



تحلیل انرژی، انرژی و بهینه سازی یک سیستم تولید چندگانه بر پایه سیکل micro-CCHP با منبع حرارتی زیست توده و تلفیق سیکل های تبرید جذبی و آب شیرین کن رطوبت زن-رطوبت زدا

هادی غائبی^{۱*}، نسیم بشیری^۲، محسن مصطفائی^۳، میثم نجفی ارشادی^۲، بهزاد عباسزاده^۴

* ۱- دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران. hghaebi@uma.ac.ir

۲- دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران.

۳- دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت، تهران، ایران.

۴- دانشجوی دکتری، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران.

دریافت: ۱۴۰۲/۰۳/۰۳، بازنگری: ۱۴۰۲/۰۶/۲۹، پذیرش: ۱۴۰۲/۰۷/۱۰

چکیده

در این مقاله، یک سیستم نوین تولید چندگانه بر مبنای سیکل micro-CCHP با منبع حرارتی زیست توده ارائه شده است. در این سیستم پیشنهادی، از زیرسیستم های سیکل تبرید جذبی و سیستم آب شیرین کن به منظور افزایش بازده سیکل مینا و کاهش اتلافات استفاده شده است. مدل سازی جامع ترمودینامیکی بر روی سیستم پیشنهادی صورت گرفته است. همچنین اعتبارسنجی زیرسیستم ها و بهینه سازی سیستم با روش الگوریتم ژنتیک توسط نرم افزار EES انجام شده است. نتایج نشان می دهد که در بین اجزای سیستم، رطوبت زدا بیشترین تخریب انرژی را دارد. اثر پارامترهای دمای اواپراتور ۱، غلظت آمونیاک، دمای ابزوربر، اختلاف دمای هیتر، فشار ژنراتور ۱ و دمای منبع حرارتی روی عملکرد سیستم انجام شده است. براساس مطالعه پارامتریک، با افزایش دمای اواپراتور ۱، بازده انرژی سیستم افزایش می یابد. بیشترین مقدار بازده انرژی و انرژی سیستم کل در محدوده دمای منبع حرارتی بین ۷۵۰-۷۴۰ کلوین، برابر ۷۴/۲ و ۴۷/۷ می باشد. بازده انرژی و انرژی سیستم مربوط به حالت پایه به ترتیب برابر، ۷۰/۶۸ و ۴۴/۳۲ و در حالت بهینه سازی با مد MOOD، به ترتیب ۸۷/۹۱ و ۴۹/۳ می باشد.

* عهده دار مکاتبات: hghaebi@uma.ac.ir

کلمات کلیدی: بهینه سازی، تولید چندگانه، CCHP، تبرید جذبی، آب شیرین کن.

۱- مقدمه

امروزه طراحی سیستم های تولید توان بر پایه منابع انرژی تجدیدپذیر جزو یکی از موارد مهم در تولید انرژی می باشد. به گونه ای که آلاینده های کمتری نیز تولید شود. زیست توده از منابع انرژی تجدیدپذیر به شمار می رود. یکی از دورریزهای چوبی، خاک اره است. تولید خاک اره در سرار جهان افزایش یافته است و از خاک اره در تولیدات چوبی استفاده می شود و از اتلافات

نحوه استناد به این مقاله: هادی غائبی، نسیم بشیری، محسن مصطفائی، میثم نجفی ارشادی، بهزاد عباسزاده. تحلیل انرژی، انرژی و بهینه سازی یک سیستم تولید چندگانه بر پایه سیکل micro-CCHP با منبع حرارتی زیست توده و تلفیق سیکل های تبرید جذبی و آب شیرین کن رطوبت زن-رطوبت زدا. مهندسی مکانیک تبدیل انرژی.

DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4

۱۴۰۲؛ ۱۰ (۳) : ۱-۱۸.

خاک اره به عنوان زیست توده مورد استفاده قرار می گیرد (سلیمان و همکاران، ۲۰۱۲). از طرفی، استفاده از زیست توده باعث افزایش گازهای گلخانه‌ای می‌شود؛ بنابراین بهبود عملکرد سیستم‌ها باعث افزایش نسبت انرژی تولید شده به ازای واحد سوخت مصرفی خواهد شد. از سال ۲۰۰۶ تا ۲۰۳۰ نیاز به انرژی و توان، حدود ۴۰٪ افزایش پیدا خواهد کرد (کرنری، ۲۰۱۰). با افزایش تقاضای جهانی، قیمت انرژی و هزینه نگهداری از آن و نگرانی‌های زیست محیطی افزایش پیدا می‌کند؛ از این رو استفاده از سیستم‌های ترکیبی تولید توان، گرمایش و سرمایش (CCHP) یک راه‌حل مناسب برای پاسخ‌گویی به افزایش تقاضا برای انرژی است (ویو و وانگ، ۲۰۰۶)

غائبی و همکاران (۲۰۱۷)، یک سیستم CCHP جدید مبتنی بر سیکل ARC پیشنهاد داده‌اند؛ که از انرژی زمین گرمایی به عنوان منبع گرم و گاز طبیعی مایع به عنوان منبع سرما استفاده شده است. همچنین یک سیستم تولیدی چندگانه از دیدگاه ترمودینامیکی و اکونومیکی شبیه‌سازی شد. آن‌ها گزارش دادند که توان خروجی خالص، بار سرمایشی، میزان گرمایش تولیدی، بازده انرژی، بازده انرژی و هزینه کلی به ازای هر کلیووات به ترتیب برابر $40.5/1 \text{ kw}$ ، 11.09 kw ، $5.3/3 \text{ kw}$ ، $85.9/2 \text{ \%}$ ، $18/52 \text{ \$/GJ}$ می‌باشد. باقرنژاد و همکاران (باقرنژاد و همکاران، ۲۰۱۶)، بهینه‌سازی انرژی و اکونومیک سیستم CCHP مبتنی بر انرژی خورشیدی را ارائه کرده‌اند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که در حالت بهینه، عملکرد سیستم پیشنهادی بهبود یافته و هزینه سوخت، هزینه تخریب انرژی و هزینه انتشار CO_2 به ترتیب $24/17 \text{ \%}$ ، $38/87 \text{ \%}$ و $24/17 \text{ \%}$ کاهش می‌یابد. وانگ و یانگ (۲۰۱۶)، یک سیستم ترکیبی با منبع حرارتی زیست‌توده و انرژی خورشیدی را از نظر انرژی، انرژی و محیط زیست توده شبیه‌سازی کردند. در این سیستم پیشنهادی، موتور احتراق داخلی جهت تولید توان، توسط گاز حاصل از احتراق زیست‌توده راه‌اندازی می‌شود. از گرمای اتلافی موتور و کلکتور خورشیدی برای تولید گرمایش و سرمایش استفاده شده است. آن‌ها نسبت انرژی اولیه، بازده انرژی و نسبت کاهش انتشار کربن را به ترتیب $57/9 \text{ \%}$ ، $16/1 \text{ \%}$ و $95/7 \text{ \%}$ اعلام کرده‌اند.

سیستم‌های CCHP بر پایه سیستم‌های ترمودینامیکی هستند؛ بازده این سیستم‌ها به نحوه طراحی آن‌ها بستگی دارد (وانگ و همکاران، ۲۰۱۰). برای راه‌اندازی سیستم‌های CCHP از انرژی اتلافی سیستم‌های زیادی می‌توان استفاده کرد؛ لذا در پژوهش حاضر از گرمای اتلافی بویلر متصل به محفظه سوختن زیست‌توده استفاده شده است. در این مقاله، از حرارت اتلافی ژنراتور ۱ برای راه‌اندازی سیکل تبرید جذبی، به منظور افزایش بازده کل سیستم استفاده شده است. یکی از مزایای سیکل تبرید جذبی، نگره داشتن فشار سیال عامل در پایین‌ترین حد ممکن است؛ که این امکان را فراهم می‌کند تا از منابع حرارتی دما پایین برای راه‌اندازی این سیکل استفاده شود. برای تولید آب شیرین با استفاده از روش رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی (HDH) نیاز به منبع حرارتی دما پایین است که در این مقاله، از گرمای تولید شده در سیکل CCHP برای تولید آب شیرین بهره گرفته شده است.

۲- روش الگوسازی

برای انجام این پژوهش، مقاله‌های مرتبط مورد مطالعه قرار گرفته است. مدل‌سازی و اعتبارسنجی تک‌تک سیکل‌های بکارگرفته شده، در نرم‌افزار EES انجام گرفته شده است. در نهایت مدل‌سازی سیستم کلی و بهینه‌سازی سیستم کلی با روش الگوریتم ژنتیک با تابع تک هدفه و چند هدفه در نرم‌افزار EES انجام شده صورت گرفته است.

۳- تحلیل سیستم پیشنهادی

۳-۱ توصیف عملکرد سیستم پیشنهادی

در شکل ۱، نمای شماتیک سیستم پیشنهادی نشان داده شده است. هوا و زیست توده وارد محفظه شده و گازهای حاصل از سوختن، طی (state 3)، به بویلر منتقل می‌شوند و باعث افزایش دمای آب موجود در بویلر می‌شوند. مخلوط دوفازی آب-آمونیاک خارج شده از ژنراتور وارد سپراتور^۱ شده و محلول بخار آب-آمونیاک در (state 8) و محلول مایع آب-آمونیاک در (state 9) از سپراتور خارج می‌شوند. محلول بخار آب-آمونیاک برای تولید توان وارد توربین می‌شود. سیال مخلوط شده در (state 13) وارد مبدل حرارتی ۱ می‌شود تا با از دست دادن گرما، سیکل ERC با سیال عامل ایزووتان را راه‌اندازی کند (state 14). سپس سیال از پمپ ۱ عبور می‌کند تا افت فشار اعمال شده به سیال در طی عبور از توربین و شیرفشارشکن جبران شود. با عبور سیال عامل از ژنراتور طی state 16 دمای سیال زیاد می‌شود و سیکل کالینا تکمیل می‌گردد. سیال پرفشار طی state 17 و سیال خروجی از اواپراتور ۱ با فشار پایین (state 22) در اجکتور مخلوط شده و متراکم می‌شوند. سیال متراکم شده خروجی از اجکتور (state 18) با عبور از مبدل حرارتی ۲، انرژی خود را از دست می‌دهد و سیکل VCHPC با سیال عامل R141b را راه‌اندازی می‌کند. سیال خروجی از مبدل حرارتی به دو جریان جدا می‌شود. یکی از جریان‌ها (state 20) با عبور از اواپراتور، سرمایش تولید می‌کند. جریان دیگر (state 23)، با عبور از پمپ ۲ (state 24) و مبدل حرارتی ۱ (state 17) و چرخه ERC را تکمیل می‌کند. در state 27، مایع اشباع طی عبور از مبدل حرارتی ۲، در دمای ثابت به بخار اشباع تبدیل می‌شود؛ و با عبور از کمپرسور، فشار سیال افزایش می‌یابد. بخار اشباع با عبور از گرمکن (state 29) سرد می‌شود و به مایع اشباع تبدیل می‌شود. فشار میرد با عبور از شیرفشارشکن، کاهش می‌یابد و سیکل VCHPC تکمیل می‌گردد.

در این پژوهش از مدل CAOW ۲ آب شیرین کن استفاده شده است. سیستم HDH شامل سه بخش اصلی رطوبت‌زنی، رطوبت‌زدایی و منبع حرارتی است. در این سیستم آب، یک حلقه باز و هوا یک حلقه بسته را طی می‌کند. ابتدا در رطوبت‌زدا، آب شور، وارد سیستم می‌شود (state 34) و سپس آب شور پیش گرم شده وارد مبدل حرارتی می‌شود و در مبدل حرارتی طی state 28-29 دوباره گرم شده و وارد رطوبت‌زن می‌شود. در رطوبت‌زن، هوا در تماس مستقیم با آب شور قرار دارد و جریان هوای مرطوب و گرم خروجی از رطوبت‌زن (state 37) وارد محفظه رطوبت‌زدایی می‌شود. در رطوبت‌زدا، هوا در تماس غیر مستقیم با آب شور سرد قرار دارد؛ و با عبور هوا از روی سطوح سرد، تقطیر و بازیافت شده و آب شیرین تولید می‌شود. از گرمای آب خروجی از ژنراتور سیکل کالینا برای راه‌اندازی سیکل ARS استفاده می‌شود. بخار آب خروجی از اواپراتور (state 49)، بعد از عبور از مبدل حرارتی وارد ابزوربر می‌شود و با محلول غلیظ لیتیوم برماید-آب (state 44) مخلوط شده و محلول رقیق تولید می‌شود (state 39). محلول رقیق پمپ شده بعد از عبور از مبدل حرارتی وارد ژنراتور ۲ می‌شود و به دلیل دریافت گرما از state 6-38، مقداری از محلول بخار شده و وارد کندانسور می‌شود (state 45).

¹ Separator

² Close Air Open Water

جدول ۱- تعدادی از پارامترهای معلوم استفاده شده در ارزیابی سیستم پیشنهادی

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
M_w	۰/۱	W_c	۰/۵۰۵۴	W_h	۰/۰۷۰۸
W_o	۰/۴۱۱۱	W_s	۰/۰۰۵۷	η_{Tur}	۰/۹
x_7	۰/۹	T_{eva1}	۲۸۰K	T_{cond}	۲۹۳/۱۵K
T_{eva2}	۲۸۱/۱۵ K	$T_{max,HDH}$	۳۲۱/۸ K	$RH_{36,37}$	۱
η_{naz}	۰/۸۵	$T_{g,2}$	۳۳۳/۱۵ K	Salinity	۳۵ g/kg
P_7	۵۰ Bar	ΔP_{cond}	۱/۲	ΔP_{eva2}	۰/۳

۳-۳ تحلیل ترمودینامیکی

با فرض شرایط پایا برای هر حجم کنترل نشان داده شده در شکل ۱، موازنه جرم و انرژی برای هر یک از اجزای سیستم به صورت زیر خواهد بود (بیژن و همکاران، ۱۹۹۵):
موازنه جرم:

$$\begin{aligned} \sum \dot{m}_{in} &= \sum \dot{m}_{out} \\ \sum (x \dot{m})_{in} &= \sum (x \dot{m})_{out} \end{aligned} \quad (1)$$

x مربوط به غلظت NH₃ و LiBr در محلول NH₃-H₂O و LiBr-H₂O است.

موازنه انرژی:

$$\dot{Q}_{c.v} - \dot{W}_{c.v} = \sum (h \dot{m})_{out} - \sum (h \dot{m})_{in} \quad (2)$$

بازده قانون اول سیستم پیشنهادی به صورت زیر محاسبه می شود:

$$\eta_{t,sys} = \frac{(\dot{m}_{fw} \times h_{fg}) + \dot{w}_{net,sys} + \dot{Q}_{net,sys}}{\dot{Q}_{biomass}} \quad (3)$$

تخریب انرژی یکی از پارامترهای مهم در تحلیل انرژی است. نرخ تخریب انرژی برای یک حجم کنترل در حالت پایا به صورت زیر محاسبه می شود.

$$\dot{Ex}_d = \sum (1 - \frac{T_0}{T_j}) \dot{Q}_j - \dot{W}_{c.v} + \sum (\dot{m}_i ex_i) - \sum \dot{m}_e ex_e \quad (4)$$

انرژی کل برابر است با حاصل جمع انرژی فیزیکی و شیمیایی:

$$Ex_{total} = ex^{PH} + ex^{CH} \quad (5)$$

$$ex^{PH} = \dot{m}(h - h_0 - T_0(s - s_0)) \quad (6)$$

$$ex^{CH} = \dot{m} \left(\left[\frac{\overline{ex}_{chNH_3}}{M_{NH_3}} \right] x + \left[\frac{\overline{ex}_{chH_2O}}{M_{H_2O}} \right] (1 - x) \right) \quad (7)$$

$$ex^{CH} = \dot{m} \left(\left[\frac{\overline{ex}_{chLiBr}}{M_{LiBr}} \right] x + \left[\frac{\overline{ex}_{chH_2O}}{M_{H_2O}} \right] (1 - x) \right)$$

\overline{ex}_{ch} انرژی شیمیایی استاندارد سیال است.

انرژی فیزیکی برای state 3, 4 به صورت زیر محاسبه می شود:

$$Ex_{\beta,i} = h_{\beta,i} - h_{\beta,0} - T_0 \times (s_{\beta,i} - R_m \times \ln(x_{\beta,i}) - s_{\beta,0})$$

$$i = 3, 4 \quad (8)$$

$$\beta = CO_2, H_2O, N_2$$

معادله انرژی شیمیایی گازهای ایده آل حاصل از سوختن زیست توده به صورت زیر است:

$$Ex_i^{CH} = M_{\beta} \times (x_{\beta} \times \overline{ex}_{\beta}^{CH} + R \times T_0 \times x_{\beta} \times \ln(x_{\beta})) \quad (9)$$

انرژی فیزیکی هوا و زیست توده در state 1, 2 برابر صفر است. انرژی شیمیایی زیست توده از معادله زیر محاسبه می شود (سزارگوت، ۲۰۰۵):

$$Ex_{biomas} = \dot{n}_{CHO} \times \psi \times LHV_f \times M_{CHO} \quad (10)$$

$$\psi = \frac{1.044 + 0.016 \times \left(\frac{W_h}{W_c} \right) - 0.3493 \times \left(\frac{W_o}{W_c} \right) \times (1 + 0.0531 \times \left(\frac{W_h}{W_c} \right))}{1 - 0.4124 \times \left(\frac{W_o}{W_c} \right)} \quad (11)$$

$$\dot{n}_{CHO} = \frac{\dot{m}_{biomass}}{M_{CHO}} \quad (12)$$

بازده قانون دوم برای هر جزء از سیستم به صورت زیر محاسبه می شود.

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Exergy of production}}{\text{Total supplied exergy}} = \frac{Ex_{out}}{Ex_{in}} = \frac{Ex_{PK}}{Ex_{FK}} \quad (13)$$

بازده قانون دوم (انرژی) سیستم پیشنهادی به صورت زیر محاسبه خواهد شد.

$$\eta_{ex,sys} = \frac{(Ex[35] + Ex[32] - Ex[34]) + W_{net,sys} + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) Q_i}{Ex_{biomass}} \quad (14)$$

برای محاسبه گرمای تولید شده از سوختن زیست توده در محفظه، از معادله زیر استفاده می کنیم:

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_f \times LHV_f \quad (15)$$

$$LHV_f = HHV_f - 226.04 \times w_h - 25.82 - M_w \quad (16)$$

مقدار HHV_f را می توان به صورت زیر محاسبه کرد (باسیو، ۲۰۰۶):

$$HHV_f = 338.3 \times w_c + 1443 \times \left(w_h - \frac{w_o}{8} \right) + 94.2 \times w_s \quad (17)$$

مقدار پارامترهای M_w و W_s, W_o, W_c در جدول ۱ ارائه شده است.

۳-۴ سیستم آب شیرین کن (HDH)

پارامترهای موثر در سیستم تولید آب شیرین به صورت زیر تعریف می‌شوند (نارایان و همکاران، ۲۰۱۰)

- GOR: این ضریب برابر است با نسبت گرمای نهان تبخیر آب شیرین تولید شده به گرمای وارد شده به سیستم. این پارامتر، یک پارامتر موثر برای مشخص کردن میزان آب تولیدی و مقدار گرمای لازم برای سیستم است.

$$GOR = \frac{\dot{m}_{pw} \times h_{fg}}{\dot{Q}_{heater}} \quad (18)$$

- بیشترین دمای سیستم: برابر است با دمای سیال خروجی از گرم‌کن. در این مطالعه آب شور از گرم‌کن عبور می‌کند. (T[31])

- کم‌ترین دمای سیستم: دمای آب شور وارد شده به رطوبت‌زدا، کم‌ترین دمای سیستم آب شیرین کن را دارد. (T[34])

- ε (بازده رطوبت‌زا و رطوبت‌زدا): این پارامتر برابر است با نسبت اختلاف آنتالپی واقعی به بیشترین مقدار اختلاف آنتالپی.

$$\varepsilon = \frac{\Delta H}{\Delta H_{max}} \quad (19)$$

- HCR: به دلیل تغییرات جرم سیال در رطوبت‌زا و رطوبت‌زدا، پارامتر HCR (نسبت ظرفیت گرمایی) تعریف شده است (پراکاش نارایان، ۲۰۱۰). این پارامتر برابر است با، نسبت بیشترین اختلاف آنتالپی ممکن در جریان سرد به بیشترین اختلاف آنتالپی ممکن در جریان گرم. این پارامتر برای رطوبت‌زا و رطوبت‌زدا به صورت مجزا تعریف می‌شود.

$$HCR = \frac{\Delta H_{max,cooling}}{\Delta H_{max,heating}} \quad (20)$$

- بر اساس مقدار HCR و با ثابت در نظر گرفتن شرایط ورودی به رطوبت‌زا یا رطوبت‌زدا، می‌توان مقدار بازگشت‌ناپذیری‌ها را کاهش داد (پراکاش نارایان، ۲۰۱۰).

۳-۵ مدل ریاضی اجکتور

اجکتور جزئی از سیستم است که با استفاده از همگرایی-واگرایی، انرژی مکانیکی (فشار) بخار در حال حرکت را به انرژی جنبشی (سرعت) تبدیل می‌کند. این عامل، یک ناحیه کم‌فشار را در اجکتور به وجود می‌آورد و در نتیجه، جریان ثانویه به داخل اجکتور مکیده می‌شود. با عبور جریان سیال از گلوگاه، سیال متراکم شده و انرژی جنبشی به فشار تبدیل می‌شود. در شکل ۲ شماتیکی از اجکتور و پروفیل تغییرات فشار و سرعت نشان داده شده است. برای انجام محاسبات اجکتور از معادلات (۲۱) تا (۲۶) استفاده می‌شود (غائبی و همکاران، ۲۰۱۸) و (رستم زاده و همکاران، ۲۰۱۸):

$$U = \frac{m_{sf}}{m_{pf}} \quad (21)$$

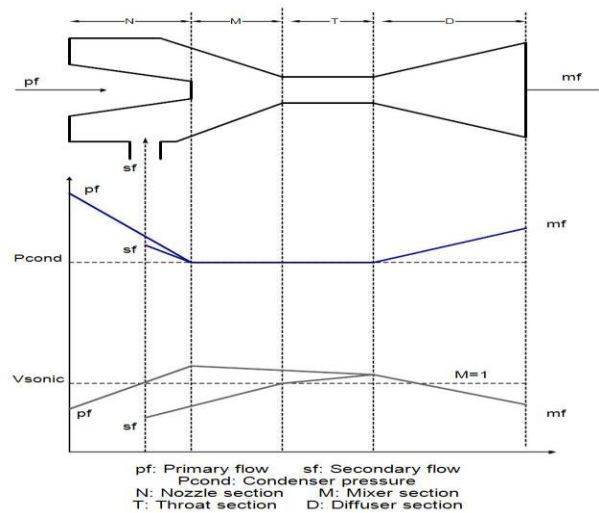
$$\eta_{naz} = \frac{h_{pf,in} - h_{pf,exit}}{h_{pf,in} - h_{pf,exit,is}} \quad (22)$$

$$V_{pf,exit} = \sqrt{2 \times \eta_{naz} (h_{pf,in} - h_{pf,exit,is})} \quad (23)$$

$$\eta_{mix} = \frac{v_{mf}^2}{v_{mf,is}^2} \quad (24)$$

$$h_{mf} = \frac{h_{pf,in} + (U \times h_{sf,exit})}{1+U} - \frac{v_{mf}^2}{2} \quad (25)$$

$$h_{mf,exit} = h_{mf} - \eta_{dif} (h_{mf} - h_{mf,exit,is}) \quad (26)$$



شکل ۲- نمای شماتیک اجکتور و پروفیل تغییرات فشار و سرعت (غائبی و همکاران، ۲۰۱۸)

۴ - نتایج و بحث

۴-۱ نتایج اعتبارسنجی سیکل ها

نتایج اعتبارسنجی سیکل کالینا موجود در سیستم CCHP با مرجع (سان و همکاران، ۲۰۱۴)، در جدول ۲ ارائه شده است. همان طور که از جدول ۲، قابل مشاهده است، درصد اختلاف اعتبارسنجی سیکل کالینا بین ۰/۶ تا ۴ درصد می باشد؛ که این مقدار اختلاف برای تحلیل عددی قابل قبول می باشد.

جدول ۲- اعتبارسنجی سیکل کالینا با مرجع (سان و همکاران، ۲۰۱۴)

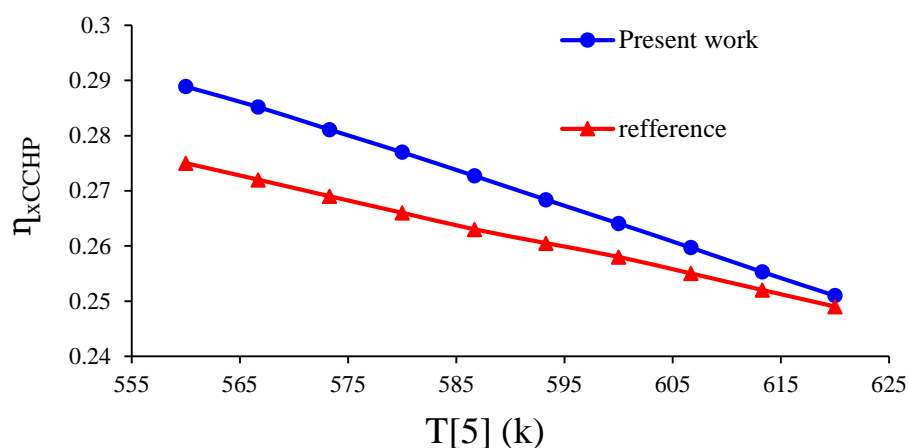
پارامتر	مقدار محاسبه شده	مرجع	خطا %
\dot{Q}_{g1} (Kw)	۳۹۸۲	۳۹۰۵	۱/۹
$\dot{W}_{net, kalina}$	۲۸۷/۵	۲۸۵/۶	۰/۶۶
X[12] (%)	۹۵/۴۳	۹۹/۹۷	۴/۵
$\eta_{t, kalina}$	۷/۲۱۹	۷/۱۷	۰/۶۸

اعتبارسنجی سیکل ERC و VCHPC در سیستم CCHP با مرجع (بیلیرساگ و همکاران، ۲۰۱۵) انجام شده است؛ و نتایج در جدول ۳ ارائه شده است. باتوجه به درصد اختلاف، مقادیر محاسبه شده قابل قبول می باشند. ضریب عملکرد سیکل ERC و VCHPC به ترتیب ۴/۵۴۸ و ۲۳/۵۶ به دست آمده است.

جدول ۳- اعتبارسنجی سیکل ERC و VCHPC در سیستم CCHP با مرجع (بیلیرساگ و همکاران، ۲۰۱۵)

پارامتر	مقدار محاسبه شده	مرجع	% خطا
\dot{Q}_{eva} (Kw)	۴/۳۶۷	۴/۳	۱/۵
\dot{W}_{com} (Kw)	۱/۶	۱/۵۲	۵/۲

در شکل ۳، اعتبارسنجی نمودار تغییرات بازده قانون دوم سیکل CCHP بر حسب تغییرات دمای منبع حرارتی ($T[5]$) با مرجع (رستم زاده و همکاران، ۲۰۱۹) نشان داده شده است. بیشترین اختلاف بین مقادیر محاسبه شده و مقادیر قید شده در مرجع (رستم زاده و همکاران، ۲۰۱۹)، مربوط به دمای ۵۶۰ درجه کلوین است، که درصد این اختلاف حدود ۴/۳ درصد می‌باشد.

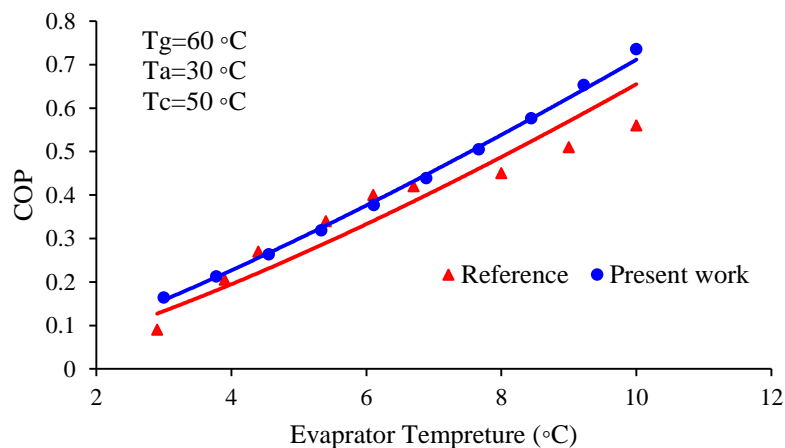


شکل ۳- اعتبارسنجی نمودار تغییرات بازده قانون دوم سیکل CCHP بر حسب تغییرات دمای منبع حرارتی ($T[5]$) با مرجع (رستم زاده و همکاران، ۲۰۱۹)

نتایج اعتبارسنجی سیکل ARS با مرجع (کچجیلر و همکاران، ۲۰۰۰) در جدول ۴ ارائه شده است. با توجه به جدول ۴، محدوده درصد اختلاف‌های به دست آمده ۱ تا ۶ درصد می‌باشد. در شکل ۴، اعتبارسنجی نمودار تغییرات ضریب عملکرد سیکل ARS، (COP) نسبت به دمای اوپراتور با مرجع (کچجیلر و همکاران، ۲۰۰۰) نشان داده شده است.

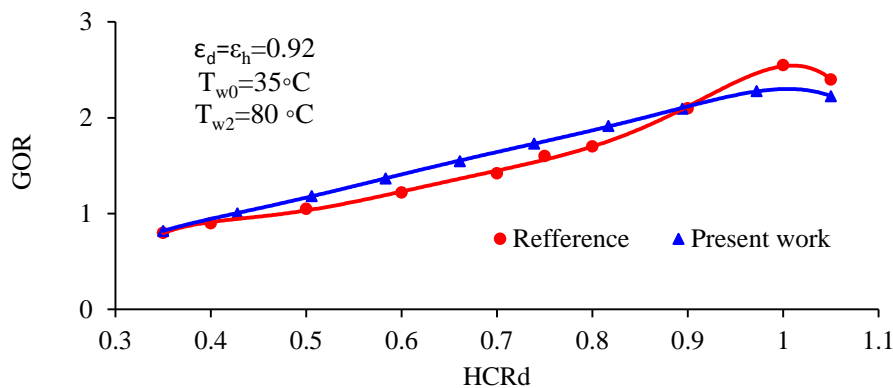
جدول ۴- نتایج اعتبارسنجی سیکل ARS با مرجع (کچجیلر و همکاران، ۲۰۰۰)

پارامتر	مقدار محاسبه شده	مرجع	% خطا
COP	۰/۵۳۵	۰/۵۶۵۴	۵/۳
f	۴/۴۳۸	۴/۳۳	۲/۴
\dot{m}_g (kg/s)	۱۲/۲۴	۱۲/۵	۲/۰۸
\dot{Q}_g (Kw)	۳۹۲/۹	۳۸۴/۴۱	۱/۴۱
\dot{Q}_a (Kw)	۲۳۲/۸	۲۴۱	۳/۴
\dot{Q}_e (Kw)	۲۱۰/۲	۲۲۵/۵۷	۶/۸
\dot{Q}_c (Kw)	۳۷۰/۳	۳۷۸/۸۷	۲/۲



شکل ۴- اعتبارسنجی نمودار تغییرات ضریب عملکرد سیکل ARS، نسبت به دمای اواپراتور با مرجع (کچجیلر و همکاران، ۲۰۰۰)

در شکل ۵، اعتبارسنجی سیستم آب شیرین کن به صورت نمودار تغییرات ضریب عملکرد سیستم آب شیرین کن (GOR) نسبت به ضریب عملکرد رطوبت زدا (HCR_d)، نشان داده شده است (نارایان و همکاران، ۲۰۱۰). با توجه به شکل، می توان مشاهده کرد که در $HCR_d=1$ عملکرد سیستم آب شیرین کن (GOR) بیشترین مقدار را دارد. در این سیستم، رطوبت زدا بیشترین بازگشت ناپذیری را دارد؛ و بیشترین مقدار عملکرد سیستم زمانی اتفاق می افتد که شرایط رطوبت زدا در حالت تعادل باشد. به صورت تئوری این حالت را با $HCR_d=1$ نمایش می دهند.



شکل ۵- اعتبارسنجی نمودار تغییرات GOR نسبت به HCR_d با مرجع (نارایان و همکاران، ۲۰۱۰).

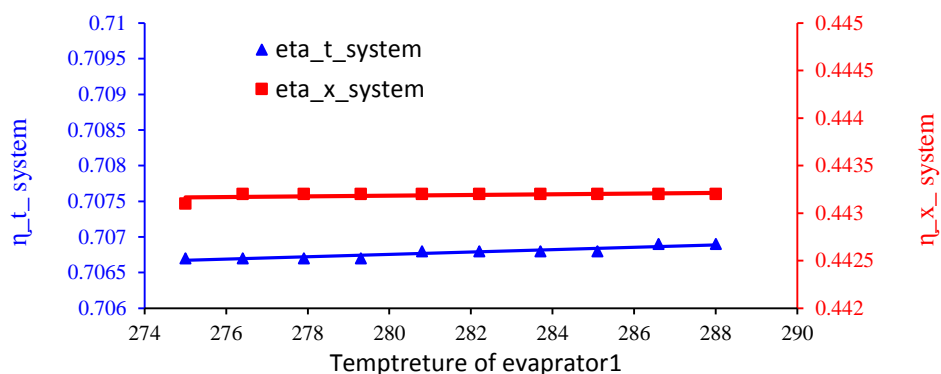
۲-۴ نتایج مطالعه پارامتریک

تاثیر برخی از پارامترهای موثر در سیستم (دمای اواپراتور ۱، غلظت آمونیاک، دمای ابزوربر، اختلاف دمای هیتر، فشار ژنراتور ۱ و دمای منبع حرارتی) روی بازده انرژی و انرژی سیستم بررسی شده است.

۳-۴ تاثیر دمای اواپراتور ۱ روی بازده انرژی و انرژی سیستم

در شکل ۶، تغییرات بازده انرژی و انرژی نسبت به دمای اواپراتور ۱، بررسی شده است. با افزایش دمای اواپراتور، ظرفیت سرمایه گذاری سیکل CCHP افزایش می یابد و باعث افزایش فشار سیال ثانویه ورودی به اجکتور می شود. در نتیجه دمای سیال در سیکل

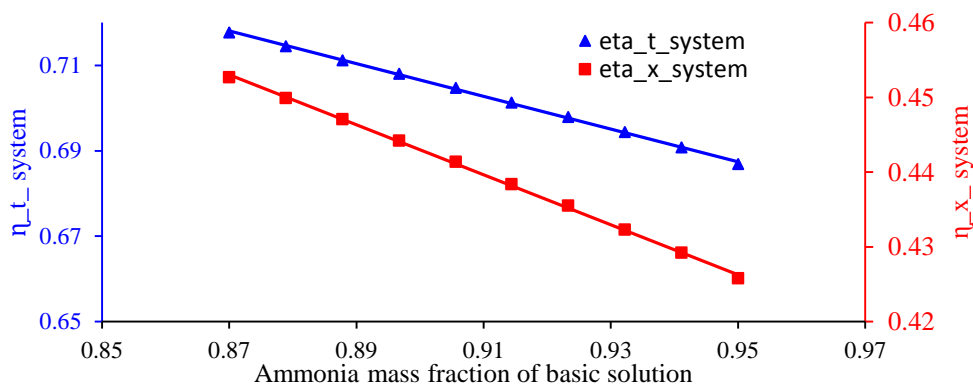
VCHPC افزایش یافته و میزان توان مصرفی در کمپرسور کاهش می‌یابد و گرمای منتقل شده به سیستم HDH بیشتر می‌شود. همچنین با افزایش دمای اواپراتور ۱، انرژی محصول افزایش بیشتری نسبت به انرژی مورد نیاز خواهد داشت؛ از این رو بازده انرژی کل سیستم افزایش می‌یابد.



شکل ۶- نمودار تغییرات بازده انرژی و انرژی سیستم نسبت به دمای اواپراتور ۱

۴-۴ تاثیر غلظت آمونیاک روی بازده انرژی و انرژی سیستم

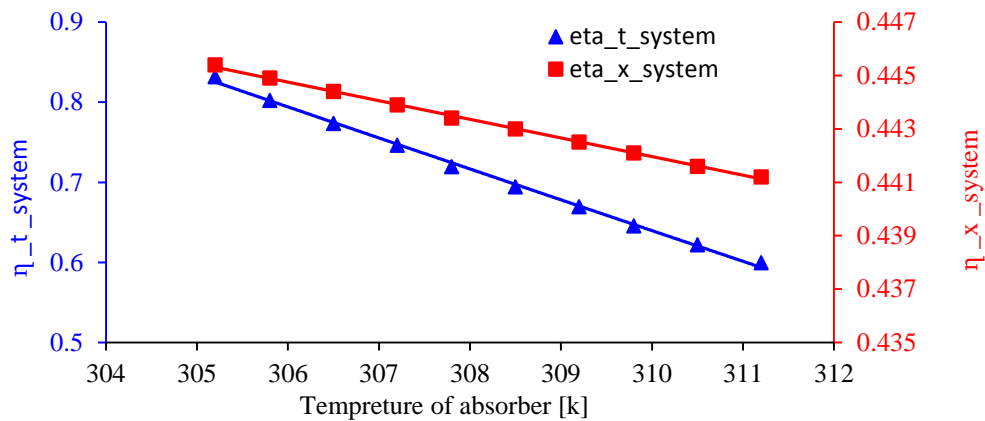
در شکل ۷ تغییرات بازده انرژی و انرژی کل سیستم نسبت به تغییرات غلظت آمونیاک نشان داده شده است. با افزایش غلظت NH_3 ظرفیت گرمایی سیال عامل سیکل کالینا (NH_3-H_2O) کاهش می‌یابد؛ در نتیجه با افزایش غلظت NH_3 ، توان تولیدی و بار سرمایشی تولیدی در CCHP و میزان گرمای منتقل شده به سیستم HDH و انرژی محصول کاهش یافته و بازگشت-ناپذیری‌های سیستم بیشتر می‌شود. در نتیجه بازده انرژی و انرژی سیستم کاهش می‌یابد. تغییرات غلظت آمونیاک تاثیری در بار سرمایشی تولیدی در سیکل تبرید جذبی نخواهد داشت.



شکل ۷- نمودار تغییرات بازده انرژی و انرژی سیستم نسبت به غلظت آمونیاک

۴-۵ تاثیر دمای ابزوربر در بازده انرژی و انرژی سیستم

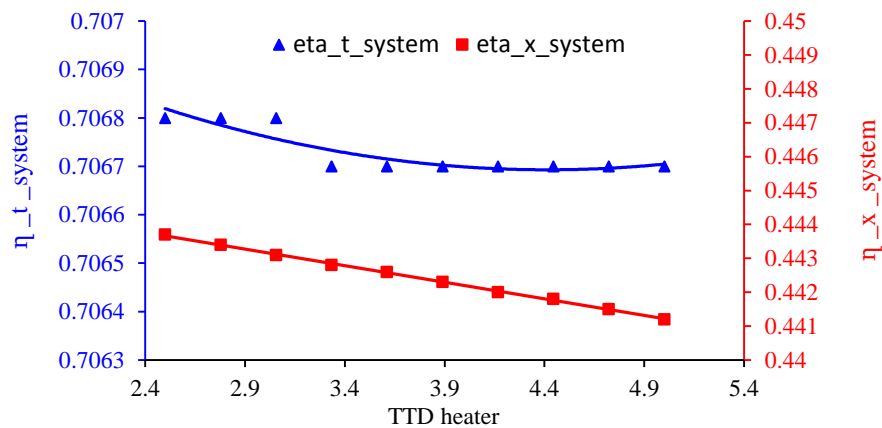
در شکل ۸ نمودار تغییرات بازده انرژی و انرژی کل سیستم، نسبت به تغییرات دمای ابزوربر نشان داده شده است. با افزایش دمای کندانسور، کار انجام شده در پمپ ۳ بیشتر می‌شود. در نتیجه کار خالص تولیدی در سیستم کاهش پیدا می‌کند؛ همچنین انتقال حرارت در کندانسور کمتر می‌شود و بازده انرژی کاهش می‌یابد. با افزایش دمای کندانسور، انرژی مورد نیاز سیستم بیشتر از انرژی محصول سیستم خواهد بود و بازگشت-ناپذیری‌های سیستم افزایش پیدا می‌کند. در نتیجه بازده انرژی کاهش می‌یابد.



شکل ۸- نمودار تغییرات بازده انرژی و انرژی سیستم، نسبت به تغییرات دمای ایزوربر

۴-۶ تاثیر اختلاف دمای هیتر روی بازده انرژی و انرژی سیستم

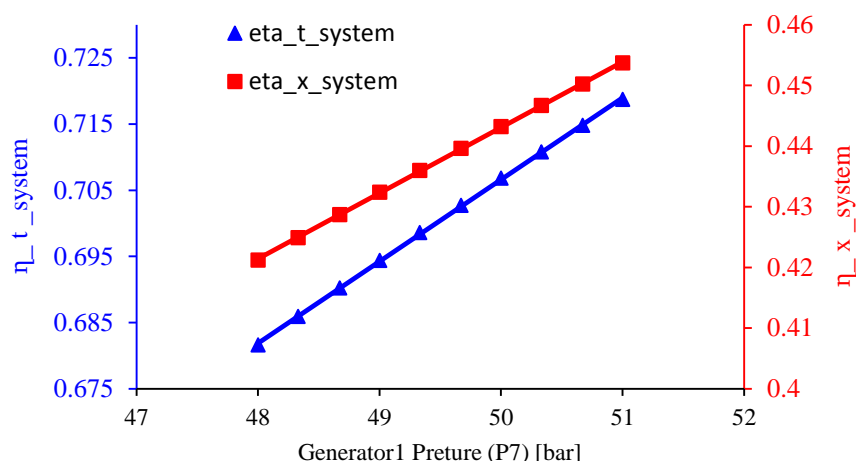
در شکل ۹، تغییرات بازده انرژی و انرژی سیستم نسبت به اختلاف دمای هیتر نشان داده شده است. تغییر اختلاف دما در هیتر تأثیری در بار سرمایشی و توان تولیدی سیستم نخواهد داشت. با افزایش اختلاف دما در هیتر، گرمای کمتری به سیستم HDH منتقل می شود و در نتیجه دبی آب شیرین تولیدی به مقدار جزئی کاهش پیدا می کند؛ همچنین انرژی محصول در HDH کاهش می یابد. پس با افزایش اختلاف دمای هیتر، بازده انرژی و انرژی سیستم کاهش پیدا خواهد کرد.



شکل ۹- نمودار تغییرات بازده انرژی و انرژی سیستم نسبت به اختلاف دمای هیتر

۴-۷ تاثیر فشار ژنراتور در بازده انرژی و انرژی سیستم

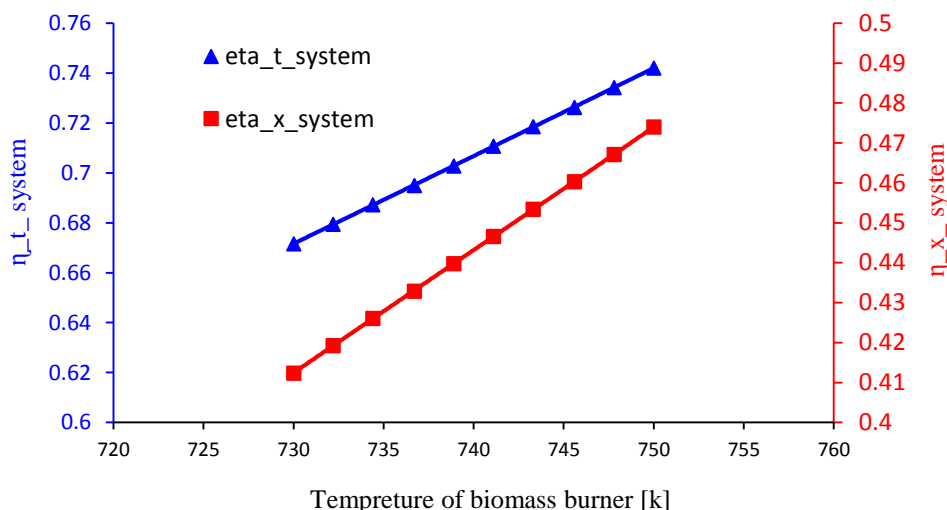
در شکل ۱۰ نمودار تغییرات بازده انرژی و انرژی سیستم، نسبت به تغییرات فشار ژنراتور ۱ نشان داده شده است. با افزایش فشار در نقطه ۷، کار بیشتری در توربین تولید شده و گرمای بیشتری به سیکل ERC منتقل می شود؛ بنابراین میزان سرمایش و توان و آب شیرین تولیدی افزایش یافته و بازده انرژی سیستم افزایش می یابد. با افزایش فشار نقطه ۷، انرژی محصول سیستم افزایش بیشتری نسبت به انرژی مورد نیاز سیستم دارد و بازده انرژی سیستم افزایش می یابد.



شکل ۱۰- نمودار تغییرات بازده انرژی و اگزرژی سیستم، نسبت به تغییرات فشار ژنراتور ۱

۴-۸ تاثیر دمای منبع حرارتی روی بازده انرژی و اگزرژی سیستم

در شکل ۱۱، تغییرات بازده انرژی و اگزرژی سیستم نسبت به دمای منبع حرارتی نشان داده شده است. با افزایش دمای منبع حرارتی، گرمای بیشتری به سیستم منتقل می‌شود و فشار سیال ورودی به توربین افزایش می‌یابد؛ و ظرفیت تولید توان و سرمایه‌گذاری در سیستم بیشتر می‌شود؛ میزان تولید آب شیرین تقریباً ثابت باقی می‌ماند. در نتیجه بازده انرژی سیستم بیشتر می‌شود. همچنین با افزایش دمای منبع حرارتی، بیشترین مقدار کار قابل حصول از سیستم (اگزرژی محصول) نسبت به اگزرژی سوخت افزایش بیشتری خواهد داشت؛ در نتیجه بازده اگزرژی سیستم با افزایش دمای منبع حرارتی، بیشتر می‌شود.



شکل ۱۱- نمودار تغییرات بازده انرژی و اگزرژی نسبت به دمای منبع حرارتی

۵- نتایج بهینه‌سازی

در طراحی سیستم‌های حرارتی، بهینه‌سازی شرایط ترمودینامیک برای تعیین بیشترین بازده انرژی و اگزرژی به کار گرفته می‌شود. در این مقاله از روش الگوریتم ژنتیک در نرم‌افزار EES استفاده شده است. روش الگوریتم ژنتیک می‌تواند روش مناسبی در مقایسه با روش‌های دیگر موجود در نرم‌افزار باشد. در روش بهینه‌سازی تک‌هدفه، تابع هدف، تعیین بیشترین بازده انرژی یا

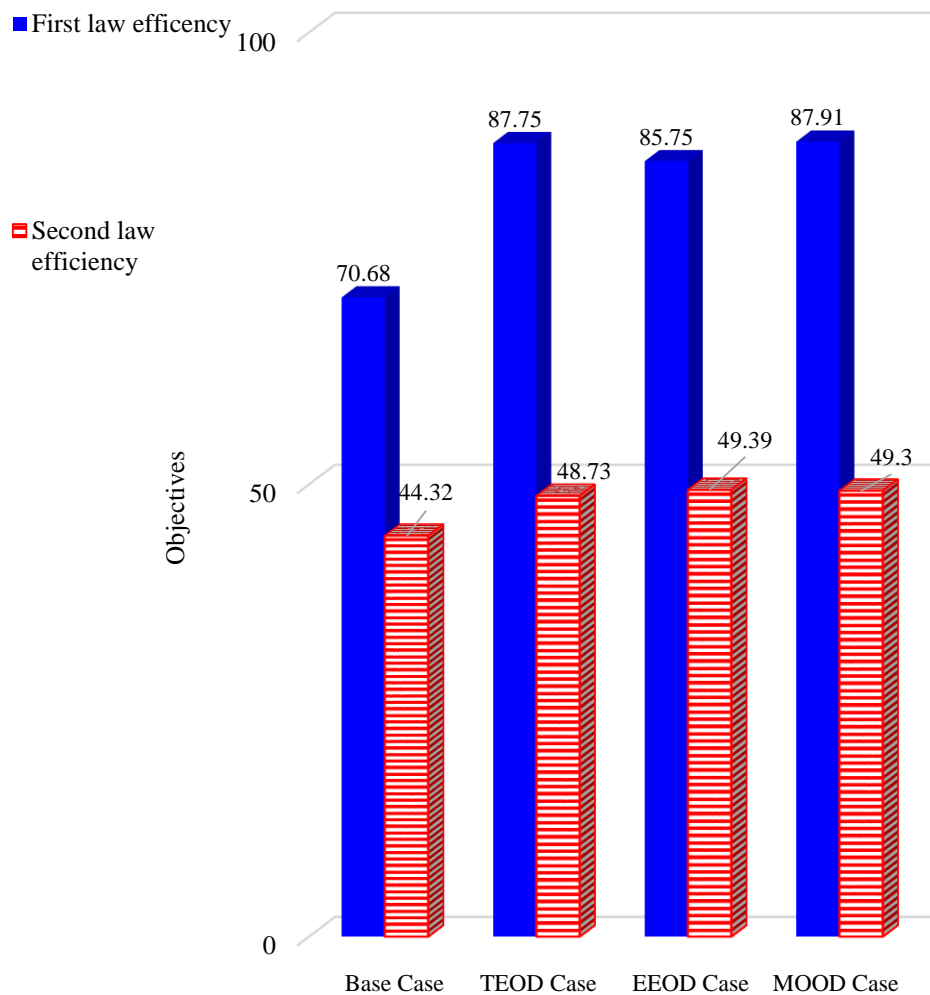
انرژی سیستم بوده، اما در بهینه سازی چندهدفه، توابع هدف، تعیین همزمان بیشترین بازده انرژی و انرژی سیستم است (زارع و همکاران، ۲۰۱۲). محدوده پارامترهای ترمودینامیک برای بهینه سازی، همان محدوده های مورد بررسی در مطالعه پارامتریک سیستم می باشد. برای سیستم ارائه شده در این تحقیق، ماکزیمم تابع چند هدفه به صورت زیر بیان می شود.

$$MOF = ((w_1 \times \eta_f) + (w_2 \times \eta_x))$$

$$w_1 + w_2 = 1$$

$$0 \leq w_1, w_2 \leq 1$$
(۲۰)

در شکل ۱۲ و جدول ۵، نتایج بهینه سازی الگوریتم یک هدفه و چند هدفه ارائه و مقادیر بازده انرژی و انرژی در حالت اولیه و مدهای مختلف (MOOD { $w_1 = w_2 = 0.5$ }, EEOD, TEOD) بررسی شده است.



شکل ۱۲- بررسی عملکرد بهینه سیستم در مدهای مختلف

جدول ۵- بررسی عملکرد بهینه سیستم در مدها و پارامترهای مختلف

	Base Case	TEOD Case	EEOD case	MOOD Case
w_1	-	1	0	0.5
w_2	-	0	1	0.5
TTD_{heater}	3	4.469	2.547	3.367
x_7	0.9	0.873	0.8705	0.8716
T_{eva1} [k]	280	274.5	274	274.6
T_{eva2} [k]	281.2	280.2	281.3	279.2
T_{cond} [k]	293.2	290.7	295.3	294.8
T_3 [k]	750	750	750	750
$T_{absorber}$ [k]	308.2	305.2	305.7	305.2
P_7 [bar]	50	50.84	51	51
W_{net} [kw]	661.4	738.9	743	724.3
\dot{Q}_{eva1} [kw]	4.367	4.25	7.239	4.251
\dot{Q}_{eva2} [kw]	132.2	212.7	197.7	212.1
$\dot{m}_{pw} \times h_{fg}$ [35]	1.185	1.088	1.218	1.1618
$\dot{Q}_{biomass}$ [kw]	1339	1357	1357	1357
$\dot{Q}_{absorber}$ [kw]	10.05	13.18	12.74	13.21

نتایج حاصل از بررسی بهینه‌سازی سیستم در مدهای مختلف به شرح زیر است:

- مقایسه نتایج بهینه‌سازی بین مطالعه پایه و TEOD نشان می‌دهد که در حالت TEOD راندمان انرژی و راندمان انرژی ۲۴/۱۵٪ و ۹/۹٪ بهبود یافته‌است. در این مورد از دیدگاه قانون اول نتایج بسیار رضایت‌بخش است.
- مقایسه نتایج بهینه‌سازی بین مطالعه پایه و EEOD نشان می‌دهد که در حالت EEOD راندمان انرژی و راندمان انرژی ۲۱/۳۲٪ و ۱۱/۴۳٪ بهبود یافته‌است. در مقایسه با مد TEOD، این حالت از دیدگاه قانون دوم نتایج بسیار رضایت‌بخش است.
- مقایسه نتایج بهینه‌سازی بین مطالعه پایه و MOOD نشان می‌دهد که در حالت MOOD راندمان انرژی و راندمان انرژی ۲۴/۳۷٪ و ۱۱/۲۳٪ بهبود یافته‌است. در این حالت توان خالص تولیدی، گرمای اواپراتورها و مقدار آب شیرین تولیدی، نسبت به حالت اولیه افزایش یافته است.

۶- نتیجه‌گیری

هدف از انجام این پژوهش، بهبود راندمان CCHP و کاهش اتلافات است. برای این منظور، یک سیکل تبرید جذبی به سیستم اضافه شد؛ که توسط خروجی ژنراتور ۱ آن راه‌اندازی می‌کند. همچنین از زیست‌توده به عنوان منبع حرارتی و از گرمای تولیدی در سیکل CCHP برای تولید آب شیرین توسط سیستم آب شیرین‌کن رطوبت‌زن-رطوبت‌زدا استفاده شده است. اثر پارامترهای دمای منبع حرارتی، دمای اواپراتور ۱، غلظت آمونیاک، فشار ژنراتور ۱، دمای ابزوربر و اختلاف دمای هیت‌ر روی عملکرد سیستم

بررسی شده است. برای دستیابی به بهترین عملکرد سیستم، بهینه سازی سیستم با روش الگوریتم ژنتیک تک هدفه و چند هدفه انجام شده است. نتایج مهم به دست آمده به صورت زیر خلاصه شده است:

- بیشترین مقدار بازده انرژی و انرژی سیستم کل در محدوده در دمای منبع حرارتی بین ۷۵۰-۷۴۰، برابر ۷۴/۲ و ۴۷/۷ می باشد.
- رطوبت زدا در سیستم تولید آب شیرین نقش مهمی دارد. با افزایش ضریب عملکرد رطوبت زدا (HCR_d) عملکرد سیستم آب شیرین کن (GOR)، افزایش می یابد.
- افزایش دمای منبع حرارتی، دمای اواپراتور باعث بهبود عملکرد سیستم کلی شده و بازده انرژی و انرژی سیستم افزایش می یابد.
- افزایش غلظت آمونیاک موجود در محلول سیال عامل سیکل کالینا و افزایش اختلاف دما در هیتر (کاهش کارایی هیتر) باعث کاهش بازده انرژی و انرژی سیستم کلی می شود.
- مقدار دبی آب شیرین تولیدی در شرایط بهینه سیستم کلی، برابر ۰/۵ g/s محاسبه شد.
- طبق نتایج به دست آمده از روش بهینه سازی چند هدفه، بازده انرژی و انرژی سیستم نسبت به حالت پایه، ۲۴/۳۷ و ۱۱/۲۳٪ بهبود یافت و به مقدار برابر با ۸۷/۹۱ و ۴۹/۳ رسید.

۷- نمادها

T	دما (k)	Rm	ثابت جهانی گازها (kJ/kmol.k)
P	فشار (bar)	RH	رطوبت نسبی
η	بازده	M_w	میزان رطوبت موجود در زیست توده
h	آنتالپی (kJ/kg)	w_o	درصد وزنی اکسیژن موجود در زیست توده
s	آنتروپی (kJ/kg.k)	w_c	درصد وزنی کربن موجود در زیست توده
x	غلظت	w_h	درصد وزنی هیدروژن موجود در زیست توده
\dot{m}	دبی جرمی (kg/s)	w_s	درصد وزنی سایر ناخالصی های موجود در زیست توده
ex	انرژی (kJ/kg)	LHV_f	کمترین مقدار ارزش حرارتی زیست توده (kJ/kg)
w	توان (kw)	HHV_f	بیشترین مقدار ارزش حرارتی زیست توده (kJ/kg)
\dot{Q}	نرخ انتقال حرارت (kw)	U	نسبت دبی جرمی اجکتور
		V	سرعت (m/s)

منابع

- [1] F. A. Al-Sulaiman, I. Dincer, and F. Hamdullahpur, "Energy and exergy analyses of a biomass trigeneration system using an organic Rankine cycle," *Energy*, vol. 45, no. 1, pp. 975–985, 2012, doi: 10.1016/j.energy.2012.06.060.
- [2] D. Kearny, "EIA's Outlook Trough 2035," *Energy Inf. Adm. U.S. Dep. Energy*, 2010, [Online]. Available: https://www.stb.dot.gov/stb/docs/RETAC/2010/March/EIA_AEO_2010.pdf.
- [3] D. W. Wu and R. Z. Wang, "Combined cooling, heating and power: A review," *Prog. energy Combust. Sci.*, vol. 32, no. 5–6, pp. 459–495, 2006, doi: 10.1016/j.peccs.2006.02.001.
- [4] H. Ghaebi, T. Parikhani, and H. Rostamzadeh, "A novel trigeneration system using geothermal heat source and liquefied natural gas cold energy recovery: Energy, exergy and exergoeconomic analysis," *Renew. Energy*, vol. 119, pp. 513–527, 2018, doi: 10.1016/j.renene.2017.11.082.
- [5] A. Baghernejad, M. Yaghoubi, and K. Jafarpur, "Exergoeconomic optimization and environmental analysis of a novel solar-trigeneration system for heating, cooling and power production purpose," *Sol. Energy*, vol. 134, pp. 165–179, 2016, doi: 10.1016/j.solener.2016.04.046.
- [6] J. Wang and Y. Yang, "Energy, exergy and environmental analysis of a hybrid combined cooling heating and power system utilizing biomass and solar energy," *Energy Convers. Manag.*, vol. 124, pp. 566–577, 2016.
- [7] J.-J. J. Wang, Y.-Y. Y. Jing, and C.-F. F. Zhang, "Optimization of capacity and operation for CCHP system by genetic algorithm," *Appl. Energy*, vol. 87, no. 4, pp. 1325–1335, 2010, doi: 10.1016/j.apenergy.2009.08.005.
- [8] I. Pilatowsky, W. Rivera, and R. J. Romero, "Thermodynamic analysis of monomethylamine–water solutions in a single-stage solar absorption refrigeration cycle at low generator temperatures," *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, vol. 70, no. 3, pp. 287–300, Dec. 2001, doi: 10.1016/S0927-0248(01)00071-X.
- [9] M. H. Sharqawy, M. A. Antar, S. M. Zubair, and A. M. Elbashir, "Optimum thermal design of humidification dehumidification desalination systems," *Desalination*, vol. 349, pp. 10–21, 2014, doi: 10.1016/j.desal.2014.06.016.
- [10] A. Bejan, G. Tsatsaronis, and M. J. Moran, *Thermal design and optimization*. John Wiley & Sons, 1995.
- [11] J. Szargut, *Exergy method: technical and ecological applications*, vol. 18. WIT press, 2005.
- [12] P. Basu, *Combustion and gasification in fluidized beds*. CRC press, 2006.
- [13] G. P. Narayan, M. H. Sharqawy, J. H. Lienhard V, and S. M. Zubair, "Thermodynamic analysis of humidification dehumidification desalination cycles," *Desalin. water Treat.*, vol. 16, no. 1–3, pp. 339–353, 2010.
- [14] G. Prakash Narayan, J. H. Lienhard, and S. M. Zubair, "Entropy generation minimization of combined heat and mass transfer devices," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 49, no. 10, pp. 2057–2066, Oct. 2010, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2010.04.024.
- [15] H. Ghaebi, T. Parikhani, H. Rostamzadeh, and B. Farhang, "Proposal and assessment of a novel geothermal combined cooling and power cycle based on Kalina and ejector refrigeration cycles," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 130, pp. 767–781, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.067.
- [16] H. Rostamzadeh, J. Rostamzadeh, P. S. Matin, and H. Ghaebi, "Novel dual-loop bi-evaporator vapor compression refrigeration cycles for freezing and air-conditioning applications," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 138, pp. 563–582, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.04.085.
- [17] F. Sun, W. Zhou, Y. Ikegami, K. Nakagami, and X. Su, "Energy-exergy analysis and optimization of the solar-boosted Kalina cycle system 11 (KCS-11)," *Renew. Energy*, vol. 66, pp. 268–279, 2014, doi: 10.1016/j.renene.2013.12.015.
- [18] N. Bilir Sag, H. K. Ersoy, A. Hepbasli, and H. S. Halkaci, "Energetic and exergetic comparison of basic and ejector expander refrigeration systems operating under the same external conditions and cooling capacities," *Energy Convers. Manag.*, vol. 90, pp. 184–194, Jan. 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2014.11.023.
- [19] H. Rostamzadeh, M. Ebadollahi, H. Ghaebi, and A. Shokri, "Comparative study of two novel micro-CCHP systems based on organic Rankine cycle and Kalina cycle," *Energy Convers. Manag.*, vol. 183, no. July 2018, pp. 210–229, 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.01.003.
- [20] A. Keçeciler, H. İ. I. Acar, and A. Doğan, "Thermodynamic analysis of the absorption refrigeration system with geothermal energy: an experimental study," *Energy Convers. Manag.*, vol. 41, no. 1, pp. 37–48, Jan. 2000, doi: 10.1016/S0196-8904(99)00091-6.
- [21] V. Zare, S. M. S. Mahmoudi, M. Yari, and M. Amidpour, "Thermoeconomic analysis and optimization of an ammonia–water power/cooling cogeneration cycle," *Energy*, vol. 47, no. 1, pp. 271–283, 2012.

Energy and exergy analysis and optimization of a biomass combined multi-generation system based on micro-CCHP by combining Absorption refrigeration and Desalination cycles

Hadi Ghaebi^{1,*}, Nasim Bashiri², Mohsen Mostafaei³, Meysam Najafi Ershadi², Behzad Abbaszadeh⁴

1,*- Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran
hghaebi@uma.ac.ir

2-Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

3-Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science & Technology, Tehran, Iran

4-PHD student, Shahid Rajaei Teacher Training University, Tehran, Iran

Received: May 2023, Accepted: October 2023

Abstract

In this paper, a new biomass multi-generation system based on micro-CCHP using an absorption refrigeration cycle and a desalination system, are presented to increase the performance of the basic cycle and to reduce the thermal wastes. A thermodynamic comprehensive modeling was done on the proposed system. also validation of subsystems and optimization of the system was done by genetic algorithm method with EES software. The results show that the dehumidifier has the highest exergy destruction among the other components of the system. The impact of the various system parameters such as; Evaporator1 temperature, Ammonia mass fraction, Absorber temperature, Difference temperature of heater, Generator1 pressure and heat source temperature is also done on the performance of the system. The parametric study show that by increasing the evaporator1 temperature, the energy efficiency of the system is increased. The maximum amount of energy and exergy efficiency of the system is 74.2% and 47.7%, respectively that occur at the 750-740 kelvin of heat source temperature. The energy and exergy efficiency of the base and MOOD case is 68.7% and 44.32%, 91.87% and 49.3%, respectively.

Key words: Optimization, Multi-generation, CCHP, Absorption refrigeration, Desalination.

*corresponding author: hghaebi@uma.ac.ir

Cite this article as: Hadi Ghaebi, Nasim Bashiri, Mohsen Mostafaei, Meysam Najafi Ershadi, Behzad Abbaszadeh,. Energy and exergy analysis and optimization of a biomass combined multi-generation system based on micro-CCHP by combining Absorption refrigeration and Desalination cycles Journal of Energy Conversion, 2023, 10(3), 1-18. DOR: **DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4**