

Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 52(9) (2020) 587-590 DOI: 10.22060/mej.2019.15234.6065

Study of the Natural Circulation Heat Recovery Steam Generator Unsteady Behavior Using One Dimensional Model for the Evaporator Loop

O. Mahdavi keshavar, A. Jafarian*, S. Deldar

Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran.

Review History:

Received: 3 Nov. 2018 Revised: 6 Apr. 2019 Accepted: 14 Apr. 2019 Available Online: 30 Apr. 2019

Keywords:

Cogeneration Natural Circulation HRSG Unsteady behavior One-dimensional model Steam generation.

ABSTRACT: Heat recovery steam generators as a vital part of cogeneration plants play a fundamental role in energy recovery processes. According to a necessity of accurate analysis of steam generators' parameters variation rate to take a decision on steam generators processes such as start-up and shut-down, the present study aims to investigate the unsteady behavior of boilers using the dynamic simulation. In this respect, a one-dimensional model of the evaporator natural circulation loop along with boilers' drum and heat transfer models are considered for simulation. Unsteady study scenarios include changes in the input heat to tube banks due to the change in the gas turbine load, feedwater flow rate and steam demand of the downstream cycle. A computer code has been developed to solve governing equations of a one-dimensional model and to demonstrate the response of boilers' key parameters to different scenarios. Dynamic simulation results showed that a 5% increase in heat input to risers leads to an increase of 15% of the drum pressure as well as an increase of about 10 degrees of the tubes wall temperature. In addition, an increase of 20% in the heat input due to the change in the gas turbine load would increase the wall temperature of tubes by 35 degrees.

1. Introduction

Based on the International Energy Agency (IEA) report, cogeneration systems contribute to 10% of total power generated in the countries of the world [1]. The exhaust gases of a gas turbine have a lot of energy recovery potential due to its high thermal capacity and potential [2]. Heat Recovery Steam Generator (HRSG) is one of the key components in the combined cycle and cogeneration systems and plays a fundamental role in improving the efficiency and energy recovery of the system. Changes in input heat (heat flux) to the HRSG tube bundle (the gas turbine load), increase or decrease in steam demand (generated steam flow rate) of the downstream cycle, as well as changes in the flow rate and temperature of the inlet feed water from economizer tubes, affect the different variables of HRSGs. Studying the dynamic behavior of HRSG is important due to its industrial applications and the importance of controlling HRSG parameters under the conditions of sudden changes to prevent damage to the tubes and reduction in system efficiency. This paper conducts an investigation on the HRSG response behavior using a one-dimensional natural circulation evaporator model under different conditions. A computer code used to dynamically simulate the governing equations of the one-dimensional model (nodal model) of the HRSG is developed. Dynamic response of the important operational parameters of the HRSG such as risers' wall temperature as

well as drum steam pressure are extracted in accordance with applied stimulations.

2. Methodology

The one-dimensional dynamic model of the HRSG includes sub-models such as drum, heat transfer model, and natural circulation loop evaporator model, as well as coupled equations between these three sub-models. By combining the three-steam drum, heat transfer and one-dimensional riser-downcomer tubes natural circulation loop models, a one-dimensional (nodal) model is obtained. These three sub-models are dependent on each other and the coupled equations fix this dependency. The equations governing this one-dimensional model are the conservation of mass, momentum and energy equations. Among these equations, another equation is needed according to the known variables and the goal of the problem; called the thermodynamic table state equation, which is used in accordance to the value of the existing properties to solve the system of equations.

The equations governing the drum model [3] such as the equations of conservation of mass and energy of the existing phases inside the drum, form Eqs. (1) to (3). Single-step Runge-Kutta fourth-order numerical method is used to solve its system of equations.

$$a_1 \frac{dP}{dt} + b_1 \frac{dV_L}{dt} + c_1 \frac{dV_b}{dt} = d_1$$
(1)

*Corresponding author's email: jafarian@modares.ac.ir



$$a_2 \frac{dP}{dt} + b_2 \frac{dV_L}{dt} + c_2 \frac{dV_b}{dt} = d_2$$
⁽²⁾

$$a_2 \frac{dP}{dt} + b_2 \frac{dV_L}{dt} + c_2 \frac{dV_b}{dt} = d_2$$
(3)

The mass balance equation in the riser-downcomer tubes natural circulation loop in the unsteady form is as seen in Eq. (4) [4].

$$\frac{\partial \rho_{cl}}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)_{cl}}{\partial z} = 0 \tag{4}$$

The conservation equation of the forces present in the HRSG natural circulation loop is written taking the terms of friction forces, gravitational (potential), dynamic (kinetic) into account, while the conservation of momentum equation at the unsteady form is seen in Eq. (5).

$$\frac{\partial(\rho u)_{cl}}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)_{cl}}{\partial z} + \frac{\partial P_{cl}}{\partial z} + \left(C_k \rho u^2\right)_{cl} + \left(\rho g\right)_{cl} = 0$$
(5)

Single-phase friction factor is used to calculate the twophase friction factor f_{TP} in accordance to the homogenous model to obtain the friction coefficient in the frictional pressure drop term, with some corrections such as applying the two-phase multiplier [5].

The energy balance equation in the circulation loop during the dynamic form can entirely be expressed as Eq. (6).

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

$$+ (\rho ug)_{cl} = 0$$
(6)

Forward finite difference method along the tube length and the fully implicit method along the time are used to discretize the equations governing the natural circulation loop. Mass, momentum, and energy conservation equations should be solved to calculate the four unknown variables of density, velocity, pressure, and enthalpy at every node in the loop. Another equation is needed to complement the solution process and close the system of equations. The equation of state (thermodynamic table) can calculate the density of any given node or time using known values of pressure and enthalpy. In fact, the equation of state (properties and thermodynamic table) can fix the issue of coupling between velocity and pressure as seen in Eq. (7). XSteam preset function is used to apply the state equation (thermodynamic table) and calculate the thermodynamic properties of the parameters used in the developed software. XSteam function is provided by Holmgren [6] according to the International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS) data.

$$\rho_{i+1}^{n+1} = f\left(h_{i+1}^{n+1}, P_{i+1}^{n+1}\right) \tag{7}$$

In every step of the unsteady solution, inlet and outlet velocity, density, and enthalpy are calculated after establishing the loop, while the mass flow rate and enthalpy of the riser and downcomer tubes connected to the drum (the start and end node of the natural circulation loop) are updated and applied to the drum model to be used in the solution of another time step.

3. Results and Discussion

The geometric and thermodynamic properties of the studied HRSGs in this research are extracted from a simulation done by Mahdavi et al. [7]. Among its notable properties, the 7.777 m long tubes, 1064 riser tubes, 433 °C temperature input exhaust gas, and 324.10 ton/h flow rate input exhaust gas can be stated.

Fig. 1 shows changes in different parameters of the HRSG such as drum pressure and water volume, tube outlet steam quality, and tube wall temperature against time. Increasing input heat rate to the tube bundles increases pressure, system water volume and increasing the outlet steam quality of the riser tubes due to the increase in the evaporation rate. The tubes' temperature should be monitored for overheating problems. According to Fig. 1, a 5% increase in the input heat rate, results in 15% increase in HRSG pressure and about 10 degrees of tube bundle temperature.



Fig. 1. 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

One of the important parameters of the HRSG is tube wall temperature, which due to dangers such as damage and burning as a result of increased input heat rate, the dynamic behavior of this parameter should be closely studied parametrically. Changes in tube wall temperature against time in accordance with differences in input heat rise are extracted and shown in Fig. 2. Regarding Fig. 2, a 20% increase in the input heat results in a 35% rise in tube wall temperature, showing that this parameter should be closely monitored to prevent the aforementioned dangers.

The dynamic behavior of the fluid inside HRSG tubes along the loop iw extracted in Fig. 3. Results show that 20%



Fig. 2. Dynamic response of the tube wall temperature due to the increase in the input heat at difference percentages



Fig. 3. Dynamic response of the fluid temperature against 20% increase in the input heat rate

increase in the input heat rate causes a 30 degree temperature rise in the fluids inside the tubes, from 255 to 285 °C.

4- Conclusions

In this paper, a computer code is developed to investigate the dynamic behavior of a one-dimensional model of the natural circulation HRSG. The governing equations of the one-dimensional HRSG model are discretized along the tube length and time. The unsteady behavior of the HRSG is studied of different conditions, such as changes in input heat to the HRSG tube bundle, feed water flow rate, and the steam demand. Controlling the temperature of the riser tubes is important due to the sudden changes induced by upstream cycle to prevent tube damage as a result of thermal stresses. The results of the dynamic simulation indicate that increasing the input heat by 20%, results in an approximate 35 degrees increase in the tube wall temperature.

References

- [1] A. Chiu, One twelfth of global electricity comes from combined heat and power systems, Vital signs, (2009).
- [2] 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.
- [3] P. Sunil, J. Barve, P. Nataraj, Mathematical modeling,

simulation and validation of a boiler drum: Some investigations, Energy, 126 (2017) 312-325.

- [4] V. Chatoorgoon, SPORTS-A simple non-linear thermal hydraulic stability code, Nuclear Engineering and Design, 93(1) (1986) 51-67.
- [5] J.G. Collier, J.R. Thome, Convective boiling and condensation, Clarendon Press, 1994.
- [6] M. Holmgren, X Steam-Thermodynamic properties of water and steam for Matlab, 2006, Accessed 17 April 2017, Url. http://www.X-eng.com.
- [7] 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.

This page intentionally left blank

نشريه مهندسي مكانيك اميركبير



نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۲، شماره ۹، سال ۱۳۹۹، صفحات ۲۳۶۹ تا ۲۳۸۶ DOI: 10.22060/mej.2019.15234.6065

مطالعه رفتار گذرای بویلر بازیابحرارت تولید بخار گردش طبیعی با استفاده از مدل یکبعدی سیکل اواپراتور

امید مهدوی کشاور، علی جعفریان*، صابر دلدار

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران

خلاصه: بویلرهای بازیاب حرارت تولید بخار بهعنوان بخش حیاتی واحدهای تولید همزمان نقش مهم و اساسی در بازیابی انرژی فرآیندها ایفا می کنند. با توجه به مورد نیاز بودن تحلیل دقیقی از نرخ تغییر پارامترهای بویلر بازیاب برحسب زمان بهمنظور تصمیم گیری در مورد فرآیندهای بویلر از جمله راهاندازی و خاموشی، پژوهش حاضر به مطالعه و بررسی رفتار گذرای بویلر با استفاده از شبیه سازی دینامیکی پرداخته است. بدین منظور مدل یک بعدی(مدل نقطهای) سیکل گردش طبیعی اواپراتور همراه با مدل های درام و انتقال حرارتی بویلر برای شبیه سازی 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 پایین دستی است. کد کامپیوتری با هدف حل معادلات گذرای حاکم بر مدل یک بعدی بویلر بازیاب و استخراج پاسخ رفتار گذرای(دینامیکی) پارامترهای کلیدی بویلر نسبت به سناریوهای میزان بخار مورد تقاضا (دبی بخار تولیدی) سیکل پایین دستی است. کد کامپیوتری با هدف حل معادلات گذرای حاکم مختلف، توسعه داده شده است. نتایج شبیه سازی دینامیکی) پارامترهای کلیدی بویلر نسبت به سناریوهای مختلف، توسعه داده شده است. نتایج شبیه سازی دینامیکی) پارامترهای کلیدی بویلر نمای 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 لوله مانهی از تغییر بار توربین گازی منجر به بالارفتن حدود ۳۵ درجهای دمای دیواره لوله ها می شود.

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

۱– مقدمه

با توجه به مشکلات تقاضا و تامین انرژی در جهان امروز، استفاده از سیستمهای تولید همزمان و بازیابی انرژیهای هدررفت از سیستمها و نیروگاهها به منظور 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 معمولا آب گرم و بخار که در بسیاری از فرآیندهای صنعتی مورد استفاده قرار می گیرد، تبدیل می کند. 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 کا درصدی هزینههای کلی در بخش برق معادل ۹۵ میلیارد دلار از مزایای استفاده از سیستمهای تولید همزمان است [1]. در کشورهای مزایای استفاده از سیستمهای تولید همزمان است [1]. در کشورهای

* نویسنده عهدهدار مکاتبات: jafarian@modares.ac.ir

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 به عنوان 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 به منظور استفاده به عنوان 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

1 International Energy Agency (IEA)

2 Heat Recovery Steam Generator (HRSG)

(Creative Commons License) حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) 🛞 🕥 است اور نیندگی مردمی (https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode دیدن فرمائید.

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 وسيع است. پديده پيچيده کاهش يا افزايش سريع سطح آب در درام بويلرها با استفاده از اين مدل ديناميكي غيرخطي قابل توصيف است. لوو و همکاران [۵] با استفاده از مدل ارائه شده توسط آستروم و بل اقدام به طراحی کنترل کننده سه المانی برای کنترل سطح آب داخل درام در نیروگاهها نمودند. از نتایج این پژوهش میتوان به شبیهسازی و اعمال کنترل کننده در بویلرهای نیروگاههای ۱۵۰ مگاواتی در کشور سوئد و ۵۰۰ مگاواتی در کشور استرالیا اشاره کرد. پیشنهاد استفاده از کنترل کنندههایی 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، اراه 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 ٔ) 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 نشان دهنده قابلیت اطمینان و اعتبار مدل توسعه یافته برای عملیات راهاندازی سرد به منظور برآورد متغیرهای کلیدی مانند فشار و دما است. العبيد و همكاران [٩] مدل ديناميكي بويلر بازياب سهفشاره زیربحرانی در طول تغییر ظرفیت و راهاندازی با هدف بررسی توانایی و امکانسنجی استفاده از نرمافزار اسپن پلاس دینامیک (شبیهسازی پیشرفته فراًیندها) برای پیشبینی رفتار واقعی یک نیروگاه را منتشر کرده است. نتایج شبیهسازی دینامیکی بویلر بازیاب در طی راهانداری 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 طبيعي به علت خرابي خط آب تغذيه به منظور مشاهده اثرات اين 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 می توان 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 جمع آوری 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

این مدل ذکر شده است. مهدوی و همکاران [۱۲] شبیهسازی دینامیکی بویلرهای بازیاب تولید بخار واحد نمکزدایی حرارتی (واحد تغلیظ کننده پسابهای صنعتی) به صورت مدل صفربعدی (وابسته به زمان) را انجام دادهاند. تاثیر تغییر ظرفیت توربین گازی بر رفتار و نرخ آب خالص تولیدی مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج مطالعه نشان میدهد که افزایش ۵ درصدی نرخ گرمای ورودی، باعث افزایش حدود ۲۰ درصدی فشار بخار تولیدی بویلر میشود که موجب تزریق بخار با کیفیت تر و محرکتر به واحد نمکزدایی 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 لولهها و کاهش راندمان سیستم ضروری است. با توجه به مورد نیاز بودن تحلیل دقیقی از نرخ تغییر پارامترهای مهم و کلیدی بویلر بازیاب برحسب زمان به منظور تصمیمگیری در مورد فرآیندهای بویلر از جمله راهاندازی و خاموشی، پژوهش حاضر به بررسی و مطالعه پاسخ رفتار گذرای بویلر بازیاب حرارت با استفاده از مدل یکبعدی سیکل گردش طبیعی اواپراتور نسبت به سناریوهای مختلف پرداخته است.

ناشی از تغییر بار توربین گازی (سیکل بالادستی)، دبی آب تغذیه و میزان بخار مورد تقاضا (دبی بخار تولیدی) سیکل پاییندستی است. بویلرهای بازیاب حرارت در نظر گرفته شده در پژوهش حاضر، از نوع گردش طبیعی است. کد کامپیوتری با هدف شبیهسازی گذرای (دینامیکی) معادلات حاکم بر مدل یکبعدی (مدل نقطهای^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 تحریکهای 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 تشکیلیافته در لولههای بالابرنده و آب موجود در لولههای پایین برنده است. در شکل ۱ اجزای اصلی تشکیلدهنده بویلر بازیاب حرارت تولید بخار گردش طبیعی آورده شده است.

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



1 Natural Circulation Loop

زیر مدل درام بخار، انتقال حرارتی و سیکل گردش طبیعی یک بعدی لوله های پایین برنده-بالابرنده، مدل یک بعدی (نقطه ای) حاصل می شود و که این سه زیر مدل به هم وابسته هستند و معادلات کوپل شده این وابستگی را بر طرف می کند.

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 می گیرد. در بخشهای بعدی به ترتیب به معادلات حاکم بر مدل درام، مدل سیکل گردش طبیعی و مدل انتقال حرارتی پرداخته می شود.



شکل ۲. زیر مدلها و نحوه کوپل شدن آنها در مدل یکبعدی بویلر بازیاب 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 بالابرنده (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 جداشده با آب تغذیه ورودی مخلوط شده و آب بدون ذرات بخار دوباره توسط لولههای پایینبرنده به سمت لولههای بالابرنده جریان پیدا میکند تا سیکل گردش طبیعی اواپراتور تکرار شود. درام بویلر بازیاب 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)

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



شکل ۳. شماتیکی از حجم کنترل های 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 مشتق گیریهای 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.

$$\frac{dP}{dt} \left[V_L \frac{d\rho_L}{dP} + V_D \frac{d\rho_s}{dP} - V_L \frac{d\rho_s}{dP} \right] + \frac{dV_L}{dt} \left(\rho_L - \rho_s \right)$$

$$= \dot{m}_f + \dot{m}_r - \dot{m}_s - \dot{m}_{dc} \qquad (1)$$

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

$$\frac{dP}{dt} \left[V_L \frac{d\rho_L}{dP} + V_b \frac{d\rho_b}{dP} \right] + \rho_L \frac{dV_L}{dt} + \rho_b \frac{dV_b}{dt}$$

$$= \dot{m}_f + \dot{m}_r - \dot{m}_b - \dot{m}_{dc}$$
(7)

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

$$\dot{m}_b = K \rho_s u_s A_{ma} \tag{(7)}$$

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



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:

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

با اعمال موازنه انرژی در کل بخش درام به عنوان حجم کنترل، معادله (۵) به عنوان معادله بقای انرژی درام، استخراج میشود:

$$\frac{dP}{dt} \left[V_L h_L \frac{d\rho_L}{dP} + \rho_L V_L \frac{dh_L}{dP} + V_D h_s \frac{d\rho_s}{dP} + \rho_s V_D \frac{dh_s}{dP} - V_L h_s \frac{d\rho_s}{dP} + M_D C_p \frac{dT_D}{dP} \right] + \frac{dV_L}{dt} (\rho_L h_L - \rho_s h_s)$$

$$= \dot{m}_f h_f + \dot{m}_r h_r - \dot{m}_s h_s - \dot{m}_{dc} h_{dc}$$
(δ)

به عنوان جمعبندی معادلات حاکم بر مدل درام، معادلات (۶) تا (۸) به عنوان معادلات نهایی حاکم معرفی می شوند که برای حل دستگاه معادلات، از روش عددی مرتبه بالا تک گامی رانگ-کوتا^۱ مرتبه ۴ استفاده شده است.

$$a_1 \frac{dP}{dt} + b_1 \frac{dV_L}{dt} + c_1 \frac{dV_b}{dt} = d_1 \tag{9}$$

$$a_2 \frac{dP}{dt} + b_2 \frac{dV_L}{dt} + c_2 \frac{dV_b}{dt} = d_2 \tag{Y}$$

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

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

$$a_{1} = V_{L} \frac{d\rho_{L}}{dP} + V_{D} \frac{d\rho_{s}}{dP} - V_{L} \frac{d\rho_{s}}{dP} , \qquad a_{2} = V_{L} \frac{d\rho_{L}}{dP} + V_{b} \frac{d\rho_{b}}{dP}$$

$$a_{3} = V_{L}h_{L} \frac{d\rho_{L}}{dP} + \rho_{L}V_{L} \frac{dh_{L}}{dP} + V_{D}h_{s} \frac{d\rho_{s}}{dP} + \rho_{s}V_{D} \frac{dh_{s}}{dP} - V_{L}h_{s} \frac{d\rho_{s}}{dP} + M_{D}C_{p} \frac{dT_{D}}{dP}$$

$$b_{1} = \rho_{L} - \rho_{s} , \qquad b_{2} = \rho_{L} , \qquad b_{3} = \rho_{L}h_{L} - \rho_{s}h_{s}$$

$$(9)$$

$$c_{1} = 0 , \quad c_{2} = \rho_{b} , \quad c_{3} = 0$$

$$\begin{split} d_1 &= \dot{m}_f + \dot{m}_r - \dot{m}_s - \dot{m}_{dc} &, d_2 &= \dot{m}_f + \dot{m}_r - \dot{m}_b - \dot{m}_{dc} \\ , & d_3 &= \dot{m}_f h_f + \dot{m}_r h_r - \dot{m}_s h_s - \dot{m}_{dc} h_{dc} \end{split}$$

۲-۲- مدل سیکل گردشی یک بعدی اواپراتور

با توجه به نیاز به جواب دقیق مدلها برای بدست آوردن رفتار بویلر بازیاب حرارت، مدلسازی یکبعدی سیکل گردش طبیعی لولههای پایینبرنده-بالابرنده لازم است. مطابق شکل ۴، مدل سيكل گردش طبيعي يكبعدي اوايراتور شامل لولههاي بالابرنده و پایینبرنده و همچنین جمع کننده پایینی است. آب از طریق لولههای پایینبرنده به درون جمعکننده پایینی جریان پیدا میکند. سپس از میان لولههای بالابرنده در مجاورت گازهای داغ خروجی از سیکل بالادستى (توربين گازى) عبور كرده، درون لولههاى بالابرنده قسمتى از آب تبخیر شده و مخلوط دوفازی آب و بخار شکل می گیرد. مدل یک بعدی تمام معادلات حاکم بر نقاط مختلف سیکل گردشی را حل می کند و از این نظر دقت بیشتری نسبت به مدل صفربعدی (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 می گیرد 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 توليد بخار، پتروشيمي و تبريد مورد استفاده قرار مي گيرد [۱۴]. معادله موازنه جرمی در سیکل گردشی لولههای پایینبرنده-بالابرنده بویلر در حالت گذرا^۳ به صورت معادله (۱۰) است [۱۵]:

¹ Runge-Kutta

² Homogeneous Model

³ Unsteady

حاصل می شود.

به این ترتیب ضریب اصطکاکی دوفازی به صورت رابطه (۱۶)

$$f_{TP} = f_{fo} \phi_{fo}^2 \rho \upsilon_f \tag{19}$$

معادله بالانس انرژی در سیکل گردشی در حالت گذرا بهصورت کلی بهصورت رابطه (۱۷) قابل بیان است:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(h + \frac{u^2}{2} \right)_{cl} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\rho u \left(h + \frac{u^2}{2} \right)_{cl} \right] - \frac{\partial P_{cl}}{\partial t} + q_w + \left(\rho ug \right)_{cl} = 0$$
(1Y)

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[†] 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 معادلات نیاز است. معادله حالت (جدول ترمودینامیکی) با مشخص 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.استیم²

$$\frac{\partial \rho_{cl}}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u)_{cl}}{\partial z} = 0 \tag{(1)}$$

که در رابطه (۱۰) U سرعت سیال در هر نقطه ٔ 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 می شود و معادله بقای مومنتوم در حالت کلی و گذرا در معادله (۱۱) دیده می شود [۱۵]:

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

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

$$C_k = \frac{f_{TP}}{2D} \tag{11}$$

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

$$\phi_{fo}^{2} = \left[1 + x \left(\frac{\upsilon_{fg}}{\upsilon_{f}}\right)\right] \left[1 + x \left(\frac{\mu_{fg}}{\mu_{f}}\right)\right]^{-\frac{1}{4}}$$
(17)

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

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

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

$$\frac{1}{\overline{\mu}} = \frac{x}{\mu_g} + \frac{1-x}{\mu_g} \tag{10}$$

1 Node

⁴ Forward Finite Difference Method

⁵ Fully Implicit Method

⁶ XSteam

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

² Friction Coefficient

³ Two-Phase Multiplier

$$G = \frac{\dot{m}_r}{A_r} \tag{YV}$$

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.

$$Fr = \frac{G^2}{gD_i\rho_l^2} \tag{7A}$$

$$BO = \frac{q}{Gh_{fg}} \tag{19}$$

$$CO = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \left(\frac{\rho_{\nu}}{\rho_{l}}\right)^{0.5} \tag{(7.1)}$$

$$h_{SPh} = \frac{0.23 \,\mathrm{Re}_{L}^{0.8} \,\mathrm{Pr}_{L}^{0.4} \,k_{water}}{D_{i}} \tag{(1)}$$

$$h_{TPh} = h_{SPh} \Big[c_1 CO^{c_2} \times (25Fr)^{c_5} + c_3 BO^{c_4} F_k \Big]$$
 (YY)

$$Q_w = A_w h_{TPh} (T_m - T_s) \tag{TT}$$

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 بهدست میآید. مقادیر محاسبه شده از قبیل چگالی، سرعت، فشار و آنتالپی به عنوان مقادیر اولیه ابرای استفاده در حالت گذرا (وابسته به زمان)، در نظر گرفته میشود. کد توسعه داده شده در حالت پایا به جاروب کردن کل طول سیکل گردش طبیعی میپردازد و مقادیر مورد نیاز برای محاسبات و حل در

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

۲–۲–۱– جمع بندی معادلات گسسته سازی شده در حالت گذرا با گسسته سازی تمام معادلات حاکم بر سیکل گردش طبیعی، و همچنین درنظر 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 می شوند.

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

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

$$\begin{bmatrix} h_{i+1}^{n+1} + \frac{(u^2)_{i+1}^{n+1}}{2} \end{bmatrix} \left[\rho_{i+1}^{n+1} u_{i+1}^{n+1} + \frac{\Delta z}{2\Delta t} \rho_{i+1}^{n+1} \right] + g \frac{\Delta z}{2} \rho_{i+1}^{n+1} u_{i+1}^{n+1} - \frac{\Delta z}{2\Delta t} P_{i+1}^{n+1} + E^n + F_i = 0$$
(71)

$$\rho_{i+1}^{n+1} = f\left(h_{i+1}^{n+1}, P_{i+1}^{n+1}\right) \tag{(YY)}$$

۲–۳– معادلات کوپل بین مدل درام و مدل سیکل گردش طبیعی اواپراتور

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) بهروزرسانی میشوند و به مدل درام برای حل در گام زمانی دیگر اعمال شود. معادلات (۲۳) تا (۲۶) معادلات کوپل مدل درام و اواپراتور را نشان میدهند.

$$\dot{m}_r = \rho_{n_z} u_{n_z} A_r \tag{(YT)}$$

$$\dot{m}_{dc} = \rho_1 u_1 A_{dc} \tag{(1f)}$$

$$h_{dc} = h_1 \tag{7\Delta}$$

 $h_{dc} = h_1 \tag{(YF)}$

1 Initial Values

آخر سیکل با نقطه ورودی سیکل که همان فشار کاری درام است، یکسان بهدست 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 بالابرنده 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 می شود. در نتیجه پارامتر تعیین کننده یکسانسازی فشار خروجی سیکل و فشار ورودی سیکل و به تبع آن برقراری سیکل گردش طبیعی در لولههای پایینبرنده-بالابرنده، سرعت ورودی سیکل (سرعت نقطه اول) است. برای حل معادلات حاکم، ابتدا سرعت ورودی سیکل نیز حدس زده می شود. برای تصحیح این سرعت حدس زده شده، بعد از اتمام حل در طول سیکل، فشار بهدست 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-فالسی استفاده شده است.

شکل ۶ الگوریتم حل عددی مدل یک بعدی 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 می شود که به صورت شرایط مرزی در هر یک از زیر مدلها اعمال می شود. مطابق با تغییرات صورت گرفته، فشار درام و نرخ گرمای ورودی نسبت به زمان تغییر می کند و شرایط مرزی حاکم بر سیکل عوض و روند حل انجام می شود. پس از حل سیکل در هر گام زمانی، سرعت ورودی و خروجی و سایر پارامترها در هر نقطه از سیکل بهدست میآید. دبیهای جرمی و آنتالپیهای محاسبه شده از مدل سیکل گردشی با استفاده از معادلات کوپل شده به مدل درام به عنوان شرط مرزی اعمال می شود. برای گام زمانی بعدی، مدل درام حل شده و فشار جدید کاری را به مدل سیکل گردشی 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 با تکرار این فرآیند برای نقاط دیگر سیکل تا رسیدن به نقطه خروجی لولههای بالابرنده 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



شكل ۵. نمايى از روند حل معادلات حاكم بين دو نقطه از سيكل گردش طبيعى Fig. 5: Solving the governing equations procedure between two nodes in the natural circulation loop

شماتیک 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 می شود و با استفاده از مقدار حدس زده شده، معادله بقای جرم (معادله (۱۹)) حل و سرعت سیال نقطه بعدی محاسبه می شود؛ با استفاده از معادله بقای مومنتوم (معادله (۲۰)) با معلوم بودن چگالی و سرعت سیال، فشار نقطه بعدی و در نهایت از طريق معادله انرژی (معادله (۲۱))، آنتالیی سیال نقطه بعدی محاسبه می شود. مهم ترین مرحله در روند حل مربوط به استفاده از معادله (۲۲)، معادله حالت (خواص ترمودینامیکی) است (کوپل بین سرعت و فشار). از طريق معادله حالت با فشار و آنتاليي سيال محاسبه شده، مقدار جدید چگالی بدست می آید که به منظور تصحیح چگالی حدس زده شده در گام اول مورد استفاده قرار می گیرد. 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 می شود و به سراغ نقطه بعدی رفته و حل ادامه پیدا می کند.

¹ Regula-Falsi



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

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

دینامیکی دمای دیواره می تواند اطلاعات مفیدی در اختیار بگذارد.

۳-نتايج 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 شبیهسازی آن در نرمافزار تجاری ترموفلو^۱ توسط مهدوی و همکاران میتوان به طول ۲/۷۷۷ متری لولهها، تعداد ۱۰۶۴ لوله بالابرنده،

دمای ۴۳۳ درجه سانتی گراد 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 ۲. 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

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

اولین قدم در مطالعه نتایج شبیه سازی، بررسی استقلال از شبکه نتایج حل است، بدین منظور، طول کلی سیکل گردش طبیعی ، شبکه بندی 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) ۱۶/۵۵۴ متا متر، فشار نقطه اول (فشار اولیه درام بخار بویلر بازیاب) ۲۶/۴۴ مگاپاسکال و نرخ گرمای ورودی به بویلر ۳۴/۳ مگاوات است. در جدول ۱ شش نوع شبکه بندی آورده شده است که گام مکانی و تعداد مش ها در جدول ۱ مشخص شده است. برای هر یک از شبکه های ذکر شده در جدول ۱، نتایج شبیه سازی و

¹ Thermoflow Commercial Software

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

گام مکانی (متر)	تعداد نقاط (مش)	شبکه
•/18004	۱	شبکه A
•/• XYYY	۲	شبکه B
•/•۵۵١٨	۳۰۰	C شبکه
•/•۴١٣٨۵	۴۰۰	شبکه D
۰/۰۳۳۱۰۸	۵۰۰	شبکه E
•/• ٣٧۵٩ •	۶	شبکه <i>F</i>

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 F مه 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.







۳-۴- نتایج مطالعه رفتار گذرای بویلر بازیاب

در این قسمت نتایج شبیهسازی نقطهای (یکبعدی) بویلر بازیاب حرارت گردش 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،



شكل ٨. بررسى استقلال از شبكه (گام مكانى) نتايچ شبيهسازى: (الف) كيفيت بخار خروجى لولههاى بويلر (ب) فشار بخار درام بويلر(نقطه آخر) Fig. 8: Investigating grid independency of simulation results (a): HRSG tube outlet steam quality, (b) HRSG drum steam pressure (final node)

۵ دقیقه (۳۰۰ ثانیه) که از ثانیه ۲۰ تحریکهای مدنظر به کد توسعه داده شده، اعمال شده است. پارامتر تعیین کننده 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.

۳-۴-۲ 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 جدول۲ 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.

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

Table 2:	The ca	lculated i	nlet and	l outlet v	alues	by the	cod	e to
esta	ıblish th	ne natural	circulat	tion loop	at 30	0 seco	nds	

مقدار	عنوان كميت
٣/٨•٧٨	مقدار سرعت ورودی (m/s)
1/9947	مقدار سرعت خروجی (m/s)
888/98X	دبی گردشی (kg/s)
•/•٣٢۵١٧	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



شکل ۱۰. پاسخ دینامیکی پارامترهای بویلر نسبت به افزایش نرخ گرمای ورودی به بویلر، (a) فشار بخار درام، (c) حجم آب درام، (c) کیفیت 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

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 برقرار کننده 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 بالارفتن دبی بخار تولیدی است. کیفیت بخار خروجی لولهها با افزایش دبی بخار و ابتدا به دلیل کاهش فشار، به سرعت افزایش می یابد و سپس به دلیل افزایش دبی گردشی، کاهش می یابد. با دقت در نمودار (C)، بحث نوسانات اولیه کسر جرمی بخار



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 كميت
37/28.1	مقدار سرعت ورودی (m/s)
7/1247	مقدار سرعت خروجی (m/s)
۶۸۰/۸۳	دبی گردشی (kg/s)
•/• \ • \ \	کیفیت بخار خروجی لولههای بالابرنده(-)
۵۷/۸۴۹۲	کسر حجمی بخار خروجی لولههای بالابرنده (%)

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

۳-۴-۳ افزایش دبی آب تغذیه



(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 بالابرنده و (d) دمای دیواره لولههای بالابرنده

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

روند مشابهی تکرار میشود. مقدار سرعت ورودی که برقراری سیکل افزایش دبی آب تغذیه گردش طبیعی را تضمین میکند در جدول ۴ درج شده است. به شکل ۱۲ کیفیت بخ

> 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 كميت
٣/٧٨٥٣	مقدار سرعت ورودی (m/s)
5/0808	مقدار سرعت خروجی (m/s)
877/26	دبی گردشی (kg/s)
•/• ٣• ٢۶	كيفيت بخار خروجي لولههاي 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



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 می شود که باید این پارامتر را به دقت تحت کنترل قرار داد تا از خطرات ذکر شده



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 (b) 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 بازیاب 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 سانتی گراد می شود.

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 دقیقا 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 نمی شود، این نواحی را می توان در طول سیکل گردش طبیعی مشاهده کرد که مربوط به قسمت لولههای پایین برنده و جمع کننده 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 می شود و به اصطلاح سیال کیفیت می گیرد.



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

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 می کنند. همان طور که در شکل ۱۷ مشاهده می شود کسر جرمی و امی کنند. همان طور که در شکل ۱۷ مشاهده می شود کسر جرمی و افزایش و کاهش می شود که بعد از گذشت زمانی، مشاهده می شود که تقریبا رفتار کسر جرمی و حجمی بخار به صورت خط افقی در آمده است و این نشان می دهد که دیگر نسبت به زمان تغییری ندارد و به حالت پایدار عملکردی رسیده است.



شكل ١٧. اعمال همزمان تحريكها و تاثير آن بر پاسخ ديناميكى كسرهاى جرمى و حجمى بخار خروجى لولهها Fig. 17: Simultaneous apply of stimulations and its effect on the dynamic response of mass and volume fraction of the outlet steam

۴-نتیجهگیری

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 یارامترهای 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 تصمیم گیری 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 یک بعدی دینامیکی بویلر بازیاب، شامل زیر مدل هایی درام، مدل انتقال حرارتی و مدل سیکل گردش طبیعی اوایراتور 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 كيفيت بخار خروجي لولههاي بالابرنده به دليل افزايش نرخ تبخير ۲ لولههای بالابرنده ۶ بخار اشباع بالانویس ۸ 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,

می شود. 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 ۱۵درصد مقدار اولیه و دمای دیواره لولههای بویلر به میزان ۱۰ درجه سانتی گراد افزایش پیدا می کنند که بایستی به این مساله توجه شود تا از هر گونه خرابی در سیستم اعم از خرابی لولهها و درام جلوگیری کرد. کنترل دمای دیواره لوله های بالابرنده به عنوان یک پارامتر مهم بویلرها با توجه به تغییرات ناگهانی اعمال شده از سیکلهای بالادستی و پاییندستی با هدف جلوگیری می دهد افزایش ۲۰ درصدی نرخ گرمای ورودی به بویلر منجر به بالارفتن حدود ۳۵ درجهای دمای دیواره لولهها می شود که باید این پارامتر را به دقت تحت کنترل قرار داد تا از خرابی و فوق داغ شدن

فهرست علائم

علائم انگلیسی

- D قطر لولەھا، m
- h آنتالپی، J/kg
- m دبی جرمی لولهها، kg/s
- Pa فشار درام بويلر، Pa
- MW نرخ گرمای ورودی بویلر، Q
 - T دما، C
 - سرعت سيال، m/s
 - ${
 m m}^3$ حجم، V

علائم يونانى

- kg/m^3 چگالی، ho
- Pa.s لزجت سينماتيكى، μ
 - S گام زمانی، S گام زمانی
 - ${
 m m}$ گام مکانی، Δz

زيرنويس

- b حباب بخار
- درام بخار D
- لولەھاى پايينبرندە dc
 - آب تغذيه f
 - *i* نقطه *i* ام
 - مايع اشباع L

and condensation, Clarendon Press, 1994.

- [15] V. Chatoorgoon, SPORTS-A simple nonlinear 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 watertube 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

بی موجعه محمد ا