

آنالیز فنی - اقتصادی سیستم ترکیبی تولید توان، آب شیرین و سرمایش

مرتضی زمزم^۱، امین نامجو^۲، ابراهیم جهانشاهی جواران^{۳*}

^۱ دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد کرمان، کرمان، ایران، mortezazamzam@gmail.com

^۲ استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد کرمان، کرمان، ایران، namjoo@iauk.ac.ir

^۳ دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهید باهنر کرمان، کرمان، ایران، e.jahanshahi@uk.ac.ir

دریافت: ۱۳۹۹/۸/۶، بازنگری: ۱۳۹۹/۱۲/۱۰، پذیرش: ۱۳۹۹/۱۲/۲۷

چکیده

در نیروگاه‌های گازی انرژی زیادی به صورت حرارت بیش از انرژی الکتریکی تولیدی اتلاف می‌گردد. در این پژوهش تلاش بر این است علاوه بر توان تولیدی توسط توربین گاز پالایشگاه NGL جزیره سیری ایران از سیکل رانکین ارگانیک برای بازیابی حرارت اتلافی توربین گاز جهت تولید توان مجدد استفاده شود. در واقع انتخاب تکنولوژی مناسب برای سیستم ترکیبی تولید همزمان توان، آب شیرین و سرمایش بر اساس آنالیز انرژی و اقتصادی مورد بررسی قرار می‌گیرد. نتایج نشان دادند که برای تولید آب شیرین با ظرفیت بالا از سیستم MED^۱ با قیمت آب شیرین تقریباً ۱ دلار به ازای هر مترمکعب باید استفاده کرد و برای دستیابی به قیمت آب شیرین مناسب سیستم RO^۲ با اولویت استفاده از برق سیکل ORC^۳ و سپس GT^۴ پیشنهاد می‌شود. بر اساس قیمت فروش برق محاسبه شده، فروش برق توربین گاز تقریباً برابر ۰/۱ دلار به ازای هر کیلووات ساعت می‌باشد و نتایج نشان داد که هزینه‌ی تولید برق در ORC تقریباً نصف هزینه‌های برق توربین گاز می‌باشد. در خصوص سیستم‌های سرمایشی نیز نتایج نشان دادند که سیستم جذبی دارای هزینه اولیه کمتر و تولید بار سرمایشی بیشتری نسبت به سیستم تراکمی می‌باشد و در صورت نیاز تنها برای دستیابی به دماهای خیلی پایین می‌توان از سیستم سرمایشی تراکمی استفاده نمود.

* عهده‌دار مکاتبات: e.jahanshahi@uk.ac.ir

کلمات کلیدی: توربین گاز، سیکل ارگانیک رانکین، آب شیرین کن، سرمایش، آنالیز اقتصادی

¹ Multiple Effect Distillation

² Reverse Osmosis

³ Organic Rankine Cycle

⁴ Gas Turbine

بحران انرژی موجود در جهان امروزی دیدگاه بشر را به استفاده بهینه از انرژی‌های موجود سوق داده است و بهینه سازی انرژی به عنوان یک راهکار اساسی برای کاهش مصرف انرژی و نیز کاهش آلاینده های زیست محیطی مطرح شده است. در این میان یکی از مهم ترین راهکارهای بهینه سازی انرژی با هدف افزایش بازده تولید انرژی و استفاده ی بهینه از منابع سوخت، استفاده از سیستم های تولید همزمان می باشد. از طرفی ظرفیت تولید آب شیرین از اواسط سال ۲۰۱۶ از ۹۵/۷ میلیون مترمکعب در روز در اواسط سال ۲۰۱۷ به ۹۹/۶ میلیون مترمکعب افزایش یافته است. افزایش ۴/۲ درصدی تقاضا در بازارهای آب شیرین^۵ نشان از افزایش نیاز به آب شیرین را بیان می‌دارد که این روند در سال‌های اخیر رو به افزایش می‌باشد[۱]. این روند افزایشی در خاورمیانه نسبت به دیگر نقاط جهان چشم گیر بوده است که می‌توان وجود منابع غنی نفت و گاز و تنش‌های آبی را از دلایل آن نام برد. به‌منظور برآورد تأمین این مقدار آب، مصرف سوخت فسیلی و در نتیجه تولید گازهای گلخانه‌ای مرتبط با گرم شدن کره‌ی زمین افزایش می‌یابد[۲]. یکی از راهکارهای کاهش تولید گازهای گلخانه‌ای تولید همزمان آب، برق و سرمایش می‌باشد. مطالعات مختلفی به این نکته توجه داشته اند. خوش گفتارمنش و همکارانش [۳] به تولید همزمان برق و آب در یک شبکه‌ی بخار پرداختند. در این مقاله تجزیه و تحلیل اگزرژی اقتصادی برای درک بهتر ادغام سیکل‌های مربوطه مورد بررسی قرار گرفت و اتصال بهینه‌ی اجزای سیستم آب شیرین کن MED-RO مورد بررسی قرار گرفت. مختاری و همکارانش [۴] برای یک منطقه در خلیج فارس به انتخاب توربین گاز برای پاسخ به دیمند آب و برق پرداختند. با توجه به عدم توانایی تولید سیستم MED در تأمین آب منطقه از سیستم هیبریدی MED+RO استفاده شد. نتایج نشان داد که با استفاده از توان مازاد سیکل گاز و استفاده از آب برگشتی کنداسور MED برای سیستم RO می‌توان هزینه‌های تولید آب شیرین کن را کاهش داد. همچنین مختاری و همکارانش [۵] به بررسی سیستم تولید آب شیرین با تکنولوژی MED با استفاده از انرژی خورشید پرداختند تا با کاهش مصرف سوخت‌های فسیلی اثرات زیست محیطی تولید آب شیرین را کاهش دهند. لوتاتیدو^۶ و عرفات^۷ [۶] هم با استفاده از منابع گرمایی با انتالپی کم به ارائه‌ی راهکارهای تولید آب شیرین با استفاده از تکنولوژی MED و RO در منطقه‌ی خلیج فارس پرداختند و با توجه به نتایج این تجزیه و تحلیل و بررسی پارامتر اقتصادی LCOW منجر به انتخاب طرح پیشنهادی شد. فلیپینی^۸ و همکارانش [۷] به ادغام سیستم MED و RO پرداختند و از خروجی سیستم MED برای سیستم RO استفاده نمودند که نتایج نشان داد بر اساس این ادغام می‌توان به کمترین مصرف انرژی برای سیستم شیرین سازی آب دریا پرداخت. سلیمی و عمیدپور [۸] بر اساس توسعه‌ی ابزار R_curve به نحوه‌ی انتخاب سیستم اسمز معکوس و MED در یک شبکه‌ی تولید همزمان آب و برق و حرارت پرداختند. علیزاده و همکارانش [۹] تجزیه و تحلیل اقتصادی یک نیروگاه تولید همزمان آب و برق را با در نظر گرفتن در دسترس بودن سیستم آب شیرین کن مورد بررسی قرار دادند. در این کار با توجه به شاخص‌های اقتصادی این موضوع بررسی شد. حسینی و همکارانش [۱۰] به بهینه‌سازی از منظر زیست محیطی سیکل تولید همزمان آب و برق پرداختند. در این سیکل با بهره مندی از الگوریتم ژنتیک به کاهش اثرات زیست محیطی توربین گاز و تولید آب شیرین پرداختند. صنایع و اصغری [۱۱] به تجزیه و تحلیل و بهینه سازی چند هدفه برای یک واحد تولید برق و آب شیرین بر اساس MSF^۹ پرداختند. بهینه سازی دو هدفه آنها بر مبنای کاهش اثرات زیست محیطی به خصوص ناکس و کاهش هزینه‌های سرمایه‌گذاری سیستم بود. الگوریتم ژنتیک با طراحی HRSG و همچنین پارامترهای سیستم MSF توانست توابع هدف را بهبود بخشد. قربانی و همکارانش [۱۲] یک فرایند تولید گاز مایع (LNG)، جداسازی دی اکسید کربن و مایع سازی و تولید آب شیرین را مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند. بر اساس آنالیز اگزرژی نتایج نشان داد که بیشترین تخریب اگزرژی برای سیکل مورد نظر برای مبدل های پوسته لوله می باشد و سیستم

⁵ Desalination Markets⁶ Loutatidou⁷ Arafat⁸ Filippini⁹ Multi Stage Flashing

MED در بهترین شرایط خود می تواند پارامتر GOR برابر ۲/۸۷ را دارا باشد. مهرپویا و همکارانش [۱۳] به ارزیابی ترمودینامیکی و اقتصادی یک سیستم تولید همزمان سرمایش و شیرین سازی آب با استفاده از انرژی خورشیدی پرداختند. نتایج تجزیه و تحلیل اقتصادی نشان داد که بازگشت سرمایه ی این سیستم برابر ۵/۷۳۸ سال می باشد. وکیل شاهزاد^{۱۰} و همکارانش [۱۴] بر اساس محدودیت آب در منطقه ی خلیج فارس یک ترکیب از سیستم جذبی و RO پیشنهاد کردند که بر اساس منابع حرارتی دما پایین صنایع و یا استفاده از خورشید منجر شد تا سیستم پیشنهادی دارای بیشترین بازدهی ۸۱ درصد و مصرف انرژی ۱/۷۶ کیلووات ساعت به ازای مترمکعب را داشته باشد. ازهر^{۱۱} و همکارانش [۱۵] بر اساس یک سیکل خورشیدی متصل به یک سیکل رانکین به تولید توان، آب شیرین و سرمایش به صورت یکپارچه پرداختند. این سیستم بر اساس حرارت صنعتی، انرژی خورشیدی، انرژی زمین گرمایی و حرارت دریا کار می کند. شایسته و همکاران [۱۶] پارامترهای بهینه سیستم RO-ORC را تعیین کردند. در بهینه سازی سه هدفه این تحقیق، سیستم ORC با رکوپراتور و سیال کاری R245ca و همچنین سیستم RO دو مرحله ای با غشای SW30XLE-400i انتخاب می شود. بهزادی و همکاران [۱۷] بهینه سازی چند هدفه سیستم هیبریدی شامل سلول سوختی جامد با توربین گازی متصل به سیستم اسمز معکوس جهت تولید آب شیرین و چیلر جذبی جهت تولید سرمایش را بررسی کردند. نتایج بهینه سازی چند هدفه نشان می دهد که راندمان انرژی و هزینه کل واحد محصول سیستم پیشنهادی به ترتیب در شرایط بهینه عملیاتی به ترتیب ۳۶/۱۸ درصد و ۶۹/۴۷ دلار درگیگا ژول است.

تغییر رویکرد استفاده از سوخت های فسیلی برای تولید همزمان الکتریسیته، آب شیرین و سرمایش در توربین های گازی نیاز به یک بررسی جدی دارد تا بر اساس آن میزان آلاینده ها را به حداقل ممکن رساند. در واقع هدف این پژوهش در راستای این تغییر رویکرد این است که علاوه بر توان تولیدی توسط توربین گاز از سیکل رانکین ارگانیک برای بازیابی حرارت اتلافی توربین گاز جهت تولید توان مجدد استفاده شود. تعیین و تحلیل سیستم بهینه آب شیرین کن به روش های اسمز معکوس و تقطیر چند مرحله ای و همچنین تعیین روش مناسب تولید سرمایش به روش های جذبی و تراکمی و بررسی آنها از جنبه اقتصادی از اهداف دیگر این مطالعه است که طرح بهینه و پیشنهادی این پژوهش نیز به منظور بهره گیری از برخی مزایای بیان شده ارائه می گردد. نوآوری های کار حاضر در مقایسه با مطالعات دیگر این است که تاکنون به صورت همزمان ارزیابی فنی و اقتصادی سیستم ترکیبی تولید توان با استفاده از توربین گاز و سیکل رانکین ارگانیک، سرمایش به روش جذبی و تراکمی و آب شیرین به روش اسمز معکوس و تقطیر چند مرحله ای و تعیین سهم اقتصادی هریک از این سیستم ها انجام نشده است.

۲- الگوسازی نظری

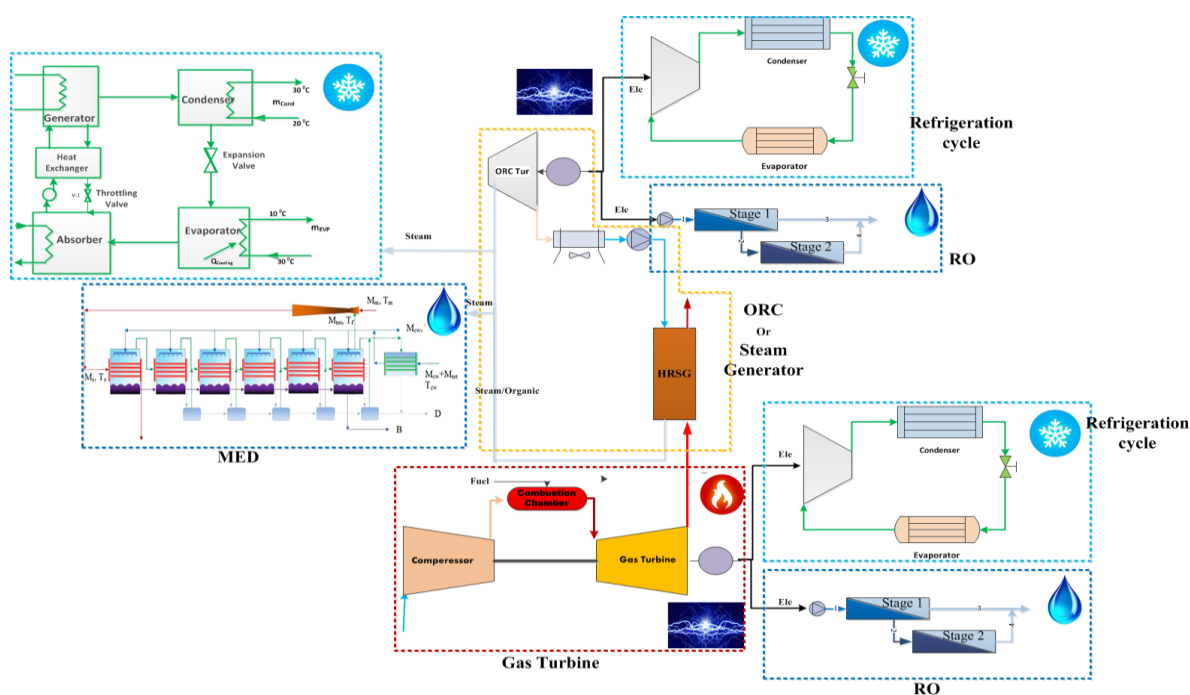
۲-۱- شرح سیستم

شکل ۱ اجزاء مختلفی از سیکل CCHPW را نشان می دهد. در این شکل که بر پایه ی توربین گاز MAN مدل THM 1304-11 پالایشگاه NGL جزیره سیری ایران است از برق تولیدی برای تولید سرمایش و یا آب شیرین استفاده می شود. حرارت خروجی در یک مبدل حرارتی، به بخار و یا سیال ارگانیک داده می شود. بخار تولیدی یا وارد آب شیرین کن حرارتی شده و آب شیرین تولید می نماید و یا بخار تولیدی وارد یک ژنراتور چیلر جذبی تک اثره می شود. در صورتی که تبادل حرارت با سیال ارگانیک باشد سیال ارگانیک وارد یک توربین و یا اکسپندر می شود. در این حالت از یک سمت توان و از سمت دیگر سیال ارگانیک که انرژی خود را از دست داده است از توربین خارج می شود و به ادامه ی سیکل رانکین می پردازد. توان تولیدی یا وارد سیکل تبرید شده و سرمایش ایجاد می کند و یا منجر به چرخش پمپ سیستم RO می شود و فشار آب را افزایش داده و بر اساس تئوری اسمزی که در ادامه بیشتر بدان پرداخته می شود آب شور را با فشار از غشاها عبور می دهد و آب شیرین تولید می نماید. سیستم مذکور از دو بخش اساسی تشکیل شده است بخش اول انرژی هایی که منجر به تولید الکتریسیته می شود و بخش دوم انرژی که در حرارت مازاد سیستم در دود خروجی از اگزوز توربین گاز وجود دارد. در هر دو بخش هدف تولید سرمایش و آب شیرین است

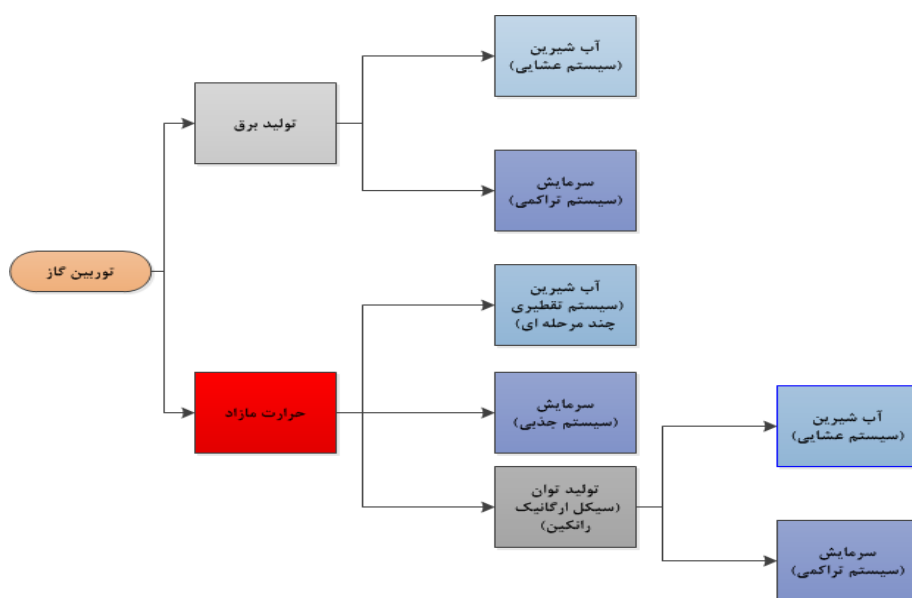
¹⁰ Wakilshahzad

¹¹ Azhar

ولی تکنولوژی‌های متفاوت در هر بخش استفاده می‌شود. بررسی این موضوع از دیدگاه فنی و اقتصادی یکی از اهداف این مطالعه می‌باشد که در نهایت مشخص می‌گردد کدام تکنولوژی می‌تواند منجر به کاهش هزینه‌ها و افزایش ظرفیت آب تولیدی و سرمایش شود. فلوچارت و قسمت‌های مختلف سیستم که باید مدل سازی شوند در شکل ۲ آورده شده است. در این تحلیل که توسط نرم افزار متلب انجام می‌شود سه سناریو بررسی و برای هر کدام یک سیکل بهینه ارائه می‌گردد. سناریو اول: تولید ظرفیت بالای آب شیرین، سرمایش با دمای پایین و فروش برق به شبکه، سناریو دوم: قیمت مناسب آب شیرین و سرمایش با دمای پایین و ظرفیت بالای سرمایش به همراه فروش برق، سناریو سوم: ظرفیت بالای آب شیرین با قیمت مناسب و ظرفیت سرمایش بالا و فروش برق به شبکه.



شکل ۱: شماتیکی از سیکل شبیه سازی شده‌ی CCHPW



شکل ۲: فلوچارت و قسمت‌های مختلف سیستم سیکل CCHPW

۲-۲- مدل سازی سیستم

طبق فلوجارت مدل سازی سیستم در شکل ۲ با توجه به شرایط مورد نظر در خروجی این سیستم ترکیبی، بخش های مورد نظر مطابق شکل های ۱۳، ۱۴ و ۱۵ انتخاب می شوند. قابل ذکر است در این مطالعه با توجه به تعداد زیاد سیستم های مدل شده فقط روابط حاکم قسمت های مهم بیان می شود و سایر قسمت ها به مراجع ارجاع داده می شود.

مدل سازی سیکل توربین گاز و طراحی بویلر بازایاب حرارتی

مدل سازی سیکل توربین گاز در مطالعات مختلفی بدان پرداخته شده است [۱۸-۲۵]، در نتیجه در این مطالعه از بیان روابط حاکم بر مدل سازی سیکل توربین گاز خود داری می شود. همچنین معادلات طراحی و شبیه سازی بویلر بازایاب حرارتی در مقالات مراجع [۱۹-۲۵، ۲۶] ذکر شده اند. در مدل سازی محفظه احتراق دبی سوخت مجهول می باشد در نتیجه در مدل سازی توربین گاز فرض می شود که احتراق به صورت کامل صورت می پذیرد.

مدل سازی سیستم ORC

مدل سازی سیستم ORC نیز بر اساس قوانین پیوستگی و اول ترمودینامیک صورت پذیرفته است که می توان روند مدل سازی را در مراجع [۲۷ و ۲۸] مشاهده نمود. فرضیات انجام شده سیستم ORC در مدل سازی به شرح زیر است:

- سیستم در حالت پایا ۱۲ قرار دارد.
- افت فشار و اتلافات حرارتی در لوله ها و مبدل ها ناچیز است.
- تغییرات انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل ناچیز است.
- مبدل ها غیر هم سو هستند.

مدل سازی سیستم اسمز معکوس

فرضیات به کار رفته در این مدل سازی به صورت زیر بیان می شوند:

- دما در طی فرآیند شیرین سازی در سیستم RO ثابت در نظر گرفته شد.
- ضرایب نفوذ برای آب و نمک های مختلف برای هر غشا ثابت در نظر گرفته شد [۲۹]
- غشاها به صورت مارپیچی در نظر گرفته شده اند.

در مدل سازی سیستم اسمز معکوس با توجه به روابط انتقال جرم می توان دریافت که میزان شدت جریان عبوری آب و نمک از غشا به صورت معادلات (۱) و (۲) خواهد بود:

$$J_w = A \times TCF \left[\left(P_f - P_p - \frac{\Delta P_f}{2} \right) - (\pi_w - \pi_p) \right] \times 10^6 \quad (1)$$

$$J_s = B (C_w - C_p) \quad (2)$$

و همچنین سرعت متوسط در هر المان از غشا در رابطه (۳) تعیین خواهد شد:

$$V_w = \left(\frac{J_w + J_s}{\rho_p} \right) \quad (3)$$

میزان غلظت نمک در آب تولیدی از رابطه‌ی (۴) تعیین می‌شود:

$$C_p = \frac{J_s}{V_w} \times 1000 \quad (4)$$

همچنین با توجه به پدیده‌ی پلاریزاسیون غلظت فرآیندی انتقال جرم غلظت نمک در نزدیکی دیواره بر اساس تئوری فیلم به صورت معادله‌ی (۵) محاسبه می‌شود:

$$C_w = C_p + \left(\frac{C_f + C_b}{2} - C_p \right) e^{V_w/k} \quad (5)$$

با توجه به معادله‌ی پیوستگی می‌توان برای جریان نفوذی از معادله (۶) و برای جریان آب شور از رابطه‌ی (۷) استفاده نمود [۳۰ و ۳۹]:

$$Q_p = V_w \times S_m \quad (6)$$

$$Q_B = Q_F \times Q_P \quad (7)$$

در معادلات مذکور A و B و S_m به ترتیب ضریب نفوذپذیری آب و نمک در غشا و مساحت آن می‌باشد و روابط ۹، ۱۰ و ۱۱ که می‌توان با استفاده از آن‌ها تعداد مجهولات را کاهش داد در ادامه آورده شده است [۳۱ و ۳۹]:

$$C_B = \frac{Q_F C_F - Q_P C_P}{Q_B} \quad (8)$$

$$k = 0.04 \times Re^{0.75} \times Sc^{0.33} \times \left(\frac{D_s}{d} \right) \quad (9)$$

$$\Delta P_f = \frac{0.0033 Q_a L_{PV}}{W d^3} \mu \quad (10)$$

$$\pi = \frac{0.2641 \times C (T + 273) \mu}{10^6 - C} \quad (11)$$

که $Re = \frac{\rho V_w d}{\mu}$ می‌باشد و در این روابط D_s میزان نفوذپذیری نمک (m²/S)، d فاصله‌ی فیدها از یکدیگر، Q_a دبی میانگین که از رابطه‌ی (۱۰) محاسبه می‌شود. L_m طول غشا می‌باشد و N تعداد المان‌ها در هر PV می‌باشد. π فشار اسمزی و C در این رابطه غلظت نمک می‌باشد. به منظور تخمین میانگین افت فشار از معادله‌ی هاگن-پوازی استفاده شده است. عدد اشمیت Sc ، با توجه به معادله‌ی (۹) و (۱۰) محاسبه می‌گردد؛ که به وسیله‌ی آن می‌توان پلاریزاسیون غلظت را محاسبه نمود. برای یک المان غشا مارپیچی هر کدام از جریان‌های آب تغذیه و محصول می‌تواند با عنوان جریانی بین دو صفحه‌ی موازی با طول L عرض W و فاصله‌ی d در نظر گرفته شود؛ و بر اساس آن افت فشار در سمت تغذیه را محاسبه نمود. برای المان مارپیچی عرض غشا W را می‌توان با رابطه‌ی $S_m = W \times L \times N_l$ بر اساس مساحت غشا و تعداد پلیت‌ها (N_l) محاسبه نمود.

مدل سازی سیستم آب شیرین کن چند مرحله‌ای

در طراحی سیستم تقطیر چندمرحله‌ای روابط به سه دسته‌ی کلی تقسیم می‌شوند دسته اول روابط مربوط به معادلات پیوستگی و دبی آب تولیدی و دسته‌ی دوم معادلات مربوط به انرژی که به ترتیب در جداول ۱ و ۲ بیان شده‌اند. در این معادلات A سطح انتقال حرارت (مترمربع)، B دبی شور (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 سانتی گراد، L گرمای نهان تبخیر، y کسر فلش شده و n تعداد افکت ها می باشد.

جدول ۱: معادلات بالانس جرم، GOR و تولید آب شیرین [۴۳]

معادلات	توضیحات
$B_1 = F_1 - D_1$	(۱۲) بالانس جرمی در افکت اول
$B_i = F_i + B_{i-1} - D_i + \left[y_{i-1} \left(D_r + \sum_{j=1}^{i-2} D_j \right) \right] - [(i-1)F_{i-1}y_{i-1}]$	(۱۳) بالانس جرمی از افکت دوم تا n ام
$D_{con} = D_n - D_r + \left[y_n \left(D_r + \sum_{i=1}^{n-1} D_i \right) \right]$	(۱۴) بالانس جرمی در کندانسور
$D = \left[(1 - y_n) \left(D_r + \sum_{i=1}^{n-1} D_i \right) \right] - \left[y_{n-1} \left(D_r + \sum_{i=1}^{n-2} D_i \right) \right] - \left[y_{n-2} \left(D_r + \sum_{i=1}^{n-3} D_i \right) \right] - \left[y_{n-3} \left(D_r + \sum_{i=1}^{n-4} D_i \right) \right] - \left[y_{n-4} \left(D_r + \sum_{i=1}^{n-5} D_i \right) \right] - (y_{n-5} D_r) + D_{con} y_6$	(۱۵) بالانس جرمی در تانک تقطیر
$C_{sw}F_1 = C_{B_1}B_1$	(۱۶) بالانس نمک در افکت اول
$C_{sw}F_i + (C_{B_{i-1}}B_{i-1}) = C_{B_i}B_i$	(۱۷) بالانس نمک در افکت دوم تا n ام
$GOR = \frac{D}{S}$	(۱۸) حداکثر نرخ خروجی قابل دستیابی

جدول ۲: معادلات بالانس انرژی [۳۲]

معادلات	توضیحات
$D_1L_1 + (F_1C_P(T_1 - T_{f1})) = (Dr + S)L_0$	(۱۹) بالانس انرژی در افکت اول
$D_iL_i + (F_iC_P(T_i - T_{fi})) = (D_{i-1}L_{i-1}) + \left(y_{i-1} \left(D_r + \sum_{j=1}^{i-2} D_j \right) L_{i-1} \right) - (i-1)(F_{i-1}y_{i-1}L_{i-1}) + (B_{i-1}C(T_{i-1} - T_i))$	(۲۰) بالانس انرژی از افکت دوم تا n ام

مدل سازی سیستم های سرمایشی

مدل سازی سیستم تبرید تراکمی بر اساس قانون اول ترمودینامیک صورت پذیرفته است که می توان روند مدل سازی را در مرجع [۳۳] مشاهده نمود. برخی از مهمترین فرضیات در مدل سازی سیکل تبرید عبارت اند از:

- سیستم حالت پایا در نظر گرفته شده است.
- فرآیند تراکم در کمپرسورهای سیکل به صورت بی درو انجام می گیرد.
- تلفات حرارتی و افت فشار در سیستم ناچیز فرض شده است.
- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل سیستم صرف نظر شده است.

- فرآیند اختناق در شیر انبساط به صورت آنتالپی ثابت انجام می گیرد.
- همچنین مدلسازی سیستم جذبی تک اثره بر اساس مطالعه [۳۴] انجام شده است.

مدل سازی اقتصادی

در تعیین و انتخاب یک طرح علاوه بر بررسی های فنی و محدودیت های ترمودینامیکی باید به آنالیز اقتصادی نیز پرداخته شود. هزینه ی سالیانه سیستم (TAC) متشکل از دو ترم هزینه های بهره برداری (OC) و هزینه ی سرمایه گذاری (TCI) می باشد. هزینه سرمایه گذاری (TCI) 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) می باشد (رابطه (۲۱)) [۳۵]. جایی که هزینه های ثابت سرمایه گذاری شامل هزینه های مستقیم (DC) و غیر مستقیم (IC) می باشد و می توان فرض کرد که هزینه های غیر مستقیم ۰/۲۵ برابر هزینه های مستقیم است [۳۵]. هزینه های مستقیم طرح به وسیله رابطه (۲۲) محاسبه می شود که شامل هزینه ی ها داخلی سایت (ONSC) و فعال سازی سایت (OFSC) می باشد [۳۵]:

$$TCI = FCI + SUC + WC + LRD + AFUDC \quad (21)$$

$$DC = ONSC + OFSC \quad (22)$$

$$OFSC = \begin{cases} 1.2 \times ONSC & \text{new system} \\ 0.45 \times ONSC & \text{expansion} \end{cases} \quad (23)$$

$$WC = 0.15 \times TCI \quad (24)$$

$$SUC = 0.1 \times TCI \quad (25)$$

با فرض این که هزینه تحقیق و توسعه و هزینه های غیر مستقیم به صورت زیر محاسبه شود [۳۵]:

$$LRD = AFUDC + 0.15 \times FCI \quad (26)$$

در این صورت می توان مقدار TCI را از رابطه ی (۲۷) محاسبه نمود:

$$TCI = 1.47 \times FCI \quad (27)$$

در نتیجه:

$$TCI = 1.84 \times DC = 1.84 \times (ONSC + OFSC) \quad (28)$$

همچنین می توان TCI را با ترکیب روابط فوق از رابطه ی (۲۹) محاسبه نمود:

$$TCI = \begin{cases} 4.05 ONSC & \text{new system} \\ 2.67 ONSC & \text{expansion} \end{cases} \quad (29)$$

تجربه نشان داده است که هزینه سرمایه گذاری ثابت در یک سیستم جدید بین ۲/۸ تا ۵/۵ برابر هزینه خرید تجهیزات می باشد [۳۵] بنابراین:

$$FCI = \begin{cases} 2.8 - 5.5 CC & \text{newsystem} \\ 2.83 CC & \text{expansion} \end{cases} \quad (30)$$

با ترکیب روابط، رابطه‌ی (۳۱) به دست می‌آید:

$$TCI = \begin{cases} 4.12 - 8.09CC & \text{newsystem} \\ 4.16CC & \text{expansion} \end{cases} \quad (31)$$

با داشتن هزینه خرید تجهیزات (CC) و با هزینه‌های داخلی سایت (ONSC) می‌توان هزینه سرمایه گذاری کلی (TCI) را برآورد نمود. معادلات تخمین قیمت هر جزء سیستم اسمز معکوس و MED به ترتیب در مراجع [۲۹] و [۳۱] بیان شده است. شایان ذکر است هزینه‌ی HRS از مراجع [۱۸ و ۳۵] به دست می‌آید. همچنین قیمت خرید تجهیزات سیکل ORC و سرمایشی در پیوست A بیان شده است. هزینه‌ی بهره برداری سیستم اسمز معکوس به صورت زیر محاسبه می‌شود [۲۹]:

$$OC_m = 0.2 \times CC_m \quad (32)$$

$$OC_{insece} = 0.005 \times TCI \quad (33)$$

$$OC_{labor} = Q_p \times 24 \times 365 \times f_c \times 0.01 \quad (34)$$

$$OC_{main} = Q_p \times 24 \times 365 \times f_c \times 0.01 \quad (35)$$

$$OC_{ch} = Q_p \times 24 \times 365 \times f_c \times 0.0225 \quad (36)$$

$$OC_{O\&M,RO} = OC_{insece} + OC_{labor} + OC_{ch} + OC_{main} \quad (37)$$

$$AOC_{RO} = OC_m + OC_{O\&M,RO} \quad (38)$$

که در این معادلات OC_m هزینه‌ی جایگزینی می‌باشد. $OC_{O\&M}$ مجموع هزینه‌ی بهره برداری می‌باشد که شامل OC_{labor} ، OC_{insece} ، OC_{ch} ، OC_{maint} که به ترتیب هزینه‌ی سالیانه‌ی آزمایشگاه، هزینه‌ی سالیانه‌ی تعمیرات، هزینه‌ی سالیانه‌ی مواد شیمیایی و هزینه‌ی بیمه است. هزینه‌ی بهره برداری سیستم MED به صورت زیر محاسبه می‌شود [۲۹]:

$$C_{el} = c_{el} \times P \times f_c \times Q_p \times 365 \quad (39)$$

$$C_l = 0.1 \times f_c \times Q_p \times 365 \quad (40)$$

$$C_{ch} = 0.04 \times f_c \times Q_p \times 365 \quad (41)$$

$$C_{in} = 0.005 \times C_A \quad (42)$$

$$AOC_{MED} = C_{th} + C_{el} + C_l + C_{ch} + C_{in} \quad (43)$$

که به ترتیب C_{el} هزینه‌ی الکتریسیته، C_l هزینه‌ی آزمایشگاهی، C_{ch} هزینه‌ی مواد شیمیایی، C_{in} هزینه‌ی بیمه و در نهایت AOC_{MED} هزینه‌ی بهره برداری سالیانه می‌باشد. در نهایت مجموع هزینه‌ی بهره برداری به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$AOC_{Total} = AOC_{Other} + AOC_{RO\ or\ MED} \quad (44)$$

هزینه‌ی کلی نرمال شده نیز از رابطه‌ی (۴۵) تعیین می‌گردد:

$$TAC = TCI / CRF + AOC_{Total} \quad (45)$$

هزینه سرمایه گذاری (CRF) وابسته به نرخ بهره و عمر تخمین زده تجهیزات است که از رابطه (۴۶) تعیین می‌شود:

$$CRF = \frac{i(1+i)^{year}}{(1+i)^{year} - 1} \quad (46)$$

که در آن year عمر مفید طرح و i ضریب بهره می باشد که برای هر دو سیستم آب شیرین کن یکسان در نظر گرفته شده است. در نهایت مقدار هزینه واحد تولید آب شیرین به صورت زیر محاسبه می گردد [29].

$$UPC = \frac{TAC}{24 \times Q_p \times 365} \quad (47)$$

در این مدل سازی اقتصادی پارامترهای ورودی با توجه به جدول ۳ در محاسبات در نظر گرفته شده است.

جدول ۳: پارامترهای ورودی برای بررسی اقتصادی سیستم RO و MED [29]	
پارامتر	ارزش
فاکتور ظرفیت کل سیستم (f_c)	۰/۹
قیمت هر ممبران (C_m [\$])	با توجه به نوع ممبران ۱۴۰۰ ، ۱۲۰۰ ، ۱۰۰۰
درصد تورم (%)	۱۰
مدت زمان بهره برداری از سیستم (سال)	۲۰
قیمت pressure vessel λ اینچی	۱۰۰۰
قیمت برق (\$/kWh)	۰/۰۸

۳- نتایج و بحث

۳-۱- اعتبارسنجی

با توجه به این که سیکل مورد نظر از چند بخش تشکیل شده است اعتبار سنجی مطالعه حاضر در سه بخش مهم آن ارائه می گردد.

بخش ORC

خواص سیال ارگانیک بر اساس نرم افزار Refprop استخراج شده است. اعتبار سنجی بخش سیکل ارگانیک رانکین با مرجع [27] برای هر سیکل صورت پذیرفت که در جدول ۴ نتایج این بررسی بیان می شود. همان طور که مشاهده می شود خطای در این بخش قابل قبول می باشد.

جدول ۴: نتایج اعتبار سنجی سیکل ORC بامرجع [27]

پارامتر	واحد	کار حاضر	نتایج مطالعه [27]
ظرفیت اواپراتور	kW	۲۵۲	۲۵۲
ظرفیت کندانسور	kW	۱۹۶	۱۹۴/۶
توان توربین	kW	۶۲	۶۱
توان پمپ	kW	۴/۰۶	۳/۴۶
توان خالص	kW	۵۷/۹۴	۵۷/۵۴
راندمان حرارتی	%	۲۲/۹۹	۲۲/۸۳
دبی جرمی سیال ارگانیک	kg/s	۱/۹۶	۱/۹۱

- بخش سیستم RO

در این بخش جهت اطمینان از صحت کد توسعه داده شده با نرم افزار MATLAB نتایج حاصل از کد با نتایج نرم افزار شرکت DOW با نام تجاری ROSA بررسی شد. دبی و غلظت آب تغذیه به ترتیب $40 \text{ m}^3/\text{h}$ و 40.49 TDS در نظر گرفته شده است؛ که آب تغذیه تنها نمک (NaCl) در نظر گرفته می شود که نتایج در جدول ۵ نشان داده شده است.

جدول ۵: نتایج حاصل از اعتبار سنجی با نرم افزار ROSA

پارامتر	نتایج حاصل از شبیه سازی	نتایج حاصل از نرم افزار ROSA
آب تولیدی در مرحله ۱ (m^3/h)	۴۰/۱۲	۳۸/۹۳
آب تولیدی در مرحله ۲ (m^3/h)	۱۹/۸۷	۱۹/۱۷
فشار تغذیه ورودی (MPa)	۳/۳۳	۳/۷۷
باز یافت آب (%)	۷۵	۷۵

- بخش سیستم MED

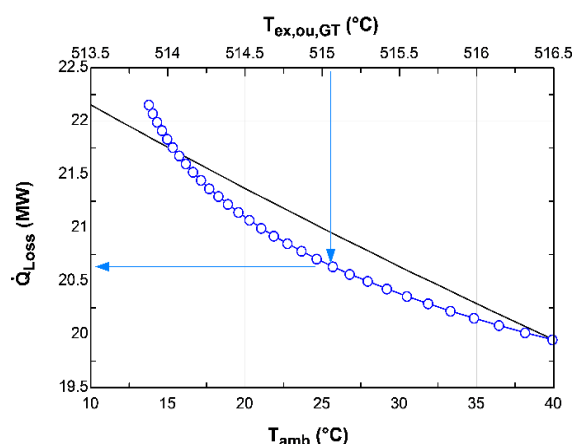
در این بخش می توان نتایج حاصل از اعتبار سنجی MED را در جدول ۶ مشاهده نمود.

جدول ۶: نتایج اعتبار سنجی سیستم MED

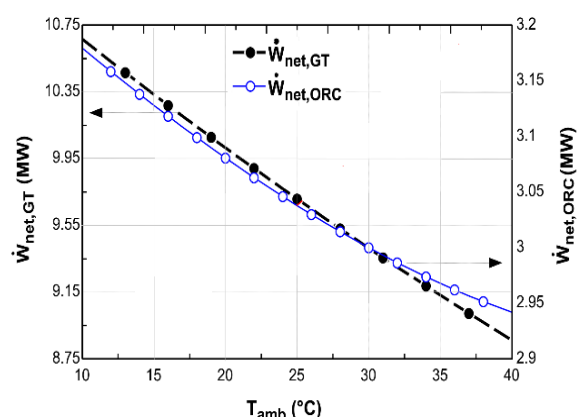
پارامتر	داده های شبیه سازی	داده های مرجع [۶]	اختلاف (%)
میزان تولید آب شیرین (m^3/day)	۱۵۳۶	۱۵۵۷	۱/۳

۳-۲- نتایج

شکل ۳ تغییرات توان توربین گاز و سیکل ارگانیک رانکین را بر حسب تغییرات دمای هوای محیط نشان داده است. با افزایش دمای محیط دمای هوای ورودی به کمپرسور افزایش می یابد و این افزایش منجر به کاهش دبی سوخت در توربین گاز می شود ولی تغییرات چگالی هوا و کم شدن دبی جرمی آن منجر به کاهش توان تولید می شود در نتیجه مجموعه ای این عوامل منجر به کاهش راندمان توربین گاز خواهد شد. در این شکل تغییرات توان خروجی سیکل ارگانیک رانکین با سیال R123 با تغییر دمای محیط و دبی جرمی گازهای خروجی آگروز توربین گاز نیز نشان داده شده است. به طور کلی با تاثیر دمای محیط روی دمای کندانس عملکرد کل سیستم تحت شعاع قرار می گیرد به شکلی که با افزایش دمای محیط دمای کندانس افزایش می یابد و طبق نمودار T-S سیکل رانکین این افزایش دما باعث تغییرات فشار و در نتیجه کاهش توان تولیدی می شود در نتیجه راندمان کاهش می یابد [۳۳ و ۳۶]. همان طور که در شکل ۳ مشاهده می شود به طور مثال با افزایش ۱۲ درصدی دبی جرمی - گازهای خروجی از توربین گاز، توان خالص بخش ارگانیک رانکین در شرایط ثابت دمای پینچ و اپروچ ۶ درصد افزایش می یابد. افزایش گازهای حاصل از احتراق منجر به تولید دبی سیال ارگانیک شده و در نهایت منجر به تولید توان در سیکل ORC می شود.



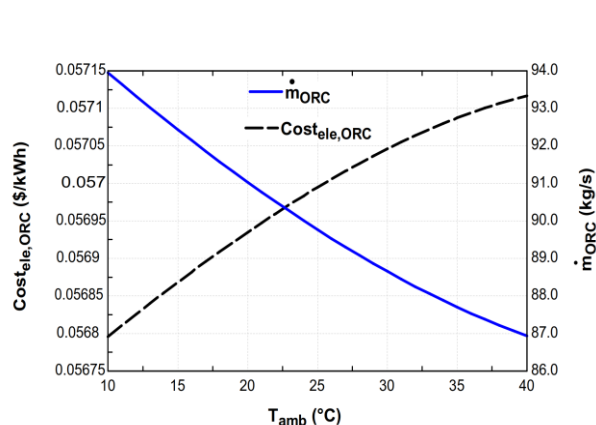
شکل ۴: تغییرات حرارت تلف شده از آگزوز توربین گاز بر حسب دمای محیط و دمای گازهای خروجی از توربین گاز



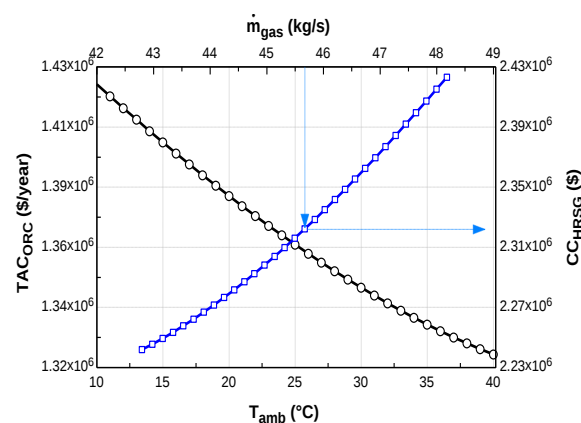
شکل ۳: تغییرات توان خالص توربین گاز و توربین ارگانیک رانکین بر حسب دمای محیط

شکل ۴ تلفات حرارتی از آگزوز توربین گاز را نشان می‌دهد. با افزایش دمای محیط دمای گازهای خروجی از توربین گاز افزایش می‌یابد در نتیجه می‌توان در این شکل مشاهده نمود که نقش دبی جرمی در میزان حرارت خروجی از آگزوز بسیار پر رنگ تر از تغییرات دمای گازهای خروجی از آگزوز توربین گاز می‌باشد به طوری که با رسم تغییرات حرارتی تلف شده از توربین بر حسب دمای گازهای خروجی از توربین گاز می‌توان این روند را مشاهده نمود.

شکل ۵ به بررسی ترموآکونومیک سیکل مورد بررسی با سیکل ارگانیک رانکین می‌پردازد. همان طور که مشاهده می‌شود هزینه‌های سالیانه‌ی سیستم ORC با افزایش دمای محیط کاهش می‌یابد. هزینه‌ی سیستم ORC از چهار جزء اصلی تشکیل شده است که بیشترین هزینه را در سیکل ORC با سیال مختلف، بویلر، یاب حرارتی به خود اختصاص داده است [29]. در نتیجه در شکل ۵ روند تغییرات هزینه‌ی طراحی بویلر، یاب حرارتی در دماهای مختلف محیط نشان داده شده است.



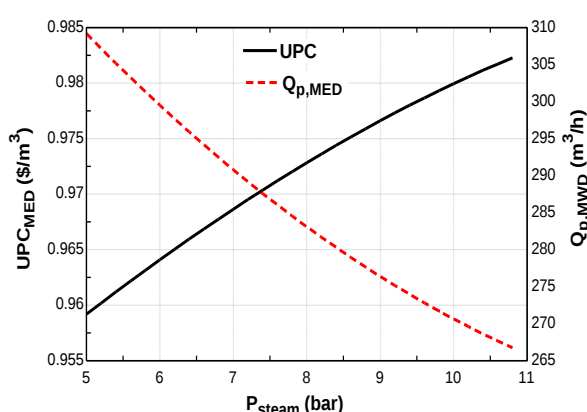
شکل ۶: تغییرات قیمت برق تولید از سیکل ارگانیک رانکین با دمای محیط و دبی سیال عامل تولید در HRSG



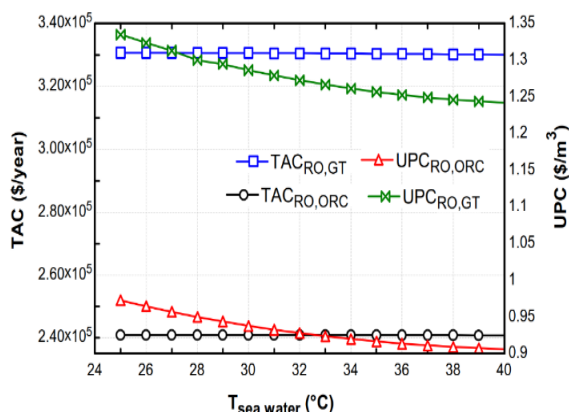
شکل ۵: تغییرات هزینه‌های سالیانه‌ی سیکل ORC و هزینه‌ی خرید HRSG با دمای محیط و دبی گازهای خروجی از آگزوز توربین گاز

در تغییرات قیمت برق تولیدی از سیکل ORC می‌توان دریافت که استفاده از دود خروجی بازیافتی منجر به کاهش قیمت تمام شده برق نسبت به برق تولیدی از توربین گاز می‌شود. همچنین می‌توان در شکل ۶ مشاهده نمود که با افزایش دمای محیط قیمت برق تولیدی افزایش می‌یابد که این امر به دلیل کاهش تولید توربین سیکل ارگانیک به واسطه‌ی کاهش دبی سیال عامل مناسب می‌باشد. کاهش گازهای حاصل از احتراق در دمای بالا منجر به دبی تولیدی کمتر در بویلر، یاب حرارتی شده که این امر قیمت برق تولیدی را افزایش می‌دهد.

یکی از پارامترهای مهم قیمت تمام شده آب تولیدی (UPC) می باشد بخش اعظمی از هزینه های سیستم منوط به هزینه های جاری سیستم از جمله پمپ فشار قوی RO می باشد. با ثابت بودن توان مصرفی در نتیجه هر چه میزان تولید افزایش بیابد قیمت نهایی آب تولید شده کاهش می یابد. در غلظت های بالای دریا نیز به واسطه کاهش تولید، قیمت برق افزایش می یابد. در شرایط یکسان اگر از توان توربین گاز برای تولید آب شیرین استفاده شود، یعنی ۳۰ درصد از توان تولیدی به آب شیرین اختصاص بیابد در نتیجه می توان دریافت که قیمت تمام شده آب تولیدی بر اساس سیستم توربین گاز از سیستم ORC بیشتر خواهد بود. قیمت ها تقریباً ۰/۴ دلار به ازای هر مترمکعب تفاوت خواهد داشت که دلیل این امر قیمت تمام شده برق تولیدی برای توربین گاز می باشد که هزینه های بهره برداری را افزایش می دهد. می توان تفاوت هزینه های سالیانه ی توربین گاز و اسمز معکوس با سیکل ORC و RO را در شکل ۷ مشاهده نمود که هزینه های سیکل ORC+RO کمتر از GT+RO می باشد.



شکل ۸: تغییرات قیمت تمام شده ی آب تولید شده از سیستم MED و میزان تولید آب شیرین



شکل ۷: مقایسه ی قیمت تمام شده ی آب تولیدی و هزینه های سالیانه ی ORC+RO و GT+RO

در این قسمت در خروجی اگزوز توربین گاز یک بویلر بازیاب حرارتی که به تولید بخار ۸/۵ bar در حالت اشباع می پردازد قرار داده می شود. این بخار به عنوان یک محرک برای سیستم آب شیرین کن چند مرحله ای (MED) استفاده می شود. شکل ۸ قیمت تمام شده ی آب برای سیستم MED بر اساس تغییر فشار بخار ورودی به آن را نشان می دهد. به طور مثال با افزایش ۱۰۰ درصدی فشار بخار ورودی و در نتیجه کاهش بخار تولیدی، میزان دبی آب شیرین تولیدی ۱۶ درصد کاهش می یابد و این امر بر روی قیمت تمام شده ی آب شیرین سیستم MED تأثیر گذاشته و آن را طبق شکل ۸ افزایش می دهد.

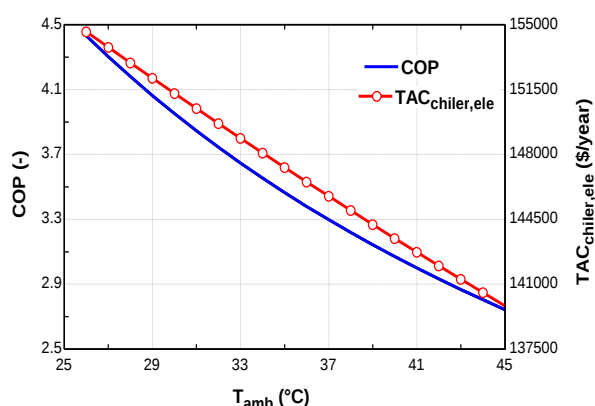
در نهایت می توان دریافت که قیمت نهایی آب در یک حدود تولید آب شیرین بر اساس توربین گاز برای کدام یک از سیستم های آب شیرین کن مناسب است. جدول ۷ بر اساس دو طراحی صورت گرفته شده مقدار و میزان دبی آب شیرین را نشان می دهد. در این طرح تمامی توان تولیدی توربین گاز و سیکل ORC با سیال عامل R123 به سیستم RO اختصاص داده شده است. در سیستم MED نیز بخار اشباع ۸/۵ bar برای یک مبدل با ۴ افکت که در ایران رایج می باشد در نظر گرفته شده است.

جدول ۷: مقایسه ی دو سیستم آب شیرین کن در مورد مطالعاتی مورد نظر از تولید آب و قیمت نهایی آن

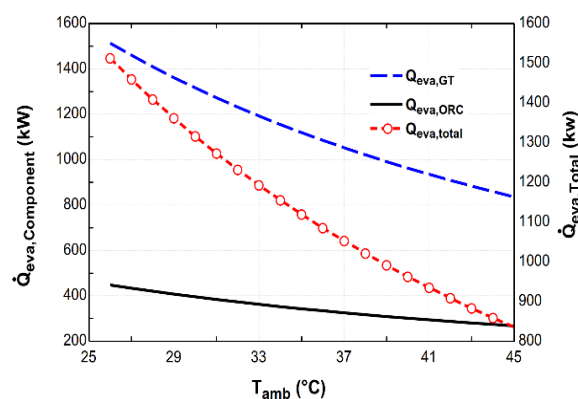
سیستم آب شیرین کن	مقدار دبی تولیدی (m³/h)	قیمت نهایی آب (m³/\$)
سیستم اسمز معکوس	۱۹۴	۰/۹۴۳
سیستم MED	۲۱۳	۱/۰۱

با توجه به اینکه سیستم سرمایش تراکمی رابطه‌ی مستقیم با توان کمپرسور دارد و کمپرسور نیز توان خود را از این دو سیکل دریافت می‌دارد در نتیجه می‌توان دریافت که هر عاملی که در قبل بر روی توان سیستم ORC و GT تأثیر می‌گذارد بر روی سرمایش نیز تأثیر مستقیم خواهد گذاشت. در شکل ۹ می‌توان تغییرات بار حرارتی سرمایش سیکل تراکمی را که با سیال آمونیاک در حال کار است با دمای محیط را مشاهده نمود. در این مدل‌سازی فرض شده است که دمای منبع گرم برابر دمای محیط باشد و دمای منبع سرد ۲۶۰ درجه‌ی کلون باشد. در این تجزیه و تحلیل می‌توان دریافت که با افزایش دمای محیط از بار سرمایش کاسته شده است. این امر هم به دلیل کاهش توان توربین و بخش ORC است و هم افزایش منبع گرم است که روند تغییرات را به صورت خطی به وجود نیاورده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود تقریباً ۸۰ درصد از بار سرمایش از طریق توربین گاز تأمین شده است و مابقی از سیکل ORC تأمین می‌شود.

همچنین می‌توان در شکل ۱۰ مشاهده نمود که با افزایش دمای محیط از کارایی سیستم تراکمی یا به عبار دیگر ضریب عملکرد سیستم کاسته شده است که دلیل این امر کاهش حرارت جذب شده از اواپراتور می‌باشد هر چند که توان تولیدی نیز کاهش یافته است ولی تغییرات $\dot{Q}_{Eva}$ از توان دریافتی بیشتر می‌باشد و این از روند کاهشی COP مشخص است. از طرفی به دلیل اینکه این سیستم توان مصرفی بالایی دارد در نتیجه هزینه‌های بهره‌برداری بخش اعظمی از هزینه را به خود اختصاص می‌دهد با کاهش توان دریافتی در نتیجه از هزینه‌های جاری سیستم کاسته می‌شود.

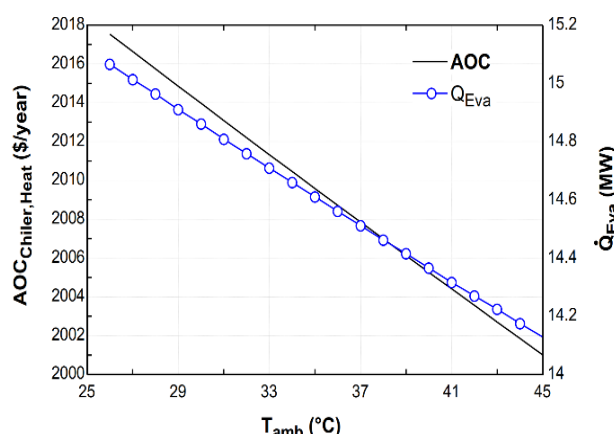


شکل ۱۰: تغییرات COP و TAC با دمای محیط در چیلر تراکمی



شکل ۹: تغییرات $\dot{Q}_{Eva}$ در هر جزء و حالت کلی با تغییرات دمای محیط در چیلر تراکمی

با توجه به دود خروجی از توربین گاز در نتیجه می‌توان با استفاده از این حرارت و استفاده از چیلرهای جذبی تک اثره لیتیم بروماید با $COP=0.72$ بار سرمایش تولید نمود. تنها سوخت مصرفی برای بخش ژنراتور آن به عنوان یکی از هزینه‌های جاری است که موجب افزایش هزینه‌ها خواهد شد اما در این سناریو با استفاده از دود خروجی از توربین گاز تنها هزینه‌های جاری هزینه‌های تعمیر و نگهداری سیستم می‌باشد. در نتیجه این سیستم نسبت به سیستم تراکمی هزینه‌ی سالیانه‌ی بسیار کمتری خواهد داشت. شکل ۱۱ نتایج این بررسی را نشان می‌دهد. با افزایش دمای محیط مقدار COP ثابت فرض شده است زیرا چیلرهای جذبی تأثیر کمتری نسبت به تراکمی از محیط می‌گیرند زیرا دارای یک سیستم خنک کن آبی می‌باشند (برج‌تر) که نسبت به تغییرات دمای محیط تغییرات اندکی دارد. همچنین در بخش‌های قبل مشاهده شد که دمای خروجی از توربین تغییرات اندک دمایی دارد و این تغییرات محسوس نمی‌باشد. با این فرض مشاهده می‌شود که مقدار بار سرمایش نسبت به چیلرهای تراکمی بسیار بیشتر می‌باشد و هزینه‌های سالیانه‌ی آن نیز کاهش محسوسی دارد.



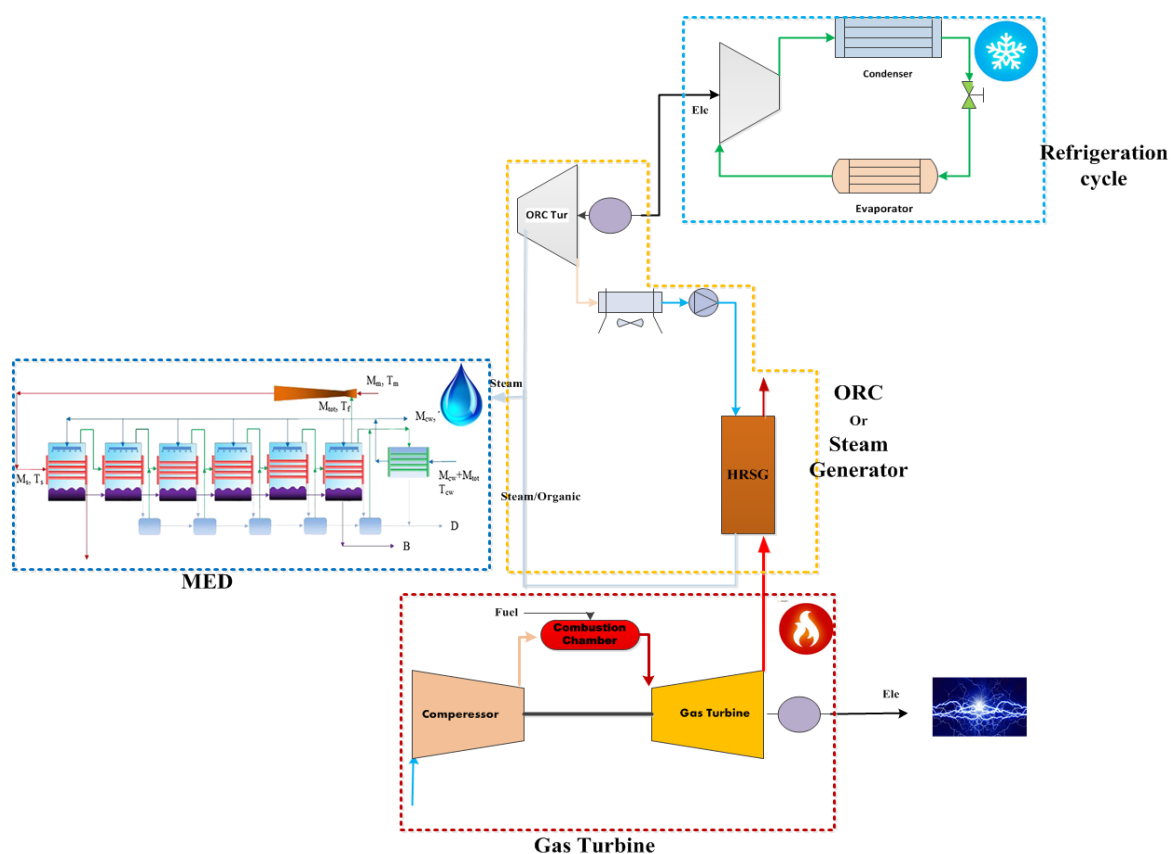
شکل ۱۱: تغییرات مقدار بار سرمایشی در چیلر جذبی و هزینه‌های سالیانه‌ی آن بر حسب دمای محیط

نتایج این بررسی نشان دادند که استفاده از دود خروجی برای سرمایش توسط چیلر جذبی از منظر انرژی و اقتصادی بسیار مناسب می‌باشد و هزینه‌ها را نسبت به سیستم تراکمی کاهش خواهد داد.

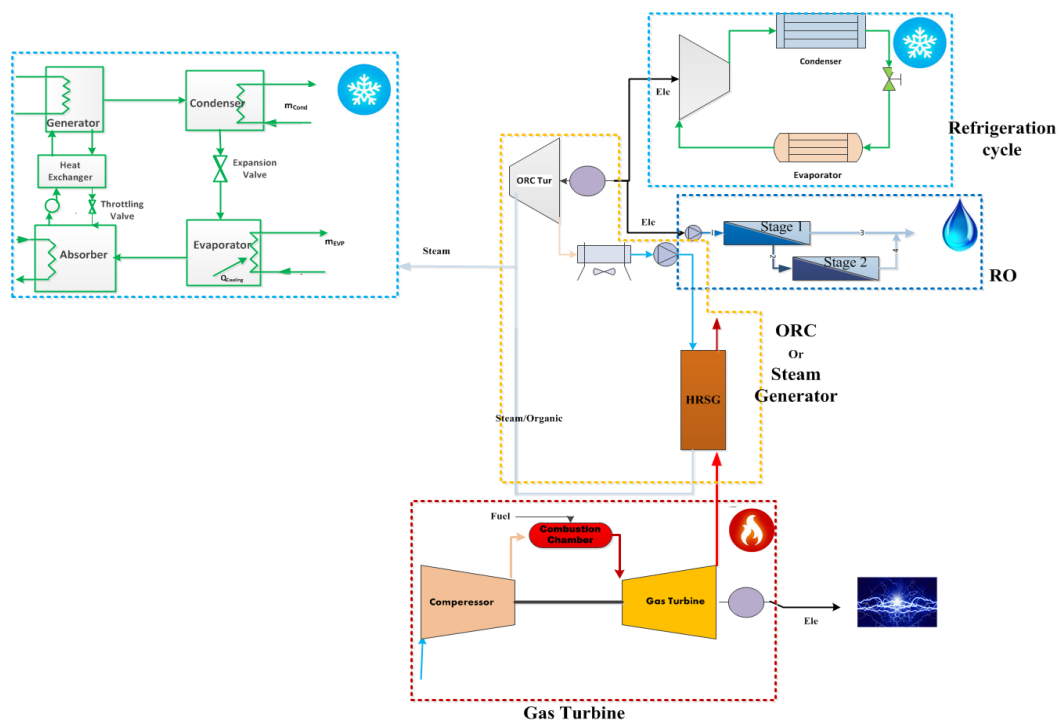
۳-۳- نتیجه گیری

در آنالیز انرژی و اقتصادی سیستم تولید آب شیرین نتایج نشان دادند که سیستم MED می‌تواند مقدار آب شیرین با ظرفیت بالا و قیمت تقریباً ۱ دلار بر مترمکعب را تولید نماید و برای اینکه بتوان این مقدار آب شیرین را از سیستم RO تولید نمود باید تمامی ظرفیت تولیدی توربین گاز و سیکل ORC را به کار برد تا بتوان تولیدی مشابه سیستم MED داشت، ولی هزینه‌ی آب شیرین تولیدی از این سیستم نسبت به MED کمتر و برابر ۰/۹۴ دلار به ازای هر مترمکعب می‌باشد. در نتیجه اگر ظرفیت بالا برای شیرین‌سازی آب مورد نیاز باشد باید از سیستم MED استفاده نمود و در صورتی که آب شیرین تولیدی زیادی مد نظر نیست و بحث‌های اقتصادی اهمیت دارد استفاده از توان تولیدی در بخش ORC نسبت به GT هزینه‌های جاری سیستم RO را کاهش خواهد داد و مقرون به صرفه می‌باشد که از سیستم ORC بدین منظور استفاده شود.

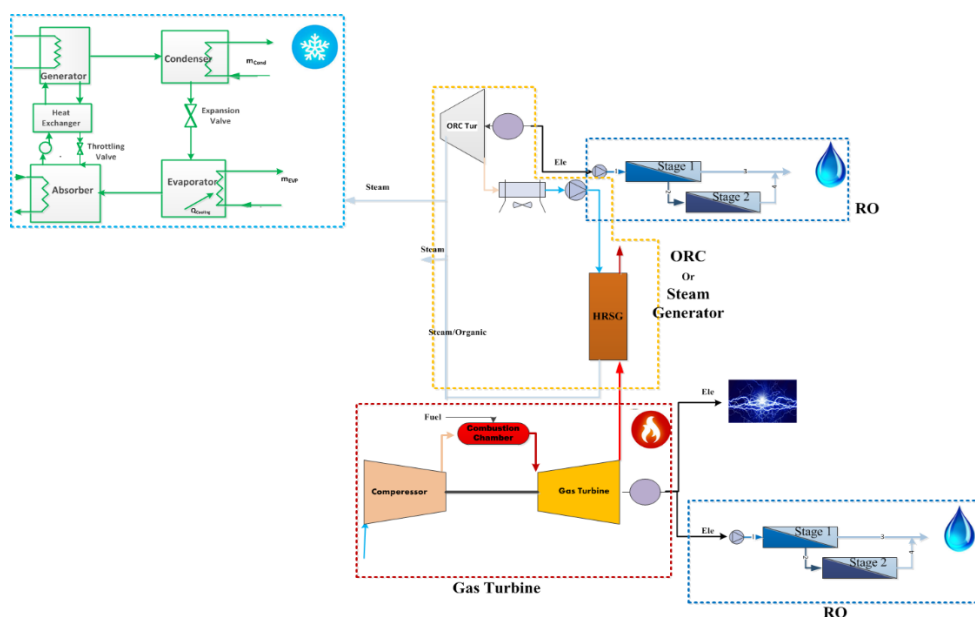
با توجه به اینکه قیمت تمام شده برای برق تولیدی توربین گاز از سیکل ORC بیشتر می‌باشد در نتیجه برای فروش به شبکه استفاده از برق تولیدی GT سود را افزایش داده و استفاده از برق ORC برای مصارفی چون تولید آب شیرین و یا در شرایط خاص (مانند دست یابی به دمای پایین از قبیل ۱۲- الی ۲۰- درجه‌ی سانتی‌گراد) از سیستم‌های تراکمی استفاده شود. زیرا برق تولیدی در سیستم ORC قیمت کمتری نسبت به سیکل GT دارد. داده‌های شکل‌های ۱۰ و ۱۱ نشان می‌دهد که استفاده از حرارت خروجی برای سرمایش توسط چیلر جذبی از منظر انرژی و اقتصادی بسیار مناسب می‌باشد و هزینه‌ها را نسبت به سیستم تراکمی کاهش خواهد داد. در نتیجه مطابق شکل ۱۲ اگر هدف ظرفیت بالای آب شیرین، سرمایش با دمای پایین و فروش برق باشد ترکیب سیستم MED و سیستم تراکمی و سیستم GT پیشنهاد می‌شود و اگر مطابق شکل ۱۳ هدف قیمت مناسب آب و ظرفیت متوسط و محدود، سرمایش با دمای پایین و فروش برق باشد ترکیب سیستم RO و سیستم تراکمی و سیستم GT پیشنهاد می‌شود که در صورت نیاز به بار سرمایشی بالا چیلر جذبی به آن افزوده می‌شود و اگر مطابق شکل ۱۴ هدف ظرفیت بالای آب شیرین با قیمت مناسب، بار سرمایشی بالا و فروش برق باشد ترکیب سیستم RO و سیستم چیلر جذبی و سیستم GT پیشنهاد می‌شود. محدوده ظرفیت سیستم‌های آب شیرین کن به عوامل مختلفی بستگی دارد که ظرفیت بالای آب شیرین بیشتر از ۲۷۵۰۰۰ مکعب در روز، ظرفیت متوسط بین ۵۰۰۰۰ و ۲۷۵۰۰۰ متر مکعب در روز و ظرفیت محدود کمتر از ۵۰۰۰۰ متر مکعب در روز می‌باشد [۳۷].



شکل ۱۲: شماتیک سیکل پیشنهادی برای ظرفیت آب بالا، سرمایه دما پایین و فروش برق



شکل ۱۳: شماتیک سیکل پیشنهادی فروش برق، سرمایه دما پایین و ظرفیت بالا به همراه تولید آب شیرین مقرون به صرفه



شکل ۱۴: شماتیک پیشنهادی سیکل پیشنهادی برای ظرفیت بالای آب شیرین و قیمت مناسب آن به همراه ظرفیت بالای سرمایش و مقرون به صرفه و فروش برق

پیوست A- قیمت تجهیزات سیکل ORC و سیستم های سرمایشی

با توجه به آنکه سیکل ORC از تجهیزات مختلفی تشکیل شده است در نتیجه هزینه های هر یک از تجهیزات در جدول A-1 بیان می شود.

جدول A-1: روابط پیشنهادی برای تعیین قیمت سیکل ORC [۲۷ و ۲۸]

تجهیز	معادله	
توربین	$Z_{ST} = a_1 w^{a_2} \phi_{\eta} \cdot \phi_T$ $\phi_{\eta} = 1 + \left(\frac{1 - \bar{\eta}_1}{1 - \eta_1} \right)^{a_3}$ $a_4 = 5 \quad a_3 = 3 \quad a_2 = 0.7 \quad \phi_T = 1 + a_4 \cdot \exp\left(\frac{T_1 - \bar{T}_1}{a_5}\right) \quad a_1 = 3880 \cdot 5 \frac{\$}{KW^{0.7}}$ $\bar{\eta}_1 = 0.9 \quad \bar{T}_1 = 866 \quad \bar{\eta}_1 = 0.95 \quad a_5 = 10.42$	(A-1)
پمپ	مشابه پمپ RO	
کندانسور	$Z_{Con} = \frac{a_1 Q_{con}}{k \cdot \Delta T_{in}} + a_2 m_m + 70.5 Q_{con} \times (-0.6936 \ln(\bar{T}_{cw} - T_b) + 2.1897)$ $a_1 = 280.74 \$ \cdot m^{-2} \quad a_2 = 746 \$ \cdot (Kg.s)^{-1} \quad k = 2200$	(A-2)

که ϕ_{η} ضریب تصحیح بازده قانون اول و ϕ_T ضریب تصحیح دمای بخار ورودی می باشد.

- چیلر جذبی و تراکمی

هزینه اولیه چیلر جذبی و الکتریکی به ترتیب توسط روابط زیر ارزیابی می شود [۳۸]:

$$C = 540(CH_{nom,ab}) 0.872 \quad (A-3)$$

$$C = 482(CH_{nom,el}) 0.93 - 159.7(CH_{nom,el}) \quad (A-4)$$

علامت انگلیسی	
AFUDC	هزینه ناشی از کمبود بودجه تخمین زده شده در طول ساخت و ساز (\$)
B	ضریب نفوذپذیری آب و نمک در غشا ($kg/m^2.s$)
C_f	غلظت نمک (ppm)
CRF	فاکتور هزینه سرمایه گذاری
D	قطر معادل کانال تغذیه (mm)
D_s	میزان نفوذپذیری نمک (m^2/s)
DC	هزینه های مستقیم (\$)
F	دبی آب تغذیه (kg / s)
FCI	هزینه های ثابت سرمایه گذاری (\$)
I	نرخ تورم (%)
IC	هزینه های غیر مستقیم (\$)
J_s	جریان عبوری نمک از غشا ($kg/m^2.s$)
J_w	جریان عبوری آب از غشا ($kg/m^2.s$)
K	ضریب انتقال جرم
LRD	هزینه تحقیق و توسعه و هزینه های غیر مستقیم (\$)
L_m	طول غشا (m)
N_l	تعداد پلیت ها
N	تعداد المان ها
ONSC	هزینه های داخلی سایت (\$)
OFSC	هزینه های فعالسازی سایت (\$)
OC	هزینه های بهره برداری (\$)
Re	عدد رینولدز
S	دبی بخار تزریقی (kg / s)
Sc	عدد اشمیت
SUC	هزینه های راه اندازی (\$)
T	دما ($^{\circ}C$)
TAC	هزینه ی سالیانه سیستم (\$)
UPC	قیمت تمام شده آب تولیدی ($m^3/\$$)
V_w	سرعت متوسط در هر المان (m/s)
WC	هزینه کارکرد سیستم (\$)
علامت یونانی	
ρ	چگالی (kg/m^3)
μ	ویسکوزیته (Pa.s)
π	فشار اسمزی (MPa)
زیر نویس	
B	جریان آب شور
F	جریان آب تغذیه
P	جریان نفوذی
W	عرض ممبران

مراجع

- [1] R. Salcedo, E. Antipova, D. Boer, L. Jiménez, G. Guillén-Gosálbez, Multi-objective optimization of solar Rankine cycles coupled with reverse osmosis desalination considering economic and life cycle environmental concerns, *Desalination*, (2012) 286: 358-371.
- [2] K. Ansari, H. Sayyaadi, M. Amidpour, A comprehensive approach in optimization of a dual nuclear power and desalination system, *Desalination*, (2011) 269: 25-34.
- [3] M.H.Khoshgoftar Manesh, H.Ghalami, M.Amidpour, M.H.Hamed, Optimal coupling of site utility steam network with MED-RO desalination through total site analysis and exergoeconomic optimization, *Desalination*, (2013) 316: 42-52.
- [4] Hamid Mokhtari, Mehdi Sepahvand, Ahmad fasihf, Thermoeconomic and exergy analysis in using hybrid systems (GT + MED + RO) for desalination of brackish water in Persian Gulf, *Desalination*, (2016) 399: 1-15.
- [5] H. Mokhtari, M. Bidi, M. Gholinejad, Thermoeconomic analysis and multiobjective optimization of a solar desalination plant, *Journal of Solar Energy*, (2014) Volume 2014, Article ID 892348, 13 pages.
- [6] Savvina Loutatidou, Hassan A. Arafat, Techno-economic analysis of MED and RO desalination powered by low-enthalpy geothermal energy, *Desalination*, (2015) 1: 277-292.
- [7] G.Filippini, M.A.Al-Obaidi, F.Manenti, I.M.Mujtaba, Performance analysis of hybrid system of multi effect distillation and reverse osmosis for seawater desalination via modelling and simulation, *Desalination*, (2018) 448: 21-35.
- [8] Mohsen Salimi, Majid Amidpour, Investigating the integration of desalination units into cogeneration systems utilizing R-curve tool, *Desalination*, (2017) 419: 49-59.
- [9] Ahmad Mohammad Alizadeh, Arani, Vahid Zamani, Ali Behbahaninia, Economic analysis of a combined power and desalination plant considering availability changes due to degradation, *Desalination*, (2017) 414: 1-9.
- [10] Seyed Reza Hosseini, Majid Amidpour, Seyed EhsanShakib, Cost optimization of a combined power and water desalination plant with exergetic, environment and reliability consideration, *Desalination*, (2012) 285: 123-130.
- [11] Sepehr Sanaye, Saeid Asgari, Four E analysis and multi-objective optimization of combined cycle power plants integrated with Multi-stage Flash (MSF) desalination unit, *Desalination*, (2013) 320: 105-117.
- [12] Bahram Ghorbani, Mehdi Mehrpooya, Hossein Ghasemzadeh, Investigation of a hybrid water desalination, oxy-fuel power generation and CO₂ liquefaction process, *Energy*, (2018) 158: 1105-1119.
- [13] Mehdi Mehrpooya, Bahram Ghorbani, Seyed SinaHosseini, Thermodynamic and economic evaluation of a novel concentrated solar power system integrated with absorption refrigeration and desalination cycles, *Energy Conversion and Management*, (2018) 175: 337-356.
- [14] Muhammad WakilShahzad, Muhammad Burhan, Kim ChoonNg, Pushing desalination recovery to the maximum limit: Membrane and thermal processes integration, *Desalination*, (2017) 416: 54-64.
- [15] Muhammad Shuja Azhar, Ghaus Rizvi, Ibrahim Dincer, Integration of renewable energy based multigeneration system with desalination, *Desalination*, (2017) 40: 472-78.
- [16] Ali Akbar Shayesteh, Omid Koohshekan, Amir Ghasemi, Mohammad Nemati, Hamid Mokhtari, Thermodynamic Determination of the ORC-RO system optimum parameters based on 4E analysis; Water-Energy-Environment nexus, *Energy Conversion and Management*, (2019) [183](#): 772-790.
- [17] A. Behzadi, A. Habibollahzade, V. Zare, M. Ashjaee, Multi-objective optimization of a hybrid biomass-based SOFC/GT/double effect absorption chiller/RO desalination system with CO₂ recycle, *Energy Conversion and Management*, (2019) [181](#): 302-318.
- [18] Pouria Ahmadi, Ibrahim Dincer, Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit, *Energy Conversion and Management*, (2011) 52: 2296-2308.
- [19] Mohammad Ameri, Hamid Mokhtari, Mostafa Mostafavi Sani, 4E analyses and multi-objective optimization of different fuels application for a large combined cycle power plant, *Energy*, (2018) 156: 371-386.
- [20] Amir Masoud Nabati, Mohamad Sadegh sadeghi, Sadegh Nikbakht Naserabad, Hamid Mokhtari, Sobhan izadpanah, Thermo-economic analysis for determination of optimized connection, *Energy*, (2018) 162: 1062-1076.

- [21] Hamid Mokhtari, Hossein Ahmadisedigh, Mohammad Ameri, The optimal design and 4E analysis of double pressure HRSG utilizing steam injection for Damavand power plant between solar field and combined cycle power plant, *Energy*, (2017) 118: 399-413.
- [22] H. Mokhtari, A. Esmaili, H. Hajabdollahi, Thermo-Economic Analysis and Multiobjective Optimization of Dual Pressure Combined Cycle Power Plant with Supplementary Firing, *Heat Transfer - Asian Research*, (2014) 45.1: 59-84.
- [23] Pouria Ahmadi, Marc A. Rosen, Ibrahim Dincer, Greenhouse gas emission and exergo-environmental analyses of a trigeneration energy system, *International Journal of Greenhouse Gas Control*, (2011) 5: 1540–1549.
- [24] A. Baghernejad, M. Yaghoubi, Exergoeconomic analysis and optimization of an Integrated Solar Combined Cycle System (ISCCS) using genetic algorithm, *Energy Conversion and Management*, (2011) 52: 2193–2203.
- [25] Alireza Esmaili, Poorya Keshavarz M, S. Ehsan Shakib and Majid Amidpour, applying different optimization approaches to achieve optimal configuration of a dual pressure heat recovery steam generator, *International Journal of Energy Research*, (2012) 37: 1440-1452.
- [26] V. Ganapathy, *Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators Design, Applications and Calculations*, Marcel Dekker Inc: New York (2003).
- [27] Sahar Safarian, Fereshteh Aramoun, Energy and exergy assessments of modified Organic Rankine Cycles (ORCs), *Energy Reports*, (2015) 1: 1–7.
- [28] Hamid Mokhtari, Hasti Hadiannasab, Mostafa Mostafavi, Ali Ahmadibeni, Behrooz Shahriari, Determination of optimum geothermal Rankine cycle parameters utilizing, *Energy*, (2016) 102: 260-275.
- [29] Hamid Mokhtari, Hossein Ahmadisedigh, Iman Ebrahimi, Comparative 4E analysis for solar desalinated water production by utilizing organic fluid and water, *Desalination*, (2016) 377: 108–122.
- [30] Mohammadreza Khanarmuei, Hossein Ahmadisedigh, Iman Ebrahimi, Louis Gosselin, Hamid Mokhtari, Comparative design of plug and recirculation RO systems, thermoeconomic: Case study, *Energy*, (2017) 121: 205-219.
- [31] Nader M Al-Bastaki, Abderrahim Abbas, Predicting the performance of RO membranes, *Desalination*, (2000) 132: 132-187.
- [32] J. Esfahani, C.K. Yoo, Feasibility study and performance assessment for the integration of a steam-injected gas turbine and thermal desalination system, *Desalination*, (2014) 332: 18–32.
- [33] Cengel, Boles, *Thermodynamics an Engineering Approach Problem Solutions*. John Wiley and Sons (2005).
- [34] Lansing F.L, Computer modeling of a single-stage lithium bromide/water absorption refrigeration unit, *Jet Propulsion Lab, California Inst of Tech*, (1997) Pasadena: 247-257.
- [35] Bejan A, Moran MJ, *Thermal design and optimization*. John Wiley & Son (1996).
- [36] Wei Liu, Xiaoyun Zhang, Ningbo Zhao, Chunying Shu, Shanke Zhang, Zhengjun Ma, Jun Han, Performance analysis of organic Rankine cycle power generation system for intercooled cycle gas turbine, *Advances in Mechanical Engineering*, (2018) Vol. 10(8): 1–12.
- [37] Younes Ghalavand, Mohammad Sadegh Hatamipour, Amir Rahimi, A review on energy consumption of desalination processes, *Desalination and Water Treatment*, (2014) 1-16.
- [38] Hassan Hajabdollahi, Evaluation of cooling and thermal energy storage tanks in optimization of multi-generation system, *Energy Storage*, (2015) 4 :1-13.

چکیده انگلیسی:

Technical-economic analysis of the combined system power generation, production of fresh water and cooling production

M. Zamzam¹, A. Namjoo², E. Jahanshahi Javaran^{3,*}

¹Ph.D. Student, Department of Mechanical Engineering, Kerman Branch, Islamic Azad University, Kerman, Iran

²Asst. Prof., Department of Mechanical Engineering, Kerman Branch, Islamic Azad University, Kerman, Iran

³Assoc. Prof., Department of Mechanical Engineering, Shahid Bahonar University of Kerman, Kerman, Iran

Received: 29 August 2020, Accepted: 17 March 2021

Abstract

In gas power plants, a lot of energy is lost in the form of heat more than the electricity produced. In the present research, techno-economic evaluation of combined power, desalination and cooling systems running by the exhaust flue gases of a gas turbine in Iran is performed. In addition to using power generated by the gas turbine, attempts were made to use Organic Rankine Cycle to recover the heat dissipated from gas turbine in order to reproduce power. In fact, choosing the appropriate technology for the combined system of simultaneous production of power, fresh water and cooling based on energy and economic analysis is investigated. Results showed that multiple-effect distillation system with fresh water price of 1 \$ per m³ should be used in order to produce high tonnage fresh water, and to achieve the proper price of fresh water, Reverse Osmosis by giving priority to ORC power, and then, GT application is suggested. According to the calculated price of power sale, the sale of gas turbine power is approximately 0.1 \$ per kW/h. Regarding cooling systems, the results showed that the absorption system has a lower initial cost and produces a greater cooling load than the compression system, and if necessary, the compression cooling system can be used only to achieve very low temperatures.

Key words: Organic Rankine Cycle; desalination; Cooling; Economic analysis

*corresponding author: e.jahanshahi@uk.ac.ir