

## ارزیابی عملکرد تلفیق آب شیرین کن چنداثره تقطیری با تراکم بخار (MED-TVC) در یک سیستم تولید همزمان برق، حرارت و سرما

هادی غائبی<sup>۱\*</sup>، قادر عباسپور<sup>۲</sup>

<sup>۱</sup> استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

hghaebi@uma.ac.ir

<sup>۲</sup> کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

gaderabbaspour@gmail.com

**چکیده:** در این تحقیق، برای صرفه جویی و استفاده بهینه از انرژی اولیه تلفیق آب شیرین کن چنداثره و یک سیستم تولید همزمان گرما، سرما و توان با محرک توربین گاز مورد ارزیابی ترمودینامیکی قرار گرفته است. اجزای سیستم تلفیقی عبارت‌انداز: کمپرسور، محفظه احتراق، توربین گاز، مبدل بازیافت حرارت سه فشاره، چیلر جذبی و آب شیرین کن چندمرحله‌ای. بخار کم فشار تولیدی در مبدل بازیافت حرارت برای مصرف چیلر جذبی، بخار با فشار میانی برای راه‌اندازی آب شیرین کن و بخار سوپرهیت پرفشار برای مصارف گرمایشی به کار می‌رود. مدل‌سازی سیستم با استفاده از نرم‌افزار Engineering Equation Solver (EES) و با در نظر گرفتن روابط موازنه‌های جرم و انرژی انجام شده است. نتایج مدل‌سازی نشان داد که با طرح جدید، بازده سیستم از ۳۲ درصد به ۸۴ درصد افزایش می‌یابد.

**واژه‌های کلیدی:** آب شیرین کن، تولید همزمان، توربین گاز، آب شیرین کن چنداثره، ارزیابی ترمودینامیکی.

## ۱. مقدمه

امروزه انرژی و صرفه‌جویی در مصرف انرژی و بالابردن راندمان حرارتی، یکی از چالش‌های بسیار مهم در سراسر جهان محسوب می‌شود. استفاده از منابع انرژی فسیلی باعث افزایش نگرانی‌های زیست‌محیطی مانند، آلودگی هوا، باران‌های اسیدی، تخریب لایه ازن، تخریب جنگل و انتشار مواد رادیواکتیو می‌شود. سیستم‌های تولید همزمان برق، حرارت و سرما با هدف استفاده بهینه از منابع انرژی، کاهش اتلافات ناشی از انتقال و توزیع انرژی الکتریکی در شبکه، کاهش بار پیک شبکه، آزاد شدن ظرفیت شبکه در نتیجه برقرسانی به مناطق محروم و نیز کاهش آلودگی‌های ناشی از احتراق سوخت‌های فسیلی در نیروگاه‌های بزرگ به‌کار گرفته می‌شوند. با توجه به شرایط خشکسالی در مناطق مختلف ایران و کاهش دسترسی به آب آشامیدنی و نیز نبودن آب شیرین به‌صورت جاری، تأمین آب از طریق حفر چاه‌های بسیار عمیق امکان‌پذیر است. این موضوع علاوه بر هزینه‌های گزاف، مسائل بهداشتی و شور بودن آب‌های زیرزمینی را نیز در بر دارد. از طرفی تأمین آب آشامیدنی از طریق انتقال آب از شهرهای بزرگ به مناطق محروم، مشکلات دیگری همانند هزینه‌های بالای انتقال و احداث شبکه آبرسانی دارد. با توجه به اینکه فقط حدود ۲/۵ درصد آب موجود در جهان قابل شرب بوده و بقیه شورند، از مدت‌ها پیش تکنولوژی‌های متعددی برای تولید آب آشامیدنی از آب دریا مورد استفاده قرار گرفته است که استفاده از آن‌ها نیازمند مصرف انرژی و هزینه‌های بالاست. با توجه به اینکه نیروگاه‌های زیادی در جنوب ایران هستند که برای تولید برق از آن‌ها استفاده می‌شود، می‌توان با کوپل کردن آب‌شیرین‌کن حرارتی با این نیروگاه‌ها آب شیرین تولید کرد.

درخصوص استفاده از سیستم تولید همزمان گرما، سرما، توان و آب شیرین اطلاعات محدودی وجود دارد. سیستم تولید همزمان گرما، سرما، توان بر پایه تولید حرارت و توان<sup>۱</sup> با یک محرک بوده که برای سیستم گرمایش و سرمایش (حرارت موردنیاز چیلر) و... حرارت موردنیاز تولید می‌شود. این سیستم باعث افزایش بازده کلی در مقایسه با بازده نیروگاه‌های تولید توان که صرفاً تولید برق دارند شده و به صرفه‌جویی در مصرف انرژی و کاهش بار شبکه برق منجر می‌گردد [۱-۶]. به تازگی، تعداد زیادی از محققان آب شیرین‌کن‌های حرارتی را مطالعه کرده‌اند. آلسفور و همکاران [۷] ارزیابی حرارتی سیستم آب‌شیرین‌کن چنداثره حرارتی را انجام داده‌اند. کارامان و سنجل [۸] ارزیابی انرژی سیستم تولید آب‌شیرین با استفاده از فرایند تقطیر<sup>۲</sup> و مدیریت تبدیل انرژی را موردبررسی قرار داده‌اند. کارل و همکاران [۹] فرایند تولید آب‌شیرین‌کن

حرارتی چندمرحله‌ای را مورد مطالعه قرار داده‌اند. شیا [۱۰] به بررسی فناوری آب‌شیرین‌کن‌ها در دمای پایین پرداخته است. جی و همکاران [۱۱] به شبیه‌سازی و آنالیز آب‌شیرین‌کن حرارتی تک‌مرحله‌ای در شرایط عملکردی مختلف پرداخته‌اند. کمالی و همکاران [۱۲ و ۱۳] مطالعه پارامتری، طراحی ترمودینامیکی و بهینه‌سازی آب‌شیرین‌کن چندمرحله‌ای در ایران را انجام داده‌اند. امیری و همکاران [۱۴] اثر پارامترهای طراحی بر آب شیرین‌کن چندمرحله‌ای را مورد مطالعه قرار داده‌اند. ترستمن [۱۵] روشی برای بهبود شبیه‌سازی آب‌شیرین‌کن‌های چندمرحله‌ای در حالت پایدار را پیشنهاد کرده است.

در تمامی این تحقیقات، آنالیز انرژی یا انرژی سیستم حرارتی بدون فرضیات اقتصادی ارائه شده است. با وجود این، شکیب و همکاران [۱۶ و ۱۷] یک آب‌شیرین‌کن حرارتی چندمرحله‌ای تلفیق‌شده با توربین گاز را از لحاظ ترمودینامیکی بررسی کرده‌اند. فیورینی اسکویا [۱۸] و همچنین صیادی و صفاری [۱۹ و ۲۰] روش انرژی و آنالیز ترموآکونومیکی برای عملکرد آب‌شیرین‌کن آب‌شیرین‌کن حرارتی چندمرحله‌ای را مورد مطالعه قرار داده‌اند. با وجود این، انرژی موردنیاز برای به‌کار انداختن آب‌شیرین‌کن حرارتی توسط سیکل‌های تولید قدرت به‌طور گسترده در نیروگاه‌های چندمنظوره تأمین می‌شود. پارامترهای عملکردی سیکل‌های قدرت و بویلر بازیافت حرارت، اثرات زیادی در عملکرد آب‌شیرین‌کن دارد. از این رو برخی از پژوهشگران درباره نیروگاه ترکیبی و تولید آب‌شیرین تحقیق کرده‌اند. وانگ و لیور [۲۱ و ۲۲] یک مدل ترمودینامیکی یکپارچه آب‌شیرین‌کن چندمرحله‌ای تقطیری با تراکم بخار و چرخه توربین گاز ارائه داده‌اند.

با توجه به مطالعات صورت‌گرفته، تحقیق قابل‌توجهی در زمینه تلفیق سیستم آب‌شیرین‌کن با سیستم‌های تولید انرژی دیگر نظیر تولید همزمان توان، حرارت و برودت<sup>۳</sup> (CCHP) صورت نگرفته است. با رویکرد به این مسئله در این تحقیق یک آب‌شیرین‌کن تلفیق‌شده در یک سیستم CCHP با محرک توربین گاز برای تولید همزمان آب شیرین، توان، حرارت و سرما پیشنهاد شده است. مواردی که در این مقاله به آن‌ها پرداخته شده، به شرح زیرند:

- ارزیابی ترمودینامیکی تلفیق آب‌شیرین‌کن چندمرحله‌ای با تراکم بخار با یک سیستم تولید همزمان برق، حرارت و سرما با محرک اولیه توربین گاز.
- استفاده از یک مولد بخار بازیافت حرارت سه‌فشاره برای تولید بخار در سه سطح فشاری به ترتیب برای مصارف چیلر جذبی<sup>۴</sup> (کم فشار)، آب‌شیرین‌کن (فشار میانی) و گرمایش (فشار بالا).

## ۲. مدل سازی و تحلیل انرژی

## ۱.۲. توضیح سیستم

شکل (۱- الف و ب) یک سیستم آب شیرین کن چند مرحله ای (هفت مرحله) تقطیری که با تراکم بخار کار می کند در حالت کوپل شده با یک سیستم تولید همزمان گرما، سرما و توان با محرک توربین گاز را نشان می دهد. در نقطه ۱ (شکل ۱) هوای محیط وارد کمپرسور شده و پس از تراکم در نقطه ۲ وارد محفظه احتراق می شود. سوخت در نقطه F به محفظه احتراق تزریق شده و پس از محترق شدن، مخلوط گاز حاصل از احتراق از نقطه ۳ وارد توربین شده و در داخل توربین منبسط می گردد. گاز داغ خروجی از توربین (نقطه ۴) در یک مولد بخار بازیافت حرارت سه فشاره برای تولید بخار اشباع فشار پایین، بخار اشباع فشار متوسط و بخار فوق گرم فشار بالا استفاده می شود.

بخار اشباع فشار پایین برای تأمین حرارت مورد نیاز ژنراتور چیلر جذبی لیتیوم بروماید آب<sup>۱</sup> مورد استفاده قرار می گیرد. این بخار در نقطه ۵ به داخل ژنراتور رفته و پس از انتقال حرارت به محلول در داخل ژنراتور مجدداً از نقطه ۶ به تبخیر کننده<sup>۲</sup> فشار پایین مولد بخار بازیافت حرارت برمی گردد. در اثر حرارت جذب شده مبرد آب از لیتیوم بروماید جدا شده و در نقطه ۹ مبرد آب وارد کندانسور می شود. در داخل کندانسور مبرد آب گرمای نهان خود را از دست داده و در حالت مایع اشباع خارج می شود. پس از عبور از شیر انبساط و افت فشار آن در نقطه ۱۳ وارد تبخیر کننده شده و در اثر جذب حرارت در تبخیر کننده در حالت بخار اشباع از تبخیر کننده خارج (نقطه ۱۶) و وارد جاذب<sup>۳</sup> می گردد. در جاذب حرارت آن جذب شده و با محلول غلیظ لیتیوم بروماید آب که از نقطه ۱۷ وارد می گردد، مخلوط شده و به صورت مایع رقیق لیتیوم بروماید آب از نقطه ۱۸ خارج می شود و از طریق پمپ تا فشار نقطه ۲۱ پمپ می گردد. این محلول فشار بالای رقیق لیتیوم بروماید آب در داخل مبدل حرارتی به وسیله محلول غلیظ لیتیوم بروماید آب که از نقطه ۸ وارد می گردد، حرارت داده شده و در نقطه ۷ وارد ژنراتور می شود. محلول فشار بالای غلیظ لیتیوم بروماید آب (نقطه ۲۲) خروجی از مبدل حرارتی پس از افت فشار از طریق شیر انبساط در نقطه ۱۷ وارد جاذب می شود.

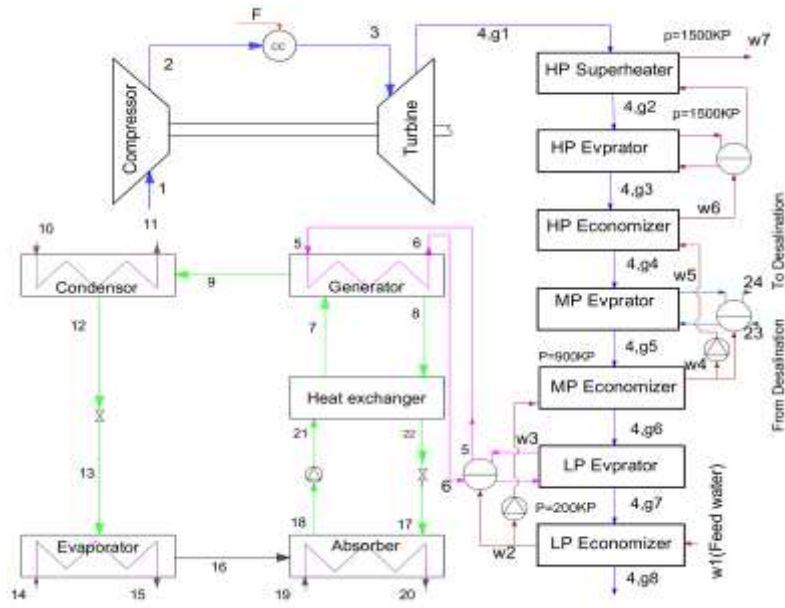
بخار اشباع فشار متوسط برای تأمین حرارت مورد نیاز آب شیرین کن مورد استفاده قرار می گیرد. اجزای اصلی آن شامل اجکتور بخار (که در حقیقت قلب سیستم است)، تبخیر کننده ها (که در واقع مرحله ها<sup>۴</sup> هستند) و کندانسور می باشد (شکل ۱- ب). بخار اشباع تغذیه شده از

مبدل بازیافت حرارت در نقطه ۲۴ وارد اجکتور بخار شده و پس از مخلوط شدن با بخار آب برگشتی از نقطه ۲۵ (تبخیر کننده یا مرحله man) تا فشار اولین مرحله آب شیرین کن در نقطه ۲۶ منبسط می شود. این بخار پس از انبساط سوپر هیت شده و لازم است تا برای ورود به اولین تبخیر کننده آب شیرین کن، به صورت اشباع درآید. از این رو از دی سوپر هیت استفاده می شود که در آن بخار سوپر هیت خروجی از اجکتور (نقطه ۲۶) با استفاده از بخشی از آب خالص خروجی از آخرین تبخیر کننده مخلوط می شود تا به صورت بخار اشباع درآید (نقطه ۲۷).

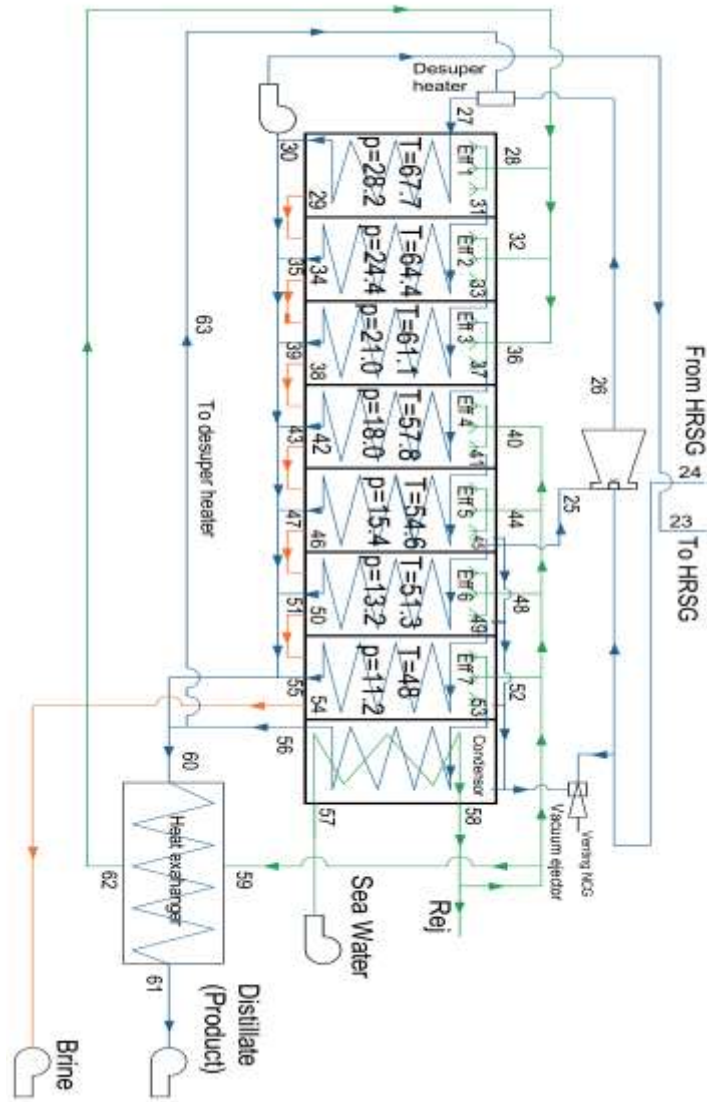
مقدار آب خالص استفاده شده در دی سوپر هیت به مقدار جرم، درجه حرارت و فشار بخار آب تغذیه شده از مبدل بازیافت حرارت، و بخار آب ورودی از نقطه ۲۵ به اجکتور، دمای آب خالص ورودی به دی سوپر هیت و دما و فشار اولین مرحله بستگی دارد. بخار اشباع خروجی از دی سوپر هیت وارد اولین مرحله آب شیرین کن می شود و گرمای نهان خود را به آب دریا می دهد و به مایع تبدیل می شود و بخشی از آن (به اندازه جرمی که از مولد بازیافت<sup>۵</sup> حرارت تغذیه شده) توسط پمپ به مولد بازیافت حرارت برگشت داده می شود. باقی مانده به آب شیرین تولید شده متصل می گردد. بخشی از آب دریا در اثر جذب حرارت به بخار اشباع تبدیل شده به مرحله دومی که فشاری کمتر از فشار مرحله اول دارد وارد می شود. بخش دیگر آب دریا به محلول غلیظ<sup>۶</sup> (آب نمک) تبدیل شده و وارد مرحله بعدی می گردد. بخار آب که وارد دومین مرحله شده، حرارت خود را به آب تغذیه دومین مرحله می دهد. در این مرحله نیز مانند مرحله اول بخشی از آب دریا به بخار تبدیل و وارد مرحله بعدی می گردد و بخشی نیز به محلول غلیظ تبدیل می شود. آب شیرین تولید شده نیز به مسیر آب شیرین می پیوندد. در مرحله های بعدی این روند ادامه می یابد و حرارت بخار خروجی از آخرین مرحله توسط کندانسور جذب و به وسیله آن آب دریا پیش گرم شده و برای تغذیه آماده می شود. محلول غلیظ آب دریا که از همه مرحله ها عبور داده می شود، جمع آوری شده و از سیستم خارج می گردد. با استفاده از یک مبدل حرارتی از حرارت آب شیرین برای پیش گرم کردن آب تغذیه (که وارد سه مرحله اولیه می گردد و نسبت به چهار مرحله بعدی با درجه حرارت بالاتری تغذیه می شود) استفاده شده و محصول نهایی به صورت آب شیرین در دمای مورد نظر از سیستم خارج می شود.

پیش گرم کردن آب تغذیه دو مزیت دارد: اولین مزیت اینکه باعث کاهش مصرف انرژی در مرحله های ۱، ۲ و ۳ می شود. دومین مزیت اینکه با کم کردن دمای آب شیرین خروجی از سیستم، تبادل حرارت با محیط کم شده و تخریب آگرژی کاهش خواهد یافت.

1. LiBr-H<sub>2</sub>O
2. Evaporator
3. Absorber
4. Effects



(الف)



(ب)

شکل (۱): طرحواره سیستم الف. سیکل توربین گاز به همراه مولد بازیافت حرارت و چیلر جذبی؛ ب. آب شیرین کن

## ۲.۲. تحلیل ترمودینامیکی سیستم

در تحلیل ترمودینامیکی، فرض بر این است که تمامی فرایندها در حالت پایدارند. معادلات حاکم برای زیرسیستم‌های مختلف به صورت زیرند:

### ۱.۲.۲. سیکل توربین گاز

برای محاسبه راندمان کمپرسور ( $\eta_c$ ) رابطه (۱) که ویلسون و کوراکیانیتیس [۲۳] ارائه کرده‌اند، به کار گرفته می‌شود:

$$\eta_c = 1 - \left( 0.04 + \frac{r_c - 1}{150} \right) \quad (1)$$

در رابطه فوق  $r_c$  نسبت فشار کمپرسور است. رابطه زیر کار

مصرفی کمپرسور را به دست می‌دهد:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a (1 + \omega_1) (h_2 - h_1) \quad (2)$$

که در آن  $\omega$  رطوبت نسبی و  $h$  آنتالپی است.

حرارت ورودی به سیکل از اعمال موازنه انرژی بر روی محفظه

احتراق به دست می‌آید:

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_a (1 + \lambda) (h_3 - h_2) \quad (3)$$

$\lambda$  نسبت جرمی سوخت به هواست.

راندمان توربین نیز همانند راندمان کمپرسور از رابطه پیشنهادی

توسط ویلسون و کوراکیانیتیس [۲۳] به دست می‌آید:

$$\eta_t = 1 - \left( 0.03 + \frac{r_c - 1}{180} \right) \quad (4)$$

توان خروجی توربین از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_g (h_3 - h_4) \quad (5)$$

$\dot{m}_g$  دبی جرمی گاز خروجی از توربین است.

پس از محاسبه پارامترهای فوق، توان نهایی خروجی سیکل

به دست می‌آید:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_c \quad (6)$$

### ۲.۲.۲. مولد بخار بازیافت حرارت

در این سیکل، یک مولد بخار بازیافت حرارت سه فشاره (فشار پایین<sup>۱</sup> (LP)، فشار متوسط<sup>۲</sup> (MP) و فشار بالا<sup>۳</sup> (HP)) با سه دستگاه اکونومایزر<sup>۴</sup> (فشار پایین، فشار متوسط و فشار بالا)، سه دستگاه تبخیرکننده (فشار پایین، فشار متوسط و فشار بالا)، و یک دستگاه سوپر هیتر فشار بالا<sup>۵</sup> به ترتیب برای تولید بخار اشباع فشار پایین، بخار اشباع فشار متوسط و بخار فوق گرم فشار بالا استفاده شده است. بخار اشباع

فشار پایین برای تأمین حرارت مورد نیاز چیلر جذبی برای تولید سرما، بخار اشباع فشار متوسط برای تأمین حرارت مورد نیاز آب شیرین کن جهت تولید آب شیرین از آب دریا و بخار فوق گرم فشار بالا به صورت مستقیم برای گرمایش مورد استفاده قرار می‌گیرد.

در شکل (۲)، پروفیل درجه حرارت مولد بازیافت حرارت نمایش داده می‌شود. نقطه پینچ<sup>۶</sup> اختلاف دمای گاز خروجی از تبخیرکننده (طرف اکونومایزر) و دمای مایع اشباع است. مولد بازیافت حرارت سه فشاره سه نقطه پینچ دارد. اختلاف دمای آب خروجی از اکونومایزرها ( $T_{W2}$ ،  $T_{W4}$  و  $T_{W6}$ ) و دمای اشباع ( $T_{Sat,LP}$ ،  $T_{Sat,MP}$  و  $T_{Sat,HP}$ ) نقطه نزدیکی<sup>۷</sup> بوده که مقدار آن به نحوه چیدمان اکونومایزر بستگی دارد. در این تحقیق، مقدار نقاط نزدیکی ( $AP_{LP}$ ،  $AP_{MP}$  و  $AP_{HP}$ ) فرض شده است.  $5^\circ\text{C}$

آب تغذیه با دمای مشخص  $T_{W1}$  وارد اکونومایزر فشار پایین می‌شود و با جریان گاز تا دمای  $T_{W2}$  حرارت داده می‌شود. رابطه (۷) محاسبه می‌شود.

$$T_{W2} = T_{Sat,LP} - AP_{LP} \quad (7)$$

به طور مشابه  $T_{W4}$  و  $T_{W6}$  به ترتیب از روابط (۸) و (۹) محاسبه می‌شوند.

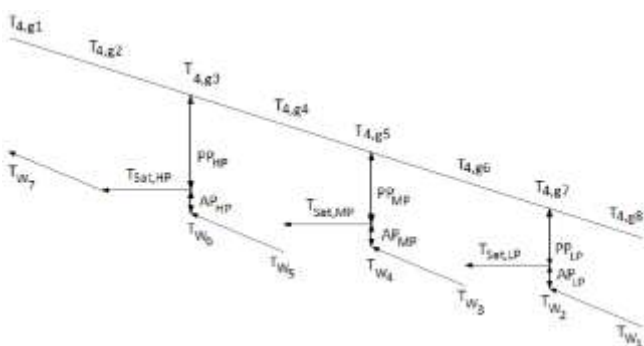
$$T_{W4} = T_{Sat,MP} - AP_{MP} \quad (8)$$

$$T_{W6} = T_{Sat,HP} - AP_{HP} \quad (9)$$

از شکل (۲) برمی‌آید که:

$$T_{W3} = T_{W2} \quad (10)$$

$$T_{W5} = T_{W4} \quad (11)$$



شکل (۲): پروفیل دما در مولد بازیافت حرارت

$T_{Sat,LP}$ ،  $T_{Sat,MP}$  و  $T_{Sat,HP}$  به ترتیب دماهای بخار اشباع در فشار پایین، متوسط و بالا هستند. بنابراین با انجام محاسبات فوق تمامی دماهای ورودی و خروجی اکونومایزر و تبخیرکننده مولد

6. Pinch Point (PP)  
7. Approach point

1. Low Pressure  
2. Medium Pressure  
3. High Pressure  
4. Economizer  
5. High Pressure (HP) Superheater

برای تک تک اجزای سیستم اعمال می شود.

$$\sum (\dot{m}X_{LiBr/H_2O})_i - \sum (\dot{m}X_{LiBr/H_2O})_e = 0 \quad (23)$$

در رابطه فوق  $\dot{m}$  دبی جرمی عبوری و  $X_{LiBr/H_2O}$  نسبت درصد جرمی لیتیم بروماید در محلول است.

معادلات حاکم برای حالت پایدار و جریان پایدار<sup>۱</sup> به صورت زیرند:

• تبخیرکننده

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{13}(h_{16} - h_{13}) \quad (24)$$

• جاذب

$$\dot{m}_{18}X_{18} = \dot{m}_{17}X_{17} \quad (25)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{18}h_{18} - \dot{m}_{17}h_{17} - \dot{m}_{16}h_{16} \quad (26)$$

• پمپ

$$\dot{W}_{pump} = \dot{m}_{18}v_{18}(P_{18} - P_{21}) \quad (27)$$

• مبدل حرارتی

$$\dot{m}_{21}h_{21} + \dot{m}_8h_8 = \dot{m}_{22}h_{22} + \dot{m}_7h_7 \quad (28)$$

• ژنراتور

$$\dot{m}_{heating}(h_{W,1} - h_{W,2}) + \dot{m}_g(h_{4,g7} - h_{4,g8}) = 0 \quad (15)$$

$$\dot{m}_{heating}(h_{W,3} - h_{W,4}) + \dot{m}_g(h_{4,g5} - h_{4,g6}) = 0 \quad (16)$$

$$\dot{m}_{heating}(h_{W,5} - h_{W,6}) + \dot{m}_g(h_{4,g3} - h_{4,g4}) = 0 \quad (17)$$

$$\dot{m}_8X_8 = \dot{m}_7X_7 \quad (29)$$

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_8h_8 + \dot{m}_9h_9 - \dot{m}_7h_7 \quad (30)$$

• کندانسور

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_9) \quad (31)$$

مقدار سرمایش تولیدی توسط چیلر ( $\dot{Q}_{cooling}$ ) برابر با بار

اوپراتور است:

$$\dot{Q}_{cooling} = -\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{16}) \quad (32)$$

#### ۴.۲.۲. آب شیرین کن<sup>۲</sup>

دبی جرمی آب تغذیه شده مطابق رابطه زیر به دست می آید.

$$F = D_{total} \times \frac{X_b}{X_b - X_{sw}} \quad (33)$$

$$f(i) = \frac{F}{N} \quad (34)$$

$f(i)$  دبی مربوط به مرحله  $i$  ام است. فرض بر این است که دبی

جرمی تغذیه تمامی مرحله ها با هم برابر است.

دبی جرمی بخار آب تولیدی کل آب شیرین کن از مجموع بخار آب

تولیدی مرحله ها به دست می آید:

بازیافت حرارت ( $T_{Sat,LP}, T_{W6}, T_{W5}, T_{W4}, T_{W3}, T_{W2}, T_{W1}$ ،  $T_{Sat,HP}$  و  $T_{Sat,MP}$ ) معلوم می شوند.

جریان گاز خروجی توربین با دمای  $T_{W4}$  ( $T_{4,g1}$ ) وارد مولد

بازیافت حرارت می شود و دماهای  $T_{4,g5}$ ،  $T_{4,g7}$  به ترتیب از روابط (۱۲)، (۱۳) و (۱۴) محاسبه می شوند.

$$T_{4,g3} = T_{Sat,HP} - PP_{HP} \quad (12)$$

$$T_{4,g5} = T_{Sat,MP} - PP_{MP} \quad (13)$$

$$T_{4,g7} = T_{Sat,LP} - PP_{LP} \quad (14)$$

دمای  $T_{4,g8}$  دمای گاز خروجی از مولد بازیافت حرارت بوده و

آن دمایی است که گازهای احتراقی باید تا حدی سرد شوند که از رسیدن به دمای نقطه شبنم و ایجاد خوردگی جلوگیری شود.

از نوشتن معادله موازنه انرژی برای اکنومایزهای مولد بازیافت

حرارت، دبی جرمی آب تغذیه (یا دبی جرمی گرمایشی) و دماهای

$T_{4,g4}$  و  $T_{4,g6}$  به ترتیب از روابط (۱۵)، (۱۶) و (۱۷) به دست می آیند:

از نوشتن معادله انرژی برای تبخیرکننده فشار پایین، فشار متوسط و

فشار بالا مطابق روابط (۱۸)، (۱۹) و (۲۰) به ترتیب دبی جرمی بخار

مورد نیاز چیلر جذبی، سیستم آب شیرین کن و دمای  $T_{4,g2}$  به دست می آید.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{cooling}(h_{(Water,T_{Sat,LP},x=1)} - h_{(Water,T_{Sat,LP},x=0)}) \\ + \dot{m}_g(h_{4,g6} - h_{4,g7}) = 0 \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{desalination}(h_{(Water,T_{Sat,MP},x=1)} - h_{(Water,T_{Sat,MP},x=0)}) \\ + \dot{m}_g(h_{4,g4} - h_{4,g5}) = 0 \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{heating}(h_{(Water,T_{Sat,HP},x=1)} - h_{(Water,T_{Sat,HP},x=0)}) \\ + \dot{m}_g(h_{4,g2} - h_{4,g3}) = 0 \end{aligned} \quad (20)$$

حال با نوشتن معادله موازنه انرژی برای مولد حرارتی بخار فوق

گرم مطابق رابطه (۲۱) دمای بخار فوق گرم که برای گرمایش قابل

تأمین است، به دست می آید.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{heating}(h_{(Water,T_{Sat,HP},x=1)} - h_{W,7}) \\ + \dot{m}_g(h_{4,g1} - h_{4,g2}) = 0 \end{aligned} \quad (21)$$

مقدار حرارت قابل تحویل برای گرمایش مطابق رابطه (۲۲)

محاسبه می شود.

$$\dot{Q}_{heating} = \dot{m}_{heating}(h_{W,7} - h_{W,1}) \quad (22)$$

#### ۳.۲.۲. چیلر جذبی

برای آنالیز ترمودینامیکی سیستم چیلر جذبی موازنه جرمی بر روی

هریک از اجزای محلول لیتیم بروماید آب و قانون اول ترمودینامیک



و به صورت کلی برای مرحله‌های چهارم تا nام

$$(D(i-1) - D_r(i-1))L(i-1) + B(i-1)Cp_b \Delta T = f(i)Cp_f(T(i) - T_f(i)) + D(i)L(i), \quad i = 4, \dots, N \quad (47)$$

بخار فقط در مرحله nام برداشت می‌شود (ورودی به اجکتور

بخار)، بنابراین:

$$i \neq n \rightarrow D_r(i) = 0 \quad (48)$$

$$B(i) = \sum_{i=1}^N f(i) - \sum_{i=1}^N D(i), \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (49)$$

• گرمکن آب تغذیه

بالانس انرژی برای گرمکن آب تغذیه به صورت زیر خواهد بود:

$$\sum_{i=1}^{N-1} D(i)(h_f(i) - h_f(N)) + \dot{m}_{24} \times \left[ \begin{array}{l} h_{f24}(R_1 + \frac{1+R_1}{R}) - \\ \frac{h_{f24}}{R} - h_{fN}(R_1 + \frac{R_1}{R}) \end{array} \right] = (f(1) + f(2) + f(3))Cp_f(T_f(1) - T_f) \quad (50)$$

• کندانسور

بخار تولیدی در آخرین مرحله از داخل کندانسور عبور کرده و توسط آب دریا تقطیر می‌شود. در این فرایند همچنین آب دریا که به عنوان آب تغذیه استفاده می‌گردد، پیش گرم می‌شود. بخشی از آب دریا که به عنوان خنک کننده در کندانسور استفاده شد، مجدداً به دریا بازمی‌گردد. بالانس جرم و انرژی برای کندانسور به صورت زیر است:

$$T_f = T(N) - T_{\min, \text{cond}} \quad (51)$$

$$\dot{m}_{57} = F + \text{Re } j \quad (52)$$

$$(D(N) - D_r(N))L(N) = (F + \text{Re } j) Cp_{sw}(T_f - T_{sw}) \quad (53)$$

که  $\dot{m}_{57}$  و  $\text{Re } j$  به ترتیب دبی‌های جرمی آب خنک کننده کندانسور، آب تغذیه آب شیرین کن چنداتره و آب برگشتی به دریاست.  $D(N)$  نرخ کلی بخار خروجی مرحله nام و  $D_r(N)$  نرخ بخار برداشتی از مرحله nام است.  $T_f$  و  $T_{sw}$  نیز به ترتیب دمای آب تغذیه و آب دریاست.

یکی از بهترین مشخصه‌های آب شیرین کن حرارتی نسبت بهره خروجی (Gain Output Ratio) که نسبت جرم آب شیرین تولیدی قابل تحویل به بخار آب تغذیه شده (از مولد بازیافت حرارت به آب شیرین کن) است.

$$D_{\text{total}} = \sum_{i=1}^N D(i) \quad (35)$$

مجموعه سیستم آب شیرین کن به پنج زیرسیستم تقسیم کرده و بالانس جرم و انرژی برای هر کدام به صورت جداگانه نوشته می‌شود:

• اجکتور بخار به همراه دی سوپرهیتر

$$R = \frac{\dot{m}_{24}}{\dot{m}_{25}} \quad (36)$$

$$h_{26} = \frac{Rh_{24} + h_{25}}{1 + R} \quad (37)$$

$$R_1 = \frac{\dot{m}_{63}}{\dot{m}_{25} + \dot{m}_{24}} \quad (38)$$

$$R_1 = \frac{h_{26} - h_{27}}{h_{27} - h_{63}} \quad (39)$$

$$\dot{m}_{63} = \dot{m}_{24} R_1 \left( 1 + \frac{1}{R} \right) \quad (40)$$

در روابط فوق  $\dot{m}_{24}$ ،  $\dot{m}_{25}$  و  $\dot{m}_{63}$  به ترتیب دبی جرمی بخار محرک اجکتور، بخار برداشتی از مرحله nام برای مصرف در اجکتور و آب مصرفی در دی سوپرهیتر هستند.

• مرحله‌های ۱ تا N

اگر  $D(i)$ ،  $B(i)$  و  $f(i)$  به ترتیب دبی‌های جرمی بخار، آب نمک و آب تغذیه مربوط به مرحله nام باشد و اگر گرمای نهان و ظرفیت گرمایی آب را در مرحله nام با  $L(i)$  و  $Cp(i)$  نشان دهیم، بالانس جرم و انرژی برای مرحله‌های 1،...،N به صورت زیر خواهند بود [20]:

$$\Delta T_{\text{effect}} = \left( \frac{T_s - T(N)}{N} \right) \quad (41)$$

برای دست یابی به شرایط عملکردی بهینه، اختلاف دمای مرحله‌ها

باهم برابر فرض شده‌اند [24]:

$$T_1 = T_s - \Delta T \quad (42)$$

$$T(i+1) = T(i) - \Delta T, \quad i = 1, 2, \dots, N-1 \quad (43)$$

• بالانس انرژی برای مرحله اول، دوم و سوم

$$(\dot{m}_{24} + \dot{m}_{25} + \dot{m}_{63})L_{24} = f(i)Cp_f(T(1) - T_f(1)) + D(1)L(1) \quad (44)$$

$$(D(1) - D_r(1))L(1) + B(1)Cp_b \Delta T = f(2)Cp_f(T(2) - T_f(2)) + D(2)L(2) \quad (45)$$

$$(D(2) - D_r(2))L(2) + B(2)Cp_b \Delta T = f(3)Cp_f(T(3) - T_f(3)) + D(3)L(3) \quad (46)$$

جدول (۱): اطلاعات ورودی سیستم در حالت پایه (توربین، مولد بازیافت حرارت، چیلر جذبی و آب شیرین کن)

• توربین گاز	
۲۵	دمای هوای ورودی کمپرسور (°C)
۱۱۰۰	دمای گاز ورودی توربین (°C)
۲۵	دمای محیط (°C)
۰/۹۰	بازده آیزنتروپیک توربین
۰/۸۵	بازده آیزنتروپیک کمپرسور
۱۲	نسبت فشار کمپرسور
۳۰	توان خالص خروجی سیکل توربین گاز (MW)
• مولد بازیافت حرارت	
۲۵	دمای آب تغذیه (°C)
۲۰۰	فشار پایین (kPa)
۹۰۰	فشار متوسط (kPa)
۱۵۰۰	فشار بالا (kPa)
۵۰	نقطه پینچ در تبخیرکننده فشار پایین (°C)
۵۰	نقطه پینچ در تبخیرکننده فشار متوسط (°C)
۷۰	نقطه پینچ در تبخیرکننده فشار بالا (°C)
۵	نقطه نزدیکی در تبخیرکننده فشار پایین (°C)
۵	نقطه نزدیکی در تبخیرکننده فشار متوسط (°C)
۵	نقطه نزدیکی در تبخیرکننده فشار بالا (°C)
۱۵۰	دمای گاز خروجی مبدل بازیافت حرارت (°C)
۱۰۱/۳۲۵	فشار گاز خروجی مبدل بازیافت حرارت (kPa)
• چیلر جذبی	
۰/۶۴	بازده مبدل حرارتی
۳۲/۸۵	دمای ورودی آب سردکننده (°C)
۳۷/۸۵	دمای خروجی آب سردکننده (°C)
۵۷	درصد جرمی رقیق لیتیم بروماید (%)
۶۴	درصد جرمی غلیظ لیتیم بروماید (%)
• آب شیرین کن	
۳۵	دمای آب ورودی دریا (°C)
۲۵	دمای محیط (°C)
۰/۰۳۹	درصد نمک آب دریای ورودی (%)
۰/۰۶۷	درصد نمک محلول غلیظ خروجی (%)
۷	تعداد مرحله‌ها
۷۱	دمای بخار آب ورودی اولین مرحله (°C)
۴۸	دمای بخار آب ورودی آخرین مرحله (°C)
۱/۹	نسبت جرمی بخار محرک به بخار آب برگشتی به ترموکمپرسور
۳	حداقل اختلاف دما در داخل کندانسور (°C)
۳/۲۸۶	اختلاف دمای بین مرحله‌ها (°C)

$$GOR = \frac{\dot{m}_{61}}{\dot{m}_{24}} \quad (54)$$

بار سیستم آب شیرین کن چنداثره تقطیری با تراکم بخار از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\dot{Q}_{desalination} = \dot{m}_{61} (h_{61} - h_{3w}) \quad (55)$$

با تعیین تمامی بارها (توان، گرمایش، سرمایش و آب شیرین کن) راندمان قانون اول سیستم ترکیبی به صورت زیر خواهد بود:

$$\eta_{system} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{cooling} + \dot{Q}_{heating} + \dot{Q}_{desalination}}{\dot{m}_{fuel} LHV} \quad (56)$$

که LHV (Lower Heating Value) ارزش حرارتی پایین سوخت متان ( $CH_4$ ) است.

### ۳. بحث و بررسی نتایج

#### ۳.۱. اعتبارسنجی مدل

برای تعیین مشخصه‌های ترمودینامیکی و حرارتی سیستم، یک کد در نرم‌افزار EES تهیه شد. برای مدل‌سازی ترمودینامیکی زیرسیستم‌های مختلف فرضیات زیر به کار گرفته شده اند:

- جریان در تمامی زیرسیستم‌ها حالت پایدار- جریان پایدار بوده است.
- درصد حجمی هوای مصرفی به صورت ۲۱ درصد اکسیژن ( $O_2$ ) و ۷۹ درصد ( $N_2$ ) کمپرسور هوا و توربین گاز آدیاباتیک فرض شده‌اند.
- سوخت مصرفی متان بوده که ارزش حرارتی پایین آن  $50050 kJ.kg^{-1}$  و گاز ایده‌ال فرض شده است.
- از انتقال حرارت و افت فشار در خطوط لوله صرف‌نظر شده است.
- افت فشار در هرکدام از مبدل‌های حرارتی مولد بازیافت حرارت، ۲ درصد و در محفظه احتراق ۵ درصد در نظر گرفته شده است.
- بخار تشکیل شده در هر مرحله عاری از نمک است.
- اتلاف حرارتی در هیچ‌یک از بخش‌های چیلر جذبی و آب شیرین کن وجود ندارد.

جدول (۱) پارامترهای عملکردی سیستم ترکیبی در حالت طراحی پایه نشان می‌دهد. با استفاده از این اطلاعات مدل‌سازی ترمودینامیکی سیستم انجام می‌شود. اهم نتایج مدل‌سازی ترمودینامیکی در جدول (۲) لیست شده‌اند.

#### 1. Combustion Chamber



جدول (۲): نتایج مدل‌سازی ترمودینامیکی در حالت طراحی پایه

توربین گاز	
دبی جرمی سوخت مصرفی ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۱/۱۴۹
دبی جرمی هوای مصرفی ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۹۹/۷۶
مولد بازیافت حرارت	
دبی جرمی بخار اشباع LP ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۱/۷۸۵
دبی جرمی بخار اشباع MP ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۱/۸۴۵
دبی جرمی بخار اشباع HP ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۵/۰۴
دمای بخار فوق گرم HP ( $^{\circ}\text{C}$ )	۳۳۶/۱
$\dot{Q}_{\text{Heating}}$ (MW)	۱۵/۱۷۹
چیلر جذبی	
$\dot{Q}_{\text{Evaporator}}$ (MW)	۳/۴۳۴
$\dot{Q}_{\text{Condenser}}$ (MW)	۳/۴۳۴
$\dot{Q}_{\text{Absorber}}$ (MW)	۴/۵۸۵
$\dot{Q}_{\text{Generator}}$ (MW)	۴/۰۶۳
آب شیرین کن	
ظرفیت آب شیرین کن ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۱۶/۱۲
میانگین درجه حرارت محصول قبل از مولد حرارتی آب تغذیه ( $^{\circ}\text{C}$ )	۶۰/۰۴
$\dot{Q}_{\text{Desalination}}$ (MW)	۱/۰۳۸
بهره خروجی	۹/۰۳۳
دبی جرمی آب خالص تغذیه شده به فوق گرم‌زدا ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۰/۰۹۶۱۵
دبی جرمی بخار تحویلی از مولد بازیافت حرارت ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۱/۷۸۵
دبی آب تغذیه به کل مرحله‌ها ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۴۰/۱۵
دبی جرمی آب برگشتی به دریا ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۵۷/۹۱
دبی جرمی محلول غلیظ ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۲۴/۰۳
کل دبی جرمی آب دریای ورودی ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۹۸/۰۶
دبی جرمی بخار برگشتی ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۰/۹۳۹۲
سیستم ترکیبی	
بازده کلی سیستم	۰/۸۴

برای اعتبارسنجی مدل‌سازی انجام‌شده توسط مراجع [۲، ۲۰ و ۲۵] برای مقایسه با سیستم توربین گاز، آب شیرین کن و چیلر جذبی انتخاب شدند. جداول (۳)، (۴) و (۵) نتایج این اعتبارسنجی را نشان می‌دهند. نتایج نشانگر انطباق خوبی بین مراجع فوق‌الذکر و کار حاضر هستند.

جدول (۳): نتایج اعتبارسنجی سیکل توربین گاز

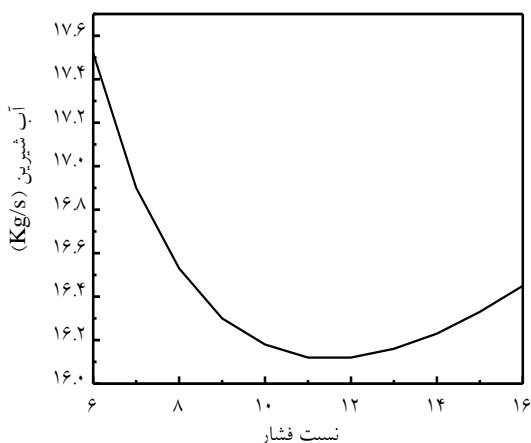
پارامترها	مدل حاضر	مراجع [۲]
بازده آیزنتروپیک کمپرسور (%)	۷۵	۷۵
بازده آیزنتروپیک توربین (%)	۷۵	۷۵
افت فشار در محفظه احتراق (%)	۵	۵
نسبت فشار کمپرسور	۱۴	۱۴
دمای گاز ورودی توربین ( $^{\circ}\text{C}$ )	۱۳۰۰	۱۳۰۰
دمای هوای ورودی کمپرسور ( $^{\circ}\text{C}$ )	۲۵	۲۵
دمای سوخت ( $^{\circ}\text{C}$ )	۲۵	۲۵
فشار هوای ورودی (bar)	۱	۱
فشار پاشش سوخت (bar)	۲۰	۲۰
دبی جرمی سوخت مصرفی ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۱/۲۱	۱/۲۱
دبی جرمی هوای مصرفی ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۸۱/۴۴	۸۷/۲۶
توان خالص خروجی سیکل توربین گاز (MW)	۱۹/۲۳	۱۹/۴۴
دمای گاز خروجی توربین گاز ( $^{\circ}\text{C}$ )	۷۸۷/۵۳	۷۶۷/۴
بازده سیکل توربین گاز (%)	۳۱/۷۸	۳۲/۱۱

جدول (۴): نتایج اعتبارسنجی آب شیرین کن چنداثره تقطیری

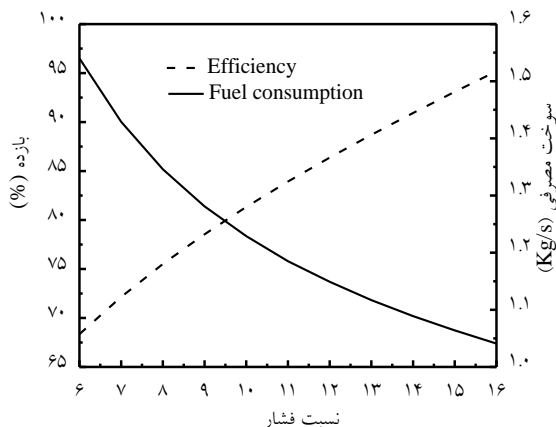
پارامتر	مدل حاضر	مراجع [۲۰]
ظرفیت آب شیرین کن ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۲۳/۲	۲۳/۱۵
دمای آب ورودی دریا ( $^{\circ}\text{C}$ )	۳۵	۳۵
دمای محیط ( $^{\circ}\text{C}$ )	۲۵	۲۵
درصد نمک آب دریای ورودی (%)	۰/۰۳۹	۰/۰۳۹
درصد نمک محلول غلیظ خروجی (%)	۰/۰۶۷	۰/۰۶۵
تعداد مرحله‌ها	۷	۷
مرحله برگشتی	۵	۵
دمای بخار آب ورودی اولین مرحله ( $^{\circ}\text{C}$ )	۷۱	۷۱
دمای بخار آب ورودی آخرین مرحله ( $^{\circ}\text{C}$ )	۴۷/۹۸	۴۸
دمای بخار آب تحویلی مولد بازیافت حرارتی ( $^{\circ}\text{C}$ )	۱۷۵/۴	۱۸۰
نسبت جرمی بخار محرک به بخار آب برگشتی به ترموکمپرسور	۱/۹	۱/۹
میانگین دمای محصول قبل از مولد حرارتی آب تغذیه ( $^{\circ}\text{C}$ )	۶۰/۰۴	۶۰/۰۵
دبی جرمی بخار آب برگشتی ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۱/۳۵۲	۱/۳۵۲
دبی جرمی بخار آب تحویلی مولد بازیافت حرارتی ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۲/۵۶۸	۲/۵۶۸
دبی آب تغذیه به کل مرحله‌ها ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۵۷/۷۶	۵۷/۸۷
دبی جرمی محلول غلیظ ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۳۵/۵۸	۳۴/۷۲
دبی جرمی آب برگشتی به دریا ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۸۳/۳۴	۷۶/۸۵
کل دبی جرمی آب دریای ورودی ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۱۴۱/۱	۱۳۴/۷
دبی جرمی آب خالص تغذیه شده به فوق گرم‌زدا ( $\text{kg.s}^{-1}$ )	۰/۱۳۸	۰/۱۳۷
بهره خروجی	۹/۰۳۳	۹/۰۱

جدول (۵): نتایج اعتبارسنجی چیلر جذبی لیتیم بروماید-آب

پارامتر	مدل حاضر	مرجع [۲۵]
حداکثر فشار سیکل (kPa)	۴۸/۰۸	۴۷/۳۷
حداقل فشار سیکل (kPa)	۱/۰۰۲	۱/۰۳۶
$\dot{Q}_{Evaporator} (MW)$	۱۱/۱۲	۱۱/۳۳
$\dot{Q}_{Generator} (MW)$	۱۶/۰۵	۱۶/۵۵
$\dot{Q}_{Absorber} (MW)$	۱۷/۵۶	۱۸/۰۵
$\dot{Q}_{Condenser} (MW)$	۱۱/۸۶	۱۱/۹۶
بهره خروجی	۰/۶۹۲	۰/۶۸۴



شکل (۴): تغییرات مقدار آب شیرین تولیدی نسبت به تغییرات نسبت فشار کمپرسور



شکل (۵): تغییرات بازده ترمودینامیکی قانون اول و مقدار سوخت مصرفی نسبت به تغییرات نسبت فشار کمپرسور

### ۲.۲.۳. اثرات تغییرات دمای گاز ورودی توربین روی عملکرد

#### ترمودینامیکی سیستم

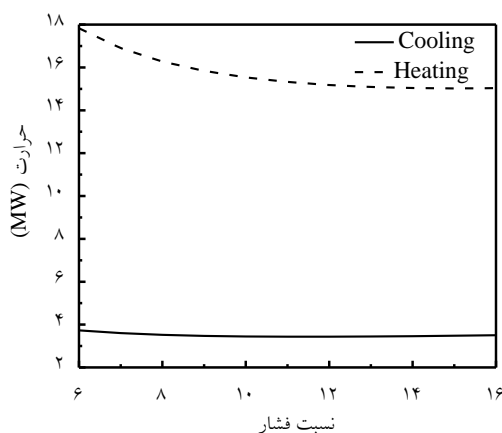
شکل‌های (۶)، (۷) و (۸) اثر تغییرات دمای گاز ورودی توربین به ترتیب در حرارت، سرما، آب شیرین تولیدی، بازده کلی سیستم و سوخت مصرفی را نشان می‌دهد. با افزایش دمای ورودی توربین به دلیل نیاز به سوخت بیشتر برای موازنه انرژی، مقدار سوخت مصرفی افزایش می‌یابد. آنتالپی کل ورودی و خروجی توربین با افزایش درجه حرارت کاهش یافته و با توجه به ثابت بودن توان تولیدی توربین (توان خالص تولیدی توربین ۳۰ مگاوات ثابت است) آنتالپی خروجی توربین گاز کاهش می‌یابد و باعث کم شدن انرژی گازهای توربین گاز می‌شود؛ به این دلیل گرما ( $\dot{Q}_{heating}$ )، سرما ( $\dot{Q}_{evaporator}$ ) و مقدار آب شیرین تولیدی ( $\dot{m}_{fresh\ water}$ ) با افزایش دمای ورودی توربین

### ۲.۳. ارزیابی ترمودینامیکی

#### ۱.۲.۳. اثرات تغییرات نسبت فشار کمپرسور روی عملکرد

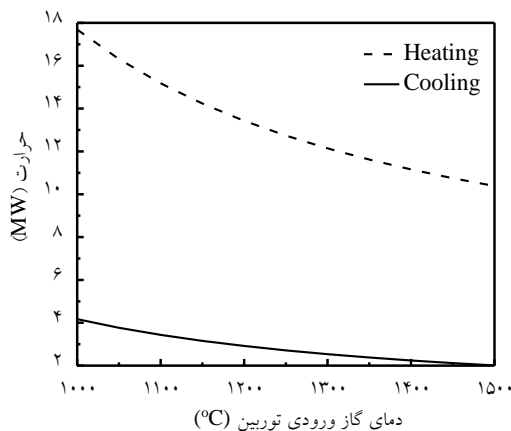
#### ترمودینامیکی سیستم

شکل‌های (۳)، (۴) و (۵) اثر تغییرات نسبت فشار کمپرسور به ترتیب در حرارت، سرما، آب شیرین تولیدی، بازده کلی سیستم و سوخت مصرفی را نشان می‌دهد. با افزایش نسبت فشار کمپرسور میزان سوخت مصرفی کاهش می‌یابد و این کاهش به علت افزایش درجه حرارت هوای ورودی به محفظه احتراق است که با افزایش درجه حرارت ورودی به محفظه احتراق مقدار سوخت کمتری برای موازنه انرژی نیاز می‌باشد. با افزایش نسبت فشار سرمای تولیدی ( $\dot{Q}_{evaporator}$ ) آب شیرین تولیدی ( $\dot{m}_{fresh\ water}$ ) به علت تغییرات جریان گاز عبوری در تبخیرکننده فشار پایین و فشار متوسط ابتدا کاهش سپس افزایش می‌یابد و گرمای تولیدی ( $\dot{Q}_{heating}$ ) کاهش می‌یابد؛ این کاهش به علت کاهش جریان عبوری در تبخیرکننده فشار بالاست. و به علت کاهش سوخت مصرفی با افزایش نسبت فشار بازده ترمودینامیکی سیستم افزایش می‌یابد.



شکل (۳): تغییرات مقدار گرما و سرمای تولیدی نسبت به تغییرات نسبت فشار کمپرسور

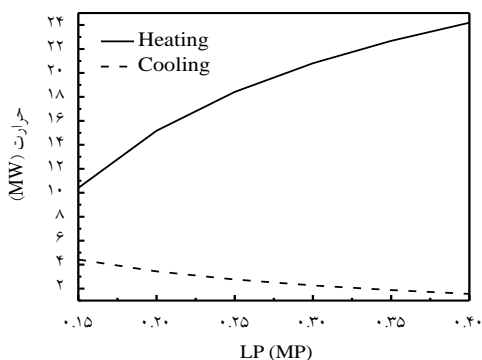
کاهش می‌یابد. درضمن، با توجه به افزایش سوخت مصرفی بازده ترمودینامیکی سیستم کاهش می‌یابد.



شکل (۶): تغییرات مقدار گرما و سرمای تولیدی نسبت به تغییرات دمای گاز ورودی توربین

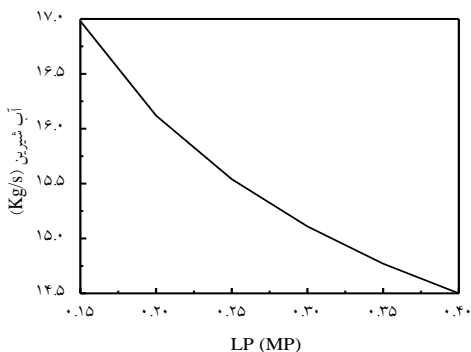
### ۳-۲-۳. اثرات تغییرات LP (فشار پایین) مولد بازیافت حرارت روی عملکرد ترمودینامیکی سیستم

با افزایش LP مولد بازیافت حرارت، دمای بخار اشباع فشار پایین دمای گاز خروجی تبخیرکننده فشار پایین (که برابر با رابطه (۱۴) است) افزایش می‌یابد و موجب افزایش اختلاف دمای گازهای ورودی و خروجی اکونومایزر فشار پایین شده و باعث می‌شوند دبی آب تغذیه (جریان آب گرمایش) افزایش یابد و موجب افزایش گرمای تولیدی ( $\dot{Q}_{heating}$ ) گردد (شکل ۹). افزایش جریان آب گرمایش (که از اکونومایزر فشار متوسط نیز عبور می‌کند) باعث می‌شود دمای گاز خروجی از اکونومایزر فشار متوسط کاهش یابد (در این حالت دمای گاز خروجی از تبخیرکننده فشار پایین نیز افزایش می‌یابد)؛ در نتیجه اختلاف دمای گاز ورودی و خروجی تبخیرکننده فشار پایین کاهش یافته و موجب کاهش جریان بخار تولیدی برای سرمایش و کاهش مقدار سرمای تولیدی ( $\dot{Q}_{evaporator}$ ) می‌شود (شکل ۹).

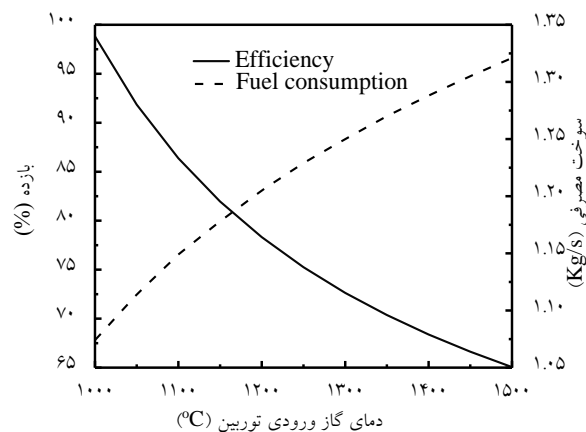


شکل (۹): تغییرات مقدار گرما و سرمای تولیدی نسبت به تغییرات LP مولد بازیافت حرارت

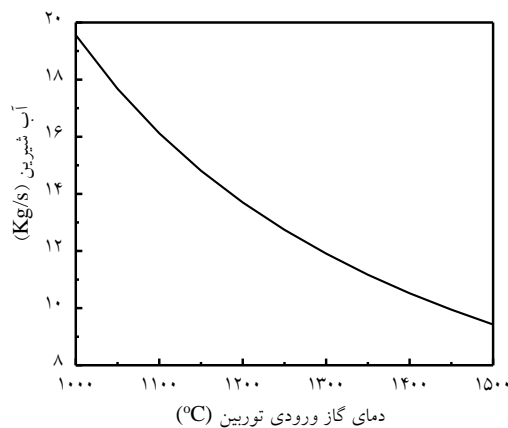
همچنین افزایش جریان آب گرمایش موجب کاهش دمای گاز خروجی از اکونومایزر فشار بالا شده و باعث می‌گردد اختلاف دمای گاز ورودی و خروجی تبخیرکننده فشار متوسط کاهش یابد؛ بنابراین جریان بخار تولیدی برای آب‌شیرین‌کن کاهش یافته و مقدار آب شیرین تولیدی کاهش می‌یابد (شکل ۱۰).



شکل (۱۰): تغییرات مقدار آب شیرین تولیدی نسبت به تغییرات LP مولد بازیافت حرارت

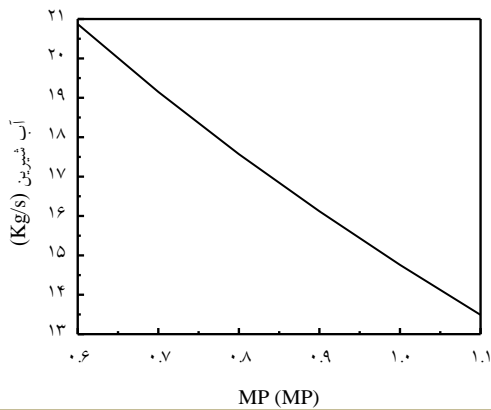


شکل (۷): تغییرات بازده ترمودینامیکی سیستم و مقدار سوخت مصرفی نسبت به تغییرات دمای گاز ورودی توربین



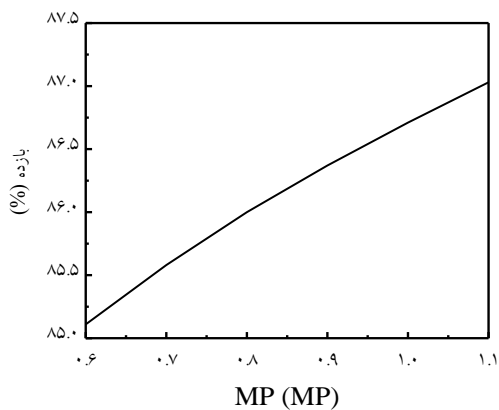
شکل (۸): تغییرات مقدار آب شیرین تولیدی نسبت به تغییرات دمای گاز ورودی توربین

گاز ورودی تبخیرکننده فشار پایین و همچنین اختلاف دمای گاز ورودی و خروجی تبخیرکننده فشار پایین افزایش یافته و در نتیجه، مقدار جریان بخار آب تولیدی برای سرمایش و مقدار سرمای ( $\dot{Q}_{heating}$ ) تولیدی افزایش یابد (شکل ۱۳).



شکل (۱۳): تغییرات مقدار آب شیرین تولیدی نسبت به تغییرات MP

افزایش MP تأثیری در مقدار گرمای تولیدی ندارد. با افزایش مقدار MP بازده ترمودینامیکی سیستم نیز افزایش می‌یابد (شکل ۱۴).

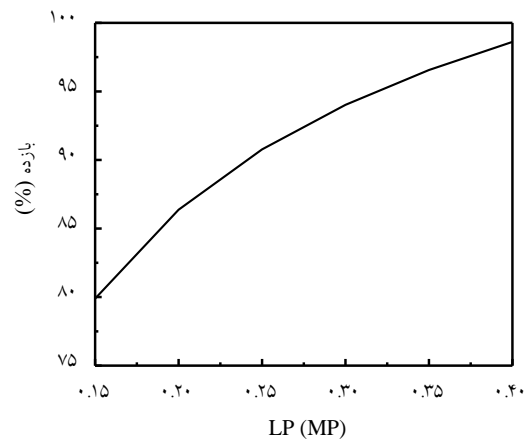


شکل (۱۴): تغییرات بازده ترمودینامیکی سیستم نسبت به تغییرات MP  
مولد بازیافت حرارت

### ۵.۲.۳. اثرات تغییرات HP (فشار بالا) مولد بازیافت حرارت روی عملکرد ترمودینامیکی سیستم

با افزایش HP مولد بازیافت حرارت دمای بخار اشباع فشار بالا و دمای گاز خروجی تبخیرکننده فشار بالا (که برابر با رابطه (۱۲) می‌باشد) افزایش می‌یابد و به علت افزایش دمای بخار اشباع فشار بالا مقدار گرمای جذب شده توسط اکونومایزر فشار بالا افزایش می‌یابد؛ همچنین مقدار انرژی جذب شده در تبخیرکننده فشار بالا افزایش می‌یابد ولی با توجه به اینکه در این مرحله، بیشتر انرژی گاز توسط تبخیرکننده و اکونومایزر فشار بالا جذب می‌گردد، با افزایش HP

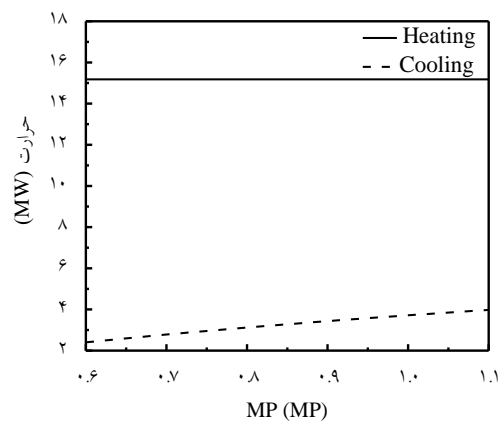
برایند همه این عوامل این است که با افزایش LP بازده ترمودینامیکی سیستم افزایش می‌یابد (شکل ۱۱).



شکل (۱۱): تغییرات بازده ترمودینامیکی سیستم نسبت به تغییرات LP  
مولد بازیافت حرارت

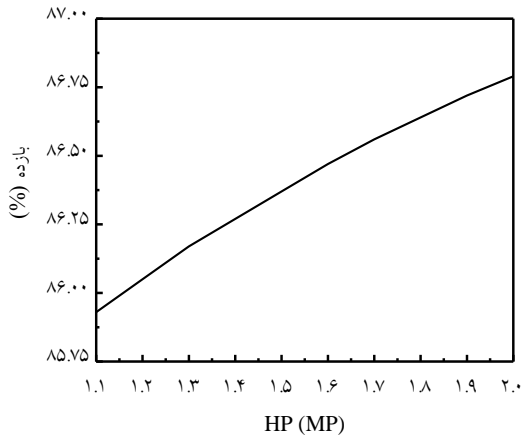
### ۴.۲.۳. اثرات تغییرات MP (فشار متوسط) مولد بازیافت حرارت روی عملکرد ترمودینامیکی سیستم

با افزایش MP مولد بازیافت حرارت دمای بخار اشباع فشار متوسط و دمای گاز خروجی تبخیرکننده فشار متوسط (که برابر با رابطه (۱۳) است) افزایش می‌یابد و به علت افزایش دمای بخار اشباع فشار متوسط، اختلاف دمای گاز ورودی و خروجی تبخیرکننده فشار متوسط کاهش یافته و موجب کاهش جریان بخار آب تولیدی برای آب شیرین کن می‌گردد (شکل ۱۲).



شکل (۱۲): تغییرات مقدار گرما و سرمای تولیدی نسبت به تغییرات MP  
مولد بازیافت حرارت

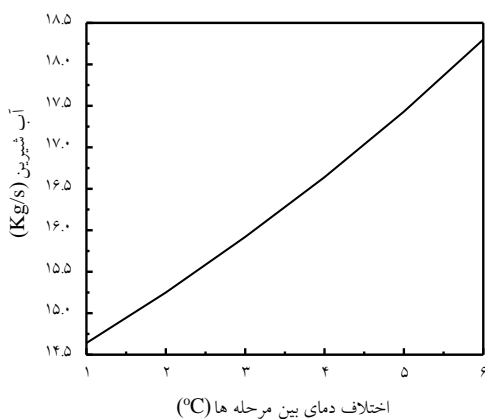
با توجه به ثابت بودن مقدار انرژی جذب شده در اکونومایزر فشار متوسط، افزایش دمای گاز خروجی تبخیرکننده فشار متوسط (که همان دمای گاز ورودی اکونومایزر فشار متوسط است) موجب می‌شود دمای



شکل (۱۷): تغییرات بازده ترمودینامیکی سیستم نسبت به تغییرات HP

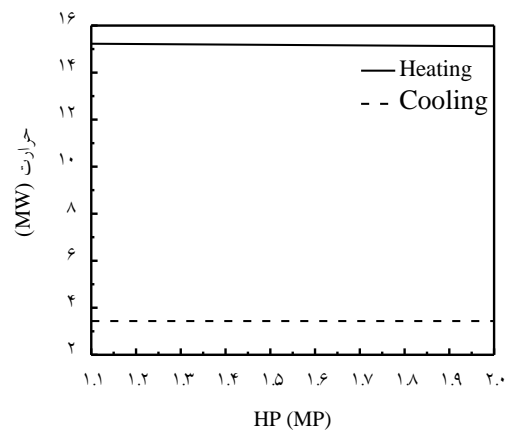
### ۶.۲.۳. اثرات تغییرات اختلاف دمای بین مرحله‌ها روی عملکرد آب‌شیرین‌کن

وقتی اختلاف دما بین مرحله‌ها افزایش می‌یابد، باعث پایین آمدن دمای مرحله‌های بعدی می‌شود؛ به همان نسبت، فشار مرحله‌ها نیز برای تولید بخار در دمای پایین‌تری کاهش می‌یابد. در این حالت می‌توان حرارت قابل جذب از بخار محرک را به حداکثر مقدار ممکن رساند و موجب افزایش آب شیرین تولیدی، بهره‌وری خروجی آب شیرین‌کن (که نسبت جرم آب شیرین تولیدشده قابل تحویل به بخار آب تغذیه‌شده از مولد بازیافت حرارت است) و همچنین کاهش دمای محصول خروجی قبل از مبدل حرارتی آب تغذیه می‌شود (شکل‌های ۱۸، ۱۹ و ۲۰).

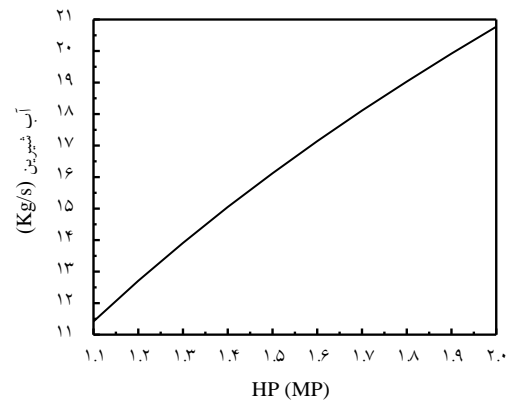


شکل (۱۸): تغییرات مقدار آب شیرین تولیدی نسبت به تغییرات اختلاف دمای بین مرحله‌ها

مقدار انرژی جذب‌شده توسط سوپرهیت فشار بالا کاهش می‌یابد. در نتیجه، مقدار گرمای تولیدی کاهش می‌یابد (شکل ۱۵). و به علت افزایش دمای گاز خروجی تبخیرکننده فشار بالا (دمای ورودی اکونومایزر فشار بالا) دمای گاز خروجی اکونومایزر فشار بالا افزایش یافته و باعث بیشتر شدن اختلاف دمای گاز ورودی و خروجی تبخیرکننده فشار متوسط می‌شود. این امر موجب می‌گردد بخار آب تولیدی برای آب‌شیرین‌کن و مقدار آب شیرین تولیدی افزایش یابد (شکل ۱۶).



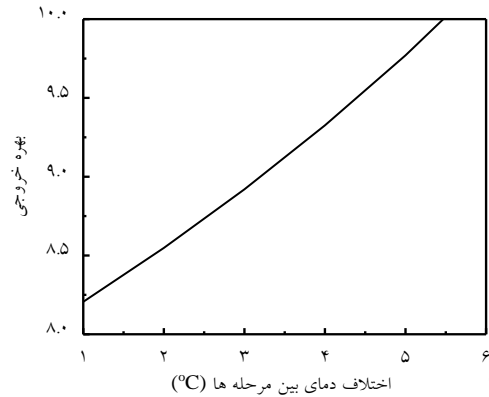
شکل (۱۵): تغییرات مقدار گرما و سرمای تولیدی نسبت به تغییرات HP مولد بازیافت حرارت



شکل (۱۶): تغییرات مقدار آب شیرین تولیدی نسبت به تغییرات HP مولد بازیافت حرارت

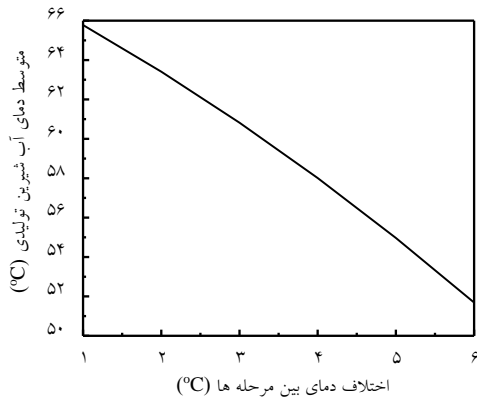
افزایش HP (فشار بالا) تأثیری در مقدار سرمای تولیدی ندارد (شکل ۱۵) و با افزایش مقدار HP (فشار بالا) بازده ترمودینامیکی سیستم افزایش می‌یابد (شکل ۱۷).

- آب شیرین تولیدی و بازده ترمودینامیکی قانون اول افزایش می یابد.
- با افزایش توان خالص خروجی راندمان ترمودینامیکی سیستم ثابت می ماند و مقدار سوخت مصرفی افزایش می یابد. و مقدار گرما، سرما و آب شیرین تولیدی به علت افزایش جریان گاز خروجی توربین افزایش می یابد.
- با افزایش اختلاف درجه حرارت بین مرحله های آب شیرین کن مقدار آب شیرین تولیدی و بهره خروجی آب شیرین کن افزایش و درجه حرارت محصول خروجی قبل از مبدل حرارتی آب تغذیه کاهش می یابد.



شکل (۱۹): تغییرات بهره خروجی نسبت به تغییرات اختلاف دما بین مرحله ها

### ۵. فهرست علائم



شکل (۲۰): تغییرات متوسط دمای آب شیرین تولیدی قبل از مبدل حرارتی نسبت به تغییرات دمای بین مرحله ها

### علائم اصلی

نقطه نزدیکی اکنومایزر مولد بازیافت حرارت (°C)	AP
آب نمک (Brine)	B
ظرفیت گرمایی ویژه ( $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$ )	$C_p$
دبی جرمی بخار آب تولیدی در آب شیرین کن ( $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ )	D
دبی جرمی بخار آب برداشتی در مرحله های آب شیرین کن ( $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ )	$D_{p(i)}$
دبی جرمی کل آب تغذیه ( $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ )	F
دبی جرمی آب تغذیه مرحله های آب شیرین کن ( $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ )	f
بهره خروجی	GOR
فشار بالا (kPa)	HP
آنتالپی ویژه ( $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ )	h
گرمای نهان ( $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ )	L
ارزش حرارتی پایین سوخت (kJ)	LHV
فشار پایین (kPa)	LP
دبی جرمی ( $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ )	$\dot{m}$

### ۴. نتیجه گیری

- در این تحقیق تلفیق آب شیرین کن چنداثره از نوع تراکم بخاری و یک سیستم تولید همزمان گرما، سرما و توان با محرک توربین گاز مورد ارزیابی ترمودینامیکی قرار گرفته است. به دلیل پایین بودن راندمان سیکل توان گازی استفاده از سیستم های تلفیقی مد نظر می باشد. همچنین جهت بررسی پارامترهای عملکردی از روی کارایی سیستم مطالعه پارامتریک انجام پذیرفته است که نتایج آن به شرح زیر است:
- راندمان 32 درصدی سیستم توربین گاز در صورت استفاده از سیستم تلفیقی فوق الذکر به 84 درصد افزایش می یابد.
  - با افزایش  $PP_{LP}$  در در مبدل بازیافت حرارت مقدار گرمای تولیدی و بازده ترمودینامیکی سیستم افزایش می یابد و مقدار آب شیرین و سرمای تولیدی کاهش می یابد.
  - با افزایش  $PP_{MP}$  در مبدل بازیافت حرارت مقدار گرمای تولیدی ثابت می ماند، مقدار آب شیرین تولیدی کاهش می یابد و مقدار سرمای تولیدی و بازده ترمودینامیکی سیستم افزایش می یابد.
  - با افزایش  $PP_{HP}$  در مبدل بازیافت حرارت مقدار گرمای تولیدی کاهش می یابد، مقدار سرمای تولیدی ثابت می ماند و مقدار آب شیرین تولیدی و بازده ترمودینامیکی سیستم افزایش می یابد.
  - با افزایش LP در مبدل بازیافت حرارت سرما و آب شیرین تولیدی کاهش می یابد و مقدار گرمای تولیدی و راندمان ترمودینامیکی سیستم افزایش می یابد.
  - با افزایش MP در مبدل بازیافت حرارت مقدار گرمای تولیدی ثابت می یابد، مقدار آب شیرین تولیدی کاهش می یابد و مقدار سرمای تولیدی و بازده ترمودینامیکی سیستم افزایش می یابد.
  - با افزایش HP در مبدل بازیافت حرارت مقدار سرمای تولیدی ثابت می یابد، مقدار گرمای تولیدی تقریباً ثابت می یابد و مقدار

تبخیرکننده چیلر	evap	فشار متوسط (kPa)	MP
سیال	f	نقطهٔ پینچ تبخیرکننده مولد بازیافت حرارت (°C)	PP
مرحله Nام	fN	حرارت (MW)	Q̇
سوخت مصرفی توربین گاز	fuel	نسبت فشار	r
ورودی	i	آب برگشتی دریا از کندانسور آب شیرین کن (kg.s <sup>-1</sup> )	Rej
ژنراتور	gen	دما (°C)	T
گاز ورودی و خروجی توربین	g	توان (MW)	Ẇ
گرمایش	heating	درصد جرمی	X
فشار بالا	HP	<b>علائم یونانی</b>	
لبتیم بروماید	LiBr	بازده آیزنترو پیک (%)	η
فشار پایین	LP	نسبت رطوبت (%)	ω
فشار متوسط	MP	نسبت جرمی سوخت به هوا (kg.kg <sup>-1</sup> )	λ
خالص	net	اختلاف دما	ΔT
محصول	P	<b>زیرنویسها</b>	
پمپ	pump	هوا	a
ورودی اولین مرحله آب شیرین کن	s	جاذب	abs
سوپرهیت	sh	آب نمک (Brine)	b
آب اشباع تبخیرکننده فشار پایین مولد بازیافت حرارت	sat,LP	کمپرسور	c
آب اشباع تبخیرکننده فشار متوسط مولد بازیافت حرارت	sat,MP	محفظه احتراق	cc
آب اشباع تبخیرکننده فشار بالا مولد بازیافت حرارت	sat,HP	کندانسور چیلر	cond
آب اشباع	sat	سرمایش	cooling
آب دریا	sw	آب شیرین کن	desalination
توربین	t	خروجی	e
کل	total	مرحله آب شیرین کن	effect

## مراجع

- [1] Ghaebi, H., Saidi, M.H., Ahmadi, P., "Exergoeconomic Optimization of a Trigeneration System for Heating, Cooling and Power Production Purpose Based on TRR Method and using Evolutionary Algorithm", Applied Thermal Engineering, Vol. 36, pp. 113-125, 2012.
- [2] Ghaebi, H., Amidpour, M., Karikashi, S., rezayan, O., "Energy, Exergy and Thermo-economic Analysis of a Combined Cooling, Heating and Power (CCHP) System with Gas Turbine Prime Mover", Int. J. Energy Res; Vol. 35, pp. 697-709, 2011.
- [3] Wu, DW., Wang, RZ., "Combined Cooling, Heating and Power: a Review". Prog Energy Combust; Vol. 32, pp. 459-495, 2006.
- [4] Chicco, C., Mancarella, P., "Trigeneration Primary Energy Saving Evaluation for Energy Planning and Policy Development. Energy Policy", Vol. 35, pp. 6132-6144, 2007.
- [5] Hernández-Santoroyo, J., Sánchez-Cifuentes, A., "Trigeneration: an Alternative for Energy Savings". Appl Energy; 76, pp. 219-227, 2003.
- [6] Al-Sulaiman, FA., Hamdullahpur, F., Dincer, I., "Greenhouse Gas Emission and Exergy Assessments of an Integrated Organic Rankine Cycle with a Biomass Combustor for Combined Cooling, Heating and Power Production". Appl Therm Eng; Vol. 31, pp. 439-446, 2011.
- [7] Alasfour, F.N., Darwish, M.A., Bin Amer, A.O., "Thermal Analysis of ME-TVC+MEE Desalination Systems", Desalination, Vol. 174, pp. 39-61, 2005.
- [8] Kahraman, N., Cengel, Y.A., "Exergy Analysis of a MSF Distillation Plant", Energy Conversion and Management, Vol. 46, pp. 2625-2636, 2005.
- [9] Karl, F., Renaudin, V., Alonso, D., Hornut, J.M., "New MED Plate Desalination process: Thermal Performances, Desalination, Vol. 166, pp. 53-62, 2004.
- [10] Shih, H., "Evaluating the Technologies of Thermal Desalination using Low-Grade Heat", Desalination, Vol.



- 182, pp. 461–469, 2005.
- [11] Ji, J., Wang, R., Li, L., Ni, H.i., "Simulation and Analysis of a Single-Effect Thermal Vapor Compression Desalination System at Variable Operation Conditions", Chem. Eng. Technol. Vol. 30, pp. 1633-1641, 2007.
- [12] Kamali, R.K., Mohebinia, S., "Experience of Design and Optimization of Multi-Effects Desalination Systems in Iran", Desalination 222, pp. 639-645, 2008.
- [13] Kamali, R.K., Abbassi, A., Sadough Vanini, S.A, Saffar Avval, M., "Thermodynamic Design and Parametric Study of MED-TVC", Desalination, Vol. 222, pp. 596-604, 2008.
- [14] Ameri, M., Seif Mohammadi, S., Hosseini, M., Seifi, M., "Effect of Design Parameters on Multi-Effect Desalination System Specifications", Desalination 245, pp. 266-283, 2009.
- [15] Trostmann, A., "Improved Approach to Steady State Simulation of Multi-Effect Distillation Plants", Desalination and Water Treatment, Vol. 7, pp. 93-110, 2009.
- [16] Shakib, S.E., Amidpour, M., Aghanajafi, C., "Simulation and Optimization of Multi Effect Desalination Coupled to a Gas Turbine Plant with HRSG Consideration", Desalination, Vol, 285, pp. 366-376, 2012.
- [17] Shakib, S.E., Amidpour, M., Aghanajafi, C., "A New Approach for Process Optimization of a METVC Desalination System", Desalination and Water Treatment, Vol. 37, pp. 1-13, 2012.
- [18] Fiorini, P., Sciubba, E., "Thermoeconomic Analysis of a MSF Desalination Plant", Desalination, Vol. 182, pp. 39-51, 2005.
- [19] Sayyaadi, H., Saffari, A., "Thermoeconomic Optimization of Multi Effect Distillation Desalination Systems", Applied Energy, Vol. 87, pp. 1122–1133, 2010.
- [20] Sayyaadi, H., Saffari, A., Mahmoodian, A., "Various Approaches in Optimization of Multi Effects Distillation Desalination Systems using a Hybrid Meta-Heuristic Optimization Tool", Desalination, Vol. 254, pp. 138-148, 2010.
- [21] Wang, Y., Lior, N., "Performance Analysis of Combined Humidified Gas Turbine Power Generation and Multi-Effect Thermal Vapor Compression Desalination Systems: Part 1: The Desalination Unit and its Combination with a Steam-Injected Gas Turbine Power System", Desalination, Vol. 196, pp. 84-104, 2006.
- [22] Wang, Y., Lior, N., "Performance Analysis of Combined Humidified Gas Turbine Power Generation and Multi-Effect Thermal Vapor Compression Desalination Systems: Part 2: The Evaporative Gas Turbine Based System and Some Discussions", Desalination, Vol. 207, pp. 243-256, 2007.
- [23] Korakiantis, T., Wilson, D.G., "Methods for prediction the Performance of Bryton-Cycle Engines.", ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 166, pp. 381-388, 1994.
- [24] Kamali, R.K., Abbassi, A., Sadough, S.A., "A Simulation Model and Parametric Study of MED–TVC Process". In: EDS International Conference, EuroMed, p. 203, 2006.
- [25] Arzu S, E., Yakuta, S. Kalogiroub. "Exergy Analysis of Lithium Bromide/Water Absorption Systems". Renewable Energy, Vol. 30, pp. 645-657, 2005.