

تحلیل انرژی و انرژی یک سیستم تولید چند گانه انرژی بر مبنای انرژی خورشیدی و بادی برای تولید برق پاک و آب شیرین

مسعود گلشنزاده^۱، احساناله عصاره^{۲*}

۱- کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد دزفول، دانشگاه آزاد اسلامی، دزفول، ایران، m.golshanzadeh17@yahoo.com
۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد دزفول، دانشگاه آزاد اسلامی، دزفول، ایران، assareh@iaud.ac.ir

دریافت: ۹۹/۰۹/۱۵، بازنگری: ۹۹/۱۲/۱۰، پذیرش: ۹۹/۱۲/۱۲

چکیده

در پژوهش حاضر به بررسی یک سیستم تولید انرژی با استفاده از دو نوع انرژی تجدیدپذیر خورشیدی و بادی با شرایط اقلیمی و نزدیک به مناطقی با پتانسیل بالا برای سیستم مورد بررسی، دارای شرایط مناسب از نظر سرعت باد و تابش خورشیدی به عنوان منابع تامین انرژی، اقدام کردیم. برای استفاده از حرارت حاصل از سیستم خورشیدی با کلکتور سهموی-خطی یک سیکل بخار طراحی شده که حرارت از طریق اواپراتور به آن منتقل شده و توسط توربین بخار انرژی الکتریکی تولید می‌کند. از حرارت باقی مانده بعد از اواپراتور برای ژنراتور یک سیستم تبرید جذبی تک اثره برای تولید بار سرمایی استفاده شد. اجزا اصلی سیستم متشکل از یک سیکل ارگانیکی رانکین، سیکل رانکین بخار، ترموالکتریک، سیستم تبرید جذبی، اسمز معکوس، توربین بادی و یک کلکتور خورشیدی سهموی-خطی است. برای مدل سازی سیستم و به دست آوردن نتایج ترمودینامیکی از نرم افزار EES به عنوان یک ابزار مهندسی بهره برده شده است. نتایج پژوهش نشان داد که با توجه به افزایش شدت تابش خورشیدی و انرژی بادی بر روی میزان انرژی کل، کار خروجی تولید آب شیرین سیستم تولید چندگانه موثر بوده و باعث افزایش خروجی های سیستم می گردد. طبق نتایج انرژی خورشیدی با دریافت کننده مرکزی بیشترین میزان تلفات انرژی دارد. همچنین نتایج تلفات انرژی نشان داد سیستم خورشیدی با ۶۰ درصد و توربین بادی با ۱۷ درصد بیشترین میزان تلفات انرژی را در اجزا سیستم دارا می باشند.

*عهده دار مکاتبات: assareh@iaud.ac.ir

کلمات کلیدی: سیستم خورشیدی، سیکل بخار، سیکل تبرید جذبی، آب شیرین کن اسمز معکوس، توربین بادی

۱- مقدمه

با توجه به صنعتی شدن اکثر شهرها تقاضای انرژی با رشد قابل توجهی مواجه شد. افزایش مداوم تقاضای انرژی در گذشته منجر به استفاده گسترده از سوخت های فسیلی حاوی کربن شد، که این امر باعث ایجاد مضرات قابل توجهی برای محیط زیست و همچنین سلامتی انسان ها شد. در سال های اخیر، تلاش ها و برنامه های بسیاری در جهت کاهش استفاده از سوخت های فسیلی صورت گرفته است. انرژی های تجدیدپذیر مانند انرژی خورشیدی و بادی به عنوان منابع مطمئنی جهت تولید انرژی پاک برای استفاده قرار معرفی شده اند. در حال حاضر تکنولوژی نیروگاه های خورشیدی با استفاده از متمرکز کننده ی سهموی-خطی، قابل توجه ترین روش در بین روش های حرارتی-برقی برای تولید انرژی تجدیدپذیر می باشد.

کومار گاپتا و همکاران^۱ [۱] در سال ۲۰۲۰، یک سیستم پیشنهادی شامل سیکل رانکین ارگانیک همراه با یک سیستم جذب سطح فشار سه گانه^۲ و سیستم خورشیدی از نوع کلکتور خورشیدی سهموی- خطی طراحی کردند. این سیستم در دو دما مختلف به طور همزمان انرژی الکتریکی و برودت تولید می کند. در این پژوهش تاثیر پارامترهای مختلف ورودی مانند تابش خورشیدی، فشار ورودی توربین، فشار خروجی توربین و دمای تبخیر کننده اجکتور به زیرسیستم های شماتیک طراحی شده بررسی شد. دوبکرم و همکاران^۳ [۲] در سال ۲۰۲۰، به تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی یک سیستم تولید چندگانه انرژی توسط انرژی حرارتی حاصل از سیستم خورشیدی از نوع کلکتور خورشیدی سهموی-خطی پرداختند. نتایج نشان داد که افزایش دمای ورودی توربین باعث افزایش کارایی و کاهش کل تلفات انرژی سیستم شده است. همچنین نتایج نشان داد که دو منبع اصلی تلفات انرژی، سیستم خورشیدی و واحد آب شیرین کن هستند.

علی رحمی و همکاران^۴ [۳] در سال ۲۰۲۰، یک سیستم تولید چندگانه مبتنی بر انرژی زمین گرمایی و سیستم خورشیدی از نوع کلکتور خورشیدی سهموی- خطی برای تولید همزمان برق، بار خنک‌کنندگی، آب شیرین، هیدروژن و گرما پیشنهاد دادند. به منظور بهینه‌سازی چندهدفه این پژوهش، نرم‌افزار EES و MATLAB با استفاده از روش Dynamic Exchange Data به یکدیگر مرتبط شدند. در نهایت بازده انرژی سیستم و کل هزینه واحد به ترتیب ۲۹/۹۵ درصد و ۱۲۹،۷ \$/GJ گزارش شد. الاوطیبی و همکاران^۵ [۴] در سال ۲۰۲۰، به بررسی عملکرد یک نیروگاه بخار معمولی با یک سیستم احیا کننده تجهیز شده با سیستم خورشیدی از نوع کلکتور خورشیدی سهموی-خطی پرداختند. نتایج حاصل از تجزیه و تحلیل سیستم نشان داد که حذف توربین LP عملکرد نیروگاه بخار تا ۹،۸ مگاوات بر ساعت افزایش می‌دهد. مقدار مساحت بهینه برای سیستم خورشیدی در این شرایط برابر ۲۵۸۵۰ متر مربع تخمین زده شد.

احیایی و همکاران^۶ [۵] در سال ۲۰۱۹، به تحلیل ترمودینامیکی، انرژی و انرژی و تحلیل اقتصادی با استفاده از یک کلکتور خورشیدی سهموی- خطی پرداختند. نتایج بهینه‌سازی نشان داد که راندمان انرژی، راندمان انرژی و هزینه‌ها به ترتیب ۲۹/۲۹ درصد، ۳۵،۵۵ درصد و ۰،۰۱۴۲ دلار/کیلووات‌ساعت است. توقیانی و همکاران^۷ [۶] در سال ۲۰۱۹، از یک نانو سیال به عنوان سیال در یک کلکتور خورشیدی سهموی- خطی برای خنک‌کاری سیستم خورشیدی و تولید هیدروژن استفاده کردند. نتایج نشان داد که میزان تولید هیدروژن در شرایط شدت تابش خورشیدی بالاتر افزایش می‌یابد زیرا سیکل رانکین انرژی بیشتری را به PEM منتقل می‌کند.

الزهرانی و دینسر^۸ [۷] در سال ۲۰۱۸، به بررسی انرژی و انرژی کلکتورهای خورشیدی سهموی- خطی به عنوان بخشی از نیروگاه خورشیدی، تحت شرایط مختلف طراحی و عملکرد پرداختند. در نهایت میزان بازده انرژی و انرژی به ترتیب ۳۵/۶۶ درصد و ۳۸/۵۵ درصد گزارش شد. یلماز^۹ [۸] در سال ۲۰۱۹، به بررسی عملکرد جامع ترمودینامیکی و ارزیابی اقتصادی یک سیستم ترکیبی انرژی حرارتی اقیانوسی و یک نیروگاه بادی پرداختند. نتایج نشان داد که بازده کلی انرژی و انرژی سیستم هیبریدی به ترتیب ۱۲،۲۷ درصد و ۳۴/۳۴ درصد است. میزان هزینه سیستم پیشنهادی ۳،۰۳ دلار بر ساعت گزارش شد اسحق و دینسر^{۱۰} [۹] در سال ۲۰۲۰، یک ایده جدید برای تولید هیدروژن با استفاده از انرژی بادی و کاربرد متانول ارائه داده اند. در سیستم پیشنهادی از انتشار کربن صنعتی برای تولید متانول استفاده می‌شد. از نرم‌افزار EES و Aspen Plus برای

¹ - Kumar Gupta et. al

² - Triple pressure level vapor absorption system

³ - Dubekerm et. al

⁴ - Alirahmi et. al

⁵ - Alojiaibi et. al

⁶ - Ehyaei et. al

⁷ - Toghyani et. al

⁸ - Al- Zaharani & Dincer

⁹ - Yilmaz

¹⁰ - Ishaq & Dincer

مدل سازی سیستم و تجزیه و تحلیل جامع آن استفاده شد. بامیسله و همکاران^{۱۱} [۱۰] در سال ۲۰۲۰، یک سیستم تولید انرژی بابه گیری از انرژی باد، انرژی خورشیدی و بیوگاز مدل کردند و به تحلیل انرژی و انرژی سیستم پرداختند. نتایج نشان داد، راندمان انرژی کلی سیستم از مقدار ۶۴،۹۱ درصد تا ۷۱،۰۶ درصد متغیر است، در حالی که راندمان انرژی کونومیکی از ۳۱/۸۰ درصد به ۵۳/۸۱ درصد می رسد. کیان فرد و همکاران^{۱۲} [۱۱] در سال ۲۰۱۸، یک سیستم تجدیدپذیر را برای تولید آب شیرین و هیدروژن بر مبنای انرژی گرمایی بررسی کردند. نتایج نشان داد میزان هزینه های سرمایه گذاری به واحد آب شیرین کن اسمز معکوس با تحلیل اقتصادی صورت گرفته ۵۶ درصد به دست آمد. نرخ هزینه تولید آب شیرین ۳۲/۷۳ سنت بر متر مکعب برآورد شد.

علی رحمی و عصاره^{۱۳} [۱۲] در سال ۲۰۲۰، به تحلیل انرژی، انرژی و اقتصادی و بهینه سازی چندهدفه یک سیستم انرژی چندگانه شامل تولید هیدروژن، آب شیرین، گرمایش، گرمایش و آب گرم و همچنین تولید انرژی برق برای شهرستان دزفول پرداختند. دو تابع هدف این پژوهش انرژی و هزینه کل معرفی شد که بهینه سازی آن با الگوریتم ژنتیک انجام شد. در نهایت بهترین مقدار برای بازده انرژی ۳۱،۶۶ درصد و نرخ کل واحد ۲۱،۹ \$/GJ گزارش شد. محمدی و همکاران^{۱۴} [۱۳] در سال ۲۰۲۰، یک سیکل ترکیبی توربین گازی برای تولید برق، آب شیرین و گرمایش را طراحی کردند. نتایج نشان داد که به کارگیری اسمز معکوس اقتصادی تر از یک سیستم ترکیبی MED-RO است. همچنین هزینه های سیستم برای تولید برق، آب و گرمایش به ترتیب ۰،۰۶۴۸ دلار بر کیلووات ساعت، ۰،۷۲۱۹ دلار در متر مکعب و ۰،۰۴۰۲ دلار در هر ساعت گزارش شد.

در این پژوهش یک سیستم تجدیدپذیر با استفاده از انرژی خورشیدی و انرژی بادی بررسی شد. در این سیستم از کلکتور سهموی - خطی به عنوان منبع تامین انرژی حرارتی و یک توربین بادی به عنوان یک منبع تولید کننده مستقیم انرژی الکتریکی استفاده شد، که از نوآوری های کار حاضر ترکیب سیستم خورشیدی و بادی برای افزایش راندمان و تولید سیستم است، چرا که با توجه به در دسترس نبودن انرژی خورشیدی در تمام ساعات روز، استفاده از انرژی بادی کمک به تامین انرژی مورد نیاز سیستم مورد توجه قرار گرفت. همچنین از نوآوری های دیگر این سیستم استفاده از کلکتور خورشیدی سهموی است، زیرا طبق بررسی های انجام شده در پژوهش های معتبر پیشین، بیشتر استفاده از کلکتورهای خورشیدی صفحه تخت استفاده شده و استفاده از کلکتورهای دیگر مانند کلکتور سهموی کمتر توجه شده است. همچنین از نوآوری های دیگر این پژوهش استفاده از ترموالکتریک به جای کندانسور در سیکل ارگانیک رانکین است که هم به افزایش توان تولیدی سیستم کمک می کند و هم وظیفه کندانسور را انجام می دهد. این سیستم از ترکیب زیر سیستم هایی شامل کلکتور خورشیدی صفحه تخت، توربین بادی، سیکل رانکین و استفاده از ترموالکتریک تشکیل شد. برای مدلسازی سیستم و به دست آوردن نتایج ترمودینامیکی از نرم افزار EES به عنوان یک ابزار مهندسی بهره برده می شود.

۲- سیستم مورد بررسی

در شکل ۱ شماتیک سیستم تولید چندگانه انرژی مورد بررسی آورده شده است. برای استفاده از حرارت حاصل از سیستم خورشیدی با کلکتور سهموی - خطی یک سیکل بخار طراحی شده که حرارت از طریق اواپراتور به آن منتقل شده و توسط توربین بخار انرژی الکتریکی تولید می کند. از حرارت باقی مانده بعد از اواپراتور سیکل بخار برای ژنراتور یک سیستم تبرید جذبی برای تولید بار سرمایی استفاده شده است. در این سیستم از اسمز معکوس برای تولید آب شیرین استفاده شده است. برق مورد نیاز آب شیرین کن اسمز معکوس از طریق توربین بخار تامین می گردد.

اجزای اصلی سیستم انرژی خورشیدی با کلکتور سهموی - خطی، سیکل بخار، سیستم تبرید جذبی، توربین بادی، آب شیرین کن اسمز معکوس و یک ژنراتور ترموالکتریک می باشد. در سیستم روغن گرم شده (نقطه ۱) ابتدا وارد اواپراتور می شود و

¹¹ - Bamisile et . al

¹² - Kianfard et . al

¹³ - Alirahmi & Assareh

¹⁴ - Mohammadi et . al

The diagram illustrates a complex energy conversion system. At the top left, a solar collector assembly consisting of a parabolic trough, absorber tube, and reflector is shown. A sun icon indicates solar radiation. A fluid loop (lines 1-4) circulates between the collector and a pump (Pump 1). This loop feeds into a steam Rankine cycle (lines 5-8), which includes an evaporator and a turbine. The turbine is connected to a generator (lines 13-14) and an inverter (lines 23-25). The inverter outputs electricity, which is used for a wind turbine (lines 9-10) and a reverse osmosis (RO) desalination unit (lines 21-22). The RO unit produces fresh water (line 24) and brine water (line 25). A thermoelectric module (lines 6-7) is connected to the Rankine cycle and the wind turbine. An absorption cooling system (LiBr) (lines 11-20) is also integrated, featuring a generator, condenser, expansion valve, and evaporator, which provides cooling for the Rankine cycle's evaporator. The system is powered by a combination of solar and wind energy.

ورودی‌های مورد نیاز برای مدلسازی سیستم، در جدول ۱ آورده شده است.

واحد	مقدار	داده	ردیف
[k]	5800	T _{sun}	۱
[c]	320	T ₁	۲
[W/m^2]	900	G _b	۳
[w/m^2 C]	3.82	U _l	۴
[kpa]	1500	P ₅	۵
[kpa]	100	P ₇	۶
-	0.9	η _{pump}	۸
-	0.85	η _{turbine}	۹
[c]	5	p _{Peva}	۱۰
[c]	6	T ₂₀	۱۱
[c]	90	T ₁₄	۱۲
[c]	65	T ₁₃	۱۳
[c]	85	T ₁₇	۱۴
[m/s]	5.5	Ave_Wind_speed	۱۵
-	0.9	Win _{efficiency}	۱۶
-	0.59	Power _{eco} efficiency	۱۷
[m]	34	Diameter	۱۸

۳- مدل سازی معادلات حاکم در نرم افزار EES

با استفاده از رابطه زیر میزان انرژی مفید تولید شده در PTCs به دست می آید:

$$\dot{Q}_u = n_{cp} n_{cs} F_R [S A_a - A_r U_L (T_H - T_0)] \quad (1)$$

مقدار S از رابطه زیر محاسبه می گردد:

$$S = G_b \eta_r \quad (2)$$

$$\eta_r = \gamma \tau_c \tau_p \alpha$$

پارامترهای f1 و fr توسط روابط زیر مشخص شده است:

$$F_R = \frac{\dot{m}_c C_{p,c}}{A_r U_L} \left[1 - \exp \left(- \frac{A_r U_L F_1}{\dot{m}_c C_{p,c}} \right) \right] \quad (3)$$

$$F_1 = \frac{1/U_L}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_{o,r}}{h_{fi}} + \left(\frac{D_{o,r}}{2k} \ln \frac{D_{o,r}}{D_{i,r}} \right)} \quad (4)$$

با استفاده از رابطه زیر مساحت کلکتورهای سهموی-خطی مشخص شده است:

$$A_a = (w - D_{o,r}) L \quad (5)$$

توان تولید شده توسط توربین بادی با در نظر گرفتن مقادیر سرعت باد میانگین سالانه به صورت زیر نوشته می شود:

$$\dot{w}_{wind_Turbine} = 1/2 \eta_{wt} \rho_{air} A_{wt} C_{p,wt} V^3 \quad (6)$$

جایی که $\dot{w}_{wind_Turbine}$ کار خروجی توربین بادی و η_{wt} بازده توربین بادی، ρ_{air} چگالی هوا و V سرعت باد می باشند. کل کار خالص خروجی سیستم از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{Turbine} + \dot{W}_{Wind, Turbine} + \quad (7)$$

$$\dot{W}_{TEG} - \dot{W}_{pump, 2} - \dot{W}_{pump, 1}$$

ضریب بازگشت سرمایه را می توان به صورت زیر تعریف کرد [۱۴]:

$$CFR = \frac{i x (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (8)$$

در اینجا i و n میزان سود و دوره عملکرد نیروگاه (سال) را نشان می دهند که به ترتیب برابر ۰٫۱ و ۲۰ هستند. از آنجایی که انتظار می رود هر دستگاه از یک سیستم ترکیبی در شکل زمانی خاص کار کند، نرخ هزینه ی هر دستگاه معیار خوبی از نرخ هزینه ای است که با $\dot{Z}$ نشان داده می شود.

نرخ هزینه هر دستگاه از رابطه زیر محاسبه می شود [۱۴]:

$$\dot{Z} = \frac{Z_{total} CRF \phi}{T} \quad (9)$$

که $\dot{Z}$ دلالت بر میزان هزینه مولفه های چرخه دارد، Z_{total} هزینه کل است. علاوه بر این، T ساعات عملیات سالانه (تعداد ساعات کاری) است، ϕ ضریب نگهداری و تعمیر است. هزینه کل سیستم از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$Z_{total} = Z_{Turbine} + Z_{TEG} + Z_{Pump, 2} + Z_{Pump, 1} + Z_{Evap, 1} + Z_{solar} + Z_{RO} + Z_{chiller} + Z_{Wind, Turbine} \quad (10)$$

اسمز معکوس فن آوری نمک زدایی برپایه استفاده از غشاهاست. فرآیند آب شیرین کن امکان فیلتراسیون کوچیکترین اجزاء محلول را نیز فراهم می سازد. بنابراین از فرآیند اسمز معکوس می توان به منظور خالص سازی آب استفاده نمود. با توجه به چگونگی عملکرد آب شیرین کن های اسمز معکوس مقدار دبی جریان آب با استفاده از دبی آب شیرین در نقطه ۳۸ و RR ضریب برگشت پذیری، از رابطه زیر محاسبه می شود [۱۵]، [۱۶]، [۱۷].

$$\dot{m}_{43} = \frac{\dot{m}_{45}}{RR} \quad (11)$$

دبی جرمی نقطه ۳۹ نیز از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\dot{m}_{46} = \dot{m}_{43} - \dot{m}_{45} \quad (12)$$

غلظت نمک در آب های خروجی از آب شیرین کن به صورت آب شیرین در نقطه ۳۸ و آب رد شده در نقطه ۳۹ بصورت روابط زیر معرفی شده است:

$$X_d = X_f \times (1 - SR) \quad (13)$$

$$X_b = \frac{\dot{m}_{43} \times X_f - \dot{m}_{45} \times X_d}{\dot{m}_{46}} \quad (14)$$

همچنین میانگین غلظت نمک در زیر معرفی شده است:

$$X_{av} = \frac{\dot{m}_{43} \times X_f - \dot{m}_{45} \times X_b}{\dot{m}_{45}} \quad (15)$$

در ادامه رابطه تصحیح دما بصورت زیر آورده شده است:

$$TCF = \exp \left[2700 \times \left(\frac{1}{T_k} + \frac{1}{298} \right) \right] \quad (16)$$

رابطه نفوذ پذیری آب در غشا در زیر معرفی شده است:

$$k_w = \frac{6.84 \times 10^{-8} \times (18.6865 - (0.177 \times X_d))}{T_k} \quad (17)$$

در اینجا نیز سه رابطه برای فشار متوسط اسمز، بیشترین فشار اسمز در غشا و اختلاف فشار غشا معرفی شده‌اند:

$$P_{av} = 37.92 \times (X_f + X_b) \quad (18)$$

$$P_{net} = P_{av} - 75.84 \times X_d \quad (19)$$

$$\Delta P = \left(\frac{\dot{m}_{45}}{3600 \times TCF \times FF \times A_e \times n_e \times n_v \times k_w} \right) + P_{net} \quad (20)$$

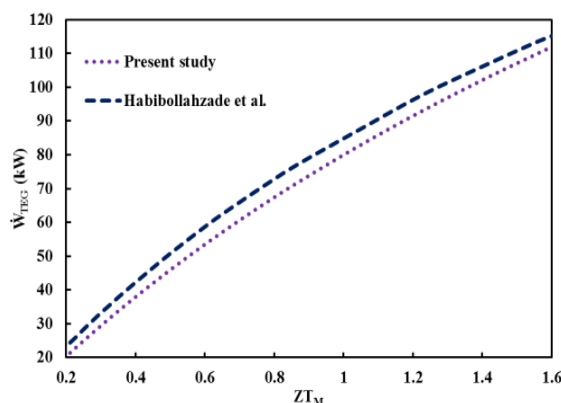
در نهایت رابطه کار مورد نیاز برای پمپ پرفشار بصورت زیر معرفی می‌گردد:

$$\dot{W}_{HP} = \frac{1000 \times \dot{m}_{43} \times \Delta P}{3600 \times \rho_f \times \eta_p} \quad (21)$$

۴- اعتبارسنجی

ترموالکتریک‌ها را می‌توان به دو دسته کلی ترموالکتریک‌های گرمایشی-سرمایشی و ترموالکتریک‌های ژنراتور تقسیم‌بندی کرد. در ترموالکتریک‌های گرمایشی-سرمایشی بنا به اثر پلتیر ایجاد اختلاف پتانسیل الکتریکی در دو سر یک سیم نیمه‌هادی باعث ایجاد اختلاف دما در دو سر آن خواهد شد [۱۸] که این اختلاف دما ممکن است برای هدف گرمایش یا سرمایش مورد استفاده قرار گیرد. از طرف دیگر در ترموالکتریک‌های ژنراتور بر اساس اثر سیبک^{۱۵}، وجود اختلاف دما در دو سر نیمه‌هادی باعث ایجاد اختلاف پتانسیل در آن می‌شود [۱۹].

به‌منظور اعتبارسنجی نتایج و اعتبار بخشیدن به کار انجام شده، برای اعتبارسنجی پژوهش حاضر زیرسیستم ترموالکتریک معتبر خواهد شد، به همین دلیل نتیجه کار حاضر با نتیجه کار آقای حبیب‌الله زاده و همکاران [۲۰] مقایسه و اعتبارسنجی شد. در شکل ۲ نتایج مورد نظر مورد ارزیابی قرار گرفته است.



شکل ۲- اعتبارسنجی کار حاضر با کار حبیب‌الله‌زاده و همکاران [۲۰]

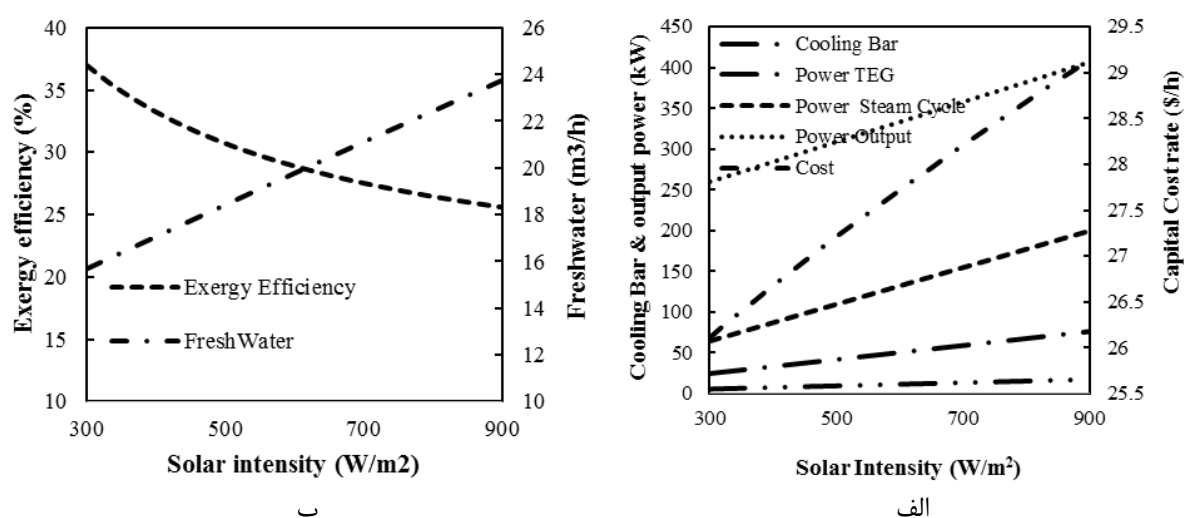
۵- نتایج و بحث

میزان تابش خورشید یکی از عواملی است در عملکرد سیستم تاثیر بسیار قابل توجه ای دارد. در شکل ۳ (الف و ب) تاثیر تابش خورشیدی بر روی هزینه‌های جاری، کار خروجی، بار خنک‌کنندگی، تولید آب شیرین و بازده انرژی را نشان داد. به‌طور کلی میزان تابش خورشید باعث افزایش راندمان و افزایش میزان کار خروجی می‌شود. البته در اینجا به‌دلیل وجود توربین

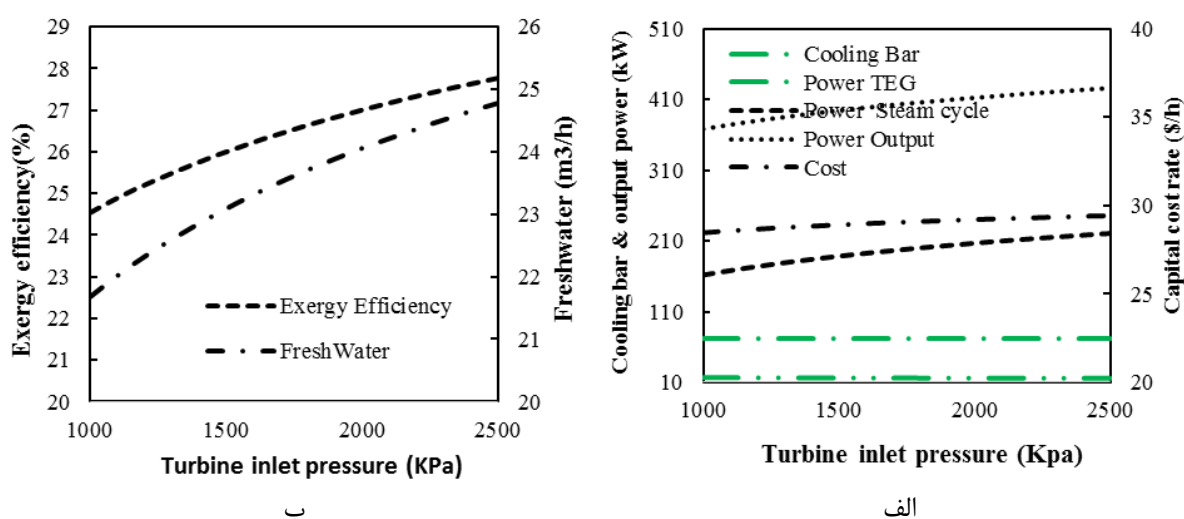
¹⁵ Seebeck

بادی و تاثیر بیشتر آن روی سیستم طراحی شده و وجود برگشت ناپذیری در سیستم خورشیدی با کلکتور سهموی- خطی رخ داده و باعث کاهش اگزرژی کل خروجی می شود. بازده کل اگزرژی از مقدار $36/97$ به $25/59$ درصد کاهش می یابد که این به میزان 10 درصد کاهش را نشان می دهد. با افزایش تابش خورشیدی دبی سیال ورودی به سیستم خورشیدی و توربین بخار افزایش یافته و در نتیجه با افزایش دبی کار خروجی سیکل بخار نیز افزایش می یابد، که باعث افزایش کار خروجی کل خواهد شد. کار کل خروجی در حدود 147 کیلووات و به مقدار 56 درصد افزایش می یابد. با افزایش کار کل خروجی هزینه تامین تجهیزات برای تامین آن نیز افزایش می یابد.

در شکل ۳ الف نشان داده شده است، که هزینه های سیستم با افزایش شدت تابش خورشیدی افزایش یافت. همچنین با توجه به اینکه برق تولید شده در سیستم افزایش می یابد دبی تولیدی آب شیرین نیز افزایش یافت. به دلیل افزایش دبی میزان بار خنک کنندگی نیز در سیکل تبرید جذبی تک اثره افزایش می یابد.



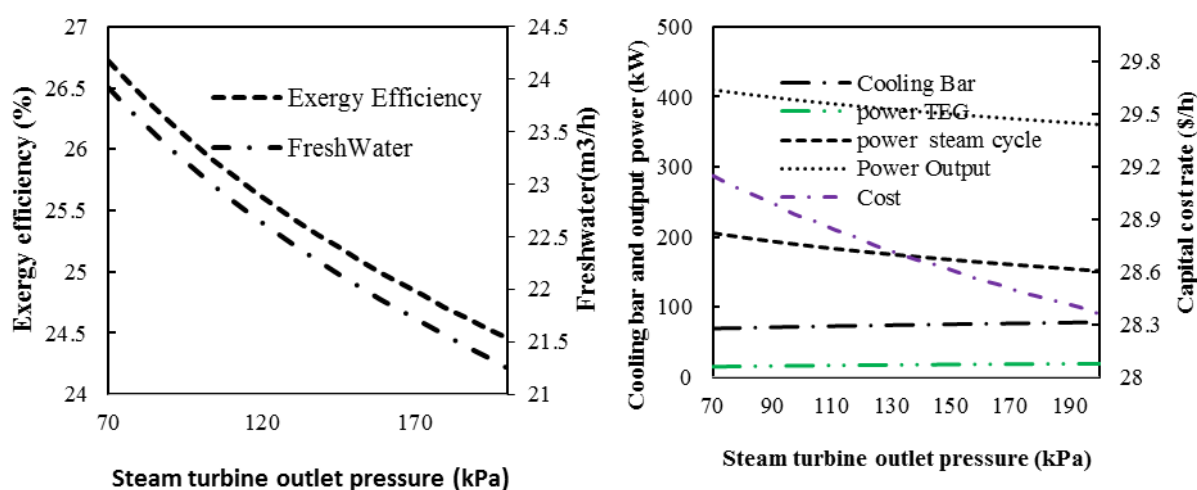
شکل ۳: تاثیر تابش خورشیدی بر روی هزینه های جاری، کار خروجی و بار خنک کنندگی، تولید آب شیرین و اگزرژی کل خروجی.



شکل ۴: تاثیر فشار ورودی به توربین بر روی هزینه های جاری، کار خروجی و بار خنک کنندگی، تولید آب شیرین و اگزرژی کل خروجی.

شکل ۴ (الف و ب) تاثیر فشار ورودی به توربین بر روی هزینه‌های جاری، کار خروجی و بار خنک کنندگی، تولید آب شیرین و انرژی کل خروجی را نمایش می‌دهد. همانطور که در شکل ۴ مشخص است با افزایش فشار توربین از ۱۰۰۰ تا ۲۵۰۰، میزان آنتالپی سیال ورودی به توربین افزایش می‌یابد و در نتیجه کار توربین و سیکل بخار و در نتیجه کار کل خروجی افزایش یافت. مقدار کار کل خروجی از ۳۶۸/۵ به ۴۲۶/۳ افزایش یافته که در حدود ۱۴ درصد است. با افزایش کار خروجی هزینه‌های سیستم، آب شیرین تولیدی و انرژی کل خروجی نیز افزایش یافت. میزان افزایش هزینه‌های سیستم از ۲۸/۵ به ۲۹/۵ افزایش یافت، که مقدار قابل توجهی نمی‌باشد.

یکی دیگر از پارامترهای مهم سیستم فشار خروجی از توربین بخار است، که در شکل ۵ (الف و ب) تاثیر آن بر روی هزینه‌های جاری، کار خروجی و بار خنک کنندگی، تولید آب شیرین و انرژی کل خروجی را نمایش می‌دهد. با افزایش فشار خروجی از توربین میزان کار تولید شده از سیکل بخار کاهش یافت و باعث افت بازده انرژی شد. البته با افزایش فشار خروجی، میزان آنتالپی سیال ورودی به ترموالکتریک بیشتر می‌شود و باعث افزایش کار تولید شده توسط ترموالکتریک می‌شود. کار ترموالکتریک در حدود ۹۱ درصد افزایش می‌یابد که بسیار قابل توجه است. از آنجایی که کاهش کار خروجی از توربین بسیار تاثیر بیشتری روی کار خروجی کل و انرژی سیستم دارد، در نتیجه میزان کار خروجی کل و انرژی کل کاهش می‌یابد. با کاهش کار کل خروجی میزان هزینه‌های سیستم نیز از ۲۹/۲ به ۲۸/۴ و مقدار آب شیرین تولیدی از ۲۳/۹ به ۲۱/۳ کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش فشار خروجی توربین و افزایش آنتالپی میزان حرارت بیشتری به ژنراتور سیکل تبرید جذبی منتقل شده و بار خنک کنندگی از ۶۹/۴ به ۷۸/۴ افزایش می‌یابد.

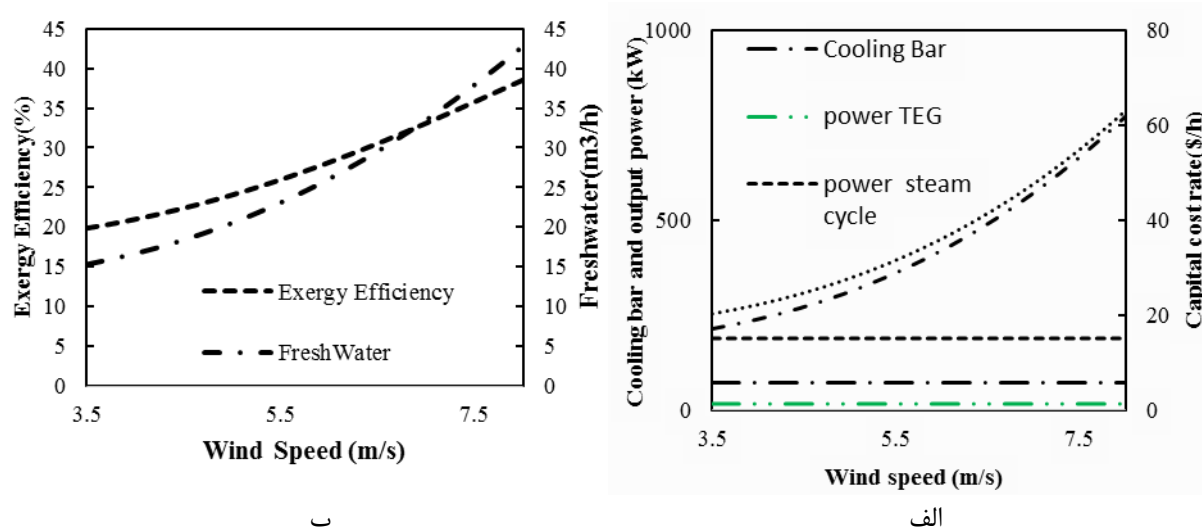


شکل ۵: تاثیر فشار خروجی از توربین بر روی هزینه‌های جاری، کار خروجی و بار خنک کنندگی، تولید آب شیرین و انرژی کل خروجی

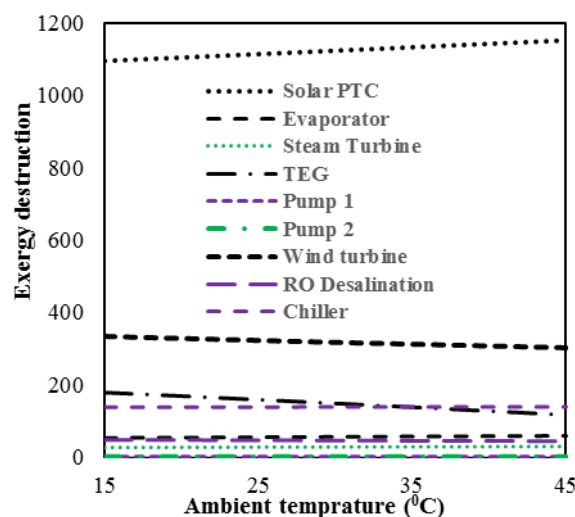
شکل ۶ (الف و ب) تاثیر سرعت باد میانگین بر روی هزینه‌های جاری، کار خروجی و بار خنک کنندگی، تولید آب شیرین و انرژی کل خروجی را نمایش می‌دهد. با افزایش سرعت باد میزان کار خروجی از توربین بادی افزایش یافته و باعث افزایش کار کل خروجی و انرژی کل سیستم خواهد شد. در نتیجه میزان آب شیرین تولیدی و هزینه‌های سیستم نیز افزایش می‌یابد. میزان کار کل خروجی در سرعت میانگین ۳/۵ متر بر ثانیه برابر ۲۵۴ کیلو وات و در سرعت ۸ متر بر ثانیه برابر ۷۸۹ کیلووات است.

در شکل ۷ به بررسی تاثیر پارامتر دمای محیط بر میزان تلفات انرژی اجزای سیستم پرداخته شد. همانطور که در شکل ۷ مشخص است تلفات انرژی سیستم خورشیدی از بقیه اجزا بیشتر است و با افزایش میزان تابش خورشیدی از ۳۹۸ به

۱۱۷۹ افزایش می یابد. میزان تلفات اگزرژی با افزایش تابش خورشیدی در حدود ۱۹۶ درصد افزایش داشته است. همچنین با افزایش تابش خورشیدی تلفات اگزرژی اجزا سیکل بخار شامل اواپراتور، توربین بخار و ترموالکتریک و پمپ ۲ افزایش یافته و باعث افزایش میزان تلفات اگزرژی سیکل بخار می شود. نتایج نشان داد، تلفات اگزرژی برای سیکل تبرید جذبی و آب شیرین کن اسمز معکوس هم افزایش یافته است.



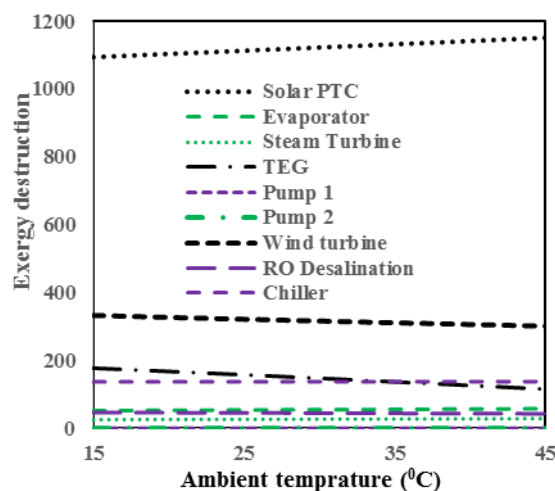
شکل ۶: تاثیر سرعت باد میانگین بر روی هزینه های جاری، کار خروجی و بار خنک کنندگی، تولید آب شیرین و اگزرژی کل خروجی



شکل ۷: تاثیر پارامتر مهم تابش خورشیدی بر میزان تلفات اگزرژی اجزا سیستم.

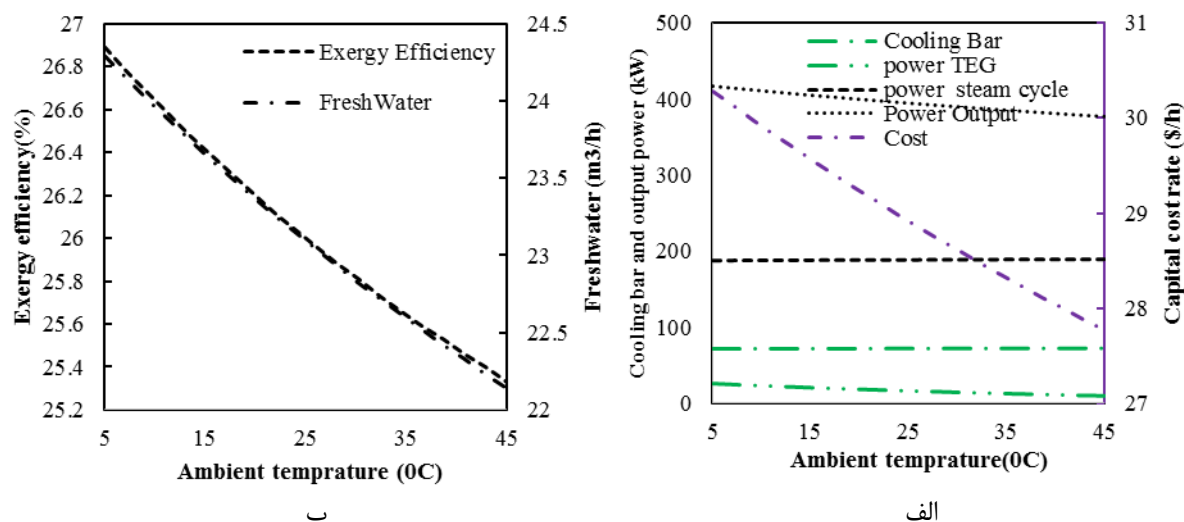
در شکل ۸ به بررسی تاثیر پارامتر مهم دمای محیط برای میزان تلفات اگزرژی اجزا سیستم پرداخته شد. همانطور که از شکل ۸ مشخص است با افزایش دمای محیط تلفات اگزرژی سیستم خورشیدی، اواپراتور، توربین بخار، پمپ ۱ و ۲ و سیکل تبرید جذبی تک اثره افزایش می یابد که بیشترین درصد افزایش برای اواپراتور و مقدار ۱۱ درصد به دست آمده است. مقدار تلفات اگزرژی اواپراتور از ۵۲ به ۵۸ افزایش یافته است که این به دلیل تاثیر دمای محیط بر روی اواپراتور بوده است. همچنین با افزایش دمای محیط تلفات اگزرژی توربین بادی، آب شیرین کن اسمز معکوس و ترموالکتریک کاهش یافته است. بیشترین درصد کاهش برای ترموالکتریک و مقدار ۵۴ درصد به دست آمده است. مقدار تلفات اگزرژی ترموالکتریک از ۱۷۷/۵ به ۱۱۵/۵ کاهش یافته

است که این به دلیل تاثیر دمای محیط بر روی ترموالکتریک به جهت نقاط ۹ و ۱۰ نشان داده شده در شماتیک سیکل طراحی شده می باشد.



شکل ۸- بررسی تاثیر دمای محیط تلفات انرژی بر میزان تلفات انرژی اجزا سیستم.

نمودار ۹ (الف و ب) تاثیر دمای محیط بر روی هزینه های جاری، کار خروجی و بار خنک کنندگی، تولید آب شیرین و انرژی کل خروجی را نشان داده است. با افزایش دمای محیط چگالی هوا کاهش می یابد. با کاهش چگالی هوا میزان کار خروجی توربین بادی کاهش یافته که در نتیجه باعث کاهش میزان کار کل خروجی از ۴۱۷ به ۳۷۷ کیلووات خواهد شد. با کاهش کار خروجی کل میزان آب شیرین تولیدی و انرژی کل نیز کاهش یافته است. ولی از طرفی با افزایش دمای محیط و تاثیر مستقیم آن روی سیکل بخار و سیکل تبرید جذبی کار سیکل بخار و بار خنک کنندگی سیکل تبرید افزایش می یابد. البته کاهش کار خروجی توربین بادی تاثیر بیشتری روی کل کار خروجی گذاشته و نهایتاً آن را نزولی می کند. البته تاثیر افزایش دمای محیط برای روی ژنراتور ترموالکتریک در نقاط ۹ و ۱۰ شماتیک طراحی شده باعث کاهش کار ترموالکتریک از ۲۶ به ۹/۸ شده است. این کاهش در کار ترموالکتریک نیز بر روی کاهش کل کار خروجی تاثیر داشته است.



نمودار ۹- تاثیر دمای محیط بر روی هزینه، کار خروجی و بار خنک کنندگی، تولید آب شیرین و انرژی کل خروجی

۵-۱- آنالیز حساسیت

در جدول ۲ آنالیز حساسیت تاثیر پارامترهای بررسی شده بر روی خروجی های سیستم بررسی شده بر مبنای انرژی خورشیدی و انرژی باد، است و درصد رشد و یا کاهش نمودارها محاسبه شد.

جدول ۲: آنالیز حساسیت.

پارامتر	خروجی	کار کل KW	کار ترموالکتریک KW	اگرژی (%)	نرخ هزینه \$/h	آب شیرین kg/h
تابش خورشیدی	Max: 406.8 Min: 260	Max: 17.35 Min: 5.604	Max: 36.97 Min: 25.59	Max: 29.14 Min: 26.11	Max: 23.75 Min: 15.69	درصد تغییر: ۵۱,۲۷
سرعت باد	Max: 789.1 Min: 253.6	Max: 16.37 Min: 16.37	Max: 38.56 Min: 19.88	Max: 61.9 Min: 17.13	Max: 42.82 Min: 15.33	درصد تغییر: ۱۷۹,۳۲
دمای محیط	Max: 417 Min: 377	Max: 25.96 Min: 9.834	Max: 26.89 Min: 25.33	Max: 30.28 Min: 27.77	Max: 24.29 Min: 22.14	درصد تغییر: ۹,۷۱
فشار ورودی به توربین	Max: 426.3 Min: 368.5	Max: 16.82 Min: 15.82	Max: 27.77 Min: 24.54	Max: 29.44 Min: 28.47	Max: 24.78 Min: 21.68	درصد تغییر: ۱۴,۲۹
فشار خروجی از توربین	Max: 410.1 Min: 360.5	Max: 19.23 Min: 14.86	Max: 26.72 Min: 24.46	Max: 29.15 Min: 28.36	Max: 23.92 Min: 21.25	درصد تغییر: ۱۲,۵۶

از جدول ۲ نتیجه می شود، سرعت باد بیشترین تغییر را بر روی کار کل و نرخ هزینه داشته است که باعث افزایش بالای راندمان و کار سیستم شده است که به عنوان تاثیرگذارترین پارامتر در این بررسی ها معرفی می شود، ولی طبق نتایج تغییرات سرعت باد بر روی کار ترموالکتریک هیچ تاثیر نگذاشته است. بعد از سرعت باد بیشترین تاثیر بر روی خروجی های سیستم را، به ترتیب ، شدت تابش خورشیدی، فشار ورودی به توربین و داشته است. همچنین دمای محیط باعث کاهش بازده اگرژی و آب شیرین تولیدی سیستم شده است.

۶- نتیجه گیری

در پژوهش حاضر، از سیستم خورشیدی با کلکتور سهموی- خطی و انرژی بادی به عنوان منبع تامین انرژی استفاده شده است. سیستم تولید چند گانه انرژی جهت تامین نیازهای موجود طراحی شده است. در نهایت نتایج نشان داد که با توجه به تاثیر تابش خورشیدی، انرژی بادی و میزان کار خروجی و تولید آب شیرین برای سیستم تولید چندگانه معرفی شده برای کاربرد های مورد نیاز مناسب می باشند.

سایر نتایج اصلی تحقیق عبارتند از:

- ✓ با افزایش تابش خورشیدی مقدار آب شیرین تولیدی برای سیستم از مقدار ۱۵/۶۹ به ۲۳/۷۵ افزایش یافت.
 - ✓ با افزایش فشار ورودی به توربین بخار مقدار بازده اگرژی کلی برای سیستم از ۲۴/۵۴ تا ۲۷/۷۷ درصد افزایش یافت.
 - ✓ با افزایش دمای محیط هزینه های کل برای سیستم از ۳۰/۲۸ به ۲۷/۷۷ کاهش یافت.
 - ✓ طبق نتایج انرژی خورشیدی با دریافت کننده مرکزی بیشترین میزان تلفات اگرژی دارد.
- نتایج تلفات اگرژی نشان داد سیستم خورشیدی با ۶۰ درصد و توربین بادی با ۱۷ درصد بیشترین میزان تلفات اگرژی را در اجزا سیستم دارا می باشند.

فهرست علائم

T_0	دمای محیط ($^{\circ}\text{C}$)
P_0	فشار محیط (P)
η_{pump}	بازده پمپ
η_{turbine}	بازده توربین
PP_{evva}	پینچ پوینت اواپراتور ($^{\circ}\text{C}$)
A_p	مساحت کلکتور (m^2)
G_b	شدت تابش خورشیدی (W/m^2)
$\dot{Z}$	نرخ هزینه (\$/hr)
T_{sun}	دمای خورشید
τ_l	راندمان بصری
U_l	ضریب افت کلی کلکتور
F_R	عامل دفع حرارت
F_l	عامل راندمان کلکتور
C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت
w	عرض کلکتور، m
T_{sun}	دمای خورشید، $^{\circ}\text{C}$; K
RR	نسبت بهبودی
x	کیفیت
width	عرض، m
Length	طول، m
D	قطر، m
m_{Mass}	نرخ دبی جرمی، kg/h
RO	آب شیرین کن اسمز معکوس
Ave_Wind_speed	سرعت متوسط باد
Gen	ژنراتور
ED	اتلاف انرژی
Cond	کندانسور
In	شرایط ورودی
out	شرایط خروجی
Solar	خورشید

- [1] KumarGupta, D., Kumar, R., Kumar, N., 2020, Performance analysis of PTC field based ejector organic Rankine cycle integrated with a triple pressure level vapor absorption system (EORTPAS) Engineering Science and Technology, an International Journal Volume 23, Issue 1, Pages 82-91.
- [2] DubeKerme, E., JamelOrfi, A., Fung, S., Salilih, M., Ud-DinKhan, S., Alshehri, H., MohammedAlrasheed, A., 2020, Energetic and exergetic performance analysis of a solar driven power, desalination and cooling poly-generation system Energy Volume 196, 117150.
- [3] Alirahmi, S. M., Rahmani, S., PouriaAhmadi, D., Wongwises, S., 2020, Multi-objective design optimization of a multi-generation energy system based on geothermal and solar energy Energy Conversion and Management Volume 205, 112426.
- [4] Alotaibi, S., Alotaibi, F., M.Ibrahim, O., 2020, Solar-assisted steam power plant retrofitted with regenerative system using Parabolic Trough Solar Collectors Energy Reports Volume 6, Pages 124-133.
- [5] Ehyaei, M. A., Ahmadi, A., El Haj Assad, M., 2019, TariqSalameh Optimization of parabolic through collector (PTC) with multi objective swarm optimization (MOPSO) and energy, exergy and economic analyses Journal of Cleaner Production Volume 234, Pages 285-296.
- [6] Toghyani, S., Afshari, E., Baniasadi, E., Shadloo, M. S., 2019, Energy and exergy analyses of a nanofluid based solar cooling and hydrogen production combined system Renewable Energy Volume 141, October, Pages 1013-1025.
- [7] AlZahrani, A., Dincer, I., 2018, Energy and exergy analyses of a parabolic trough solar power plant using carbon dioxide power cycle Energy Conversion and Management Volume 158, Pages 476-488.
- [8] Yilmaz, F., 2019, Energy, exergy and economic analyses of a novel hybrid ocean thermal energy conversion system for clean power production Energy Conversion and Management Volume 196, Pages 557-566.
- [9] Ishaq, H., Dincer, I., 2020, Evaluation of a wind energy based system for co-generation of hydrogen and methanol production International Journal of Hydrogen Energy Volume 45, Issue 32, Pages 15869-15877.
- [10] Bamisile, O., Huang, Q., Li, J., Dagbasi, M., Desire Kemena, A., Abid, M., Hu, W., 2020, Modelling and performance analysis of an innovative CPVT, wind and biogas integrated comprehensive energy system: An energy and exergy approach Energy Conversion and Management Volume 209, 112611.
- [11] Kianfard, H., Khalilarya, S., Jafarmadar, S., 2018, Exergy and exergoeconomic evaluation of hydrogen and distilled water production via combination of PEM electrolyzer, RO desalination unit and geothermal driven dual fluid ORC Energy Conversion and Management Volume 177, Pages 339-349.
- [12] Alirahmi, S. M., Assareh, E., 2020, Energy, exergy, and exergoeconomics (3E) analysis and multi-objective optimization of a multi-generation energy system for day and night time power generation - Case study: Dezful city, International Journal of Hydrogen Energy.
- [13] Mohammadi, K., Efati Khaledi, M. S., Saghafifar, M., Powell, K., 2020, Hybrid systems based on gas turbine combined cycle for trigeneration of power, cooling, and freshwater: A comparative techno-economic assessment Sustainable Energy Technologies and Assessments Volume 37, 100632.
- [14] Razmi, A. R., Janbaz M., (2020), Exergoeconomic assessment with reliability consideration of a green cogeneration system based on compressed air energy storage (CAES), Energy Convers. Manag. vol. 204, no. October, p. 112320, Jan. 2020.
- [15] Rashidi, H., Khorshidi J., 2018, Exergoeconomic analysis and optimization of a solar based multigeneration system using multiobjective differential evolution algorithm, J. Clean. Prod., vol. 170, pp. 978-990.
- [16] Nemati A., Sadeghi M., Yari M., (2017), Exergoeconomic analysis and multi-objective optimization of a marine engine waste heat driven RO desalination system integrated with an organic Rankine cycle using zeotropic working fluid," Desalination, vol. 422, pp. 113-123, 2017.
- [17] Naseri A., Bidi M., Ahmadi M. H., Saidur R., 2017, Exergy analysis of a hydrogen and water production process by a solar-driven transcritical CO2 power cycle with Stirling engine, J. Clean. Prod., vol. 158, pp. 165-181.
- [18] Peltier, J., 1834, New experiments on caloricity of electric currents, Ann. Chem. Phys., 371-386.
- [19] Seebeck T., 1821, About the magnetism of the galvanic chain, Abh. Akad. Wiss., Berlin, Germany.
- [20] Habibollahzade, A., Gholamian, E., Ahmadi, P., Behzadi, A., 2018, Multi-criteria optimization of an integrated energy system with thermoelectric generator, parabolic trough solar collector and electrolysis for hydrogen production, Int. J. Hydrogen Energy.

Exergy and Energy Analysis of a Multiple Energy Production System Based on Solar and Wind Energy to Produce Clean Electricity and Fresh Water

Masoud Golshanzadeh¹, Ehsanolah Assaerh^{2*}

¹Department of Mechanical Engineering, Dezful Branch, Islamic Azad University, Dezful, Iran

² Department of Mechanical Engineering, Dezful Branch, Islamic Azad University, Dezful, Iran

Received: December 2020, Accepted: March 2021

Abstract

In the present study, an energy production system using two types of renewable solar and wind energy with climatic conditions and close to areas with high potential for the system under study, with suitable conditions in terms of wind speed and solar radiation as energy sources, We act. To use the heat from the solar system with a parabolic-linear collector, a steam cycle is designed to which heat is transferred through an evaporator and generated electrical energy by a steam turbine. The heat remaining after the evaporator was used to generate a single-effect absorption refrigeration system to generate a cooling load. The main components of the system consist of an organic Rankine cycle, steam Rankine cycle, thermoelectric, absorption refrigeration system, reverse osmosis, wind turbine and a parabolic-linear solar collector. EES software has been used as an engineering tool to model the system and obtain thermodynamic results. The results showed that due to the increase in solar radiation intensity and wind energy on the total exergy, the freshwater production output of the multiple production system is effective and increases the system output. According to the results, solar energy with the central receiver has the highest amount of exergy destruction. Also, the results of exergy degradation showed that the solar system with 60% and wind turbine with 17% have the highest amount of exergy degradation in the system components.

Key words: solar system, parabolic trough collector, steam cycle, absorption refrigeration cycle, desalination cycle, desalination, wind turbine.

*corresponding author: assaerh@iaud.ac.ir