

## شبیه‌سازی دینامیکی بویلر D-Type به منظور بررسی عملکرد بویلر در حین راه‌اندازی سرد

مهدی هاشمی بنی<sup>۱</sup>، سبحان امامی کوپائی<sup>۲\*</sup>، امیرهمایون مقدادی اصفهانی<sup>۳</sup>، علیرضا شیرنشان<sup>۴</sup>، رسول کلباسی<sup>۵</sup>  
۱- دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف آباد، ایران. m.hashemi@pmc.iaun.ac.ir  
۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف آباد، ایران. sobhan@pmc.iaun.ac.ir  
۳- دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف آباد، ایران. amir\_meghdadi@pmc.iaun.ac.ir  
۴- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف آباد، ایران. arshirneshan@yahoo.com  
۵- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف آباد، ایران. r.kalbasi@pmc.iaun.ac.ir  
\* نویسنده مخاطب

### چکیده

شرایط مختلف عملیاتی توسط توسعه دادند. این مدل بر اساس معادلات سمت آب و جریان دو فاز در مدار درام، دانکامر و واتروال و رایزر توسعه داده شده است. خروجی‌های این مدل شامل فشار درام، حجم آب و کیفیت بخار در لوله‌های رایزر می‌باشد. بان و همکاران [۹] در مقاله خود مدل ریاضی حالت پایا جهت 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. ایشان در مطالعه دیگری، مدلی جهت بررسی عملکرد بویلر فوق بحرانی ۶۰۰ مگاواتی به منظور 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 می‌باشد. آل عبید و همکاران [۱۱] مدلی ایستا و گذرا برای یک بویلر بازیاب یک بارگذر فوق بحرانی جهت بررسی ملاحظات مربوط به تغییرات بار و فرآیند راه‌اندازی در این نوع بویلرهای بازیاب توسعه دادند. در این مدل با صرف نظر 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 جهت پیش‌بینی فرآیند راه‌اندازی بویلر می‌باشد. سدیک و همکاران [۱۲] مدلی برای شبیه‌سازی حالت گذرای مدار چرخش در بویلر با هدف ایجاد ابزاری به منظور بهبود و اصلاح سیستم کنترلی آن توسعه دادند. در این مدل از معادلات سمت دود صرف نظر 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 [۱۳] در مقاله خود مدلی جهت مدل‌سازی گذرای بویلر نیروگاهی فوق بحرانی یک‌بارگذر با سوخت جامد توسعه دادند. مدل سه‌بعدی توسعه داده شده جهت پیش‌بینی توزیع شار حرارتی و دمای سطح لوله‌های تولید بخار در بویلر با توزیع غیر یکنواخت استفاده شده است. مرتنس و همکاران [۱۴] مدلی جهت مدل‌سازی گذرای بویلر بازیاب بر اساس تغییرات وابسته به زمان در توربین گاز قرار گرفته در پایین دست 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 [۱۵] شاخص‌های هیدرودینامیکی جریان در لوله‌های واتروال عمودی در یک بویلر فوق بحرانی را مورد بررسی قرار دادند. این بررسی بر پایه توسعه مدل ایستا در سمت آب به دست آمده است. در این مقاله نشان داده شده است که در نواحی کمتر حرارت دیده لوله‌های تولید بخار، افت فشار غالب به واسطه عدم تولید بخار، از نوع هیدرواستاتیکی (به واسطه چگالی بالاتر مخلوط دو فاز) می‌باشد و ضرورت استفاده از صفحات اریفیس به منظور حفظ حاشیه دمایی مناسب در لوله‌های تولید بخار توجه می‌گردد. لیو و همکاران [۱۶]

در این مقاله به مدل‌سازی دینامیکی بویلر D-type فولاد مبارکه‌ی اصفهان که برای تولید بخار اشباع فرآیندی کاربرد دارد، پرداخته شد. در مدل‌سازی حاضر با استفاده از روش منطقی‌های معادلات جریان سمت آب و محصولات احتراق به صورت برهم کنش دو طرفه در نظر گرفته شده‌اند. مدار چرخش درام به صورت طبیعی بوده در نتیجه معادلات موازنه هیدرولیکی سیستم نیز در نظر گرفته شد. در بویلر D-type موجود دو بخش کوره و بخش جابه‌جایی وجود دارد. در بخش کوره لوله‌های واتروال و در بخش جابه‌جایی لوله‌های با آرایش مربعی که درام بالا را به درام پایین متصل می‌کنند وجود دارد. حرارت دیدن لوله‌های بخش جابه‌جایی بویلر منجر به تغییر مسیر جریان از درام بالا به پایین و بلعکس شده است. بررسی پارامترهای فشار درام، دمای فلز بالا و پایین درام بالا، حرارت جذبی به آب در دیواره‌های مختلف کوره و مسیرهای سیرکولاسیون آب در بخش جابه‌جایی، دبی آب چرخشی و ... در هنگام راه‌اندازی می‌تواند در توسعه سیستم کنترلی کمک شایانی نماید. نتایج این مدل‌سازی با داده‌های اجرایی موجود مقایسه شد که حداکثر خطا در طول راه اندازی برای فشار، دمای آب درام و دبی بخار خروجی از شیر درام به ترتیب برابر ۰.۴، ۱.۸، ۸.۶ درصد می‌باشد.

**کلمات کلیدی:** مدل دینامیکی، بویلر بخار اشباع، راه‌اندازی، روش منطقه‌ای

### مقدمه

از بویلرهای D-type در ناحیه‌ی نورد سرد شرکت فولاد مبارکه اصفهان جهت تولید بخار اشباع فرآیندی و در بارهای گذرا بهره‌برداری می‌شود. این نوع بویلر برای پاسخگو بودن به تقاضای مصرف‌کننده‌ها دائما در حال تغییر دبی بخار اشباع در فشار ثابت است. وجود این تغییرات و عدم وجود سیستم کنترل دقیق در بویلرهای D-type موجود در فولاد مبارکه، نیاز به شبیه‌سازی دینامیکی را برای بررسی چالش‌ها و نحوه‌ی بهره‌برداری بیش از پیش افزایش داده است. در این مقاله یک مدل گذرا برای تعیین رفتار 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 نماید. تاکنون مدل‌های دینامیکی مختلفی برای توصیف رفتار گذرای بویلرها در حین فرآیندهای راه‌اندازی، توقف و تغییر بار در حین کار، ارائه شده است [۳-۱]. همچنین برای دید جامع به بویلر از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک نیز بهره گرفته شده است [۵-۳].

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 [۶] در مقاله خود مدل غیر خطی مرتبه ۴ برای تغییرات دینامیکی مدار چرخش بویلر توسعه دادند. مدل مورد نظر بر اساس قانون بقای انرژی توسعه یافته و در بازه گسترده‌ای از نقاط عملکردی بر اساس داده‌های واقعی مورد صحت‌سنجی قرار گرفته است. شاپیک و همکاران [۸] یک مدل دینامیکی برای بررسی دمای لوله‌های واتروال و رایزر در

حالت گذار پرداختند. در این بررسی عملکرد بویلر با داده های تجربی مورد بررسی قرار گرفت. بر اساس این مدل غیرخطی می توان بر اساس عملکرد بویلر توان خروجی مجموعه را محاسبه و به عنوان خروجی ارائه نمود.

با در نظر گرفتن کلیه مراجع مرور شده، ملاحظه می شود که تا کنون تمامی مدل های توسعه داده شده برای عملکرد ایستا و گذرای بویلرها مربوط به بویلرهای نیروگاهی بوده و مدلی جامع با در نظر گرفتن معادلات سمت آب و دود به منظور بررسی عملکرد گذرای بویلرهای اشباع از نوع D-Type که دارای کاربری گسترده و مهمی در صنایع غیر نیروگاهی هستند، توسعه داده نشده است. همچنین بررسی همزمان معادلات سمت کوره و محصولات احتراق با سمت آب به دلیل پیچیدگی های مدل کمتر مورد توجه قرار گرفته است. بررسی بویلر در گذر زمان از جمله مواردی است که در شبیه سازی ها بدان توجه نشده است. بررسی بویلر در راه اندازی و یا به صورت دینامیک می تواند ایده بهبود سیستم کنترلی را برای بهبود عملکرد سیستم ایجاد نماید. به طور خلاصه می توان موارد زیر را به صورت نوآوری کار حاضر بیان نمود:

- شبیه سازی گذرای بویلر دار D-Type؛

- شبیه سازی مدار چرخش طبیعی با لوله های پایین رونده جریان گرم شونده در حالت گذرا؛

- تأثیر قیود راه اندازی در روند سرعت تغییرات دبی سوخت و هوا.

## معرفی بویلر مورد بررسی و روش حل عددی

### تشریح بویلر

این مقاله شامل مدل سازی دقیق و گذرای سمت آب و دود در بویلرهای اشباع از نوع D-Type می باشد. بویلر D-type موجود در شرکت فولاد مبارکه به منظور تامین بخار اشباع مورد استفاده در بخش های نورد سرد کاربرد دارد. نیاز بخش های مصرف کننده بخار اشباع تولیدی، در طی روز و ظرفیت های مختلف واحد نورد سرد متغیر است. در حال حاضر سیستم کنترلی بویلرهای اشباع موجود در شرکت فولاد مبارکه انعطاف پذیری و سرعت عمل لازم در پاسخ به کاهش یا افزایش تقاضای بخار اشباع در واحدهای مصرف کننده را نداشته و از این رو با اتلاف حجم زیادی از بخار اشباع مازاد بر تقاضا مواجه هست.

در جدول ۱ اطلاعات طراحی و عملکردی بویلرهای واحد نورد سرد فولاد مبارکه اصفهان و پارامترهای عملکردی ارائه شده است. ظرفیت این بویلر  $47 \text{ t/h}$  و فشار گنج تولیدی آن ۱۱ بار می باشد.

جدول ۱: مشخصات طراحی بویلرهای D-Type واحد نورد سرد مجتمع فولاد مبارکه

ردیف	پارامتر	واحد	مقدار
۱	ظرفیت تولید بخار	t/h (kg/s)	۴۷ (۱۳/۰۵)
۲	فشار بخار	bar G	۱۱
۳	راندمان	%	۷۳/۵
۴	نوع سوخت	-	گاز طبیعی
۵	ارزش حرارتی پایین سوخت در حالت طراحی (LHV)	MJ/m <sup>3</sup>	۳۸/۷۵
۶	مصرف سوخت	m <sup>3</sup> /h	۲۲۱۵

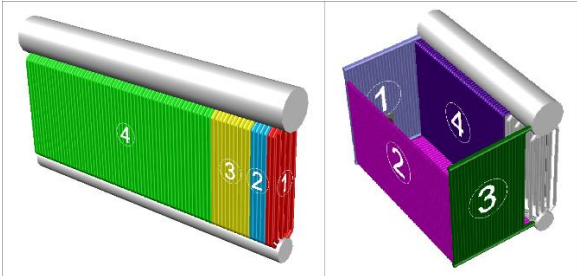
شکل ۱ نیز شماتیکی دو بعدی از بویلر را نشان می دهد. این اطلاعات به عنوان ورودی برای شبیه سازی به کار برده شده اند و با نماد  $\dot{m}_{Input}^G$  معرفی

در مقاله خود به منظور بررسی کاربری سیستم کنترل در بویلرهای یکبارگذر فوق بحرانی با سوخت زغال سنگ، مدلی ساده سازی شده جهت شبیه سازی حالت گذرای آن توسعه دادند. صحت سنجی عملکرد ایستا و گذرای آن بر اساس اطلاعات عملیاتی یک نیروگاه ۱۰۰۰ مگاواتی صورت گرفته است. از جمله خروجی های مهم این مدل، تغییرات توان مکانیکی تولیدی توسط توربین بر اساس تغییرات اعمال شده بر آن توسط بویلر، نسبت به زمان می باشد. سرپرادا و همکاران [۱۷] در مقاله خود مدلی به منظور شبیه سازی کل قسمت های بویلر با سوخت زغال سنگ 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 [۱۸ و ۱۹] مدلی جهت پیش بینی عملکرد گذرای یک بویلر نیروگاهی فوق بحرانی در حالت راه اندازی توسعه داده و بدین منظور از معادلات جریان دو فازی در اواپراتور استفاده شد. در این مدل با صرف نظر از معادلات سمت دود، انرژی حرارتی جذبی در کوره به عنوان پارامتر ورودی در نظر گرفته شده است. استگرام و همکاران [۲۰] مدلی جهت بررسی عملکرد دینامیکی مدار چرخش یک بویلر با سوخت زیست توده در حالت راه اندازی سرد ارائه دادند. بدین منظور مدلی ریاضی جهت توصیف چرخش طبیعی در اواپراتور بویلر ارائه شد. نتایج خروجی مدل توسعه یافته فرآیند تبخیر گذرا در لوله های واتروال و نوسانی شدن دبی آب در آن می باشد. نیو و همکاران [۲۱] مدل دینامیکی ساده سازی شده برای بویلر یکبارگذر نیروگاهی با سوخت زغال سنگ و همچنین توربین آن جهت بررسی بارهای کم نیروگاه ارائه کردند. بر اساس مدل توسعه داده شده، توان تولیدی توربین و فشار بخار اصلی و اضافه آنتالپی بخار اشباع خروجی از توربین از جمله خروجی های این مدل است که مقدار آن ها در ازای افزایش پله ای باز شدگی شیر بخار ورودی به توربین محاسبه شده است. گولی و همکاران [۲۲] به بررسی یک بویلر فوق بحرانی ۶۶۰ مگاواتی (CFB) 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 مقاومت های هیدرولیکی ارائه شد که بر اساس آن پارامترهایی نظیر افت فشار کل، توزیع شار گرمی و دمای فلز به دست آمد. تروژان [۲۳] به مدل سازی عملکرد یک بویلر با استفاده از مدل ریاضی غیر خطی پرداخت. مدل به دست آمده در این مقاله بر اساس معادلات ریاضی غیر خطی حاکم بر عملکرد بویلر است. تالر و همکاران [۲۴] به توسعه یک مدل جدید ریاضی برای بویلر فوق بحرانی پرداختند. این مدل برای شرایط دینامیکی توسعه داده شد.

در برخی از مطالعات، معادلات سمت آب و دود به طور همزمان در مدل سازی بویلر نیروگاهی در نظر گرفته شده است [۲۸-۲۵]. برای نمونه، گرادزیل [۲۶ و ۲۷] مدلی گذرا برای انتقال حرارت لوله های 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 لوله های واتروال، از حل دیفرانسیلی معادلات به روش رانج-کوتا<sup>۱</sup> استفاده شده است. در این مدل شار حرارتی سمت داخل کوره به طور متغیر در امتداد ارتفاع آن، بر اساس معادلات انتقال حرارت و با روش منطقه بندی به دست آمده است و نتایج نشان دهنده انطباق خوب آن ها با مقادیر تجربی می باشد. فان و همکاران [۲۸] به بررسی بویلرهای نیروگاهی فوق بحرانی همراه با عملکرد توربین بخار در

<sup>1</sup> Runge-Kutta

در نهایت (4) CZ ۵۶ ردیف لوله در نظر گرفته شده است که تعداد اتخاذ شده بر اساس کاهش انتقال حرارت در طول بخش CZ است. به صورت قرار دادی فرض شده است که مسیر جریان در لوله های RZ از درام پایین به درام بالا باشد که این جهت مثبت و عکس این جریان منفی در نظر گرفته شده است. در بخش CZ نیز جریان از درام بالا به درام پایین مثبت در نظر گرفته شده است و عکس این جریان منفی می باشد.



شکل ۲: شماتیکی سه بعدی از کوره به همراه مدارهای چرخش در نظر گرفته شده (الف) مدارهای چهارگانه ناحیه تشعشعی (RZ) و (ب) مدارهای چهارگانه ناحیه جابه جایی (CZ)

### مدل سازی عددی سمت آب و دود

#### مدل سازی ترمودینامیکی

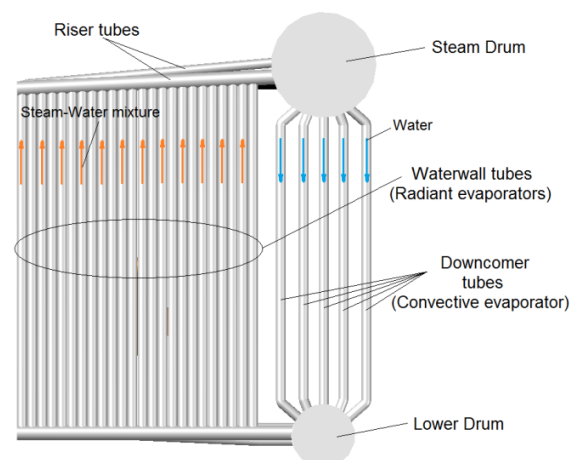
در این بخش به تشریح مدل سازی بویلر D-type پرداخته می شود. مدل سازی به دو بخش زیر دمای اشباع و شرایط اشباع (تولید بخار) تقسیم بندی می شود. وجود این تفاوت در معادلات انرژی است. شکل ۳ شماتیکی از درام بالا و پارامترهای مدل سازی شده بویلر را نشان می دهد. حرارت با انتقال به لوله های RZ و یا CZ منجر به افزایش دما و تبدیل فاز مایع به بخار شده و با وارد شدن این جریان دو فاز ( $\dot{m}_p$ ) با کیفیت ( $x_r$ ) به داخل درام ممکن است با راندمانی مشخص، بخشی از بخار تقطیر (S) و بخشی به فضای خالی ( $s, d$ ) درام انتقال بیاید. با افزایش دبی بخار در یک حجم کنترل دارای ورودی و خروجی، فشار مدار افزایش/کاهش ( $dp/dt$ ) می یابد. آنچه مدل سازی حاضر را با دیگر مدل سازی ها متفاوت می کند در نظر گرفتن این موضوع است که دبی بخار بر اساس مقدار توانایی تولید بخار و سطوح حرارتی باید مشخص شود و ورودی بخار به بخش بالایی درام منجر به تغییر فشار می شود که این نوع مدل سازی موجب پیچیدگی معادلات می شود. در صورتی که این موضوع در مقالات دیگر (برای نمونه [۲۷] و [۶]) به نحوی دیگر مدل سازی شده است. در این مراجع حرارت موجب تولید فشار و کیفیت بخار می شود در صورتی که دبی بخار تولیدی وابسته به سطوح حرارتی و دبی بخار خروجی وابسته به تقاضا و شرایط بازشدگی شیر می باشد و این دو مستقل از هم هستند. فرض مرجع [۶] تنها در شرایط پایدار که سیستم با یک اغتشاش همراه باشد قابل قبول است و در شرایط راه اندازی و یا توقف ناگهانی سیستم نمی تواند کاربردی باشد.

#### معادلات بخش درام

مطابق شکل ۴ برای فضای خالی ( $s, d$ ) درام می توان معادله پیوستگی را به صورت زیر نوشت:

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

می شوند. مدارهای چرخش در بویلر به دو ناحیه تشعشعی و جابه جایی و یا به عبارتی بخش کوره (واتروال) و بخش جابه جایی (دانکامر) تقسیم می شود. چون در بخش جابه جایی و در بخش تشعشعی جهت جریان برعکس می شود؛ در نتیجه از مفهوم جذب حرارت جابه جایی و تشعشعی به ترتیب به جای لوله های دانکامر و لوله های واتروال استفاده می شود. به همین منظور برای نام گذاری صحیح تر می توان از دو ناحیه تشعشعی<sup>۱</sup> و ناحیه جابه جایی<sup>۲</sup> نام برد. شکل ۱ شماتیکی سه بعدی از بویلر مدل سازی شده را نشان می دهد. آب تغذیه این بویلر از یک دی اریتور با فشار ۱ بار گیج تأمین می شود که با توجه به ارتفاع از سطح دریا و تولید آب اشباع در دی اریتور آب با دمای ۹۴ درجه از سمت پمپ آب تغذیه برای کنترل سطح، وارد درام می شود. در این شکل سعی شده است مدارهای چرخش در نظر گرفته شده در این مقاله نشان داده شود. با توجه به جذب متفاوت و در نتیجه دمای متفاوت لوله ها در هر سطح از کوره نیاز به در نظر گرفتن مدارهای چرخش متفاوت می باشد به طوری که در هر ناحیه چهار مدار چرخش طبیعی در نظر گرفته شده است. آب تغذیه پس از ورود به درام از لوله های تعبیه شده در زیر درام، وارد درام پایین شده و از هدر تعبیه شده برای هر مدار چرخش در کوره آب به سمت درام بالا انتقال می یابد. به جز مدار چرخشی که از کف لوله تا سقف کوره امتداد یافته است دیگر مدارات چرخش هر کدام در یک وجه کوره قرار گرفته اند که این امر بر اساس عدم تقارن کوره منجر به تفاوت تعداد لوله های موجود در هر مدار شده است. آب با جذب حرارت در لوله های پایین رونده و بالارونده، بخار با کیفیت پایین تولید نموده و وارد درام بالا می شود و در نهایت با جدا شدن بخار از آب در درام بالا بخار اشباع از بویلر خارج می شود.



شکل ۱: شماتیکی دو بعدی از بویلر D-type

همان طور که در شکل ۲ نشان داده شده است مدار چرخش RZ (1) لوله هایی هستند که در صفحه مشعل قرار دارند و به عبارتی نزدیک ترین لوله ها به مشعل می باشند. RZ مدار D شکل کوره، RZ (3) لوله های روبه روی مشعل که بیشترین فاصله را از مشعل دارند و RZ (4) لوله های بخش دیواره ی حائل بین بخش RZ و CZ را تشکیل می دهند. در این مدارهای چرخش، تعداد لوله ها متفاوت است و سطح تبادل حرارت نیز متفاوت می باشد. در بخش جابه جایی بویلر، ۷۲ ردیف ۱۲ تایی لوله وجود دارد که بر اساس آرایش مربعی چیده شده اند. برای مدار چرخش CZ (1) دو ردیف لوله، CZ (2) چهار ردیف لوله ۱۲ تایی، CZ (3) ۱۰ ردیف لوله و

<sup>2</sup> Conventional Zone: CZ

<sup>1</sup> Radiation Zone: RZ

$$\begin{aligned} & \left[ V_{w,d} \left( h_w \frac{\partial \rho_w}{\partial p} + \rho_w \frac{\partial h_w}{\partial p} \right) + V_{z,d} \left( h_z \frac{\partial \rho_z}{\partial p} + \rho_z \frac{\partial h_z}{\partial p} \right) - V_d \right] \frac{dp}{dt} \\ & + \left[ V_{w,d} \left( h_w \frac{\partial \rho_w}{\partial T_w} + \rho_w \frac{\partial h_w}{\partial T_w} \right) \right] \frac{dT_w}{dt} + \left[ \rho_z h_z - \rho_w h_w \right] \frac{dT_{z,d}}{dt} \quad (4) \\ & = \dot{m}_r h_r + \dot{m}_f h_f - \dot{m}_z h_z - \left( C_{m,m} \frac{dT_{m,d}}{dt} \right)_{ap} - \left( C_{m,m} \frac{dT_{m,d}}{dt} \right)_{ds} \end{aligned}$$

ترم‌های سمت راست معادله به ترتیب انرژی ورودی به درام از سمت بخش RZ، انرژی آب تغذیه، انرژی خروجی به واسطه بخار و جذب حرارت فلز بالا و پایین درام خواهد بود.

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، معادله‌ی (۴) تغییرات دمای آب درام را می‌توان محاسبه نمود. دیگر پارامترها بر اساس معادلات انتقال حرارت و موازنه هیدرولیک سیستم به‌دست می‌آیند. نماد  $\kappa$  برای مشخص نمودن بخش RZ و CZ در معادلات به کار گرفته شده است. در معادله‌ی انرژی برای بخش‌های بیان شده RZ و CZ برای شرایط زیر دمای اشباع به صورت زیر بیان نمود:

$$\begin{aligned} & \left[ V_{\kappa} \left( h_{\kappa,x} \frac{\partial \rho_{\kappa,x}}{\partial p} + \rho_{\kappa,x} \frac{\partial h_{\kappa,x}}{\partial p} \right) \right] \frac{dp}{dt} \\ & + V_{\kappa} \left( h_{\kappa,x} \frac{\partial \rho_{\kappa,x}}{\partial T_{\kappa}} + \rho_{\kappa,x} \frac{\partial h_{\kappa,x}}{\partial T_{\kappa}} \right) \frac{dT_{\kappa}}{dt} = \dot{m}_{in,\kappa} h_{in,\kappa} + \dot{Q}_{\kappa} - \dot{m}_{out,\kappa} h_{out,\kappa} - \left( C_{m,m} \frac{dT_{m,\kappa}}{dt} \right)_{\kappa} \quad (5) \end{aligned}$$

در این رابطه برای بخش RZ انتالپی ورودی از درام پایین است. با توجه به وجود یک حجم آب در این درام تفاوت دمایی بین آب ورودی از بخش CZ با آب داخل درام پایین وجود دارد؛ در نتیجه این دما بر اساس معادلات انرژی برای درام پایین تعیین می‌شود. با توجه به چرخش طبیعی در بویلر با جذب اندکی حرارت جریان آب به وجود می‌آید؛ در نتیجه معادلات بر اساس یک حجم کنترل ارائه شده است. در معادلات بالا خواص بر اساس دما و فشار هر المان تعیین می‌شوند؛ همچنین  $Q$  میزان حرارت دریافتی برای هر حجم کنترل و  $dT_m/dt$  از معادلات انتقال حرارت تعیین می‌شود. بر اساس معادله (۵) می‌توان با مشخص بودن دیگر جمله‌ها تغییرات دمای آب بخش CZ و RZ را تعیین نمود. برای المانی که دمای آن به دمای اشباع رسیده است معادله‌ی پیوستگی به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\frac{d}{dt} \left[ \rho_z V_{z,\kappa} + \rho_w V_{w,\kappa} \right] = \sum \dot{m}_{in,\kappa} - \sum \dot{m}_{out,\kappa} \quad (6)$$

در هر المان در بخش  $\kappa = CZ$  و یا  $\kappa = RZ$  با توجه به جریان در حجم کنترل ورودی با خروجی برابر می‌باشد. با گرفتن مشتق از سمت چپ معادله می‌توان ارتباط بین تغییرات حجم آب و بخار را تعیین نمود. برای المانی که دمای آن به دمای اشباع رسیده است معادله‌ی انرژی برای هر المان  $\kappa$  به صورت زیر خواهد بود:

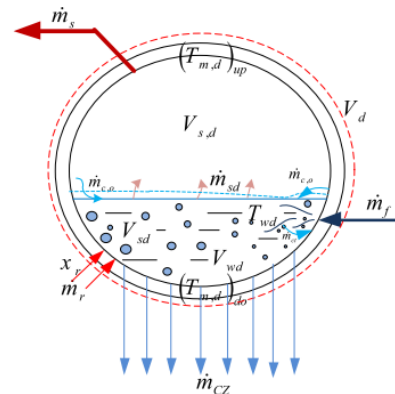
$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \left[ (pVh)_{w,\kappa} + (pVh)_{z,\kappa} + m_{m,\kappa} C_{m,\kappa} T_{m,\kappa} \right] \\ & = \dot{Q}_{\kappa} + \dot{m}_{in,\kappa} h_{in,\kappa} - \dot{m}_{out,\kappa} (h_f + x_{\kappa} h_{fg}) \quad (7) \end{aligned}$$

بر اساس رابطه‌ی (۶) و (۷) می‌توان کیفیت بخار خروجی از هر المان را تعیین نمود.

### مدل مدار چرخش

همان‌طور که در شکل ۳ 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 نمود که بر اساس موازنه بین افت فشار و هد استاتیکی این جهت تغییر می‌یابد. همان‌طور که بیان شد جهت مثبت برای دبی‌های بخش CZ رو به پایین (انتقال سیال از درام بالا به پایین) و برای RZ دبی به سمت درام بالا فرض می‌شود.

جملات موجود در سمت راست معادله به ترتیب بیانگر دبی بخار ورودی به درام، دبی بخار ورودی از تولید بخار ناگهانی، دبی بخار خروجی درام به واسطه‌ی باز بودن شیر خروجی و دبی بخار تقطیر شده داخل درام می‌باشد. با توجه به این‌که در هنگام تولید بخار فشار با دما در ارتباط است، در نتیجه تغییرات چگالی تنها وابسته به تغییرات فشار می‌باشد. در حالت عدم تولید بخار تغییرات فشار برابر صفر خواهد بود.



شکل ۳: شماتیکی از درام بالا و پارامترهای مدل‌سازی شده بویلر در این بخش

در هنگام تولید بخار بخشی از بخار تا زمانی که به سطح آب برسد، در زیر حجم آب داخل درام باقی‌ماند 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 بیان می‌شود:

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

در این معادله‌ها تغییرات  $\frac{dV_{sd}}{dt}$  منجر به تغییرات سطح کاذب آب می‌گردد. همچنین در صورت ورود آب تغذیه ( $\dot{m}_f$ )، کاهش اختلاف دما منجر به تقطیر و کاهش حجم بخار حبس شده در زیر سطح آب درام می‌شود ( $\dot{m}_{ct}$ ). بر اساس مراجع [۲۹] میزان دبی تقطیری را می‌توان محاسبه نمود. از طرفی مقدار بخار خروجی نیز که از سطح درام خارج می‌شود یکی دیگر از موارد موثر بر سطح آب کاذب درام است که وابسته به رژیم جریان، حجم درام، حجم آب درام و فشار می‌باشد. همچنین در شرایطی که تمامی بخار تقطیر شود، حد پایین  $V_{sd}=0$  خواهد بود و مقدار منفی برای آن بی‌معنی است. در خصوص حجم آب داخل درام معادله‌ی پیوستگی نیز به صورت زیر بیان می‌شود [۳۰]:

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

بر اساس مشتق‌گیری از معادله فوق می‌توان میزان تغییرات دما و حجم آب داخل درام را محاسبه نمود. ترم‌های سمت راست به ترتیب دبی آب ورودی از سمت لوله‌های رایزر، دبی آب تغذیه، دبی بخار کندانس شده از خارج سطح و دبی خروجی بخش CZ می‌باشد. بر اساس رابطه‌ی کمکی در درام با توجه به صلب بودن حجم درام می‌توان تغییرات حجم بین بخش آب درام، فضای خالی بالای درام و حجم بخار حبس شده در زیر سطح درام را به هم مرتبط نمود. با نوشتن معادله برای هر بخش درام (آب، بخار) و سپس جمع معادلات می‌توان معادله‌ی انرژی را برای کل درام در نظر گرفت. با مشتق‌گیری از رابطه‌ی انرژی و استفاده از رابطه‌ی کمکی خواهیم داشت:

$$\frac{\dot{Q}_{i \rightarrow j}}{\bar{g}_j \bar{S}_i} = \int_{A_i} \int_{V_j} \frac{k \cos \theta_i e^{-kr}}{\pi r^2} dV_j dA_i \quad (11)$$

برای سطح تبادل مستقیم بین دو ناحیه‌ی گازی  $V_i$  و  $V_j$  نیز داریم [۳۷]:

$$\frac{\dot{Q}_{i \rightarrow j}}{\bar{g}_j \bar{S}_i} = \int_{V_j} \int_{V_i} \frac{k^2 e^{-kr}}{\pi r^2} dV_j dV_i \quad (12)$$

همچنین، ضرب تضعیف گاز واقعی با استفاده از مدل ارائه شده در مرجع [۳۷] از ترکیب چند گاز خاکستری و شفاف همراه با ذرات دوده به دست می‌آید. هر چند در این مدل‌سازی با توجه به استفاده بویلر از گاز طبیعی از دوده صرف نظر شده است.

به کمک سطوح تبادل مستقیم تنها می‌توان تشعشع برخوردی به سطوح را بدست آورد تشعشعی که سطح جذب می‌کند 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 است. بدین ترتیب مفهوم سطح کلی تبادل  $(\bar{S}_i \bar{S}_j)$  بیان می‌شود، که نشانگر تبادل کلی بین یک زوج سطح ضمن توجه به تابش انعکاس یافته از سطوح دیگر است. پس داریم [۳۶ - ۳۷]:

$$\dot{Q}_{i \rightarrow j} = \bar{S}_i \bar{S}_j (E_i - E_j) \quad (13)$$

به طریق مشابه سطوح تبادل کلی برای ناحیه‌ی گازی  $i$  و ناحیه‌ی سطحی  $j$  تعریف می‌شوند:

$$\dot{Q}_{i \rightarrow j} = \bar{G}_i \bar{S}_j (E_{g_i} - E_{s_j}) \quad (14)$$

برای تبادل نواحی گازی  $i$  و  $j$  داریم:

$$\dot{Q}_{i \rightarrow j} = \bar{G}_i \bar{G}_j (E_{g_i} - E_{g_j}) \quad (15)$$

مجموع سطوح تبادل کلی حاوی اطلاعات کافی از تأثیر شکل محفظه، ضرایب صدور سطح، ضرایب جذب گازها بر انتقال حرارت تشعشعی در نواحی می‌باشد. ضریب تضعیف گاز خاکستری واسطه‌ی  $(K)$  را می‌توان از مرجع [۳۷] تعیین نمود.

#### بخش CZ

در بخش CZ دو معادله‌ی انرژی و انتقال حرارت بین گاز و فلز به عنوان روابط اصلی برای تعیین تغییرات دمای فلز و دمای گاز خروجی به کار می‌روند:

$$M_m C_p m \frac{dT_m}{dt} = \dot{m}_g C_p p_g (T_{g \text{ in}} - T_{g \text{ out}}) - h_i A_i (T_m - T_{CZ}) \quad (16)$$

$$\dot{m}_g C_p p_g (T_{g \text{ in}} - T_{g \text{ out}}) = h_o A_o \frac{(T_{g \text{ in}} - T_m) - (T_{g \text{ out}} - T_m)}{\log \left( \frac{T_{g \text{ in}} - T_m}{T_{g \text{ out}} - T_m} \right)} \quad (17)$$

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

#### نتایج

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 فولاد مبارکه در حین فرآیند راه‌اندازی مقایسه می‌شود. شکل ۶ تغییرات دمای آب درام با زمان را نشان می‌دهد. در این شکل داده‌های تجربی و نتایج عددی حاضر با یکدیگر مقایسه شده است. از آنجائی که منحنی سوخت مصرفی در بویلر در هنگام راه‌اندازی موجود نیست، در شبیه‌سازی صورت گرفته دمای آب ارائه شده توسط سازنده به عنوان نقطه‌ی مطلوب در نظر گرفته شده و بر اساس میزان خطای مقدار دمای آب محاسبه شده به بویلر سوخت تزریق

همچنین، هد استاتیکی بر اساس میانگین چگالی جریان توده سیال در هر المان و جمع تمامی المان‌ها مطابق روابط ارائه شده در مراجع [۳۱-۳۲] محاسبه می‌شود.

#### افت فشار در مسیر جریان

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 [۳۳]:

$$\Delta P_t = \Delta P_f + \Delta P_K + \Delta P_{acc} \quad (8)$$

افت فشار موضعی بر اساس بخش‌های کاهنده فشار نظیر خم، انبساط و انقباض و ... و سرعت سیال در محل تعیین می‌شود. برای محاسبه افت فشار جریان تک فاز معادلات بر اساس عدد رینولدز و رژیم جریان در حالت آرام، گذرا و مغشوش به محاسبه‌ی ضریب اصطکاک می‌پردازند. مقدار ضریب اصطکاک و همچنین ضریب تصحیح آن بر اساس دمای فلز بر اساس مراجع [۳۰ و ۳۱] تعیین می‌شود. سه مدل برای محاسبه‌ی افت فشار اصطکاکی جریان دوفاز ارائه شده است [۳۲]. بر اساس شرایط مدل و بخش D کوره در این مقاله مدل فردریک انتخاب شده است [۳۴]. افت فشار شتابی دارای کمترین سهم در افت فشار می‌باشد که برای جریان تک فاز و دو فاز از روابط ارائه شده در مراجع [۳۴ و ۳۵] به دست می‌آید.

#### مدل انتقال حرارت

مدل‌سازی بخش انتقال حرارت به دو بخش RZ و CZ تفکیک می‌شود. دلیل این امر متفاوت بودن نحوه‌ی مدل‌سازی در هر بخش می‌باشد که در ادامه بیان می‌شود.

#### بخش RZ

با توجه به محل قرارگیری مشعل نمی‌توان از روش ناحیه‌بندی تنها در راستای Z استفاده نمود و باید کوره را به صورت سه بعدی در نظر گرفت. در این روش سطح لوله‌ها و گاز درون کوره‌ی بویلر به نواحی کوچک‌تر تقسیم شده و در هر یک از این نواحی، کلیه‌ی خواص یکنواخت و ثابت نسبت به دما فرض می‌شود. برای هر ناحیه سطوح تبادل بین آن ناحیه و سایر نواحی محاسبه گردیده و سپس معادله‌ی بقای انرژی برای هر ناحیه نوشته شده و یک دستگاه معادلات جبری-غیرخطی به دست می‌آید که با حل این دستگاه معادلات توزیع دمای نواحی و همچنین شار حرارتی بر روی سطح لوله‌های دیواره به دست می‌آید.

تشعشع  $\dot{Q}_{i \rightarrow j}$  که از یک ناحیه‌ی سطحی سیاه  $A_i$  صادر و به ناحیه‌ی سطحی  $j$  برخورد می‌کند، با سطح تبادل مستقیم متناسب و برابر است با [۳۶]:

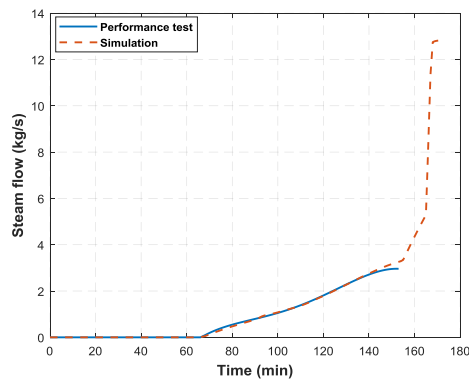
$$\dot{Q}_{i \rightarrow j} = \bar{S}_j \bar{S}_i E_i = \bar{S}_j \bar{S}_i \sigma T_i^4 \quad (9)$$

سطح تبادل مستقیم  $\bar{S}_j \bar{S}_i$  به جهت گیری دو سطح نسبت به هم و ضریب تضعیف گاز خاکستری واسطه‌ی  $(K)$  بستگی دارد [۳۷]:

$$\bar{S}_j \bar{S}_i = \frac{\dot{Q}_{i \rightarrow j}}{E_{s_i}} = \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos \theta_j \cos \theta_i e^{-kr}}{\pi r^2} dA_j dA_i \quad (10)$$

که در این رابطه  $\theta_i$  زاویه‌ی بین خطی است که مراکز دو المان سطحی  $dA_i$  و  $dA_j$  را وصل می‌کند. همچنین  $\theta_j$  زاویه‌ی بین خطی است که مراکز دو المان سطحی  $dA_j$  و  $dA_i$  را به هم وصل می‌کند.

سطح تبادل مستقیم بین حجم  $V_j$  و سطح  $A_i$  به صورت زیر بیان می‌شود [۳۷]:



شکل ۶: تغییرات دبی بخار بر حسب زمان، مقایسه‌ی نتایج شبیه‌سازی شده و مقادیر ارائه شده توسط شرکت سازنده

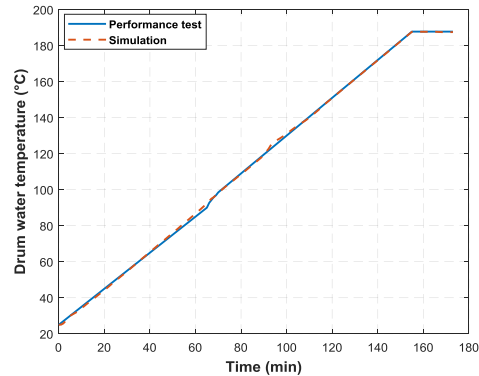
در خصوص تغییرات دبی بخار ارائه شده توسط شرکت سازنده در شکل ۵ باید این نکته را بیان نمود که روند تغییرات این پارامتر تا فشار ۱۲ بار در هنگام راه اندازی و در بار ۲۰ درصد بویلر ارائه شده است، در نتیجه داده‌های ارائه شده تا آن زمان در شکل ۶ با روند مطابقت داده شده است.

#### بررسی عملکرد بویلر در حین راه‌اندازی سرد

در شکل ۷ روند تغییرات دبی سوخت بویلر نشان داده شده است. تا قبل از فشارگیری، دبی سوخت تغییرات چندانی ندارد. دلیل این امر نحوه‌ی عملکرد مدارچرخش بویلر D-type می‌باشد. با توجه به گردش طبیعی، در صورتی که دبی سوخت با نرخ زیاد تغییر نیابد و یا مقدار آن در ابتدا زیاد باشد، منجر به تغییر جریان مسیر لوله‌های واتروال از درام بالا به درام پایین خواهد شد و بخش جابه‌جائی بویلر آب را از درام پایین به درام بالا منتقل می‌کند. با توجه به این که ضریب انتقال حرارت در ابتدای راه اندازی کم می‌باشد، در بخش کوره احتمال سوختگی لوله‌ها و افزایش دمای ناگهانی آن‌ها وجود دارد. تزریق ناگهانی سوخت موجب خسارت به بویلر می‌شود. تغییرات ناگهانی که در ابتدا وجود دارد در محدوده‌ی زمانی کم و در حد مجاز می‌باشد. در ادامه با کنترل دبی سوخت اختلاف دما بین فلز و جریان آب به حداقل می‌رسد. با توجه به فاصله‌ی زیاد لوله‌های مدار چرخش سوم جذب حرارت کم می‌باشد که این امر منجر به افزایش دمای فلز و سوختگی آن‌ها می‌شود. عدم جریان مناسب در این مدار چرخش که به واسطه‌ی تغییرات اندک دمای آب می‌باشد، 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 نیز کاسته می‌شود و دبی عبوری نیز کاهش می‌یابد. تا جایی که احتمال برعکس شدن جریان در واتروال و انتقال دبی از درام بالا به درام پایین وجود دارد. این روند برای لوله‌های واتروالی که در اطراف مشعل قرار دارد نیز وجود دارد که دلیل این امر بالا بودن شار دریاقتی این منطقه است که نسبت به حرارت دفعی به آب بیشتر بوده و منجر به افزایش دمای فلز می‌شود.

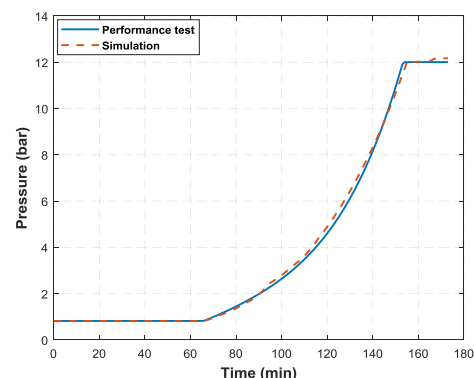
تمامی این مشکلات به دلیل عدم تقارن بویلر یا به عبارتی سطوح جریانی و مدارهای چرخشی بویلر است. با توجه به این که در بخش D کوره یک دسته لوله از کف و دیواره کناری و سقف به درام بالا کشیده شده است، این بخش هم دارای سطح انتقال حرارت بالایی است و هم در اطراف مشعل دارای شار حرارتی مناسبی است. به همین دلیل سهم قابل توجهی از دبی سیستم چرخش طبیعی را به خود اختصاص می‌دهد و با توجه به محدودیت دمایی دیگر مناطق و هندسه لوله‌های بخش جابجایی نمی‌توان دبی دیگر مدارهای چرخش در دیوارهای مختلف را کنترل نمود. به همین دلیل سهم دبی

می‌شد. از این رو کمترین خطا در بین نتایج در این پارامتر می‌باشد. پارامترهای دیگر نظیر فشار درام و دبی بخار نیز بر اساس سوخت تزریق شده محاسبه شده و هیچ پارامتر کنترل کننده‌ای بر روی آن وجود ندارد. مطابق شکل دمای درام بالا با گذر زمان به صورت خطی افزایش یافته تا در زمان ۹۵۰۰ (۱۶۰۰ دقیقه) ثانیه به دمای ۱۸۶ °C که دمای اشباع در فشار کاری بویلر (۱۲ bar) است رسیده و فرآیند راه‌اندازی بویلر به اتمام می‌رسد. مطابق شکل ۴ درصد خطا در کل روند راه اندازی زیر ۸ درصد می‌باشد.

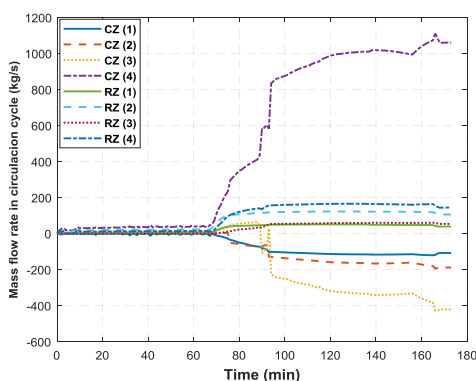


شکل ۴: تغییرات دمای آب درام بالا (Tw) با گذر زمان و مقایسه‌ی آن با داده‌های ارائه شده توسط سازنده بویلر فولاد مبارکه

شکل‌های ۵ و ۶ به ترتیب نشان‌دهنده تغییرات فشار و دبی بخار تولید شده می‌باشند. مقایسه مقادیر محاسبه شده‌ی فشار درام و دبی بخار با داده‌های 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 نماید. شکل ۵ منتج شده از تغییرات فشار و موقعیت ساقه‌ی شیر است. باید در نظر داشت که میزان باز شدگی شیر افت فشاری را در مسیر به وجود می‌آورد. میزان عبور دبی بخار وابسته به فشار قبل و بعد شیر است. با توجه به این که بخار تولید شده وارد بخش بالایی درام می‌شود به همین دلیل فشار تغییر داشته و با ثابت بودن ساقه‌ی شیر میزان دبی عبوری تغییر می‌کند. به عبارت دیگر دبی عبوری از شیر وابسته به فشار و فشار درام نیز وابسته به دبی عبوری از شیر و بخار تولید شده می‌باشد.



شکل ۵: تغییرات فشار بویلر در گذر زمان و مقایسه‌ی آن با داده‌های ارائه شده توسط سازنده



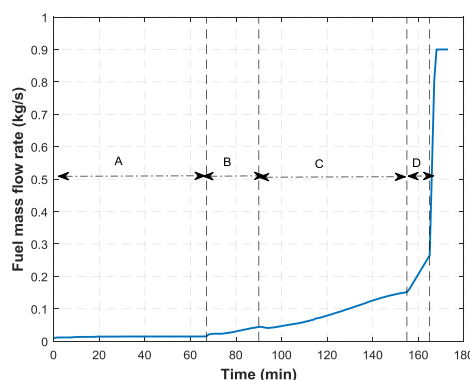
شکل ۸: دبی مدارهای چرخشی بویلر در راه اندازی سرد

در حالت گذار، در طی زمان قابل توجهی دبی عبوری از بخش (3) RZ بسیار ناچیز بوده و مسیر جریان معکوس است. تنها در حالتی که در این مدار بخار تولید شده باشد جریانی مثبت شده و رو به درام بالا می‌باشد. در شرایط پایا، مدار (4) RZ به دلیل داشتن افت فشار کمتر در طول مسیر، جریان بیشتری را نسبت به مدار (2) RZ که دارای سطح حرارتی بیشتری نیز است، عبور می‌دهد. با توجه به ضریب تقویت جریان دو فاز در جمله اصطکاکی و این که جریان دو فاز بیشتری در طول مسیر رخ داده است، افت فشار اصطکاکی بر ستون آب-بخار غلبه کرده و جریان کمتری را از خود عبور می‌دهد. RZ (1) نیز با توجه به تعداد لوله کمتر که به دلیل وجود مشعل در آن رخ داده است نسبت به (3) RZ که دارای تعداد لوله بیشتری است دبی آب بیشتری را از خود عبور می‌دهد. که این امر به دلیل جذب حرارت بالاتر می‌باشد (در حالت پایا). افزایش دبی (1) CZ به دلیل مواجهه آن با محصولات احتراق دما بالا و تولید بخار با کیفیت بیشتر می‌باشد. با جذب حرارت از دمای محصولات احتراق کاسته شده و این امر منجر به کاسته شدن کیفیت بخار در (2) CZ و (3) CZ شده است.

شکل‌های ۹ و ۱۰ تغییرات زمانی دمای فلز و آب را به ترتیب برای یکی از المان‌های مدار (4) RZ و (3) RZ نشان می‌دهد. شکل ۹ تغییرات دمای فلز و آب در مدار چرخش چهارم ناحیه‌ی RZ را نشان می‌دهد. به علت جذب حرارت بالا دمای فلز افزایش می‌یابد. در طی زمان با بهبود میزان گردش دبی در لوله‌ها و بهبود ضریب انتقال حرارت، دمای فلز به دمای آب نزدیک شده و مشکلات سوختگی لوله را کاهش می‌دهد. در شکل ۱۰ در بخش مشخص شده به دلیل دور بودن لوله‌ها از مشعل و جذب حرارت پایین، میزان دبی چرخشی پایین بوده که مستقیم بر روی ضریب انتقال حرارت تأثیر گذاشته و جذب حرارت را کاهش داده است. افزایش کم دمای فلز نسبت به مدار چرخش چهارم به دلیل همین دور بودن لوله از مشعل و کم بودن میزان تزریق سوخت می‌باشد. این امر باعث شده تا اختلاف دما بین فلز و سیال نسبت به مدار چرخش دیگر کمتر باشد. در کل، شکل‌های ۹ و ۱۰ مویده آن هستند که در صورتی که نرخ تزریق سوخت بیش از حد افزایش یابد، با توجه به کندی فرآیند انتقال حرارت، موجبات آسیب دیدن لوله‌ها و گرم شدن بیش از حد آن‌ها فراهم می‌شود.

چرخشی دیگر مناطق کاسته شده و دبی گردشی در منطقه‌ی D کوره سهم غالب بخش کوره است.

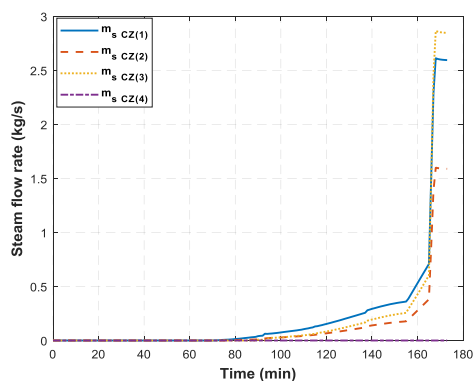
به‌طور کلی می‌توان منحنی تزریق سوخت در شکل ۷ را به ۴ بخش تقسیم نمود. در هنگام راه اندازی که دما به اشباع نرسیده محدوده‌ی A با نرخ سوخت ثابت منجر به افزایش دمای آب درام بر اساس منحنی راه اندازی خواهد شد. منطقه‌ی B در شروع تولید بخار به دلیل افزایش نرخ دما در منحنی راه اندازی توسط سازنده دبی سوخت افزایش می‌یابد تا بتوان اختلاف به وجود آمده با مقدار مطلوب را جبران نمود. سپس با کم شدن این اختلاف نرخ تزریق سوخت نیز کاهش می‌یابد که در این مرحله وارد بخش C می‌شود. در بخش D برای افزایش نرخ فشارگیری و تولید بخار تزریق سوخت با نرخ بیشتری افزایش می‌یابد.



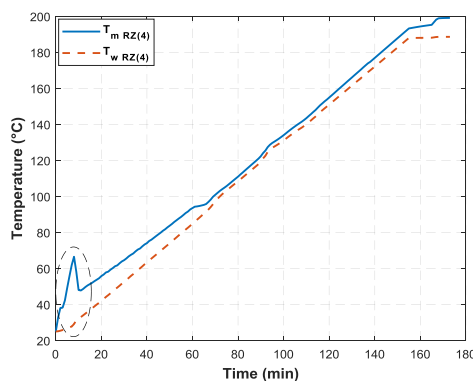
شکل ۷: تغییرات دبی سوخت بویلر در راه‌اندازی سرد تا فشار نامی بویلر

در شکل ۸ دبی آب/بخار چرخشی در هر مدار بر حسب زمان نشان داده شده است. آن چه مشخص است این است که مدار چرخش (4) CZ با توجه به موقعیت آن دارای کمترین جذب حرارت آب می‌باشد و این امر منجر به بالا بودن دمای فلز و یا عدم تولید بخار در این بخش شده است. بنابراین این مدار چرخش حاوی بیشترین دبی رو به پایین برای تغذیه‌ی دیگر مدارها است. تغییرات مسیر جریان سه مدار چرخش ناحیه جابه‌جائی، (1) CZ و (2) CZ، (3) CZ، کاملا وابسته به حرارت جذبی و شرایط تولید بخار می‌باشد. این سه مدار در ابتدا دبی را از بالا به پایین انتقال می‌دهند. اما از آنجایی که چگالی آب جاری در مدار چرخش (1) CZ به دلیل مواجه بودن با حرارت بالاتر از دیگر مدارهای بخش CZ کمتر است، مسیر انتقال آب از درام پایین به بالا رقم می‌خورد. در ادامه مدارهای دیگر با کمتر شدن جذب حرارت لوله‌های (1) CZ، با گاز با دمای بالا مواجه شده و در نهایت مدار چرخش آن‌ها نیز تغییر می‌یابد. در نهایت ۱۶ ردیف ۱۲ تایی لوله‌های بخش CZ تبدیل به تولید کننده بخار شده‌اند (یعنی به جز (4) CZ) و بخش قابل توجهی از بخار را تولید می‌نمایند. بر اساس تغییرات دمای مدارهای چرخش RZ مخصوصا بخش (2) RZ مسیر جریان برای (1) CZ در برخی بازه‌های زمانی با نوساناتی همراه است که ناشی از تغییرات دمای فلز و ضریب انتقال حرارت داخلی لوله است.

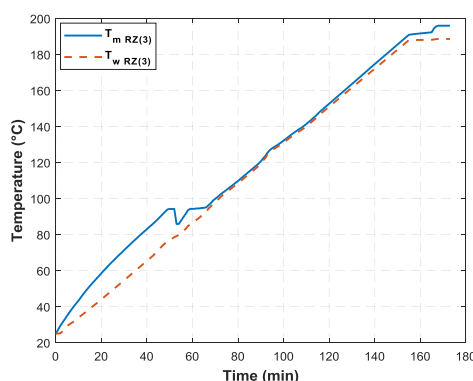




شکل ۱۲: دبی بخار تولید شده در هر یک از مدارهای بخش CZ



شکل ۹: تغییرات دمای فلز و آب در یکی از المان‌های RZ (4)



شکل ۱۰: تغییرات دمای فلز و آب در یکی از المان‌های RZ (3)

### نتیجه‌گیری

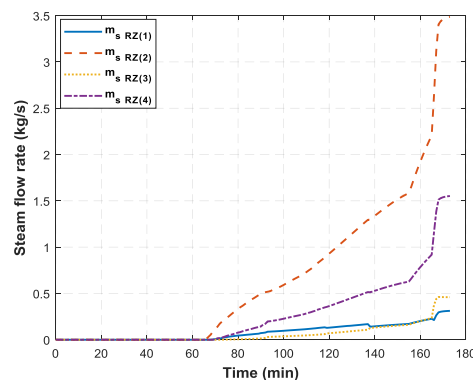
در این مقاله به مدل‌سازی بویلر اشباع از نوع D-type با گردش طبیعی پرداخته شد و رفتار بویلر در حین مراحل راه‌اندازی سرد مورد بررسی قرار گرفت. مقایسه نتایج حاصل از مدل‌سازی عددی و نتایج تجربی نشان از دقت مناسب مدل‌سازی حاضر دارد. در این شبیه‌سازی بر اساس نتایج ارائه شده و محدودیت پارامترهای مهم در روند تغییرات گذرا نظیر افزایش تغییرات دمای فلز درام و تغییرات دمای بخش تشعشعی و جابه‌جایی منحنی دبی تزریق سوخت استخراج شد. می‌توان منحنی ارائه شده را به عنوان منحنی عملکردی در راه‌اندازی سرد استفاده نمود که وابسته به سطح اولیه‌ی آب درام می‌باشد. نتایج مهم به‌دست آمده از مدل‌سازی دینامیکی حاضر را می‌توان به‌صورت زیر فهرست کرد:

- افزایش دمای فلز در مدارهای چرخش بخش کوره به دلیل نامتقارن بودن کوره‌ی بویلر رخ می‌دهد.
- سوختگی لوله‌ها در مدار چرخش روبه رویی مشعل و مداری که مشعل در آن قرار دارد به دلیل عدم انتقال حرارت مناسب و شار دریافتی زیاد بالاست.
- به دلیل نامتقارنی کوره‌ی بویلر بخش جایجایی بخار بیشتری از بخش کوره تولید می‌نماید.
- افت فشار اصطکاکی در مدار RZ(2) نسبت به RZ(4) بیشتر بوده که به واسطه‌ی طول تولید بخار بیشتر در این مدار D شکل می‌باشد و در نهایت دبی چرخشی مدار RZ(2) از RZ(4) بیشتر می‌باشد ولی به دلیل کیفیت بخار بیشتر تولید شده در RZ(4) دبی بخار تولید شده بیشتر می‌باشد.
- هم در بخش CZ و هم در بخش RZ به دلیل عدم تقارن جذب حرارت جریان در طول زمان معکوس می‌شود که در صورت افزایش rate سوخت در این بازه‌ها جذب حرارت کم بوده و منجر به سوخت لوله‌ها خواهد شد.

### فهرست علائم

A	مساحت / پارامتر تعریف شده در رابطه‌ی افت فشار
	فردریک
C	ظرفیت گرمایی فلز (kJ/kg°C)
d	قطر لوله (m)
dA <sub>i</sub>	المان سطحی (m <sup>2</sup> )
dV <sub>j</sub>	المان حجمی (m <sup>3</sup> )
$\frac{d}{dt}$	مشتق کامل نسبت به زمان
f	ضریب افت فشار

به تفکیک هر یک از مدارهای RZ و CZ، می‌توان به ترتیب دبی بخار تولید شده در گذر زمان در راه‌اندازی سرد در شکل‌های ۱۱ و ۱۲ مشاهده نمود. یکی از عوامل کاهش دبی بخار تولید شده در شکل ۱۱ در بخش RZ (1) وجود مشعل در این ناحیه و کاهش تعداد لوله هاست. این عامل اصلی برای کاهش دبی چرخشی در این مدار می‌باشد که منجر به کاهش دبی بخار تولیدی نسبت به مدار سوم شده است. باید توجه داشت در شرایط پایا شعله تقریباً کل کوره را در بر گرفته و تمامی ورودی آب به مدارهای چرخش یکسان می‌باشد و تنها عامل هندسه‌ی موجود کوره است که باعث تغییر در مقدار بخار تولیدی می‌شود. آنچه در شکل ۱۲ مشخص است با عبور گازهای داغ (محصولات احتراق) از هر ردیف لوله و جذب حرارت کمتر در ردیف‌های آخر به دلایلی کاهش دمای محصولات احتراق از میزان دبی بخار تولیدی کاسته شده است.



شکل ۱۱: دبی بخار تولید شده در هر یک از مدارهای بخش RZ



- 5- O. Mahdavi Keshavar, A. Jafarian, M. Sohrabi Shekafti, 2019, "Dynamic simulation of a heat recovery steam generator dedicated to a brine concentration plant", *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 135, 1763-1773.
- 6- R.D. Bell, K.J. Åström, 1996, "A fourth order non-linear model for drum boiler dynamics", 13th Triennial World Congress, USA.
- 7- H.E. Emara-Shabaik, M.A. Habib, I. Al-Zaharna, 2009, "Prediction of risers' tubes temperature in water tube boilers", *Applied Mathematical Modelling*, 33, 1323-1336.
- 8- H.E. Emara-Shabaik, M.A. Habib, I. Al-Zaharna. 2009, "Prediction of risers' tubes temperature in water tube boilers". *Applied Mathematical Modelling*, 33, 1323-1336.
- 9- J. Pan, D. Yang, H. Yu, Q.C. Bi, H.Y. Hua, F. Gao, Z.M. Yang, 2009, "Mathematical modeling and thermal-hydraulic analysis of vertical water wall in an ultra supercritical boiler", *Applied Thermal Engineering*, 29, 2500-2507.
- 10- J. Pan, D. Yang, G. Chen, X. Zhou, Q. Bi, 2012, "Thermal-hydraulic analysis of a 600 MW supercritical CFB boiler with low mass flux", *Applied Thermal Engineering*, 32, 41-48.
- 11- F. Alobaid, J. Ströhle, B. Epple, H.G. Kim, 2009, "Dynamic simulation of a supercritical once-through heat recovery steam generator during load changes and start-up procedures", *Applied Energy*, 86, 1274-1282.
- 12- A. Sedić, S. Katulić, D. Pavkovic, 2014, "Dynamic model of a natural water circulation boiler suitable for on-line monitoring of fossil/alternative fuel plants", *Energy Conversion and Management*, 87, 1248-1260.
- 13- Z. Shu, L. Zixue, D. Yanxiang, Z. Huaichun, 2014, "Development of a distributed-parameter model for the evaporation system in a supercritical W-shaped boiler", *Applied Thermal Engineering*, 62, 123-132.
- 14- N. Mertens, F. Alobaid, R. Starkloff, B. Epple, H.G. Kim, 2015, "Comparative investigation of drum-type and once-through heat recovery steam generator during start-up", *Applied Energy*, 144, 250-260.
- 15- X. Zhu, W. Wang, W. Xu, 2015, "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*, 86, 404-414.
- 16- J.Z. Liu, S. Yan, D.L. Zeng, Y. Hu, Y. Lv, 2015, "A dynamic model used for controller design of a coal fired once-through boiler-turbine unit", *Energy*, 93, 2069-2078.
- 17- C. Sreepadha, R.C. Panda, N.S. Bhuvanewari, 2017, "Mathematical model for integrated coal fired thermal boiler using physical laws", *Energy*, 118, 985-998.
- 18- D. Dave, W. Arnold, S. Timothy, M. Reed, 2017, "Dynamic simulation studies for boiler draft", *Applied Thermal Engineering*, 121, 255-293.
- 19- K. Deng, C. Yang, H. Chen, N. Zhou, S. Huang, 2017, "Start-up and dynamic processes simulation of supercritical once-through boiler", *Applied Thermal Engineering*, 115, 937-946.
- 20- K.G. Bilde, K. Sørensen, T. Condra, 2019, "Mathematical model of natural circulation biomass boilers during start-up", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 143, 118477.
- 21- Y. Niu, M. Du, W. Ge, H. Luo, G. Zhou, 2019, "A dynamic nonlinear model for a once-through boiler-turbine unit in low load", *Applied Thermal Engineering*, 161, 113880.
- $f_D$  ضریب افت فشار داری
- $G$  دبی جرمی ( $\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$ )
- $\frac{G_i G_j}{G_i S_j}$  فاکتور تبادل گاز- گاز ( $\text{m}^2$ )
- $\frac{G_i S_j}{G_i S_j}$  فاکتور تبادل گاز - سطح ( $\text{m}^2$ )
- $g$  شتاب گرانش  $9.81$  ( $\text{m}/\text{s}^2$ )
- $\frac{gg}{gg}$  سطح تبادل مستقیم گاز-گاز ( $\text{m}^2$ )
- $\frac{gs}{gs}$  سطح تبادل مستقیم گاز-سطح ( $\text{m}^2$ )
- $h$  آنتالپی ( $\text{kJ}/\text{kg}$ )
- $h_o$  ضریب انتقال حرارت جریان خارجی لوله ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{C}$ )
- $K$  ضریب افت فشار موضعی/ضریب تضعیف تشعشع
- $K_{g,n}$  ضریب جذب برای گاز خاکستری
- $K_1, K_2, K_6$  توابع رانگ کوتا-فلبرگ
- $L$  طول ( $\text{m}$ )
- $M$  جرم مولکولی ( $\text{kg}/\text{kmol}$ )
- $m$  جرم ( $\text{kg}$ )
- $\dot{m}$  دبی جرمی ( $\text{kg}/\text{s}$ )
- $p$  فشار ( $\text{kPa}$ ) / محیط ( $\text{m}$ )
- $\dot{q}$  حرارت ( $\text{kW}$ )
- $\bar{s}_{i-j}$  طول متوسط شعاع تابش ( $\text{m}$ )
- $\frac{\bar{s}_{i-j}}{S_i S_j}$  فاکتورهای تبادل سطح-سطح ( $\text{m}^2$ )
- $\frac{\bar{s}_{i-j}}{S_i G_i}$  فاکتور تبادل سطح-گاز ( $\text{m}^2$ )
- $s$  انتروپی ( $\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{C}$ )
- $T$  دما ( $\text{k}/\text{C}$ )
- $t$  ضخامت ( $\text{mm}$ ) / زمان ( $\text{s}$ )
- $u$  انرژی داخلی ( $\text{kJ}/\text{kg}$ )
- $V$  حجم ( $\text{m}^3$ ) / سرعت ( $\text{m}/\text{s}$ )
- $x$  کیفیت بخار/درصد مولي ترکیبات حاصل از احتراق
- $Z$  ارتفاع/ مقدار در جهت  $Z$  محور دکارتی ( $\text{m}$ )
- $Z_{SC}$  ارتفاع جوشش در رایزرها ( $\text{m}$ )
- فهرست علائم یونانی**
- $\rho$  چگالی ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ) / پراکندگی (-)
- $\nu$  حجم مخصوص ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )
- $\sigma$  ثابت استفان بولتزمن ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{k}^4$ )
- $\epsilon_{g,i}$  ضریب گسیل
- $\eta$  درصد کندانس بخار (/)
- $\phi_{TF}^2$  ضریب تقویت جریان دوفازی
- $\theta_j$  زاویه بین خطی که مراکز دو المان ( $^\circ \text{deg}$ )
- $\kappa$  اجزاء مورد بررسی
- مراجع**
- 1- E. Rosado-Tamariz, M.A. Zuniga-Garcia, R. Batres, 2020, "Optimization of a drum boiler startup using dynamic simulation and a micro-genetic algorithm", *Energy Reports*, 6, 410-416.
- 2- Y. Zhao, M. Liu, C. Wang, Z. Wang, D. Chong, J. Yan, 2019, "Exergy analysis of the regulating measures of operational flexibility in supercritical coal-fired power plants during transient processes", *Applied Energy*, 253, 113487.
- 3- C. Fan, Z. Cui, J. Wang, Z. Liu, W. Tian, 2021, "Exergy analysis and dynamic control of chemical looping combustion for power generation system", *Energy Conversion and Management*, 228, 113728.
- 4- G. Ahmadi, D. Toghraie, O. Akbari, 2019, "Energy, exergy and environmental (3E) analysis of the existing CHP system in a petrochemical plant", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 99, 234-242.

- 22- T. Guoli, Z. Man, G. Junping, W. Yuxin, Y. Hairui, Z. Yanjun, W. Guohua, L. Junfu, 2019, "Thermal-hydraulic calculation and analysis on evaporator system of a 660 MWe ultra-supercritical CFB boiler", *Applied Thermal Engineering*, 151, 385-393.
- 23- M. Trojan, 2019, "Modeling of a steam boiler operation using the boiler nonlinear mathematical model", *Energy*, 175, 1194-1208.
- 24- J. Taler, W. Zima, P. Ocloń, S. Grądziel, D. Taler, A. Cebula, M. Jaremkiewicz, A. Korzeń, P. Cisek, K. Kaczmarek, K. Majewski, 2019, "Mathematical model of a supercritical power boiler for simulating rapid changes in boiler thermal loading", *Energy*, 175, 580-592.
- 25- H. Hajebzadeh, A.N.M. Ansari, S. Niazi, 2019, "Mathematical modeling and validation of a 320MW tangentially fired boiler: A case study", *Applied Thermal Engineering*, 146, 232-242.
- 26- S. Grądziel, K. Majewski, 2016, "Simulation of heat transfer in combustion chamber waterwall tubes of supercritical steam boilers", *Chemical and Process Engineering*, 37 (2), 199-213.
- 27- S. Grądziel, 2019, "Analysis of thermal and flow phenomena in natural circulation boiler evaporator", *Energy*, 172, 881-891.
- 28- H. Fan, Z.G. Su, P.H. Wang, K.Y. Lee, 2021, "A dynamic nonlinear model for a wide-load range operation of ultra-supercritical once-through boiler-turbine units", *Energy*, 226, 120425.
- 29- H. Kim, S. Choi, 2005, "A model on water level dynamics in natural circulation drum-type boilers," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32, 786-796.
- 30- F. M. White, 2015, "Fluid mechanics", USA, McGraw-Hill, 8th edition.
- 31- D.G. Kröger, 2004, "Air-cooled heat exchangers and cooling towers: thermal-flow performance evaluation and design", PennWell Corp, Vol. 1.
- 32- J.R.S. Thom, 1964, "Prediction of pressure drop during forced circulation boiling of water", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 7, 709-724.
- 33- J.G. Collier, J.R. Thom, 1994, "Convective boiling and condensation", Oxford engineering's science series, 3<sup>rd</sup> edition.
- 34- R.W. Serth, T. Lestina, 2014, "Process heat transfer: principles, applications and rules of thumb", Academic Press, 2<sup>nd</sup> edition.
- 35- W. Rohsenow, J. Hartnett, Y. Cho, 1998, "Handbook of heat transfer", Mc Graw-Hill.
- 36- F.P. Incropera, D.P. Dewitt, T.L. Bergman, A.S. Lavine, 2011, "Fundamentals of heat and mass transfer", John Wiley & Sons, Inc, Seventh Edition.
- 37- I.H. Farag, 1982, "Non-luminous gas radiation: approximate emissivity models", in Proceedings of the 7th International Heat Transfer Conference, vol. 2, pp. 487-492, Miinchen, Germany.