مجله مهندسی مکانیک، شماره پباپی ۸۵، جلد ۴۸، شماره ۴، زمستان، ۲۹۳۷، صفحه ۲۹-۶۰

مدلسازی و بهبود عملکرد یک موتور استرلینگ نوع بتا جهت تولید همزمان گرمایش و برق

محمود چهارطاقی*	استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران
غلامرضا فغاني	دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه پدافند هوایی خاتمالانبیاء ^(ص) ، تهران، ایران
محمد شيخى	کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران
رضا طاهری	كارشناس ارشد، گروه مهندسي مكانيك، دانشگاه پدافند هوايي خاتمالانبياء(ص)، تهران، ايران

چکیدہ

در مقاله حاضر یک موتور استرلینگ نوع بتا جهت تولید همزمان گرمایش و برق (CHP) پیشنهاد شده است. مزایای آنها از جمله انعطاف پذیری در سوخت و منبع گرمایی، سر و صدای کم و راندمان گرمایی بالاتر می باشند. همچنین در فرایند تولید قدرت، مقداری گرما به محیط دفع می گردد، که قابل بازیابی است و بنابراین آنها پتانسیل مناسبی جهت تولید همزمان دارند. در این پژوهش، مدل به کار رفته جهت تحلیل عملکرد، آدیاباتیک غیرایده آل می باشد، که تلفات گرمایی و اصطکاکی در اجزای مختلف موتور لحاظ شده است. شبیه سازی عملکرد سیستم توسط یک کد عددی توسعه داده شده با نرم افزار MATLAB صورت گرفته است. برای اعتبار سنجی مدل، از مشخصات موتور استرلینگ 3-GPU استفاده شده و با نتایج آزمایشگاهی و مدلهای گذشته مقایسه شده است. سپس یک موتور استرلینگ نوع بتا جهت تولید همزمان گرمایش و برق پیشنهاد گردید. همچنین تاثیر دور موتور، طول بازیاب و دمای منبع گرم روی راندمان الکتریکی و CHP مورد بررسی قرار گرفت. در نهایت توان الکتریکی W 1263 و توان گرمایی W 2653 با راندمان الکتریکی %27.78 و راندمان CHP با ایکتریکی و 81.19%

واژەھای کلیدی: موتور استرلینگ، تولید همزمان، آدیاباتیک، بازیاب.

Modeling and Performance improvement of a Beta type Stirling engine for Cogeneration of Heat and Electricity

M. Chahartaghi	Department of Mechanical Engineering, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran.
GH. Faghani	Department of Mechanical engineering, Khatam-Ol-Anbia(PBU) University, Tehran, Iran
M. Sheykhi	Department of Mechanical Engineering, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran.
R. Taheri	Department of Mechanical engineering, Khatam-Ol-Anbia(PBU) University, Tehran, Iran

Abstract

In this paper a beta type Stirling engine for cogeneration of heat and electricity is proposed. The Stirling engines have advantages such as flexibility of fuels and heat sources, low noise level, and higher thermal efficiency than internal combustion engines. In these engines, in power production process, some heat is released to the environment, which can be recovered, and therefore the Stirling engine has a good potential to be used in combined heat and power systems.

In this research, the non-ideal adiabatic analysis has been used for the Stirling engine and for enhance the accuracy of the model, the frictional and thermal losses have been considered. Non-ideal adiabatic analysis, was performed using a numerical code developed in MATLAB software. To validate of the model, the geometrical and operational specification of the GPU-3 Stirling engine was used and the results were compared with experimental results and other previous models. Then a beta type Stirling engine was proposed for the combined heat and power system in residential applications. Also, the effect of engine rotational speed, regenerator length and temperature of heat source on electrical and CHP efficiency were investigated and the appropriate amounts of operating parameters were selected. Finally, the electrical power and thermal power were obtained 11263 W and 21653 W, respectively with electrical efficiency of 27.78% and CHP efficiency of 81.19% efficiency for this cogeneration system.

Keywords: Stirling emgine, cogeneration, adiabatic, regenerator.

دلیل داشتن راندمان گرمایی نزدیک به چرخه کارنو⁽، در مقایسه با موتورهای گرمایی دیگر، راندمان گرمایی بالاتری دارد [۱]. همچنین به دلیل سر و صدای کم، امکان استفاده از تمامی سوخت های فسیلی،

۱– مقدمه

موتور استرلینگ یک موتور برون سوز است که با استفاده از یک منبع گرمایی قادر به تولید قدرت میباشد. این موتور از نظر تئوری به

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: chahartaghi@shahroodut.ac.ir تاریخ دریافت: ۱۱/۱۲(۹۵

¹Carnot

زیست توده ^۱ (مانند تراشه های چوب)، هسته ای و انرژی خورشیدی جهت فراهم کردن منبع گرمایی [۲]، اخیرا علاقه مندان زیادی را به سمت خود جذب کرده است. از سویی دیگر موتور استرلینگ جهت تولید قدرت، مقداره قابل توجهی گرما را از دست می دهد که می توان از این گرمای تلف شده جهت مقاصد سودمندی استفاده نمود. طرح تولید همزمان گرما و برق (CHP)^۲ با محرک اولیه موتور استرلینگ نیز کننده این فناوری تجاری شده و در کاربردهای خانگی از آن استفاده می شود [۳]. با توجه به مطالب طرح شده و اهمیت مدل سازی موتور استرلینگ در زمینه شبیه سازی و بهینه سازی موتور استرلینگ انجام شده است.

اولین تحلیل ترمودینامیکی قابل قبول از موتور استرلینگ توسط اشمیت [۴]، انجام شد. در این مدل روابط تحلیلی به منظور تعیین تغییرات فشار در طول چرخه استخراج شد و همچنین دمای محفظه انبساط با گرمکن و دمای محفظه تراکم با سردکن برابر و ثابت در نظر گرفته شد. فرض ثابت بودن دما در محفظه تراکم و انبساط باعث شد که محاسبات اولیه برای اندازه گیری توان و راندمان گرمایی موتور به سادگی صورت بگیرد. تحلیل دیگری توسط فینکلشتاین [۵]، انجام گرفت، در این تحلیل محفظههای تراکم و انبساط به صورت آدیاباتیک در نظر گرفته شدند و دمای گاز در طی فرایند تراکم و انبساط تغییر می کند و گرم کن و سرد کن به صورت هم دما در نظر گرفته شده اند. اوریلی و برکوویچ [۶]، نظریه آدیاباتیک را کاملتر کردند، در این مدل معادلات ديفرانسيل حاكم بر محفظهها به صورت عددى با روش رانج كوتا حل شد و تحليل آدياباتيك ايده آل ارائه شد. نتايج تحليل آدیاباتیک ایدهآل با نتایج واقعی تفاوت نسبتا زیادی دارد به این دلیل اوریلی و برکوویچ [۶]، به منظور بهبود پیش بینی حل عددی اثرات افت فشار اصطکاکی جریان گاز در بازیاب، اثر بازیابی غیر ایدهآل و غیر ایده آل بودن گرم کن و سرد کن (تصحیح دمای گاز داخل گرم کن و سردکن) را در نظر گرفتند و روشی به نام روش Simple ارائه کردند. تيمومي و همكاران [٧]، مدل آدياباتيكي شبه پايا^٣ ارائه كردند كه اثرات افت فشار و تلفات گرمایی در قسمت های مختلف موتور در نظرگرفته شد. آنها این تحلیل را برای یک موتور استرلینگ بتا به نام GPU-3 انجام دادند. در این تحقیق از نتایج آزمایشگاهی این موتور استفاده شد و تطابق بهتری بین نتایج مدل ارائه شده با نتایج آزمایشگاهی نسبت به نتایج اوریلی و برکوویچ [۶]، مشاهده گردید. حسین زاده و صیادی [Λ]، مدل CAFS⁶ (ترکیب مدل آدیاباتیک و سرعت محدود) را ارائه کردند، آنها نشان دادند که توان و راندمان خروجی از مدل CAFS برای موتور GPU-3 دارای تطابق خوبی با نتایج آزمایشگاهی می باشد. باباالهی و صیادی [۹]، تحلیل Simple کار اورریلی و برکوویچ [۶]، را توسعه دادند و برای اولین بار اثرات تلفات گرمایی شاتل⁶ و نشتی گاز در موتور را به یک فرم دیفرانسیلی به

معادلات دیفرانسیل آدیاباتیک اضافه کردند. از این رو معادلات دیفرانسیل تحلیل آدیاباتیک اوریلی و برکوویچ [۶]، تصحیح شد و با در نظر گیری افت فشار در مبادلهکنهای گرمایی اثرات ترمودینامیک سرعت محدود و تلفات گرمایی در بازیاب، مدل 2 Simple را ارائه کردند. در تحلیلی دیگر باباالهی و صیادی [۱۰]، مدل گرمایی دیفرانسیلی جدیدی به نام PSVL^۷ به منظور شبیه سازی عملکرد گرمایی موتور استرلینگ ارائه کردند. در این مدل فرایند انبساط و تراکم پلی تروپیک، جایگزین مدل های هم دما و آدیاباتیک شد و علاوه بر این اثر، افتهای مختلف موجود به منظور نزدیک شدن نتایج مدل توسعه داده شده به نتایج واقعی در نظر گرفته شد.

کرمی و صیادی [۱۱]، به تعیین ظرفیت سیستم های تولید همزمان سرمایش، گرمایش و قدرت با محرک اولیه موتور استرلینگ در چهار اقلیم آب و هوایی متفاوت ایران پرداختند. تحلیل به کار برده در مورد موتور استرلینگ تحلیل CAFS (ترکیب مدل آدیاباتیک و سرعت محدود) در نظر گرفته شد. لی و همکاران [۱۲]، به آزمایش روی یک سیستم تولید همزمان گرمایش و برق با محرک اولیه موتور استرلینگ نوع بتا پرداختند، منبع گرمایی برای موتور استرلینگ از گرمای گازهای هدر رفته اگزوز یک موتور بنزینی بکار گرفته شد. همچنین حداکثر توان خروجی موتور W 3476 در 1248 rpm محاسبه گردید و آنها نشان دادند که یک موتور استرلینگ از گازهای اتلافی با دمای بالا می تواند توان مکانیکی ارزشمندی را داشته باشد. فریرا و همکاران [۱۳]، به توسعه یک مدل گرمایی سیستم تولید همزمان گرمایش و برق با محرک اولیه موتور استرلینگ در مقیاس کوچک با منبع گرمایی خورشیدی پرداختند، تحلیل بکار برده شده در مورد موتور استرلینگ تحليل Simple اوريلي و بركوويچ [۶]، مي باشد. آنها نشان دادند كه افت فشار جریان گاز در مبادله کنهای گرمایی موتور استرلینگ در فرکانس های عملکردی بالا، باعث کاهش مقدار زیادی از توان و راندمان خروجی سیستم خواهد شد. ولنتی و همکاران [۱۴]، یک سیستم تولید همزمان گرمایش و برق با محرک اولیه موتور استرلینگ برای تولید ۸ کیلووات آب گرم و ۱ کیلووات توان الکتریکی در فشارهای کاری مختلف موتور به صورت آزمایشگاهی و عددی مورد ارزیابی قرار دادند. تحلیل به کار رفته در روش عددی اصلاح روش کار اوریلی و برکوویچ [۶]، (تحلیل Simple) میباشد. در این تحلیل تلفات رسانش گرمایی بین گرمکن و سردکن و تلفات اصطکاک مکانیکی بین بخشهای متحرک موتور هم در نظر گرفته شد. نتایج آزمایشگاهی مدل نشان داد که راندمان و توان الکتریکی سیستم به شدت تحت تاثیر مستقیم فشار اوليه موتور مي باشد.

در این مقاله به توسعه یک موتور استرلینگ نوع بتا که از لحاظ ساختاری مشابه موتور استرلینگ GPU-3، اما با ابعاد بزرگتر جهت تولید همزمان گرمایش و برق در کاربردهای مسکونی پرداخته میشود. موتور GPU-3 در سال ۱۹۶۵ توسط آزمایشگاه تحقیقاتی جنرال موتورز[^] به عنوان موتور سه کیلوواتی ساخته شده است [۶] و توسط مرکز تحقیقاتی ناسا لوئیس ¹در شرایط کاری مختلف مورد آزمایش قرار

Biomass

² Combined Heat And Power

³ Quasi-Steady ⁴ Ground Power Unit

⁵ Combined Adiabatic–Finite Speed

⁶ Shuttle

⁷ Polytropic Analysis of Stirling Engine with Various Loss

⁸General Motors

¹Nasa Lewis Research Center

گرفته است [۱۵]. موتور GPU-3 موتوری از نوع بتا است که پیستون قدرت و جابجا کننده در یک سیلندر واقع شده است. در تحقیقات گذشته در مورد مدلسازی سیستمهای تولید همزمان با محرک اولیه موتور استرلینگ، عمدتا مدلسازی موتور استرلینگ به صورت کلی و بدون در نظر گرفتن جزئیات و تاثیر مستقیم پارامترهای عملکردی و هندسی موتور روی راندمان الکتریکی و CHP صورت گرفته و کمتر به بالا بودن دقت مدل (بررسی اکثریت تلفات اصطکاکی و گرمایی در قسمتهای مختلف موتور) برای تحلیل عملکرد موتور استرلینگ جهت تولید همزمان گرمایش و برق پرداخته شده است و معمولا از تحلیل Simple کار اوریلی و برکوویچ [۶]، که دارای خطای نسبتا بالایی است، استفاده شده است. هدف از این مطالعه ارائه مدلی با دقت بالاتر جهت تحلیل عملکرد موتور استرلینگ در کاربرد تولید همزمان گرمایش و برق، و بررسی اثرات دور موتور، طول بازیاب و دمای منبع گرم روی راندمان الکتریکی و CHP میباشد. تحلیل به کار برده شده در این مطالعه برای موتور استرلینگ، تحلیل آدیاباتیک با در نظرگیری تلفات گرمایی (اثر بازیابی غیرایدهآل، تلفات رسانش گرمایی بین گرمکن و سردکن ، اثر شاتل و تصحیح دمای گاز داخل گرمکن و سردکن) و تلفات اصطکاکی (افت فشار جریان سیال در مبادله کنهای گرمایی، اثر ترموديناميک سرعت محدود و اصطکاک مکانيکی بين پيستون و سیلندر) میباشد. ابتدا جهت معتبرسازی نتایج، به مدلسازی موتور استرلینگ GPU-3 پرداخته خواهد شد و نتایج با نتایج آزمایشگاهی مرکز تحقیقاتی ناسا لوئیس [۱۵]، و سایر نتایج تحقیقات گذشته، در شرایط کاری مختلف مورد مقایسه قرار می گیرد. سپس در ابعاد بزرگتر موتور مورد ارزیابی قرار خواهد گرفت و اثرات دور موتور، تغییر در ابعاد طولی بازیاب و دمای منبع گرم بر راندمان الکتریکی و CHP مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

۲- معادلات حاکم

۱-۲ حالت آدیاباتیک ایده آل

تحلیل به کار گرفته شده در مورد موتور استرلینگ تحلیل آدیاباتیک غیرایدهآل میباشد. به این ترتیب ابتدا معادلات اولیه آدیاباتیک ایدهآل استخراج میگردند و در مرحله بعد، معادلات تلفات گرمایی و اصطکاکی در سایر قسمت های موتور ارائه میگردد. اجزای موتور استرلینگ برای تحلیل آدیاباتیک ایدهآل به پنچ حجم کنترل مستقل تقسیم میشوند: محفظه انبساط، محفظه تراکم، گرمکن، سردکن و بازیاب (شکل۱). برای هر قسمت با در نظرگیری معادلات بقای انرژی و جرم و فرضیات زیر معادلات آدیاباتیک ایدهآل استخراج میگردد [۶ و ۱۶].

- ا- فرایند انبساط و تراکم آدیاباتیک فرض شود.
- ۲- نشتی گاز، افت فشار و تلفات گرمایی در هیچ یک از

قسمتهای موتور وجود ندارد.

- ۳- دمای گاز داخل گرمکن و سرد کن با دمای جداره خارجی
 گرمکن و سرد کن برابر و ثابت باشد.
 - ۴- بازیاب، ایدهآل فرض شود.
 - ۵- گاز کاری داخل موتور گاز ایدهآل فرض گردد.

در نهایت با در نظرگیری فرضیات ذکر شده معادلات آدیاباتیک ایده آل (۱) تا (۱۵) حاصل می گردد [۶ و ۱۶].

معادله فشار:

$$\frac{V_c}{T_c} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_a}$$
(1)

MR

 \mathbf{p} فشار داخل موتور بر حسب پاسکال (\mathbf{Pa}) , \mathbf{M} مر کُل گاز عامل برحسب کیلوگرم (\mathbf{R}) , \mathbf{R} ثابت جهانی گاز بر حسب $(\frac{\mathrm{kl}}{\mathrm{kg}\,\mathrm{K}})$ و \mathbf{V} نشان دهنده حجم در سایر قسمتهای موتور بر حسب (m^3) می باشد. همچنین اندیس های \mathbf{h} , \mathbf{r} , \mathbf{k} , \mathbf{c} مفظه تراکم، سردکن، بازیاب، گرمکن و محفظه انبساط می باشند.

معادله تغييرات فشار:

$$dp = \frac{-\gamma p \left(\frac{dV_c}{T_{ck}} + \frac{dV_e}{T_{he}}\right)}{\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h}\right) + \frac{V_e}{T_{he}}}$$
(Y)

....

γ نسبت گرمای ویژه، T دما بر حسب کلوین (K) و پسوندهای دوگانه نشان دهنده محل تداخل ۵ حجم کنترل می اشند.

معادلات جرم

$$dm_{c} = \frac{pdV_{c} + V_{c}\frac{dp}{\gamma}}{RT_{ck}}$$
(7)

$$m_{i} = \frac{pV_{i}}{RT_{i}}, i = k, r, h$$
^(*)

$$m_{e} = M - (m_{c} + m_{k} + m_{r} + m_{h})$$

$$m_{i} dp$$
(Δ)
(Δ)

$$dm_{i} = \frac{m_{i}p}{p}, i = k, r, h$$

$$m_{i} = -dm$$
(7)

$$\begin{split} m_{ck} &= -dm_c \eqno(V) \\ m_{kr} &= m_{ck} - dm_k \eqno(A) \end{split}$$

$$m_{rh} = m_{kr} - dm_r$$
 (9)

$$m_{he} = m_{rh} - dm_h$$

معادله دما:

 $(1 \cdot)$

 $\begin{array}{ll} \mbox{if } m_{ck} > 0 & \mbox{then}, T_{ck} = T_c \ \mbox{else}, T_{ck} = T_k \\ \mbox{if } m_{he} > 0 & \mbox{then}, T_{he} = T_h \ \mbox{else}, T_{he} = T_e \end{array}$

$$T_{i} = \frac{pV_{i}}{Rm_{i}}, i = e, c$$
(11)



شکل ۱- مدل پنج حجمی و توزیع دما در قسمت های مختلف موتور استرلینگ با تحلیل آدیاباتیک

معادلات انرژی:

در روابط (۱۲) تا (۱۵) $\mathbf{Q}_{\mathbf{h}}$ ، $\mathbf{Q}_{\mathbf{r}}$ ، $\mathbf{Q}_{\mathbf{k}}$ (۱۵) تریب: گرمای دفع شده در سردکن، گرمای مبادله شده در بازیاب، گرمای جذب شده در گرمکن و کار خالص خروجی موتور در حالت آدیاباتیک ایدهآل بر حسب ژول (J) میباشند.

$$dQ_{k} = \frac{V_{k}dpC_{v}}{R} - C_{p}(T_{ck}m_{ck} - T_{kr}m_{kr})$$
(17)

$$dQ_r = \frac{V_r dp C_v}{R} - C_p (T_{kr} m_{kr} - T_{rh} m_{rh})$$
(17)

$$\begin{split} dQ_h &= \frac{V_h dPC_v}{R} - C_p (T_{rh} m_{rh} - T_{he} m_{he}) \\ dW &= p (dV_e + dV_c) \end{split} \tag{14}$$

$$(10)$$

۲-۲- تلفات اصطکاکی و گرمایی

در این بخش تلفات اصطکاکی و گرمایی در سایر قسمتهای موتور استرلینگ معرفی میشود.

۲-۲-۱ افت فشار در مبادله کنهای گرمایی

اصطکاک به دلیل جریان سیال در مبادله کنهای گرمایی باعث افت فشار و کاهش توان خروجی موتور می گردد، افت فشار جریان با استفاده از ضریب اصطکاک که با عدد رینولدز رابطه مستقیم دارد محاسبه می گردد. افت فشار در بازیاب از رابطه زیر محاسبه می شود [۱۷ و ۱۸].

$$dp_{\rm r} = \frac{2f\mu V_{\rm r} GL_{\rm r}}{m_{\rm r} d_{\rm r}^2} \tag{17}$$

$$\binom{kg}{m.s}$$
ر رابطه (۱۶)، f ضریب اصطکاک، μ لزجت گاز عامل بر حسب f

(**kg**) و عاد هیدرولیکی بازیاب بر حسب متر (**m**) می باشند.
سریب اصطکاک بازیاب از رابطه (۱۷) محاسبه می گردد:

$$f = 54 + 1.43 \text{Re}^{0.78}$$

فت فشار در گرمکن و سردکن از رابطه (۱۸) محاسبه می گردد [۸۸].
 $dp_i = \frac{2f \mu V_i \text{GL}_i}{m_i d_i^2}$, $i = h, k$
محنین ضریب اصطکاک گرمکن و سردکن از رابطه (۱۹) محاسبه

$$f = 0.0791 Re^{0.75}$$
 (19)

افت فشار کل در مبادله کن های گرمایی از رابطه (۲۰) محاسبه می گردد: $dp = dp_r + dp_h + dp_k \tag{7.}$

توان از دست رفته به دلیل اصطکاک جریان سیال در مبادله کنهای گرمایی، بر حسب وات (W) از رابطه (۲۱) به دست میآید. fr فرکانس عملکردی موتور بر حسب هرتز (Hz) می باشد.

$$P_{floss} = \left(\int dp \times dV_e \right) \times fr \tag{71}$$

۲-۲-۲-اصطکاک مکانیکی در اثر حرکت پیستون

افت توان مکانیکی در اثر حرکت پیستون در سیلندر برای موتور استرلینگ GPU-3 توسط مرکز تحقیقاتی ناسا لوئیس به صورت آزمایشگاهی بر حسب فرکانس عملکردی و فشار متوسط موتور در چند نقطه برای دو گاز عامل هلیوم و هیدروژن منتشر شده است [۱۵]، تغییرات افت توان به دست آمده خطی بوده و با گذراندن یک معادله خط از روی نقاط، معادلات (۲۲) و (۲۳) حاصل می شوند:

$$P_{\text{mech loss}} = (0.0168f_{\text{r}} + 0.17) \times 1000 \tag{(YY)}$$

$$P_{\text{mech loss}} = (0.0123f_{\text{r}} + 0.236) \times 1000$$
 (TT)

روابط (۲۲) و (۲۳) افت توان مکانیکی در اثر حرکت پیستون برای موتور استرلینگ GPU-3 به ترتیب برای هلیوم و هیدروژن در فشار ۲/۷۶ MPa در خرکانسهای مختلف بر حسب وات (W) بیان میکند.

۲-۲-۳ اثر ترمودینامیک سرعت محدود

بر اساس اصول ترمودینامیک سرعت محدود، فشار روی پیستون در طی فرآیند تراکم از تمامی نقاط دیگر بیشتر و همچنین فشار روی پیستون در طی فرآیند انبساط از سایر نقاط کمتر میباشد. در نتیجه کار انبساطی کاهش و کار تراکمی افزایش مییابد و در نهایت کار کل کاهش خواهد یافت. افت توان به دلیل اثر ترمودینامیک سرعت محدود به صورت معادله (۲۴) بیان میگردد [۱۹].

$$P_{w loss} = \left(\int \pm \left(p \frac{aw}{c} \right) dV \right) \times fr$$
(14)

در رابطه بالا علامت مثبت برای فرآیند تراکم و علامت منفی برای فرآیند انبساط است. \mathbf{w} سرعت حرکت پیستون بر حسب $\left(\frac{m}{s}\right)$ و $\mathbf{a} \in \mathbf{a}$ از روابط (۲۵) و (۲۶) به دست می آید [۱۹]:

- $a = \sqrt{3\gamma} \tag{7\Delta}$
- $c = \sqrt{3RT}$ (Y9)

در نهایت با در نظر گیری تلفات اصطکاکی ذکر شده، کل توان اتلافی و

w.

توان واقعی خروجی موتور بر حسب وات (W) از رابطه (۲۷) و (۲۸) محاسبه میگردد:

 $P_{tloss} = P_{floss} + P_{mechloss} + P_{wloss}$ (YY)

 $P_{ac} = (W \times fr) - P_{tloss}$ (YA)

۲-۲-۴ اثر بازیابی غیر ایده آل

در بازیاب غیرایده آل، انرژی ذخیره شده توسط بازیاب در زمان انتقال گاز از محفظه انبساط به محفظه تراکم به دلیل رسانش خارجی بازیاب، به گاز عامل در زمان برگشت به طور کامل پس داده نمی شود. بنابراین برای بازیاب، پارامتر ضریب تاثیر بازیاب (ع) را در نظر می گیرند. مقدار گرمای اتلافی به دلیل بازیابی غیرایده آل از رابطه (۲۹) حاصل می گردد [۶]. $Q_{rloss} = (1 - \varepsilon) \times (Q_{rmax} - Q_{rmin}) \times fr$ ضریب تاثیر بازیاب از رابطه (۳۰) به دست می آید[۶]:

$$\varepsilon = \frac{\text{NTU}}{\text{NTU} + 1} \tag{(\%)}$$

اثرات بازیاب غیر ایدهآل با استفاده از تعداد واحدهای انتقال دهنده (NTU) از رابطه (۳۱) محاسبه میشوند [۶]:

$$NTU = \frac{St \times A_{wg}}{2A}$$
(71)

 A_{wg} مقدار سطح تر شده شبکه فلزی بازیاب در برخورد با گاز عامل می اشد. [۲۰]. میباشد. عدد استانتون از رابطه (۳۲) قابل محاسبه می باشد [۲۰]. St = $\frac{0.46 \times \text{Re}^{-0.4}}{\text{Pr}}$ Pr = 0.7 (۳۲)

۲-۲-۵-رسانش گرمایی طولی در بازیاب

بازیاب از لحاظ فیزیکی بین گرمکن و سردکن قرار گرفته است، اختلاف دمای این دو مبادله کن گرمایی باعث می شود که مقدار گرمای قابل توجهی به صورت ناخواسته با مکانیزم رسانش از بدنه خارجی بازیاب تلف گردد. اتلاف گرمای ناشی از هدایت بدنه خارجی بازیاب از رابطه (۳۳) محاسبه می گردد[۲۰].

$$Q_{wrloss} = \frac{kA}{l_r} (T_{wh} - T_{wk})$$
 ((TT)
 k ضریب رسانش گرمایی بدنه خارجی بازیاب بر حسب $(\frac{w}{mk})$. A سطح
مقطع موثر انتقال گرمای رسانشی بازیاب بر حسب (m^3) ، l_r طول
بازیاب بر حسب متر (m)، T_{wh} و T_{wh} calo بدنه گرمکن و سردکن
بر حسب کلوین (K) میباشد.

۲-۲-۶- اثر شاتل

پیستون جابجا بین محفظه گرم و سرد موتور در حال جابهجایی میباشد به این دلیل مقداری گرما را از محفظه گرم دریافت کرده و آن را به محفظه سرد انتقال می دهد. این اتلاف گرما به اثر شاتل معروف است و توسط رابطه (۳۴) تعریف می شود [۱۵ و ۱۷].

$$Q_{\rm sh} = \frac{0.4S^2 K_g D_d}{J L_d} (T_e - T_c) \tag{74}$$

 $L_d \; , \; J \; , \; D_d \; , \; S \; = \; \left(\frac{w}{m K}
ight)$ و C $_g$ کریب رسانش گرمایی گاز عامل بر حسب ($\frac{w}{m K}$) و K $_g$ فاصله به ترتیب کورس پیستون جابجایی، قطر پیستون جابجایی، فاصله

حلقوی میان پیستون جابجایی و سیلندر و طول پیستون جابجایی بر حسب متر (m) میباشند. همچنین $_{e} t_{c} - T_{c}$ و T به ترتیب دما در محفظه انبساط و تراکم بر حسب کلوین (K) است. با در نظرگیری تلفات گرمایی ذکر شده، گرمای واقعی جذب شده توسط گرم کن ((Q_{ack}) و گرمای واقعی دفع شده در سردکن ((Q_{ack}) طبق روابط (۵۳) و (۳۶) حاصل می شوند: $Q_{ach} = (Q_h \times fr) + Q_{rloss} + Q_{wrloss} + Q_{sh}$

 $Q_{ack} = (Q_k \times fr) + Q_{rloss} + Q_{wrloss} + Q_{sh}$ (75)

راندمان گرمایی، الکتریکی و CHP برای موتور استرلینگ طبق روابط

$$\eta_{adi} = \frac{\eta}{Q_h} \tag{(Y)}$$

$$\eta_{ac} = \frac{r_{ac}}{Q_{ach}} \tag{(YA)}$$

$$\eta_{\rm EI} = \frac{\eta_{\rm g} \times P_{\rm ach}}{Q_{\rm ach}} \tag{(\ensuremath{\P}\ensuremath{\P})}$$

$$\eta_{CHP} = \frac{(\eta_g \times P_{ach}) + Q_{ack}}{Q_{ach}}$$
(*·)

در رابطه (۳۷)، η_{adi} راندمان گرمایی موتور با تحلیل آدیاباتیک ایده آل و در رابطه (۳۸)، η_{ac} راندمان گرمایی با تحلیل آدیاباتیک غیرایده آل بیان شده است. همچنین در روابط (۳۹) و (۴۰)، η_{EH} و راندمان الکتریکی و CHP را برای موتور استرلینگ بیان میکند. η_g راندمان ژنراتور برق، در این مطالعه برابر با ۸۵٪ در نظر گرفته می شود.

۲-۲-۷ تصحیح دمای گاز درون گرمکن و سردکن

در حالت واقعی دمای گاز داخل گرمکن و سردکن با دمای بدنه گرمکن و سردکن برابر نخواهد بود و بایستی برای بالا رفتن دقت مدل به درستی تعیین گردند. دمای واقعی گاز درون گرمکن و سردکن از رابطه (۴۱) و (۴۲) تصحیح می شود[۶].

$$T_{gh} = T_h - \frac{Q_{ach}}{h_b A_{ach}}$$
(F1)

$$T_{gk} = T_k - \frac{Q_{ack}}{h_k A_{wit}}$$
(F7)

$$\begin{split} & h_{c} \ end{tabular} T_{gk} \ end{tabular} \ end{tabular} T_{gk} \ end{tabular} \ end{tabular} \ end{tabular} T_{gk} \ end{tab$$

Cp ، D_{h,k} و Re_{h,k} و Re_{h,k} قطر هیدرولیکی بر حسب متر (m)، گرمای ویژه در فشار ثابت گاز عامل بر حسب (kJ گرمکن و سردکن میباشند.

۳- روش حل

روش حل معادلات دیفرانسیل آدیاباتیک ایدهآل موتور استرلینگ (معادلات (۱) تا (۱۵))، روش مقدار اولیه میباشد [۶]. بدین ترتیب با قرار دادن مشخصات هندسی و عملکردی موتور در کد عددی توسعه داده شده در نرم افزار MATLAB، ابتدا شرایط اولیه موتور در 0 = θ

¹Number of Transfer Unit

تعیین می گردد، سپس با انتخاب گام زاویه ای 0.01 درجه [۲۲]، تغییرات حجم در محفظه تراکم و انبساط و فشار لحظهای در هر زاویه چرخش موتور محاسبه می شود. در ادامه با استفاده از معادلات جرم و معادله دما، دما در محفظههای تراکم و انبساط در طول چرخش موتور تعیین می گردد و سپس کار خالص، گرمای دفع شده در سردکن و گرمای جذب شده در گرمکن در طی 360 درجه چرخش موتور به دست آمده و این مراحل با جایگذاری مقادیر فشار و دمای محفظه تراکم و انبساط در $\theta = 360$ به جای زاویه $\theta = \theta$ دوباره تکرار می شود، در صورت اینکه اخلاف فشار لحظهای در هر زاویه از چرخش موتور در طی دو تکرار متوالی کمتر از 0.001 MPa باشد [۲۲]، (با ارضای شرط همگرایی) این نتایج پذیرفته می شوند. نتایج حل مدل آدیاباتیک ایده آل با نتایج آزمایشگاهی دارای اختلاف زیادی میباشد [۲۲]، به این دلیل برای دستیابی به حل با دقت بالاتر بایستی تلفات اصطکاکی و گرمایی را به حل آدیاباتیک ایدهآل اضافه نمود. برای تحلیل آدیاباتیک غیر ایدهآل موتور، ابتدا تحلیل آدیاباتیک ایدهآل با فرض برابر بودن دمای گاز داخل گرمکن و سردکن با دمای دیواره گرمکن و سردکن انجام می شود سپس تلفات گرمایی و اصطکاکی وارد کد عددی شده و از رابطه (۴۱) و (۴۲) دمای گاز داخل گرمکن و سردکن اصلاح می گردد. در ادامه کد عددی با دمای اصلاح شده گاز داخل گرمکن و سردکن دوباره تكرار می شود. این تكرار تا زمانی انجام می شود كه اختلاف دمای گاز اصلاح شده گرمکن و سردکن در طی دو تکرار متوالی کمتر از یک درجه کلوین باشد. پس از ارضای این شرط، خروجی کد عددی مورد قبول مىباشد.

در این قسمت برای اعتبارسنجی مدل آدیاباتیک غیرایدهآل، از مشخصات هندسی و عملکردی موتور استرلیتگ GPU-3 استفاده شده [8] و نتایج مدل، با نتایج آزمایشگاهی [۱۵] و سایر مدلهای ارائه شده در شرایط عملکردی مختلف برای موتور استرلینگ GPU-3 مورد مقایسه قرار گرفته است. در شکلهای ۲ و ۳ به ترتیب توان خروجی و راندمان گرمایی مدل مورد مطالعه با گاز عامل هلیوم در فشار کاری 288 K و دمای منبع گرم و سرد به ترتیب برابر با ۲/۷۶ MPa و ۲/۷۶ MPa در دورهای مختلف موتور با سایر نتایج تحقیقات گذشته مورد مقایسه قرار گرفته است. نتایج تخمین توان خروجی و راندمان گرمایی مدل به دلیل درنظر گیری تلفات گرمایی: اثر شاتل و رسانش گرمایی طولی در بازیاب و تلفات اصطکاکی شامل: اثر اصطکاک پیستون در سیلندر و اثر ترموديناميک سرعت محدود نسبت به تحليل Simple کار اوريلي و بركوويچ [۶]، با توجه به نتايج آزمايشگاهی دارای دقت بالاتری میباشد. چون در مدل حاضر از روابط آزمایشگاهی اصطکاک مکانیکی در اثر حرکت پیستون و اجزای متحرک استفاده شده است [۱۵]، مدل مورد مطالعه در دورهای پایین دقت بالاتری در تخمین توان خروجی نسبت به مدل CAFS [۸]، دارد (شکل ۲). در تخمین راندمان گرمایی به دلیل اینکه در مدل حاضر تلفات رسانش داخلی بازیاب (بین دو منبع گرم و سرد) و اثر شاتل پیستون جابه جا در نظر گرفته شده است، مدل مورد مطالعه دارای دقت بالاتری در تخمین راندمان گرمایی نسبت به مدل CAFS [۸]، خواهد داشت (شکل ۳). در تحلیل PSVL [۱۰]، فرآیند انبساط و تراکم پلی تروپیک غیرایده آل در نظر گرفته شده است، در واقعیت فرایندهای انبساط و تراکم در موتور استرلینگ به فرايند پلي تروبيک از فرايند آدياباتيک، نزديکتر ميباشد. به اين

دلیل مدل حاضر در تخمین توان خروجی دارای دقت کمتری نسبت به مدل PSVL [۱۰] میباشد. چون در مدل حاضر از روابط آزمایشگاهی اصطکاک مکانیکی در اثر حرکت پیستون و اجزای متحرک استفاده شده است [۱۵]، در تخمین راندمان گرمایی در دورهای پایینتر از 1500 rpm درای دقت بالاتری نسبت به مدل 2 Simple [۹]، میباشد، اما چون در مدل 2 Simple اثرات نشتی گاز لحاظ شده است دقت مدل 2 Simple در دورهای بالاتر افزایش مییابد (شکل ۳).



نتایچ پیشبینی راندمان گرمایی در تمام مدلهای تحقیقات گذشته با افزایش دور موتور، به صورت خطی کاهش مییابد در نتیجه با تغییر دور قادر به تعیین نقطه بهینه برای راندمان گرمایی نمیباشند و فقط در کمترین دور، راندمان گرمایی بیشترین مقدار خود را خواهد داشت. مدل این مطالعه به دلیل در نظر گیری تلفات اصطکامی و گرمایی ذکر شده قادر به پیش بینی نقطه بهینه با تغییر دور موتور میباشد که با نتایچ آزمایشگاهی تطابق بهتری نسبت به نتایچ تحقیقات گذشته خواهد داشت (شکل ۳).



شکل۳- راندمان گرمایی مدل مورد مطالعه و مدلهای دیگر

در شکلهای ۴ و ۵ توان خروجی و خطای تخمین توان خروجی مدل برای دو گاز عامل هلیوم و هیدروژن در فشار MPa 2.76 و دمای منبع گرم و سرد، K 977 و K 288 در دورهای مختلف موتور نشان داده شده است.



محاسبه افت توان به دلیل حرکت پیستون در سیلندر برای موتور

توسعه داده شده، نتایج حاصل از معادله ۲۳، به ۸ برابر افزایش مییابد.

با توجه به نتایج شکل های ۴ و ۵ گاز عامل هیدروژن دارای توان

ده شده	توسعه داد	استرلينگ	موتور	هندسى	- مشخصات	جدول ۱
--------	-----------	----------	-------	-------	----------	--------

229.44 cm^3	فضای خالی(حجم مرده)محفظه تراکم
244.16 cm ³	فضای خالی(حجم مرده)محفظه انبساط
905.23 cm ³	حجم جاروب شده محفظه تراكم
966.73 cm ³	حجم جاروب شده محفظه انبساط
92 mm	طول ميله اتصال دهنده
41.6 mm	خروج از مرکز
139.8 mm	قطر پيستون توان
138 mm	قطر پیستون جابجایی
7.4 cm	طول پیستون جابجایی
6.24 cm	كورس پيستون جابجايي
139.8 mm	قطر سيلندر
	گرمکن
40	تعداد لوله ها
6.04 mm	قطر داخلى لوله
490.6 mm	طول لوله
$562.27 \ cm^3$	حجم مرده
	سردكن
312	تعداد لوله ها برای هر سیلندر
2.18 mm	قطر لوله ها





شکل۵- خطای توان خروجی با دو گاز هیدروژن و هلیوم

نتایج مدل این مطالعه و نتایج آزمایشگاهی نشان می دهد که هیدروژن در شرایط عملکردی مشابه توان خروجی بیشتری نسبت به هلیوم خواهد داشت (شکل ۴). خطای توان خروجی مدل برای گاز هیدروژن در دور rpm 1500 برابر با 37 درصد و برای گاز هلیوم در همین شرایط برابر با 53 درصد برای موتور استرلینگ 3-GPU می باشد. همچنین با افزایش دور موتور به 250 خطای توان خروجی مدل برای گاز هیدروژن به 68 درصد و برای گاز هلیوم به 286 درصد خواهد رسید (شکل ۵). گاز هیدروژن دارای توان خروجی بیشتر و خطای پیشبینی کمتر نسبت به گاز هلیوم به دلیل سبکتر بودن، داشتن لزجت کمتر و ظرفیت گرمایی بالاتر می باشد.

۴- موتور استرلینگ توسعه داده شده

موتور EPU-3 ابعاد کوچکی داشته و توان مکانیکی و گرمایی خروجی آن کم میباشد و جهت تولید همزمان گرمایش و برق برای کاربردهای ساختمانی نیاز به استفاده یک موتور با توان بیشتر خواهد بود و استفاده از چند موتور کوچک به صورت موازی از نظر اقتصادی مقرون به صرفه نخواهد بود. در این قسمت ابعاد طولی موتور استرلینگ GPU-3 به طور یکنواخت به دو برابر افزایش داده میشود. مشخصات هندسی موتور استرلینگ نوع بتای توسعه داده شده در جدول ۱ نشان داده شده است.

به دلیل اینکه با توجه به افزایش ابعاد موتور، حجم موتور استرلینگ توسعه داده شده، ۸ برابر موتور GPU-3 میباشد، جهت

طول لوله حجم مرده بازیاب قطر سیم قطر سیم تخلخل تعداد در هر سیلندر حجم مرده

مدلسازی و بهبود عملکرد یک موتور استر

لي: إ

.Đ

ر.



92.2 mm

107.37 cm³

45.2 mm

45.2 mm

80 µm

0.697

8

 $15 \frac{W}{m.K}$

404.41 cm³

شکل ۸- نمودار راندمان الکتریکی و راندمان CHP بر حسب دور موتور

با توجه به نتایج شکل های ۷ و ۸ موتور توسعه داده شده در دور 1500 rpm بالاترین راندمان گرمایی، الکتریکی و CHP را دارا بوده و این دور موتور به عنوان دور بهینه برای موتور استرلینگ توسعه داده شده

انتخاب می گردد. در شکل ۹ تاثیر طول بازیاب روی راندمان الکتریکی و CHP نشان داده شده است. در شکل ۹ فشار کاری موتور MPa 2.76 MPa همچنین دور موتور rpm 1500 و دمای منبع گرم و سرد، به ترتیب برابر با 866 و 35K می باشند.



افزایش طول بازیاب باعث میشود که افت فشار جریان گاز در بازیاب بیشتر شده و توان خروجی موتور کاهش یابد و از طرفی با افزایش طول بازیاب مقدار گرمای بازیابی شده بیشتر و تلفات رسانش گرمایی طولی در بازیاب کمتر میشود و گرم کن نیازمند گرمای کمتری خواهد بود. از این رو افزایش طول بازیاب میتواند هم تاثیر مثبت و هم منفی در افزایش راندمان الکتریکی داشته باشد. به این ترتیب طول بازیاب بایستی به درستی انتخاب گردد. همانطوری که در شکل ۹ نشان داده شده است، با افزایش طول بازیاب از mm 10 تا mm 40 راندمان الکتریکی افزایش می یابد و سپس با افزایش طول به دلیل افزایش بازات اصطکاک جریان گاز در بازیاب، راندمان الکتریکی کاهش خواهد یافت. همچنین با افزایش طول، بازیاب بزرگتر شده و بازیابی گرمایی افزایش مییابد و به تبع آن راندمان CHP کاهش مییابد. طول بازیاب می طول راندمان الکتریکی میشه انتخاب میشود در این طول راندمان الکتریکی هرای باز بار CHP با برابر با %7.80

در شکل ۱۰ تاثیر دمای منبع گرم روی راندمان الکتریکی و CHP در فشار MPa قدر موتور rpm 1500 با تصحیح طول بازیاب به 30 mm نشان داده شده است. با افزایش دمای منبع گرم، گرمای اتلافی در سردکن تغییر چندانی نخواهد داشت، بنابراین راندمان CHP با افزایش دمای عملکرد منبع گرم تغییر محسوسی نخواهد داشت اما با افزایش دمای عملکرد منبع گرم توان خروجی، افزایش پیدا می کند، در تتیجه راندمان الکتریکی همواره با افزایش دمای منبع گرم بیشترین مقدار میشود. راندمان الکتریکی در دمای منبع گرم K M27 K



شکل ۱۰- نمودار راندمان الکتریکی و CHP بر حسب دمای منبع گرم

در نهایت با توجه به نتایج به دست آمده به کمک تحلیل آدیاباتیک غیر ایدهآل موتور استرلینگ، دور موتور ۲۰۰۳ و طول بازیاب در محدوده mm 30 و دمای منبع گرم ۲۸ 1027 برای موتور استرلینگ نوع بتای توسعه داده شده جهت تولید همزمان گرمایش و برق در کاربردهای مسکونی پیشنهاد می گردد. در جدول ۳ شرایط عملکردی موتور استرلینگ توسعه داده شده آورده شده است. نتایج حل آدیاباتیک به همراه تلفات گرمایی و اصطکاکی در قسمتهای مختلف موتور توسعه داده شده در جدول ۴ جمع آوری شده است. با توجه به نتایج جدول ۴ در حالت بهینه، توان الکتریکی W 1213 و CHP توان گرمایی W 26513 با راندمان الکتریکی %27.78 و راندمان برابر با %21.18 برای تولید همزمان گرمایش و برق در کاربرد ساختمانی توسط موتور استرلینگ بتای توسعه داده شده حاصل می گردد.

جدول ۳- شرایط عملکردی موتور استرلینگ توسعه داده شده

ھيدروژن	گاز عامل
1027 K	دمای منبع گرم (گرمکن)
353 K	دمای منبع سرد(سرد کن)
2.76 MPa	فشار متوسط گاز عامل
2.30 gr	جرم گاز عامل
1500 rpm	دور موتور

توسعه داده شده	استرلینگ	موتور	خروجى	۴- نتايج	جدول
	استرييت	JT T	- رو، سی		0,

Q _{rloss}	3478.3 W
Q _{rloss}	1603.9 W
Q_{sh}	672.45 W
Pfloss	606.46 W
P _{mech loss}	4348 W
Pwloss	480.95 W
Q _{ach}	40541 W
Q _{ack}	21653 W
Pach	13250 W
P _{El}	11263 W
η _{ac}	32.68%
η _{El}	27.78%
η _{CHP}	81.19%

در این مقاله، مدلسازی موتور استرلینگ نوع بتا با تحلیل آدیاباتیک غیرایدهآل، جهت تولید همزمان گرمایش و برق با استفاده از کد عددی توسعه داده شده در نرم افزار MATLAB انجام گرفت. در ابتدا برای اعتبارسنجی نتایج، به مدلسازی موتور استرلینگ نوع بتا به نام 3-GPU پرداخته شد و نتایج با نتایج آزمایشگاهی و سایر تحقیقات مورد بررسی قرار گرفت. سپس یک موتور استرلینگ نوع بتا در ابعاد بزرگتر جهت تولید همزمان گرمایش و برق پیشنهاد گردید و اثرات دور موتور، طول بازیاب و دمای منبع گرم روی راندمان الکتریکی و CHP بررسی شد و نتایج حاصل از مراحل انجام شده به شرح زیر می باشد:

- نتایج پیشبینی راندمان گرمایی در تمام تحقیقات گذشته با افزایش دور موتور، به صورت خطی کاهش می یابد و با تغییر دور موتور قادر به تعیین نقطه بهینه برای راندمان گرمایی نمیباشند و فقط در کمترین دور، راندمان گرمایی بیشترین مقدار خود را خواهد داشت. مدل آدیاباتیک غیرایدهآل این مطالعه به دلیل در نظر گیری تلفات اصطکاکی و گرمایی به طور کاملتر نسبت به سایر مدلهای گذشته، قادر به پیش بینی نقطه بهینه با تغییر دور موتور می باشد که با نتایج آزمایشگاهی تطابق بهتری نسبت به نتایج تحقیقات گذشته خواهد داشت.
- گاز کاری هیدروژن به دلیل سبکتر بودن، داشتن لزجت
 کمتر و بالا بودن ظرفیت گرمایی نسبت به هلیوم، در
 شرایط عملکردی مشابه، دارای توان خروجی بیشتری
 می اشد.
- توان خروجی و راندمان گرمایی، الکتریکی و CHP موتور استرلینگ توسعه داده شده به شدت به دور موتور وابسته است. به طوری که با افزایش دور موتور ابتدا توان خروجی، راندمان گرمایی، راندمان الکتریکی و CHP افزایش و سپس کاهش مییابد. دور بهینه برای موتور در فشار 1500 MPa برابر با T500 rpm میباشد.
- تغییر طول بازیاب تاثیر قابل توجهی روی راندمان الکتریکی و CHP موتور استرلینگ توسعه داده شده خواهد داشت. با افزایش طول بازیاب راندمان الکتریکی ابتدا افزایش و سپس کاهش یافته و راندمان الکتریکی ابتدا فزایش طول کاهش می یابد. طول بازیاب در محدوده mm 30 برای رسیدن به بالاترین مقدار راندمان الکتریکی و CHP پیشنهاد می گردد. افزایش دمای منبع گرم تاثیر چندانی روی راندمان CHP نخواهد داشت ولی با افزایش دمای منبع گرم، راندمان الکتریکی افزایش پیدا می کند.

6- مراجع

- Batmaz I., Ustun S., Design and manufacturing of a V-type Stirling engine with double heaters. Applied Energy, Vol. 85, No.11, pp. 1041-1049, 2008.
- [2] Costa SC., Barrutia H., Esnaola JA., Tutar M., Numerical study of the pressure drop phenomena in wound woven wire matrix of Stirling regenerator. Energy Conversion and Management, Vol. 67, No.1, pp. 57-65, 2013.

- [3] Enatec Company., http://www.enatec.org., accessed Januarty 1, 2017.
- [4] Schmidt G., the Theory of Lehmann's Calorimetric Machine, Z. Ver. Dtsch.ing., 15, Part 1. 1871.
- [5] Finkelstein T. Thermodynamic analysis of Stirling engines. J Spacecraft Rockets 1967:4(9):1184-9.
- [6] Urieli I, Berchowitz DM. Stirling cycle engine analysis. Bristol:Adam Hilger LTD; 1984.
- [7] Timoumi Y., Tilii I., Nasrallah SB., Design and performance optimization of GPU-3 stirling engine. Energy, Vol. 33, No.7, pp. 1100-1114, 2008.
- [8] Hosseinzade H, Sayyaadi H, CAFS: the combined adiabaticfinite speed thermal model for simulation and optimization of stirling engines. Energy Conversion and Management. Vol. 91, No.1,pp. 32-53, 2015.
- [9] Babaelahi M., Sayyaadi H., Simple-II: a new numerical thermal model for predicting thermal performance of Stirling engines. Energy. Vol. 69, No.1, pp. 873-890, 2014
- [10] Babaelahi M., Sayyaadi H., a new thermal model based on polytropic numerical simulation of Stirling engines. Applied Energy, Vol.141, No.1, pp. 143-159, 2015.
- [11] Karami R., Sayyaadi H., Optimal sizing of Stirling-CCHP systems for residential buildings at diverse climatic conditions. Applied Thermal Engineering, Vol. 89, No.1, pp. 377-393, 2015.
- [12] Li T., Tang D., Li Z., Du J., Zhou T., Jia Y., Development and test of Stirling engine driven by waste gases for the micro-CHP system. Applied Thermal Engineering, Vol. 33, No.1, pp. 119-123, 2012.
- [13] Ferreira A., Nunes M., Teixeira J., Martins L., Teixeira S., Thermodynamic and economic optimization of solar-powered Stirling engine for micro-cogeneration purposes. Energy, Vol. 111, No.1, pp. 1-17, 2016.
- [14] Valenti G, Silva P, Fergnani N, Campanari S, Ravida A, Marcoberardino G, Macchi E. Experimental and numerical study of a Micro-cogeneration Stirling unit under diverse conditions of the working fluid. Applied Energy, Vol. 160, No.1, pp. 920-929, 2015.
- [15] Martini WR. Stirling Engine Design Manual: Second Edition, Prepared for National Aeronautics and Space Lewis Research Center Under Grant NSG-3194, DOE/NASA/3194-1 NASA CR-168088, 1983.
- [16] Thombare D.G, Verma S.K. Technological development in the Stirling cycle engines. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 12, No.1, pp. 1-38, 2008
- [17] Tlili I, Timoumi Y, Nasrallah SB. Analysis and design consideration of mean temperature differential Stirling engine for solar application. Renewable Energy, Vol. 33, No.8, pp. 1911-1921, 2008.
- [18] El-Ehwany AA., Hennes GM., Eid EL., EL-Kenany E., Experimental investigation of the performance of an elbow-bend type heat exchanger with a water tube bank used as a heater or cooler in alpha-type Stirling engine machines. Renewable Energy, Vol. 36, No.2, pp. 488-497, 2011.
- [19] Petrescu S, Costea M, Harman C, Florea T. Application of the Direct Method to irreversible Stirling cycle with finite speed. International Journal of Energy Research, Vol. 26, No.7, pp. 589-609, 2002.
- [20] Kays WM,London AL. Compact heat exchangers 1984.
- [21] Chahartaghi M., Alizadeh-Kharkeshi B., Performance analysis of a combined cooling, heating and power system with PEM fuel cell as a prime mover, Applied Thermal Engineering, Vol. 128, No.1, pp. 805-817, 2018.
- [22] Hirve NS., Thermodynamic analysis of a Stirling engine using second order isothermal and adiabatic models for application in micropower generation system, Master of Science. Thesis. University of Washington 2015.