه‌اندازی و یا در حین تغییر بار می‌تواند ایده بهبود سیستم کنترلی را برای بهبود عملکرد سیستم ایجاد کند. به‌طور خلاصه می‌توان موارد زیر را به‌عنوان اهداف کار حاضر بیان نمود:

- شبیه‌سازی گذاری بویلر درام‌دار نوع دی؛
- شبیه‌سازی مدار چرخش طبیعی با لوله‌های پایین رونده جریان گرم شونده در حالت گذرا به مدل‌سازی سمت دود و آب؛
- بررسی رفتار بویلر در صورت تغییر پله‌ای تقاضای بخار.
- مدل‌های ارائه شده برای چرخش طبیعی درام در برخی از مقالات [۹-۱۲] با فرض‌هایی صورت پذیرفته که منجر به ساده شدن مدل هیدرولیکی چرخش طبیعی درام شده است. مدل‌های پیچیده به‌صورت محدود در مقالات مورد توجه قرار گرفته است. در مدل ارائه شده‌ی این مقاله به المان‌بندی لوله‌ی اوپراتور و دانکامر پرداخته شده و هر مدار چرخش با ویژگی‌های خاص خود لحاظ شده است؛ همچنین معادلات حاکم برای هر المان مطابق با جریان تک فاز و دو فاز ارائه شده است.
- در مقالات نشر یافته، کارهای معدودی به مدل‌سازی سمت آب و دود به‌صورت هم‌زمان پرداخته‌اند. در این مقاله بررسی هم‌زمان معادلات سمت آب با گردش طبیعی به‌صورت دقیق و محاسبه‌ی جذب حرارت از سمت محصولات احتراق مورد توجه قرار گرفته است.

تشریح بویلر و مدل‌سازی عددی

مشخصات بویلر مورد مطالعه

در جدول ۱ اطلاعات طراحی و عملکردی بویلر واحد نورد سرد ارائه شده است.

جدول ۱- مشخصات طراحی بویلر واحد نورد سرد

Table 1- Design parameters of the D-type boiler of the cold rolling plant

No.	Parameter	Unit	Value
1	Steam output	t/h (kg/s)	47 (13.05)
2	Steam pressure	bar G	11
3	Efficiency	%	73.5
4	Fuel	-	Natural gas
5	Lower Heating Value (LHV) of the fuel at the design point	MJ/m ³	38.75
6	Fuel consumption	m ³ /h	3215

شکل ۱ طرح‌واره دو بعدی از بویلر نوع دی (D) مورد بررسی را نشان می‌دهد. آب تغذیه این بویلر از یک هوازدا با فشار ۱ بار نسبی تأمین می‌شود که با توجه به ارتفاع از سطح دریا و تولید آب اشباع در هوازدا، آب با دمای ۹۴ درجه سلسیوس از

سمت پمپ آب تغذیه برای کنترل سطح آب وارد درام بالا (درام بخار) می‌شود. مطابق شکل، آب تغذیه پس از ورود به درام از لوله‌های تعبیه شده در زیر درام، یعنی لوله‌های دانکامر، وارد درام پایین شده و پس از عبور از لوله‌ای واتروال، از هدر تعبیه شده برای هر مدار چرخش در کوره، به سمت درام بالا انتقال می‌یابد. در درام بخار، جداسازی مخلوط دو فاز صورت گرفته و بخار اشباع تولیدی به سمت مصرف کننده هدایت می‌شود.

در جدول ۲ مشخصات هندسی بویلر مدل‌سازی شده که مربوط به پارامترهای هندسی و ثابت در شبیه‌سازی می‌باشند نشان داده شده است. این اطلاعات به‌عنوان پارامترهای ورودی برای شبیه‌سازی به‌کار برده شده‌اند. برای نام‌گذاری صحیح‌تر مدارهای چرخش می‌توان از دو ناحیه تشعشعی (لوله‌ای واتروال) و ناحیه جابه‌جایی (لوله‌های دانکامر حرارت‌دیده) نام برد.

جدول ۲- مشخصات هندسی بویلر
Table 2- Geometric parameters of the boiler

No.	Parameter	Value	Unit
1	Upper drum diameter	1300	mm
2	Upper drum thickness	30	
3	Upper drum diameter	800	
4	Upper drum thickness	35	
5	Furnace height (H)	4400	
6	Furnace length (L)	7257	
7	Furnace width (W)	2578	
8	Number of tubes across the full width	28	-
9	Number of tubes across the truncated width (burner-side)	21	
10	Number of tubes across the full length	80	
11	Number of tubes across the truncated length (gas exhaust to the convection bank)	70	mm
12	Diameter of water-wall tubes	5/63	
13	Thickness of water-wall tubes	4	
14	Pitch of water-wall tubes	90	
15	Number of tubes in each row of the convection tube bank	12	-
16	Gas duct width in the convection tube bank (W _{dc})	1200	mm
17	Diameter of the tubes in the convection tube bank	76.1	
18	Thickness of water-wall tubes	4	
19	Longitudinal and transverse Pitch of water-wall tubes	100	
20	Drum and convection tube bank and water-wall tubes material	Carbon steel	

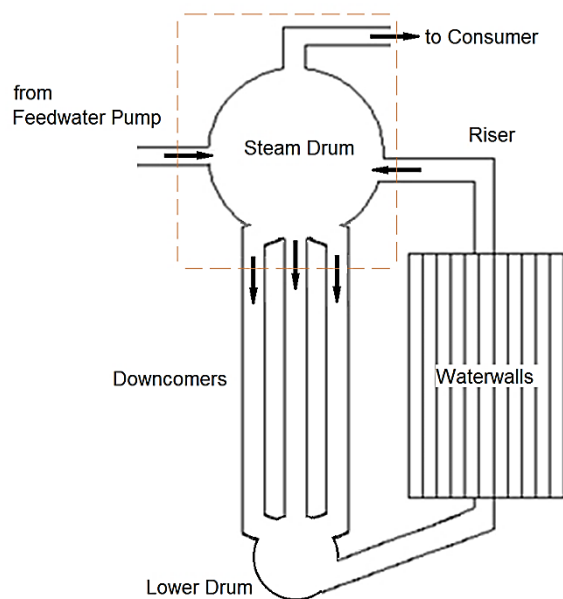


Figure 1- Schematic view of the circulation loop and flows in water and steam.

شکل ۱- طرح‌واره مدار چرخش و جریان‌های مربوطه در سمت آب و بخار

به منظور فهم بهتر نواحی انتقال حرارتی در بویلر مورد بررسی، شماتیکی سه بعدی از این بویلر در شکل ۲ ارائه شده است. دو ناحیه‌ی جابه‌جایی و تشعشی و یا به عبارت دیگر لوله‌های دانکامر و واتروال بر روی این شکل به خوبی مشخص هستند. لوله‌های واتروال مستقیماً در معرض زبانه‌ی شعله و محصولات حاصل از احتراق هستند. همان‌طور که در شکل ۲-الف مشخص است، در انتهای ناحیه‌ی تشعشی، دود حاصل از احتراق با چرخش ۱۸۰ درجه‌ای وارد ناحیه دانکامرها می‌شود. هر کدام از نواحی انتقال حرارتی دارای ۴ مدار چرخشی است. مدار چرخش تشعشی (۱)، لوله‌هایی هستند که در دیواره دارای مشعل قرار دارند و به عبارتی نزدیک‌ترین لوله‌ها به مشعل می‌باشند. مدار چرخش تشعشی (۲)، مدار دی شکل (D) کوره است. این مدار چرخشی از کف تا سقف کوره امتداد یافته و موجب عدم تقارن کوره شده است. البته در شکل ۲-ب به منظور نمایش ناحیه‌ی داخل کوره و زبانه‌ی شعله، لوله‌های جانبی و سقف مدار تشعشی (۲) نمایش داده نشده است. مدار چرخش تشعشی (۳)، لوله‌های روبه روی مشعل که بیشترین فاصله را از مشعل دارند و مدار چرخش تشعشی (۴)، لوله‌های بخش دیواره‌ی حائل بین بخش‌های تشعشی و جابه‌جایی را تشکیل می‌دهند. در این مدارهای چرخش، تعداد لوله‌ها متفاوت است و سطح تبادل حرارت نیز متفاوت است. در بخش جابه‌جایی بویلر، ۷۲ ردیف ۱۲ تایی لوله وجود دارد که بر اساس آرایش مربعی چیده شده‌اند. برای مدار چرخش جابه‌جایی (۱) دو ردیف لوله، مدار چرخش جابه‌جایی (۲) چهار ردیف لوله، مدار چرخش جابه‌جایی (۳) ۱۰ ردیف لوله و در نهایت مدار چرخش جابه‌جایی (۴) ۵۶ ردیف لوله در نظر گرفته شده است که تعداد اتخاذ شده بر اساس کاهش دمای محصولات احتراق و کاهش انتقال حرارت در طول بخش جابه‌جایی است. به صورت قراردادی فرض شده است که مسیر جریان در لوله‌های تشعشی از درام پایین به درام بالا باشد که این جهت مثبت و عکس این جریان منفی در نظر گرفته شده است. در بخش جابه‌جایی نیز جریان از درام بالا به درام پایین فرض شده است که این جهت مثبت در نظر گرفته شده و عکس این جریان منفی است.

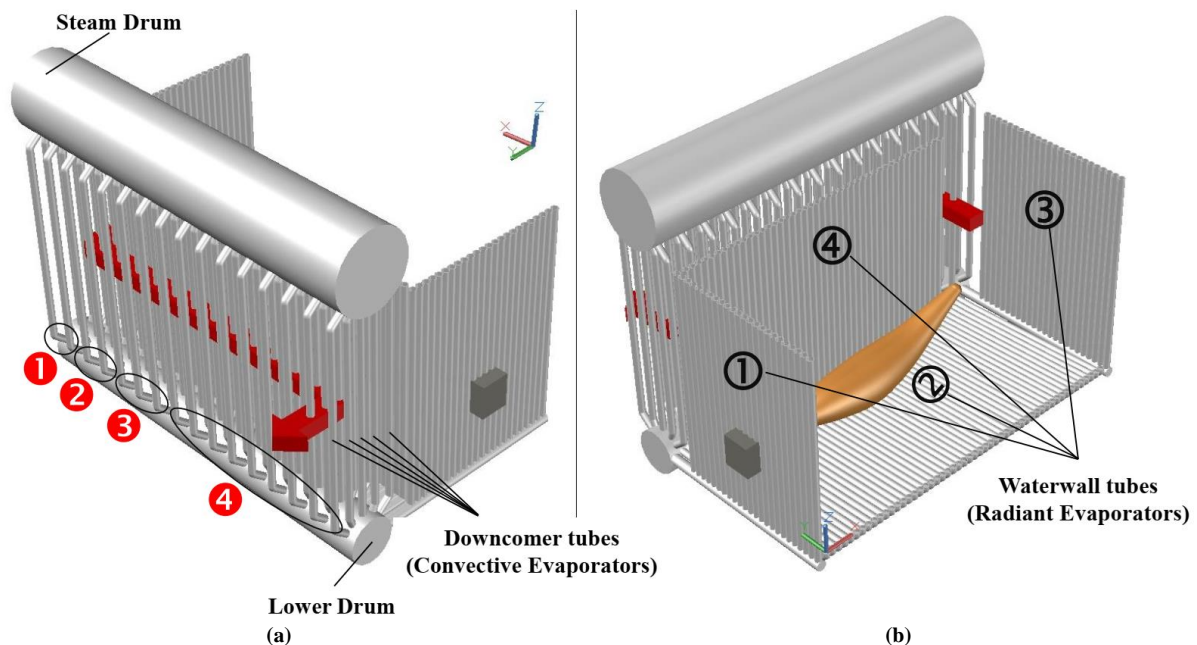


Figure 2- Three-dimensional schematic view of the furnace and the circulation loops; (a) the four CZ loops, (b) the four RZ loops.

شکل ۲- طرح‌واره سه بعدی از کوره به همراه مدارهای چرخش در نظر گرفته شده (الف) مدارهای چهارگانه ناحیه جابه‌جایی و (ب) مدارهای چهارگانه ناحیه تشعشی

مدل سازی عددی سمت آب و دود

مدل سازی ترمودینامیکی

معادلات ترمودینامیکی، پیوستگی و انرژی برای بخش‌های درام، دانکامر (بخش انتقال حرارت جابه‌جایی بویلر) و لوله‌های اواپراتور (بخش انتقال حرارت تشعشعی بویلر) در دو حالت عدم تولید بخار و تولید بخار نوشته می‌شوند. در ابتدا معادله‌ی پیوستگی برای هر حجم کنترل ارائه می‌شود. تمامی متغیرهایی که با زمان تغییر می‌یابد جزو مجهولات معادلات محسوب می‌شود که به محاسبه‌ی آن پرداخته خواهد شد. می‌توان معادله‌ی پیوستگی را برای بخار بالای درام به صورت زیر نوشت:

$$\left(V_{s,d} \frac{\partial \rho_{s,d}}{\partial p} \right) \frac{dp}{dt} + \rho_{s,d} \frac{dV_{s,d}}{dt} = x_r \dot{m}_r \eta + \dot{m}_{s,d} - \dot{m}_s - \dot{m}_{c,o} \quad (1)$$

که $V_{s,d}$ حجم بخار درام، $\frac{\partial \rho_{s,d}}{\partial p}$ تغییرات چگالی بخار به فشار، $\frac{dp}{dt}$ تغییرات فشار به زمان، $\rho_{s,d}$ چگالی بخار، $\frac{dV_{s,d}}{dt}$ تغییرات حجم بخار به زمان، x_r کیفیت بخار اواپراتور، \dot{m}_r دبی اواپراتور، η درصد بخار خروجی از زیر سطح، $\dot{m}_{s,d}$ بخار تولیدی در درام، \dot{m}_s دبی بخار خروجی و $\dot{m}_{c,o}$ دبی بخا کندانس شده از خارج سطح آب می‌باشد. بر اساس معادله‌ی (۱) و معادله‌ی کمکی تغییرات حجم بخار برابر منفی تغییرات حجم آب داخل درام است می‌توان تغییرات فشار را محاسبه نمود.

در هنگام تولید بخار بخشی از بخار تا زمانی که به سطح آب برسد، در زیر حجم آب داخل درام باقی می‌ماند و این امر منجر به تولید سطح آب کاذب در درام خواهد شد. بر این اساس برای تعیین حجم بخار آب در زیر سطح آب درام نیز معادله‌ی پیوستگی برای حجم کنترل بخار زیر آب درام بیان می‌شود:

$$V_{sd} \frac{\partial \rho_{s,d}}{\partial p} \frac{dp}{dt} + \rho_{s,d} \frac{dV_{sd}}{dt} = x_r \dot{m}_r (1 - \eta) - \dot{m}_{ct} \quad (2)$$

که تغییرات حجم بخار زیر سطح آب درام و \dot{m}_{ct} دبی بخار کندانس شده در زیر سطح است. در این معادله‌ها تغییرات $\frac{dV_{sd}}{dt}$ منجر به تغییرات سطح کاذب آب می‌شود. در خصوص حجم آب داخل درام بر اساس حجم کنترل در نظر گرفته شده‌ی آب درام معادله‌ی پیوستگی نیز به صورت زیر بیان می‌شود [۲۹]:

$$\frac{d}{dt} [\rho_{w,d} V_{w,d}] = \dot{m}_r (1 - x_r) + \dot{m}_f + \dot{m}_{c,o} - \dot{m}_{dc} \quad (3)$$

که \dot{m}_f دبی آب تغذیه، \dot{m}_{dc} دبی آب دانکامر، $V_{w,d}$ حجم آب درام و $\rho_{w,d}$ چگالی آب درام می‌باشد. بر اساس مشتق گیری از معادله فوق می‌توان حجم آب داخل درام را محاسبه نمود. تغییرات چگالی در رابطه‌ی (۳) وابسته به دما است که مقدار آن از رابطه‌ی انرژی برای درام استخراج می‌شود. با نوشتن معادله‌ی انرژی برای هر بخش درام (آب، بخار) و سپس جمع معادلات می‌توان معادله‌ی انرژی را برای کل درام در نظر گرفت. با مشتق گیری از رابطه‌ی انرژی و استفاده از رابطه‌ی کمکی خواهیم داشت:

$$\begin{aligned} & \left[V_{w,d} \left(h_w \frac{\partial \rho_w}{\partial p} + \rho_w \frac{\partial h_w}{\partial p} \right) + V_{s,d} \left(h_s \frac{\partial \rho_s}{\partial p} + \rho_s \frac{\partial h_s}{\partial p} \right) - V_d \right] \frac{dp}{dt} \\ & + \left[V_{w,d} \left(h_w \frac{\partial \rho_w}{\partial T} + \rho_w \frac{\partial h_w}{\partial T} \right) \right] \frac{dT_w}{dt} + [h_s \rho_s - h_w \rho_w] \frac{dV_{s,d}}{dt} \\ & = \dot{m}_f h_i + \dot{m}_r h_r - \dot{m}_s h_s - \left(C_m m_m \frac{dT_m}{dt} \right)_{up} - \left(C_m m_m \frac{dT_m}{dt} \right)_{do} \end{aligned} \quad (4)$$

به طوری که h_w و $\frac{\partial h_w}{\partial p}$ به ترتیب آنتالپی آب و تغییرات آن نسبت به فشار، $\frac{\partial \rho_w}{\partial p}$ تغییرات چگالی آب نسبت به فشار، h_s و $\frac{\partial h_s}{\partial p}$ آنتالپی بخار و تغییرات آن نسبت به فشار، ρ_s و $\frac{\partial \rho_s}{\partial p}$ چگالی بخار و تغییرات آن نسبت به فشار، h_i آنتالپی آب تغذیه ورودی، h_r آنتالپی جریان دوفاز خروجی اواپراتور، h_s آنتالپی بخار خروجی، C_m ، m_m و $\frac{dT_m}{dt}$ به ترتیب ظرفیت گرمایی ویژه، جرم و تغییرات دمای فلز به زمان است. زیروندهای up و do به ترتیب برای بالا و پایین درام بیان شده است. بر اساس این دسته از معادلات از معادله‌ی (۱) تغییرات فشار، معادله‌ی (۲) تغییرات حجم بخار محبوس شده زیر آب درام، معادله‌ی (۳) حجم آب درام و معادله‌ی (۴) تغییرات دمای آب درام را می‌توان محاسبه نمود. به عبارتی با داشتن تغییرات آنتالپی آب می‌توان تغییرات

دما را محاسبه نمود. پارامترهای دیگر بر اساس معادلات انتقال حرارت و تعادل هیدرولیک سیستم به دست می آیند. بر اساس رابطه‌ی انتقال حرارت بین فلز پایین/بالا به ترتیب با آب/بخار می توان تغییرات دمای فلز پایین و بالا را محاسبه و در رابطه‌ی (۴) قرار داد.

در صورتی که جریان آب در لوله‌ها زیر دمای اشباع باشد معادله‌ی انرژی تغییرات آنتالپی/دما را مشخص می سازد ولی در شرایط اشباع تغییرات دما به فشار وابسته بوده و بر اساس محاسبه‌ی تغییرات فشار از رابطه‌ی (۱) می توان تغییرات آنتالپی را محاسبه کرد. در نتیجه از معادله‌ی انرژی در شرایط دو فاز تغییرات کیفیت بخار استخراج خواهد شد. نماد K برای مشخص نمودن بخش تشعشعی و جابه‌جایی در معادلات انرژی به کار گرفته شده است. می توان معادله‌ی انرژی برای حجم کنترل جریان آب داخل لوله‌ها برای شرایط زیر دمای اشباع را به صورت زیر بیان نمود:

$$\left[V_K \left(h_{w,K} \frac{\partial \rho_{w,K}}{\partial p} + \rho_{w,K} \frac{\partial h_{w,K}}{\partial p} \right) \right] \frac{dp}{dt} + \left[V_K \left(h_{w,K} \frac{\partial \rho_{w,K}}{\partial T} + \rho_{w,K} \frac{\partial h_{w,K}}{\partial T} \right) \right] \frac{dT_{w,K}}{dt} = \dot{m}_{in,K} h_{in,K} + \dot{Q}_K - \dot{m}_{out,K} h_{out,K} - \left(C_m m_m \frac{dT_m}{dt} \right)_K, \quad (5)$$

که V حجم، h آنتالپی، ρ چگالی، p فشار، T دما، \dot{Q}_K حرارت جذبی است و زیروند w برای آب استفاده شده است. برای المانی که دمای آن به دمای اشباع رسیده است برای همان حجم کنترل معادله‌ی (۵)، رابطه‌ی پیوستگی به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\frac{d}{dt} [V_{s,K} \rho_{s,K} + V_{w,K} \rho_{w,K}] = \sum \dot{m}_{in,K} - \sum \dot{m}_{out,K}, \quad (6)$$

که زیروندهای in و out به ترتیب نشانگر ورودی و خروجی می‌باشند. در هر المان در بخش $K = CZ$ (جابه‌جایی) و یا $K = RZ$ (تشعشعی) با توجه به جریان در حجم کنترل ورودی با خروجی برابر است. با مشتق گرفتن از سمت چپ معادله می‌توان ارتباط بین تغییرات حجم آب و بخار را تعیین نمود.

برای حجم کنترل جریان آب داخل لوله‌ها، برای المانی که دمای آن به دمای اشباع رسیده است، معادله‌ی انرژی برای هر المان K به صورت زیر خواهد بود:

$$\frac{d}{dt} [(\rho V h)_{s,K} + (\rho V h)_{w,K} + C_m m_m T_{m,K}] = \dot{m}_{in,K} h_{in,K} + \dot{Q}_K - \dot{m}_{out,K} h_{out,K}, \quad (7)$$

که زیروند s و w و m به ترتیب بخار، آب و فلز است. بر اساس رابطه‌ی (۶) و (۷) می‌توان کیفیت بخار خروجی از هر المان را تعیین نمود. به عبارتی رابطه‌ی (۵) برای تعیین تغییرات دمای جریان داخل لوله‌ها در صورتی که دمای آن کمتر از دمای اشباع باشد و برای حالتی که جریان به دمای اشباع برسد، رابطه‌ی (۷) برای تعیین کیفیت بخار است. در این حالت معادله‌ی (۶) یک رابطه کمکی برای حل معادله‌ی (۷) خواهد بود.

مدل‌سازی هیدرولیکی (مدل مدار چرخش)

همان‌طور که در شکل ۲ نشان داده شد چهار مدار چرخش برای هر ناحیه در نظر گرفته شده است. برای تعیین دبی هر مدار چرخش باید افت فشار مسیر محاسبه شود. همچنین جهتی برای جریان فرض می‌شود که بر اساس تعادل بین افت فشار و هد ایستایی محرک، این جهت تغییر می‌یابد. همان‌طور که بیان شد جهت مثبت برای دبی‌های بخش جابه‌جایی رو به پایین (انتقال سیال از درام بالا به پایین) و برای تشعشعی دبی به سمت درام بالا فرض می‌شود.

هد ایستایی بر اساس میانگین چگالی جریان در هر المان و جمع تمامی المان‌ها محاسبه می‌شود [۳۰، ۳۱].

$$H_{ST} = \sum_i^N H_{st\ i}, \quad (8)$$

$$H_{ST\ i} = \rho_{ave\ fb\ i} g \overbrace{(Z_i - Z_0)}^{Lele\ i}, \quad (9)$$

$$H_{STi} = gZ_{SC}\rho_{ave\ fb\ i} + g(L_{ele} - Z_{SC})\rho_m \left(\frac{y/a - 1}{y - 1} + \left(\frac{y(1 - \frac{1}{a})}{(y - 1)^2} \right) \frac{\ln(1 + x(y - 1))}{x} \right), \quad (10)$$

که H هد، $\rho_{ave\ fb\ i}$ چگالی میانگین توده‌ی سیال، Z_i ارتفاع ابتدای المان، Z_0 ارتفاع انتهای المان، g شتاب گرانش زمین، x کیفیت بخار، L_{ele} طول المان، Z_{SC} طول جوشش، y و a پارامتری وابسته به فشار و کسر حجمی بخار است. طبق مرجع [۳۱] برای یک جریان دو فاز هد استاتیکی بر اساس طول جوشش معادله‌ی (۱۰) است با این تفاوت که چگالی بر اساس یک جریان دو فازی تعیین شده و از ابتدا تا انتهای المان انتگرال گرفته می‌شود. پارامترهای این معادله بر اساس مرجع [۳۱] تعیین می‌شود.

افت فشار در یک جریان شامل سه بخش افت فشار اصطکاکی، موضعی، شتابی است. در نتیجه افت فشار کل مسیر به صورت رابطه‌ی زیر تعیین می‌شود [۳۰]:

$$\Delta P_t = \Delta P_f + \Delta P_K + \Delta P_{acc}. \quad (11)$$

در نهایت می‌توان افت فشار اصطکاکی و تک فاز را به صورت زیر تعیین نمود:

$$\Delta P_f = \Delta P_{sp} = f \frac{L_{ele\ i} G^2}{d 2\rho_{fb}}, \quad (12)$$

که ΔP_{sp} افت فشار تک فاز، f ضریب افت فشار، d قطر داخلی لوله، G شار جرمی، ρ_{fb} چگالی جریان توده و $L_{ele\ i}$ طول المان است. سه مدل برای محاسبه‌ی افت فشار اصطکاکی جریان دو فاز ارائه شده است. که بر اساس نسبت لزجت فاز مایع به بخار و شار جرمی سیال می‌توان هر یک از مدل‌ها را انتخاب کرد [۳۱]. می‌توان از رابطه‌ی زیر افت فشار جریان دو فاز را محاسبه کرد [۳۱]:

$$\Delta P_{IF} = \phi_{FT}^2 \Delta P_{sp} L_{FT}, \quad (13)$$

که ϕ_{FT}^2 ضریب تقویت جریان دوفاز، ΔP_{IF} طول جریان دوفاز و افت فشار جریان دوفازی است. L_{FT} افت فشار شتابی دارای کمترین سهم در افت فشار است که برای جریان تک فاز و دو فاز به صورت روابط (۱۴) و (۱۵) تعیین می‌شود [۳۱]:

$$\Delta P_{acc} = \begin{cases} gG(V_{out} - V_{in}) & V_{out} > V_{in} \\ 0 & V_{out} < V_{in} \end{cases}, \quad (14)$$

$$\Delta P_{acc} = G^2 v_f \left((1 + x(y - 1)) \left(1 + x \frac{a - y}{y} \right) - 1 \right), \quad (15)$$

به طوری که V_{out} سرعت جریان خروجی از المان و V_{in} سرعت جریان ورودی به المان است. باید توجه داشت قید معکوس شدن در یک جریان پایین رونده و بالا رونده به ترتیب در معادلات (۳۱) و (۳۲) ارائه شده‌اند:

$$\text{Max}(H_{St1...N}) - \Delta P_t - H_{Stj} > 0, \quad (16)$$

$$\text{Max}(H_{St1...N}) - \Delta P_t - H_{Stj} < 0. \quad (17)$$

در روابط فوق، زیروند St بیانگر هد استاتیکی است. با توجه به این‌که تمامی مدارها در انتها و ابتدا به درام بالا و درام پایین متصل می‌باشند، در نتیجه فشار در این دو نقطه بر اساس برقراری تعادل هیدرولیکی باید برابر باشد. در بین مدارهای چرخش، مداری که دارای بیشترین هد استاتیکی است، به عنوان هد مرجع در نظر گرفته می‌شود. با صرف نظر کردن از فشار درام که برای همه مدارهای چرخش یکسان است، در صورتی که جریان پایین رونده باشد (پیش فرض برای بخش جابه‌جایی) در نتیجه با کسر افت فشارهای مسیر بین درام بالا و پایین در صورتی که از هد استاتیکی مدار چرخش z بیشتر باشد مدار

چرخش z معکوس خواهد شد. برای مدارهای بالارونده عکس آن چیزی که بیان شده است باید اتفاق بیفتد تا جریان معکوس شود (نسبت به پیش فرض بیان شده).

مدل سازی حرارتی

با توجه به محل قرارگیری مشعل نمی توان از روش ناحیه بندی تنها در راستای محور z استفاده کرد و باید کوره را به صورت سه بعدی در نظر گرفت. تشعشعی که از یک ناحیه ی سطحی سیاه i صادر و به ناحیه ی سطحی z برخورد می کند، $\dot{Q}_{i \rightarrow j}$ ، با سطح تبادل مستقیم متناسب و برابر است با [۳۲]:

$$\dot{Q}_{i \rightarrow j} = \overline{s_j s_i} E_i = \overline{s_j s_i} \sigma T_i^4, \quad (18)$$

به طوری که σ ، ثابت استفان بولتزمن و $E_i = \sigma T_i^4$ است. سطح تبادل مستقیم $\overline{s_j s_i}$ به جهت گیری دو سطح نسبت به هم و ضریب تضعیف گاز خاکستری واسطه ی k ، بستگی دارد [۳۲]:

$$\overline{s_j s_i} = \frac{\dot{Q}_{i \rightarrow j}}{E_{s_i}} = \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos \theta_j \cos \theta_i e^{-kr}}{\pi r^2} dA_j dA_i, \quad (19)$$

که در این رابطه θ_i ، زاویه ی بین خط عبوری از مراکز دو المان سطحی dA_i و dA_j با خط عمود بر dA_i است. همچنین θ_j زاویه ی بین خط واصل مراکز دو المان سطحی dA_j و dA_i با خط عمود بر dA_j را نشان می دهد. سطح تبادل مستقیم بین حجم V_j و سطح A_i به صورت زیر بیان می شود [۳۲]:

$$\overline{g_j s_i} = \frac{\dot{Q}_{i \rightarrow j}}{E_{g_i}} = \int_{A_i} \int_{V_j} \frac{k \cos \theta_i e^{-kr}}{\pi r^2} dV_j dA_i. \quad (20)$$

برای سطح تبادل مستقیم بین دو ناحیه ی گازی V_i و V_j رابطه زیر را می توان نوشت [۳۲]:

$$\overline{g_j g_i} = \frac{\dot{Q}_{i \rightarrow j}}{E_{g_i}} = \int_{V_j} \int_{V_i} \frac{k^2 e^{-kr}}{\pi r^2} dV_j dV_i. \quad (21)$$

ضریب تضعیف گاز واقعی k ، با استفاده از مدل ارائه شده در مرجع [۳۲] از ترکیب چند گاز خاکستری و شفاف همراه با ذرات دوده به صورت زیر به دست می آید. هر چند در این مدل سازی با توجه به استفاده بویلر از گاز طبیعی از دوده صرف نظر شده است:

$$k = k_g (p_{H_2O} + p_{CO_2}) + k_s C_s, \quad (22)$$

که k_g ضریب تضعیف گاز خاکستری، k_s ضریب تضعیف ذرات دوده، C_s غلظت ذرات دوده و p_{H_2O} و p_{CO_2} به ترتیب فشار جزئی گونه های دی اکسید کربن و آب در محصولات احتراق می باشند.

به کمک سطوح تبادل مستقیم تنها می توان تشعشع برخوردی به سطوح را به دست آورد. تشعشعی که سطح جذب می کند با ضریب صدور آن متناسب است. تشعشع برخورد کننده به سطوح هم شامل تشعشع مستقیم و هم شامل تشعشعات منعکس شده از تمامی سطوح دیگر در محفظه احتراق است. بدین ترتیب مفهوم سطح کلی تبادل ($\overline{S_i S_j}$) بیان می شود، که نشانگر تبادل کلی بین یک زوج سطح ضمن توجه به تابش انعکاس یافته از سطوح دیگر است. در نتیجه [۳۲]:

$$\dot{Q}_{i \rightarrow j} = \overline{S_i S_j} (E_i - E_j). \quad (23)$$

به طریق مشابه سطوح تبادل کلی برای ناحیه ی گازی i و ناحیه ی سطحی z تعریف می شوند:

$$\dot{Q}_{i \rightarrow j} = \overline{G_i S_j} (E_{g_i} - E_{s_j}). \quad (24)$$

برای تبادل نواحی گازی i و z می توان نوشت:

$$\dot{Q}_{i \rightarrow j} = \overline{G_i G_j} (E_{g_i} - E_{g_j}). \quad (25)$$

مجموع سطوح تبادل کلی حاوی اطلاعات کافی از تأثیر شکل محفظه، ضرایب صدور سطح، ضرایب جذب گازها بر انتقال حرارت تشعشی در نواحی است.

ضریب تضعیف گاز خاکستری واسطه‌ی K ، را می‌توان از مرجع [۳۲] تعیین نمود. با استفاده از روابط ماتریسی زیر می‌توان عناصر سطوح تبادل کلی را به‌دست آورد. این معادلات از روش پیشنهادی مرجع [۳۲] اقتباس شده است:

$$\overline{SS} = \varepsilon AI R \overline{SS} \varepsilon I, \quad (26)$$

$$\overline{SG} = \varepsilon AI R \overline{sg}, \quad (27)$$

$$\overline{GG} = \overline{gs} \rho I R \overline{sg} + \overline{gg}, \quad (28)$$

$$R = [AI - \overline{ss} \rho I]^{-1}, \quad (29)$$

به‌طوری‌که AI ، εI و ρI ماتریس‌های قطری متشکل از المان‌های A ، ε و ρ هستند. اگر m تعداد نواحی سطحی و l تعداد نواحی گازی باشد ماتریس‌های \overline{SS} و \overline{SS} از مرتبه‌ی $m \times m$ و \overline{GG} و \overline{gg} از مرتبه‌ی $l \times l$ ، و \overline{SG} و \overline{sg} از مرتبه‌ی $m \times l$ می‌باشند.

برای نواحی سطحی معادله‌ی انرژی به‌صورت (۳۰-الف) و برای معادله‌ی انرژی نواحی حجمی رابطه‌ی (۳۰-ب) پیشنهاد می‌شود [۳۲]:

$$\left[\sum_j \overline{S_j S_i} E_{s_j} + \sum_j \overline{S_j S_i} E_{g_j} \right] - \left[\sum_j \overline{S_i S_j} E_{s_i} + \sum_j \overline{S_i G_j} E_{s_j} \right] + [h_i A_i (T_{g_k} - T_{g_i})] - \dot{Q}_{net_i} = 0 \quad (30\text{-الف})$$

$$\left[\sum_j \overline{S_j G_i} E_{s_j} + \sum_j \overline{G_j G_i} E_{g_j} \right] - \left[\sum_j \overline{G_i G_j} E_{s_i} + \sum_j \overline{G_i S_j} E_{s_j} \right] + [h_i A_i (T_{g_k} - T_{s_i})] \quad (30\text{-ب})$$

$$+ \dot{Q}_{e_i} + \dot{Q}_{c_i} = 0,$$

که در این معادله، \dot{Q}_{net_i} حرارت جذب شده توسط فلز و آب و \dot{Q}_{e_i} نرخ آزاد شدن انرژی ناشی از احتراق در V_i است. مقدار انرژی که به واسطه‌ی دبی محصولات احتراق وارد المان و یا از آن خارج می‌شود و \dot{Q}_{c_i} حرارت منتقل شده از طریق جابه‌جایی است. A مساحت، h ضریب انتقال حرارت و زیروندهای g و s به‌ترتیب بیانگر گاز و سطح است.

در بخش جابجایی دو معادله‌ی انرژی و انتقال حرارت بین گاز و فلز به‌عنوان روابط اصلی برای تعیین تغییرات دمای فلز و دمای گاز خروجی ($T_{g\ out}$) به کار می‌روند:

$$M_m C p_m \frac{dT_m}{dt} = \dot{m}_g C p_g (T_{g\ in} - T_{g\ out}) - \overline{h_i A_i (T_m - T_{CZ})}, \quad (31\text{-الف})$$

$$\dot{m}_g C p_g (T_{g\ in} - T_{g\ out}) = h_o A_o \frac{(T_{g\ in} - T_m) - (T_{g\ out} - T_m)}{\log \left(\frac{T_{g\ in} - T_m}{T_{g\ out} - T_m} \right)}, \quad (31\text{-ب})$$

و دمای T_{CZ} نیز با حل همزمان روابط ترمودینامیک تعیین می‌شود.

به‌منظور درک بهتر الگوریتم عددی حاضر در شکل ۳ نحوه توسعه مدل عملکردی دینامیکی و در شکل ۴ پارامترهای ورودی و خروجی تحلیل عملکرد بویلر نشان داده شده است.

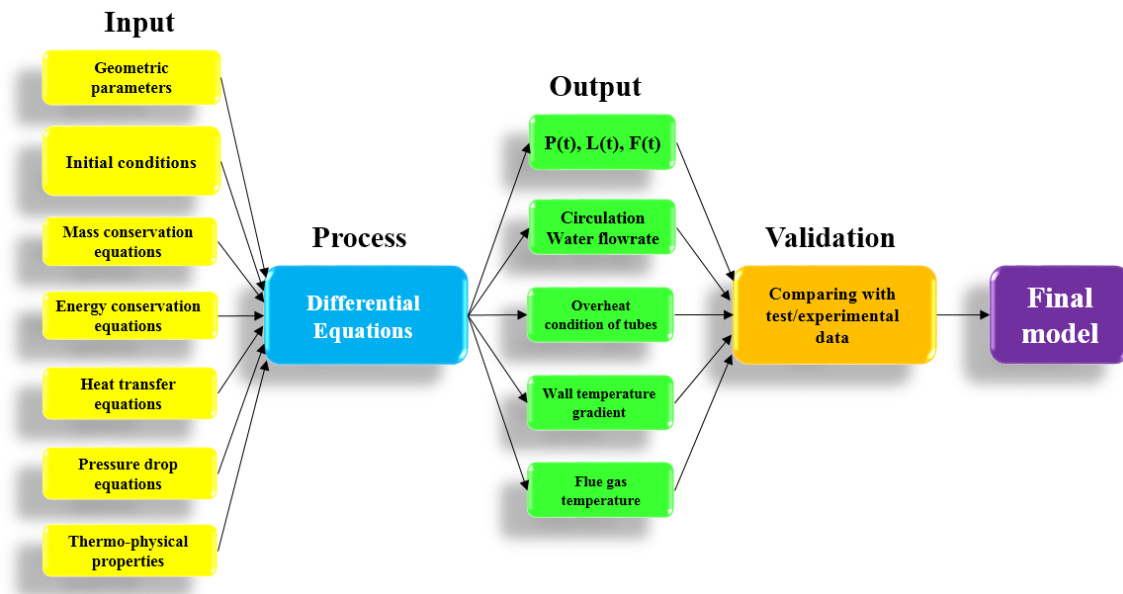


Figure 3- The development process of the boiler dynamic model

شکل ۳- نحوه توسعه مدل عملکرد دینامیکی بویلر

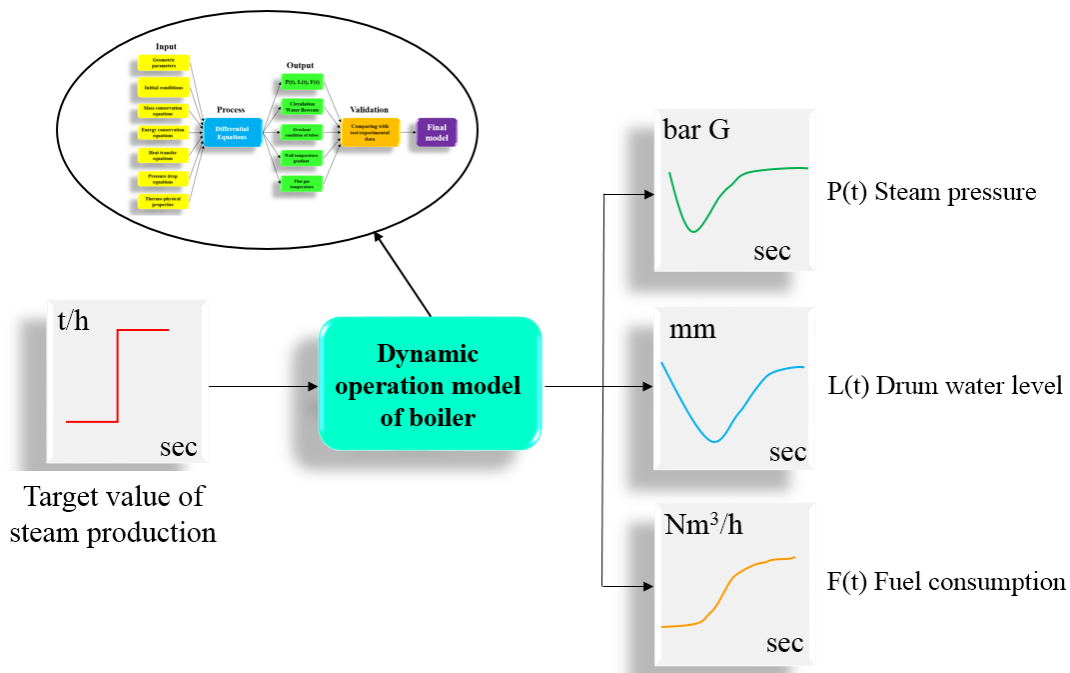
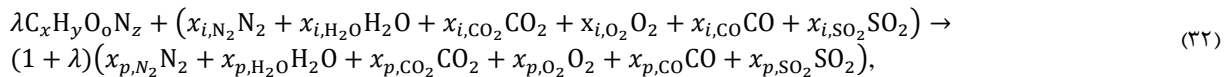


Figure 4- Input and output parameters of the boiler dynamic model

شکل ۴- پارامترهای ورودی و خروجی مدل عملکرد دینامیکی بویلر

معادله‌ی احتراق

برای تعیین ضریب گسیل ناشی از ذرات دی‌اکسید کربن و آب نیاز به تعیین درصد مولی این گونه‌ها در محصولات احتراق است. با توجه به آنالیز گاز طبیعی مورد استفاده که در جدول ۳ ارائه شده است، معادله‌ی احتراق در بخش کوره به صورت رابطه (۳۲) در نظر گرفته شده است:



جدول ۳- آنالیز ترکیبات گاز طبیعی

Table 3- Composition analysis of natural gas

Component	vol %	Heating value (kJ/kmol)
Hydrocarbons		
Methane	90.64	824348
Ethane	3.27	1482033
Propane	0.53	---
Butane	0.29	---
Pentane	0.02	---
Nonhydrocarbons		
N ₂	4.25	639
CO ₂	0.99	14176

در این رابطه معادله‌ی سوخت و درصد ترکیبات به صورت کلی در نظر گرفته شده است. x_i درصد مولی هوای ورودی، x_p درصد مولی محصولات احتراق و λ نسبت مولی سوخت به هوا است. از آنجایی که مطابق آنالیز گاز طبیعی ورودی به بویلر، گونه‌های CO₂ و N₂ نیز در ترکیب سوخت وجود دارد، فرمول مولکول سوخت به صورت کلی (C_xH_yO_zN_z) نوشته شده است. همچنین برای هوا از یک آنالیز واقعی استفاده شده است.

بر اساس موازنه‌ی بین ترکیبات سوخت درصد مولی هر یک از ترکیبات تولیدی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$x_{p,N_2} = \frac{\lambda z + x_{i,N_2}}{1 + \lambda}, \quad (33)$$

$$x_{p,CO_2} = \frac{\lambda x + x_{i,CO_2} + x_{i,CO}}{1 + \lambda}, \quad (34)$$

$$x_{p,H_2O} = \frac{\lambda y/2 + x_{i,H_2O}}{1 + \lambda}, \quad (35)$$

$$x_{p,O_2} = \frac{x_{i,O_2} + x_{i,CO_2} + x_{i,SO_2} + (x_{i,H_2O} + x_{i,CO})/2}{1 + \lambda} - x_{i,H_2O}/2 - x_{i,CO_2}. \quad (36)$$

دبی سوخت به عنوان پارامتر ورودی است؛ با مشخص بودن این پارامتر و منحنی‌های ارائه شده توسط سازنده که مقدار دبی هوا را مشخص می‌سازد، مقدار $\lambda = \frac{\dot{m}_f M_{air}}{\dot{m}_a M_f}$ تعیین می‌شود. در این رابطه M جرم مولی است. از طرفی کسر مولی گونه‌هایی که از موازنه جرم عناصر به دست نمی‌آیند، مانند $x_{p,CO}$ ، از طریق اندازه‌گیری در محل بویلر مشخص می‌شود (مراجعه به جدول ۴). با داشتن نسبت سوخت به هوا و همچنین درصد ترکیبات حاصل از احتراق با حل معادله‌ی انرژی برای مشعل، مطابق رابطه زیر، و حل همزمان آن با معادلات موازنه‌ی انرژی کوره، دمای شعله تعیین می‌شود:

$$\dot{m}_a h_{i,a} + \dot{m}_f LHV = (\dot{m}_a + \dot{m}_f) h_{p,g} + \dot{Q}_{net i}, \quad (37)$$

در این رابطه \dot{m}_a دبی هوا، $h_{i,a}$ آنتالپی هوای ورودی، \dot{m}_f دبی سوخت، LHV ارزش حرارتی پایین سوخت و $h_{p,g}$ آنتالپی حاصل از احتراق است که وابسته به دما و محصولات احتراق خواهد بود. در این رابطه با حل همزمان معادلات (۳۰) و (۳۷) مقدار $\dot{Q}_{net i}$ و دمای شعله تعیین می‌شود.

جدول ۴- ترکیب شیمیایی محصولات احتراق بویلر

Table 4- Chemical composition of the flue gases

Component	Value	Content
O ₂	vol%	3.181
CO	vol%	0.3
CO ₂	vol%	7.99
H ₂ O	vol%	18.14
N ₂	vol%	70.37
NOx	ppm	35

روش حل عددی

برای حل معادلات گذرای حاکم بر مسئله‌ی حاضر یک کد رایانه‌ای در محیط نرم‌افزار فرترن توسعه یافته است. خلاصه‌ای از معادلات ترمودینامیکی و انتقال حرارتی در بخش‌های مختلف بویلر که یک دستگاه معادلات دیفرانسیل معمولی (ODE) را تشکیل می‌دهند در ضمیمه الف ارائه شده است. در این کد برای حل دستگاه معادلات ODE حاکم از روش رونه-کوتای فهبرگ استفاده شده است. به نحوی که معادلات به صورت صریح نوشته شده و بر اساس حل معادلات، خروجی از گام زمانی، dt تعیین می‌شود. با توجه به این که الگوریتم رونه-کوتای فهبرگ یک روش تطبیق‌پذیر است، گام زمانی dt در روند حل بر اساس خطای تعریف شده طوری تعیین می‌شود که کمترین خطا بین حل اولیه (ω) و ثانویه ($\tilde{\omega}_{i+1}$) وجود داشته باشد. بر این اساس معادلات در چند گام زمانی، dt ، حل می‌شوند تا به گام زمانی تعیین شده برسند. به عبارت دیگر معادلات در هر گام زمانی چندین بار حل می‌شوند و در نهایت پارامترهای خروجی در لحظه‌ی موردنظر تولید می‌شود.

در شکل ۴ روند تصویری الگوریتم حل و ترتیب حل معادلات در یک گام زمانی ارائه شده است. در این الگوریتم پارامترهای χ_{Input}^0 ، χ_{Input}^G و χ_{Input}^{amb} معرف ماتریس مقادیر ورودی اولیه، هندسه و شرایط محیطی است. بر اساس روش رونه-کوتا انتخاب مقادیر گام زمانی، dt ، تعداد معادلات، N و دقت حل، TOL، توسط کاربر تعیین می‌شود که گام زمانی ۰٫۲ s، تعداد معادلات ۲۲۹ عدد و دقت حل ۰٫۰۰۰۱ تنظیم شده است. در ادامه به تعیین مقدار دبی گردش چرخه که برابر دبی عبوری از کل دانکامرها است، پرداخته خواهد شد. با فرض این دبی به تعداد المان‌های تعیین شده افت فشارهای بیان شده در بخش محاسبات هیدرولیکی برای هر المان و جزء (K) صورت می‌پذیرد تا افت فشار در سه بخش ($K=1$) اواپراتور، ($K=2$) دانکامر و ($K=3$) درام محاسبه شود. معادله‌ی اساسی حاکم بر هیدرولیک مساله، تساوی فشار محرک مدار گردش با مجموع افت فشارهای موجود در این مدار از بخش خروج آب از درام تا بخش ورود مجدد آن به درام با گذر از لوله‌های دانکامر و واتروال است. در ادامه به محاسبه‌ی بخش حرارت جذبی در اواپراتور و کوره پرداخته می‌شود. با تعیین ضریب انتقال حرارت در هر المان مقدار حرارت جذبی محاسبه می‌شود که بر اساس آن تغییرات دمایی برای آب، فلز و گاز در هر المان تعیین خواهد شد. با توجه به محاسبات بخش کوره، حرارت جذبی فلز محاسبه می‌شود. این محاسبات در نهایت دمای فلز را تعیین خواهد کرد. بر اساس معادلات انتقال حرارت بر مبنای روند ارائه شده می‌توان ضریب انتقال حرارت را محاسبه کرد و بر اساس آن مقدار حرارت جذبی را تعیین کرد. در انتها نیز ماتریس خروجی از گام زمانی فعلی به عنوان ورودی برای گام زمانی بعدی در نظر گرفته می‌شود.

در ادامه بحث اعتبارسنجی، نتایج عددی به دست آمده برای دبی بخار تولید شده و همچنین فشار و دمای آب درام بالا با نمودارهای ارائه شده توسط سازنده بویلر در حین فرایند راه اندازی مقایسه می شود. شکل ۵ تغییرات دمای آب درام بر حسب زمان را نشان می دهد. در این شکل داده های عملکردی شرکت سازنده و نتایج عددی حاضر با یکدیگر مقایسه شده است. از آنجائی که منحنی سوخت مصرفی در بویلر در هنگام راه اندازی موجود نیست، در شبیه سازی صورت گرفته دمای آب ارائه شده توسط سازنده به عنوان نقطه ی تنظیم در نظر گرفته شده و بر اساس میزان خطای مقدار دمای آب محاسبه شده، به بویلر سوخت تزریق می شود. از این رو کمترین خطا در بین نتایج در این پارامتر است. پارامترهای دیگر نظیر فشار درام و دبی بخار نیز بر اساس سوخت تزریق شده محاسبه شده و هیچ پارامتر کنترل کننده ای وجود ندارد. مطابق شکل، دمای آب درام بالا با گذر زمان به صورت خطی افزایش یافته تا در زمان ۹۵۰۰ (≈ ۱۶۰ دقیقه) ثانیه به دمای ۱۸۶ درجه سلسیوس (دمای اشباع در فشار کاری بویلر ۱۲ بار) رسیده و فرایند راه اندازی بویلر به اتمام می رسد. مطابق شکل ۵، درصد خطا در کل روند راه اندازی زیر ۸ درصد است.

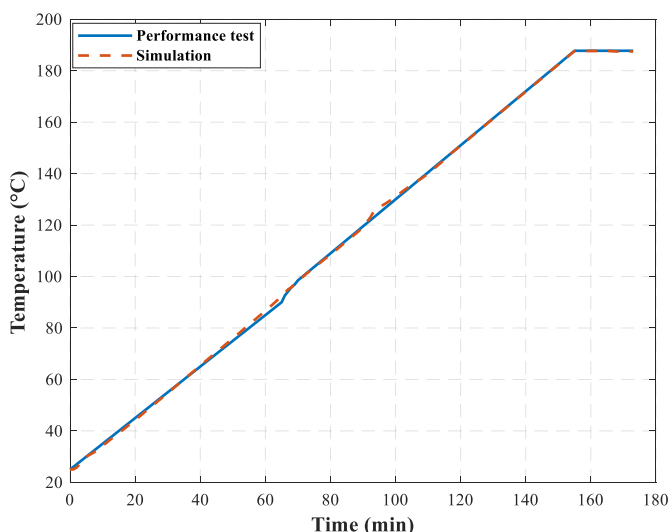


Figure 5- Upper drum water temperature (T_w) in the boiler over time and comparison with manufacturer data

شکل ۵- تغییرات دمای آب درام بالا با گذر زمان و مقایسه ی آن با داده های ارائه شده توسط سازنده بویلر

شکل های ۶ و ۷، به ترتیب نشان دهنده تغییرات فشار و دبی بخار تولید شده در حین فرایند راه اندازی می باشند. مقایسه مقادیر محاسبه شده ی فشار درام و دبی بخار با داده های ارائه شده توسط سازنده بویلر نشان از دقت بالا و روند صحیح تزریق سوخت به بویلر است؛ چرا که توانسته نتایج قابل قبولی را ارائه کند. شکل ۶ منتج شده از تغییرات فشار و موقعیت ساقه ی شیر است. باید در نظر داشت که میزان باز شدگی شیر آفت فشاری را در مسیر به وجود می آورد. میزان عبور دبی بخار وابسته به فشار قبل و بعد شیر است. با توجه به این که بخار تولید شده وارد بخش بالایی درام می شود به همین دلیل فشار تغییر داشته و با ثابت بودن ساقه ی شیر میزان دبی عبوری تغییر می کند. به عبارت دیگر دبی عبوری از شیر وابسته به فشار و فشار درام نیز وابسته به دبی عبوری از شیر و بخار تولید شده می باشد.

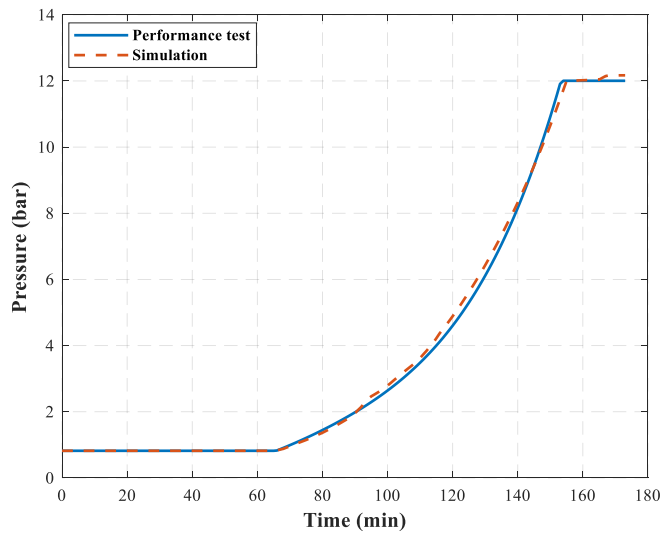


Figure 6- Boiler pressure over time and comparison with the manufacturer data.

شکل ۶- تغییرات فشار بویلر در گذر زمان و مقایسه‌ی آن با داده‌های ارائه شده توسط سازنده بویلر

در خصوص تغییرات دبی بخار ارائه شده توسط شرکت سازنده در شکل ۷ باید این نکته را بیان کرد که روند تغییرات این پارامتر تا فشار ۱۲ بار در هنگام راه‌اندازی و در بار ۲۰ درصد بویلر ارائه شده است، در نتیجه در شکل ۷ داده‌های شبیه‌سازی حاضر تا آن زمان با داده‌های شرکت سازنده مطابقت داده شده است.

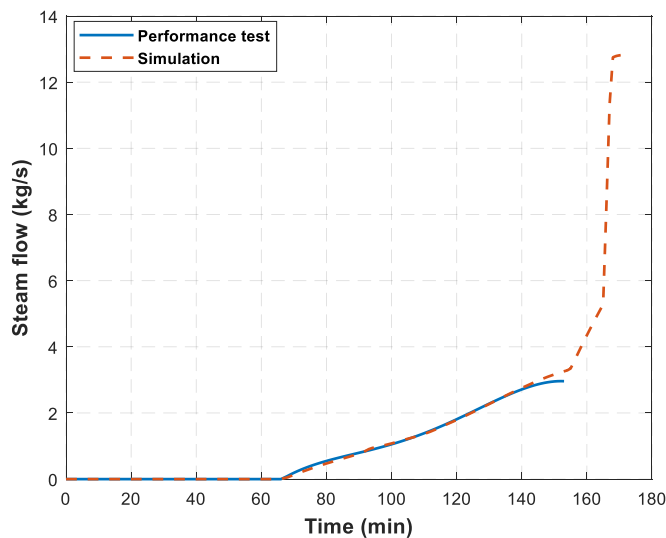


Figure 7- The simulated steam flow rate in the boiler over time and comparison with manufacturer data.

شکل ۷- تغییرات دبی بخار برحسب زمان، مقایسه‌ی نتایج شبیه‌سازی شده و مقادیر ارائه شده توسط شرکت سازنده بویلر

بررسی عملکرد و رفتار بویلر در حین فرایند راه‌اندازی

در شکل ۸ روند تغییرات دبی هوا و همچنین سوخت بویلر در حین فرایند راه‌اندازی نشان داده شده است. روند تغییرات دبی هوا از مستندات ارائه شده توسط شرکت سازنده استخراج شده است. اما همان‌طور که ذکر شد، در شبیه‌سازی صورت گرفته دمای آب ارائه شده توسط سازنده به‌عنوان نقطه‌ی عملکردی برای استخراج منحنی دبی سوخت استفاده شده است. تا قبل از

فشارگیری دبی سوخت تغییرات چندانی ندارد. دلیل این امر به نحوه‌ی عملکرد مدار چرخش بویلر باز می‌شود. با توجه به وجود جریان گردش طبیعی در مدار بویلر، در صورتی که دبی سوخت با نرخ زیاد تغییر کند و یا مقدار آن در ابتدا زیاد باشد، منجر به تغییر مسیر جریان لوله‌های دیواره آبی از درام بالا به درام پایین خواهد شد و بخش جابه‌جایی بویلر آب را از درام پایین به درام بالا منتقل می‌کند. با توجه به این که ضریب انتقال حرارت در ابتدای فرایند راه‌اندازی کم است، در بخش کوره احتمال سوختگی لوله‌ها و افزایش ناگهانی دمای آن‌ها وجود دارد. از این رو، تزریق ناگهانی سوخت موجب خسارت به بویلر می‌شود. در ادامه با کنترل دبی سوخت، اختلاف دما بین فلز لوله و جریان آب به حداقل می‌رسد. با توجه به فاصله‌ی زیاد لوله‌های مدار چرخش سوم، جذب حرارت کم است که این امر منجر به افزایش دمای فلز لوله و سوختگی آن‌ها می‌شود. عدم جریان مناسب در این مدار چرخش که به واسطه‌ی تغییرات اندک دمای آب است، منجر به افزایش دمای فلز شده و این افزایش با تأخیر بر روی دمای آب تأثیر گذاشته و دبی عبوری از این ناحیه را افزایش می‌دهد. باید عنوان داشت که با کاسته شدن از دمای فلز، روند تغییرات دمای آب و دبی عبوری نیز کاهش می‌یابد. تا جایی که احتمال برعکس شدن جریان در لوله‌های دیواره آبی و انتقال دبی از درام بالا به درام پایین وجود دارد. این روند برای لوله‌های دیواره آبی که در اطراف مشعل قرار دارد نیز وجود دارد که دلیل این امر بالا بودن شار دریافتی این منطقه است که نسبت به حرارت دفعی به آب بیشتر بوده و منجر به افزایش دمای فلز می‌شود.

تمامی این مشکلات به دلیل عدم تقارن سطوح جریانی و مدارهای چرخشی بویلر است. با توجه به این که در بخش دی شکل کوره یک دسته لوله از کف و دیواره کناری و سقف به درام بالا کشیده شده است، این بخش هم دارای سطح انتقال حرارت بالایی است و هم در اطراف مشعل دارای شار حرارتی مناسبی است. به همین دلیل سهم قابل توجهی از دبی مدار چرخش طبیعی را به خود اختصاص می‌دهد. با توجه به محدودیت دمایی سایر مناطق و هندسه لوله‌های بخش جابه‌جایی نمی‌توان دبی دیگر مدارهای چرخش در دیواره‌های مختلف را کنترل نمود. به همین دلیل سهم دبی چرخشی سایر مناطق کاسته شده و دبی گردشی در منطقه‌ی دی شکل کوره سهم غالب بخش کوره است. در صورتی که نرخ تغییرات دبی سوخت در ابتدا افزایش یابد می‌توان دریافت که در هنگام راه‌اندازی سوخته شدن لوله‌های روبه‌روی مشعل و دیواره‌ای که مشعل در آن قرار دارد به ترتیب به واسطه‌ی عدم انتقال حرارت مناسب با آب و شار دریافتی بالا، بیشتر از دیگر نقاط کوره است به همین دلیل باید در راه‌اندازی سرد با توجه به این دو ناحیه، دبی سوخت را تعیین نمود.

روند تغییرات دمای فلز جداره بالا و پایین درام با توجه به کوچک بودن درام مانند دیگر بویلرها محدودیتی را در راه‌اندازی به وجود نمی‌آورد. در نتیجه می‌توان در هنگام راه‌اندازی تأثیر این پارامتر را نسبت به دیگر پارامترها کمتر دانست. به‌طور کلی می‌توان منحنی تزریق سوخت در شکل ۸-ب را به ۲ بخش تقسیم نمود. در حین فرایند راه‌اندازی که دمای آب هنوز به دمای اشباع نرسیده، محدوده‌ی A، نرخ ثابت تزریق سوخت منجر به افزایش دمای آب درام بر اساس منحنی راه‌اندازی خواهد شد. در منطقه‌ی B، در شروع تولید بخار به دلیل افزایش آهنگ دما در منحنی راه‌اندازی، دبی سوخت افزایش می‌یابد تا بتوان اختلاف به وجود آمده با نقطه‌ی تنظیم را جبران نمود. در ادامه و در انتهای فرایند راه‌اندازی (از لحظه min ۱۵۵ به بعد) برای افزایش آهنگ فشارگیری و تولید بخار، تزریق سوخت با آهنگ بیشتری افزایش خواهد یافت.

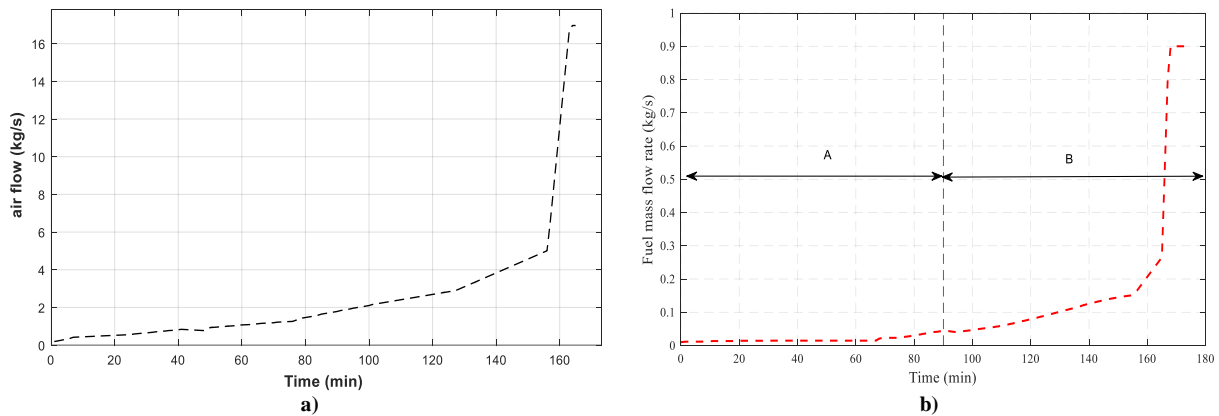
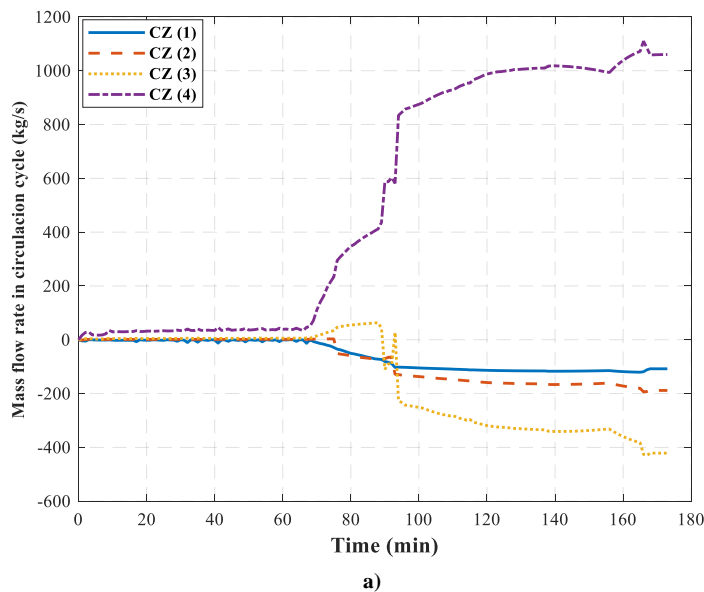


Figure 8- Boiler air and fuel flow rate during cold start-up before the nominal pressure

شکل ۸- تغییرات دبی هوا و سوخت بویلر در راه اندازی سرد تا فشار نامی بویلر

در شکل ۹ دبی آب/بخار چرخشی در هر مدار برحسب زمان نشان داده شده است. شکل ۹-الف مربوط به مدارهای موجود در بخش جابه‌جایی و شکل ۹-ب مربوط به مدارهای بخش تشعشعی است. آنچه مشخص است این است که مدار چرخش جابه‌جایی (۴) با توجه به موقعیت آن دارای کمترین جذب حرارت آب بوده و این امر منجر به بالا بودن دمای فلز لوله‌های آن و یا عدم تولید بخار در این بخش شده است. بنابراین این مدار چرخش بیشترین دبی رو به پایین برای تغذیه‌ی دیگر مدارها را تامین می‌کند. تغییرات جهت جریان در سه مدار چرخش جابه‌جایی (۱)، جابه‌جایی (۲) و جابه‌جایی (۳) کاملاً وابسته به حرارت جذبی و شرایط تولید بخار است. این سه مدار، در ابتدا دبی را از درام بالا به درام پایین انتقال می‌دهند. اما از آنجایی که چگالی آب جاری در مدار چرخش جابه‌جایی (۱) به دلیل مواجه بودن با حرارت بالاتر از دیگر مدارهای بخش جابه‌جایی کمتر است، در این مدار، انتقال آب از درام پایین به درام بالا خواهد بود. در ادامه مدارهای چرخش دیگر با کمتر شدن جذب حرارت لوله‌های جابه‌جایی (۱)، با گاز دما بالا مواجه شده و در نهایت جهت چرخش آن‌ها نیز تغییر می‌یابد. بر اساس تغییرات دمای مدارهای چرخش تشعشعی به‌خصوص بخش تشعشعی (۲)، جهت جریان برای مدار چرخش جابه‌جایی (۱) در برخی بازه‌های زمانی با نوساناتی همراه است که ناشی از تغییرات دمای فلز و ضریب انتقال حرارت داخلی لوله است.



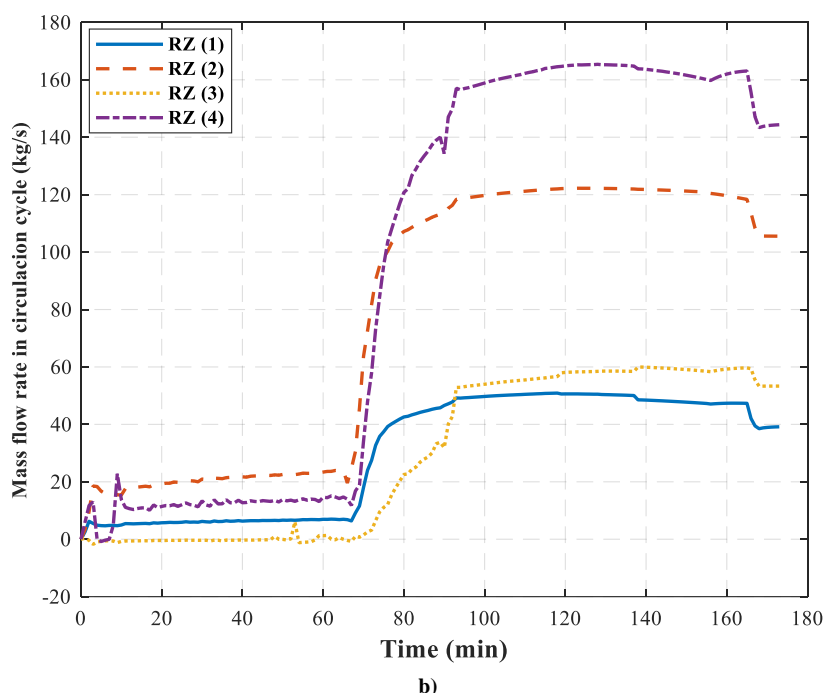


Figure 9- The flow rate in the boiler's circulation loops in the cold start-up: a) CZ and b) RZ sections.

شکل ۹- دبی مدارهای چرخشی بویلر در راه‌اندازی سرد: الف) بخش جابه‌جائی ب) بخش تشعشعی

در حالت گذرا، در طی زمان قابل توجهی، دبی عبوری از بخش تشعشعی (۳) بسیار ناچیز بوده و جهت جریان معکوس است. تنها در حالتی که در این مدار بخار تولید شده باشد، جریان مثبت شده و رو به درام بالا است. در شرایط پایا، مدار تشعشعی (۴) به دلیل داشتن افت فشار کمتر در طول مسیر، جریان بیشتری را نسبت به مدار تشعشعی (۲) که دارای سطح حرارتی بیشتری نیز است، عبور می‌دهد. با توجه به ضریب تقویت جریان دو فاز (که در محاسبه افت فشار اصطکاکی مطابق ضمیمه ب مقاله استفاده می‌شود) و این که جریان دو فاز بیشتری در طول مسیر در جریان بوده است، افت فشار اصطکاکی بر افت فشار هیدرواستاتیک ستون آب- بخار غلبه کرده و جریان کمتری را از خود عبور می‌دهد. مدار چرخش تشعشعی (۱) نیز با توجه به تعداد لوله کمتر که به دلیل وجود مشعل در آن است، نسبت به مدار چرخش تشعشعی (۳) که دارای تعداد لوله بیشتری است، دبی آب بیشتری را از خود عبور می‌دهد. که این امر به دلیل جذب حرارت بالاتر در حالت پایا است. افزایش دبی مدار چرخش جابه‌جایی (۱) به دلیل مواجهه آن با محصولات احتراق دما بالا و تولید بخار با کیفیت، بیشتر است. با جذب حرارت، از دمای محصولات احتراق کاسته شده و این امر منجر به کاسته شدن کیفیت بخار در مدار چرخش جابه‌جایی (۲) و جابه‌جایی (۳) شده است.

بررسی عملکرد و رفتار بویلر در حین تغییر بار پله‌ای

در این بخش به بررسی پاسخ سیستم به تغییر بار دینامیکی پرداخته می‌شود. شکل ۱۰ نشان دهنده یک واحد افزایش برای دبی بخار درخواستی بویلر (معادل ۱ kg/s) در بار کامل است. با توجه به مدل‌سازی صورت گرفته، می‌توان مشاهده کرد که دبی بخار در ابتدا به واسطه افزایش شدید خطا بین نقطه‌ی تنظیم و مقدار موجود افزایش داشته است. روند تولید بخار به‌طور کامل از فشار بویلر تأثیر می‌پذیرد و فشار بویلر نیز بر اساس دبی سوخت تزریقی تعیین می‌شود. در صورتی که هیچ کنترلی بر روی دبی سوخت وجود نداشته باشد و دبی سوخت ثابت باشد، بویلر نقطه‌ی کاری خود را برای تأمین دبی سوخت

تغییر داده و در فشار کمتری دبی مورد نیاز را تأمین می‌کند. با توجه به این‌که در واحد مصرف کننده بخار، فشار بخار یکی از پارامترهای بسیار مهم است، در نتیجه در ادامه فشار ۱۲/۱۳ بار (که توسط منطق کنترلی بویلر تعیین شده است) به‌عنوان نقطه‌ی تنظیم در نظر گرفته شده است. فشار بویلر با توجه به درخواست پله‌ای دریافت شده، ناگهان کاسته می‌شود و سپس با تزریق سوخت، حداقل فشار آن تا ۱۱/۵۷ بار می‌رسد که مقدار قابل قبولی است. شکل ۱۱ روند تغییرات فشار درام بویلر را نشان می‌دهد. در این شکل می‌توان بازه‌ی تغییرات فشار بویلر را مشاهده نمود. در ادامه با توجه به افزایش شدید دبی سوخت، فشار از مقدار نقطه‌ی تنظیم فراتر رفته و با تغییر دبی سوخت و کاسته شدن از آن، فشار به نقطه‌ی تنظیم نزدیک می‌شود. با مقایسه‌ی بین شکل‌های ۱۰ و ۱۱ می‌توان دریافت که تغییرات فشار در یک بازه‌ی مشخص، تأثیر ناچیزی بر روی دبی بخار تولیدی دارد. دلیل این امر، وجود درام است که به‌عنوان یک مخزن ذخیره بخار عمل کرده و تغییرات فشار را خنثی نموده و اجازه نمی‌دهد دبی بخار تغییر کند. هر چه حجم درام بزرگتر باشد، تأثیر تغییرات فشار بر روی دبی ناگهانی کمتر خواهد بود. شکل ۱۲ تغییرات دبی سوخت به ازای افزایش پله‌ای تقاضای بخار را نشان می‌دهد. در این شکل می‌توان دریافت تغییرات دبی سوخت مقدار فشار را تعیین کرده و در گذر زمان به یک مقدار همگرا می‌شود. از طرفی با نگاه دقیق‌تر می‌توان دریافت که سرعت پاسخ سیستم بر اساس سیستم کنترلی موجود، می‌تواند نسبت به یک نوسان ایجاد شده از سمت مصرف کننده، به خوبی دبی سوخت را تغییر داده تا این امر هم سرعت پاسخگویی مناسبی داشته باشد و هم بتواند در مدت کوتاه وضعیت عملکرد بویلر را به حالت پایا برساند. مطابق شکل دبی سوخت مصرفی در کمتر از ۲۰ ثانیه به شرایط پایا رسیده است.

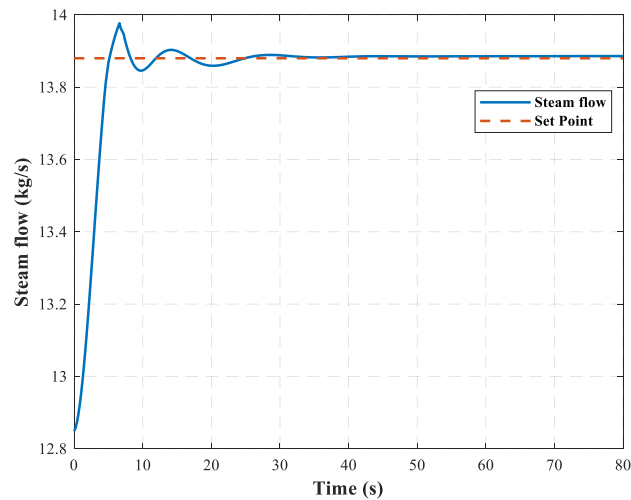


Figure 10- Transient behavior of the system based on the response to a step increase of consumer steam demand

شکل ۱۰- رفتار گذرای سیستم بر اساس پاسخ به افزایش پله‌ای تقاضای بخار مصرف کننده

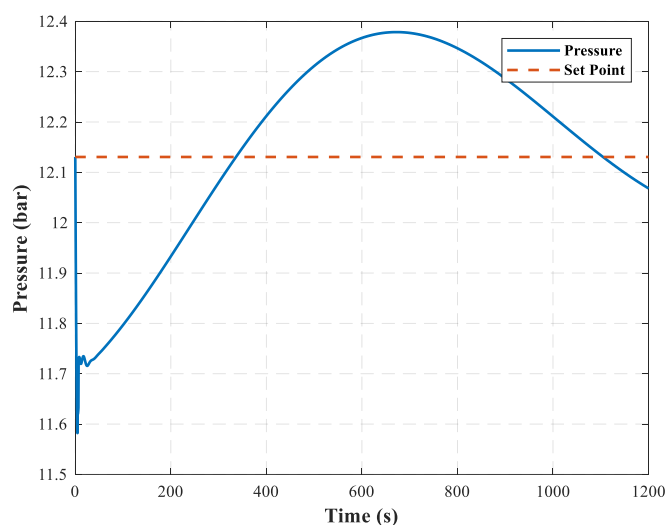


Figure 11- The transient behavior of the system pressure based on the response to a step increase of the consumer steam demand based on the set point

شکل ۱۱- رفتار گذرای فشار سیستم بر اساس پاسخ به افزایش پله‌ای تقاضای بخار بر مبنای نقطه تنظیم تعیین شده

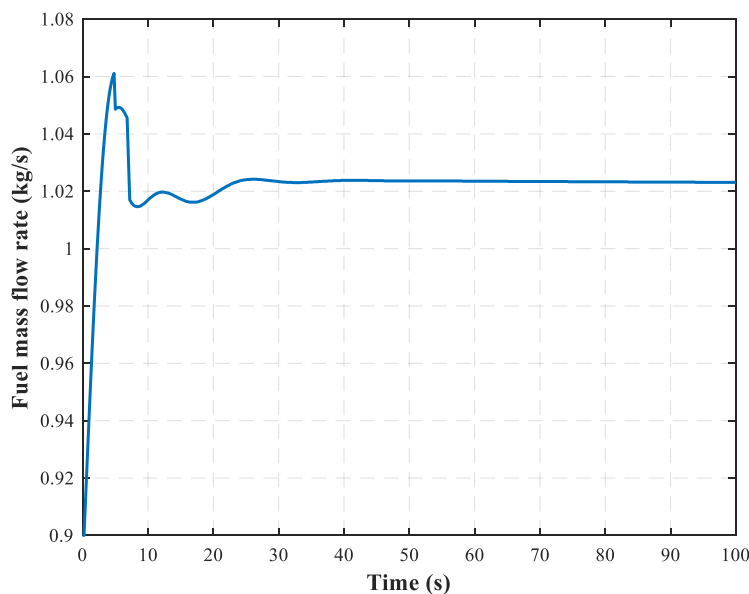


Figure 12- The transient behavior of the boiler fuel flow based on the response to a step increase of the consumer steam demand in the initial 100 seconds

شکل ۱۲- رفتار گذرای دبی سوخت مصرفی بویلر بر مبنای پاسخ به افزایش پله‌ای تقاضای بخار در ۱۰۰ ثانیه‌ی ابتدایی

نتیجه‌گیری

در این مقاله به مدل‌سازی بویلر اشباع از نوع دی با گردش طبیعی پرداخته شد و رفتار بویلر در حین مراحل راه‌اندازی سرد مورد بررسی قرار گرفت. نتایج شبیه‌سازی با داده‌های سازنده بویلر در حین فرایند راه‌اندازی سرد مقایسه شد. این مقایسه نشان داد که بر اساس مدل ارائه شده، می‌توان به‌طور دقیق و با خطای قابل قبول رفتار ترمودینامیکی، حرارتی و هیدرولیکی بویلر را شبیه‌سازی نمود. با توجه به نامتقارن بودن هندسه کوره و لوله‌های بویلر، نرخ تزریق سوخت پارامتری بسیار مهم است. در ابتدای راه‌اندازی افزایش تزریق نرخ سوخت منجر به افزایش دمای فلز لوله‌ها در بخش کوره و مدارهای چرخش خواهد شد.

عامل اصلی این امر، نامتقارن بودن هندسه کوره‌ی بویلر است. عدم تقارن هندسه بویلر هم در جذب حرارت نواحی و هم در نرخ دبی آب/ مخلوط دو فاز آب-بخار مدارهای چرخش تأثیر می‌گذارد. با ارائه‌ی منحنی سوخت تزریقی بویلر بر اساس قیود بهره‌برداری، می‌توان عمر بویلر را افزایش داد و از خرابی‌های ناشی از تنش‌های حرارتی و سوختگی لوله‌ها، جلوگیری به عمل آورد. در بین مدارهای چرخش موجود در بخش جابه‌جایی، مدار شماره (۴) با توجه به موقعیت قرارگیری آن دارای کمترین جذب حرارت آب و عدم تولید بخار است. بنابراین این مدار چرخش بیشترین دبی رو به پایین برای تغذیه‌ی دیگر مدارها را داراست. همچنین مدار تشعشعی (۴) در شرایط پایا، به‌دلیل داشتن افت فشار کمتر در طول مسیر، جریان بیشتری را نسبت به مدارهای تشعشعی دیگر از خود عبور می‌دهد. در تحلیل نهایی عملکرد بویلر مشخص شد که در صورت مناسب بودن سیستم کنترلی، بویلر توانایی پاسخ مناسب به افزایش پله‌ای تقاضای بخار را داشته و می‌تواند در کمتر از ۲۰ ثانیه به شرایط پایا برسد. در ادامه‌ی فرایند تحقیق حاضر به بهینه‌سازی منحنی تزریق سوخت و هوا به‌منظور کاهش زمان راه‌اندازی از لحظه شروع تا رسیدن به فشار و دبی بخار هدف ضمن رعایت قیود راه‌اندازی (مثلاً حد مجاز نرخ تغییرات دمای بالا و پائین فلز درام در حدود ۳ °C/min است) پرداخته خواهد شد.

ضمیمه الف، خلاصه‌ی معادلات ترمودینامیکی و انتقال حرارتی برای بخش‌های مختلف
در زیر به‌صورت خلاصه معادلات حاکم و مجهولات ارائه شده است.

جدول الف-۱- معادلات بخش درام

Table A-1- Drum section equations

Explanation	Equation
The continuity equation of steam	$e_1 \frac{dp}{dt} + e_2 \frac{dV_{s,d}}{dt} = C_1$
Auxiliary relationship	$\frac{dV_{s,d}}{dt} = - \frac{dV_{w,d}}{dt}$
The continuity equation of water	$e_3 \frac{dp}{dt} + e_4 \frac{dV_{w,d}}{dt} + e_4 \frac{dT_{w,d}}{dt} = C_2$
Energy equation	$e_5 \frac{dp}{dt} + e_6 \frac{dV_{s,d}}{dt} + e_7 \frac{dT_{w,d}}{dt} = C_3$

حل این دسته از معادلات منجر به تعیین $\frac{dp}{dt}$ ، $\frac{dV_{w,d}}{dt}$ ، $\frac{dV_{s,d}}{dt}$ و $\frac{dT_{w,d}}{dt}$ می‌شود.

جدول الف-۲- معادلات بخش تشعشعی و جابه‌جایی

Table A-2 - Radiation and displacement equations

Explanation	Unknowns	Equation
Energy equation for flow inside pipes for below saturation temperature	$\frac{dT_{w,k}}{dt}$	$e_8 \frac{dp}{dt} + e_9 \frac{dV_{s,d}}{dt} + e_{10} \frac{dT_{w,d}}{dt} = \dot{Q}_k + C_4$ $\dot{Q}_k = h_i A_i (T_m - T_{CZ/RZ})$
The energy equation for the flow inside the tubes for sub-saturation high temperatures	$\frac{dx}{dt}$	$e_{11} \frac{dp}{dt} + e_{12} \frac{dV_{s,d}}{dt} + e_{13} \frac{dx}{dt} = \dot{Q}_k + C_5$
The energy equation for the metal part of the radiation	$\frac{dT_{m,RZ}}{dt}$	$C_m m_m \frac{dT_{m,RZ}}{dt} = \dot{Q}_{net i} - \dot{Q}_k$
Equation of energy and heat transfer between gas and metal for the displacement part	$\frac{dT_{m,CZ}}{dt}$ $T_{g,out}$	$M_m C p_m \frac{dT_{m,CZ}}{dt} = \dot{m}_g C p_g (T_{g,in} - T_{g,out}) - \frac{Q_{CZ}}{h_i A_i (T_m - T_{CZ})}$ $\dot{m}_g C p_g (T_{g,in} - T_{g,out}) = h_o A_o \frac{(T_{g,in} - T_m) - (T_{g,out} - T_m)}{\log \left(\frac{T_{g,in} - T_m}{T_{g,out} - T_m} \right)}$

<p>Energy equation for surface areas and energy equation for volumetric areas to determine absorption heat</p>	$\dot{Q}_{net i}$	$\left[\sum_j \overline{S_j S_i} E_{s j} + \sum_j \overline{S_j S_i} E_{g j} \right] - \left[\sum_j \overline{S_i S_j} E_{s i} + \sum_j \overline{S_i G_j} E_{s j} \right] + [h_i A_i (T_{g k} - T_{g i})] - \dot{Q}_{net i} = 0$ $\left[\sum_j \overline{S_j G_i} E_{s j} + \sum_j \overline{G_j G_i} E_{g j} \right] - \left[\sum_j \overline{G_i G_j} E_{s i} + \sum_j \overline{G_i S_j} E_{s j} \right] + [h_i A_i (T_{g k} - T_{s i})]$
--	-------------------	---

در تمامی این معادلات دبی مدارها مجهول است که باید از معادله‌ی (۱۶) یا (۱۷) تعیین شوند که متأثر از دما، فشار و کیفیت بخار است. شایان ذکر است تمامی متغیرهای e_1 تا e_{13} و C_1 تا C_5 بر اساس مشتق‌گیری از معادلات تعیین می‌شوند.

ضمیمه ب: روابط ساختاری جریان تک فاز و دو فاز جریان تک فاز

برای محاسبه افت فشار جریان تک فاز، f_D ، معادلات بر اساس عدد رینولدز و رژیم جریان در حالت آرام، گذرا و مغشوش ارائه شده است. در حالتی که پارامتر هندسی لوله (ضریب زبری) به صورت $(\varepsilon/d = 0)$ باشد می‌توان نوشت [۲۹]:

$$f_d = \begin{cases} \frac{64}{Re} & Re < 2300 \\ 8 \left(\frac{1}{\left(\left[\frac{8}{Re} \right]^{10} + \left[\frac{Re}{36500} \right]^{20} \right)^{0.5} + \left(2.21 \ln \left(\frac{Re}{7} \right) \right)^{10}} \right)^{-0.2} & 2300 < Re < 4000 \\ (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2} & Re > 4000 \end{cases} \quad (1-ب)$$

و برای حالتی که $\varepsilon/d > 10^{-4}$ باشد خواهیم داشت [۳۰، ۲۹]:

$$f_d = \begin{cases} \frac{64}{Re} & Re < 2300 \\ 0.3086 \left(\log_{10} \left(\frac{10}{Re} + \frac{\varepsilon/d}{3.7} \right) \right)^{1.11} & Re > 2300 \end{cases} \quad (2-ب)$$

و برای حالتی که $\varepsilon/d < 10^{-4}$ باشد [۳۰]:

$$f_d = \begin{cases} 8 \left(\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(a_1 + a_2)^{1.5}} \right)^{0.0833} & Re < 2300 \\ 2.7778 \left(\log_{10} \left(\frac{7.7}{Re} \right)^3 + \left(\frac{\varepsilon/d}{3.7} \right)^{3.33} \right)^{-2} & Re > 2300 \end{cases} \quad (3-ب)$$

که مقادیر a_1 و a_2 بر اساس مرجع [۳۳] تعیین می‌شوند. بر اساس تغییر خواص در مقدار محاسبه شده یک ضریب تصحیح دما نیز لحاظ می‌شود که بر اساس دمای دیواره و دمای توده سیال و نوع رژیم جریان به صورت زیر محاسبه می‌شود [۳۴]:

$$C_T = \begin{cases} \left(\frac{\mu_{\text{wall}}}{\mu_{\text{fb}}}\right)^{0.58} & \text{Re} < 2000 \text{ and } T_{\text{wall}} < T_{\text{fb}} \\ \left(\frac{\mu_{\text{wall}}}{\mu_{\text{fb}}}\right)^{0.54} & \text{Re} < 2000 \text{ and } T_{\text{wall}} > T_{\text{fb}} \\ \left(\frac{\mu_{\text{wall}}}{\mu_{\text{fb}}}\right)^{0.24} & \text{Re} > 2000 \text{ and } T_{\text{wall}} < T_{\text{fb}} \\ \left(7 - \frac{\mu_{\text{fb}}}{\mu_{\text{wall}}}\right) / 6 & \text{Re} > 2000 \text{ and } T_{\text{wall}} > T_{\text{fb}} \end{cases} \quad (۴-ب)$$

در این روابط μ_{fb} و μ_{wall} لزجت سیال در دمای دیواره و توده سیال است. ضریب افت فشار ۴ برابر ضریب داری است که به صورت زیر محاسبه می‌شود [۳۰، ۲۹]:

$$f = 4f_d C_T \quad (۵-ب)$$

تعیین ضرایب انتقال حرارت داخل لوله بر اساس رژیم جریان تعیین می‌شود که می‌توان برای تعیین آن به مراجع [۳۲] مراجعه نمود. در این بخش معادلات اساسی برای تعیین این مقدار ارائه می‌شود. با توجه به شار ثابت برای جریان آرام و گذرا و مغشوش می‌توان روابط زیر را نوشت [۳۲]:

$$\text{Nu}_F = \begin{cases} 4.364 + 0.722 \left(\text{RePr} \frac{d}{L}\right) \frac{L}{\text{RePr}} > 0.03 \\ 1.953 \left(\text{RePr} \frac{d}{L}\right)^{0.33} \frac{L}{\text{RePr}} \leq 0.03 \end{cases} \quad (۶-ب)$$

$$\text{Nu}_F = 0.116(\text{Re}^{0.667} - 125) \text{Pr}^{0.33} \left(1 + \frac{d}{L}\right)^{0.67} \quad (۷-ب)$$

$$\text{Nu}_F = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \quad (۸-ب)$$

جریان دوفاز

برای جریان دو فاز ضریب تقویت برای لوله‌ی واتروال به صورت زیر محاسبه می‌شود [۳۱]:

$$\phi_{\text{TF}}^2 = A + 3.24x^{0.78}(1-x)^{0.24} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.91} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0.7} \text{Fr}^{-0.045} \text{We}^{-0.035} \quad (۹-ب)$$

و برای یک لوله با جریان پایین رونده (دانکامر حرارت دیده شده) به صورت زیر محاسبه می‌شود [۳۸]:

$$\phi_{\text{TF}}^2 = A + 48.6x^{0.8}(1-x)^{0.29} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.9} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.73} \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0.74} \text{Fr}^{-0.03} \text{We}^{-0.012} \quad (۱۰-ب)$$

در ادامه کل جریان یک بار به صورت مایع و بار دیگر به صورت بخار در نظر گرفته شده و دو ضریب جریان افت فشار تک فاز (f) یکی برای فاز مایع و دیگری برای فاز بخار تعیین می‌شود که به ترتیب f_l و f_v نام گذاری می‌شود. بر این اساس مقدار پارامتر A به صورت زیر تعریف و محاسبه می‌شود [۳۱]:

$$A = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_l f_v}{\rho_v f_l}\right) \quad (۱۱-ب)$$

و عدد بی بعد فرود، Fr، و وبر، We، به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\text{Fr} = \frac{G^2}{g d_i \rho_m^2}; \text{We} = \frac{G^2 d_i}{\sigma \rho_m} \quad (۱۲-ب)$$

در این مدل چگالی معادل برای جریان در نظر گرفته می‌شود [۳۱]:

$$\rho_m = \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l}\right)^{-1} \quad (۱۳-ب)$$

روابط متعددی برای انتقال حرارت جریان دو فاز وابسته به نوع رژیم جریان بیان می‌شود. با توجه به اینکه در لوله‌های واتروال سه رژیم جریان جوشش فروسرد، قطره‌ای و رژیم حبابی وجود دارد، روابط مربوط به این دو رژیم بیان می‌شود [۳۴]. بنا به مرجع [۳۴] بر اساس رابطه‌ی پیشنهادی (ب-۱۴) می‌توان ضریب انتقال حرارت این سه رژیم جریان را محاسبه نمود. ضریب انتقال حرارت جریان جوششی شامل جمله‌ی جوشش و انتقال حرارت جابجایی جریان تک فاز است.

$$h_{tp} = h_{nb} + h_{fc} \quad (\text{ب-۱۴})$$

$$h_{nb} = 0.00122S \left(\frac{k_l^{0.79} C p_l^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} \eta_{fg}^{0.24}} \right) (\Delta T_{sat})^{0.24} (\Delta P_{sat})^{0.75} \quad (\text{ب-۱۵})$$

که ضریب انتقال حرارت جریان تک فاز در حالت مغشوش و ضریب انتقال حرارت جریان جوشش قطره‌ای به صورت رابطه‌ی (ب-۱۸) بیان می‌شود. در این رابطه اختلاف دما و فشار به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\Delta T_{sat} = T_{sat.m} - T_{sat.Tfb} \quad (\text{ب-۱۶})$$

$$\Delta P_{sat} = P_{sat.m} - P_{sat.Tfb} \quad (\text{ب-۱۷})$$

جمله دوم رابطه (ب-۱۴):

$$h_{fc} = 0.023F \left(\frac{G(1-x)}{\mu_l} \right) \text{Pr}^{0.4} \left(\frac{k_l}{d} \right); G = \frac{\dot{m}_l}{A_i} \quad (\text{ب-۱۸})$$

که در این روابط مقادیر S و F برحسب عدد رینولدز اصلاح شده و عدد لختار-مارتیلنی بیان می‌شود [۳۴]:

$$S = (1 + 2.53 \times 10^{-6} \text{Re}_{Cor}^{1.17})^{-1}; \text{Re}_{Cor} = \text{Re}_l F^{1.25} \quad (\text{ب-۱۹})$$

$$F = \begin{cases} 1 & X_{tt} \geq 10 \\ 12.35(X_{tt}^{-1} + 0.123) & X_{tt} < 10 \end{cases}$$

در روابط بالا واحدهای ظرفیت گرمایی ویژه، گرمای نهان، اختلاف دما و اختلاف فشار به ترتیب برحسب ژول، درجه سانتی‌گراد و پاسکال بوده خواص تمامی پارامترهای ترمودینامیکی بیان شده در این روابط در فاز مایع محاسبه می‌شوند و زیروند l بیان کننده این مطلب است.

منابع

- [1] M. Hashemi Beni, S. Emami, A. H. Meghdadi Isfahani, A. Shirneshan and R. Kalbasi, "Transient simulation and exergy analysis of a D-type steam boiler with natural circulation during cold start: A case study," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 210, 2022, 118367.
- [2] E. Rosado-Tamariz, M. A. Zuniga-Garcia and R. Batres, "Optimization of a drum boiler startup using dynamic simulation and a micro-genetic algorithm," *Energy Reports*, Vol. 6, 2020, pp. 410-416.
- [3] Y. Zhao, M. Liu, C. Wang, Z. Wang, D. Chong and J. Yan, "Exergy analysis of the regulating measures of operational flexibility in supercritical coal-fired power plants during transient processes," *Applied Energy*, Vol. 253, 2019, 113487.
- [4] C. Fan, Z. Cui, J. Wang, Z. Liu and W. Tian, "Exergy analysis and dynamic control of chemical looping combustion for power generation system," *Energy Conversion and Management*, Vol. 228, 2021, 113728.
- [5] G. Ahmadi, D. Toghraie, O. Akbari, "Energy, exergy and environmental (3E) analysis of the existing CHP system in a petrochemical plant," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 99, 2019, pp. 234-242.
- [6] O. Mahdavi Keshavar, A. Jafarian and M. Sohrabi Shekafti, "Dynamic simulation of a heat recovery steam generator dedicated to a brine concentration plant," *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, Vol. 135, 2019, pp. 1763-1773.
- [7] R. D. Bell and K. J. Åström, "A fourth order non-linear model for drum boiler dynamics," *IFAC Proceedings Volumes*, Vol. 29, 1996, pp. 6873-6878.
- [8] H. E. Emara-Shabaik, M. A. Habib and I. Al-Zaharna, "Prediction of risers' tubes temperature in water tube boilers," *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 33, 2009, pp. 1323-1336.

- [9] J. Pan, D. Yang, H. Yu, Q. C. Bi, H. Y. Hua, F. Gao and Z. M. Yang, "Mathematical modeling and thermal-hydraulic analysis of vertical water wall in an ultra supercritical boiler," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, 2009, pp. 2500-2507.
- [10] J. Pan, D. Yang, G. Chen, X. Zhou and Q. Bi, "Thermal-hydraulic analysis of a 600 MW supercritical CFB boiler with low mass flux," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 32, 2012, pp. 41-48.
- [11] F. Alobaid, J. Ströhle, B. Epple and H. G. Kim, "Dynamic simulation of a supercritical once-through heat recovery steam generator during load changes and start-up procedures," *Applied Energy*, Vol. 86, 2009, pp. 1274-1282.
- [12] A. Sedić, S. Katulić and D. Pavkovic, "Dynamic model of a natural water circulation boiler suitable for on-line monitoring of fossil/alternative fuel plants," *Energy Conversion and Management*, Vol. 87, 2014, pp. 1248-1260.
- [13] Z. Shu, L. Zixue, D. Yanxiang and Z. Huaichun, "Development of a distributed-parameter model for the evaporation system in a supercritical W-shaped boiler," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 62, 2014, pp. 123-132.
- [14] N. Mertens, F. Alobaid, R. Starkloff, B. Epple and H. G. Kim, "Comparative investigation of drum-type and once-through heat recovery steam generator during start-up," *Applied Energy*, Vol. 144, 2015, pp. 250-260.
- [15] X. Zhu, W. Wang and W. Xu, "A study of the hydrodynamic characteristics of a vertical water wall in a 2953t/h ultra-supercritical pressure boiler," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 86, 2015, pp. 404-414.
- [16] J. Z. Liu, S. Yan, D. L. Zeng, Y. Hu and Y. Lv, "A dynamic model used for controller design of a coal fired once-through boiler-turbine unit," *Energy*, Vol. 93, 2015, pp. 2069-2078.
- [17] C. Sreepadha, R. C. Panda and N. S. Bhuvanewari, "Mathematical model for integrated coal fired thermal boiler using physical laws," *Energy*, Vol. 118, 2017, pp. 985-998.
- [18] D. Dave, W. Arnold, S. Timothy and M. Reed, "Dynamic simulation studies for boiler draft," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 121, 2017, pp. 255-293.
- [19] K. Deng, C. Yang, H. Chen, N. Zhou and S. Huang, "Start-up and dynamic processes simulation of supercritical once-through boiler," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 115, 2017, pp. 937-946.
- [20] K. G. Bilde, K. Sørensen and T. Condra, "Mathematical model of natural circulation biomass boilers during start-up," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 143, 2019, 118477.
- [21] Y. Niu, M. Du, W. Ge, H. Luo and G. Zhou, "A dynamic nonlinear model for a once-through boiler-turbine unit in low load," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 161, 2019, 113880.
- [22] T. Guoli, Z. Man, G. Junping, W. Yuxin, Y. Hairui, Z. Yanjun, W. Guohua and L. Junfu, "Thermal-hydraulic calculation and analysis on evaporator system of a 660 MWe ultra-supercritical CFB boiler," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 151, 2019, pp. 385-393.
- [23] M. Trojan, "Modeling of a steam boiler operation using the boiler nonlinear mathematical model," *Energy*, Vol. 175, 2019, pp. 1194-1208.
- [24] J. Taler, W. Zima, P. Ocloń, S. Grądziel, D. Taler, A. Cebula, M. Jaremkiewicz, A. Korzeń, P. Cisek, K. Kaczmarek and K. Majewski, "Mathematical model of a supercritical power boiler for simulating rapid changes in boiler thermal loading," *Energy*, Vol. 175, 2019, pp. 580-592.
- [25] H. Hajebzadeh, A. N. M. Ansari and S. Niazi, "Mathematical modeling and validation of a 320MW tangentially fired boiler: A case study," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 146, 2019, pp. 232-242.
- [26] S. Grądziel and K. Majewski, "Simulation of heat transfer in combustion chamber waterwall tubes of supercritical steam boilers," *Chemical and Process Engineering*, Vol. 37, 2016, pp. 199-213.
- [27] S. Grądziel, "Analysis of thermal and flow phenomena in natural circulation boiler evaporator," *Energy*, Vol. 172, 2019, pp. 881-891.
- [28] H. Fan, Z. G. Su, P. H. Wang and K.Y. Lee, "A dynamic nonlinear model for a wide-load range operation of ultra-supercritical once-through boiler-turbine units," *Energy*, Vol. 226, 2021, 120425.
- [29] F. M. White, *Fluid Mechanics*, 7th Edition, New York, McGraw Hill, 2011.
- [30] D. G. Kröger, *Air-cooled heat exchangers and cooling towers: thermal-flow performance evaluation and design*, Vol. 2, Oklahoma, Pennwell Corporation, 2004.
- [31] J. R. S. Thom, "Prediction of pressure drop during forced circulation boiling of water," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 7, 1964, pp. 709-724.
- [32] W. Rohsenow, J. Hartnett and Y. Cho, *Handbook of Heat Transfer*, New York, McGraw Hill, 1998.
- [33] D. G. Kröger, *Air-cooled heat exchangers and cooling towers: thermal-flow performance evaluation and design*, Vol. 1, Oklahoma, Pennwell Corporation, 2004.
- [34] J. G. Collier and J. R. Thome, *Convective Boiling and condensation*, Third edition, New York, Oxford University Press, 1994.

English Abstract

Transient modeling of a D-type boiler with natural circulation loop: a study on boiler performance during a step change in load

Mehdi Hashemi Beni¹, Sobhan Emami^{2*}, Amir Homayoon Meghdadi Isfahani^{3**}, Alireza Shirneshan⁴, Rasool Kalbasi⁵

1- Ph.D. Student, Department of Mechanical Engineering, Najafabad Branch, Islamic Azad University, Najafabad, Iran, m.hashemi@pmc.iaun.ac.ir

2- Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Najafabad Branch, Islamic Azad University, Najafabad, Iran, sobhan@pmc.iaun.ac.ir

3- Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Najafabad Branch, Islamic Azad University, Najafabad, Iran, amir_meghdadi@pmc.iaun.ac.ir

4- Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Najafabad Branch, Islamic Azad University, Najafabad, Iran, arshirneshan@yahoo.com

5- Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Najafabad Branch, Islamic Azad University, Najafabad, Iran, r.kalbasi@pmc.iaun.ac.ir

* and ** Corresponding authors

(Received: 2022/02/27, Received in revised form: 2022/05/08, Accepted: 2022/05/23)

In this paper, the dynamic modeling of a D-type boiler was performed during a step increase in loading. The D-type boilers are used in industry to produce process saturated steam. In these types of boilers, heat absorption occurs in two sections of the furnace and the convection section. The pipes of the convection section are indirectly exposed to heat, causes the flow direction to change from the upper drum to lower drum and vice versa. One of the special features of this boiler is that the drum circulation loop is natural and as a result, the hydraulic balance equations of the system must be considered. In the present modeling, the equations of water-side were considered in one-dimensional and the equations of flue gas-side were considered in three-dimensional space using the zonal method. The transient continuity and energy equations of the water-side form a system of nonlinear ordinary differential equations which were solved using the Runge–Kutta method. To solve the water and gas-side equations in two-way coupling method, a Fortran computer program has been developed. Investigation of the boiler operating parameters during start-up can help to improve the existing control system. The comparison of the present results with the test data of the desired boiler showed that maximum modelling errors are equal to 4.8, 1, and 6.8 percent for steam pressure, drum water temperature, and outlet steam of boiler during start-up, respectively. Also, the boiler response to a step increase in consumer steam demand is less than 20 seconds.

Keywords: Saturated boiler, Dynamic modeling- D-Type boiler