

بررسی فنی و اقتصادی استفاده از سیستم هیبرید (تقطیر چندمرحله‌ای + اسمز معکوس) برای شیرین سازی آب دریا

مهدی سپه‌وند*

کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران

احمد فصیح فر

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران

چکیده

در این مقاله با توجه به کمبود آب در ایران و مصرف بالای برق در حاشیه‌ی خلیج فارس به بررسی سیستم تولید هم‌زمان برق و آب پرداخته شده است. در این مقاله تأمین آب و برق شهرستان بشاگرد و بررسی قیمت تجهیزات و آب شیرین تولیدشده با استفاده از سیستم تقطیر چندمرحله‌ای + اسمز معکوس بررسی شده است. با توجه به آب خلیج فارس با غلظت 4500 ppm ، تولید آب مورد نیاز تقریباً $10000 \text{ m}^3/\text{day}$ طراحی شد. در این طراحی، ریکواری سیستم اسمز معکوس و قیمت تمام شده برای کل مجموعه به ترتیب برابر 42% و 2.3 دلار بر مترمکعب محاسبه شد. استفاده از سیستم تقطیر چندمرحله‌ای با توجه به دبی بخار خروجی از بویلر بازیاب به تنهایی نمی‌توانست دبی آب شیرین مورد نیاز را تأمین نماید ولی با استفاده از سیستم هیبریدی توربین گاز + تقطیر چندمرحله‌ای + اسمز معکوس برق و آب شیرین مورد نیاز این شهرستان، تأمین گردید. استفاده از سیستم هیبریدی موجب افزایش هزینه‌ها نیز شد که با استفاده از توربین گاز با توان بیشتر می‌توان با استفاده از الکتریسیته بیشتر تولیدشده، برای پمپ سیستم اسمز معکوس استفاده نمود و هزینه‌ها را از $2/8$ به $2/3$ دلار به ازای هر مترمکعب کاهش داد.

واژه‌های کلیدی: سیستم‌های هیبریدی، آب شیرین‌کن، تقطیر چندمرحله‌ای، اسمز معکوس، اقتصادی.

Technical and economic studies of using hybrid system (MED+RO) for seawater Desalination

M. Sepahvand

Department of Mechanical Engineering, ShahidBeheshti University, Tehran, Iran

A. Fasihfar

Department of Mechanical Engineering, ShahidBeheshti University, Tehran, Iran

Abstract

In this study, to respect the shortage of water and consuming of the electrical power in the periphery of the Persian Gulf, generation of water and electricity is considered concurrently. In this paper, supplying the water, electricity as well as the cost of them in the city of Bashagard are investigated by using the system of MED+RO. Regarding to the ppm of the Persian Gulf's water 45000, the amount of supply water 10000 m³/day are considered. In this design, the RO system and final price recovery for the entire system are calculated equal to 42% and 2.3 \$/m³ consequently. Regarding the flow of outlet steam of HRSG, using the system of MED could not supply the required fresh water alone, but with the use of the GT+MED+RO hybrid system electricity and fresh water needed for this city are supplied. The utilizing of the hybrid system has also led to an increment in costs, which can be used with RO pumps using the more powerful gas turbine with the use of more electricity, and costs decreased from 2.8 to 2.3 \$/m³.

Keywords: Hybrid systems, Desalination, Multi Effect Distillation, Reverse Osmosis, Economic.

۱- مقدمه

چندمرحله‌ای و تبخیر ناگهانی، البته اگرچه روش اسمز معکوس سهم بیشتری در جهان دارد [۲]، ولی در چند مورد که منشأ تولید برق دارای ویژگی‌های زیر باشد می‌توان از سیستم‌های دیگر نیز استفاده نمود که این ویژگی‌ها عبارت‌اند از: تولید برق منشأ حرارتی و نیروگاه به آب دریا دسترسی داشته باشد، حجم آب مورد نیاز زیاد و دمای بالا باشد و غلظت نمک آب دریا و کل مواد جامد محلول بالا باشد، در آن صورت واحدهای تبخیر ناگهانی و تقطیر چندمرحله‌ای مقرون به‌صرفه‌تر است [۱]؛ بنابراین با توجه به پیشنهاد مرجع [۱] برای تولید هم‌زمان برق و آب در یک بسته کلی استفاده از سیستم هیبریدی (چرخه ترکیبی + اسمز معکوس + تقطیر چندمرحله‌ای) می‌تواند با توجه به شرایط ایران مثمر ثمر واقع شود.

وضعیت آب در ایران نگران کننده است. درحالی که فقط $2/5$ درصد آب موجود در جهان شیرین محسوب می‌شود، سهم سرانه آب در ایران نسبت به کل جمعیت ایران از شرایط نامساعدی برخوردار است. همچنین متوسط رشد سالانه مصرف برق در ایران دو برابر متوسط جهان عنوان شده است؛ متوسط رشد سالیانه برق در کشور ما در طی ۳۰ سال گذشته ۸ درصد بوده و در هر ۱۰ سال حجم تأسیسات صنعت برق کشورمان دو برابر می‌شود [۱]. در نتیجه لازم است ظرفیت‌های تولید برق و آب افزایش بیابد و اگر روش‌های مرسوم جهان در این زمینه مرور شود، در خواهیم یافت که طبق تجربیات جهانی، پرکاربردترین و اصلی‌ترین روش‌های نمک‌زدایی آب دریا در حجم‌های متوسط و بالا عبارت‌اند از سیستم اسمز معکوس، تقطیر

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: mehdi_s_1990@yahoo.com

تاریخ دریافت: ۹۵/۰۷/۲۰

تاریخ پذیرش: ۹۸/۰۱/۱۹

از ویژگی‌های این روش (۱) حساسیت پایین نسبت به کیفیت آب ورودی نسبت به سایر روش‌ها، (۲) مناسب جهت آب ورودی با مشخصات مختلف، مصرف برق پایین نسبت به سایر روش‌ها (حدود ۱/۵ کیلووات ساعت به ازای هر مترمکعب آب تولیدی)، (۳) کیفیت بالای آب تولیدی (غلظتی کمتر از ۱۰ ppm) از جمله مواردی هستند که باعث استفاده این سیستم در کاربری‌های مختلف صنعتی می‌شود، همچنین امکان طراحی با ظرفیت‌های بالا حتی به میزان ۷۰۰۰ مترمکعب در روز و وجود تکنولوژی ساخت تقطیر چندمرحله‌ای با کمپرسور بخار حرارتی در داخل کشور را می‌توان از مزایای قابل توجه دیگر تکنولوژی تقطیر چندمرحله‌ای دانست. هرچند سیستم‌های اسمز معکوس از دامنه وسیع ظرفیت برخوردار است، اما هزینه بالای مصرف برق، هزینه‌های بالای تعمیر و نگهداری ناشی از تعویض غشاهای (هر ۵-۴ سال)، حساسیت بالا نسبت به کیفیت آب ورودی و هزینه‌های مازاد ناشی از پیش‌تصفیه آب ورودی از معایب آن محسوب می‌شود و در همین راستا می‌توان به از کارافتادن بسیاری از آب‌شیرین‌کن‌های اسمز معکوس در حوزه خلیج فارس به دلیل پدیده کسند قرمز (جمعیتی انفجارگونه گروهی از جلبک‌ها در دریا) اشاره نمود. با توجه به موارد اشاره شده برای تولید هم‌زمان برق و آب می‌توان از روش‌های مختلفی استفاده نمود.

لیزبونا و همکاران [۳] یک سیستم هیبریدی که در آن پیل سوختی با یک سیستم آب‌شیرین‌کن تبخیر ناگهانی و اسمز معکوس جمع شده بود را مورد بررسی قرار دادند. پیل سوختی الکتریسته مورد نیاز سیستم اسمز معکوس را فراهم می‌کرد و گاز خروجی از آن برای پیش گرم کردن آب تغذیه اسمز معکوس و تبخیر ناگهانی بازیابی می‌شد. نتایج برای دو نوع پیل سوختی اکسید جامد و کربنات مذاب مورد بررسی قرار گرفت. این نتایج راندمان سیستم ۹۵٪ پیل سوختی اکسید جامد و برای سیستم کربنات مذاب ۷۸٪ را نشان داد.

کمالی و همکاران [۴]، در بررسی آب‌شیرین‌کن تقطیر چندمرحله‌ای با کمپرسور بخار حرارتی برای بهینه‌سازی به منظور دستیابی به حداکثر نرخ خروجی قابل‌دستیابی و کاهش توان مصرفی یک کد کامپیوتری نوشتند؛ و از آن برای یک نمونه با ظرفیت روزانه تولید آب شیرین ۱۵۰۰ مترمکعب استفاده کرده‌اند. کمالی و محبی نیا [۵] برای بهینه‌سازی واحد آب‌شیرین‌کن تقطیر چندمرحله‌ای با کمپرسور بخار حرارتی در جزیره قشم بر اساس طراحی تبخیرکن، ترموکمپرسور، اجکتور و نهایتاً شبیه‌سازی کل چرخه آب‌شیرین‌کن مدل و الگوریتم‌هایی را ارائه کرده‌اند. میکرو سکینروسکی و همکاران [۶]، با استفاده از برنامه تکنیک ترکیب غیرخطی اعداد به بهینه‌سازی دو سیستم تقطیر چندمرحله‌ای با ورودی پیش‌رونده و اسمز معکوس در ترکیب با واحد نیروگاهی پرداخته‌اند. بهزاد نجفی و همکاران [۷]، از الگوریتم ژنتیک چندهدفه برای بهینه‌سازی آب‌شیرین‌کن چند مرحله با تبخیر ناگهانی (MSF) تلفیق شده با توربین بخار - پیل سوختی اکسید جامد استفاده کرده‌اند. پارامترهای تابع هدف شامل بازده انرژی و نسبت هزینه کلی را باهدف کمینه کردن هزینه تأثیرات محیط زیستی (آلودگی زیست‌محیطی) و بیشینه کردن بازده انرژی را پس از مدل‌سازی ترمودینامیکی و عددی توسط الگوریتم ژنتیک چندهدفه به بهینه‌سازی پرداخته‌اند. جان قربان اصفهانی و یو [۸]، برای بهینه‌سازی سیستم توربین گاز و آب‌شیرین‌کن باهدف بهینه‌سازی

پارامترهای مهم ترمودینامیکی مانند دبی جریان و دمای کمپرسور برای بیشترین بازده انرژی از الگوریتم ژنتیک استفاده کرده‌اند. صیادی و صفری [۹] به بهینه‌سازی مدل ترمو اکونومیک آب‌شیرین‌کن تقطیر چندمرحله‌ای با کمپرسور بخار حرارتی پرداخته‌اند. نویسنده توضیح کاملی از تولید سوخت در آنالیز انرژی سیستم تقطیر چندمرحله‌ای با کمپرسور بخار حرارتی ارائه کرده است. خوشگفتار منش و همکاران [۱۰] با بررسی بخار اضافی شبکه‌های سیستم برق‌رسانی که در پروسه‌های صنعتی در مراحل مختلف تولید می‌شوند برای تولید آب شیرین استفاده کرد. در این مقاله از الگوریتم ژنتیک برای تعیین ترکیب بهینه یک مورد با سیستم آب‌شیرین‌کن تقطیر چندمرحله‌ای + اسمز معکوس استفاده شد.

گومارو همکاران [۱۱] در سال ۲۰۱۱ تحلیل ترمو اقتصادی برای انواع مختلف آب‌شیرین‌کن در شرایط اقلیمی عسلویه انجام داده‌اند. السعی و همکاران [۱۲] در سال ۲۰۰۲ چرخه هم‌زمان تولید توان دو منظوره توربین گاز و توربین بخار با واحدهای آب‌شیرین‌کن واقع در منطقه شرم‌الشیخ با ظرفیت‌های مگاوات ۵۰۰ و ۲۵ میلیون گالن امپریال در هر روز را مطالعه فنی اقتصادی نمودند. النشر و همکاران [۱۳] با در نظر گرفتن ملاحظات، طراحی بهینه سیستم‌های تولید هم‌زمان برق و آب را از جنبه ترمودینامیکی و اقتصادی ارائه نمود. مختاری و همکاران [۱۴] با استفاده از سیستم اسمز معکوس به تولید آب شیرین برای شهر میارکلا در شمال ایران پرداخته‌اند. در این کار برای پاسخ آب شیرین پس از یک دوره ۲۰ ساله برای ۱۲۰۰۰ نفر به ۴۰۰۰ مترمکعب آب در روز نیاز است که با توجه به آنالیز انرژی، انرژی، اقتصادی و اثرات زیست‌محیطی به طراحی نیروگاه و مزرعه‌ی خورشیدی پرداخته است [۱۵].

در این پژوهش با مطالعه‌ی موردی در ایران به بررسی سیستم هیبریدی توربین گاز (GT)، سیستم بویلر بازیاب حرارتی (HRSG)، سیستم آب‌شیرین‌کن چندمرحله‌ای (MED) و سیستم اسمز معکوس (RO) که با اختصار GT+HRSG+MED+RO بیان می‌شود پرداخته شده است. در این بررسی بر اساس برق مورد نیاز به انتخاب توربین گاز، شبیه‌سازی آن و در نهایت ادغام آن با سیستم‌های تولید آب شیرین پرداخته شده است. اهدافی که در این تحقیق بدان توجه شده است عبارت است از: (۱) بررسی میزان تولید آب شیرین با استفاده از سیستم هیبریدی، (۲) آنالیز فنی و اقتصادی مربوط به سیستم هیبریدی. همچنین مدل‌سازی و شبیه‌سازی سیستم RO و MED با استفاده از نرم‌افزار MATLAB انجام شده است که با توجه به کارهای بیان شده، در این پژوهش سعی گردید برنامه‌ای جامع برای طراحی، آنالیز و سیستم MED+RO انجام شود. برای آنالیز سیستم از روش‌های آلمان به آلمان و مش بندی هر آلمان به صورت توأم استفاده شده است که سبب افزایش دقت می‌گردد. هرچند می‌شد با توجه به نرم-افزار ترموفلو و یا EES به تحلیل و بررسی سیستم MED+RO پرداخت ولی برنامه‌نویسی و بالا بردن دقت مدل‌سازی برای آب‌شور دریا، آنالیز حساسیت بر روی پارامترهای مختلف سیستم و قابلیت بالای نرم‌افزار MATLAB نسبت به EES در حل حلقه‌های تکرار متوالی باعث تغییر رویکرد در مدل‌سازی و استفاده از نرم‌افزار MATLAB برای گرفتن نتایج شد که در تحقیقات پیشین تقریباً مغفول مانده است.

۲- مدل سازی

۱-۲- توربین گاز

توربین گاز سری زمینس مدل ۴۰۰ در شرایط سایت در جنوب ایران و در استان هرمزگان در نزدیکی خلیج فارس مدل سازی شده است. جدول ۱ به عنوان ورودی ها برای مدل چرخه توربین گاز انتخاب شده است.

جدول ۱- داده های ورودی برای مدل سازی توربین گاز (۱۷-۱۶)

پارامتر	واحد	ارزش
ارتفاع از سطح دریا	m	۲۰
میانگین سالیانه دمای محیط	°C	۲۷
میانگین رطوبت سالیانه	%	۶۸
نسبت فشار کمپرسور	-	۱۱/۱
دمای ورودی به توربین گاز دربار ۱۰۰٪	°C	۱۰۶۰
راندمان ایزنتروپیک کمپرسور	%	۸۵/۵
راندمان ایزنتروپیک توربین گاز	%	۸۶

$$+y_{CO}CO + y_{NO}NO + y_{Ar}Ar$$

$$y_{CO_2} = \lambda x + x_{CO_2} - y_{CO} \quad (۴)$$

$$y_{H_2O} = \frac{\lambda y}{2} + x_{CO_2} \quad (۵)$$

$$y_{Ar} = x_{Ar} \quad (۶)$$

$$y_{N_2} = x_{N_2} - y_{NO} \quad (۷)$$

$$y_{O_2} = x_{O_2} + \frac{y_{CO}y_{NO}}{2} - \lambda x - \frac{\lambda y}{4} \quad (۸)$$

$$\bar{h}_{air} + \lambda \bar{h}_{fule} = \bar{h}_{gas}(1 + \lambda) + 0.02 \times LHV \times \bar{\lambda} \quad (۹)$$

$$\bar{\lambda} = \frac{x_{O_2} \Delta \bar{h}_{O_2} + x_{N_2} \Delta \bar{h}_{N_2} + x_{CO_2} \Delta \bar{h}_{CO_2} + x_{H_2O} (\bar{h}_{H_2O,TD} - \bar{h}_{H_2O,TC})}{\bar{h}_f + x \bar{h}_{O_2,TD} + \frac{y \bar{h}_{O_2,TD}}{4} - x \bar{h}_{CO_2,TD} - \frac{y \bar{h}_{H_2O,TD}}{2} - 0.02 \times LHV}$$

(۱۰)

رابطه ی دیگر برای $\bar{\lambda}$ با توجه به تعریف مقدار آن یعنی نسبت مولی سوخت به هوا به صورت معادله ی (۱۱) بیان می شود:

$$\bar{\lambda} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{air}} \times \frac{M_{air}}{M_f} \quad (۱۱)$$

در معادله (۳) ضرایب x و y تعداد کربن و هیدروژن موجود در سوخت می باشند که با توجه به ترکیب سوخت مصرفی نیروگاه محاسبه می شوند. معادلات (۴) الی (۸) بر اساس موازنه ی ترکیبات به دست می آیند. با توجه به اینکه آنتالپی محصولات احتراق و هوا با توجه به رابطه $\bar{h} = \sum_{i=1}^N x_i \bar{h}_i$ تعیین می گردد. در نتیجه با ادغام این رابطه در معادله ی (۹) و ساده سازی می توان به معادله ی (۱۰) دست یافت.

مدل سازی توربین گاز نیز مانند مراجع [۲۱-۲۲] بیان شده است. در مدل سازی صورت گرفته شده افت توانی که در توربین گاز به واسطه ی افت فشار سمت گاز از بویلر باز یاب حرارتی بر روی توربین گاز اعمال می شود در نظر گرفته شده است که به صورت زیر می باشد [۱۶، ۱۷، ۲۳]:

$$\Delta W = \dot{m}_g C_p \eta_t T_{i,GT} \left(\left(\frac{P_{atm}}{P_{i,GT}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{P_{atm} + DP_g}{P_{i,GT}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \quad (۱۲)$$

در رابطه ی (۱۲) DP_g افت فشار سمت گاز در بویلر باز یاب حرارتی، η_t راندمان توربین، $T_{i,GT}$ دمای ورودی به توربین گاز می باشد.

۲-۲- طراحی بویلر باز یاب حرارتی

گام اول در طراحی بویلر باز یاب حرارتی حل معادلات انرژی می باشد. با نوشتن معادلات انرژی برای هر جزء به ترتیب برای اکونومایزر (معادله (۱۳))، تبخیرکن (معادله (۱۴))، فرا گرمکن (معادله (۱۵)) و معادلات کمکی اپروچ (معادله (۱۶)) و پینچ (معادله (۱۷)) می توان به محاسبه ی پارامترهای ترمودینامیکی پرداخت. این معادلات به ترتیب به صورت زیر بیان و با حل یک دستگاه معادله برای هر سطح فشار محاسبه می شوند [۶، ۷، ۱۴]:

مدل سازی توربین گاز در بسیاری از مقالات ارائه شده اند [۱۶-۱۹] در نتیجه در این بخش قسمت هایی که در این مدل سازی که با سایر مدل سازی ها متفاوت می باشد بیان خواهد شد. فشار ورودی به کمپرسور با توجه به رابطه ی (۱) تعیین می شود.

$$P_{atm} = \frac{(760 \times (1 - 226 \times 10^{-7} \times H)^{5.25})}{735} \quad (۱)$$

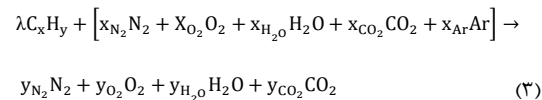
که H ارتفاع از سطح دریا می باشد و P_{atm} فشار اتمسفر و واحد آن بر حسب بار خواهد بود. در این مدل سازی رطوبت هوا نیز در معادلات دخیل شده است و با توجه به محاسبات مربوط به آن، این پارامتر بر روی درصد مولی آب تأثیر می گذارد.

در توربین گاز علاوه بر افت فشار سرد (مجموع تلفات در بخش دیفیوزر و بوش داخل محفظه احتراق) که در مرجع [۲۰] مقدار آن بیان شده است افت فشار داغ (ناشی از فرآیند احتراق) نیز لحاظ می گردد [۲۰]:

$$\Delta P_{hot} = 0.5 \rho U^2 \left(\frac{T_C}{T_B} - 1 \right) \quad (۲)$$

افت فشار اساسی که در اتاق احتراق رخ می دهد ناشی از خود فرآیند احتراق هست که به سرعت خروجی از کمپرسور (U) بر حسب متر بر ثانیه، دمای هوای ورودی (T_B) و دمای هوای خروجی (T_C) از اتاق احتراق و چگالی هوای ورودی (ρ) (کیلوگرم بر مترمکعب) وابسته می باشد.

معادله ی احتراق، درصد ترکیبات هر جزء و در نهایت معادله ی انرژی به ترتیب به صورت روابط (۳) الی (۱۰) ارائه شده اند:



$$\rho_g = \frac{640.8}{1.8T_{g,ave} + 32 + 460} \quad (26)$$

$$T_{g,ave} = \frac{T_{g,i} + T_{g,o}}{2} \quad (27)$$

$$G_g = \frac{\dot{M}_g}{N_w(P - A_0)L} \quad (28)$$

$$A_0 = d_0 + 2n_f t_f h_f \quad (29)$$

که در این روابط G شار جرمی گاز، N_f تعداد ردیف‌های لوله‌ها در سمت جریان، t_f و h_f به ترتیب برابر تعداد فین‌ها، ضخامت و ارتفاع فین می‌باشد.

۳-۲- طراحی تقطیر چندمرحله‌ای

در طراحی سیستم تقطیر چندمرحله‌ای روابط به سه دسته کلی تقسیم می‌شوند دسته اول معادلات مربوط به انرژی، دسته دوم روابط مربوط به معادلات پیوستگی و دبی آب تولیدی و دسته سوم معادلات مربوط به مساحت موردنیاز برای انتقال گرما و ضرایب انتقال گرما که به ترتیب در جدول‌های ۲ و ۳ و ۴ بیان شده‌اند.

جدول ۲- معادلات بالانس انرژی

$D_1 L_1 + (F_1 C_p (T_1 - T_{f1})) = (Dr + S)L_0$	(۳۰)
$= (D_{i-1} L_{i-1}) + \left(y_{i-1} \left(D_r + \sum_{i=1}^{i-2} D_i \right) L_{i-1} \right) - (i-1)(F_{i-1} y_{i-1} L_{i-1}) + (B_{i-1} C (T_{i-1} - T_i))$	(۳۱)

که به ترتیب موازنه انرژی در اثر اول و موازنه انرژی از اثر دوم تا n ام می‌باشند.

$$\dot{m}_g C_p (T_{g,o} - T_{g,i}) = (h_{w,o} - h_{w,i}) \quad (13)$$

$$\dot{m}_g C_p (T_{g,o} - T_{g,i}) = \dot{m}_f [(h_v - h_{w,o}) + BD(h_1 - h_{w,o})] \quad (14)$$

$$\dot{m}_g C_p (T_{g,o} - T_{g,i}) = \dot{m}_f (h_{s,o} - h_{s,i}) \quad (15)$$

$$T_{ap} = T_{sat} - T_{w,o} \quad (16)$$

$$T_{pp} = T_{g,o,eva} - T_{sat} \quad (17)$$

گام دوم محاسبه‌ی سطوح حرارتی می‌باشد. برای محاسبه‌ی سطوح حرارتی با توجه به مشخص بودن میزان Q_f (میزان انتقال گرما) و اختلاف دمای لگاریتمی می‌توان به محاسبه‌ی مساحت پرداخت [۲۴]:

$$A = \frac{Q_f}{U \Delta T_{LM}} \quad (18)$$

که دمای لگاریتمی به شرح معادله‌ی (۱۹) تعریف می‌شود:

$$\Delta T_{LM} = F_T \times \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (19)$$

که با توجه به زاویه‌ی برخورد گاز با لوله‌ها ضریب F_T نیز برای آن در نظر گرفته شده است که مقدار آن با توجه به مرجع [۱۷،۲۴] ارزش‌گذاری شده است. مقدار U نیز از رابطه‌ی (۲۰) تعیین می‌گردد:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\eta_0 h_0} + f_0 + \frac{A_t}{A_w} \frac{1}{h_i} + \frac{A_t}{A_w} \frac{d_0 \ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right)}{2K_m} \quad (20)$$

که برای تعیین هر یک از مساحت‌ها و پارامترها می‌توان به روابط موجود در مرجع [۲۴] مراجعه نمود. ضرایب انتقال گرما نیز با توجه به نوع جریان در داخل لوله و نیز با توجه به نوع آرایش‌ها که مثلی فرض شده‌اند می‌توان ضریب انتقال گرما خارج لوله‌های همراه با فین را طبق مرجع [۲۴،۱۷،۱۶] محاسبه نمود.

افت فشار سمت آب برای جریان دوفازی به صورت روابط (۲۱) الی (۲۴) محاسبه می‌شوند که به ترتیب میانگین افت فشار سمت آب، افت فشار اصطکاک، افت فشار گرانشی و افت فشار ناشی از شتاب هستند.

$$\Delta P_{ave} = \Delta P_f + \Delta P_{gr} + \Delta P_a \quad (21)$$

$$\Delta P_f = 0.82 \times 10^{-15} \times \frac{v_f f_m l_e G^2 r_3}{14.5 d_i} \quad (22)$$

$$\Delta P_{gr} = 142.359 \times 10^{-10} \times \frac{N_w l_e r_4}{14.5 v_f} \quad (23)$$

$$\Delta P_a = 0.34074 \times 10^{-16} \times \frac{v_f G^2 r_2}{14.7} \quad (24)$$

که در این روابط G شار جرمی آب، L_e طول لوله، d قطر لوله، ضرایب r نیز با توجه به همگن فرض نمودن جریان دوفازی با توجه به مرجع [۱۷] به دست می‌آید، N_w تعداد ردیف‌های لوله در عرض بویلرزیاب می‌باشد. برای سمت گاز با توجه به روابط (۲۵) الی (۲۹) مقدار آن محاسبه می‌شود [۱۷]:

$$\Delta P_g = Z \times \frac{C_g^2 N_r}{500 \times \rho_g} \quad (25)$$

جدول ۳- معادلات موازنه جرم، GOR و تولید آب شیرین

معادله	توضیحات
$B_1 = F_1 - D_1$	(۳۲) موازنه جرمی در افکت اول
$B_i = F_i + B_{i-1} - D_i + \left[y_{i-1} \left(D_r + \sum_{j=1}^{i-2} D_j \right) - [(i-1)F_{i-1}y_{i-1}] \right]$	(۳۳) موازنه جرمی از افکت دوم تا n ام
$D_{con} = D_n - D_r + \left[y_n \left(D_r + \sum_{i=1}^{n-1} D_i \right) \right]$	(۳۴) موازنه جرمی چگالنده
$D = \left[(1 - y_n) \left(D_r + \sum_{i=1}^{n-1} D_i \right) \right] - \left[y_{n-1} \left(D_r + \sum_{i=1}^{n-2} D_i \right) \right] - \left[y_{n-2} \left(D_r + \sum_{i=1}^{n-3} D_i \right) \right] - \left[y_{n-3} \left(D_r + \sum_{i=1}^{n-4} D_i \right) \right] - \left[y_{n-4} \left(D_r + \sum_{i=1}^{n-5} D_i \right) \right] - (y_{n-5} \cdot D_r) + D_{con} \cdot y_6$	(۳۵) موازنه جرمی در تانک تقطیر
$C_{sw}F_1 = C_{B_1}B_1$	(۳۶) موازنه نمک در افکت اول
$C_{sw}F_i + (C_{B_{i-1}}B_{i-1}) = C_{B_i}B_i$	(۳۷) موازنه نمک در افکت دوم تا n ام
$GOR = \frac{D}{S}$	(۳۸) حداکثر نرخ خروجی قابل دستیابی
$Q = 86.4D$	(۳۹) نرخ تولید آب شیرین

جدول ۴- معادلات محاسبه سطوح حرارتی و ضرایب انتقال گرما

معادله	توضیحات
$A_{e1} = \frac{(D_r + S)L_0}{U_{e1}(T_{0c} - T_1)}$	(۴۰) سطح اثر اول
$A_{ej} = \frac{((y_{i-1}(D_r + \sum_{i=1}^{i-2} D_i) + D_{i-1}) - (i-1)(F_i y_{i-1}))L_{i-1}}{U_{ei}(T_{vi-1} - T_i)}$	(۴۱) سطح اثر دوم به بعد
$A_{Hi} = \frac{(i \cdot F_i \cdot C \cdot (T_{fi} - T_{fi+1}))}{U_{Hi} \cdot LMTD_{Hi}}$	(۴۲) سطح پیش گرم کن ۱ تا n-۱
$A_{Hn} = \frac{(n \cdot F_n \cdot C \cdot (T_{fn} - T_f))}{U_{Hn} \cdot LMTD_{Hn}}$	(۴۳) سطح پیش گرم کن n ام
$A_{con} = \frac{((y_n(D_r + \sum_{i=1}^{n-1} D_i) + D_{con}) - (i-1)(F_i y_{i-1}))L_n}{U_{con} \cdot LMTD_{con}}$	(۴۴) سطح انتقال گرمای چگالنده
$U_{e1} = 1.9394 + (1.40562 \times 10^{-3})T_{0c} - (2.07525 \times 10^{-5})T_{0c}^2 + (2.3186 \times 10^{-6})T_{0c}^3$	(۴۵) ضریب انتقال گرما اثر اول
$U_{ei} = 1.9394 + (1.40562 \times 10^{-3})T_{vi-1} - (2.07525 \times 10^{-5})T_{vi-1}^2 + (2.3186 \times 10^{-6})T_{vi-1}^3$	(۴۶) ضریب انتقال گرما اثر دوم تا n ام
$U_{Hi} = 14.1825162 + (0.011381865)T_{vi} + 0.013381501T_{fi+1}$	(۴۷) ضریب انتقال پیش گرم کن تا n-۲
$U_{Hn-1} = 14.1825162 + (0.011381865)T_{vn-1} + 0.013381501T_f$	(۴۸) ضریب انتقال پیش گرم کن تا n-۱
$U_{con} = 1.6175 + (1.537 \times 10^{-4})T_{vn} - (1.825 \times 10^{-4})T_{vn}^2 + (8.026 \times 10^{-8})T_{v0}^3$	(۴۹) ضریب انتقال گرمای چگالنده

جدول ۶ - معادلات کمکی مدل سازی یک المان اسمز معکوس

معادله	
$k = 0.04 \times Re^{0.75} \times Sc^{0.33} \times \frac{D_s}{d}$	(۵۸)
$Re = \frac{V_w \rho d}{\mu}$	(۵۹)
$\Delta P_f = \frac{0.0033 Q_a L_{PV} \mu}{W d^3}$	(۶۰)
$Q_a = \frac{Q_b + Q_f}{2}$	(۶۱)
$L_{PV} = N_{EPV} \times l_m$	(۶۲)
$\pi = \frac{0.2641 \times C(T + 273)}{1.0 \times 10^6 - C}$	(۶۳)
$TCF = EXP \left[2640 \left(\frac{1}{298} - \frac{1}{273 + T} \right) \right], T \geq 25^{\circ}C$	(۶۴)
$TCF = EXP \left[3020 \left(\frac{1}{298} - \frac{1}{273 + T} \right) \right], T \leq 25^{\circ}C$	(۶۵)
$S_m = W \times l \times N_l$	

۳- آنالیز اقتصادی

در این قسمت با توجه به هزینه سرمایه گذاری (TCI) که شامل مجموع هزینه های ثابت سرمایه گذاری (FCI)، هزینه های راه اندازی (SUC)، هزینه کارکرد سیستم (WC)، هزینه کسب مجوز و هزینه بخش تحقیق و توسعه (LRD) و هزینه ناشی از کمبود بودجه تخمین زده شده در طول ساخت و ساز (AFUDC) هست، به صورت زیر محاسبه می شود [۱۸]:

$$TCI = FCI + SUC + WS + LRD + AFUDC \quad (۶۶)$$

روش های متعددی برای بیان هزینه خرید تجهیزات از لحاظ پارامترهای طراحی در معادله بیان شده است ولی در این مقاله با استفاده از توابع هزینه که برای تقطیر چند مرحله ای و اسمز معکوس و سایر اجزاء به ترتیب از مراجع [۲۵] و [۱۴] و [۲۱] استخراج شده، استفاده شده است. Z_k هزینه خرید برای مؤلفه k ام، N تعداد ساعات کارکرد در سال، φ فاکتور تعمیر و نگهداری بوده در صورت نداشتن اطلاعات جامع می توان از مقدار $1/0.6$ استفاده کرد و فاکتور بازگشت سرمایه (CRF) که وابسته به r_n درصد تورم و عمر تخمین زده تجهیزات است که از رابطه زیر تعیین می شود:

$$Z_k = \frac{TCI \times CRF \times \varphi}{N \times 3600} \quad (۶۷)$$

$$CRF = \frac{r_n(1 + r_n)^{year}}{(1 + r_n)^{year} - 1} \quad (۶۸)$$

که در آن $year$ عمر مفید نیروگاه و r_n درصد تورم می باشد. با داشتن هزینه خرید تجهیزات (Z_k) و با هزینه های داخلی سایت می توان هزینه سرمایه گذاری کلی را برآورد نمود. هزینه بهره برداری سیستم تقطیر چند مرحله ای و اسمز معکوس به صورت روابط ارائه شده در مراجع [۱۴، ۲۵] تعیین می شود.

در نهایت مجموع سالیانه بهره برداری به صورت (۶۹) محاسبه می گردد:

در این معادلات A سطح انتقال گرما (مترمربع)، B دبی شوراب (برحسب کیلوگرم بر ثانیه)، C غلظت (ppm)، D دبی آب شیرین شده (برحسب کیلوگرم بر ثانیه)، F دبی جرمی آب تغذیه (برحسب کیلوگرم بر ثانیه)، Q دبی آب تولید برحسب (مترمکعب در روز)، S دبی بخار تزریقی (کیلوگرم بر ثانیه)، T دما برحسب درجه سلسیوس L گرمای نهان تبخیر، y کسر فلش شده و n تعداد اثرها می باشد.

۴-۲ طراحی سیستم اسمز معکوس

طراحی سیستم اسمز معکوس دارای مراحل متعددی می باشد که می توان برای روند طراحی و توضیحات کامل به مرجع [۱۴] مراجعه نمود. همچنین برای جلوگیری از طولانی شدن مقاله با توجه به این که مدل سازی سیستم اسمز معکوس در مرجع [۱۴] به طور کامل بیان شده است، در این مقاله به بیان معادلات اصلی برای یک المان پرداخته می شود که در جدول ۵ ارائه شده است. همچنین معادلات کمکی که برای حل این روابط غیرخطی به کار می رود در جدول ۶ نشان داده شده اند که توضیحات این معادلات در مرجع [۱۴] بیان شده اند.

در این معادلات α و β مشخصه های غشا می باشند که بر اساس کاتالوگ تعیین می شود، TCF ضریب تصحیح دما، C غلظت، J_s و J_w شار جرمی عبوری آب و نمک، V_w سرعت آب، S_m مساحت مؤثر غشا، Sc عدد اشمیت، π فشار اسمزی، N_{EPV} تعداد برگ ها، D_s ضریب نفوذ نمک، l ، d و W طول، فاصله بین غشا و عرض تبدیل شده هر غشا است زیروند های p ، b و f به ترتیب بیان کننده تولید، شوراب و آب تغذیه می باشد [۲۷].

جدول ۵- معادلات اصلی مدل سازی یک المان اسمز معکوس

معادله	
$J_w = \alpha \times TCF \left[\left(P_f - P_p - \frac{\Delta P_f}{2} \right) - (\pi_w - \pi_p) \right] \times 10^6$	(۵۰)
$J_s = \beta (C_w - C_p)$	(۵۱)
$V_w = \frac{J_w + J_s}{\rho_p}$	(۵۲)
$C_p = \frac{J_s}{V_w} \times 1000$	(۵۳)
$C_w = C_p + \left(\frac{C_f + C_b}{2} - C_p \right) e^{\frac{V_w}{k}}$	(۵۴)
$Q_p = V_w S_m$	(۵۵)
$Q_b = Q_f - Q_p$	(۵۶)
$C_b = \frac{Q_f C_f - Q_p C_p}{Q_b}$	(۵۷)

لوله نیز ۳ المان غشا از نوع SW30HR-380 به صورت موازی قرار دارد. دبی و غلظت آب تغذیه نیز به ترتیب ۲۱۴/۸ مترمکعب در ساعت و ۷۴۱۰ (ppm) در نظر گرفته شده است. همان طور که در جدول ۸ نتایج ارائه شده است حداکثر خطا در این نمونه برابر با ۰/۱۳ می باشد. دلیل کم بودن خطا در این نمونه به خصوص در مورد غلظت آب تولیدی این است که در مرجع [۲۷] نیز برای تمامی نمکها از یک ضریب نفوذپذیری کلی استفاده شده است.

جدول ۸ - نتایج حاصل از اعتبار سنجی و مرجع [۲۷]

پارامتر	نتایج حاصل از شیبه سازی	نتایج ارائه شده در مرجع [۲۷]	خطا (%)
غلظت نمک آب شیرین تولیدی در مرحله ۱ (ppm)	۳۰/۵۶	۳۰/۰	۱/۸
آب تولیدی در مرحله (m ³ h ⁻¹)	۹۷/۰۶	۹۷/۱	۰/۰۴۱
فشار تغذیه ورودی (MPa)	۳/۸	۴/۴	۱۳/۶
بازیافت آب (%)	۴۵/۲	۴۵/۲	۰

اعتبار سنجی سیستم تقطیر چندمرحله‌ای در شرایط یکسان نیز با نتایج حسینی و همکاران [۲۸] و همچنین بویلر بازیاب با نتایج اسماعیلی و همکاران [۱۶] به ترتیب در جدول ۹ و ۱۰ ارائه شده است.

جدول ۹- نتایج حاصل از اعتبار سنجی MED و مرجع [۲۸]

پارامتر	شیبه سازی	اندازه گیری	درصد خطا
میزان تولید آب شیرین (m ³ /day)	۱۳۱۷	۱۳۰۰	٪۱/۳

جدول ۱۰- نتایج حاصل از اعتبار سنجی HRSR و مرجع [۱۶]

پارامتر	سوپر هیتر	اوپراتور	اکونومایزر	مساحت (m ²)	
				مرجع	مطالعه حاضر
	۲۵۷۸	۱۱۵۷۳	۱۳۸۲۳		
	۲۴۸۸	۱۰۷۲۷	۱۳۳۱۴		
	۳/۳۷	۷/۲۲	۳/۶۸		
	۱/۲۹۷	۱/۲۵	۰/۸۹۶۱		
	۱/۳۹	۱/۲۹	۰/۹۲		
	۷/۱۷	۳/۲	۲/۶۶		

۶- نتایج

برای تأمین برق موردنیاز با توجه به شرایط سایت توربین SGT400 با توان خروجی برابر ۱۲ مگاوات و دبی گازهای خروجی برابر ۴۲ کیلوگرم بر ثانیه انتخاب می شود ابتدا با توجه به طراحی سیستم بویلر بازیاب حرارتی و اسمز معکوس به تأثیر غلظت ورودی به این سیستم پرداخته می شود و در ادامه با کوپل بین تقطیر چندمرحله‌ای + اسمز معکوس نتایج موردبررسی قرار می گیرند، همچنین در این پژوهش تأثیر دمای پینچ و اختلاف دما بین آب تغذیه و دمای هر افکت (TTD) موردبررسی قرار می گیرند که برای جلوگیری از طولانی شدن مقاله به ارائه نتایج آنها بسنده می کنیم.

$$AOC_{Total} = AOC_{Other} + AOC_{MED} + AOC_{RO} \quad (۶۹)$$

هزینه‌ی کلی نرمال شده نیز از رابطه‌ی (۶۹) تعیین می گردد:

$$TAC = TCI.CRF + AOC_{Total} \quad (۷۰)$$

در نهایت مقدار هزینه واحد تولید آب شیرین به صورت رابطه‌ی (۷۱) محاسبه می گردد.

$$UPC = \frac{TAC}{24 \times Q_p \times 365} \quad (۷۱)$$

در این مدل سازی اقتصادی پارامترهای ورودی با توجه به جدول ۷ در محاسبات در نظر گرفته شده است. با توجه به اینکه در محاسبات اقتصادی بازگشت سرمایه محاسبه نمی شود نیازی به نرخ اسقاطی تجهیزات نمی باشد. همچنین برای جلوگیری از طولانی شدن مقاله برای دستیابی به معادلات مربوط به محاسبه‌ی هزینه‌های توربین گاز و بویلر بازیاب حرارتی، سیستم تخریری چندمرحله‌ای و اسمز معکوس می توان به ترتیب به مراجع [۲۱] و [۱۴، ۲۵] و [۱۴] مراجعه نمود.

جدول ۷- پارامترهای ورودی برای بررسی اقتصادی

پارامتر	ارزش
فاکتور ظرفیت کل سیستم (F _c) [۲۵]	۰/۹
درصد تورم [۲۵]	۱۰
مدت زمان بهره برداری از سیستم [۲۵]	۲۰
قیمت برق، c _{el} (\$/kWh) ⁻¹	۰/۰۸

۴- مورد مطالعاتی

برای بررسی سیستم پیشنهادی، مورد مطالعاتی را منطقه‌ی بشارگرد از توابع شهر جاسک واقع در استان هرمزگان با ۳۱ هزار نفر جمعیت در نظر گرفته می شود. بر اساس مرجع [۲۶] سرانه‌ی مصرف هر خانوار در این استان در سال ۲۰۱۴ برابر ۱۱ هزار کیلووات ساعت در سال است که ۴ برابر مصرف برق در دیگر استان های ایران می باشد. همچنین این منطقه دارای ۷۲۰۰ خانوار می باشد که با توجه به مطالب بیان شده می توان مقدار مصرف برق در منطقه‌ی بشارگرد را به میزان $11000 \times 7200 = 792 \times 10^6$ (کیلووات ساعت در سال) برق تخمین زد که با در نظر گرفتن ۸۷۶۰ ساعت برای هر سال می توان مقدار برق تولیدی برای این منطقه را محاسبه نمود که برابر ۹۰۴۱/۱ کیلووات می باشد که برای پوشش کامل این میزان برق می توان مولد ۱۰ مگاواتی را انتخاب نمود.

همچنین با توجه به مرجع [۱۴] میزان مصرف آب بهداشتی برای هر نفر ۲۲۰ لیتر در روز می باشد که میانگین مصرف آب در کشورهای پیشرفته ۱۵۰ لیتر است که با توجه به تعداد جمعیت موجود در این منطقه $10304/3$ مترمکعب در روز آب شیرین موردنیاز است. در این محاسبات ضریبی برای جواگو بودن سیستم در زمان پیک مصرف، استفاده از شبکه در محاسبات در نظر گرفته می شود.

۵- اعتبار سنجی

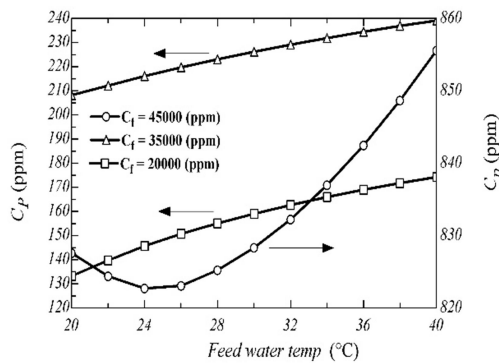
در بررسی نمونه برای اعتبار سنجی در شرایط یکسان سیستم اسمز معکوس، از سیستم ارائه شده در مرجع [۲۷] استفاده می شود. این سیستم در یک مرحله و با تعداد ۳۳ لوله فشار طراحی شده است. در هر

دمای آب تغذیه‌ی ورودی به سیستم اسمز معکوس بر اساس ΔT (اختلاف دمای بین آب ورودی و خروجی از برای چگالش بخار) کندانسور به دست می‌آید. در این قسمت به بررسی تغییرات دمای آب تغذیه در غلظت‌های مختلف آب ورودی، بر روی پارامترهای دبی آب شیرین و غلظت آن صورت می‌پذیرد. بدین منظور در فشار و دبی ثابت آب تغذیه به بررسی تأثیر تغییر دما از ۲۰ تا ۴۰ درجه سلسیوس پرداخته می‌شود همچنین این بررسی برای سه حالت غلظت نمک ۴۵۰۰۰، ۳۵۰۰۰ و ۲۰۰۰۰ (ppm) انجام شده است.

برای تأثیر دما در معادلات از ضریب تصحیح دما استفاده می‌شود. معادلات به دست آمده برای اسمز معکوس بر اساس دمای ۲۵ درجه سلسیوس داست و برای دماهای دیگر از ضریب تصحیح دما استفاده می‌شود. برای دماهای بالاتر از ۲۵ درجه ضریب تصحیح دما بزرگ‌تر از ۱ و برای دماهای کمتر از ۲۵ درجه ضریب تصحیح دما کمتر از ۱ می‌باشد.

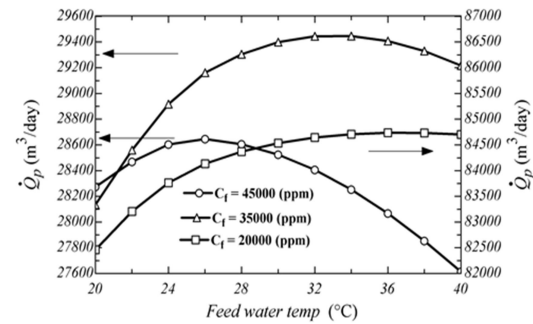
با افزایش دمای آب تغذیه (دبی آب برگشتی) دبی آب خالص در ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد (شکل ۱). با افزایش دمای آب تغذیه، ضریب تصحیح دما افزایش می‌یابد و همچنین فشار اسمزی طبق رابطه (۶۳) افزایش می‌یابد. مطابق با رابطه (۵۰) جریان عبوری از غشا J_w رابطه‌ی مستقیم با ضریب تصحیح دما و معکوس با فشار اسمزی دارد؛ که تقابل این دو موضوع سبب تغییر منحنی دبی مورد نیاز می‌شود (شکل ۱). همچنین با افزایش غلظت نقطه‌ی بازگشت منحنی به سمت دماهای پایین حرکت می‌کند. این امر به دلیل افزایش شدید فشار اسمزی با تغییر غلظت می‌باشد و سبب می‌شود که در رابطه (۵۰) تأثیر فشار اسمزی از ضریب تصحیح دما بیشتر شود.

دمای آب تغذیه غلظت مورد نیاز افزایش می‌یابد؛ ذکر این نکته ضروری است که در غلظت ۴۵۰۰۰ ppm در ابتدا با افزایش دما C_p کاهش و سپس افزایش می‌یابد (شکل ۲). مطابق رابطه (۵۳) غلظت مورد نیاز (C_p) تقابل بین فاکتور V_w و J_s می‌باشد. مطابق با رابطه (۵۴) با افزایش دمای آب تغذیه مقدار V_w کاهش می‌یابد که این به دلیل کاهش یافتن مقدار J_w می‌باشد. در غلظت‌های بسیار بالا (به عنوان مثال ۴۵۰۰۰) و دمای کم، کاهش J_s نسبت به کاهش V_w محسوس‌تر می‌باشد و سبب می‌شود C_p کاهش پیدا نماید. در غلظت‌های پایین‌تر (برای مثال ۲۰۰۰۰ و ۳۵۰۰۰ ppm) و در دماهای بالاتر کاهش V_w نسبت به کاهش J_s بیشتر می‌باشد و سبب افزایش C_p می‌گردد.



شکل ۲- تغییرات C_p بر حسب دما در غلظت‌های متفاوت در فشار و دبی آب تغذیه‌ی ثابت

پارامتر بعدی که مورد بررسی قرار می‌گیرد تأثیر دمای پینچ می‌باشد. با افزایش دمای پینچ در بویلر باز یا ب حرارتی، دبی بخار و مساحت مورد نیاز بویلر باز یا ب حرارتی کاهش می‌یابد در نتیجه سبب کاهش هزینه‌ی تمام شده برای ساخت بویلر می‌شود. با ثابت بودن دبی گازهای حاصل از احتراق و افزایش دمای پینچ انتقال گرمای کمتری در مبادله کن صورت می‌گیرد که سبب کاهش دبی بخار می‌شود. با کاهش دبی بخار، دبی آب شیرین و همچنین دبی آب برگشتی توسط تقطیر چند مرحله‌ای کاهش می‌یابد در نتیجه دبی آب تولیدی Q_p کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش فشار بخار اصلی، دبی بخار و هزینه‌ها افزایش می‌یابد. یکی از پارامترهای مهم در طراحی سیستم MED اختلاف دمای بین آب تغذیه و دمای هر افکت می‌باشد (TTD). با تغییر این پارامتر مقدار دبی آب تولیدی و همچنین آب برگشتی و در نهایت هزینه‌های ساخت تغییر می‌یابد. با تغییر TTD و افزایش آن، مقدار دبی آب برگشتی از کندانسور به واسطه‌ی افزایش دبی آب شیرین تولید شده در MED افزایش می‌یابد. این افزایش منجر به دبی آب شیرین تولید شده در سیستم RO نیز می‌شود. افزایش دبی آب تغذیه نیاز به افزایش توان پمپ برای سیستم RO دارد. این امر با توجه به سناریو مصرف برق مازاد در توربین گاز موجب کاهش هزینه‌های تولید آب شیرین در حالت کلی می‌شود و مقدار UPC را کاهش می‌دهد که کاهش UPC به دلیل افزایش دبی آب شیرین در این سیستم می‌باشد. در این مرحله می‌توان نتایج حاصل از شبیه‌سازی را در شکل ۳ مشاهده نمود. همان‌طور که مشاهده می‌شود در این حالت غلظت آب شور زیر ۱۰۰۰ ppm می‌باشد که برای آشامیدن مناسب است. در ابتدا



شکل ۱- تغییرات Q_p بر حسب دما در غلظت‌های متفاوت در فشار و دبی آب تغذیه‌ی ثابت

با توجه به شرایط منطقه و آب خلیج فارس با غلظت ۴۵۰۰۰ ppm و دمای ۲۵ درجه، دبی آب تغذیه ورودی از دریا ۴۹۰ (کیلوگرم بر ثانیه) در نظر گرفته شد که این مقدار با توجه به دبی بخار مورد نیاز سیستم MED و بر اساس محاسبات نوشته شده، محاسبه شده است و طبق طراحی در نظر گرفته شده برای اختلاف دمای چگالنده (۱۰ درجه)، دمای آب تغذیه (دمای آب برگشتی از سیستم MED) برابر با ۳۵ درجه در نظر گرفته شده است که در نتیجه آن مقدار دبی آب برگشت شده از چگالنده (۲۸۵ کیلوگرم بر ثانیه) که به داخل سیستم اسمز معکوس هدایت می‌شود، محاسبه شد. فاکتور دیگر در طراحی و آنالیز سیستم اسمز معکوس، غلظت آب تولیدی (C_p) می‌باشد. با افزایش

- Optimization of a Solar Desalination Plant. *Journal of Solar Energy*, 2014.
- [16] Esmaili A., Keshavarz M. P., Shakib S. E., Amidpour M., Applying different optimization approaches to achieve optimal configuration of a dual pressure heat recovery steam generator. *Energy Res*, Vol. 37, No. 12, pp. 1440-1452, 2012.
- [17] Mokhtari H., Esmaili A., Hajabdollahi H., Thermo-Economic Analysis and Multiobjective Optimization of Dual Pressure Combined Cycle Power Plant with Supplementary Firing. *Heat Transfer—Asian Research*, 2014.
- [18] Hosseini et al, Cost optimization of a combined power and water desalination plant with exergetic, environment and reliability consideration. *Desalination*, Vol. 285, pp. 123-130, 2012.
- [19] Ahmadi P., Dincer I., Rosen M. A. , Exergy exergoeconomic and environmental analyses and evolutionary algorithm based multi-objective optimization of combined cycle power plants. *Energy*, Vol. 36, No. 10, pp. 5886-5898, 2011.
- [20] Lefebvre A., Ballal Dilip R., *Gas turbine combustion alternative fuel and emissions*. Third Edition, Taylor & Francis, UK, 2010.
- [21] Bejan A., Moran M. J., *Thermal design and optimization*. John Wiley & Sons, 1996.
- [22] Kaviri A. G., Jaafar M. N. M., Lazim T. M., Modeling and multi-objective exergy based optimization of a combined cycle power plant using a genetic algorithm. *Energy Convers Management*, Vol. 58, pp. 94-103, 2012.
- [23] Behbahani-nia A., Bagheri M., Bahrampoury R., Optimization of fire tube heat recovery steam generators for cogeneration plants through genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 16, pp. 2378-2385, 2010.
- [24] Ganapathy V., *Industrial boilers and heat recovery steam generators design, applications, and calculations*. Marcel Dekker, Inc., New York, 2003.
- [25] Janghorban Esfahani I., Ataei A., Shetty K. V., Oh T. S., Park J. H., Yoo C. K., Modeling and genetic algorithm-based multi-objective optimization of the METVC desalination system. *Desalination*, Vol. 292, pp. 87-104, 2012.
- [26] <http://barghnews.com/fa/news/7823>.
- [27] Du Y., Xie L., Liu J., Wang Y., Xu Y., and Wang S., Multi-objective optimization of reverse osmosis networks by lexicographic optimization and augmented epsilon constraint method. *Desalination*, Vol. 333, No. 1, pp. 66-81, 2014.
- [28] Hosseini M., Dincer I., Ahmadi P., Barzegar Avval H., Ziaasharhagh M., Thermodynamic modelling of an integrated solid oxide fuel cell and micro gas turbine system for desalination purposes. *Energy Res*, Vol. 37, No. 5, pp. 426- 434, 2011.
- [1] For the first time in the country, projects simultaneous production of electricity and water were used Qeshm Mapna, <http://www.mapnagroup.com/fa/2836>.
- [2] Shenvi S. S., Isloor A. M., Ismail A. F., A review on RO membrane technology: Developments and challenges. *Desalination*, Vol. 368, pp. 1-214, 2015.
- [3] Lisbona P., Uche J., and Serra L., High-temperature fuel cells for fresh water production. *Desalination*, Vol. 182, No. 1-3, pp. 471-482, 2005.
- [4] Kamali R. K., Abbassi A., Sadough Vanini S. A., and Saffar Avval M., Thermodynamic design and parametric study of MED-TVC. *Desalination*, Vol. 222, No. 1-3, pp. 596-604, 2008.
- [5] Kamali R. K. and Mohebinia, Experience of design and optimization of multi-effects desalination systems in Iran. *Desalination*, Vol. 222, No. 1-3, pp. 639-645, 2008.
- [6] Skiborowski M. M., hamdi A., Kraemer K., and Marquardt, Model-based structural optimization of seawater desalination plants. *Desalination*, Vol. 292, pp. 30-44, 2012.
- [7] Najafi B., Shirazi A., Aminyavari M., Rinaldi F., and Taylor R. A., Exergetic, economic and environmental analyses and multi objective optimization of an SOFC-gas turbine hybrid cycle coupled with an MSF desalination system. *Desalination*, Vol. 334, No. 1, pp. 46-59, 2014.
- [8] Esfahani J. and Yoo C. K., Exergy analysis and parametric optimization of three power and fresh water cogeneration systems using refrigeration chillers. *Energy*, Vol. 59, pp. 340-355, 2013.
- [9] Sayyaadi H., Saffari A., and Mahmoodian A., Various approaches in optimization of multi effects distillation desalination systems using a hybrid meta-heuristic optimization tool. *Desalination*, Vol. 254, No. 1-3, pp. 138-148, 2010.
- [10] Khoshgoftar Manesh M. H., Ghalami H., M., and Amidpour M. Hamed H., Optimal coupling of site utility steam network with MED-RO desalination through total site analysis and exergoeconomic optimization. *Desalination*, Vol. 316, pp. 42-52, 2013.
- [11] Gomar Z., Heidary H., Davoudi M., Techno-Economics Study to Select Optimum Desalination Plant for Asalouyeh Combined Cycle Power Plant in Iran. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, Vol. 75, No. 3, 2011.
- [12] El-Nashar A., Cogeneration for power and desalination -state of the art review. *Desalination*, Vol. 134, No. 1-3, pp. 7-28, 2001.
- [13] El Saie M. H. A., El Saie Y., and El Gabry H., Techno-economic study for combined cycle power generation with desalination plants at Sharm El Sheikh. *Desalination*, Vol. 153, No. 1-3, pp. 191-198, 2002.
- [14] Mokhtari H., Ahmadisedigh H., Ebrahimi I., Comparative 4E analysis for solar desalinated water production by utilizing organic fluid and water. *Desalination*, Vol. 377, pp. 108-198, 2016.
- [15] Mokhtari H., Bidi M., Gholinejad M., Thermoeconomic Analysis and Multiobjective