

## مدل‌سازی رفتار گذرای بویلر بازیاب در حالت کارکرد جزیره‌ای

ابراهیم محمدپور<sup>۱</sup> و مسعود ضیاءبشرحق<sup>۲</sup>

دانشکده مهندسی مکانیک

دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

(تاریخ دریافت: ۸۹/۰۷/۰۵؛ تاریخ پذیرش: ۹۱/۰۵/۱۰)

### چکیده

بویلر بازیاب حرارت یکی از اجزای اصلی نیروگاه‌های سیکل ترکیبی به‌شمار می‌رود. شرایط کارکردی بویلر بازیاب به‌گونه‌ای است که اغلب در معرض تغییرات دبی و دمای دود ورودی به آن می‌باشد. این تغییرات در زمانی که نیروگاه در شرایط کارکرد جزیره‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرد، بیشتر بوده و نیازمند توجه ویژه می‌باشد. در این مقاله، به بررسی کارکرد جزیره‌ای بویلر بازیاب حرارت می‌پردازیم. ابتدا مدل‌سازی سطوح حرارتی را انجام داده و پس از دستیابی به مجموعه کد نرم‌افزاری که قابلیت پیش‌بینی رفتار گذرای بویلر بازیاب را داشته باشد، عملکرد بویلر را در شرایط تغییر بار توربین گازی که به آن متصل است، بررسی می‌کنیم. روش‌های مختلف تغییر بار توربین گازی را برای کاهش بار استفاده می‌کنیم و به مقایسه کارکرد بویلر در تغییر بار توربین گازی با هر یک از روش‌های مذکور خواهیم پرداخت. به‌منظور اطمینان از نتایج روش عددی، از نتایج نرم‌افزار تجاری ترموفلو که مقادیر حالت پایا را ارائه می‌دهد، استفاده می‌شود.

**واژه‌های کلیدی:** بویلر بازیاب حرارت، کارکرد جزیره‌ای، مدل‌سازی گذرا، کارکرد بار جزئی

## Transient Thermal Modeling of Heat Recovery Steam Generator in Island Mode Operation

E. Mohammadpour and M. Ziabasharhagh

Mech. Eng. Depart

K.N. Toosi Univ. of Tech.

(Received: 27 September, 2010; Accepted: 31 July, 2012)

### ABSTRACT

Heat recovery steam generator (HRSG) is a major component of combined cycle power plant. This component is often subject to gas turbine exhaust temperature and mass flow rate variation. If the power plant works on the island mode, this variation will be more and special attention is needed. In this paper, we predict the island mode operation of HRSG. At first, thermal modeling is done and a code to predict the transient behavior of the HRSG is generated. Then HRSG's performance with regard to changes in GT's load will be investigated. We use different strategies for gas turbine load reduction and compare HRSG's performance. To ensure the correct performance of developed code, the steady-state numerical output of the model will be checked with the output of THERMOFLOW software.

**Keywords:** Heat Recovery Steam Generator (HRSG), Island Mode Operation, Transient Modeling, Part Load Operation

۱- کارشناس ارشد: e.mohammadpour@live.com

۲- دانشیار (نویسنده پاسخگو): mzia@kntu.ac.ir

## ۱- مقدمه

در چند دهه اخیر به دلیل افزایش قیمت سوخت‌های فسیلی، بازیابی انرژی‌های تلف شده اهمیت روزافزونی یافته است. در همین زمینه، استفاده از بویلر بازیاب جهت بازیابی حرارتی محصولات احتراق خروجی از توربین گاز و یا به عبارت دیگر تبدیل سیکل ساده توربین گاز به سیکل ترکیبی، گسترش چشمگیری داشته است. فراگیر شدن بویلر بازیاب و سیکل ترکیبی و نیاز به بررسی و بهبود آن باعث شده است که در سال‌های اخیر تحقیقات متعددی در ارتباط با توربین گاز، بویلر بازیاب و سیکل ترکیبی انجام گیرد.

نیروگاهی که به صورت مستقل از شبکه سراسری انتقال برق مورد استفاده قرار گیرد، به اصطلاح در حالت جزیره‌ای کار می‌کند. در نتیجه بویلر بازیابی که در یک سیکل ترکیبی در حالت کارکرد جزیره‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرد، در طول روز با تغییر شرایط کارکرد مواجه خواهد بود. این امر به دلیل تغییر بار توربین گاز می‌باشد که قطعاً روی کارکرد بویلر تأثیر می‌گذارد.

رفتار گذرای بویلر بازیاب قبلاً در تحقیقات متعددی مورد بررسی قرار گرفته است. مدل‌هایی که توسط پاشا، جولی و دکمپس ارائه شده است، همچنان نیز قابلیت اطمینان و بکارگیری خود را در مقالات علمی حفظ کرده اند [۱-۳]. در تحقیقات محققان کره‌ای و نیز محققان کشورمان بر روی بویلر بازیاب، اغلب به بررسی کارکرد بویلر در زمان راه‌اندازی و خاموش کردن پرداخته شده است [۴-۸]. اما در این تحقیقات، تغییر بار بویلر در کارکرد جزیره‌ای نیروگاه، که در طول روز ممکن است چندین مرتبه اتفاق بیفتد [۹]، کمتر مشاهده می‌شود.

در این مقاله پس از مدل‌سازی بویلر بازیاب، به بررسی کارکرد گذرای بویلر در تغییرات بار در حالت جزیره‌ای می‌پردازیم. بدین منظور یک بسته نرم‌افزاری که قابلیت پیش‌بینی رفتار بویلر را داشته باشد، تولید می‌شود. یکی از مسائل مهم در کارکرد گذرای بویلر، کنترل سطح آب درام است که به این موضوع نیز در پرداخته شده است. به منظور سنجش صحت نتایج شبیه‌سازی عددی، از نتایج نرم‌افزار تجاری ترموفلو نیز که مقادیر حالت پایا را نشان می‌دهد، استفاده خواهد شد. در مرجع [۱۰] اعتبارسنجی نتایج این

نرم‌افزار با مقایسه با مقادیر موجود در مدارک نیروگاهی صورت گرفته است. تفاوت عمده این مقاله با کارهای انجام شده در این است که ما برای تغییرات بار توربین گاز در حالت جزیره‌ای روش‌های متفاوتی را انتخاب می‌کنیم. سپس تأثیر هر یک از این روش‌ها را بر کارکرد بویلر بررسی می‌کنیم. در نهایت با تکیه بر نتایجی که حاصل می‌شود، می‌توان استراتژی مناسبی برای تغییر بار توربین گاز در بارهای مختلف ترسیم کرد که نوسانات کاری بویلر بازیاب کمتر شده و راندمان بهتری نیز داشته باشیم.

## ۲- کارکرد جزیره‌ای توربین گاز

با توجه به وابستگی کامل بویلر بازیاب به توربین گاز، در اینجا نیاز است ابتدا مروری بر روند تغییرات بار توربین گاز و روش‌های مختلف تغییر بار داشته باشیم. بررسی کامل این مطلب در مرجع [۹] ارائه شده است.

تغییر بار توربین گاز با ثابت ماندن یکی از سه پارامتر زیر انجام می‌گیرد: دبی هوای ورودی به کمپرسور، دمای خروجی توربین، دمای ورودی توربین.

الف) برای کاهش بار در حالتی که دبی هوای ورودی به کمپرسور ثابت باقی بماند، راهی جز کاهش مصرف سوخت در محفظه احتراق نیست. با کاهش بار در این روش موارد زیر را خواهیم داشت: ثابت ماندن دبی هوای ورودی، کاهش دبی مصرف سوخت، کاهش دمای خروجی توربین<sup>۱</sup> و کاهش دمای ورودی توربین<sup>۲</sup>.

ب) برای کاهش بار در روش دوم، باید با کاستن هم‌زمان دبی هوا و سوخت، بار را چنان کاهش داد که دمای گاز در خروجی توربین ثابت بماند که در این صورت نتایج زیر را به دنبال خواهد داشت: کاهش دبی هوای ورودی (ثابت نگه داشتن دمای گاز خروجی)، کاهش دبی مصرف سوخت (کاهش بار)، کاهش دمای ورودی توربین و ثابت ماندن دمای خروجی توربین و

ج) در روش سوم برای کاهش توان، نحوه تغییرات دبی سوخت و هوا به گونه‌ای است که با کاهش توان، دمای گاز در ورودی توربین ثابت باقی می‌ماند و سایر پارامترها بدین شکل رفتار می‌کنند: کاهش دبی هوای ورودی، کاهش دبی مصرف

1- Turbine Exhaust Temperature (TET)

2- Turbine Inlet Temperature (TIT)

$$\dot{Q}_{fin} = \frac{M_{fin} C_{fin} (T_{fin}^{i+1} - T_{fin}^i)}{t^{i+1} - t^i}, \quad (3)$$

که در این رابطه،  $M_{fin}$  جرم فین‌ها،  $C_{fin}$  ظرفیت گرمایی فلز فین و مقادیر  $i$  و  $i+1$  نشان‌دهنده زمان در ابتدا و انتهای یک گام زمانی است. همچنین برای لوله‌ها، رابطه‌ای مشابه این رابطه خواهیم داشت.

انتقال حرارت جابه‌جایی که درون لوله‌ها رخ می‌دهد و میزان حرارتی که به آب/بخار داده می‌شود، با رابطه زیر بیان می‌شود:

$$\dot{Q}_{st} = \dot{m}_{st} (h_{st,o} - h_{st,i}) = U_i A_i (T_{me} - \bar{T}_{st}). \quad (4)$$

$\dot{m}_{st}$  دبی جرمی بخار عبوری،  $h_{st,i}$  و  $h_{st,o}$  به ترتیب آنتالپی بخار در ورود و خروج از لوله‌های مبدل حرارتی می‌باشند.  $U_i$  ضریب انتقال حرارت داخلی لوله‌ها،  $A_i$  سطح داخلی لوله‌ها و  $\bar{T}_{st}$  دمای میانگین بخار در عبور از لوله‌های مبدل مورد بررسی می‌باشد. برای تخمین دمای فین‌های اواپراتور از رابطه زیر استفاده می‌شود: [۷]

$$T_{f, evp} = T_{me, evp} + 0.65 (\bar{T}_{g, evp} - T_{me, evp}). \quad (5)$$

در شرایط کارکرد دائم نیروگاه، که الزاماً سطوح فشار باید کمترین تغییرات را داشته باشند، فرض ثابت ماندن فشار در محاسبات منطقی خواهد بود. بنابراین برای محاسبه میزان حرارت جذب شده به وسیله مخلوط بخار و آب درون اواپراتور باید از رابطه زیر استفاده شود:

$$\dot{Q}_{mix, evp} = x \dot{m}_{cir} (h_v - h_l), \quad (6)$$

که در آن،  $x$  کیفیت بخار خروجی اواپراتور،  $\dot{m}_{cir}$  دبی آب سیرکولاسیون در اواپراتور،  $h_v$  و  $h_l$  به ترتیب آنتالپی بخار و آب اشباع درون اواپراتور می‌باشند. در اواپراتورهای گردش طبیعی، دبی آب سیرکولاسیون (که از طریق پایین آورنده جاری می‌شود) از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۵]:

$$\dot{m}_{cir} = \frac{A_{DC}}{v_1} \sqrt{\frac{2g \cdot L_{DC} \ln \frac{R}{R-1}}{k_{DC} (R+3) + (R-1)}}, \quad (7)$$

که در این رابطه،  $A_{DC}$  و  $L_{DC}$  به ترتیب سطح و طول مقطع لوله پایین آورنده،  $g$  شتاب جاذبه زمین،  $k_{DC}$  ضریب افت و  $R$  از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$R = \frac{v_2}{v_1}. \quad (8)$$

سوخت، ثابت ماندن دمای ورودی توربین و افزایش دمای خروجی توربین. همان‌طور که مشاهده می‌شود، هر یک از این روش‌ها پیامدهای خاص خود را دارند. در نتیجه بسته به شرایط حاکم بر توربین گاز و بویلر بازیاب پس از آن، روند تغییر باری که مناسب سیستم موجود باشد، انتخاب می‌شود.

### ۳- فرضیات و معادلات حاکم

فرضیاتی که در مدل‌سازی بویلر بازیاب در نظر می‌گیریم به قرار زیر می‌باشد:

(الف) در هر بخش دمای گاز در مقاطع ورودی و خروجی، یکنواخت در نظر گرفته می‌شود،  
 (ب) از انتقال حرارت تشعشعی صرف نظر می‌شود،  
 (ج) در بخش‌های اکونومایزر و سوپرهیتر، دمای فین و فلز لوله‌ها یکسان فرض خواهد شد و  
 (د) در بخش اواپراتور دمای دیواره لوله‌ها برابر دمای اشباع آب در نظر گرفته می‌شود.

### ۳-۱- بالانس حرارتی

در هر یک از بخش‌های بویلر برای کاهش آنتالپی گازهای خروجی از توربین داریم:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g (h_{g,i} - h_{g,o}), \quad (1)$$

که در آن،  $\dot{m}_g$  دبی جرمی گازهای داغ است که در بویلر بازیاب جریان می‌یابد. مقادیر  $h_{g,i}$  و  $h_{g,o}$  نیز آنتالپی گازهای داغ به ترتیب در ورود و خروج از هر جزء می‌باشد.

با در نظر گرفتن ضریب  $K_1$  به عنوان افت حرارت از دیواره‌های بویلر، برای انتقال حرارت جابه‌جایی بین گازهای داغ عبوری و سطح خارجی دسته لوله‌ها داریم:

$$(1 - K_1) * \dot{Q}_g = \dot{Q}_{st} + \dot{Q}_{me, fin} = U_o A_o (\bar{T}_g - T_f), \quad (2)$$

که در آن،  $\dot{Q}_{st}$  مقدار حرارت جذب شده به وسیله جریان بخار و  $\dot{Q}_{me, fin}$  مقدار انتقال حرارت برای فلز لوله‌ها و فین‌ها است.  $U_o$  ضریب انتقال حرارت خارجی،  $A_o$  سطح مؤثر انتقال حرارت خارجی،  $\bar{T}_g$  دمای میانگین گاز بخش مورد بررسی و  $T_f$  دمای فین می‌باشد.

حرارتی که در یک فاصله زمانی  $(t_{i+1} - t_i)$  جذب فین‌های لوله‌ها می‌شود را می‌توان به صورت زیر بیان کرد:

کنترلر می‌باشند. برای محاسبه سطح آب از رابطه زیر استفاده می‌شود:

$$wl = \frac{V_{1,dr} - \frac{V_{dr}}{2}}{L_{dr} * D_{dr}} \quad (15)$$

در این رابطه،  $V_{1,dr}$  حجم آب درون درام،  $V_{dr}$  حجم درام،  $L_{dr}$  و  $D_{dr}$  به ترتیب طول و قطر داخلی درام می‌باشند. پرواضح است که سیستم‌های کنترلی که برای یک بویلر بازیاب مورد استفاده قرار می‌گیرد، محدود به این سیستم نمی‌باشد، اما در تحقیق حاضر نیازی به پرداختن به سایر سیستم‌های کنترلی نمی‌باشد و پیش‌بینی رفتار گذرای بویلر با اطلاعات کنونی قابل پیش‌بینی خواهد بود.

### ۳-۲- محاسبه ضرایب انتقال حرارت

برای محاسبه ضرایب انتقال حرارت خارجی در تمام بخش‌های بویلر از روابط شرکت ESCOA استفاده می‌شود [۱۲ و ۱۱]. اما برای ضریب انتقال حرارت داخلی رابطه مناسب برای هر بخش بویلر بازیاب با بخش دیگر متفاوت می‌باشد. برای ضریب انتقال حرارت داخلی در اکونومایزر از رابطه دیتوس- بولتر استفاده می‌کنیم [۱۳]:

$$U_i = 0.023 \frac{k}{d_i} Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (16)$$

خواص فیزیکی مانند ویسکوزیته، ضریب هدایت حرارتی و ضریب گرمای ویژه در محاسبه رینولدز و پراتنل در دمای میانگین محاسبه می‌شوند. برای بخش سوپرهیتر، علاوه بر رابطه دیتوس- بولتر، رابطه هینزمن نیز قابل استفاده است.

$$U_i = 0.0133 \frac{k}{d_i} Re^{0.84} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (17)$$

محاسبه ضریب انتقال حرارت داخلی برای داخل اواپراتور به دلیل وجود جریان دوفاز در مقاطعی از لوله‌ها، با پیچیدگی‌ها و خطاهای بسیار همراه است. روابطی که برای این ناحیه ارائه شده‌اند، اغلب دارای محدودیت‌هایی برای استفاده هستند. دو رابطه زیر برای محاسبه ضریب انتقال حرارت داخلی در اواپراتور پیشنهاد شده‌اند که با توجه به میزان شار حرارتی می‌توان ضریب انتقال حرارت داخلی را تعیین نمود.

رابطه تام:

$$U_i = 44.4(q'')^{0.5} \exp\left(\frac{P}{8.87}\right) \quad (18)$$

در رابطه‌های بالا،  $v_1$  و  $v_2$  حجم مخصوص، به ترتیب برای جریان‌های رو به پایین و رو به بالا می‌باشند. برای بررسی درام بخار باید با در نظر گرفتن درام به‌عنوان حجم کنترل، معادلات پایستگی جرم و انرژی را نوشته و گسسته‌سازی را روی آن معادلات انجام دهیم. معادله بقای جرم و بقای انرژی برای درام را به شکل زیر خواهیم داشت:

$$V \frac{d\rho}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_o, \quad (9)$$

$$V \frac{d(\rho e)_{dr}}{dt} = (\dot{m}h)_i - (\dot{m}h)_o \quad (10)$$

جرم و انرژی درام از روابط زیر قابل دستیابی می‌باشد:

$$m_{dr} = \rho_l V_l + \rho_v (V_{dr} - V_l), \quad (11)$$

$$(me)_{dr} = \rho_l V_l u_l + \rho_v (V_{dr} - V_l) u_v, \quad (12)$$

که زیرنویس‌های  $v$  و  $l$  مربوط به بخار و مایع می‌باشد. همچنین  $m$  جرم،  $e$  انرژی،  $\rho$  چگالی و  $V$  حجم را نشان می‌دهد. زیرنویس  $dr$  نیز مربوط به درام می‌باشد.

سطح آب درام در حین کارکرد گذرای بویلر بازیاب همواره مورد توجه ویژه قرار می‌گیرد. در شرایطی که تغییرات دما یا دبی دود ورودی به بویلر را داریم، میزان تولید بخار درون اواپراتور نیز تغییر می‌کند. این مسئله باعث تغییر سطح آب درون درام خواهد شد که اثرات نامطلوبی به همراه دارد و باید با روش‌های مناسب، از این نوسانات جلوگیری شود.

با کاهش تولید بخار در اواپراتور، میزان بخار درون درام کمتر شده و سطح آب درون درام بالاتر از حد نرمال قرار خواهد گرفت. در این صورت باید با کاهش دبی آب تغذیه طوری عمل نمود که سطح آب درام به مکان نرمال آن بازگردد و بالعکس. بدین منظور از یک سیستم کنترلی تناسبی- مشتق‌گیر<sup>۱</sup> استفاده می‌شود که ورودی سیستم در هر لحظه، میزان انحراف سطح آب از مکان نرمال آن و خروجی آن دبی آب تغذیه می‌باشد.

$$\dot{m}_{fw,new} = \dot{m}_{fw} + K_p e + K_d \frac{de}{dt}, \quad (13)$$

$$e = wl - NWL \quad (14)$$

در این روابط  $f_w$  به نشانه آب تغذیه،  $e$  به‌عنوان خطا یا انحراف سطح آب از میزان نرمال آن ( $NWL$ )،  $wl$  سطح آب در زمان محاسبه،  $K_p$  و  $K_d$  به ترتیب ضرایب تناسبی و مشتقی این

رابطه لوتر:

$$U_i = 1.266(q'')^{0.75} \exp\left(\frac{P}{62}\right) \quad (19)$$

در این روابط، P فشار برحسب بار و q'' شار حرارتی می باشد. پیشنهاد شده است که از بین دو جواب حاصل از این معادلات، مقدار بیشینه به عنوان ضریب انتقال حرارت داخلی انتخاب شود [۱۲]. مشاهده می شود که این پارامتر وابستگی کامل به شار حرارتی دارد و شرایط سطح خارجی تأثیر بسیاری بر این پارامتر خواهد داشت. برای محاسبه رینولدز درون لوله ها در هر یک از بخش های بویلر، باید توجه خود را به چگونگی توزیع جریان درون لوله ها معطوف نماییم. با دانستن نحوه توزیع جریان در لوله ها، دبی جریان درون هر لوله قابل محاسبه شده و رینولدز نیز قابل محاسبه خواهد بود.

#### ۴- بررسی نتایج

در این بخش سه حالت کارکرد را برای بویلر بازیاب بررسی می کنیم. ابتدا باید کارکرد بویلر را در بار ۱۰۰٪ توربین گاز به دست آوریم. سپس کارکرد بویلر بازیاب را در شرایط بار جزئی توربین گاز پیش بینی کنیم. به منظور اطمینان از نتایج

حل عددی، بویلر بازیاب را هم زمان به وسیله نرم افزار ترموفلو شبیه سازی کرده و از نتایج این نرم افزار استفاده می کنیم. لازم به ذکر است که نرم افزار ترموفلو قابلیت نشان دادن رفتار گذرا را ندارد و تنها نتایج حالت پایا را به ما می دهد. مشخصات اجزاء مختلف بویلر بازیاب مورد بررسی در جدول ۱ ارائه شده است. همچنین در شکل ۱ بویلر بازیاب و مسیرهای جریان نشان داده شده است. برای مدل سازی کامل سطوح مشخصات دیگری نظیر تعداد هدرها، نحوه ی تقسیم جریان ها، جنس لوله ها و غیره نیز نیاز می باشد که ذکر تمام جزئیات در اینجا ضروری به نظر نمی رسد.

#### ۴-۱- کارکرد بویلر در بار کامل توربین گاز

در ابتدای حل، باید با دادن مقادیر اولیه، که سعی بر آن است که به مقادیر حالت پایا نزدیک باشد، کارکرد بویلر برای بار ۱۰۰٪ توربین گاز را محاسبه کنیم. مشخصات دود ورودی به سیستم، همان مشخصات دود خروجی از توربین گاز در بار کامل می باشد، که در جدول ۲ دیده می شود.

جدول (۱): مشخصات هندسی بویلر بازیاب [۱۲].

Component		SH-HP2	SH-HP1	EV-HP	EC-HP2	SH-LP	EV-LP	EC-HP1
Transverse pitch	mm	۹۶	۹۶	۹۶	۹۶	۹۶	۹۶	۹۶
Longitude pitch	mm	۹۰	۹۰	۹۰	۹۰	۹۰	۹۰	۹۰
Number of rows		۷۸	۷۸	۷۸	۷۸	۷۸	۷۸	۷۸
Number of tubes per row		۳	۳	۱۶	۱۳	۱	۶	۶
Tube outer diameter	mm	۳۸	۳۸	۳۸	۳۸	۳۸	۳۸	۳۸
Tube Thickness	mm	۴/۸	۲/۷	۲/۴	۳/۴	۲/۴	۲/۴	۳/۴
Tube length	mm	۱۹۴۳۰	۱۹۴۶۰	۱۹۴۶۰	۱۹۴۶۰	۱۹۴۶۰	۱۹۴۶۰	۱۹۴۶۰
Fin height (hf)	mm	۱۵	۱۷	۱۷	۱۷	۱۷	۱۷	۱۷
Fin thickness (tf)	mm	۱/۲	۱/۲	۱/۲	۱/۲	۱/۲	۱/۲	۱/۲
Number of fin per meter		۲۲۸	۲۳۶	۲۴۰	۲۳۲	۱۵۷	۲۱۶	۲۴۰
Segment width	mm	۴	۴	۴	۴	۴	۴	۴
Fin uncut base height	mm	۶/۴	۶/۴	۶/۴	۶/۴	۶/۴	۶/۴	۶/۴
Drum inner diameter	mm	-	-	۱۹۸۰	-	-	۱۵۲۴	-
Drum Length	mm	-	-	۹۵۴۰	-	-	۶۵۰۰	-

نتایج کارکرد در بار کامل در جدول ۳ مشاهده می شود. با توجه به اینکه در اینجا کارکرد گذرا مد نظر نبوده است، صرفاً مقادیر عددی نقاط مختلف جریان در جدول نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می شود، تطابق مناسبی بین مقادیر محاسبه شده و خروجی های نرم افزار ترموفلو [۱۴]

جدول (۲): مشخصات دود خروجی توربین گاز در بار کامل و

بار ۸۰٪.

TIT	TET	IGV	بار نامی	دبی دود (kg/sec)
۳۵۵	۳۷۳	۴۳۳/۴	۴۳۵	دمای دود (K)
۸۴۲/۳	۸۱۲/۳	۷۳۷/۳	۸۱۲/۳	راندمان توربین گاز
۳۱/۴	۳۱/۶۴	۳۱/۹۸	۳۳/۲	

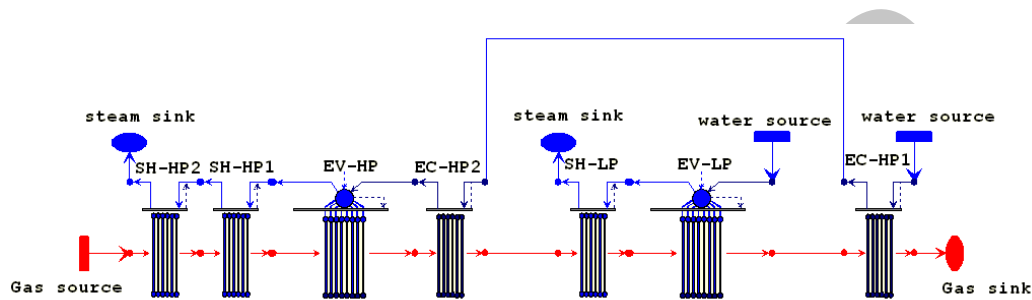
کمپرسور)، TET ثابت (دمای ثابت خروجی توربین گاز) و TIT ثابت (دمای ثابت ورودی به قسمت توربین یا همان دمای شعله) می‌باشد.

مقادیر دما و دبی دود خروجی از توربین گاز در بار ۸۰٪ برای هر یک از روش‌های کاهش بار در جدول ۲ مشاهده می‌شود. برای مقایسه بهتر، مقادیر مربوط به بار نامی نیز در کنار این اعداد قرار گرفته است.

وجود دارد. بیشترین خطا در این بخش، مربوط به دبی بخار فشار پایین می‌باشد که ۲/۴۸٪ بوده است.

#### ۴-۲- کاهش بار از بار نامی تا ۸۰٪ بار

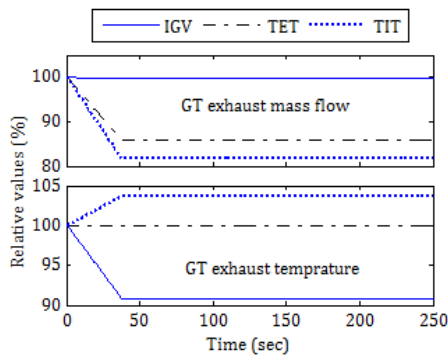
در این مرحله کارکرد بویلر بازیاب را در بار ۸۰٪ توربین گاز، و برای سه حالت مختلف تغییر بار توربین بررسی می‌کنیم. سه حالت مختلف تغییر بار توربین، همان‌طور که قبلاً ذکر شد، روش‌های IGV ثابت (دبی ثابت هوای ورودی به



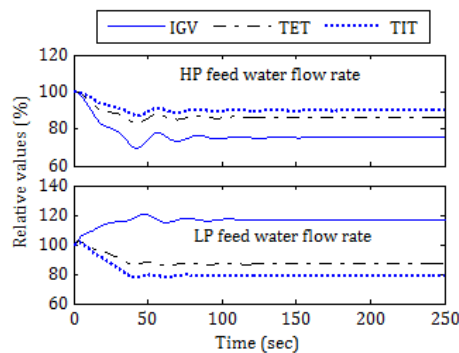
شکل (۱): شماتیکی از بویلر بازیاب دوفشاره تحت بررسی.

خطا (%)	خروجی ترموفلو	محاسبه شده	
۰/۲۴	۷۸۶/۰۷	۷۸۴/۱۴۸	دمای بخار خروجی سوپرهیتر فشار بالا ۲ (K)
۰/۳۶	۷۱۳/۷۱	۷۱۱/۱۰۵	دمای بخار خروجی سوپرهیتر فشار بالا ۱ (K)
۰/۱۶	۵۶۵/۸۷	۵۶۶/۷۹۶	دمای آب خروجی اکتونومایزر فشار بالا ۲ (K)
۰/۸۴	۴۶۷/۷۱	۴۷۱/۶۵۱	دمای آب خروجی اکتونومایزر فشار بالا ۱ (K)
۰/۵۲	۵۰۴/۰۵	۵۰۶/۶۵۹	دمای بخار خروجی سوپرهیتر فشار پایین (K)
۰/۰۹۶	۵۴/۸۲۸	۵۴/۸۸۱	دبی بخار خروجی فشار بالا (kg/sec)
۲/۴۸	۹/۴۴۰	۹/۶۷۴	دبی بخار خروجی فشار پایین (kg/sec)
-	۸۱۲/۳۰	۸۱۲/۳۰	دمای گاز قبل از سوپرهیتر فشار بالا ۲ (K)
۰/۰۴۳	۷۹۲/۳۳	۷۹۱/۹۹۱	دمای گاز قبل از سوپرهیتر فشار بالا ۱ (K)
۰/۱۱	۷۳۷/۷۸	۷۳۸/۶۳۵	دمای گاز قبل از اواپراتور فشار بالا (K)
۰/۲۳	۵۷۱/۵۵	۵۷۲/۸۶	دمای گاز قبل از اکتونومایزر فشار بالا ۲ (K)
۰/۸۹	۵۱۶/۶۳	۵۲۱/۲۲۴	دمای گاز قبل از سوپرهیتر فشار پایین (K)
۰/۸۶	۵۱۴/۱۸	۵۱۸/۶۰۸	دمای گاز قبل از اواپراتور فشار پایین (K)
۰/۴۰	۴۷۲/۵۵	۴۷۴/۴۴۲	دمای گاز قبل از اکتونومایزر فشار بالا ۱ (K)
۰/۴۶	۱۶۸۴/۵۱	۱۶۷۶/۸۰	مقدار انتقال حرارت به آب (KW)

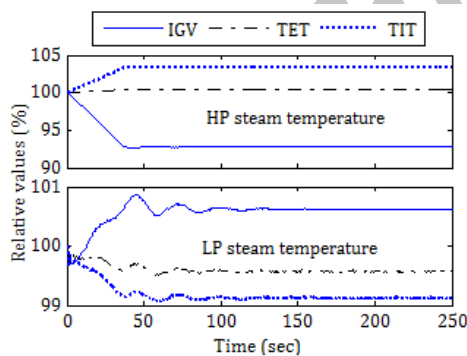
جدول (۳): مقادیر مختلف جریان در بار ۱۰۰٪ توربین گاز.



نمودار (۱): تغییرات دبی و دمای ورودی به بویلر در تغییر بار توربین گاز تا بار ۸۰٪.



نمودار (۲): تغییرات دبی آب تغذیه در تغییر بار توربین گاز تا بار ۸۰٪.



نمودار (۳): تغییرات دمای بخار در تغییر بار توربین گاز تا بار ۸۰٪.

با توجه به اینکه مدل‌سازی توربین گاز در مرجع [۱۰] به صورت پایا انجام شده است و روند تغییرات دما و دبی دود خروجی با زمان به صورت دقیق مشخص نمی‌باشد، در این قسمت پروفیل تغییر دما و دبی دود خروجی، مانند نمودار ۱ به صورت خطی فرض شده و رفتار بویلر مورد بررسی قرار گرفته است. در حالت واقعی این منحنی‌ها دارای اندکی نوسان نیز می‌باشند که در اینجا از آن چشم‌پوشی شده است.

نمودار ۲ تغییرات دبی آب تغذیه را برای سه روش تغییر بار تا بار ۸۰٪ نشان می‌دهد. لازم به یادآوری است که این تغییرات دبی آب تغذیه به منظور تنظیم سطح آب درون درام در مقدار نرمال آن می‌باشد. در نمودار ۳ نیز تغییرات دمای بخار خروجی از سوپرهیترها را مشاهده می‌کنیم.

در جدول ۴ مقادیر محاسبه شده برای عملکرد بویلر نشان داده شده است. ستون cal نشان‌دهنده مقادیر محاسبه شده و ستون TF نشان‌دهنده نتایج نرم‌افزار ترموفلو می‌باشد.

با بررسی این نمودارها و نیز مقادیر جدول ۴ درمی‌یابیم که در روش IGV ثابت دبی آب تغذیه و دمای بخار خروجی فشار بالا، بیش از دیگر روش‌ها کاهش داشته است. این بدان معنی است که در این روش ظرفیت بازیابی حرارت موجود در گازهای خروجی نسبت به دیگر روش‌ها کمتر شده است. تأیید این مطلب، کمتر بودن مقدار انتقال حرارت صورت گرفته در این روش نسبت به دو روش دیگر می‌باشد که در جدول ۴ نشان داده شده است. همچنین مشاهده می‌شود که در روش TIT ثابت که بیشترین انتقال حرارت را داریم، در عین حال که دبی آب تغذیه در هر دو سطح فشار کاهش داشته است، دمای بخار خروجی فشار بالا افزایش محسوسی را تجربه کرده است. در نتیجه میزان انتقال حرارت در این روش بیشتر می‌باشد. همچنین در روش TET ثابت، که دمای دود خروجی ثابت باقی می‌ماند، دمای بخار خروجی فشار بالا نیز تقریباً ثابت مانده است و اندک افزایشی که مشاهده می‌شود به دلیل کاهش دبی آب تغذیه می‌باشد، که این کاهش دبی آب نیز منتج از کاهش دبی دود ورودی است.

جدول (۴): مقادیر محاسبه شده برای بویلر در بار ۸۰٪ توربین گاز.

TIT-fixed		TET-fixed		IGV-fixed		بار نامی	
TF	Cal.	TF	Cal.	TF	Cal.		
۴۸/۸۲	۴۹/۲۱	۴۶/۹۴	۴۷/۳۶	۴۰/۴۸	۴۱/۳۲	۵۴/۸۸۱	دبی بخار فشار بالا (kg/sec)
۷/۲۵۸	۷/۵۹	۸/۲۶۰	۸/۳۹	۱۱/۴۷	۱۱/۲۹	۹/۶۷۴	دبی بخار فشار پایین (kg/sec)
۸۱۵/۸	۸۱۱/۰۸	۷۹۰/۹	۷۸۷/۶۳	۷۲۷/۰	۷۲۶/۵۱	۷۸۴/۱۵	دمای بخار فشار بالا (K)
۴۵۴/۹	۵۰۲/۱۶	۵۰۴/۰	۵۰۴/۴	۵۱۲/۶	۵۰۹/۷۶	۵۰۶/۶۶	دمای بخار فشار پایین (K)
۳/۰۲۶	۴/۱۰۱	۳/۰۸۲	۴/۱۲۱	۳/۱۴۲	۴/۲۳۷	۵/۳۱۵	اختلاف دمای پینچ فشار بالا (K)
۱۳/۷۶	۱۴/۸۸	۱۵/۵۷	۱۷/۳۶	۲۱/۶۴	۲۳/۰۱	۱۹/۴۹۲	اختلاف دمای پینچ فشار پایین (K)
۱۵۰۳۵۵		۱۴۴۴۹۵		۱۲۸۵۳۷		۱۶۷۶۸۰	میزان انتقال حرارت در بویلر (KW)
۷۱/۵۶		۶۹/۵۳		۶۲/۷۳		۶۸/۹۴	راندمان بویلر بازیاب (%)

در روش TET-IGV کاهش بار از بار نامی تا بار ۶۰٪ به روش TET ثابت انجام شده و از ۶۰٪ تا ۴۰٪ بار، دبی هوای ورودی به کمپرسور ثابت باقی مانده است. اما در روش TIT-IGV کاهش بار از بار نامی تا بار ۶۰٪ به روش TIT ثابت انجام شده است. نتیجه این امر افزایش دما و کاهش دبی بخار تولیدی بوده است. در ادامه تغییر بار، با ثابت ماندن تقریبی دبی دود، کاهش دمای دود را داریم. در نتیجه حالت پایدار کارکرد بویلر در این روش با کاهش دما و دبی بخار خروجی همراه بوده است.

جدول (۵): مشخصات دود خروجی توربین گاز در بار ۴۰٪.

TIT-IGV	TET-IGV	TET	
۲۸۳/۴	۳۲۶/۵	۲۵۱	دبی دود (kg/sec)
۷۶۴/۳	۷۲۹	۸۱۲/۳	دمای دود (K)
۲۵/۰۵	۲۵/۹۳	۲۵/۵۷	راندمان توربین گاز (%)

نمودار ۵ تغییرات پارامترها را برای روش TET ثابت نشان می‌دهد. همان‌طور که در جدول ۶ نیز به صورت عددی ذکر شده است، دمای بخار خروجی به دلیل ثابت ماندن دمای دود، اندکی تغییر می‌یابد، که این تغییر نیز به دلیل تغییر دبی جریان بخار می‌باشد. دبی جریان‌های فشار بالا و فشار پایین، هر دو به دلیل کاهش شدید دبی دود عبوری دچار کاهش شدیدی تا حدود ۶۰٪ مقدار اولیه شده است.

تغییرات پارامترها برای زمانی که تغییر بار توربین گاز به روش TET-IGV ثابت انجام شود، در نمودار ۶ دیده می‌شود. در نمودار اول که مربوط به دما و دبی خروجی توربین گاز می‌باشد، مشاهده می‌شود که ابتدا با ثابت ماندن دمای دود خروجی، دبی کاهش یافته و سپس از زمانی به

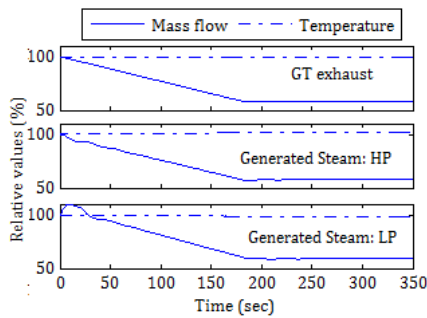
با توجه به تفاوت کمتر از ۰/۶٪ در راندمان توربین گاز در روش‌های مختلف تغییر بار و مقادیر راندمان برای بویلر که در جدول ۴ بیان شده است، می‌توان نتیجه گرفت که در تغییرات معمولی بار در بارهای بالا، نظیر ۲۰٪ کاهش بار در بار ۱۰۰٪، روش مناسب‌تر برای کاهش بار، روش TIT ثابت می‌باشد چرا که دلیل بارز این افزایش انتقال حرارت، افزایش دمای دود خروجی می‌باشد. از آنجایی که تغییر بار زیاد نبوده است، با افزایش دمای خروجی در حدی که در اینجا داریم، احتمال بروز مشکلات و محدودیت دمایی تجهیزات در معرض دود بسیار بعید به نظر می‌رسد.

مشخصاً روش IGV ثابت در اینجا کارایی نخواهد داشت. روش TET ثابت نیز با اندکی تفاوت نسبت به روش TIT ثابت عمل می‌کند، با این تفاوت که میزان کاهش دبی دود در این روش کمتر بوده و در بارهای پایین که دبی کم هوا ممکن است موجب اختلال در عملکرد کمپرسور بشود، دبی بالاتری نسبت به حالت TIT ثابت خواهد داشت. از طرفی، در صورتی که برای تغییر بار زیاد، صرفاً بنا به استفاده از روش TIT ثابت باشد، افزایش دمای گازهای خروجی بیش از اندازه مجاز بوده و باید این محدوده طبق ملاحظات متالورژیکی تعیین شود.

#### ۴-۳- کاهش بار نامی تا بار ۴۰٪

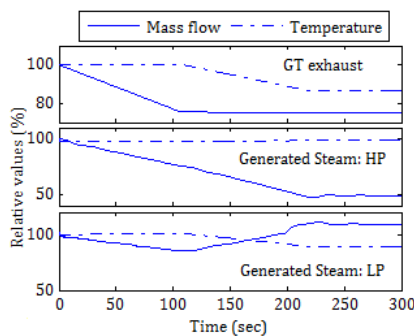
در این بخش برای تغییر بار توربین از ترکیب روش‌های ذکر شده استفاده می‌شود. مقادیر دبی و دمای دود خروجی توربین گاز در سه روشی که در اینجا مورد استفاده قرار می‌گیرد، در جدول ۵ ارائه شده است. دو روش ترکیبی این بخش، یکی ترکیب روش TET ثابت و IGV ثابت است و دیگری ترکیب روش TIT ثابت و IGV ثابت.





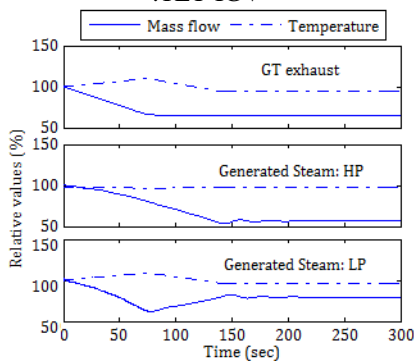
نمودار (۵): کارکرد بویلر در تغییر بار تا بار ۴۰٪ به روش

TET ثابت.



نمودار (۶): کارکرد بویلر در تغییر بار تا بار ۴۰٪ به روش

TET-IGV.



نمودار (۷): کارکرد بویلر در تغییر بار تا بار ۴۰٪ به روش

TIT-IGV.

بعد، با ثابت ماندن تقریبی دبی دود (دبی سوخت کاهش اندکی خواهد داشت) دمای خروجی کاهش داشته است. در شکل‌های مربوط به دبی و دمای بخارهای پرفشار و کم فشار می‌بینیم که در مراحل ابتدایی نمودار که تنها کاهش دبی دود را داریم، دبی هر دو جریان آب کاهش یافته است، اما با کاهش دمای دود، دبی جریان کم فشار افزایش یافته است.

نمودار ۷ نیز تغییرات پارامترهای مختلف را برای حالتی که تغییر بار به روش TIT-IGV ثابت انجام گرفته باشد، نشان می‌دهد. همان‌طور که دیده می‌شود، در مرحله اول تغییر بار که حدود ۷۵ ثانیه به طول انجامیده است، دبی دود کاهش و دمای دود افزایش یافته است. نتیجه این امر افزایش دما و کاهش دبی بخار تولیدی بوده است. در ادامه تغییر بار، با ثابت ماندن تقریبی دبی دود، کاهش دمای دود را داریم. در نتیجه حالت پایدار کارکرد بویلر در این روش با کاهش دما و دبی بخار خروجی همراه بوده است.

برای انتخاب بهترین روش، نیازمند اطلاعات دقیق درباره محدودیت‌های دمایی و دبی هوای کمپرسور هستیم. اما با اطلاعات کنونی باید از شرایطی که احتمال بروز مشکلاتی در کارکرد بویلر یا توربین گاز دارند، اجتناب شود. با مقایسه‌هایی که قبلاً صورت گرفت و با استناد به اعداد جدول ۶ می‌توان مشاهده کرد که کاهش دما و دبی بخار فشار بالا در روش TIT-IGV ثابت، کمتر از روش TET-IGV ثابت می‌باشد. همچنین اعداد راندمان بیشتری را برای این روش نسبت به دیگر روش ترکیبی نشان می‌دهند. با وجود آنکه راندمان روش TET ثابت اندکی بیشتر از این روش است، اما از آنجایی که کارکرد کمپرسور در دبی‌های پایین مطلوب نمی‌باشد، به نظر می‌رسد روش سوم (TIT-IGV) ارجحیت داشته باشد.

جدول (۶): مقادیر محاسبه شده برای بویلر در بار ۴۰٪ توربین گاز.

TIT-IGV		TET-IGV		TET		بار نامی	
TF	Cal.	TF	Cal.	TF	Cal.		
۲۹/۹۱	۳۱۰/۹۲	۲۵/۱۵	۲۶/۹۴	۳۱/۳۷	۳۲/۰۸	۵۴/۸۸۱	دبی بخار فشار بالا (kg/sec)
۷/۴۸	۷/۶۷۸	۱۰/۱۷	۱۰/۵۶	۵/۷۹۳	۵/۵۵	۹/۶۷۴	دبی بخار فشار پایین (kg/sec)
۷۵۷/۱	۷۵۴/۶	۷۰۰/۰	۶۹۹/۶	۸۰۰/۲	۷۹۶/۲	۷۸۴/۱۵	دمای بخار فشار بالا (K)
۵۰۹/۷	۴۹۵/۳	۵۱۲/۲	۴۹۹/۲	۵۰۳/۹	۵۰۰/۱	۵۰۶/۶۶	دمای بخار فشار پایین (K)
۱/۳۵۵	۲/۴۰۱	۱/۴۰۳	۲/۷۶۱	۱/۱۷۸	۲/۴۳۳	۵/۳۱۵	اختلاف دمای پینچ فشار بالا (K)
۱۴/۱۵	۱۷/۵۶	۱۹/۰۵	۲۳/۹۷	۱۱/۰۳	۱۳/۱۳	۱۹/۴۹۲	اختلاف دمای پینچ فشار پایین (K)
۹۶۰/۴۸		۸۵۶/۵۷		۹۸۲/۸۶		۱۶۷/۶۸۰	میزان انتقال حرارت در بویلر (KW)
۶۶/۱۹		۶۱/۲۱		۶۹/۸۸		۶۸/۹۴	راندمان بویلر بازیاب (%)

## ۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله مدل‌سازی حرارتی یک بویلر بازیاب حرارت دوفشاره انجام شد و کارکرد گذرای آن حین تغییر بار توربین گاز مورد بررسی قرار گرفت. برای اطمینان از صحت نتایج عددی از نتایج نرم‌افزار ترموفلو استفاده شد که تطابق مناسبی بین دو گروه نتایج مشاهده شد. سپس به بررسی تأثیر روش‌های مختلف تغییر بار توربین گاز بر کارکرد بویلر پرداخته شد. در بررسی کارکرد بویلر در بار ۸۰٪ توربین گاز، مشاهده شد که برای تغییر بار در بارهای بالا، به میزان نسبتاً کم، روش TIT ثابت نسبت به سایر روش‌ها برتری دارد. با این وجود روش TET ثابت نیز بسیار خوب نتیجه می‌دهد. اما استفاده از روش IGV ثابت، زمانی که دبی کمپرسور آنقدر کم نشده است که کارکرد کمپرسور با اختلال مواجه شود، منطقی نخواهد بود.

در بررسی دیگر که کاهش بار را به میزان زیاد و تا ۴۰٪ بار نامی ادامه دادیم، سه روش بررسی شده نشان می‌دهد که روش‌های ترکیبی برای تغییر بارهای نسبتاً زیاد مناسب می‌باشند.

با توجه به اینکه انتخاب روش باید به‌گونه‌ای صورت پذیرد که بیشترین راندمان و کمترین مشکل را شاهد باشیم، روش TIT-IGV ثابت، به‌دلیل آنکه راندمان بویلر بازیاب و دبی هوای ورودی به کمپرسور در محدوده متوسطی نسبت به دو روش دیگر قرار می‌گیرد، عملکرد متعادل‌تری نسبت به دو روش دیگر خواهد داشت. بررسی دقیق و تعیین بهترین روند برای تغییرات بار توربین گازی که به‌همراه بویلر بازیاب مورد استفاده قرار می‌گیرد، نیازمند داشتن اطلاعات دقیق درباره محدودیت‌های عملکردی توربین و بویلر بازیاب می‌باشد. تحقیق حاضر تلاشی برای بررسی مفهومی موضوع بوده و در صورتی که در کنار اطلاعات مستند و قابل اتکا قرار گیرد، نتایج به مراتب مفیدتری برای ارائه خواهد داشت.

## مراجع

2. Pasha, A. "Combined Cycle Power Plant Start-up Effects and Constraints of the HRSG", ASME Paper, 92-GT-376, 1992, Germany
3. Jolly, S., Gurevich, A., and Pasha, A. "Modeling of Start-up Behavior of Combined Cycle HRSGs", ASME Paper 94-GT-370; 1994.
4. Kim, T.S., Lee, D.K., and Ro, S.T. "Dynamic Behavior Analysis of a Heat Recovery Steam Generator During Start-up", Int. J. Energy Res., Vol. 24, No. 2, pp. 137-149, 2000.
5. Kim, T.S., Park, H.J., and Ro, S.T. "Characteristics of Transient Operation of a Dual-pressure Bottoming System for the Combined Cycle Power Plant", J. Energy, Vol. 26, No. 10, pp. 905-918, 2001.
6. Shin, J.Y., Jeon, Y.J., Maeng, D.J., Kim, J.S., and Ro, S.T. "Analysis of the Dynamic Characteristics of a Combined-cycle Power Plant", J. Energy, Vol. 27, No. 12, pp 1085-1098, 2002.
7. Sanaye, S. and Rezazadeh, M. "Transient Thermal Modeling of Heat Recovery Steam Generators in Combined Cycle Power Plants", Int. J. Energy Res., Vol. 31, No. 11, 1047-1063, 2007.
8. Alobaid, F., Postler, R., Ströhle, J., Eppe, B., and Kim, H.G. "Modeling and Investigation Start-up Procedures of a Combined Cycle Power Plant", Applied Energy, Vol. 85, No.12, 1173-1189, 2008.
9. Mohammadpour, E., Ziabasharhagh, M., and Pirmohammadi, M. "Dynamic Analysis of Heat Recovery Steam Generator of Damavand Combined Cycle PowerPlant", 2<sup>nd</sup> Conf. on The Power Plants, Tehran, 2009 (In Persian).
10. Mohammadpour, E., Ziabasharhagh, M., and Pirmohammadi, M. "Dynamic Modeling of Island Operation of a Siemens V94.2 Gas turbine", 2<sup>nd</sup> Iran Rotate Conf., Tehran, 2009 (In Persian).
11. Ganapathy, V. "Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators", Marcel Dekker Inc. New York, 2003.
12. Ziabasharhagh, M. et al, "Fundamental Calculation and Conceptual Design in Combined Cycle", KNTU Publication, 2008 (In Persian).
13. Technical Documents of Mapna Co.
14. Thermo-flow Inc. 2004. "GT Pro & Thermoflex", Ver. 13.
1. Dechamps, P.J. "Modeling the Transient Behavior of Heat Recovery Steam Generators", J. Power and Energy, Vol. 209, No. A4, pp. 265-273, 1995.