نشریه علمی-تخصصی تبدیل انرژی (JEED)
دوره ۱۰، شماره ۳، پاییز ۱۴۰۲، ص: ۱- ۱۸

J. Energy Conversion
Volume: 10, Issue: 3, 2023: 1−18

DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4

# تحلیل انرژی، اگزرژی و بهینه سازی یک سیستم تولید چندگانه برپایه سیکل micro-CCHP با منبع حرارتی زیست توده و تلفیق سیکل‌های تبرید جذبی و آب شیرین‌کن رطوبت‌زن-رطوبت‌زدا

**هادی غائبی[۱و*] ، 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 زیست‌توده ارائه شده است. در این سیستم پیشنهادی، از زیرسیستم‌های سیکل تبرید جذبی و سیستم آب‌شیرین‌کن به منظور افزایش بازده سیکل مبنا و کاهش اتلافات استفاده شده‌است. مدل‌سازی جامع ترمودینامیکی بر روی سیستم پیشنهادی صورت گرفته است. همچنین اعتبارسنجی زیرسیستم‌ها و بهینه‌سازی سیستم با روش الگوریتم ژنتیک توسط نرم‌افزار EES انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که در بین اجزای سیستم، رطوبت‌زدا بیشترین تخریب اگزرژی را دارد. اثر پارامترهای دمای اواپراتور۱، غلظت آمونیاک، دمای ابزوربر، اختلاف دمای هیتر، فشار ژنراتور۱ و دمای منبع حرارتی روی عملکرد سیستم انجام شده‌است. براساس مطالعه پارامتریک، با افزایش دمای اواپراتور۱، بازده انرژی سیستم افزایش می‌یابد. بیشترین مقدار بازده انرژی و اگزرژی سیستم کل در محدوده دمای منبع حرارتی بین ۷۵۰-۷۴۰ کلوین، برابر ۷۴/۲ و ۴۷/۷ می‌باشد. بازده انرژی و اگزرژی سیستم مربوط به حالت پایه به ترتیب برابر، ۷۰/۶۸ و ۴۴/۳۲ و در حالت بهینه‌سازی با مد MOOD، به ترتیب ۸۷/۹۱ و ۴۹/۳ می‌باشد.

* **عهده‌دار مکاتبات:** hghaebi@uma.ac.ir

**کلمات کلیدی:** بهینه سازی، تولیدچندگانه، CCHP، تبرید جذبی، آب شیرین کن.

## ۱- مقدمه

امروزه طراحی سیستم‌های تولید توان برپایه منابع انرژی تجدیدپذیر جزو یکی از موارد مهم در تولید انرژی می باشد. به گونه-ای که آلاینده‌های کمتری نیز تولید شود. زیست‌توده از منابع انرژی تجدیدپذیر به شمار می رود. یکی از دورریزهای چوبی، خاک اره است. تولید خاک اره در سرار جهان افزایش یافته‌است و از خاک اره در تولیدات چوبی استفاده می‌شود و از اتلافات

**نحوه استناد به این مقاله**: هادی غائبی، نسیم بشیری ، محسن مصطفائی ، میثم نجفی ارشادی ، بهزاد عباسزاده. تحلیل انرژی، اگزرژی و بهینه سازی یک سیستم تولید چندگانه برپایه سیکل **micro-CCHP** با منبع حرارتی زیست توده و تلفیق سیکل‌های تبرید جذبی و آب شیرین‌کن رطوبت‌زن-رطوبت‌زدا. مهندسی مکانیک تبدیل انرژی.
۱۴۰۲; ۱۰ (۳) : ۱-۱۸. **DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4**



[ Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08 ]

[ DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4 ]

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 خواهدکرد (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 اگزرژی و هزینه کلی به ازای هر کلیووات به ترتیب برابر ۴۰۵/۱ kw، ۱۱۰۹ kw، ۵۳/۳ kw، ٪ ۸۵/۹۲، ٪ ۱۸/۵۲ و ۶۸/۷۶ $/GJ می‌باشد. باقرنژاد و همکاران (باقرنژاد و همکاران، ۲۰۱۶)، بهینه سازی اگزرژواکونومیک سیستم CCHP مبتنی بر انرژی خور شیدی را ارائه کرده‌اند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که در حالت بهینه، عملکرد سیستم پیشنهادی بهبود یافته و هزینه سوخت، هزینه تخریب اگزرژی و هزینه انتشار CO2 به ترتیب ٪ ۲۴/۱۷، ٪ ۳۸/۸۷ و ٪ ۲۴/۱۷ کاهش می‌یابد. وانگ و یانگ (۲۰۱۶)، یک سیستم ترکیبی با منبع حرارتی زیست‌توده و انرژی خور شیدی را از نظر انرژی، اگزرژی و محیط زیست شبیه سازی کردند. در این سیستم پیشنهادی، موتور احتراق داخلی جهت تولید توان، توسط گاز حاصل از احتراق زیست‌توده راه‌اندازی می شود. از گرمای اتلافی موتور و کلکتور خورشیدی برای تولید گرمایش و سرمایش استفاده شده است. آن‌ها نسبت انرژی اولیه، بازده اگزرژی و نسبت کاهش انتشار کربن را به ترتیب ٪ ۵۷/۹، ٪ ۱۶/۱ و ٪ ۹۵/۷ اعلام کرده‌اند.

سیستم‌های CCHP برپایه 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 استفاده‌کرد؛ لذا در پژوهش حاضر از گرمای اتلافی بویلر متصل به محفظه سوختن زیست‌توده استفاده شده است.

در این مقاله، از حرارت اتلافی ژنراتور۱ برای راه‌اندازی سیکل تبرید جذبی، به منظور افزایش بازده کل سیستم استفاده شده است. یکی از مزایای سیکل تبرید جذبی، نگه داشتن فشار سیال عامل در پایین‌ترین حد ممکن است؛ که این امکان را فراهم می کند 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 قرارگرفته است. مدل‌سازی و اعتبارسنجی تک‌تک سیکل‌های بکارگرفته شده، در نرم‌افزار EES انجام گرفته شده است. در نهایت مدل‌سازی سیستم کلی و بهینه سازی سیستم کلی با روش الگوریتم ژنتیک با تابع تک هدفه و چند هدفه در نرم‌افزار EES انجام شده صورت گرفته است.



[ Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08 ]

[ DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4 ]

## ۳- تحلیل سیستم پیشنهادی

### ۳-۱ توصیف عملکرد سیستم پیشنهادی

در شکل۱، نمای شماتیک سیستم پیشنهادی نشان داده شده‌است. 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[1] 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 حرارتی۱ می شود تا با از دست دادن گرما، سیکل ERC با سیال عامل ایزوبوتان را راه‌اندازی کند (state 14). سپس سیال از پمپ۱ عبور می کند 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 state17 و سیال خروجی از اواپراتور۱ با فشار پایین(state22) در اجکتور مخلوط شده و متراکم می شوند. سیال متراکم‌شده خروجی از اجکتور (state18) 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 (state20) با عبور از اواپراتور، سرمایش تولید می‌کند. جریان دیگر (state23) ، با عبور از پمپ۲ (state24) و مبدل حرارتی۱ (state17) و چرخه ERC را تکمیل می‌کند. در state27 ، 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(state29) سرد می‌شود و به مایع اشباع تبدیل می‌شود. فشار مبرد با عبور از شیرفشارشکن، کاهش می‌یابد و سیکل VCHPC تکمیل می‌گردد.

در این پژوهش از مدل ۲CAOW 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 می شود (state34) و سپس آب شور پیش گرم شده وارد مبدل حرارتی می شود 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 (state37) 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 می شود. از گرمای آب خروجی از ژنراتور سیکل کالینا برای راه‌اندازی سیکل ARS استفاده می شود. بخار آب خروجی از اواپراتور (state49)، 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 ژنراتور۲ می‌شود و به دلیل دریافت گرما از state 6-38، مقداری از محلول بخار شده و وارد کندانسور می‌شود (state45).

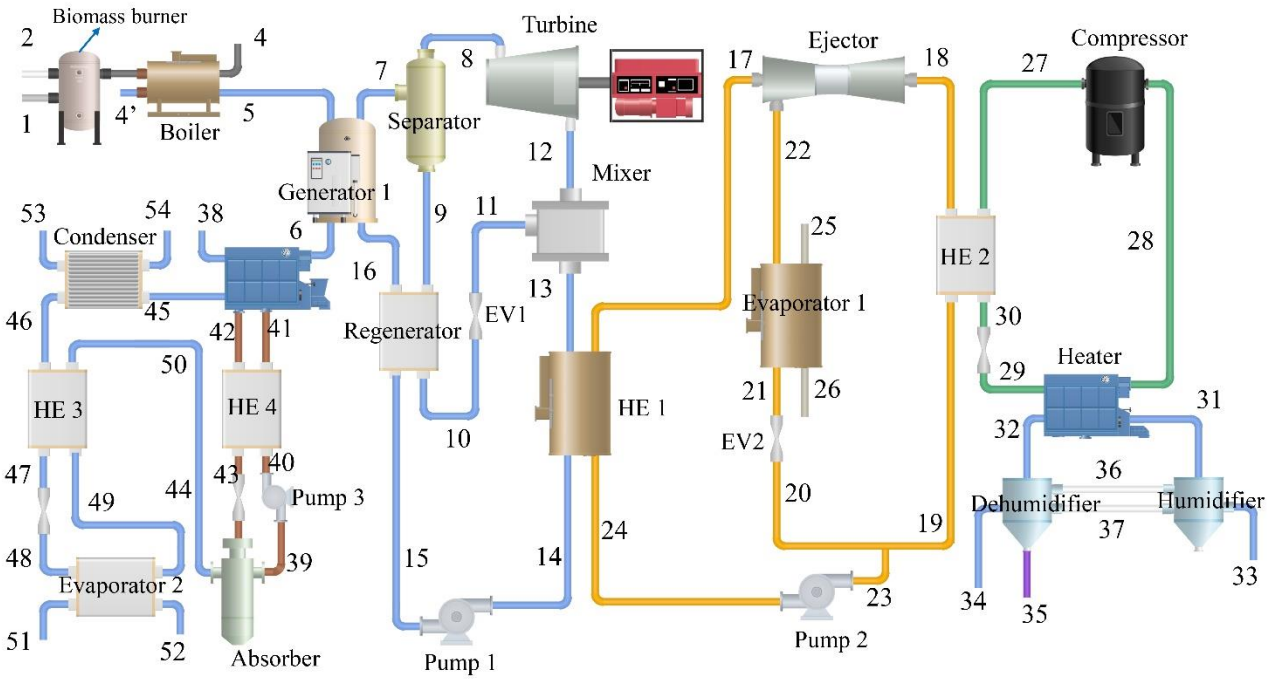
[1] Separator

[2] Close Air Open Water



[ Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08 ]

[ DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4 ]




**شکل ۱ - نمای شماتیک سیستم پیشنهادی**

## ۳-۲ مدل‌سازی سیستم و فرضیات

در این مقاله، برای ارزیابی بهتر سیستم پیشنهادی، ابتدا تک تک زیرسیستم‌ها مدل سازی شده و تحلیل انرژی و اگزرژی روی آن‌ها انجام می گیرد. همچنین برای برر سی عملکرد سی ستم تولید آب شیرین، پارامترهای موثر آن سی ستم تعریف می شود. سپس مدل سازی ترمودینامیک، معادلات بالانس جرم، انرژی و اگزرژی سی ستم پی شنهادی ارائه می شود. در بخش‌های بعد، مطالعه پارامتریک برای برر سی اثر پارامترها روی عملکرد سی ستم برر سی شده ا ست و در نهایت شرایط ترمودینامیک بهینه برای تعیین بیشترین بازده انرژی و اگزرژی سیستم کلی محاسبه می‌شود. از نرم افزار EES به عنوان ابزار اصلی در تمامی محاسبات استفاده می‌شود.

فرضیات زیر در مدل‌سازی سیستم در نظر گرفته شده است:

- از تغییرات جزئی فشار صرف نظر صرف شده است.
- کلیه مدل‌سازی‌ها در شرایط پایا بررسی شده است.
- تمام فرایندها در حالت یک بعدی و آدیاباتیک هستند و در حین انجام فرایند، هیچ کاری صورت نمی‌گیرد.
- سرعت ورود و خروج سیال در اجکتور برابر است.
- از اگزرژی جنبشی و پتانسیلی صرف نظر شده است.
- از توان لازم برای پمپاژ یا مکش سیال به داخل سیستم آب شیرین‌کن، صرف نظر شده است.
- دمای آب شیرین خروجی از رطوبت‌زدا برابر میانگین دمای هوای ورودی و خروجی از رطوبت‌زدا است.
- حالت جریان خروجی از کندانسور و اواپراتور، اشباع است.

برای ارزیابی عملکرد سیستم پیشنهادی از داده‌های جدول ۱ استفاده شده است.



[ Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08 ]

[ DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4 ]

**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 | $\eta_{Tur}$ | 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 |
| $\eta_{naz}$ | ۰/۸۵ | $T_{g,2}$ | ۳۳۳/۱۵ K | Salinity | ۳۵ g/kg |
| $P_7$ | ۵۰ Bar | $\Delta P_{cond}$ | ۱/۲ | $\Delta P_{eva2}$ | ۰/۳ |

## ۳-۳ تحلیل ترمودینامیکی

با فرض شرایط پایا برای هر حجم کنترل نشان دادهشده در شکل۱، موازنه جرم و انرژی برای هر یک از اجزای سیستم به صورت زیر خواهدبود (بیژن و همکاران، ۱۹۹۵):

موازنه جرم:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out}$$
$$\sum (x\,\dot{m})_{in} = \sum (x\,\dot{m})_{out} \quad (۱)$$

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

موازنه انرژی:

$$\dot{Q}_{c.v} - \dot{W}_{c.v} = \sum (h\,\dot{m})_{out} - \sum (h\,\dot{m})_{in} \quad (۲)$$

بازده قانون اول سیستم پیشنهادی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\eta_{t,sys} = \frac{(\dot{m}_{fw} \times h_{fg}) + \dot{w}_{net,sys} + \dot{Q}_{net,sys}}{\dot{Q}_{biomass}} \quad (۳)$$

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

$$\dot{E}x_d = \sum\left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\dot{Q}_j - \dot{W}_{c.v} + \sum(\dot{m}_i\, ex_i) - \sum \dot{m}_e\, ex_e \quad (۴)$$

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

$$Ex_{total} = ex^{PH} + ex^{CH} \quad (۵)$$



[ Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08 ]

[ DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4 ]

$$ex^{PH} = \dot{m}(h - h_0 - T_0(s - s_0)) \quad (۶)$$

$$ex^{CH} = \dot{m}\left([\frac{\overline{ex}_{ch_{NH3}}}{M_{NH3}}]x + [\frac{\overline{ex}_{ch_{H2O}}}{M_{H2O}}](1-x)\right) \quad (۷)$$

$$ex^{CH} = \dot{m}([\frac{\overline{ex}_{ch_{LiBr}}}{M_{LiBr}}]x + [\frac{\overline{ex}_{ch_{H2O}}}{M_{H2O}}](1 - x))$$

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

اگزرژی فیزیکی برای 3 ,4 state به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$Ex_{\beta,i} = h_{\beta,i} - h_{\beta,0} - T_0 \times (s_{\beta,I} - Rm \times \ln(x_{\beta,i}) - s_{\beta,0}$$
$$i = 3,4$$
$$\beta = CO2, H2O, N2 \quad (۸)$$

معادله اگزرژی شیمیایی گازهای ایده‌آل حاصل از سوختن زیست توده به صورت زیر است:

$$Ex_i^{CH} = M_\beta \times (x_\beta \times \overline{ex}_\beta^{CH} + R \times T_0 \times x_\beta \times \ln(x_\beta)) \quad (۹)$$

اگزرژی فیزیکی هوا و زیست توده در 1,2 stste برابر صفر است. اگزرژی شیمیایی زیست توده از معادله زیر محاسبه می‌شود (سزارگوت، ۲۰۰۵):

$$\dot{Ex}_{biomas} = \dot{n}_{CHO} \times \psi \times LHV_f \times M_{CHO} \quad (۱۰)$$

$$\Psi = \frac{1.044 + 0.016\times(\frac{w_h}{w_c}) - 0.3493\times(\frac{w_o}{w_c})\times(1 + 0.0531\times(\frac{w_h}{w_c}))}{1 - 0.4124\times(\frac{w_o}{w_c})} \quad (۱۱)$$

$$\dot{n}_{CHO} = \frac{\dot{m}_{biomass}}{M_{CHO}} \quad (۱۲)$$

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

$$\eta_{ex} = \frac{Exergy\ of\ production}{Total\ supplied\ exergy} = \frac{Ex_{out}}{Ex_{in}} = \frac{Ex_{PK}}{Ex_{Fk}} \quad (۱۳)$$

بازده قانون دوم (اگزرژی) سیستم پیشنهادی به صورت زیر محاسبه خواهدشد.

$$\eta_{ex,sys} = \frac{(\dot{Ex}[35] + \dot{Ex}[32] - \dot{Ex}[34]) + \dot{W}_{net,sys} + \sum\left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right)\dot{Q}_i}{\dot{Ex}_{biomass}} \quad (۱۴)$$

برای محاسبه‌ی گرمای تولیدشده از سوختن زیست‌توده در محفظه، از معادله‌ی زیر استفاده می‌کنیم:

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_f \times LHV_f \quad (۱۵)$$

$$LHV_f = HHV_f - 226.04 \times w_h - 25.82 - M_w \quad (۱۶)$$

مقدار $HHV_f$ را می‌توان به صورت زیر محاسبه کرد (باسیو، ۲۰۰۶) :

$$HHV_f = 338.3 \times w_c + 1443 \times (w_h - \frac{w_o}{8}) + 94.2 \times w_s \quad (۱۷)$$

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

### ۳-۴ سیستم آب شیرین‌کن (HDH)



[ Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08 ]

[ DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4 ]

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 تولیدشده به گرمای وارد شده به سیستم. این پارامتر، یک پارامتر موثر برای مشخص کردن میزان آب تولیدی و مقدار گرمای لازم برای سیستم است.

$$GOR = \frac{\dot{m}_{pw} \times h_{fg}}{\dot{Q}_{heater}} \quad (۱۸)$$

- 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.

$$\varepsilon = \frac{\Delta H}{\Delta H_{max}} \quad (۱۹)$$

- 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.

$$HCR = \frac{\Delta H^{\cdot} max_{cooling}}{\Delta H^{\cdot} max_{heating}} \quad (۲۰)$$

بر اساس مقدار HCR و با ثابت در نظرگرفتن 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 شده‌است. برای انجام محاسبات اجکتور از معادلات (۲۱) تا (۲۶) استفاده می‌شود (غائبی و همکاران، ۲۰۱۸) و (رستم زاده و همکاران، ۲۰۱۸):

$$U = \frac{m_{sf}}{m_{pf}} \quad (۲۱)$$

$$\eta_{naz} = \frac{h_{pf_{in}} - h_{pf_{exit}}}{h_{pf_{in}} - h_{pf_{exit_{is}}}} \quad (۲۲)$$

$$V_{pf,exit} = \sqrt{(2 \times \eta_{naz} (h_{pf,in} - h_{pf,exit,is})} \quad (۲۳)$$



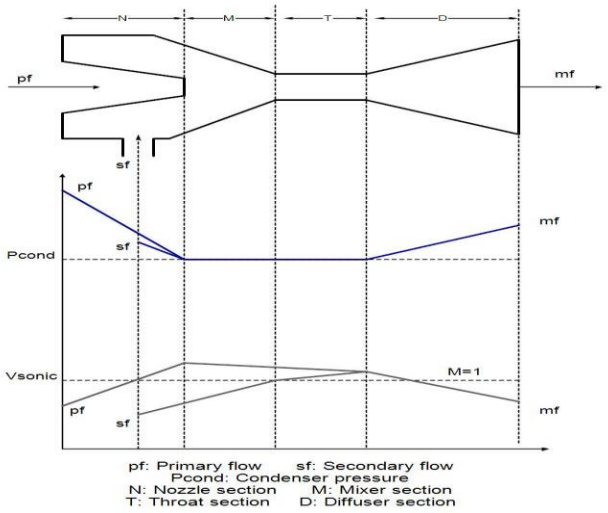
[ Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08 ]

[ DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4 ]

$$\eta_{mix} = \frac{v_{mf}^2}{v_{mf,is}^2} \quad (۲۴)$$

$$h_{mf} = \frac{h_{pf_{in}} + (U \times h_{sf_{exit}})}{1+U} - \frac{v_{mf}^2}{2} \quad (۲۵)$$

$$h_{mf,exit} = h_{mf} - \eta_{dif} (h_{mf} - h_{mf,exit,is}) \quad (۲۶)$$




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

## ۴ - نتایج و بحث

### ۴-۱ نتایج اعتبارسنجی سیکل‌ها

نتایج اعتبارسنجی سیکل کالینا موجود در سیستم CCHP با مرجع (سان و همکاران،۲۰۱۴)، در جدول۲ ارائه شده است. همان‌طور که از جدول۲، قابل مشاهده است، درصد اختلاف اعتبارسنجی سیکل کالینا بین ۰/۶ تا ۴ درصد می‌باشد؛ که این مقدار اختلاف برای تحلیل عددی قابل قبول می‌باشد.

**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 شده‌است؛ و نتایج در جدول ۳ ارائه شده است. باتوجه به درصد اختلاف، مقادیر محاسبه‌شده قابل قبول می‌باشند. ضریب عملکرد سیکل ERC و VCHPC به ترتیب ۴/۵۴۸ و ۲۳/۵۶ به دست آمده است.



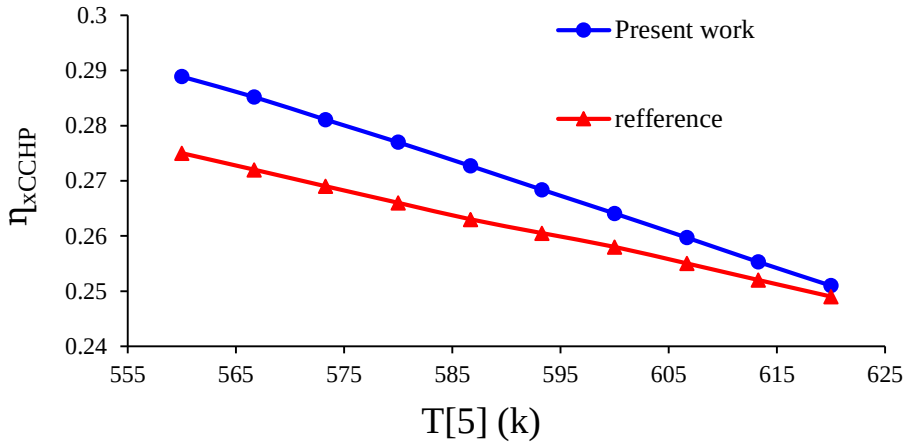
[ Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08 ]

[ DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4 ]

**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 شکل۳، 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 جدول۴ ارائه شده است. با توجه به جدول۴، محدوده درصد اختلاف‌های به دست‌آمده ۱تا ۶ درصد می‌باشد. در شکل۴، اعتبارسنجی نمودار تغییرات ضریب عملکرد سیکل ARS، (COP) نسبت به دمای اواپراتور با مرجع (کچجیلر و همکاران، ۲۰۰۰) نشان داده شده‌است.

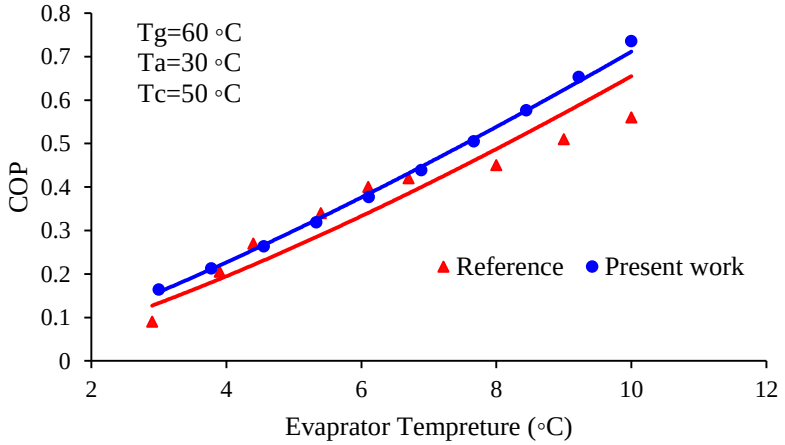
**جدول۴- نتایج اعتبارسنجی سیکل ARS با مرجع(کچجیلر و همکاران، ۲۰۰۰)**

| 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 |



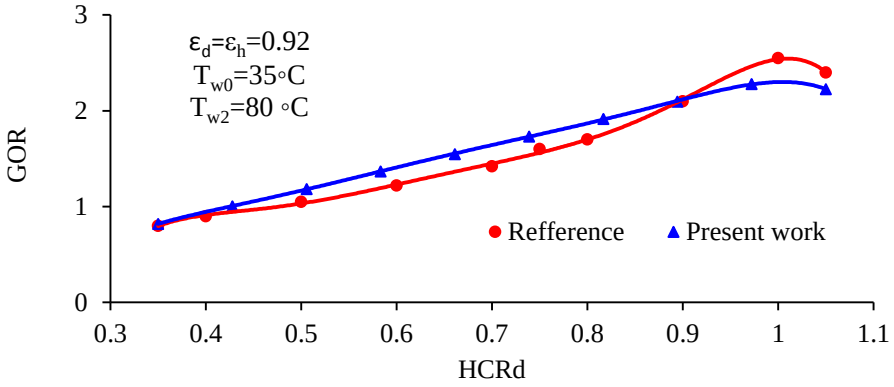
[ Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08 ]

[ DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4 ]




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

در شکل ۵، اعتبارسنجی سیستم آب شیرین‌کن به صورت نمودار تغییرات ضریب عملکرد سیستم آب شیرین‌کن (GOR) نسبت به ضریب عملکرد رطوبت‌زدا ( $HCR_d$) ،نشان داده شده است (نارایان و همکاران، ۲۰۱۰). با توجه به شکل، می‌توان مشاهده کرد که در $HCR_d=1$ عملکرد سیستم آب شیرین‌کن (GOR) بیشترین مقدار را دارد. در این سیستم، رطوبت‌زدا بیشترین بازشگت‌ناپذیری‌ها را دارد؛ و بیشترین مقدار عملکرد سیستم زمانی اتفاق می‌افتد که شرایط رطوبت‌زدا در حالت تعادل باشد. به صورت تئوری این حالت را با $HCR_d=1$ نمایش می‌دهند.




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

## ۴-۲ نتایج مطالعه پارامتریک

تاثیر برخی از پارامترهای موثر در سیستم ( دمای اواپراتور۱، غلظت آمونیاک، دمای ابزوربر، اختلاف دمای هیتر، فشار ژنراتور ۱ و دمای منبع حرارتی) روی بازده انرژی و اگزرژی سیستم بررسی شده است.

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

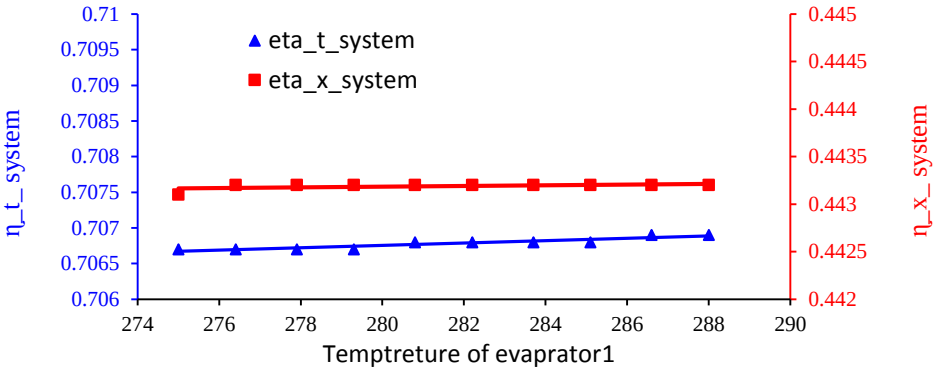
در شکل۶، تغییرات بازده انرژی و اگزرژی نسبت به دمای اواپراتور۱، بررسی شده است. با افزایش دمای اواپراتور، ظرفیت سرمایش سیکل CCHP افزایش می‌یابد و باعث افزایش فشار سیال ثانویه ورودی به اجکتور می‌شود. در نتیجه دمای سیال در سیکل



[ Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08 ]

[ DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4 ]

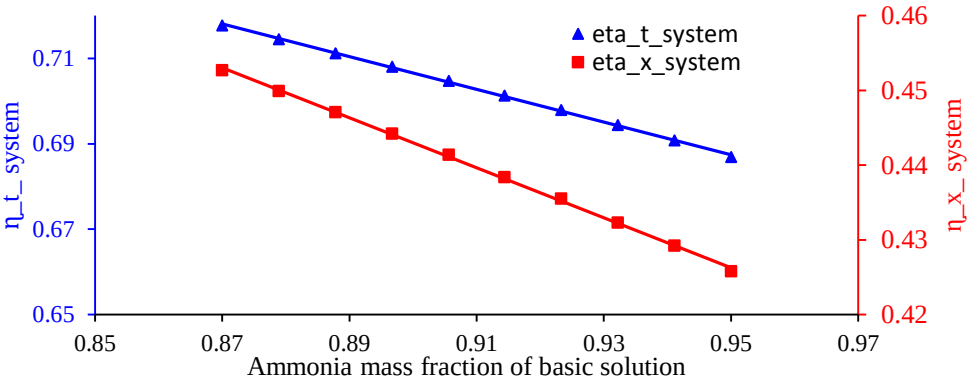
VCHPC افزایش یافته و میزان توان مصرفی در کمپرسور کاهش می‌یابد و گرمای منتقل شده به سیستم HDH بیشتر می‌شود. همچنین با افزایش دمای اواپراتور۱، اگزرژی محصول افزایش بیشتری نسبت به اگزرژی مورد نیاز خواهد داشت؛ از این رو بازده اگزرژی کل سیستم افزایش می‌یابد.




**شکل ۶- نمودار تغییرات بازده انرژی و اگزرژی سیستم نسبت به دمای اواپراتور۱**

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

در شکل ۷ تغییرات بازده انرژی و اگزرژی کل سیستم نسبت به تغییرات غلظت آمونیاک نشان داده‌شده‌است. 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 اگزرژی محصول کاهش یافته و بازگشت-ناپذیری‌های سیستم بیشتر می‌شود. در نتیجه بازده انرژی و اگزرژی سیستم کاهش می‌یابد. تغییرات غلظت آمونیاک تاثیری در بار سرمایشی تولیدی در سیکل تبرید جذبی نخواهد داشت.




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

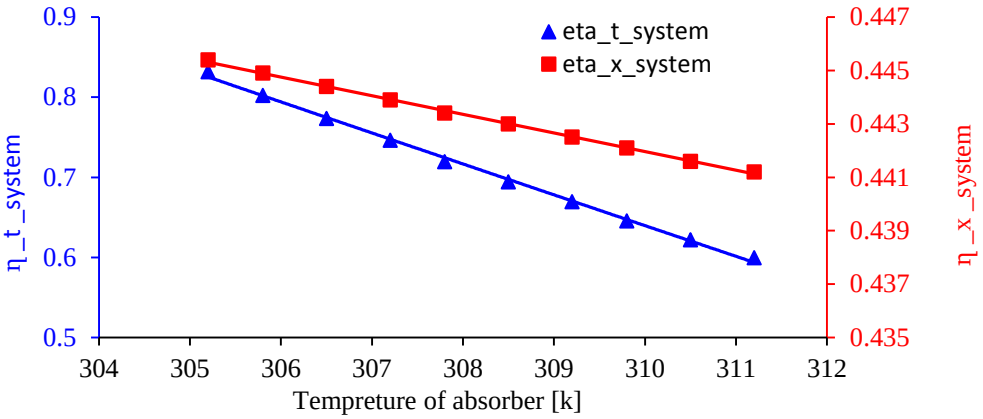
## ۴-۵ تاثیر دمای ابزوربر در بازده انرژی و اگزرژی سیستم

در شکل ۸ نمودار تغییرات بازده انرژی و اگزرژی سیستم، نسبت به تغییرات دمای ابزوربر نشان داده شده است. با افزایش دمای کندانسور، کار انجام شده در پمپ۳ 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، افزایش اگزرژی مورد نیاز سیستم بیشتر از اگزرژی محصول سیستم خواهد بود و بازشگت‌ناپذیری‌های سیستم افزایش پیدا می‌کند. در نتیجه بازده اگزرژی کاهش می‌یابد.



[ Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08 ]

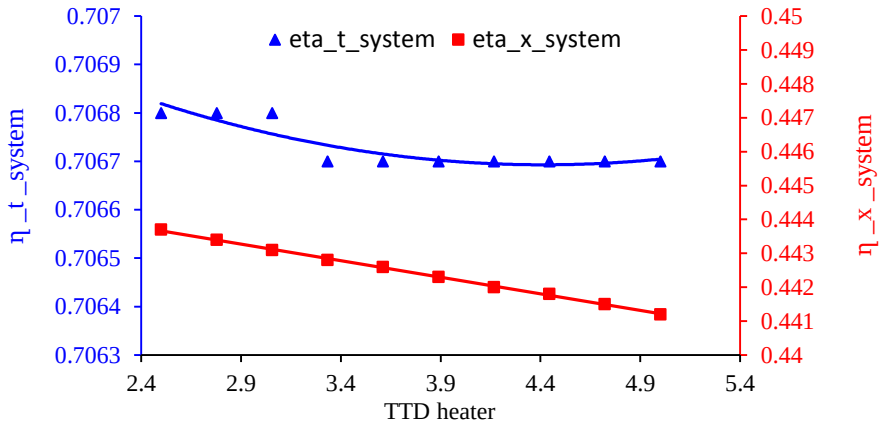
[ DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4 ]




**شکل ۸- نمودار تغییرات بازده انرژی و اگزرژی سیستم، نسبت به تغییرات دمای ابزوربر**

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

در شکل۹، تغییرات بازده انرژی و اگزرژی سیستم نسبت به اختلاف دمای هیتر نشان داده شده است. تغییر اختلاف دما در هیتر تاثیری در بار سرمایشی و توان تولیدی سیستم نخواهد داشت. با افزایش اختلاف دما در هیتر، گرمای کمتری به سیستم HDH منتقل می‌شود و در نتیجه دبی آب شیرین تولیدی به مقدار جزئی کاهش پیدا می‌کند؛ همچنین اگزرژی محصول در HDH کاهش می‌یابد. پس با افزایش اختلاف دمای هیتر، بازده انرژی و اگزرژی سیستم کاهش پیدا خواهد کرد.



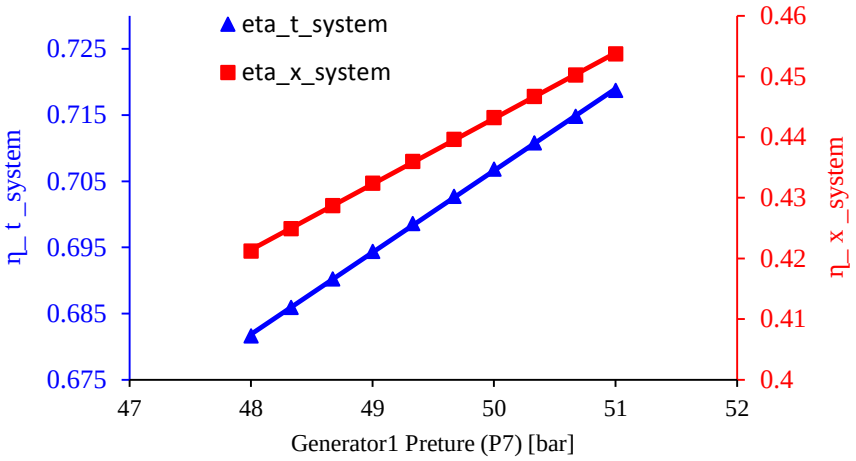

**شکل ۹- نمودار تغییرات بازده انرژی و اگزرژی سیستم نسبت به اختلاف دمای هیتر**

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

در شکل ۱۰ نمودار تغییرات بازده انرژی و اگزرژی سیستم، نسبت به تغییرات فشار ژنراتور۱ نشان داده شده است. با افزایش فشار در نقطه۷، کار بیشتری در توربین تولید شده و گرمای بیشتری به سیکل ERC منتقل می‌شود؛ بنابراین میزان سرمایش و توان و آب شیرین تولیدی افزایش یافته و بازده انرژی سیستم افزایش می‌یابد. با افزایش فشار نقطه۷، اگزرژی محصول سیستم افزایش بیشتری نسبت به اگزرژی مورد نیاز سیستم دارد و بازده اگزرژی سیستم افزایش می‌یابد.

[ Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08 ]

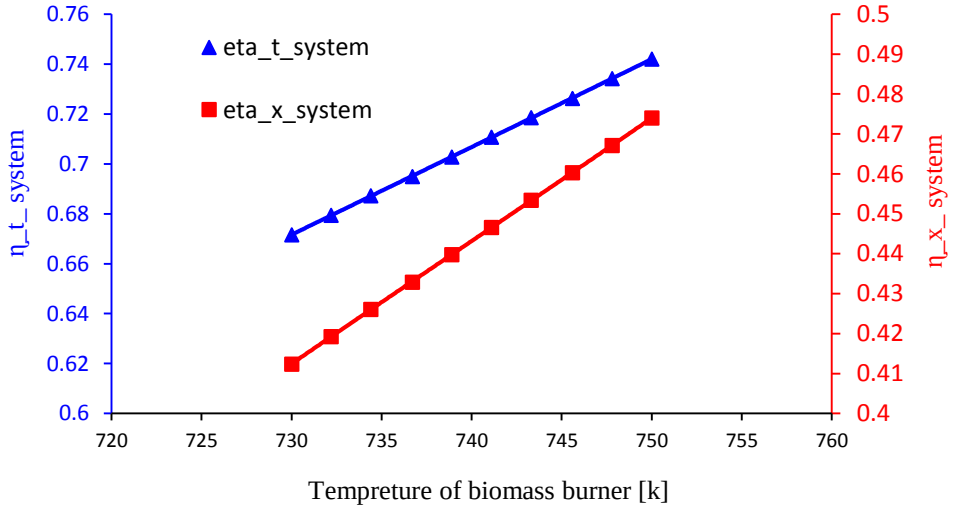
[ DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4 ]




**شکل ۱۰- نمودار تغییرات بازده انرژی و اگزرژی سیستم، نسبت به تغییرات فشار ژنراتور۱**

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

در شکل۱۱، 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 سرمایش در سیستم بیشتر می‌شود؛ میزان تولید آب شیرین تقریبا 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



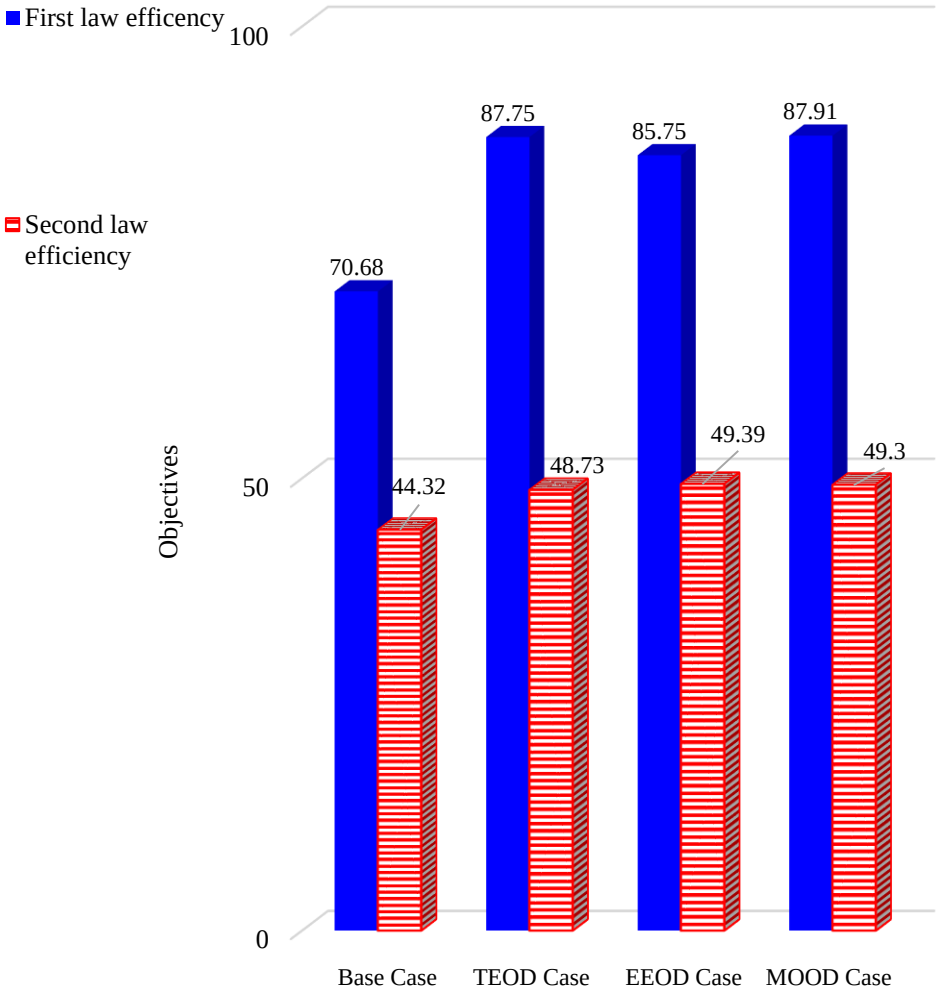
[ Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08 ]

[ DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4 ]

اگزرژی سیستم بوده، اما در بهینه‌سازی چندهدفه، توابع هدف، تعیین همزمان بیشترین بازده انرژی و اگزرژی سیستم است (زارع و همکاران، ۲۰۱۲). محدوده پارامترهای ترمودینامیک برای بهینه‌سازی، همان محدوده‌های مورد بررسی در مطالعه پارامتریک سیستم می‌باشند. برای سیستم ارائه شده در این تحقیق، ماکزیمم تابع چند هدفه به صورت زیر بیان می‌شود.

$$MOF = ((w_1 \times \eta_t) + (w_2 \times \eta_x))$$
$$w_1 + w_2 = 1 \qquad (۲۰)$$
$$0 \leq w_1, w_2 \leq 1$$

در شکل۱۲ و جدول ۵، نتایج بهینه‌سازی الگوریتم یک هدفه و چند هدفه ارائه و مقادیر بازده انرژی و اگزرژی 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**

[ Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08 ]

[ DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4 ]

**جدول۵- 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 |
| $\dot{W_{net}}$[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 اگزرژی ٪ 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 اگزرژی ٪ 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 اگزرژی ٪ 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 راندمانCCHP و کاهش اتلافات است. برای این منظور، یک سیکل تبرید جذبی به سیستم اضافه شد؛ که توسط خروجی ژنراتور۱ آن را 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 اواپراتور۱، غلظت آمونیاک، فشار ژنراتور۱، دمای ابزوربر و اختلاف دمای هیتر روی عملکرد سیستم



[ Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08 ]

[ DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4 ]

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

- بیشترین مقدار بازده انرژی و اگزرژی سیستم کل در محدوده در دمای منبع حرارتی بین ۷۵۰-۷۴۰ ، برابر ۷۴/۲ و ۴۷/۷ می‌باشد.
- رطوبت‌زدا در سیستم تولید آب شیرین نقش مهمی دارد. با افزایش ضریب عملکرد رطوبت‌زدا ($HCR_d$) عملکرد سیستم آب شیرین‌کن(GOR)، افزایش می‌یابد.
- افزایش دمای منبح حرارتی، دمای اواپراتور باعث بهبود عملکرد سیستم کلی شده و بازده انرژی و اگزرژی سیستم افزایش می‌یابد.
- افزایش غلظت آمونیاک موجود در محلول سیال عامل سیکل کالینا و افزایش اختلاف دما در هیتر (کاهش کارایی هیتر) باعث کاهش بازده انرژی و اگزرژی سیستم کلی می‌شود.
- مقدار دبی آب شیرین تولیدی در شرایط بهینه سیستم کلی، برابر ۰/۵ g/s محاسبه شد.
- طبق نتایج به دست آمده از روش بهینه‌سازی چند هدفه، بازده انرژی و اگزرژی 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 ناخالصی‌های موجود در زیست توده |
| ex | اگزرژی (kj/kg) | $LHV_f$ | کمترین مقدار ارزش حرارتی زیست توده (kj/kg) |
| $\dot{w}$ | 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) |

[ Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08 ]

[ DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4 ]

## 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. Kearnry, "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.pecs.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.

[ Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08 ]
[ DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4 ]

**چکیده انگلیسی:**

# 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 Bashiri[2], Mohsen Mostafaei[3], Meysam Najafi Ershadi[2], Behzad Abbaszadeh[4]**

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 Rajaee 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; Evaprator1 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 evaprator1 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**

[ Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08 ]

[ DOR: 20.1001.1.20089813.1402.10.3.2.4 ]