

تحلیل انرژی و انرژی کوپلینگ نیروگاه سیکل ترکیبی و آب شیرین کن تبخیری چندمرحله‌ای

علیرضا اسماعیلی^۱، دانشجوی کارشناسی ارشد، سید احسان شکیب^۲، دانشجوی دکترا، مجید عمیدپور^{۳*}، دانشیار

^۱ دانشکده مکانیک- دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی- تهران- ایران

esmaieli.alireza@yahoo.com

^۲ دانشکده مکانیک- دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی- تهران- ایران

ehshakib@gmail.com

^۳ دانشکده مکانیک- دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی- تهران- ایران

amidpour@kntu.ac.ir

ارسال مقاله: ۹۰/۴/۱۳ اصلاحیه: ۹۰/۱۱/۲۹

پذیرش مقاله: ۹۱/۱/۱۹

چکیده: با توجه به نیاز رو به افزایش انرژی و کمبود منابع انرژی در سراسر جهان، بهینه‌سازی واحد تولید انرژی برای بهبود بازدهی و نرخ تولید محصول واحد بسیار مهم می‌باشد. یکی از مهم‌ترین واحدها برای تولید آب و قدرت، واحدهای قدرت دوهدفه هستند. در این نوع واحد قدرت، یک واحد آب‌شیرین‌کن با چرخه تولید قدرت، کوپل شده است. در این مقاله بر اساس این اهداف، یک آب‌شیرین‌کن چند مرحله‌ای با واحد سیکل ترکیبی شامل بویلر بازیاب حرارت، کوپل شده است. بعد از شبیه‌سازی واحد آب‌شیرین‌کن، بویلر بازیاب حرارت و چرخه بخار، تأثیر پارامترهای عملکردی سیستم، نظیر سطوح فشار عملکردی، دمای گاز ورودی به بویلر بازیاب، دماهای پینچ برای سطوح فشار و غیره بر روی بازده انرژی کل، نرخ تولید قدرت و آب شیرین بررسی شده‌اند. به عنوان یکی از نتایج، توان توربین بخار با افزایش فشار عملکردی سطح فشار قوی، تا یک مقدار ماکزیمم افزایش، و بعد از آن کاهش می‌یابد. این مقدار ماکزیمم با کاهش فشار عملکردی سطوح فشار ضعیف و قوی به طور هم‌زمان، افزایش می‌یابد.

واژه‌های کلیدی: تحلیل انرژی و انرژی، سیکل ترکیبی، سیکل بخار، تولید هم‌زمان، واحد آب‌شیرین‌کن.

۱.۲. سیکل تولید توان

سیکل تولید توان، مرکب از یک سیکل توربین گاز و یک سیکل توربین بخار است. در این تحقیق، سیکل بخار مورد بررسی قرار گرفته است. سیکل تولید هم‌زمان، از دو واحد توربین گاز تشکیل شده که هر یک به یک بویلر بازیاب متصل است و بخارهای فشار قوی تولیدی در هر یک از بویلرهای بازیاب به صورت مجموع، وارد قسمت فشار قوی یک واحد توربین بخار دو فشاره می‌شوند، و بخارهای فشار ضعیف تولیدی به صورت مجموع، به دو بخش ورودی به قسمت فشار ضعیف توربین بخار و ورودی به آب‌شیرین‌کن تقسیم می‌گردند. در نهایت، بخار خروجی که از توربین بخار وارد کندانسور شده، خنک می‌گردد و آب تغذیه پمپ‌ها از کندانسور خارج می‌شود. شماتیکی از سیکل تولید هم‌زمان در شکل (۱) ملاحظه می‌شود. فرضیات ذیل در شبیه‌سازی سیکل تولید هم‌زمان مورد استفاده قرار گرفته است:

- سیکل نیروگاهی و آب‌شیرین‌کن در شرایط پایدار کار می‌کنند.
- تلفات انرژی بویلر بازیاب برابر ۵ درصد از انرژی گاز خروجی از توربین گاز فرض شده است ($D=0.05$).
- کندانسور، آدیباتیک فرض می‌شود.
- توربین بخار و پمپ‌ها غیر ایزنتروپیک است و بازده ایزنتروپیک توربین بخار ۰/۸۸ و بازده ایزنتروپیک هریک از پمپ‌ها برابر ۰/۸ در نظر گرفته می‌شود.
- همچنین پارامترهای پایه سیکل تولید هم‌زمان در جدول (۱) آورده شده است.

جدول (۱): پارامترهای پایه سیکل تولید هم‌زمان توان و آب شیرین

دمای خروجی توربین گاز	۵۴۰ (°C)
دبی خروجی توربین گاز	۵۷۰ (Kg/s)
فشار ضعیف بویلر بازیاب	۲۰ (bar)
فشار قوی بویلر بازیاب	۱۲۰ (bar)
دمای نقطه پینچ فشار ضعیف	۲۰ (°C)
دمای نقطه پینچ فشار قوی	۲۰ (°C)
نسبت دبی بخار فشار ضعیف ورودی به توربین	۰/۵

۱.۱.۲. توربین بخار

دبی بخار ورودی به توربین بخار به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\dot{m}_t = a \times \dot{m}_{LP} + \dot{m}_{HP} \quad (1)$$

که \dot{m} دبی بر حسب کیلوگرم بر ثانیه، a نسبت دبی گرفته شده از بویلر بازیاب به سمت توربین بخار و زیرنویس‌های t ، HP و LP به

۱. مقدمه

با توجه به رو به زوال بودن منابع انرژی فسیلی، مسائل مربوط به بازیافت انرژی در واحدهای صنعتی و فرآیندی در سال‌های اخیر، محققان بی‌شماری را متوجه خود کرده است. به همین منظور، از تکنولوژی‌های مختلفی جهت بازیافت حرارت از واحدهای نیروگاهی می‌توان استفاده کرد. از آنجا که تولید آب شیرین، هم‌زمان با افزایش جمعیت مناطق مختلف، همواره یکی از مسائل مهم صنعتی است، استفاده از تکنولوژی شیرین‌سازی آب می‌تواند یکی از مؤثرترین و مفیدترین روش‌های استفاده از حرارت بازیافتی واحدهای نیروگاهی باشد. سیستم‌های دو منظوره تولید هم‌زمان آب شیرین و توان، دو بخش مهم دارند: نیروگاه‌های حرارتی و واحدهای شیرین‌سازی آب. در واقع، نیروگاه حرارتی، هم وظیفه تولید انرژی الکتریکی مورد نیاز معمول و هم وظیفه تأمین انرژی لازم برای راه‌اندازی واحد آب‌شیرین‌کن را بر عهده دارد. به همین منظور، تحقیقات زیادی بر روی این نوع تولید هم‌زمان صورت گرفته است؛ برای نمونه، جابوری و درویش [۱] به بررسی تأثیر متغیرهای عملکردی بویلر بازیاب حرارت بر روی واحد هم‌زمان سیکل ترکیبی و شیرین‌سازی آب دریا پرداختند. چاکارتگای و همکاران [۲] به تحلیل و امکان‌سنجی اتصال یک واحد آب‌شیرین‌کن (MED) با سیکل ترکیبی پرداختند. شکیب و همکاران [۳] برای شبیه‌سازی و بهینه‌سازی یک واحد هم‌زمان توربین گاز و آب‌شیرین‌کن با ملاحظات بویلر بازیاب، تحقیقی را انجام داده‌اند. یکی دیگر از این تحقیقات، توسط حسینی و همکاران [۴] صورت گرفت. در این کار به بهینه‌سازی قیمت یک واحد ترکیبی توان و آب‌شیرین‌کن با ملاحظات آگزرژی، محیط زیستی و قابلیت اطمینانی پرداخته شده است. مطالعه انجام‌شده حاضر بر اساس اینکه کشور ایران نیز با توجه به نیازمندی به آب شیرین و وجود نیروگاه‌های متعدد در مناطق ساحلی، پتانسیل بالایی جهت استفاده از این تکنولوژی را داراست، ارائه شده است. شایان ذکر است که کشورهای حاشیه خلیج فارس مانند کویت و عربستان از سال‌های دور تحقیقات وسیعی را در مورد سیستم‌های تولید هم‌زمان توان و آب شیرین انجام داده و بسیاری از آن‌ها را عملی ساخته‌اند.

۲. مدل ترمودینامیکی سیستم

سیستم مورد مطالعه، شامل سیکل بخار و واحد آب‌شیرین‌کن چندمرحله‌ای تبخیری می‌باشد که تمامی آن با استفاده از کد محاسباتی توسعه یافته، مدل‌سازی و شبیه‌سازی شده است. معادلات ترمودینامیکی حاکم بر هریک از آن‌ها به‌طور جداگانه توضیح داده می‌شود:

۳.۱.۲. کندانسور

توازن انتقال حرارت انجام شده در کندانسور برابر است با:

$$\dot{m}_i (h_{s,o,a} - h_{w,i}) = \dot{m}_c (h_{c,o} - h_{c,i}) \quad (۴)$$

که زیرنویس‌های c, i, c, o و s, o, a به ترتیب، نشان‌دهنده آب کندانسور، آب خنک ورودی به کندانسور و آب گرم خروجی از کندانسور می‌باشند (سیال داخل کندانسور آب دریا می‌باشد).

۴.۱.۲. بویلر بازیاب

توازن انرژی در بویلر بازیاب برای هر بخش آن برابر است با [۶]:

$$(1-D)\dot{m}_g C_{p,g} (T_{g,i} - T_{g,o}) = \dot{m}(h_o - h_i) \quad (۵)$$

یکی از پارامترهای تأثیرگذار بر عملکرد بویلر بازیاب، اختلاف دماهای پینچ برای هر یک از سطوح فشار است. دمای پینچ، کمترین اختلاف دمایی بین گاز داغ و سیال عامل در قسمت تولیدکننده بخار برای هر یک از سطوح فشار در بویلر بازیاب می‌باشد.

ترتیب مربوط به ورودی به توربین، ورودی به قسمت فشار قوی توربین بخار و ورودی به قسمت فشار ضعیف توربین بخار است.

نرخ به کار گرفته شده از توربین بخار به صورت زیر به دست می‌آید [۵]:

$$W_{tur} = a \times \dot{m}_{LP} h_{s,i,L} + \dot{m}_{HP} h_{s,i,H} - \dot{m}_i h_{s,o,a} \quad (۲)$$

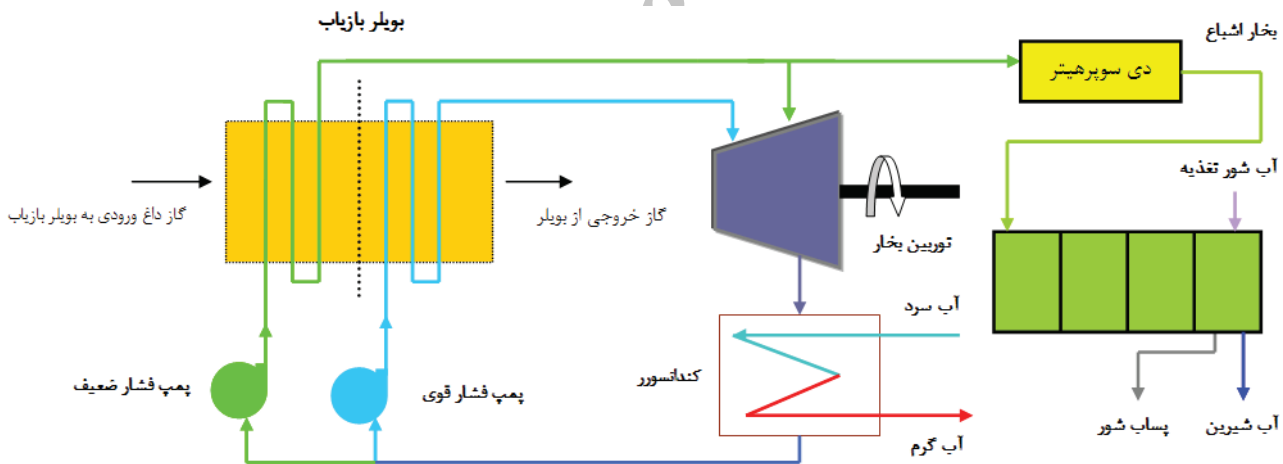
که در آن h آنتالپی بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم، W نرخ کار بر حسب کیلووات و زیرنویس‌های $tur, s, i, L, s, i, H, s, o, a$ به ترتیب، نشان‌دهنده کل توربین، ورودی قسمت فشار ضعیف توربین، ورودی قسمت فشار قوی توربین، و خروجی واقعی از توربین می‌باشند.

۲.۱.۲. پمپ

کار مصرف شده برای هر یک از پمپ‌ها به صورت زیر به دست می‌آید [۵]:

$$W_{pump} = \dot{m}(h_{w,o,act} - h_{w,i}) \quad (۳)$$

زیرنویس‌های $w, i, pump, w, o, act$ به ترتیب، نشان‌دهنده پمپ، ورودی به پمپ، خروجی واقعی از پمپ می‌باشند.



شکل (۱): شماتیکی از سیکل تولید هم‌زمان توان و آب شیرین

- اختلاف دمایی بین مراحل متوالی ثابت است و اگر دمای بخار

گرمایشی مرحله اول T_s و دمای آخرین مرحله، T_N باشد، داریم:

$$\Delta T = \frac{T_s - T_N}{N} \quad (۶)$$

$$T_1 = T_s - \Delta T$$

$$i = 2, 3, \dots, N \quad T_{i+1} = T_i - \Delta T \quad (۷)$$

۲.۲. واحد آب‌شیرین‌کن چندمرحله‌ای

آب‌شیرین‌کن مورد نظر چهار مرحله‌ای تبخیری با تغذیه موازی است و از تعدادی تبخیرکننده و یک چگالنده انتهایی به منظور چگالش بخار تولید شده در آخرین مرحله، تشکیل شده است. وظیفه چگالنده انتهایی، دفع حرارت اضافی از سیستم می‌باشد.

$$e^{-CH} = \sum x_k e_k^{-CH} + \bar{R}T_0 \sum x_k \ln x_k \quad (16)$$

در رابطه بالا، x نسبت مولی جزء k ام و e_k مقدار انرژی استاندارد جزء k ام است. شرایط استاندارد برای هوا همان شرایط ورودی در نظر گرفته می‌شود، لذا با این فرض با تغییر ترکیب هوا پس از احتراق، انرژی شیمیایی آن نیز، که به وسیله کد محاسباتی قابل محاسبه است، تغییر می‌کند.

محاسبه انرژی آب شور در نقاط مختلف آب شیرین کن با استفاده از رابطه ذیل برای آب خالص و نمک انجام شده است [۹]:

$$s_i = s(P, T)_{i, pure} R_u \ln x_i \quad (17)$$

که x جزء مولی و R_u ثابت جهانی گازها می‌باشد. میزان انرژی جریان ورودی به سیستم که دارای هزینه می‌باشد، به عنوان انرژی سوخت (e_F) و میزان انرژی مفید جریان خروجی که دارای ارزش برای استفاده مجدد است، به عنوان انرژی محصول (e_P) شناخته می‌شوند. تخریب انرژی در واحد نیز از اختلاف در میزان انرژی سوخت و محصول می‌باشد که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$e_D = e_F - e_P \quad (18)$$

حال برای هر یک از اجزای سیستم، می‌توان نسبت به کل تخریب انرژی واحد، درصد تخریب انرژی در نظر گرفت که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$DSC_j = \frac{e_{D,j}}{e_D} \times 100 \quad (19)$$

به نسبت انرژی محصول به انرژی سوخت بر اساس درصد، بازده انرژی سیستم می‌گویند که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$e_{Eff} = \frac{e_P}{e_F} \times 100 \quad (20)$$

۴. روند شبیه‌سازی

شبیه‌سازی سیکل تولید هم‌زمان، با برنامه‌نویسی در محیط نرم‌افزار متلب انجام شده است. در این شبیه‌سازی، مقدار دبی بخار تولیدی با استفاده از شرایط خروجی توربین گاز و شرایط بخار مورد نیاز جهت تولید توان و آب شیرین، که به صورت داده برای روند شبیه‌سازی در نظر گرفته شده، محاسبه می‌شود. سپس به تحلیل انرژی در قسمت‌های متفاوت سیکل تولید هم‌زمان برای به دست آوردن میزان توان و آب شیرین تولیدی پرداخته می‌شود. در انتها به تحلیل انرژی هر

توازن جرم آب و نمک در هر مرحله از آب شیرین کن به صورت زیر است:

$$m_f = m_d + m_b \quad (8)$$

$$x_f m_f = x_b m_b \quad (9)$$

بخار گرمایشی اولین مرحله آب شیرین کن که از سیکل نیروگاهی تأمین می‌گردد، برابر مقدار گرمای Q است؛ بنابراین، معادله توازن انرژی در مرحله اول و مراحل ۲ تا N به صورت زیر می‌باشد:

$$Q = m_s (h_{s_{out}} - h_{s_{in}}) = m_f C_p (T_1 - T_f) \quad (10)$$

$$+ m_{d,i} \lambda_{v_i} \\ m_{d,i-1} \lambda_{v_{i-1}} = m_f C_p (T_i - T_f) + m_{d,i} \lambda_{v_i} \quad (11)$$

در روابط بالا، x درصد شوری و زیرنویس‌های d, f, b به ترتیب، مربوط به آب تغذیه، آب شور دفع شده از هر مرحله، بخار تشکیل شده در هر مرحله که در مرحله بعدی چگالیده می‌شود (آب شیرین تولیدی)، و بخار گرمایشی مرحله اول است. مقدار λ_{v_i} گرمای نهان تبخیر در دمای T_{v_i} است.

همچنین می‌توان با استفاده از تعریف ضریب انتقال حرارت کلی

تبخیرکننده و چگالنده، رابطه‌های ذیل را به دست آورد [۷]:

$$Q_e = U_e A_e \Delta T_i \quad (12)$$

$$Q_{co} = U_{co} A_{co} LMTD_e \quad (13)$$

که در آن، $LMTD$ اختلاف دمای لگاریتمی برای چگالنده، و زیرنویس‌های e و co مربوط به تبخیرکننده و چگالنده انتهایی می‌باشد.

۳. تحلیل انرژی

انرژی ویژه (انرژی کل بر واحد جرم) سیستم که با e نشان داده می‌شود، در غیاب تأثیرات هسته‌ای، مغناطیسی، الکتریکی و کشش سطحی به صورت مجموع انرژی فیزیکی، جنبشی، پتانسیل و شیمیایی بیان می‌گردد [۸]:

$$e = e^{PH} + e^{KN} + e^{PT} + e^{CH} \quad (14)$$

انرژی فیزیکی یک جریان با استفاده از تعریف زیر محاسبه می‌گردد:

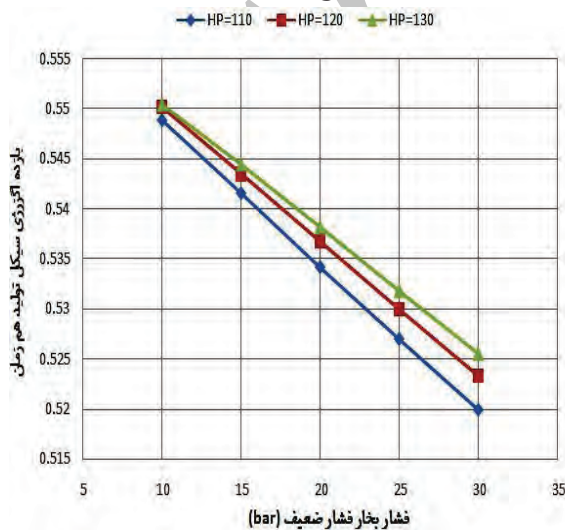
$$e^{PH} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (15)$$

همچنین انرژی شیمیایی برای مخلوط چند جزئی به شکل زیر

قابل بیان است:

در ادامه، برای بررسی تأثیر پارامترهای متغیر در بویلر بازیاب و سیکل تولید هم‌زمان، شکل (۴) ارائه شده است. با توجه به این شکل، با افزایش دمای گاز خروجی از توربین گاز و ورودی به بویلر بازیاب، بازده اگزرژی سیکل افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش نسبت دبی بخار فشار ضعیف گرفته شده به سمت توربین به کل بخار تولیدی در قسمت فشار ضعیف بویلر بازیاب (MR) در بازده اگزرژی، افزایش رخ می‌دهد. در این حالت، اگر $MR=1$ باشد، سیکل تولید هم‌زمان به صورت سیکل ترکیبی درمی‌آید که بیشترین بازده اگزرژی برای سیکل بخار بدون واحد آب‌شیرین‌کن را خواهد داشت، در حالی که اگر $MR=0$ باشد، سیکل به صورت تولید هم‌زمان با توربین بخار تک‌فشاره درمی‌آید که کمترین بازده اگزرژی را دارا می‌باشد.

برای بررسی کار تولیدی توربین بخار با توجه به شکل (۵)، مشاهده می‌شود که با افزایش فشار بخار سطح فشار قوی ورودی به توربین بخار در فشارهای بخار سطح فشار ضعیف مختلف ورودی به توربین بخار، مقدار به کار گرفته شده رفتار متفاوتی دارد و برای فشار قوی کار گرفته شده از توربین در ابتدا افزایش می‌یابد و پس از یک نقطه ماکزیمم، کاهش می‌یابد. این ویژگی، ناشی از تفاوت در نرخ تولید بخارهای فشار قوی و ضعیف در بویلرهای بازیاب در اثر افزایش فشار بخار سطح فشار قوی می‌باشد. همچنین با کاهش فشار بخار فشار ضعیف ورودی به توربین بخار به کار گرفته شده از توربین افزایش می‌یابد که نتیجه افزایش آنتالپی مخصوص سیال داخل بویلر بازیاب به دلیل کاهش دمای اشباع در قسمت فشار ضعیف می‌باشد.



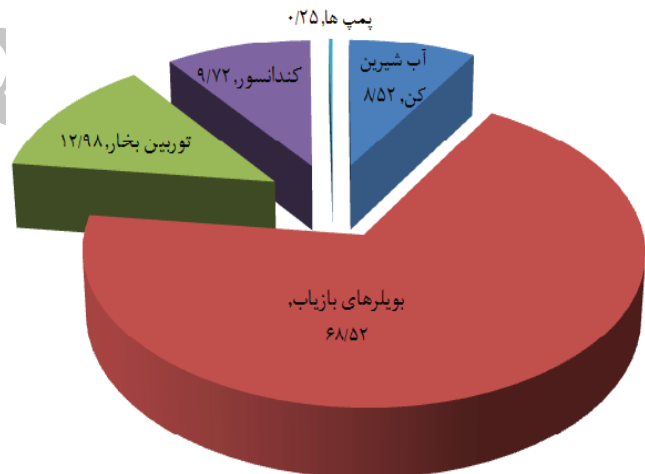
شکل (۳): میزان بازده اگزرژی سیکل به ازای تغییر فشار بخار ضعیف و قوی ورودی به توربین بخار

بخش از این سیکل برای محاسبه بازده اگزرژی کل سیکل تولید هم‌زمان پرداخته می‌شود.

۵. نتایج

سیکل مورد نظر از یک واحد سیکل ترکیبی و یک واحد آب‌شیرین‌کن تشکیل شده است. در این کار، به تحلیل واحد بخار در سیکل ترکیبی و واحد آب‌شیرین‌کن پرداخته شده است. حرارت گاز خروجی از توربین های گاز، جهت تولید بخار مافوق گرم در دو بویلر بازیاب، بازیافت شده است. سپس از بخار تولید شده جهت تولید توان در سیکل بخار با یک توربین بخار و تولید آب شیرین در یک آب‌شیرین‌کن چهار مرحله‌ای که دارای یک دی سوپرهیتر است، استفاده شده است.

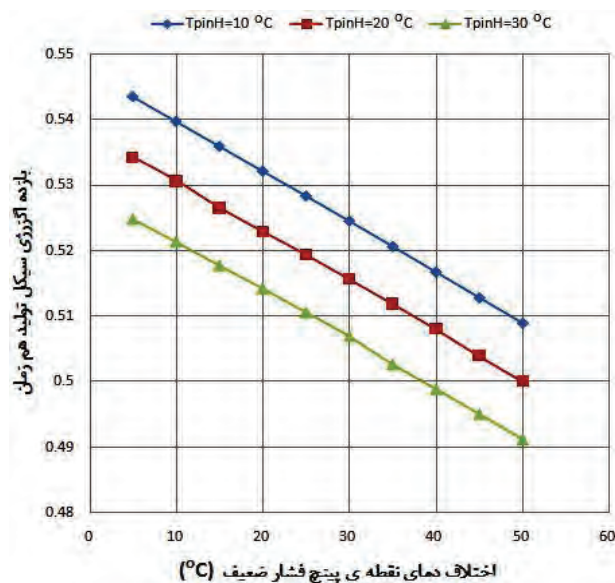
در این شبیه‌سازی، برای نمایش سهم درصدی هر واحد از سیکل در تخریب اگزرژی، شکل (۲) به نمایش درآمده است. با توجه به این شکل، درصد تخریب اگزرژی بویلرهای بازیاب از همه اجزای سیکل بیشتر می‌باشد. این سهم به این دلیل است که مقدار انتقال حرارت صورت گرفته در بویلر بازیاب، بالاست و این سبب ایجاد چنین تخریب اگزرژی بالایی می‌شود. سهم تخریب اگزرژی پمپ به دلیل مقدار کار کم مصرفی آن، از دیگر اجزا کمتر می‌باشد.



شکل (۲): نمودار درصد تخریب اگزرژی برای اجزای سیکل

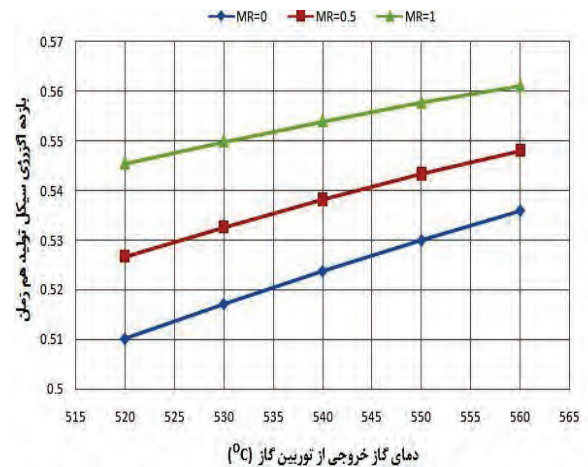
بررسی تأثیر سطوح فشار ضعیف بخار (LP) و فشار قوی بخار (HP) ورودی به توربین بخار، بر بازده اگزرژی سیکل تولید هم‌زمان، در شکل (۳) نمایش داده شده است. همان‌طور که دیده می‌شود با افزایش فشار بخار سطح فشار ضعیف بازده اگزرژی سیکل کاهش می‌یابد. این کاهش در حالی است که با افزایش فشار بخار سطح فشار قوی، بازده اگزرژی افزایش می‌یابد، ولی نرخ کاهش بازده با افزایش فشار بخار سطح فشار ضعیف، بیشتر از نرخ افزایش بازده با کاهش فشار بخار سطح فشار قوی می‌باشد. این موضوع نشان‌دهنده تأثیر بیشتر فشار بخار سطح فشار ضعیف بر سیکل تولید هم‌زمان می‌باشد.

برای بررسی تأثیر دماهای پینچ دو سطح فشار ضعیف (TpinL) و فشار قوی (TpinH) در بویلر بازیاب بر مقدار بازده اگزرژی سیکل تولید هم‌زمان توان و آب شیرین، شکل (۷) ارائه شده است. با توجه به این شکل، با افزایش دماهای نقطه پینچ در هر دو قسمت، دمای گاز خروجی از دودکش بالاتر می‌رود و در نتیجه، مقدار اگزرژی هدر رفته و به سبب آن، تخریب اگزرژی سیکل نیز افزایش می‌یابد. این افزایش در تخریب اگزرژی باعث کاهش بازده اگزرژی سیکل می‌شود.

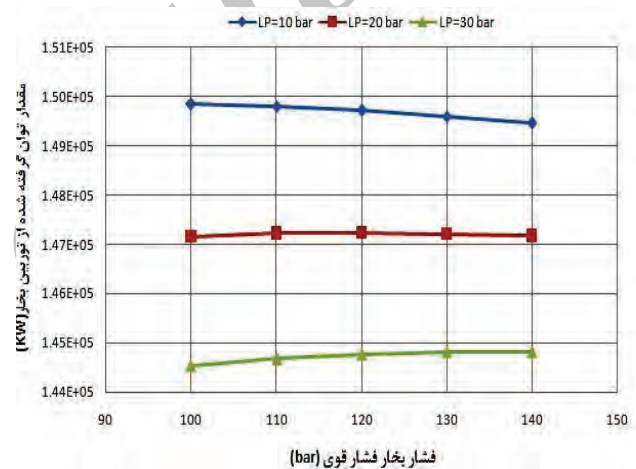


شکل (۷): میزان بازده اگزرژی سیکل به ازای تغییر دمای نقطه پینچ فشار ضعیف و قوی

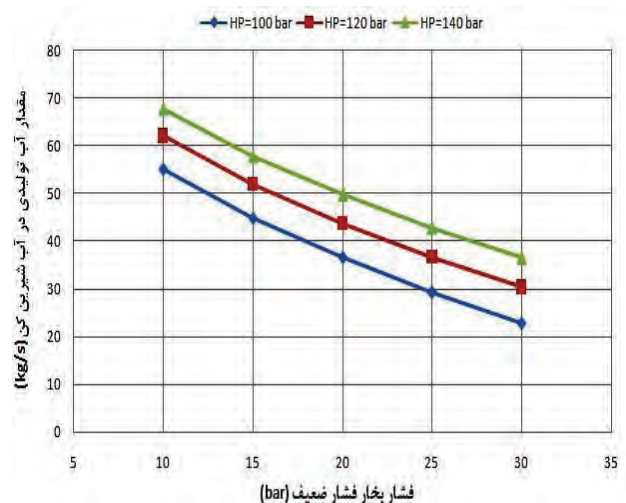
شکل (۸)، تأثیر دمای پینچ قسمت فشار ضعیف و فشار قوی (TpinH) را در بویلر بازیاب بر مقدار توان گرفته شده از توربین بخار نشان می‌دهد. با توجه به این شکل، با افزایش دماهای نقطه پینچ در هر دو قسمت، توان گرفته شده از توربین بخار کاهش می‌یابد. این کاهش به این دلیل است که با افزایش دمای نقطه پینچ سطوح فشار ضعیف و قوی (TpinH)، تولید بخار به ترتیب برای همان قسمت کاهش می‌یابد. این کاهش، باعث کاهش مقدار انرژی در دسترس برای تولید توان و نیز منجر به کاهش تولید قدرت در توربین بخار می‌شود. برای بررسی تأثیر دماهای پینچ دو سطح فشار ضعیف و قوی (TpinH) در بویلر بازیاب بر مقدار تولید آب شیرین، شکل (۹) آورده شده است. با توجه به این شکل، با افزایش دمای نقطه پینچ فشار ضعیف در دمای نقطه پینچ فشار قوی ثابت، تولید آب شیرین کاهش می‌یابد. این کاهش به این دلیل است که با افزایش دمای نقطه پینچ فشار ضعیف،



شکل (۴): میزان بازده اگزرژی سیکل به ازای تغییر دمای خروجی از توربین گاز در نسبت دبی بخار فشار ضعیف ورودی به توربین بخار



شکل (۵): میزان توان گرفته شده از توربین بخار به ازای تغییر فشار بخار قوی و ضعیف ورودی به توربین بخار



شکل (۶): میزان تغییرات تولید آب شیرین به ازای تغییر فشار بخار ضعیف و قوی ورودی به توربین بخار

۶. نتیجه گیری

این مطالعه برای بررسی تأثیر پارامترهای عملکردی سیکل تولید هم‌زمان توان و آب شیرین انجام گرفت. اثر پارامترهایی نظیر سطوح فشار بخار، دمای گاز داغ ورودی به بویلر بازیاب، نسبت دبی بخار ورودی به توربین بخار به کل بخار تولیدی سطح فشار ضعیف بویلر بازیاب، و دماهای پینچ در سطوح فشار مختلف بررسی شده‌اند. برای نشان دادن عملکرد و رفتار سیستم از تحلیل انرژی و آگرژی سیکل تولید هم‌زمان استفاده شده است. رفتار سیکل تولید هم‌زمان با مقادیر خروجی مفید نظیر توان خروجی توربین بخار، مقدار آب شیرین تولیدی و بازده آگرژی سیکل تولید هم‌زمان، سنجیده می‌شود.

از تحلیل انجام‌شده و نمودارهای رسم‌شده، نتایج زیر ارائه شده است:

- بازده آگرژی کل با افزایش فشار بخار فشار ضعیف (LP) کاهش می‌یابد.

- بازده آگرژی کل با افزایش فشار بخار فشار قوی (HP) افزایش می‌یابد، ولی در فشارهای بخار فشار ضعیف پایین‌تر، نرخ این افزایش کم می‌شود.

- با افزایش دمای گاز خروجی از توربین گاز و ورودی به بویلر بازیاب، بازده آگرژی سیکل تولید هم‌زمان، افزایش می‌یابد.

- با افزایش MR، بازده آگرژی افزایش می‌یابد، ولی نرخ این افزایش در دماهای بالای گاز کم می‌شود.

- با کاهش فشار بخار سطح ضعیف، ماکزیمم کار توربین بخار در فشارهای بخار سطح قوی پایین‌تری حاصل می‌شود.

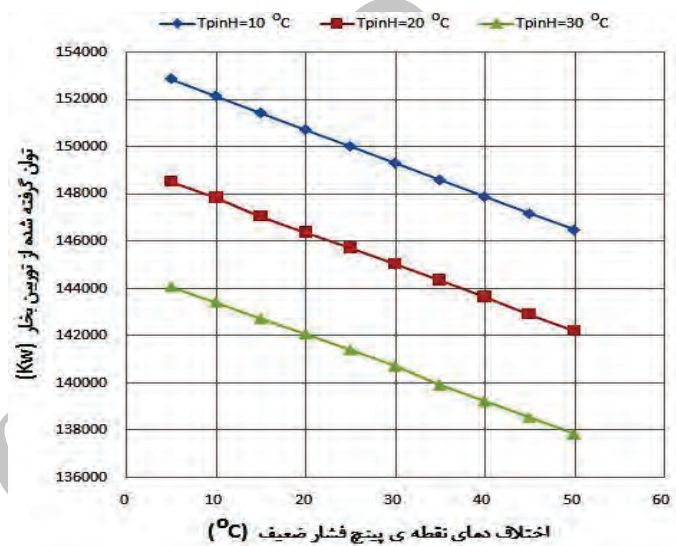
- تغییرات فشار بخار فشار قوی و ضعیف نسبت معکوس در تولید آب شیرین دارند.

- با کاهش فشار بخار فشار ضعیف آب شیرین تولیدی و کار گرفته شده از توربین بخار افزایش می‌یابد، اما با افزایش فشار بخار فشار قوی مقدار آب شیرین تولیدی افزایش می‌یابد، ولی کار توربین بخار، کاهش می‌یابد.

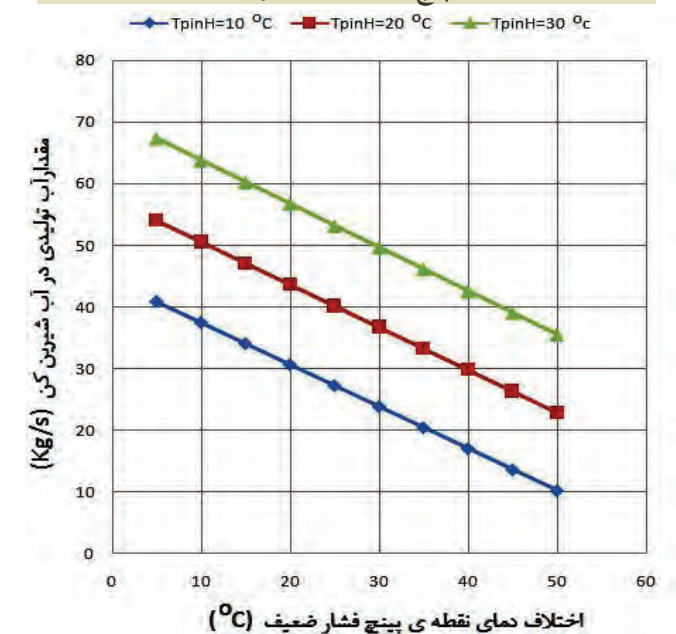
- کاهش دمای نقطه پینچ برای هر دو سطح فشار موجب کاهش بازده آگرژی سیکل و توان گرفته شده از توربین بخار می‌شود.

- با کاهش دمای نقطه پینچ فشار ضعیف و افزایش دمای نقطه پینچ فشار قوی، مقدار تولید آب شیرین افزایش می‌یابد.

مقدار گرمای گرفته شده از گاز کاهش می‌یابد؛ در نتیجه، مقدار دبی بخار تولید شده برای مصرف تولید آب شیرین کاهش می‌یابد و به سبب آن، مقدار تولید آب شیرین نیز در واحد زمان کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش دمای نقطه پینچ فشار قوی (TpinH) در دمای نقطه پینچ فشار ضعیف ثابت، تولید آب شیرین افزایش می‌یابد. این کاهش به این دلیل است که گرمای گرفته شده در قسمت فشار قوی از گاز کمتر می‌شود و مقدار گرمای بیشتری به قسمت فشار ضعیف می‌رسد. با این افزایش، انتقال حرارت در قسمت فشار ضعیف مقدار دبی بخار فشار ضعیف برای تولید آب شیرین افزایش می‌یابد. بدین سبب، مقدار تولید آب شیرین در واحد زمان نیز افزایش می‌یابد.



شکل (۸): میزان توان گرفته شده از توربین بخار به ازای تغییر دمای نقطه پینچ فشار ضعیف و قوی



شکل (۹): میزان تولید آب شیرین به ازای تغییر دمای نقطه پینچ فشار ضعیف و قوی

فهرست علائم

علائم یونانی			
λ	گرمای نهان تبخیر (kJ/kg)	A	مساحت (m^2)
	زیرنویس‌ها	c_p	ظرفیت گرمایی ویژه (kJ/kg.K)
a	هوا	DSC	سهم تخریب آگرژی هر یک از اجزای سیکل
b	پساب	e	آگرژی ویژه (kJ/kg)
c	آب‌خنک‌کن	E_D	آگرژی تخریب‌شده (kJ)
co	چگالنده	h	آنتالپی ویژه (kJ/kg)
D	تخریب آگرژی	HP	فشار بخار فشار قوی (bar)
d	آب شیرین	LP	فشار بخار فشار ضعیف (bar)
e	تبخیرکننده	MR	نسبت دبی بخار فشار ضعیف ورودی به توربین بخار به کل دبی بخار تولیدی در سطح فشار ضعیف بویلر بازیاب
Eff	بازده آگرژی	\dot{m}	دبی جرمی (kg/s)
F	سوخت	N	تعداد مراحل
f	آب تغذیه	P	فشار (kpa)
g	گاز داغ	s	آنتروپی ویژه (kg K/kJ)
i	ورودی	T	دما ($^{\circ}C$)
j	هریک از اجزای سیکل تولید هم‌زمان	T_{pinH}	دمای نقطه پینچ فشار قوی ($^{\circ}C$)
m	بخار محرک	U	ضریب انتقال حرارت کلی ($kW/m^2 \cdot ^{\circ}C$)
o	خروجی	x	نسبت مولی، درصد شوری
P	محصولات		
s	آیزنتروپیک		
v	بخار مرحله		

مراجع

- [1] Jabbari, B.G., Darwish, M., "The Effect of The Operating Parameters of Heat Recovery Steam Generators on Combined Cycle/Sea-Water Desalination Plant Performance". Pergamon Press. Heat Recovery System & CHP, Vol. 10, pp. 255–267, 1990.
- [2] Chacartegui, R., Sanchez, D., di Gregorio, N., Jimenez-Espadafor, F.J., Munoz, A., Sancez, T., "Feasibility Analysis of A MED Desalination Plant in A Combined Cycle Based Cogeneration Facility". Elsevier. Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 412–417, 2009.
- [3] Shakib, S.E., Amidpour, M., Aghanajafi, C., "Simulation and Optimization of Multi Effect Desalination Coupled to A Gas Turbine Plant With HRSG Consideration". Elsevier. Desalination, Vol. 285, pp. 366–376, 2012.
- [4] Hosseini, S.R., Amidpour, M., Shakib, S.E., "Cost Optimization of A Combined Power and Water Desalination Plant With Exergetic, Enviroment and Reliability Consideration". Elsevier. Desalination, Vol. 285, pp. 123–130, 2012.
- [5] Cengel, Y.A., "Thermodynamics: An Engineering Approach", McGraw-Hill, New York, 2006.
- [6] Ganapathy, V., "Industrial Boilers & Heat Recovery Steam Generators", Marcel Dekker, New York, 2003.
- [7] El-Dessouky, H.T., Ettouney, H.M., "Fundamental of salt water Desalination", Elsevier Science B.V, Amsterdam, 2002.
- [8] Bejan, A., "Thermal design and optimization". Wiley, New York, 1996.
- [9] Kahraman, N., Cengel, Y.A., "Exergy analysis of a MSF distillation plant". Elsevier. Energy conversion and management, Vol. 46, pp. 2625–2636, 2005.