

افزایش قدرت توربین گاز در سیکل ترکیبی براساس طراحی بهینه‌ی بویلر بازیاب حرارت

علیرضا اسماعیلی (دانشجوی کارشناسی ارشد)

مسعود ضیابشرحق (دانشیار)

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

سیداحسان شکیب (استادیار)

گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند

مجید عمیدپور* (دانشیار)

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

مهندسی مکانیک شریف، (پاییز ۱۳۹۳)
دوره ۲ - شماره ۲/۲، ص. ۱۵-۲۰

یکی از موارد بازیابی انرژی، استفاده از حرارت گاز خروجی از توربین گاز است. «بویلر بازیاب حرارت» تجهیزی است که بازیابی حرارتی را در این کاربردها انجام می‌دهد. افت فشار گاز داغ عبوری از بویلر بازیاب سبب افت قدرت در توربین گاز می‌شود. لذا در این مطالعه پارامترهای طراحی بویلر بازیاب - از جمله پارامترهای ترمودینامیکی و هندسی - به عنوان پارامترهای تصمیم و با هدف افزایش قدرت توربین گاز در سیکل ترکیبی بهینه شده‌اند. در این تحقیق، به منظور بررسی تأثیر بهینه‌سازی بر عملکرد بویلر بازیاب، به مقایسه‌ی میزان حرارت تبادل شده، سطح انتقال حرارت مورد نیاز و بازده اکسرژی بویلر بازیاب در دو حالت پایه و بهینه‌ی طراحی پرداخته‌ایم. نتایج نشان می‌دهد که افت قدرت توربین گاز در حالت بهینه‌ی طراحی نسبت به قدرت نامی توربین گاز به صورت تنها، حدود ۱ درصد است و نسبت به حالت پایه‌ی طراحی، که حدود ۵ درصد است، بهبود یافته است.

esmaeili.alireza@yahoo.com
mzia@kntu.ac.ir
ehshakib@gmail.com
amidpour@kntu.ac.ir

واژگان کلیدی: توربین گاز، بویلر بازیاب حرارت، افت فشار گاز، تابع هدف.

۱. مقدمه

با توجه به رو به زوال بودن منابع انرژی فسیلی، مسائل مربوط به بازیافت انرژی در واحدهای صنعتی و فرایندی در سال‌های اخیر توجه عده زیادی از محققین را به خود جلب کرده است. در همین راستا، از بازیافت حرارت در تکنولوژی‌های مختلفی همچون تولید توان، حرارت و با توجه به شرایط اقلیمی مناطق مختلف تولید آب شیرین و همچنین تولید همزمان آن‌ها با توجه به نیازمندی‌ها می‌توان بهره‌مند شد. با توجه به اهمیت بالای افزایش بهره‌وری انرژی، همزمان با افزایش مصرف انرژی و کاهش منابع آن، استفاده از تکنولوژی بازیابی حرارتی را می‌توان یکی از مؤثرترین و مفیدترین روش‌های افزایش کارایی واحدهای نیروگاهی برشمرد. سیکل‌های نیروگاهی با بازیابی حرارتی دو بخش اصلی را شامل می‌شوند: واحد تولید توان گازی، بویلر بازیاب حرارت. در واقع این نوع نیروگاه‌ها هم وظیفه‌ی تولید انرژی الکتریکی مورد نیاز برای مصارف معمول، و هم وظیفه‌ی تأمین انرژی جهت مصارف دیگر را بر عهده دارند. در همین راستا تحقیقات زیادی روی این نوع تولید همزمان صورت گرفته است. در یکی از این مطالعات، بهینه‌سازی ترمودینامیکی متغیرهای طراحی و ترکیب‌بندی مبدل‌های حرارتی در بویلر بازیاب حرارت سیکل ترکیبی با استفاده از الگوریتم ژنتیک مورد بررسی قرار گرفته است.^[۱] همچنین، با در نظر گرفتن دیدگاه ترمودینامیکی و ترموآکونومیکی، بویلر بازیاب حرارت دوفشاره با احتراق اضافی در یک سیکل ترکیبی بهینه‌سازی شده است.^[۲] در تحقیقی دیگر،^[۳] طراحی و ترکیب بهینه‌ی بویلر بازیاب حرارت با استفاده از برنامه‌نویسی ریاضی بررسی شده است. محققین دیگر نیز با تحلیل و بررسی قانون دوم بویلر بازیاب حرارت،^[۴] به منظور افزایش بازده سیکل ترکیبی، به بهینه‌سازی پارامترهای عملکردی بویلر بازیاب پرداختند.^[۵] به دنبال انجام پژوهشی با هدف شبیه‌سازی عملکرد حرارتی گذرای بویلر بازیاب در سیکل ترکیبی،^[۶] نسبت به بهینه‌سازی ترموآکونومیک بویلر بازیاب حرارت برای سیکل ترکیبی نیز اقدام شد.^[۷] در ادامه، محققین به بررسی تأثیر ضرایب انتقال حرارت فین‌های حلقوی روی رفتار گذرای بویلر بازیاب حرارت پرداختند.^[۸] و نسبت به ارزیابی اکسرژی و اقتصادی اثر چیدمان‌های مختلف بویلر بازیاب حرارت بر عملکرد سیکل ترکیبی اقدام کردند.^[۹] از سوی دیگر، چیدمان‌های مختلف بویلر بازیاب حرارت دوفشاره با اهداف متفاوت بهینه‌سازی شد.^[۱۰] همچنین بویلر بازیاب حرارت نیز با توجه به تحلیل اکسرژی برای سیکل ترکیب بهینه شد.^[۱۱] محققین دیگر نیز به تحلیل در دسترس‌پذیری بویلر بازیاب‌های به کار گرفته شده در واحدهای گرمایی پرداختند.^[۱۲]

با توجه به پیشینه‌ی ذکر شده، انجام مطالعه‌ی حاضر بر این اساس استوار بوده

* نویسنده مسئول

تاریخ دریافت: ۱۳۹۱/۴/۲۵، اصلاحیه ۱۳۹۲/۴/۱۰، پذیرش ۱۳۹۲/۹/۲.

جدول ۱. شرایط گاز خروجی توربین گاز و شرایط بخار مورد نیاز.

دمای گاز خروجی توربین گاز	۵۴° (°C)
دبی گاز خروجی توربین گاز	۵۷° (Kg/s)
سطح فشار ضعیف بویلر بازیاب	۸٫۵(bar)
سطح فشار قوی بویلر بازیاب	۹° (bar)

می‌شود، در بخش فشار بالا اکونومایزر به دو بخش تقسیم و بین اجزای بخش فشار ضعیف قرار گرفته است. دو جزء کردن اکونومایزر بخش فشار قوی در بویلر بازیاب دوفشاره به صورت معمول برای پیش‌گرمایش آب ورودی به بخش فشار قوی صورت می‌گیرد. مقادیری که در شبیه‌سازی بویلر بازیاب حرارت با هدف طراحی از پایه، مورد فرض قرار گرفته نزدیک به مقادیر موجود در مطالعات پیشین^[۱۳] است.

-- تلفات انرژی گاز بویلر بازیاب برابر ۵ درصد انرژی گاز خروجی از توربین گاز فرض شده است ($D = 0.05$).

-- مقدار زیرکشی (BD) از درام برابر ۵ درصد کل آب تغذیه است.

همچنین پارامترهای پایه‌ی طراحی بویلر بازیاب حرارت در جدول ۱ ارائه شده است.^[۱۴]

۲.۱.۱. اکونومایزر

معادله‌ی انتقال حرارت بین گاز داغ عبوری از بویلر بازیاب و آب داخل لوله‌ها در اکونومایزر عبارت است از:^[۱۳]

$$(1 - D)\dot{M}_g C_p g (T_{g,O} - T_{g,I}) = \dot{M}(h_{w,O} - h_{w,I}) \quad (1)$$

۲.۱.۲. اواپراتور

معادله‌ی انتقال حرارت بین گاز داغ عبوری از بویلر بازیاب و مخلوط آب و بخار داخل لوله‌های بالابر در اواپراتور عبارت است از:^[۱۳]

$$(1 - D)\dot{M}_g C_p g (T_{g,O} - T_{g,I}) = \dot{M}[(h_v - h_{w,O}) + BD(h_l - h_{w,O})] \quad (2)$$

۳.۱.۲. سوپرهیتر

معادله‌ی انتقال حرارت بین گاز داغ عبوری از بویلر بازیاب و بخار داخل لوله‌ها در سوپرهیتر عبارت است از:^[۱۵]

$$(1 - D)\dot{M}_g C_p g (T_{g,O} - T_{g,I}) = \dot{M}(h_{S,O} - h_{S,I}) \quad (3)$$

۴.۱.۲. حرارت بازیابی شده

برای محاسبه‌ی میزان حرارت مبادله‌شده بین گاز داغ خروجی از توربین گاز و سیال داخل لوله‌های بویلر بازیاب، می‌توان از رابطه‌ی ۴ استفاده کرد:

$$Q = (1 - D)\dot{M}_g C_p g (T_{g,1} - T_{g,8}) \quad (4)$$

۲.۲. مدل حرارتی

در این بخش محاسبات انتقال حرارت و افت فشار گاز برای بویلر بازیاب خلاصه‌وار ارائه شده است:

۱.۲.۲. محاسبه‌ی سطح انتقال حرارت

مقدار انرژی انتقال یافته بین گاز و سیال داخل لوله‌ها (Q) از سمت چپ رابطه‌های بالا به دست می‌آید و بدین ترتیب مقدار سطح لازم برای تبادل حرارت از رابطه‌ی ۵

که کشور ایران نیز با توجه به در اختیار داشتن واحدهای تولید توان‌گازی فراوان در سراسر کشور و نیازمندی به انرژی و افزایش کارایی، پتانسیل بالایی برای استفاده از این تکنولوژی دارد، انجام شده است. شایان ذکر است که در اکثر کشورهای توسعه یافته، از سال‌های دور تحقیقات وسیعی در مورد سیستم‌های بازیابی حرارتی و تولید همزمان انجام شده و بسیاری از آن‌ها را نیز عملیاتی ساخته‌اند.

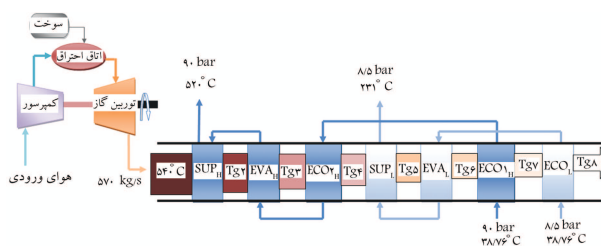
در این پژوهش سعی بر آن است که با در نظر گرفتن شرایط ثابت ورودی و خروجی بویلر بازیاب حرارت، عملکرد بویلر بازیاب شبیه‌سازی شود، و نیز با استفاده از الگوریتم ژنتیک و با هدف افزایش قدرت توربین گاز، به بهینه‌سازی پارامترهای طراحی بپردازیم. هنگامی که تجهیز بازیابی روی توربین گاز متصل می‌شود، این اتصال باعث افت فشار گاز عبوری از بویلر بازیاب، و در نتیجه افت فشار گاز، منجر به کاهش قدرت توربین گاز می‌شود. در این مطالعه، با طراحی بهینه‌ی پارامترهای بویلر بازیاب حرارت به کمیته‌سازی این افت قدرت در توربین گاز، و بررسی تأثیر آن بر عملکرد سیستم پرداخته‌ایم. چیدمان بویلر بازیاب ثابت در نظر گرفته شده است. در این کار سعی شده اثر پارامترهای طراحی بویلر بازیاب -- نظیر پارامترهای ترمودینامیکی و هندسی -- بر افت فشار گاز عبوری از بویلر بازیاب بررسی شود. در این راستا با استفاده از یک چیدمان ثابت، پارامترهای هندسی و ترمودینامیکی بویلر بازیاب حرارت با هدف کمیته‌سازی افت فشار گاز، که منجر به افزایش قدرت توربین گاز می‌شود، بهینه‌سازی شده است.

۲. مدل ترمودینامیکی و حرارتی بویلر بازیاب

سیستم مورد مطالعه شامل یک بویلر بازیاب حرارتی دوفشاره است، که تمامی آن با استفاده از کد محاسباتی توسعه یافته، شبیه‌سازی و بهینه‌سازی شده است. در این کار برای بررسی رفتار بویلر بازیاب شرایط خروجی از بویلر بازیاب شامل فشار و دمای بخار خروجی، با این فرض که مصرف‌کننده از آن استفاده مشخصی دارد، ثابت در نظر گرفته شده است. بنابراین پارامترهای کلیدی بویلر بازیاب برای تعیین تأثیر آن‌ها بر طراحی، بررسی و بهینه‌سازی شده است؛ از جمله‌ی این پارامترها می‌توان به دمای نقطه‌ی گل‌گاهی و میل به عنوان متغیرهای ترمودینامیکی، و ابعاد هندسی لوله‌ها به عنوان متغیرهای طراحی حرارتی سیستم اشاره کرد. در ادامه معادلات حاکم توضیح داده می‌شود.

۱.۲. مدل ترمودینامیکی

در بویلر بازیاب حرارت دوفشاره، ساختمان هر یک از سطوح فشار از اجزایی به نام‌های اکونومایزر، اواپراتور و سوپرهیتر تشکیل شده است. در هر سطح، به ترتیب از ورودی بویلر بازیاب که به خروجی توربین گاز متصل است، ابتدا سوپرهیتر، بعد اواپراتور و در انتهای هر بخش اکونومایزر قرار می‌گیرد. چنان که در شکل ۱ مشاهده



شکل ۱. شماتیکی از قسمت‌های مختلف بویلر بازیاب حرارت.

به دست می‌آید: [۱۳]

$$A = \frac{Q}{U \Delta T_{LM}} \quad (5)$$

که در آن ΔT_{LM} اختلاف دمای میانگین لگاریتمی، و U ضریب انتقال حرارت کلی است: [۱۳]

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}} \right)} \quad (6)$$

ΔT_{max} و ΔT_{min} به ترتیب اختلاف دمای کمیته و بیشینه در ورودی و خروجی مبدل حرارتی هستند. U نیز چنین محاسبه می‌شود: [۱۳]

$$\frac{1}{U A_t} = \frac{1}{\eta_F H_o} + f_o + \frac{f_i}{A_{wi}} + \frac{1}{A_{wi} H_i} + \frac{d_o \ln \left(\frac{d_i}{d_o} \right)}{2 K_m A_w} \quad (7)$$

که در آن A_t مساحت سطح لوله‌ی فین دار، A_{wi} مساحت سطح داخلی لوله، A_w مساحت میانگین سطح دیواره، K_m ضریب هدایت حرارتی دیواره، f ضریب رسوب سطح، d قطر لوله، H ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و η بازده فین است.

۲.۲.۲. محاسبه‌ی افت فشار گاز

افت فشار گاز خروجی از توربین گاز در اثر عبور از بویلر بازیاب سبب افت تولید قدرت در توربین گاز می‌شود. [۱۵]

$$\Delta P_g = Z \times \frac{G_g^2 N_r}{500 \times \rho_g} \quad (8)$$

Z ضریب اصلاح، G_g دبی گاز عبوری، N_r تعداد ردیف لوله‌ها در طول بویلر بازیاب، و ρ_g چگالی گاز است. [۱۳]

۳.۲.۲. محاسبه‌ی افت قدرت توربین گاز

از آنجا که گاز خروجی از بویلر بازیاب باید در فشار محیط وارد محیط شود، افت فشار سبب افزایش فشار گاز خروجی از توربین گاز می‌شود و در نتیجه قدرت توربین گاز کاهش می‌یابد که مقدار این کاهش مطابق رابطه‌ی ۹ محاسبه می‌شود: [۱۵]

$$\Delta W = \dot{M}_g C_p \eta_{GT} T_{I,GT} \times \left(\left(\frac{P_{atm}}{P_{I,GT}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{P_{atm} + DP_g}{P_{I,GT}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad (9)$$

۳. تحلیل اکسرژی

اکسرژی ویژه (اکسرژی کل بر واحد جرم) سیستم که با e نشان داده می‌شود، در غیاب تأثیرات هسته‌ای، مغناطیسی، الکتریکی و کشش سطحی به صورت مجموع اکسرژی فیزیکی، جنبشی، پتانسیل و شیمیایی بیان می‌شود: [۱۶]

$$e = e^{PH} + e^{KN} + e^{PT} + e^{CH} \quad (10)$$

اکسرژی فیزیکی یک جریان با استفاده از رابطه‌ی ۱۱ محاسبه می‌شود:

$$e^{PH} = (h - h_e) - T_e (s - s_e) \quad (11)$$

با توجه به این که ترکیب شیمیایی گاز عبوری از بویلر بازیاب تغییر نمی‌کند، تغییرات اکسرژی شیمیایی بویلر بازیاب بررسی نمی‌شود. ولی چون دمای گاز عبوری تغییر می‌کند، تغییرات اکسرژی فیزیکی لحاظ می‌شود.

میزان اکسرژی جریان ورودی به سیستم که دارای هزینه است به‌عنوان اکسرژی سوخت (e_F)، و میزان اکسرژی مفید جریان خروجی که برای استفاده‌ی مجدد دارای ارزش است به‌عنوان اکسرژی محصول (e_P) شناخته می‌شود. تخریب اکسرژی در واحد نیز عبارت است از اختلاف میزان اکسرژی سوخت و محصول، که چنین تعریف می‌شود:

$$e_D = e_F - e_P \quad (12)$$

نسبت اکسرژی محصول به اکسرژی سوخت را براساس درصد، «بازده اکسرژی سیستم» می‌نامند:

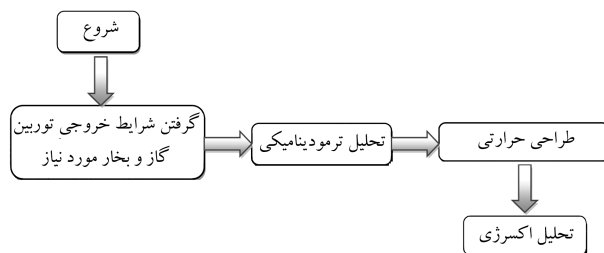
$$e_{Eff} = \frac{e_P}{e_F} \times 100 \quad (13)$$

۴. روند شبیه‌سازی

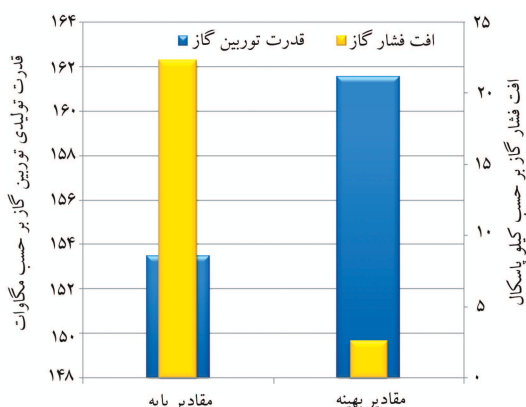
شبیه‌سازی بویلر بازیاب با استفاده از کد شبیه‌ساز در محیط نرم‌افزار متلب انجام شده است. در فرایند شبیه‌سازی با استفاده از شرایط خروجی توربین گاز و شرایط بخار مورد نیاز، که به صورت داده برای روند شبیه‌سازی در نظر گرفته می‌شود، تحلیل ترمودینامیکی روی اجزای مختلف بویلر بازیاب انجام، و مقدار دبی بخار تولیدی محاسبه می‌شود. در ادامه، با استفاده از مقادیر به دست آمده بویلر بازیاب حرارتی طراحی می‌شود و در انتها، تحلیل اکسرژی هر بخش از بویلر بازیاب برای محاسبه‌ی بازده اکسرژی کل بویلر بازیاب، انجام می‌شود (شکل ۲).

۵. نتایج

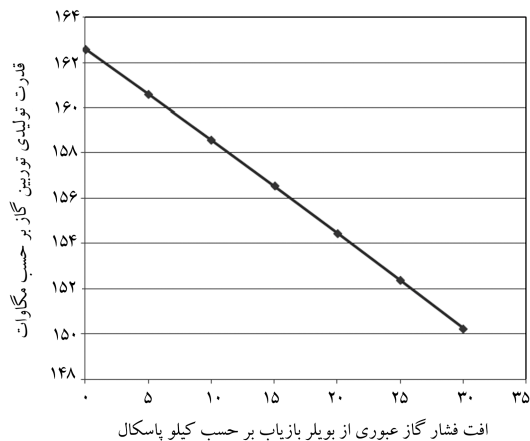
در شکل ۳ نتایج حاصل از بررسی تأثیر افت فشار گاز خروجی از توربین گاز، و عبوری از بویلر بازیاب بر عملکرد توربین گاز نشان داده شده است. چنان‌که مشاهده می‌شود، با افزایش افت فشار گاز عبوری از بویلر بازیاب، قدرت تولیدی توربین گاز کاهش می‌یابد و این مسئله نشان‌دهنده‌ی تأثیر منفی افت فشار گاز بر عملکرد توربین گاز است. هنگامی که گاز خروجی از توربین گاز از بویلر بازیاب حرارت عبور می‌کند، به دلیل عبور از داخل مجرای بویلر بازیاب و تماس با سطوح تبادل حرارت -- از جمله لوله‌ها و فین‌ها -- دچار افت فشار می‌شود. این افت فشار گاز سبب افزایش فشار گاز خروجی توربین گاز می‌شود، و در نتیجه براساس رابطه‌ی ۹، افت قدرت در توربین گاز افزایش می‌یابد. این افت قدرت سبب تضعیف عملکرد توربین گاز می‌شود. برای بهبود عملکرد توربین گاز، پارامترهای طراحی بویلر بازیاب با هدف کاهش افت قدرت تولیدی توربین گاز که بر اثر نصب بویلر بازیاب در انتهای توربین گاز حاصل می‌شود، بهینه‌سازی شدند. این بهینه‌سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک و با شبیه‌سازی مدل بویلر بازیاب انجام شده است.



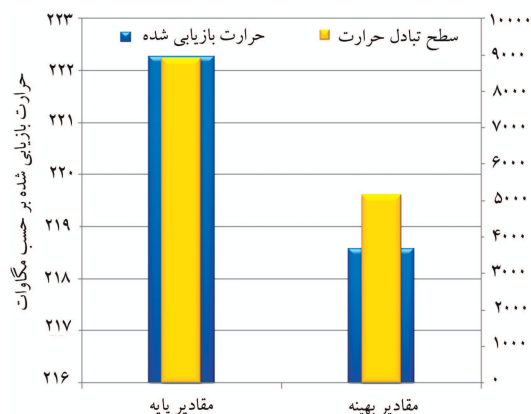
شکل ۲. روند شبیه‌سازی بویلر بازیاب حرارت.



شکل ۴. مقایسه‌ی مقادیر قدرت توربین گاز و افت فشار گاز بین پارامترهای طراحی پایه و بهینه.



شکل ۳. روند تغییرات قدرت تولیدی توربین گاز بر حسب تغییرات افت فشار گاز عبوری از بویلر بازیاب بر حسب تغییرات افت فشار گاز عبوری از بویلر بازیاب.



شکل ۵. مقایسه‌ی حرارت بازاریابی شده و سطح تبادل حرارت بین پارامترهای طراحی پایه و بهینه.

نیز در این جدول ارائه شده است. با توجه به شکل ۴، مقدار قدرت تولیدی نسبت به حالت پایه افزایش داشته است، اما کاهش افت فشار گاز عبوری از بویلر بازیاب نشان‌دهنده‌ی رابطه‌ی معکوس قدرت تولیدی توربین گاز و افت فشار گاز است.

همچنین با توجه به شکل ۵ مقدار حرارت بازاریابی شده در حالت پایه بیشتر از حالت بهینه است. بازیابی بیشتر در حالت پایه مشجر به افزایش سطح انتقال حرارت، و در نتیجه افزایش افت فشار می‌شود. با افزایش سطح انتقال حرارت مورد نیاز، تعداد لوله‌ها افزایش پیدا می‌کند و در نتیجه میزان تماس گاز داغ عبوری از بویلر بازیاب با سطوح تبادل حرارت افزایش می‌یابد و بر افت فشار گاز عبوری از بویلر بازیاب نیز افزوده می‌شود. بنابراین در حالت بهینه برای این که گاز با سطح کم‌تری برخورد کند و افت فشار کم‌تری داشته باشد، باید حرارت بازاریابی شده کم‌تر از حالت پایه باشد. در نتیجه مقدار سطح انتقال حرارت مورد نیاز در حالت بهینه کم‌تر از حالت پایه است (شکل ۵).

نتایج حاصل از تحلیل اکسرژی بویلر بازیاب در حالت پایه و بهینه‌ی پارامترهای طراحی بویلر بازیاب در شکل ۶ نشان داده شده است. در حالت بهینه‌ی پارامترهای طراحی، با کاهش میزان حرارت بازاریابی شده توسط بویلر بازیاب، که سبب از دست رفتن انرژی گاز داغ خروجی از توربین گاز می‌شود، تخریب اکسرژی در بویلر بازیاب نسبت به حالت پایه افزایش می‌یابد و در نتیجه بازده اکسرژی بویلر بازیاب کاهش می‌یابد.

چنان که در شکل ۷ مشاهده می‌شود، افت فشار زیاد گاز در حالت پایه

جدول ۲. مقادیر پارامترهای تصمیم، محدوده‌ی بهینه‌سازی و مقادیر پایه و بهینه‌شان.

پارامترهای تصمیم	محدوده		مقادیر		
	بیشینه	کمینه	پایه	بهینه	
دمای نقطه‌ی گلوگاهی فشار ضعیف (°C)	۵	۵۰	۲۵	۲۸٫۴۶	
دمای نقطه‌ی گلوگاهی فشار قوی (°C)	۵	۵۰	۲۵	۳۹٫۴۸	
دمای نقطه‌ی میل فشار ضعیف (°C)	۵	۵۰	۲۵	۴۲٫۹۹	
دمای نقطه‌ی میل فشار قوی (°C)	۵	۵۰	۲۵	۴۹٫۴۲	
قطر نامی لوله‌های اکونومایزر (mm)	۲۰	۱۰۰	۷۵	۵۰٫۲۶	
قطر نامی لوله‌های اواپراتور (mm)	۲۰	۱۰۰	۷۵	۷۴٫۰۱	
قطر نامی لوله‌های سوپرهیتر (mm)	۲۰	۱۰۰	۷۵	۶۴٫۱۰	
گام عرضی لوله‌های اکونومایزر (mm)	۳۵	۲۸۵	۱۷۵	۱۴۳٫۰۴	
گام عرضی لوله‌های اواپراتور (mm)	۳۵	۲۸۵	۱۷۵	۲۰۲٫۱۸	
گام عرضی لوله‌های سوپرهیتر (mm)	۳۵	۲۸۵	۱۷۵	۱۸۲٫۵۰	
ارتفاع فین لوله‌های اکونومایزر (mm)	۱۳	۲۵	۱۵	۱۳٫۲۱	
ارتفاع فین لوله‌های اواپراتور (mm)	۱۳	۲۵	۱۵	۱۳٫۰۷	
ارتفاع فین لوله‌های سوپرهیتر (mm)	۱۳	۲۵	۱۵	۱۳٫۲۱	
ضخامت فین لوله‌های اکونومایزر (mm)	۰٫۹	۳	۱٫۲	۰٫۹۱	
ضخامت فین لوله‌های اواپراتور (mm)	۰٫۹	۳	۱٫۲	۰٫۹۱	
ضخامت فین لوله‌های سوپرهیتر (mm)	۰٫۹	۳	۱٫۲	۰٫۹۴	
طول لوله‌های اکونومایزر (m)	۱۰	۳۰	۲۵	۲۹٫۸۸	
طول لوله‌های اواپراتور (m)	۱۰	۳۰	۲۵	۲۹٫۹۹	
طول لوله‌های سوپرهیتر (m)	۱۰	۳۰	۲۵	۲۹٫۸۵	
ضخامت لوله‌های اکونومایزر (mm)	۲	۸	۵	۲٫۱۱	
ضخامت لوله‌های اواپراتور (mm)	۲	۸	۵	۲٫۲۲	
ضخامت لوله‌های سوپرهیتر (mm)	۲	۸	۵	۲٫۰۵	
چگالی فین لوله‌های اکونومایزر (fin/m)	۵۰	۲۷۵	۱۵۰	۱۵۷٫۲۹	
چگالی فین لوله‌های اواپراتور (fin/m)	۵۰	۲۷۵	۱۵۰	۵۰٫۰۰	
چگالی فین لوله‌های سوپرهیتر (fin/m)	۵۰	۲۷۵	۱۵۰	۷۴٫۲۶	

برای بررسی بیشتر اثر بهینه‌سازی، نتایج مدل‌سازی با پارامترهای طراحی در حالت پایه و حالت بهینه با هم مقایسه شده‌اند. چنان که در جدول ۲ نیز آمده، پارامترهای طراحی به عنوان متغیرهای تصمیم در راستای بهینه‌سازی انتخاب و محدوده‌ی تغییرات این پارامترها نیز ذکر شده است. همچنین مقادیر پارامترهای تصمیم پایه و بهینه شده

شده، می توان نتیجه گرفت:

-- با افزایش افت فشار گاز عبوری از بویلر بازیاب میزان قدرت تولیدی توربین گاز افت می کند.

-- افت فشار گاز در شبیه سازی بویلر بازیاب در حالت پایه بسیار بالاست و در نتیجه قدرت تولیدی توربین گاز به شدت افت می کند.

-- با بهینه سازی صورت گرفته، قدرت تولیدی توربین گاز بر اثر کاهش افت فشار گاز بهبود یافته است.

-- در حالت بهینه، مقدار حرارت بازیابی شده از گاز داغ خروجی از توربین گاز و عبوری از بویلر بازیاب کاهش داشته و در نتیجه سطح انتقال حرارت کمتری به این دلیل و افت فشار کم تر گاز مورد نیاز است.

-- در حالت بهینه با وجود این که قدرت توربین گاز بهبود یافته، میزان تخریب اکسرژی افزایش و بازده اکسرژی بویلر بازیاب کاهش می یابد.

-- در حالت پایه درصد افت قدرت توربین گاز نسبت به حالت نامی بیش از ۵ درصد است که این درصد افت قدرت در حالت بهینه به زیر ۱ درصد تقلیل می یابد.

فهرست علائم

C_p : ظرفیت گرمایی ویژه (kJ/kg.K)

DP_g : افت فشار گاز داغ عبوری از بویلر بازیاب

e : اکسرژی ویژه (kJ/kg)

ECO : اکنومایزر

ED : مقدار تخریب اکسرژی

EFF : مقدار بازده اکسرژی بویلر بازیاب

EVA : اواپراتور

h : آنتالپی ویژه (kJ/kg)

k : نسبت ضرایب گرمایی ویژه

\dot{M} : دبی جرمی (kg/s)

P : فشار گاز (kPa)

Q : مقدار حرارت بازیابی شده از گاز داغ

s : آنتروپی ویژه (kJ/kg.K)

SUP : سوپرهیتر

T : دمای گاز ($^{\circ}\text{C}$)

U : ضریب انتقال حرارت کلی ($\text{kW/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)

علائم یونانی

η : بازده

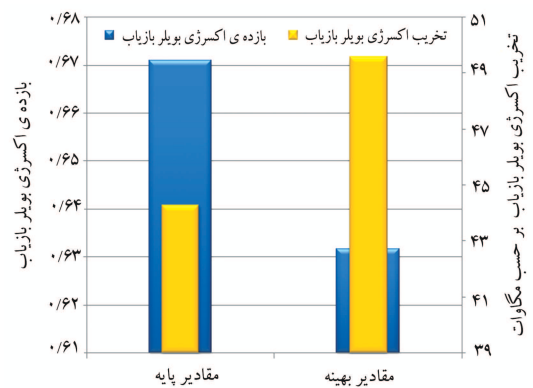
زیر نویس ها

atm : محیط

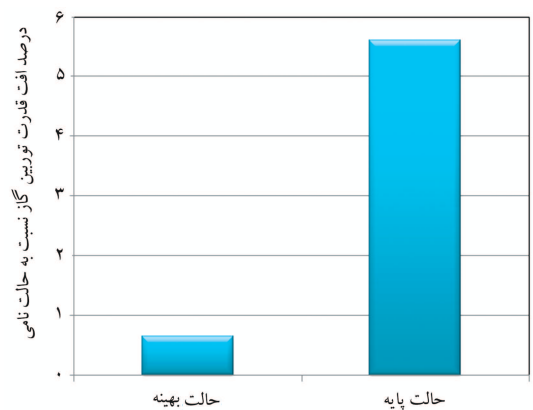
F : فین

GT : توربین گاز

g : گاز



شکل ۶. مقایسه ی مقادیر بازده اکسرژی و تخریب اکسرژی بویلر بازیاب بین پارامترهای طراحی پایه و بهینه.



شکل ۷. درصد افت قدرت توربین گاز نسبت به حالت نامی توربین گاز.

سبب کاهش ۵ درصدی قدرت توربین گاز نسبت به حالتی که افت فشار گاز وجود ندارد -- یعنی قدرت نامی توربین گاز -- می شود. در حالت بهینه این درصد افت به زیر ۱ درصد می رسد، که نشان دهنده ی تأثیر مثبت بهینه سازی بر تولید قدرت توربین گاز است. در نتیجه با بهینه سازی پارامترهای طراحی بویلر بازیاب، تأثیر نصب بویلر بازیاب برای بازیابی حرارتی در واحدهای مبتنی بر توربین گاز کاهش می یابد و تولید قدرت نامی واحد تولید همزمان نیز کمترین افت را پیدا می کند.

۶. نتیجه گیری

واحد مورد بررسی یک بویلر بازیاب حرارت است که با بازیابی حرارت گاز خروجی از توربین گاز در دو سطح فشار تولید بخار می کند. از این بخار تولید شده برای تولید همزمان -- مانند تولید قدرت مجدد، آب شیرین، حرارت و غیره -- استفاده می شود. در این مطالعه با طراحی بهینه ی پارامترهای بویلر بازیاب حرارت، این افت قدرت در توربین گاز کمیته سازی، و تأثیر آن بر عملکرد سیستم بررسی شده است. چیدمان بویلر بازیاب به صورت ثابت در نظر گرفته شده است. در این کار سعی شده اثر پارامترهای طراحی بویلر بازیاب، از جمله پارامترهای ترمودینامیکی و هندسی، بر افت فشار گاز عبوری از بویلر بازیاب بررسی شود. همچنین با شبیه سازی و بهینه سازی بویلر بازیاب حرارت با هدف بیشینه سازی قدرت تولیدی توربین گاز، پارامترهای طراحی بویلر بازیاب برای کارایی بهتر بهینه شده است. از تحلیل انجام شده و نمودارهای رسم

l : مایع اشباع
 O : خروجی
 o : خارجی
 v : بخار اشباع
 $°$: شرایط استاندارد

H : سمت فشار قوی
 I : ورودی
 i : داخلی
 $j = 1, 2, \dots, 8$:
 L : سمت فشار ضعیف

منابع (References)

- Mohagheghi, M. and Shayegan, J. "Thermodynamic optimization of design variables and heat exchangers layout in HRSGs for CCGT, using genetic algorithm", *Elsevier, Applied Thermal Engineering*, **29**, pp: 290-299 (2009).
- Ahmadi, P. and Dincer, I. "Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit", *Elsevier, Energy Conversion and Management*, **52**, pp. 2296-2308 (2011).
- Manassaldi, J.I., Mussati, S.F. and Scenna, N.J. "Optimal synthesis and design of heat recovery steam generation (HRSG) via mathematical programming", *Elsevier, Energy*, **36**, pp. 375-385 (2011).
- Reddy, B.V., Ramkiran, G., Ashok Kumar, K. and Nag, P.K. "Second law analysis of a waste heat recovery steam generator", *Pergamon. International Journal of Heat and Mass Transfer*, **45**, pp. 1807-1814 (2002).
- Franco, A. and Russo, A. "Combined cycle efficiency increase based on the optimization of the heat recovery steam generator operating parameters", *Elsevier, International Journal of Thermal Sciences*, **41**, pp. 843-859 (2002).
- Sanaye, S. and Rezazadeh, M. "Transient thermal modelling of heat recovery steam generators in combined cycle power plants", *Wiley. International Journal of Energy Research*, **31**, pp. 1047-1063 (2007).
- Casarosa, C., Donatini, F. and Franco, A. "Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants", *Elsevier, Energy*, **29**, pp. 389-414 (2004).
- Walter, H. and Hoffman, R. "How can the heat transfer correlations for finned-tubes influence the numerical simulation of the dynamic behavior of a heat recovery steam generator?", *Elsevier, Applied Thermal Engineering*, **31**, pp. 405-417 (2011).
- Tajik Mansouri, M., Ahmadi, P., Ganjeh Kaviri, A. and Nazri Mohd Jaafar, M. "Exergetic and economic evaluation of the effect of HRSG configurations on the performance of combined cycle power plants", *Elsevier, Energy Conversion and Management*, **58**, pp. 47-58 (2012).
- Esmaili, A., Keshavarz, M.P., Shakib, S.E. and Amidpour, M., *Applying Different Optimization Approaches to Achieve Optimal Configuration of a Dual Pressure Heat Recovery Steam Generator*, Published online in Wiley Online Library. International Journal of energy Research, DOI: 10.1002/er.2944 (2012).
- In, J.S. and Lee, S.Y. "Optimization of heat recovery steam generator through exergy analysis for combined cycle gas turbine power plants", *Wiley, International Journal of Energy Research*, **32**, pp. 859-869 (2008).
- Carazas, F.J.G., Salazar, C.H. and Souza, G.F.M. "Availability analysis of heat recovery steam generators used in thermal power plants", *Elsevier, Energy*, **36**, pp. 3855-3870 (2011).
- Ganapathy, V., *Industrial Boilers & Heat Recovery Steam Generators*, New York, Marcel Dekker (2003).
- Cengel, Y.A., *Thermodynamics: An Engineering Approach*, New York, McGraw-Hill (2006).
- Behbahani-nia, A., Bagheri, M. and Bahrampoury, R. "Optimization of fire tube heat recovery steam generators for cogeneration plants through genetic algorithm", *Elsevier. Applied Thermal Engineering*, **30**, pp. 2378-2385 (2010).
- Bejan, A., *Thermal Design and Optimization*, New York, Wiley (1996).