

ارزیابی عملکرد یک سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی- خورشیدی برای گرمایش یک گلخانه

احمدرضا رحمتی^{۱*} و امین نجارنظامی^۲

^۱استادیار گروه مکانیک، دانشکده مکانیک، دانشگاه کاشان

^۲دانشجوی دکتری، دانشکده مکانیک، دانشگاه گیلان

*مسئول مکاتبات: ar_rahmati@kashanu.ac.ir

چکیده

واژگان کلیدی

انرژی خورشیدی
انرژی زمین گرمایی
پمپ حرارتی زمین گرمایی
فاکتور عملکرد
بازدهی انرژی
قانون اول و دوم ترمودینامیک

در سال‌های اخیر با توجه به نیاز به منابع انرژی ارزان قیمت و نامحدود، انرژی‌های تجدید پذیر مورد توجه زیادی قرار گرفته‌اند. از انواع انرژی‌های تجدید پذیر و نامحدود می‌توان به انرژی زمین گرمایی و انرژی خورشیدی اشاره نمود که این انرژی‌ها در بیشتر مناطق دنیا از جمله کشور ایران در دسترس هستند. در کار حاضر، در نظر است که با استفاده همزمان از انرژی زمین گرمایی و انرژی خورشیدی، گرمایش گلخانه ای واقع در شهر رشت در چهار ماه سرد سال انجام شود و فاکتور عملکرد و بازدهی انرژی در این چهار ماه مورد ارزیابی قرار گیرد و در نهایت مقادیر تغییر این پارامترها با دمای آب ورودی به مبدل زمین گرمایی و دمای محیط بررسی گردد. به این منظور، با در نظر گرفتن یک سیکل ترمودینامیکی مناسب - که از انرژی زمین گرمایی و انرژی خورشیدی به عنوان منبع گرما برای گرمایش گلخانه استفاده می‌کند - و بررسی قوانین اول و دوم ترمودینامیک روی این سیکل (آنالیز انرژی و انرژی سیستم)، مقادیر فاکتور عملکرد و بازدهی انرژی در چهار ماه سرد سال بدست می‌آیند. نتایج نشان می‌دهند که فاکتور عملکرد در ماه‌های ژانویه، فوریه، مارس و دسامبر به ترتیب برابر ۴۸٪، ۳۰٪، ۱۳۶٪، ۲۰۵٪ و بازده انرژی نیز به ترتیب ۷۸٪، ۷۸٪، ۷۸٪ و ۷۸٪/۶۲ بدست آمدند. همچنین با بررسی تأثیر دمای آب ورودی به مبدل زمین گرمایی روی فاکتور عملکرد و بازدهی انرژی، مشخص شد که با افزایش این پارامتر، فاکتور عملکرد و بازدهی انرژی افزایش می‌یابد.

تاریخچه مقاله

تاریخ دریافت ۱۳۹۷/۰۶/۲۱
تاریخ پذیرش ۱۳۹۸/۰۵/۲۸

۱ مقدمه

ترمودینامیکی برای گرمایش یک گلخانه در نظر گرفتند که در آن گرما از طریق زمین به مبدل زمین گرمایی (پمپ حرارتی زمین گرمایی) و همچنین از طریق خورشید به کلکتور خورشیدی انتقال یافته و در نهایت از طریق یک فن کویل به گلخانه انتقال می‌یابد. آن‌ها به بررسی پارامتری بازدهی انرژی و انرژی سیستم پرداختند و در چهار ماه سرد سال در شهر ازمیر ترکیه، بازدهی سیستم از نظر انرژی و انرژی بر حسب تغییرات پارامترهایی چون دمای محیط، دمای آب ورودی به مبدل زمین گرمایی و غیره را محاسبه کرده و با یکدیگر مقایسه کردند. در نهایت، بازدهی انرژی و انرژی برای هر جزء سیستم را محاسبه کرده و با یکدیگر مقایسه نمودند.

انرژی یکی از اساسی ترین و مسئله ساز ترین موضوعات جهان امروز است. کاهش شدید منابع سوخت‌های فسیلی، صنعتی شدن اکثر کشورها و وابسته شدن آن‌ها به انرژی و در نتیجه افزایش قیمت جهانی سوخت از یک طرف موجب بحران انرژی شده و از طرفی دیگر افزایش مصرف سوخت و عدم دقت در نحوه مصرف آن باعث ایجاد بحران زیست محیطی در سطح جهان گردیده است که سبب شده محققان جهت رهایی از این دو بحران، همواره به دنبال منابع جدیدی از انرژی باشند. مانند انرژی خورشیدی و انرژی زمین گرمایی [۱].

دینسر و همکاران^۲ [۸] به بررسی و آنالیز ترمودینامیکی یک سیستم پمپ حرارتی زمین گرمایی هیبریدی که از یک برج خنک کن برای دفع گرما به محیط بهره می‌برد، پرداختند. آن‌ها در ماه‌های سرد سال مقادیر بازدهی انرژی و انرژی را برای سیستم محاسبه کردند و تغییرات آن را بر حسب تغییرات پارامتری چون دمای محیط مورد بررسی قرار داده و نتایج را با هم مقایسه کردند. همچنین بازدهی سیستم را برای پمپ زمین گرمایی هیبریدی و پمپ حرارتی زمین - گرمایی با منبع هوا بررسی کردند و نتیجه گرفتند که بازدهی پمپ زمین گرمایی هیبریدی بیشتر است. اینالی و اسن^۳ [۹] به

مطالعات مختلفی توسط بسیاری از محققان برای تحلیل انرژی سیستم پمپ گرمایی که از انرژی خورشیدی به عنوان منبع گرمایش استفاده می‌کند انجام شده است [۲-۶]. چگونگی استفاده از انرژی زمین گرمایی و نیز انرژی خورشیدی برای رفع نیازهای گرمایشی یک گلخانه، ساختمان یا مکان‌های دیگر، به گونه ای که صرفه و توجیه اقتصادی داشته باشد و علاوه بر آن پاسخگوی نیاز ما باشد، بارها توسط متخصصان مورد بررسی و مطالعه قرار گرفته است. ازگنر و هپباشلی^۱ [۷] طرحی برای گرمایش یک گلخانه به کمک انرژی زمین گرمایی و انرژی خورشیدی را در نظر گرفتند. آن‌ها یک سیکل

¹Ozgener and Hepbasli ²Dincer et al. ³Inalli and Esen

- اختلاف دمای داخل و خارج گلخانه $10^{\circ}C$ است.
- دمای مرجع $T_0 = -0.69^{\circ}C$ است.
- بازدهی آیزنتروپیک و مکانیکی کمپرسور به ترتیب 0.71 و $0.58/9$ هستند.
- $\epsilon_{purmp} = 0.47/5$ ، $\epsilon_{comp} = 0.73/5$ ، $\epsilon_{fc} = 0.75/7$
- $\epsilon_{evap} = 0.27/4$ ، $\epsilon_{valve} = 0.88$ ، $\epsilon_{cond} = 0.79/8$
- $\epsilon_{purmp2} = 0.59/8$ ، $\epsilon_{grh} = 0.91/3$ ، $\epsilon_{collector} = 0.95/2$ هستند.
- دمای زمین در عمق مفروض برابر $17/3^{\circ}C$ در نظر گرفته می‌شود.
- $\eta_{evap} = 0.92$ در نظر گرفته می‌شود.
- جدول ۱ برای دمای ماه‌های سرد سال در رشت در نظر گرفته می‌شود $[10]$:

جدول ۱: دمای شهر رشت در ماه‌های سرد سال

ماه	دما ($^{\circ}C$)	
	داخل گلخانه	خارج گلخانه
دسامبر	۱۹/۳	۹/۳
ژانویه	۱۶/۷	۶/۷
فوریه	۱۶/۸	۶/۸
مارس	۱۹/۲	۹/۲
میانگین	۱۸	۸

۴ شرح معادلات حاکم

به کمک تحلیل قانون اول و دوم ترمودینامیک برای سیستم، معادلات زیر در نظر گرفته می‌شوند:

۱.۴ معادلات فن کویل

$$\dot{E}x_{dest,fc} = \dot{m}_{water}(\psi_5 - \psi_6) \quad (1)$$

$$- \dot{Q}_{cond} \left(1 - \frac{T_0}{T_{grh}}\right) + \dot{W}_{fc}$$

$$\dot{F}_{fc} = \dot{m}_{water}\psi_5 \quad (2)$$

$$\dot{P}_{fc} = \dot{F}_{fc} - \dot{E}x_{dest,fc} \quad (3)$$

$$\epsilon_{fc} = \frac{\dot{P}_{fc}}{\dot{F}_{fc}} \quad (4)$$

۲.۴ معادلات پمپ ۲

$$\dot{E}x_{dest,pump2} = \dot{W}_{pump2} - \dot{m}_{water}(\psi_{6a} - \psi_6) \quad (5)$$

$$\dot{P}_{pump2} = \dot{m}_{water}(\psi_{6a} - \psi_6) \quad (6)$$

$$\dot{F}_{pump2} = \dot{W}_{pump2} \quad (7)$$

$$\epsilon_{pump2} = \frac{\dot{P}_{pump2}}{\dot{F}_{pump2}} \quad (8)$$

بررسی آزمایشگاهی عملکرد پمپ حرارتی زمین گرمایی عمودی پرداختند. آن‌ها هدف مطالعه ی خود را بررسی تأثیر پارامترهایی چون عمق حفره و دبی سیال عامل بر عملکرد سیستم معرفی کردند. آن‌ها با اندازه گیری بار لازم برای سرمایش و گرمایش ساختمان مورد مطالعه، به محاسبه ی فاکتور عملکرد سیستم پرداخته و مقدار آن را برای عمق‌های مختلف زمین بدست آوردند. در نهایت، اندازه گیری‌های آزمایشی نشان داد که استفاده از سیستم پمپ زمین گرمایی عمودی برای آب و هوای این شهر ترکیه پاسخگو است. در این تحقیق، در نظر است که یک پمپ حرارتی زمین گرمایی- خورشیدی برای گرمایش گلخانه ای واقع در شهر رشت و برای چهار ماه سرد سال بررسی گردد. لذا، با استفاده از قانون اول و دوم ترمودینامیک، تأثیر کمیت‌هایی چون تغییر دمای آب ورودی به پمپ زمین گرمایی و دمای محیط روی عملکرد سیستم، مورد مطالعه قرار گرفته و در نهایت بازدهی انرژی و انرژی سیستم برای ماه‌های مختلف بدست می‌آیند.

۲ تعیین سیکل مبنا

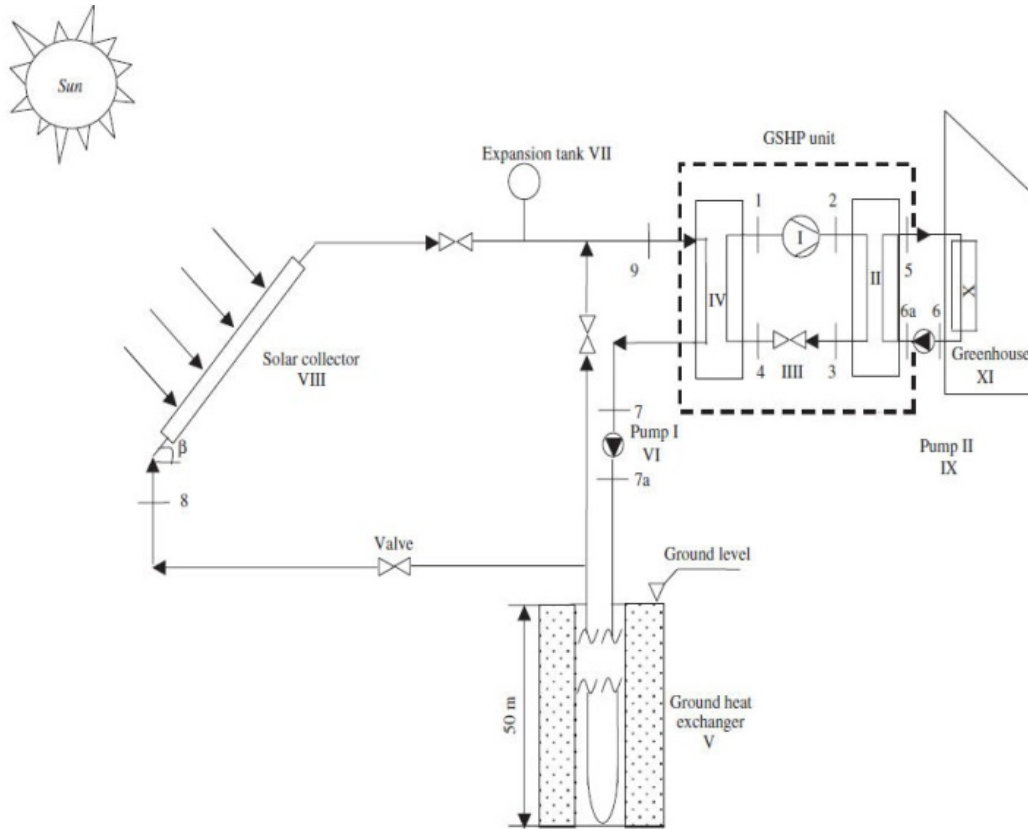
سیکل ترمودینامیکی استفاده شده در این تحقیق جهت گرمایش گلخانه، همان سیکلی است که توسط هپباشلی^۱ معرفی شده است. این سیکل ترمودینامیکی در شکل ۱ نشان داده شده است. با توجه به شکل، هدف از این سیکل، گرمایش یک گلخانه بوسیله انرژی زمین گرمایی و انرژی خورشیدی است. ضمن بررسی این سیکل به کمک قانون اول و دوم ترمودینامیک، در نظر است که فاکتور عملکرد و بازدهی انرژی سیکل در ۴ ماه سرد سال بدست آمده و تأثیر کمیت‌هایی مانند تغییر دمای محیط و دمای آب ورودی روی سیکل مورد بررسی قرار گیرند.

۳ تعیین داده‌ها و فرضیات

در این مطالعه، فرضیات و ثابت‌هایی برای ساده سازی در نظر گرفته شده است. مقادیر ثابت با استفاده از داده‌ها و نتایج موجود در [۷] بدست آمده‌اند. با توجه به سیکل شکل ۱، داده‌ها و فرضیات به صورت زیر هستند:

- در حلقه شامل نقاط ۱، ۲، ۳ و ۴، سیال عامل R22، در حلقه شامل نقاط ۵، ۶ و ۷، سیال عامل آب و در حلقه شامل نقاط ۷، ۸، ۹ و ۱۰، سیال عامل آب نمک^۲ یا محلول ضد یخ آب (محلول آب با 10% وزنی نمک اتیلن گلیکول) است.
- سطح مقطع کلکتور برابر $1/82m^2$ بوده و از نوع صفحه تخت است و زاویه قرارگیری آن 10° است. $\beta = 0.60$ ، $\eta_{collector} = 0.3$ ، $\tau = 0.3$
- برای کلکتور در نظر گرفته می‌شوند. $\alpha = 0.3$ و $F_R = 0.845$
- کار فن کویل برابر $48W$ و کار هر یک از پمپ‌ها برابر $59W$ فرض می‌شوند.
- دبی سیال آب برابر $0.1kg/h$ ، دبی سیال R22 برابر $0.2kg/h$ و دبی سیال آب نمک برابر $0.25kg/h$ است.
- مقدار گرمای مورد نیاز برای گرمایش گلخانه برابر $4/149kW$ و

¹Hepbasli ²Brine



شکل ۱: سیکل مبنای کار حاضر شامل GSHP unit، کلکتور خورشیدی و مبدل زمین گرمایی [۷]

$$\dot{F}_{\text{valve}} = \dot{m}_{\text{water}} \psi_{\text{r}} \quad (22)$$

$$\varepsilon_{\text{valve}} = \frac{\dot{P}_{\text{valve}}}{\dot{F}_{\text{valve}}} \quad (23)$$

۶.۴ معادلات اوپراتور

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{R22}} (h_{\text{v}} - h_{\text{r}}) = \dot{m}_{\text{Brine}} (h_{\text{q}} - h_{\text{v}}) \cdot \eta_{\text{evap}} \quad (24)$$

$$\dot{E}x_{\text{dest, evap}} = \dot{m}_{\text{R22}} (\psi_{\text{v}} - \psi_{\text{r}}) + \dot{m}_{\text{Brine}} (\psi_{\text{q}} - \psi_{\text{v}}) \quad (25)$$

$$\dot{P}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{R22}} (\psi_{\text{r}} - \psi_{\text{v}}) \quad (26)$$

$$\dot{F}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{Brine}} (\psi_{\text{q}} - \psi_{\text{v}}) \quad (27)$$

$$\varepsilon_{\text{evap}} = \frac{\dot{P}_{\text{evap}}}{\dot{F}_{\text{evap}}} \quad (28)$$

۷.۴ معادلات کلکتور خورشیدی

$$\dot{Q}_{\text{u}} = F_{\text{R}} A_{\text{c}} [I_{\text{T}} (\tau \alpha) - U_{\text{L}} (T_{\text{i}} - T_{\text{a}})] \quad (29)$$

$$= \dot{m}_{\text{Brine}} (h_{\text{q}} - h_{\text{a}})$$

$$\eta_{\text{collector}} = \frac{\dot{Q}_{\text{u}}}{A_{\text{c}} I_{\text{T}}} \quad (30)$$

$$\dot{E}x_{\text{dest, collector}} = \dot{m}_{\text{Brine}} (\psi_{\text{q}} - \psi_{\text{a}}) + \dot{Q}_{\text{cond}} \left(1 - \frac{T_{\text{s}}}{T_{\text{e}}}\right) \quad (31)$$

$$\dot{F}_{\text{collector}} = \dot{m}_{\text{Brine}} \psi_{\text{a}} \quad (32)$$

$$\dot{P}_{\text{collector}} = \dot{F}_{\text{collector}} - \dot{E}x_{\text{dest, collector}} \quad (33)$$

$$\varepsilon_{\text{collector}} = \frac{\dot{P}_{\text{collector}}}{\dot{F}_{\text{collector}}} \quad (34)$$

۳.۴ معادلات کمپرسور

$$\dot{W}_{\text{comp}} = \frac{\dot{m}_{\text{R22}} (h_{\text{r}} - h_{\text{v}})}{\eta_{\text{ic}} \eta_{\text{mc}}} \quad (9)$$

$$\dot{E}x_{\text{dest, comp}} = \dot{m}_{\text{R22}} (\psi_{\text{v}} - \psi_{\text{r}}) + \dot{W}_{\text{comp}} \quad (10)$$

$$\dot{P}_{\text{comp}} = \dot{m}_{\text{R22}} (\psi_{\text{r}} - \psi_{\text{v}}) \quad (11)$$

$$\dot{F}_{\text{comp}} = \dot{W}_{\text{comp}} \quad (12)$$

$$\varepsilon_{\text{comp}} = \frac{\dot{P}_{\text{comp}}}{\dot{F}_{\text{comp}}} \quad (13)$$

۴.۴ معادلات کندانسور

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{R22}} (h_{\text{r}} - h_{\text{v}}) \quad (14)$$

$$\dot{E}x_{\text{dest, cond}} = \dot{m}_{\text{R22}} (\psi_{\text{r}} - \psi_{\text{v}}) + \dot{m}_{\text{water}} (\psi_{\text{r}_a} - \psi_{\text{d}}) \quad (15)$$

$$\dot{P}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{water}} (\psi_{\text{d}} - \psi_{\text{r}_a}) \quad (16)$$

$$\dot{F}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{R22}} (\psi_{\text{v}} - \psi_{\text{r}}) \quad (17)$$

$$\varepsilon_{\text{cond}} = \frac{\dot{P}_{\text{cond}}}{\dot{F}_{\text{cond}}} \quad (18)$$

۵.۴ معادلات شیر انبساط

$$h_{\text{r}} = h_{\text{r}} \quad (19)$$

$$\dot{E}x_{\text{dest, valve}} = \dot{m}_{\text{R22}} (\psi_{\text{r}} - \psi_{\text{r}}) \quad (20)$$

$$\dot{P}_{\text{valve}} = \dot{m}_{\text{water}} \psi_{\text{r}} \quad (21)$$

۸.۴ معادلات مبدل زمین گرمایی

$$\dot{Q}_{grh} = \dot{m}_{Brine}(h_{\lambda} - h_{\nu a}) \quad (35)$$

$$\dot{E}x_{dest,grh} = \dot{m}_{Brine}(\psi_{\nu a} - \psi_{\lambda}) + \dot{Q}_{grh}\left(1 - \frac{T_o}{T_{ground}}\right) \quad (36)$$

$$\dot{P}_{grh} = \dot{m}_{Brine}\psi_{\lambda} \quad (37)$$

$$\dot{F}_{grh} = \dot{P}_{grh} + \dot{E}x_{dest,grh} \quad (38)$$

$$\varepsilon_{grh} = \frac{\dot{P}_{grh}}{\dot{F}_{grh}} \quad (39)$$

۹.۴ معادلات پمپ ۱

$$\dot{E}x_{dest,pump1} = \dot{W}_{pump1} - \dot{m}_{Brine}(\psi_{\nu a} - \psi_{\nu}) \quad (40)$$

$$\dot{P}_{pump1} = \dot{m}_{water}(\psi_{\nu a} - \psi_{\nu}) \quad (41)$$

$$\dot{F}_{pump1} = \dot{W}_{pump1} \quad (42)$$

$$\varepsilon_{pump1} = \frac{\dot{P}_{pump1}}{\dot{F}_{pump1}} \quad (43)$$

۱۰.۴ معادلات فاکتور عملکرد و بازدهی انرژی

$$FOP_{GSHP} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{comp}} \quad (44)$$

$$FOP_{sys} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{comp} + \dot{W}_{pump1} + \dot{W}_{pump2} + \dot{W}_{fc}} \quad (45)$$

$$\dot{E}x_{dest,GSHP} = \dot{E}x_{dest,comp} + \dot{E}x_{dest,cond} + \dot{E}x_{dest,evap} + \dot{E}x_{dest,valve} \quad (46)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{dest,sys} = & \dot{E}x_{dest,comp} + \dot{E}x_{dest,cond} + \dot{E}x_{dest,evap} \quad (47) \\ & + \dot{E}x_{dest,valve} + \dot{E}x_{dest,pump1} \\ & + \dot{E}x_{dest,pump2} + \dot{E}x_{dest,collector} \\ & + \dot{E}x_{dest,grh} + \dot{E}x_{dest,fc} \end{aligned}$$

$$\dot{P}_{GSHP} = \dot{P}_{comp} + \dot{P}_{cond} + \dot{P}_{evap} + \dot{P}_{valve} \quad (48)$$

$$\dot{F}_{GSHP} = \dot{F}_{comp} + \dot{F}_{cond} + \dot{F}_{evap} + \dot{F}_{valve} \quad (49)$$

$$\begin{aligned} \dot{P}_{sys} = & \dot{P}_{comp} + \dot{P}_{cond} + \dot{P}_{evap} + \dot{P}_{valve} + \dot{P}_{pump1} \quad (50) \\ & + \dot{P}_{pump2} + \dot{P}_{collector} + \dot{P}_{grh} + \dot{P}_{fc} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{F}_{sys} = & \dot{F}_{comp} + \dot{F}_{cond} + \dot{F}_{evap} + \dot{F}_{valve} + \dot{F}_{pump1} \quad (51) \\ & + \dot{F}_{pump2} + \dot{F}_{collector} + \dot{F}_{grh} + \dot{F}_{fc} \end{aligned}$$

$$\varepsilon_{sys} = \frac{\dot{P}_{sys}}{\dot{F}_{sys}} \quad (52)$$

$$\varepsilon_{GSHP} = \frac{\dot{P}_{GSHP}}{\dot{F}_{GSHP}} \quad (53)$$

۵ نتایج

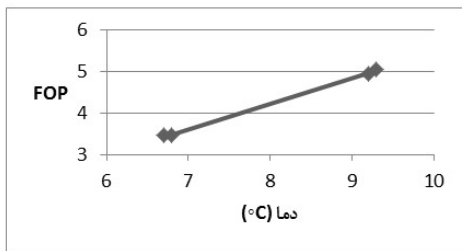
با وارد کردن معادلات حاکم در نرم افزار EES، ابتدا لازم است که دقت کد عددی نوشته شده بررسی گردد. بدین منظور، مشابه مرجع [۷] از دمای

محیط $T_a = 5/8^{\circ}C$ استفاده شده و نتایج حاصل با نتایج موجود در [۷] مقایسه می‌گردند. مقایسه نتایج نشان می‌دهد که برای فاکتور عملکرد GSHP unit و کل سیستم به ترتیب خطای ۹۵٪ و ۲۹٪، برای بازدهی انرژی GSHP unit و کل سیستم به ترتیب خطای ۳٪ و ۳٪ برای سایر پارامترها خطای بین ۵٪ بدست آمده‌اند.

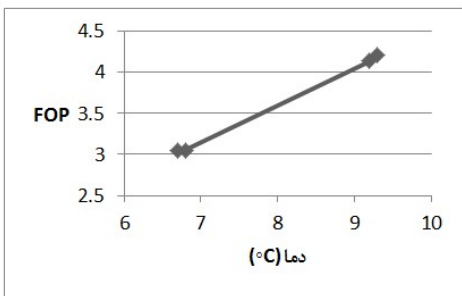
۱.۵ بررسی نتایج از جنبه آنالیز انرژی

مطابق با جدول ۱، دماهای $T_a = 6/7^{\circ}C$ ، $T_a = 6/8^{\circ}C$ ، $T_a = 9/2^{\circ}C$ و $T_a = 9/3^{\circ}C$ به ترتیب برای ماه‌های ژانویه، فوریه، مارس و دسامبر برای شهر رشت در نظر گرفته می‌شوند. فاکتور عملکرد کل سیستم و GSHP unit برای این ماه‌ها به ترتیب برابر ۴۸٪ و ۴۷۱٪ برای ماه ژانویه، ۵٪ و ۴۷۳٪ برای ماه فوریه، ۴/۱۳۶ و ۴/۹۵۶ برای ماه مارس و ۴/۲۰۵ و ۵/۵۵۵ برای ماه دسامبر بدست می‌آیند.

شکل ۲ و ۳ نحوه تغییرات فاکتور عملکرد کل GSHP unit و کل سیستم را بر حسب دمای محیط نشان می‌دهند. همانطور که مشاهده می‌شود، با افزایش دمای هوا، مقادیر فاکتور عملکرد روند صعودی دارند. بنابراین با گرم‌تر شدن هوای محیط، عملکرد حرارتی سیستم بهبود پیدا می‌کند. فاکتور عملکرد GSHP unit از مقدار ۳/۴۷۱ در ماه ژانویه به مقدار ۵/۵۵۵ در ماه دسامبر می‌رسد. همچنین فاکتور عملکرد کل سیستم نیز از مقدار ۳/۰۴۸ در ماه ژانویه به ۴/۲۰۵ در ماه دسامبر می‌رسد.



شکل ۲: تغییرات ماهیانه فاکتور عملکرد GSHP unit بر حسب دمای محیط

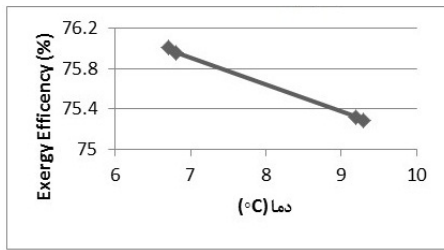


شکل ۳: تغییرات ماهیانه فاکتور عملکرد کل سیستم بر حسب دمای محیط

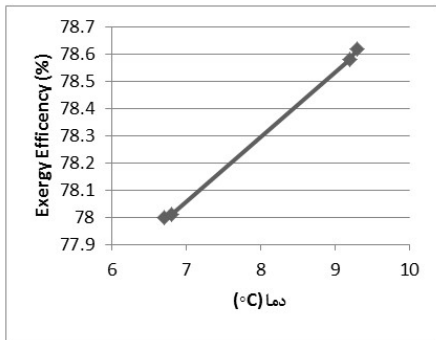
به کمک نمودارهای شکل ۲ و شکل ۳ می‌توان روابطی برای مقادیر فاکتور عملکرد بر حسب دمای محیط بصورت زیر بدست آورد:

$$FOP_{GSHP} = -0.03974T_a^3 + 1/142T_a^2 - 9/962T_a + 30/91$$

$$FOP_{sys} = -0.03T_a^3 + 0.854T_a^2 - 7/408T_a + 23/37$$

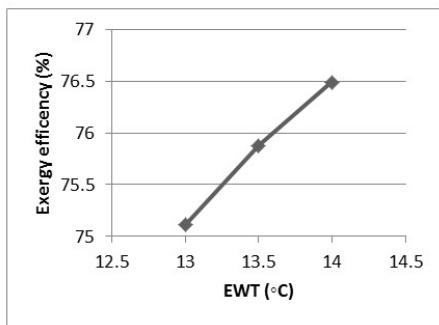


شکل ۶: تغییرات ماهیانه بازدهی آگزرژی GSHP unit بر حسب دمای محیط

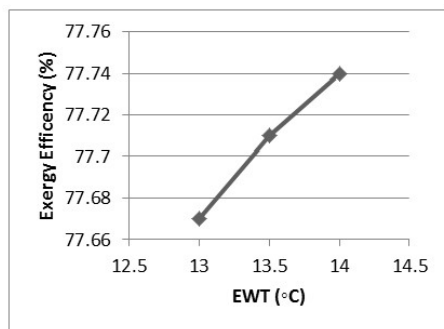


شکل ۷: تغییرات ماهیانه بازدهی آگزرژی کل سیستم بر حسب دمای محیط

شکل‌های ۸ و ۹ نحوه تغییرات بازدهی آگزرژی GSHP unit و کل سیستم را بر حسب دمای آب ورودی به مبدل زمین گرمایی نشان می‌دهند. همانطور که از نمودارها دیده می‌شود، با افزایش دمای آب ورودی از ۱۳ به ۱۴ درجه سلسیوس، بازدهی آگزرژی کل سیستم و GSHP unit افزایش می‌یابد.



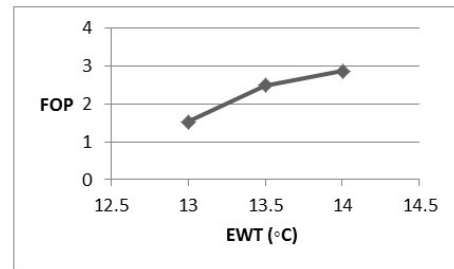
شکل ۸: تغییرات ماهیانه بازدهی آگزرژی GSHP unit بر حسب دمای آب ورودی به مبدل زمین گرمایی



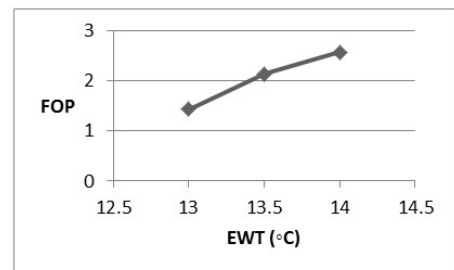
شکل ۹: تغییرات ماهیانه بازدهی آگزرژی کل سیستم بر حسب دمای آب ورودی به مبدل زمین گرمایی

به کمک این فرمول‌ها می‌توان مقادیر فاکتور عملکرد به ازای دماهای دیگر را پیشگویی کرد.

شکل ۴ و ۵ نحوه تغییرات فاکتور عملکرد GSHP unit و کل سیستم بر حسب دمای آب ورودی را نشان می‌دهند.



شکل ۴: تغییرات ماهیانه فاکتور عملکرد GSHP unit بر حسب دمای آب ورودی به مبدل زمین گرمایی



شکل ۵: تغییرات ماهیانه فاکتور عملکرد کل سیستم بر حسب دمای آب ورودی به مبدل زمین گرمایی

همانطور که از نمودارهای بالا مشخص است، با افزایش دمای آب ورودی از ۱۳ به ۱۴ درجه سلسیوس، هم فاکتور عملکرد کل سیستم و هم فاکتور عملکرد GSHP unit افزایش می‌یابد. این امر به دلیل کاهش کار موردنیاز کمپرسور است که منجر به افزایش فاکتور عملکرد، مطابق با روابط (۴۴) و (۴۵) می‌شود.

۲.۵ بررسی نتایج از جنبه آنالیز آگزرژی

مشابه قسمت ۱.۵ و مطابق با جدول ۱، دماهای $T_a = 6/8^{\circ}C$ ، $T_a = 9/2^{\circ}C$ و $T_a = 9/3^{\circ}C$ ، به ترتیب برای ماه‌های ژانویه، فوریه، مارس و دسامبر برای شهر رشت در نظر گرفته می‌شوند. بازدهی آگزرژی کل سیستم و GSHP unit برای این ماه‌ها بر حسب درصد به ترتیب برابر $78/0^{\circ}$ و $76/0^{\circ}$ برای ماه ژانویه، $78/0^{\circ}$ و $75/98$ برای ماه فوریه، $78/58$ و $75/32$ برای ماه مارس و $78/62$ و $75/28$ برای ماه دسامبر بدست آمدند.

شکل ۶ و ۷ نحوه تغییرات بازدهی آگزرژی GSHP unit و کل سیستم را بر حسب دمای محیط نشان می‌دهند. همانطور که در این شکل‌ها دیده می‌شود، مقادیر بازدهی آگزرژی GSHP با افزایش دمای هوا روند نزولی دارد، در حالی که بازدهی آگزرژی کل سیستم روند صعودی دارد. بازدهی آگزرژی GSHP unit از مقدار $76/0^{\circ}$ در ماه ژانویه به مقدار $75/28$ در ماه دسامبر می‌رسد. همچنین بازدهی آگزرژی کل سیستم نیز از مقدار $78/0^{\circ}$ در ماه ژانویه به مقدار $78/62$ در ماه دسامبر می‌رسد.

جدول ۲: انرژی و آگزرژی هر یک از اجزای سیکل در ماه ژانویه

شماره	۱	۲	۳	۴	۵	۶	۷	۸	۹	۱۰	۱۱
جزء	کمپرسور	کندانسور	شیر انبساط	اواپراتور	مبدل زمین	پمپ ۱	کلکتور خورشیدی	پمپ ۲	فن کویل	GSHP unit	کل سیستم
اتلاف آگزرژی (kW)	۰/۳۱۶۸	۰/۱۴۶	۰/۱۰۰۶	۰/۱۴۶۴	۰/۰۳۷۹۳	۰/۰۲۳۷۲	۰/۰۱۹۱۱	۰/۰۳۰۹۸	۰/۴۰۳۸	۰/۷۰۹۷	۱/۲۲۵
قدرت مورد نیاز (kW)	۱/۱۹۵	۴/۱۴۹	-	۳/۴۲	۳/۰۲۹	۰/۰۵۹	۰/۴۶۲۱	۰/۰۵۹۰	۴/۱۴۹	۸/۷۶۴	۱۶/۵۲۲
\dot{P} (kW)	۰/۸۷۸۶	۰/۵۷۶۸	۰/۷۳۷۴	۰/۰۵۵۲۵	۰/۳۹۸۱	۰/۰۳۵۲۸	۰/۳۷۹	۰/۰۲۸۰۳	۱/۲۵۸	۲/۲۴۸	۴/۳۴۶
\dot{F} (kW)	۱/۱۹۵	۰/۷۲۲۸	۰/۸۳۸	۰/۲۰۱۶	۰/۴۳۶	۰/۰۵۹	۰/۳۹۸۱	۰/۰۵۹	۱/۶۶۲	۲/۹۵۸	۵/۵۷۱
بازده آگزرژی (%)	۷۳/۵	۷۹/۸	۸۸/۰	۲۷/۴	۹۱/۳	۵۹/۸	۹۵/۲	۴۷/۵	۷۵/۷	۷۶/۰	۷۸/۰
بازده انرژی	۷۱	-	-	۹۲	-	-	۶۰	-	-	۳/۱۷۱	۳/۰۴۸

- [7] Ozgener, Onder and Hepbasli, Arif. A parametrical study on the energetic and exergetic assessment of a solar-assisted vertical ground-source heat pump system used for heating a greenhouse. *Building and Environment*, 42(1):11-24, 2007.
- [8] Lubis, Luthfi I, Kanoglu, Mehmet, Dincer, Ibrahim, and Rosen, Marc A. Thermodynamic analysis of a hybrid geothermal heat pump system. *Geothermics*, 40(3):233-238, 2011.
- [9] İnallı, Mustafa and Esen, Hikmet. Experimental thermal performance evaluation of a horizontal ground-source heat pump system. *Applied thermal engineering*, 24(14-15):2219-2232, 2004.
- [10] <http://www.climate-charts.com/Locations/i/IR40719.php>.

برای ارائه جزئیات بیشتر، مقادیر مربوط به انرژی و آگزرژی هر یک از اجزای سیکل در ماه ژانویه در جدول ۲ آورده شده است. در این جدول دیده می‌شود که بیشترین اتلاف آگزرژی در کمپرسور و فن کویل وجود دارد. در نهایت بصورت خلاصه و به کمک نمودارها و جداول ارائه شده، نتیجه گیری‌های زیر را می‌توان بیان داشت:

- با افزایش دمای محیط، فاکتور عملکرد سیستم افزایش می‌یابد.
- با افزایش دمای آب ورودی به مبدل زمین گرمایی، فاکتور عملکرد سیستم افزایش می‌یابد.
- با افزایش دمای محیط، بازدهی آگزرژی سیستم افزایش می‌یابد.
- با افزایش دمای آب ورودی به مبدل زمین گرمایی، بازدهی آگزرژی سیستم افزایش می‌یابد.
- با ارائه مدلی از FOP بر حسب دمای محیط می‌توان فاکتور عملکرد را برای دماهای مختلف بدست آورد.
- بیشترین میزان اتلاف آگزرژی ناشی از کندانسور و فن کویل است.

مراجع

- [۱] امینیان، افسانه، عاقل، حسین، و عدالت، محمد حسین. ارزیابی مقایسه وضعیت کلی برخی انرژی‌های تجدید پذیر در ایران و جهان. ۱۳۸۹.
- [2] Ozgener, Onder and Hepbasli, Arif. Experimental performance analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system. *Energy and Buildings*, 37(1):101-110, 2005.
- [3] Singh, Narendra, Kaushik, SC, and Misra, RD. Exergetic analysis of a solar thermal power system. *Renewable energy*, 19(1-2):135-143, 2000.
- [4] Torres-Reyes, E and De Gortari, J Cervantes. Optimal performance of an irreversible solar-assisted heat pump. *Exergy, An International Journal*, 1(2):107-111, 2001.
- [5] Badescu, Viorel. First and second law analysis of a solar assisted heat pump based heating system. *Energy Conversion and Management*, 43(18):2539-2552, 2002.
- [6] Izquierdo, M, De Vega, M, Lecuona, A, Rodriguez, P, de Energía, Unidad Asociada de Investigación, et al. Compressors driven by thermal solar energy: entropy generated, exergy destroyed and exergetic efficiency. *Solar Energy*, 72(4):363-375, 2002.