



## ارزیابی ترمواکونومیک و بهینه‌سازی تک هدفه و دو هدفه چیدمان‌های مختلف آب شیرین‌کن ترکیبی اسمز معکوس و چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار متصل به سیکل توربین گازی

سید احسان شکیب<sup>۱\*</sup>، مجید عمیدپور<sup>۲</sup>، محمد مصطفی غفوریان<sup>۳</sup>

<sup>۱</sup>دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه بزرگمهر قائنات، قاین، ایران

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

<sup>۳</sup>دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۷ خرداد ۱۳۹۶

بازنگری: ۱۱ مرداد ۱۳۹۶

پذیرش: ۱۵ شهریور ۱۳۹۶

ارائه آنلاین: ۲۷ شهریور ۱۳۹۶

### کلمات کلیدی:

آب شیرین‌کن تبخیری چند مرحله‌ای

آب شیرین‌کن اسمز معکوس

بهینه‌سازی

**چکیده:** پژوهش حاضر به منظور شناخت ترکیب بهینه‌ی آب شیرین‌کن‌های تبخیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار و اسمز معکوس و سیکل توربین گاز انجام شده است. در گام نخست، مدلی جامع برای بخش‌های مختلف سیکل توسعه یافته و سپس با استفاده از روش ترمواکونومیک وضعیت اقتصادی سیستم مورد بررسی قرار گرفت. ابتدا شش چیدمان برای ترکیب واحد اسمز معکوس با آب شیرین‌کن تبخیری چند مرحله‌ای تعریف شد و دو رویکرد در بهینه‌سازی مورد توجه قرار گرفت. در رویکرد اول تولید آب شیرین‌کن تبخیری چند مرحله‌ای ثابت و در مقدار ۷۰۰۰۰ متر مکعب در روز نگهداشته می‌شود و تولید آب شیرین‌کن اسمز معکوس به صورت کسری از آن و در مقادیر ۵۰٪، ۷۵٪ و ۱۰۰٪ از تولید آب شیرین‌کن تبخیری چند مرحله‌ای در نظر گرفته می‌شود. در حالی که در رویکرد دوم تولید آب شیرین‌کن آب شیرین‌کن تبخیری چند مرحله‌ای ثابت نبوده و به منظور دستیابی به یک ارزیابی جامع و مطالعه بهتر، قیود مسأله بر تولید کل آب شیرین‌کن اعمال می‌گردد. نتایج نشان می‌دهد که چیدمان اولین بالاترین راندمان انرژی و کمترین قیمت آب شیرین‌کن را داراست.

### ۱- مقدمه

نیاز مبرم به تولید آب شیرین به خصوص در مناطق کم آب، همزمان با افزایش جمعیت، همواره یکی از مسائل مهم و استراتژیک در حوزه اقتصاد و صنعت بوده است، بکارگیری تکنولوژی شیرین‌سازی آب، می‌تواند یکی از موثرترین و مفیدترین روش‌های استفاده از حرارت بازیافتی واحدهای نیروگاهی باشد. در واقع نیروگاه حرارتی هم وظیفه تولید انرژی الکتریکی مورد نیاز معمول، و هم وظیفه تامین انرژی لازم جهت راه‌اندازی واحد آب شیرین‌کن را بر عهده دارد. سیستم‌های اولیه شیرین‌سازی آب شور و آب دریا که بر اساس مکانیسم تبخیر و تقطیر عمل می‌کنند؛ انرژی مورد نیاز خود را از مولد بخار جداگانه‌ای به صورت تک منظوره دریافت می‌کردند. اما با توجه به پژوهش‌های مختلف و تحلیل اقتصادی اینگونه سیستم‌ها، امروزه استفاده از سیستم‌های تک منظوره منسوخ شده است و از سیستم‌های دو منظوره استفاده می‌شود. سیستم‌های دو منظوره تولید همزمان آب شیرین و توان، شامل دو بخش مهم، نیروگاه‌های حرارتی و واحدهای شیرین‌سازی آب، هستند [۱-۳].

پژوهش در حوزه تحلیل سیستم‌های تولید آب شیرین به سالهای دور بر می‌گردد. این پژوهش‌ها عمدتاً برای برآورد کلی استفاده از یک یا چند

تکنولوژی خاص و یا ارتقاء کارایی سیستم‌های تولید آب شیرین انجام شده است. اهم سیستم‌های تولید آب شیرین مورد مطالعه عبارتند از آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای<sup>۱</sup>، آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار<sup>۲</sup>، آب شیرین‌کن چند مرحله‌ای با افت ناگهانی فشار<sup>۳</sup> و آب شیرین‌کن اسمز معکوس<sup>۴</sup> در ذیل به اختصار به تعدادی از این پژوهش‌ها اشاره می‌شود.

گروهی از محققان به مطالعات اقتصادی سیستم‌های تولید آب شیرین پرداخته‌اند. پژوهشگرانی چون کونتستل و جانیش [۴]، پاچینی [۵] شاولی و همکاران [۶] و سعید [۷] با توجه به خصوصیات نیروگاه‌های مختلف، استفاده از حرارت اتلافی آن‌ها را جهت تولید آب شیرین مورد مطالعه قرار دادند. در این پژوهش‌ها تاثیر شرایط اقتصادی و پیکربندی واحد بر پارامترهایی نظیر نسبت آب به توان و ضریب اقتصادی واحد مورد ارزیابی قرار گرفته است.

ال - نشر [۸] و واید [۹] به بررسی استفاده از ترکیب‌های مختلف شامل توربین بخار و توربین گاز و آب شیرین‌کن چند مرحله‌ای با افت فشار ناگهانی و اسمز معکوس پرداختند. نتایج حاصل از تحلیل اقتصادی با توجه به شرایط

- 1 Multiple Effect Desalination (MED)
- 2 Multiple Effect desalination with Thermal Vapor Compression (METVC)
- 3 Multiple Stage Flash desalination (MSF)
- 4 Reverse Osmosis (RO)

محیطی و محلی امارات متحده عربی نشان داد که اقتصادی‌ترین ترکیب مربوط به ترکیب توربین بخار و آب شیرین‌کن اسمز معکوس می‌باشد. شکوری و همکاران [۱۰] نیز مدلی برای یک آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار جهت اتصال به واحد توربین گازی جزیره لاوان توسعه دادند که و سپس با انجام یک تحلیل ترموآکونومیک مدل توسعه یافته را بهینه سازی نمودند.

کمالی و همکاران [۱۱-۱۴] طی چهار مقاله مدلی برای شبیه‌سازی ترمودینامیکی آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار توسعه داده و سپس آن را بهینه کرده‌اند. سپس مدل توسعه یافته با داده‌های تجربی یکی از آب شیرین‌کن‌های جزیره کیش که در حال حاضر نیز در حال بهره برداری است مقایسه و صحت سنجی شده است. مدل توسعه یافته بر اساس مبانی طراحی مبدل‌های پوسته-لوله‌ای توسعه یافته است هرچند که در پژوهش‌های آن‌ها در مورد جنبه‌های اقتصادی سیستم مورد مطالعه صحبتی به میان نیامده است. همچنین تاثیر محل مکش بخار مورد نیاز اژکتور، بر عملکرد بهینه آب شیرین‌کن مورد ارزیابی قرار گرفته است. تعداد از پژوهشگران نیز بیشتر بر روی آب شیرین‌کن‌های تقطیری چند مرحله‌ای، آب شیرین‌کن‌های تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار و آب شیرین‌کن‌های اسمز معکوس و نیز استفاده همزمان از این آب شیرین‌کن‌ها به صورت ترکیبی متمرکز شده است.

موگینستین و همکاران [۱۵] عملکرد دو آب شیرین‌کن اسمز معکوس و آب شیرین‌کن چندمرحله با تراکم گرمایی بخار را مورد ارزیابی قرار دادند. هر دو آب شیرین‌کن متصل به یک نیروگاه سیکل ترکیبی بودند. درویش و همکاران [۱۶] با توجه به کمبود آب شیرین در کشور کویت استفاده از توربین‌های گازی را جهت تولید آب شیرین پیشنهاد دادند. تمامی آب شیرین‌کن‌های مورد استفاده پژوهشگران از نوع با چند مرحله‌ای با افت فشار ناگهانی بود که به توربین‌های بخار متصل اند. این پژوهشگران در این مقاله تعدادی از ترکیبات بین آب شیرین‌کن‌های حرارتی و اسمز معکوس با نیروگاه‌های حرارتی را مورد بررسی قرار دادند. عمده مقاله این گروه مبتنی بر محاسبات کلی مهندسی بوده و مدلسازی و شبیه‌سازی فرایند در آن‌ها به چشم نمی‌خورد.

مسینو و همکاران [۱۷] نیز پژوهشی را مشابه کاردونا و همکاران [۱۸] انجام دادند با این تفاوت که بین آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای و آب شیرین‌کن اسمز معکوس هیچگونه کوپلینگ حرارتی وجود نداشته و فقط آب شیرین این دو آب شیرین‌کن با هم مخلوط شده و به کیفیت مورد نظر می‌رسید.

رنسونت و همکاران [۱۹] نیز پیکربندی‌های مختلف ترکیب آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای و آب شیرین‌کن اسمز معکوس و واحدهای تولید توان را مورد مطالعه ترموآکونومیک قرار دادند. نویسندگان یادآور می‌شوند که وجود اسمز معکوس سهم بسزایی در بالابردن راندمان و افزایش تولید آب شیرین دارد. همچنین آب شیرین‌کن ترکیبی باعث کاهش ۴۰٪

مصرف توان در فصل زمستان در کشورهای حاشیه خلیج فارس می‌شود. ایکولینو و همکاران [۲۰] در سال ۲۰۱۴ اتصال یک نیروگاه خورشیدی و آب شیرین‌کن ترکیبی تقطیری چند مرحله‌ای و اسمز معکوس را مورد مطالعه قرار دادند. آب شیرین تولیدی آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای توسط یک توربین بخار پس فشاری تغذیه می‌شود و آب شیرین‌کن اسمز معکوس توان الکتریکی تولید شده توسط همان توربین بخار را مصرف می‌کند. در مقاله مذکور آب خنک‌کن و پساب آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای به آب تغذیه اسمز معکوس متصل بوده و چیدمان دیگری بررسی نشده است. مختاری و همکاران [۲۱] در سال ۲۰۱۶ تحلیل ترموآکونومیک و انرژی یک سیستم ترکیبی شامل سیکل توربین گاز، آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای و اسمز معکوس ارائه نمودند. در سیستم مورد مطالعه محققین مقاله، پساب واحد آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای به عنوان آب تغذیه وارد آب شیرین‌کن اسمز معکوس مورد استفاده قرار می‌گرفت.

صدری و همکاران [۲۲] نیز بهینه‌سازی چند هدفه سیستم ترکیبی آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای و اسمز معکوس را با تکیه بر مفهوم بازگشت ناپذیری ارائه نمودند. در سیستم مورد مطالعه آن‌ها پساب آب شیرین‌کن اسمز معکوس به عنوان آب تغذیه واحد آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای مورد استفاده قرار گرفت. در فرایند بهینه‌سازی، جبهه پارتو بر اساس بیشینه‌سازی راندمان انرژی آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای و نیز واحد اسمز معکوس تولید و ارائه شد و هیچگونه مطالعات اقتصادی گزارش نگردید.

همان گونه که اشاره شد، بحث استفاده همزمان از دو سیستم تولید آب شیرین با تکنولوژی گرمایی و غشایی از جمله مواردی است که در سال‌های اخیر با اقبال زیادی مواجه شده است و بدلیل ایجاد انعطاف در تولید آب شیرین و ایجاد بستر مناسب‌تری در تولید آب شیرین، از درجه اهمیت بالایی برخوردار می‌باشد. با این وجود در مقالات معدودی که در بالا به آن‌ها اشاره شد، تنها به جنبه‌های کلی آن پرداخته شده است و بالاخص در رابطه با استفاده همزمان از آب شیرین‌کن‌های تقطیری چند مرحله‌ای و اسمز معکوس پژوهش جامعی به چشم نمی‌خورد. در واقع مطالعه چگونگی ترکیب این دو آب شیرین‌کن و تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی و نیز بهینه‌سازی چیدمان‌های مختلف آن از جمله مواردی است که خلا آن در ادبیات موضوع کاملاً مشهود است. در همین راستا، با در نظر گرفتن کاستی مطالعات موجود، در این مقاله با پیش‌بینی چیدمان‌های محتمل مابین واحدهای آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار و اسمز معکوس، ارائه ترکیب بهینه آب شیرین‌کن ترکیبی تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار و اسمز معکوس و سیکل توربین گاز در دستور کار قرار گرفته است. برای این مهم و به منظور برآورد قیمت آب شیرین تولیدی، از تحلیل ترموآکونومیک استفاده شده و در همین راستا مدل ترموآکونومیک اجزای مختلف شامل سیکل توربین گازی، بویلر بازیاب و آب شیرین‌کن‌های تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار و اسمز معکوس ارائه شده است.

آب شیرین کن تبخیری چند مرحله‌ای در مرجع [۱] توسط نویسندگان مقاله حاضر گزارش شده است. مدل ترمودینامیکی آب شیرین کن اسمز معکوس نیز در پیوست شماره ۱ مقاله ارائه شده است.

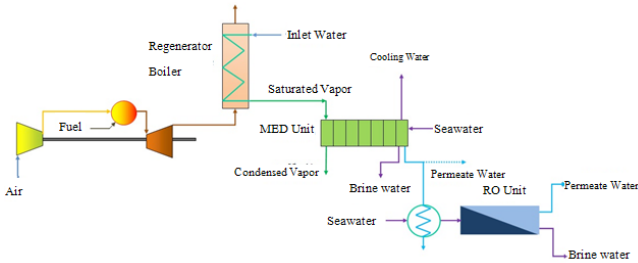
جهت مدل سازی و شبیه سازی آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:

- آب شیرین کن ها در شرایط پایدار کار می کنند.
- خواص فیزیکی جریان های مختلف در متوسط دمای ورودی و خروجی محاسبه می شود.
- بخار تشکیل شده در هر مرحله عاری از نمک است.
- افت حرارتی از آب شیرین کن به محیط قابل صرف نظر کردن است.
- به منظور ملاحظات زیست محیطی درصد شوری پساب نهایی حداکثر ۷۰۰۰ ppm می باشد.
- اختلاف دمایی اولیه بین مراحل متوالی ثابت است.

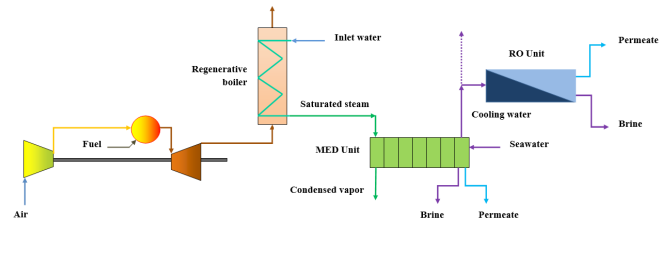
با ارزیابی اقتصادی و نهایتاً بهینه سازی تک هدفه و دوهدفه چیدمان های مختلف آب شیرین کن های تقطیری چند مرحله ای با تراکم گرمایی بخار و اسمز معکوس، مشخص خواهد شد که اتصال این دو آب شیرین کن با یکدیگر منجر به منفعتی می شود یا اینکه بهتر است کاملاً مستقل و موازی از هر یک اقدام به تولید آب شیرین شود.

## ۲- مدل سازی سیستم

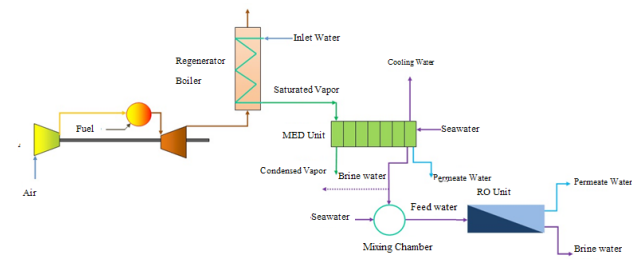
در مطالعه حاضر با توجه به اینکه هدف بررسی کلیه چیدمان های ممکن مابین آب شیرین کن تبخیری چند مرحله ای با تراکم بخار و سیستم آب شیرین کن اسمز معکوس می باشد، مطابق شکل ۱، شش چیدمان که شامل سیکل توربین گاز، بویلر بازیاب حرارت، آب شیرین کن تقطیری چند مرحله ای با تراکم گرمایی بخار و اسمز معکوس می باشند مورد مطالعه قرار گرفت. معادلات ترمودینامیکی حاکم بر سیکل توربین گازی، بویلر بازیاب و



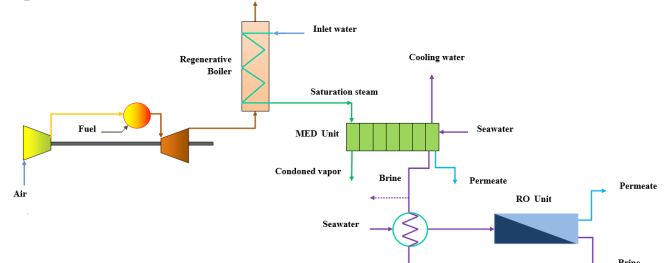
چیدمان دوم



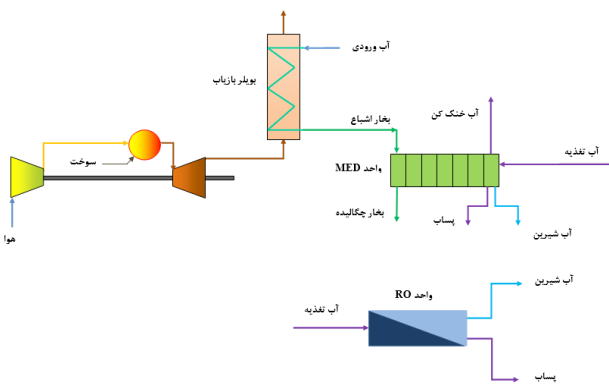
چیدمان اول



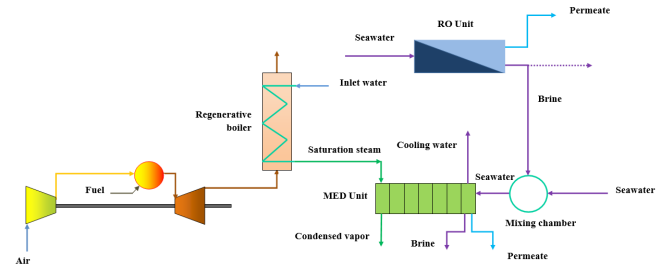
چیدمان چهارم



چیدمان سوم



چیدمان ششم (واحد اسمز معکوس بدون اتصال حرارتی)



چیدمان پنجم

Fig. 1. Six configuration of Hybrid Desalination system integrated to gas turbine cycle, a) configuration 1 b) configuration 2 c) configuration 3 d) configuration 4 e) configuration 5 f) configuration 6 (RO without thermal coupling)

شکل ۱: شش مدل ترکیب سیکل توربین گاز، بویلر بازیاب حرارت، آب شیرین کن تبخیری چند مرحله ای با تراکم بخار و سیستم آب شیرین کن اسمز معکوس

$$x_w = \frac{M_w}{M_w \left( \frac{1}{mf_w} - 1 \right) + M_s} \quad (۶)$$

آنتالپی و آنترופی آب با استفاده از جداول ترمودینامیکی مربوطه تعیین می‌شود و برای نمک نیز از روابط ذیل استفاده شده است.

$$h_s = 29.288 + 0.8368(T - 35) \quad (۷)$$

$$s_s = 0.1009175 + 0.8368 \ln \frac{T}{273 + 35} \quad (۸)$$

شایان توجه است که راندمان اگزرژی در این مدل‌سازی، نسبت اگزرژی محصولات سیستم تولید آب شیرین یعنی آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار و اسمز معکوس به اختلاف اگزرژی جریان گاز داغ ورودی به بویلر بازیاب و بخار گرمایشی چگالیده شده خارج شده از آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار. تعریف می‌شود. به عبارت دیگر از تعریف اگزرژی محصولات به اگزرژی سوخت استفاده خواهد شد.

#### ۴- تحلیل ترموآکونومیک

هدف از تحلیل ترموآکونومیک تخمین مناسبی از هزینه تولید محصول است. روش ترموآکونومیک مورد استفاده به منظور انجام تحلیل ترموآکونومیک بر مبنای روش توسعه یافته توسط ساتسارونیس<sup>۱</sup> بوده است [۲۴ و ۲۵]. این روش جزء پذیرفته‌شده‌ترین و مقبول‌ترین روش‌هایی است که تاکنون در تحلیل سیستم‌های انرژی استفاده شده که در مراجع مذکور، اصول کلی آن و چگونگی ایجاد معادلات کمکی به منظور حل معادلات هزینه ارائه شده است. لازم به ذکر است که به منظور تحلیل اقتصادی از معادلات توازن قیمت با استفاده از روش نیازهای درامدی کل<sup>۲</sup> برای هر جزء از سیستم استفاده شده است [۲۶].

#### ۴-۱- سیکل توربین گاز و بویلر بازیاب

شکل‌های ۲، ۳ و ۴ مدل ترموآکونومیکی واحد تولید توان شامل کمپرسور، محفظه احتراق و توربین را نشان می‌دهد. هدف از تحلیل ترموآکونومیک سیکل توربین گاز، برآورد هزینه برق تولیدی و گاز داغ ورودی به بویلر بازیاب است. روابط مربوط به معادلات توازن هزینه در ادامه ارائه شده است. جهت تخمین هزینه سرمایه‌گذاری اولیه کمپرسور، محفظه احتراق و توربین از مرجع [۲۷] استفاده شده است.

$$(c_{c,i} E_{c,i} - c_{c,o} E_{c,o}) + Z_c + c_{power} W_c = 0 \quad (۹)$$

$$c_{c,i} = 0 \quad (۱۰)$$

جهت مدل‌سازی و شبیه‌سازی آب شیرین کن اسمز معکوس فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:

- در طی فرایند شیرین‌سازی هیچگونه واکنش شیمیایی صورت نمی‌پذیرد.
- فرایند به صورت دما ثابت انجام می‌شود.
- سیستم در شرایط پایدار تحلیل می‌شود.

#### ۳- تحلیل اگزرژی

##### ۳-۱- تحلیل اگزرژی سیکل توربین گاز

در تحلیل اگزرژی کمپرسور سیکل تنها اگزرژی فیزیکی اهمیت دارد و تغییر در اگزرژی شیمیایی جریان‌ها وجود ندارد. همچنین با تغییر ترکیب هوا پس از احتراق، اگزرژی شیمیایی آن نیز تغییر می‌کند که در کد محاسباتی در نظر گرفته شده است. از طرفی هوای شرایط استاندارد همان شرایط ورودی فرض می‌شود.

##### ۳-۲- تحلیل اگزرژی آب شیرین کن

برای محاسبه اگزرژی جریان‌های متشکل از آب شیرین از آنتالپی و آنترופی جداول ترمودینامیکی آب-بخار استفاده می‌شود و برای محاسبه اگزرژی جریان‌های آب شور باید آنتالپی و آنترופی آب شور به شکل زیر محاسبه گردد.

$$s = mf_s s_s + mf_w s_w \quad (۱)$$

$$h = mf_s h_s + mf_w h_w \quad (۲)$$

در رابطه بالا  $mf$  درصد جرمی آب و نمک می‌باشد. از آنجا که آب شور می‌تواند یک مخلوط رقیق محسوب شود آنترופی آب خالص و نمک خالص در مخلوط آب و نمک به شکل زیر می‌تواند محاسبه گردد [۲۳]:

$$s_i = s(P, T)_{i, pure} - R_u \ln x_i \quad (۳)$$

نهایتاً آنترופی آب شور به شکل زیر محاسبه می‌شود:

$$s = x_s s_s + x_w s_w = x_s [s_{s, pure}(T, P) - R_u \ln x_s] + x_w [s_{w, pure}(T, P) - R_u \ln x_w] = x_s s_{s, pure}(T, P) + x_w s_{w, pure}(T, P) - R_u (x_s \ln x_s + x_w \ln x_w) \quad (۴)$$

که  $x$  جزء مولی و  $R_u$  ثابت جهانی گازها می‌باشد. جزء مولی برای آب و نمک به صورت زیر قابل محاسبه است که  $M$  جرم مولکولی آب و نمک است و به ترتیب برابرند با  $18 \text{ kg/kmol}$  و  $58 \text{ kg/kmol}$ :

$$x_s = \frac{M_s}{M_s \left( \frac{1}{mf_s} - 1 \right) + M_w} \quad (۵)$$

1 Tsatsaronis

2 Total Revenue Requirement (TRR)

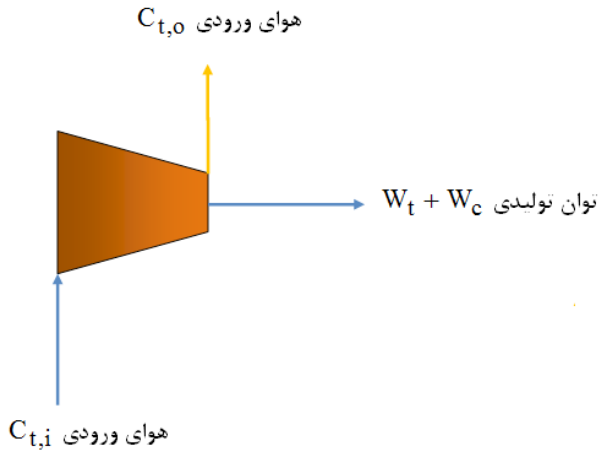


Fig. 4. Schematic thermoeconomic model of gas turbine

شکل ۴: شماتیکی از مدل ترموآکونومیکی توربین

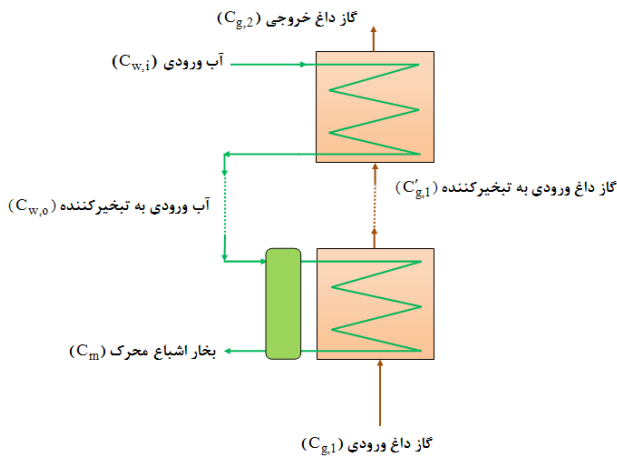


Fig. 5. Schematic thermoeconomic model of HRSG

شکل ۵: شماتیکی از مدل ترموآکونومیکی بویلر بازیاب

به منظور برآورد قیمت بویلر بازیاب متعددی موجود است که تعدادی از آن‌ها هزینه بویلر را بر اساس بار حرارتی و دبی بخار تولیدی [۲۶] بار حرارتی و افت فشار سمت گاز و سیال [۲۷] و بر اساس سطح انتقال حرارت [۲۸-۲۹] تخمین می‌زنند. با توجه به اینکه مدل توسعه یافته برای بویلر بازیاب توانایی محاسبه تمامی پارامترهای نظیر بار حرارتی، سطح انتقال حرارت و افت فشار سمت گاز و سیال را دارد، به منظور برآورد هزینه اولیه بویلر بازیاب می‌باشد در مطالعه حاضر از مرجع [۲۹] استفاده شد. برای برآورد هزینه‌های جانبی نیز از مرجع [۳۰] استفاده شده است.

۴-۲- آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار

به منظور تحلیل ترموآکونومیک آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار، اژکتور، چگالنده و هریک از مراحل و محفظه‌های فلش مطابق با شکل‌های ۶ تا ۸ بطور جداگانه تحلیل شده و معادلات توازن هزینه برای هر جزء به صورت جداگانه نوشته می‌شود که در ادامه ارائه شده است.

$$(c_{c,o}E_{c,o} - c_{t,o}E_{t,o}) + Z_{cc} = 0 \quad (11)$$

$$(c_{t,i}E_{t,i} - c_{t,o}E_{t,o}) + Z_t = c_{power}(W_t + W_c) \quad (12)$$

$$c_{t,i} = c_{t,o} = c_t \quad (13)$$

از آنجاکه بویلر بازیاب مورد استفاده در این پژوهش دارای دو قسمت اکونومایزر و تبخیرکننده است، می‌توان مدل ترموآکونومیکی آن را به صورت شکل ۵ ارائه نمود.

با توجه به شکل مذکور، معادلات توازن قیمت برای بویلر بازیاب در ادامه ارائه شده است.

$$(c_{g,1}E_{g,1} - c'_{g,1}E'_{g,1}) + Z_{eco} = (c_{w,o}E_{w,o} - c_{w,i}E_{w,i}) \quad (14)$$

$$(c'_{g,1}E'_{g,1} - c_{g,2}E_{g,2}) + Z_{eva} = (c_m E_m - c_{w,o}E_{w,o}) \quad (15)$$

$$c_{w,o} = 0 \quad (16)$$

$$c_{g,2} = 0 \quad (17)$$

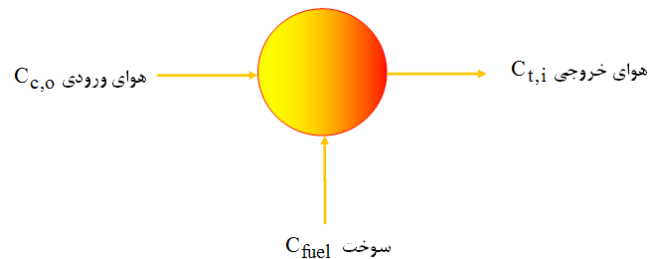


Fig. 2. Schematic thermoeconomic model of combustion chamber

شکل ۲: شماتیکی از مدل ترموآکونومیکی محفظه احتراق

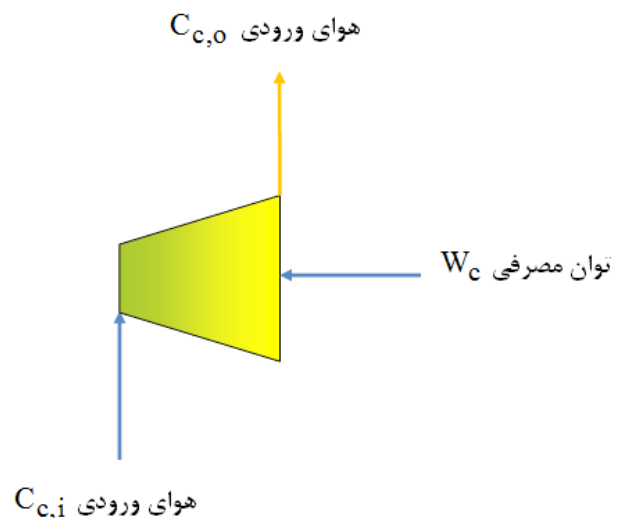


Fig. 3. Schematic thermoeconomic model of compressor

شکل ۳: شماتیکی از مدل ترموآکونومیکی کمپرسور

$$c_m E_m + c_{ev} E_{ev} + Z_{ejc} = c_{s,i} E_{s,i} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} & (c_{s,i}^n E_{s,i}^n - c_{s,o}^n E_{s,o}^n) + Z_{cond} \\ & = (c_{f+cw,o} E_{f+cw,o} - c_{f+cw,i} E_{f+cw,i}) \end{aligned} \quad (25)$$

$$c_{s,i}^n = c_{s,o}^n = c_s^n \quad (26)$$

هزینه اولیه مراحل و چگالنده آب شیرین کن مانند بویلر بازیاب بر اساس سطح انتقال حرارت محاسبه شده است و سپس با استفاده از مراجع [۲۸] و [۳۱] هزینه‌های جانبی محاسبه شده تا هزینه سرمایه گذاری کل به دست آید. هزینه اژکتور بخار نیز با استفاده از مرجع [۲۷] محاسبه شده است.

#### ۴-۳- آب شیرین کن اسمز معکوس

سیستم اسمز معکوس مطابق شکل ۹، از سه بخش عمده پمپ فشار بالا، واحد بازیافت انرژی و محفظه‌های فشار تشکیل شده است. به منظور تحلیل محفظه‌های فشار واحد اسمز معکوس که دارای تعداد  $N_{memb}$  مدول ممبران می‌باشد نیز مشابه بخش قبل برای آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار تشریح شد، عمل می‌شود به این صورت که معادله توازن جرم برای مدول  $j$  اعمال خواهد شد. به این ترتیب معادلات توازن هزینه به صورت روابط موجود در ادامه ارائه شده است. بنابراین تعداد معادلات توازن هزینه در واحد اسمز معکوس،  $N_{memb} + 2$  معادله خواهد بود.

$$c_{sw,p} E_{sw,p} + c_{power} W_{p,RO} + Z_{pump} = c_{hsw,p} E_{hsw,p} \quad (27)$$

$$c_{hb} E_{hb} - c_{ib} E_{ib} + Z_{ers} = c_{hsw,ers} E_{hsw,ers} - c_{sw,ers} E_{sw,ers} \quad (28)$$

$$c_{hsw} = \frac{c_{hsw,p} E_{hsw,p} + c_{sw,ers} E_{sw,ers}}{E_{hsw,p} + E_{sw,ers}} \quad (29)$$

$$c_{hsw}^j E_{hsw}^j - c_{hsw}^{j+1} E_{hsw}^{j+1} + Z_{memb} = c_p^{j+1} E_p^{j+1} - c_p^j E_p^j \quad (30)$$

$$c_{hsw}^j = c_{hsw}^{j+1} = c_{hsw} \quad (31)$$

لازم به ذکر است که هزینه اولیه سرمایه گذاری واحد اسمز معکوس بر اساس تعداد مدول‌ها و محفظه‌های فشار، هزینه سیستم پمپاژ و واحد بازیافت انرژی برآورد شده است. جهت برآورد هزینه اولیه مدول‌ها و محفظه‌های فشار از مرجع [۳۲] و هزینه پمپ فشار بالا و واحد بازیافت انرژی از مرجع [۳۳] استفاده شده است. همچنین به منظور برآورد هزینه‌های جانبی شامل هزینه‌های تعویض ممبران، پرسنلی و پیش تصفیه از مراجع [۳۴] استفاده شده است.

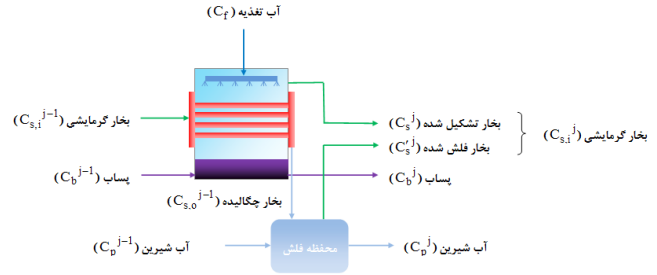


Fig. 6. Schematic thermoeconomic model of a METVC effect in second approach

شکل ۶: مدل ترمواکونومیکی مراحل آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار در رویکرد دوم

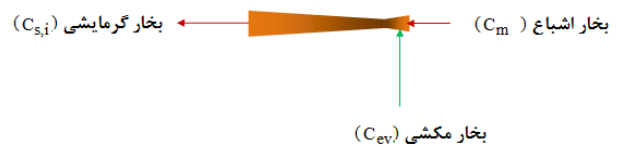


Fig. 7. Schematic thermoeconomic model of stem ejector

شکل ۷: مدل ترمواکونومیکی اژکتور بخار

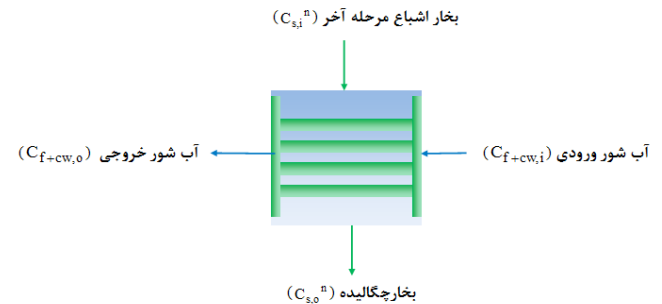


Fig. 8. Schematic thermoeconomic model of condenser

شکل ۸: مدل ترمواکونومیکی چگالنده

$$\begin{aligned} & (c_{s,i}^{j-1} E_{s,i}^{j-1} - c_{s,o}^{j-1} E_{s,o}^{j-1}) + c_b^{j-1} E_b^{j-1} + c_f^j E_f^j \\ & + Z_{flash}^j + Z_{eff}^j = (c_p^j E_p^j - c_p^{j-1} E_p^{j-1}) + c_b^j E_b^j \end{aligned} \quad (18)$$

$$+ c_s^j E_s^j + c_s^{j+1} E_s^{j+1} \quad (19)$$

$$c_{s,i}^{j-1} = c_{s,o}^{j-1} = c_s^{j-1} \quad (19)$$

$$c_s^j = c_b^j \quad (20)$$

$$c_{s,i}^j = \frac{c_s^j E_s^j + c_s^{j+1} E_s^{j+1}}{E_s^j + E_s^{j+1}} \quad (21)$$

$$c_s^{j+1} = c_p^j \quad (22)$$

$$c_p^j E_p^j = \sum_{i=1}^{j-1} c_p^i E_p^i \quad (23)$$

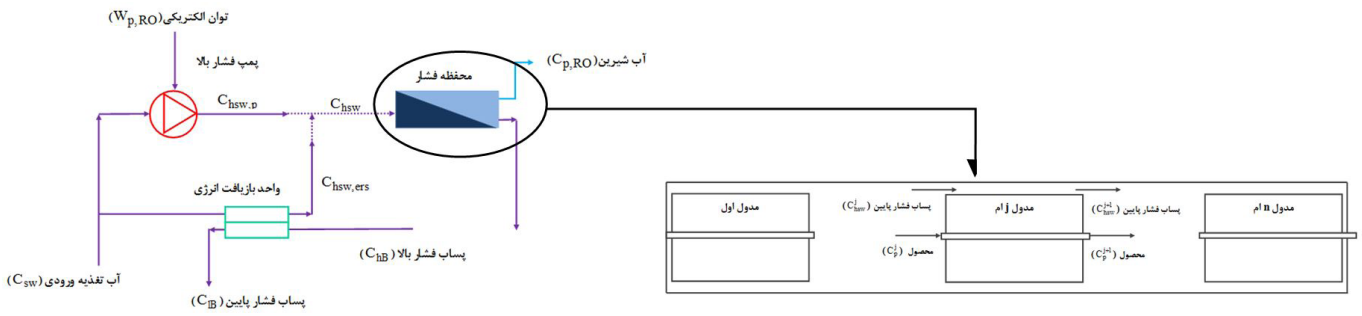


Fig. 9. Schematic thermoeconomic model of RO

شکل ۹: مدل ترموآکونومیکی آب شیرین کن اسمز معکوس

می‌شود. در این رویکرد نیز، چنانچه این سه حالت برای شش چیدمان مختلف اعمال گردد می‌بایست مجموعاً هیجده فرایند بهینه‌سازی انجام شود. بنابراین انتظار می‌رود که با انجام این دو رویکرد بتوان به ارزیابی جامعی از وضعیت سیستم‌های ترکیبی آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار و اسمز معکوس دست یافت.

### ۶- توابع هدف و متغیرهای تصمیم‌گیری

از آنجائیکه در مباحث مربوط به تحلیل سیستم‌های انرژی و از جمله آن سیستم‌های تولید همزمان مهم‌ترین چالش پیش رو وضعیت اقتصادی سیستم مورد مطالعه است، در بهینه‌سازی این سیستم‌ها نیاز است در کنار پیشینه کردن بازده انرژی مبحث کمینه‌سازی هزینه تولید محصول به عنوان یک تابع هدف دیگر تعریف گردد. جزییات مربوط به بازده انرژی برای دو آب شیرین کن ترکیبی به طور مفصل در مرجع [۲۲] ارائه شده است. جدول ۱ متغیرهای تصمیم مربوط به این پژوهش را نشان می‌دهد.

لازم به ذکر است که متغیرهای ۱ تا ۱۵ مربوط به آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار و بویلر بازیاب بوده که در بحث بهینه‌سازی ترکیب سیکل توربین گاز و آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار در مرجع [۱] ارائه شده است و متغیرهای ۱۶ تا ۱۸ نیز مربوط به آب شیرین کن اسمز معکوس می‌باشد. محدودیت بالایی فشار پمپ آب شیرین کن اسمز معکوس و محدودیت مربوط به دبی ورودی به محفظه فشار، مربوط به موارد درج شده در کاتالوگ شرکت سازنده بوده که در مرجع [۳۵] ذکر شده است. متغیر شماره ۲۰ نیز مربوط به درصد استفاده از جریان خروجی است. به عنوان مثال در چیدمان اول این امکان وجود دارد که از کل جریان خنک‌کن یا قسمتی از آن استفاده شود و به همین ترتیب در سایر چیدمان‌ها نیز این مسأله می‌تواند مورد توجه قرار گیرد.

محدودیت‌هایی که در فرایند بهینه‌سازی اعمال خواهند شد در جدول ۲ ارائه شده است. از میان این روابط، قیود ۱ تا ۴ در بهینه‌سازی سیکل گازی و آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار نیز اعمال شد. رابطه (۵) مربوط به پیشینه غلظت پساب خروجی آب شیرین کن اسمز معکوس بوده و قید ۶ نیز مربوط به محدودیت دمایی آب تغذیه آب شیرین کن اسمز معکوس است که از مرجع [۳۶] اخذ شده است. همچنین

### ۵- بهینه‌سازی سیستم

به منظور فرایند بهینه‌سازی از الگوریتم ژنتیک استفاده شد. از آنجایی که نتایج بهینه‌سازی سیستم آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار و سیکل توربین گاز با استفاده از تابع هدف کمینه‌سازی قیمت آب شیرین، نشان داده که مقدار بهینه تولید آب شیرین حدود ۷۰۰۰ متر مکعب در روز است [۳۵]، بنابراین این میزان تولید را به عنوان مرجع در نظر گرفته و محدودیت تولید سیستم اسمز معکوس نیز بر این اساس تعریف خواهد شد. در همین راستا دو رویکرد در بهینه‌سازی مورد توجه قرار می‌گیرد.

#### ۵-۱- رویکرد اول بهینه‌سازی

در این رویکرد تولید آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار ثابت و در مقدار ۷۰۰۰ متر مکعب در روز نگهداشته می‌شود و تولید آب شیرین کن اسمز معکوس به صورت کسری از آن و در مقادیر ۵۰٪، ۷۵٪ و ۱۰۰٪ از تولید آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار در نظر گرفته می‌شود. هدف اصلی این رویکرد، استفاده از آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار به گونه‌ای است که بتوان درصد بالایی از آب شیرین مورد نیاز را از این آب شیرین کن تولید کرد. بنابراین تولید اسمز معکوس به میزان ۳۵۰۰۰، ۵۲۵۰۰ و ۷۰۰۰۰ مترمکعب در روز محدود شده و مجموع تولید آب شیرین توسط دو آب شیرین کن مورد نظر ۱۰۵۰۰۰، ۱۲۲۵۰۰ و ۱۴۰۰۰۰ مترمکعب در روز خواهد بود. با توجه به این مسأله چنانچه این سه حالت برای شش چیدمان مختلف اعمال گردد می‌بایست مجموعاً هیجده فرایند بهینه‌سازی انجام شود.

#### ۵-۲- رویکرد دوم بهینه‌سازی

در رویکرد دوم تولید آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار ثابت نبوده و به منظور دستیابی به یک ارزیابی جامع و مطالعه بهتر اثر میزان تولید آب شیرین هر آب شیرین کن بر جنبه‌های ترمودینامیکی و اقتصادی سیستم ترکیبی آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار و اسمز معکوس، قیود مسأله بر تولید کل آب شیرین اعمال می‌گردد. به عبارت دیگر میزان تولید آب شیرین توسط دو آب شیرین کن مورد نظر به مقادیر ۱۰۵۰۰۰، ۱۲۲۵۰۰ و ۱۴۰۰۰۰ مترمکعب در روز محدود

جدول ۲: قیود مربوط به فرایند بهینه‌سازی

Table 2. Constrains of optimization process

شماره	قیود	شماره	قیود
۱	$T_{g2} > 130\text{ }^{\circ}\text{C}$	۵	$x_{N-RO} < 70000\text{ ppm}$
۲	$T_s - TBT > 3\text{ }^{\circ}\text{C}$	۶	$T_{f-RO} < 45\text{ }^{\circ}\text{C}$
۳	$T_f - T_{cw} > 3\text{ }^{\circ}\text{C}$	۷	$x_{p\text{ tot}} \leq 250\text{ ppm}$
۴	$x_n < 70000\text{ ppm}$		

بهینه ممکن است به سمتی پیش برود که بخواهد بخش قابل توجهی از برق تولیدی نیروگاه را برای تولید آب شیرین مصرف نماید. این مسأله از آنجا ناشی می‌شود که عموماً محصول تولیدی آب شیرین کن اسمز معکوس ارزان‌تر از آب شیرین تولیدی در واحدهای حرارتی است و لذا هنگامیکه هدف در بهینه‌سازی، کمینه‌سازی هزینه تولید محصول است حل بهینه به منظور ارضای تابع هدف به سمت افزایش تولید آب شیرین کن اسمز معکوس پیش می‌رود. بنابراین وجود محدودیت برای تولید محصول، کاملاً ضروری است.

#### ۷- بحث و نتایج

در این بخش نتایج بهینه‌سازی تک هدفه و دوهدفه چیدمان‌های مختلف که از رویکرد اول و دوم به دست آمده ارائه می‌شود. در گام نخست قیمت آب شیرین تولیدی سیستم ترکیبی به عنوان تابع هدف توسط الگوریتم ژنتیک بهینه می‌گردد. نتایج به دست آمده و در هر مرحله چندین بار تکرار شده تا از حصول به جواب بهینه اطمینان حاصل گردد. زمان اجرای برنامه در هر بار اجرای کد محاسباتی از حدود ۶۰ تا ۹۰۰ دقیقه متغیر بوده که در مجموع ساعات زیادی صرف نیل به حل بهینه هر چیدمان شده است. با توجه به این مسائل، پس از اخذ نتایج و پردازش آن، از حل‌های بهینه به دست آمده اطمینان حاصل شد.

#### ۷-۱- بهینه‌سازی تک هدفه

#### ۷-۱-۱- نتایج رویکرد اول

شکل ۱۰ قیمت آب شیرین تولیدی سیستم آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار و اسمز معکوس را برای چیدمان‌های مختلف و در ظرفیت‌های مختلف نشان می‌دهد. با نگاه به این نمودار اولین نکته‌ای که می‌توان به آن پی برد این است که با افزایش ظرفیت در هر چیدمان، قیمت پایین‌تری از آب شیرین توانسته حاصل شود که در واقع یک مسأله کاملاً معقول است. محدوده تغییرات قیمت آب شیرین بین ۰/۷۷ تا ۱/۱۲ دلار بر متر مکعب است که اجمالاً مشخص می‌شود قیمت‌های به دست آمده از قیمت آب شیرین سیستم آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار که در مرجع [۱] مورد مطالعه قرار گرفت پایین‌تر است. بیشترین قیمت آب شیرین به دست آمده مربوط به چیدمان سوم و کمترین

جدول ۱: مقادیر حد بالایی و پایینی متغیرهای تصمیم

Table 1. Upper and lower limitation of decision parameters

ردیف	پارامتر	واحد	حد پایین	حد بالا
۱	دمای بخار گرمایشی ( $T_s$ )	$^{\circ}\text{C}$	۶۰	۷۰
۲	بالاترین دمای آب شور ( $TBT$ )	$^{\circ}\text{C}$	۶۰	۷۰
۳	فشار بخار محرک ( $P_m$ )	bar	۵	۴۵
۴	ضریب تراکم اژکتور ( $C_r$ )	-	۲	۴
۵	تعداد مراحل آب شیرین کن ( $N$ )	-	۳	۱۰
۶	نقطه پینچ چگالنده ( $\Delta T_{cond}$ )	$^{\circ}\text{C}$	۵	۱۰
۷	طول لوله‌های هر مرحله ( $L_{eff}$ )	m	۴	۵
۸	قطر لوله‌های هر مرحله ( $d_{eff}$ )	mm	۱۵	۴۰
۹	نقطه پینچ بویلر ( $T_{pp}$ )	$^{\circ}\text{C}$	۵	۵۰
۱۰	طول لوله‌های بویلر ( $L_{hrsg}$ )	m	۱۰	۲۰
۱۱	قطر لوله‌های بویلر ( $d_{hrsg}$ )	mm	۲۵	۱۵۰
۱۲	چگالی فین هر لوله ( $n_f$ )	$\text{m}^{-1}$	۵۰	۲۸۵
۱۳	ضخامت فین ( $t_f$ )	mm	۰/۹	۳
۱۴	ارتفاع فین ( $h_f$ )	mm	۱۳	۲۵
۱۵	گام لوله‌های بویلر ( $p_t$ )	mm	۳۵	۶۰۰
۱۶	فشار پمپ فشار بالا ( $P_{hp}$ )	bar	۴۰	۸۲
۱۷	تعداد مدول‌ها در هر محفظه فشار ( $N_m$ )	-	۵	۸
۱۸	دبی آب ورودی به محفظه فشار ( $Q_f$ )	$\text{m}^3/\text{s}$	$8/33 \times 10^{-4}$	۰/۰۰۴۵
۱۹	غلظت آب ورودی به آب شیرین کن (چیدمان‌های ۴ و ۵)	ppm	۳۶۰۰۰	۴۵۰۰۰
۲۰	درصد استفاده از جریان خروجی	-	۰	۱

برای نیل به یک محصول واحد، فرض بر این است که محصول به دست آمده از آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار و آب شیرین کن اسمز معکوس با یکدیگر مخلوط شده و بر اساس رابطه (۷) غلظت آن باید کمتر از ۲۵۰ ppm باشد. لازم به ذکر است اختلاط محصول این دو آب شیرین کن مرسوم بوده و یکی از محاسن استفاده از آب شیرین کن‌های ترکیبی است که در مراجع [۳۷-۳۵] به این مسأله اشاره شده است.

برای انجام بهینه‌سازی باید توجه داشت که تمامی چیدمان‌ها می‌بایست در شرایط یکسان بهینه‌سازی شوند. از آنجا که انرژی مورد نیاز آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار از طریق گاز داغ خروجی از دودکش بویلر بازیاب تامین می‌شود تولید آن محدود بوده اما این مسأله در مورد آب شیرین کن اسمز معکوس صادق نیست چراکه انرژی مورد نیاز آن برق تولیدی نیروگاه است. بنابراین در صورت عدم وجود محدودیت تولید برای سیستم آب شیرین کن اسمز معکوس، در حین فرایند بهینه‌سازی، حل



معکوس شده و هزینه تولید محصول را نیز افزایش خواهد داد. همانگونه که در سطور بالا اشاره شد در شکل ۱۱ نسبت قیمت آب شیرین تولید شده در واحدهای آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار و آب شیرین کن اسمز معکوس برای چیدمان اول متفاوت از دیگر چیدمان‌هاست. در حالی که آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار به تنهایی استفاده می‌شود محصول نهایی آن آب شیرین است و دیگر خروجی‌ها مانند آب خنک کن و پساب آن در واقع در صورت عدم استفاده فاقد ارزشند. بنابراین هزینه آن‌ها نیز به هزینه آب شیرین تولید شده اضافه شده و به محصول نهایی اختصاص می‌یابد. به همین دلیل با توجه به اینکه در چیدمان اول از آب خنک کن آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار برای تغذیه سیستم آب شیرین کن اسمز معکوس استفاده می‌شود هزینه آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار با کاهش قابل ملاحظه‌ای رو به رو شده چراکه هزینه آب خنک کن به عنوان خوراک به سیستم اسمز معکوس اختصاص می‌یابد. بنابراین یکی از مهم‌ترین عواید استفاده از سیستم ترکیبی آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار و آب شیرین کن اسمز معکوس می‌تواند کاهش هزینه آب تولیدی آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار باشد که با توجه به نمودار مذکور این کاهش در چیدمان‌های اول تا سوم نسبت به چیدمان ششم کاملاً مشهود است.

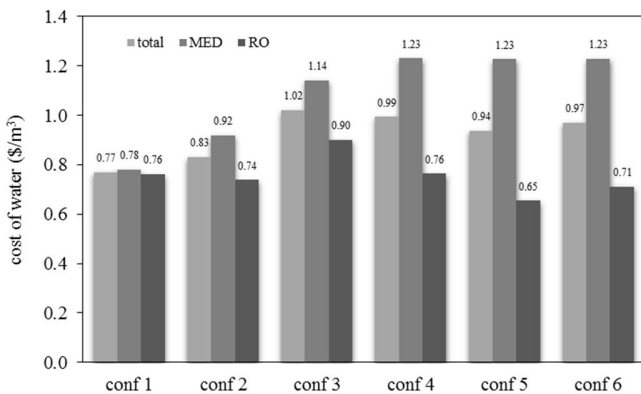


Fig. 11. Comparison of cost of water for METVC and RO system for various configuration in capacity of 140000 m³/day

شکل ۱۱: مقایسه قیمت آب سیستم آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار و آب شیرین کن اسمز معکوس برای چیدمان‌های مختلف در ظرفیت ۱۴۰۰۰۰ مترمکعب در روز

۷-۱-۲ نتایج رویکرد دوم و مقایسه با رویکرد اول

شکل‌های ۱۲ تا ۱۴ روند تغییرات هزینه آب شیرین در چیدمان‌های مختلف مطابق بر نتایج به دست آمده از رویکرد اول را نشان می‌دهد. در واقع در رویکرد دوم نیز چیدمان اول و پس از آن چیدمان دوم کمترین هزینه تولید آب شیرین را دارند و چیدمان ششم نیز با اختلاف کمی نسبت به چیدمان چهارم و پنجم، همچنان رتبه چهارم را به خود اختصاص داده است. مطابق

آن مربوط به چیدمان اول است. همچنین چیدمان ششم که دو آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار و آب شیرین کن اسمز معکوس مستقل از یکدیگر و بدون هیچگونه اتصال مکانیکی و یا حرارتی آب شیرین مورد نیاز را تولید می‌کنند. پس از چیدمان سوم و چهارم بیشترین قیمت آب شیرین را به خود اختصاص داده است و اختلاف آن با چیدمان سوم نیز اندک است. به عنوان یک نتیجه کلی و اولیه، نتایج اخذ شده از نمودار مذکور نشان می‌دهد، کوپلینگ حرارتی و مکانیکی این دو نوع آب شیرین کن به لحاظ قیمت آب شیرین مطلوب‌تر از حالتی است که جداگانه و بطور موازی اقدام به تولید آب شیرین کنند.

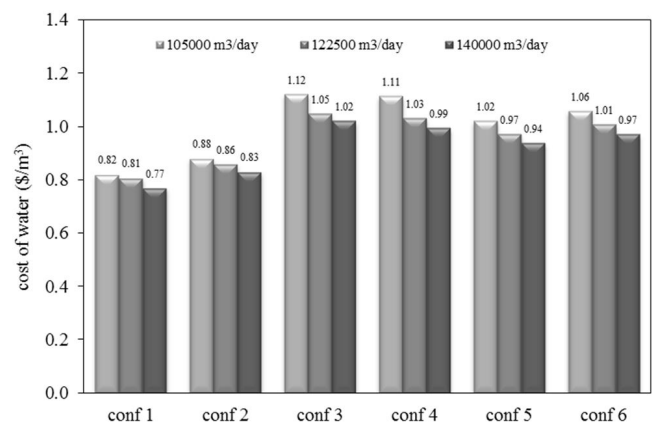


Fig. 10. Comparison of cost of water for various configuration and capacity

شکل ۱۰: مقایسه قیمت آب شیرین برای چیدمان‌های مختلف در ظرفیت‌های مختلف

به منظور بررسی مبسوط‌تر قیمت آب شیرین تولید شده در آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار و همچنین آب شیرین کن اسمز معکوس در شکل ۱۱ برای ظرفیت ۱۴۰۰۰۰ متر مکعب در روز آورده شده است. همانگونه که انتظار می‌رود قیمت آب شیرین به دست آمده از آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار بالاتر از آب شیرین کن اسمز معکوس است که البته این مطلب برای چیدمان اول چندان صادق نیست. کمترین هزینه آب تولید شده توسط آب شیرین کن اسمز معکوس نیز مربوط به چیدمان پنجم است که دلیل آن را می‌توان به این صورت تشریح کرد: با توجه به اینکه در این چیدمان، آب تغذیه آب شیرین کن اسمز معکوس به طور مستقیم از منبع آب شور (مثل دریا) تامین می‌شود لذا آب تغذیه آن کمترین هزینه (به ازای واحد اگرژی) را خواهد داشت. به عبارت دیگر در چیدمان‌های اول تا چهارم، تغذیه سیستم آب شیرین کن اسمز معکوس یا مستقیماً خروجی سیستم آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار بوده است (چیدمان اول و چهارم) و یا آب شوری بوده است که توسط خروجی سیستم آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار گرم شده است (چیدمان دوم و سوم). بنابراین این مطلب منجر به افزایش هزینه جریان آب تغذیه آب شیرین کن اسمز

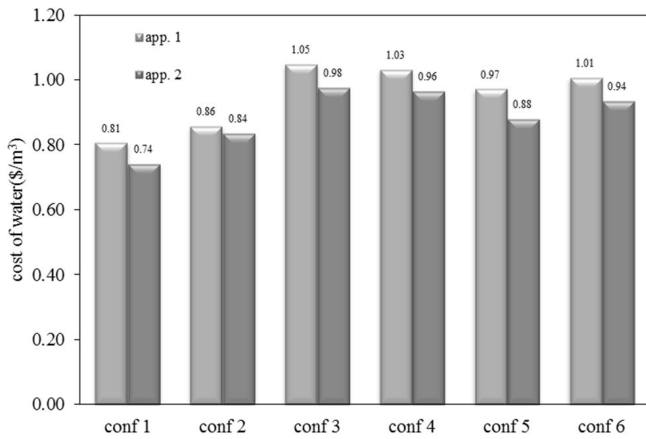


Fig. 14. Comparison of cost of water obtained from first and second approaches in capacity of 122500 m<sup>3</sup>/day

شکل ۱۴: مقایسه قیمت آب شیرین به دست آمده از رویکرد اول و دوم بهینه‌سازی در ظرفیت ۱۲۲۵۰۰ متر مکعب در روز

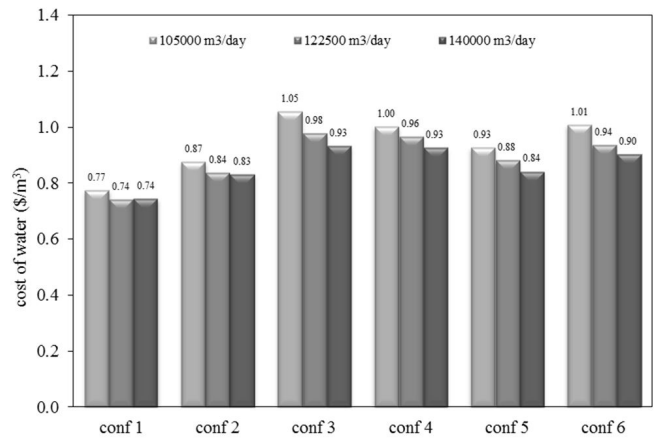


Fig. 12. Comparison of cost of water for various configuration and capacity

شکل ۱۲: مقایسه قیمت آب شیرین برای چیدمان‌های مختلف در ظرفیت‌های مختلف

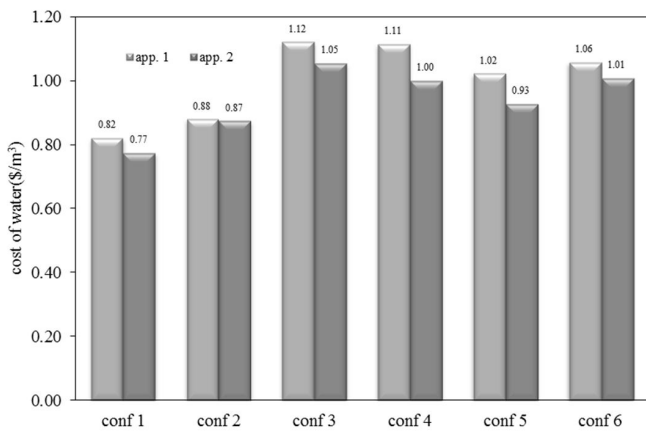


Fig. 15. comparison of cost of water obtained from first and second approaches in capacity of 105000 m<sup>3</sup>/day

شکل ۱۵: مقایسه قیمت آب شیرین به دست آمده از رویکرد اول و دوم بهینه‌سازی در ظرفیت ۱۰۵۰۰۰ متر مکعب در روز

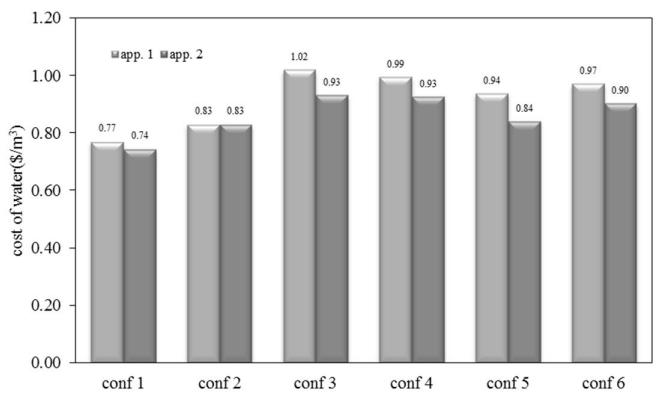


Fig. 13. Comparison of cost of water obtained from first and second approaches in capacity of 140000 m<sup>3</sup>/day

شکل ۱۳: مقایسه قیمت آب شیرین به دست آمده از رویکرد اول و دوم بهینه‌سازی در ظرفیت ۱۴۰۰۰۰ متر مکعب در روز

شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار و پایین‌ترین قیمت در واحد آب شیرین‌کن اسمز معکوس برخوردار است.

#### ۷-۲- بهینه‌سازی دو هدفه

در بخش قبلی نتایج، هزینه تولید محصول به عنوان تابع هدف مدنظر قرار گرفت چراکه در خیلی از مسائل مشابه تنها عامل و شاخص مهم، شاخصه اقتصادی بوده و حتی شاخصه‌های ترمودینامیکی نیز درجه اهمیت پایین‌تری دارند. در واقع این رویکرد، رویکردی واقعی است که بخش‌های مختلف صنعت کاملاً به آن تاکید داشته و همواره مهمترین هدف پژوهش‌های اینچنینی را تشکیل می‌دهد. اما در این بخش با توجه به لزوم توجه به شاخصه‌های ترمودینامیکی سیستم مورد مطالعه در یک پژوهش دانشگاهی، تابع هدف دیگری نیز مورد توجه قرار خواهد گرفت.

یکی از شاخصه‌هایی که به لحاظ ترمودینامیکی از اهمیت خاصی

آنچه در شکل ۱۵ قابل رویت است به طور کلی هزینه تولید آب شیرین که از رویکرد دوم به دست آمده مقادیر پایین‌تری داراست. این مطلب همانگونه که اشاره شد به علت کاهش تولید واحد آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار و افزایش تولید واحد آب شیرین‌کن اسمز معکوس بوده که کاهش قیمت را نیز در پی دارد. مقایسه بین تولید آب شیرین در حل بهینه به دست آمده از رویکرد اول و دوم نشان می‌دهد در چیدمان دوم قیمت آب شیرین تولیدی به دست آمده از دو رویکرد، مقادیر نسبتاً یکسان دارد که دلیل آن سهم قابل ملاحظه واحد آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار در تولید آب شیرین در هر دو رویکرد است. در نتیجه این سهم از تولید، قیمت آب شیرین سیستم آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار در چیدمان دوم اختلاف قابل ملاحظه‌ای با چیدمان‌های سوم تا ششم دارد. از سوی دیگر چیدمان پنجم به دلیل استفاده از آب تغذیه با کمترین هزینه و تامین بخش قابل ملاحظه‌ای از تولید کل توسط واحد آب شیرین‌کن اسمز معکوس، از بالاترین قیمت آب شیرین در واحد آب

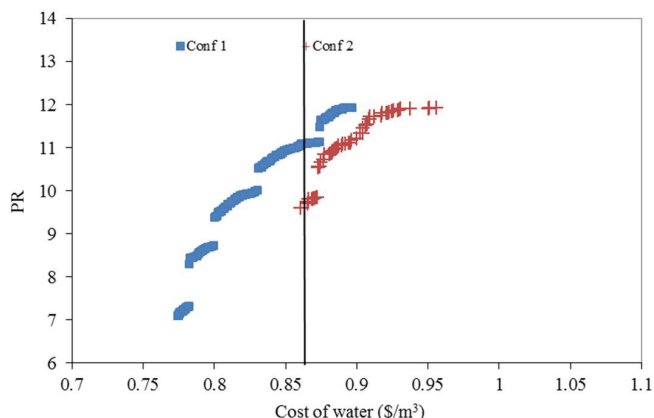


Fig. 17. Pareto front of multi objective optimization in second approach for configuration 1 and 2

شکل ۱۷: جبهه پارتو به دست آمده از بهینه سازی دو هدفه بر اساس پیشینه سازی ضریب عملکرد و کمینه سازی قیمت آب در رویکرد دوم

راندمان آگرژی هر چیدمان را در مقایسه با چیدمان‌های دیگر مطالعه نمود و به نتیجه جامع تری دست یافت.

شکل‌های ۱۸ و ۱۹ جبهه پارتو را برای چیدمان‌های مختلف در رویکرد اول و دوم بهینه‌سازی نشان می‌دهد. جهت مقایسه بهتر تمامی پارتوها برای چیدمان‌های مختلف در یک نمودار نشان داده شده است. از آنجا که هدف بهینه‌سازی نیل به کمترین هزینه تولید محصول و بیشترین راندمان آگرژی است، هر چه جبهه پارتو به قسمت تیره‌تر نمودار نزدیک‌تر باشد مطلوب‌تر خواهد بود. بنابراین صراحتاً می‌توان چیدمان اول را به عنوان مطلوب‌ترین چیدمان انتخاب نمود. این چیدمان چه در رویکرد اول و چه در رویکرد دوم بالاترین میزان راندمان آگرژی و کمترین هزینه تولید محصول را دارد بطوریکه جبهه پارتو تشکیل شده آن هیچگونه وجه اشتراکی با دیگر چیدمان ندارد. مطلوبیت چیدمان اول در بخش قبلی نتایج نیز تا حدود زیادی به اثبات رسیده بود که در این قسمت نیز تایید می‌شود.

از سوی دیگر چیدمان دوم نیز به لحاظ قیمت محصول تولیدی چه در رویکرد اول و چه در رویکرد دوم وضعیت مطلوبی دارد؛ هر چند که از حیث راندمان آگرژی پایین‌ترین مقدار را در بین چیدمان‌های مختلف به خود اختصاص داده که دلیل آن همان آگرژی پایین آب شیرین تولیدی در واحد آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار است. نکته دیگری که باید اضافه کرد این است که جبهه پارتو این چیدمان در رویکرد اول بسیار محدود بود و محدوده تغییرات هزینه تولید محصول در آن از ۰/۹۳ تا ۰/۹۴ دلار بر مترمکعب آب شیرین تغییر می‌کند.

چیدمان سوم و چهارم نیز موقعیت مشابهی دارند. جبهه پارتو در هر دو چیدمان بالاترین هزینه تولید آب شیرین را شامل می‌شود ضمن اینکه راندمان آگرژی چیدمان چهارم بالاتر از چیدمان سوم است. نکته قابل ذکر دیگر این است که در رویکرد اول، چیرگی چیدمان چهارم بر چیدمان سوم کاملاً محسوس است چراکه محدوده قیمتی آن گستردگی بیشتری دارد. چیدمان پنجم وضعیت متفاوت تری نسبت به دیگر چیدمان دارد. در این

برخوردار است ضریب عملکرد آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار است که به نوعی توصیف کننده راندمان تولید این آب شیرین کن است. با توجه به ثابت بودن مشخصه‌های ترمودینامیکی گاز داغ ورودی به بویلر بازیاب، میزان تولید آب شیرین به ازای واحد جرمی بخار محرک (ضریب عملکرد) می‌تواند توانایی سیستم آب شیرین کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار را در ازای انرژی ورودی به آن تشریح نماید. به همین منظور در شکل ۱۶ برای مقایسه میزان ضریب عملکرد و قیمت آب چیدمان‌های مختلف در رویکرد دوم بهینه‌سازی آورده شده است. شکل مذکور برای ظرفیت ۱۴۰۰۰۰ متر مکعب در روز رسم شده و به دلیل اینکه روند کلی این شکل در ظرفیت‌های دیگر تقریباً مشابه بوده است از آوردن آن‌ها در اینجا خودداری شده است. همانگونه که مشاهده می‌گردد چیدمان اول و پس از آن چیدمان دوم بهترین مقادیر ضریب عملکرد و قیمت آب را از آن خود کرده‌اند.

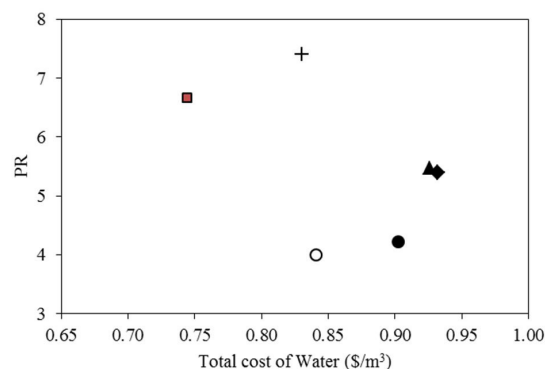


Fig. 16. Amount of performance ratio and cost of water for various configuration in capacity of 140000 m<sup>3</sup>/day

شکل ۱۶: میزان ضریب عملکرد و قیمت آب شیرین چیدمان‌های مختلف در ظرفیت ۱۴۰۰۰۰ مترمکعب در روز

به منظور مطالعه بهتر تاثیر ضریب عملکرد در حل بهینه‌سازی‌های مختلف، شکل ۱۷ ارائه می‌شود که جبهه پارتو را در بهینه‌سازی دو هدفه چیدمان‌های اول و دوم با هدف پیشینه‌سازی ضریب عملکرد و کمینه‌سازی قیمت آب نشان می‌دهد. جبهه پارتو با استفاده از الگوریتم ژنتیک چند هدفه موجود در نرم افزار متلب بدست آمده است. با توجه به شکل کاملاً واضح است که به ترتیب چیدمان اول و دوم بالاترین مقادیر ضریب عملکرد را در ازای یک قیمت مشخص آب که با خط عمودی نشان داده شده است، دارند. البته همانگونه که مشخص است محدود پوشش جبهه پارتو برای چیدمان دوم کمتر از چیدمان دیگر است.

اما از دیگر پارامترهای ترمودینامیکی که می‌تواند در بهینه‌سازی دو هدفه مورد توجه قرار گیرد، راندمان آگرژی کل سیستم است که در تحلیل سیستم‌های انرژی از درجه اعتبار بالایی برخوردار است. به همین دلیل در بخش بعدی، فرایند بهینه‌سازی به شکل دو هدفه و به منظور رسیدن به کمترین هزینه تولید محصول و بیشترین راندمان آگرژی انجام شده است. با انجام این فرایند بهینه‌سازی می‌توان وضعیت تغییرات هزینه آب شیرین و

چیدمان ششم که کاملاً مستقل از یکدیگر و بدون هیچگونه اتصال مکانیکی و یا گرمایی آب شیرین مورد نیاز را تولید می‌کنند نقطه تلاقی این چیدمان با چیدمان‌های مذکور می‌تواند تعبیر دیگری نیز داشته باشد. در واقع اگر قرار باشد راندمان و هزینه آب شیرین تولیدی مطلوب برای طراحی همان مقدار نقطه تلاقی باشد می‌توان از چیدمان ششم به جای چیدمان‌های دیگر استفاده نمود چراکه چیدمان ششم ساده‌ترین و ابتدایی‌ترین چیدمان است.

### ۸- نتیجه‌گیری

در این پژوهش به ارزیابی ترموآکونومیکی و بهینه‌سازی اتصال دو آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار و آب شیرین‌کن اسمز معکوس و سیکل توربین گاز پرداخته شد. شش چیدمان مختلف در دو رویکرد بهینه‌سازی با استفاده از روش ترموآکونومیک ارزیابی شدند. در رویکرد اول هدف استفاده از آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار به منظور تولید درصد بالایی از آب شیرین مورد نیاز بوده ولی در رویکرد دوم تولید آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار متعبر فرض شده بود. هدف نهایی دستیابی به یک ارزیابی جامع و مطالعه بهتر اثر میزان تولید آب شیرین هر آب شیرین‌کن بر جنبه‌های ترمودینامیک و اقتصادی سیستم ترکیبی بود. بنابراین مجموعاً سی و شش فرایند بهینه‌سازی با قیود حاکم بر تولید کل آب شیرین، انجام شد. نتایج نهایی نشان داد که می‌توان چیدمان اول را به عنوان مطلوب‌ترین چیدمان انتخاب نمود. این چیدمان چه در رویکرد اول و چه در رویکرد دوم بالاترین میزان راندمان انرژی و کمترین هزینه تولید محصول را دارد. چیدمان دوم نیز به لحاظ قیمت محصول تولیدی چه در رویکرد اول و چه در رویکرد دوم وضعیت مطلوبی دارد هر چند که از حیث راندمان انرژی پایین‌ترین مقدار را در بین چیدمان‌های مختلف به خود اختصاص داده است. همچنین تغییرات راندمان انرژی سیستم مورد مطالعه در هر چیدمان نیز موید همین مطلب بوده و اولویت‌بندی چیدمان‌ها دچار تغییر نمی‌سازد.

### پیوست الف: مدل‌سازی آب شیرین‌کن اسمز معکوس

در مدل‌سازی سیستم آب شیرین‌کن اسمز معکوس فرض‌های زیر در نظر گرفته می‌شود:

- در طی فرایند شیرین‌سازی هیچگونه واکنش شیمیایی صورت نمی‌پذیرد.
  - فرایند به صورت دما ثابت انجام می‌شود.
  - سیستم در شرایط پایدار تحلیل می‌شود.
- معادلات توازن جرم برای آب و نمک به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$Q_f = Q_c + Q_p \quad (\text{الف} - ۱)$$

$$Q_f C_f = Q_c C_c + Q_p C_p \quad (\text{الف} - ۲)$$

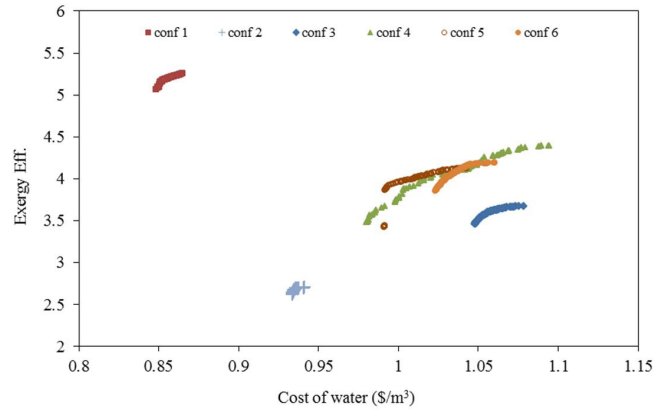


Fig. 18. Pareto front of multi objective optimization in first approach  
شکل ۱۸: حل بهینه به دست آمده از بهینه‌سازی دو هدفه در رویکرد اول

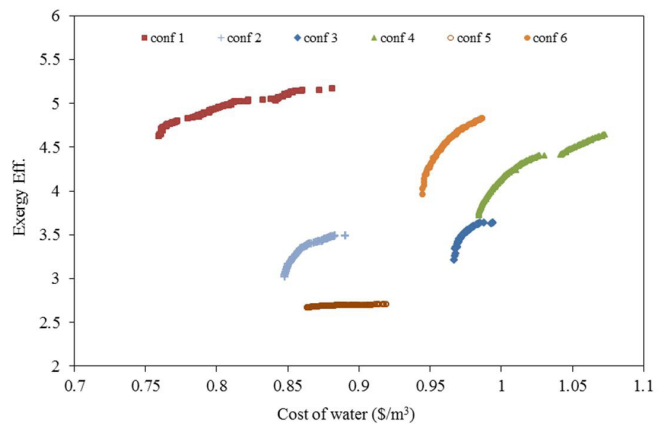


Fig. 19. Pareto front of multi objective optimization in second approach  
شکل ۱۹: حل بهینه به دست آمده از بهینه‌سازی دو هدفه در رویکرد دوم

چیدمان، جبهه پارتو در رویکرد اول راندمان بالاتری دارد اما در رویکرد دوم پایین‌ترین راندمان را در بین چیدمان‌های مختلف داراست. با بررسی بیشتر نتایج مشخص می‌شود که در رویکرد دوم، سهم آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار از تولید کل حدود ۲۵٪ است که باعث می‌شود انرژی محصول در مقایسه با حل بهینه به دست آمده از رویکرد اول کاهش یافته و در نتیجه راندمان انرژی افت کند. نکته قابل تامل دیگر این است که راندمان انرژی چیدمان ششم در رویکرد دوم بالاتر از چیدمان پنجم است که این مسئله به سهم بالاتر آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار در تولید بر می‌گردد.

یکی از موارد مهمی که در شکل ۱۸ به چشم می‌خورد تلاقی جبهه‌های پارتو در چیدمان‌های سوم، چهارم و پنجم است. این مطلب نشان‌دهنده نزدیکی مقادیر توابع هدف در این سه چیدمان در حول نقطه تلاقی است. با این وجود، مقادیر توابع هدف در چیدمان چهارم و پنجم، قبل و بعد از نقطه تلاقی، از چیدمان ششم مطلوب‌تر است. همین مساله در رویکرد دوم برای چیدمان ششم نیز بوجود می‌آید. با توجه به ترکیب واحد آب شیرین‌کن اسمز معکوس و آب شیرین‌کن تقطیری چند مرحله‌ای با تراکم گرمایی بخار در

$$(C_m - C_p) = (C_b - C_p) \exp\left(\frac{J_w}{k}\right) \quad (\text{الف} - ۱۰)$$

که در رابطه بالا  $k$  ضریب انتقال جرم بر حسب  $m/s$  و  $b$  ضریب ضریب به بالک می‌باشد. با جایگذاری (الف.۱۰) در رابطه (الف.۹) رابطه ذیل به دست می‌آید:

$$\Delta\pi = 0.9524 \left[ (C_b - C_p) \exp\left(\frac{J_w}{k}\right) \right] \\ \left[ (C_b - C_p) \exp\left(\frac{J_w}{k}\right) + 2C_p \right] \quad (\text{الف} - ۱۱) \\ + 81633 (C_b - C_p) \exp\left(\frac{J_w}{k}\right)$$

غلظت بالک آب شور را می‌توان در قالب یک رابطه خطی از غلظت آب تغذیه و پساب خروجی در هر نقطه به صورت زیر اندازه گیری کرد:

$$C_b(x) = C_f + \left(\frac{C_e - C_f}{L}\right)x \quad (\text{الف} - ۱۲)$$

غلظت محصول نهایی به صورت زیر قابل محاسبه خواهد بود:

$$C_p = C_b \left( \frac{B_s}{J_w + B_s} \right) \quad (\text{الف} - ۱۳)$$

ضریب انتقال جرم در کانال مدول‌های spiral wound با استفاده از رابطه ذیل می‌تواند محاسبه گردد [۴۱]:

$$Sh = 0.664 k_{dc} Re^{0.5} Sc^{0.33} \left( \frac{2d_h}{l} \right) \quad (\text{الف} - ۱۴)$$

$$Sh = \frac{kd_h}{D} \quad (\text{الف} - ۱۵)$$

$$Re = \frac{\rho d_h u}{\mu} \quad (\text{الف} - ۱۶)$$

$$u = \frac{Q_b}{wh_{sp} \varepsilon} \quad (\text{الف} - ۱۷)$$

در رابط فوق  $sh$ ،  $Re$  و  $Sc$  اعداد بی بعد شرود، رینولدز و اشمیت می‌باشند. همچنین  $D$ ،  $u$  و  $Q_b$  نیز به ترتیب ضریب پخش نمک بر حسب  $m^2/s$  سرعت متوسط سیال در کانال مدول و دبی حجمی متوسط سیال در داخل محفظه فشار است. پارامترهای  $kdc$ ،  $w$ ،  $l$ ،  $hsp$ ،  $dh$  و  $\varepsilon$  مربوط به هندسه مدول مورد نظر می‌باشند که مقادیر آن‌ها در جدول آمده است. مقدار دبی حجمی متوسط سیال به صورت متوسط دبی تغذیه و پساب خروجی محاسبه می‌شود.

که  $Q$  دبی بر حسب  $m^3/s$  و  $f$ ،  $C$  و  $p$  مربوط به آب تغذیه، پساب شور و آب شیرین تولید شده می‌باشد. فلاکس آب شیرین<sup>۱</sup> و نمک<sup>۲</sup> با استفاده از روابط ذیل می‌توانند محاسبه شوند.

$$Q_p = J_w A \quad (\text{الف} - ۳)$$

$$J_w = A_w (\Delta P - \Delta\pi) \quad (\text{الف} - ۴)$$

$$J_s = B_s (C_m - C_p) \quad (\text{الف} - ۵)$$

در روابط بالا  $A$  سطح موثر مدول‌های اسمز معکوس بر حسب مترمربع،  $\Delta P$  اختلاف فشار بین آب تغذیه و محصول نهایی،  $\Delta\pi$  اختلاف فشار اسمزی در طول ممبران بر حسب پاسکال،  $A_w$  و  $B_s$  ضریب عبور آب بر حسب  $m/PA.s$  و ضریب عبور نمک بر حسب  $m^3/m^2.s$  می‌باشد. مقادیر ضریب عبور آب و نمک به صورت تابعی از دمای آب تغذیه می‌توانند به صورت زیر تعیین شوند [۳۸]:

$$A_w = 4.5 \times 10^{-7} \exp\left( 8.6464 \left( \frac{T_{f-RO} - 293}{293} \right) - 0.0028 P_f \right) \quad (\text{الف} - ۶)$$

$$B_s = 6.8 \times 10^{-9} \exp\left( 14.648 \left( \frac{T_{f-RO} - 293}{293} \right) \right) \quad (\text{الف} - ۷)$$

روابط زیادی برای محاسبه فشار اسمزی در طی سال‌های اخیر ارائه شده است. بنابراین با توجه به محدوده غلظتی مورد استفاده و استفاده از مدول‌های Filmtec SW30HR-380 در این پژوهش، رابطه ذیل مورد استفاده قرار می‌گیرد که در واقع یک رابطه تجربی بوده و از مراجع [۳۸] و [۳۹] اخذ شده است.

$$\pi = 0.9524 C^2 + 81633 C - 236143 \quad (\text{الف} - ۸)$$

لازم به ذکر است مدول SW30HR-380 یکی از مدول‌های ۸ اینچی شرکت Filmtec است که در آب شیرین‌کن‌های اسمز معکوس آب دریا بسیار مورد استفاده بوده و سطح موثر آن حدود ۳۵ متر مربع می‌باشد. علاوه بر این، در مقالات و پژوهش‌های زیادی به عنوان یکی از پر کاربردترین مدول‌های مورد استفاده در شیرین‌سازی آب دریا از آن یاد شده است [۴۴-۴۰]. با استفاده از رابطه (الف.۸) اختلاف فشار اسمزی می‌تواند به صورت زیر نوشته شود:

$$\Delta\pi = 0.9524 (C_m^2 - C_p^2) + 81633 (C_m - C_p) \quad (\text{الف} - ۹)$$

با استفاده از پلاریزاسیون غلظتی<sup>۳</sup> داریم:

- 1 Water flux
- 2 Salt flux
- 3 Concentration Polarization

جدول الف - ۱: مشخصات مدول SW30HR-380 [۳۸]

Table A-1. The specification of SW30HR-380

پارامتر	مقدار
$kdc$	۱/۰۵
$dh$ (m)	$۸/۱۲۶ \times ۱۰^{-۴}$
$l$ (m)	$۲/۷۷ \times ۱۰^{-۳}$
$hsp$ (m)	$۵/۹۳ \times ۱۰^{-۴}$
$\varepsilon$	۰/۹
$A'$	۷/۳۸
$n$	۰/۳۴

$$Q_b = \frac{Q_f + Q_c}{2} \quad (\text{الف - ۱۸})$$

افت فشار سیال عبوری از ممبران را با استفاده از رابطه ذیل می‌توان محاسبه نمود.

$$\Delta P_L = \frac{\rho u^2 L C_{td}}{2d_h} \quad (\text{الف - ۱۹})$$

$$C_{td} = \frac{A'}{Re^n} \quad (\text{الف - ۲۰})$$

$$\Delta P = (P_f - \Delta P_L) - P_p \quad (\text{الف - ۲۱})$$

مجموعه معادلات بالا یک دستگاه غیر خطی را تشکیل خواهند داد که با توجه به ورودی‌های مسأله می‌بایست حل شوند. شایان ذکر است این دستگاه معادلات برای هریک از مدول‌های داخل محفظه فشار می‌بایست حل شده تا نهایتاً دبی و غلظت آب شیرین و پساب خروجی از محفظه فشار مشخص گردد. بنابراین مشخص می‌شود که پارامترهای خروجی به دست آمده برای هر مدول، پارامترهای ورودی مدول بعدی خواهد بود و بدین ترتیب به تعداد مدول‌های موجود در محفظه فشار، معادلات فوق در قالب یک دستگاه حل شده تا نهایتاً جواب نهایی تعیین گردد. لذا دبی حجمی محصول نهایی و غلظت آن به صورت ذیل قابل محاسبه خواهد بود:

$$Q_p = \sum_{j=1}^n Q_{p,j} \quad (\text{الف - ۲۲})$$

$$C_p = \frac{\sum_{j=1}^n C_{p,j} Q_{p,j}}{Q_p} \quad (\text{الف - ۲۳})$$

مصرف انرژی ویژه سیستم آب شیرین کن اسمز معکوس نیز بوسیله رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$sE_{Ro} = \frac{Q_f P_f (\eta_{pump})^{-1} - Q_{ers} P_{ers} (\eta_{ers})^{-1}}{Q_p} \quad (\text{الف - ۲۴})$$

### فهرست علائم

$B$	دبی جرمی پساب (kg/s)
$B_s$	نفوذپذیری نمک (m/kPa.s)
$C$	هزینه جریان (\$/s)
$c$	هزینه جریان به ازای واحد انرژی (\$/kJ)
$CC$	هزینه سرمایه گذاری (\$/s)
$C_b$	غلظت بالک آب (ppm)
$C_m$	غلظت آب روی دیواره ممبران (ppm)
$C_w$	قیمت آب (\$/m <sup>3</sup> )
$C_s$	قیمت بخار (\$/ton)
$C_p$	غلظت محصول (ppm)
$j_w$	فلاکس آب شیرین (m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup> .s)
$j_s$	فلاکس نمک (m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup> .s)
$m$	دبی جرمی (kg/s)
$mf$	کسر جرمی
$M$	دبی جرمی (kg/s)، جرم (kg)
$P$	فشار (kPa)
$PR$	ضریب عملکرد
$Re$	عدد رینولدز
$r_2, r_3, r_4$	ضرایب ثابت
$sE_{RO}$	مصرف انرژی الکتریکی ویژه (kWh/m <sup>3</sup> )
$Sh$	عدد شرود
$Sc$	عدد اشمیت
$S_T$	گام مورب (m)
$T$	دما (°C)
$T'$	دما (°C)
$TRR$	نیازمندی‌های درآمدی کل (\$)

### علامت یونانی

$\eta$	راندمان
$\Delta P_a$	تلفات مربوط به شتاب (kPa)
$\Delta P_f$	تلفات اصطکاکی (kPa)
$\Delta P_g$	تلفات مربوط به نیروی جاذبه (kPa)

*purification technology roadmap*, National Academies Press, 2004.

- [4] K. Kuenstle, V. Janisch, Optimization of a dual purpose plant for seawater desalination and electricity production, *Desalination*, 30(1) (1979) 555-569.
- [5] F. Pacini, Gas turbines in desalination plants, *Desalination*, 45(1-3) (1983) 281-288.
- [6] A. Shawly, F. Girgis, A. Kreuzer, H.-D. von Loebbecke, Gas turbine a major factor to reduce capital and operating costs for dual purpose desalination and power plant, *Desalination*, 44(1-3) (1983) 17-27.
- [7] M.N. Saeed, Fuel efficiencies, allocation of fuels and fuel costs for power and desalination in dual purpose plants: A novel methodology, *Desalination*, 85(2) (1992) 213-229.
- [8] A.M. El-Nashar, A. El-Baghdady, Analysis of water desalination and power generation expansion plans for the Emirate of Abu Dhabi—a preliminary study, *Desalination*, 49(3) (1984) 271-292.
- [9] N. Wade, R. Heaton, D. Boulter, Desalination and water reuse comparison of MSF and RO in dual purpose power and water plants, *Desalination*, 55 (1985) 373-386.
- [10] M. Shakouri, H. Ghadamian, R. Sheikholeslami, Optimal model for multi effect desalination system integrated with gas turbine, *Desalination*, 260(1-3) (2010) 254-263.
- [11] R. Kamali, A. Abbassi, S.S. Vanini, M.S. Avval, Thermodynamic design and parametric study of MED-TVC, *Desalination*, 222(1-3) (2008) 596-604
- [12] R. Kamali, S. Mohebinia, Experience of design and optimization of multi-effects desalination systems in Iran, *Desalination*, 222(1-3) (2008) 639-645.
- [13] R. Kouhikamali, M. Sanaei, M. Mehdizadeh, Process investigation of different locations of thermo-compressor suction in MED-TVC plants, *Desalination*, 280(1-3) (2011) 134-138.
- [14] R. Kamali, A. Abbassi, S.S. Vanini, A simulation model and parametric study of MED-TVC process, *Desalination*, 235(1-3) (2009) 340-351.
- [15] A. Muginstein, Y. Cohen, L. Levin, S. Frant, Production of desalinated water and electricity in a dual-purpose plant operating in a dispatchable electricity system—techno-economical analysis, *Desalination*, 156(1-3) (2003) 361-366.
- [16] M. Darwish, S. Al Otaibi, K. Al Shayji, Suggested

$\pi\Delta$	اختلاف فشار اسمزی (kPa)
$\Delta T_{max}$	بیشینه اختلاف دما (°C)
$\Delta T_{min}$	کمینه اختلاف دما (°C)
$\Delta T_{LM}$	اختلاف دمای لگاریتمی (°C)

#### زیرنویس

$b$	بالک، پساب MED
$c$	چگالنده، پساب، کمپرسور
$cc$	محفظه احتراق
$cw$	آب خنک کن MED
$d$	آب شیرین MED
$e$	تبخیرکننده آب شیرین کن
$eco$	اکونومایزر
$eva$	اوپراتور
$eff$	مرحله
$ev$	بخار مکشی اژکتور
$ex$	اگزورژی
$f$	آب تغذیه، مقاومت رسوب
$f-RO$	آب تغذیه RO
$F$	سوخت
$hB$	پساب فشار بالا در RO
$hs$	بخار گرمایشی
$hsw$	آب تغذیه فشار بالا در RO
$i$	داخلی، جریان ورودی، شماره مرحله
$o$	خارجی، جریان خروجی، حالت مرده
$k$	جزء $k$ ام

#### بالانویس

$j$	شماره مرحله یا ممبران
$n$	مرحله آخر یا ممبران

#### منابع

- [1] S.E. Shakib, S.R. Hosseini, M. Amidpour, C. Aghanajafi, Multi-objective optimization of a cogeneration plant for supplying given amount of power and fresh water, *Desalination*, 286 (2012) 225-234.
- [2] A.H. Khan, *Desalination processes and multistage flash distillation practice*, Elsevier New York, 1986.
- [3] N.R. Council, *Review of the desalination and water*

- Thermoeconomic optimization of the pinch point and gas-side velocity in heat recovery steam generators, *Proceedings of the institution of mechanical engineers, Part A: Journal of power and energy*, 224(6) (2010) 761-771.
- [30] M.S. Peters, K.D. Timmerhaus, R.E. West, K. Timmerhaus, R. West, *Plant design and economics for chemical engineers*, McGraw-Hill New York, 1968.
- [31] H.T. El-Dessouky, H.M. Ettouney, *Fundamentals of salt water desalination*, Elsevier, 2002.
- [32] C. Park, P.-K. Park, P.P. Mane, H. Hyung, V. Gandhi, S.-H. Kim, J.-H. Kim, Stochastic cost estimation approach for full-scale reverse osmosis desalination plants, *Journal of Membrane Science*, 364(1-2) (2010) 52-64.
- [33] M.G. Marcovecchio, P.A. Aguirre, N.J. Scenna, Global optimal design of reverse osmosis networks for seawater desalination: modeling and algorithm, *Desalination*, 184(1-3) (2005) 259-271.
- [34] C. Fritzmann, J. Löwenberg, T. Wintgens, T. Melin, State-of-the-art of reverse osmosis desalination, *Desalination*, 216(1-3) (2007) 1-76.
- [35] S.E. Shakib, M. Amidpour, C. Aghanajafi, A new approach for process optimization of a METVC desalination system, *Desalination and Water Treatment*, 37(1-3) (2012) 84-96.
- [36] FILMTEC™ Reverse Osmosis Membranes, Technical Manual, in, , www.dow.com.
- [37] J. De Gunzbourg, D. Larger, Cogeneration applied to very high efficiency thermal seawater desalination plants, *Desalination*, 125(1-3) (1999) 203-208.
- [38] T. Kaghazchi, M. Mehri, M.T. Ravanchi, A. Kargari, A mathematical modeling of two industrial seawater desalination plants in the Persian Gulf region, *Desalination*, 252(1-3) (2010) 135-142.
- [39] S. Avlonitis, M. Pappas, K. Moutesidis, A unified model for the detailed investigation of membrane modules and RO plants performance, *Desalination*, 203(1-3) (2007) 218-228.
- [40] M. Safar, M. Jafar, M. Abdel-Jawad, S. Bou-Hamad, Standardization of RO membrane performance, *Desalination*, 118(1-3) (1998) 13-21.
- [41] J. Redondo, A. Casanas, Designing seawater RO for clean and fouling RO feed. Desalination experiences with the FilmTec SW30HR-380 and SW30HR-320 elements—technical—economic review, *Desalination*, modifications of power-desalting plants in Kuwait, *Desalination*, 216(1-3) (2007) 222-231.
- [17] A. Messineo, F. Marchese, Performance evaluation of hybrid RO/MEE systems powered by a WTE plant, *Desalination*, 229(1-3) (2008) 82-93.
- [18] E. Cardona, A. Piacentino, F. Marchese, Performance evaluation of CHP hybrid seawater desalination plants, *Desalination*, 205(1-3) (2007) 1-14.
- [19] T. Rensonnet, J. Uche, L. Serra, Simulation and thermoeconomic analysis of different configurations of gas turbine (GT)-based dual-purpose power and desalination plants (DPPDP) and hybrid plants (HP), *Energy*, 32(6) (2007) 1012-1023.
- [20] G. Iaquaniello, A. Salladini, A. Mari, A. Mabrouk, H. Fath, Concentrating solar power (CSP) system integrated with MED-RO hybrid desalination, *Desalination*, 336 (2014) 121-128.
- [21] H. Mokhtari, M. Sepahvand, Thermoeconomic and exergy analysis in using hybrid systems (GT+ MED+ RO) for desalination of brackish water in Persian Gulf, *Desalination*, 399 (2016) 1-15.
- [22] S. Sadri, M. Ameri, R.H. Khoshkhou, Multi-objective optimization of MED-TVC-RO hybrid desalination system based on the irreversibility concept, *Desalination*, 402 (2017) 97-108
- [23] N. Kahraman, Y.A. Cengel, Exergy analysis of a MSF distillation plant, *Energy Conversion and Management*, 46(15-16) (2005) 2625-2636.
- [24] A. Lazzaretto, G. Tsatsaronis, SPECO: a systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems, *Energy*, 31(8-9) (2006) 1257-1289.
- [25] D.M. Paulus, G. Tsatsaronis, Auxiliary equations for the determination of specific exergy revenues, *Energy*, 31 (2006) 3235-3247.
- [26] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, M.J. Moran, *Thermal design and optimization*, John Wiley & Sons, 1996.
- [27] Y. El-Sayed, Designing desalination systems for higher productivity, *Desalination*, 134(1-3) (2001) 129-158.
- [28] C. Casarosa, F. Donatini, A. Franco, Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants, *Energy*, 29(3) (2004) 389-414.
- [29] A. Behbahani-Nia, S. Sayadi, M. Soleymani,



- [43] H.-J. Oh, T.-M. Hwang, S. Lee, A simplified simulation model of RO systems for seawater desalination, *Desalination*, 238(1-3) (2009) 128-139.
- [44] D. Akgul, M. Çakmakçı, N. Kayaalp, I. Koyuncu, Cost analysis of seawater desalination with reverse osmosis in Turkey, *Desalination*, 220(1-3) (2008) 123-131.
- 134(1-3) (2001) 83-92.
- [42] J. Redondo, Lanzarote IV, a new concept for two-pass SWRO at low O&M cost using the new high-flow FILMTEC SW30-380, *Desalination*, 138(1-3) (2001) 231-236.

Please cite this article using:

S. E. Shakib, M. Amidpour, M. M. Ghafooryan, Optimization of a Hybrid Multi-effect Desalination with Thermal Vapor Compression and Reverse Osmosis Desalination System Integrated to A Gas Turbine Cycle, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 50(6) (2018) 1333-1350.  
DOI: 10.22060/mej.2017.12982.5491

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:



