

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

علیرضا اسماعیلی<sup>۱</sup>، دانشجوی کارشناسی ارشد، سید احسان شکیب<sup>۲</sup>، دانشجوی دکترا، مجید عمیدپور<sup>۳\*</sup>، دانشیار

<sup>۱</sup> دانشکده مکانیک- دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی- تهران- ایران

esmaieli.alireza@yahoo.com

<sup>۲</sup> دانشکده مکانیک- دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی- تهران- ایران

ehshakib@gmail.com

<sup>۳</sup> 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 آب شیرین کن با چرخه تولید قدرت، کوپل شده است. در این مقاله بر اساس این اهداف، یک آب شیرین کن چند مرحله‌ای با واحد سیکل ترکیبی شامل بویلر بازیاب حرارت، کوپل شده است. بعد از شبیه‌سازی واحد آب شیرین کن، 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 آب شیرین کن.

## 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 بی شماری را متوجه خود کرده است. به همین منظور، از تکنولوژیهای مختلفی جهت بازیافت حرارت از واحدهای نیروگاهی می توان استفاده کرد. از آنجا که تولید آب شیرین، همزمان با افزایش جمعیت مناطق مختلف، همواره یکی از مسائل مهم صنعتی است، استفاده از تکنولوژی شیرین سازی آب می تواند یکی از مؤثرترین و مفیدترین روش های استفاده از حرارت بازیافتی واحدهای نیروگاهی باشد. سیستم های دو منظوره تولید همزمان آب شیرین و توان، دو بخش مهم دارند: نیروگاه های حرارتی و واحدهای شیرین سازی آب. در واقع، نیروگاه حرارتی، هم وظیفه تولید انرژی الکتریکی مورد نیاز معمول و هم وظیفه تأمین انرژی لازم برای راه اندازی واحد آب شیرین کن را بر عهده دارد. به همین منظور، تحقیقات زیادی بر روی این نوع تولید هم زمان صورت گرفته است؛ برای نمونه، جابوری و درویش [۱] به بررسی تأثیر متغیرهای عملکردی بویلر بازیافت حرارت بر روی واحد همزمان سیکل ترکیبی و شیرین سازی آب دریا پرداختند. چاکارتگای و همکاران [۲] به تحلیل و امکان سنجی اتصال یک واحد آب شیرین کن (MED) با سیکل ترکیبی پرداختند. شکیب و همکاران [۳] برای شبیه سازی و بهینه سازی یک واحد همزمان توربین گاز و آب شیرین کن با ملاحظات بویلر بازیافت، تحقیقی را انجام داده اند. یکی دیگر از این تحقیقات، توسط حسینی و همکاران [۴] صورت گرفت. در این کار به بهینه سازی قیمت یک واحد ترکیبی توان و آب شیرین کن با ملاحظات آگزرژی، محیط زیستی و قابلیت اطمینانی پرداخته شده است. مطالعه انجام شده حاضر بر اساس اینکه کشور ایران نیز با توجه به نیازمندی به آب شیرین و وجود نیروگاه های 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 سال های دور تحقیقات وسیعی را در مورد سیستم های تولید همزمان توان و آب شیرین انجام داده و بسیاری از آنها را عملی ساخته اند.

## 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 بازیافت متصل است و بخارهای فشار قوی تولیدی در هر یک از بویلرهای بازیافت به صورت مجموع، وارد قسمت فشار قوی یک واحد توربین بخار دو فشاره می شوند، و بخارهای فشار ضعیف تولیدی به صورت مجموع، به دو بخش ورودی به قسمت فشار ضعیف توربین بخار و ورودی به آب شیرین کن تقسیم می گردند. در نهایت، بخار خروجی که از توربین بخار وارد کندانسور شده، خنک می گردد و آب تغذیه پمپ ها از کندانسور خارج می شود. شماتیک از سیکل تولید همزمان در شکل (۱) ملاحظه می شود. فرضیات ذیل در شبیه سازی سیکل تولید همزمان مورد استفاده قرار گرفته است:

- سیکل نیروگاهی و آب شیرین کن در شرایط پایدار کار می کنند.
- تلفات انرژی بویلر بازیافت برابر ۵ درصد از انرژی گاز خروجی از توربین گاز فرض شده است ( $D=0.05$ ).
- کندانسور، آدیباتیک فرض می شود.
- توربین بخار و پمپ ها غیر ایزنتروپیک است و بازده ایزنتروپیک توربین بخار ۰/۸۸ و بازده ایزنتروپیک هریک از پمپ ها برابر ۰/۸ در نظر گرفته می شود.
- 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                   | $540 (^{\circ}C)$ |
| دبی خروجی توربین گاز                    | $570 (Kg/s)$      |
| فشار ضعیف بویلر بازیافت                 | $20 (bar)$        |
| فشار قوی بویلر بازیافت                  | $120 (bar)$       |
| دمای نقطه پینچ فشار ضعیف                | $20 (^{\circ}C)$  |
| دمای نقطه پینچ فشار قوی                 | $20 (^{\circ}C)$  |
| نسبت دبی بخار فشار ضعیف ورودی به توربین | $0.5$             |

### ۱.۱.۲. توربین بخار

دبی بخار ورودی به توربین بخار به صورت زیر به دست می آید:

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

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

## ۲. مدل ترمودینامیکی سیستم

سیستم مورد مطالعه، شامل سیکل بخار و واحد آب شیرین کن چندمرحله ای تبخیری می باشد که تمامی آن با استفاده از کد محاسباتی توسعه یافته، مدل سازی و شبیه سازی شده است. معادلات ترمودینامیکی حاکم بر هریک از آنها به طور جداگانه توضیح داده می شود:

### ۳.۱.۲. کندانسور

توازن انتقال حرارت انجام شده در کندانسور برابر است با:

$$\dot{m}_i (h_{s,o,a} - h_{w,i}) = \dot{m}_c (h_{c,o} - h_{c,i}) \quad (4)$$

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]:

$$(1-D)\dot{m}_g C_{p,g} (T_{g,i} - T_{g,o}) = \dot{m}(h_o - h_i) \quad (5)$$

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 بخار 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]:

$$W_{tur} = a \times \dot{m}_{LP} h_{s,i,L} + \dot{m}_{HP} h_{s,i,H} - \dot{m}_i h_{s,o,a} \quad (2)$$

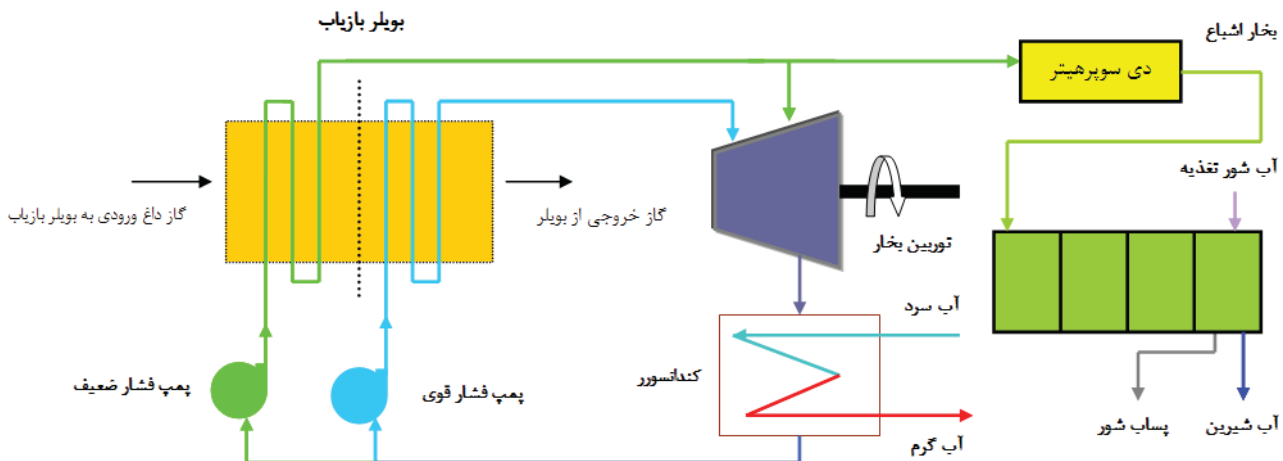
که در آن  $h$  آنتالپی بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم،  $W$  نرخ کار بر حسب کیلووات و زیرنویس‌های  $tur, s, i, L, s, i, H, s, o, a$  به ترتیب، نشان‌دهنده کل توربین، ورودی قسمت فشار ضعیف توربین، ورودی قسمت فشار قوی توربین، و خروجی واقعی از توربین می‌باشند.

### ۲.۱.۲. پمپ

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

$$W_{pump} = \dot{m}(h_{w,o,act} - h_{w,i}) \quad (3)$$

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:

$$\Delta T = \frac{T_s - T_N}{N} \quad (6)$$

$$T_1 = T_s - \Delta T$$

$$i = 2, 3, \dots, N \quad T_{i+1} = T_i - \Delta T \quad (7)$$

### 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.

$$e^{-CH} = \sum x_k e_k^{-CH} + \bar{RT}_0 \sum x_k \ln x_k \quad (16)$$

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 آنتروپی 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 قسمت های 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 زیرنویس های  $d, f, b$  و  $s$  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  $\lambda_{v_i}$  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 زیرنویس های  $e$  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:

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

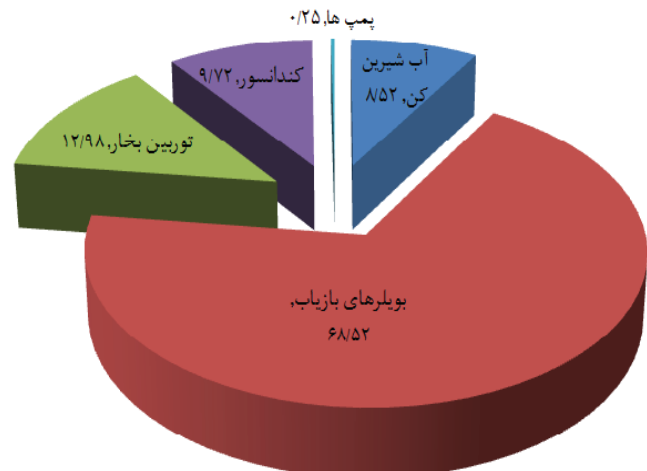
همچنین انرژی شیمیایی برای مخلوط چند جزئی به شکل زیر قابل بیان است:

بخش از این سیکل برای محاسبه بازده اگزرژی کل سیکل تولید هم زمان پرداخته می شود.

## ۵. نتایج

سیکل مورد نظر از یک واحد سیکل ترکیبی و یک واحد آب شیرین کن تشکیل شده است. در این کار، به تحلیل واحد بخار در سیکل ترکیبی و واحد آب شیرین کن 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 آب شیرین کن چهار مرحله ای که دارای یک دی سوپرهیتر است، استفاده شده است.

در این شبیه سازی، 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 می باشد. این سهم به این دلیل است که مقدار انتقال حرارت صورت گرفته در بویلر بازیاب، بالاست و این سبب ایجاد چنین تخریب اگزرژی بالایی می شود. سهم تخریب اگزرژی پمپ به دلیل مقدار کار کم مصرفی آن، از دیگر اجزا کمتر می باشد.

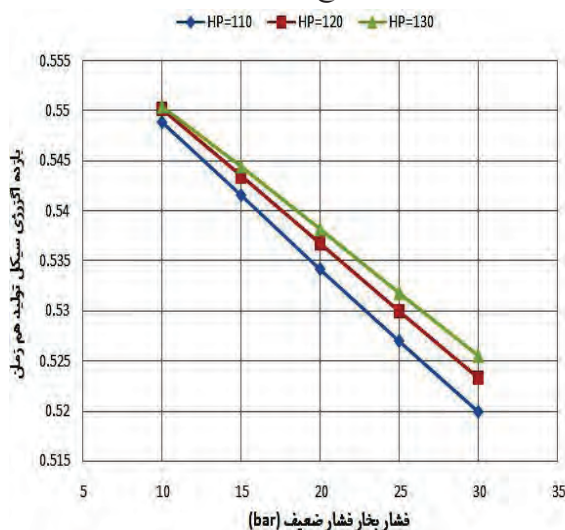


شکل (۲): نمودار درصد تخریب اگزرژی برای اجزای سیکل

بررسی تأثیر سطوح فشار ضعیف بخار (LP) و فشار قوی بخار (HP) ورودی به توربین بخار، بر بازده اگزرژی سیکل تولید هم زمان، در شکل (۳) نمایش داده شده است. همان طور که دیده می شود با افزایش فشار بخار سطح فشار ضعیف بازده اگزرژی سیکل کاهش می یابد. این کاهش در حالی است که با افزایش فشار بخار سطح فشار قوی، بازده اگزرژی افزایش می یابد، ولی نرخ کاهش بازده با افزایش فشار بخار سطح فشار ضعیف، بیشتر از نرخ افزایش بازده با کاهش فشار بخار سطح فشار قوی می باشد. این موضوع نشان دهنده تأثیر بیشتر فشار بخار سطح فشار ضعیف بر سیکل تولید هم زمان می باشد.

در ادامه، برای بررسی تأثیر پارامترهای متغیر در بویلر بازیاب و سیکل تولید هم زمان، 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 می یابد. 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 می دهد. در این حالت، اگر  $MR=1$  باشد، سیکل تولید هم زمان به صورت سیکل ترکیبی درمی آید که بیشترین بازده اگزرژی برای سیکل بخار بدون واحد آب شیرین کن را خواهد داشت، در حالی که اگر  $MR=0$  باشد، سیکل به صورت تولید هم زمان با توربین بخار تک فشاره درمی آید که کمترین بازده اگزرژی را دارا می باشد.

برای بررسی کار تولیدی توربین بخار با توجه به شکل (۵)، مشاهده می شود 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  $LP=20 \text{ bar}$  مشاهده می شود که با افزایش فشار بخار سطح فشار قوی کار گرفته شده از توربین در ابتدا افزایش می یابد و پس از یک نقطه ماکزیمم، کاهش می یابد. این ویژگی، ناشی از تفاوت در نرخ تولید بخارهای فشار قوی و ضعیف در بویلرهای بازیاب در اثر افزایش فشار بخار سطح فشار قوی می باشد. همچنین با کاهش فشار بخار فشار ضعیف ورودی به توربین بخار به کار گرفته شده از توربین افزایش می یابد که نتیجه افزایش آنتالپی مخصوص سیال داخل بویلر بازیاب به دلیل کاهش دمای اشباع در قسمت فشار ضعیف می باشد.

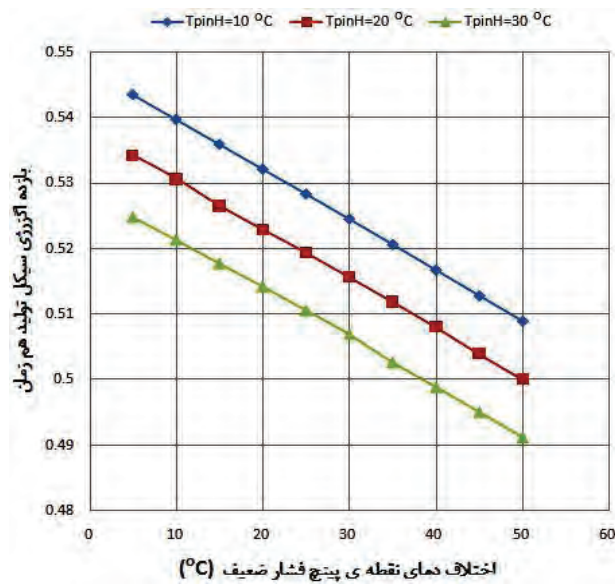


شکل (۳): میزان بازده اگزرژی سیکل به ازای تغییر فشار بخار

ضعیف و قوی ورودی به توربین بخار

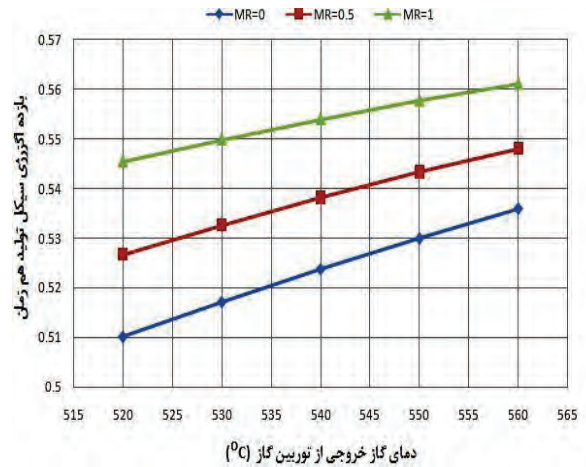


برای بررسی تأثیر دماهای پینچ دو سطح فشار ضعیف (TpinL) و فشار قوی (TpinH) در بویلر بازیاب بر مقدار بازده اگزرژی سیکل تولید هم‌زمان توان و آب شیرین، شکل (۷) ارائه شده است. با توجه به این شکل، با افزایش دماهای نقطه پینچ در هر دو قسمت، دمای گاز خروجی از دودکش بالاتر می‌رود و در نتیجه، مقدار اگزرژی هدر رفته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

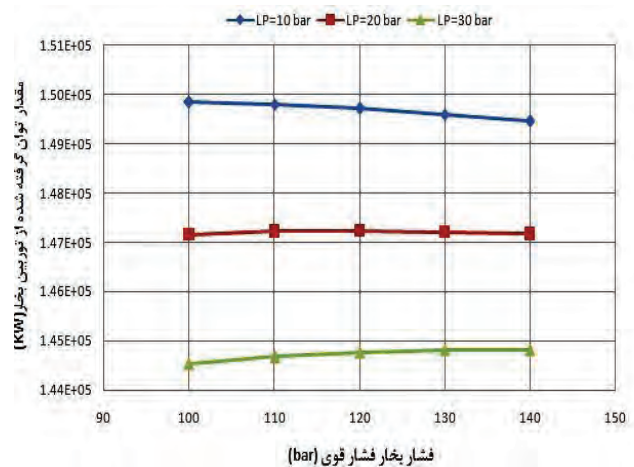


شکل (۷): میزان بازده اگزرژی سیکل به ازای تغییر دمای نقطه پینچ فشار ضعیف و قوی

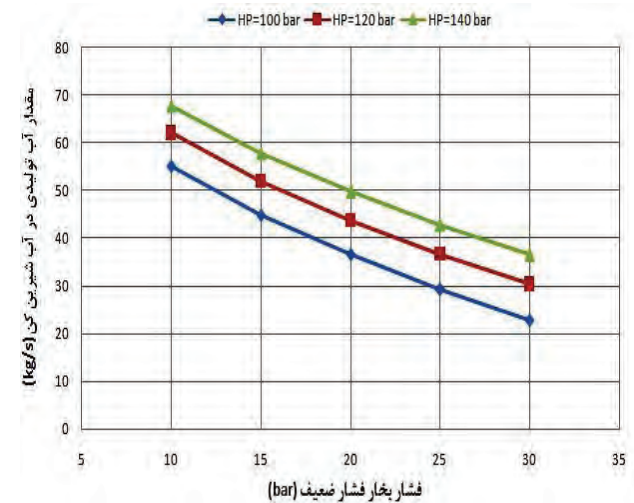
شکل (۸)، تأثیر دمای پینچ قسمت فشار ضعیف و فشار قوی (TpinH) را در بویلر بازیاب بر مقدار توان گرفته شده از توربین بخار نشان می‌دهد. با توجه به این شکل، با افزایش دماهای نقطه پینچ در هر دو قسمت، توان گرفته شده از توربین بخار کاهش می‌یابد. این کاهش به این دلیل است که با افزایش دمای نقطه پینچ سطوح فشار ضعیف 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.

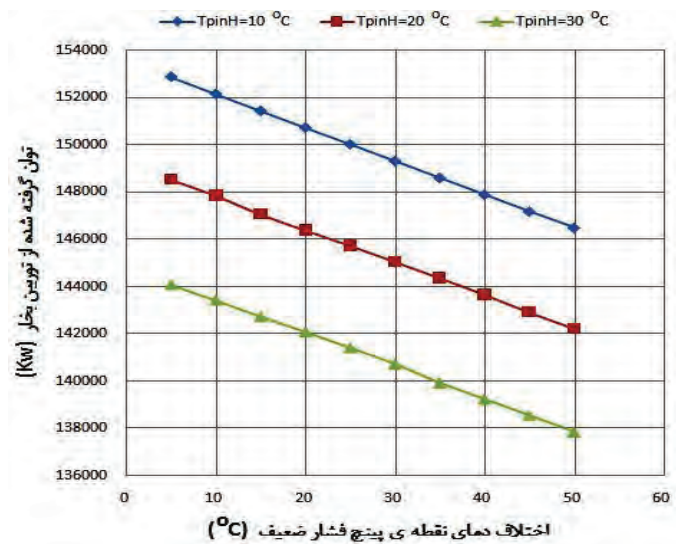
- تغییرات فشار بخار فشار قوی و ضعیف نسبت معکوس در تولید آب شیرین دارند.

- 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.

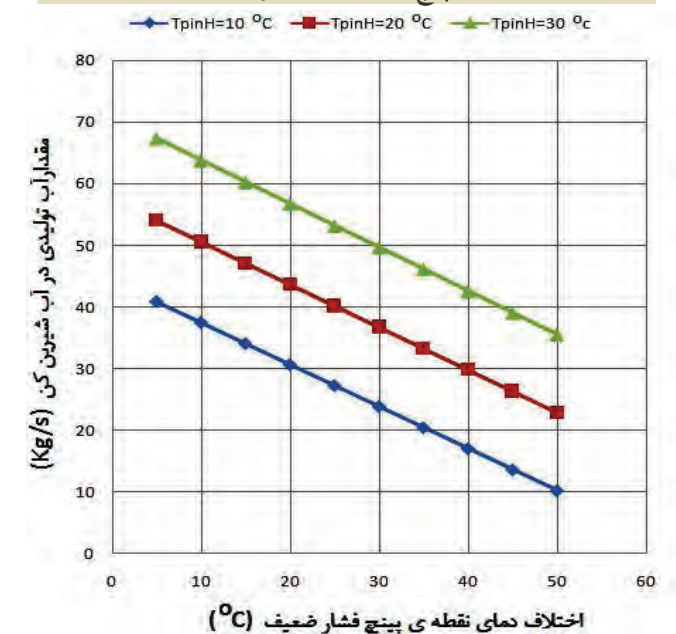
- کاهش دمای نقطه پینچ برای هر دو سطح فشار موجب کاهش بازده آگرژی سیکل و توان گرفته شده از توربین بخار می‌شود.

- 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 |                                  |            |  |
|--------------|----------------------------------|------------|--|
| $\lambda$    | گرمای نهان تبخیر (kJ/kg)         | $A$        | مساحت ( $m^2$ )  |
|              | زیرنویس‌ها                       | $c_p$      | ظرفیت گرمایی ویژه (kJ/kg.K)  |
| $a$          | هوا                              | $DSC$      | سهم تخریب آگزرژی هر یک از اجزای سیکل   |
| $b$          | پساب                             | $e$        | آگزرژی ویژه (kJ/kg)  |
| $c$          | آب‌خنک‌کن                        | $E_D$      | آگزرژی تخریب‌شده (kJ)  |
| $co$         | چگالنده                          | $h$        | آنتالپی ویژه (kJ/kg)   |
| $D$          | تخریب آگزرژی                     | $HP$       | 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 آگزرژی                     | $\dot{m}$  | 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] Jabboury, 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, NewYork, 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.