



بهینه‌سازی عملکرد آب‌شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای - تراکم بخار حرارتی با استفاده از الگوریتم ژنتیک

آناهیتا اسدی^۱، محمد رهنما^۲، ابراهیم جهانشاهی جواران^{۳*}، حسام بازرگان هرندی^۱

^۱دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهید باهنر کرمان، کرمان، ایران

^۲پژوهشکده انرژی، پژوهشگاه علوم و تکنولوژی پیشرفته و علوم محیطی، دانشگاه تحصیلات تکمیلی صنعتی و فناوری پیشرفته

تاریخچه داوری:

دریافت: ۲۹ مرداد ۱۳۹۵
بازنگری: ۲۷ بهمن ۱۳۹۵
پذیرش: ۱۵ اسفند ۱۳۹۵
ارائه آنلاین: ۲۳ اسفند ۱۳۹۵

کلمات کلیدی:

تقطیر چند مرحله‌ای
الگوریتم ژنتیک
ضریب عملکرد
تابع هدف
تراکم بخار حرارتی

چکیده: در این مطالعه، یک واحد شیرین‌سازی تقطیر چند مرحله‌ای با متراکم‌کننده‌ی حرارتی بخار با چیدمان سری-موازی در نرم‌افزار متلب شبیه‌سازی شده است. اولین گام تعیین پارامترهای مؤثر بر عملکرد سیستم شامل دبی جرمی بخار محرک، دماها و ابعاد سیستم می‌باشد. مقایسه نتایج شبیه‌سازی مطالعه حاضر با داده‌های واقعی یک سیستم شیرین‌سازی واقعی، سازگاری خوبی نشان می‌دهد. سپس تأثیر پارامترهای مختلف از قبیل تعداد مراحل، نسبت اختلاط، دمای بخار گرم‌کننده و دمای بخار مرحله‌ی اول بر پارامترهای طراحی سیستم بررسی می‌گردد. نتایج نشان می‌دهد که افزایش دمای بخار گرم‌کننده، دمای بخار مرحله اول و نسبت اختلاط موجب کاهش ضریب عملکرد می‌گردد. در ادامه عملکرد سیستم در دو حالت مختلف دریافت بخار ثانویه از مرحله آخر و دریافت این بخار از تمام مراحل مورد بررسی قرار می‌گیرد و مشاهده می‌شود که با تأمین بخار ثانویه از آخرین اواپراتور، ضریب عملکرد و سطح مخصوص انتقال حرارت افزایش بیشتری دارد. در نهایت، بهینه‌سازی این سیستم با استفاده از الگوریتم ژنتیک انجام می‌شود و بر اساس آن مناسب‌ترین پارامترهای ورودی (دمای آب تغذیه، دمای بخار آب خروجی از اجکتور، دمای اولین و آخرین اواپراتور) برای داشتن بالاترین ضریب عملکرد ممکن و کم‌ترین مصرف حرارت مخصوص تعیین می‌گردد. نتایج بهینه‌سازی نشان می‌دهد که می‌توان برای سیستم شیرین‌سازی با ۱۰ مرحله، شامل ۱۰ اواپراتور که تبخیر آب شور درون آن‌ها صورت می‌گیرد، به ضریب عملکردی بالاتر از ۱۷ و مصرف حرارت مخصوص کمتر از ۱۰۷ kJ/kg دست یافت.

۱- مقدمه

آب یکی از مهم‌ترین نیازهای حیاتی بشر است. با وجود این که سه‌چهارم سطح زمین را آب پوشانده است، اما تنها ۳٪ از آب‌های روی زمین شیرین و مابقی را آب‌های شور دریاها و اقیانوس‌ها تشکیل می‌دهند. از این ۳٪ نیز ۷۷٪ به صورت یخ‌های قطبی، ۲۲٪ به صورت آب‌های زیرزمینی و تنها ۱٪ آن در رودخانه‌ها و دریاچه‌ها قرار دارد [۱]. به این ترتیب ملاحظه می‌شود که بحران آب شیرین یکی از بزرگ‌ترین معضلات پیش‌روی بشر معاصر است. در شرایطی که ۲۰٪ از مردم جهان به آب قابل شرب دسترسی ندارند و با وجود خشکسالی سالیان اخیر، آب آشامیدنی در حال تبدیل شدن به یک منبع کمیاب در سراسر جهان، خصوصاً در ایران می‌باشد. از این رو، شیرین کردن آب‌های شور در دسترس، یک راه‌حل مناسب برای حل معضل آب شیرین می‌باشد. آب شیرین آبی است که درصد املاح نمکی غیر حل‌شدنی آن بسیار کم باشد. به بیان دیگر آب شیرین، به آبی گفته می‌شود که کمتر از ۰/۰۵ واحد در هر ۱۰۰ واحد، املاح نمکی غیر حل‌شدنی داشته باشد.

اساس کار تمامی دستگاه‌های آب‌شیرین‌کن به این صورت است که در ابتدا مقداری آب شور وارد یک واحد جداکننده می‌شود که به صورت حرارتی و یا غشایی عمل می‌کند. سپس با اعمال نوعی انرژی حرارتی، مکانیکی و یا پتانسیل الکتریکی به این واحد جدا کننده، آب شیرین به دست می‌آید.

به‌طور کلی فرایندهای شیرین‌سازی به دو دسته حرارتی و غشایی تقسیم می‌شوند. امروزه روش‌های حرارتی بیش از ۶۵٪ کل روش‌های شیرین‌سازی آب را شامل می‌شوند [۲]. در این میان روش تبخیر چندمرحله‌ای با تراکم حرارتی بخار به دلیل هزینه‌ی نگهداری کم، هندسه‌ی ساده و مصرف انرژی کم یکی از بهترین روش‌های شیرین‌سازی محسوب می‌شود. مطالعات گسترده‌ای در زمینه‌ی مدل‌سازی این دستگاه‌ها انجام شده است. الدسوقی و اتونی [۳] به بررسی انواع روش‌های تبخیری شیرین‌سازی آب از جمله دستگاه‌های آب‌شیرین‌کن چندمرحله‌ای پرداختند. آن‌ها ابتدا به بررسی این سیستم با تعداد اواپراتورهای مختلف پرداختند سپس با ترکیب این سیستم با متراکم‌کننده‌ی حرارتی بخار مطالعات گسترده‌ای را در این زمینه انجام دادند.

در مطالعات متعددی تأثیر پارامترهای مختلف بر ضریب عملکرد مورد بررسی قرار گرفته است. حبشی [۴] برای یک سیستم آب‌شیرین‌کن چند مرحله‌ای با تراکم حرارتی در حالت پایدار، مدلی در نرم‌افزار متلب طراحی کرد و به آنالیز عملکرد این سیستم پرداخت. او تأثیر افت‌های ترمودینامیکی را بر دبی مخصوص آب خنک‌کننده، سطح انتقال حرارت مخصوص و ضریب عملکرد مورد بررسی قرار داد. در ادامه، جی و همکاران [۵]، برای تعیین تأثیر پارامترهای مختلف، با استفاده از یک مدل تئوری به بررسی یک سیستم آب شیرین‌کن یک مرحله‌ای با تراکم حرارتی پرداختند. آن‌ها تأثیر شرایط کارکرد

از طرف دیگر با توجه به اهمیت روز افزون مصرف انرژی، طراحی سیستمی که با مصرف انرژی ثابت بتواند به بالاترین ضریب عملکرد و در نتیجه آن به تولید بیشترین مقدار آب شیرین دست یابد، بسیار حائز اهمیت است. به این منظور با استفاده از الگوریتم ژنتیک به بهینه‌سازی مسئله پرداخته شده است و سایر پارامترهای موردنیاز مسئله به گونه‌ای تعیین شده‌اند که سیستم به بالاترین ضریب عملکرد و کمترین مصرف انرژی دست یابد. در کار حاضر بر اساس موازنه‌ی جرم و انرژی برنامه‌ای در نرم‌افزار متلب تهیه شده است. این کد ابزاری برای طراحی یک سیستم آب‌شیرین‌کن با تراکم حرارتی و پیش‌بینی تأثیر عوامل مختلف بر سطح انتقال حرارت مخصوص، دبی آب خنک‌کننده و ضریب عملکرد سیستم است. همچنین پس از اعتبارسنجی مدل به‌دست‌آمده، با استفاده از الگوریتم ژنتیک به بهینه‌سازی آن پرداخته شده است. به این منظور متغیرهای بهینه‌سازی دمای بخار خروجی از اجکتور، دمای آب تغذیه، دمای آب اولین و آخرین اواپراتور در نظر گرفته شده‌اند. هدف از بهینه‌سازی تعیین متغیرهای فوق جهت دست‌یابی به بالاترین ضریب عملکرد است که این کار برای آب‌شیرین‌کن

مختلف از قبیل دمای آب‌شور ورودی به سیستم و دبی آب خنک‌کننده را بر ضریب عملکرد سیستم بررسی کردند. نتایج به‌دست آمده نشان داد هنگامی که دمای آب ورودی به سیستم بیشتر از مقدار طراحی باشد، بازده سیستم با افزایش دبی آب خنک‌کننده افزایش می‌یابد. اما هنوز پارامترهای دیگری بر روی ضریب عملکرد تأثیر دارند که نیاز به بررسی آن‌ها برای افزایش ضریب عملکرد این دستگاه‌ها است. به همین خاطر، بیگ‌هام و همکاران [۶] با مدل‌سازی عددی جریان دوفازی فیلم آب پاشیده شده بر لوله‌های افقی می‌دل در آب شیرین‌کن چندمرحله‌ای با تراکم حرارتی، تأثیر دبی جرمی آب ورودی و اختلاف دمای بین لوله‌های می‌دل و دمای اشباع را بر ضریب انتقال حرارت و بخار تولید شده بررسی کردند. از طرفی برای تعیین تأثیر پارامترها بر روی موارد دیگر همچون مصرف سوخت نیز تحقیقاتی انجام شد. از جمله‌ی این تحقیقات کوهی‌کمالی و همکاران [۷]، تأثیر افت فشار ایجادشده در کندانسور و اواپراتور سیستم آب‌شیرین‌کن چند مرحله‌ای با تراکم حرارتی را بر سطح انتقال حرارت مخصوص و مصرف سوخت آن بررسی نمودند.

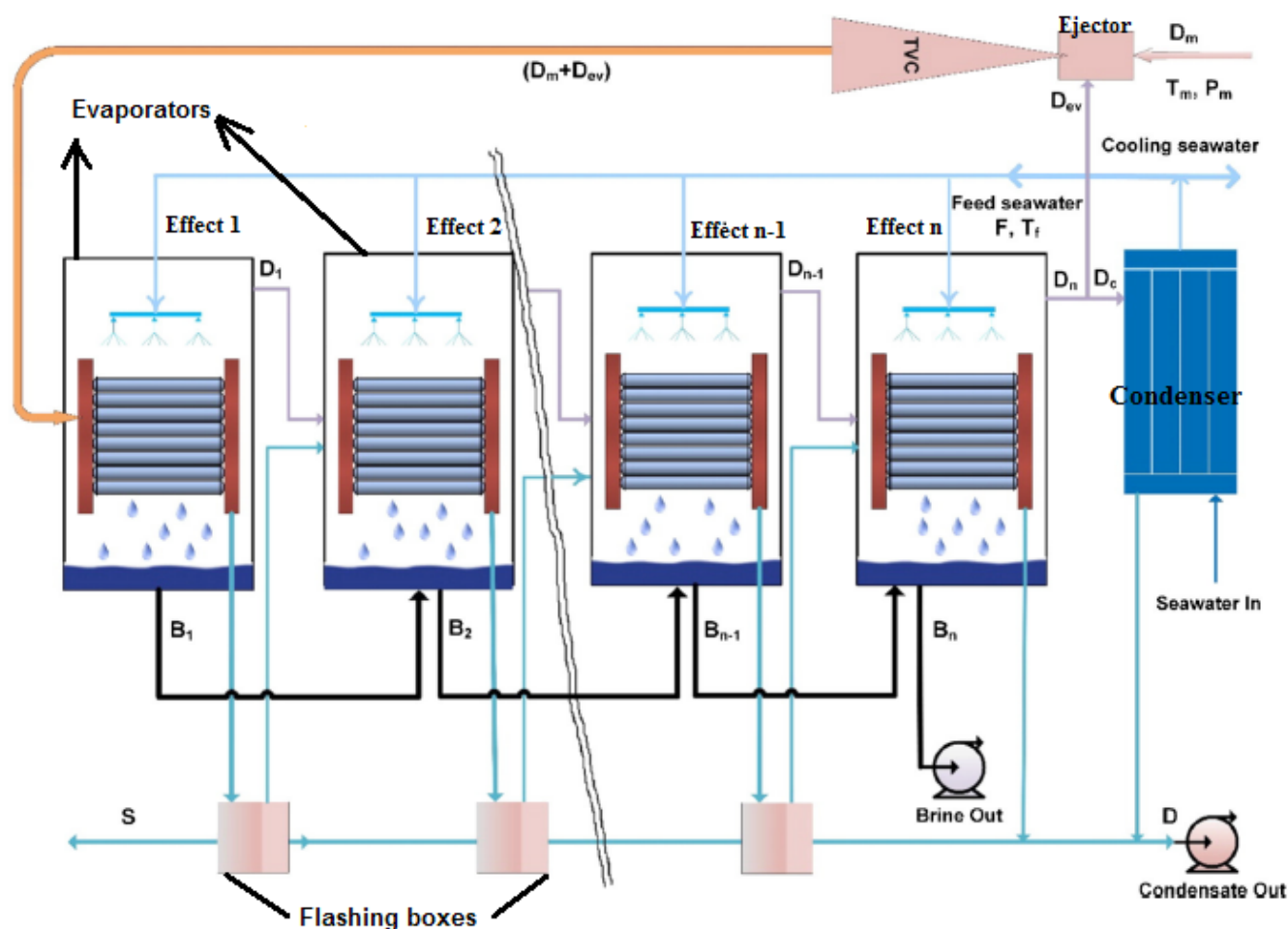


Fig. 1. Schematic of MED-TVC series- parallel system

شکل ۱: نمایش سیستم آب‌شیرین‌کن چند مرحله‌ای سری-موازی با تراکم بخار حرارتی [۸]

چند مرحله‌ای با تراکم حرارتی بخار در تعداد مراحل مختلف انجام شده است.

۲- شرح مسئله

آب شیرین کن چند مرحله‌ای^۱ یک فناوری شیرین‌سازی آب شور از طریق تبخیر و کاهش فشار است. این سیستم از چندین اواپراتور و یک کندانسور تشکیل شده و در شکل ۱ نشان داده شده است. نحوه کار سیستم به این صورت است که آب شور قبل از ورود به اواپراتور در کندانسور پیش‌گرمایش می‌شود و سپس وارد اولین اواپراتور می‌گردد. انرژی حرارتی برای تبخیر بخشی از آب شور و تولید آب شیرین در این مرحله از یک منبع خارجی تأمین می‌شود. انرژی حرارتی لازم در سایر مراحل از بخار تولید شده در مراحل قبل تأمین می‌گردد. سازوکار تبخیر آب پیش‌گرمایش شده در کندانسور که آب تغذیه^۲ نامیده می‌شود، بر اساس پاشش روی سطح خارجی لوله‌های اواپراتور و جذب حرارت از بخار تولید شده مرحله قبل یا منبع خارجی است که داخل این لوله‌ها در جریان است. بخار آب کندانس شده در این لوله‌ها به عنوان آب شیرین وارد فلشینگ‌باکس^۳ می‌شود و در آنجا جمع‌آوری می‌گردد. فلشینگ‌باکس‌ها محفظه‌هایی هستند که به منظور بازیابی انرژی آب شیرین شده در هر اواپراتور مورد استفاده قرار می‌گیرند. در این محفظه‌ها، مقدار کمی بخار تولید می‌شود که به داخل لوله‌های اواپراتور مرحله بعد فرستاده می‌شود. با نزدیک شدن به آخرین اواپراتور، دما و فشار کاهش می‌یابد. بخار آب تولید شده در آخرین اواپراتور به کندانسور فرستاده می‌شود و موجب پیش‌گرمایش آب شور تا دمای آب تغذیه می‌گردد. قابل ذکر است که بخشی از آب شور که وارد کندانسور می‌شود، تنها برای جذب گرمای اضافی سیستم است و وارد سیکل سیستم نمی‌شود. همچنین بخار آب تولید شده در اواپراتورها در اثر اختلاف نقطه جوش آب شور و آب شیرین تا حدی مافوق گرم می‌شود. در اواپراتورها برای حذف قطرات و ذرات ریز موجود در بخار از قطره‌گیر^۴ استفاده می‌شود، تا این ذرات به لوله‌های اواپراتور بعد راه نیابند و موجب رسوب آن‌ها نگردند.

آب شیرین کن چند مرحله‌ای برحسب موازی و یا معکوس بودن جهت جریان بخار و آب شور به سه دسته تقسیم می‌شوند که شامل جریان رو به جلو، جریان موازی^۵ و جریان رو به عقب^۶ می‌باشد. در این تحقیق سیستم سری-موازی مورد بررسی قرار گرفته است. در سیستم موازی، جریان بخار در جهت کاهش فشار سیستم (از اولین اواپراتور به سمت آخرین اواپراتور) پیش می‌رود درحالی که آب تغذیه به‌طور مساوی، با دما و غلظتی یکسان بین اواپراتورها تقسیم می‌شود. در این روش اولین اواپراتور که بالاترین دما را دارا است در معرض بیشترین رسوب قرار می‌گیرد. آب شور باقی‌مانده در هر

اواپراتور می‌تواند به مرحله بعد راه یابد یا به‌طور جداگانه از هر مرحله خارج شود. سیستمی که با پیکربندی موازی کار می‌کند و آب شور هر اواپراتور به اواپراتور بعد راه می‌یابد، سیستم سری-موازی نامیده می‌شود. در سیستم‌های تقطیر چندمرحله‌ای، فشار و به دنبال آن دمای تبخیر هر مرحله نسبت به مرحله قبل کاهش می‌یابد. در سیستم‌های سری-موازی برای استفاده از انرژی آب شور هر مرحله (که دارای دمای بالاتری نسبت به دمای تبخیر مرحله بعد از آن هست) و جلوگیری از هدر رفت این انرژی، به مرحله‌ای بعد راه می‌یابد. در اثر کاهش فشار و تبخیر ناگهانی، بخشی از این آب بخار می‌شود و در نتیجه آب شیرین بیشتری در هر مرحله تولید می‌گردد. به دلایل مذکور، چیدمان سری-موازی ضریب عملکرد بیشتری نسبت به چیدمان موازی دارد. لازم به ذکر است در سیستم موازی آب شور هر مرحله جداگانه تخلیه می‌شود و بی‌استفاده می‌ماند.

یک آب شیرین کن چند مرحله‌ای با متراکم کننده حرارتی بخار^۸ از ترکیب یک سیستم آب شیرین کن چند مرحله‌ای با واحد متراکم کننده حرارتی بخار^۹ تشکیل شده است. واحد متراکم کننده حرارتی بخار یک پمپ خلأ یا جت اجکتور است. به این منظور در این مطالعه از جت اجکتور استفاده شده است. اجکتور از یک نازل^{۱۰} و دیفیوزر^{۱۱} تشکیل شده که علاوه بر تأمین اختلاف فشار، با کاهش نیاز سیستم به بخار محرک، موجب افزایش ضریب عملکرد می‌شود. همان‌طور که در شکل ۱ نشان داده شده، در این حالت انرژی تأمین شده توسط منبع حرارتی خارجی به عنوان بخار محرک^{۱۲} به اجکتور فرستاده می‌شود. همچنین بخشی از بخار تولید شده در آخرین اواپراتور با عنوان بخار ثانویه وارد اجکتور می‌شود که موجب جلوگیری از اتلاف انرژی در کندانسور می‌گردد. اجکتور با بهره‌گیری از بخار محرک، باعث افزایش فشار بخار ثانویه تا فشار اتمسفر می‌شود. در نهایت بخار خروجی از اجکتور که بخار گرم کننده^{۱۳} نامیده می‌شود برای تأمین انرژی اولین اواپراتور به آن وارد می‌شود.

۳- فرضیات مدل‌سازی

قبل از شروع مدل‌سازی ریاضی یک سیستم آب شیرین کن چند مرحله‌ای لازم است فرضیات به‌کار رفته به وضوح مشخص گردند. در کار حاضر، فرضیات مورد استفاده عبارتند از:

۱. سیستم در حالت پایدار است.
۲. جریان آب تغذیه به‌طور مساوی بین اواپراتورها تقسیم شده است.
۳. افت‌های ترمودینامیکی صرف‌نظر شده است.
۴. اختلاف دمای بین اواپراتورها یکسان در نظر گرفته شده است.
۵. آب شیرین حاصل شده عاری از نمک است.
۶. غلظت آب شور تولید شده در اواپراتور اول ۷۰۰۰ ppm است.

- 1 Multi effect desalination
- 2 Feed water
- 3 Flashing boxes
- 4 Demister
- 5 Forward feed Multiple Effect Evaporation
- 6 Parallel feed Multiple Effect Evaporation
- 7 Backward feed Multiple Effect Evaporation

8 Multiple effect desalination with thermal vapor compression (MED_TVC)

9 Thermal vapor compression

10 Nozzle

11 Diffuser

12 Motive steam

13 Heating steam

۴- مدل سازی ریاضی

برای بررسی تأثیر عوامل مختلف بر پارامترهای طراحی، از یک مدل ریاضی استفاده شده است. این مدل بر پایه‌ی موازنه‌ی جرم و انرژی اواپراتورها، تراکم حرارتی بخار، فلش باکس‌ها و کندانسور است. پارامترهای ورودی در این مسئله شامل دمای آب اولین و آخرین اواپراتور، دمای آب خنک‌کننده، دمای آب تغذیه، غلظت آب تغذیه (غلظت آب‌شور واردشده به سیستم)، غلظت آب‌شور دور ریز اواپراتور اول، دما و دبی بخار آب محرک می‌باشند.

پارامترهای طراحی دستگاه‌های آب‌شیرین‌کن چند مرحله‌ای در روابط (۱) تا (۳) تعریف شده‌اند:

ضریب عملکرد واحدهای شیرین‌سازی آب به صورت نسبت مقدار آب شیرین به دست آمده نهایی به دبی جرمی بخار آب تأمین شده توسط بویلر (یا هر منبع حرارت خارجی) تعریف می‌شود: M :

$$PR = \frac{M_d}{M_s} \quad (الف-۱)$$

و در صورت وجود اجکتور رابطه (الف-۱) به رابطه (ب-۱) تبدیل می‌شود:

$$PR = \frac{M_d}{M_m} \quad (ب-۱)$$

سطح انتقال حرارت مخصوص^۱ که عبارت است از نسبت مساحت کل سیستم به دبی جرمی آب شیرین تولید شده، از رابطه شماره (۲) تعیین می‌گردد:

$$sA = \frac{A_c + \sum_{i=1}^n A(i)}{M_d} \quad (۲)$$

دبی آب سرد مخصوص^۲ با استفاده از رابطه (۳) تعیین می‌شود:

$$sM_{cw} = \frac{M_{cw}}{M_d} \quad (۳)$$

در این مدل اختلاف دمای بین اواپراتورها ثابت فرض شده است و از رابطه‌ی (۴) محاسبه می‌شود:

$$\Delta T = \frac{T(1) - T_n}{n - 1} \quad (۴)$$

$$T(i + 1) = T(i) - \Delta T \quad (۵)$$

همچنین دمای بخار گرم‌کننده را می‌توان طبق رابطه (۶) در نظر گرفت:

$$T_s = T(1) + \Delta T \quad (۶)$$

حال با معلوم بودن دمای آب شور تمام اواپراتورها، دمای بخار آب

1 Specific heat transfer area

2 Specific cooling water flow rate

تولیدشده در هر مرحله از رابطه‌ی (۷) محاسبه می‌شود. از آنجا که نمک موجود در آب شور باعث افزایش نقطه جوش می‌گردد، دمای آب شور از دمای بخار آب تشکیل شده مقداری بیشتر است. جهت ارزیابی اختلاف دمای آب شور و بخار تولید شده در آن اواپراتور که عاری از نمک است، از کمیتی به نام اختلاف نقطه‌ی جوش^۳ استفاده می‌شود. با محاسبه‌ی این مقدار از رابطه (۸) و کاستن آن از دمای آب شور، دمای بخار آن مرحله تعیین می‌شود [۱]:

$$Tv(i) = T(i) - BPE \quad (۷)$$

اختلاف نقطه‌ی جوش طبق رابطه (۸) محاسبه می‌شود [۳]:

$$BPE = \left(A \times \frac{XB}{10000} \right) + \left(B \times \frac{XB}{10000^2} \right) + \left(C \times \frac{XB}{10000^3} \right) \quad (۸)$$

$$A = 0.08325 + 0.0001883 \times T + 0.00000402 \times T^2 \quad (۹)$$

$$B = -0.0007625 + 0.0000902 \times T - 0.00000052 \times T^2 \quad (۱۰)$$

$$C = 0.0001522 - 0.0000003 \times T - 0.00000003 \times T^2 \quad (۱۱)$$

برای محاسبه‌ی دمای آب وارد شده به فلشینگ باکس‌ها باید افت‌های دمای ناشی از دمیستر (ΔT_p)، خطوط انتقال (ΔT_T) و افت ناشی از تقطیر بخار آب در لوله‌های اواپراتور مرحله بعد (ΔT_c) را از دمای بخار آب کم کرد. این دما از رابطه (۱۲) به دست می‌آید:

$$Tc(i) = T(i) - BPE(i) - \Delta T_p - \Delta T_T - \Delta T_c \quad (۱۲)$$

با داشتن دمای اواپراتورها، گرمای نهان تبخیر بخار آب تولیدشده در هر اواپراتور برابرست با [۱]:

$$\lambda(i) = 2501.897149 - (2.407064037 \times Tv(i)) + (0.001192217 \times Tv(i)^2) - (0.000015863 \times Tv(i)^3) \quad (۱۳)$$

از آنجا که بخار آب تولید شده در هر مرحله عاری از نمک فرض شده است، رابطه (۱۴) را برای موازنه‌ی جرم نمک اواپراتور اول می‌توان نوشت:

$$XF(i) \times F(i) = XB(i) \times B(i) \quad (۱۴)$$

همچنین موازنه‌ی جرم آب و موازنه انرژی در اواپراتور اول به صورت

3 Boiling Point Elevation (BPE)

روابط (۱۵) و (۱۶) نوشته می‌شود:

$$F(i) = B(i) + D(i) \quad (15)$$

$$Q(1) = Ms \times \lambda s \\ = D(1) \times \lambda(1) + F(1) \times Cp \times (T(1) - Tf) \quad (16)$$

پس می‌توان مقدار آب شیرین شده در هر مرحله را برحسب دبی آب تغذیه از روابط (۱۱) و (۱۲) محاسبه کرد و با جایگزینی آن در رابطه‌ی (۱۳) مقدار آب تغذیه در این مرحله را محاسبه کرد.

$$F(1) = \frac{Ms \times \lambda s}{Cp \times (T(1) - Tf) + \left(\left(1 - \frac{XF}{XB} \right) \times \lambda(1) \right)} \quad (17)$$

همچنین سطح مقطع این مرحله از رابطه‌ی (۱۸) محاسبه می‌شود:

$$A(1) = \frac{Q(1)}{U(1) \times (Ts - T(1))} \quad (18)$$

در سایر اواپراتورها به دلیل ورود آب شور مرحله‌ی قبل، معادله‌ی بقای جرم نمک به‌صورت رابطه (۱۹) تغییر فرم می‌دهد:

$$XF(i) \times F(i) + XB(i-1) \times B(i-1) \\ = XB(i) \times B(i) \quad (19)$$

رابطه‌ی موازنه‌ی جرم آب موجود در هر مرحله به شکل رابطه (۲۰) تبدیل می‌شود:

$$F(i) + B(i-1) = B(i) + D(i) \quad (20)$$

بخار آب تولیدشده در اثر تبخیر ناگهانی در فلشینگ‌باکس‌ها را می‌توان از رابطه‌ی (۲۱) محاسبه کرد. در این رابطه‌ی T'' دمای آب شیرین انباشته شده در فلشینگ‌باکس قبل است، هنگامی که به فلشینگ باکس نام وارد می‌شود.

$$d'(i) = D(i-1) \times Cp \times \frac{Tc(i-1) - T''(i)}{\lambda'(i)} \quad (21)$$

$$T''(i) = Tv(i) + NEA(i) \quad (22)$$

$$NEA(i) = 0.33 \times \frac{Tc(i-1) - T''(i)}{Tv(i)} \quad (23)$$

از ترکیب روابط (۲۲) و (۲۳) خواهیم داشت:

$$T''(i) = \frac{Tv^2 + 0.33 \times Tc(i-1)}{Tv + 0.33} \quad (24)$$

در سیستم‌های آب‌شیرین کن چند مرحله‌ای با آرایش سری-موازی، تبخیر توسط دو فرآیند صورت می‌گیرد. فرآیند اول تبخیر آب توسط کندانس بخار آب تولید شده در اواپراتور قبل و فرآیند دیگر تبخیر آب به دلیل ورود آب شور مرحله‌ی قبل می‌باشد.

مقدار بخار آب تشکیل شده به دلیل تبخیر ناگهانی، در اثر ورود آب شور اواپراتور قبل از رابطه‌ی (۲۵) قابل محاسبه است:

$$d(i) = \frac{B(i-1) \times Cp \times (T(i-1) - T'(i))}{l(i)} \quad (25)$$

در رابطه‌ی (۲۵) T' دمای آب شور انباشته شده در مرحله‌ی قبل است، هنگامی که به اواپراتور نام وارد می‌شود. این دما طبق رابطه (۲۶) محاسبه می‌شود:

$$T'(i) = T(i) + NEA(i) \quad (26)$$

که در آن $NEA(i)$ یا حد غیر تعادلی از رابطه (۲۷) به‌دست می‌آید [۳]:

$$NEA(i) = 33 \times (T(i-1) - T(i))^{0.55} / Tv(i) \quad (27)$$

مقدار بخار آب تشکیل شده در اواپراتور دوم تا آخرین اواپراتور از موازنه‌ی انرژی آن اواپراتور قابل محاسبه است [۸]:

$$Q(i) = D(i-1) \times \lambda(i-1) + d(i-1) \times \lambda(i-1) \\ + d^{(i-1)} \times \lambda^{(i-1)} + B(i-1) \times Cp \times (T(i-1) - T(i)) \quad (28) \\ = F(i) \times Cp \times (T(i) - Tf) + D(i) \times \lambda(i)$$

و در نهایت دبی کل آب شیرین بدست آمده از رابطه‌ی (۲۹) محاسبه می‌شود [۸]:

$$D_{total} = \sum_{i=1}^n D(i) \quad (29)$$

برای محاسبه‌ی سطح انتقال حرارت اواپراتور دوم تا آخرین اواپراتور از رابطه (۳۰) استفاده می‌شود. در این رابطه U_{ai} و A_{ai} به ترتیب سطح انتقال حرارت و ضریب کلی انتقال حرارت ناشی از افزایش دمای آب شور و U_{bi} و A_{bi} به ترتیب سطح و ضریب کلی انتقال حرارت ناشی از تبخیر می‌باشند.

$$Q = A_{ai} \times U_{ai} \times \left(\frac{T(i) - Tf}{\ln \left(\frac{Tv(i-1) - Tf}{T(i) - Tf} \right)} \right) \\ + A_{bi} \times U_{bi} \times (Tv(i-1) - T(i)) \quad (30)$$

به دلیل این که انرژی لازم برای افزایش دمای آب شور تنها ۱۰٪ انرژی کل اواپراتورها را در برمی‌گیرد، می‌توان از عبارت اول این رابطه صرف‌نظر کرد. در این صورت رابطه (۳۰) به رابطه (۳۱) تبدیل می‌شود [۹]:

$$Ra = 0.235 \times \frac{Ps^{1.19}}{Pev^{1.04}} \times Er^{0.015} \quad (38)$$

یکی از پارامترهای مهم در آب‌شیرین‌کن‌های حرارتی مصرف حرارت مخصوص^۴ است. این کمیت به صورت میزان مصرف حرارت مورد نیاز برای تولید یک کیلوگرم آب شیرین تعریف می‌شود:

$$Q = \frac{D_m \times \lambda_m}{D_t} \quad (39)$$

بر پایه معادلات فوق سیستم آب‌شیرین‌کن چند مرحله‌ای سری-موازی که با جت اجکتور ترکیب شده در نرم‌افزار متلب مدل‌سازی شده است و الگوریتم طراحی این سیستم در شکل ۲ نشان داده شده است.

۵- بهینه‌سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک

منظور از بهینه‌سازی در یک فرآیند، تنظیم ورودی‌ها به گونه‌ای است که خروجی بهینه ایجاد شود. در طراحی یک سیستم آب‌شیرین‌کن چند مرحله‌ای با کارکرد اجکتور، انتخاب بهترین جواب از طریق جستجوی همه جانبه (آزمودن تمام راه‌حل‌های ممکن)، بسیار دشوار و غیرعملی است. بنابراین طراحی سیستمی که با داشتن ورودی‌های مورد نظر (دما و دبی بخار آب ورودی و تعداد مراحل) بتواند به بالاترین ضریب عملکرد^۵ دست یابد، نیازمند بهینه‌سازی و تعیین مناسب‌ترین مقادیر برای سایر ورودی‌های مورد نیاز جهت طراحی مسئله (دمای آب تغذیه، دمای بخار آب خروجی از اجکتور، دمای اولین و آخرین اواپراتور) است.

به این منظور از الگوریتم ژنتیک^۶ که یک فن ژنتیک که یک الگوریتم اکتشافی است و از فلسفه انتخاب اصلح در طبیعت قانون داروین گرفته شده، استفاده گردیده است. در این الگوریتم، کروموزوم‌ها که بیانگر متغیرهای مسئله (دمای آب تغذیه، دمای بخار آب خروجی از اجکتور، دمای اولین و آخرین اواپراتور) هستند از واحدهای گسسته به نام ژن^۷ که تعیین‌کننده ویژگی‌های آن است، تشکیل شده است. مجموعه‌ای از کروموزوم‌ها جمعیت را می‌سازند و از هر جمعیت با استفاده از عملگرهای وراثتی^۸ یک جمعیت جدید ساخته می‌شود. با توجه به این واقعیت که افراد با سازگاری بالاتر، شانس بیشتری برای انتخاب شدن و تولید جمعیت جدید دارند این جمعیت از بهترین ژن‌ها به دست می‌آید، که این واقعیت منجر به همگرایی یک راه‌حل کلی خوب می‌شود. سازگاری بالاتر افراد به معنای بیشتر بودن تابع برازندگی^۹ آن فرد است. تابع برازندگی برای هر کروموزوم (فرد)، یک عدد نامنفی برمی‌گرداند که نشان‌دهنده کارایی آن کروموزوم در حل مسئله است

$$A(i) = \frac{Q(i)}{U(i) \times (T_v(i-1) - T(i))} \quad (31)$$

موازنه انرژی کندانسور در رابطه (۳۲) آورده شده است. با داشتن این رابطه ظرفیت و در نهایت سطح مقطع کندانسور محاسبه می‌شود:

$$Q_c = (d'(n) + D(n) - Mev) \times \lambda(n) \\ = (Mcw + Mf) \times Cp \times (Tf - Tcw) \quad (32)$$

در رابطه فوق Mev دبی جرمی بخار خروجی از آخرین اواپراتور به اجکتور است که در روابط اجکتور توضیح داده شده است. در نهایت، سطح مقطع کندانسور طبق رابطه (۳۳) بدست می‌آید که در آن اختلاف درجه حرارت لگاریتمی نیز طبق رابطه (۳۴) تعیین می‌گردد:

$$A_c = \frac{Q_c}{Uc \times (LMTD)c} \quad (33)$$

$$LMTDc = \frac{(Tf - Tcw)}{LN \left(\frac{T_v(n) - Tcw}{T_v(n) - Tf} \right)} \quad (34)$$

۴-۱- روابط حاکم بر اجکتور

در مدل‌سازی اجکتور، هدف به دست آوردن دبی جرمی بخار خروجی از اجکتور (بخار گرم‌کننده) و بخار وارد شده از آخرین اواپراتور به آن (بخار ثانویه) است. مقدار بخار ثانویه از نسبت اختلاط قابل محاسبه است و در نهایت، بخار گرم‌کننده که مجموع بخار ثانویه و بخار اولیه (بخار محرک) است، محاسبه می‌شود. همچنین پارامترهای مهم اجکتور به صورت زیر تعیین می‌شوند:

نسبت تراکم^۱ از رابطه (۳۵) محاسبه می‌شود:

$$Cr = Ps / Pev \quad (35)$$

و در نهایت نسبت انبساط^۲ به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$Er = Pm / Pev \quad (36)$$

نسبت اختلاط^۳ به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Ra = Mm / Mev \quad (37)$$

همچنین با معلوم بودن نسبت انبساط، نسبت اختلاط از رابطه (۳۸) نیز قابل محاسبه است:

- 4 Specific heat consumption
- 5 Performance ratio
- 6 Genetic algorithm
- 7 Gene
- 8 Genetic operators
- 9 Fitness function

- 1 Compression ratio
- 2 Expansion ratio
- 3 Entertainment ratio

مهم‌ترین عملگرهای وراثتی، عملگر تولید مثل^۱ است که در آن دو کروموزوم «والدین» با همدیگر ترکیب می‌شوند تا کروموزوم جدید «فرزند» را تشکیل بدهند. عملگر دیگر جهش^۲ است که در آن، تغییرات تصادفی در خواص کروموزوم اعمال می‌شود، با توجه به این حقیقت که این تغییرات قابل توجه نیستند و بستگی به طول کروموزوم‌ها دارند، کروموزوم‌های جدید تولید شده با جهش، تفاوت زیادی با اصلش نخواهند داشت. در واقع عملگر جهش به جستجوی جمعیت برای رهایی از بهینه‌سازی محلی اعمال می‌شود و به معرفی تنوع در جمعیت کمک می‌کند. الگوریتم بهینه‌سازی این مسئله در شکل ۳ نشان داده شده است. در این الگوریتم، منظور از شرایط طراحی که در هر عبارت شرطی چک می‌شود، نسبت تراکم بیشتر از ۱/۸۱ و نسبت انبساط کمتر از ۴/۱ به ازای تمام افراد جمعیت است.

۶- نتایج

جهت اعتبارسنجی نتایج به دست آمده از طراحی انجام شده، این نتایج با داده‌های واقعی یک کارخانه آب‌شیرین‌کن در تریپولی که توسط عاشور [۱۱] ارائه شده است، در جدول ۱ مقایسه شده‌اند. کارخانه شیرین‌سازی تریپولی شامل دو واحد آب‌شیرین‌کن MED_TVC است که هر کدام قابلیت تولید ۵۰۰۰ m³/day آب شیرین را دارا هستند. هر واحد از یک کندانسور و چهار اوپراتور تشکیل شده است. این کارخانه به منظور تأمین آب شیرین مورد نیاز دیگ‌های بخار مورد استفاده قرار گرفته است. لازم به ذکر است که نتایج حاصل از طراحی با عنوان «مدل طراحی» در جدول ۱ نشان داده شده است.

۶-۱- تغییرات ضریب عملکرد و سطح انتقال حرارت مخصوص با افزایش تعداد اوپراتورها

تأثیر تعداد اوپراتورها بر ضریب عملکرد را به دو صورت می‌توان بررسی کرد. در حالت اول افزایش تعداد اوپراتورها در صورتی که اختلاف دمایی بین اوپراتورها یکسان باشد مد نظر است، که در این حالت ضریب عملکرد افزایش می‌یابد. همچنین، با افزایش تعداد اوپراتورها بازه دمایی سیستم و در نتیجه ظرفیت حرارتی سیستم افزایش می‌یابد و در نهایت میزان آب شیرین بیشتری حاصل می‌گردد.

در حال دوم اختلاف دمایی اولین و آخرین اوپراتور ثابت است، که در این حالت نیز ضریب عملکرد افزایش می‌یابد، زیرا با افزایش تعداد مراحل، دبی کل آب تغذیه افزایش می‌یابد ($M_f = n \times F_i$). در این حالت، تغییرات ضریب عملکرد با افزایش تعداد اوپراتورها برای آب‌شیرین‌کن چند مرحله‌ای با کارکرد اجکتور در دو پیکربندی موازی و سری-موازی در شکل ۴ نشان داده شده است.

در پیکربندی سری-موازی، آب شور هر مرحله از سیستم خارج نمی‌شود و به‌منظور بازیابی انرژی آن به اوپراتور بعد که در دمایی پایین‌تری قرار گرفته

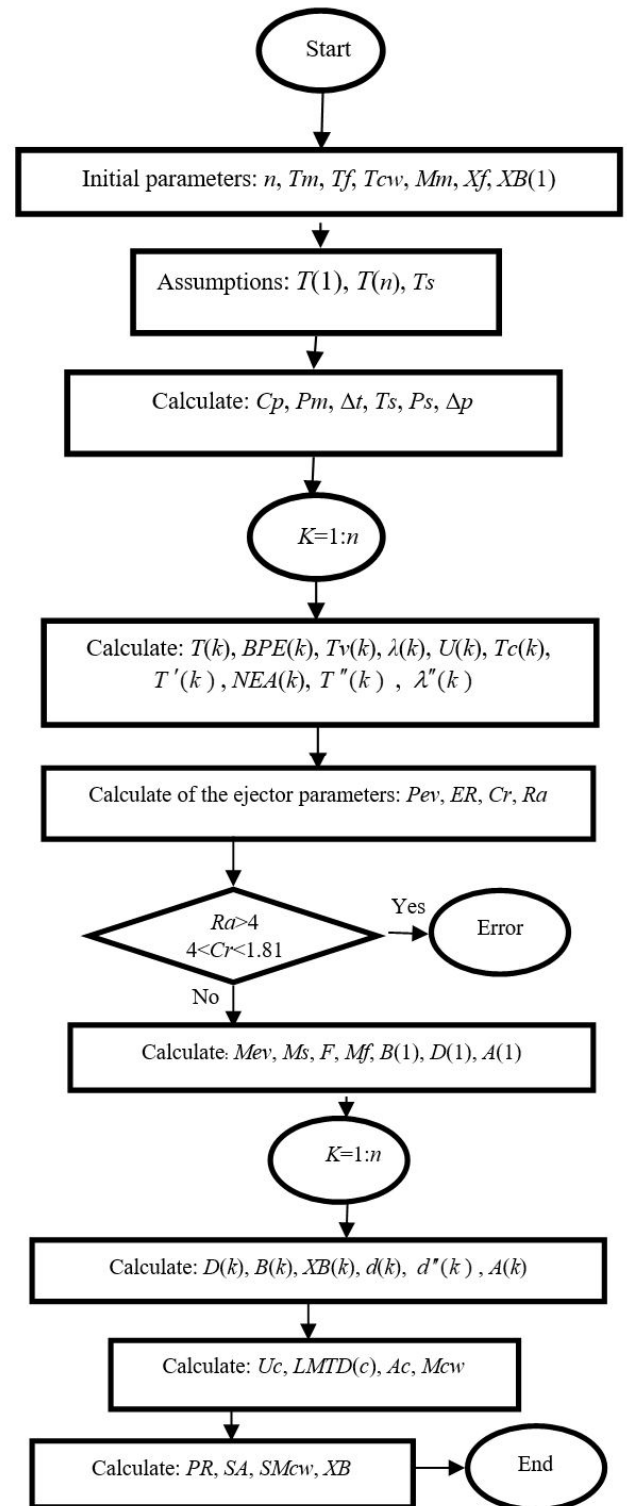


Fig. 2. Design algorithm of MED-TVC series- parallel system

شکل ۲: الگوریتم طراحی آب‌شیرین‌کن چند مرحله‌ای سری-موازی با تراکم حرارتی بخار

[۱۰]. در اینجا تابع برازندگی نشان‌دهنده ضریب عملکرد هر کروموزوم است.

1 Crossover
2 Mutation

جدول ۱: مقایسه نتایج حاصل از طراحی با داده‌های عملی آب‌شیرین‌کن تریپولی

Table 1. Comparison between results of designed model and actual dates of Tripoli plant

| درصد خطای شبیه‌سازی | داده‌های واقعی [۱۱] | مدل طراحی | | |
|---------------------|---------------------|-----------|---------------------------------|----------------------------|
| --- | ۴ | ۴ | n | تعداد مراحل |
| --- | ۲۳۰۰ | ۲۳۰۰ | kPa, P_m | فشار بخار محرک |
| --- | ۶۰/۱ | ۶۰/۱ | $^{\circ}\text{C}$, T_I | دمای اوپراتور اول |
| --- | ۴۵/۴ | ۴۵/۴ | $^{\circ}\text{C}$, T_n | دمای اوپراتور آخر |
| --- | ۴/۹ | ۴/۹ | $^{\circ}\text{C}$, ΔT | اختلاف دمای بین اوپراتورها |
| --- | ۴۱/۵ | ۴۱/۵ | $^{\circ}\text{C}$, T_f | دمای آب تغذیه |
| --- | ۳۱/۵ | ۳۱/۵ | $^{\circ}\text{C}$, T_{cw} | دمای آب خنک‌کننده |
| --- | ۸/۸ | ۸/۸ | kg/s, D_m | دبی جرمی بخار محرک |
| --- | ۱۴/۱ | ۱۴/۱ | R_a | نسبت اختلاط |
| --- | ۲۴۰/۹ | ۲۴۰/۹ | ER | نسبت انبساط |
| --- | ۲/۶۶ | ۲/۶۶ | CR | نسبت تراکم |
| ۰/۰۰۷ | ۵۷/۸ | ۵۸/۲۶ | kg/s, D | دبی جرمی آب شیرین شده |
| ۰/۰۰۴ | ۶/۵۹ | ۶/۶۲ | PR | ضریب عملکرد |

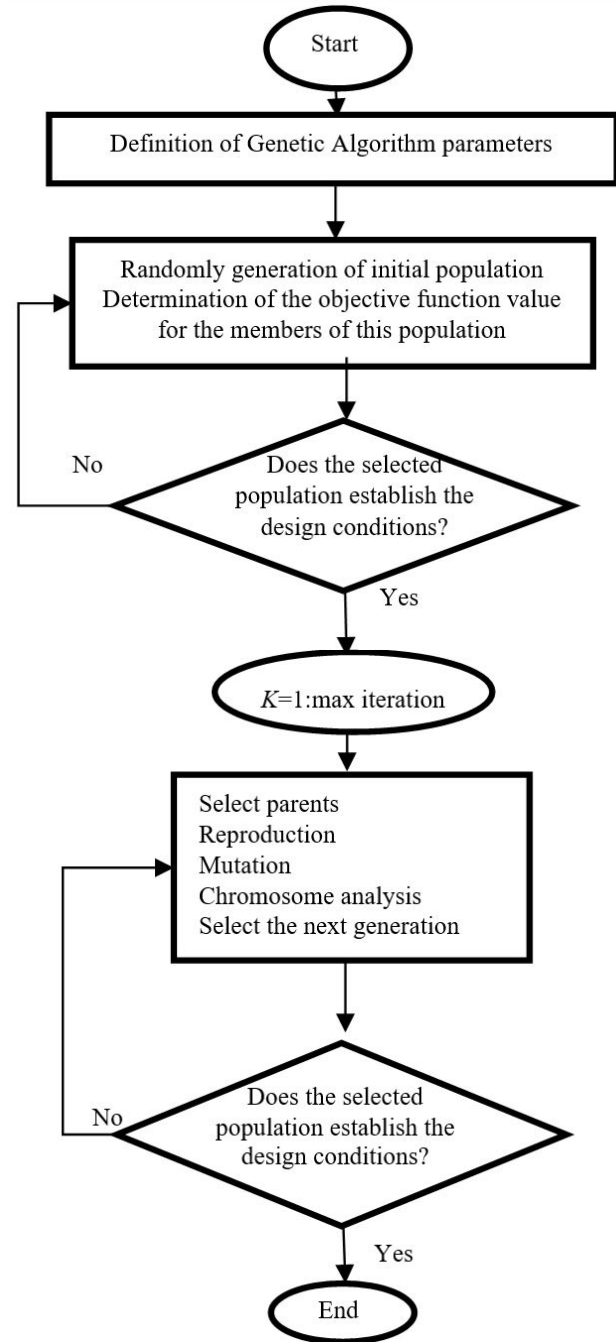


Fig. 3. Optimization algorithm of MED-TVC series- parallel system

شکل ۳: الگوریتم بهینه‌سازی آب‌شیرین‌کن چند مرحله‌ای سری-موازی با تراکم بخار حرارتی

است، فرستاده می‌شود. به این دلیل، پیکربندی سری-موازی نه تنها بازده بیشتری نسبت به سیستم موازی دارد بلکه در شرایط یکسان می‌تواند در تعداد مراحل بیشتری مورد استفاده قرار گیرد. همان‌طور که در شکل ۴ نشان داده شده است، در شرایط یکسان و با در نظر گرفتن دما و دبی ثابت برای بخار محرک، در استفاده از پیکربندی موازی حداکثر می‌توان انرژی یک آب‌شیرین‌کن ۸ مرحله‌ای را تأمین کرد، در صورتی که با استفاده از پیکربندی سری-موازی می‌توان آب شیرین‌کنی با ۱۲ مرحله داشت.

همان‌طور که انتظار می‌رود با افزایش تعداد اوپراتورها و ظرفیت سیستم، سطح انتقال حرارت مخصوص افزایش می‌یابد که این امر در شکل ۵ نشان داده شده است.

۶-۲- تأثیر نسبت اختلاط بر ضریب عملکرد سیستم

نسبت اختلاط و نسبت تراکم عوامل مهم تأثیرگذار بر ضریب عملکرد سیستم هستند. کاهش این ضرایب منجر به افزایش ضریب عملکرد می‌شود، زیرا طبق رابطه (۳۷) هنگامی که دبی بخار محرک (بخار اولیه) ثابت است، کاهش این ضرایب به معنی افزایش دبی بخار ثانویه (بخار آبی) که از اوپراتورها (ها) به اجکتور فرستاده می‌شود است. به دلیل این که دبی جرمی بخار خروجی از اجکتور مجموع دبی بخار اولیه و ثانویه است، افزایش بخار

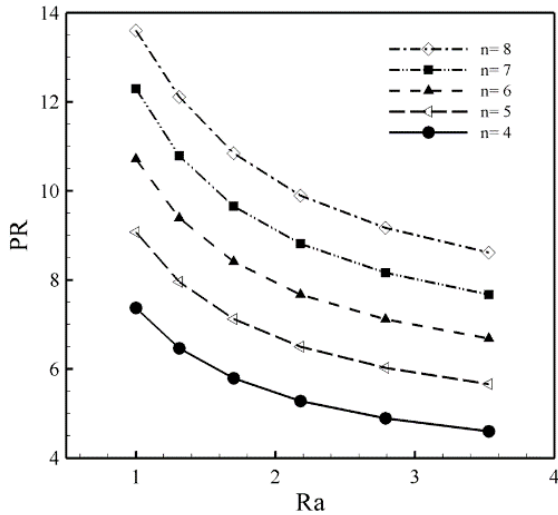


Fig. 6. Variations of entertainment ratio with performance ratio at different number of effects

شکل ۶: تغییرات نسبت اختلاط با ضریب عملکرد در تعداد مراحل مختلف

کمتری تولید می‌شود و ضریب عملکرد کاهش می‌یابد. همچنین افزایش دمای این مرحله، کاهش سطح انتقال حرارت مخصوص را نیز به دنبال دارد، زیرا در صورتی که دمای آخرین اواپراتور ثابت در نظر گرفته شود، افزایش دمای این مرحله موجب افزایش اختلاف دمای بین اواپراتورها و در نتیجه کاهش سطح مقطع خواهد شد. لازم به ذکر است که افزایش دمای این مرحله در صورتی که اختلاف دمای بین اواپراتورها ثابت در نظر گرفته شود، تأثیر چندانی بر سطح انتقال حرارت مخصوص ندارد.

۴-۶- تأثیر دمای بخار گرم کننده بر ضریب عملکرد

دو عامل باعث می‌شود ضریب عملکرد با کاهش دمای بخار خروجی از اجکتور کاهش یابد (شکل ۱۰):

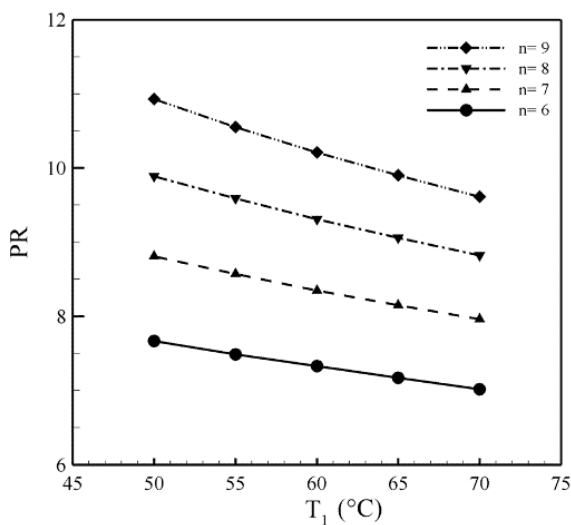


Fig. 7. Variations of performance ratio with the first evaporator temperature at different number of effects

شکل ۷: تغییرات ضریب عملکرد با دمای اواپراتور اول در تعداد مراحل متفاوت

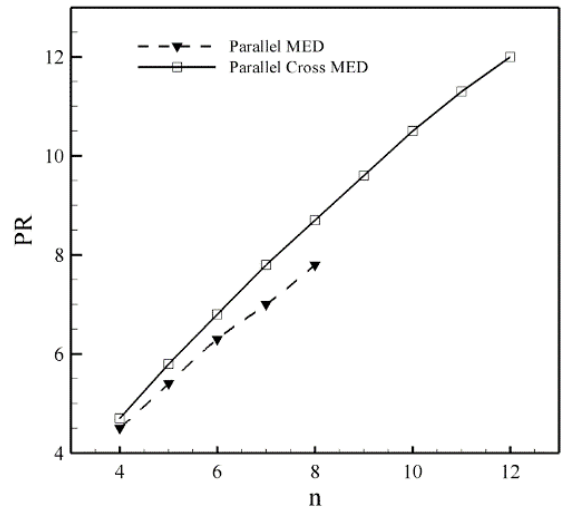


Fig. 4. Variations of performance ratio with number of evaporators at parallel and series-parallel configurations

شکل ۴: تغییرات ضریب عملکرد با تعداد اواپراتورها در دو آرایش موازی و سری-موازی

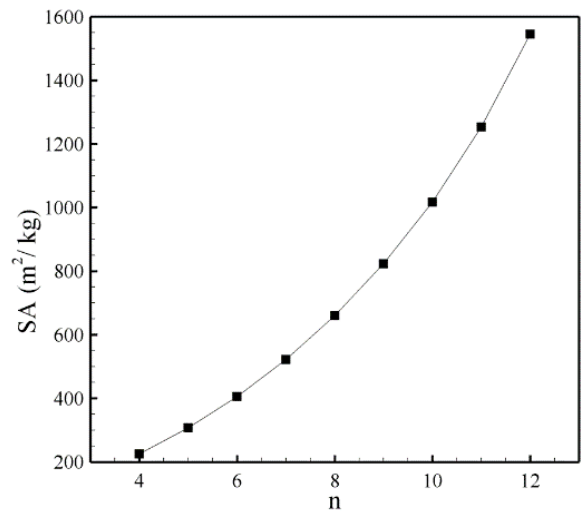


Fig. 5. Variations of specific heat transfer area with number of evaporators

شکل ۵: تغییرات سطح انتقال حرارت مخصوص با تعداد اواپراتورها

ثانویه موجب افزایش دبی بخار خارج شده از اجکتور و در نتیجه افزایش ضریب عملکرد می‌شود. در شکل ۶ تغییرات ضریب عملکرد با نسبت اختلاط در تعداد مراحل مختلف نشان داده شده است.

۳-۶- تأثیر دمای اواپراتور اول بر ضریب عملکرد و سطح انتقال حرارت مخصوص

تأثیر دمای آب اولین اواپراتور بر ضریب عملکرد و سطح انتقال حرارت مخصوص در تعداد مراحل مختلف به ترتیب در شکل‌های ۷ و ۸ نشان داده شده است.

با افزایش دمای اولین اواپراتور که افزایش اختلاف دمای بین اواپراتورها را نیز به همراه دارد، میزان دبی آب تغذیه کاهش می‌یابد و در نتیجه بخار

۶-۶- مقایسه حالت‌های ترکیب سیستم MED با TVC

در طراحی سیستم MED-TVC به چند طریق می‌توان عمل کرد:

۱. می‌توان بخار آبی که از سیستم MED به اجکتور وارد می‌شود را از تمام اواپراتورها تأمین کرد، به طوری که مقداری از بخار آب تشکیل شده از تمام اواپراتورها به اجکتور فرستاده شود؛
 ۲. فرستادن مقداری از بخار آخرین مرحله به اجکتور. همان طور که در شکل ۱ نشان داده شده در این روش، مقدار بخار ورودی به اجکتور تنها از آخرین اواپراتور تأمین می‌شود.
- شکل ۱۲ تغییرات ضریب عملکرد با تعداد مراحل در دو حالت مذکور نشان می‌دهد. در حالت دوم اگرچه میانگین فشار بخار وارد شده از اواپراتورها

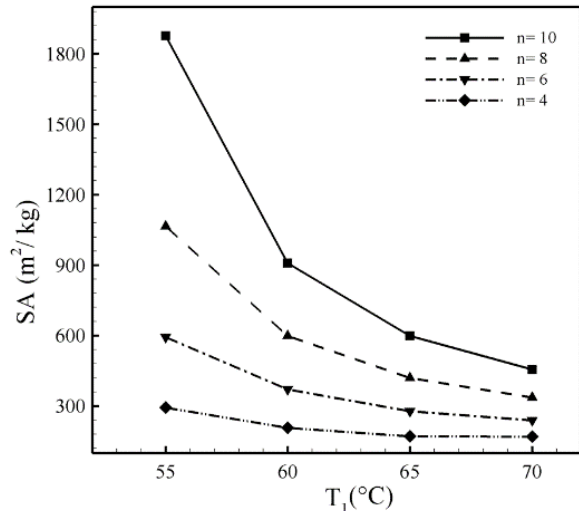


Fig. 8. Variations of specific heat transfer area with the first evaporator temperature at different number of effects

شکل ۸: تغییرات سطح مخصوص انتقال حرارت با دمای اواپراتور اول در تعداد مراحل متفاوت

۱. گرمای نهان تبخیر با افزایش دما کاهش می‌یابد، بنابراین افزایش دمای بخار گرم کننده (بخار خروجی از اجکتور) موجب کاهش دبی آب تغذیه می‌گردد که این امر آب شور باقی مانده و آب شیرین به دست آمده در هر اواپراتور را کاهش می‌دهد و موجب کاهش ضریب عملکرد می‌گردد.
۲. از طرف دیگر همان طور که در شکل ۹ نشان داده شده است، طبق رابطه (۳۸) کاهش دمای بخار خروجی از اجکتور موجب کاهش نسبت اختلاط می‌گردد. چنانچه در قسمت قبل گفته شد، کاهش این ضرایب باعث افزایش ضریب عملکرد می‌گردد. لازم به ذکر است که در نمودار شکل ۹ دمای بخار محرک و دمای آخرین اواپراتور برای تعداد مراحل مختلف ثابت در نظر گرفته شده است و نسبت اختلاط تنها تابعی از دمای بخار خروجی از اجکتور می‌باشد. در شکل ۱۰ تأثیر دمای بخار خارج شده از اجکتور بر ضریب عملکرد در تعداد مراحل مختلف نشان داده شده است.

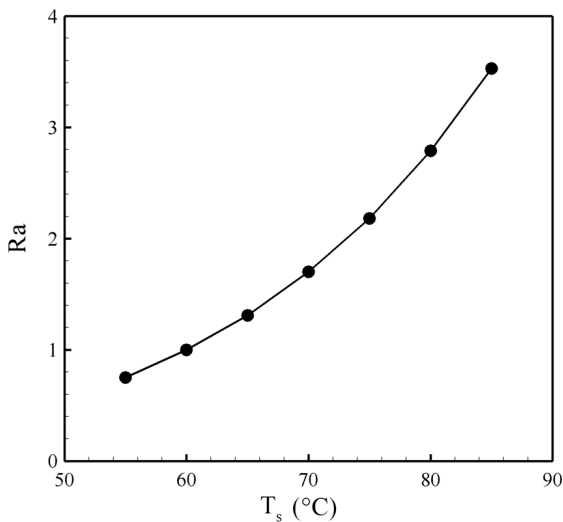


Fig. 9. Heating steam effect on the entertainment ratio

شکل ۹: تأثیر دمای بخار گرم کننده بر نسبت اختلاط

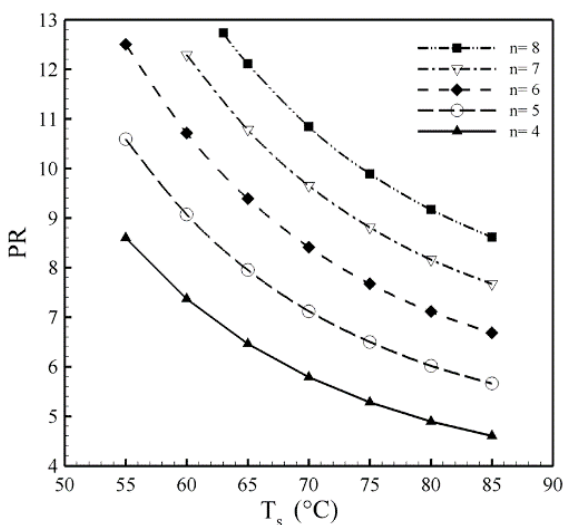


Fig. 10. Heating steam effect on the performance ratio at different number of effects

شکل ۱۰: تأثیر دمای بخار گرم کننده بر ضریب عملکرد در تعداد مراحل مختلف

۶-۵- رابطه دبی آب سرد مخصوص و با افزایش تعداد مراحل

مقداری از آب دریا به منظور حذف گرمای اضافی سیستم وارد کندانسور می‌شود و در نهایت به دریا برگردانده می‌شود. هرچه میزان استفاده از حرارت موجود در سیستم بیشتر و هدر رفت انرژی کمتر باشد، این میزان آب کمتر است. در نتیجه با افزایش بازده، دبی آب خنک کننده کاهش می‌یابد. تعداد مراحل، عاملی تأثیرگذار بر دبی آب خنک کننده مخصوص است زیرا با افزایش تعداد مراحل، از یکسو دبی آب تغذیه افزایش می‌یابد که این امر منجر به کاهش دبی آب خنک کننده می‌شود و از سوی دیگر ضریب عملکرد و میزان آب شیرین شده بیشتری حاصل می‌گردد. این امر در شکل ۱۱ نشان داده شده است.

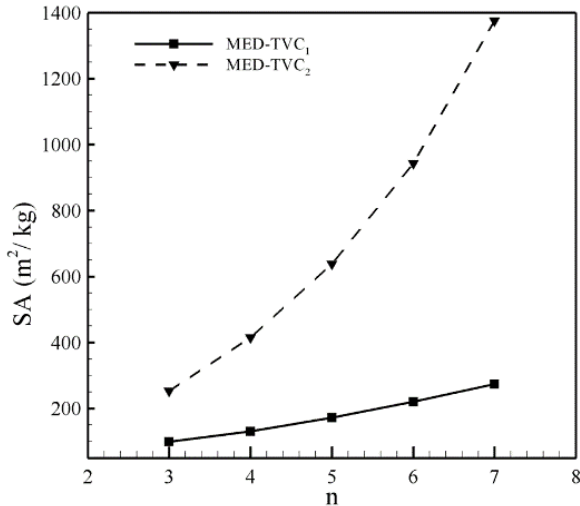


Fig. 13. Variations of specific heat transfer area with number of effects at two configurations of MED-TVC

شکل ۱۳: تغییرات سطح مخصوص انتقال حرارت با تعداد مراحل در دو حالت متفاوت ترکیب سیستم‌های MED و TVC

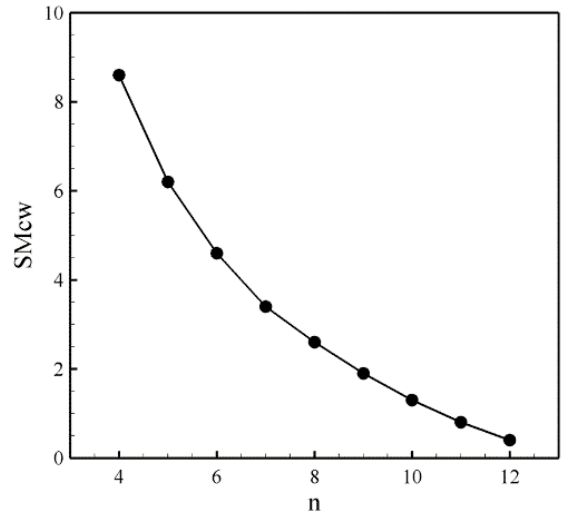


Fig. 11. Variations of flow rate of specific cooling water with number of effects

شکل ۱۱: تغییرات دبی آب خنک کننده مخصوص با تعداد مراحل

۶-۷- نتایج بهینه‌سازی

به منظور بهینه‌سازی آب شیرین کن چندمرحله‌ای یک برنامه‌ی عددی بر مبنای الگوریتم ژنتیک در نرم افزار متلب نوشته شده است. این برنامه ابزاری است که با داشتن دما و دبی بخار آب محرک و تعداد مراحل می‌تواند مقادیر دمای آب تغذیه، دمای بخار آب خروجی از اجکتور، دمای اولین و آخرین اواپراتور را به گونه‌ای تعیین کند که سیستم به بالاترین ضریب عملکرد و در نتیجه‌ی آن به کم‌ترین مصرف حرارت مخصوص دست یابد.

بهینه‌سازی برای سیستمی با شرایط کارکرد زیر، انجام شده است:

$$Mm = 6/8 \text{ kg/s}$$

$$Pm = 2500 \text{ kPa}$$

$$XF = 46000 \text{ ppm}$$

$$T_{cw} = 30^\circ\text{C}$$

اگر در شرایط کارکرد فوق، دمای آب تغذیه 40°C ، دمای مرحله‌ی اول $63/1^\circ\text{C}$ و اختلاف دمای بین مراحل $2/3^\circ\text{C}$ در نظر گرفته شود و همچنین دمای بخار گرمایش از رابطه (۶) محاسبه گردد، برای سیستمی با 10 kJ/kg مرحله ضریب عملکرد برابر $13/31$ و مصرف حرارت مخصوص $183/5$ خواهد بود [۸].

در بررسی حاضر با استفاده از الگوریتم ژنتیک و در نظر گرفتن دمای آب تغذیه، دمای بخار گرم کننده و دمای اولین و آخرین مرحله به عنوان متغیرهای تصمیم، به بهینه‌سازی سیستم با شرایط کارکرد مذکور پرداخته شده است و نتایج بهینه‌سازی سیستم شیرین‌سازی چند مرحله‌ای با آرایش سری-موازی به دست آمده از الگوریتم ژنتیک در جدول ۲ نشان داده شده است.

در شکل ۱۴ نتایج به دست آمده از بهینه‌سازی سیستم‌های آب شیرین کن چند مرحله‌ای با کارکرد اجکتور در حالت‌های سری-موازی آورده شده است. این نمودار حداکثر ضریب عملکرد سیستم را در تعداد مراحل مختلف،

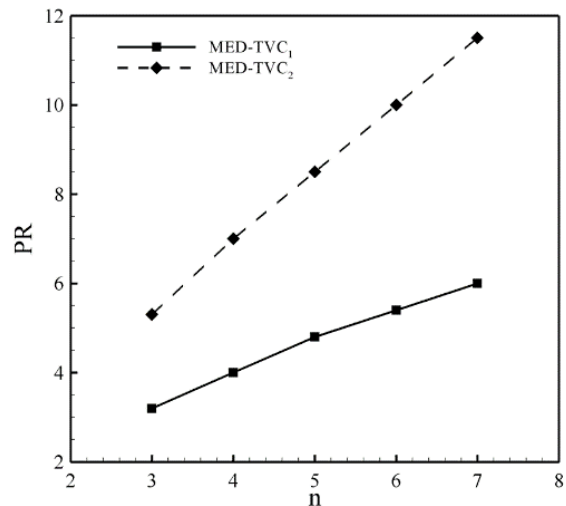


Fig. 12. Variations of performance ratio with number of effects in two configurations of MED-TVC

شکل ۱۲: تغییرات ضریب عملکرد با تعداد مراحل در دو حالت متفاوت ترکیب سیستم‌های MED با TVC

به اجکتور افزایش می‌یابد و این امر موجب کاهش نسبت اختلاط و افزایش دبی بخار خروجی از اجکتور می‌شود، اما به دلیل این که مقداری از بخار آب تولید شده در هر اواپراتور به اجکتور فرستاده می‌شود و بخار کمتری به اواپراتور بعد راه می‌یابد، ظرفیت اواپراتورها و در نتیجه قابلیت آن‌ها در تولید بخار کاهش می‌یابد. در صورتی که در حالت اول تنها مقداری از بخار آخرین مرحله به اجکتور فرستاده می‌شود و بخار باقی‌مانده به کندانسور فرستاده می‌شود که تأثیری در ظرفیت حرارتی سایر اواپراتورها نخواهد داشت. این امر موجب ضریب عملکرد کم‌تر حالت اول نسبت به حالت دوم می‌گردد. با توجه به این که در حالت دوم ظرفیت اواپراتورها افزایش می‌یابد و موجب افزایش ضریب عملکرد و میزان آب شیرین می‌شود، سطح انتقال حرارت این حالت نیز بیشتر از حالت اول است. این امر در شکل ۱۳ نشان داده شده است.

انتخاب می‌شوند. سپس با اعمال عملگر همبری با نرخ ۰/۹ و عملگر جهش با نرخ ۰/۲ جمعیت فرزندان تشکیل می‌شود. حال با انتخاب اعضای برتر از میان والدین و فرزندان، جمعیت ۵۰۰۰ نفر جدیدی ساخته می‌شود. این عمل تا رسیدن به همگرایی مناسب انجام می‌شود و در نهایت بهترین عضو جمعیت که بیانگر متغیرهای بهینه است، انتخاب می‌شود.

شکل ۱۵ نمودار همگرایی برای الگوریتم بهینه‌سازی ژنتیک را نشان می‌دهد. همان‌طور که در این شکل ملاحظه می‌گردد، سرعت همگرایی این روش بسیار خوب است.

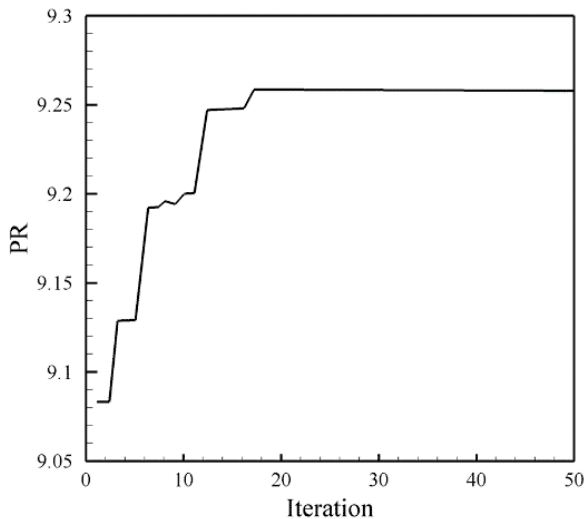


Fig. 15. Convergence diagram of optimization algorithm for the system with four effects

شکل ۱۵: نمودار همگرایی الگوریتم بهینه‌سازی برای سیستم ۴ مرحله‌ای

۷- نتیجه‌گیری

شبیه‌سازی حاضر یک ابزار کارآمد برای طراحی آب‌شیرین‌کن چندمرحله‌ای سری-موازی با کارکرد اجکتور را ارائه می‌دهد که تطابق مناسبی با داده‌های عملی دارد. این ابزار امکان محاسبه ضریب عملکرد و سایر پارامترهای طراحی را برای تعداد مراحل مختلف فراهم می‌کند. با استفاده از این مدل‌سازی تأثیر پارامترهای مختلف بر ضریب عملکرد و سایر پارامترهای طراحی بررسی گردید و مشاهده شد که با افزایش تعداد مراحل، ضریب عملکرد و سطح انتقال حرارت مخصوص افزایش و دبی مخصوص آب خنک‌کننده کاهش می‌یابد. همچنین با کاهش دمای اولین اواپراتور، دمای بخار گرم‌کننده و نسبت اختلاط ضریب عملکرد افزایش می‌یابد. علاوه بر این مشاهده شد که با تأمین بخار مکش شده توسط اجکتور تنها از آخرین اواپراتور، ضریب عملکرد و سطح مخصوص انتقال حرارت افزایش می‌یابد. در نهایت بهینه‌سازی این سیستم با استفاده از الگوریتم ژنتیک انجام شد و بر اساس آن مناسب‌ترین پارامترهای ورودی (دمای آب تغذیه، دمای بخار آب خروجی از اجکتور، دمای اولین و آخرین اواپراتور) برای داشتن بالاترین ضریب عملکرد ممکن و کم‌ترین مصرف حرارت مخصوص را

جدول ۲: نتایج بهینه‌سازی سیستم شیرین‌سازی چند مرحله‌ای با آرایش سری-موازی بدست آمده از الگوریتم ژنتیک

Table 2. Optimization results of MED-TVC series – parallel system using Genetic algorithm

| Q (kJ/kg) | PR (°C) | T_f (°C) | T_n (°C) | T_l (°C) | T_s (°C) | n |
|----------------|--------------|---------------|---------------|---------------|---------------|-----|
| ۱۹۹/۲۶ | ۹/۲۶ | ۳۸/۳۰ | ۳۹/۸۷ | ۴۲/۲۳ | ۵۰/۸۲ | ۴ |
| ۱۷۲/۴ | ۱۰/۷۱ | ۴۱/۳۶ | ۴۴/۱۷ | ۵۳/۶۰ | ۵۵/۵۸ | ۵ |
| ۱۴۷/۷۲ | ۱۲/۴۹ | ۴۱/۷۱ | ۴۳/۷۶ | ۵۴/۶۱ | ۵۵/۶۹ | ۶ |
| ۱۳۰/۶ | ۱۴/۱۴ | ۴۰/۳۱ | ۴۲/۳۰ | ۵۱/۸۲ | ۵۴/۹۵ | ۷ |
| ۱۱۸/۱۱ | ۱۵/۶۳ | ۳۸/۱۹ | ۴۰/۱۹ | ۵۰/۱۷ | ۵۳/۳۰ | ۸ |
| ۱۰۸/۸۷ | ۱۶/۹۵ | ۳۷/۸۶ | ۳۹/۵۷ | ۵۰/۶۷ | ۵۳/۲۵ | ۹ |
| ۱۰۶/۹۲ | ۱۷/۲۶ | ۳۷/۹۰ | ۳۹/۴۰ | ۵۲/۱۲ | ۵۵/۰۷ | ۱۰ |

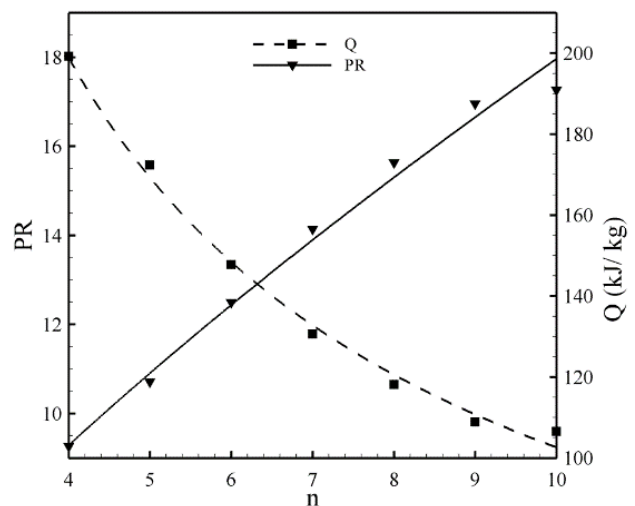


Fig. 14. Variations of performance ratio and specific heat consumption obtained from genetic algorithm with number of effects

شکل ۱۴: تغییرات ضریب عملکرد و مصرف حرارت مخصوص بدست آمده از الگوریتم ژنتیک با تعداد مراحل

نشان می‌دهد. همان‌طور که گفته شد، شرایط بهینه سیستم برای دست یافتن به بالاترین ضریب عملکرد، در دبی و دمای بخار محرک ثابت تعیین شده است. در نتیجه با توجه به رابطه (۳۹) با افزایش دبی آب شیرین به دست آمده، مصرف حرارت مخصوص کاهش می‌یابد.

در این الگوریتم تعداد اعضای جمعیت ۵۰۰۰ نفر در نظر گرفته شده است. یعنی در ابتدا یک جمعیت ۵۰۰۰ نفری که هر نفر شامل ۴ ژن (ژن‌ها همان متغیرهای بهینه‌سازی هستند) است و هر ژن به‌طور تصادفی از بازه تعیین شده انتخاب می‌شود، تشکیل می‌گردد. سپس میزان برتری هر عضو توسط تابع برازندگی تعیین می‌شود. این تابع به ازای متغیرهای هر عضو ضریب عملکرد آن عضو را تعیین می‌کند و ضریب عملکرد بالاتر معیاری برای برتری اعضای جمعیت شناخته می‌شود. افراد برتر به‌عنوان والدین

T_s دمای بخار گرم کننده (بخار خارج شده از اجکتور) ($^{\circ}\text{C}$)
 $XB(i)$ غلظت نمک آب پسماند در اواپراتور نام (ppm)
 XF غلظت نمک آب دریا (ppm)

منابع

- [1] US EPA: United States Environmental Protection Agency, <https://www.epa.gov>.
- [2] H. M. Ettouney and H. El-Dessouky, A simulator for thermal desalination processes, *Desalination*, 125 (1) (1999) 277-29.
- [3] H. El-Dessouky and H. M. Ettouney, Fundamentals of salt water desalination, *Elsevier*, 2002.
- [4] S. Al-Habshi, *Simulation and economic study of the MED-TVC units at Umm Al-Nar desalination plant*, Ph.D. Thesis, 2002.
- [5] J. Ji, R. Wang, L. Li, H. Ni, Simulation and analysis of a single-effect thermal vapor-compression desalination system at variable operation conditions, *Chemical Engineering & Technology*, 30 (12) (2007) 1633-1641.
- [6] S. Bigham, R. KouhiKamali, S. Noori Rahim Abadi, Two-phase flow numerical simulation and experimental verification of falling film evaporation on a horizontal tube bundle, *Desalination and Water Treatment*, 55 (8) (2015) 2009-2022.
- [7] R. Kouhikamali, A. S. Kojidi, M. Asgari, F. Alamolhoda, The effect of condensation and evaporation pressure drop on specific heat transfer surface area and energy consumption in MED-TVC plants, *Desalination and Water Treatment*, 46 (1) (2012) 68-74.
- [8] I. S. Al-Mutaz, I. Wazeer, Development of a steady-state mathematical model for MEE-TVC desalination plants, *Desalination*, 351 (2014) 9-18.
- [9] J. Leblanc, *Solar Thermal Desalination- A Modelling and Experimental Study*, Ph.D. Thesis, 2009.
- [10] H. Nezamabadi-pour, *Genetic Algorithm: Basic Concepts and Advanced Topics*, Shahid Bahonar University of Kerman, 2010. (in Persian)
- [11] M. M. Ashour, Steady state analysis of the Tripoli West LT-HT-MED plant, *Desalination*, 152 (1) (2003) 191-194.

در تعداد مراحل متفاوت مشخص گردید. طبق نتایج به دست آمده با داشتن بخاری با دبی $6/8 \text{ kg/s}$ و فشار 2500 کیلو پاسکال می توان برای سیستمی با 10 اواپراتور به ضریب عملکردی بالاتر از 17 و مصرف حرارت مخصوص کمتر از 107 kJ/kg دست یافت، در حالی که اگر در دمای آب تغذیه 40°C ، دمای مرحله ی اول $63/1^{\circ}\text{C}$ و اختلاف دمای بین مراحل $2/3^{\circ}\text{C}$ در نظر گرفته شود، به ضریب عملکردی برابر $13/31$ و مصرف حرارت مخصوص $183/5 \text{ kJ/kg}$ می توان دست یافت [۸].

فهرست علائم

| | |
|---------|--|
| $B(i)$ | دبی جرمی آب پسماند در اواپراتور نام (kgs^{-1}) |
| BPE | اختلاف نقطه جوش ($^{\circ}\text{C}$) |
| Cr | نسبت تراکم |
| $D(i)$ | دبی جرمی آب شیرین تولید شده در اواپراتور نام (kgs^{-1}) |
| Er | نسبت انبساط |
| $F(i)$ | دبی جرمی آب ورودی به اواپراتور نام (kgs^{-1}) |
| Md | دبی جرمی کل آب شیرین تولید شده نهایی (kgs^{-1}) |
| Mev | دبی جرمی بخار ورودی از سیستم شیرین کن چند مرحله ای به اجکتور (kgs^{-1}) |
| Mf | دبی جرمی آب تغذیه (kgs^{-1}) |
| Mm | دبی جرمی بخار ورودی به اجکتور (kgs^{-1}) |
| Ms | دبی جرمی بخار گرم کننده (بخار خارج شده از اجکتور) (kgs^{-1}) |
| n | تعداد اواپراتورها |
| NEA | ضریب غیر تعادلی ($^{\circ}\text{C}$) |
| Pev | فشار بخار ثانویه (kPa) |
| PR | ضریب عملکرد |
| Ra | نسبت اختلاط |
| SA | سطح انتقال حرارت مخصوص (m^2kg^{-1}) |
| $SMcw$ | دبی آب سرد مخصوص |
| $Tc(i)$ | دمای آب ورودی به فلشینگ باکس نام ($^{\circ}\text{C}$) |
| Tf | دمای آب تغذیه ($^{\circ}\text{C}$) |
| Tm | دمای آب محرک ($^{\circ}\text{C}$) |

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

Please cite this article using:

A. Asadi, M. Rahnama, E. Jahanshahi Javaran, H. Bazargan Harandi, Performance Optimization of Multi-Effect Distillation-Thermal Vapor Compression Desalination Using Genetic Algorithm, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 50(2) (2018) 399-412.

DOI: 10.22060/mej.2017.11896.5210



