مجله کنترل
ISSN (print) 2008-8345
ISSN (online) 2538-3752
مقاله پژوهشی
جلد۱۷، شماره ۱، بهار ۱۴۰۲، صفحه ۳۳- ۱۷

مدل‌سازی دینامیکی غیرخطی و شناسایی پارامترهای بویلر نیروگاهی: یک مطالعه موردی

فرهاد محمودی[۱]، تورج عباسیان نجف آبادی[۲]، علی معرفیان پور[۳]

[۱] مربی، گروه مهندسی برق، واحد علوم و تحقیقات، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران، f.mahmoodi@srbiau.ac.ir

[۲] استادیار، گروه مهندسی برق، دانشگاه تهران، تهران، ایران، najafabadi@ut.ac.ir

[۳] استادیار، گروه مهندسی برق، واحد علوم و تحقیقات، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران، moarefian@srbiau.ac.ir

دریافت: ۱۴۰۲/۰۲/۱۷ ویرایش: ۱۴۰۲/۰۳/۱۵ پذیرش: ۱۴۰۲/۰۳/۲۹

چکیده: بویلر ۳۲۰ مگاواتی نیروگاه بندرعباس به علت طول عمر بالا و انجام بازسازی‌های متعدد دچار تغییرات پارامتری گردیده و برای بازتنظیم مشخصه‌های سیستم کنترل، شبیه‌سازی حوادث و ارزیابی و بهینه‌سازی عملکرد آن به یک مدل دینامیکی نسبتاً دقیق نیاز می‌باشد. با توجه به عدم وجود مدل‌های استاندارد برای بویلر با ساختارهای مختلف، این مقاله به مدل‌سازی این بویلر زیربحرانی با گردش اجباری پرداخته و یک مدل فضای حالت غیرخطی چندمتغیره مرتبه نه با استفاده از روش مدل‌سازی فیزیکی ساخته می‌شود. به علت محدودیت متغیرهای اندازه‌گیری شده و عدم وجود داده‌های فراوان با محتوای دینامیکی مناسب جهت الگوریتم‌های شناسایی، برای تعیین پارامترهای نامعلوم مدل، یک رویه محاسباتی که تنها اندازه‌گیری‌های حالت ماندگار فرآیند را به کار می‌برد، معرفی می‌گردد. کارایی مدل حاصل با پاسخ‌های پله منطقی و در پیش‌بینی خروجی‌های بویلر با استفاده از داده‌های عملیاتی نیروگاه در یک حادثه کاهش ناگهانی فشار سوخت گاز تأیید شده و در نهایت دقت پارامترهای آن با انجام تحلیل حساسیت ارزیابی می‌شود.

کلمات کلیدی: مدل‌سازی ریاضی، مدل‌سازی کنترل‌گرا، مدل سطح درام، مدل سوپرهیتر، مدل احتراق.

Nonlinear Dynamic Modeling and Parameter Identification of Power Boiler: A Case Study

Farhad Mahmoudi, Tooraj Abbasian Najafabadi, Ali Moarefianpour

Abstract: The 320 MW boiler of Bandar Abbas power plant has been subjected to parametric variations due to its long lifespan and numerous renovations, so a relatively accurate dynamic model is needed to retune the characteristics of its control system, simulate events, and evaluate and optimize its performance. Due to the lack of standard models for boilers with different structures, this paper deals with the modeling of this forced circulation subcritical boiler. As a result, a ninth order multivariable nonlinear state space model is developed using the physical modeling method. Due to the limitation of the measured variables and the lack of sufficient data with dynamic specifications suitable for identification algorithms, a computational procedure that uses only steady state measurements of the process is introduced to determine the unknown parameters of the model. The resulting model presents reasonable step responses and its ability in predicting the boiler outputs is confirmed using the operational data of the power plant during a sudden gas fuel pressure reduction event. Finally, the accuracy of its parameters is evaluated by performing sensitivity analysis.

نویسنده عهده دار مکاتبات: تورج عباسیان نجف آبادی

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-11]

[DOI: 10.61186/joc.17.1.17]

Keywords: Mathematical modeling, Control-oriented modeling, Drum level model, Superheater model, Combustion model.

۱- مقدمه

در حال حاضر، علیرغم افزایش سهم انرژی‌های تجدیدپذیر در تولید برق، نیروگاه‌های حرارتی دارای بویلر بخش قابل توجهی از برق جهان را تولید می‌کنند [۱, ۲]. همچنین از بویلرها برای تولید برق از سوخت زیست‌توده [۳-۵] یا انرژی خورشیدی [۶, ۷] به عنوان منابع انرژی تجدیدپذیر نیز استفاده می‌شود. بویلرهای زیربحرانی به دلیل توانایی ذخیره بخار در درام، پاسخ سریع‌تری به تغییرات بار دارند و در بسیاری از نیروگاه‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرند [۸, ۹]. در بویلرها، متغیرهای فرآیند باید برای عملکرد ایمن، افزایش عمر تجهیزات، پاسخ به تغییرات بار و حفظ راندمان نیروگاه کنترل شوند [۱۰]. به دلیل لختی زیاد، این تجهیز نقش مهمی در تعیین دینامیک غالب یک واحد نیروگاهی دارد [۱۱, ۱۲]. از دیدگاه کنترل، بویلر زیربحرانی یک سیستم غیرخطی غیرحداقل‌فاز می‌باشد که در یک محدوده عملیاتی وسیع دارای رفتار غیرخطی زیاد است [۱۳, ۱۴]. همچنین، به علت چندمتغیره بودن این فرآیند و برهم‌کنش بین متغیرها [۱۲]، کنترل آن از بارهای کم تا زیاد پیچیده می‌باشد. بنابراین، تعیین یک مدل دینامیکی نسبتاً دقیق از بویلر برای استفاده در روش‌های مختلف طراحی کنترل‌کننده و همچنین استفاده در پروژه‌های ارزیابی و بهینه‌سازی عملکرد و شبیه‌سازی حوادث ارزشمند است.

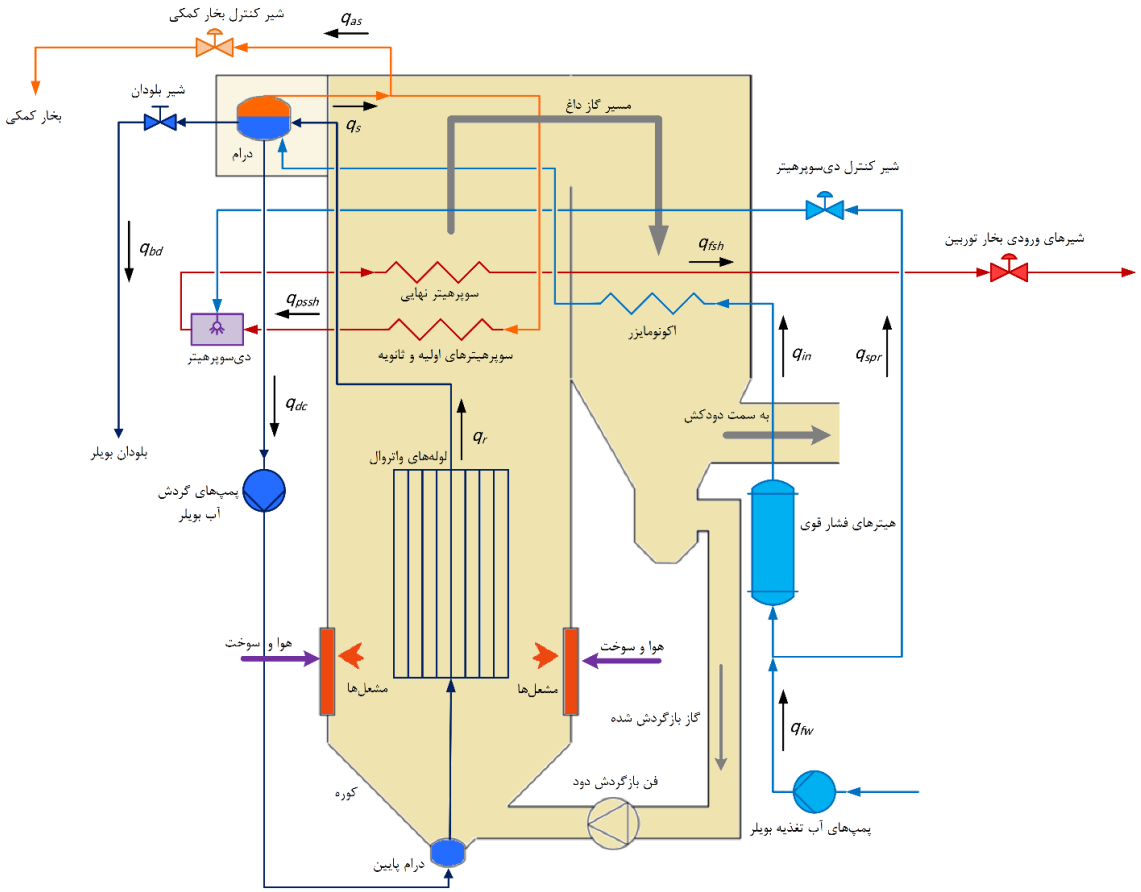
مدل‌های عددی CFD (Computational Fluid Dynamics) [۱۵, ۱۶] که پیش‌بینی‌های نسبتاً دقیقی از عملکرد حالت ماندگار بویلر را ارائه می‌دهند، به ابعاد و پارامترهای دقیق عناصر بویلر نیاز دارند و توسعه آن‌ها به بار محاسباتی زیاد احتیاج دارد. همچنین، از مدل‌های استاتیک فیزیکی [۸, ۱۷] که دارای پیچیدگی کمتری هستند می‌توان برای تعیین ویژگی‌های حالت ماندگار سیستم استفاده کرد، با این حال رفتار دینامیکی فرآیند بایستی مدل‌سازی شود تا در رویکردهای طراحی کنترل‌کننده مبتنی بر مدل مانند روش‌های مختلف کنترل پیش‌بین استفاده گردد [۹, ۱۸]. مدل‌های دینامیکی خطی بویلر نیز بیشتر در مطالعات شبکه قدرت استفاده می‌شود [۱۹]، اما از نقطه نظر نیروگاه، مدل‌سازی غیرخطی و دقیق‌تر به منظور کنترل متغیرهای فرآیندی در بویلر ضروری است [۵]. لذا، مطالعات زیادی در زمینه مدل‌سازی غیرخطی انواع دیگ‌های بخار جهت طراحی کنترل‌کننده انجام شده است [۲۰-۲۲]. در حقیقت، یکی از راه‌های دستیابی به کنترل مناسب در طیف وسیعی از شرایط عملیاتی، افزودن دانش بیشتری از فرآیند تحت کنترل به کنترل‌کننده است، اما استفاده از مدل‌های غیرخطی پیچیده یا مرتبه بالا [۲۳] طراحی کنترل‌کننده را غیرممکن یا دشوار می‌کند. از طرف دیگر، رویکردهای مدل‌سازی هوشمند مانند تکنیک‌های مبتنی بر شبکه عصبی [۲۴, ۲۵] که می‌توانند در تولید مدل‌های غیرخطی دینامیکی مورد استفاده قرار گیرند، نیاز به تهیه مجموعه‌های داده بزرگ در مرحله آموزش دارند.

با در نظر گرفتن رفتار غیرخطی بویلر، می‌توان از مدل‌سازی فیزیکی یک بعدی [۲۶] برای دستیابی به یک مدل فضای حالت دینامیکی با مرتبه منطقی استفاده کرد تا در روش‌های طراحی کنترل‌کننده [۲۷] یا الگوریتم‌های بهینه‌سازی [۲۸] استفاده شود. مدل‌سازی ریاضی یا فیزیکی بویلر بر اساس نوشتن معادلات ترمودینامیکی تعادل جرم و انرژی می‌باشد [۲۶, ۲۹]. در حقیقت، با مدل‌سازی هر قسمت جزئی از فرآیند به طور جداگانه، می‌توان مدل‌های فیزیکی بسیار پیچیده‌ای را برای بویلرها و نیروگاه‌های حرارتی ایجاد کرد که معمولاً در پروژه‌های شبیه‌سازی به کار می‌روند [۳۰-۳۲]، اما برای ایجاد مدل‌های کمتر پیچیده جهت طراحی کنترل‌کننده [۲۹]، می‌توان چند بخش مرتبط با هم در هر فرآیند را تحت برخی فرض‌های ساده کننده به‌صورت یکپارچه در نظر گرفت [۲, ۳]. در جهان، بویلرهای زیربحرانی از سازنده‌های متعدد و با ساختارهای مختلف وجود دارند که یافتن مدل‌های استاندارد برای این سیستم‌ها را غیرممکن می‌کند. بنابراین، برای به دست آوردن مدل یک بویلر مشخص، لازم است که معادلات جبری و دیفرانسیلی برای بویلر مدنظر به درستی ترکیب شوند. در تحقیقات قدیمی [۱۴, ۲۱]، فقط حلقه تبخیر بویلرهای زیربحرانی در نظر گرفته می‌شد و بخش‌های سوپرهیتر مدل‌سازی نمی‌گردید. مطالعات اخیر [۱, ۲] مدل‌های کامل‌تری را ارائه می‌دهند، اما در این کارها فرض بر این است که سطح درام توسط سیستم کنترل در یک نقطه تنظیم مورد نظر، ثابت نگه داشته شده است. همچنین، مدل‌های دینامیکی در [۲۶, ۳۳] مربوط به بویلرهای با گردش طبیعی و بدون پمپ‌های گردش اجباری هستند.

در این مقاله، مدل‌سازی دینامیکی غیرخطی بویلرهای زیربحرانی نیروگاه بندرعباس که ساخت شرکت Franco Tosi بوده و دارای ساختار ویژای هستند، انجام می‌شود. از این نمونه بویلر، ۸ دستگاه در ایران و تعدادی در دیگر کشورها وجود دارد که مدل دینامیکی از آن‌ها در مدارک فنی و یا تحقیقات پیشین در دسترس نیست. ظرفیت نامی این بویلر درام دار با گردش اجباری که مربوط به یک واحد حرارتی ۳۲۰ مگاواتی است، 293 kg/s بخار سوپرهیت با فشار 17.6 MPa و دمای 540 °C می‌باشد. به منظور پیش‌بینی رفتار گذرای خروجی‌های تحت کنترل بویلر، که عبارت‌اند از سطح درام و فشار و دمای بخار سوپرهیت، بخش‌های مرتبط با برهم‌کنش قابل توجه شامل اکونومایزر، درام، لوله‌های واتروال، پمپ‌های گردش آب و بخش‌های مختلف سوپرهیتر، مدل‌سازی می‌گردد. در این نیروگاه قدیمی، طی سال‌های مختلف چندین پروژه تعمیراتی و بازسازی بر روی بویلر صورت گرفته، به طوری که پارامترهای آن تغییر یافته است. با توجه به محدودیت انجام آزمایش در نیروگاه و کمبود داده‌های فرآیندی فراوان در شرایط عملیاتی مختلف بویلر که در روش‌های مرسوم شناسایی پارامتر مورد نیاز است [۳۴, ۳۵]، روش شناسایی

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-11]
[DOI: 10.61186/joc.17.1.17]

ویژه‌ای برای یافتن پارامترهای ناشناخته و حالت‌های اولیه غیر قابل اندازه‌گیری مدل ابداع و ارائه می‌گردد، که بر اساس نمایش حالت ماندگار مدل و متغیرهای قابل اندازه‌گیری سیستم می‌باشد. دقت پارامترهای به دست آمده از این روش با کمک تحلیل حساسیت ارزیابی می‌شود.



شکل ۱: ساختار بویلر نیروگاهی

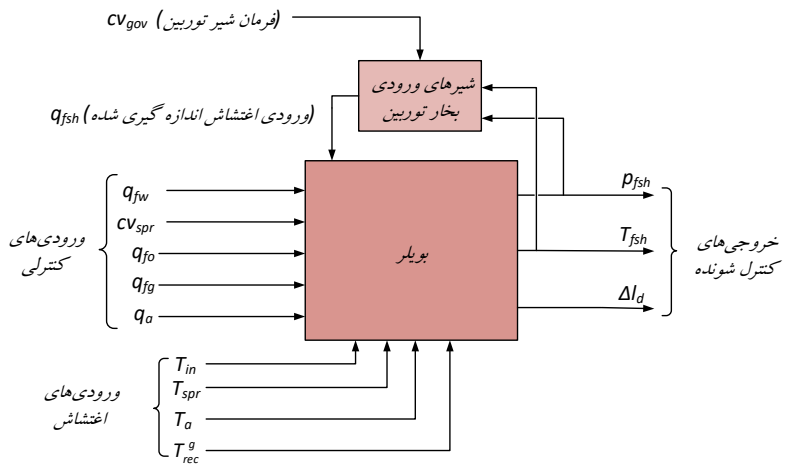
روش معرفی شده می‌تواند در الگوریتم‌های بهینه‌سازی برخط [۳۶] یا کنترل‌کننده‌های تطبیقی برای تخمین پارامترهای مدل و همچنین تنظیم خودکار پارامترهای انواع کنترل‌کننده به کار رود. در نهایت، مدل دینامیکی بویلر در مقایسه با داده‌های واقعی که مربوط به یک حادثه کمبود شدید سوخت گاز ورودی به نیروگاه است، تأیید می‌شود و می‌تواند به منظور پیش‌بینی رفتار حالت گذرا و حالت ماندگار فرآیند در مانورهایی که بر روی واحد نیروگاهی اعمال می‌شود، به کار رود.

۲- بویلر نیروگاهی

در شکل ۱، ساختار بویلر مورد مطالعه نشان داده شده است. بر این اساس، پمپ‌های دور متغیر، آب تغذیه بویلر را از طریق هیترهای فشارقوی تأمین می‌کنند. در ورودی بویلر، آب تغذیه از اکونومایزر عبور می‌کند تا مقداری گرما از دود خروجی کوره جذب کند. سپس، آب وارد درام می‌شود که قسمت پایینی آن با آب اشباع و قسمت بالایی آن با بخار اشباع شده پر گردیده است. در این بویلر با گردش اجباری، آب درام توسط پمپ‌های گردش آب از طریق لوله‌های پایین‌رونده واقع در خارج کوره به درام پایین منتقل می‌شود. پس از آن، آب در لوله‌های بالارونده یا لوله‌های واتروال در پیرامون کوره به سمت بالا حرکت می‌کند تا گرما را از شعله دریافت کند. آب موجود در لوله‌های واتروال شروع به جوشیدن می‌کند و مخلوط آب و بخار اشباع شده برای تکمیل حلقه تبخیر به درام برمی‌گردد. برای حفظ شرایط شیمیایی آب چرخه، بخش کمی از آب درام به‌طور مداوم از طریق شیر بلودان خارج می‌شود. در درام، بخار تولید شده در قسمت فوقانی برای دو منظور استفاده می‌گردد. یک قسمت کوچک از آن به عنوان بخار کمکی در هیترهای مختلف واحد نیروگاهی یا در سایر مصرف‌کنندگان بخار از طریق یک شیر کنترل استفاده می‌شود. بخش قابل توجهی از بخار از سوپرهیترهای اولیه، سقفی و ثانویه عبور می‌کند تا گرمای بیشتری را برای تولید انرژی از کوره جذب کند. به منظور تنظیم دمای بخار سوپرهیت، در خروجی سوپرهیترثانویه، مقدار کنترل شده‌ای آب از خروجی پمپ‌های آب تغذیه با استفاده از دی‌سوپرهیترها و شیرهای کنترل آن به بخار پاشیده می‌شود. پس‌ازآن، بخار در بخش سوپرهیتر نهایی مجدداً گرم شده و از طریق شیرهای ورودی بخار وارد توربین می‌شود.

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-11]
[DOI: 10.61186/joc.17.1.17]

در کوره، احتراق مخلوط سوخت و هوا با استفاده از مشعل انجام می‌شود تا انرژی گرمایی مورد نیاز را تأمین کند. در این بویلر، استفاده از هر دو نوع سوخت گاز و مازوت به‌طور همزمان امکان‌پذیر است.



شکل ۲: نمودار بلوکی سیستم بویلر

انرژی گرمایی تولید شده از احتراق از طریق همرفت و تابش به بخش‌های مختلف بویلر از جمله لوله‌های واتروال، اکونومایزر و قسمت‌های مختلف سوپرهیتر انتقال می‌یابد. همچنین، بخشی از گازهای حاصل از احتراق، قبل از خروج از کوره، توسط فن بازگردش دود به زیر کوره بر می‌گردد.

در شکل ۲ نمودار بلوکی سیستم بویلر که متغیرهای مهم آن را نشان می‌دهد، آورده شده است. متغیرهایی که می‌بایست کنترل شوند، شامل فشار و دمای بخار سوپرهیت خروجی (p_{fsh} و T_{fsh}) و سطح درام Δl_d می‌باشد. ورودی‌های کنترلی که توسط کنترل‌کننده بویلر می‌تواند جهت کنترل این متغیرها به کار رود عبارتند از: دبی آب تغذیه q_{fw}، فرمان شیر آب اسپری دی‌سوپرهیتر cv_{spr}، دبی سوخت گاز q_{fg}، دبی سوخت مازوت q_{fo} و دبی هوا q_a. ورودی اغتشاش اندازه‌گیری شده سیستم بویلر، دبی بخار سوپرهیت q_{fsh} می‌باشدکه به وضعیت شیرهای ورودی توربین cv_{gov} و شرایط ترمودینامیکی بخار وابستگی دارد. ورودی‌های اغتشاش ناشناخته نیز می‌تواند شامل دمای آب ورودی T_{in}، دمای آب دی‌سوپرهیتر T_{spr}، دمای هوای ورودی T_a و دمای دود بازگردشی T_{rec}^g در نظر گرفته شود.

۳- مدل‌سازی

در این بخش، ابتدا جزئیات مدل‌سازی فیزیکی قسمت‌های مختلف بویلر بر پایه معادلات ترمودینامیکی شامل تعادل جرم و انرژی و همچنین انتقال حرارت مطرح می‌گردد تا به کمک این مدل، توصیف فضای حالت کل سیستم بویلر به دست آید. همچنین یک مدل احتراق استاتیکی، جهت تعیین میزان انرژی حرارتی داده شده به بخش‌های مختلف بویلر ارائه می‌گردد.

۳-۱ فرض‌های عمومی

مدل تجهیزاتی که در زیر ارائه می‌شود بایستی با استفاده از روابط صحیح فیزیکی به هم متصل شده تا مدل کامل بویلر به دست آید. به هم پیوند دادن چنین معادلاتی معمولاً باعث تولید دستگاه معادلات پیچیده جبری و دیفرانسیلی غیرخطی با مرتبه بالا می‌گردد. اما در بسیاری از روش‌های طراحی کنترل‌کننده، نیاز به مدل فضای حالت فرآیند با مرتبه پایین‌تر می‌باشد، بنابراین استفاده از فرض‌های ساده کننده و معقول در مدل‌سازی قطعات مختلف به منظور به دست آوردن یک دستگاه معادلات حالت با مرتبه کمتر بسیار اهمیت دارد. در طول مدل‌سازی سعی می‌شود که تعادل بین دقت و سادگی مدل حفظ گردد [۳۳]. این مسأله با تعدادی فرض ساده کننده امکان‌پذیر می‌گردد. فرض‌های مربوط به هر تجهیز بویلر در بخش مدل‌سازی مربوط به آن شرح داده می‌شود و فرض‌های عمومی پذیرفته شده در زیر آمده است.

- به جای در نظر گرفتن تغییرات دما، فشار، چگالی و آنتالپی در طول لوله‌های مبدل‌های حرارتی، از ایده مدل فشرده برای اکونومایزر و مراحل مختلف سوپرهیتر استفاده می‌شود.
- تغییرات اندک اغتشاشات ناشناخته همچون نوسانات ارزش حرارتی سوخت‌های مصرفی در بویلر در طول زمان شبیه‌سازی یا نشتی‌های اندک آب و بخار در بویلر در نظر گرفته نمی‌شود.
- تأخیرهای زمانی ناشی از حرکت گازهای داغ از محل شعله تا بخش‌های مختلف بویلر در مقایسه با ثابت زمانی‌های بزرگ مربوط به داغ شدن جرم زیاد لوله‌ها و آب و بخار درون آن صرف نظر می‌گردد.
- دمای داخلی لوله‌ها در بخش‌های مختلف با دمای سیال درون آن به دلیل اختلاف گذرای کوچک بین آن‌ها، برابر در نظر گرفته می‌شود. بنابراین، لوله‌ها و سیالات داخلی در مدل‌سازی به صورت یکپارچه در

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-11]
[DOI: 10.61186/joc.17.1.17]

نظر گرفته می‌شوند.

- اختلاف دمای بین داخل و خارج همه لوله‌ها ثابت در نظر گرفته می‌شود.
- ظرفیت گرمایی تمام لوله‌ها، درام‌ها و پمپ‌ها یکسان در نظر گرفته می‌شود.
- منحنی مشخصه شیرهای کنترل از بارهای متوسط تا زیاد بویلر به صورت خطی در نظر گرفته می‌شود.

۲-۳ مدل‌های فیزیکی

اکونومایزر- با توجه به شکل ۱، آب تغذیه بویلر که توسط پمپ‌های آب تغذیه پمپ می‌شود، به دو بخش جهت تغذیه اکونومایزر و دی‌سوپرهیتر تقسیم می‌گردد. بنابراین، دبی آب ورودی به اکونومایزر، q_{in} و آب خروجی از آن q_{ec} از رابطه تعادل جرم زیر به دست می‌آید.

$$\frac{d}{dt}\left(\rho_s V_{sel}+\rho_w V_{wel}\right)=q_{ec}-q_s-q_{bd} \qquad (۱)$$

که در آن q_{fw} و q_{spr} به ترتیب دبی جرمی آب خروجی پمپ‌های تغذیه و دبی آب ورودی به دی‌سوپرهیتر می‌باشد. همچنین می‌توان معادله تعادل انرژی برای اکونومایزر را به صورت زیر نوشت

$$\frac{d}{dt}\left(\rho_{ec}u_{ec}V_{ec}+m_{ec}C_pT_{ec}\right)=Q_{ec}+q_{in}h_{in}-q_{ec}h_{ec} \qquad (۲)$$

که در آن ρ_{ec}، u_{ec}، h_{ec} و T_{ec} به ترتیب چگالی، انرژی داخلی، آنتالپی و دمای آب در خروجی اکونومایزر است. انرژی حرارتی که از طریق جابجایی توسط لوله‌های اکونومایزر جذب می‌شود، Q_{ec} و آنتالپی آب ورودی به بویلر نیز h_{in} می‌باشد. سه پارامتر در معادله فوق V_{ec}، m_{ec} و C_p به ترتیب حجم داخلی و جرم لوله‌های اکونومایزر و ظرفیت گرمایی ویژه لوله‌های بویلر است. به طور کلی، هر خاصیت ترمودینامیکی آب در ناحیه مادون سرد می‌تواند تابعی از دو خاصیت مستقل مانند فشار و آنتالپی باشد، اما وابستگی خواص به فشار در محدوده عملکرد بویلر بسیار ناچیز است و می‌توان آن را نادیده گرفت. بنابراین، در دو معادله فوق، ρ_{ec}، u_{ec} و T_{ec} تابعی از h_{ec} هستند و این متغیر به عنوان متغیر حالت انتخاب می‌گردد.

درام و مدار تبخیر- یکی از بهترین مدل‌های بویلر درام دار دارای گردش طبیعی در [۱۴] ارائه گردیده است. در آن مطالعه، مدل‌سازی روی حلقه تبخیر بویلر شامل درام، لوله‌های پایین رونده و لوله‌های واتروال متمرکز است. بنابراین در اینجا، برخی از معادلات آن مقاله بایستی تغییر یابد تا مدل‌سازی شامل گردش اجباری آب در حلقه تبخیر و بلودان بویلر گردد. به منظور در نظر گرفتن بلودان در حلقه تبخیر بویلر مورد مطالعه، باید معادله تعادل جرم در [۱۴] به شکل زیر نوشته شود،

$$\frac{d}{dt}\left(\rho_s V_{sel}+\rho_w V_{wel}\right)=q_{ec}-q_s-q_{bd} \qquad (۳)$$

که در آن q_{ec} دبی آب ورودی به درام، q_s دبی بخار خروجی از درام و q_{bd} دبی آب بلودان است. همچنین ρ_w و ρ_s به ترتیب چگالی ویژه آب اشباع و بخار اشباع و V_{wel} و V_{sel} حجم کل آب و حجم کل بخار موجود در حلقه تبخیر هستند. به همین طریق، معادلات تعادل انرژی که در مرجع فوق ذکر شده است را می‌توان به شکل زیر تغییر داد،

$$\frac{d}{dt}\left(\rho_s h_s V_{sel}+\rho_w h_w V_{wel}-p_d V_{el}+m_{el}C_pT_s\right) \qquad (۴)$$
$$=Q_r+q_{ec}h_{ec}-q_s h_s-q_{bd}h_w$$

که در آن h_w و h_s آنتالپی ویژه و p_d و T_s فشار و دمای مخلوط آب و بخار اشباع موجود در درام و حلقه تبخیر است. همچنین، انرژی حرارتی که از طریق انتقال حرارت تشعشعی توسط لوله‌های واتروال در کوره جذب می‌شود، Q_r می‌باشد. پارامتر فیزیکی $m_{el}=m_d+m_r+m_{dc}$ جرم کل حلقه تبخیر می‌باشد که از جمع جرم‌های درام (m_d)، لوله‌های واتروال (m_r) و لوله پایین رونده (m_{dc}) تشکیل شده است. به همین شکل، پارامتر $V_{el}=V_d+V_r+V_{dc}$ جمع حجم‌های داخلی درام (V_d)، لوله‌های واتروال (V_r) و لوله پایین رونده (V_{dc}) است که حجم کل حلقه تبخیر را تشکیل می‌دهند. این حجم از آب و بخار اشباع به ترتیب با حجم‌های V_{sel} و V_{wel} پر شده است به طوری که می‌توان نوشت $V_{el}=V_{wel}+V_{sel}$.

برخلاف بویلرهای با گردش طبیعی، در این بویلر، جریان آب در لوله‌های پایین رونده توسط سه پمپ گردش اجباری ایجاد می‌شود. هر پمپ دارای یک منحنی مشخصه عملیاتی غیرخطی است که به شکل کلی زیر ارائه می‌شود،

$$hd_{bcp}=f_{bcp}\left(q^{v}_{bcp}\right)=f_{bcp}\left(\frac{q_{bcp}}{\rho_w}\right)=f_{bcp}\left(\frac{q_{dc}}{n_{bcp}\rho_w}\right) \qquad (۵)$$

که در آن q^{v}_{bcp}، hd_{bcp} و f_{bcp} به ترتیب نشان دهنده دبی حجمی عبوری از یک پمپ گردش آب، هِد و تابع منحنی مشخصه عملیاتی پمپ می‌باشد. دبی جرمی عبوری از هر پمپ $q_{bcp}=\rho_w q^{v}_{bcp}$ و دبی در لوله‌های پایین رونده $q_{dc}=n_{bcp}q_{bcp}$ می‌باشد که در آن $n_{bcp}=3$ تعداد پمپ های گردش آب است. معادله دیگری که برای محاسبه دبی جریان آب در لوله‌های پایین رونده به کار می رود، رابطه هیدرولیکی بین افت فشار در طول حلقه تبخیر و دبی درون آن به شرح زیر است،

$$q^2_{dc}=K^2_{el}\rho_w\Delta p_{bcp}=K^2_{el}\rho^2_w g\,hd_{bcp}=K^2_{el}\rho^2_w g\,f_{bcp}\left(\frac{q_{dc}}{n_{bcp}\rho_w}\right) \qquad (۶)$$

که در آن $\Delta p_{bcp}=\rho_w g\ hd_{bcp}$ نشان دهنده اختلاف فشار دو سر پمپ‌ها و پارامتر ثابت تجربی K_{el} مربوط به مشخصه هیدرولیکی مسیر آب دورن درام، لوله‌های پایین رونده، پمپ‌های گردش آب، درام پایین و لوله‌های واتروال است و g نیز شتاب جاذبه می‌باشد. معادله غیرخطی در رابطه (۶) باید برای تعیین دبی آب در لوله‌های پایین رونده، q_{dc} حل شود و پس از آن اختلاف فشار دو سر پمپ‌ها، Δp_{bcp} را می‌توان محاسبه کرد.

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-11]
[DOI: 10.61186/joc.17.1.17]

با توجه به معادلات به دست آمده در [۱۴]، یک مدل فضای حالت مرتبه چهارم با حالت‌های V_{wel}، p_d، α_r و V_{sd} می‌تواند حلقه تبخیر بویلر را توصیف کند، که در آن α_r کیفیت بخار در خروجی لوله‌های واتروال و V_{sd} حجم بخار زیر سطح مایع درون درام می‌باشد. خواص ترمودینامیکی آب و بخار اشباع در حلقه تبخیر فقط تابعی از p_d است.

سوپرهیترهای اولیه و ثانویه- بویلر نیروگاه مورد مطالعه شامل سه مرحله سوپرهیتر است که به آن‌ها سوپرهیتر اولیه، ثانویه و نهایی گفته می شود. به منظور تنظیم دمای بخار سوپرهیت، بخش دی‌سوپرهیتر بین سوپرهیترهای ثانویه و نهایی قرار گرفته است. بنابراین، برای کاهش تعداد متغیرهای حالت، سوپرهیتر اولیه و ثانویه به عنوان یک مبدل حرارتی در نظر گرفته می‌شوند و سوپرهیتر نهایی به صورت جداگانه مدل‌سازی می‌گردد. همچنین اثر سوپرهیتر سقفی به صورت ضمنی در سوپرهیترهای اولیه و ثانویه در نظر گرفته می‌شود. بر خلاف بخش اکونومایزر یا حلقه تبخیر، هر خاصیت بخار در بخش‌های سوپرهیتر به صورت تابعی از دو خاصیت ترمودینامیکی مستقل تعیین می‌شود. در مدل‌سازی این بخش‌ها فشار، p و آنتالپی، h به عنوان متغیرهای حالت انتخاب شده و دیگر خصوصیات بخار براساس این متغیرها تعیین می‌گردد.

دبی بخار در ورودی و خروجی سوپرهیترهای اولیه و ثانویه به ترتیب q_s - q_{as} و q_{pssh} است. بنابراین، معادله تعادل جرم را می‌توان به صورت زیر نوشت،

$$\frac{d}{dt}\left(\rho_{pssh}V_{pssh}\right)=q_s-q_{as}-q_{pssh} \qquad (۷)$$

که در آن پارامتر V_{pssh} حجم داخلی سوپرهیترهای اولیه و ثانویه است و ρ_{pssh} چگالی بخار در خروجی این بخش نشان را می‌دهد. همچنین، معادله تعادل انرژی برای سوپرهیترهای اولیه و ثانویه به شرح زیر است

$$\begin{aligned}&\frac{d}{dt}\left(\rho_{pssh}h_{pssh}V_{pssh}-p_{pssh}V_{pssh}+m_{pssh}C_pT_{pssh}\right)\\&=Q_{pssh}+\left(q_s-q_{as}\right)h_s-q_{pssh}h_{pssh}\end{aligned} \qquad (۸)$$

که در آن p_{pssh}، h_{pssh} و T_{pssh} به ترتیب فشار، آنتالپی و دمای بخار در خروجی این بخش بوده و پارامتر m_{pssh} جرم لوله‌های این قسمت می‌باشد. همچنین انرژی حرارتی که توسط این بخش در کوره جذب می‌شود برابر Q_{pssh} است.

دی‌سوپرهیتر- در بخش دی‌سوپرهیتر، بخار گرم شده در سوپرهیترهای اولیه و ثانویه با دبی q_{pssh}، با دبی کنترل شده‌ای آب اسپری، q_{spr} که توسط پمپ‌های آب تغذیه تأمین می‌شود، مخلوط می‌گردد. از آن جا که حجم و جرم بخش دی‌سوپرهیتر در مقایسه با سایر بخش‌های بویلر کم بوده و ذخیره انرژی در این قسمت ناچیز است، از معادلات استاتیک بقای جرم و انرژی برای مدل سازی آن استفاده می‌شود و هیچ متغیری حالتی در مدل‌سازی این بخش ایجاد نمی‌گردد. بنابراین، قسمت مذکور توسط معادله جبری زیر توصیف می‌شود.

$$q_{pssh}h_{pssh}+q_{spr}h_{spr}=\left(q_{pssh}+q_{spr}\right)h_{dsh} \qquad (۹)$$

که در آن q_{dsh} دبی بخار در خروجی دی‌سوپرهیتر است و h_{spr} و h_{dsh} به ترتیب آنتالپی آب در خروجی پمپ‌های آب تغذیه و بخار خروجی دی‌سوپرهیتر می‌باشد.

سوپرهیتر نهایی- دبی در ورودی و خروجی سوپرهیتر نهایی به ترتیب q_{spr} + q_{pssh} و q_{fsh} است. بنابراین، معادله تعادل جرم برای این بخش به صورت زیر خواهد بود.

$$\frac{d}{dt}\left(\rho_{fsh}V_{fsh}\right)=q_{pssh}+q_{spr}-q_{fsh} \qquad (۱۰)$$

که در آن پارامتر V_{fsh} حجم داخلی سوپرهیتر نهایی است و ρ_{fsh} چگالی بخار در خروجی این بخش می‌باشد. همچنین، معادله تعادل انرژی برای این بخش نیز می‌تواند به صورت زیر نوشته شود.

$$\begin{aligned}&\frac{d}{dt}\left(\rho_{fsh}h_{fsh}V_{fsh}-p_{fsh}V_{fsh}+m_{fsh}C_pT_{fsh}\right)\\&=Q_{fsh}+\left(q_{pssh}+q_{spr}\right)h_{dsh}-q_{fsh}h_{fsh}\end{aligned} \qquad (۱۱)$$

که در این جا p_{fsh}، h_{fsh} و T_{fsh} به ترتیب فشار، آنتالپی و دمای بخار در خروجی سوپرهیتر نهایی است و m_{fsh} جرم لوله‌های این بخش می‌باشد. علاوه بر این، انرژی حرارتی که از طریق انتقال حرارت همرفت توسط لوله‌های سوپرهیتر نهایی در کوره جذب می‌شود، Q_{fsh} است.

مدل‌های انتقال جرم- در حقیقت، در مدل سازی هر بخش از بویلر، می توان دبی سیال‌های وارد شده و خارج شده را از نظر کنترلی به عنوان متغیرهای ورودی سیستم در نظر گرفت، اما وقتی کل بخش‌ها به صورت به هم پیوسته مورد مطالعه قرار می‌گیرند، بایستی دبی‌های جریان میانی به عنوان تابعی از متغیرهای حالت یا متغیرهای ورودی بیان شود.

با توجه به شکل ۱، q_{bd} دبی بلودان، بستگی به موقعیت شیر بلودان، چگالی آب اشباع و فشار بویلر دارد. با فرض اینکه موقعیت شیر بلودان در بازه‌های زمانی کوتاه بهره‌برداری ثابت باشد، q_{bd} با معادله زیر تعیین می‌گردد،

$$q_{bd}=K_{bd}\sqrt{\rho_w p_d} \qquad (۱۲)$$

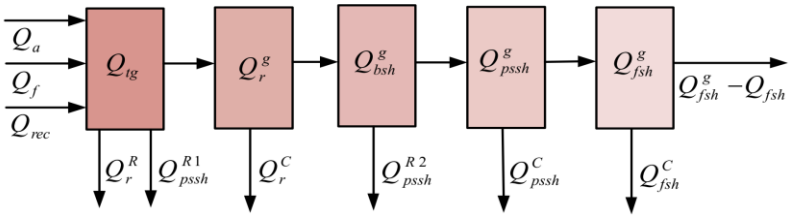
که در آن K_{bd} یک ضریب ثابت تجربی است و مقدار آن به موقعیت شیر بلودان ارتباط دارد.

شکل ۱ نشان می‌دهد که بخار اشباع استخراج شده از درام به دو قسمت تقسیم می‌شود. یک بخش کمتر آن با دبی q_{as} به عنوان بخار کمکی در نیروگاه استفاده می‌شود. از آنجایی که شیر کنترل بخار کمکی در واحد نیروگاهی مورد مطالعه به طور خودکار کنترل نمی‌شود و میزان باز بودن آن در فواصل زمانی کوتاه مدت ثابت است، q_{as} به صورت زیر تعیین می‌گردد.

$$q_{as}=K_{as}\sqrt{\rho_s p_d} \qquad (۱۳)$$

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-11]
[DOI: 10.61186/joc.17.1.17]

بخش عمده بخار اشباع برای تولید توان به بخش‌های سوپرهیتر وارد می‌شود. دبی بخار به سمت سوپرهیترهای اولیه و ثانویه به اختلاف فشار بین خروجی این بخش و درام و همچنین چگالی بخار اشباع بستگی دارد [۳۷]. بنابراین، رابطه زیر را می‌توان نوشت،



شکل ۳: نمودار توزیع انرژی حرارتی در کوره بویلر

$$\left(q_s - q_{as}\right)^2 = K_{pssh}^2 \rho_s \left|p_d - p_{pssh}\right| \qquad (۱۴)$$

که در آن پارامتر ثابت K_{pssh} به افت فشار در امتداد سوپرهیترهای اولیه و ثانویه بستگی دارد. به همین روش، افت فشار در طول بخش سوپرهیتر نهایی، p_{pssh} - p_{fsh} و چگالی بخار در خروجی سوپرهیترهای اولیه و ثانویه، ρ_{pssh} را می‌توان برای تعیین دبی بخار خروجی از سوپرهیترهای اولیه و ثانویه به شکل زیر به کار برد،

$$q_{pssh}^2 = K_{fsh}^2 \rho_{pssh} \left|p_{pssh} - p_{fsh}\right| \qquad (۱۵)$$

که در آن پارامتر تجربی K_{fsh} به افت فشار در امتداد بخش سوپرهیتر نهایی وابسته می‌باشد. همچنین دبی آب ورودی به دی‌سوپرهیتر به صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$q_{spr} = cv_{spr} K_{spr} \sqrt{\rho_{spr} p_d} \qquad (۱۶)$$

که در آن cv_{spr} میزان فرمان باز شدن شیر کنترل آب دی‌سوپرهیتر و ρ_{spr} چگالی آب ورودی به این بخش می‌باشد و همچنین پارامتر K_{spr} به مشخصات شیر کنترل دی‌سوپرهیتر بستگی دارد.

در نهایت، با ترکیب مدل شیرهای ورودی بخار به توربین و مدل توربین فشار قوی در [۳۳]، یک مدل تقریبی برای تعیین دبی بخار استخراج شده از بویلر به صورت زیر به دست می‌آید،

$$q_{fsh} = cv_{gov} K_{gov} \sqrt{\rho_{fsh} p_{fsh}} \qquad (۱۷)$$

که در رابطه بالا، cv_{gov} میزان باز شدن شیرهای ورود بخار به توربین است و پارامتر K_{gov} وابسته به مشخصات فیزیکی این شیرها می‌باشد.

مدل احتراق- در شکل ۳، نمودار توزیع انرژی حرارتی در کوره بویلر نشان داده شده است. کل انرژی گرمایی که وارد کوره می‌شود شامل سه منبع انرژی شیمیایی سوخت، انرژی هوای گرم ورودی و انرژی دود بازگردش شده است. میزان انرژی شیمیایی سوخت خام قبل از سوختن، Q_{rf} می‌تواند به شکل زیر محاسبه شود.

$$Q_{rf} = q_{fo} hv_{fo} + q_{fg} hv_{fg} \qquad (۱۸)$$

که در آن q_{fo} و q_{fg} دبی سوخت‌های مازوت و گاز بوده و hv_{fo} و hv_{fg} به ترتیب ارزش حرارتی این سوخت‌ها می‌باشد. همچنین، می توان دبی کل سوخت، q_f را به صورت زیر نوشت.

$$q_f = q_{fo} + q_{fg} \qquad (۱۹)$$

اگر دبی هوای ورودی برای سوزاندن سوخت کافی باشد، انرژی شیمیایی کل سوخت می‌تواند آزاد گردد. به طور کلی، نسبت دبی هوا به دبی سوخت توسط سیستم کنترل بویلر تنظیم می‌شود، اما در بویلر مورد بررسی، سیستم کنترل احتراق به درستی کار نمی‌کند و میزان سوخت و جریان هوا توسط اپراتور بویلر به صورت دستی تعیین می‌شود. بنابراین، در مواقع اضطراری بهره‌برداری از بویلر یا در هنگام تغییر متغیرهای فرآیندی آن، ممکن است نسبت دبی سوخت و هوا از مقدار مناسب منحرف شود و در صورت عدم وجود هوای کافی، بخشی از سوخت محترق نگردد. در نتیجه، یک مقدار حداکثر برای انرژی حاصل از سوختن سوخت‌ها وجود دارد و مقدار عملی نرخ انرژی گرمایی که از سوختن سوخت‌ها آزاد می‌شود، Q_f می تواند به شکل زیر به دست آید.

$$Q_f = \max\left\{Q_{rf}, Q_{rf} \times \frac{q_a}{15 q_f}\right\} \qquad (۲۰)$$

که در آن q_a دبی هوای ورودی است و عدد ثابت ۱۵ نسبت مناسب دبی هوا به دبی سوخت می‌باشد. از سوی دیگر، انرژی سوخت محترق نشده به دلیل مقدار ناچیز آن قابل چشم‌پوشی است.

دیگر منابع انرژی که وارد کوره می شوند عبارتند از: هوای ورودی با دبی q_a، آنتالپی h_a و توان حرارتی $Q_a = q_a h_a$ و همچنین گازهای بازگردش شده با دبی q_{rec}، آنتالپی h_{rec} و توان حرارتی $Q_{rec} = q_{rec} h_{rec}$. آنتالپی‌های h_a و h_{rec} به ترتیب تابعی از دمای هوای ورودی، T_a و دمای دود باز گردش شده، T_{rec}^g هستند. در نتیجه در کوره، توان حرارتی کل گازهای داغ پس از مشعل‌ها، Q_{tg} به شکل زیر است.

$$Q_{tg} = Q_f + Q_a + Q_{rec} \qquad (۲۱)$$

همچنین، دبی کل گازهای داغ، q_{tg} چنین می‌باشد.

$$q_{tg} = q_f + q_a + q_{rec} \qquad (۲۲)$$

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-11]
[DOI: 10.61186/joc.17.1.17]

در حقیقت، بخشی از کل انرژی حرارتی که در محل احتراق تولید می‌شود، بلافاصله از طریق انتقال حرارت تابشی با نرخ Q_r^R به لوله‌های واتروال و با نرخ Q_{pssh}^{R1} به سوپرهیترهای اولیه و ثانویه منتقل می‌شود. بنابراین، می‌توان نوشت:

$$Q_{tg} = Q_r^R + Q_{pssh}^{R1} + Q_r^g \quad (۲۳)$$

که در آن $Q_r^g = q_{tg} h_r^g$ میزان توان حرارتی توده گاز داغ در محل لوله‌های واتروال است. آنتالپی گاز در محل لوله‌های واتروال h_r^g، تابعی از دمای توده گاز T_r^g است [۳۸]. نرخ انتقال حرارت Q_r^R و Q_{pssh}^{R1} را می‌توان با استفاده از قانون استفان- بولتزمن مطابق رابطه زیر محاسبه کرد [۳۳]،

$$Q_r^R = K_r^R \left[\left(T_r^g + 273.15\right)^4 - \left(T_s + \Delta T + 273.15\right)^4 \right] \quad (۲۴)$$

$$Q_{pssh}^{R1} = K_{pssh}^{R1} \left[\left(T_r^g + 273.15\right)^4 - \left(T_{pssh} + \Delta T + 273.15\right)^4 \right] \quad (۲۵)$$

که در آن $\Delta T = 25\ ^\circ C$ اختلاف دمای تقریبی بین سیال درون لوله و سطح بیرونی لوله‌ها می‌باشد [۳۹] و پارامترهای تجربی K_r^R و K_{pssh}^{R1} مربوط به مشخصات انتقال حرارت تابشی به لوله‌های واتروال و سوپرهیتر است.

از آن جایی که h_r^g وابسته به T_r^g است، معادله غیرخطی (۲۳) که در آن معادلات (۲۴) و (۲۵) جایگذاری شده‌اند، بایستی در هر تکرار حل شود تا ابتدا دمای گاز در محل لوله‌های واتروال، T_r^g تعیین گردد و سپس با کمک معادلات (۲۴) و (۲۵)، Q_r^R و Q_{pssh}^{R1} محاسبه شود. همچنین Q_r^g می‌تواند با رابطه $Q_r^g = q_{tg} h_r^g \left(T_r^g\right)$ به دست آید. انتقال حرارت از راه همرفت Q_r^C و کل حرارت انتقالی به لوله‌های واتروال Q_r از روابط زیر قابل محاسبه می‌باشد [۷].

$$Q_r^C = K_r^C \left(T_r^g - \left(T_s + \Delta T\right)\right) \quad (۲۶)$$

$$Q_r = Q_r^R + Q_r^C \quad (۲۷)$$

که در آن K_r^C پارامتر تجربی مربوط به انتقال حرارت همرفت لوله‌های واتروال می‌باشد.

توده گاز داغ با انرژی $Q_{bsh}^g = Q_r^g - Q_r^C$ در کوره به سمت بخش‌های سوپرهیتر بالا می‌رود. انتقال حرارت همرفت از این توده به سوپرهیترهای اولیه و ثانویه، معادله زیر را نتیجه می‌دهد،

$$Q_{bsh}^g = Q_{pssh}^{R2} + Q_{pssh}^g \quad (۲۸)$$

که در این معادله، $Q_{pssh}^g = q_{tg} h_{pssh}^g$ توان حرارتی گاز داغ در سوپرهیترهای اولیه و ثانویه می‌باشد. آنتالپی گاز در محل لوله‌های سوپرهیتر h_{pssh}^g، تابعی از دمای توده گاز در این نقطه T_{pssh}^g است.

همچنین، انتقال حرارت تابشی از توده گاز قبل از سوپرهیترها به سوپرهیترهای اولیه و ثانویه به شکل زیر می‌تواند به دست آید.

$$Q_{pssh}^{R2} = K_{pssh}^{R2} \left[\left(T_{pssh}^g + 273.15\right)^4 - \left(T_{pssh} + \Delta T + 273.15\right)^4 \right] \quad (۲۹)$$

که در آن، پارامتر تجربی K_{pssh}^{R2} مربوط به مشخصات انتقال حرارت تابشی از توده گاز در مجاورت لوله‌های سوپرهیتر به بخش سوپرهیترهای اولیه و ثانویه است. بنابراین، حل معادله (۲۸) که در آن معادله (۲۹) جایگذاری شده است، T_{pssh}^g را نتیجه می‌دهد و پس از آن Q_{pssh}^{R2} و Q_{pssh}^g می‌تواند محاسبه گردد.

توده گاز داغ که انرژی خود را در اثر تابش از دست داده است، از سه مرحله سوپرهیتر عبور کرده و از طریق انتقال حرارت همرفت لوله‌های این بخش‌ها را گرم می‌کند. ابتدا، گاز داغ از سوپرهیترهای اولیه و ثانویه عبور می‌کند. از این رو، می توان نوشت:

$$Q_{pssh}^g = Q_{pssh}^C + Q_{fsh}^g \quad (۳۰)$$

که در آن Q_{fsh}^g توان حرارتی گاز داغ در محل لوله‌های سوپرهیتر نهایی است و Q_{pssh}^C توان حرارتی منتقل شده از طریق همرفت به سوپرهیترهای اولیه و ثانویه توسط معادله زیر محاسبه می شود [۷]:

$$Q_{pssh}^C = K_{pssh}^C \left[T_{pssh}^g - \left(T_{pssh} + \Delta T\right) \right] \quad (۳۱)$$

که در آن پارامتر تجربی K_{pssh}^C مربوط به انتقال حرارت همرفت به سوپرهیترهای اولیه و ثانویه می‌باشد. بنابراین، Q_{fsh}^g می‌تواند از معادله (۳۰) به دست آید و پس از آن آنتالپی و دمای گاز داغ در منطقه لوله‌های سوپرهیتر نهایی، h_{fsh}^g و T_{fsh}^g با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$Q_{fsh}^g = q_{tg} h_{fsh}^g \left(T_{fsh}^g\right) \quad (۳۲)$$

سرانجام، کل توان گرمایی که توسط سوپرهیترهای اولیه و ثانویه جذب می‌شود، Q_{pssh} به شکل زیر به دست می‌آید.

$$Q_{pssh} = Q_{pssh}^{R1} + Q_{pssh}^{R2} + Q_{pssh}^C \quad (۳۳)$$

انتقال حرارت از طریق تابش به لوله‌های سوپرهیتر نهایی در برابر انتقال حرارات از طریق همرفت ناچیز در نظر گرفته می‌شود، چرا که لوله‌های این بخش در دید مستقیم شعله نیستند. بنابراین، میزان نرخ انرژی جذب شده توسط سوپرهیتر نهایی به شکل زیر است،

$$Q_{fsh} = K_{fsh}^C \left[T_{fsh}^g - \left(T_{fsh} + \Delta T\right) \right] \quad (۳۴)$$

که در آن K_{fsh}^C نمایانگر ضریب تجربی انتقال حرارت همرفت در بخش سوپرهیتر نهایی است. همان طور که در شکل ۱ نشان داده شده است، پس از بخش سوپرهیتر نهایی، توان حرارتی گاز داغ Q_{fsh} است. به Q_{fsh}^g

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-11]
[DOI: 10.61186/joc.17.1.17]

منظور سادگی، نرخ انرژی گرمایی جذب شده توسط لوله‌های اکونومایزر به صورت معادله زیر در نظر گرفته می‌شود،

$$Q_{ec} = K_{ec}^{C}\left(T_{ash}^{g} - \left(T_{ec} + \Delta T\right)\right) \qquad (۳۵)$$

که در آن K_{ec}^{C} جهت ضریب انتقال حرارت همرفت در لوله‌های اکونومایزر در نظر گرفته شده است و دمای گاز پس از سوپرهیترها، T_{ash}^{g} از رابطه زیر قابل محاسبه می‌باشد.

$$Q_{fsh}^{g} - Q_{fsh} = q_{tg} h_{ash}^{g}\left(T_{ash}^{g}\right) \qquad (۳۶)$$

پارامترهای تجربی در معادلات انتقال حرارت تابشی و همرفت را می‌توان از روی داده‌های حالت ماندگار بویلر، به روشی که در بخش ۲-۴ شرح داده می‌شود، به دست آورد.

۳-۳ فرم فضای حالت

با انجام عملیات جبری، معادلات دیفرانسیل توصیف کننده قسمت‌های مختلف بویلر می‌تواند به فرم معادلات فضای حالت زیر نوشته شود،

$$E\left(X\left(\mathrm{t}\right)\right)\frac{dX\left(\mathrm{t}\right)}{dt} = B\left(X\left(\mathrm{t}\right), U\left(\mathrm{t}\right), D\left(\mathrm{t}\right)\right) \qquad (۳۷)$$

که در آن

$$E\left(X\left(\mathrm{t}\right)\right) = \begin{bmatrix} e_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & e_{22} & e_{23} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & e_{32} & e_{33} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & e_{43} & e_{44} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & e_{53} & e_{54} & e_{55} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & e_{66} & e_{67} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & e_{76} & e_{77} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & e_{88} & e_{89} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & e_{98} & e_{99} \end{bmatrix}$$

$$B\left(X\left(\mathrm{t}\right), U\left(\mathrm{t}\right), D\left(\mathrm{t}\right)\right) = \begin{bmatrix} b_1 & b_2 & b_3 & b_4 & b_5 & b_6 & b_7 & b_8 & b_9 \end{bmatrix}^{T}$$

$$e_{11} = V_{ec}\left(u_{ec}\frac{\partial \rho_{sc}}{\partial h} + \rho_{ec}\frac{\partial u_{sc}}{\partial h}\right) + m_{ec}C_p\frac{\partial T_{sc}}{\partial h}$$

$$e_{22} = \rho_w - \rho_s$$

$$e_{23} = V_{wel}\frac{\partial \rho_w}{\partial p} + V_{sel}\frac{\partial \rho_s}{\partial p}$$

$$e_{32} = \rho_w h_w - \rho_s h_s$$

$$e_{33} = V_{wel}\left(h_w\frac{\partial \rho_w}{\partial p} + \rho_w\frac{\partial h_w}{\partial p}\right) + V_{sel}\left(h_s\frac{\partial \rho_s}{\partial p} + \rho_s\frac{\partial h_s}{\partial p}\right) - V_{el} + m_{el}C_p\frac{\partial T_s}{\partial p}$$

$$e_{43} = \left(\rho_w\frac{\partial h_w}{\partial p} - \alpha_r h_c\frac{\partial \rho_w}{\partial p}\right)\left(1-\bar{\alpha}_v\right)V_r + \left(\left(1-\alpha_r\right)h_c\frac{\partial \rho_s}{\partial p} + \rho_s\frac{\partial h_s}{\partial p}\right)\bar{\alpha}_v V_r + \left(\rho_s + \left(\rho_w - \rho_s\right)\alpha_r\right)h_c V_r\frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial p} - V_r + m_r C_p\frac{\partial T_s}{\partial p}$$

$$e_{44} = \left(\left(1-\alpha_r\right)\rho_s + \alpha_r\rho_w\right)h_c V_r\frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial \alpha_r}$$

$$e_{53} = V_{sd}\frac{\partial \rho_s}{\partial p} + \frac{1}{h_c}\left(\rho_s V_{sd}\frac{\partial h_s}{\partial p} + \rho_w V_{wd}\frac{\partial h_w}{\partial p} - V_{sd} - V_{wd} + m_d C_p\frac{\partial T_s}{\partial p}\right) + \alpha_r\left(1+\beta\right)V_r\left(\bar{\alpha}_v\frac{\partial \rho_s}{\partial p} + \left(1-\bar{\alpha}_v\right)\frac{\partial \rho_w}{\partial p} + \left(\rho_s - \rho_w\right)\frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial p}\right)$$

$$e_{54} = \alpha_r\left(1+\beta\right)\left(\rho_s - \rho_w\right)V_r\frac{\partial \bar{\alpha}_v}{\partial \alpha_r}$$

$$e_{55} = \rho_s$$

$$e_{66} = V_{pssh}\frac{\partial \rho_{sh}}{\partial p}$$

$$e_{67} = V_{pssh}\frac{\partial \rho_{sh}}{\partial h}$$

$$e_{76} = V_{pssh}h_{pssh}\frac{\partial \rho_{sh}}{\partial p} - V_{pssh} + m_{pssh}C_p\frac{\partial T_{sh}}{\partial p}$$

$$e_{77} = V_{pssh}h_{pssh}\frac{\partial \rho_{sh}}{\partial h} + V_{pssh}\rho_{pssh} + m_{pssh}C_p\frac{\partial T_{sh}}{\partial h}$$

$$e_{88} = V_{fsh}\frac{\partial \rho_{sh}}{\partial p}$$

$$e_{89} = V_{fsh}\frac{\partial \rho_{sh}}{\partial h}$$

$$e_{98} = V_{fsh}h_{fsh}\frac{\partial \rho_{sh}}{\partial p} - V_{fsh} + m_{fsh}C_p\frac{\partial T_{sh}}{\partial p}$$

$$e_{99} = V_{fsh}h_{fsh}\frac{\partial \rho_{sh}}{\partial h} + V_{fsh}\rho_{fsh} + m_{fsh}C_p\frac{\partial T_{sh}}{\partial h}$$

$$b_1 = Q_{ec} + \left(q_{fw} - q_{spr}\right)\left(h_{in} - h_{ec}\right)$$

$$b_2 = q_{fw} - q_{spr} - q_s - q_{bd}$$

$$b_3 = Q_r + \left(q_{fw} - q_{spr}\right)h_{ec} - q_s h_s - q_{bd}h_w$$

$$b_4 = Q_r - \alpha_r h_c q_{dc}$$

$$b_5 = \frac{\rho_s}{\tau_d}\left(V_{sd}^{0} - V_{sd}\right) + \frac{h_{ec} - h_w}{h_c}\left(q_{fw} - q_{spr}\right)$$

$$b_6 = q_s - q_{as} - q_{pssh}$$

$$b_7 = Q_{pssh} + \left(q_s - q_{as}\right)h_s - q_{pssh}h_{pssh}$$

$$b_8 = q_{pssh} + q_{spr} - q_{fsh}$$

$$b_9 = Q_{fsh} + \left(q_{pssh} + q_{spr}\right)h_{dsh} - q_{fsh}h_{fsh}$$

$$h_c = h_s - h_w$$

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-11]
[DOI: 10.61186/joc.17.1.17]

جدول ۱: پارامترهای مدل بویلر مبتنی بر مدراک.

(kg) جرم فلز – (m^3) حجم داخلی							
اکونومایزر	درام	لوله‌های واتروال	لوله‌های پایین رونده	سوپرهیتر اولیه و ثانویه	سوپرهیتر نهایی	A_d (m^2)	V_{nd} (m^3)
17.5 - 125962	29.3 - 66479	39.1 - 250151	33.0 - 140221	19.5 - 145611	29.3 - 218586	22.8	8.4
K_{bd} (m^2)	K_{spr} (m^2)	K_{gov} (m^2)	hv_{fo} (MJ/kg)	hv_{fg} (MJ/kg)	Cp (J/kgK)	ΔT (°C)	β
4.21×10^{-5}	3.84×10^{-4}	1.04×10^{-2}	41.75	44.98	615	25	0.3

$$\bar{\alpha}_v = \frac{\rho_w}{\rho_w-\rho_s}\times\left(1-\frac{\rho_s}{(\rho_w-\rho_s)\alpha_r}\ln\left(1+\frac{\rho_w-\rho_s}{\rho_s}\alpha_r\right)\right)$$

$$V_{wd} = V_{wel} - V_{dc} - (1-\bar{\alpha}_v)V_r$$

و بردار حالت

$$X(t) = \left[h_{ec} \quad V_{wel} \quad p_d \quad \alpha_r \quad V_{sd} \quad p_{pssh} \quad h_{pssh} \quad p_{fsh} \quad h_{fsh}\right]^T$$

بردار ورودی کنترلی

$$U(t) = \left[q_{fw} \quad cv_{spr} \quad q_{fo} \quad q_{fg} \quad q_a \quad cv_{gov}\right]^T$$

و بردار اغتشاش ورودی $D(t) = [\,T_{in} \quad T_{spr} \quad T_a \quad T_{rec}^{g}\,]^T$ است. این مدل دارای ۹ متغیر حالت، ۶ ورودی کنترلی و ۴ ورودی اغتشاش است و در آن $\bar{\alpha}_v$، متوسط حجمی بخش بخار در لوله‌های واتروال و V_{wd} حجم آب درون درام است. همچنین τ_d ثابت زمانی مربوط به ماندن بخار در درام می‌باشد و پارامتر V_{sd}^0 حجم بخار در زیر سطح مایع در شرایط فرضی است که هیچ چگالش بخاری در درام وجود نداشته باشد. به علاوه، β نیز یک پارامتر تجربی است [۱۴]. یک متغیر مهم در کنترل بویلر انحراف سطح مایع درام از سطح نامی آن، Δl_d می‌باشد، که از رابطه زیر بدست می‌آید

$$\Delta l_d = \frac{V_{wel} - V_{dc} - (1-\bar{\alpha}_v)V_r + V_{sd} - V_{nd}}{A_d} \qquad (۳۸)$$

که در آن A_d و V_{nd} به ترتیب سطح مقطع درام و حجم مایع درون درام، در سطح نامی می‌باشد. دبی بخار سوپرهیت q_{fsh}، سیگنال تقاضای اصلی بویلر محسوب می‌شود که توسط شیرهای ورود بخار به توربین، به منظور برآوردن توان الکتریکی مورد نیاز، تعیین می‌شود.

مدل حالت ماندگار – با قراردادن $b_i = 0$ برای $1 \le i \le 9$ در معادله (۳۷)، مدل حالت ماندگار بویلر مورد مطالعه به دست می‌آید. این معادلات بایستی توسط دیگر روابط جبری غیرخطی مانند معادلات خواص ترمودینامیکی، مدل احتراق، مدل دی‌سوپرهیتر و مدل‌های انتقال جرم تکمیل گردد. مدل حالت ماندگار در بخش ۲-۴ جهت محاسبه پارامترها و حالت‌های اولیه نامعلوم مدل دینامیکی، از روی داده‌های اندازه‌گیری شده، به کار می‌رود.

٤- مقدار دهی مدل

مدل دینامیکی ارائه شده در بخش ۳ دارای پارامترها و مشخصه‌هایی است که نیاز به تعیین دارد. مشخصه‌های مدل و برخی از پارامترهای آن با به کارگیری تحقیقات موجود و همچنین مستندات فنی واحد نیروگاهی مورد مطالعه به دست می‌آید. دیگر پارامترهای نامعلوم، نظیر ضرایب انتقال حرارت که مستقیماً از روی اسناد فنی نیروگاه قابل استحصال نیست به همراه متغیرهای حالت غیر قابل اندازه گیری، به کمک رویه پیشنهادی در بخش ۲-۴ در یک شرایط حالت ماندگار بویلر محاسبه می‌گردد.

خواص ترمودینامیکی آب و بخار از استاندارد IAPWS IF97 [۴۰] گرفته شده و جهت پیاده‌سازی این استاندارد در نرم افزار MATLAB از جعبه ابزار XSteam استفاده شده است. در محاسبات مدل احتراق، لازم است روابط بین آنتالپی و دمای گاز داغ و یا هوا بیان شود. چندجمله‌ای درجه دوم زیر که می‌توانند برای این منظور مورد استفاده قرار گیرند، از خواص ترمودینامیکی دود در مرجع [۳۸] تقریب زده شده است. در این تابع، آنتالپی گاز داغ به صورت تابعی از دما ارائه می‌شود که از آن جهت تقریب خواص ترمودینامیکی هوا نیز استفاده می‌گردد.

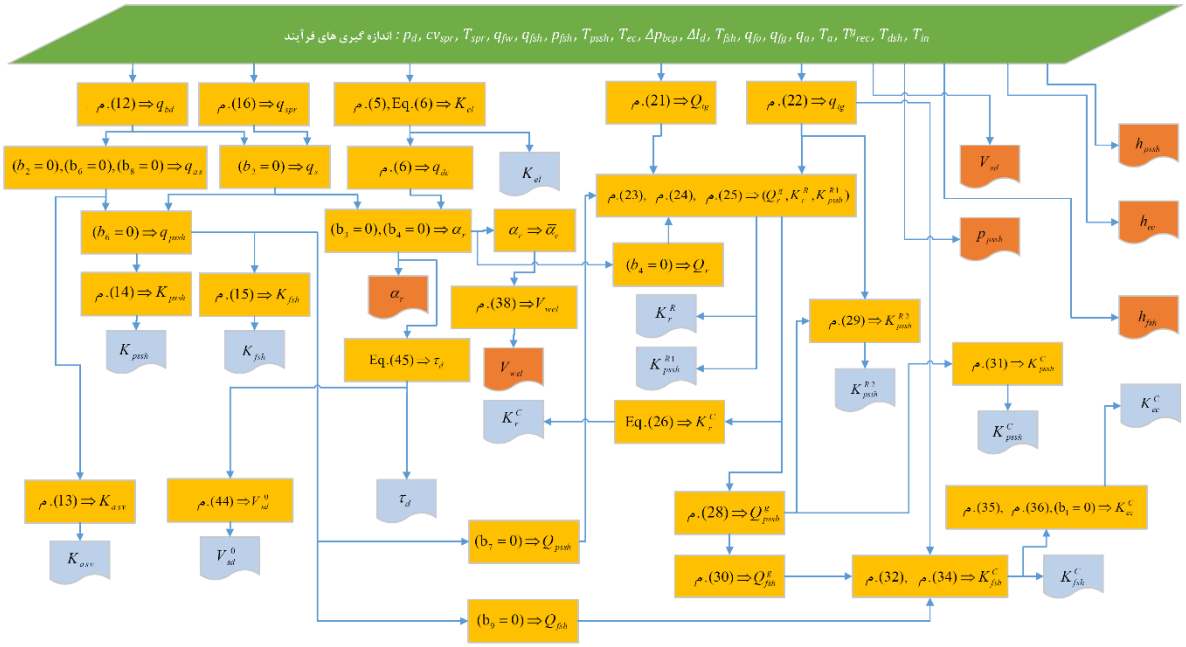
$$h^g(T^g) = 0.1345(T^g+273.15)^2 + 1259(T^g+273.15) - 8.506\times10^4 \qquad (۳۹)$$

از آن جا که خواص ترمودینامیکی بر حسب متغیرهای حالت انتخابی در دسترس هست، مشتقات جزئی این خواص نسبت به متغیرهای حالت، که در ضرایب e_{ij} مدل فضای حالت در (۳۷) مورد نیاز است را نیز می‌توان به دست آورد.

۴-۱ پارامترها و مشخصه‌های تجهیزات

در این بخش، پارامترها و ویژگی‌های مدل حاصل مانند پارامترهای فیزیکی یا تجربی مربوط به قسمت‌های مختلف بویلر که مستقیماً از روی اسناد فنی واحد نیروگاهی مورد مطالعه و یا در تحقیقات مشابه قابل استحصال هستند، ارائه می‌گردد. برای محاسبه احجام و جرم‌های مدل، از نقشه‌های بویلر جهت تعیین دقیق شکل و ابعاد اجزای مختلف مانند لوله‌ها، هدرها و اتصالات استفاده گردیده است.

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-11]
[DOI: 10.61186/joc.17.1.17]



شکل ۴: روش یافتن پارامترها و حالات اولیه نامعلوم

پارامترهای معادلات انتقال جرم برای شیرهای بلودان، آب ورودی دی‌سوپرهیتر و بخار ورودی توربین با کالیبره کردن ثابت‌های محاسبه شده بر اساس مقادیر نامی متغیرهای فرآیندی، به دست آمده است. به عنوان مثال، با در نظر گرفتن مقادیر نامی برای q_{bd} و p_d در معادله (۱۲) پارامتر K_{bd} به دست می‌آید. ظرفیت گرمایی فلزات و پارامترهای β و ΔT از تحقیقات موجود استخراج گردیده و ارزش حرارتی سوخت‌های گاز و مازوت نیز از مشخصات سوخت‌های ورودی به نیروگاه گرفته شده است. تمام پارامترهای مبتنی بر مدراک در جدول ۱ نشان داده شده است.

همانطور که در مدل‌سازی حلقه تبخیر بیان شد، هر پمپ گردش اجباری آب بویلر دارای یک منحنی مشخصه عملکرد غیرخطی که هِد (m) را بر حسب دبی حجمی (m^3/s) تعیین می‌کند، می‌باشد. این منحنی که توسط سازنده نیروگاه ارائه گردیده است را می‌توان به صورت تابع چند جمله‌ای درجه سوم زیر تقریب زد.

$$f_{bcp}\left(q^v_{bcp}\right) = -49.5953\left(q^v_{bcp}\right)^3 + 21.2285\left(q^v_{bcp}\right)^2 - 4.9644\left(q^v_{bcp}\right) + 71.92. \quad (۴۰)$$

با استفاده از مقادیر اسمی دبی لوله‌های پایین رونده و هد پمپ‌های گردش آب در مستندات بویلر و هم چنین داده‌های بهره برداری نیروگاه، پارامتر K_{el} در معادله (۶) به دست می‌آید.

۴-۲ محاسبه پارامترها و حالت‌های اولیه نامعلوم

برای شروع شبیه‌سازی دینامیکی مدل بویلر، مجموعه‌ای از شرایط اولیه حالت‌ها و پارامترهای ناشناخته مدل مورد نیاز است. این مقادیر را می‌توان با استفاده از داده‌های عملیاتی بویلر و نمایش حالت ماندگار مدل تعیین کرد. فلوچارت روش محاسبه حالت‌ها و پارامترهای نامعلوم در شکل ۴ نشان داده شده است.

جدول ۲: پارامترهای محاسباتی مدل بویلر

پارامتر	واحد	مقدار
K_{el}	m^2	1.514×10^{-1}
K_{as}	m^2	4.07×10^{-4}
K_{pssh}	m^2	2.24×10^{-2}
K_{fsh}	m^2	3.16×10^{-2}
K^R_r	(W/K^4)	9.24×10^{-5}
K^C_r	(W/K)	3.29×10^{4}
K^{R1}_{pssh}	(W/K^4)	1.35×10^{-5}
K^{R2}_{pssh}	(W/K^4)	1.81×10^{-6}
K^C_{pssh}	(W/K)	1.30×10^{5}
K^C_{fsh}	(W/K)	3.69×10^{5}
K^C_{ec}	(W/K)	7.99×10^{4}
τ_d	s	3.76
V^0_{sd}	m^3	6.08

در روش پیشنهادی، برای یافتن پارامترهای K_{pssh} و K_{fsh}، فرض می‌گردد که در حالت ماندگار، افت فشار بخار از درام تا خروجی سوپرهیترهای اولیه و ثانویه تقریباً ۵۰٪ افت فشار از درام تا خروجی سوپرهیتر نهایی باشد. همچنین، برای تعیین مقدار اولیه V_{sd}، در نظر می‌گیریم که در شرایط اولیه، حجم بخار زیر سطح مایع تقریباً ۲۵٪ از حجم کل مخلوط آب و بخار در درام است، یعنی $V_{sd} = 0.25(V_{nd} + A_d \Delta l_d)$ که یک فرض منطقی صرفاً برای شرایط اولیه است.

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-11]
[DOI: 10.61186/joc.17.1.17]

جدول ۳: مجموعه مقادیر حالت ماندگار متغیرهای مدل بویلر قبل از رخداد حادثه کمبود سوخت

ورودی‌های کنترلی				ورودی‌های اغتشاش					
q_{fw} (kg/s)	cv_{spr} (%)	q_{fo} (kg/s)	q_{fg} (kg/s)	q_a (kg/s)	cv_{gov} (%)	T_{in} (°C)	T_{spr} (°C)	T_a (°C)	T_{rec}^g (°C)
212	44.9	7.22	6.97	233	67.6	234	148	274	348
حالت‌ها									
h_{ec} (kJ/kg)	V_{wel} (m^3)	p_d (MPa)	α_r	V_{sd} (m^3)	p_{pssh} (MPa)	h_{pssh} (kJ/kg)	p_{fsh} (MPa)	h_{fsh} (kJ/kg)	
1143	67.2	16.7	0.178	2.32	16.2	3158	15.7	3402	
خروجی‌های اندازه‌گیری شده									
q_{fsh} (kg/s)	Δl_d (cm)	Δp_{bcp} (MPa)	T_{ec} (°C)	T_{pssh} (°C)	T_{dsh} (°C)	T_{fsh} (°C)			
190	3.9	0.221	262	457	386	535			

در حالت ماندگار، دبی بخار وارد شده به درام از طریق لوله‌های بالارونده، q_{dc} α_r، دبی چگالش درون درام، q_{cd} و دبی بخاری که از سطح مایع به قسمت بالایی درام می‌رود، q_{sd} را تشکیل می‌دهد، بنابراین رابطه زیر را می‌توان نوشت.

$$\alpha_r q_{dc} = q_{sd} + q_{cd} \qquad (۴۱)$$

دبی‌های q_{cd} و q_{sd} در حالت ماندگار را می‌توان بر اساس [۱۴] به صورت زیر به دست آورد.

$$q_{cd} = \frac{h_w - h_{ec}}{h_c}\left(q_{fw} - q_{spr}\right) \qquad (۴۲)$$

$$q_{sd} = \frac{\rho_s V_{sd}^0}{\tau_d} \qquad (۴۳)$$

جایگذاری معادله‌های (۴۲) و (۴۳) در معادله (۴۱)، رابطه زیر را نتیجه می‌دهد.

$$\alpha_r q_{dc} = \frac{\rho_s V_{sd}^0}{\tau_d} + \frac{h_w - h_{ec}}{h_c}\left(q_{fw} - q_{spr}\right) \qquad (۴۴)$$

با حذف V_{sd}^0 از معادله (۴۴) و معادله $b_5 = 0$، ثابت زمانی τ_d را می‌توان به صورت زیر به دست آورد.

$$\tau_d = \frac{\rho_s h_c V_{sd}}{\alpha_r q_{dc} h_c - 2\left(h_w - h_{ec}\right)\left(q_{fw} - q_{spr}\right)} \qquad (۴۵)$$

و پارامتر V_{sd}^0 می‌تواند متعاقباً توسط معادله (۴۴) به دست آید.

در زمان کارکرد عادی بویلر، دبی دود بازگردش شده معمولاً حدود ۲۰٪ دبی هوای ورودی است، بنابراین می‌توان نوشت $q_{rec} = 0.2q_a$. یک مطالعه حالت ماندگار بویلر مورد مطالعه در [۱۷]، نشان می‌دهد در بارهای مختلف، نسبت انرژی جذب شده از طریق تابش در سوپرهیترهای اولیه و ثانویه در حدود ۳۷٪ از کل انرژی جذب شده این بخش است و ۹۰ درصد این تابش از محل احتراق در کوره منتقل می‌شود. همچنین، به طور میانگین، نسبت انتقال حرارت تابشی به لوله‌های واتروال ۹۲٪ می‌باشد.

این حقایق در روند یافتن پارامترها و حالت‌های نامعلوم استفاده می‌گردد. در واحد نیروگاهی، زاویه شیب مشعل‌ها و میزان باز بودن دریچه فن بازگردش دود اندازه‌گیری نمی‌شود، اما می‌توان این مقادیر را در بازه‌های زمانی کوتاه ثابت فرض کرد. تأثیر این متغیرها به طور ضمنی در پارامترهای مدل احتراق در نظر گرفته می‌شود.

مقدار پارامترهای نامعلوم مدل که به کمک روش فوق و بر اساس محاسبه به دست می‌آیند در جدول ۲ آورده شده است. شرایط اولیه حالت‌های غیرقابل اندازه‌گیری مدل نیز در فرآیند محاسباتی بالا به دست می‌آید که می‌تواند به همراه دیگر متغیرهای فرآیندی اندازه گیری شده در بویلر، جهت شروع شبیه‌سازی دینامیکی مدل به کار رود. مجموعه کامل این متغیرها که مربوط به شرایط حالت ماندگار قبل از رخداد یک حادثه کمبود سوخت می‌باشد، در جدول ۳ ارائه شده است.

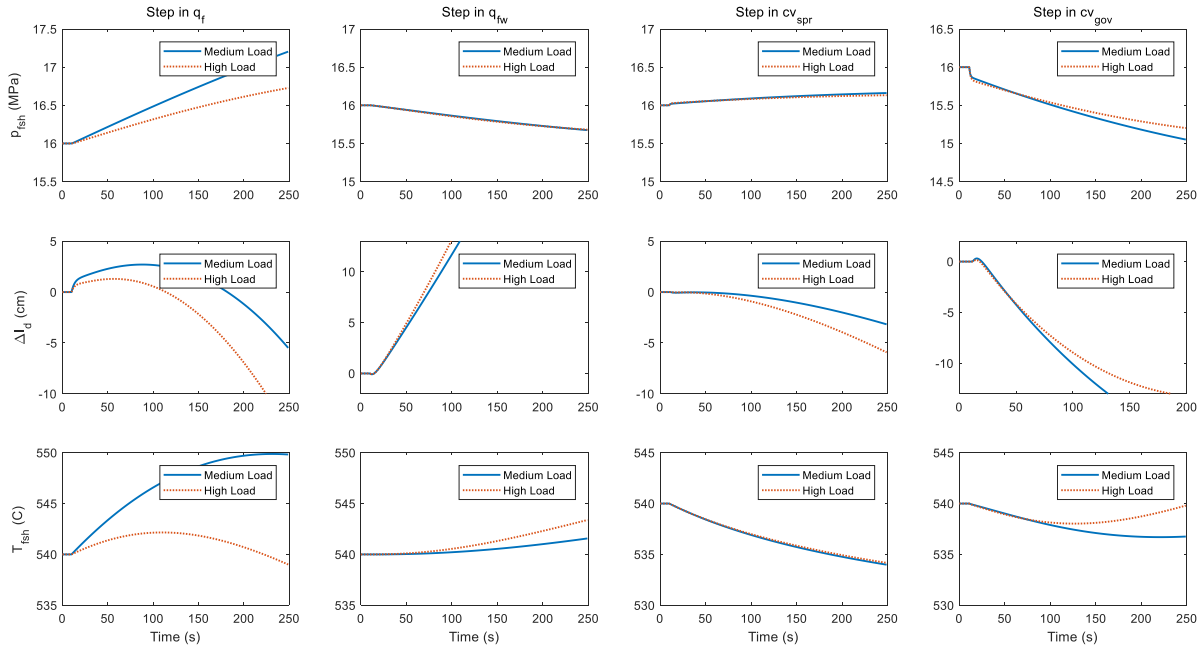
۵- اعتبارسنجی مدل دینامیکی غیرخطی بویلر

در این بخش، رفتار دینامیکی مدل غیرخطی بویلر ابتدا با اعمال سیگنال پله به متغیرهای ورودی فرآیند مورد بررسی قرار می‌گیرد و سپس این مدل با استفاده از داده‌های واقعی نیروگاه ارزیابی می‌شود. تحلیل حساسیت خروجی‌های مدل به پارامترهای محاسباتی نیز ارائه گردیده است. مطالعات شبیه‌سازی توسط نرم‌افزار MATLAB صورت پذیرفته است.

۵-۱ بررسی پاسخ‌های پله

پاسخ خروجی‌های کنترل شونده بویلر به افزایش پله‌ای متغیرهای ورودی کنترلی و فرمان شیر بخار توربین، در شکل ۵ رسم شده است. در این شکل خط آبی مربوط به بار متوسط با ۵۵٪ باز بودن شیرهای توربین و نقطه چین قرمز مربوط به بار زیاد با ۹۵٪ باز بودن این شیرها می‌باشد. در رسم این پاسخ‌ها، هر بار یک متغیر ورودی از مقدار اولیه خود افزایش می‌یابد و سایر متغیرهای ورودی ثابت نگه داشته می‌شود.

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-11]
[DOI: 10.61186/joc.17.1.17]



شکل ۵: پاسخ پله خروجی‌های کنترل شونده بویلر در بارهای متوسط و زیاد

میزان افزایش جمع دبی سوخت‌ها 1.3 kg/s، افزایش دبی آب تغذیه 15 kg/s، و افزایش میزان باز بودن شیر آب دی‌سوپرهیتر و شیرهای بخار توربین 5% می‌باشد. دبی هر یک از این سوخت‌های گاز و مازوت نیز به صورت مساوی در نظر گرفته شده است. همچنین، دبی هوا متناسب دبی سوخت به نسبت مقادیر جدول ۳ می‌باشد و ورودی‌های اغتشاش به دلیل تأثیر کم آن‌ها، مطابق جدول ۳ به صورت ثابت انتخاب شده‌اند.

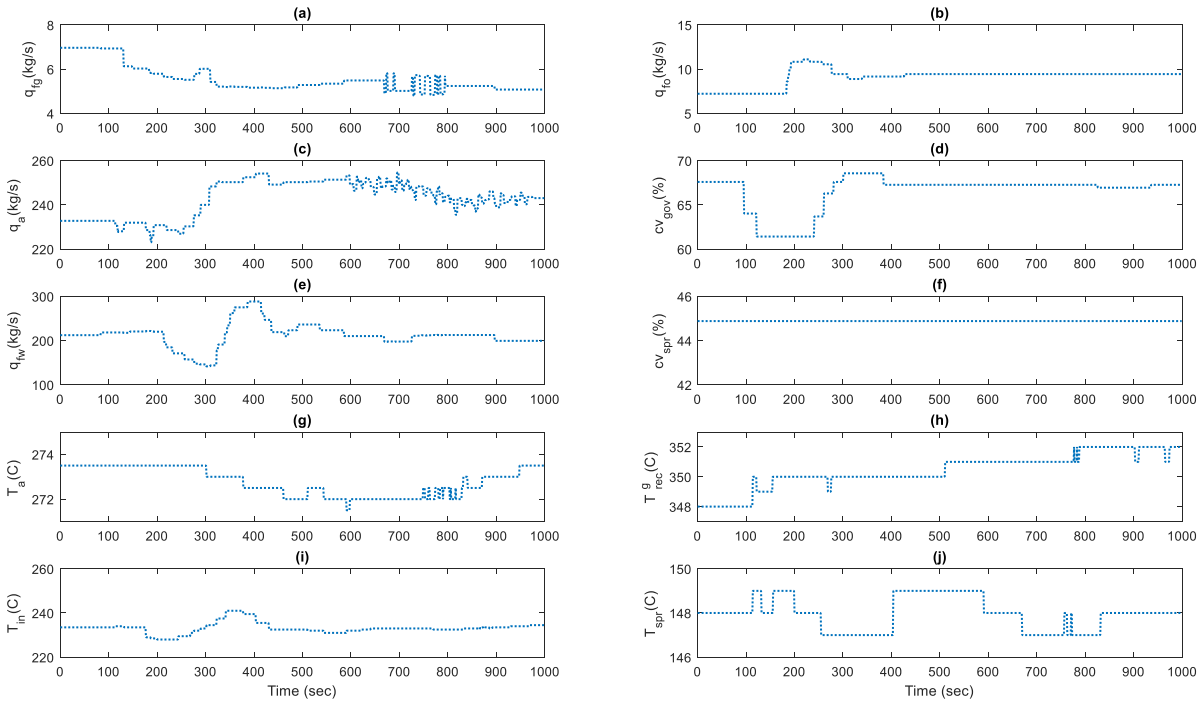
در شکل فوق، تفاوت رفتار خروجی‌های بویلر در بارهای متوسط و زیاد، ماهیت غیرخطی مدل را نشان می‌دهد. با توجه به شکل ۵، با افزایش دبی سوخت، فشار بخار افزایش می‌یابد. در ابتدا سطح درام به علت افزایش نرخ چگالش در آن و دمای بخار خروجی نیز به علت بیشتر شدن انرژی دریافتی، افزایش می‌یابند ولی بعد از گذر مدتی به دلیل خروج بخار بیشتر از توربین که نتیجه افزایش فشار در خروجی است، دمای بخار و سطح درام افت می‌نماید. طبیعتاً افزایش دبی آب تغذیه سطح درام را افزایش می‌دهد، اما به دلیل ورود آب با دمای پایین‌تر به درام فشار اشباع در درام و کل بویلر کاهش می‌یابد. کاهش فشار در لحظات اولیه موجب کاهش نرخ چالش و در نتیجه کاهش سطح درام، به میزان اندکی، گردیده است. تأثیر دیگر کاهش فشار بویلر، کاهش دبی بخار خروجی است که سبب افزایش دمای بخار در حالت ثابت بودن نرخ احتراق می‌گردد. بازتر شدن شیر آب دی‌سوپرهیتر سبب کاهش دمای بخار می‌شود. به علت زیاد شدن دبی آب ورودی به دی‌سوپرهیتر، دبی آب ورودی به درام کم می‌شود که نتیجه آن کاهش سطح درام و همچنین گرم‌تر شدن مخلوط آب و بخار درون درام و نهایتاً افزایش فشار حلقه تبخیر و فشار کل بویلر است.

با بازتر شدن شیرهای توربین و افزایش دبی بخار خروجی بویلر، فشار بخار سوپرهیت و درام به دلیل مصرف بیشتر بخار، کاهش می‌یابد. به دلیل افت فشار در درام، حجم بخار در زیر سطح مایع افزایش می‌یابد که ابتدا منجر به بالا رفتن سطح درام می‌شود. سپس کاهش حجم آب در حلقه تبخیر، که نتیجه کاهش فشار و افزایش تبخیر است، موجب کاهش سطح درام می‌گردد. افزایش دبی بخار در حالی که نرخ احتراق ثابت است، ابتدا باعث کاهش دمای بخار خروجی می‌شود و پس از مدتی به علت کاهش دبی بخار که نتیجه کاهش فشار است، دما افزایش می‌یابد.

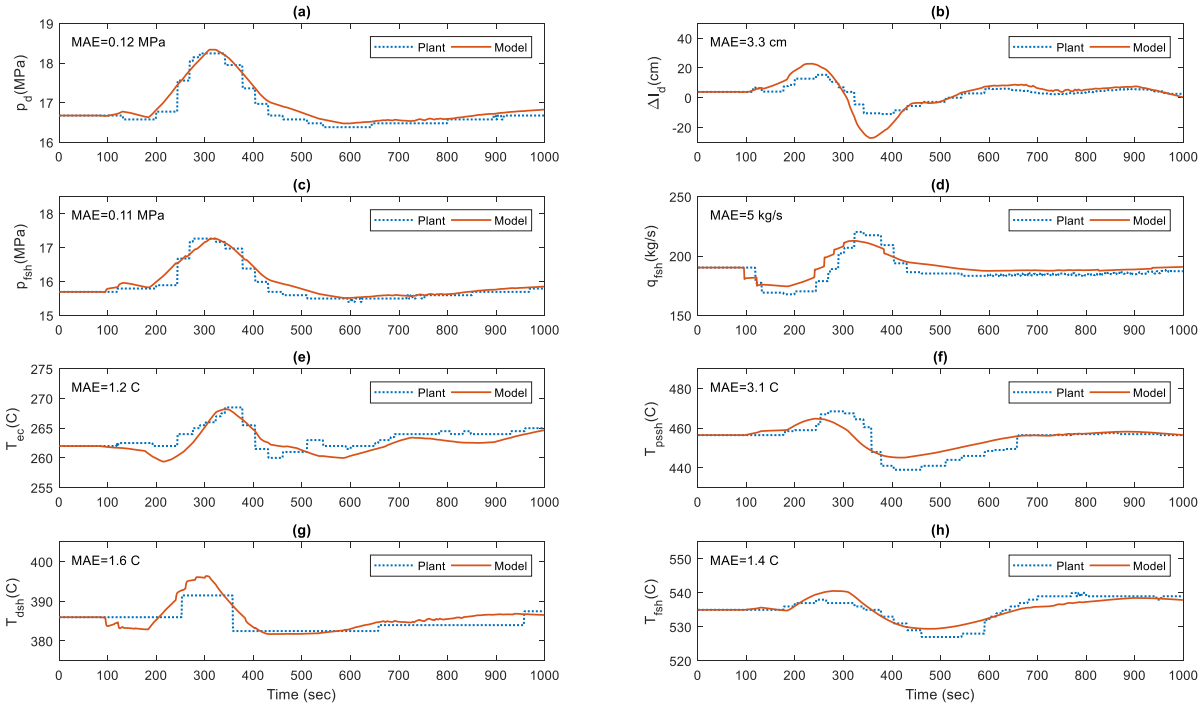
۵-۲ ارزیابی مدل با داده‌های عملیاتی

در اینجا، مدل حاصل با مجموعه‌ای از داده‌های واقعی نیروگاه مورد بررسی قرار می‌گیرد. اطلاعات متغیرهای فرآیند از سیستم ثبت داده نیروگاه جمع آوری شده است. زمان نمونه‌برداری از داده‌های ثبت شده، حداقل یک ثانیه در تغییرات سریع متغیرهای فرآیند و بیشتر از آن در تغییرات تدریجی یا وضعیت پایدار متغیرها می‌باشد. دوره شبیه‌سازی ۱۰۰۰ ثانیه‌ای انتخاب شده مربوط به یک حادثه کمبود سوخت نیروگاه است که در آن ناگهان فشار سوخت گاز ورودی به نیروگاه کاهش یافته می‌یابد. از آنجاییکه برخی از کنترل‌کننده‌های بویلر مورد مطالعه در سرویس نمی‌باشد، در چنین حوادثی اپراتورهای بویلر برای تنظیم متغیرهای خروجی، سعی در دستکاری برخی از ورودی‌های کنترلی می‌نمایند. ورودی‌های کنترلی و همچنین متغیرهای ورودی اغتشاش در زمان شرایط اضطراری فوق در شکل ۶ نشان داده شده است. این ورودی‌ها به مدل بویلر اعمال شد و خروجی‌های مدل با خروجی‌های واقعی بویلر مطابق شکل ۷ مقایسه گردیده است. به منظور ارزیابی خطای دینامیکی مدل، میانگین خطای مطلق خروجی‌های مدل به خروجی‌های واقعی بویلر در طول دوره شبیه‌سازی نیز در آن شکل ارائه شده است. این نتایج گذرا توانایی مدل توسعه‌یافته در پیش‌بینی رفتار دینامیکی متغیرهای خروجی بویلر نظیر فشار و دما در نقاط مختلف را نشان می‌دهد.

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-11]
[DOI: 10.61186/joc.17.1.17]



شکل ۶: متغیرهای ورودی کنترلی و اغتشاش در زمان حادثه کمبود سوخت

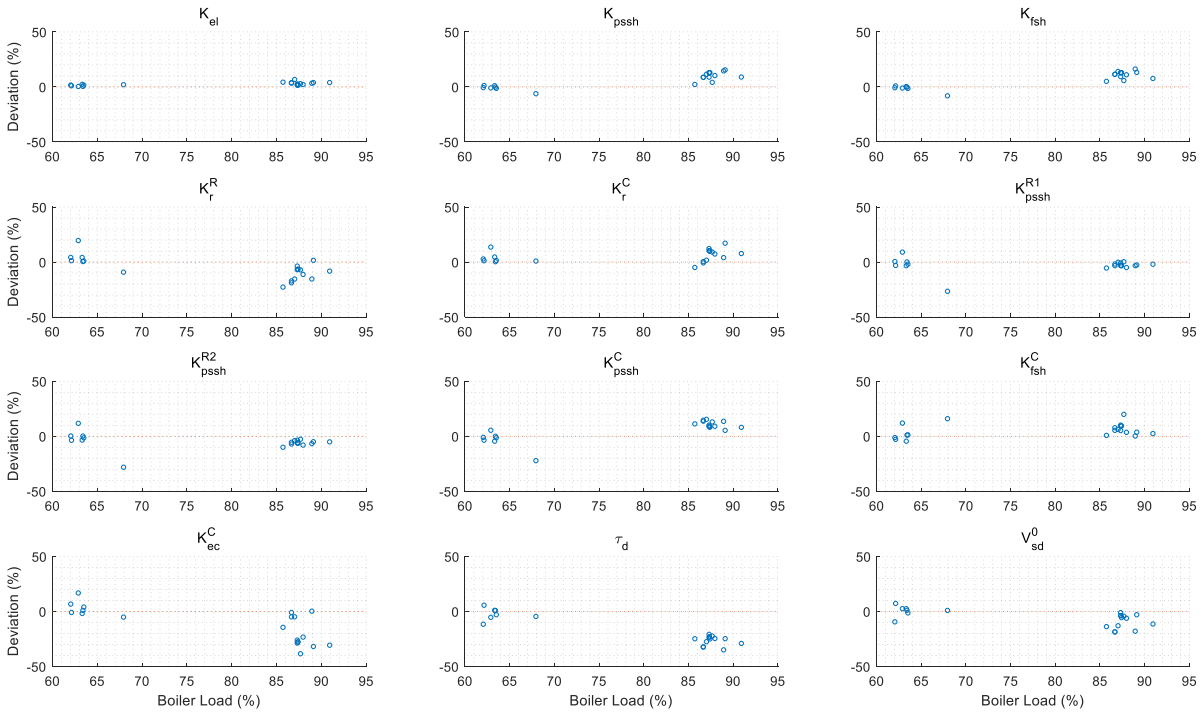


شکل ۷: مقایسه خروجی مدل و فرآیند واقعی در زمان حادثه کمبود سوخت

همچنین، پاسخ سطح درام نشانگر این است که مدل حاصل، پیش‌بینی خوبی را برای این متغیر با دینامیک پیچیده ارائه می‌دهد.

در حادثه ذکر شده، دبی هوا و سوخت و وضعیت شیرهای ورود بخار توربین به صورت دستی توسط اپراتورهای واحد نیروگاهی تغییر یافته است. از طرف دیگر، دبی آب تغذیه به صورت خودکار کنترل شده، اما وضعیت شیر آب دی‌سوپرهیتر در آن لحظه ثابت بوده است. همانطور که در شکل ۶ مشخص است، به منظور حفظ فشار هدر سوخت گاز، دبی این سوخت در ثانیه ۱۲۰ کاهش یافته و دبی سوخت مازوت و هوای ورودی به ترتیب در ثانیه‌های ۱۸۰ و ۲۵۰ افزایش یافته است تا نرخ احتراق بویلر حفظ شود.

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-11]
[DOI: 10.61186/joc.17.1.17]



شکل ۸: انحراف پارامترهای محاسباتی از مقادیر تعیین شده

همچنین میزان بازبودن شیرهای توربین بین ثانیه‌های ۹۵ تا ۲۸۰، برای جلوگیری از افت فشار بخار بویلر، کاهش یافته است. از آنجاییکه کنترل دستی به رفته است، تنظیم مناسب متغیرهای فرآیند غیرممکن بوده و همان طور که در شکل ۷ (c) مشاهده می‌شود، فشار بخار سوپرهیت 1.6 MPa افزایش یافته است.

۵-۳ تحلیل حساسیت

به منظور بررسی دقت پارامترهای محاسبه‌شده مدل در شرایط کاری مختلف، از بیست مجموعه داده حالت ماندگار بویلر مورد مطالعه مربوط به بارهای متوسط و زیاد برای تعیین پارامترها استفاده گردید. انحراف پارامترها نسب به مقادیر به دست آمده در جدول ۲ بر حسب درصد در شکل ۸ نشان داده شده است. پارامتر K_{as} از این مطالعه مستثنی شده است، چرا که این پارامتر مربوط به مقدار بخار کمکی استخراج شده از درام در هر شرایط کاری خاص نیروگاه است و می‌تواند برای ایجاد حالت ماندگار فشار بخار، تنظیم شود. همانطور که در شکل ۸ نشان داده شده است، پارامترهای K_{ec}^{C} و τ_d بیشترین انحراف را دارند. جهت ارزیابی اثر انحراف پارامترهای محاسبه شده بر روی خروجی‌های مدل، تحلیل حساسیت انجام می‌شود. در محاسبه حساسیت‌ها، متوسط خطای مطلق خروجی‌های کنترل شده مدل، به عنوان متغیرهای خروجی انتخاب شده است و روش مشتقات نرمال شده با انحراف معیار به کار گرفته می‌شود [۴۱]. انحراف معیار پارامترها بر اساس میانگین انحراف آن‌ها در شکل ۸ در نظر گرفته شده و انحراف معیار خروجی‌ها نیز بر اساس محدوده عملیاتی این متغیرها انتخاب گردیده است. نتایج حاصل در جدول ۴ نشان داده شده است. از آن جایی که فشار بخار بویلر اهمیت زیادی دارد، تأثیر پارامترها بر روی متغیر p_{fsh} مهم است.

جدول ۴: حساسیت متوسط خطای مطلق خروجی‌های کنترل شده به پارامترهای محاسباتی

پارامتر	انحراف پارامتر (٪)	حساسیت متوسط خطای مطلق خروجی‌های مدل (٪)		
		P_{fsh} (σ = 4 MPa)	Δ_{ld} (σ = 20 cm)	T_{fsh} (σ = 120 C)
K_{el}	3	0.0001	-0.0114	0
K_{pssh}	9	-0.0371	0.2439	-0.1165
K_{fsh}	9	-0.0244	0.2055	-0.1125
K_r^R	11	10.9307	28.7477	5.6673
K_r^C	8	1.7054	5.4659	0.8861
K_{pssh}^{R1}	7	0.5542	14.5779	1.4893
K_{pssh}^{R2}	9	-0.0003	0.0492	-0.0101
K_{pssh}^{C}	10	0.0066	1.5914	0.3316
K_{fsh}^{C}	8	1.2732	8.0337	2.7291
K_{ec}^{C}	20	5.9732	12.3127	1.5202
τ_d	22	-0.0004	2.6352	0.0003
V_{sd}^{0}	9	0.0015	8.2440	0

بر این اساس بیشترین تاثیر را پارامتر K_r^R بر روی فشار بخار دارد. این پارامتر مربوط به میزان انرژی گرمایی تابشی جذب شده توسط لوله‌های واتروال است که بیشتر از گرمای جذب شده در سایر بخش‌های بویلر یا از طریق همرفت می‌باشد [۱۷]. انحراف این پارامتر منجر به ۱۰/۹ ٪ یا 0.44 MPa خطای پیش بینی متغیر p_{fsh} می‌شود که می‌توان گفت قابل قبول است.

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-11]
[DOI: 10.61186/joc.17.1.17]

۸- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، مدل دینامیکی یک بویلر نیروگاهی با گردش اجباری، به ظرفیت ۱۰۸۰ تن در ساعت ارائه شد. تحت برخی فرضیات ساده‌سازی منطقی، یک مدل فضای حالت غیرخطی مرتبه نه که تمام دینامیک‌های اساسی مسئله را در نظر می‌گیرد برای پیش‌بینی رفتار فرآیند ارائه گردید. این مدل کنترل گرا بار محاسباتی الگوریتم‌های بهینه‌سازی را کاهش داده و می‌تواند جهت طراحی و آزمایش کنترل‌کننده‌های مختلف مورد استفاده قرار گیرد. در این کار، روشی طراحی شده است که از آن می‌توان برای یافتن پارامترهای ناشناخته و حالت اولیه‌های غیر قابل اندازه‌گیری مدل با استفاده از داده‌های حالت پایدار موجود واحد نیروگاهی بهره برد. این روش می‌تواند در الگوریتم‌های کنترل تطبیقی یا بهینه‌سازی برخط برای تخمین پارامترهای مدل و همچنین تنظیم خودکار کنترل‌کننده‌ها نیز به کار رود.

پاسخ‌های پله به دست آمده از مدل، رفتار منطقی یک بویلر نیروگاهی را در تغییر ورودی‌های کنترلی و اغتشاش اعمالی از سوی توربین، ارائه داد. همچنین، مدل حاصل با استفاده از داده‌های واقعی نیروگاه که در یک شرایط اضطراری کمبود سوخت ثبت شده بود، اعتبارسنجی گردید و تحلیل حساسیت، دقت پارامترهای مدل را نشان داد. مدل ارائه شده خروجی‌های بویلر را با دقت مناسبی در طول زمان پیش‌بینی نمود، به گونه‌ای که میانگین خطای مطلق سطح درام و دبی بخار به ترتیب ۳/۳ سانتی متر و ۵ کیلوگرم بر ثانیه بود. همچنین حداکثر میانگین خطای مطلق متغیرهای فشار و دمای بخار در نقاط مختلف بویلر به ترتیب ۰/۱۲ مگاپاسکال و ۳/۱ درجه سانتی گراد بود. حداکثر حساسیت نرمال شده خطای خروجی‌های مدل نیز ۲۸/۷٪ می‌باشد. به عنوان یک کاربرد عملی، مدل حاصل می‌تواند در نیروگاه‌های بخاری دارای بویلر با ساختار مشابه به کار رود و پارامترهای نامعلوم آن در هر شرایط بهره برداری حالت ماندگار به صورت برخط با استفاده از اندازه‌گیری‌های فرآیند و با به کار بردن فلوچارت تعیین پارامتر پیشنهادی به طور پیوسته به روز گردد تا به کمک آن بتوان چگونگی تغییرات حالت گذرا و حالت ماندگار خروجی‌ها در صورت اعمال فرمان به ورودی های بویلر را پیش بینی نمود.

مراجع

[1] D. Wang, Y. Zhou, and X. Li, "A dynamic model used for controller design for fast cut back of coal-fired boiler-turbine plant," Energy, vol. 144, pp. 526-534, 2018.

[2] L. Sun, D. Li, K. Y. Lee, and Y. Xue, "Control-oriented modeling and analysis of direct energy balance in coal-fired boiler-turbine unit," Control Engineering Practice, vol. 55, pp. 38-55, 2016.

[3] J. Kortela and S. L. Jämsä-Jounela, "Modeling and model predictive control of the BioPower combined heat and power (CHP) plant," International Journal of Electrical Power & Energy Systems, vol. 65, pp. 453-462, 2015.

[4] R. Seeber, M. Gölles, N. Dourdoumas, and M. Horn, "Reference shaping for model-based control of biomass grate boilers," Control Engineering Practice, vol. 82, pp. 173-184, 2019.

[5] T. Gu, W. Ma, Z. Guo, T. Berning, and C. Yin, "Stable and clean co-combustion of municipal sewage sludge with solid wastes in a grate boiler: A modeling-based feasibility study," Fuel, vol. 328, p. 125237, 2022/11/15/ 2022.

[6] T. Henrion, K. Ponweiser, D. Band, and T. Telgen, "Dynamic simulation of a solar power plant steam generation system," Simulation Modelling Practice and Theory, vol. 33, pp. 2-17, 2013.

[7] Q. Zhang, Z. Wang, X. Du, G. Yu, and H. Wu, "Dynamic simulation of steam generation system in solar tower power plant," Renewable Energy, vol. 135, pp. 866-876, 2019.

[8] R. Kumar, "Thermodynamic Modeling and Validation of a 210-MW Capacity Coal-Fired Power Plant," Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering, vol. 40, no. 3, pp. 233-242, 2016.

[9] P. Keadtipod and D. Banjerdpongchai, "Design of Supervisory Cascade Model Predictive Control for Industrial Boilers," in International Automatic Control Conference (CACS), Taichung, Taiwan, 2016.

[10] D. Li, T. Chen, H. J. Marquez, and R. K. Gooden, "Life extending control of boiler–turbine systems via model predictive methods," Control Engineering Practice, vol. 14, no. 4, pp. 319-326, 2006.

[11] M. E. Flynn and M. J. O'Malley, "A Drum Boiler Model for Long Term Power System Dynamic Simulation," IEEE Transactions on Power Systems, vol. 14, pp. 209-217, 1999.

[12] J. Zhu, X. Wu, and J. Shen, "Practical disturbance rejection control for boiler-turbine unit with input constraints," Applied Thermal Engineering, vol. 161, 2019.

[13] W. Tan, H. J. Marquez, T. Chen, and J. Liu, "Analysis and control of a nonlinear boiler-turbine unit," Journal of Process Control, vol. 15, no. 8, pp. 883-891, 2005.

[14] K. J. Astrom and R. D. Bell, "Drum-boiler dynamics," Automatica, vol. 36, pp. 363-378, 2000.

[15] L. Xu, L. Cheng, J. Ji, Q. Wang, and M. Fang, "A comprehensive CFD combustion model for supercritical CFB boilers," Particuology, vol. 43, pp. 29-37, 2019.

[16] T. Ye, M. Dong, J. Long, Y. Zheng, Y. Liang, and J. Lu, "Multi-objective modeling of boiler combustion based on feature fusion and Bayesian optimization," Computers & Chemical

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-11]

[DOI: 10.61186/joc.17.1.17]

[29] D. S. Carrasco, G. C. Goodwin, and R. D. Peirce, "Novel modelling for a steam boiler under fast load dynamics with implications to control," Automatica, vol. 156, p. 111184, 2023/10/01/ 2023.

[30] S. Barsali, A. D. Marco, G. M. Giannuzzi, F. Mazzoldi, A. Possenti, and R. Zaottini, "Modeling Combined Cycle Power Plants for Power System Restoration Studies," IEEE Transactions on Energy Conversion vol. 27, no. 2, pp. 340-350, 2012.

[31] X. Wu, J. Shen, Y. Li, and K. Y. Lee, "Fuzzy modeling and stable model predictive tracking control of large-scale power plants," Journal of Process Control, vol. 24, no. 10, pp. 1609-1626, 2014.

[32] W. Zima, S. Grądziel, A. Cebula, M. Rerak, E. Kozak-Jagieła, and M. Pilarczyk, "Mathematical model of a power boiler operation under rapid thermal load changes," Energy, vol. 263, p. 125836, 2023/01/15/ 2023.

[33] E. Oko and M. Wang, "Dynamic modelling, validation and analysis of coal-fired subcritical power plant," Fuel, vol. 135, pp. 292-300, 2014.

[34] A. Sumalatha, K. S. Rani, and C. Jayalakshmi, "Dynamic modeling of Boiler drum using nonlinear system identification approach," Measurement: Sensors, vol. 28, p. 100845, 2023/08/01/ 2023.

[35] L. Ferrarini, S. Rastegarpour, and A. Landi, "Experimental model validation and predictive control strategy for an industrial fire-tube boiler," Thermal Science and Engineering Progress, vol. 36, p. 101482, 2022/12/01/ 2022.

[36] W. Xu, Y. Huang, S. Song, B. Chen, and X. Qi, "A novel online combustion optimization method for boiler combining dynamic modeling, multi-objective optimization and improved case-based reasoning," Fuel, vol. 337, p. 126854, 2023/04/01/ 2023.

[37] C. Maffezzoni, "Boiler-Turbine Dynamics in Power-Plant Control," Control Engineering Practice, vol. 5, no. 3, pp. 301-312, 1997.

[38] J. B. Kitto and S. C. Stultz, J. B. Kitto and S. C. Stultz, Eds. Steam, its generation and use, 41 ed. U.S.A.: Babcock and Wilcox Company, 2005.

[39] S. Kakaç, Boilers, Evaporators, and Condensers. John Wiley & Sons, Inc., 1991.

[40] Thermodynamic Properties of Water and Steam, The International Association for the Properties of Water and Steam, August 2007.

[41] A. Saltelli et al., Global Sensitivity Analysis. The Primer. England: John Wiley & Sons Ltd, 2008.

Engineering, vol. 165, p. 107913, 2022/09/01/ 2022.

[17] H. Hajebzadeh, A. N. M. Ansari, and S. Niazi, "Mathematical modeling and validation of a 320 MW tangentially fired boiler: A case study," Applied Thermal Engineering, vol. 146, pp. 232-242, 2019.

[18] M. Lawrynczuk, "Nonlinear predictive control of a boiler-turbine unit: A state-space approach with successive on-line model linearisation and quadratic optimisation," ISA transactions, vol. 67, pp. 476-495, Mar 2017.

[19] L. Gao and Y. Dai, "A New Linear Model of Fossil Fired Steam Unit for Power System Dynamic Analysis," IEEE Transactions on Power Systems, vol. 26, no. 4, pp. 2390-2397, 2011.

[20] K. J. Astrom and K. Eklund, "A simplified non-linear model of a drum boiler-turbine unit," International Journal of Control, vol. 16, no. 1, pp. 145-169, 1972.

[21] H. Kim and S. Choi, "A model on water level dynamics in natural circulation drum-type boilers," International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 32, no. 6, pp. 786-796, 2005.

[22] A. Chaibakhsh, A. Ghaffari, and S. A. A. Moosavian, "A simulated model for a once-through boiler by parameter adjustment based on genetic algorithms," Simulation Modelling Practice and Theory, vol. 15, no. 9, pp. 1029-1051, 2007.

[23] J. Taler et al., "Mathematical model of a supercritical power boiler for simulating rapid changes in boiler thermal loading," Energy, vol. 175, pp. 580-592, 2019.

[24] S. M. Safdarnejad, J. F. Tuttle, and K. M. Powell, "Dynamic modeling and optimization of a coal-fired utility boiler to forecast and minimize NOx and CO emissions simultaneously," Computers & Chemical Engineering, vol. 124, pp. 62-79, 2019.

[25] L. Ma, Y. Lin, and K. Y. Lee, "Superheater Steam Temperature Control for a 300MW Boiler Unit with Inverse Dynamic Process Models," presented at the Power and Energy Society General Meeting, Minneapolis, MN, 25-29 July 2010, 2010.

[26] C. Sreepradha, R. C. Panda, and N. S. Bhuvaneswari, "Mathematical model for integrated coal fired thermal boiler using physical laws," Energy, vol. 118, pp. 985-998, 2017.

[27] S. Aliakbari, M. Ayati, J. H. S. Osman, and Y. Md Sam, "Second-order sliding mode fault-tolerant control of heat recovery steam generator boiler in combined cycle power plants," Applied Thermal Engineering, vol. 50, no. 1, pp. 1326-1338, 2013.

[28] Y. Niu, M. Du, W. Ge, H. Luo, and G. Zhou, "A dynamic nonlinear model for a once-through boiler-turbine unit in low load," Applied Thermal Engineering, vol. 161, 2019.

[Downloaded from joc.kntu.ac.ir on 2026-11-11]

[DOI: 10.61186/joc.17.1.17]