

## تعیین نقطه بهینه ترکیب آب شیرین کن چندمرحله‌ای تبخیری با نیروگاه سیکل ترکیبی

نازیلا امامدوست<sup>۱</sup>، رامین کوهی‌کمالی<sup>۲\*</sup>، علی اصغر توفیق<sup>۳</sup>، یحیی پالیزدار<sup>۴</sup>

<sup>۱</sup> دانشجوی کارشناسی ارشد پژوهشگاه مواد و انرژی، کرج، ایران

Nazila.emamdoost@gmail.com

<sup>۲</sup> دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت، ایران

kouhikamali@guilan.ac.ir

<sup>۳</sup> دانشیار پژوهشکده سرامیک، پژوهشگاه مواد و انرژی، کرج، ایران

a.tofigh@merc.ac.ir

<sup>۴</sup> استادیار پژوهشکده نیمه‌هادی، پژوهشگاه مواد و انرژی، کرج، ایران

y.palizdar@merc.ac.ir

چکیده: در این مطالعه، امکان‌سنجی استفاده از انرژی حرارتی توربین بخار نیروگاه سیکل ترکیبی، به‌عنوان انرژی مورد نیاز برای راه‌اندازی سیستم شیرین‌سازی بررسی شده است. مدل بهینه ترکیب نیروگاه سیکل ترکیبی با آب‌شیرین‌کن چندمرحله‌ای تبخیری، در حالت‌های مختلف طراحی از جهت تعداد مراحل آب‌شیرین‌کن و فشار بخار خروجی توربین بخار ارزیابی شده است. به‌منظور توسعه کد طراحی واحد آب‌شیرین‌کن، دستگاه معادلات جرم و انرژی مربوط به سیستم شیرین‌سازی، از نگاه حجم کنترلی و به روش غیرخطی در نرم‌افزار Matlab، حل شده است و مدل بهینه سامانه ترکیبی نیروگاه با آب‌شیرین‌کن چندمرحله‌ای تبخیری مطابق با تقاضای آب و برق مورد نیاز طراح، به‌کمک شاخص‌های اقتصادی دوره بازگشت سرمایه و نرخ بازده داخلی معرفی شده است. طبق این ملاحظات، آب‌شیرین‌کن سه مرحله‌ای در فشار استخراجی سه بار از توربین بخار با نرخ بازده داخلی ۲۱/۷۳ درصد و دوره بازگشت سرمایه ۴/۵ سال به‌عنوان مدل بهینه سیستم تولید همزمان آب و برق معرفی شده است.

واژه‌های کلیدی: سیستم تولید همزمان، آب‌شیرین‌کن چندمرحله‌ای تبخیری، نیروگاه سیکل ترکیبی، دوره بازگشت سرمایه، نرخ بازده داخلی.

مقایسه با آب شیرین کن‌های پرکاربرد تبخیر آبی مرحله‌ای، سیستم‌های چندمرحله‌ای تبخیری با تراکم حرارتی بخار<sup>۷</sup>، دارای مزایای هزینه سرمایه‌گذاری اولیه کمتر، نرخ پوسیدگی و خوردگی کمتر، طول عمر بیشتر و مصرف برق پمپاژ کمتری هستند. شکیب و همکاران اعتقاد دارند که اگرچه مطالعات بسیاری در زمینه نیروگاه‌های توأم از لحاظ شبیه‌سازی ترمودینامیکی انجام گرفته است، کمبود مطالعات اقتصادی و فنی - اقتصادی در این زمینه وجود دارد. آن‌ها یک سیستم توأم<sup>۸</sup> شامل یک توربین گاز با پیش‌گرمکن هوا<sup>۹</sup> و بدون پیش‌گرمکن هوا، مولد بخار بازیاب حرارت<sup>۱۰</sup> و آب شیرین کن چندمرحله‌ای تبخیری را مدل‌سازی کردند. پس از انجام شبیه‌سازی، یک تحلیل ترمو-اقتصادی انجام داده شد و برای تعیین طراحی بهینه، از یک الگوریتم بهینه‌سازی ابتکاری استفاده شد. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که با به‌کارگیری رویکرد بهینه‌سازی و استفاده از پیش‌گرمکن هوا، هزینه کلی محصولات ۱۹ درصد کاهش می‌یابد، این در حالی است که راندمان آگزرژی سیستم دو منظوره ۱۹ درصد افزایش می‌یابد [۲-۳].

علی‌ناشار تأثیر محرک‌های اولیه متفاوت روی سیستم‌های شیرین‌سازی چندمرحله‌ای آبی را مورد مطالعه قرار داده است و به بررسی فنی-اقتصادی سیستم در بارگذاری‌های متفاوت پرداخته است و بهینه‌ترین حالت تولید همزمان را برای یک تقاضای مشخص آب و توان برای آب شیرین کن، با ضریب عملکرد یکسان مورد بررسی قرار داده است. سیستم‌های تولید توان در این مطالعه شامل توربین بخار پس‌فشار<sup>۱۱</sup>، توربین بخار زیرکشار<sup>۱۲</sup>، توربین گاز به‌همراه مولد بازیاب بخار<sup>۱۳</sup>، سیکل ترکیبی با توربین بخار پس‌فشاری<sup>۱۴</sup> و سیکل ترکیبی با توربین بخار زیرکشار<sup>۱۵</sup> می‌شود. بر مبنای آنالیز آگزرژی، هزینه سرمایه‌گذاری اولیه و هزینه تولید آب و برق در توربین بخار زیرکشار از همه بالاتر و توربین گاز به‌همراه مولد بازیاب حرارت از همه پایین‌تر به‌دست آمده است. سیکل‌های ترکیبی پس‌فشاری در اولویت بعد از توربین گاز با بازیاب حرارت قرار گرفته‌اند [۴].

نیل وید یک تحلیل اقتصادی گسترده را بر روی فرایند اسمز معکوس و سایر فرایندهای شیرین‌سازی آب دریا انجام داد. وی به این نتیجه رسید که در مناطقی که هزینه انرژی پایین است، مانند کشورهای

ترکیب واحدهای تولید توان با آب شیرین کن‌های چندمرحله‌ای تبخیری یک رویکرد جدید مهندسی در افزایش بهره‌وری واحد تولید توان، کاهش مصرف انرژی و اثربخشی زیست‌محیطی به‌همراه کاهش میزان گاز دی‌اکسید کربن است. تولید همزمان به‌معنای تبدیل متوالی یا همزمان انرژی نهفته سوخت به دو صورت انرژی (معمولاً مکانیکی و حرارتی) در یک واحد است. هر سیستم تولید همزمان<sup>۱</sup> براساس نوع تجهیز محرک کل سیستم تعریف می‌شود. یکی از تکنولوژی‌های سیستم‌های تولید همزمان، ترکیب سیستم‌های شیرین‌سازی با واحدهای تولید توان، به‌منظور کاهش اتلاف انرژی حرارتی است. بدین منظور از انرژی حرارتی جریان‌اتلافی سیستم‌های تولید توان به‌منظور تأمین منابع انرژی برای راه‌اندازی سیستم‌های شیرین‌سازی و ارتقای بهره‌وری سیستم‌های تولید همزمان و نیروگاه‌های متمرکز استفاده می‌شود. تولید برق از واحدهای تولید توان به‌عنوان محصول اصلی و تولید آب شیرین از سیستم‌های شیرین‌سازی به‌عنوان محصول دوم سیستم تولید همزمان در نظر گرفته می‌شود. روش‌های مختلفی برای طبقه‌بندی فناوری محرک‌های اولیه یک سیستم تولید همزمان از منظر سوخت مصرفی، رشد بازار و ظرفیت مطلوب وجود دارد. از مزایای تولید همزمان می‌توان به صرفه‌جویی در مصرف سوخت، کاهش آلودگی‌های زیست‌محیطی ناشی از احتراق سوخت‌های فسیلی در محیط‌های شهری و صنعتی، جلوگیری از هدر رفتن گرمای موجود در دود خروجی از محرک اولیه نظیر توربین‌های گازی اشاره کرد. اگرچه توسعه روش‌های نوین در سال‌های اخیر چشمگیر بوده است، موتورهای احتراق داخلی رفت و برگشتی، توربین بخار<sup>۲</sup> و توربین‌های گاز<sup>۳</sup> به‌عنوان محرک‌های اولیه متداول، ظرفیت عمده در حال نصب را شامل می‌شوند. به‌علاوه پیل‌های سوختی، موتورهای استرلینگ و میکروتوربین‌ها یک آینده امیدبخش را برای محرک‌های اولیه معرفی و ارائه می‌کنند [۱].

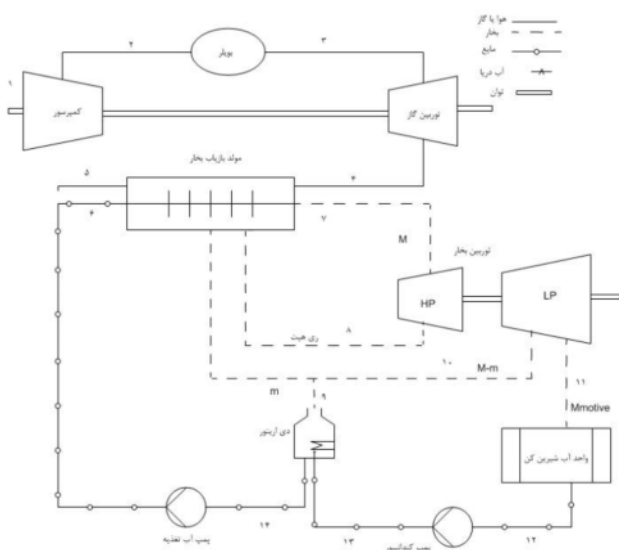
مطالعات نشان می‌دهد در میان روش‌های مختلف شیرین‌سازی آب، تبخیر آبی مرحله‌ای<sup>۴</sup>، تبخیر چندمرحله‌ای<sup>۵</sup> و اسمز معکوس<sup>۶</sup>، برای ظرفیت‌های متوسط و بزرگ تولید آب مناسب‌اند. سیستم‌های آب شیرین کن تبخیر آبی مرحله‌ای و تبخیر چندمرحله‌ای برای ترکیب با نیروگاه‌ها مناسب‌اند؛ زیرا می‌توانند از جریان اتلافی سیستم تولید توان برای راه‌اندازی و بهبود راندمان سوخت کل نیروگاه استفاده کنند. در

7. MED-TVC
8. Dual system
9. Preheater
10. Heat Recovery Steam Generator (HRSG)
11. Back Pressure Steam Turbine (BP-ST)
12. Extraction-condensing Steam Turbine (EC-ST)
13. GT-HRSG
14. Combined cycle gas/back pressure steam turbine (CC-BP)
15. Combined Cycle gas/extraction-condensing steam turbine (CC-EC)

1. Cogeneration System
2. Steam Turbine
3. Gas Turbine
4. Multi Stage Flash (MSF)
5. Multi Effect Distillation (MED)
6. Reverse Osmosis (RO)

## ۲. مدل ترمودینامیکی

ساختار سیستم تولید همزمان آب و برق<sup>۴</sup> مورد بررسی، متشکل از یک واحد آب شیرین کن چندمرحله‌ای تبخیری و نیروگاه سیکل ترکیبی است. نیروگاه سیکل ترکیبی از یک واحد سیکل بخار رانکین با توربین بخار بازتاب<sup>۵</sup> تک‌فشاره و یک واحد سیکل بخار رانکین با توربین بخار در دو سطح فشار بالا<sup>۶</sup> و پایین<sup>۷</sup>، یک مرحله پیش‌گرمایش<sup>۸</sup> و یک هوازد<sup>۹</sup> است. در مقاله حاضر، واحد آب شیرین کن در سیستم تولید همزمان، جایگزین کندانسور نیروگاه شده است. بخار از قسمت کم‌فشار توربین بخار نیروگاه با دبی معلوم تحت عنوان بخار محرک<sup>۱۰</sup> برای راه‌اندازی سیستم شیرین‌سازی استفاده می‌شود. تعیین اینکه بخار در چه فشاری از سطح کم‌فشار توربین بخار نیروگاه استخراج شود، کاملاً تابع شرایط طراحی و مقدار تقاضای آب شیرین تولیدی و برق مورد نیاز است. هرچه بخار در فشار بالاتری از توربین بخار استخراج شود، از جهت واحد آب شیرین کن و مقدار آب شیرین تولیدی مطلوب و از دید نیروگاه و افت توان توربین بخار و به تبع آن کاهش توان تولیدی نیروگاه نامناسب است. شکل (۱) نمایی از ترکیب نیروگاه سیکل ترکیبی با آب شیرین کن چندمرحله‌ای تبخیری را نشان می‌دهد.



شکل (۱): نمایی از سیستم تولید همزمان آب و برق مدل‌سازی شده

حاشیه خلیج فارس، فناوری آب شیرین‌کن‌های حرارتی قابل رقابت با فرایندهای اسمز معکوس است [۵].

شکوری و همکاران به بررسی دو نمونه مطالعاتی سیستم‌های دومنظوره توربین گاز و آب شیرین‌کن چندمرحله‌ای تبخیری با تراکم حرارتی بخار پرداخته‌اند. در یک نمونه، ترکیب سیستم شیرین‌سازی با توربین گاز و در نمونه دیگر، سیستم اصلاح‌شده<sup>۱</sup> را مورد بررسی قرار دادند و تأثیر پارامترهای فرایندی را در عملکرد آب شیرین‌کن مورد ارزیابی قرار دادند [۶].

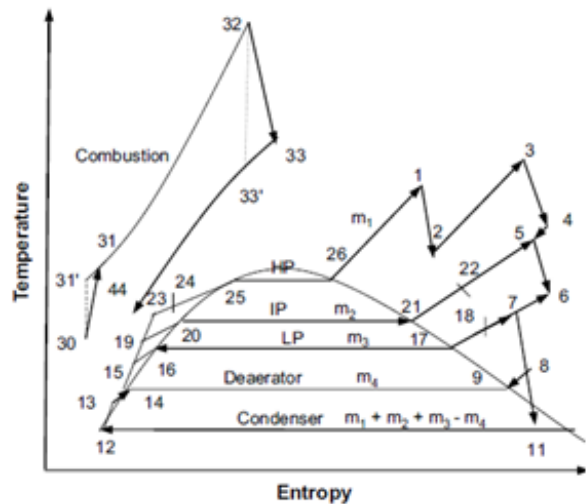
بیشتر تحقیقات انجام‌شده در زمینه سیستم‌های توأم برای یک نیروگاه گاز انجام شده است. به عبارتی، به کمک یک توربین گاز و مولد بازتاب حرارت، انرژی مورد نیاز برای راه‌اندازی واحد شیرین‌سازی تأمین می‌شود. در مقاله حاضر، تجهیز نیروگاه سیکل ترکیبی با آب شیرین‌کن‌های چندمرحله‌ای تبخیری بررسی شده است. از طرف دیگر، تحقیقات انجام‌شده برای یک ظرفیت معلوم از واحد تولید توان و آب شیرین‌کن انجام گرفته است که در مقاله حاضر، امکان‌سنجی سیستم توأم برای هر ظرفیت توان و آب شیرین‌کن ارزیابی شده است. در راستای توسعه کد طراحی برای آب شیرین‌کن‌های چندمرحله‌ای تبخیری، ابتدا معادلات جرم و انرژی حاکم بر سیستم شیرین‌سازی از منظر حجم کنترل نوشته شده است و با حل همزمان آن به روش غیرخطی، طراحی آب شیرین‌کن برای هر ظرفیت دلخواه امکان‌پذیر شده است. به منظور انتخاب نقطه بهینه طراحی برای سیستم تولید همزمان آب و برق، از شاخص‌های قابل اعتبار در زمینه اقتصادی نظیر دوره بازگشت سرمایه و نرخ بازده داخلی استفاده شده است. بدین ترتیب مطابق تقاضای مورد نیاز آب شیرین تولیدی و برق، نقطه بهینه سیستم تولید همزمان از منظر حالت‌های طراحی مختلف نظیر تعداد افکت آب شیرین‌کن و فشار استخراجی از توربین بخار نیروگاه سیکل ترکیبی متناسب با بیشترین نرخ بازده داخلی<sup>۲</sup> و کمترین دوره بازگشت سرمایه<sup>۳</sup>، سرمایه<sup>۳</sup>، به کمک الگوریتم ژنتیک معرفی شده است. گفتنی است که مقالات زیادی در زمینه بهینه‌سازی و بررسی فرایندی سیکل‌های تولید توان انجام شده است که از آن جمله می‌توان به مراجع [۷] و [۸] اشاره کرد. هدف از این مقاله، تعیین نقطه مطلوب طراحی در شرایط کاری واحد تولید توان، از منظر سیستم توأم است. بدین منظور با تعریف متغیرهای طراحی لازم و توابع هدف مطلوب نقطه بهینه سیستم توأم معرفی خواهد شد.

4. Combined Water and Power (CWP)
5. Heat Recovery Steam Generator (HRSG)
6. High Pressure (HP)
7. Low Pressure (LP)
8. Reheat
9. Deaerator (D.A)
10. Motive steam

1. Retrofit
2. Internal Rate of Return (IRR)
3. Payback Period (PB)

مکش می‌شود. این بخار ترکیب شده با بخار محرک، با دبی کل  $V2+M_{motive}$  با دمای اختلاط  $T_{mix.out}$  از ترموکمپرسور خارج می‌شود. اگر بخار خروجی از ترموکمپرسور مافوق گرم می‌باشد، برای رساندن این دما به دمای اشباع در فشار خروجی ترموکمپرسور، آب به صورت اسپری توسط نازل به بخار تزریق می‌شود و بدین صورت بخار اشباع شده وارد افکت اول می‌شود. دمای اشباع بخار ورودی به افکت اول  $T_{st}$  می‌باشد که به عنوان نیروی محرکه جهت تبخیر آب در اولین افکت استفاده می‌شود و پس از تبادل حرارت و از دست دادن انرژی خود کندانس می‌شود. گرمای نهان تبخیر بخار ورودی، دمای آب خوراک را به نقطه جوش خود در افکت اول می‌رساند و به این ترتیب، جزئی از آب دریا تبخیر می‌شود و به عنوان محصول وارد دسته لوله‌های افکت بعدی می‌شود و مابقی آن به عنوان آب پساب با دبی  $B_1$  از افکت خارج می‌شود. بخار خارج شده از هر افکت با دبی  $V_1$  به عنوان نیروی محرک برای تبخیر وارد افکت بعدی می‌شود.

آب دریا به عنوان آب تغذیه با دبی  $M_{sw}$  و دمای  $T_{sw}$  وارد کندانسور می‌شود. هدف اصلی کندانسور پیش گرم کردن آب دریا تا دمای  $T_f$  است. آب دریای خروجی از کندانسور به دو بخش تقسیم می‌شود. بخشی از آن به عنوان آب تغذیه با دبی  $F_1$  وارد افکت‌ها شده و بخش دیگر به عنوان آب خنک کن با دبی  $M_{rej}$  دوباره به دریا برگردانده می‌شود. این آب تغذیه با دبی‌های  $f_1, f_2, \dots, f_n$  بسته به تعداد مراحل به طور موازی و برابر روی افکت‌ها تزریق می‌شود. بخار حاصل از امرحله آخر در کندانسور با آب دریای ورودی تبادل حرارت انجام می‌دهد و در اثر پیش گرمایش آب دریا کندانس شده و از طریق پمپ محصول به بیرون از واحد انتقال می‌یابد. مزیت این پیش گرمایش این است که هر چه آب خوراک دمای بیشتری داشته باشد، مقدار بخار مصرفی دستگاه کمتر خواهد بود و به تبع آن میزان انرژی حرارتی مصرفی و سطح انتقال حرارت کاهش می‌یابد و هزینه دستگاه کمتر خواهد شد. دما و به تبع آن فشار بخار ایجاد شده در مرحله آخر که وارد کندانسور می‌شود، به وسیله دبی آب خنک کن  $M_{rej}$  دمای آب خوراک خروجی از کندانسور  $T_f$  سطح حرارتی و ضرایب کلی انتقال حرارت مابین بخار کندانس پذیر و آب دریای در حال عبور از لوله‌ها  $U_c$  کنترل می‌شود. دمای آب دریا  $T_{sw}$  پس از عبور از کندانسور و پیش گرمایش به دمای  $T_f$  می‌رسد و با پاشش روی دسته لوله‌ها به دمای جوش خود می‌رسد. از طرفی دمای بخار تولید شده از هر افکت ناشی از تبخیر آب دریا، بالاتر از نقطه جوش است به این پدیده، افزایش نقطه جوش<sup>۲</sup> می‌گویند که باعث بیشتر بودن نقطه جوش واقعی در هر مرحله می‌شود [۶].



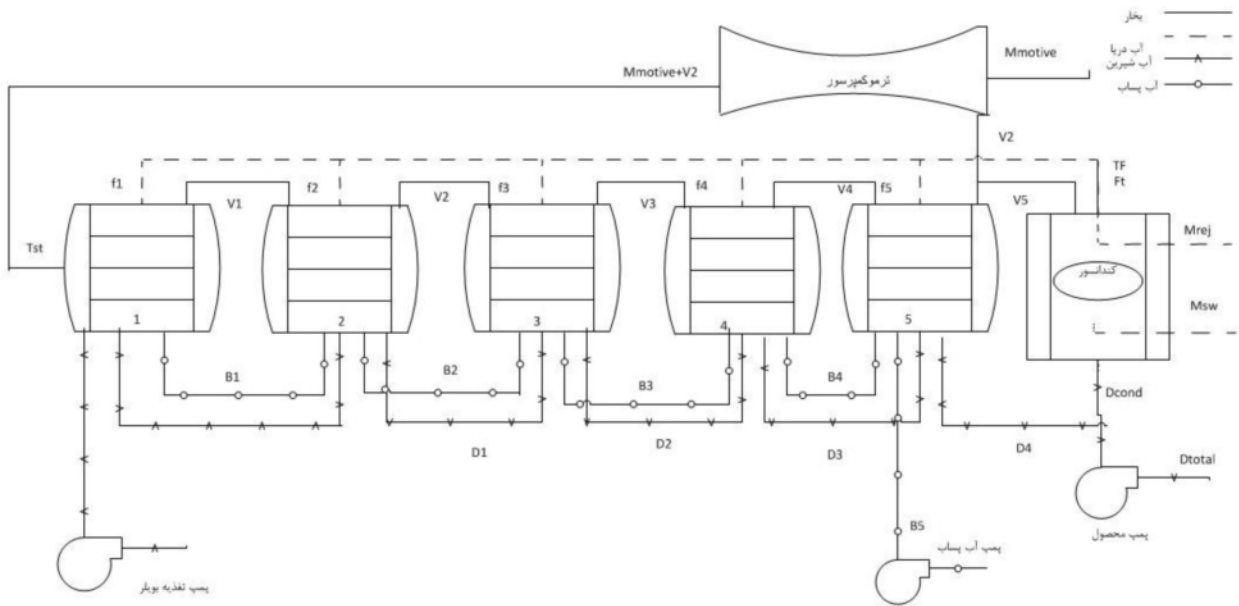
شکل (۲): نمایی از نمودار T-S سیکل ترکیبی

مراحل شبیه‌سازی سیستم تولید همزمان آب و برق به شرح زیر انجام شده است:

- طراحی فرایندی واحد آب شیرین کن چندمرحله‌ای تبخیری
- شبیه‌سازی ترمودینامیکی واحد تولید توان و تعیین مقدار دبی لازم برای راه‌اندازی سیستم شیرین‌سازی؛
- شبیه‌سازی ترمودینامیکی سیستم توأم و تعیین متغیرهای طراحی (تعداد افکت آب شیرین کن و فشار خروجی از توربین بخار) در شرایط عملکردی متفاوت؛
- تحلیل اقتصادی سیستم توأم و تعیین مدل بهینه بر مبنای شاخص‌های اقتصادی.

در بیشتر تحقیقات انجام شده پیشین در زمینه شبیه‌سازی و طراحی سیستم شیرین‌سازی، معادلات حاکم با در نظر گرفتن فعل و انفعالات فیزیکی و تبادل فازی (جریان مایع و بخار) نوشته و حل شده است. در مقاله حاضر به منظور رویکرد جدید در تحلیل ترمودینامیک سیستم شیرین‌سازی، معادلات جرم و انرژی برای هر کدام از قسمت‌های واحد آب شیرین کن (افکت، کندانسور و ترموکمپرسور) به صورت مجزا و با نگاه حجم کنترلی بررسی و حل شده است. شکل (۳) نمایی از یک آب شیرین کن پنج مرحله‌ای تبخیری را نشان می‌دهد. اساس فرایند شیرین‌سازی آب دریا به روش چندمرحله‌ای، بر مبنای تبخیر و میعان آب دریا در دمای اشباع و شرایط خلأ استوار است. انرژی حرارتی لازم برای تبخیر اولیه آب توسط یک بخار اولیه که توسط بویلر ایجاد می‌شود، تأمین می‌شود. مطابق شکل (۳) بخار ورودی جهت فرایند تبخیر، با دبی  $M_{motive}$  وارد ترموکمپرسور می‌شود، همچنین مقداری از بخار ایجاد شده از مرحله آخر با دبی  $V_2$  توسط ترموکمپرسور

1. Boiling temperature  
2. Boiling point elevation (BPE)



شکل (۳): نمایی از یک واحد آب شیرین کن چندمرحله‌ای تبخیری

به منظور شبیه‌سازی ترمودینامیکی سیکل نیروگاه ترکیبی، سطح کنترلی پیرامون تمام اجزا اصلی نیروگاه از جمله کمپرسور، بویلر، توربین گاز، بویلر بازیاب حرارت، توربین بخار و پمپ‌های آب تغذیه و کندانسور در نظر گرفته شده است. انجام فرایند در قسمت‌های توربین گاز<sup>۱</sup> و کمپرسور سیکل گازی، غیرآیزنتروپیک در نظر گرفته شده است. برای محاسبه کار داده شده به پمپ‌های آب تغذیه و کندانسور، سیال عامل تراکم‌ناپذیر در نظر گرفته شده است. تمامی حالت‌های ترمودینامیکی سیکل بخار با نوشتن توابعی در حالت اشباع و بخار فوق‌گرم در محیط نرم‌افزار متلب محاسبه شده است.

نیروگاه شبیه‌سازی شده شامل اجزای اصلی، سیکل گاز با قدرت خالص ۳۰۰<sup>۲</sup> مگاوات، مولد بازیاب حرارت تک‌فشاره و سیکل بخار با فشار ۱۰۰ بار، یک مرحله پیش‌گرمایش تا فشار ۱۰ بار، هوازدا بین کندانسور و سطح فشار پایین توربین بخار با فشار ۶ بار و فشار کندانسور ۰/۱ بار می‌باشد. دمای بیشینه سیکل گاز ۱۱۰۰ درجه سلسیوس به‌عنوان متغیرهای مستقل کد شبیه‌سازی وارد شده است. سایر دماهای مقاطع مختلف بویلر بازیاب حرارتی نظیر دود خروجی از بویلر و دمای بخار تولیدی به‌عنوان متغیرهای وابسته تعریف شده‌اند. نسبت تراکم کمپرسور ۱۰ در نظر گرفته شده است. پارامترهای طراحی انتخاب شده به دلیل نزدیکی با شرایط عملکرد نیروگاه سیکل ترکیبی رشت انتخاب شده است و تمامی این اعداد در شرایط نیروگاهی متفاوت قابل تغییر است. فرایند شبیه‌سازی در شرایط ایزو<sup>۳</sup>

در فرایند طراحی سیستم‌های شیرین‌سازی به‌منظور نوشتن معادلات جرم و انرژی، سه زیرمدل افکت‌ها، کندانسور و ترموکمپرسور به‌صورت همزمان باید مورد توجه قرار بگیرد. جدول (۱) متغیرها و مجهولات یک سیستم شیرین‌سازی چندمرحله‌ای تبخیری نشان می‌دهد. جمع این متغیرها برابر  $10n + 8$  می‌باشد که به‌منظور طراحی سیستم حاکم، نیاز به همین تعداد معادله خواهد بود. جدول (۲)، معادلات جرم و انرژی حاکم بر سیستم شیرین‌سازی را نشان می‌دهد [۶، ۷ و ۸].

جدول (۱): متغیرهای آب شیرین کن چندمرحله‌ای تبخیری

توصیف	نماد
دمای هر افکت	$T_{b1}, T_{b2}, \dots, T_{bn-1}, T_{bn}$
دمای آب تغذیه کلی و هر افکت	$T_{F1}, T_{F2}, \dots, T_{Fn-1}, T_{Fn}, T_{Feed}$
دمای بخار خروجی از هر افکت	$T_{V1}, T_{V2}, \dots, T_{Vn-1}, T_{Vn}$
محول هر افکت و کندانسور	$D_1, D_2, \dots, D_{n-1}, D_n, D_{cond}$
دبی آب تغذیه کلی و هر افکت	$F_1, F_2, \dots, F_{n-1}, F_n, F_t$
دبی بخار ورودی به هر افکت	$V_1, V_2, \dots, V_{n-1}, V_n, V_{st}$
دبی آب دریا، آب خنک‌کن، بخار محرک	$M_{sw}, M_{rej}, M_{motive}$
نرخ مکش ترموکمپرسور از هر افکت	$V_2(1), V_2(2), \dots, V_2(n)$
دبی آب پساب از هر افکت	$B_1, B_2, \dots, B_n$
سطح هر افکت و کندانسور	$A_{e1}, A_{e2}, \dots, A_{en}, A_c$
غلظت آب پساب از هر افکت	$X_{b1}, X_{b2}, \dots, X_{bn}$

1. Gas Turbine (GT)
2. Power Shaft
3. ISO Condition

فشار خروجی از توربین بخار) از شاخص‌های قابل اعتبار اقتصادی استفاده شده است. هرچه تعداد مراحل و فشار خروجی از توربین بخار بیشتر باشد، مقدار تولید آب مطلوب‌تر و تولید توان سیکل نیروگاه کمتر خواهد بود. انتخاب حالتی که هم از دید نیروگاه و هم آب‌شیرین‌کن مطلوب باشد، علاوه بر عملکرد و راندمان سیستم توأم (مقدار تولید آب‌شیرین و مقدار توان تولیدی نیروگاه)، تابعی از هزینه‌های اعمال شده سیستم تولید همزمان است. برای این منظور نوشتن معادلات اقتصادی حاکم بر سیستم و محاسبه شاخص‌های قابل اعتبار دوره بازگشت سرمایه و نرخ بازده داخلی، نقطه بهینه طراحی سیستم تولید همزمان آب و برق تعیین می‌شود.

انجام گرفته است. شرایط ایزو به صورت دمای هوای ورودی به کمپرسور  $15^{\circ}\text{C}$ ، فشار هوای ورودی ۱ اتمسفر، ارتفاع از سطح دریا<sup>۱</sup> صفر و رطوبت نسبی<sup>۲</sup> ۶۰٪ تعریف می‌شود. تمامی راندمان‌های ایزونتروپیک مربوط به پمپ‌های آب تغذیه و کندانسور، کمپرسور و توربین بخار ۸۵ درصد در نظر گرفته شده است. به منظور شبیه‌سازی ترمودینامیکی نیروگاه سیکل ترکیبی، معادلات مقاله [۳] استفاده شده است. جدول (۳)، متغیرهای شبیه‌سازی ترمودینامیکی نیروگاه سیکل ترکیبی را نشان می‌دهد.

در این مقاله، به منظور تعیین نقطه بهینه سیستم تولید همزمان آب و برق در حالت‌های طراحی مختلف (تعداد افکت آب‌شیرین‌کن و

جدول (۲): معادلات جرم و انرژی آب شیرین کن چندمرحله‌ای تبخیری

معادله	توصیف
$V_1(n-1) + B_{n-1} + f_n = B_n + V_1(n) + V_2(n) + D_n$	(۱) موازنه جرم در هر مرحله
$B_{n-1}X_b(n-1) + f_nX_f = B_nX_b(n)$	(۲) موازنه جرم نمک در هر مرحله
$V_1(n-1)h_{g@T_v(n-1)} + f_nC_pT_f(n) + B_{n-1}C_pT_b(n-1) = B_nC_pT_b(n) + V_1(n)h_g + V_2(n)h_g + D_nC_pT_v(n-1)$	(۳) موازنه انرژی در هر مرحله
$V_1(n-1)h_g - D_nC_pT_v(n-1) = U_e(n)A_e(n)(T_v(n-1) - T_b(n))$	(۴) نرخ انتقال حرارت کلی در هر مرحله
$U_e(n) = 1.9394 + 1.40562 \times 10^{-3}T_b(n) - 2.07525 \times 10^{-5}T_b^2(n) + 2.3186 \times 10^{-6}T_b^3$	(۵) ضریب انتقال حرارت کلی هر مرحله [۱۰]
$M_{cond} + M_{sw} = M_{rej} + F_i + D_{cond}$	(۶) موازنه جرم در کندانسور
$M_{cond}h_g + M_{sw}C_pT_{sw} = D_{cond}C_pT_{cond} + M_{rej}C_pT_f + F_iC_pT_f$	(۷) موازنه انرژی در کندانسور
$M_{cond}h_g - D_{cond}C_pT_{cond} = U_cA_c\Delta T_{LMTD}$	(۸) نرخ انتقال حرارت کلی در کندانسور
$U_c = 1.6175 + 1.537 \times 10^{-4}T_{cond} - 1.825 \times 10^{-4}T_{cond}^2 + 8.026 \times 10^{-8}T_{cond}^3$	(۹) ضریب انتقال حرارت کلی در کندانسور [۱۰]
$T_b(n) - T_v(n) = BPE$	(۱۰) اختلاف دمای افزایشده جوش
$T_v(n-1) - T_v(n) = \frac{T_{st} - T_v(n)}{n}$	(۱۱) اختلاف دمای بین هر مراحل
$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_f - T_{sw})}{\ln((T_{cond} - T_{sw}) / (T_{cond} - T_f))}$	(۱۲) اختلاف دمای لگاریتمی در کندانسور
$T_{cond} - T_f = \frac{T_{st} - T_v(n)}{n}$	(۱۳) اختلاف دمای بین آب تغذیه با دمای کندانسور
$f_1 = f_2 = \dots = f_n = \frac{F_t}{n}$	(۱۴) برابری دبی آب تغذیه در هر مرحله
$T_f(1) = T_f(2) = \dots = T_f(n) = T_f$	(۱۵) برابری دمای آب تغذیه هر مرحله با آب تغذیه کلی
$V_2(n) + \sum_{i=2}^n D_i + D_1 = D_{tot}$	(۱۶) برابری دبی محصول کلی با مجموع محصول از هر افکت
$\frac{F_t}{D_{tot}} = \frac{X_B}{X_B - X_f}$	(۱۷) نسبت دبی آب تغذیه به محصول
$M_{motive} + V_2(n) = V_{st}$	(۱۸) موازنه جرم ترمو کمپرسور
$GOR = \frac{D_{tot}}{M_{motive}}$	(۱۹) نسبت بازده خروجی

1. Altitude
2. Relative Humidity



جدول (۳): متغیرهای شبیه‌سازی ترمودینامیکی نیروگاه سیکل ترکیبی

توصیف	نماد
حالت‌های ترمودینامیکی شامل آنتالپی، دما، فشار و آنترابی	$h, T, P, S$
کار خالص توربین بخار	$W_{netST}$
راندمان نیروگاه سیکل ترکیبی	$\eta_{CC}$
کار انجام‌شده پمپ‌های آب تغذیه و کندانسور	$W_{pump1}, W_{pump2}$
دبی بخار توربین بخار و دبی بخار استخراج‌شده برای هوازا	$M, m$

جدول (۴): معادلات اقتصادی حاکم بر سیستم تولید همزمان آب و برق

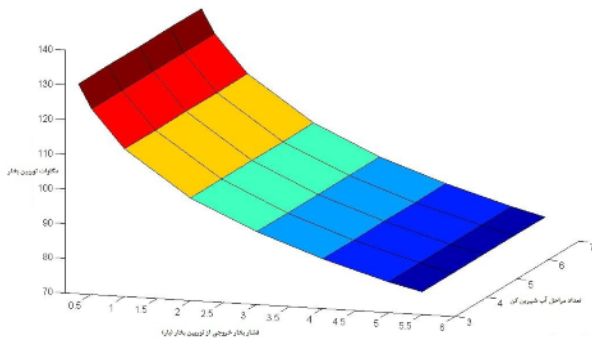
معادله	توصیف
$C_{at} = 140A_{tot}, A_{tot} = \sum_{i=1}^n A_{ei} + A_{cond}$ (۲۰)	هزینه کل سطح انتقال حرارت
$C_{eq} = 3C_{at}$ (۲۱)	هزینه تجهیزات
$C_{sd} = 0.2C_{eq}$ (۲۲)	هزینه توسعه سایت
$C_d = C_{eq} + C_L + C_{sd}$ (۲۳)	هزینه سرمایه‌گذاری مستقیم
$C_{fr} = 0.05C_d$ (۲۴)	هزینه حمل و نقل
$C_{co} = 0.15C_{eq}$ (۲۵)	هزینه ساخت و ساز
$C_{ow} = 0.1C_{eq}$ (۲۶)	هزینه امور مهندسی و حقوقی
$C_i = C_{fr} + C_{ow} + C_{co}$ (۲۷)	هزینه سرمایه‌گذاری غیرمستقیم
$C_{investment} = C_d + C_i$ (۲۸)	هزینه سرمایه‌گذاری اولیه
$C_{depreciation} = \frac{C_{eq} + C_{sd} + C_{co}}{k}, k = 20yr$ (۲۹)	نرخ استهلاک
$interest_{C_{investment}} = C_{investment} \times i, i = 0.05$ (۳۰)	نرخ بهره سالیانه
$C_{ac} = interest_{C_{investment}} + C_{depreciation}$ (۳۱)	هزینه سرمایه‌گذاری سالیانه
$C_{Lb} = \alpha \times D_{tot} \times f \times 365$ $\alpha = 0.1, f = 0.9$ (۳۲)	هزینه کارگر
$C_{ch} = \alpha \times D_{tot} \times f \times 365$ (۳۳)	هزینه سوخت
$C_m = 0.02C_{ac}$ (۳۴)	هزینه بیمه
$C_{in} = 0.005C_{ac}$ (۳۵)	هزینه عملیاتی
$C_{op} = C_{Lb} + C_{ch} + C_m + C_{in}$ (۳۶)	هزینه حاصل از فروش آب
$C_{water} = 1.5 \times 365 D_{tot}$ (۳۷)	توان مورد نیاز برای راه‌اندازی پمپ
$Power_{pump} = \frac{1.5 \times D_{tot}}{1000 \times 24}$ (۳۸)	کاهش مگاوات نیروگاه
$R = W_{net0} - (W_{netST} + Power_{pump})$ (۳۹)	هزینه ناشی از ضرر برق
$Power_{loss} = \frac{365R}{0.05}$ (۴۰)	درآمد کلی
$EBT = C_{water} - Power_{loss} - C_{op} - C_{depreciation} - interest_{C_{investment}}$ (۴۱)	مالیات
$Tax = 0.25EBT$ (۴۲)	سود خالص
$Netprofit = \frac{3}{4}EBT$ (۴۳)	

به منظور تحلیل اقتصادی سیستم تولید همزمان آب و برق فرض شده است نیروگاه احداث شده باشد و تنها هزینه سرمایه‌گذاری اولیه شامل هزینه ساخت آب‌شیرین‌کن و هزینه‌های توسعه سایت به‌منظوره ترکیب واحد شیرین‌سازی با نیروگاه لحاظ شده است. نرخ بهره<sup>۱</sup> در تمام این معادلات ۵ درصد در نظر گرفته شده است [۱۱]. نرخ استهلاک<sup>۲</sup> که نشان‌دهنده عمر مفید سایت است، ۲۰ سال در نظر گرفته شده است [۶]. انرژی الکتریکی لازم برای راه‌اندازی پمپ‌های سیستم شیرین‌سازی از نیروگاه تأمین می‌شود. این امر باعث می‌شود علاوه بر کاهش توان نیروگاه در ازای استخراج بخار به‌عنوان بخار محرک، توان تولیدی توربین بخار کاهش جزئی دیگری نیز به‌منظور راه‌اندازی پمپ‌های واحد آب‌شیرین‌کن داشته باشد. توان لازم برای راه‌اندازی پمپ‌های آب‌شیرین‌کن چندمرحله‌ای تبخیری،  $kW.m^{-3}$  ۱/۵ در محاسبات در نظر گرفته شده است [۶]. هزینه‌ای که نیروگاه تحت عنوان ضرر برق تولیدی، در ازای افزایش سیستم شیرین‌سازی متحمل می‌شود، به دلیل کاهش توان تولیدی سیکل ترکیبی در اثر استخراج بخار است که برای محاسبه این هزینه فرض شده است که نیروگاه برق تولیدی را کیلووات ساعتی ۵ سنت دلار می‌فروشد. هزینه‌ای از جنس سود در اثر افزایش سیستم شیرین‌سازی به واحد تولید توان به دست می‌آید که در این حالت فرض شده است هر مترمکعب آب تولیدی، ۱/۵ دلار ارزش داشته باشد. هزینه کل سطح انتقال حرارت<sup>۳</sup> واحد آب‌شیرین‌کن به ازای هر مترمربع، ۱۴۰ دلار در

1. Interest Ratio (i)
2. Depreciation
3. Cost of total surface area (Cat)

تغییرات بررسی پارامتریک سیستم تولید همزمان، برای یک آب شیرین کن با تعداد مراحل سه تا هفت و برای فشار محرک از ۰/۳ تا فشار هوازا (۶ بار) در نظر گرفته شده است.

شکل (۴)، به منظور یک تحلیل حساسیت ناشی از تغییرات مگاوات توربین بخار به ازای فشارهای خروجی و تعداد مراحل مختلف طراحی آورده شده است. در یک دستگاه آب شیرین کن با تعداد مراحل ثابت هر چقدر فشار خروجی از توربین بخار بیشتر باشد توان تولیدی توربین بخار کاهش بیشتری را در پیش خواهد داشت. طبیعی است که در فشار ثابت، افزایش تعداد افکت تأثیری روی توان خروجی توربین بخار نخواهد داشت. درصد کاهش توان در جدول (۵) با توجه به توان توربین بخار در فشار کندانسور ۰/۱ بار محاسبه شده است که مقدار توان تولیدی توربین بخار در فشار کندانسور از شبیه‌سازی ترمودینامیکی سیکل نیروگاه، ۱۴۴/۰۸ مگاوات به دست آمده است. هر چقدر میزان انحراف فشار خروجی از توربین بخار نسبت به فشار کندانسور بیشتر باشد، نیروگاه مگاوات بیشتری از دست می‌دهد، به طوری که اگر فشار خروجی به محدوده ۵ بار برسد، توربین بخار ۷۸/۸۵ مگاوات توان تولید می‌کند که به معنی کاهش ۴۵ درصدی توان تولیدی نیروگاه است.



شکل (۴): تغییرات مگاوات توربین بخار در فشار و افکت‌های مختلف

جدول (۵): درصد کاهش توان توربین بخار در فشارهای محرک متفاوت

درصد کاهش (%)	توان تولید توربین بخار (مگاوات)	فشار بخار خروجی (بار)
۹	۱۳۰/۴۹	۰/۳
۱۴	۱۲۲/۴۸	۰/۵
۲۱	۱۱۲/۴۸	۱
۳۰	۹۹/۵۲	۲
۳۶	۹۰/۹۱	۳
۴۱	۸۴/۲۹	۴
۴۵	۷۸/۸۵	۵
۴۷	۷۶/۴۵	۵/۵

بازگشت سرمایه به صورت نسبت هزینه سرمایه‌گذاری<sup>۱</sup> به سود خالص به دست می‌آید، همچنین نرخ بازده داخلی رابطه‌ای عکس با دوره بازگشت سرمایه دارد، هر چقدر دوره بازگشت سرمایه کمتر باشد، نرخ بازده داخلی عددی مطلوب‌تر خواهد داشت و طرح سودآوری بهتری را در پیش خواهد داشت. الگوریتم بهینه‌سازی سیستم توأم در این مطالعه، بر مبنای بهینه‌سازی تک‌منظوره، تابع برازندگی از جنس اقتصادی و متغیرهای طراحی الگوریتم بهینه‌سازی، فشار بخار محرک به منظور ارزیابی کاهش توان سیکل نیروگاهی و تعداد مراحل آب شیرین کن حرارتی به منظور ارتباط مستقیم با هزینه سرمایه‌گذاری اولیه واحد شیرین‌سازی و میزان محصول دستگاه در نظر گرفته شده است. بدیهی است که هرچه مراحل آب شیرین کن بیشتر باشد، میزان محصول دستگاه بیشتر و سود حاصل از فروش آب بیشتر خواهد بود و به تبع آن، هزینه سرمایه‌گذاری اولیه واحد شیرین‌سازی به دلیل بزرگ‌تر شدن سطوح حرارتی دستگاه بیشتر خواهد شد. در این الگوریتم، بهینه‌سازی با در نظر گرفتن شاخص ارزیابی دوره بازگشت سرمایه انجام شده است. گفتنی است بازه تغییرات فشار بخار ۰/۳-۵/۵ بار و تعداد مراحل آب شیرین کن ۳-۷ مرحله در نظر گرفته شده است.

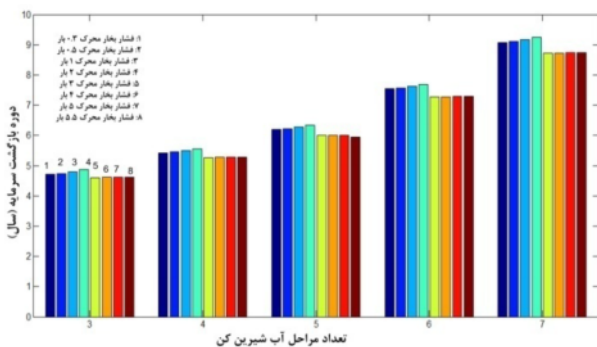
### ۳. نتایج

در فرایند شبیه‌سازی و تعیین مدل بهینه سیستم تولید همزمان آب و برق، تأثیر دو متغیر طراحی تعداد افکت‌های آب شیرین کن و فشار استخراجی از توربین بخار نیروگاه سیکل ترکیبی در یک دبی ثابت از بخار محرک مورد بررسی قرار گرفت. مهم‌ترین پارامتر تأثیرگذار در سیستم توأم، بررسی اثر فشار بخار استخراجی به عنوان بخار محرک برای راه‌اندازی آب شیرین کن است. مشاهدات نشان می‌دهد هر چقدر فشار محرک بیشتر باشد، یعنی فشار از توربین با سطح فشار بالاتر استخراج شود، از منظر تولید آب سودمند و از منظر تولید برق، مضر است؛ یعنی سیستم توأم، در فشارهای بالا مقدار آب شیرین بیشتری تولید می‌کند و با توجه به ثابت بودن دبی بخار محرک (بخار خروجی از توربین بخار) پارامتر نسبت بازده خروجی دستگاه آب شیرین کن مطابق رابطه (۱۹)، عدد مطلوب‌تری را نشان می‌دهد. از طرفی استخراج بخار در فشارهای بالاتر توربین بخار، منجر به افت توان توربین بخار در حد محسوسی می‌شود که منجر به هزینه‌ای از جنس ضرر برای نیروگاه است. محدوده

1. Investment cost



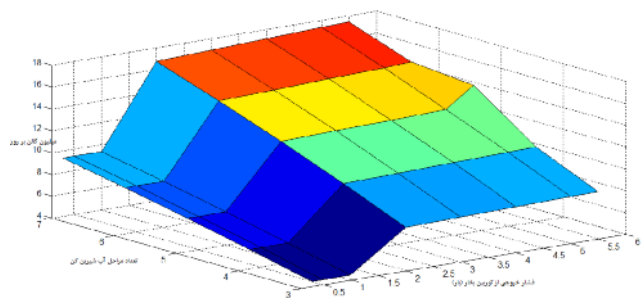
بازگشت سرمایه از نسبت هزینه سرمایه‌گذاری به جریان نقدینگی<sup>۲</sup> که شامل سود و هزینه‌های عملیاتی سیستم است، محاسبه می‌شود. شکل (۶)، در یک فشار محرک ثابت، تعداد سنوات بازگشت سرمایه متناسب افزایش تعداد افکت‌های دستگاه آب‌شیرین‌کن زیاد می‌شود. این بدین معنی است که اگرچه مقدار تولید آب‌شیرین‌کن یا نسبت بازده خروجی دستگاه با افزایش مراحل زیاد می‌شود، هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه دستگاه وجه غالب را دارد و به این ترتیب، طرح دوره بازگشت سرمایه بزرگ‌تری را در افکت‌های بالاتر شامل می‌شود. در حالت برعکس، یعنی تعداد مراحل ثابت، افزایش فشار محرک باعث افزایش دوره بازگشت سرمایه با شیب کمتری می‌شود. در صورتی که بخواهیم برای یک آب‌شیرین‌کن با تعداد مراحل معلوم، فشار استخراجی مطلوب طراحی را انتخاب کنیم، بهتر است در جهت فشارهای بالاتر، این اقدام را انجام دهیم و برعکس در یک فشار طراحی معلوم، آب‌شیرین‌کن با تعداد مرحله‌ای به‌عنوان نقطه بهینه انتخاب می‌شود که بازگشت سرمایه کمتری دارد و به تبع آن، تعداد افکت و هزینه سرمایه‌گذاری کمتری را داشته باشد.



شکل (۶): تغییرات دوره بازگشت سرمایه در فشار و مراحل مختلف

با تعبیری مشابه دوره بازگشت سرمایه، نرخ بازده داخلی به‌صورت نسبت سود خالص انجام شده به هزینه سرمایه‌گذاری بیان می‌شود. هر چه درصد نرخ بازده داخلی در سنوات بالاتر باشد، به معنای اقتصادی بودن طرح مورد نظر است. شکل (۷)، تغییرات نرخ بازده داخلی یک سیستم تولید همزمان آب و برق را نشان می‌دهد. محور افقی تعداد مراحل آب‌شیرین‌کن، نمودارهای میله‌ای فشارهای استخراجی مختلف از توربین بخار و محور عمودی نشان‌دهنده مقدار

در شکل (۵)، تغییرات مقدار آب‌شیرین‌کن تولیدی در حالت‌های طراحی مختلف از جهت تعداد مراحل آب‌شیرین‌کن و فشار استخراجی توربین بخار نشان داده شده است. مقدار آب تولیدی با افزایش تعداد مراحل و فشار خروجی زیاد می‌شود. افزایش تعداد مراحل به‌نوعی به‌معنی کاهش اختلاف دمای بین افکت‌هاست و افزایش فشار بخار محرک به‌معنی افزایش نسبت بخار مکش شده از مرحله آخر نسبت به بخار محرک ورودی به سیستم شیرین‌سازی است. چون نرخ بخار محرک در این طراحی فرایند، ثابت در نظر گرفته شده است، نتیجه می‌شود که بخار مکش شده از افکت آخر بیشتر خواهد بود. با افزایش مقدار آب تولیدی دستگاه در یک مصرف انرژی ثابت مطابق رابطه (۱۹)، نسبت بازده خروجی بهتری را برای دستگاه به ارمغان می‌آورد. شکل (۵) نشان می‌دهد در یک فشار محرک ثابت، با افزایش مراحل مقدار تولید آب شیب تندتری نسبت به حالت عکس آن (تعداد مراحل ثابت و فشار محرک افزایش باید) دارد و بیشترین شیب این تغییرات در محدوده فشار دو تا سه بار اتفاق می‌افتد که علت آن وجود ترموکمپرسور آب‌شیرین‌کن و افزایش مکش بخار از افکت آخر دستگاه و تولید مقدار آب بیشتر است. بیشتر بودن شیب تغییرات در بین فشار دو تا سه بار به‌دلیل وجود ترموکمپرسور در آب‌شیرین‌کن حرارتی است که باعث افزایش مکش بخار از افکت آخر و به تبع آن افزایش محصول دستگاه می‌شود.



شکل (۵): تغییرات مقدار آب تولیدی در فشار و مراحل مختلف

شکل (۶)، دوره بازگشت سرمایه را در حالت‌های مختلف طراحی نشان می‌دهد. محور افقی تعداد مراحل آب‌شیرین‌کن، نمودارهای میله‌ای<sup>۱</sup> نشان‌دهنده فشارهای طراحی مختلف و محور عمودی دوره بازگشت سرمایه را در حالت‌های مختلف طراحی نشان می‌دهد.

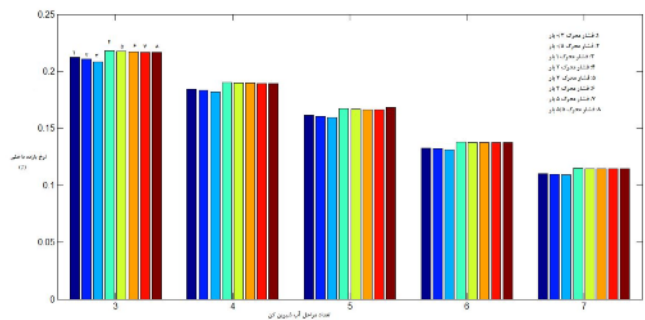
#### ۴. جمع بندی

در این مقاله، امکان‌سنجی ترکیب نیروگاه سیکل ترکیبی با آب شیرین کن چندمرحله‌ای تبخیری مورد بررسی قرار گرفته شده است. هدف از انجام این مطالعه، افزایش راندمان و کاهش مصرف انرژی در اثر بازیابی انرژی حرارتی نیروگاه سیکل ترکیبی است. بدین منظور، علاوه بر تولید توان به‌عنوان محصول اصلی سیستم توأم، آب شیرین تحت عنوان محصول فرعی تولید می‌شود. تعیین چیدمان مناسب تجهیز نیروگاه با آب شیرین کن بر مبنای دو متغیر طراحی تعداد مراحل سیستم شیرین‌سازی و فشار خروجی از توربین بخار نیروگاه انجام شد. بدین منظور پس از شبیه‌سازی ترمودینامیکی سیستم توأم و محاسبه درصد کاهش توان نیروگاه در اثر ترکیب با آب شیرین کن، هزینه‌های سرمایه‌گذاری و توسعه سایت محاسبه شد. در نهایت، به‌کمک تحلیل اقتصادی سیستم تولید همزمان، دوره برگشت سرمایه و نرخ بازده داخلی در حالت‌های طراحی مختلف (تعداد ۳ تا ۷ مرحله و فشار استخراجی ۰/۳ تا ۶ بار) محاسبه شد و آب شیرین کن سه‌مرحله‌ای تحت فشار سه بار با دوره برگشت سرمایه ۴/۵۹ سال و نرخ بازده داخلی ۲۱/۷۳ درصد به‌عنوان نقطه مناسب طراحی انتخاب شد.

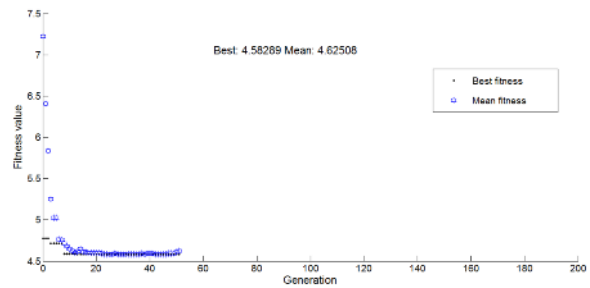
#### ۵. فهرست علائم

$T$	دما ( $^{\circ}\text{C}$ )
$D$	دبی آب شیرین ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ )
$V_1$	دبی بخار خروجی از هر مرحله ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ )
$V_2$	دبی بخار مکش شده از هر مرحله ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ )
$F$	دبی آب تغذیه ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ )
$M$	دبی ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ )
$B$	دبی آب پساب ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ )
$A$	سطح ( $\text{m}^2$ )
$X$	غلظت نمک ( $\text{mg}\cdot\text{liter}^{-1}$ )
$C$	هزینه (\$)
$Netprofit$	سود خالص (\$)
$Power$	توان (MW)

نرخ بازده داخلی طرح است. مطابق شکل (۷)، مدل بهینه سیستم توأم در حالتی با نرخ بازده داخلی ۲۱/۷۳ درصد، نتایج دوره بازگشت سرمایه کمینه را ارضا می‌کند. شکل (۸)، نمودار برآزش تابع هدف دوره بازگشت سرمایه را در متغیرهای طراحی مختلف (تعداد مراحل آب شیرین کن و فشار خروجی از توربین بخار) را به‌کمک الگوریتم ژنتیک نشان می‌دهد. نتایج حاصل از ارزیابی اقتصادی در جدول (۶) نشان داده شده است. مطابق جدول (۶)، آب شیرین کن با تعداد مراحل ۳ در فشار استخراجی ۳ بار از توربین بخار با دوره بازگشت سرمایه ۴/۵۹ و نرخ بازده داخلی ۲۱/۷۳ مدل بهینه سیستم ترکیب واحد سیستم شیرین‌سازی با نیروگاه سیکل ترکیبی معرفی شده است.



شکل (۷): تغییرات نرخ بازده داخلی در حالت‌های مختلف طراحی



شکل (۸): برآزش تابع هدف دوره بازگشت سرمایه

جدول (۶): مدل بهینه سیستم تولید همزمان بر مبنای شاخص اقتصادی

دوره بازگشت سرمایه کمینه (سال)	نرخ بازده داخلی (%)	فشار بخار خروجی (بار)	تعداد مراحل آب شیرین کن
۴/۵۹	۲۱/۷۳	۳	۳

کل	<i>tot</i>	توان لازم برای راه اندازی پمپ (MW)	<i>R</i>
عملیاتی	<i>op</i>	نسبت بازده خروجی	<i>GOR</i>
کل سطح انتقال حرارت	<i>at</i>	تعداد مراحل آب شیرین کن	<i>n</i>
تجهیزات	<i>eq</i>	ضریب انتقال حرارت کلی ( $kW \cdot m^{-2}K^{-1}$ )	<i>U</i>
توسعه سایت	<i>sd</i>	کار خالص تولیدی با مصرفی (MW)	<i>W</i>
مستقیم	<i>d</i>	آنتالپی ویژه ( $kJ \cdot kg^{-1}$ )	<i>h</i>
حمل و نقل	<i>fr</i>	افزاینده نقطه جوش ( $^{\circ}C$ )	<i>BPE</i>
ساخت و ساز	<i>co</i>	فاکتور بارگذاری نیروگاه	<i>f</i>
امور مهندسی	<i>Ow</i>	دوره بازگشت سرمایه (yr)	<i>PB</i>
سوخت	<i>Ch</i>	نرخ بازده داخلی (/)	<i>IRR</i>
غیرمستقیم	<i>I</i>		علایم یونانی
سرمایه گذاری کلی سالیانه	<i>Ac</i>	هزینه سوخت ( $\$.m^{-3}$ )	$\alpha$
بیمه	<i>In</i>	راندمان سیکل ترکیبی	$\eta_{cc}$
کارگر	<i>Lb</i>		زیرنویس ها
سرمایه گذاری اولیه	<i>Investment</i>	پساب	<i>b</i>
استهلاک	<i>Depreciation</i>	تغذیه	<i>F</i>
ضرر	<i>Loss</i>	محرك	<i> motive</i>
توربین بخار	<i>netST</i>	بخار ورودی به افکت اول	<i>st</i>
پمپ	<i>Pump</i>	آب دریا	<i>SW</i>
		آب خنک کن	<i>rej</i>

## مراجع

- [1] COGEN Europe, www.cogen.org, *A guide to cogeneration*, March, 2001.
- [2] Shakib, S.Ehsan., Amidpour, Majid., Aghanajafi, Cyrus., "Simulation and optimization of multi effect desalination coupled to a gas turbine plant with HRSG consideration", *Desalination*, Vol, 285, 366-376, 2012.
- [3] Shakib, S.Ehsan., Hosseini, S.Reza., Amidpour, Majid., Aghanajafi, Cyrus., "Multi-Objective optimization of a cogeneration plant for supplying given amount of power and fresh water", *Desalination*, Vol, 286, 225-234, 2012.
- [4] El-Nashar, Ali.M., "Cogeneration for power and desalination state of the art review", *Desalination*, Vol, 134, 7-28, 2001.
- [5] Wade, Neil.M., "Technical and economic evaluation of distillation and reverse osmosis desalination processes", *Desalination*, Vol, 93, 343-363, 1993.
- [6] Shakouri, M., Ghadamian, H., Sheikholeslami, R., "Optimal model for multi effect desalination system integrated with gas turbine", *Desalination*, Vol, 260, 254-263, 2010.
- [7] Kamali, R.K., Abbasi, A., SadoughVanini, S.A., "A simulation model and parametric study of MED-TVC process", *Desalination*, Vol, 235, 340-351, 2009.
- [8] Sayyaadi, Hoseyn., Saffari, Arash, "Thermoeconomic optimization of multi effect distillation desalination systems", *Applied Energy*, Vol, 87, 1122-1133, 2010.

- [9] Alasfour, FuadN, Alajmi, Hadyan F., "Integration of TVC Desalination System with Cogeneration Plant: Parametric Study", *Fourteenth International Water Technology Conference, Cairo.Egypt, IWTC 14*, 2010.
- [10] El-Dessouky, H.T., Ettouney, H.M., Juwayhel, F.Al., "Multiple effect evaporation-Vapor compression desalination processes", *Trans IchemE, Part A*, Vol, 78, 662-667, 2000.
- [11] Alasfour, F.N., Bin Amer, A.O., "The feasibility of integrating ME-TVC+MEE with Azzour south Power Plant: Economic evaluation", *Desalination*, Vol, 197, 33-49, 2006.