

## بررسی عملکرد یک سیکل توربین گاز مجهز به یک موتور استرلینگ نوع دوطرفه در یک واحد تولید توان

محمود کرلو<sup>۱</sup>، جاماسب پیرکندی<sup>۲\*</sup>، مصطفی محمودی<sup>۳</sup>

<sup>۱</sup> کارشناس ارشد مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران

mahmud.korlu@gmail.com

<sup>۲</sup> دانشیار مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران

jpirkandi@mut.ac.ir

<sup>۳</sup> دانشیار مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران

mostabal@yahoo.com

**چکیده:** هدف از این تحقیق، بررسی عملکرد یک سیکل توربین گاز مجهز به یک موتور استرلینگ از دیدگاه ترمودینامیکی است. در این سیستم، بخشی از حرارت خروجی تلف شده از توربین گاز برای تولید توان بیشتر به یک موتور استرلینگ انتقال داده می شود. در تحلیل سیستم پیشنهادی، معادلات حاکم بر سیکل هیبریدی در نرم افزار مطلب مدل سازی شده و برای حل موتور استرلینگ نیز از مدل های اشمیت و آدیاباتیک ایدئال استفاده شده است. در بررسی کل سیکل هیبریدی نسبت فشار کمپرسور و دمای گازهای ورودی به توربین دو پارامتر اساسی و تأثیرگذاری هستند که در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفته اند. نتایج تحقیق نشان می دهد که کاهش نسبت فشار کمپرسور و افزایش دمای گازهای ورودی به توربین موجب بهبود عملکرد موتور استرلینگ می شود. بررسی ها نشان می دهد که استفاده از سیکل هیبریدی توربین گاز و موتور استرلینگ موجب افزایش توان توربین گاز از ۲۶۸ کیلووات به ۴۶۸/۶ کیلووات بر اساس مدل اشمیت و ۴۵۷/۳ کیلووات بر اساس مدل آدیاباتیک ایدئال می شود. از سوی دیگر بازده الکتریکی سیستم نیز با استفاده از سیستم هیبریدی تا حدود ۱۸/۱٪ بر اساس مدل اشمیت و حدود ۱۷/۱٪ بر اساس مدل آدیاباتیک ایدئال افزایش پیدا می کند.

**واژه های کلیدی:** موتور استرلینگ، توربین گاز، سیستم ترکیبی، اشمیت، آدیاباتیک ایدئال.

## ۱. مقدمه

در سراسر جهان تلاش‌های بسیاری برای ساخت موتورهای مولدی که با داشتن راندمان مناسب بتوانند از منابع انرژی تجدیدپذیر و منابع اتلاف حرارتی به‌خوبی سوخت‌های فسیلی استفاده کنند، صورت گرفته است. توربین‌های گازی از جمله ایده‌هایی است که به‌طور گسترده برای نیروی پیشران هواپیما، تولید نیروی زمینی و کاربردهای صنعتی مورد استفاده قرار می‌گیرند. توربین گاز دستگامی است که در آن انرژی جنبشی سیال متحرک بعد از برخورد سیال با پره توربین به انرژی مکانیکی تبدیل شده و این انرژی باعث حرکت ژنراتور و تولید برق می‌شود. چرخه برایتون اولین بار توسط جان باربر<sup>۱</sup> مخترع انگلیسی [۱] پیشنهاد شده و سپس توسط جرج برایتون<sup>۲</sup> مهندس آمریکایی توسعه داده شد. تحقیقات انجام‌شده در هفتاد سال اخیر موجب افزایش راندمان سیکل توربین گاز شده است. حاصل این تحقیقات روش‌های جدیدی است که مطابق آن می‌توان بدون ایجاد تغییرات بنیادی، راندمان سیکل را افزایش داد. به‌کارگیری روش‌های پیشرفته در طراحی جنس قطعات و استفاده از روش‌های نوین خنک‌کاری از جمله ایده‌هایی هستند که در سال‌های اخیر جهت افزایش راندمان سیکل توربین گاز استفاده می‌شوند. در روش دیگر از ترکیب سیکل توربین گاز با سایر موتورهای حرارتی برای افزایش راندمان سیکل استفاده می‌شود. در این روش با ترکیب سیکل توربین گاز با سیکل‌هایی مانند رانکین و استرلینگ میزان توان تولیدی و بازده توربین گاز به میزان قابل توجهی بالا می‌رود.

موتور استرلینگ از جمله ایده‌هایی است که در سال‌های اخیر علاقه‌مندان زیادی را به خود جلب کرده است. به‌لحاظ فیزیکی، موتور استرلینگ یک موتور احتراق خارجی است و می‌تواند از هر نوع منبع حرارتی خارجی برای تولید انرژی مکانیکی استفاده کند. با ترکیب سیکل برایتون و سیکل موتور استرلینگ پیکربندی متفاوتی به دست می‌آید [۲]. در این نوع سیکل هیبریدی، گازهای خروجی از توربین گاز وارد مبدل حرارتی موتور استرلینگ شده و حرارت مورد نیاز آن را فراهم می‌کند. به‌کارگیری سیکل هیبریدی توربین گاز و موتور استرلینگ باعث دستیابی به بیشترین مقادیر برای بازده توربین گاز می‌شود [۳]. در سال ۲۰۰۵ برای اولین بار پولیکاس برآورد کرد که با استفاده از سیکل استرلینگ زیرین که از گازهای خروجی توربین گاز RB211 شرکت رول-رویس (توان الکتریکی ۲۷/۵ مگاوات) استفاده می‌کنند، ۹ مگاوات توان الکتریکی را می‌توان بازیابی کرد. اضافه کردن موتور استرلینگ به توربین گاز توانایی رسیدن به بازده کل ۴۷/۷٪ را امکان‌پذیر می‌سازد

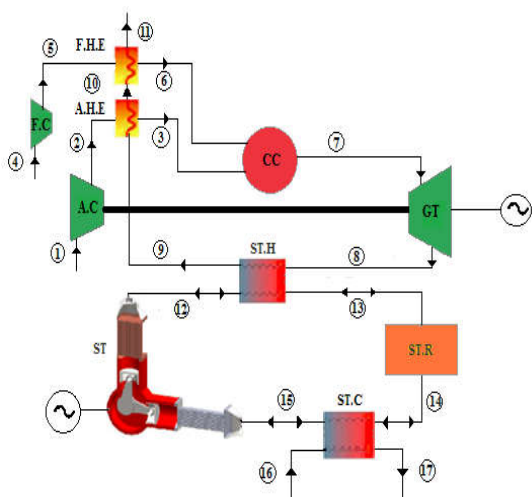
[۲]. در این مقاله برای اولین بار به بررسی ترکیب این سیکل از نظر قانون اول پرداخته شده است تا نشان داده شود که ترکیب سیکل توربین گاز با موتور استرلینگ تا چه اندازه موجب بهبود عملکرد و بازده سیکل یگانه توربین گاز می‌شود.

از زمان اختراع موتور استرلینگ توسط رابرت استرلینگ تاکنون، تحقیقات زیادی درباره آن صورت گرفته است. نخستین تحلیل ریاضی قابل قبول برای تحلیل سیکل استرلینگ، پنجاه سال پس از اختراع آن، توسط اشمیت ارائه شد [۴]. تحلیل اشمیت بر مبنای تئوری محفظه تراکم و محفظه انبساط ایزوترم<sup>۳</sup> ارائه شده است. با استفاده از فرض اشمیت، معادلات ترمودینامیکی خطی شده و محاسبات اولیه برای اندازه‌گیری توان و راندمان خروجی موتور، به‌راحتی صورت می‌گیرد. تحلیل اشمیت امروزه نیز به‌طور وسیعی در تحلیل‌های اولیه موتورهای استرلینگ به کار می‌رود. چرخه اشمیت، فرایندهای تراکم و انبساط را هم‌دما فرض می‌کند. در صورتی که در عمل برای موتورهای با دور موتور ۱۰۰۰ دور بر دقیقه یا بیشتر، این فرض درست نیست؛ زیرا همان‌گونه که رانکین ثابت کرده است، حرارت‌دهی و یا خنک‌کنندگی، دقیقاً در حجم ثابت یا دمای ثابت اتفاق نمی‌افتد و فرایندهای تراکم و انبساط در سیلندرها موتور استرلینگ بیشتر به آدیاباتیک نزدیک هستند. بنابراین می‌بایست از فرضیات مناسب‌تر برای مدل‌سازی ترمودینامیکی استفاده شود تا بتوان با استفاده از این مدل‌ها به راندمان حقیقی موتور نزدیک شد.

هر کوششی برای مدل‌سازی موتور استرلینگ از حل ایزوترم خارج شود، معادلات به‌صورت صریح در نمی‌آیند و تنها به‌صورت دیفرانسیلی و با استفاده از روش‌های عددی قابل حل خواهند بود. در چرخه آدیاباتیک راندمان حرارتی به یک تابع تبدیل خواهد شد که نه تنها به دما بستگی دارد بلکه علاوه بر آن به نسبت حجم جاروب شده، زاویه فاز و نسبت حجم مرده نیز بستگی خواهد داشت. البته توان خروجی، چه در چرخه ایزوترم و چه در چرخه آدیاباتیک تابعی از همه پارامترهای ذکر شده خواهد بود. در سال ۱۹۷۵، فینکن اشتاین [۵] تحلیل ترمودینامیکی اشمیت را ارتقا داد و تحلیل‌های اولیه آدیاباتیک<sup>۴</sup> را ارائه کرد. در حل معادلات به‌صورت آدیاباتیک، محفظه تراکم و محفظه انبساط، آدیاباتیک در نظر گرفته می‌شود. با در نظر گرفتن فرض آدیاباتیک معادلات از حالت خطی خارج می‌شوند و برای حل آن‌ها می‌بایست از روش‌های عددی استفاده شود. از زمان ارائه مدل فینکن اشتاین تاکنون، تحلیل‌های انجام‌شده بر مبنای مدل‌های متفاوت ترمودینامیکی (ایزوترم و آدیاباتیک)، استفاده از منابع حرارتی متنوع

## ۲. پیکربندی سیستم

در سیستم پیشنهادی این تحقیق، موتور استرلینگ در پایین دست سیکل توربین گاز قرار گرفته و گازهای داغ خروجی از توربین گاز برای گرم کردن منبع حرارتی موتور استرلینگ استفاده می‌شود. با استفاده از این روش، از تلفات حرارتی گازهای خروجی توربین جلوگیری شده و مقداری از گرما صرف کارکرد موتور استرلینگ و تولید توان الکتریکی شده است. در سیستم پیشنهادی هر یک از دو جزء توان الکتریکی تولید کرده و این باعث افزایش بازده سیستم خواهد شد. شماتیک سیستم پیشنهادی در شکل (۱) نشان داده شده است. سیستم پیشنهادی شامل یک توربین گاز، کمپرسور هوا، کمپرسور سوخت، محفظه احتراق، موتور استرلینگ نوع دو طرفه، چهار مبدل حرارتی و یک بازیاب حرارتی است. سوخت به کاررفته در سیستم متشکل از ۹۷٪ متان و ۱/۵٪ دی‌اکسید کربن و ۱/۵٪ نیتروژن می‌باشد، همچنین ترکیب هوای به کاررفته نیز شامل ۲۱٪ اکسیژن و ۷۹٪ نیتروژن است. در این سیستم، سوخت در ابتدا وارد کمپرسور شده و پس از افزایش فشار و پیش گرم شدن در مبدل حرارتی وارد محفظه احتراق می‌شود. هوای به کاررفته در سیستم نیز ابتدا به وسیله کمپرسور متراکم شده و در ادامه مسیر با عبور از مبدل حرارتی و گرم شدن در محفظه احتراق با سوخت مخلوط می‌شود. پس از انجام واکنش‌های شیمیایی در محفظه احتراق، گازهای خروجی داغ وارد توربین شده و در اثر انبساط کار مکانیکی تولید می‌کنند. گازهای داغ پس از خروج از توربین و در ادامه مسیر خود وارد مبدل حرارتی مربوط به موتور استرلینگ شده و مقدار گرمای لازم برای کارکرد این موتور را فراهم می‌کنند.



شکل (۱): طرح پیشنهادی سیستم هیبریدی توربین گاز و موتور استرلینگ

موتور استرلینگ با ایجاد تراکم و انبساط روی سیال عامل در دماهای مختلف باعث تولید توان مجددی شده و این مسئله باعث افزایش بازده سیستم می‌شود. در نهایت، گازهای داغ خروجی از مبدل

(احتراقی، خورشیدی و پسماند حرارتی) و شکل‌های مختلف از موتور استرلینگ (موتور نوع آلفا، بتا و گاما) انجام شده است که از آن جمله می‌توان به تحقیقات انجام‌شده توسط یوریلی و همکاران [۶] با استفاده از مدل ترمودینامیکی آدیاباتیک، برای به دست آوردن توان و راندمان خروجی موتور استرلینگ اشاره کرد. کونگتراگول و همکاران [۷] مدل‌سازی و بهینه‌سازی موتور استرلینگ را با استفاده از مدل ایزوترم انجام داده‌اند. تیمومی و همکاران [۸-۱۱] با مدل‌سازی آدیاباتیک موتور استرلینگ، افت‌ها و بازگشت‌ناپذیری‌ها را در آن بررسی کردند. در تحقیق انجام شده توسط کرلو و همکاران [۱۲]، یک سیکل توربین گاز مجهز به موتور استرلینگ با استفاده از مدل آدیاباتیک غیرایده‌آل مورد تحلیل قرار گرفته و تأثیر ترکیب این دو سیستم در بازده کل سیکل مورد مطالعه قرار گرفت. همچنین در تحقیقات انجام‌شده توسط تومبارو و همکاران [۱۳]، تکنولوژی‌های موجود و پیشرفت‌های حاصل‌شده در خصوص تحلیل موتورهای استرلینگ گردآوری شده و در نهایت در خصوص استفاده از آن‌ها، پیشنهاداتی ارائه شده است. چهارطاقی و همکاران [۱۴] در تحقیقی، موتور استرلینگ نوع بتا را از نظر دیدگاه انرژی در شرایط کاری مختلف مورد تحلیل قرار دادند. در تحقیق دیگر انتظار و همکاران [۱۵] سیستم ترکیبی موتور استرلینگ و توربین گاز را از نظر انرژی و اقتصادی مورد تحلیل قرار دادند. مصطفوی و همکاران [۱۶] محفظه احتراق یک موتور استرلینگ مربوط به یک واحد تولید همزمان برق و حرارت را شبیه‌سازی کرده و تأثیر پارامترهای مختلف بر آن را مورد بررسی قرار دادند.

در تحقیق حاضر، از انرژی حرارتی گازهای خروجی از سیکل توربین گاز، به‌عنوان منبع گرم در یک موتور استرلینگ نوع دو طرفه استفاده شده است. برای این منظور روابط ترمودینامیکی همه اجزای سیکل هیبریدی توربین گاز و موتور استرلینگ نوع دو طرفه با استفاده از کد عددی نوشت شده در نرم‌افزار مطلب<sup>۱</sup>، شبیه‌سازی شده است. برای مدل‌سازی موتور استرلینگ نوع دو طرفه از مدل‌های اشمیت و آدیاباتیک ایده‌آل استفاده شده است. برای تحلیل موتور استرلینگ، تغییرات فشار برحسب حجم کل موتور و تغییرات زاویه میل‌لنگ به‌عنوان پارامتر مؤثر در تغییر دما، تغییر حرارت انباشته انتقال یافته و کار انجام‌شده در قسمت‌های مختلف موتور استرلینگ مورد بررسی قرار گرفته است. در ادامه، با مطالعه پارامتری سیستم هیبریدی، تأثیر دمای ورودی توربین گاز و نسبت فشار کمپرسور روی عملکرد توربین گاز، موتور استرلینگ و سیکل هیبریدی بررسی شده است.

- دما در قسمت خنک‌کن و محفظه تراکم به صورت دما ثابت است.  
 - دما سیال در فضاهای مرده ثابت در نظر گرفته می‌شود.  
 در موتورهای واقعی، فضاهای کاری در حین فرایندها، بیشتر به حالت آدیاباتیک گرایش دارند؛ به این نحو که دماها در فضاهای تراکم و انبساط، ثابت نمانده و در طی سیکل دستخوش تغییر می‌شوند. این فرض ایجاب می‌کند که حرارت خالص انتقال یافته در طی سیکل، تنها توسط مبدل‌های حرارتی تأمین شود. مدل آدیاباتیک بر این فرضیات استوار است که گرم‌کن و خنک‌کن دارای انتقال حرارت نامحدود هستند و شرایط هم‌دما در آن‌ها برقرار می‌باشد.

#### ۴. روش حل و روابط حاکم بر مسئله

در این بخش، ابتدا با استفاده از روابط موجود، عملکرد تمامی اجزای به کار رفته در سیستم هیبریدی معرفی شده و سپس، به صورت مجزا و تحت شرایط پایا، سیستم فوق تحلیل و بررسی شده است. برای این کار، یک برنامه رایانه‌ای در نرم‌افزار مطلب نوشته شده است.

#### ۱.۴. مدل‌سازی توربین گاز

##### ۱.۱.۴. کمپرسور هوا

همان طوری که در شکل (۱) مشاهده می‌شود، هوای محیط در یک فشار و دمای معین وارد کمپرسور شده و پس از تراکم در فشار و دمای بالاتری آن را ترک می‌کند. با داشتن مقادیر مربوط به نسبت فشار کمپرسور و دمای هوای ورودی آن مقدار دمای آیزنتروپیک هوای خروجی قابل محاسبه است. با فرض آدیاباتیک بودن فرایند تراکم و با مشخص بودن نسبت فشار و راندمان آیزنتروپیک کمپرسور، نسبت گرمای ویژه هوا و دبی هوای عبوری از کمپرسور ( $\dot{n}_1$ ) می‌توان دمای گازهای خروجی از کمپرسور و کار واقعی مورد نیاز آن ( $\dot{W}_{ac}$ ) را به دست آورد [۱۷].

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^\gamma \quad (1)$$

$$\eta_{ac} = \frac{w_{ac,s}}{w_{ac,a}} = \frac{\bar{h}_{2s} - \bar{h}_1}{\bar{h}_2 - \bar{h}_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (2)$$

$$\dot{W}_{ac} = \dot{n}_1 (\bar{h}_2 - \bar{h}_1) \quad (3)$$

##### ۲.۱.۴. کمپرسور سوخت

محاسبات مربوط به کمپرسور سوخت نیز مشابه کمپرسور هواست و مقادیر مربوط به دمای خروجی از کمپرسور و کار واقعی مورد نیاز آن مطابق روابط فوق محاسبه می‌شود.

##### ۳.۱.۴. مبدل‌های حرارتی

برای استفاده از حداکثر انرژی گرمایی گازهای داغ خروجی از توربین و

حرارتی مربوط به موتور استرلینگ با عبور از مبدل‌های حرارتی مربوط به هوا و سوخت از سیستم خارج می‌شوند. مبدل حرارتی چهارم مربوط به موتور استرلینگ بوده و معمولاً برای خنک‌کاری این موتور استفاده می‌شود.

#### ۳. فرضیات

در مدل‌سازی و تحلیل سیستم هیبریدی، فرضیات مشترک برای هر دو مدل اشمیت و آدیاباتیک ایدئال به صورت زیر در نظر گرفته شده است:  
 - جریان سیال در همه اجزای سیکل پایا در نظر گرفته شده است.  
 - از تغییرات انرژی‌های جنبشی و پتانسیل صرف‌نظر شده است.  
 - رفتار تمامی گازهای موجود در چرخه به صورت گاز ایدئال فرض شده است.

- جریان سیال در کمپرسور و توربین آدیاباتیک فرض شده است.  
 - شرایط محیطی (دما و فشار) با شرایط ورود به کمپرسور یکسان فرض شده است.

- از نشتی گاز داخل سیستم به بیرون صرف‌نظر شده است.  
 - واکنش‌های شیمیایی در محفظه احتراق به صورت کامل لحاظ شده است.

- تلفات حرارتی محفظه احتراق بر اساس ارزش حرارتی سوخت و بازده محفظه محاسبه شده است.

- تمامی فرایندها به صورت برگشت‌پذیر انجام می‌شود.  
 - موتور استفاده‌شده در این سیستم، موتور استرلینگ نوع دوطرفه است.

- تغییرات حجم در محفظه تراکم و انبساط موتور استرلینگ به صورت سینوسی در نظر گرفته می‌شود.

- سرعت موتور استرلینگ ثابت در نظر گرفته می‌شود.  
 - تغییرات فشار آبی در کل موتور استرلینگ به صورت یکنواخت در نظر گرفته می‌شود.

- عملکرد بازیاب به صورت ایدئال فرض می‌شود.  
 - در مبدل‌های حرارتی موتور استرلینگ هیچ‌گونه گرادیان دما وجود ندارد.

در تحلیل ایدئال دما ثابت با استفاده از مدل اشمیت، فرض بر این بود که فضاهای مربوط به تراکم و انبساط در حین فرایندها، تحت شرایط دما ثابت باقی می‌مانند که این فرض سبب می‌شد تا فضاهای مربوط به هیتر، کولر و بازیاب نادیده گرفته شوند. فرضیات اضافه‌شده به فرضیات بالا برای مدل اشمیت به صورت زیر است:

- دمای دیواره سیلندر و پیستون ثابت در نظر گرفته می‌شود.  
 - دما در قسمت گرم‌کن و محفظه انبساط به صورت دما ثابت است.

۵.۱.۴. توربین

توربین یکی از مهم‌ترین بخش‌های سیستم پیشنهاد است که بر اساس انرژی گازهای داغ ناشی از احتراق و خروجی از محفظه احتراق کار می‌کند. بخشی از انرژی مکانیکی تولیدشده در توربین صرف چرخاندن کمپرسور شده و مابقی برای تولید انرژی الکتریکی در ژنراتور استفاده می‌شود. با در نظر گرفتن مقادیر مربوط به دمای ورودی به توربین، نسبت فشار توربین و بازده آیزنتروپیک توربین می‌توان طبق روابط (۱۲) تا (۱۴) مقادیر مربوط به کار و دمای خروجی از آن را محاسبه کرد [۱۷]. قابل ذکر است ضریب گاما موجود در رابطه (۱۳) با توجه به ظرفیت گرمایی ویژه در فشار و حجم ثابت و دمای گازهای خروجی از محفظه احتراق قابل محاسبه است.

$$\dot{W}_{gt} = \dot{m}_7(\bar{h}_7 - \bar{h}_8) \quad (12)$$

$$\left(\frac{P_7}{P_8}\right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} = \left(\frac{T_7}{T_{8s}}\right) \quad (13)$$

$$\eta_{gt} = \frac{w_{gt,s}}{w_{gt,a}} = \frac{\bar{h}_7 - \bar{h}_8}{\bar{h}_7 - \bar{h}_{8s}} = \frac{T_7 - T_8}{T_7 - T_{8s}} \quad (14)$$

۲.۴. مدل‌سازی موتور استرلینگ

موتورهای استرلینگ از چرخه استرلینگ استفاده می‌کنند که با چرخه موتورهای احتراق داخلی متفاوت است. گاز استفاده‌شده در داخل موتورهای استرلینگ موتور را ترک نمی‌کند و مانند موتورهای دیزل و بنزینی، سوپاپ دود که گازهای پرفشار محفظه احتراق را تخلیه می‌کند، وجود ندارد. به همین علت، موتورهای استرلینگ بسیار بی‌صدا هستند. چرخه استرلینگ از یک منبع حرارتی خارجی که می‌تواند هر چیزی از بنزین و انرژی خورشیدی تا حرارت ناشی از سوختن گیاهان باشد، استفاده می‌کند و هیچ احتراقی داخل سیلندرهای موتور رخ نمی‌دهد. قاعده اصلی کار موتور استرلینگ این است که مقداری گاز داخل موتور ثابت در نظر گرفته شده و محفوظ می‌باشد. چرخه استرلینگ با استفاده از فرایند تراکم و انبساط فشار گاز داخل موتور را تغییر داده و باعث تولید کار می‌شود.

۱.۲.۴. مدل اشمیت

در این بخش برای تحلیل موتور استرلینگ نوع دوطرفه از مدل اشمیت استفاده شده است. هدف از مدل اشمیت به دست آوردن کار انجام‌شده در اثر تغییرات فشار و دمای گاز عامل و با استفاده از انتقال حرارت به داخل موتور است. موتور استرلینگ در یک سیستم بسته کار کرده و سیکل عملکردی آن به صورت شکل (۲) است.

برای رسیدن به راندمان حرارتی بالاتر، از مبدل‌های حرارتی استفاده می‌شود. در این سیستم برای بالا بردن دمای هوای فشرده‌شده توسط کمپرسور هوا از مبدل حرارتی در ورودی محفظه احتراق استفاده می‌شود. با توجه به گرم بودن هوا، عمل اختلاط با سوخت و احتراق بهتر انجام شده و سوخت کمتری برای رسیدن به شرایط مناسب ورودی به توربین مورد نیاز خواهد بود. بنابراین با کم شدن مصرف سوخت بازده حرارتی افزایش می‌یابد. در این سیستم از سه مبدل حرارتی استفاده شده است. مبدل حرارتی اول بعد کمپرسور هوا و در مسیر جریان هوای فشرده ورودی به محفظه احتراق قرار دارد. مبدل دوم بعد از کمپرسور سوخت و در مسیر جریان سوخت ورودی به محفظه احتراق واقع شده است. مبدل سوم نیز بعد از توربین و برای تأمین گرمای مورد نیاز موتور استرلینگ مورد استفاده قرار گرفته است. مقدار دمای به‌دست‌آمده برای نقطه ۱۲ برابر دمای قسمت گرم‌کن موتور استرلینگ است. ضریب کارایی مبدل‌های حرارتی گرمایی به‌کاررفته در سیکل به صورت روابط (۴) تا (۶) بیان می‌شوند:

$$\varepsilon_1 = \frac{T_3 - T_2}{T_9 - T_2} \quad (4)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{T_6 - T_5}{T_{10} - T_5} \quad (5)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{T_9 - T_8}{T_{12} - T_8} \quad (6)$$

با به کار بردن معادله بقای انرژی، می‌توان دمای خروجی از مبدل حرارتی را به دست آورد:

$$\dot{m}_1(\bar{h}_3 - \bar{h}_2) = \dot{m}_7(\bar{h}_9 - \bar{h}_{10}) \quad (7)$$

$$\dot{m}_4(\bar{h}_6 - \bar{h}_5) = \dot{m}_7(\bar{h}_{10} - \bar{h}_{11}) \quad (8)$$

$$\dot{m}_{st}(\bar{h}_{12} - \bar{h}_{13}) = \dot{m}_7(\bar{h}_8 - \bar{h}_9) \quad (9)$$

۴.۱.۴. محفظه احتراق

سوخت و هوای خروجی از مبدل‌های حرارتی وارد محفظه احتراق شده و با هم واکنش می‌دهند. واکنش انجام‌شده در محفظه احتراق گرماده بوده و دمای گازهای خروجی از محفظه احتراق را بالا می‌برند. در رابطه زیر تلفات حرارتی محفظه احتراق بوده و مقدار آن به راندمان محفظه ( $\eta_{cc}$ ) و ارزش حرارتی (LHV) بستگی دارد. با نوشتن معادله بقای انرژی و با در نظر گرفتن بازده محفظه، می‌توان طبق روابط (۱۰) و (۱۱) دبی سوخت ورودی و تلفات حرارتی محفظه احتراق را محاسبه کرد:

$$\dot{m}_4\bar{h}_6 + \dot{m}_1\bar{h}_3 - \dot{m}_7\bar{h}_7 - \dot{Q}_{loss,cc} = 0 \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{loss,cc} = \dot{m}_4 \times (1 - \eta_{cc}) \times LHV \quad (11)$$

در معادله بالا  $V_{clc}$  حجم فضای خالی محفظه تراکم،  $V_{swc}$  حجم جاروب شده محفظه تراکم و  $\theta$  زاویه میل لنگ است. حجم کلی موتور طبق رابطه (۱۹) حاصل می شود:

$$V = V_e + V_r + V_c + V_k + V_h \quad (19)$$

دمای بازیاب در داخل موتور که محل عبور هوای سرد و گرم است، با رابطه (۲۰) به دست می آید:

$$T_r = \frac{T_h - T_k}{\ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)} \quad (20)$$

نسبت ها و ثابت های مورد استفاده در تحلیل موتور استرلینگ نوع دو طرفه طبق روابط (۲۱) تا (۲۴) به دست می آید [۶]:

$$C = (1/2) \sqrt{\left(\frac{V_{swe}}{T_h}\right)^2 + 2 \frac{V_{swe}}{T_h} \cdot \frac{V_{swc}}{T_k} \cos(\alpha) + \left(\frac{V_{swc}}{T_k}\right)^2} \quad (21)$$

$$S = \left( \frac{V_{swc}}{2T_k} + \frac{V_{clc}}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln(T_h/T_k)}{T_h - T_k} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_{cle}}{T_h} + \frac{V_{swe}}{2T_h} \right) \quad (22)$$

$$b = \frac{C}{S} \quad (23)$$

$$\tan(\beta) = \left( \frac{V_{swe} \sin(\alpha)/T_h}{V_{swe} \cos(\alpha)/T_h - V_{swc}/T_k} \right) \quad (24)$$

با قرار دادن روابط (۱۷) تا (۲۴) در رابطه (۱۶)، رابطه (۲۵) حاصل می شود و بر اساس آن مقدار جرم کلی سیال عامل به دست می آید.

$$P_{mean} = \frac{M.R}{S \cdot \sqrt{1-b^2}} \quad (25)$$

کار انجام شده در مرحله انبساط و تراکم به ترتیب با  $W_c$  و  $W_e$  نشان داده می شود که بر اساس فشار میانگین به دست می آید. کار کل انجام شده در یک سیکل نیز با  $W_{st}$  نشان داده می شود و برابر مجموع کار انجام شده در مرحله انبساط و تراکم است [۶]:

$$W_c = Q_c = \pi V_{swc} P_{mean} \sin \beta (\sqrt{1-b^2} - 1) / b \quad (26)$$

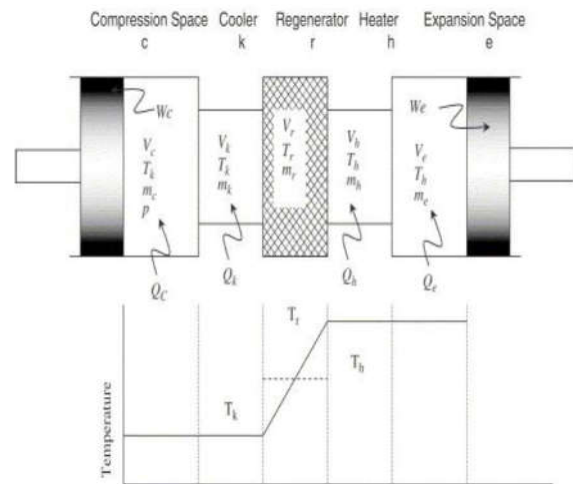
$$W_e = Q_e = \pi V_{swe} P_{mean} \sin(\beta - \alpha) (\sqrt{1-b^2} - 1) / b \quad (27)$$

$$W_{st} = W_c + W_e \quad (28)$$

$$\eta_{st} = \frac{W_{st}}{Q_e} \quad (29)$$

#### ۲.۲.۴ مدل آدیاباتیک ایدئال

در این بخش، معادلات حاکم بر موتور استرلینگ از نوع دوطرفه بر اساس مدل آدیاباتیک ایدئال آورده شده است. مدل آدیاباتیک بر این فرضیات استوار است که گرم کن و خنک کن دارای انتقال حرارت نامحدود بوده و شرایط هم دما در آن ها برقرار می باشد. بنابراین سیال در مبدل های حرارتی همیشه در دمای حداکثر یعنی  $T_{max}$  و یا در دمای حداقل یعنی  $T_{min}$  است.



شکل (۲): توزیع دما در قسمت های مختلف موتور استرلینگ برای مدل اشمیت [۱۸]

فرض اساسی در مدل اشمیت این است که گاز در محفظه انبساط و گرم کن در درجه حرارت گرم کن و در محفظه تراکم و خنک کن در درجه حرارت خنک کن نگه داشته می شود. چرخه ترمودینامیکی ایزوترم از دو فرایند هم دما و دو فرایند حجم ثابت تشکیل شده است. نقطه شروع آنالیز ثابت گرفتن جرم کل در تمام حجم های اشغال شده توسط گاز است [۱۸].

با شروع به کار موتور استرلینگ، سیال موجود در موتور وارد بخش های مختلف آن می شود. در این حالت، جرم کلی سیال موجود در موتور برابر مجموع جرم سیال در بخش های مختلف آن (بخش های انبساط، تراکم، بازیاب، خنک کن و گرم کن) بوده و طبق رابطه (۱۵) حاصل می شود:

$$m_c + m_k + m_r + m_h + m_e = M \quad (15)$$

با استفاده از قانون گاز ایدئال و با قرار دادن معادله حالت در رابطه (۱۵)، رابطه (۱۶) حاصل می شود:

$$M = P(V_c/T_k + V_k/T_k + V_r/T_r + V_h/T_h + V_e/T_h) \quad (16)$$

با داشتن زاویه میل لنگ، حجم مربوط به فضای تراکم و انبساط سیلندر به دست می آید. زاویه میل لنگ با پارامتر  $\theta$  بیان می شود. وقتی زاویه میل لنگ صفر باشد، پیستون در بالاترین نقطه از سیلندر قرار دارد.

$$V_e = V_{cle} + 0.5 V_{swe} [1 + \cos(\theta + \alpha)] \quad (17)$$

در معادله بالا  $V_{cle}$  حجم فضای خالی محفظه انبساط،  $V_{swe}$  حجم جاروب شده محفظه انبساط و  $\alpha$  زاویه بین دو پیستون نسبت به هم می باشند. همچنین رابطه ای مشابه رابطه بالا برای فضای تراکم قابل دسترس است.

$$V_c = V_{clc} + 0.5 V_{swc} [1 + \cos(\theta)] \quad (18)$$

این منظور، معادله انرژی، برای حجم تراکم مطابق با شکل (۳) نوشته می‌شود:

$$DQ_c - C_p T_{ck} Dm_c = DW_c + C_v D(m_c T_c) \quad (32)$$

با در نظر گرفتن فرض آدیباتیک برای فضای تراکم و با استفاده از رابطه  $DW_c = pDV_c$  در رابطه (۳۲)، رابطه (۳۳) قابل محاسبه است:

$$Dm_c = (pDV_c + V_c Dp / \gamma) / RT_{ck} \quad (33)$$

محاسبات مربوط به فضای انبساط نیز مشابه فضای تراکم است و طبق رابطه (۳۴) به دست می‌آید:

$$Dm_e = (pDV_e + V_e Dp / \gamma) / RT_{he} \quad (34)$$

با قرار دادن رابطه (۳۳) و (۳۴) در رابطه (۳۱) و با استفاده از معادله حالت گاز ایدئال رابطه (۳۵) حاصل می‌شود [۶]:

$$Dp = \frac{\gamma p \left( \frac{DV_c + DV_e}{T_{ck} T_{he}} \right)}{\left[ \frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left( \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}} \right]} \quad (35)$$

جرم مربوط برای هر ۵ قسمت موتور استرلینگ با توجه به معادله حالت و دبی جرمی برای هر حجم کنترل با توجه به قانون بقای جرم طبق روابط (۳۶) تا (۴۴) به صورت زیر محاسبه می‌شوند:

$$m_c = pV_c / RT_c \quad (36)$$

$$m_k = pV_k / RT_k \quad (37)$$

$$m_r = pV_r / RT_r \quad (38)$$

$$m_h = pV_h / RT_h \quad (39)$$

$$m_e = pV_e / RT_e \quad (40)$$

$$gA_{ck} = -Dm_c \quad (41)$$

$$gA_{kr} = gA_{ck} - Dm_k \quad (42)$$

$$gA_{he} = gA_{rh} - Dm_h \quad (43)$$

$$gA_{rh} = gA_{he} - Dm_h \quad (44)$$

در این روش، دمای محل برخورد فضای تراکم با خنک‌کن با  $T_{ck}$  و گرم‌کن با فضای انبساط با  $T_{he}$  نشان داده می‌شود، که مقادیر این پارامترها مشروط به جهت حرکت جریان جرم است و به صورت روابط (۴۵) تا (۴۶) تعریف می‌شوند.

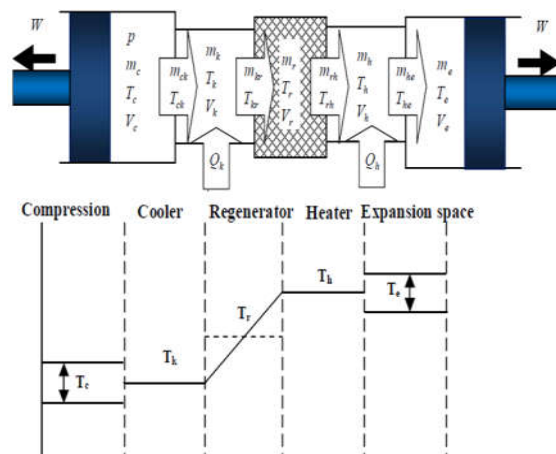
$$\text{if } gA_{ck} > 0 \text{ then } T_c \rightarrow T_{ck} \text{ otherwise } T_k \rightarrow T_{ck} \quad (45)$$

$$\text{if } gA_{he} > 0 \text{ then } T_h \rightarrow T_{he} \text{ otherwise } T_e \rightarrow T_{he} \quad (46)$$

مقادیر مربوط به دیفرانسیل انرژی مربوط به سه قسمت گرم‌کن، خنک‌کن و بازیاب با استفاده از رابطه (۳۲) و با در نظر گرفتن معادلات حاکم بر گاز ایدئال به صورت روابط (۴۷) تا (۴۹) محاسبه می‌شوند:

$$DQ_k = V_k Dp C_v / R - C_p (T_{ck} gA_{ck} - T_{kr} gA_{kr}) \quad (47)$$

$$DQ_r = V_r Dp C_v / R - C_p (T_{kr} gA_{kr} - T_{rh} gA_{rh}) \quad (48)$$



شکل (۳): توزیع دما در قسمت‌های مختلف موتور استرلینگ برای مدل آدیباتیک ایدئال [۶]

دمای سیال عامل در سیلندرها در طی چرخه می‌تواند کمتر یا بیشتر از  $T_{max}$  در محفظه انبساط یا  $T_{min}$  در محفظه تراکم باشد. شکل (۳) دما در قسمت‌های مختلف موتور و همچنین شیب درجه حرارت در پنج قسمت موتور را نشان می‌دهد [۶].

برای حل مدل آدیباتیک ایدئال، ابتدا جرم در کل سیستم ثابت در نظر گرفته شده و سپس با استفاده از معادلات انرژی و معادله حالت گاز کامل، معادلات مورد نیاز برای اندازه‌گیری میزان انتقال حرارت موتور و کار انجام شده و در نهایت راندمان موتور به دست می‌آید. بر اساس قرارداد، پسوندهای منفرد در شکل (۳) نشان‌دهنده ۵ قسمت موتور استرلینگ و پسوندهای دوگانه نشان‌دهنده محل تقاطع این قسمت‌ها با یکدیگر است. با در نظر گرفتن دستگاه معادلات تعریف‌شده برای مدل، مشخص می‌شود که تعداد ۲۲ متغیر و ۱۶ عدد معادله دیفرانسیل برای حل سیکل موتور وجود دارد. نقطه شروع این آنالیز، فرض ثابت ماندن جرم کلی گاز در موتور استرلینگ است. برای استخراج دستگاه معادلات جبری و دیفرانسیلی برای هر حجم، از معادله انرژی و معادله حالت گاز ایدئال، استفاده شده است. در نهایت معادلات به دست آمده در تمام حجم‌ها با استفاده از معادله پیوستگی، به هم پیوند داده می‌شوند. فرم دیفرانسیلی معادله (۱۵) به صورت رابطه (۳۰) حاصل می‌شود [۶].

$$Dm_c + Dm_k + Dm_r + Dm_h + Dm_e = 0 \quad (30)$$

برای تمام مبدل‌های حرارتی (گرم‌کن، بازیاب و خنک‌کن) به دلیل ثابت بودن دما و حجم، فرم دیفرانسیلی معادله حالت به صورت رابطه (۳۱) قابل ارائه است:

$$Dm_c + Dm_e + Dp(m_k/P + m_r/P + m_h/P) = 0 \quad (31)$$

در ادامه می‌بایست مقادیر  $Dm_c$  و  $Dm_e$  از معادله (۳۱) حذف شود تا در نهایت یک معادله صریح نسبت به  $Dp$  به دست آید. برای

$$\eta_{ele,net} = \frac{\dot{W}_{net}}{i4 \times LHV} \quad (54)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{ac,gt} + \dot{W}_{st} - \dot{W}_{ac} - \dot{W}_{fc} \quad (55)$$

$$\dot{W}_{ac,gt} = \eta_{in,gen} \times \dot{W}_{gt} \quad (56)$$

در روابط بالا مقدار  $\dot{W}_{st}$  برای مدل اشمیت با استفاده از رابطه (۲۷) و آدیاباتیک ایدئال طبق رابطه (۵۲) قابل محاسبه است.

قابل ذکر است در رابطه (۵۶) علامت  $\eta_{in,gen}$  نشان دهنده ضریب تبدیل جریان مستقیم به متناوب و همچنین علائم  $\dot{W}_{ac}$ ،  $\dot{W}_{gt}$  و  $\dot{W}_{fc}$  به ترتیب نشان دهنده توان مصرفی در کمپرسور هوا، توان مصرفی در کمپرسور سوخت و توان تولیدی توربین گاز است.

با توجه به معادلات ذکر شده در بخش های قبلی، برای تحلیل مسئله، یک برنامه رایانه ای نوشته شده است که روند آن مطابق طرحواره شکل (۴) می باشد.

$$DQ_h = V_h Dp C_v / R - C_p (T_{rh} g A_{rh} - T_{he} g A_{he}) \quad (49)$$

با محاسبه مقادیر مربوط به دما، فشار و حجم قسمت های مختلف، مقادیر دیفرانسیل کار مربوط به هر قسمت مطابق روابط (۵۰) تا (۵۲) محاسبه می شوند:

$$DW_c = p DV_c \quad (50)$$

$$DW_e = p DV_e \quad (51)$$

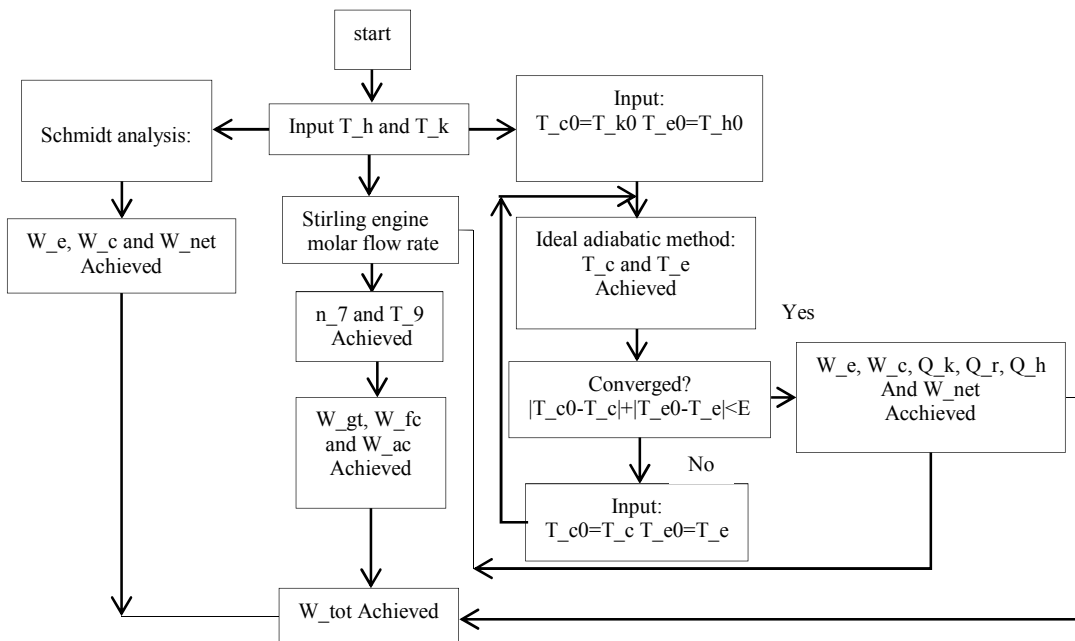
$$DW_{net} = DW_c + DW_e \quad (52)$$

بازده موتور استرلینگ بر اساس مدل آدیاباتیک ایدئال مطابق رابطه (۵۳) محاسبه می شود [۶]:

$$\eta_{st} = \frac{W_{net}}{Q_h} \quad (53)$$

### ۳.۴. روابط حاکم بر سیستم هیبریدی

در این بخش با در نظر گرفتن کل سیستم به عنوان یک حجم کنترل، راندمان الکتریکی و توان خالص خروجی از آن با استفاده از روابط (۵۴) تا (۵۶) حاصل می شود:



شکل (۴): طرحواره حل سیستم هیبریدی

### ۵. اعتبارسنجی

با توجه به اینکه در خصوص سیستم پیشنهاد شده در این تحقیق مطالعات زیادی صورت نگرفته است، برای اعتبارسنجی کد مورد نظر موتور استرلینگ و توربین گاز به طور جداگانه بررسی شده اند. همان طور که اشاره شد، موتور مورد استفاده در این تحقیق موتور استرلینگ نوع Ford-Philips 4-215 [۶] است. موتور Ford-Philips 4-215 را دانشمند هلندی به نام فیلیپس معرفی کرد و بعدها شرکت فورد توسعه داد

با توجه به طرحواره ارائه شده، در ابتدای حل مسئله با در نظر گرفتن مقدار مشخص برای دمای قسمت گرم کن و خنک کن موتور استرلینگ بر اساس هر دو مدل اشمیت و آدیاباتیک ایدئال، محاسبات مربوط به موتور استرلینگ صورت گرفته است. در مرحله بعدی با مشخص شدن مقدار انتقال حرارت لازم برای موتور استرلینگ محاسبات مربوط به سیکل توربین گاز شروع شده و پارامترهای مربوط به آن محاسبه می شود.



انجام شده است. برای تحلیل جداول فوق، دمای گرم کن موتور استرلینگ ۱۰۲۳ درجه کلوین در نظر گرفته شده است. مقایسه نتایج به دست آمده با نتایج کد تهیه شده توسط مالروی نشانگر صحت و درستی کد نوشته شده است. نتایج ارائه شده توانایی کد عددی در پیش بینی توان و راندمان موتور استرلینگ را نشان می دهد. تفاوت میان نتایج به دست آمده در جدول (۳) و (۴) با نتایج مالروی ناشی از اعمال مشخصات دقیق عملکردی و مکانیزم حرکتی موتور، در این تحقیق است که معمولاً در سایر کدهای عددی این تغییرات، ساده سازی شده و از روابط معادل استفاده می شود.

جدول (۳): مقایسه نتایج تحقیق حاضر بر اساس مدل اشمیت

درصد خطا	تحقیق حاضر	مالروی [۲۰]	
0/019	212/9	212/86	توان خروجی (kW)
0/007	5772	5771/6	حرارت منتقل شده توسط گرم کن [J]
0/062	67/058	67/1	راندمان حرارتی (%)

جدول (۴): مقایسه نتایج تحقیق حاضر بر اساس مدل آدیباتیک ایدنال

درصد خطا	تحقیق حاضر	مالروی [۲۰]	
0/022	220/7	220/65	توان خروجی (kW)
0/039	657/57	351/67	حرارت منتقل شده توسط گرم کن (kW)
0	61/7	61/7	راندمان حرارتی (%)

### ۶. نتایج

در این تحقیق، دمای ورودی به توربین گاز و نسبت فشار کمپرسور به عنوان دو پارامتر تأثیرگذار بر عملکرد سیستم هیبریدی در نظر گرفته شده اند. هدف از این تحقیق، بررسی تأثیر دو پارامتر فوق بر روی تغییرات بازده و توان توربین گاز، موتور استرلینگ و سیکل هیبریدی است. برای بررسی بیشتر موتور استرلینگ، نمودارهای تغییرات فشار بر حسب حجم کل برای هر دو مدل اشمیت و آدیباتیک ایدنال آورده شده است. همچنین نمودارهای تغییرات دما، تغییرات حرارت انباشته انتقال یافته و کار انجام شده در قسمت های مختلف موتور استرلینگ نسبت به تغییر زاویه میل لنگ برای شرایط عملکردی مدل آدیباتیک ایدنال بررسی شده است. قابل ذکر است برای تحلیل نمودارهای فوق دبی هوای ورودی به توربین گاز ۳۰۰ کیلومول بر ساعت و دمای ورودی به توربین ۱۲۷۳ درجه کلوین در نظر گرفته شده است. با در نظر گرفتن شرایط عملکردی فوق برای توربین گاز و استفاده از اطلاعات جدول (۲) مقدار دمای ۱۰۲۳ درجه کلوین (مطابق با اطلاعات درج شده در جدول (۱) برای قسمت گرم کن موتور استرلینگ قابل دسترس است.

در شکل (۵)، نمودار تغییرات فشار بر حسب حجم کل موتور استرلینگ بر اساس مدل های اشمیت و آدیباتیک ایدنال آورده شده

و ساخت [۱۹]. امروزه این موتور با نام فیلیپس شناخته می شود. پارامترهای عملکردی و ورودی این موتور در جدول (۱) مشاهده می شود. همچنین برای توربین گاز مورد استفاده در این سیستم و دیگر اجزای تشکیل دهنده سیستم هیبریدی، از اطلاعات درج شده در جدول (۲) استفاده شده است. در جدول (۳) و (۴) مقایسه بین نتایج کد مالروی [۲۰] و نتایج حاصل از برنامه نوشته شده برای موتور Ford-Philips 4-215 انجام شده است. کد نوشته شده توسط مالروی بر اساس دو مدل اشمیت و آدیباتیک، مبنای صحه گذاری موتور استرلینگ در بسیاری از تحقیقات

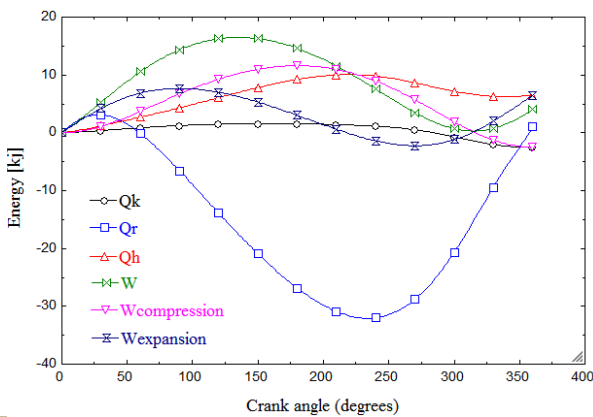
جدول (۱): پارامترهای موتور استرلینگ Ford-Philips 4-215 [۶]

پيستون	خنک کن		
فضای خالی (حجم مرده)	مجموعه ای از لوله های همگن و	214/2	
محفظه تراکم	صاف	cm <sup>3</sup>	
فضای خالی (حجم مرده)	تعداد لوله ها برای هر	214/2	
محفظه انبساط	سیلندر	cm <sup>33</sup>	عدد
حجم جاروب شده محفظه تراکم	قطر داخلی لوله ها	870/6	0/9 mm
حجم جاروب شده محفظه انبساط	طول لوله ها	870/6	87 mm
کل حجم داخلی موتور	بازباب	cm <sup>3</sup>	670
قطر داخلی سیلندر	قطر	73 mm	
کورس پیستون	طول	52 mm	34 mm
گرم کن	قطر سیم	36 μm	
تعداد لوله ها	اندازه مش ماتریکس	200	22 عدد
قطر داخلی لوله	تخلخل	0/62	4 mm
طول لوله	تعداد در هر سیلندر	2	462 mm
گاز عامل	فشار متوسط گاز عامل	15MPa	هیدروژن
دمای منبع گرم (گرم کن) T <sub>h</sub>	جرم گاز عامل	16/2 g	1023 K
دمای منبع سرد (سردکن) T <sub>k</sub>	سرعت زاویه ای موتور	3300 rpm	337 K

جدول (۲): پارامترهای عملکردی توربین گازی

نرخ دبی هوای ورودی به کمپرسور	300	kmol/h
دمای هوای ورودی به کمپرسور	288	K
فشار ورودی به کمپرسور	1	bar
افت فشار مبدل های حرارتی	4	%
بازده مبدل ها	90	%
فشار گازهای خروجی از سیستم به هوای آزاد	1	bar
دمای ورودی به توربین	1273	K
بازده ژنراتور	95	%
افت فشار در محفظه احتراق	5	%
بازده آیزنتروپیک کمپرسورها	81	%
بازده آیزنتروپیک توربین	84	%
بازده محفظه احتراق	95	%

در شکل (۷) بر اساس مدل آدیاباتیک ایدئال، نمودار تغییرات حرارت انباشته و کار انجام شده در قسمت‌های مختلف موتور استرلینگ نسبت به تغییرات زاویه میل‌لنگ نشان داده شده است. با توجه به نمودار، کار موتور استرلینگ (با شیب مثبت) با فرایند انبساط شروع شده و با فرایند تراکم ادامه پیدا می‌کند، در نهایت دوباره با فرایند انبساط به انتهای سیکل رسیده و در انتهای سیکل کار خروجی موتور استرلینگ مقدار مثبت می‌گیرد. نقطه قابل توجه در مورد نمودار، تأثیر بالای بازیاب روی عملکرد موتور می‌باشد که بیشترین انتقال حرارت را در موتور انجام می‌دهد. توجه به این نکته نیز ضروری می‌باشد که کار محفظه انبساط و قسمت گرم‌کن در ابتدای سیکل با هم متفاوت بوده ولی در انتهای سیکل برابر می‌شوند. نتیجه مشابه برای کار محفظه تراکم و خنک‌کن نیز قابل مشاهده می‌باشد.

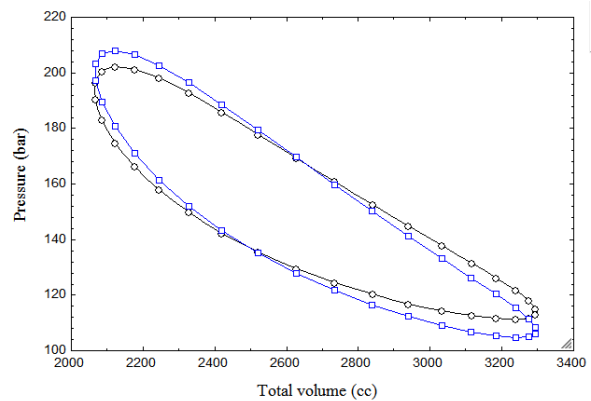


شکل (۷): تغییرات حرارت انباشته و کار انجام شده در قسمت‌های مختلف موتور استرلینگ نسبت به تغییرات زاویه میل‌لنگ بر اساس مدل آدیاباتیک ایدئال

در شکل (۸)، نمودار تغییرات توان خروجی موتور استرلینگ با تغییر نسبت فشار کمپرسور و دمای گازهای ورودی به توربین‌گاز بر اساس دو مدل اشمیت و آدیاباتیک ایدئال نشان داده شده است. با افزایش نسبت فشار کمپرسور، دمای گازهای خروجی از توربین کاهش می‌یابد و چون گرمای منتقل شده به موتور استرلینگ تابع دمای گازهای خروجی از توربین است، توان خروجی موتور استرلینگ نیز کاهش می‌یابد. با توجه به رفتار نمودارها در دو دمای ورودی مختلف برای توربین، مشاهده می‌شود که با افزایش دمای ورودی توربین، سیکل توربین‌گاز برای تأمین حرارت مورد نیاز موتور استرلینگ برای رسیدن به توان مورد نظر باید از نسبت فشار بالاتری برای کمپرسور استفاده کند. قابل ذکر است برای تحلیل شرایط مربوط به این دو نمودار دمای گرم‌کن موتور استرلینگ در محدوده ۸۲۳ تا ۱۰۲۳ درجه کلوین در نظر گرفته شده است.

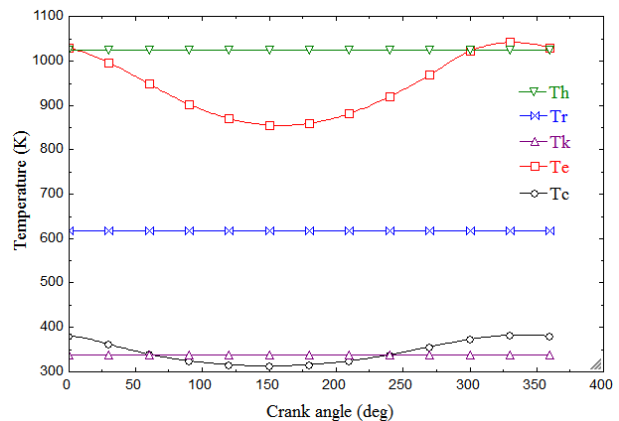
در شکل (۹) نمودار تغییرات بازده موتور استرلینگ با تغییر نسبت

است. سطح به دست آمده برای هر دو نمودار میزان کار انجام شده توسط موتور در طی هر سیکل را نشان می‌دهد. با در نظر گرفتن این نکته که موتور استرلینگ بر اساس چرخه کارنو کار می‌کند، نتایج به دست آمده برای هر دو مدل با نمودار سیکل کارنو که از دو فرایند حجم ثابت و دو فرایند دما ثابت تشکیل شده، تفاوت قابل توجهی دارد که ناشی از اعمال شرایط واقعی در کد عددی نسبت به نمودار ایدئال کارنو است. همان گونه که مشاهده می‌شود کار تولیدی و سطح زیرین نمودار مدل آدیاباتیک ایدئال نسبت به مدل اشمیت بیشتر است؛ که با استفاده از مقادیر درج شده در جدول‌های (۳) و (۴) برای توان خروجی موتور استرلینگ قابل مشاهده است.



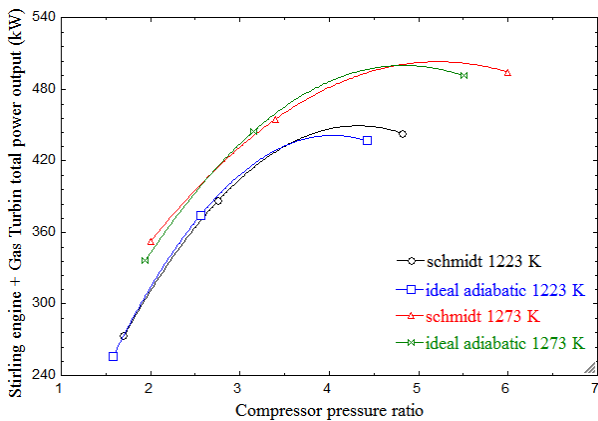
شکل (۸): تغییرات فشار بر حسب حجم کل موتور استرلینگ

در شکل (۶)، نمودار تغییرات دمای قسمت‌های مختلف موتور استرلینگ بر حسب تغییرات زاویه میل‌لنگ بر اساس مدل آدیاباتیک ایدئال نشان داده شده است. همان گونه که مشاهده می‌شود، برای این مدل، دمای میانگین محفظه انبساط کمتر از دمای قسمت گرم‌کن و دمای میانگین محفظه تراکم بیشتر از دمای قسمت خنک‌کن است. این امر باعث می‌شود که بازده موتور استرلینگ با استفاده از این مدل نسبت به مدل اشمیت، مقدار کمتری داشته باشد.

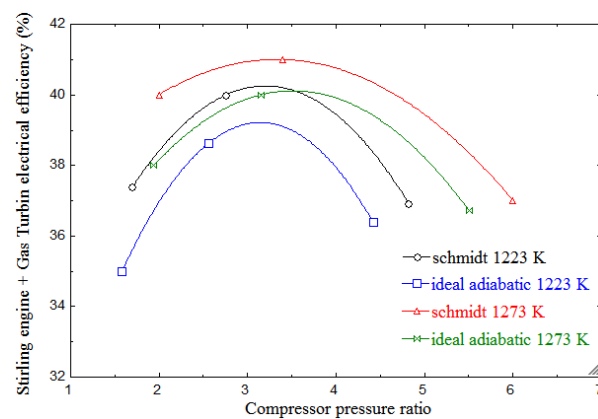


شکل (۹): تغییرات دما در موتور استرلینگ نسبت به تغییر زاویه میل‌لنگ بر اساس مدل آدیاباتیک ایدئال

در شکل (۱۱)، نمودار تغییرات بازده الکتریکی سیکل هیبریدی توربین گاز و موتور استرلینگ با تغییر نسبت فشار کمپرسور و دمای گازهای ورودی به توربین بر اساس هر دو مدل اشمیت و آدیاباتیک ایدئال نشان داده شده است. بازده الکتریکی سیکل هیبریدی برای هر دو مدل استفاده شده از عملکرد توان خالص خروجی سیکل ترکیبی تبعیت می کند. با توجه به نمودارها، افزایش دمای ورودی به توربین باعث رفتار مشابه سیکل یگانه موتور استرلینگ برای سیکل ترکیبی می شود.



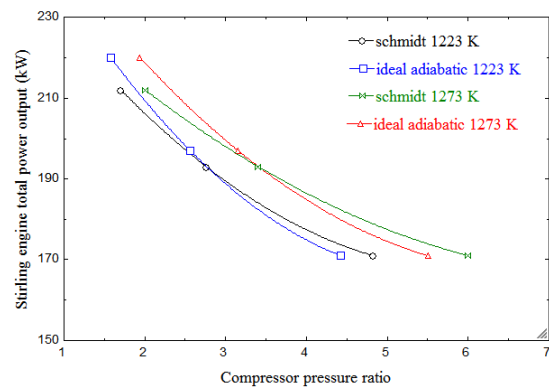
شکل (۱۰): تغییرات توان خروجی سیکل ترکیبی نسبت به تغییرات نسبت فشار کمپرسور در  $TIT=1273K$



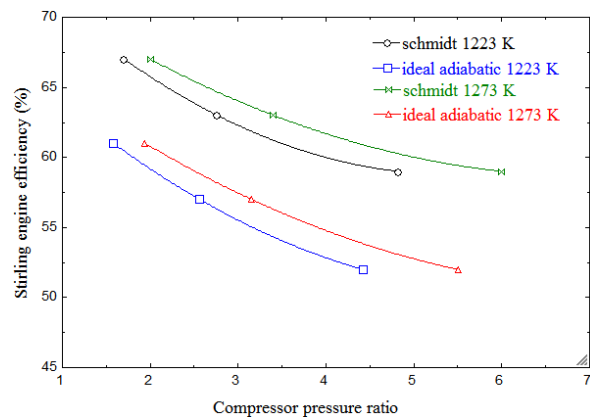
شکل (۱۱): تغییرات بازده سیکل ترکیبی نسبت به تغییرات نسبت فشار کمپرسور در  $TIT=1273K$

با توجه به نتایج ارائه شده، در نسبت فشارهای پایین بیشترین توان تولیدی در سیستم هیبریدی توسط موتور استرلینگ تولید شده و سیکل توربین گاز سهم کمتری دارد. همچنین با افزایش نسبت فشار سهم مربوط به توربین گاز افزایش پیدا کرده و توان تولیدی موتور استرلینگ کاهش می یابد. از نمودارها و نتایج حاصل شده در این تحقیق می توان نتیجه گرفت که با اضافه شدن موتور استرلینگ به سیکل توربین گاز توان تولیدی و بازده سیکل ساده توربین گاز افزایش می یابد.

فشار کمپرسور و دمای گازهای ورودی به توربین گاز بر اساس دو مدل اشمیت و آدیاباتیک ایدئال نشان داده شده است. با توجه به نمودار بازده موتور استرلینگ با افزایش نسبت فشار کمپرسور کاهش می یابد، دلیل این کاهش نیز افت توان خالص خروجی برای موتور استرلینگ است. قابل ذکر است برای تحلیل شرایط مربوط به این دو نمودار دمای گرم کن موتور استرلینگ در محدوده ۸۲۳ تا ۱۰۲۳ درجه کلوین در نظر گرفته شده است.

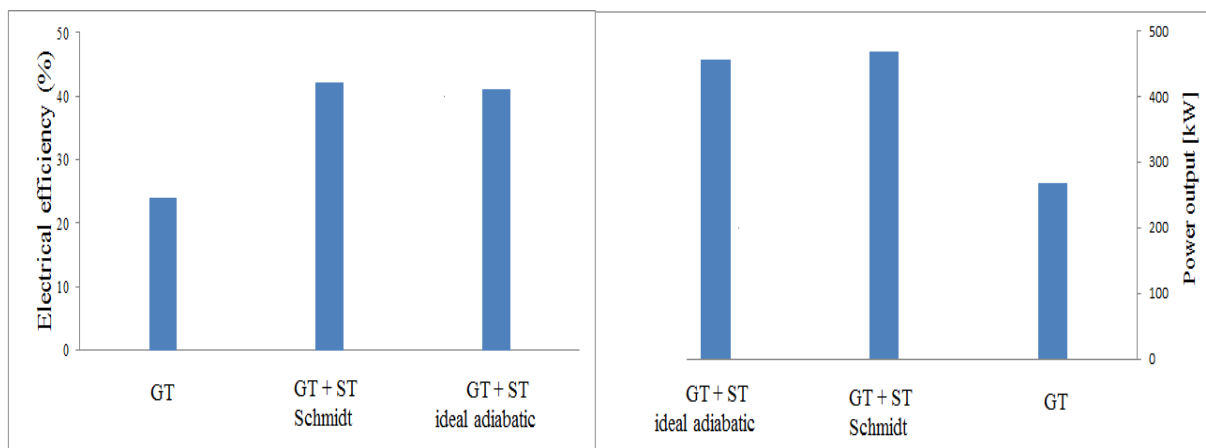


شکل (۸): تغییرات توان خروجی موتور استرلینگ نسبت به تغییرات نسبت فشار کمپرسور در  $TIT=1273K$



شکل (۹): تغییرات بازده موتور استرلینگ نسبت به تغییرات نسبت فشار کمپرسور در  $TIT=1273K$

در شکل (۱۰)، نمودار تغییرات توان خروجی سیکل هیبریدی توربین گاز و موتور استرلینگ با تغییر نسبت فشار کمپرسور و دمای گازهای ورودی به توربین بر اساس هر دو مدل اشمیت و آدیاباتیک ایدئال نشان داده شده است. با افزایش نسبت فشار کمپرسور، توان سیکل توربین گاز ابتدا افزایش سپس کاهش می یابد، این در حالی است که در موتور استرلینگ توان به صورت متناوب کاهش می یابد. نتایج بررسی سیستم هیبریدی نشان می دهد که توان خالص این سیستم با افزایش نسبت فشار، افزایش و سپس در نسبت فشارهای بالا سیر نزولی به خود می گیرد.



شکل (۱۲): نمودار مقایسه‌ای توان تولیدی و بازده الکتریکی توربین گاز و سیکل هیبریدی توربین گاز و موتور استرلینگ

- نتایج نشان می‌دهد با افزایش نسبت فشار کمپرسور میزان توان تولیدی و بازده موتور استرلینگ بر اساس هر دو مدل حل اشمیت و آدیاباتیک ایدئال کاهش می‌یابد.

- نتایج نشان می‌دهد با افزایش نسبت فشار کمپرسور میزان توان تولیدی و بازده الکتریکی سیکل ترکیبی بر اساس هر دو مدل حل اشمیت و آدیاباتیک ایدئال ابتدا افزایش سپس کاهش می‌یابد؛ همچنین افزایش دمای ورودی به توربین گاز باعث افزایش توان تولیدی و بازده سیکل ترکیبی می‌شود.

- نتایج نشان می‌دهد ترکیب توربین گاز و موتور استرلینگ باعث افزایش توان خالص خروجی از ۲۶۸ کیلووات برای توربین گاز به ۴۶۸/۶ کیلووات برای سیکل ترکیبی و افزایش بازده از ۲۴٪ برای توربین گاز به ۴۲/۱٪ برای سیکل ترکیبی بر اساس مدل اشمیت می‌شود.

- نتایج نشان می‌دهد که ترکیب توربین گاز و موتور استرلینگ باعث افزایش توان خالص خروجی از ۲۶۸ کیلووات برای توربین گاز به ۴۵۷/۳ کیلووات برای سیکل ترکیبی و افزایش بازده از ۲۴٪ برای توربین گاز به ۴۱/۱٪ برای سیکل ترکیبی بر اساس مدل آدیاباتیک ایدئال می‌شود.

### فهرست علائم

$\bar{h}$	آنتالپی (kJ/kmol)
LHV	ارزش حرارتی سوخت (kJ/mol)
$P$	فشار (bar)
$\dot{Q}$	نرخ انتقال گرما (kW)
$R$	ثابت عمومی گازها ((8/314) J/kmolK)
$r_p$	نسبت فشار کمپرسور
$T$	دما (K)

در این قسمت با توجه به نمودار میله‌ای شکل (۱۲) مقایسه‌ای بین سیکل ساده توربین گاز با سیستم هیبریدی توربین گاز و موتور استرلینگ بر اساس دو مدل اشمیت و آدیاباتیک ایدئال انجام شده است. بر اساس نمودار، توان تولیدی سیستم پیشنهادی افزایش قابل ملاحظه‌ای داشته، به طوری که توان تولیدی از ۲۶۸ کیلووات برای توربین گاز به ۴۶۸/۶ کیلووات برای سیکل ترکیبی با استفاده از مدل اشمیت و به ۴۵۷/۳ کیلووات برای سیکل ترکیبی با استفاده از مدل آدیاباتیک ایدئال افزایش یافته است. همچنین بازده الکتریکی کل سیستم نیز متعاقباً افزایش یافته، به طوری که بازده الکتریکی از ۲۴٪ برای توربین گاز به ۴۲/۱٪ برای سیکل ترکیبی با استفاده از مدل اشمیت و به ۴۱/۱٪ برای سیکل ترکیبی با استفاده از مدل آدیاباتیک ایدئال افزایش یافته است. برای تحلیل شرایط ذیل دبی هوای ورودی به توربین گاز ۳۰۰ کیلومول بر ساعت، دمای ورودی به توربین ۱۲۷۳ درجه کلوین و دمای هیتور موتور استرلینگ ۹۲۳ درجه کلوین در نظر گرفته شده است. در این حالت می‌توان با بیشترین بازده الکتریکی برای سیکل ترکیبی دست یافت. با توجه به مقادیر به دست آمده برای تحلیل سیستم هیبریدی می‌توان نتیجه گرفت موتور استرلینگ برای استفاده از گازهای خروجی و تلف شده توربین گاز انتخاب بسیار مناسبی است.

### ۷. نتیجه گیری

با توجه به مطالب ارائه شده در این مقاله، می‌توان موارد زیر را به عنوان جمع‌بندی بحث ارائه کرد:

- بیشترین تغییرات حرارت انباشته در موتور استرلینگ مربوط به قسمت بازیاب است که نشان‌دهنده تأثیر بالای عملکرد بازیاب روی عملکرد موتور استرلینگ می‌باشد.

f.c	کمپرسور سوخت	TIT	دمای ورودی توربین (K)
cc	محفظه احتراق	$\dot{W}$	توان (kW)
gt	توربین گاز	$M$	جرم گاز در موتور استرلینگ (kg)
$c$	محفظه تراکم	$m$	جرم (kg)
$h$	قسمت گرم کن	$V$	حجم ( $m^3$ )
$k$	قسمت خنک کن	$W$	کار (kJ)
$e$	محفظه انبساط	$Q$	گرما (kJ)
$r$	بازیاب	$C_p$	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت (J/kgK)
st	موتور استرلینگ	$C_v$	ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت (J/kgK)
ck	محل برخورد فضای تراکم با خنک کن	<b>علائم یونانی</b>	
he	محل برخورد گرم کن با فضای انبساط	$\eta$	راندمان
kr	محل برخورد خنک کن با بازیاب	$\theta$	زاویه میل لنگ [ $^\circ$ ]
rh	محل برخورد گرم کن با بازیاب	$\varepsilon$	بازده مبدل‌های حرارتی و بازیاب
elec	الکتریکی	$\gamma$	نسبت گرمای ویژه گاز ایدئال
gen	ژنراتور	<b>زیر نویس‌ها</b>	
		a.c	کمپرسور هوا

## مراجع

- [1] Mattingly, J.D., *Elements of Propulsion: Gas Turbines and Rockets*. Reston, Virginia, USA: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2006.
- [2] Poullikkas, A., "An Overview of Current and Future Sustainable Gas Turbine Technologies", *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, Vol. 9, No. 5, pp. 409-443, 2005.
- [3] Milewski, J., Badyda, K. and Miller, A., *Gas Turbines in Unconventional Applications*, Efficiency, Performance and Robustness of Gas Turbines, Dr. Volkov Konstantin (Ed.), ISBN: 978-953-51-0464-3, 2012.
- [4] Schmidt, G., *The Theory of Lehmann's Calorimetric Machine*, Z., Vereines Deutcher Ingenieure, 15, part 1, 1871.
- [5] Finkellstein, T., *Analogue Simulation of Stirling Engine*, No. 2, 1975.
- [6] Urieli, I., Berchowitz, D.M., *Stirling Cycle Engine Analysis*, Oxford, Oxford University Press, 1984.
- [7] Kongtragool, B., Wongwises, S., "A Review of Solar Powered Stirling Engines and Low Temperature Differential Stirling Engines", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 7, pp. 131-154, 2003.
- [8] Timoumi, Y., Nasrallah, S.B. and Tlili, I., "Numerical Simulation and Losses Analysis in a Stirling Engine", *Heat and Technology*, Vol. 24, No. 1, pp. 97-105, 2006.
- [9] Timoumi, Y., Tlili, I., Nasrallah, S. B., "Reduction of Energy Losses in a Stirling Engine", *Heat and Technology*, Vol. 25, No. 1, pp. 81-90, 2007.
- [10] Timoumi, Y., Nasrallah, S. B. and Tlili, I., "Thermodynamic Analysis of the Stirling Heat Engine with Regenerative Losses and Internal Irreversibilities", *Engine Res*, Vol. 9, pp. 45-56, 2007.
- [11] Timoumi, Y., Tlili, I. and Nasrallah, S.B., "Design and Performance Optimization of GPU-3 Stirling Engines", *Energy*, Vol. 33, pp. 1100-1114, 2008.
- [12] Korlu, M., Pirkandi, J. and Maroufi, A., "Thermodynamic Analysis of a Gas Turbine Cycle Equipped with a Non-ideal Adiabatic Model for a Double Acting Stirling Engine", *Energy Conversion and Management*, Vol. 147, pp. 120-134, 2017.
- [13] Thombare, D.G. and Verma, S.K., "Technological Development in the Stirling Cycle Engines", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 12, pp. 1-38, 2008.
- [14] Chahartaghi, M. and Sheykhi, M., "Energy and Exergy Analyses of Beta-type Stirling Engine at Different Working Conditions", Vol. 169, pp. 279-290, 2018.
- [15] Entezari, A., Manizadeh, A., and Ahmadi, R., "Energetical, Exergetical and Economical Optimization Analysis of Combined Power Generation System of Gas Turbine and Stirling Engine", Vol. 159, pp. 189-203, 2018.
- [16] مصطفوی، سید علیرضا، شیرازی، محمد، «احتراق ذرات سوخت زیست توده در یک واحد تولید همزمان توان و حرارت مقیاس کوچک»، نشریه علمی و پژوهشی مهندسی و مدیریت انرژی، جلد ۶، شماره ۳، صفحه ۵۶-۶۳، ۱۳۹۵.
- [17] Haseli, Y., Dincer, I. and Naterer, G.F., "Thermodynamic Modeling of a Gas Turbine Cycle Combined with a Solid Oxide Fuel Cell", *Hydrogen Energy* Vol. 33, pp. 5811-5822, 2008.
- [18] Abete, A. J., *Testing and Optimization of the Performance of a Stirling Engine*, Master. Thesis, College Osnabrück, 2013.
- [19] Walker, G., *Stirling Engines*, Oxford University Press, Oxford, 1980.

[20] Malroy, E.T., *Solution of the Ideal Adiabatic Stirling Model with Coupled First Order Differential Equations by*

*the Pasic Method*, Masters. Thesis, Ohio University, College of Engineering and Technology, 1998.