مجله کنترل
ISSN 2008-8345
جلد ۴، شماره ۲، تابستان ۱۳۸۹، صفحه ۷۹-۶۶

مدل‌سازی غیر خطی و طراحی سیستم کنترل PID برای یک مولد بخار استوانه دار

مهدی الوندی[۱]، عباس فدایی[۲]

[۱]دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، malvandi@mech.sharif.ir

[۲]استادیار، گروه مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه بوعلی سینا، abbasfadaee@yahoo.com

(تاریخ دریافت مقاله ۱۳۸۸/۵/۴، تاریخ پذیرش مقاله ۱۳۸۹/۶/۳۰)

چکیده: در این مقاله، مدل‌سازی غیر خطی و کنترل یک مولد بخار استوانه دار مورد بررسی قرار گرفته است. ابتدا معادلات دینامیکی حاکم بر مولد بخار با توجه به اصول و پارامتر های فیزیکی استخراج شده است. در واقع ترکیب جدیدی از مدل های ارائه شده در ادبیات موجود، مد نظر قرار گرفته است تا بتوان یک مدل قوی‌تر از دینامیک مولد بخار را که صرفاً مبتنی بر پارامتر های فیزیکی باشد، به دست آورد. سپس این مدل با روش های عددی حل شده است و پاسخ های حلقه‌باز سیستم مولد بخار که به طور ذاتی ناپایدار است، به دست آمده و تحلیل شده اند. همچنین با انتخاب سبک بویلر پیرو به عنوان سبک کنترل، دو کنترلگر PID یکی برای کنترل فشار بخار خروجی مافوق‌گرم‌کن ها و دیگری برای کنترل سطح آب استوانه، با استفاده از قواعد تنظیم زیگلر-نیکولز طراحی شده است. همچنین برهم‌کنش بین فشار بخار و سطح آب نیز بررسی و توضیح داده شده است. این مدل می تواند برای تحقیق و مطالعه در زمینه بهینه سازی دینامیک مولد بخار و اعمال تئوری های مختلف کنترل مدرن بر روی آن، مورد استفاده قرار گیرد.

کلمات کلیدی: مدل‌سازی غیر خطی، مولد بخار، فشار بخار، سطح آب استوانه، کنترل PID

Nonlinear Modeling and PID Control System Design for a Typical Drum Steam Generator

Mahdi Alvandi, Abbas Fadaee

Abstract: In this paper, nonlinear modeling and control of a typical drum steam generator are studied. At first, dynamics equations governing the steam generator are derived using physical principles and parameters. In fact, it is intended to combine some models presented in existing literature in order to construct a stronger model, which is to be based only on physical parameters, of steam generator dynamics. Next, these equations are simulated using numerical methods and open-loop responses of the steam generator system, which is inherently unstable, are obtained and investigated. Furthermore, considering boiler-follow mode as the main control mode, two PID controllers are designed using Ziegler–Nichols tuning rules. The Controllers are individually applied to the main steam pressure and the drum water level loops. During design process, the interaction between the steam pressure and the water level is well investigated and explained. This model can be used in researches and studies on the steam generator dynamics optimization and also on the different modern control theories applications.

Keywords: Nonlinear modeling, steam generator, steam pressure, drum water level, PID control

۱- مقدمه

در سالیان اخیر، به دلیل امر خصوصی سازی، در اکثر کشور های جهان تغییرات چشم گیری در صنعت تولید برق به وقوع پیوسته است [۱۲]. در حقیقت، تغییر بار سریع نیروگاه ها برای تولید توان رو به افزایش بوده و مجهز کردن نیروگاه ها به سیستم کنترل قدرتمندتر و دقیق‌تر، به امری اجتناب ناپذیر تبدیل شده است. پس در طراحی سیستم های کنترل، باید به طور علمی‌تر عمل کرده و مدل ساده تجهیزات را با مدل های

نویسنده عهده دار مکاتبات: مهدی الوندی

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1389.4.2.6.6]

واقعی‌تر و قدرتمندتر جایگزین نمود [۱]. اگر بتوان یک مدل دینامیکی را بر مبنای اصول و پارامتر های فیزیکی ارائه نمود که پدیده های غیر خطی موجود در یک سیستم را به خوبی نشان دهد، می توان از آن برای بررسی مشخصه های مهم کارکرد بهره گرفت [۳].

نیروگاه های بخار، با وجود توسعه روز افزون نیروگاه های هیدروالکتریک، بادی، هسته ای و ... سهم چشم گیری را در صنعت تولید برق به خود اختصاص داده اند. از طرف دیگر مهم ترین بخش کنترل در یک نیروگاه بخار، کنترل سیستم تولید بخار می باشد. در مولد های بخار[1] پارامتر های مختلفی از جمله فشار بخار خروجی مافوق‌گرم‌کن ها[2]، دمای بخار، سطح آب استوانه[3]، میزان آلودگی ناشی از احتراق و ... کنترل می گردد [۹]. اما پیچیده ترین کنترل مربوط به فشار بخار و مخصوصاً سطح آب استوانه می باشد به طوری که در بعضی از نیروگاه ها حدود ۳۰٪ از توقف های اضطراری مربوط به کنترل ضعیف سطح آب استوانه مولد بخار می باشد [۱]. طی سالیان اخیر، افراد مختلفی، مدل هایی گوناگون از ساده تا پیچیده را بر مبنای تئوری و آزمایش برای بررسی و کنترل این دو پارامتر ارائه کرده اند. Astrom به همراه Eklund و Bell [۵] و [۶]، ابتدا یک مدل ساده غیر خطی برای فشار مولد بخار با استفاده از پاسخ های تجربی ارائه کردند. سپس طی سالها تحقیق و بررسی، این مدل را توسعه دادند و با دخالت دادن پارامتر های فیزیکی و حرارتی بیشتر، مدل های واقعی‌تری از مرتبه های دو، سه و چهار به دست آوردند [۷]. در نهایت یک مدل کلی برای بررسی سطح آب و فشار استوانه مولد بخار ارائه کردند [۱] و آن را یک مدل کامل نامیدند. در این مدل، تاثیر پدیده تورم و جمع شدگی[4] بخار موجود در سیستم بر سطح آب استوانه، به خوبی نشان داده شده است. Flynn و O'Malley [۸]، برای مدل کردن سطح آب و فشار استوانه از معادلات ساده مرتبه دو استفاده کردند اما در عوض مدلی از شیر های کنترل و کوره را نیز در کار خود دخالت دادند. Adam و Marchetti [۳]، برای مدل‌سازی دینامیک سطح آب استوانه از معادلات حاکم بر جدایش فاز ها در یک جریان دو فازی بهره گرفتند. علاوه بر این، معادلات مربوط به فشار استوانه و انتقال حرارت در کوره را نیز به مدل افزوده و برای کنترل سطح آب استوانه، یک کنترلگر PI در حالت فشار-حلقه‌باز طراحی نمودند.

De Mello [۴]، نیز در کار خود به مدل کردن سطح آب و فشار استوانه، کوره و مافوق‌گرم‌کن ها پرداخت که البته از توزیع بخار در استوانه، که بر دینامیک سطح آب استوانه تاثیر اساسی می گذارد، صرف نظر نمود. در واقع در این مدل سیال موجود در زیر سطح، تماماً مایع فرض شده است.

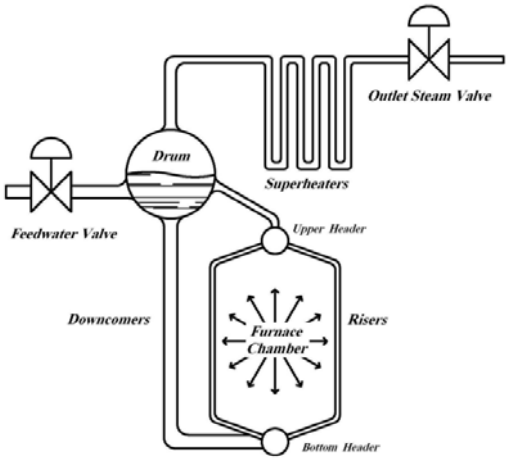
در این مقاله، ابتدا به استخراج معادلات دینامیکی مربوط به فشار بخار خروجی مافوق‌گرم‌کن ها و سطح آب استوانه پرداخته شده است. برای مدل‌سازی استوانه، لوله های پایین‌آورنده[5] و بالابرنده[6] از [۱] استفاده شده است. اما در معادلات مربوط به توزیع بخار در استوانه که در [۱] ارائه شده است، یکی از پارامتر ها مبهم تعریف شده و تعیین یکی دیگر از آنها به پاسخ تجربی وابسته است. به همین دلیل برای مدل‌سازی توزیع بخار در استوانه، از مدل توزیع بخار ارائه شده در [۲] و [۳] بهره گرفته شده است. در واقع یک ترکیب قوی‌تر از مدل های [۱] و [۳] مد نظر قرار گرفته است تا همه پارامتر های لازم برای تعریف مدل، صرفاً فیزیکی باشند. برای شبیه‌سازی مافوق‌گرم‌کن ها از [۴] استفاده شده است. برای کوره و شیرهای کنترل، مدل هایی ساده به کمک [۴]، [۱۰] و [۱۱] در مدل کلی گنجانده شده است. معادلات استخراج شده در نرم افزار MATLAB شبیه‌سازی گردیده و پاسخ های حلقه‌باز سیستم مولد بخار در بار[7] ۵۰ درصد به دست آمده است. نتایج عددی شبیه‌سازی با نتایج ارائه شده در [۱] همخوانی قابل قبولی دارد و می توان ادعا کرد که معادلات ترکیبی جدید، دینامیک مولد بخار را به طور صحیح مدل می کند. از طرف دیگر، با توجه به غیر خطی بودن سیستم، مولد بخار فقط در بار ۵۰٪ شبیه‌سازی شده و طبق قوانین زیگلر-نیکولز، دو کنترلگر PID یکی برای کنترل فشار بخار خروجی و دیگری برای سطح آب طراحی شده است تا به این ترتیب مولد بخار پایدار گردد. در طی روند طراحی، برهم‌کنش[8] بین سطح آب استوانه و فشار مولد بخار نیز بررسی و توضیح داده شده است.

[1]- Steam generators
[2]- Main Steam (or Throttle) Pressure
[3]- Drum water level
[4]- Swell and Shrinkage
[5]- Downcomers
[6]- Risers
[7]- Load
[8]- Interaction

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1389.4.2.6.6]

۲- مولد بخار و سیستم های کنترل

مولد بخار نیروگاهی استوانه دار، متشکل از اجزاء مختلفی نظیر صرفه جو[1]، استوانه بخار، مافوق‌گرم‌کن[2]، کوره[3] و ... می باشد. مطابق با شکل ۱، آب که از پمپ های آب تغذیه[4] با فشار بالا خارج شده و در صرفه جو تقریباً به مایع اشباع تبدیل شده است، وارد استوانه بخار می شود. آب توسط لوله های عایق پایین‌آورنده که در خارج از کوره قرار گرفته اند، از استوانه به مقسم[5] پایینی جریان می یابد. مقسم به لوله های بالابرنده[6] که دیواره های کوره را پوشانده اند، مربوط می شود. آب موجود در لوله ها گرما را از گاز های حاصل از احتراق دریافت می کند و تبخیر می شود.



شکل ۱ طرحواره ای از اجزاء موثر بر دینامیک مولد بخار

اکنون مخلوط دو فازی وارد استوانه می شود و در آنجا بخار از مایع جدا شده و به مافوق گرم گن ها می رود. اگر گردش آب در حلقه لوله های پایین‌آورنده و بالابرنده، فقط ناشی از اختلاف چگالی بخار و مایع باشد، آن را گردش طبیعی[7] می نامند [۹] و [۱۷]. کنترل سطح آب، بوسیله کنترل کننده های مناسب در مولد بخار انجام می گیرد تا به این ترتیب از پایین آمدن بیش از حد سطح آب که خطرناک است و یا از انتقال ذرات مایع به همراه بخار به مافوق‌گرم‌کن ها جلوگیری شود.

به طور مثال برای استوانه یک بویلر با ظرفیت تولید بخار $22\ kg/s$، تغییر سطح آب نباید از $\pm 250mm$ تجاوز نماید [۱۲]. در عمل، فرایند تغییر بار در نیروگاه به سه سبک[8] کلی صورت می پذیرد [۱۲]: سبک بویلر پیرو[9]، سبک توربین پیرو[10] و سبک هماهنگ[11]. در سبک بویلر پیرو، که در این مقاله مد نظر است، ابتدا فرمان افزایش دبی به شیر کنترل بخار خروجی مافوق‌گرم‌کن ها صادر می شود. متعاقب این عمل، سیستم کنترل مولد بخار وارد عمل شده و با اقدامات جبرانی خود سعی می کند پارامتر های لازم را در محدوده قابل قبولی نگه دارد [۱۲] و [۱۳].

۳- مدل‌سازی

با توجه به شکل ۱، برای مدل‌سازی، کل سیستم مولد بخار را ترکیبی از چند زیرسیستم در نظر می گیریم. استوانه بخار، لوله های پایین‌آورنده و لوله های بالابرنده، زیرسیستم اول را تشکیل می دهند. زیرسیستم دوم نیز از لوله های واسط بین استوانه و مافوق‌گرم‌کن ها، مافوق‌گرم‌کن ها و بقیه لوله ها تا شیر کنترل بخار خروجی، تشکیل می شود. کوره، شیر کنترل بخارخروجی و شیر کنترل آب تغذیه به ترتیب زیرسیستم های سوم، چهارم و پنجم در نظر گرفته شده اند.

۳.۱. مدل‌سازی زیرسیستم اول

اکنون به موازنه جرم و انرژی زیرسیستم اول می پردازیم. ورودی های زیرسیستم عبارتند از: نرخ انتقال حرارت، دبی جرمی آب تغذیه و دبی جرمی بخار خروجی از استوانه. خروجی های زیرسیستم را نیز می توان فشار بخار و سطح آب استوانه در نظر گرفت.

موازنه جرم و انرژی کلی برای زیر سیستم اول

برای موازنه جرم خواهیم داشت [۱]:

$$\frac{d}{dt}[\rho_s V_{st} + \rho_w V_{wt}] = \dot{m}_f - \dot{m}_d$$

که در آن ρ_s و V_{st} به ترتیب چگالی و حجم کل بخار اشباع موجود در زیرسیستم اول، ρ_w و V_{wt} چگالی و حجم کل مایع

[1]- Economizer
[2]- Superheater
[3]- Furnace
[4]- Feedwater
[5]- Header
[6]- Risers
[7]- Natural Circulation
[8]- Mode
[9]- Boiler-Follow Mode
[10]- Turbine-Follow Mode
[11]- Coordinated Mode

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1389.4.2.6.6]

اشباع در زیرسیستم اول، $\dot{m}_f$ دبی جرمی آب تغذیه و $\dot{m}_d$ دبی جرمی بخار خروجی از استوانه می باشند.

برای موازنه انرژی خواهیم داشت [۱]:

$$\frac{d}{dt}[\rho_s u_s V_{st} + \rho_w u_w V_{wt} + M_t C T_{sat}] = \dot{Q} + \dot{m}_f h_f - \dot{m}_d h_s$$

که در آن u_s انرژی داخلی بخار اشباع، u_w انرژی داخلی مایع اشباع، T_{sat} دمای اشباع، M_t جرم کل بدنه های فلزی زیرسیستم اول (مجموع جرم استوانه، لوله های پایین‌آورنده و لوله های بالابرنده)، C ظرفیت حرارتی فلز ها، $\dot{Q}$ نرخ انتقال حرارت دریافت شده توسط لوله های بالابرنده از گاز های داغ محفظه احتراق، h_f آنتالپی آب تغذیه و h_s آنتالپی بخار اشباع خارج شده از استوانه می باشند. هر دو معادله به دست آمده مرتبه اول هستند. برای انتخاب دو متغیر حالت بهتر است فشار استوانه (P_d) و حجم آب کل (V_{wt}) را انتخاب نمائیم. بنابراین می توان دو معادله اخیر را به صورت زیر بازنویسی کرد:

$$\frac{d}{dt}[\rho_s V_t + \rho_{ws} V_{wt}] = \dot{m}_f - \dot{m}_d \quad (۱)$$

$$\frac{d}{dt}[\rho_s u_s V_t + (\rho u)_{ws} V_{wt} + M_t C T_{sat}] = \dot{Q} + \dot{m}_f h_f - \dot{m}_d h_s \quad (۲)$$

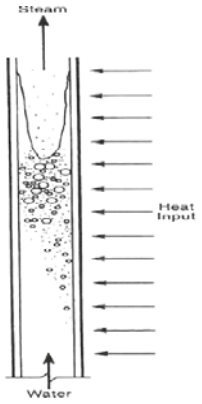
که در این دو معادله

$$V_t = V_{wt} + V_{st}$$
$$\rho_{ws} = \rho_w - \rho_s$$
$$(\rho u)_{ws} = \rho_w u_w - \rho_s u_s$$

می باشد. V_t حجم کل زیرسیستم اول می باشد. در این دو معادله ρ_s، ρ_{ws}، $\rho_s u_s$، u_s، $(\rho u)_{ws}$، T_{sat} و h_s به حالت دو فازی آب و بخار مربوط می شوند و فقط به فشار استوانه بستگی دارند. تاکنون زیرسیستم اول مدل شده است و با مدل‌سازی زیرسیستم دوم می توان ادعا کرد که دینامیک موثر بر فشار بخار خروجی مافوق‌گرم‌کن ها مدل شده است. اما از طرف دیگر، برای مطالعه دینامیک سطح آب استوانه، این معادلات کافی نیست. در حقیقت، برای دستیابی به مدلی که بتواند رفتار سطح استوانه را توصیف کند باید توزیع آب و بخار را در کل زیرسیستم اول بررسی کرد. زیرا بازتوزیع آب و بخار در زیرسیستم اول، موجب پدیده تورم و جمع شدگی در بخار می شود [۱]. به این ترتیب استخراج معادلات را با بررسی دینامیک آب و بخار در لوله های بالابرنده و استوانه ادامه می دهیم.

موازنه جرم و انرژی در لوله های بالابرنده

لوله های بالابرنده که به آنها دیوارهای آبی[1] نیز گفته می شود، به دیواره کوره چسبیده اند (شکل ۲).



شکل۲ تبخیر آب درلوله بالا برنده [۱۲]

اگر معادلات موازنه جرم و انرژی را برای لوله های بالابرنده بنویسیم [۱]، به ترتیب خواهیم داشت:

$$\frac{d}{dt}[\rho_s \bar{\alpha}_V V_r + \rho_w (1 - \bar{\alpha}_V) V_r] = \dot{m}_{dc} - \dot{m}_r$$

که در آن V_r حجم لوله های بالابرنده، $\bar{\alpha}_V$ جزء بخار میانگین در کل لوله های بالابرنده، $\dot{m}_{dc}$ دبی جرمی دریافتی از لوله های پایین‌آورنده و $\dot{m}_r$ دبی جرمی خروجی از لوله های بالابرنده می باشند، و

$$\frac{d}{dt}[\rho_s u_s \bar{\alpha}_V V_r + \rho_w u_w (1 - \bar{\alpha}_V) V_r + M_r C T_{sat}] = \dot{Q} + \dot{m}_{dc} h_w - \dot{m}_r (h_w + x_r h_{ws})$$

که در آن M_r جرم کل لوله های بالابرنده، h_w آنتالپی مایع اشباع، h_{ws} اختلاف آنتالپی بخار و مایع اشباع، $\dot{Q}$ نرخ حرارت داده شده به لوله های بالابرنده و x_r کیفیت بخار خروجی از لوله های بالابرنده می باشند.در معادله اخیر، دو پارامتر x_r و $\bar{\alpha}_V$ به هم مرتبط هستند. ارتباط این دو پارامتر را باید از معادلات مشتق جزئی به دست آورد. مطالعات و آزمایشات گوناگون نشان داده است اگر ارتباط این دو، از معادلات مشتق جزئی حاکم بر لوله های تحت شار گرما، در حالت ماندگار[2] استخراج شود، جواب همخوانی قابل قبولی با داده های تجربی دارد [۱]. پس با نوشتن معادلات مشتق جزئی بقای جرم و انرژی

[1]- Waterwalls
[2]- Steady State

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1389.4.2.6.6]

برای یک لوله که در معرض حرارت یکنواخت است، خواهیم داشت [۱] و [۹]:

$$x_r = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}h_{ws}} \quad (۳)$$

$$\bar{\alpha} = \frac{\rho_w}{\rho_{ws}}\left[1 - \frac{\rho_s}{\rho_{ws}x_r}\ln\left(1 + \frac{\rho_{ws}}{\rho_s}x_r\right)\right] \quad (۴)$$

که در این دو معادله $\dot{Q}$ گرمای یکنواخت داده شده به لوله، $\dot{m}$ دبی جرمی، x_r کیفیت جریان دو فازی خروجی از لوله و $\bar{\alpha}$ جزء بخار میانگین در کل لوله می باشند. هر دو معادله دینامیکی اخیر، مرتبه اول هستند. برای انتخاب دو متغیر حالت سوم و چهارم بهتر است جزء بخار کل ($\bar{\alpha}_V$) و جرم خروجی از لوله ها ($\dot{m}_r$) انتخاب گردد. بنابراین می توان معادلات جرم و انرژی لوله ها را به صورت زیر بازنویسی کرد:

$$V_r\frac{d}{dt}[\rho_w - \bar{\alpha}_V\rho_{ws}] = \dot{m}_{dc} - \dot{m}_r \quad (۵)$$

$$\frac{d}{dt}[V_r(\rho_w u_w - \bar{\alpha}_V(\rho u)_{ws}) + M_r C T_{sat}] = \dot{Q} + (\dot{m}_{dc} - \dot{m}_r)h_w + \dot{m}_r x_r \quad (۶)$$

جریان جرم در گردش طبیعی

معادله موازنه مومنتوم برای حلقه لوله های پایین‌آورنده و بالابرنده به صورت زیر نوشته می شود:

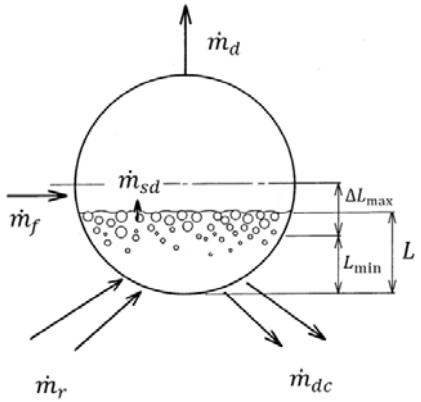
$$(L_{dc} + L_r)\frac{d\dot{m}_{dc}}{dt} = \rho_{ws}\bar{\alpha}_V V_r g - \frac{k}{2}\frac{\dot{m}_{dc}^2}{\rho_w A_{dc}}$$

که در آن L_{dc} و L_r به ترتیب طول لوله پایین‌آورنده و بالابرنده، A_{dc} سطح مقطع لوله پایین‌آورنده، g شتاب جاذبه و k ضریب اصطکاک معادل برای افت های ناشی از اصطکاک و اتصالات در لوله می باشند. این معادله مرتبه اول می باشد و معمولاً ثابت زمانی آن در مقایسه با پاسخ کل مولد بخار در داده های تجربی، ناچیز است و می توان این معادله را مستقل از زمان در نظر گرفت [۱]. پس معادله اخیر به یک معادله جبری تبدیل و به صورت زیر نوشته می شود:

$$\dot{m}_{dc}^2 = \frac{2}{k}\rho_w A_{dc}\rho_{ws}\bar{\alpha}_V V_r g \quad (۷)$$

توزیع بخار در استوانه

برای درک بیشتر، شکل ۳ را در نظر بگیرید.



شکل ۳ مخلوط دو فازی و جدایش مایع و بخار در استوانه

فرایندی که در استوانه اتفاق می افتد بسیار پیچیده است. جریان دو فازی آب و بخار از لوله های بالابرنده، و آب تقریباً اشباع از لوله های آب تغذیه وارد استوانه می شوند. مکانیزم کلی، جدایش فاز بخار و آب می باشد که در زیر سطح استوانه اتفاق می افتد. در واقع، حباب های بخار به دلیل اختلاف چگالی که با آب دارند، به طرف بالا حرکت کرده و از سطح خارج شده و وارد قسمت کاملاً بخار استوانه می شوند و سپس به مافوق‌گرم‌کن ها جریان می یابند. در این مقاله فرض شده است که جدایش فاز ها به صورت کاملاً ثقلی و در زیر سطح آب استوانه اتفاق می افتد. در مولد های بخار، معمولاً سطح استوانه را به صورت زیر تعریف می کنند [۱]:

$$l = \frac{V_{sd}^* - V_{sd}}{A_d} \quad (۸)$$

که در آن V_{sd} حجم لحظه ای بخار بالای سطح، V_{sd}^* حجم بخار بالای سطح در حالت تعادل نرمال و A_d سطح مرطوب استوانه در حجم V_{sd}^* می باشند. همان گونه که در مقدمه گفته شد، در معادله توزیع آب و بخار استوانه در [۱]، یکی از پارامتر ها (V_{sd}^0 در [۱]) مبهم تعریف شده است. یکی دیگر از پارامتر ها (T_d در [۱]) نیز با استفاده از پاسخ تجربی تعیین می شود؛ زیرا یک پارامتر فیزیکی قابل اندازه گیری (مانند جرم، حجم و ...) نمی باشد. برای مثال در [۱۵] که به [۱] ارجاع داده شده است، نویسندگان، پارامتر مبهم مذکور را مغایر با آنچه که در [۱] گفته شده است، برداشت کرده اند. بنابراین برای مدل‌سازی توزیع آب و بخار از [۲] و [۳] بهره می گیریم تا تمام پارامتر های تعریف کننده مدل توزیع بخار فیزیکی باشند. با موازنه جرم برای بخار بالای سطح خواهیم داشت:

$$\frac{d}{dt}[\rho_s V_{sd}] = \dot{m}_{sd} - \dot{m}_d \quad (۹)$$

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1389.4.2.6.6]

که در آن $\dot{m}_d$ دبی جرمی بخار خروجی از استوانه به سمت مافوق‌گرم‌کن ها و $\dot{m}_{sd}$ دبی جرمی بخار خارج شده از سطح مخلوط آب و بخار استوانه می باشند. این معادله مرتبه یک می باشد. با توجه به معادله (۸) می توان l را متغیر حالت پنجم در نظر گرفت.از طرف دیگر $\dot{m}_{sd}$ نیز این گونه تعریف می شود [۳]:

$$\dot{m}_{sd} = \rho_s v_{Drift} A_d \alpha_m \qquad (۱۰)$$

که در آن α_m جزء بخار مخلوط آب و بخار زیر سطح استوانه و v_{Drift} سرعت درگ مربوط به فاز بخار می باشند. α_m به صورت زیر تعریف می شود:

$$\alpha_m = \frac{V_{ms}}{V_m} \qquad (۱۱)$$

که در آن V_{ms} حجم بخار موجود در زیر سطح استوانه و V_m نیز حجم مخلوط آب و بخار در زیر سطح استوانه می باشند. این دو پارامتر اخیر را با استفاده از داده های ساختمانی مولد بخار و متغیر های حالتی که تاکنون تعریف کرده ایم، می توانیم بازنویسی نمائیم:

$$V_{ms} = V_t - V_{wt} - \bar{\alpha} V_r - V_{sd}$$
$$V_m = V_d - V_{sd} \qquad (۱۲)$$

که در معادلات (۱۲)، V_d حجم استوانه می باشد. v_{Drift} نیز این گونه تعریف می شود [۲]:

$$v_{Drift} = \frac{1.41}{1-\alpha_m}\left(\frac{\sigma g \rho_{ws}}{\rho_w^2}\right)^{\frac{1}{4}} \qquad (۱۳)$$

که در آن σ کشش سطحی بین آب و بخار می باشد. با جایگذاری معادلات (۱۰) تا (۱۳) در معادله (۹) خواهیم داشت:

$$\frac{d}{dt}[\rho_s V_{sd}] = 1.41 \rho_s A_d \left(\frac{\sigma g \rho_{ws}}{\rho_w^2}\right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{1}{1-\frac{V_t - V_{wt} - \bar{\alpha} V_r - V_{sd}}{V_d - V_{sd}}} - 1\right) - \dot{m}_d \qquad (۱۴)$$

به این ترتیب معادله دینامیکی توزیع بخار در استوانه به دست می آید. شبیه‌سازی مدل های دینامیکی به مقادیر یا شرایط اولیه نیاز دارد. پس باید معادلات را برای حالت تعادل ساده کرد و متغیر های حالت اولیه را با توجه به اطلاعات مربوط به نقطه کارکرد (تعادل)، محاسبه نمود.

۳.۲. شرایط اولیه برای زیرسیستم اول

معادلات موازنه کلی جرم و انرژی در حالت تعادل:

$$\dot{m}_f = \dot{m}_d$$
$$\dot{Q} = \dot{m}_s h_s - \dot{m}_f h_f \qquad (۱۵)$$

معادلات مربوط به لوله های بالابرنده در حالت تعادل:

$$\dot{m}_{dc} = \dot{m}_r$$
$$\dot{Q} = \dot{m}_{dc} x_r h_{ws}$$
$$\bar{\alpha} = \frac{\rho_w}{\rho_{ws}}\left[1 - \frac{\rho_s}{\rho_{ws} x_r} ln\left(1 + \frac{\rho_{ws}}{\rho_s} x_r\right)\right] \qquad (۱۶)$$

معادله موازنه مومنتوم برای لوله های پایین‌آورنده در حالت تعادل:

$$\dot{m}_{dc} = \sqrt{\frac{2}{k} \rho_w A_{dc} \rho_{ws} \bar{\alpha} V_r g} \qquad (۱۷)$$

با ترکیب معادلات (۱۶) و (۱۷) خواهیم داشت:

$$\left[x_r^2 - \frac{\rho_s x_r}{\rho_{ws}} ln\left(1 + \frac{\rho_{ws}}{\rho_s} x_r\right)\right] = \frac{k}{2} \frac{\dot{Q}^2}{V_r g A_{dc} (\rho_w h_{ws})^2} \qquad (۱۸)$$

با حل معادله اخیر به روش تکرار، x_r در حالت تعادل محاسبه می شود و در نهایت با جایگذاری در معادله (۱۶)، $\bar{\alpha}$ در حالت تعادل به دست می آید.

معادله موازنه جرم برای جدایی فاز ها در استوانه بخار در حالت تعادل:

با توجه به اینکه در حالت تعادل $V_{sd} = V_{sd}^*$ می باشد، می توان مقدار اولیه دومین متغیر حالت V_{wt} را با استفاده از معادله (۱۴) محاسبه نمود:

$$V_{wt} = V_t - \bar{\alpha} V_r - V_{sd}^* - \frac{\dot{m}_d (V_d - V_{sd}^*)}{1.41 \rho_s A_d \left(\frac{\sigma g \rho_{ws}}{\rho_w^2}\right)^{\frac{1}{4}} + \dot{m}_d} \qquad (۱۹)$$

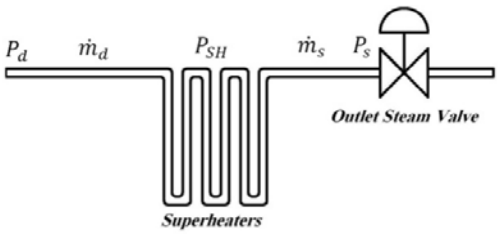
۳.۳ مدل‌سازی زیرسیستم دوم

علت بررسی دینامیک زیرسیستم دوم به قابلیت ذخیره بخار در آن و افت فشار بخار گذرنده از آن مربوط می شود. در واقع، هر چه دبی بخار خروجی زیاد می شود، این افت فشار زیادتر شده و برای جبران آن لازم است استوانه در فشار بالاتری کار کند. رفتار غیرخطی مولد بخار در بار های مختلف نیز عمدتاً به این دلیل است. با موازنه جرم در مافوق‌گرم‌کن ها، خواهیم داشت (شکل ۴):

$$\frac{d}{dt}[\rho_{SH} V_{SH}] = \dot{m}_s - \dot{m}_d \qquad (۲۰)$$

که در آن $\dot{m}_s$ دبی جرمی بخار خروجی از شیر کنترل روی توربین، V_{SH} حجم کل مافوق‌گرم‌کن ها و ρ_{SH} چگالی بخار موجود در مافوق‌گرم‌کن ها می باشند.

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1389.4.2.6.6]



شکل ۴ مافوق گرم کن ها و شیر کنترل بخار خروجی

فرض می کنیم کنترلگر دما در مافوق‌گرم‌کن ها به صورت اتوماتیک عمل می کند. پس فرایندی را که بخار در مافوق‌گرم‌کن ها طی می کند، از نظر دمایی پایدار در نظر می گیریم. بنابراین ρ_{SH} فقط وابسته به فشار بوده و دمای آن نیز میانگین دمای ورود (اشباع) و خروج از مافوق‌گرم‌کن ها (معمولاً 540 °C) در نظر می گیریم [۹]. با توجه به مرتبه اول بودن معادله بالا، فشار مافوق‌گرم‌کن ها را به عنوان متغیر حالت ششم انتخاب می کنیم. برای سادگی فرض می کنیم بخش اول افت فشار تا مافوق‌گرم‌کن ها و بخش دوم آن بعد از مافوق‌گرم‌کن ها اتفاق می افتد. به این ترتیب فشار مافوق‌گرم‌کن ها نیز میانگین فشار ورود و خروج در نظر گرفته می شود. بنابراین، با توجه معادلات مکانیک سیالات، خواهیم داشت [۴]:

$$P_d - P_{SH} = f_1 \dot{m}_d^2 \quad (۲۱)$$

$$P_{SH} - P_s = f_2 \dot{m}_s^2 \quad (۲۲)$$

که در این دو معادله f_1 و f_2 ضرایب ثابت مربوط به افت فشار در مافوق‌گرم‌کن ها و لوله های رابط، P_{SH} فشار میانگین بخار در مافوق‌گرم‌کن ها و P_s فشار بخار خروجی از مافق گرمکن ها روی شیر کنترل می باشند. مسئله کنترل فشار در نیروگاه ها نیز به حفظ و کنترل فشار P_s پیرامون مقدار مطلوب آن[1] مربوط می شود.

۳.۴. زیرسیستم دوم در حالت تعادل

معادلات حاکم بر زیرسیستم دوم به هنگام تعادل به صورت زیر نوشته می شوند:

$$\begin{aligned} &\dot{m}_s = \dot{m}_d \\ &P_d - P_{SH} = f_1 \dot{m}_d^2 \\ &P_{SH} - P_s = f_2 \dot{m}_s^2 \end{aligned} \quad (۲۳)$$

۳.۵. مدل‌سازی زیرسیستم های سوم تا پنجم

برای مدل‌سازی کوره، شیر کنترل بخار خروجی و شیر کنترل آب تغذیه از مدل درجه یک با تاخیر زمانی بهره گرفته شده است که به صورت زیر نشان داده می شود:

$$T(s) = \frac{ce^{-t_d s}}{\tau s + 1} \quad (۲۴)$$

که در آن τ ثابت زمانی، t_d تاخیر زمانی و c عدد ثابت می باشند.

۴- نتایج عددی سیستم حلقه‌باز

معادلات دینامیکی استخراج شده، در نرم افزار MATLAB شبیه‌سازی و با روش رانگ-کوتا مرتبه چهار با گام زمانی حداکثر 0.1 ثانیه حل شده اند. سپس پاسخ حلقه‌باز مولد بخار تحت تاثیر تغییرات بار، از مدل استخراج و ارائه گردیده است. پارامتر ها و اطلاعات لازم برای مولد بخار شبیه‌سازی شده در ذیل آمده اند [۱]:

$V_t = 88\ m^3$ — $A_{dc} = 0.382\ m^2$
$h_f = 1038\ kj/kg$ — $M_r = 160000\ kg$
$M_t = 300000\ kg$ — $V_{sd}{}^* = 16\ m^3$
$C = 0.46\ kj/kg\text{-}k$ — $A_d = 20\ m^2$
$\dot{m}_f = \dot{m}_d = 50\ kg/s$ — $Load = 50\%$
$\dot{m}_{sd} = \dot{m}_s = 50\ kg/s$ — $V_d = 40\ m^3$
$P_s = 8000\ kPa$ — $k = 25$
$V_r = 36\ m^3$

مقادیر زیر توسط نگارنده و با توجه به کاربرد های مهندسی فرض شده اند:

$f_1 = 0.1\ kPa/kg^2$
$f_2 = 0.1\ kPa/kg^2$
$V_{SH} = 20\ m^2$

برای مدل‌سازی کوره نیز از [۴] بهره گرفته می شود. با توجه به اینکه در اینجا کوره گاز سوز فرض می شود، تاخیر فقط مربوط به جذب حرارت توسط لوله ها می باشد. پس با توجه معادله (۲۴) داریم [۴]:

$$T_F(s) = \frac{1}{7s + 1}$$

مدل شیر کنترل آب تغذیه [۱۰]:

$$T_{fwv}(s) = \frac{1}{s + 1}$$

مدل شیر کنترل بخار خروجی [۱۱]:

$$T_{TV}(s) = \frac{1}{2.5s + 1}$$

برای تعریف آرایه های خواص ترمودینامیکی آب در MATLAB، از برنامه Xsteam که در آن خواص

[1]- Steam Pressure Set Point

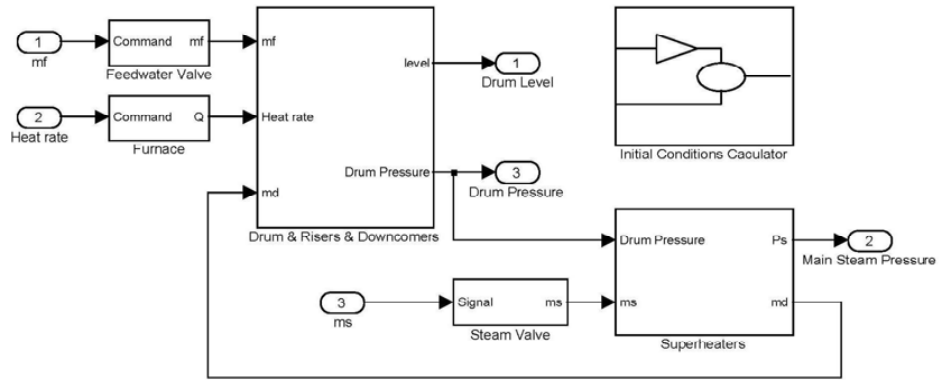
[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1389.4.2.6.6]

ترمودینامیکی آب بر اساس استاندارد IAPWS IF-97 نوشته شده است، استفاده شده است. با حل همزمان دو معادله (۱) و (۲)، دو متغیر حالت P_d و V_{wt} محاسبه می شوند. معادلات دینامیکی دیگر با مشخص بودن این دو متغیر و ورودی های دینامیکی خود، حل شده و روند شبیه‌سازی کامل می شود. در شکل ۵-(الف) نمودار بلوکی کل مولد بخار حلقه باز نشان داده شده است. این مدل دارای دو ورودی (از نظر ریاضی) آب تغذیه و نرخ انتقال حرارت، و یک اغتشاش بخار خروجی می باشد. خروجی ها نیز فشار بخار خروجی مافوق‌گرم‌کن ها و سطح آب استوانه می باشند.

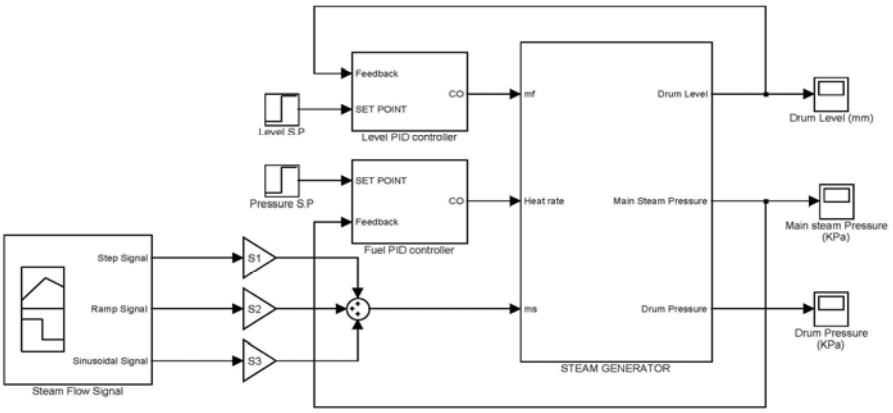
۴.۱. پاسخ حلقه‌باز مولد بخار

اکنون می توان پاسخ حلقه‌باز مولد بخار را به دست آورد. ابتدا برای صحت یابی، پاسخ حلقه‌باز مولد بخار به $10\ kg/s$ تغییر پله ای در دبی جرم خروجی متناظر به بار ۵۰ درصد، استخراج و با نتایج عددی [۱] مقایسه شده است. همانگونه که در شکل ۵-(ج) مشاهده می شود، پاسخ ها همخوانی قابل قبولی با یکدیگر دارند و می توان ادعا کرد که معادلات ترکیبی جدید، دینامیک مولد بخار را به طور صحیح مدل می کند. البته لازم به ذکر است، پاسخ های به دست آمده در [۱] پس از خطی سازی در بار های کاری مختلف محاسبه گردیده اند اما معادلات مربوط به مدل حاضر به صورت غیر خطی و با روش تکرار در هر گام زمانی حل شده‌اند. علت اختلاف بین پاسخ دو مدل نیز به این موضوع و البته تفاوت مدل های توزیع بخار مربوط می شود. همچنین، معادلات تقریبی خواص ترمودینامیکی مورد استفاده در محاسبات مربوط به دو مدل نیز می تواند در این اختلاف تاثیر گذار باشد. در ادامه، چون سیستم در بار ۵۰ درصد شبیه‌سازی می شود، مقدار تغییر در ورودی های سیستم، ۱۰ درصد مقدار متناظر با حالت تعادل که متناظر به ۵٪ درصد تغییر بار است، در نظر گرفته و پاسخ های حلقه باز سیستم به تغییرات دبی جرمی ورودی و خروجی و نرخ انتقال حرارت استخراج می شوند. در هر مرحله، دو ورودی دیگر صفر در نظر گرفته می شوند.

با توجه به شکل ۶، با افزایش دبی بخار خروجی به میزان kg/s ۵ تغییر پله ای در مقدار متناظر به بار ۵۰٪، فشار استوانه و فشار بخار خروجی هر دو کاهش می یابند. این کاهش فشار ناشی از خروج آنتالپی از سیستم مولد بخار می باشد.

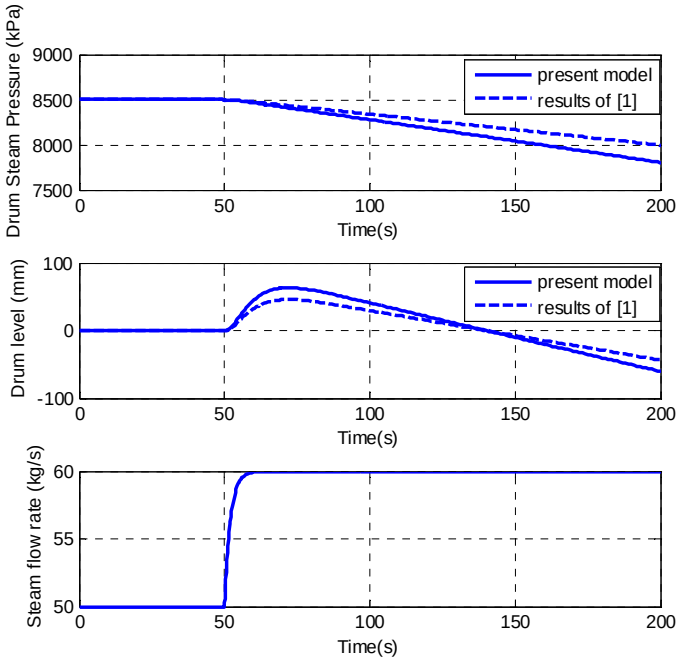


(الف)



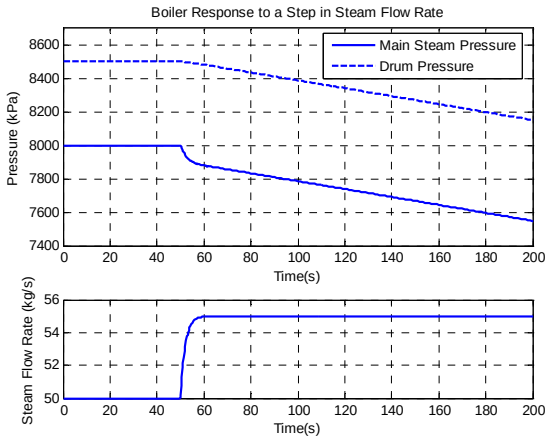
(ب)

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1389.4.2.6.6]

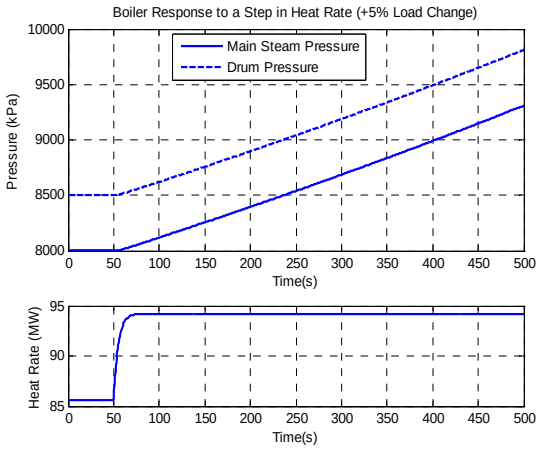


(ج)

شکل ۵ (الف) مولد بخار حلقه باز در MATLAB (ب) مولد بخار، کنترلگر فشار بخار، کنترلگر سطح آب و بلوک صدور سیگنال تغییر دبی جرم خروجی (ج) نمودار پاسخ مولدبخار حلقه باز به $10\ kg/s$ تغییر پله ای در دبی جرم بخارخروجی مربوط به بار ۵۰ درصد (منحنی ممتد مربوط به مدل حاضر، منحنی خط چین مربوط به مدل مرجع [۱])

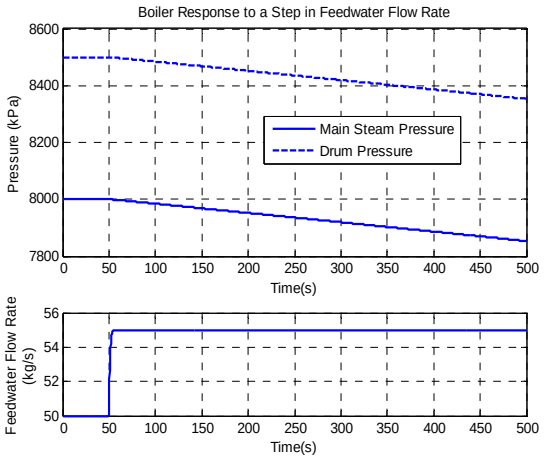


شکل ۶ پاسخ حلقه‌باز فشار مولد بخار به۵ kg/s تغییر پله ای در دبی جرمی بخار خروجی

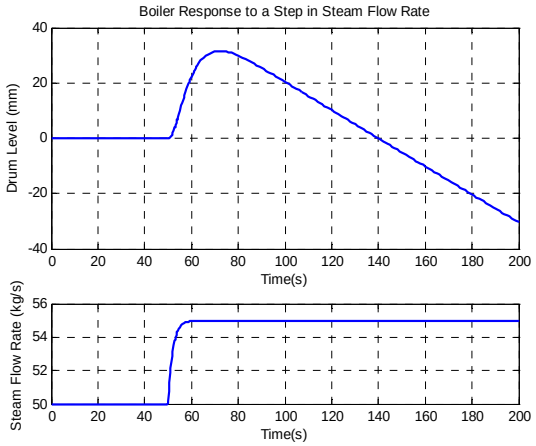


شکل ۷ پاسخ حلقه‌باز فشار مولد بخار به ۱۰ درصد تغییر پله ای در نرخ انتقال حرارت

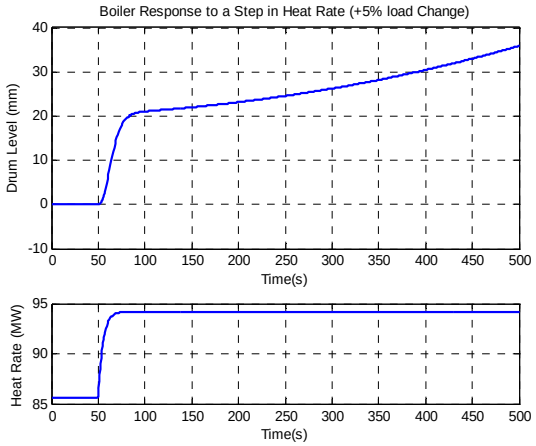
[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1389.4.2.6.6]



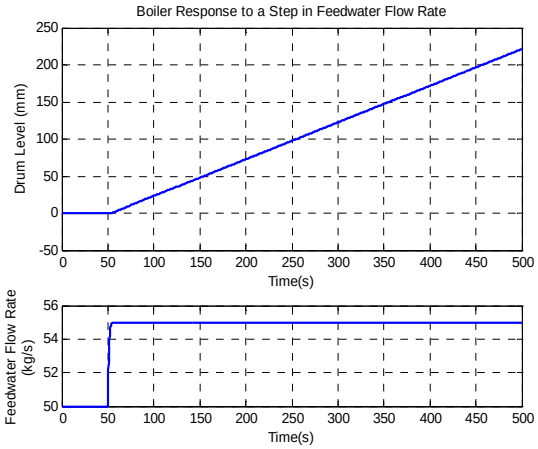
شکل ۸ پاسخ حلقه‌باز فشار مولد بخار به۵ kg/s تغییر پله ای در دبی جرمی آب تغذیه



شکل۹ پاسخ حلقه‌باز سطح آب استوانه مولد بخار به ۵ kg/s تغییر پله ای در دبی جرمی بخار خروجی



شکل ۱۰ پاسخ حلقه‌باز سطح آب استوانه مولد بخار به ۱۰ درصد تغییر پله ای در نرخ انتقال حرارت



شکل ۱۱ پاسخ حلقه‌باز سطح آب استوانه مولد بخار به۵ kg/s تغییر پله ای در دبی جرمی آب تغذیه

البته به دلیل افت فشار در لوله ها، فشار بخار خروجی بیشتر از فشار استوانه افت می کند.

با توجه به شکل ۷، با افزایش نرخ انتقال حرارت به میزان ۱۰٪ تغییر پله ای، فشار استوانه و فشار بخار خروجی هر دو افزایش می یابند. این افزایش فشار ناشی از افزایش آنتالپی کل سیستم مولد بخار می باشد.

با توجه به شکل ۸، با افزایش دبی آب تغذیه به میزان ۵ kg/s تغییر پله ای، فشار استوانه و فشار بخار خروجی هر دو به میزان تقریباً یکسان کاهش می یابند. این کاهش فشار ناشی از ورود آنتالپی سرد به سیستم مولد بخار می باشد.

با توجه به شکل ۹، با افزایش دبی بخار خروجی به میزان kg/s ۵ تغییر پله ای، ابتدا سطح آب استوانه افزایش و سپس کاهش می یابد. این تغییرات به پدیده تورم و جمع شدگی بخار مربوط می شود. در واقع هنگامی که شیر بخار خروجی باز می شود چون فشار استوانه افت می کند، سطح آب استوانه به دلیل تورم حباب های بخار موجود در زیر سطح بالا می آید. اما در ادامه به دلیل خارج شدن بخار و در نتیجه کاهش آب مایع در کل سیستم، سطح آب استوانه رو به کاهش می گذارد. این پدیده کنترل سطح آب را دشوار نموده است.

با توجه به شکل ۱۰، با افزایش نرخ انتقال حرارت به میزان ۱۰٪ تغییر پله ای، سطح آب استوانه افزایش می یابد. علت این است که با افزایش نرخ انتقال حرارت، کیفیت بخار خروجی از لوله های بالابرنده و در نتیجه حجم بخار موجود در زیر سطح آب استوانه افزایش می یابد.

با توجه به شکل ۱۱، با افزایش دبی آب تغذیه به میزان ۵ kg/s تغییر پله ای، سطح آب استوانه بدون تغییرات ناگهانی افزایش

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1389.4.2.6.6]

می یابد. این افزایش سطح ناشی از ورود آب مایع به مولد بخار و افزایش آب مایع کل سیستم است. از طرفی چون آب مایعی که وارد سیستم می شود، محتوای بخار را چندان تغییر نمی دهد به همین دلیل تغییرات ناگهانی در سطح آب به وجود نمی آید. با بررسی پاسخ ها، واضح است که سیستم حلقه‌باز به طور ذاتی ناپایدار می باشد.

۴.۲. انتخاب متغیر های دستکاری شونده

با بررسی پاسخ های حلقه‌باز، مشاهده می شود که به ازای تغییرات نسبی یکسان در ورودی ها، فشار خروجی و سطح آب به یک اندازه تغییر نمی کنند. مقدار تغییر فشار در یک بازه زمانی دلخواه به ازای تغییر نرخ انتقال حرارت نسبت به تغییر دو ورودی دیگر بیشتر است. همچنین مقدار تغییر سطح آب به ازای تغییر دبی جرمی آب تغذیه ماکزیمم است.در واقع حساسیت فشار بخار خروجی نسبت به نرخ انتقال حرارت و حساسیت سطح آب نسبت جرمی آب تغذیه، ماکزیمم است. بنابراین برای نگه داری و کنترل به هنگام تغییر بار، می توان نرخ انتقال حرارت را به عنوان متغیر دستکاری شونده[1] برای کنترلگر فشار و دبی جرمی آب تغذیه را به عنوان متغیر دستکاری شونده برای سطح آب انتخاب کرد.

۵- طراحی سیستم کنترل PID برای مولد بخار و تحلیل آن

اکنون سیستم مولد بخار را در بار ۵۰٪ شبیه‌سازی و کنترلگر ها را طبق قواعد تنظیم زیگلر-نیکولز طراحی می کنیم. سبک بویلرپیرو به عنوان سبک کنترل فرض شده است. نرخ انتقال حرارت و دبی آب تغذیه به عنوان ورودی، فشار بخار خروجی و سطح آب استوانه به عنوان متغیر های تحت کنترل و دبی جرمی بخار خروجی از مافوق‌گرم‌کن ها به عنوان اغتشاش گر در نظر گرفته می شوند. نمودار بلوکی سیستم کنترل حلقه‌بسته مولد بخار به همراه بلوک صادرکننده سیگنال تغییر دبی جرم خروجی، در شکل ۵-(ب) نشان داده شده است. اکنون، ابتدا فشار بخار خروجی را حلقه‌بسته کرده و در حالی که سطح استوانه حلقه‌باز است، با دستکاری بهره تناسبی، مقادیر بهره بحرانی و پریود بحرانی متناظر را که با زیرنویس ۱ نشان می دهیم، به صورت زیر استخراج می کنیم:

$K_{cr1} = 4535; P_{cr1} = 12.69$

در گام بعدی، سطح آب استوانه را حلقه‌بسته کرده و سپس در حالی که فشار بخار خروجی حلقه‌باز است، مقادیر بهره بحرانی و پریود بحرانی متناظر را برای کنترلگر سطح آب استوانه که با زیرنویس ۲ نشان می دهیم، به صورت زیر استخراج می کنیم:

$K_{cr2} = 13; P_{cr2} = 16.4$

همان گونه که مشاهده می شود پریود بحرانی مربوط به فشار بخار خروجی از پریود بحرانی مربوط به سطح آب استوانه کمتر می باشد. بنابراین پاسخ آزاد حلقه فشار سریع‌تر از حلقه دیگر رخ می دهد. پس بدیهی است، ابتدا باید فقط حلقه فشار را بسته وکنترلگر فشار را تنظیم نمود. در مرحله بعد، در حالی که فشار بخار تحت کنترل می باشد، سطح آب استوانه را نیز حلقه‌بسته کرده و با استفاده از مشخصه های پاسخ آزاد، کنترلگر سطح آب استوانه را تنظیم کرد.

۵.۱. پاسخ سیستم مولد بخار در وضعیت فشار-حلقه‌بسته و سطح آب-حلقه‌باز

اکنون، با توجه به مقادیر K_{cr1} و P_{cr1}، ضرایب کنترلگر PID زیگلر-نیکولز را محاسبه می کنیم [۱۶]. اگر کنترلگر فشار را به مدل اعمال کنیم، می توانیم پاسخ مولد بخار را به اغتشاشات ناشی از دبی جرمی خروجی به دست آوریم. لازم به ذکر است، کنترلگر های تناسبی و تناسبی-انتگرالی نیز اعمال شدند، اما اولی به دلیل وجود خطای حالت ماندگار و دومی به دلیل ناپایدار کردن سیستم غیر قابل قبول هستند. البته در ادامه به مزیت های کنترلگر PID نسبت به کنترلگر تناسبی اشاره خواهد شد. پاسخ سیستم به کنترلگر PID فشار در ادامه آورده شده اند.

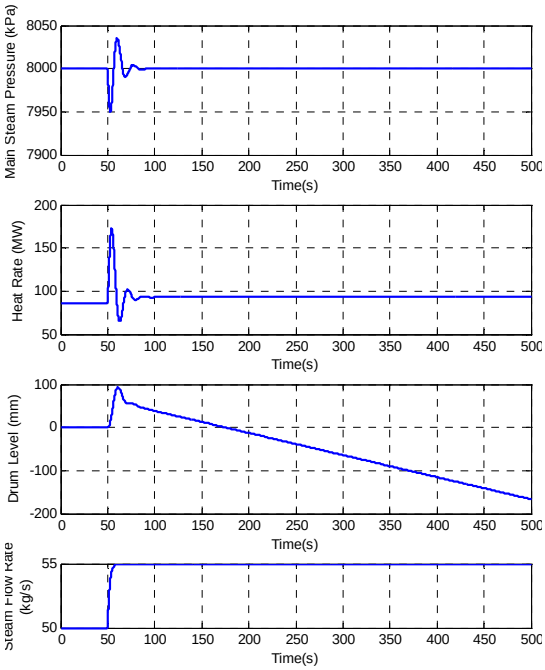
همان گونه که در شکل ۱۲ مشاهده می شود، با اعمال کنترلگرPID پیشنهاد شده توسط زیگلر و نیکولز، واضح است که کنترلگر PID خطای حالت ماندگار را (نسبت به کنترلگر P) در پاسخ پله صفر نموده است. زمان نشست در این کنترلگر تقریباً ۴۰ ثانیه و در کنترلگر P تقریباً ۱۲۰ ثانیه می باشد. پس کنترلگر PID زمان نشست را تقریباً به یک سوم مقدار متناظر به کنترلگر P کاهش داده است.

با بررسی و مقایسه سطح آب استوانه متوجه می شویم که ماکزیمم مقدار سطح استوانه از حدود ۳۰mm در شکل ۹ به حدود ۱۰۰mm در شکل ۱۲ رسیده است که این اتفاق مهمترین نکته در طراحی کنترلگر سطح آب استوانه محسوب می شود. در واقع کنترلگر سطح باید هنگامی طراحی شود که

[1]- Manipulated Variable

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1389.4.2.6.6]

فشار بخار خروجی حلقه‌بسته باشد. علت به اقدامات جبرانی کنترلگر فشار بخار مربوط می شود. به هنگام افزایش دبی جرم خروجی، فشار افت می کند که متعاقب آن کنترلگر فشار با افزایش نرخ انتقال حرارت در صدد جبران بر می آید. از طرف دیگر، همان گونه که در شکل های ۹ و ۱۰ مشاهده می شود، افزایش دبی جرم خروجی و نرخ انتقال حرارت هر دو باعث می شوند که سطح آب استوانه افزایش یابد. به عبارت دیگر افزایش بار و به دنبال آن اقدامات جبرانی کنترلگر فشار بخار خروجی، تاثیرات مضاعفی بر روی سطح آب استوانه گذاشته و باعث می شوند که سطح آب تا حدود سه برابر نسبت به حالت فشار–حلقه‌باز بالا بیاید که لحاظ نمودن این نکته در طراحی کنترلگر سطح آب، بسیار ضروری است. همچنین، فراجهش نرخ انتقال حرارت (شکل ۱۲) بسیار زیاد می باشد به طوریکه در عرض ۱۰ ثانیه فراجهش به مقدار نرخ انتقال حرارت در بار ۱۰۰٪ می رسد. افزایش ناگهانی شار حرارتی باعث سوختن و آسیب دیدن لوله های بالابرنده می شود. به همین دلیل مناسب ترین شکل تغییر بار در نیروگاه ها، تغییرات شیب می باشد.



شکل ۱۲ پاسخ مولد بخار به ۵ kg/s تغییر پله ای در دبی جرمی بخار خروجی

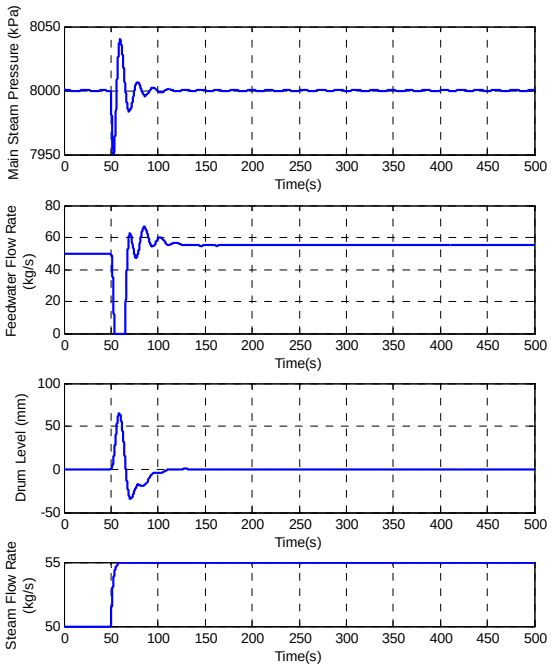
اکنون فشار بخار خروجی مولد بخار تحت کنترل است اما همچنان سطح استوانه مولد بخار ناپایدار می باشد.

۵.۲. تحلیل پاسخ مولد بخاردر وضعیت فشار–حلقه‌بسته و سطح–حلقه‌بسته

اکنون، سطح آب استوانه را نیز حلقه‌بسته کرده و مشخصه های پاسخ آزاد در بهره بحرانی را در این حالت استخراج نمائیم. مقادیر استخراج شده در ذیل آمده اند:

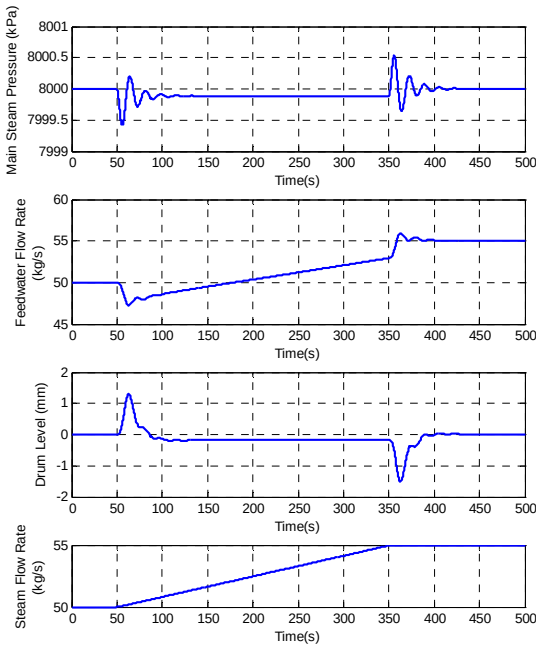
$$K_{cr2} = 2.6; P_{cr2} = 18.44$$

همان گونه که مشاهده می شود، بهره تناسبی بحرانی از مقدار 13 به مقدار 2.6 تقلیل پیدا کرده است. این کاهش بر گفته های پیشین صحه می گذارد. به عبارت دیگر، اگر کنترلگر سطح آب استوانه در وضعیت فشار–حلقه‌باز طراحی شود، با حلقه‌بسته کردن فشار بخار، بهره بحرانی به یک پنجم مقدار اولیه کاهش می یابد و بطور حتم پایداری سیستم به مقدار قابل توجهی کاهش می یابد.



شکل ۱۳ پاسخ مولد بخار به ۵ kg/s تغییر پله ای در دبی جرمی بخار خروجی

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1389.4.2.6.6]



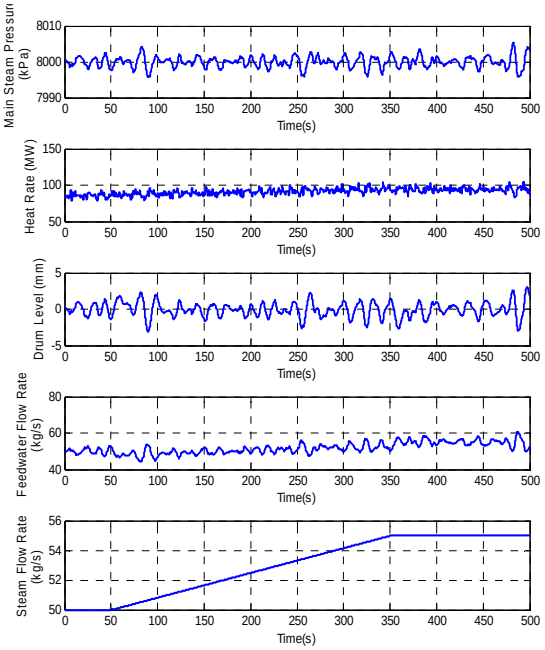
شکل ۱۴ پاسخ مولد بخار به ۵ kg/s تغییر شیب در دبی جرمی بخار خروجی

همان گونه که در شکل ۱۳ مشاهده می شود، با محاسبه ضرایب PID پیشنهاد شده توسط زیگلر و نیکولز و اعمال کنترلگر به سیستم مولد بخار، واضح است که کنترلگر PID خطای حالت ماندگار را (نسبت به کنترلگر P) در پاسخ سطح آب به تغییر پله صفر نموده است. مقدار زمان نشست ۶۰ ثانیه می باشد. فراجهش سطح آب استوانه در تغییر بار پله، از ۷۰mm در کنترلگر P به حدود ۶۰mm در کنترلگر PID رسیده است.

در شکل ۱۴ پاسخ مولد بخار به تغییر شیب نشان داده شده است، انحراف سطح آب در حدود ۱ میلی‌متر و انحراف فشار بخار در حدود ۰.۵ کیلو پاسکال می باشد. البته کنترلگر PID در تغییر بار شیب، نمی تواند خطا را به هنگام گذار به صفر برساند.در عمل، برای کاهش این خطا، کنترل Feedforward را به سیستم کنترل Feedback افزوده و خطا را تا حدودی به صفر می رسانند.

۵.۳. یک تحلیل واقعی‌تر از سیستم کنترل مولد بخار

در یک مولد بخار واقعی، به دلیل نوسانات فشار سوخت، عدم یکنواختی ترکیب سوخت و ... در سیستم احتراق، معمولاً نوساناتی[۲۴] در حرارت دریافتی رخ می دهد. اکنون با در نظر



شکل ۱۵ پاسخ سیستم کنترل مولد بخار به ۵٪ تغییر بار شیب با در نظر گرفتن ۱۰ درصد نوسان در نرخ انتقال حرارت

گرفتن ۱۰٪ نوسان در حرارت دریافتی، مجدداً پاسخ سیستم مولد بخار را به تغییرات شیب در دبی جرمی بخار خروجی، به دست می آوریم. مقدار تغییر دبی جرمی ۵ kg/s می باشد. در پاسخ، همان گونه که در شکل ۱۵ نشان داده شده است، عملاً تغییرات ناشی از تغییر بار در فشار بخار خروجی و سطح آب استوانه نامشخص شده است. به عبارت دیگر، این تغییرات در درون تاثیر نوسانات نرخ انتقال حرارت ناپدید یا به عبارتی در آن حل شده اند. به این ترتیب می توان گفت سیستم کنترل طراحی شده، قابل قبول اما غیر بهینه می باشد.

۶- نتیجه گیری

در این مقاله، معادلات حاکم بر دینامیک مولد بخار استوانه دار استخراج شد. این مدل شامل شش متغیر حالت فشار بخار خروجی مافوق‌گرم‌کن ها، فشار بخار استوانه، سطح آب استوانه، جزء بخار در لوله های تبخیر کننده، حجم کل آب موجود در سیستم و دبی خروجی از لوله های بالابرنده است. این مدل با روش های عددی حل شد و پاسخ های حلقه‌باز سیستم مولد بخار به دست آمدند. در ادامه دو کنترلگر PID یکی برای کنترل فشار خروجی مافوق‌گرم‌کن ها و دیگری برای کنترل سطح آب استوانه، با استفاده از قواعد تنظیم زیگلر

[24]- Fluctuations

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1389.4.2.6.6]

نیکولز طراحی گردید. برهم‌کنش بین فشار بخار و سطح آب بخار نیز بررسی و توضیح داده شد.

منابع

[1] Astrom, K. J., and Bell, R. D., "Drum-Boiler Dynamics", Automatica, 2000, vol. 36, 363-378.

[2] Zuber, N., and Findlay, J.A., "Average volumetric concentration in two-phase flow systems", Journal of Heat Transfer, 1965, Vol.87, 453-468.

[3] Adam, E.J. , and Marchetti, J.L., "Dynamic simulation of large boilers with natural recirculation", Computers and Chemical Engineering, 1999, Vol.23, 1031-1040.

[4] De Mello, F. P., "Boiler Model for System Dynamics Performance Studies", IEEE Transaction on Power System, 1991, Vol. 6, No. 1, 66-77.

[5] Astrom, K. J., & Eklund, K., "A simplifed non-linear model for a drum boiler -Turbine unit". International Journal of Control, 1972, Vol. 16, 145-169.

[6] Astrom, K. J., & Eklund, K., "A simple non-linear drum-boiler model". International Journal of Control, 1975, Vol. 22, 739-740.

[7] Bell, R. D. & Astrom, K. J., "A fourth order non-linear model for drum-boiler dynamics" In IFAC '96, Preprints 13th World Congress of IFAC, 1996, vol. O, San Francisco, CA, 31-36.

[8] Flynn, M. E. and 0' Malley, M. J., "A Drum Boiler Model for Long Term Power System Dynamic Simulation", IEEE Transactions on Power Systems, 1999, Vol. 14, No. 1.

[۹] الوکیل، محمد، "نیروگاه‌های حرارتی"، ترجمه کاظم سرابچی، مرکز نشر دانشگاهی، تهران، ۱۳۷۵.

[10] "Control Valve Handbook", 4nd edition, Fisher Controls International LLC, 2005.

[11] Bulletin: "Steam Throttle Valve for Steam Turbines", BAFCO, Inc. P.O. Box 2428, 717 Mearns Road, Warminister, PA 18974 USA.

[12] Lindsley, D. "Power-plant control and instrumentation: The control of boilers and HRSG systems", The Institution of Electrical Engineers, Michael Faraday House, Six Hills Way, Stevenage, Herts. SG1 2AY, United Kingdom, 2000.

[13] Flynn, D. "Thermal power plant simulation and control", The Institution of Engineering and Technology, Michael Faraday House, Six Hills Way, Stevenage, Herts. SG1 2AY, United Kingdom, 2003.

[14] Anderson, S. "Modeling of a Drum Boiler Using MATLAB-Simulink", MSc Thesis, Youngstown State University, May, 2008.

[15] Mrunalini, K. and Others, "State Space Model for Drum Boiler System", IE (I) Journal-EL, 2006, Vol 86, 260-267.

[16] Ogata, K. "Modern Control Engineering", 3nded, Prentice-Hall inc., Upper Saddle River, Nj, 1997.

[۱۷] ون وایلن، گوردون جان، "مبانی ترمودینامیک"، ویرایش ششم، ترجمه غلامرضا ملک زاده و محمد حسین کاشانی حصار، نشر نما، مشهد، ۱۳۸۴.

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1389.4.2.6.6]