

مدل سازی 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، مدل سازی 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 پارامترهای 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 قوی تر از دینامیک مولد بخار را که صرفاً مبتنی بر پارامترهای فیزیکی باشد، به دست آورد. سپس این مدل با روش های عددی حل شده است و پاسخ های حلقه باز 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 کنترلر PID یکی برای کنترل فشار بخار خروجی مافوق گرم کن ها و دیگری برای کنترل سطح آب استوانه، با استفاده از قواعد تنظیم زیگلر-نیکولز طراحی شده است. همچنین برهم کنش 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: مدل سازی غیر خطی، مولد بخار، فشار بخار، سطح آب استوانه، کنترل PID

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

Mehdi 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

سیستم کنترل قدرتمندتر و دقیق تر، به امری اجتناب ناپذیر تبدیل شده است. پس در طراحی سیستم های کنترل، باید به طور علمی تر عمل کرده و مدل ساده تجهیزات را با مدل های واقعی تر و قدرتمندتر جایگزین نمود [۱]. اگر بتوان یک مدل دینامیکی را بر مبنای اصول و پارامترهای فیزیکی ارائه نمود که

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

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 مافوق‌گرم‌کن‌ها پرداخت که البته از توزیع بخار در استوانه، که بر دینامیک سطح آب استوانه تاثیر اساسی می‌گذارد، 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 مافوق‌گرم‌کن‌ها و سطح آب استوانه پرداخته شده است. برای مدل‌سازی استوانه، لوله‌های پایین‌آورنده^۵ و بالابرنده^۶ از [۱] استفاده شده است. اما در معادلات مربوط به توزیع بخار در استوانه که در [۱] ارائه شده است، یکی از پارامترها 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 مدل‌های [۱] و [۳] مد نظر قرار گرفته است تا همه پارامترهای لازم برای تعریف مدل، صرفاً فیزیکی باشند. برای شبیه‌سازی مافوق‌گرم‌کن‌ها از [۴] استفاده شده است. برای کوره و شیرهای کنترل، مدل‌هایی ساده به کمک [۴]، [۱۰] و [۱۱] در مدل کلی گنجانده شده است. معادلات استخراج شده در نرم افزار MATLAB شبیه‌سازی گردیده و پاسخ‌های حلقه‌باز سیستم مولد بخار در بار^۷ ۵۰ درصد به دست آمده است. نتایج عددی شبیه‌سازی با نتایج ارائه شده در [۱] همخوانی قابل قبولی دارد و می‌توان ادعا کرد که معادلات ترکیبی جدید، دینامیک مولد بخار را به طور صحیح مدل می‌کند. 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^۸ بین سطح آب استوانه و فشار مولد بخار نیز بررسی و توضیح داده شده است.

پدیده‌های غیر خطی موجود در یک سیستم را به خوبی نشان دهد، می‌توان از آن برای بررسی مشخصه‌های مهم کارکرد بهره گرفت [۳].

نیروگاه‌های بخار، با وجود توسعه روز افزون نیروگاه‌های هیدروالکتریک، بادی، هسته‌ای و ... سهم چشم‌گیری را در صنعت تولید برق به خود اختصاص داده‌اند. از طرف دیگر مهم‌ترین بخش کنترل در یک نیروگاه بخار، کنترل سیستم تولید بخار می‌باشد. در مولد‌های بخار^۱ پارامترهای مختلفی از جمله فشار بخار خروجی مافوق‌گرم‌کن‌ها^۲، دمای بخار، سطح آب استوانه^۳، میزان آلودگی ناشی از احتراق و ... کنترل می‌گردد [۹]. اما پیچیده‌ترین کنترل مربوط به فشار بخار و مخصوصاً سطح آب استوانه می‌باشد به طوری که در بعضی از نیروگاه‌ها حدود ۳۰٪ از توقف‌های اضطراری مربوط به کنترل ضعیف سطح آب استوانه مولد بخار می‌باشد [۱]. طی سالیان اخیر، افراد مختلفی، مدل‌هایی گوناگون از ساده تا پیچیده را بر مبنای تئوری و آزمایش برای بررسی و کنترل این دو پارامتر ارائه کرده‌اند. Astrom به همراه Bell و Eklund [۵] و [۶]، ابتدا یک مدل ساده غیر خطی برای فشار مولد بخار با استفاده از پاسخ‌های تجربی ارائه کردند. سپس طی سالها تحقیق و بررسی، این مدل را توسعه دادند و با دخالت دادن پارامترهای فیزیکی و حرارتی بیشتر، مدل‌های واقعی‌تری از مرتبه‌های 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 جمع‌شدگی^۴ بخار موجود در سیستم بر سطح آب استوانه، به خوبی نشان داده شده است. O'Malley و Flynn [۸]، برای مدل کردن سطح آب و فشار استوانه از معادلات ساده مرتبه دو استفاده کردند اما در عوض مدلی از شیرهای 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 فازها در یک جریان دو فاز بهره گرفتند. علاوه بر این، معادلات مربوط به فشار استوانه و انتقال حرارت در

⁵- Downcomers
⁶- Risers
⁷- Load
⁸- Interaction

¹- Steam generators
²- Main Steam (or Throttle) Pressure
³- Drum water level
⁴- Swell and Shrinkage

22 kg/s، تغییر سطح آب نباید از $\pm 250\text{mm}$ تجاوز نماید [۱۲]. در عمل، فرایند تغییر بار در نیروگاه به سه سبک^۸ کلی صورت می‌پذیرد [۱۲]: سبک بویلر پیرو^۹، سبک توربین پیرو^{۱۰} و سبک هماهنگ^{۱۱}. در سبک بویلر پیرو، که در این مقاله مد نظر است، ابتدا فرمان افزایش دبی به شیر کنترل بخار خروجی مافوق گرم‌کن‌ها صادر می‌شود. متعاقب این عمل، سیستم کنترل مولد بخار وارد عمل شده و با اقدامات جبرانی خود سعی می‌کند پارامترهای 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 می‌گیریم. استوانه بخار، لوله‌های پایین‌آورنده و لوله‌های بالا برنده، زیرسیستم اول را تشکیل می‌دهند. زیرسیستم دوم نیز از لوله‌های واسط بین استوانه و مافوق گرم‌کن‌ها، مافوق گرم‌کن‌ها و بقیه لوله‌ها تا شیر کنترل بخار خروجی، تشکیل می‌شود. کوره، شیر کنترل بخار خروجی و شیر کنترل آب تغذیه به ترتیب زیرسیستم‌های سوم، چهارم و پنجم در نظر گرفته شده‌اند.

۳.۱. مدل‌سازی زیرسیستم اول

اکنون به موازنه جرم و انرژی زیرسیستم اول می‌پردازیم. ورودی‌های زیرسیستم عبارتند از: نرخ انتقال حرارت، دبی جرمی آب تغذیه و دبی جرمی بخار خروجی از استوانه. خروجی‌های زیرسیستم را نیز می‌توان فشار بخار و سطح آب استوانه در نظر گرفت.

موازنه جرم و انرژی کلی برای زیرسیستم اول

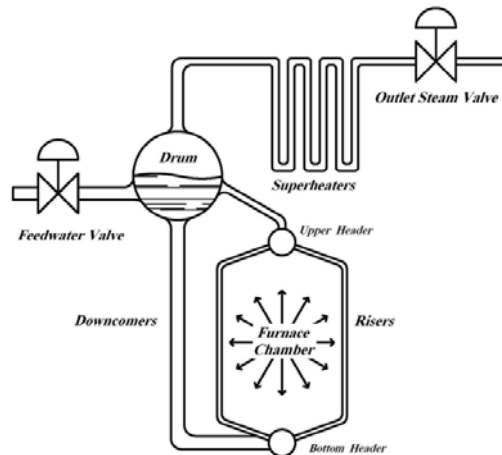
برای موازنه جرم خواهیم داشت [۱]:

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

که در آن ρ_s و V_{st} به ترتیب چگالی و حجم کل بخار اشباع موجود در زیرسیستم اول، و ρ_w و V_{wt} چگالی و حجم کل مایع اشباع در زیرسیستم اول، \dot{m}_f دبی جرمی آب تغذیه و \dot{m}_d دبی جرمی بخار خروجی از استوانه می‌باشند.

۲- مولد بخار و سیستم‌های کنترل

مولد بخار نیروگاهی استوانه دار، متشکل از اجزاء مختلفی نظیر صرفه جو^۱، استوانه بخار، مافوق گرم‌کن^۲، کوره^۳ و ... می‌باشد. مطابق با شکل ۱، آب که از پمپ‌های آب تغذیه^۴ با فشار بالا خارج شده و در صرفه جو تقریباً به مایع اشباع تبدیل شده است، وارد استوانه بخار می‌شود. آب توسط لوله‌های عایق پایین‌آورنده که در خارج از کوره قرار گرفته‌اند، از استوانه به مقسم^۵ پایینی جریان می‌یابد. مقسم به لوله‌های بالا برنده^۶ که دیواره‌های کوره را پوشانده‌اند، مربوط می‌شود. آب موجود در لوله‌ها گرما را از گازهای حاصل از احتراق دریافت می‌کند و تبخیر می‌شود.



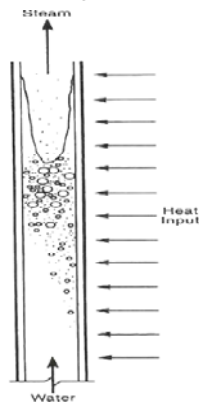
شکل ۱ طرحواره‌ای از اجزاء موثر بر دینامیک مولد بخار

اکنون مخلوط دو فازی وارد استوانه می‌شود و در آنجا بخار از مایع جدا شده و به مافوق گرم‌کن‌ها می‌رود. اگر گردش آب در حلقه لوله‌های پایین‌آورنده و بالا برنده، فقط ناشی از اختلاف چگالی بخار و مایع باشد، آن را گردش طبیعی^۷ می‌نامند [۹] و [۱۷]. کنترل سطح آب، بوسیله کنترل‌کننده‌های مناسب در مولد بخار انجام می‌گیرد 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 مافوق گرم‌کن‌ها جلوگیری شود. به طور مثال برای استوانه یک بویلر با ظرفیت تولید بخار

- 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

لوله های بالابرنده که به آنها دیوارهای آبی^۱ نیز گفته می شود،
 به دیواره کوره چسبیده اند (شکل ۲).



شکل ۲ تبخیر آب در لوله 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 حجم لوله های بالابرنده، $\bar{\alpha}_V$ جزء بخار میانگین
 در کل لوله های بالابرنده، \dot{m}_{dc} دبی جرمی دریافتی از لوله
 های پایین آورنده 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^۲
 استخراج شود، جواب همخوانی قابل قبولی با داده های تجربی
 دارد [۱]. پس با نوشتن معادلات مشتق جزئی بقای جرم و انرژی

برای موازنه انرژی خواهیم داشت [۱]:

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

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 پایین آورنده و
 لوله های بالابرنده)، C ظرفیت حرارتی فلزها، \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:

$$\frac{d}{dt} [\rho_s V_t + \rho_{ws} V_{wt}] = \dot{m}_f - \dot{m}_d \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} [\rho_s u_s V_t + (\rho u)_{ws} V_{wt} + M_t C T_{sat}] = \dot{Q} + \dot{m}_f h_f - \dot{m}_d h_s \quad (2)$$

که در این دو معادله

$$V_t = V_{wt} + V_{st}$$

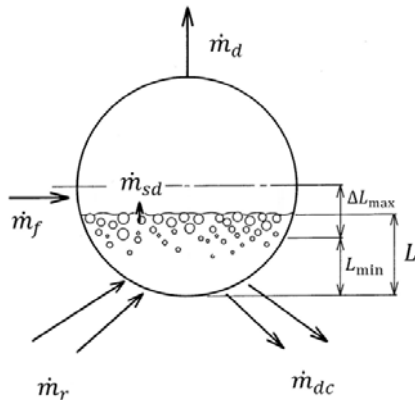
$$\rho_{ws} = \rho_w - \rho_s$$

$$(\rho u)_{ws} = \rho_w u_w - \rho_s u_s$$

می باشد. V_t حجم کل زیرسیستم اول می باشد. در این دو
 معادله ρ_s ، ρ_{ws} ، 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 مافوق گرم کن 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

¹- Waterwalls
²- Steady State



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

فرایندی که در استوانه اتفاق می افتد بسیار پیچیده است. جریان دو فاز 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 مافوق گرم کن ها جریان می یابند. در این مقاله فرض شده است که جدایش فاز ها به صورت کاملاً ثقیلی و در زیر سطح آب استوانه اتفاق می افتد. در مولد های بخار، معمولاً سطح استوانه را به صورت زیر تعریف می کنند [۱]:

$$l = \frac{V_{sd}^* - V_{sd}}{A_d} \quad (8)$$

که در آن 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 پارامترها (V_{sd}^0 در [۱]) مبهم تعریف شده است. یکی دیگر از پارامترها (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 معیار 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 پارامترهای تعریف کننده مدل توزیع بخار فیزیکی باشند. با موازنه جرم برای بخار بالای سطح خواهیم داشت:

$$\frac{d}{dt} [\rho_s V_{sd}] = \dot{m}_{sd} - \dot{m}_d \quad (9)$$

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

$$x_r = \frac{\dot{Q}}{\dot{m} h_{ws}} \quad (3)$$

$$\bar{\alpha} = \frac{\rho_w}{\rho_{ws}} \left[1 - \frac{\rho_s}{\rho_{ws} x_r} \ln \left(1 + \frac{\rho_{ws}}{\rho_s} x_r \right) \right] \quad (4)$$

که در این دو معادله \dot{Q} گرمای یکنواخت داده شده به لوله، x_r دبی جرمی، کیفیت جریان دو فاز 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:

$$V_r \frac{d}{dt} [\rho_w - \bar{\alpha}_V \rho_{ws}] = \dot{m}_{dc} - \dot{m}_r \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} [V_r (\rho_w u_w - \bar{\alpha}_V (\rho u)_{ws}) + M_r C T_{sat}] \\ = \dot{Q} + (\dot{m}_{dc} - \dot{m}_r) h_w \\ + \dot{m}_r x_r \end{aligned} \quad (6)$$

جریان جرم در گردش طبیعی

معادله موازنه مومنتوم برای حلقه لوله های پایین آورنده 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 پایین آورنده و بالابرنده، A_{dc} سطح مقطع لوله پایین آورنده، 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:

$$\dot{m}_{dc}^2 = \frac{2}{k} \rho_w A_{dc} \rho_{ws} \bar{\alpha}_V V_r g \quad (7)$$

توزیع بخار در استوانه

برای درک بیشتر، شکل ۳ را در نظر بگیرید.

معادلات مربوط به لوله های بالا برنده در حالت تعادل:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{dc} &= \dot{m}_r \\ \dot{Q} &= \dot{m}_{dc} x_r h_{ws} \\ \bar{\alpha} &= \frac{\rho_w}{\rho_{ws}} \left[1 - \frac{\rho_s}{\rho_{ws} x_r} \ln \left(1 + \frac{\rho_{ws}}{\rho_s} x_r \right) \right] \end{aligned} \quad (16)$$

معادله موازنه مومنتوم برای لوله های پایین آورنده در حالت تعادل:

$$\dot{m}_{dc} = \sqrt{\frac{2}{k} \rho_w A_{dc} \rho_{ws} \bar{\alpha} V_r g} \quad (17)$$

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

$$\begin{aligned} & \left[x_r^2 - \frac{\rho_s x_r}{\rho_{ws}} \ln \left(1 + \frac{\rho_{ws}}{\rho_s} x_r \right) \right] \\ &= \frac{k}{2} \frac{\dot{Q}^2}{V_r g A_{dc} (\rho_w h_{ws})^2} \end{aligned} \quad (18)$$

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 فازها 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:

$$\begin{aligned} V_{wt} &= V_t - \bar{\alpha} V_r - V_{sd}^* \\ &= \frac{\dot{m}_d (V_d - V_{sd}^*)}{1.41 \rho_s A_d \left(\frac{\sigma g \rho_{ws}}{\rho_w^2} \right)^{\frac{1}{4}} + \dot{m}_d} \end{aligned} \quad (19)$$

۳.۳ مدل سازی 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 زیادتیر 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 مافوق گرم کن ها، خواهیم داشت (شکل ۴):

$$\frac{d}{dt} [\rho_{SH} V_{SH}] = \dot{m}_s - \dot{m}_d \quad (20)$$

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

که در آن \dot{m}_d دبی جرمی بخار خروجی از استوانه به سمت مافوق گرم کن 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:

$$\dot{m}_{sd} = \rho_s v_{Drift} A_d \alpha_m \quad (10)$$

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:

$$\alpha_m = \frac{V_{ms}}{V_m} \quad (11)$$

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:

$$\begin{aligned} V_{ms} &= V_t - V_{wt} - \bar{\alpha} V_r - V_{sd} \\ V_m &= V_d - V_{sd} \end{aligned} \quad (12)$$

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

$$v_{Drift} = \frac{1.41}{1 - \alpha_m} \left(\frac{\sigma g \rho_{ws}}{\rho_w^2} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (13)$$

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

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} [\rho_s V_{sd}] \\ &= 1.41 \rho_s A_d \left(\frac{\sigma g \rho_{ws}}{\rho_w^2} \right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{1}{1 - \frac{V_t - V_{wt} - \bar{\alpha} V_r - V_{sd}}{V_d - V_{sd}}} - 1 \right) \\ & - \dot{m}_d \end{aligned} \quad (14)$$

به این ترتیب معادله دینامیکی توزیع بخار در استوانه به دست می آید. شبیه سازی 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:

$$\begin{aligned} \dot{m}_f &= \dot{m}_d \\ \dot{Q} &= \dot{m}_s h_s - \dot{m}_f h_f \end{aligned} \quad (15)$$

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 می‌شود:

$$T(s) = \frac{ce^{-tds}}{\tau s + 1} \quad (24)$$

که در آن τ ثابت زمانی، t_d تاخیر زمانی و C عدد ثابت می‌باشند.

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. پارامترها و اطلاعات لازم برای مولد بخار شبیه‌سازی شده در ذیل آمده اند [۱]:

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

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

$$\begin{aligned} f_1 &= 0.1 \text{ kPa/kg}^2 \\ f_2 &= 0.1 \text{ kPa/kg}^2 \\ V_{SH} &= 20 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

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

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

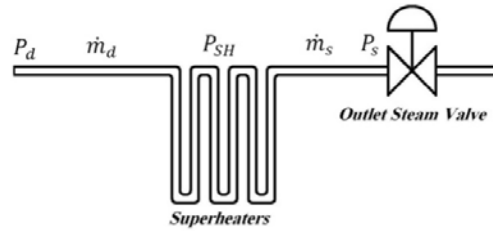
مدل شیر کنترل آب تغذیه [۱۰]:

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

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



شکل ۴ مافوق گرم کن ها و شیر کنترل بخار خروجی

فرض می‌کنیم کنترلگر دما در مافوق گرم کن ها به صورت اتوماتیک عمل می‌کند. پس فرایندی را که بخار در مافوق گرم کن ها طی می‌کند، از نظر دمایی پایدار در نظر می‌گیریم. بنابراین فقط وابسته به فشار بوده و دمای آن نیز میانگین دمای ورود (اشباع) و خروج از مافوق گرم کن ها (معمولاً 540 °C) در نظر می‌گیریم [۹]. با توجه به مرتبه اول بودن معادله بالا، فشار مافوق گرم کن ها را به عنوان متغیر حالت ششم انتخاب می‌کنیم. برای سادگی فرض می‌کنیم بخش اول افت فشار تا مافوق گرم کن ها و بخش دوم آن بعد از مافوق گرم کن ها اتفاق می‌افتد. به این ترتیب فشار مافوق گرم کن ها نیز میانگین فشار ورود و خروج در نظر گرفته می‌شود. بنابراین، با توجه معادلات مکانیک سیالات، خواهیم داشت [۴]:

$$P_d - P_{SH} = f_1 \dot{m}_d^2 \quad (21)$$

$$P_{SH} - P_s = f_2 \dot{m}_s^2 \quad (22)$$

که در این دو معادله f_1 و f_2 ضرایب ثابت مربوط به افت فشار در مافوق گرم کن ها و لوله های رابط، P_{SH} فشار میانگین بخار در مافوق گرم کن ها و P_s فشار بخار خروجی از مافوق گرم کن ها روی شیر کنترل می‌باشند. مسئله کنترل فشار در نیروگاه ها نیز به حفظ و کنترل فشار P_s پیرامون مقدار مطلوب آن^۱ مربوط می‌شود.

۳.۴. زیرسیستم دوم در حالت تعادل

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

$$\begin{aligned} \dot{m}_s &= \dot{m}_d \\ P_d - P_{SH} &= f_1 \dot{m}_d^2 \\ P_{SH} - P_s &= f_2 \dot{m}_s^2 \end{aligned} \quad (23)$$

^۱- Steam Pressure Set Point

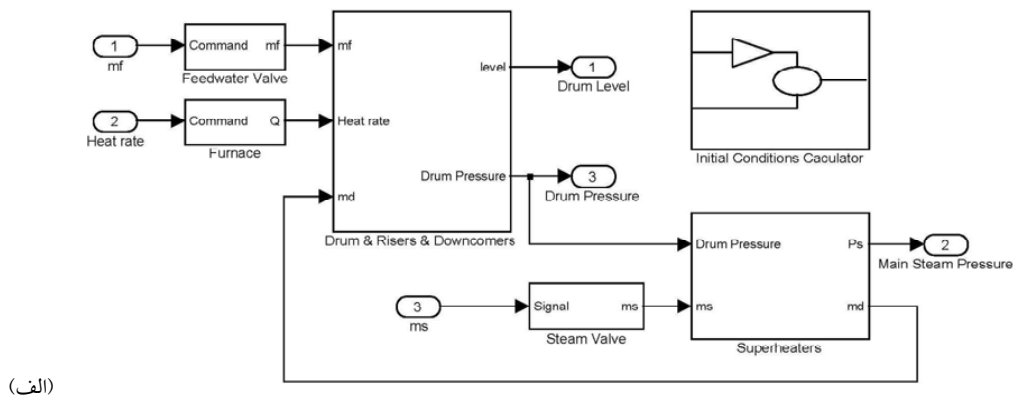
در بار های کاری مختلف محاسبه گردیده اند اما معادلات مربوط به مدل حاضر به صورت غیر خطی و با روش تکرار در هر گام زمانی حل شده‌اند. علت اختلاف بین پاسخ دو مدل نیز به این موضوع و البته تفاوت مدل های توزیع بخار مربوط می شود. همچنین، معادلات تقریبی خواص ترمودینامیکی مورد استفاده در محاسبات مربوط به دو مدل 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 10 kg/s تغییر ۵٪ 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.

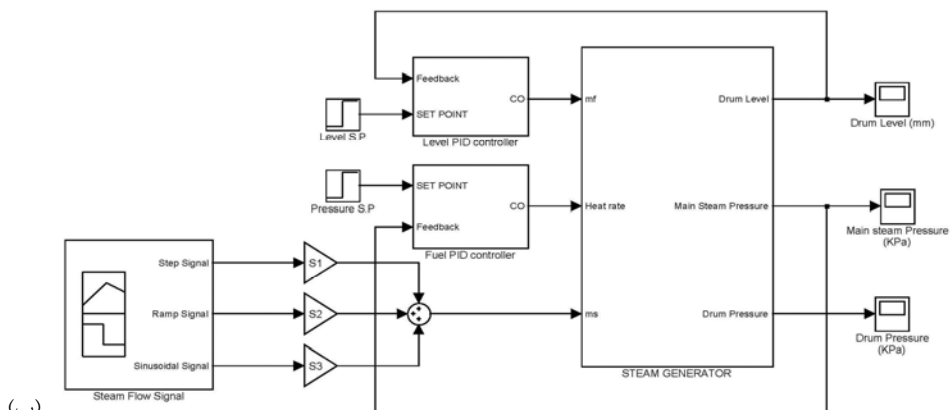
ترمودینامیکی آب بر اساس استاندارد IAPWS IF-97 نوشته شده است، استفاده شده است. با حل همزمان دو معادله (۱) و (۲)، دو متغیر حالت P_d و V_{wt} محاسبه می شوند. معادلات دینامیکی دیگر با مشخص بودن این دو متغیر و ورودی های دینامیکی خود، حل شده و روند شبیه‌سازی کامل می شود. در شکل ۵-الف) نمودار بلوکی کل مولد 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 مافوق گرم کن ها و سطح آب استوانه می باشند.

۴.۱. پاسخ حلقه باز مولد بخار

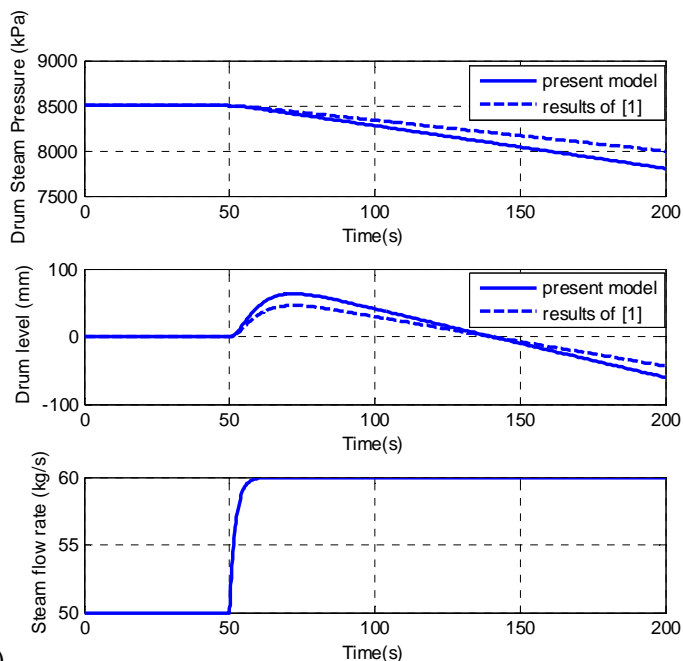
اکنون می توان پاسخ حلقه باز مولد بخار را به دست آورد. ابتدا برای صحت یابی، پاسخ حلقه باز مولد بخار به 10 kg/s تغییر پله ای در دبی جرم خروجی متناظر به بار ۵۰ درصد، استخراج و با نتایج عددی [۱] مقایسه شده است. همانگونه که در شکل ۵-ج) مشاهده می شود، پاسخ ها همخوانی قابل قبولی با یکدیگر دارند و می توان ادعا 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



(الف)

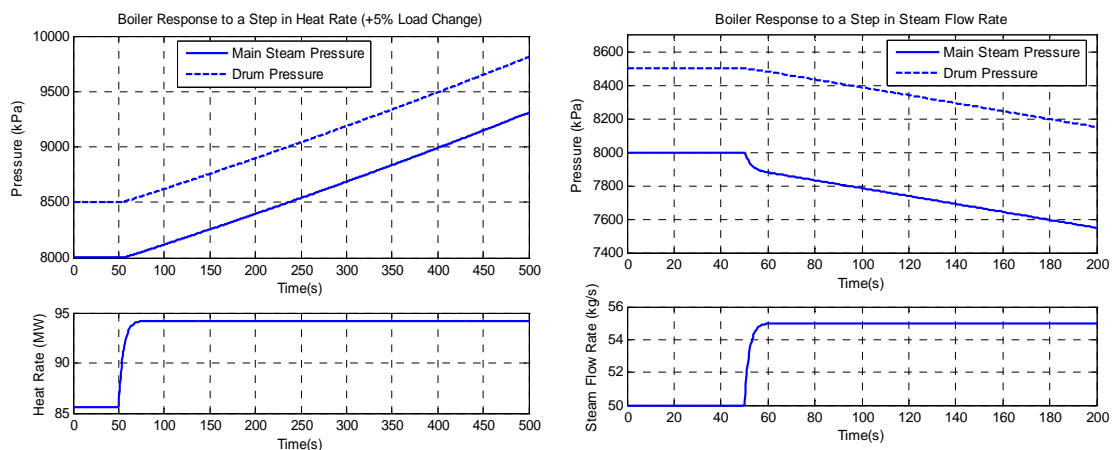


(ب)



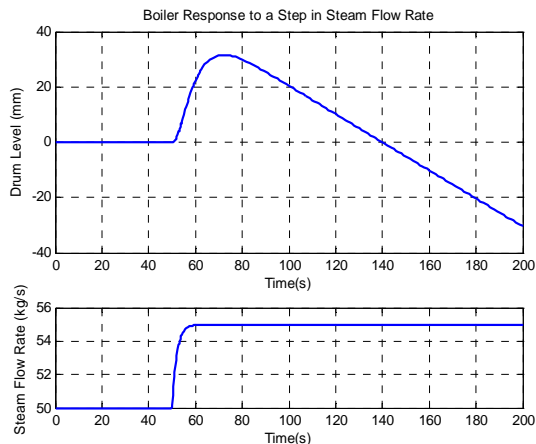
(ج)

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 مولد بخار حلقه باز به 10 kg/s تغییر پله ای در دبی جرم بخار خروجی مربوط به بار ۵۰ درصد (منحنی مماس مربوط به مدل حاضر، منحنی خط چین مربوط به مدل مرجع [۱])

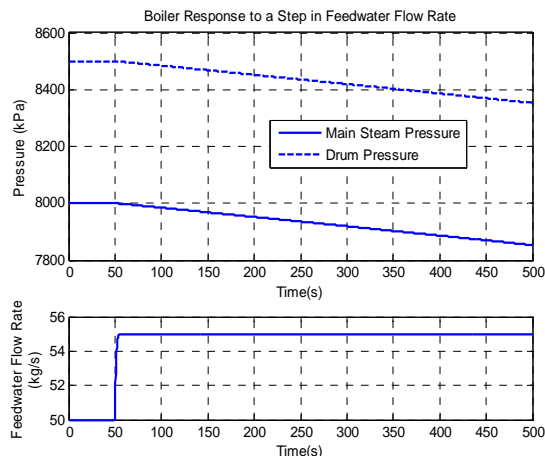


شکل ۷ پاسخ حلقه باز فشار مولد بخار به ۱۰ درصد تغییر پله ای در نرخ انتقال حرارت

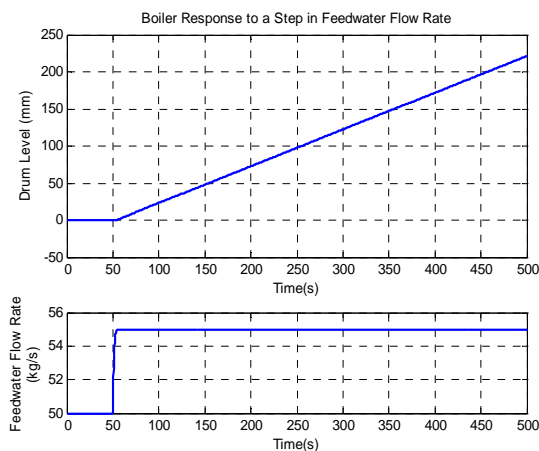
شکل ۶ پاسخ حلقه باز فشار مولد بخار به 5 kg/s تغییر پله ای در دبی جرمی بخار خروجی



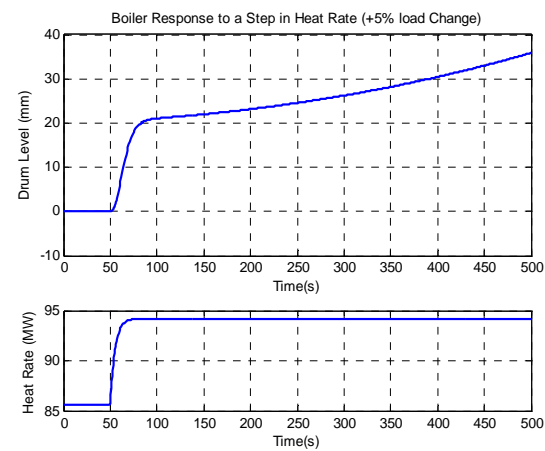
شکل ۹ پاسخ حلقه‌باز سطح آب استوانه مولد بخار به ۵ kg/s تغییر پله ای در دبی جرمی بخار خروجی



شکل ۸ پاسخ حلقه‌باز فشار مولد بخار به ۵ kg/s تغییر پله ای در دبی جرمی آب تغذیه



شکل ۱۱ پاسخ حلقه‌باز سطح آب استوانه مولد بخار به ۵ kg/s تغییر پله ای در دبی جرمی آب تغذیه



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

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

الته 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 ۵ kg/s تغییر پله ای، ابتدا سطح آب استوانه افزایش و سپس کاهش می یابد. این تغییرات به پدیده تورم و جمع شدگی بخار مربوط

$$K_{Cr1} = 4535; P_{Cr1} = 12.69$$

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 می‌دهیم، به صورت زیر استخراج می‌کنیم:

$$K_{Cr2} = 13; P_{Cr2} = 16.4$$

همان گونه که مشاهده می‌شود پریود بحرانی مربوط به فشار بخار خروجی از پریود بحرانی مربوط به سطح آب استوانه کمتر می‌باشد. بنابراین پاسخ آزاد حلقه فشار سریع‌تر از حلقه دیگر رخ می‌دهد. پس بدیهی است، ابتدا باید فقط حلقه فشار را بسته و کنترلگر فشار را تنظیم نمود. در مرحله بعد، در حالی که فشار بخار تحت کنترل می‌باشد، سطح آب استوانه را نیز حلقه‌بسته کرده و با استفاده از مشخصه‌های 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 می‌کنیم [۱۶]. اگر کنترلگر فشار را به مدل اعمال کنیم، می‌توانیم پاسخ مولد بخار را به اغتشاشات ناشی از دبی جرمی خروجی به دست آوریم. لازم به ذکر است، کنترلگرهای تناسبی و تناسبی-انتگرالی نیز اعمال شدند، اما اولی به دلیل وجود خطای حالت ماندگار و دومی به دلیل ناپایداری کردن سیستم غیر قابل قبول هستند. البته در ادامه به مزیت‌های کنترلگر PID نسبت به کنترلگر تناسبی اشاره خواهد شد. پاسخ سیستم به کنترلگر PID فشار در ادامه آورده شده‌اند.

همان گونه که در شکل ۱۲ مشاهده می‌شود، با اعمال کنترلگر PID 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 می‌باشد. 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 می‌شویم 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 می‌شود. در واقع کنترلگر سطح باید هنگامی طراحی شود که

می‌یابد. 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 می‌شود، محتوای بخار را چندان تغییر نمی‌دهد به همین دلیل تغییرات ناگهانی در سطح آب به وجود نمی‌آید. با بررسی پاسخ‌ها، واضح است که سیستم حلقه‌باز به طور ذاتی ناپایدار می‌باشد.

۴.۲. انتخاب متغیرهای دستکاری شونده

با بررسی پاسخ‌های حلقه‌باز، مشاهده می‌شود که به ازای تغییرات نسبی یکسان در ورودی‌ها، فشار خروجی و سطح آب به یک اندازه تغییر نمی‌کنند. 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 نگه‌داری و کنترل به هنگام تغییر بار، می‌توان نرخ انتقال حرارت را به عنوان متغیر دستکاری شونده^۱ 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 کنترلگرها را طبق قواعد تنظیم زیگلر-نیکولز طراحی می‌کنیم. 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 متغیرهای تحت کنترل و دبی جرمی بخار خروجی از مافوق‌گرم‌کن‌ها به عنوان اغتشاش‌گر در نظر گرفته می‌شوند. 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 می‌دهیم، به صورت زیر استخراج می‌کنیم:

^۱ - Manipulated Variable

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

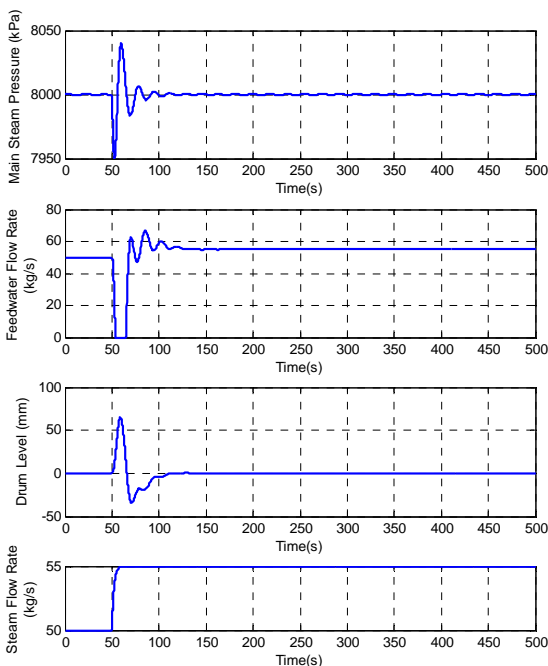
۵.۲. تحلیل پاسخ مولد بخار در وضعیت فشار-حلقه بسته و سطح-حلقه بسته

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

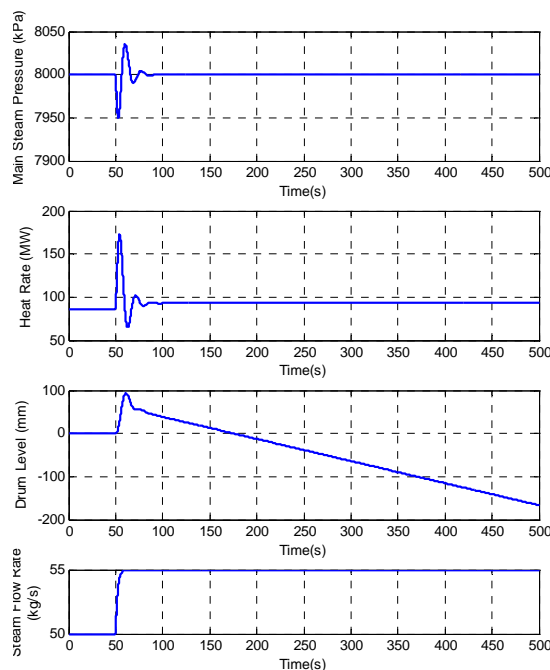
$$K_{cr2} = 2.6; P_{cr2} = 18.44$$

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 صحنه می گذارد. به عبارت دیگر، اگر کنترلگر سطح آب استوانه در وضعیت فشار-حلقه باز طراحی شود، با حلقه بسته 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.

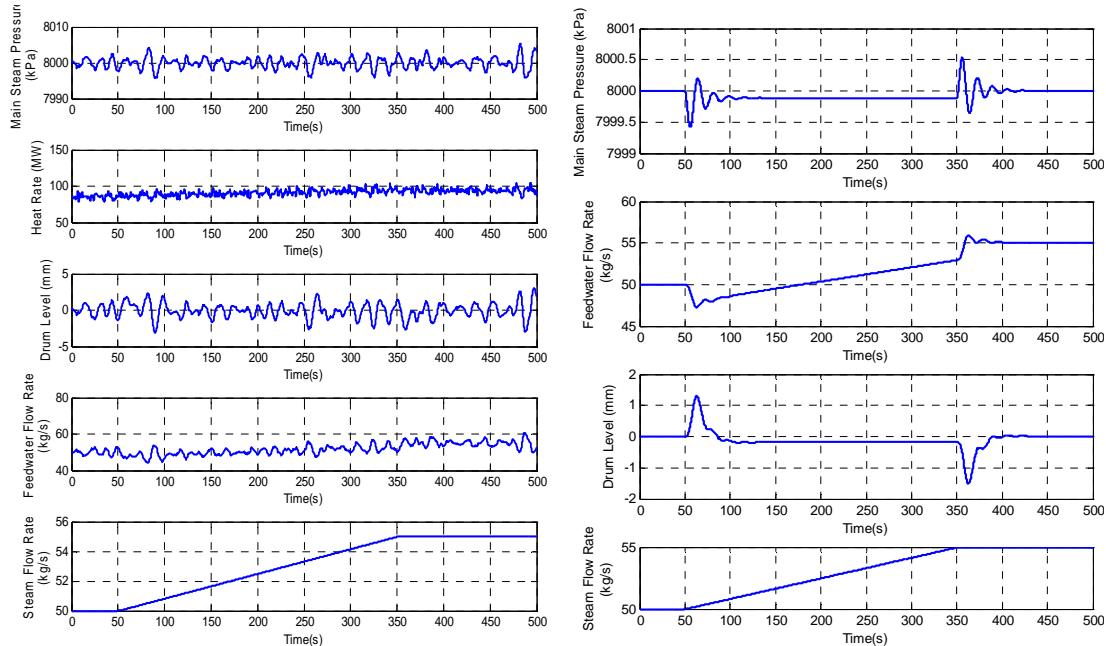
فشار بخار خروجی حلقه بسته باشد. علت به اقدامات جبرانی کنترلگر فشار بخار مربوط می شود. به هنگام افزایش دبی جرم خروجی، فشار افت می کند که متعاقب آن کنترلگر فشار با افزایش نرخ انتقال حرارت در صدد جبران بر می آید. از طرف دیگر، همان گونه که در شکل های ۹ و ۱۰ مشاهده می شود، افزایش دبی جرم خروجی و نرخ انتقال 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-حلقه باز بالا بیاید که لحاظ نمودن این نکته در طراحی کنترلگر سطح آب، بسیار ضروری است. همچنین، فراجاهش نرخ انتقال حرارت (شکل ۱۲) بسیار زیاد می باشد به طوریکه در عرض ۱۰ ثانیه فراجاهش 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 ۱۳ پاسخ مولد بخار به ۵ kg/s تغییر پله ای در دبی جرمی بخار خروجی



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



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

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 مافوق گرم کن 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 حلقه باز سیستم مولد بخار به دست آمدند. در ادامه دو کنترلر PID یکی برای کنترل فشار خروجی مافوق گرم کن ها و دیگری برای کنترل سطح آب استوانه، با استفاده از قواعد تنظیم زیگر

همان گونه که در شکل ۱۳ مشاهده می شود، با محاسبه ضرایب PID پیشنهاد شده توسط زیگلر و نیکولز و اعمال کنترلرگر به سیستم مولد بخار، واضح است که کنترلرگر PID خطای حالت ماندگار را (نسبت به کنترلرگر P) در پاسخ سطح آب به تغییر پله صفر نموده است. مقدار زمان نشست ۶۰ ثانیه می باشد. فراجش سطح آب استوانه در تغییر بار پله، از ۷۰mm در کنترلرگر P به حدود ۶۰mm در کنترلرگر PID رسیده است. در شکل ۱۴ پاسخ مولد بخار به تغییر شیب نشان داده شده است، انحراف سطح آب در حدود ۱ میلی متر و انحراف فشار بخار در حدود ۰.۵ کیلو پاسکال می باشد. البته کنترلرگر 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 واقعی تر 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

Simulation", IEEE Transactions on Power Systems, 1999, Vol. 14, No. 1.

[۹] الوکیل، محمد، "نیروگاه‌های حرارتی"، ترجمه کاظم سراجی، 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, Warminster, 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.

نیکولز طراحی گردید. برهم کنش 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 simplified 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 O' Malley, M. J., "A Drum Boiler Model for Long Term Power System Dynamic