



مطالعه رفتار گذرای بویلر بازیاب حرارت تولید بخار گردش طبیعی با استفاده از مدل یک‌بعدی سیکل اوپراتور

امید مهدوی کشاور، علی جعفریان^{*}، صابر دلدار

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷/۰۸/۱۲
بازنگری: ۱۳۹۸/۰۱/۱۷
پذیرش: ۱۳۹۸/۰۱/۲۵
ارائه آنلاین: ۱۳۹۸/۰۲/۱۰

کلمات کلیدی:

تولید همزمان
بویلر بازیاب گردش طبیعی
رفتار گذرا
مدل یک‌بعدی
تولید بخار

خلاصه: بویلرهای بازیاب حرارت تولید بخار به‌عنوان بخش حیاتی واحدهای تولید همزمان نقش مهم و اساسی در بازیابی انرژی فرآیندها ایفا می‌کنند. با توجه به مورد نیاز بودن تحلیل دقیقی از نرخ تغییر پارامترهای بویلر بازیاب برحسب زمان به‌منظور تصمیم‌گیری در مورد فرآیندهای بویلر از جمله راه‌اندازی و خاموشی، پژوهش حاضر به مطالعه و بررسی رفتار گذرای بویلر با استفاده از شبیه‌سازی دینامیکی پرداخته است. بدین منظور مدل یک‌بعدی (مدل نقطه‌ای) سیکل گردش طبیعی اوپراتور همراه با مدل‌های درام و انتقال حرارتی بویلر برای شبیه‌سازی در نظر گرفته شده است. سناریوهای حالت گذرا شامل تغییرات در شار ورودی به دسته لوله‌ها ناشی از تغییر بار توربین گازی (سیکل بالادستی)، دبی آب تغذیه و میزان بخار مورد تقاضا (دبی بخار تولیدی) سیکل پایین‌دستی است. کد کامپیوتری با هدف حل معادلات گذرای حاکم بر مدل یک‌بعدی بویلر بازیاب و استخراج پاسخ رفتار گذرای (دینامیکی) پارامترهای کلیدی بویلر نسبت به سناریوهای مختلف، توسعه داده شده است. نتایج شبیه‌سازی دینامیکی نشان می‌دهد که افزایش ۵ درصدی نرخ گرمای ورودی به بویلر، افزایش ۱۵ درصدی فشار درام و بالارفتن حدود ۱۰ درجه‌ای دمای دیواره لوله‌های بویلر را در پی دارد. همچنین افزایش ۲۰ درصدی شار حرارتی به دسته لوله‌ها ناشی از تغییر بار توربین گازی منجر به بالارفتن حدود ۳۵ درجه‌ای دمای دیواره لوله‌ها می‌شود.

۱- مقدمه

داخلی برق را سیستم‌های تولید همزمان برعهده دارند که اهمیت استفاده از این سیستم‌ها در تولید انرژی الکتریکی با توجه به ویژگی‌ها و مزایای آن را نشان می‌دهد [۲].

دود خروجی از توربین گاز به دلیل ظرفیت و پتانسیل دمایی بالا، قابلیت بازیابی انرژی دارد [۳]. بویلر بازیاب حرارت تولید بخار^۲ به‌عنوان یکی از اجزای مهم و کلیدی در سیکل‌های ترکیبی و سیستم‌های تولید همزمان، نقش مهم و اساسی در بهبود عملکرد و بازیابی انرژی سیستم ایفا می‌کند. بازیابی حرارتی محصولات احتراق خروجی از توربین گاز به‌منظور استفاده به‌عنوان منبع تامین انرژی حرارتی صنایع مختلف توسط بویلرهای بازیاب انجام می‌شود. تغییرات در نرخ گرمای ورودی (شار حرارتی) به دسته لوله‌های بویلرهای بازیاب حرارت (تغییرات بار توربین گازی (سیکل بالادستی))، افزایش یا کاهش میزان بخار مورد تقاضا (دبی بخار تولیدی) سیکل پایین‌دستی و همچنین تغییرات در دبی و دمای آب تغذیه ورودی از طریق لوله‌های اکونومایزر، پارامترهای مختلف بویلرهای بازیاب

با توجه به مشکلات تقاضا و تامین انرژی در جهان امروز، استفاده از سیستم‌های تولید همزمان و بازیابی انرژی‌های هدررفت از سیستم‌ها و نیروگاه‌ها به‌منظور تامین انرژی مورد نیاز صنایع مختلف، راهکار مناسبی است. سیستم تولید همزمان سیستمی است که گرمای اتلافی را بازیابی کرده و آن را به فرم مفید معمولاً آب گرم و بخار که در بسیاری از فرآیندهای صنعتی مورد استفاده قرار می‌گیرد، تبدیل می‌کند. مطابق گزارش آژانس بین‌المللی انرژی^۱، سهم سیستم‌های تولید همزمان از کل تولید داخلی برق کشورهای جهان ۱۰ درصد است و همچنین این سیستم‌ها می‌توانند انتشار گازهای گلخانه‌ای جهانی را در سال ۲۰۳۰، به میزان ۱۰ درصد کاهش دهند. کاهش ۷ درصدی هزینه‌های کلی در بخش برق معادل ۷۹۵ میلیارد دلار از مزایای استفاده از سیستم‌های تولید همزمان است [۱]. در کشورهای دانمارک، هلند، فنلاند و روسیه حدود ۳۰ الی ۵۰ درصد از تولید

2 Heat Recovery Steam Generator (HRSG)

1 International Energy Agency (IEA)

^{*} نویسنده عهده‌دار مکاتبات: jafarian@modares.ac.ir

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لایسنس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لایسنس، از آدرس <https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode> دیدن فرمایید.



حرارت را تحت تاثیر قرار می‌دهد.

از مطالعات و پژوهش‌های انجام شده در زمینه رفتار گذرای بویلرهای بازیاب حرارت، آستروم و بل [۴] مدل دینامیکی غیرخطی برای بویلرهای گردش طبیعی ارائه کرده است. این مدل، دینامیک پیچیده از درام، لوله‌های بالابرنده و پایین‌برنده را بر اساس معادلات موازنه جرم، انرژی و توزیع بخار در لوله‌ها و درام توصیف می‌کند. نتایج حاصل از مدل با داده‌های نیروگاه واقعی اعتبارسنجی شده است. این مدل قادر به توصیف رفتار سیستم در یک محدوده عملیاتی وسیع است. پدیده پیچیده کاهش یا افزایش سریع سطح آب در درام بویلرها با استفاده از این مدل دینامیکی غیرخطی قابل توصیف است. لوو و همکاران [۵] با استفاده از مدل ارائه شده توسط آستروم و بل اقدام به طراحی کنترل‌کننده سه المانی برای کنترل سطح آب داخل درام در نیروگاه‌ها نمودند. از نتایج این پژوهش می‌توان به شبیه‌سازی و اعمال کنترل‌کننده در بویلرهای نیروگاه‌های ۱۵۰ مگاواتی در کشور سوئد و ۵۰۰ مگاواتی در کشور استرالیا اشاره کرد. پیشنهاد استفاده از کنترل‌کننده‌هایی برای ظرفیت‌های مختلف به منظور ساده‌سازی ارتباط پیچیده بین فشار درام و سطح آب درام و جلوگیری از خروج آب از درام به سمت توربین بخار در این پژوهش برای دو نیروگاه ذکر شده، ارائه شده است. کیم و چووی [۶] با تکیه بر معادلات بقای جرم، مومنتوم، انرژی و همچنین معادلات اساسی برای دینامیک بخار زیر سطح آب در درام (معادله دریفت-فلاکس^۱) در سیکل درام، لوله بالابرنده و لوله پایین‌برنده بویلر بازیاب گردش طبیعی دارای درام، به منظور کنترل سطح آب داخل درام، مدلی را معرفی کرده‌اند. میزان بخار زیر سطح آب درام با استفاده از دو معادله اساسی از جمله نرخ چگالش و سرعت افزایشی، پیش‌بینی شده است. نتایج شبیه‌سازی با مدل ارائه شده آستروم و بل مقایسه شده است و نشان از مطابقت خوب و مناسب مدل‌ها با هم دارند. مدل ارائه شده توسط کیم و چووی به عنوان گزینه مناسب برای پیش‌بینی تغییرات سطح آب در اثر تغییرات در میزان تقاضای بخار، توصیه شده است. امارا و همکاران [۷] یک مدل دینامیکی که قابلیت پیش‌بینی دمای دیواره لوله‌های بالابرنده بویلرهای لوله آبی برای شرایط عملکردی مختلف و حالت‌های متفاوت بویلر را دارد، پیشنهاد کرده است. این مدل برای بررسی سناریوهای عملکردی قبل از پیاده‌سازی در نیروگاه واقعی

مفید است و پایه‌ای برای توسعه فرآیند راه‌اندازی بویلر و پیش‌بینی برخط دمای دیواره لوله‌ها است. فوق داغ شدن لوله‌ها و آسیب دیدن آن‌ها را می‌توان با مدل ارائه شده پیش‌بینی کرد. سیندره و همکاران [۸] یک مدل دینامیکی برای راه‌اندازی سرد بویلر بازیاب حرارت بر پایه معادلات موازنه جرم و انرژی که بر اساس الگوریتم ژنتیک طراحی شده است، معرفی کرده است. سازگاری خوب بین نتایج شبیه‌سازی مدل دینامیکی و داده‌های تجربی در شرایط راه‌اندازی سرد نشان‌دهنده قابلیت اطمینان و اعتبار مدل توسعه‌یافته برای عملیات راه‌اندازی سرد به منظور برآورد متغیرهای کلیدی مانند فشار و دما است. العبید و همکاران [۹] مدل دینامیکی بویلر بازیاب سه‌فشاره زیربحرانی در طول تغییر ظرفیت و راه‌اندازی با هدف بررسی توانایی و امکان‌سنجی استفاده از نرم‌افزار اسپن پلاس دینامیک (شبیه‌سازی پیشرفته فرآیندها) برای پیش‌بینی رفتار واقعی یک نیروگاه را منتشر کرده است. نتایج شبیه‌سازی دینامیکی بویلر بازیاب در طی راه‌اندازی گرم در ظرفیت‌های مختلف با داده‌های تجربی و واقعی نشان می‌دهد که تطابق خوبی بین نتایج وجود دارد و حداکثر خطای نسبی گزارش شده بین نتایج حدود ۵ درصد است. چریدی و همکاران [۱۰] شبیه‌سازی عددی بویلرهای بازیاب حرارت لوله آبی گردش طبیعی بزرگ مقیاس را با توجه به مشکل به‌وجود آمده در سیکل گردش طبیعی به علت خرابی خط آب تغذیه به منظور مشاهده اثرات این عامل و پیش‌بینی دمای بحرانی لوله‌ها تا سوختن را در دستور کار خود قرار دادند. نتایج پژوهش نشان می‌دهد که با استفاده کد کامپیوتری معرفی شده می‌توان سیستم مورد نظر را تحت کنترل خود در آورد و از سوختن دسته‌لوله‌ها جلوگیری نمود. سونیل و همکاران [۱۱] مدل ریاضی‌ای که قادر به بررسی دینامیکی بویلرهای نیروگاهی در حالت‌های عملکردی در محدوده وسیع نظیر راه‌اندازی و تغییر ظرفیت را منتشر کرده‌اند. مدل معرفی شده بر کاربردهای سیستمی و کنترلی به‌منظور بررسی دینامیک سیستم‌های بویلر، متمرکز است و با سه نوع از داده‌های جمع‌آوری شده در شرایط راه‌اندازی سرد و گرم از نیروگاه سیکل ترکیبی حیدرآباد هند، اعتبارسنجی شده است. مدل ارائه شده برای تحلیل و بررسی آفلاین بویلر مانند امکان‌سنجی عملکردی و مطالعات کارایی در محدوده عملکردی وسیع دینامیکی مناسب است و همچنین آنالیز پیش‌بینی، تشخیص و عیب‌یابی بویلر در مشکلاتی نظیر نشتی لوله‌ها، مباحث رسوب از کارایی‌های

1 Drift-Flux Equation

ناشی از تغییر بار توربین گازی (سیکل بالادستی)، دبی آب تغذیه و میزان بخار مورد تقاضا (دبی بخار تولیدی) سیکل پایین دستی است. بویلرهای بازیاب حرارت در نظر گرفته شده در پژوهش حاضر، از نوع گردش طبیعی است. کد کامپیوتری با هدف شبیه سازی گذرای (دینامیکی) معادلات حاکم بر مدل یک بعدی (مدل نقطه ای^۲) بویلر بازیاب حرارت، توسعه داده شده است، پاسخ گذرای پارامترهای عملکردی مهم بویلر بازیاب حرارت از جمله دمای دیواره لوله های بالابرنده و همچنین فشار بخار درام با توجه به تحریک های اعمالی استخراج شده است. همچنین مطالعه پارامتریک به منظور بررسی پارامترهای مهم در فرآیند تولید بخار بویلر بازیاب حرارت، انجام شده است.

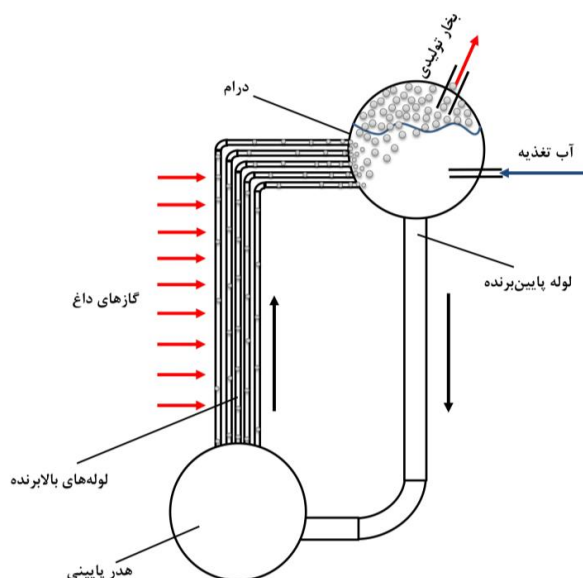
۲- روش پژوهش، معادلات حاکم

اساس کار بویلرهای گردش طبیعی با توجه به اختلاف چگالی بین مخلوط دوفازی تشکیل یافته در لوله های بالابرنده و آب موجود در لوله های پایین برنده است. در شکل ۱ اجزای اصلی تشکیل دهنده بویلر بازیاب حرارت تولید بخار گردش طبیعی آورده شده است.

مدل یک بعدی دینامیکی بویلر بازیاب حرارت، از زیر مدل هایی شامل مدل درام، مدل انتقال حرارتی و مدل سیکل گردش طبیعی اواپراتور^۱ و همچنین معادلات کوپل شده بین این سه زیر مدل تشکیل شده است. همانطور که در شکل ۲ مشاهده می شود با ترکیب سه

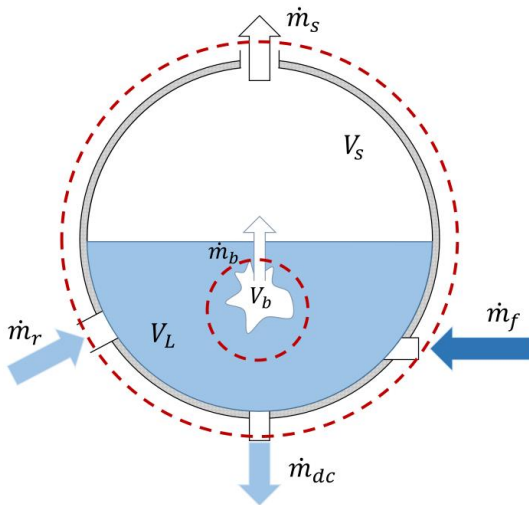
این مدل ذکر شده است. مهدوی و همکاران [۱۲] شبیه سازی دینامیکی بویلرهای بازیاب تولید بخار واحد نمک زدایی حرارتی (واحد تغلیظ کننده پساب های صنعتی) به صورت مدل صفر بعدی (وابسته به زمان) را انجام داده اند. تاثیر تغییر ظرفیت توربین گازی بر رفتار بویلر بازیاب و سیکل پایین دستی (واحد تغلیظ کننده پساب صنعتی) و نرخ آب خالص تولیدی مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج مطالعه نشان می دهد که افزایش ۵ درصدی نرخ گرمای ورودی، باعث افزایش حدود ۲۰ درصدی فشار بخار تولیدی بویلر می شود که موجب تزریق بخار با کیفیت تر و محرک تر به واحد نمک زدایی شده و افزایش تولید آب خالص واحد تغلیظ کننده پساب صنعتی به میزان حدود ۲ درصد را در پی دارد.

مطالعه رفتار دینامیکی بویلر بازیاب حرارت تولید بخار با توجه به کاربردهای صنعتی آن و اهمیت بحث کنترل پارامترهای بویلرهای بازیاب در شرایط تغییرات ناگهانی به منظور جلوگیری از آسیب لوله ها و کاهش راندمان سیستم ضروری است. با توجه به مورد نیاز بودن تحلیل دقیقی از نرخ تغییر پارامترهای مهم و کلیدی بویلر بازیاب بر حسب زمان به منظور تصمیم گیری در مورد فرآیندهای بویلر از جمله راه اندازی و خاموشی، پژوهش حاضر به بررسی و مطالعه پاسخ رفتار گذرای بویلر بازیاب حرارت با استفاده از مدل یک بعدی سیکل گردش طبیعی اواپراتور نسبت به سناریوهای مختلف پرداخته است. سناریوهای مورد مطالعه شامل تغییرات در شار ورودی به دسته لوله ها



شکل ۱. نمایی از اجزای اصلی بویلر بازیاب حرارت تولید بخار گردش طبیعی [۱۲]
Fig.1: The main components in a natural circulation HRSG

است. در شکل ۳، شماتیکی از حجم کنترل و فرآیندهای صورت گرفته در درام را مشاهده کرد.



شکل ۳. شماتیکی از حجم کنترل‌های مدل درام

Fig. 3: Schematics of control volumes in the drum model

با اعمال بقای جرم کل در درام، معادله بالانس جرمی پس از انجام مشتق‌گیری‌های مورد نیاز و ساده‌سازی به صورت معادله (۱) حاصل می‌شود [۱۱]. لازم به ذکر است که با توجه به اینکه چگالی‌های فازهای موجود در درام وابسته به فشار درام است، می‌توان از قاعده زنجیره‌ای مشتق استفاده کرد.

$$\frac{dP}{dt} \left[V_L \frac{d\rho_L}{dP} + V_D \frac{d\rho_s}{dP} - V_L \frac{d\rho_s}{dP} \right] + \frac{dV_L}{dt} (\rho_L - \rho_s) = \dot{m}_f + \dot{m}_r - \dot{m}_s - \dot{m}_{dc} \quad (1)$$

برای بخش زیرین درام (شامل فاز مایع و همچنین حباب‌های بخار)، معادله (۲) به عنوان معادله بالانس جرمی حاصل می‌شود:

$$\frac{dP}{dt} \left[V_L \frac{d\rho_L}{dP} + V_b \frac{d\rho_b}{dP} \right] + \rho_L \frac{dV_L}{dt} + \rho_b \frac{dV_b}{dt} = \dot{m}_f + \dot{m}_r - \dot{m}_b - \dot{m}_{dc} \quad (2)$$

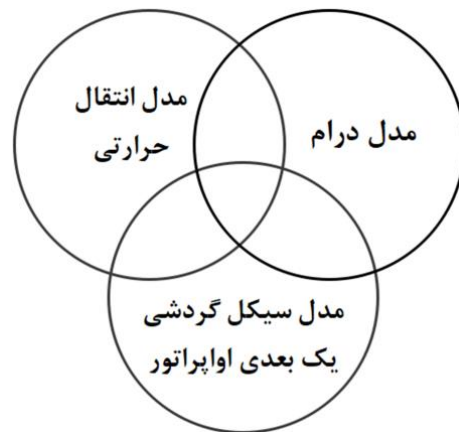
در معادله (۲)، دبی جرمی حباب‌های بخار که به صورت دبی خالص جرمی از ناحیه دوفازی به بخش بالایی و بخار تعریف می‌شود، از رابطه (۳) محاسبه می‌شود:

$$\dot{m}_b = K \rho_s u_s A_{ma} \quad (3)$$

در رابطه (۳)، برای عبارت u_s از رابطه تجربی معرفی شده زوبر و فینالی [۱۳] که برای سرعت دررفت فلاکس حباب‌ها که بر اساس

زیر مدل درام بخار، انتقال حرارتی و سیکل گردش طبیعی یک‌بعدی لوله‌های پایین‌برنده-بالا برنده، مدل یک‌بعدی (نقطه‌ای) حاصل می‌شود و که این سه زیر مدل به هم وابسته هستند و معادلات کوپل شده این وابستگی را برطرف می‌کند.

معادلات حاکم بر مدل یک‌بعدی شامل معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی است. در کنار این معادلات با توجه به معلومات و هدف مساله، نیاز به یک معادله دیگر به نام معادله حالت جدول ترمودینامیکی است که با توجه به مقادیر خواص موجود برای حل دستگاه معادلات، مورد استفاده قرار می‌گیرد. در بخش‌های بعدی به ترتیب به معادلات حاکم بر مدل درام، مدل سیکل گردش طبیعی و مدل انتقال حرارتی پرداخته می‌شود.



شکل ۲. زیر مدل‌ها و نحوه کوپل شدن آن‌ها در مدل یک‌بعدی بویلر بازتاب حرارت گردش طبیعی

Fig. 2: Sub-models and method of their coupling in a one dimensional natural circulation HRSG model

۲-۱ مدل درام

مخلوط آب و بخار ایجاد شده در لوله‌های بالا برنده (مخلوط دوفازی) حاصل از جذب انرژی دود خروجی از توربین گاز، وارد درام می‌شوند؛ در درام قطرات آب از بخار جدا شده و بخار اشباع از بالای درام به سمت سوپرهیتر جاری می‌شود و آب جدا شده با آب تغذیه ورودی مخلوط شده و آب بدون ذرات بخار دوباره توسط لوله‌های پایین‌برنده به سمت لوله‌های بالا برنده جریان پیدا می‌کند تا سیکل گردش طبیعی اواپراتور تکرار شود. درام بویلر بازتاب حرارت از سه فاز شامل فاز بخار اشباع (حجم بالایی درام)، فاز مایع اشباع (حجم پایینی درام) و فاز حباب‌های بخار (حجم بخار زیر سطح آب درام)

(۹) تعریف شده است:

$$a_1 = V_L \frac{d\rho_L}{dP} + V_D \frac{d\rho_s}{dP} - V_L \frac{d\rho_s}{dP}, \quad a_2 = V_L \frac{d\rho_L}{dP} + V_b \frac{d\rho_b}{dP}$$

$$a_3 = V_L h_L \frac{d\rho_L}{dP} + \rho_L V_L \frac{dh_L}{dP} + V_D h_s \frac{d\rho_s}{dP} + \rho_s V_D \frac{dh_s}{dP} - V_L h_s \frac{d\rho_s}{dP} + M_D C_p \frac{dT_D}{dP}$$

$$b_1 = \rho_L - \rho_s, \quad b_2 = \rho_L, \quad b_3 = \rho_L h_L - \rho_s h_s \quad (9)$$

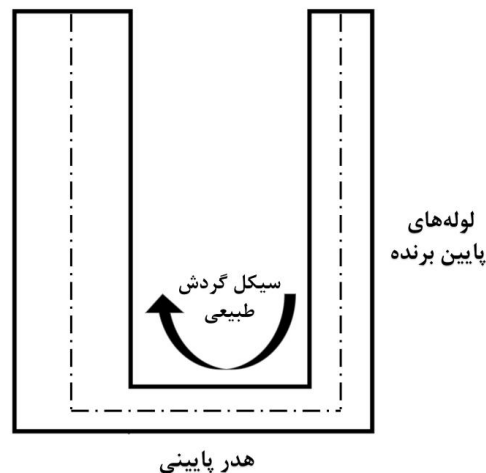
$$c_1 = 0, \quad c_2 = \rho_b, \quad c_3 = 0$$

$$d_1 = \dot{m}_f + \dot{m}_r - \dot{m}_s - \dot{m}_{dc}, \quad d_2 = \dot{m}_f + \dot{m}_r - \dot{m}_s - \dot{m}_{dc}$$

$$, \quad d_3 = \dot{m}_f h_f + \dot{m}_r h_r - \dot{m}_s h_s - \dot{m}_{dc} h_{dc}$$

۲-۲- مدل سیکل گردش یک بعدی اواپراتور

با توجه به نیاز به جواب دقیق مدل‌ها برای بدست آوردن رفتار بویلر بازیاب حرارت، مدل‌سازی یک بعدی سیکل گردش طبیعی لوله‌های پایین‌برنده-بالا برنده لازم است. مطابق شکل ۴، مدل سیکل گردش طبیعی یک بعدی اواپراتور شامل لوله‌های بالا برنده و پایین برنده و همچنین جمع کننده پایینی است. آب از طریق لوله‌های پایین برنده به درون جمع کننده پایینی جریان پیدا می‌کند. سپس از میان لوله‌های بالا برنده در مجاورت گازهای داغ خروجی از سیکل بالادستی (توربین گازی) عبور کرده، درون لوله‌های بالا برنده قسمتی از آب تبخیر شده و مخلوط دوفازی آب و بخار شکل می‌گیرد. مدل یک بعدی تمام معادلات حاکم بر نقاط مختلف سیکل گردش را حل می‌کند و از این نظر دقت بیشتری نسبت به مدل صفر بعدی (حجم کنترلی) دارد. مدل همگن^۲ (مخلوط) برای شبیه‌سازی جریان دوفازی سیکل گردش طبیعی مورد استفاده قرار گرفته است. مدل همگن، با در نظر گرفتن خواص میانگین سیال، جریان دوفازی را مانند جریان تک‌فازی در نظر می‌گیرد و بر اساس فرضیاتی از جمله برابر بودن سرعت‌های فازهای مایع و بخار، برقراری تعادل ترمودینامیکی بین فازها و استفاده از ضریب اصطکاک تک‌فازی مناسب برای جریان دوفازی استوار است. مدل همگن در فرآیندهای مختلفی نظیر صنایع تولید بخار، پتروشیمی و تبرید مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱۴]. معادله موازنه جرمی در سیکل گردش لوله‌های پایین‌برنده-بالا برنده بویلر در حالت گذرا^۳ به صورت معادله (۱۰) است [۱۵]:



شکل ۴. شماتیکی از مدل سیکل گردش طبیعی یک بعدی اواپراتور
Fig. 4: Schematics of the one dimensional natural circulation loop of the evaporator

خواص ترمودینامیکی بخار از جمله چگالی، کشش سطحی فاز مایع و بخار است، استفاده شده است، معادله تجربی ارائه شده توسط زوبر و فینالی به صورت رابطه (۴) است:

$$u_s = 1.41 \left(\frac{g \sigma_s (\rho_L - \rho_s)}{\rho_L^2} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (4)$$

با اعمال موازنه انرژی در کل بخش درام به عنوان حجم کنترل،

معادله (۵) به عنوان معادله بقای انرژی درام، استخراج می‌شود:

$$\frac{dP}{dt} \left[V_L h_L \frac{d\rho_L}{dP} + \rho_L V_L \frac{dh_L}{dP} + V_D h_s \frac{d\rho_s}{dP} + \rho_s V_D \frac{dh_s}{dP} - V_L h_s \frac{d\rho_s}{dP} + M_D C_p \frac{dT_D}{dP} \right] + \frac{dV_L}{dt} (\rho_L h_L - \rho_s h_s) = \dot{m}_f h_f + \dot{m}_r h_r - \dot{m}_s h_s - \dot{m}_{dc} h_{dc} \quad (5)$$

به عنوان جمع بندی معادلات حاکم بر مدل درام، معادلات (۶)

تا (۸) به عنوان معادلات نهایی حاکم معرفی می‌شوند که برای حل دستگاه معادلات، از روش عددی مرتبه بالا تک گامی رانگ-کوتا^۱ مرتبه ۴ استفاده شده است.

$$a_1 \frac{dP}{dt} + b_1 \frac{dV_L}{dt} + c_1 \frac{dV_b}{dt} = d_1 \quad (6)$$

$$a_2 \frac{dP}{dt} + b_2 \frac{dV_L}{dt} + c_2 \frac{dV_b}{dt} = d_2 \quad (7)$$

$$a_3 \frac{dP}{dt} + b_3 \frac{dV_L}{dt} + c_3 \frac{dV_b}{dt} = d_3 \quad (8)$$

که در معادلات (۶) الی (۸) ضرایب a ، b و c به صورت معادلات

1 Runge-Kutta

2 Homogeneous Model
3 Unsteady

به این ترتیب ضریب اصطکاکی دوفازی به صورت رابطه (۱۶) حاصل می‌شود.

$$f_{TP} = f_{fo} \phi_{fo}^2 \rho v_f \quad (16)$$

معادله بالانس انرژی در سیکل گردش در حالت گذرا به صورت کلی به صورت رابطه (۱۷) قابل بیان است:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(h + \frac{u^2}{2} \right)_{cl} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\rho u \left(h + \frac{u^2}{2} \right)_{cl} \right] - \frac{\partial P_{cl}}{\partial t} + q_w + (\rho u g)_{cl} = 0 \quad (17)$$

که در رابطه (۱۷) h و q_w به ترتیب آنتالپی سیال و نرخ گرمای ورودی به هر نقطه از سیکل بر واحد حجم از طریق دیواره داغ لوله هستند.

برای گسسته‌سازی معادلات حاکم بر سیکل گردش طبیعی، از روش تفاضل محدود رو به جلو^۴ در راستای مکان و روش ضمنی کامل^۵ در راستای زمان استفاده شده است. معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی برای بدست آوردن چهار پارامتر مجهول چگالی، سرعت، فشار و آنتالپی سیال در هر نقطه از سیکل، بایستی حل شوند. معادله دیگری با هدف تکمیل فرآیند حل و بسته کردن دستگاه معادلات نیاز است. معادله حالت (جدول ترمودینامیکی) با مشخص بودن فشار و آنتالپی سیال در هر نقطه و زمان از حل، میزان چگالی آن نقطه از سیکل را محاسبه می‌کند. در واقع معادله حالت (خواص و جدول ترمودینامیکی) کوپل بین سرعت و فشار را برطرف می‌کند که در معادله (۱۸) نشان داده شده است. به منظور اعمال معادله حالت (جدول ترمودینامیکی) و محاسبه خواص ترمودینامیکی پارامترهای مورد استفاده در کد توسعه داده شده از تابع آماده ایکس.استیم^۶ استفاده شده است. تابع ایکس.استیم توسط هولمرگن [۱۷] با توجه به داده‌های انجمن بین المللی خواص آب و بخار^۷ ارائه شده است.

$$\frac{\partial \rho_{cl}}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)_{cl}}{\partial z} = 0 \quad (10)$$

که در رابطه (۱۰) u سرعت سیال در هر نقطه^۱ و cl بیانگر سیکل گردشی است.

معادله موازنه نیروهای موجود در سیکل گردش طبیعی با در نظر گرفتن عبارت‌های نیروهای اصطکاکی، گرانشی (پتانسیل) و دینامیکی (جنبشی) نوشته می‌شود و معادله بقای مومنتوم در حالت کلی و گذرا در معادله (۱۱) دیده می‌شود [۱۵]:

$$\frac{\partial (\rho u)_{cl}}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u^2)_{cl}}{\partial z} + \frac{\partial P_{cl}}{\partial z} + (C_k \rho u^2)_{cl} + (\rho g)_{cl} = 0 \quad (11)$$

در رابطه (۱۱) C_k ضریب اصطکاکی^۲ در عبارت افت فشار اصطکاکی است. که به صورت رابطه (۱۲) تعریف می‌شود [۱۴]:

$$C_k = \frac{f_{TP}}{2D} \quad (12)$$

برای محاسبه ضریب اصطکاک دوفازی f_{TP} طبق مدل همگن، از ضریب اصطکاک جریان تک‌فازی به همراه اصلاحاتی بر روی آن، استفاده شده است. افزایش ضریب دوفازی^۳ به عنوان ضریب تصحیح در روابط اصطکاک تک‌فازی ضرب می‌شود. در رابطه (۱۳) این ضریب تعریف شده است [۱۴].

$$\phi_{fo}^2 = \left[1 + x \left(\frac{v_{fg}}{v_f} \right) \right] \left[1 + x \left(\frac{\mu_{fg}}{\mu_f} \right) \right]^{-\frac{1}{4}} \quad (13)$$

برای محاسبه ضریب اصطکاک تک‌فازی از فرمول تجربی هالند [۱۶] مطابق رابطه (۱۴) استفاده شده است.

$$f_{fo} = \frac{0.309}{\left\{ \log \left[\frac{6.9}{\text{Re}_d} + \left(\frac{\varepsilon}{3.7} \right)^{1.11} \right] \right\}^2} \quad (14)$$

لزجت جریان از رابطه ارائه شده توسط مک آدامز [۱۴] مطابق رابطه (۱۵) محاسبه می‌شود.

$$\frac{1}{\bar{\mu}} = \frac{x}{\mu_g} + \frac{1-x}{\mu_l} \quad (15)$$

4 Forward Finite Difference Method

5 Fully Implicit Method

6 XSteam

7 International Association for the Properties of Water and Steam (IAP-WS)

1 Node

2 Friction Coefficient

3 Two-Phase Multiplier

$$G = \frac{\dot{m}_r}{A_r} \quad (27)$$

$$\rho_{i+1}^{n+1} = f(h_{i+1}^{n+1}, P_{i+1}^{n+1}) \quad (18)$$

۲-۴- مدل انتقال حرارتی

با توجه به ماهیت مساله و بحث جوشش، نیاز به محاسبه ضرایب انتقال حرارت دوفازی است. روابط مورد استفاده در این پژوهش، معادلات تجربی کندیکار [۱۸] مطابق معادلات (۲۷) تا (۳۳) برای بدست آوردن ضریب انتقال حرارت دوفازی است. مدل انتقال حرارتی قادر است که مقدار دمای دیواره لوله‌های بالابرنده را به صورت تابع زمان، در هر نقطه از سیکل گردش طبیعی محاسبه کند.

$$Fr = \frac{G^2}{gD_i\rho_l^2} \quad (28)$$

$$BO = \frac{q}{Gh_{fg}} \quad (29)$$

$$CO = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \quad (30)$$

$$h_{SPH} = \frac{0.23 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} k_{water}}{D_i} \quad (31)$$

$$h_{TPH} = h_{SPH} [c_1 CO^{c_2} \times (25Fr)^{c_3} + c_3 BO^{c_4} F_k] \quad (32)$$

$$Q_w = A_w h_{TPH} (T_m - T_s) \quad (33)$$

۲-۵- الگوریتم حل عددی

با معلوم بودن فشار اولیه درام بخار بویلر و نرخ گرمای ورودی اولیه به لوله‌های بالابرنده، مدل یک‌بعدی سیکل گردش طبیعی در حالت پایا حل می‌شود و خواص و پارامترهای مختلف سیال در نقاط مختلف سیکل به دست می‌آید. مقادیر محاسبه شده از قبیل چگالی، سرعت، فشار و آنتالپی به عنوان مقادیر اولیه^۱ برای استفاده در حالت گذرا (وابسته به زمان)، در نظر گرفته می‌شود. کد توسعه داده شده در حالت پایا به جازوب کردن کل طول سیکل گردش طبیعی می‌پردازد و مقادیر مورد نیاز برای محاسبات و حل در حالت گذرا به دست می‌آید. روند حل عددی در شکل ۵ به صورت

۲-۲-۱- جمع بندی معادلات گسسته سازی شده در حالت گذرا

با گسسته سازی تمام معادلات حاکم بر سیکل گردش طبیعی، و همچنین در نظر گرفتن معادله حالت (جدول ترمودینامیکی) برای بسته کردن روند حل، معادلات (۱۹) تا (۲۲) به عنوان معادلات گسسته سازی شده نهایی سیکل گردش طبیعی حاصل می‌شوند.

$$\left[\frac{\Delta z}{2\Delta t} + u_{i+1}^{n+1}\right] \rho_{i+1}^{n+1} + W^n + O_i = 0 \quad (19)$$

$$P_{i+1}^{n+1} + \frac{\Delta z}{2\Delta t} \rho_{i+1}^{n+1} u_{i+1}^{n+1} + A^n + B_i = 0 \quad (20)$$

$$\left[h_{i+1}^{n+1} + \frac{(u_{i+1}^{n+1})^2}{2}\right] \left[\rho_{i+1}^{n+1} u_{i+1}^{n+1} + \frac{\Delta z}{2\Delta t} \rho_{i+1}^{n+1}\right] \quad (21)$$

$$+ g \frac{\Delta z}{2} \rho_{i+1}^{n+1} u_{i+1}^{n+1} - \frac{\Delta z}{2\Delta t} P_{i+1}^{n+1} + E^n + F_i = 0$$

$$\rho_{i+1}^{n+1} = f(h_{i+1}^{n+1}, P_{i+1}^{n+1}) \quad (22)$$

۲-۲-۳- معادلات کوپل بین مدل درام و مدل سیکل گردش

طبیعی اوپراتور

در هر مرحله از حل گذرا، پس از برقراری سیکل، مقادیر سرعت، چگالی و آنتالپی ورودی و خروجی سیکل محاسبه شده و مقادیر دبی‌های جرمی و آنتالپی لوله‌های بالابرنده و پایین‌برنده متصل به درام (نقاط اول و آخر سیکل گردش طبیعی) به روزرسانی می‌شوند و به مدل درام برای حل در گام زمانی دیگر اعمال شود. معادلات (۲۳) تا (۲۶) معادلات کوپل مدل درام و اوپراتور را نشان می‌دهند.

$$\dot{m}_r = \rho_{n_z} u_{n_z} A_r \quad (23)$$

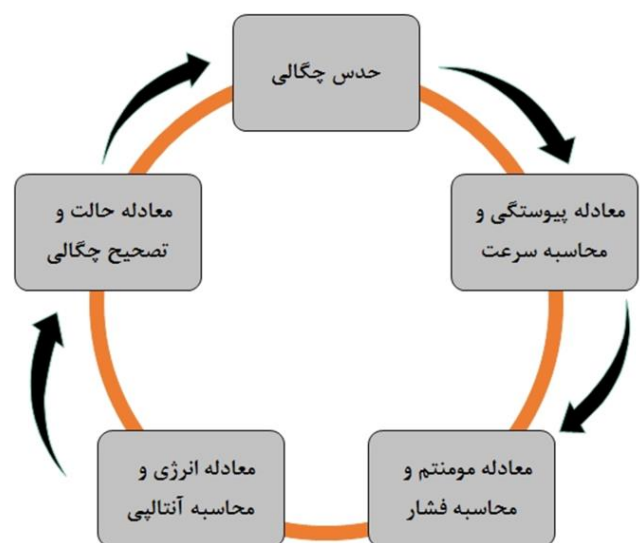
$$\dot{m}_{dc} = \rho_1 u_1 A_{dc} \quad (24)$$

$$h_{dc} = h_1 \quad (25)$$

$$h_{dc} = h_1 \quad (26)$$

آخر سیکل با نقطه ورودی سیکل که همان فشار کاری درام است، یکسان به دست آید. افت فشار کلی در طول سیکل با یک سرعت ورودی لوله پایین‌برنده، یک مقدار یکتا است. اگر فشار ورودی یک عدد مشخص و ثابت شده باشد، در نتیجه فشار خروجی لوله‌های بالا برنده با یک سرعت ورودی معین سیال، مقداری یکتا است، بنابراین یک جواب واحد برای سرعت ورودی لوله پایین‌برنده وجود دارد که بر اساس آن سیکل گردش طبیعی برقرار می‌شود. در نتیجه پارامتر تعیین‌کننده یکسان‌سازی فشار خروجی سیکل و فشار ورودی سیکل و به تبع آن برقراری سیکل گردش طبیعی در لوله‌های پایین‌برنده - بالا برنده، سرعت ورودی سیکل (سرعت نقطه اول) است. برای حل معادلات حاکم، ابتدا سرعت ورودی سیکل نیز حدس زده می‌شود. برای تصحیح این سرعت حدس زده شده، بعد از اتمام حل در طول سیکل، فشار به دست آمده با فشار ورودی سیکل مقایسه شده و اگر برابر شد این بدان معنا است که سیکل گردش طبیعی برقرار است و سرعت حدس زده شده صحیح است، در غیر این صورت باید سرعت تصحیح شود و برای این کار از روش رگولا-فالس^۱ استفاده شده است. شکل ۶ الگوریتم حل عددی مدل یک‌بعدی بویلر بازیاب در حالت دینامیکی (گذرا) را نشان می‌دهد. تغییراتی در دبی بخار تولیدی (میزان بخار مورد تقاضا)، دبی آب تغذیه و نرخ گرمای ورودی به لوله‌ها، موجب تغییراتی در رفتار بویلر می‌شود که به صورت شرایط مرزی در هر یک از زیر مدل‌ها اعمال می‌شود. مطابق با تغییرات صورت گرفته، فشار درام و نرخ گرمای ورودی نسبت به زمان تغییر می‌کند و شرایط مرزی حاکم بر سیکل عوض و روند حل انجام می‌شود. پس از حل سیکل در هر گام زمانی، سرعت ورودی و خروجی و سایر پارامترها در هر نقطه از سیکل به دست می‌آید. دبی‌های جرمی و آنتالپی‌های محاسبه شده از مدل سیکل گردش با استفاده از معادلات کوپل شده به مدل درام به عنوان شرط مرزی اعمال می‌شود. برای گام زمانی بعدی، مدل درام حل شده و فشار جدید کاری را به مدل سیکل گردش اعمال و روند حل بدین صورت تا زمان مدنظر ادامه پیدا می‌کند. پاسخ رفتار گذرای پارامترهای مختلف بویلر بازیاب حرارت از جمله فشار درام، حجم آب سیستم، دمای نقاط مختلف سیکل، کیفیت بخار خروجی لوله‌ها قابل استخراج است. در هر مرحله دمای دیواره هم به وسیله مدل انتقال حرارتی قابل محاسبه است و رفتار

شماره یک نشان داده شده است. مطابق شکل ۵، برای هر نقطه از طول سیکل گردش طبیعی بویلر، مقدار چگالی سیال نقطه بعدی و جلوتر حدس زده می‌شود و با استفاده از مقدار حدس زده شده، معادله بقای جرم (معادله (۱۹)) حل و سرعت سیال نقطه بعدی محاسبه می‌شود؛ با استفاده از معادله بقای مومنتوم (معادله (۲۰)) با معلوم بودن چگالی و سرعت سیال، فشار نقطه بعدی و در نهایت از طریق معادله انرژی (معادله (۲۱))، آنتالپی سیال نقطه بعدی محاسبه می‌شود. مهم‌ترین مرحله در روند حل مربوط به استفاده از معادله (۲۲)، معادله حالت (خواص ترمودینامیکی) است (کوپل بین سرعت و فشار). از طریق معادله حالت با فشار و آنتالپی سیال محاسبه شده، مقدار جدید چگالی بدست می‌آید که به منظور تصحیح چگالی حدس زده شده در گام اول مورد استفاده قرار می‌گیرد. زمانی که چگالی حدس زده شده (در واقع تصحیح شده مرحله آخر) و چگالی جدید محاسبه شده از طریق معادله حالت (خواص ترمودینامیکی) با هم برابر باشند (برقراری معیار همگرایی چگالی)، روند حل در آن نقطه تکمیل می‌شود و به سراغ نقطه بعدی رفته و حل ادامه پیدا می‌کند. با تکرار این فرآیند برای نقاط دیگر سیکل تا رسیدن به نقطه خروجی لوله‌های بالا برنده که نقطه آخر از طول سیکل است. در این نقطه فشار نقطه آخر سیکل و در واقع فشار خروجی لوله‌ها محاسبه می‌شود. با توجه به این که ورودی و خروجی سیکل به درام بخار متصل است، بنابراین دارای یک فشار هستند و بایستی فشار نقطه



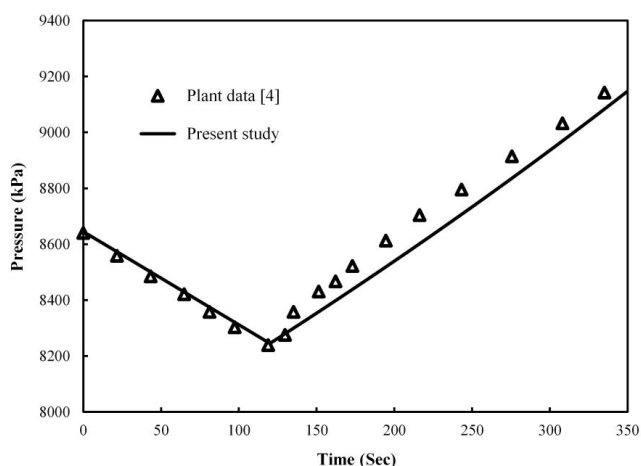
شکل ۵. نمایی از روند حل معادلات حاکم بین دو نقطه از سیکل گردش طبیعی
Fig. 5: Solving the governing equations procedure between two nodes in the natural circulation loop

1 Regula-Falsi

دمای ۴۳۳ درجه سانتی‌گراد دود ورودی به بویلر، دبی ۳۲۴/۱۰ تن بر ساعت دود اشاره کرد.

۳-۱- اعتبارسنجی نتایج و روش شبیه‌سازی

به منظور اعتبارسنجی و ارزیابی کد توسعه داده شده در پژوهش حاضر از اطلاعات و داده‌های نیروگاهی و واقعی گزارش شده توسط آستروم و بل [۴] استفاده شده است. رفتار گذرای فشار بخار درام بویلر واحد نیروگاهی در فرایند اعتبارسنجی همانطور که در شکل ۷ مشاهده می‌شود، استخراج شده است. مقایسه بین نتایج اعتبارسنجی در شکل ۷ نشان می‌دهد که مطابقت مناسبی بین نتایج مطالعه حاضر و داده‌های نیروگاهی وجود دارد.

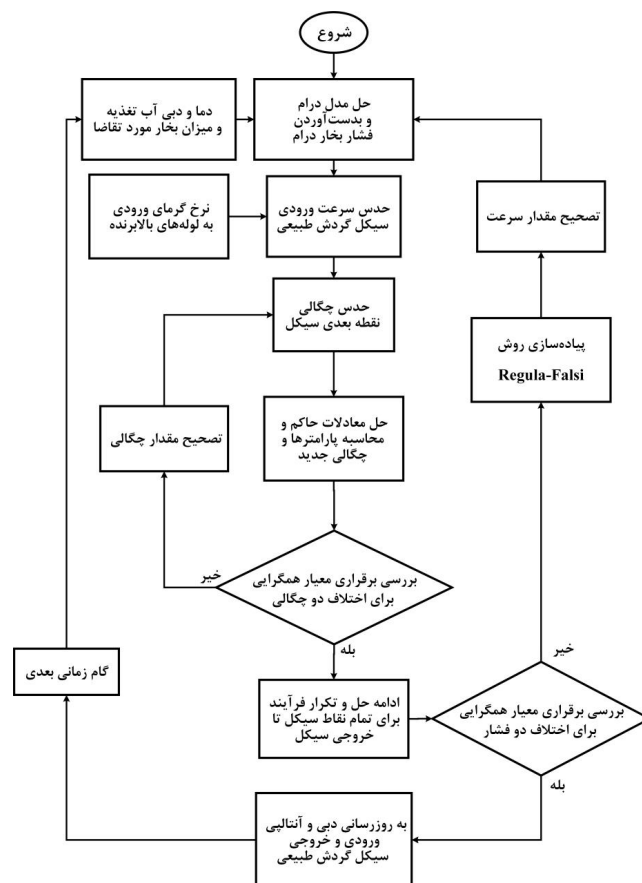


شکل ۷. اعتبارسنجی رفتار گذرای فشار بخار درام بویلر کد توسعه داده شده پژوهش حاضر با داده‌های نیروگاهی [۴]

Fig. 7: Evaluating the dynamic behavior of HRSG drum pressure in the developed code using power plant data

۳-۲- بررسی استقلال از شبکه (مکان) نتایج شبیه‌سازی

اولین قدم در مطالعه نتایج شبیه‌سازی، بررسی استقلال از شبکه نتایج حل است، بدین منظور، طول کلی سیکل گردش طبیعی، شبکه‌بندی شده است. لازم به ذکر است که طول سیکل گردش طبیعی مورد مطالعه ۱۶/۵۵۴ متر، فشار نقطه اول (فشار اولیه درام بخار بویلر بازیاب) ۴/۲۴۴ مگاپاسکال و نرخ گرمای ورودی به بویلر ۳۴/۳ مگاوات است. در جدول ۱ شش نوع شبکه‌بندی آورده شده است که گام مکانی و تعداد مش‌ها در جدول ۱ مشخص شده است. برای هر یک از شبکه‌های ذکر شده در جدول ۱، نتایج شبیه‌سازی و



شکل ۶. الگوریتم حل عددی مدل یک‌بعدی بویلر بازیاب حرارت گردش طبیعی در حالت گذر

Fig. 6: Numerical solution algorithm of a unsteady one dimensional natural circulation HRSG model

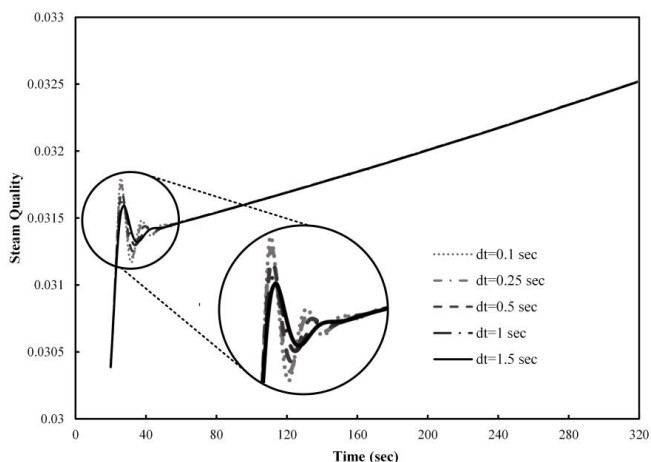
دینامیکی دمای دیواره می‌تواند اطلاعات مفیدی در اختیار بگذارد.

۳-نتایج و بحث

نتایج شبیه‌سازی دینامیکی و حل معادلات حاکم بر مدل یک‌بعدی بویلر بازیاب حرارت، در این بخش آورده شده است. ابتدای این بخش اختصاص به اعتبارسنجی نتایج و روش شبیه‌سازی و بررسی استقلال از شبکه و گام زمانی نتایج حل دارد. در ادامه، نتایج شبیه‌سازی برای سناریوهای مختلف آورده شده است. همچنین مطالعه پارامتریک نیز بر روی پارامترهای مختلف صورت گرفته است. مشخصات هندسی و ترمودینامیکی بویلر بازیاب حرارت مورد مطالعه در پژوهش حاضر از شبیه‌سازی آن در نرم‌افزار تجاری ترموفلو^۱ توسط مهدوی و همکاران [۱۲]، استخراج شده است. از مشخصات هندسی بویلر مورد مطالعه می‌توان به طول ۷/۷۷۷ متری لوله‌ها، تعداد ۱۰۶۴ لوله بالا برنده،

1 Thermoflow Commercial Software

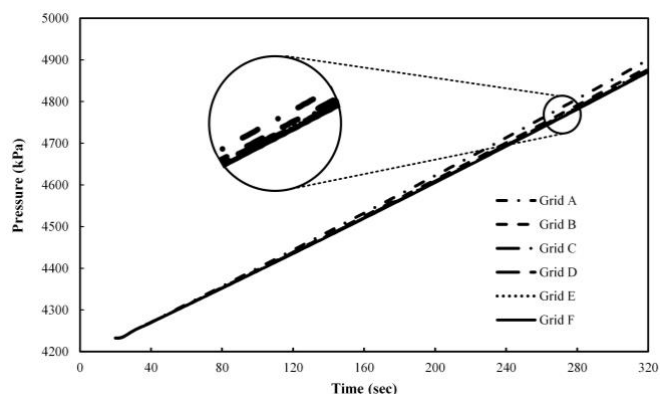
با توجه به شکل ۹، در گام زمانی $dt=1$ بحث ناپایداری و نوسانات پاسخ کسر جرمی بخار خروجی لوله‌ها در ابتدای فرآیند تحریک (زمان‌های اولیه)، برطرف شده است و می‌توان گام زمانی $dt=1$ ثانیه را به عنوان گام زمانی مورد نظر برای ادامه فرآیند شبیه‌سازی انتخاب کرد.



شکل ۹. بررسی استقلال از گام زمانی نتایج شبیه‌سازی عددی
Fig. 9: Investigating time independency of numerical simulation results

۴-۳- نتایج مطالعه رفتار گذرای بویلر بازیاب

در این قسمت نتایج شبیه‌سازی نقطه‌ای (یک‌بعدی) بویلر بازیاب در حالت گذرانی طبیعی بررسی می‌شود. افزایش میزان بخار مورد تقاضا، دبی آب تغذیه و نرخ گرمای ورودی به بویلر به میزان ۵ درصد حالت اولیه، به عنوان سناریوهای مطالعه پاسخ گذرای (دینامیکی) پارامترهای مختلف بویلر، در نظر گرفته می‌شود. زمان مدنظر مطالعه،



(ب)

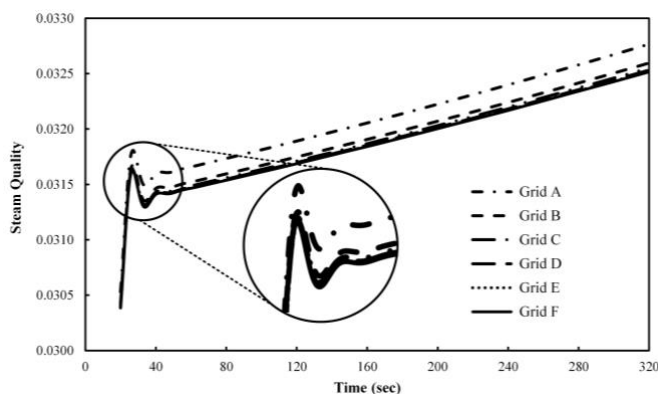
جدول ۱. تعداد نقاط و گام مکانی در شبکه‌ها
Table 1: Number of nodes and spatial length scale in the grids

شبکه	تعداد نقاط (مش)	گام مکانی (متر)
شبکه A	۱۰۰	۰/۱۶۵۵۴
شبکه B	۲۰۰	۰/۰۸۲۷۷
شبکه C	۳۰۰	۰/۰۵۵۱۸
شبکه D	۴۰۰	۰/۰۴۱۳۸۵
شبکه E	۵۰۰	۰/۰۳۳۱۰۸
شبکه F	۶۰۰	۰/۰۲۷۵۹۰

پاسخ دینامیکی کیفیت بخار خروجی لوله‌های بالابرنده و فشار بخار درام بویلر (فشار نقطه آخر سیکل گردش طبیعی) مطابق شکل ۸ برای سناریو افزایش نرخ گرمای ورودی به بویلر بررسی شده است. نتیجه‌ای که از شکل ۸ استخراج می‌شود بدین صورت است که با توجه به عدم تغییر نتایج شبیه‌سازی با افزایش تعداد مش از شبکه E به F، شبکه E به عنوان شبکه منتخب و مستقل برای شبیه‌سازی پژوهش حاضر انتخاب می‌شود.

۳-۳- بررسی استقلال از گام زمانی نتایج شبیه‌سازی

قدم بعدی بررسی استقلال از گام زمانی نتایج شبیه‌سازی است. مانند حالت استقلال از گام مکانی، نتایج تغییرات کیفیت بخار خروجی لوله‌های بالابرنده نسبت به زمان مطابق شکل ۹ برای سناریو افزایش نرخ گرمای ورودی به بویلر بررسی شده است.



(الف)

شکل ۸. بررسی استقلال از شبکه (گام مکانی) نتایج شبیه‌سازی: (الف) کیفیت بخار خروجی لوله‌های بویلر (ب) فشار بخار درام بویلر (نقطه آخر)
Fig. 8: Investigating grid independency of simulation results (a): HRSG tube outlet steam quality, (b) HRSG drum steam pressure (final node)

جدول ۲. مقادیر ورودی و خروجی محاسبه شده کد برای برقراری سیکل گردش طبیعی در زمان ۳۰۰ ثانیه

Table 2: The calculated inlet and outlet values by the code to establish the natural circulation loop at 300 seconds

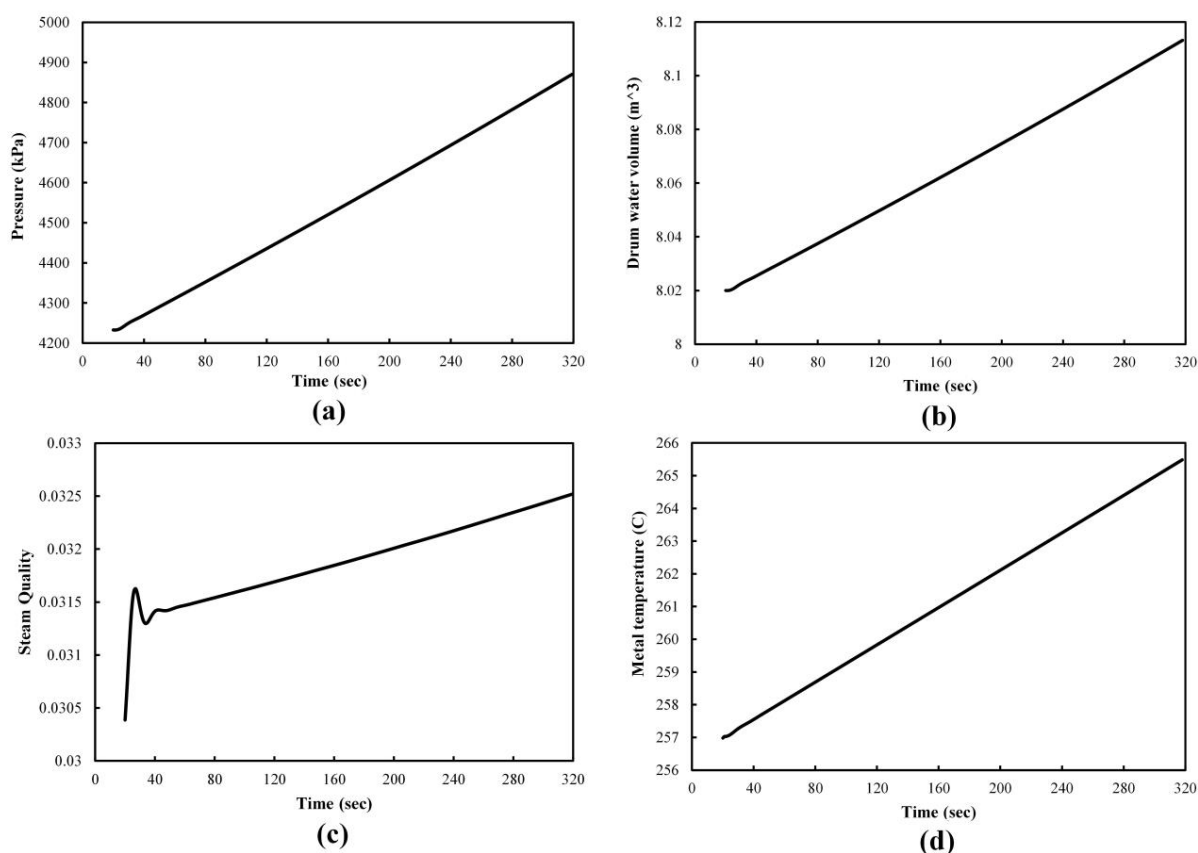
مقدار	عنوان کمیت
۳/۸۰۷۸	مقدار سرعت ورودی (m/s)
۱/۹۹۴۲	مقدار سرعت خروجی (m/s)
۶۶۶/۹۲۸۳	دبی گردشی (kg/s)
۰/۰۳۲۵۱۷	کیفیت بخار خروجی لوله‌های بالابرنده (-)
۵۱/۵۳۱۴	کسر حجمی بخار خروجی لوله‌های بالابرنده (%)

در شکل ۱۰، تغییرات پارامترهای مختلف بویلر از جمله فشار و حجم آب درام، کیفیت بخار خروجی لوله‌ها و دمای دیواره لوله‌ها، نسبت به زمان نشان داده شده است. افزایش نرخ گرمای ورودی به دسته لوله‌ها موجب افزایش فشار، حجم آب سیستم و بالارفتن کیفیت بخار خروجی لوله‌های بالابرنده به دلیل افزایش نرخ تبخیر می‌شود. داغ شدن زیاد لوله‌های بویلر و آسیب دیدن آن‌ها با توجه

۵ دقیقه (۳۰۰ ثانیه) که از ثانیه ۲۰ تحریک‌های مدنظر به کد توسعه داده شده، اعمال شده است. پارامتر تعیین‌کننده در کد توسعه داده شده به منظور برقراری سیکل گردش طبیعی، سرعت ورودی لوله پایین‌برنده است که از سمت درام وارد سیکل گردش طبیعی می‌شود. در هر گام زمانی سرعت ورودی لوله پایین‌برنده باید به اندازه‌ای باشد که موجب برقراری سیکل گردش طبیعی شود. در ادامه به نتایج حاصل از کد توسعه داده شده برای سه سناریو مورد مطالعه پرداخته می‌شود.

۳-۴-۱- افزایش نرخ گرمای ورودی به لوله‌ها

در این بخش پاسخ دینامیکی پارامترهای بویلر بازیاب حرارت نسبت به سناریو افزایش نرخ حرارت ورودی استخراج و بررسی شده است. در جدول ۲ مقادیر ورودی و خروجی سیکل از جمله سرعت و دبی گردشی و همچنین مقادیر کیفیت بخار جرمی و کسر حجمی خروجی لوله‌های بالابرنده در زمان ۵ دقیقه (۳۰۰ ثانیه) آورده شده است.



شکل ۱۰. پاسخ دینامیکی پارامترهای بویلر نسبت به افزایش نرخ گرمای ورودی به بویلر، (a) فشار بخار درام، (b) حجم آب درام، (c) کیفیت بخار خروجی لوله‌های بالابرنده، و (d) دمای دیواره لوله‌های بالابرنده

Fig. 10: HRSG dynamic response against an increase in input heat rate, (a) drum steam pressure, (b) drum water volume, (c) riser tube outlet steam quality, and (d) riser tube wall temperature

لوله‌ها با توجه به تحریک پله‌ای میزان بخار مورد تقاضا، مشهود است که با گذشت زمان، رفتار غیرنوسانی پیدا کرده و این مشکل برطرف شده است

جدول ۳. مقادیر ورودی و خروجی محاسبه شده کد برای برقراری سیکل گردش طبیعی در زمان ۳۰۰ ثانیه

Table 3: The calculated inlet and outlet values by the code to establish the natural circulation loop at 300 seconds

مقدار	عنوان کمیت
۳/۷۶۰۱	مقدار سرعت ورودی (m/s)
۲/۱۵۴۷	مقدار سرعت خروجی (m/s)
۶۸۰/۸۳	دبی گردش (kg/s)
۰/۰۳۰۱۱	کیفیت بخار خروجی لوله‌های بالا برنده (-)
۵۷/۸۴۹۲	کسر حجمی بخار خروجی لوله‌های بالا برنده (%)

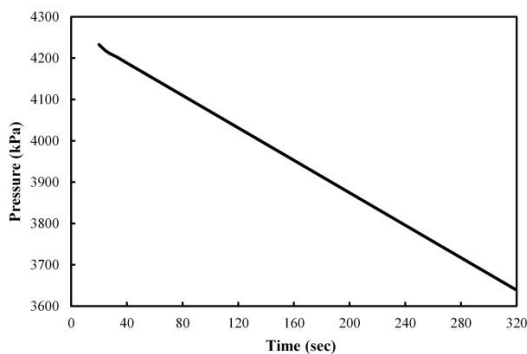
۳-۴-۳- افزایش دبی آب تغذیه

همانند دو سناریو قبلی، برای سناریو افزایش دبی آب تغذیه،

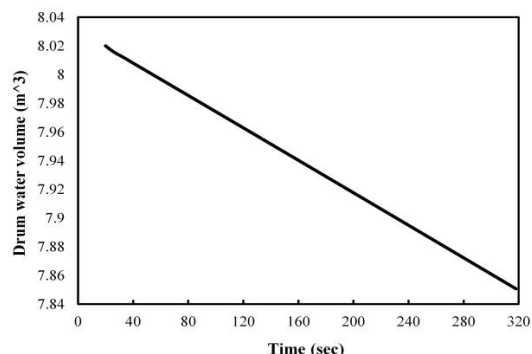
به افزایش فشار بویلر را باید مدنظر داشت. مطابق شکل ۱۰، افزایش ۵ درصدی نرخ گرمای ورودی، افزایش ۱۵ درصدی فشار بویلر و بالا رفتن حدود ۱۰ درجه‌ای دمای دیواره لوله‌ها را در پی دارد. با توجه نمودار (C)، تحریک اعمال شده به سیستم منجر به نوسانات اولیه^۱ در پاسخ دینامیکی کیفیت بخار خروجی لوله‌ها در زمان‌های اولیه شده است که بعد از گذشت زمان از طریق خود سیستم مرتفع شده است.

۳-۴-۲- افزایش دبی بخار تولیدی (میزان بخار مورد تقاضا)

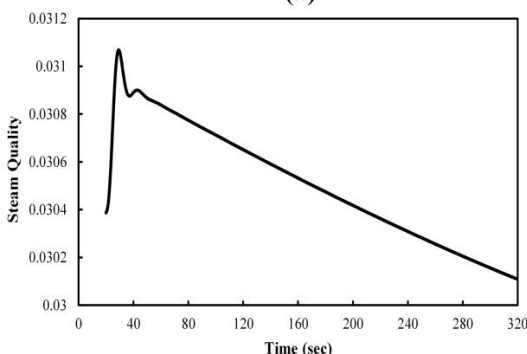
در جدول ۳ مقادیر سرعت ورودی و دبی برقرارکننده سیکل گردش طبیعی در سناریو افزایش میزان بخار مورد تقاضا درج شده است. پاسخ دینامیکی متغیرهای بویلر نسبت به افزایش میزان بخار مورد تقاضا در شکل ۱۱ مشاهده می‌شود. کاهش فشار درام و حجم آب از پیامدهای بالا رفتن دبی بخار تولیدی است. کیفیت بخار خروجی لوله‌ها با افزایش دبی بخار و ابتدا به دلیل کاهش فشار، به سرعت افزایش می‌یابد و سپس به دلیل افزایش دبی گردش، کاهش می‌یابد. با دقت در نمودار (C)، بحث نوسانات اولیه کسر جرمی بخار



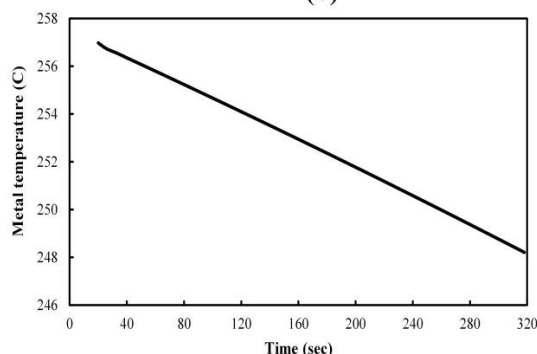
(a)



(b)



(c)



(d)

شکل ۱۱. پاسخ دینامیکی پارامترهای بویلر نسبت به افزایش دبی بخار تولیدی، (a) فشار بخار درام، (b) حجم آب درام، (c) کیفیت بخار خروجی لوله‌های بالا برنده و (d) دمای دیواره لوله‌های بالا برنده

Fig. 11: HRSG dynamic response against an increase in generated steam flow rate, (a) drum steam pressure, (b) drum water volume, (c) riser tube outlet steam quality, and (d) riser tube wall temperature

1 Overshoot and Undershoot

افزایش دبی آب تغذیه قابل ملاحظه نیست، به نحوی که با توجه به شکل ۱۲ کیفیت بخار خروجی لوله‌ها تغییر چندانی نمی‌کند و همچنین با افزایش ۵ درصدی دبی آب تغذیه، دمای دیواره لوله‌ها افت ۳ درجه‌ای را به همراه دارد.

۳-۴-۴- مطالعه پارامتریک

یکی از پارامترهای مهم بویلر بازیاب حرارت، دمای دیواره لوله‌های بویلر است که با توجه به خطراتی مانند خرابی و سوختن لوله‌ها به دلیل افزایش بیش از حد نرخ گرمای ورودی، توجه به مطالعه پارامتریک رفتار دینامیکی (گذرای) این پارامتر ضروری است. تغییرات دمای دیواره لوله‌های بویلر نسبت به زمان، با توجه به نرخ‌های مختلف افزایش گرمای ورودی، استخراج و در شکل ۱۳، نشان داده شده است. مطابق شکل ۱۳، افزایش ۲۰ درصدی نرخ گرمای ورودی به بویلر منجر به بالارفتن حدود ۳۵ درجه‌ای دمای دیواره لوله‌ها می‌شود که باید این پارامتر را به دقت تحت کنترل قرار داد تا از خطرات ذکر شده

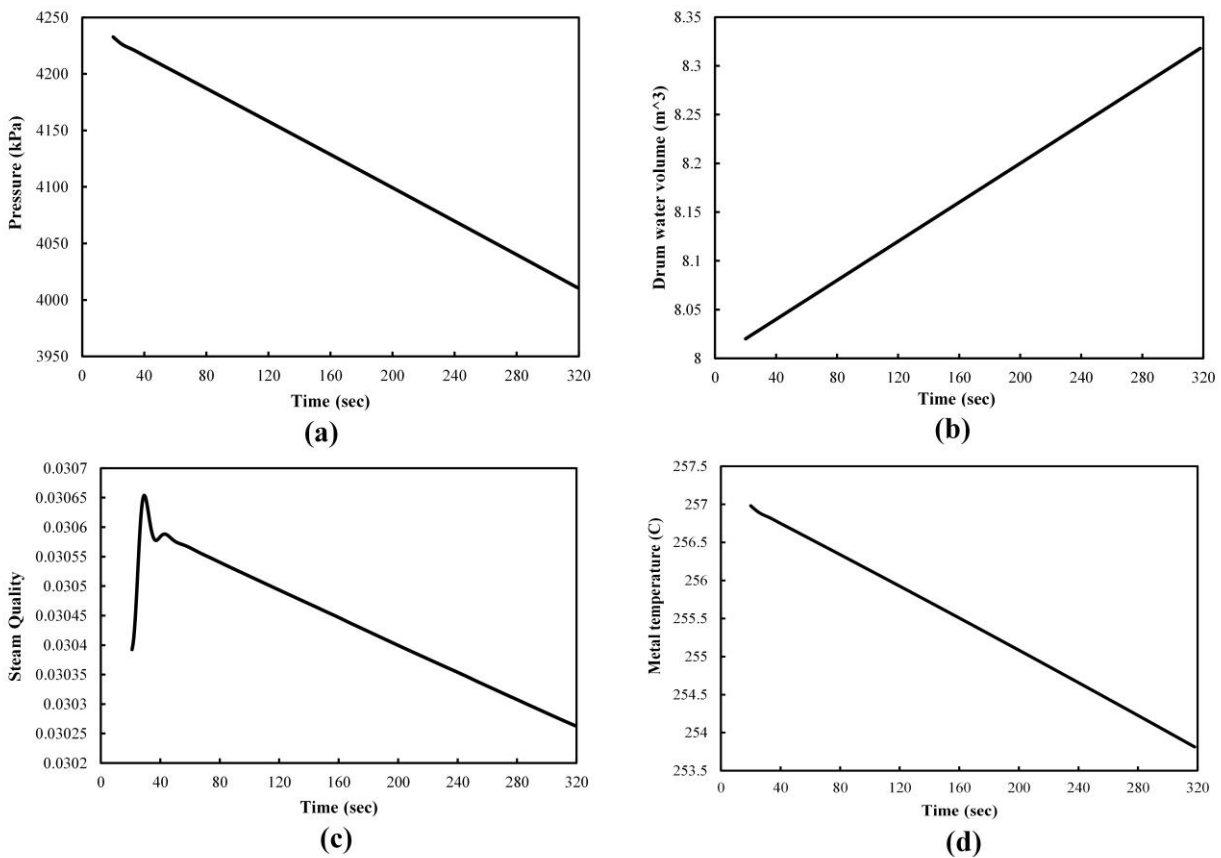
روند مشابهی تکرار می‌شود. مقدار سرعت ورودی که برقراری سیکل گردش طبیعی را تضمین می‌کند در جدول ۴ درج شده است.

جدول ۴. مقادیر ورودی و خروجی محاسبه شده کد برای برقراری سیکل گردش طبیعی در زمان ۳۰۰ ثانیه

Table 4: The calculated inlet and outlet values by the code to establish the natural circulation loop at 300 seconds

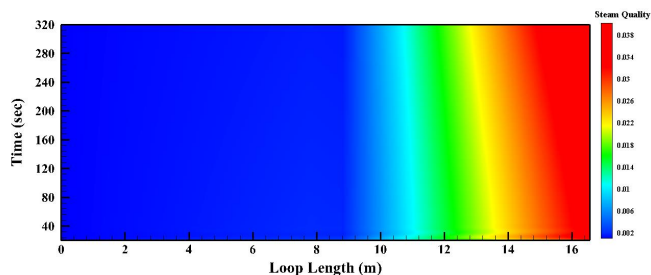
مقدار	عنوان کمیت
۳/۷۸۵۳	مقدار سرعت ورودی (m/s)
۲/۰۳۵۶	مقدار سرعت خروجی (m/s)
۶۷۸/۳۴	دبی گردشی (kg/s)
۰/۰۳۰۲۶	کیفیت بخار خروجی لوله‌های بالابرنده (-)
۵۵/۲۸۳۶	کسر حجمی بخار خروجی لوله‌های بالابرنده (%)

رفتار و تغییرات پارامترهای بویلر در این حالت همانند سناریو افزایش میزان بخار مورد تقاضا می‌باشد. میزان تغییرات در حالت



شکل ۱۲. پاسخ دینامیکی پارامترهای بویلر نسبت به افزایش دبی آب تغذیه، (a) فشار بخار درام، (b) حجم آب درام، (c) کیفیت بخار خروجی لوله‌های بالابرنده و (d) دمای دیواره لوله‌های بالابرنده

Fig. 12: HRSG dynamic response against an increase in feed water flow rate, (a) drum steam pressure, (b) drum water volume, (c) riser tube outlet steam quality, and (d) riser tube wall temperature

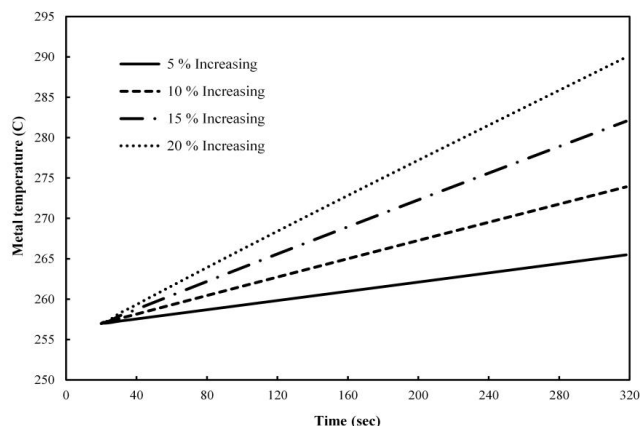


شکل ۱۵. پاسخ دینامیکی کیفیت بخار خروجی نسبت به افزایش ۲۰ درصدی گرمای ورودی

Fig. 15: Dynamic response of the outlet steam quality due to 20% increase in the input heat rate

رفتار دینامیکی دمای سیال داخل لوله‌های اواپراتور بویلر با زیاب حرارت تولید بخار در طول سیکل گردش طبیعی در شکل ۱۶ استخراج شده است. پاسخ رفتار دینامیکی دمای سیال لوله‌ها نشان می‌دهد که افزایش ۲۰ درصدی نرخ گرمای ورودی به بویلر منجر به بالا رفتن ۳۰ درجه‌ای در دمای سیال داخل لوله‌ها از ۲۵۵ به ۲۸۵ درجه سانتی‌گراد می‌شود.

اگر تغییری در سیستم رخ دهد و تحریکی به بویلر اعمال شود، سه متغیر نرخ گرمای ورودی، دبی آب تغذیه و دبی بخار تولیدی (میزان بخار مورد تقاضا) باید به‌طوری تغییر کنند که سطح آب درام و کارکرد خود بویلر دچار نوسانات نشده و بتواند به شرایط کاری خود ادامه دهد. به عنوان نمونه اگر میزان بخار مورد تقاضا در زمان مشخص افزایش پیدا کند، رفتار دینامیکی دو متغیر دیگر طوری باید باشند که بر نوسانات عملکردی بویلر غلبه کند. در بحث‌های کنترلی دقیقاً مطلب فوق صادق است و آب تغذیه توسط پمپ آب تغذیه و سوخت از طریق شیر دبی سوخت، به صورت سیگنالی مشخص به بویلر تزریق می‌شوند. در شکل ۱۷ رفتار دینامیکی کیفیت



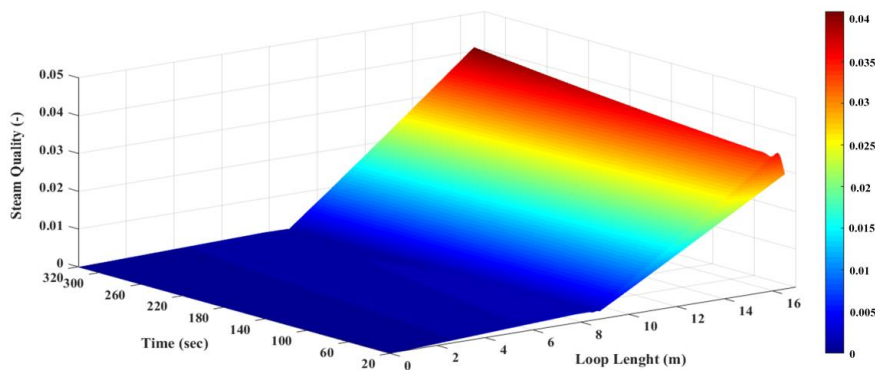
شکل ۱۳. مقادیر ورودی و خروجی محاسبه شده کد برای برقراری سیکل گردش طبیعی در زمان ۳۰۰ ثانیه

Fig. 13: Dynamic response of tube wall temperature due to the increase in input heat at difference percentages

جلوگیری شود.

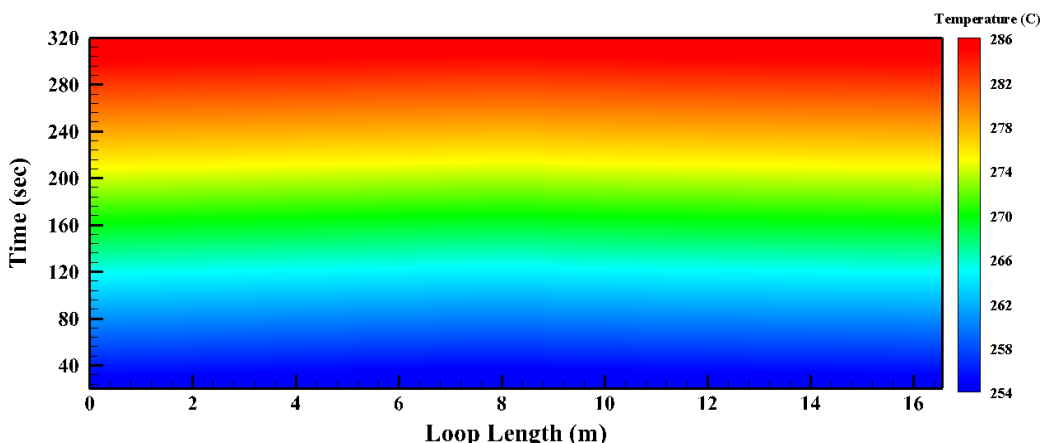
به منظور مشاهده و درک بهتر از تغییرات پارامترهای مختلف، به عنوان نمونه توزیع دمای سیال و کسر جرمی بخار در طول سیکل گردش طبیعی و در زمان‌های مختلف استخراج شده است. شکل ۱۴ رفتار کیفیت بخار خروجی لوله‌های بویلر را نشان می‌دهد. مطابق شکل ۱۴، تا قبل از اعمال حرارت به لوله‌ها در سیکل گردش طبیعی، بخاری تولید نمی‌شود، این نواحی را می‌توان در طول سیکل گردش طبیعی مشاهده کرد که مربوط به قسمت لوله‌های پایین‌برنده و جمع‌کننده پایینی است.

با توجه به شکل ۱۵، سیال بعد از عبور از لوله‌های پایین‌برنده و جمع‌کننده پایینی در معرض گازهای داغ خروجی از سیکل بالادستی (توربین گازی) قرار می‌گیرند و به تدریج مخلوط دوفازی تشکیل می‌شود و به اصطلاح سیال کیفیت می‌گیرد.



شکل ۱۴. توزیع رفتار دینامیکی کسر جرمی بخار خروجی لوله‌ها در طول سیکل گردش طبیعی

Fig. 14: Dynamic behavior distribution of tube outlet steam mass fraction along the natural circulation loop

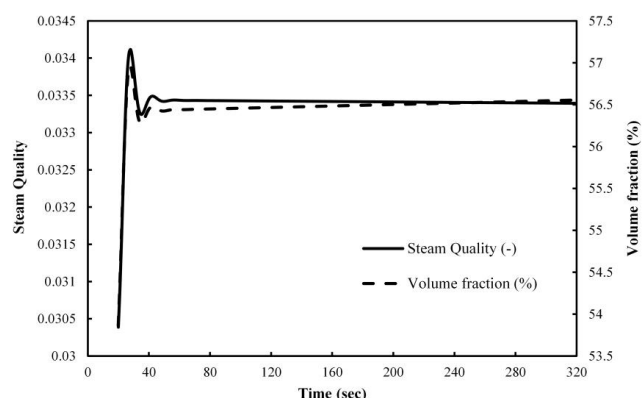


شکل ۱۶. پاسخ دینامیکی دمای سیال نسبت به افزایش ۲۰ درصدی نرخ گرمای ورودی
 Fig. 16: Dynamic response of the fluid temperature against 20% increase in input heat rate

۴- نتیجه گیری

بویلرهای بازیاب حرارت تولید بخار یکی از اجزای مهم و کلیدی در سیکل‌های ترکیبی و سیستم‌های تولید همزمان هستند که نقش مهم و کلیدی در راندمان سیستم‌ها و بازیابی حرارتی دارد. کنترل پارامترهای بویلرهای بازیاب تولید بخار به منظور جلوگیری از آسیب لوله‌ها، درام بخار بویلر و پیش‌گیری از کاهش راندمان سیستم، با اهمیت است. با توجه به مورد نیاز بودن تحلیل دقیقی از نرخ تغییر پارامترهای بویلر بازیاب برحسب زمان به منظور تصمیم‌گیری در مورد فرآیندهای بویلر از جمله راه‌اندازی و خاموشی، بررسی رفتار پارامترهای مهم بویلرهای بازیاب تولید بخار در سناریوهای مختلف با استفاده از شبیه‌سازی رفتار گذرا (دینامیکی) و توسعه کد کامپیوتری، ضروری است. در پژوهش حاضر کد کامپیوتری با هدف شبیه‌سازی گذرای (دینامیکی) معادلات حاکم بر مدل یک‌بعدی بویلر بازیاب حرارت، توسعه داده شده است. مدل یک‌بعدی دینامیکی بویلر بازیاب، شامل زیر مدل‌هایی درام، مدل انتقال حرارتی و مدل سیکل گردش طبیعی اواپراتور است و معادلات حاکم بر مدل یک‌بعدی بویلر، در راستای طول لوله‌ها و زمان، گسسته‌سازی شده است. رفتار گذرای بویلر بازیاب حرارت در طی ۵ دقیقه (۳۰۰ ثانیه) در سناریوهای مختلف اعم از تغییرات در نرخ حرارت ورودی به دسته لوله‌های بویلر، دبی آب تغذیه و میزان بخار مورد تقاضا مطالعه شده است. نتایج شبیه‌سازی دینامیکی نشان می‌دهد افزایش نرخ گرمای ورودی به دسته لوله‌ها موجب افزایش فشار و حجم آب سیستم و بالا رفتن کیفیت بخار خروجی لوله‌های بالا برنده به دلیل افزایش نرخ تبخیر

بخار خروجی لوله‌ها و همچنین کسر حجمی بخار نشان داده شده است. تحریک‌های اعمال شده در این به نحوی است که با افزایش ۵ درصدی نرخ گرمای ورودی، همزمان دبی آب تغذیه و میزان بخار مورد تقاضای تولیدی به میزان ۵ درصد مقدار اولیه افزایش پیدا می‌کنند. همان‌طور که در شکل ۱۷ مشاهده می‌شود کسر جرمی و حجمی بخار خروجی لوله‌های بالا برنده ابتدا به دلیل نوسانات دچار افزایش و کاهش می‌شود که بعد از گذشت زمانی، مشاهده می‌شود که تقریباً رفتار کسر جرمی و حجمی بخار به صورت خط افقی در آمده است و این نشان می‌دهد که دیگر نسبت به زمان تغییری ندارد و به حالت پایدار عملکردی رسیده است.



شکل ۱۷. اعمال همزمان تحریک‌ها و تاثیر آن بر پاسخ دینامیکی کسرهای جرمی و حجمی بخار خروجی لوله‌ها
 Fig. 17: Simultaneous apply of stimulations and its effect on the dynamic response of mass and volume fraction of the outlet steam

r لوله‌های بالا برنده
 s بخار اشباع
 بالانویس
 n زمان n ام

منابع

- [1] A. Chiu, One twelfth of global electricity comes from combined heat and power systems, Vital signs, (2009).
- [2] CHP share of total national power production, Accessed 22 January 2016, Url. <http://www.iea.org>.
- [3] O.M. Keshavar, A. Jafarian, M. Rezaei, S. Deldar, Experimental and analytical investigation of a small scale heat recovery steam generator, in: The 8th International Conference & Workshop, Quest for Energy, Venice, Italy, 2018, pp. 271-286.
- [4] K.J. Åström, R.D. Bell, Drum-boiler dynamics, Automatica, 36(3) (2000) 363-378.
- [5] C. Lu, N. Rees, S. Donaldson, The use of the Åström-Bell model for the design of drum level controllers in power plant boilers, IFAC Proceedings Volumes, 38(1) (2005) 139-144.
- [6] H. Kim, S. Choi, A model on water level dynamics in natural circulation drum-type boilers, International Communications in Heat and Mass Transfer, 32(6) (2005) 786-796.
- [7] H. Emara-Shabaik, M. Habib, I. Al-Zaharna, Prediction of risers' tubes temperature in water tube boilers, Applied Mathematical Modelling, 33(3) (2009) 1323-1336.
- [8] P. Sindareh-Esfahani, E. Habibi-Siyahposh, M. Saffar-Avval, A. Ghaffari, F. Bakhtiari-Nejad, Cold start-up condition model for heat recovery steam generators, Applied Thermal Engineering, 65(1-2) (2014) 502-512.
- [9] F. Alobaid, K. Karner, J. Belz, B. Epple, H.-G. Kim, Numerical and experimental study of a heat recovery steam generator during start-up procedure, Energy, 64 (2014) 1057-1070.
- [10] A.L.D. Cheridi, A. Chaker, A. Loubar,

می‌شود. کاهش فشار درام و حجم آب سیستم از پیامدهای بالا رفتن دبی بخار تولیدی است. با افزایش ۵ درصدی نرخ گرمای ورودی، فشار بخار درام به ترتیب حدود ۱۵ درصد مقدار اولیه و دمای دیواره لوله‌های بویلر به میزان ۱۰ درجه سانتی‌گراد افزایش پیدا می‌کنند که بایستی به این مساله توجه شود تا از هرگونه خرابی در سیستم اعم از خرابی لوله‌ها و درام جلوگیری کرد. کنترل دمای دیواره لوله‌های بالا برنده به عنوان یک پارامتر مهم بویلرها با توجه به تغییرات ناگهانی اعمال شده از سیکل‌های بالادستی و پایین‌دستی با هدف جلوگیری از خرابی لوله‌ها به دلیل تنش‌های حرارتی، اهمیت دارد. نتایج نشان می‌دهد افزایش ۲۰ درصدی نرخ گرمای ورودی به بویلر منجر به بالا رفتن حدود ۳۵ درجه‌ای دمای دیواره لوله‌ها می‌شود که باید این پارامتر را به دقت تحت کنترل قرار داد تا از خرابی و فوق داغ شدن لوله‌های بویلر باز یاب جلوگیری شود.

فهرست علائم

علائم انگلیسی

D	قطر لوله‌ها، m
h	آنتالپی، J/kg
m	دبی جرمی لوله‌ها، kg/s
P	فشار درام بویلر، Pa
Q	نرخ گرمای ورودی بویلر، MW
T	دما، C
u	سرعت سیال، m/s
V	حجم، m^3

علائم یونانی

ρ	چگالی، kg/m^3
μ	لزجت سینماتیکی، Pa.s
Δt	گام زمانی، s
Δz	گام مکانی، m

زیرنویس

b	حباب بخار
D	درام بخار
dc	لوله‌های پایین‌برنده
f	آب تغذیه
i	نقطه i ام
L	مایع اشباع

- and condensation, Clarendon Press, 1994.
- [15] V. Chatoorgoon, SPORTS-A simple non-linear thermalhydraulic stability code, Nuclear Engineering and Design, 93(1) (1986) 51-67.
- [16] S.E. Haaland, Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flow, Journal of Fluids Engineering, 105(1) (1983) 89-90.
- [17] M. Holmgren, X Steam-Thermodynamic properties of water and steam for Matlab,2006, Accessed 17 April 2017, Url. <http://www.X-eng.com>.
- [18] S.G. Kandlikar, A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes, Journal of heat transfer, 112(1) (1990) 219-228.
- Numerical simulation of a 374 tons/h water-tube steam boiler following a feedwater line break, Annals of Nuclear Energy, 97 (2016) 27-35.
- [11] P. Sunil, J. Barve, P. Nataraj, Mathematical modeling, simulation and validation of a boiler drum: Some investigations, Energy, 126 (2017) 312-325.
- [12] O.M. Keshavar, A. Jafarian, M.S. Shekafti, Dynamic simulation of a heat recovery steam generator dedicated to a brine concentration plant, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 135(3) (2019) 1763-1773.
- [13] N. Zuber, J. Findlay, Average volumetric concentration in two-phase flow systems, Journal of heat transfer, 87(4) (1965) 453-468.
- [14] J.G. Collier, J.R. Thome, Convective boiling

