



بهینه سازی تقدم فاز موتور استرلینگ نوع آلفا به روش شبیه سازی گام به گام

علیرضا نجفی عامل¹، شهریار کوراوند^{2*}، پیام زرافشان²، علی ماشاءاله کرمانی²، مرتضی خشه چی²

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشگاه تهران، تهران

2- استادیار، مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشگاه تهران، تهران

* skouravand@ut.ac.ir, 3391653755 صندوق پستی تهران

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 31 تیر 1396

پذیرش: 02 مهر 1396

ارائه در سایت: 05 آبان 1396

کلید واژگان:

تقدم فاز

موتور استرلینگ آلفا

تحلیل پنج حجمی آدیباتیک

تحلیل ایزوترمال

حل عددی گام به گام

چکیده

در این مقاله بهینه سازی زاویه تقدم فاز موتور استرلینگ آلفا به روش عددی گام به گام انجام شده است. پس از بررسی شیوه عملکرد انواع موتورهای استرلینگ، به مطالعه تاثیر زاویه تقدم فاز بر میزان توان و راندمان موتورهای استرلینگ آلفا پرداخته شد. مدل سازی سینماتیکی حجم های متغیر تراکمی و انبساطی به کمک نرم افزار آدامز انجام گردیده است. سپس خطی سازی معادلات ترمودینامیکی براساس تحلیل سیکل استرلینگ به صورت ایزوترمال و پنج حجمی آدیباتیک برای بدست آوردن حل اولیه پارامترهای تاثیرگذار آن بر میزان توان و راندمان انجام شد. برای بهینه سازی تقدم فاز حرکتی پیستون های تراکمی و انبساطی، حل عددی گام به گام سیکل استرلینگ انجام گردید. مقایسه حل عددی با داده های تجربی نشان دهنده درصد خطای کمتر از 5.3 می باشد. نتایج شبیه سازی زاویه تقدم فاز بهینه را 103 درجه نشان می دهد. در این زاویه بهینه نتایج نشان از افزایش 4.8 درصدی توان خروجی نسبت به توان خروجی در زاویه تقدم 90 درجه مرسوم را نشان می دهد. نتایج شبیه سازی نشان از بهبود 1.2 درصدی راندمان موتور استرلینگ آلفا با تنظیم این زاویه تقدم فاز نسبت به راندمان در زاویه تقدم 90 درجه دارد.

Optimization of Alpha Type Stirling Engine Phase Angle with Step-By-Step Simulation Method

Alireza Najafi Amel, Shahriar Kouravand*, Payam Zarafshan, Ali Mashaallah Kermani, Morteza Khashehchi

Department of Agrotechnology, Aburaihan Campus, University of Tehran, Tehran, Iran

* P.O.B. 3391653755, Tehran, Iran, skouravand@ut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 22 July 2017

Accepted 24 September 2017

Available Online 27 October 2017

Keywords:

Step by Step method

alpha Stirling engine

phase angle

isothermal analysis

five-volume adiabatic analysis

ABSTRACT

In this paper, optimization phase angle of alpha Stirling engine is performed using step by step method. After studying on the operation of various types of Stirling engines, the effect of the phase angle on the power and efficiency of Alpha Stirling engines was studied. The kinematic modeling of volumetric compression and expansion volumes has been done by ADAMS software. Then, the linearization of the thermodynamic equations was carried out on the basis of analysis of the isothermal and five-volume adiabatic Stirling cycles to obtain the initial solution of its effective parameters on the power and efficiency. To optimize the phase angle between compression and expansion pistons, stepwise numerical solution of the Stirling cycle was performed. Comparison of numerical solution with experimental data indicates an error rate of less than 5.3%. The simulation results show the optimum phase angle of 103 °. At this optimal angle, the results indicate an increase of 4.8% of the output power rather than the output power at a 90 ° pre-aligned angle. Simulation results indicate an improvement of 1.2% of the Alpha Stirling engine efficiency by adjusting this phase priority angle to the efficiency at 90 °.

1- مقدمه

جایگزینی و گسترش استفاده از منابع جایگزین به جای این منابع امکان پذیر است. بر همین اساس بسیاری از کشورهای جهان در تلاش برای گسترش و توسعه انرژی های تجدید پذیر برای جایگزینی با این منابع می باشند. امروزه تکنولوژی های مختلفی در جهت توسعه استفاده از انرژی های تجدید پذیر مورد استفاده قرار می گیرد. یکی از این تکنولوژی ها که امروزه مورد توجه بسیاری زیادی قرار گرفته است استفاده از یک موتور حرارتی با نام موتور استرلینگ است. موتور استرلینگ یک موتور احتراق خارجی است و دارای اعطاف پذیری بالا در استفاده از منابع انرژی مختلف می باشد و می تواند انرژی حرارتی موجود در منابع تجدید پذیر را به انرژی مکانیکی و الکتریکی

پیشرفت جوامع بشری بر دستیابی و استفاده بهینه از منابع انرژی استوار است. با توجه به آمار موجود بین میزان مصرف انرژی و شاخص های اقتصادی ارتباط تنگاتنگی وجود دارد. از این رو با توسعه کشورها مصرف انرژی نیز افزایش می یابد. امروزه عمده منابع تامین کننده انرژی مصرفی جهان انرژی های تجدیدناپذیر می باشند که استفاده گسترده از این منابع موجب آزاد شدن بیش از اندازه گازهای گلخانه ای و بروز پدیده هایی همچون گرم شدن زمین و النینو گردیده است [1].

بنابراین تلاش برای کاهش اثرات و مقابله با چنین پدیده هایی تنها با

Please cite this article using:

A. Najafi Amel, Sh. Kouravand, P. Zarafshan, A. Mashaallah Kermani, M. Khashehchi, Optimization of Alpha Type Stirling Engine Phase Angle with Step-By-Step Simulation Method, Modares Mechanical Engineering, Vol. 17, No. 10, pp. 341-349, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

سیستم بازیاب، مبدل حرارتی گرم و محفظه انبساطی می‌باشد و علت طبقه‌بندی‌های آن‌ها تفاوت در پیکربندی آن‌ها می‌باشد [8].

موتور استرلینگ نوع آلفا برای تبدیل انرژی حرارتی به انرژی مکانیکی از قسمت‌های مختلفی تشکیل شده است. این مدل دارای دو سیلندر مجزا با نام‌های سیلندر تراکمی و انبساطی می‌باشد که به وسیله مبدل حرارتی سرد، سیستم بازیاب و مبدل حرارتی گرم به هم متصل می‌شوند (شکل 1). در این مدل پیستون انبساطی درون سیلندر گرم و در کنار منبع حرارتی گرم و پیستون تراکمی درون سیلندر سرد در کنار منبع سرد قرار می‌گیرد. موتور آلفا دارای نسبت توان به حجم بالاتری نسبت به مدل‌های دیگر می‌باشد و حجم کلی سیال عامل وابسته به جابجایی دو پیستون موجود در موتور است. در این مدل به علت جدا بودن هیت و کولر تلفات حرارتی پایین‌تری اتفاق می‌افتد در نتیجه راندمان بالاتری نسبت به مدل‌های دیگر داراست [9].

موتور استرلینگ بتا اولین مدل ساخته شده از موتورهای استرلینگ می‌باشد در این مدل پیستون قدرت و جابجاکننده درون یک سیلندر قرار می‌گیرند (شکل 2). در این مدل برخلاف مدل آلفا از جابجا کننده برای انتقال سیال عامل بین حجم‌های کنترلی استفاده می‌گردد.

در مدل گاما نیز همانند مدل بتا از جابجاکننده برای انتقال سیال عامل بین حجم‌های کنترلی مختلف استفاده می‌گردد (شکل 3). در این مدل پیستون قدرت و جابجا کننده در دو سیلندر مجزا قرار می‌گیرند که این امر موجب طولانی شدن مسیرهای اتصالی می‌گردد و فضای مرده موتور را افزایش می‌دهد.

3- اساس عملکردی موتورهای استرلینگ آلفا

در این موتورها با انتقال حرارت از منبع حرارتی گرم به سیال عامل موجود در پشت پیستون توسط مبدل حرارتی گرم موجب انبساط سیال عامل می‌گردد و

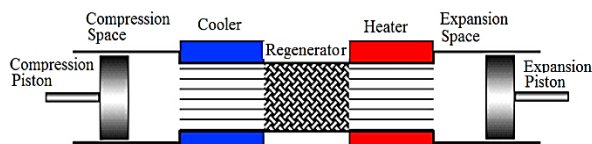


Fig. 1 Alpha Stirling engine configuration [8]

شکل 1 ساختار موتور استرلینگ آلفا [8]

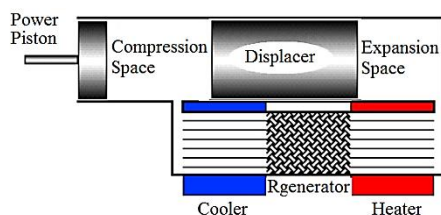


Fig. 2 Beta Stirling engine configuration [8]

شکل 2 ساختار موتور استرلینگ بتا [8]

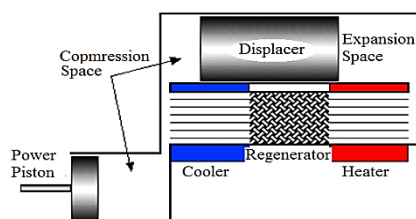


Fig. 3 Gama Stirling engine configuration [8]

شکل 3 ساختار موتور استرلینگ گاما [8]

تبدیل نماید [2]. امروزه در طراحی و استفاده از موتور استرلینگ در تکنولوژی‌های انرژی تجدیدپذیر پیشرفت‌های خوبی صورت گرفته است، که می‌توان به احداث نیروگاه استرلینگ خورشیدی با توان 25 کیلووات در کالیفرنیا اشاره نمود [3]. موتور استرلینگ از لحاظ پیکربندی در انواع مختلف ساخته می‌شود که می‌توان به مدل‌های آلفا، بتا و گاما اشاره نمود. موتور استرلینگ مدل آلفا آخرین مدل اختراع شده در میان مدل‌های مختلف می‌باشد ولی قابلیت تولید توان 50 درصد بالاتر نسبت به مدل‌های دیگر را داراست [4]. از این رو توسعه و بهبود عملکرد این موتور می‌تواند موجب کاهش هزینه‌ها و تولید توان بالاتر در استفاده از موتورهای استرلینگ در زمینه انرژی‌های تجدیدپذیر و در نتیجه توسعه استفاده از این منابع گردد. موتور استرلینگ آلفا از قسمت‌های مختلفی همچون محفظه تراکمی، محفظه انبساطی، مبدل‌های سرد و گرم و سیستم بازیاب تشکیل شده است. در این موتورها وجود اختلاف فاز حرکتی در پیستون‌های موجود در محفظه‌های تراکمی و انبساطی از اهمیت بالایی برخوردار است و وجود این اختلاف فاز موجب عملکرد مناسب موتور می‌گردد. امروزه در تمامی موتورهای استرلینگ ساخته شده همواره اختلاف فاز 90 درجه در نظر گرفته می‌شود [5].

مارتینی و همکاران با بررسی موتورهای استرلینگ آلفا ساخته شده مشاهده نمودند میزان اختلاف فاز تأثیر بالایی بر توان و راندمان موتورهای استرلینگ را دارد و میزان بهینه اختلاف فاز در این موتورها باتوجه به خصوصیات حرارتی و مکانیکی هر موتور می‌تواند مقداری کمتر یا بیشتر از 90 درجه را دارا باشد [6]. از این رو حل عددی تقدم فاز موتور استرلینگ می‌تواند موجب انتخاب تقدم فاز بهینه در طراحی موتور گردد و میزان توان و راندمان موتور را افزایش دهد.

در این مقاله بهینه‌سازی زاویه تقدم فاز موتور استرلینگ آلفا به روش عددی گام به گام انجام شده است تا با انتخاب تقدم فاز مناسب در طراحی میزان توان و راندمان موتور افزایش یابد. در بخش بعد ضمن معرفی موتورهای استرلینگ، اساس عملکردی موتور استرلینگ آلفا بررسی گردیده مدل‌سازی ترمودینامیکی حجم‌های متغیر تراکمی و انبساطی انجام شده، سپس به کمک نرم‌افزار آدامز، شبیه‌سازی سینماتیکی حجم‌های متغیر تراکمی و انبساطی انجام گردیده است. در گام بعدی حل معادلات ترمودینامیکی سیکل استرلینگ به روش ایزوترمال انجام گردیده و روابط اولیه جهت استفاده در تحلیل آدیاباتیک بدست آمده است. در مرحله بعد حل عددی گام به گام¹ سیکل استرلینگ آدیاباتیک موتور استرلینگ با هدف بهینه‌سازی تقدم فاز پیستون‌های تراکمی و انبساطی انجام و با داده‌های تجربی [7]، مقایسه گردیده است.

2- موتور استرلینگ

موتور استرلینگ یک موتور احتراق خارجی که در سال 1816 میلادی توسط برادران استرلینگ اختراع گردید است و براساس انبساط و انقباض سیال عامل کار می‌کند. سال‌ها پس از اختراع برادران استرلینگ درک علمی عملکردی آن اتفاق افتاد و موجب معرفی سیکل استرلینگ گردید. پس از برادران استرلینگ نیز تحقیقات زیادی در جهت توسعه این موتورها آغاز گردید که موجب ارائه چندین مدل مختلف گردید. از انواع مختلف موتور استرلینگ سه مدل آلفا، بتا و گاما گستردگی فراوانی پیدا نموده‌اند. تمامی این مدل‌ها براساس سیکل ترمودینامیکی یکسانی کار می‌کنند و دارای پنج حجم کنترلی می‌باشند که به ترتیب با نام‌های محفظه تراکمی، مبدل حرارتی سرد،

¹ Step-by-Step Numerical Method

مبنای تئوری محفظه تراکمی و انبساطی ایزوثرم، بر پایه ضریب انتقال حرارت بی نهایت در فضاهای تراکمی و انبساطی و بازیابی کامل حرارتی در سیستم بازیاب ارائه گردیده است [12]. بنابراین در این تحلیل سیال عامل موجود در فضای انبساطی در دمای ثابت منبع حرارتی گرم T_h و سیال عامل موجود در فضای تراکمی در دمای ثابت سینک حرارتی سرد T_k در نظر گرفته می شود.

$$T_e = T_h \quad (1)$$

$$T_c = T_k \quad (2)$$

بر همین اساس در این تحلیل دما در حجم های کنترل ثابت در نظر گرفته می شود؛ بدین معنی که گرادیان دمایی در حجم های کنترل وجود نداشته و تغییرات دمایی ناچیز می باشد. بازیابی حرارتی در سیستم بازیاب به صورت کامل انجام می گیرد و دمای بازیاب ثابت و برابر T_r می باشد. علاوه بر این عملکرد موتور در شرایط ایده آل بوده و هیچ گونه اتلاف اصطکاکی و حرارتی وجود ندارد و موتور فاقد هیچ گونه نشتی می باشد بر همین اساس مقدار سیال عامل موجود در موتور همواره مقدار ثابت بوده و برابر با مجموع میزان سیال عامل موجود در هر یک از حجم های کنترلی است.

$$M = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \quad (3)$$

برطبق فرضیات صورت گرفته فشار سیال عامل موجود در موتور بر فرضیات صورت گرفته مبنی بر شرایط ایده آل بر طبق قانون حاکم بر گاز کامل محاسبه گردیده و به صورت زیر می باشد.

$$P = MR \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_h} \right)^{-1} \quad (4)$$

همچنین براساس فرضیات صورت گرفته مبنی بر بازیابی کامل حرارتی در سیستم بازیاب دمای سیستم بازیابی به صورت خطی بین دمای محفظه انبساطی و محفظه تراکمی تغییر می نماید (شکل 5).

$$T_r = \frac{T_h - T_k}{\ln \frac{T_h}{T_k}} \quad (5)$$

بنابراین فشار متوسط موتور استرلینگ براساس تحلیل ایزوثرمال به صورت رابطه (6) خواهد بود.

$$P = MR \left(\frac{V_c}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln \left(\frac{T_h}{T_k} \right)}{(T_h - T_k)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_e}{T_e} \right)^{-1} \quad (6)$$

همان طور که در "شکل 6" مشاهده می شود، در موتور استرلینگ حجم های کنترلی مبدل حرارتی سرد و گرم، سیستم بازیاب دارای حجم ثابتی بوده و تغییرات فشار و تولید توان وابسته به تغییرات حجم در محفظه های انبساطی و تراکمی می باشد [13]. بنابراین برای بدست آوردن اندازه های حجم های مذکور، مطابق "شکل 7" توسط نرم افزار آدامز شبیه سازی تغییرات حجم صورت گرفته است.

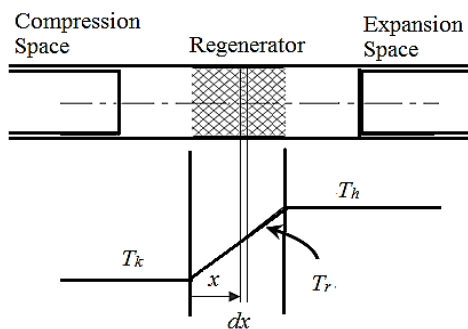


Fig. 5 Temperature variations in regenerator

شکل 5 تغییرات دمایی بازیاب

با ایجاد فشار بالاتر موجب حرکت پیستون می گردد سپس با حرکت پیستون انبساطی سیال عامل منبسط شده به محفظه تراکمی منتقل می گردد و در مبدل سرد حرارت خود را از دست داده و منقبض می گردد و با حرکت پیستون تراکمی به محفظه انبساطی منتقل می گردد. بر همین اساس اختلاف فاز حرکتی پیستون های گرم و سرد و کاهش و افزایش حجم های انبساطی و تراکمی تاثیر مستقیمی بر عملکرد موتور دارد.

4- تقدم فاز

در موتورهای استرلینگ آلفا تقدم فاز (اختلاف حرکت زاویه ای پیستون تراکمی و پیستون انبساطی) مهم ترین نقش را در عملکرد موتور و طراحی قسمت های دیگر بر عهده دارد [10]. موتورهای استرلینگ آلفا ساخته شده همواره تقدم فاز 90 درجه در نظر گرفته می شود در حالی که تقدم فاز مناسب به خصوصیات طراحی موتور و مسیرهای جریان گاز وابسته است و می تواند از 90 درجه کم تر یا بیش تر باشد. مارتینی و همکاران تاثیر تقدم فازهای مختلف بر روی توان موتور را در سه حجم مرده مختلف مورد بررسی قرار داده اند [6]. باتوجه به "شکل 4" مارتینی و همکاران با بررسی نمونه مختلف های مختلف ساخته شده از موتورهای استرلینگ نشان دادند که میزان تقدم فاز در این موتورها وابسته به شرایط کارکردی و ساختاری موتور است. میزان بهینه این زاویه می تواند برای هر موتور میزانی متفاوت از 90 درجه باشد. بنابراین به منظور کارکرد مطلوب می بایست ابتدا میزان زاویه لنگ بهینه برای هر موتور مشخص گردد. میزان زاویه لنگ بهینه برای هر موتور وابسته به شرایط کارکردی و حرارتی می باشد. بنابراین محاسبه زاویه تقدم مناسب برای هر موتور استرلینگ نیازمند تحلیل شرایط حرارتی و سیکل ترمودینامیکی کارکردی مناسب با خصوصیات مکانیکی موتور می باشد [11].

5- مدل سازی ترمودینامیکی

عملکرد موتور استرلینگ همانند تمامی ماشین های حرارتی برطبق یک سیکل ترمودینامیکی می باشد. اساس عملکردی ترمودینامیکی موتور استرلینگ پنجاه سال پس از اختراع اولین موتور استرلینگ معرفی گردید؛ بر همین اساس سیکل ترمودینامیکی موتور استرلینگ به صورت یک سیکل بسته بازیابی ترمودینامیکی شامل دو فرآیند هم دما و دو فرآیند هم حجم می باشد که انرژی حرارتی را به انرژی مکانیکی تبدیل می نماید.

1-5- تحلیل سیکل استرلینگ به صورت ایزوثرمال

از زمان اختراع موتور استرلینگ توسط برادران استرلینگ تحقیقات زیادی در زمینه تحلیل سیکل عملکردی این موتورها انجام گرفته است. نخستین تحلیل ریاضی قابل قبول برای تحلیل سیکل ترمودینامیکی موتور استرلینگ پنجاه سال پس از اختراع آن توسط اشمیت ارائه گردید. تحلیل اشمیت بر

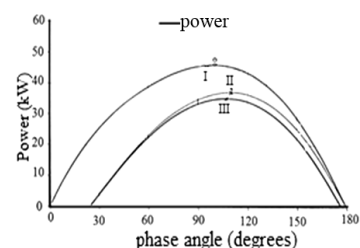


Fig. 4 Graph of power output vs phase angle for 3 different dead volumes [11]

شکل 4 تاثیر تغییرات زاویه تقدم بر توان موتور فیلپس در سه حجم مرده مختلف [11]

همچنین براساس وجود اختلاف فاز α بین حرکت پیستون انبساطی و پیستون تراکمی در موتور استرلینگ آلفا، حجم متغیر محفظه تراکمی نیز به صورت شبه سینوسی خواهد بود.

$$y_e(\theta) = r \sin(\theta) + r \left(\frac{\sqrt{l^2 - (e-r)^2}}{\sqrt{(l-r)^2 - e^2}} \right) \cos(\theta) + \sqrt{l^2 - (e + r \cos(\theta))^2} \quad (7)$$

$$V_e(\theta) = A_{pe} y_e(\theta) \quad (8)$$

$$\frac{dV_e}{d\theta} = A_{pe} \left[r \cos(\theta) - \left(\frac{\sqrt{l^2 - (e-r)^2}}{\sqrt{(l-r)^2 - e^2}} \right) r \sin(\theta) + \left(\frac{2(e + r \cos(\theta))}{\sqrt{l^2 - (e + r \cos(\theta))^2}} \right) r \sin(\theta) \right] \quad (9)$$

باتوجه به اتصال پیستون های انبساطی و تراکمی و در نتیجه تغییرات سرعت برابر، تغییرات حجمی تراکمی نیز وابسته به تغییرات مکانی پیستون تراکمی خواهد بود. بنابراین تغییرات حجمی پیستون تراکمی به صورت زیر خواهد بود.

$$y_c(\theta) = r \sin(\theta) - r \left(\frac{\sqrt{l^2 - (e-r)^2}}{\sqrt{(l-r)^2 - e^2}} \right) \cos(\theta) + \sqrt{l^2 - (e + r \cos(\theta))^2} \quad (10)$$

$$V_c(\theta) = A_{pc} y_c(\theta) \quad (11)$$

$$\frac{dV_c}{d\theta} = A_{pc} \left[r \cos(\theta) + \left(\frac{\sqrt{l^2 - (e-r)^2}}{\sqrt{(l-r)^2 - e^2}} \right) r \sin(\theta) + \left(\frac{2(e + r \cos(\theta))}{\sqrt{l^2 - (e + r \cos(\theta))^2}} \right) r \sin(\theta) \right] \quad (12)$$

در نتیجه حجم محفظه انبساطی و تراکمی در هر لحظه از زاویه عملکردی موتور، با در نظر گرفتن حجم های مرده برای محفظه های تراکمی و انبساطی به ترتیب برابر با V_{cle} و V_{clc} می باشد. حجم های مرده سیلندرهای تراکمی و انبساطی براساس ماکسیمم حجم های جاروب تراکمی و انبساطی محاسبه می شود.

$$V_e = V_{cle} + V_{swe} \left(\frac{1 + \cos(\theta + \alpha)}{2} \right) \quad (13)$$

$$V_c = V_{clc} + V_{swc} \left(\frac{1 + \cos(\theta)}{2} \right) \quad (14)$$

بنابراین فشار لحظه ای برابر می شود با:

$$P_\theta = \frac{MR}{[S + \left(\frac{V_{swe} \cos \alpha}{2T_h} + \frac{V_{swc}}{2T_k} \right) \cos \theta - \left(\frac{V_{swc}}{2T_h} \sin \alpha \right) \sin \theta]} \quad (15)$$

که در این جا S برابر است با:

$$S = \frac{V_{swc}}{2T_k} + \frac{V_{clc}}{T_k} + \frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r \ln \left(\frac{T_h}{T_k} \right)}{(T_h - T_k)} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_{swe}}{2T_h} + \frac{V_{cle}}{T_h} \quad (16)$$

همچنین با ساده سازی معادله (15) فشار لحظه ای به صورت زیر خواهد بود.

$$\beta = \arctan \left(\frac{\frac{V_{swc}}{2T_h} \sin \alpha}{\frac{V_{swe} \cos \alpha}{T_h} + \frac{V_{swc}}{T_k}} \right) \quad (17)$$

$$\beta + \theta = \varphi \quad (18)$$

$$P_\theta = \frac{MR}{[S + \cos(\varphi)]} \quad (19)$$

محاسبه کل کار انجام شده در موتور براساس حجم های متغیر V_e و V_c نیازمند محاسبه کار انجام شده در فرآیندهای انبساط و تراکم است. کار انجام شده در تراکم و انبساط یک سیکل استرلینگ برابر است با:

$$W_c = \oint p dV_c = \int_0^{2\pi} p \frac{dV_c}{d\theta} d\theta \quad (20)$$

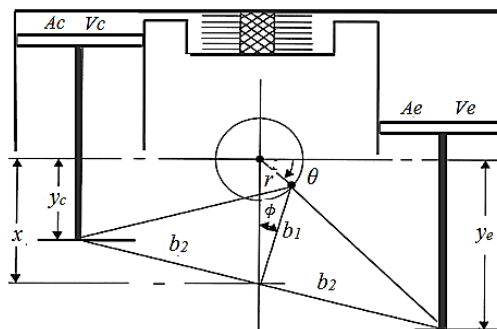


Fig. 6 Geometrical schematic of alpha Stirling engine [13]

شکل 6 شماتیک هندسی موتور استرلینگ آلفا [13]

Last_Run Time=0.000 Equilibrium Frame=001



Fig. 7 Simulation of Stirling engine mechanism in ADAMS

شکل 7 شبیه سازی مکانیزم موتور استرلینگ در نرم افزار آدامز

تغییرات حجم در محفظه های تراکمی و انبساطی موتور استرلینگ آلفا تابعی از جابجایی پیستون های تراکمی و انبساطی می باشد. همان گونه که در "شکل های 8 و 9" مشاهده می گردد تغییرات مکانی و سرعتی پیستون انبساطی به صورت شبه سینوسی می باشد. بر همین اساس تغییرات حجم انبساطی نیز باتوجه به این که تابعی از حرکت پیستون انبساطی می باشد به صورت شبه سینوسی خواهد بود.

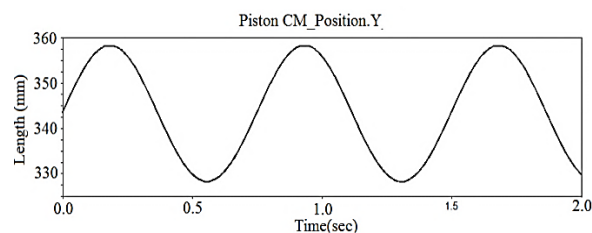


Fig. 8 Graph of central mass position of alpha Stirling engine expansion piston vs. time from ADAMS

شکل 8 نمودار مکان-زمان مرکز جرم پیستون انبساطی موتور استرلینگ آلفا

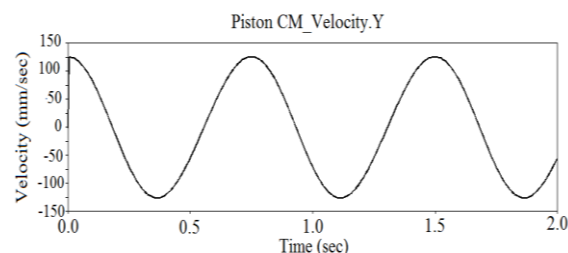


Fig. 9 Graph of central mass velocity of alpha Stirling engine expansion piston vs. time from ADAMS

شکل 9 نمودار سرعت-زمان مرکز جرم پیستون انبساطی موتور استرلینگ آلفا در نرم افزار آدامز

سیکل استرلینگ با در نظر گرفتن شرایط ایده آل برابر راندمان کارنوت خواهد بود. این موضوع نشان از صحت تحلیل ایزوترمال می باشد.

2-5- تحلیل سیکل استرلینگ به صورت آدیباتیک

در تحلیل ایزوترمال سیکل استرلینگ فرآیندهای تراکم و انبساط همدم در نظر گرفته می شود. در نتیجه برطبق این فرضیات، وجود هیتر و کولر در موتور غیر ضروری است، در حالی که این فرض نمی تواند نزدیک به واقعیت باشد. زیرا همان گونه که رانکین اثبات نموده است، انتقال حرارت نمی تواند دقیقاً در دمای ثابت اتفاق بیافتد. در نتیجه فرآیندهای تراکم و انبساط در موتورهای استرلینگ به حالت آدیباتیک نزدیکتر خواهند بود.

همان طور که در "شکل 10" مشاهده می گردد دمای گاز در مبدل حرارتی سرد و گرم به ترتیب برابر با T_c و T_e می باشد و دمای گاز در بازایاب به صورت خطی بین این دو دما تغییر می کند. همچنین آنتالپی نیز از چهار مرز بین حجم های کنترلی با شدت جرم جریان یافته انتقال پیدا می کند. نکته مهم در این مدل دمای بین بازایاب و کولر و دمای بین هیتر و بازایاب است که به جهت جریان وابسته است.

علاوه بر این دمای بین فضای تراکمی و مبدل سرد و فضای انبساطی و مبدل گرم پیوسته نبوده و تابع شدت جریان عبوری از مرزهای کنترلی می باشند.

$$T_{ck} = T_c \text{ در غیر این صورت } T_{ck} = T_c \text{ آنگاه } m_{ck} > 0 \text{ اگر} \quad (33)$$

$$T_{he} = T_e \text{ در غیر این صورت } T_{he} = T_h \text{ آنگاه } m_{he} > 0 \text{ اگر} \quad (34)$$

مدل آدیباتیک بر مبنای اصل بقای انرژی و جرم و معادله حالت بیان می گردد. برطبق اصول بقای جرم و انرژی داریم:

$$\sum M_i - \sum M_o = DM \quad (35)$$

$$dQ - dW + \sum M_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gZ_i \right) - \sum M_o \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + gZ_o \right) = dE \quad (36)$$

در معادله (36) انرژی کل بر واحد جرم می باشد که با صرف نظر کردن از انرژی های پتانسیل و جنبشی، این معادله به صورت زیر بازنویسی می شود.

$$dQ - dW + C_p T_i M_i - C_p T_o M_o = C_p d(mT) \quad (37)$$

همچنین برطبق معادله حالت:

$$pV = mRT \quad (38)$$

با لگاریتم گیری و دیفرانسیل گیری معادله (38)، معادله زیر حاصل می شود.

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} \quad (39)$$

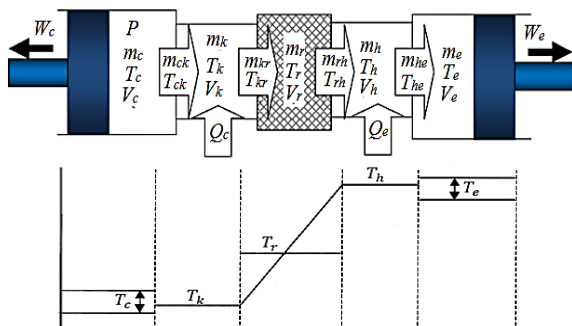


Fig. 10 Schematic of adiabatic Stirling cycle [14]

شکل 10 مدل آدیباتیک استرلینگ [14]

$$W_e = \oint p dV_e = \int_0^{2\pi} p \frac{dV_e}{d\theta} d\theta \quad (21)$$

با توجه به این که معادلات بالا انتگرال پذیر و دارای دوره تناوب 2π می باشند، در حل این معادلات می توان از سری فوریه استفاده نمود. براساس سری فوریه می توان هر تابع متناوب را مجموع یک تابع ثابت و تعداد نامحدودی تابع سینوسی نوشت. در سیکل استرلینگ نیز فشار متغیر و تناوبی است و دیگر پارامترها ثابت می باشند. بنابراین داریم:

$$P(\theta) = P_0 + \sum_{i=1}^{\infty} [P_{ci} \cos(i\theta) + P_{si} \sin(i\theta)] \quad (22)$$

کار انجام شده در تراکم سیال عامل در محفظه تراکمی نیز برابر به صورت زیر خواهد بود.

$$W_c = -\frac{V_{swc} P_{c1}}{2} \int_0^{2\pi} P_0 + \sum_{i=1}^{\infty} P_{ci} \cos(i\theta) \sin(\theta) d\theta \quad (23)$$

$$W_c = -\frac{V_{swc} P_0}{2} \int_0^{2\pi} \sin(\theta) d\theta - \frac{V_{swc}}{2} \sum_{i=1}^{\infty} P_{ci} \int_0^{2\pi} \cos(i\theta) \sin(\theta) d\theta - \frac{V_{swc} P_{c1}}{2} \sum_{i=2}^{\infty} \int_0^{2\pi} \cos(\theta) \sin(i\theta) d\theta \quad (24)$$

دو ترم اول معادله (24) برابر صفر می شوند و معادله به صورت زیر ساده سازی می گردد.

$$W_c = -\frac{V_{swc} P_0}{2} \int_0^{2\pi} \cos(\theta + \beta) \sin(\theta) d\theta \quad (25)$$

با انتگرال گیری از معادله (25) کار تراکمی برابر می شود با:

$$W_c = \frac{1}{2} \pi V_{swc} P_{c1} \sin(\beta) \quad (26)$$

همچنین با توجه به وجود اختلاف فاز α بین حرکت پیستون تراکمی و انبساطی کار انبساطی نیز برابر است با:

$$W_e = \frac{1}{2} \pi V_{swe} P_{c1} \sin(\beta - \alpha) \quad (27)$$

حال محاسبه P_{c1} در معادله (27) براساس روابط فوریه:

$$P_{c1} = \frac{MR}{\pi} \int_0^{2\pi} \frac{\cos(\varphi)}{s + \cos(\varphi)} d\varphi \quad (28)$$

با حل معادله (28) و ساده سازی و جاگذاری در معادله (25)، این معادله به صورت زیر نوشته می شود.

$$W_c = MR\pi V_{swc} \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{1}{s^2}}} \right) \sin(\beta) \quad (29)$$

معادله (27) نیز به صورت زیر در خواهد آمد.

$$W_e = MR\pi V_{swe} \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{1}{s^2}}} \right) \sin(\beta - \alpha) \quad (30)$$

با استفاده از معادلات (29) و (30) راندمان سیکل استرلینگ به صورت زیر بدست خواهد آمد.

$$\eta = 1 - \frac{V_{swc}}{V_{swe}} \left(\frac{\tan(\beta)}{\sin(\alpha) - \tan(\beta) \cos(\alpha)} \right) \quad (31)$$

با جاگذاری معادله (17) در معادله (31) و ساده سازی، راندمان سیکل استرلینگ به صورت زیر حاصل خواهد گشت.

$$\eta = 1 - \frac{T_k}{T_h} \quad (32)$$

معادله (32) نشان دهنده راندمان کارنوت بوده که نشان می دهد راندمان

می‌گردند. حل عددی قادر است تغییرات مورد نظر در قسمت‌های مختلف را به لحاظ هندسی و فیزیکی وارد نموده و تغییرات مقادیر عملکردی را براساس شرایط جدید مشخص نماید. به‌منظور یافتن مقدار بهینه اختلاف فاز حرکتی بین پیستون‌های انبساطی و تراکمی، به کمک حل عددی گام به گام سیکل استرلینگ، در نظر گرفتن فرضیات زیر ضروری می‌باشد.

- هندسه‌های محفظه انبساطی و تراکمی مشخص می‌باشند.
- دمای اولیه مبدل‌های حرارتی گرم برابر با دمای منبع حرارتی و دمای اولیه مبدل حرارتی سرد برابر با منبع سرد می‌باشد.
- گرادیان دمایی در هیچ یک از حجم‌های کنترلی موجود نمی‌باشد.
- بازیابی حرارتی به‌صورت کامل صورت می‌پذیرد.
- تلفات اصطکاکی و مکانیکی صفر می‌باشد.
- مشخصات مبدل حرارتی سرد و گرم و سیستم بازیاب قابل اعمال می‌باشند.
- فشار محاسبه شده فشار استاتیکی بوده و کلیه مقادیر فشار نیز فشار مطلق می‌باشند.

محاسبه افت فشار در سیستم بازیاب موتور نیز به کمک رابطه تجربی زیر محاسبه می‌گردد [14].

$$\Delta p = \frac{\dot{m}_o^2 C_w L_{reg}}{2 \frac{d_h}{4} \rho} \quad (53)$$

$$P_{loss} = 2n_s \Delta p V_e \quad (54)$$

در معادله (53) C_w فاکتور اصطکاک بوده و از داده‌های تجربی زیر براساس عدد رینولدز از "شکل 11" استخراج می‌گردد.

بنابراین به‌منظور محاسبه حجم‌های تراکمی و انبساطی و همچنین حجم مبدل‌های سرد و گرم و درنهایت مقایسه نتایج عددی از مشخصات فنی موتور استرلینگ سولو 161 آلفا استفاده می‌گردد. موتور استرلینگ سولو 161 به‌صورت V شکل ساخته شده و میل‌های اتصالی پیستون‌های تراکمی و انبساطی در یک نقطه بر روی فلاپویل متصل می‌باشند که نشان از وجود اختلاف فاز حرکتی 90 درجه در این موتور می‌باشد.

مطابق جدول 1 و 2 مشخصات عملکردی و فنی موتور استرلینگ سولو 161 آلفا، حل عددی گام به گام برای محاسبه میزان حجم‌های متغیر لحظه‌ای براساس اختلاف فاز 90 درجه صورت گرفت.

در "شکل 12" تغییرات حجم‌های انبساطی و تراکمی با درنظر گرفتن حجم‌های مرده موجود در این محفظه‌ها نشان داده شده است.

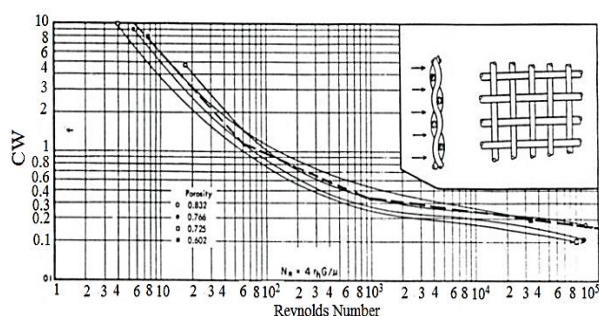


Fig. 11 Experimental data of friction factor vs Reynolds number for wire screen regenerator [16]

شکل 11 داده‌های آزمایشی بین عدد رینولدز و میزان فاکتور اصطکاک برای سیستم بازیاب [16]

همچنین با مشتق‌گیری از معادله (4) داریم:

$$dm_c + dm_k + dm_r + dm_h + dm_e = 0 \quad (40)$$

برای سه حجم کنترل مبدل حرارتی سرد و گرم و سیستم بازیاب بدون تغییرات حجم، و بدون تغییرات دمایی رابطه (39) به‌صورت زیر خواهد بود.

$$\frac{dp}{p} = \frac{dm}{m} \quad (41)$$

با جای‌گذاری معادله (41) در معادله (40) معادله زیر حاصل می‌گردد.

$$dm_c + dm_e + \frac{dp}{R} \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) = 0 \quad (42)$$

برای بدست آوردن dp باید دو ترم معادله (42) یعنی dm_c و dm_e محاسبه گردند. بدین منظور معادله (36) بر محفظه تراکمی و انبساطی اعمال می‌گردد.

$$dQ_c + C_p T_{ck} m_{ck} = dW_c + C_v d(m_c T_c) \quad (43)$$

از آن جایی که محفظه تراکمی آدیاباتیک می‌باشد، dQ_c در معادله (43) برابر با صفر می‌باشد و کار تراکمی نیز به‌صورت $dW_c = p dV_c$ است.

$$C_p T_{ck} dm_c = p dV_c + C_v d(m_c T_c) \quad (44)$$

با جاگذاری معادله (38) در معادله (44) و ساده‌سازی، dm_c به‌صورت زیر حاصل می‌گردد.

$$dm_c = \frac{(p dV_c + V_c \frac{dp}{\gamma})}{RT_{ck}} \quad (45)$$

بدین صورت میزان جرم جمع شده در محفظه انبساطی نیز برابر است.

$$dm_e = \frac{(p dV_e + V_e \frac{dp}{\gamma})}{RT_{he}} \quad (46)$$

با جاگذاری معادلات (45) و (46) در معادله (42) و ساده‌سازی فشار دیفرانسیلی به‌صورت زیر حاصل می‌شود.

$$dp = \frac{-\gamma p \left(\frac{dV_c}{T_{ck}} + \frac{dV_e}{T_{he}} \right)}{\left[\frac{V_c}{T_{ck}} + \gamma \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}} \right]} \quad (47)$$

در نتیجه کار تراکمی و انبساطی براساس فشار متوسط و تغییرات حجم‌های تراکمی و انبساطی معادلات (12) و (13) به‌صورت زیر حاصل می‌گردد.

$$dW_c = p dV_c \quad (48)$$

$$dW_e = p dV_e \quad (49)$$

همچنین معادلات حرارتی نیز براساس معادله (43) و با جاگذاری معادله حالت و روابط گرماهای ویژه به‌صورت زیر خواهند بود.

$$dQ_k = \frac{V_k C_p dp}{R - C_p (T_{ck} m_{ck} - T_{kr} m_{kr})} \quad (50)$$

$$dQ_r = \frac{V_r C_p dp}{R - C_p (T_{kr} m_{kr} - T_{rh} m_{rh})} \quad (51)$$

$$dQ_h = \frac{V_h C_p dp}{R - C_p (T_{rh} m_{rh} - T_{he} m_{he})} \quad (52)$$

6- تحلیل نرم‌افزاری سیکل استرلینگ

با توجه به معادلات آدیاباتیک فشار و تغییرات جرم در محفظه‌های تراکمی و انبساطی و نیز معادلات انرژی حاصل، حل عددی این معادلات باید به‌صورت همزمان انجام شود. بهترین روش برای حل عددی گام به گام با استفاده از مقادیر اولیه می‌باشد. در این روش مقدار نهایی حل معادلات با استفاده از مقادیر اولیه انجام می‌پذیرد؛ به‌صورتی که توابع به‌دست آمده شامل تمام متغیرها به همراه توابع مربوط به تغییرات حجم موتور در زوایای مختلف لنگ است. در روش حل عددی معادلات آدیاباتیک، مقادیر اولیه فشار و حجم‌های محفظه‌های تراکمی به همراه سایر مشخصات موجود وارد معادلات می‌شوند. این مقادیر از حل معادلات به‌صورت ایزوترمال حاصل شده و وارد معادلات

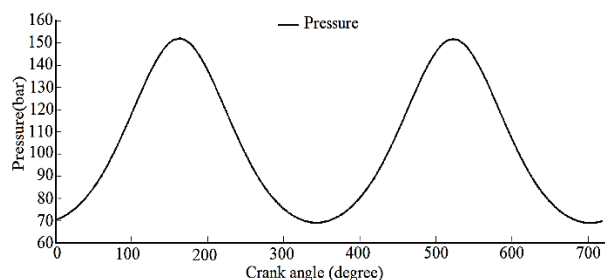


Fig. 13 Simulated results of pressure in engine for Solo 161 Stirling engine

شکل 13 نتایج شبیه سازی فشار در موتور استرلینگ سولو 161

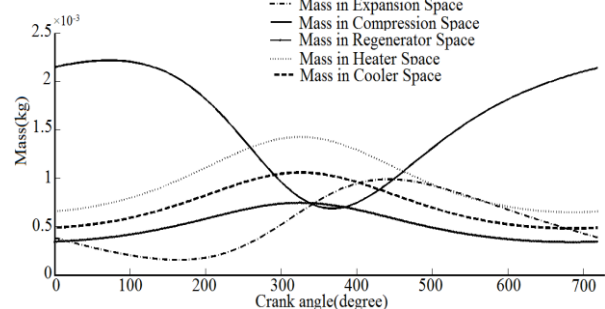


Fig. 14 Simulated results of variation mass for control volumes of Solo 161 Stirling engine

شکل 14 شبیه سازی تغییرات جرم در حجم های کنترلی استرلینگ سولو 161

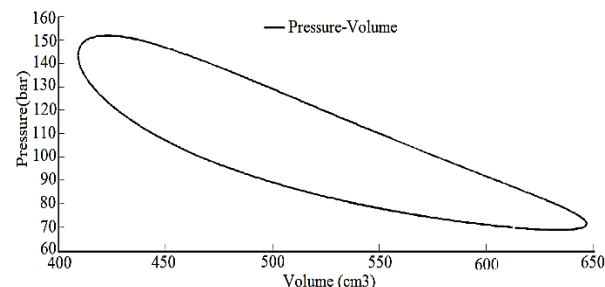


Fig. 15 Simulated P-V diagram of Solo 161 Stirling engine

شکل 15 نمودار P-V سیکل ترمودینامیکی موتور استرلینگ سولو 161

در "شکل 16" نمودارهای حرارت ورودی و توان کل خروجی مشاهده می گردد. میزان حرارت ورودی در ماکسیمم حالت برابر با 31.6 کیلووات می باشد. همچنین میزان ماکسیمم توان خروجی با در نظر گرفتن شرایط ایده آل و نبود هیچ گونه اصطکاک مکانیکی و تلفات حرارتی و همچنین آب بندی کامل موتور برابر با 21.48 کیلووات خواهد بود.

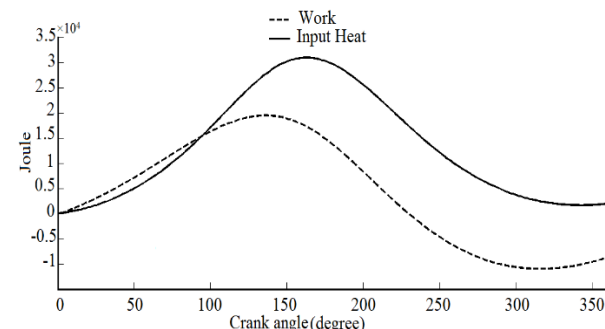


Fig. 16 Simulated input heat and output work diagram of Solo 161 Stirling engine

شکل 16 نمودار شبیه سازی حرارت ورودی و توان خروجی در موتور استرلینگ

سولو 161

جدول 1 مشخصات عملکردی موتور سولو 161 استرلینگ

Table 1 Functional specification of Solo 161 Stirling engine

سیال عامل	هلیوم (He)
دمای منبع گرم (°C)	700
دمای منبع گرم (°C)	30
فشار تغذیه شده (bar)	70
ماکسیمم فشار کاری (bar)	150
بیشترین توان خروجی (W)	9000
راندمان (%)	30

جدول 2 مشخصات فنی موتور استرلینگ سولو 161 آلفا

Table 2 Technical characteristics of Solo 161 Stirling engine

قطر سیلندر محفظه تراکمی (mm)	68
قطر سیلندر محفظه انبساطی (mm)	68
کورس (mm)	44
قطر داخلی لوله های مبدل حرارتی گرم (mm)	4
طول لوله های مبدل حرارتی گرم (mm)	200
تعداد لوله های مبدل حرارتی گرم	78
قطر داخلی لوله های مبدل حرارتی سرد	4
طول لوله های مبدل حرارتی سرد (mm)	200
تعداد لوله های مبدل حرارتی سرد	80
بیشترین حجم محفظه انبساطی (cc)	168
کمترین حجم محفظه انبساطی (cc)	8.4
بیشترین حجم محفظه تراکمی (cc)	168
کمترین حجم محفظه تراکمی (cc)	8
حجم مرده سیستم بازیاب (cc)	30

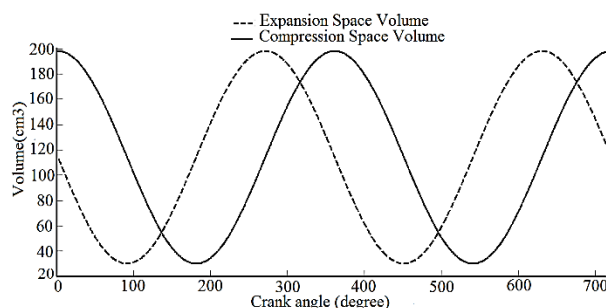


Fig. 12 Simulated results of variation volume for Solo 161 Stirling engine control volumes

شکل 12 نتایج شبیه سازی حجم های متغیر تراکمی و انبساطی در موتور استرلینگ سولو 161

همان گونه که در "شکل 13" مشاهده می گردد بیشترین فشار شبیه سازی شده حاصل از حل عددی برابر با 154 بار می باشد از این رو فشار شبیه سازی شده با فشار تغذیه ای 70 بار اختلاف 2.6 درصدی با مقدار واقعی دارد. که میزان قابل قبولی برای شبیه سازی می باشد.

در "شکل 14" نتایج حاصل از حل عددی برای تغییرات جرم در محفظه های کنترلی، طبق فرض عدم وجود تغییرات در جرم کلی سیال عامل نشان داده شده است.

در "شکل 15" نمودار فشار-حجم نتایج شبیه سازی سیکل بسته بازیابی ترمودینامیکی موتور استرلینگ با در نظر گرفتن تلفات اصطکاکی جریان در بازیاب نشان داده شده است.

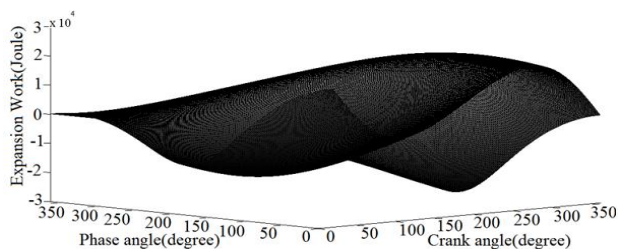


Fig. 18 Expansion work vs varies phase angle-crank angle diagram of solo 161 Stirling engine

شکل 18 نمودار شبیه‌سازی تاثیر تغییرات زاویه لنگ و فاز تقدم بر میزان توان انبساطی موتور استرلینگ سولو 161

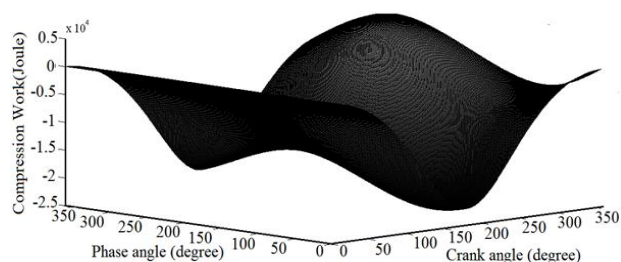


Fig. 19 Compression work vs varies phase angle-crank angle diagram of solo 161 Stirling engine

شکل 19 نمودار شبیه‌سازی تاثیر تغییرات زاویه لنگ و فاز تقدم بر میزان توان تراکمی موتور استرلینگ سولو 161

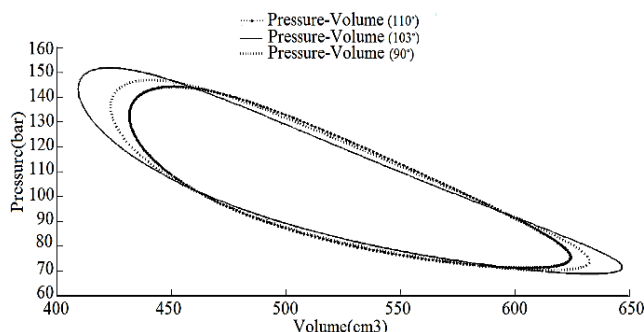


Fig. 20 P-V diagram of Solo 161 Stirling engine in three different phase angle

شکل 20 نمودار ترمودینامیکی فشار-حجم استرلینگ سولو 161 برحسب سه زاویه تقدم مختلف

افزایش اندازه زاویه تقدم به بیش از زاویه بهینه موجب افت شدید توان می‌گردد.

7- نتیجه‌گیری

در این تحقیق براساس تحلیل آدیاباتیک و ایزوترمال سیکل استرلینگ معادلات شبیه‌سازی ترمودینامیکی برای حل عددی گام به گام حاصل گردید. سپس حل عددی اولیه برای استخراج زاویه تقدم نهایی صورت پذیرفت. بررسی نتایج حاصل از حل عددی گام به گام اولیه نشان از درصد خطای پایین بین میزان نتایج شبیه‌سازی پارامترهای عملکردی موتور و نتایج تجربی را نشان می‌دهد. از این رو حل عددی گام به گام و شبیه‌سازی نشان از زاویه تقدم فاز بهینه 103 دارد. با اعمال این میزان زاویه تقدم بر شبیه‌سازی، نتایج نشان از افزایش 4.8 درصدی توان خروجی در زاویه تقدم 103 درجه نسبت به

پس از حل عددی گام به گام اولیه سیکل ترمودینامیکی استرلینگ به صورت آدیاباتیک نتایج حاصل با نتایج تجربی موتور استرلینگ مورد مقایسه قرار گرفت. با توجه به جدول 3 مقایسه شبیه‌سازی سیکل ترمودینامیکی موتور استرلینگ آلفا به‌صورت حل عددی نتایج قابل قبولی ارائه نمود.

پس از صحت‌سنجی روش با مقایسه نتایج شبیه‌سازی و داده‌های تجربی، اکنون حل عددی گام به گام و شبیه‌سازی به‌منظور استخراج بهینه زاویه تقدم موتور استرلینگ آلفا صورت می‌گیرد. در "شکل 17" شبیه‌سازی میزان فشار موتور برحسب زاویه تقدم‌های مختلف، براساس تغییرات زاویه لنگ نشان داده شده است. در "شکل 18" میزان کار انبساطی موتور برحسب زاویه تقدم‌های مختلف و زاویه چرخش لنگ شبیه‌سازی گردید. در "شکل 19" تغییرات میزان کار خروجی برحسب تغییرات فاز تقدم و زاویه لنگ موتور استرلینگ سولو شبیه‌سازی گردید. با توجه به میزان تغییرات فشار و کارهای انبساطی و تراکمی در "شکل‌های 17، 18 و 19"، میزان بهینه زاویه تقدم فاز عملکردی شبیه‌سازی براساس فشار کاری موتور واقعی انتخاب گردید. مشاهده گردید میزان بهینه زاویه تقدم در فشار 150 بار با توجه به بیشترین میزان کار انبساطی و کمترین کار تراکمی برابر 103 درجه می‌باشد.

در "شکل 20" نمودار فشار-حجم سیکل ترمودینامیکی حاصل برحسب زاویه تقدم 103 ترسیم گردید. همان‌طور که در این شکل مشاهده می‌شود، میزان توان خروجی با توجه به سطح نمودار حجم-فشار به میزان 4.8 درصد افزایش یافت. همچنین در "شکل 20" با انتخاب زاویه تقدم‌های 90، 103 و 110 نمودار مقایسه‌ای ارائه گردید. و نشان داد با

جدول 3 مقایسه نتایج تجربی و شبیه‌سازی موتور استرلینگ سولو 161

پارامتر	داده‌های تجربی	نتایج شبیه‌سازی	در صد خطا
فشار ماکسیمم (%)	150	154	2.6
راندمان (%)	30	-----	-----
توان عملی (kW)	9	-----	-----
راندمان کارنوت (%)	68.8	68.8	-----
حرارت ورودی ایده‌آل بر حسب راندمان کارنوت (kW)	30	31.6	5.3
توان خروجی با توجه به راندمان کارنوت (kW)	20.64	21.48	4

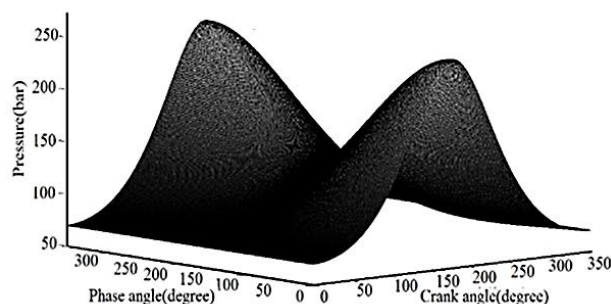


Fig. 17 Pressure vs varies phase angle-crank angle diagram of solo 161 Stirling engine

شکل 17 نمودار شبیه‌سازی تاثیر تغییرات زاویه لنگ و فاز تقدم بر میزان فشار موتور سولو 161

9- مراجع

- [1] N. Bauer, V. Bosetti, CO2 emission mitigation and fossil fuel markets: dynamic and international aspects of climate policies, *Technological Forecasting and Social Change*, Vol. 90, No. 1, pp. 243-256, 2015.
- [2] B. Kongtragool, S. Wongwises, A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines, *and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 7, No. 2, pp. 131-154, 2003.
- [3] Y. Kadri, H. H. Abdallah, Performance evaluation of a stand-alone solar dish Stirling system for power generation suitable for off-grid rural electrification, *Energy Conversion and Management*, Vol. 129, No. 1, pp. 140-156, 2016.
- [4] D. Smirnov, A. Golkar, Stirling engine systems tradespace exploration framework, *Procedia Computer Science*, Vol. 44, No. 1, pp. 558-567, 2015.
- [5] S. Alfarawi, R. Al-Dadah, Influence of phase angle and dead volume on gamma-type Stirling engine power using CFD simulation, *Energy Conversion and Management*, Vol. 124, No. 1, pp. 130-140, 2016.
- [6] W. R. Martini, *Stirling engine design manual*, Second Edition, pp. 88-101, Washington, DC: US Department of Energy office, 1983.
- [7] T. Ki, S. Jeong, Step-by-step design methodology for efficient Stirling-type pulse tube refrigerator, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 35, No. 4, pp. 1166-1175, 2012.
- [8] S. Kwankomeng, B. Silpsakoolsook, Investigation on stability and performance of a free-piston stirling engine, *Energy Procedia*, Vol. 52, No. 1, pp. 598-609, 2014.
- [9] D. V. Kumar, modification of an alpha stirling engine with an venturi based working fluid control system to promote its automotive applications, *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, Vol. 3, No. 2, pp. 101, 2014.
- [10] A. J. Organ, *Stirling Cycle Engines: Inner Workings and Design*, pp. 25-32, Chichester: Wiley, 2013.
- [11] W. R. Martini, *U.S. Patent No. 3,604,821*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office, 1971.
- [12] G. Schmidt, *The Theory Of Lehmann's Calorimetric Machine*, Denmark University, Z. Vereines Deutcher Ingenieure, Vol. 15, No. 1, pp. 1-12, 1871.
- [13] E. T. Malroy, *Solution of the Ideal Adiabatic Stirling Model with Coupled First Order Differential Equations by the Pasic Method*, MSC Thesis, College of Engineering and Technology, Ohio University, Athens, 1998.
- [14] F. Normani, *Stirling engine manual*, Accessed on 2009; <http://newenergydirection.com/blog/2009/03/stirling-engine-design-rogram>.
- [15] A. Batooei, A. Keshavarz Valian, Thermal analysis and efficiency optimization of Otto-Stirling combined cycles with SI engine exhaust heat recovery, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 2, pp. 147-158, 2016. (in Persian فارسی)
- [16] P. T. Gaynor, R. Y. Webb, C. C. Lloyd, A low temperature differential Stirling engine for power generation *Proceedings of The 2008 IEEE International Conference on Sustainable Energy Technologies*, Singapore, Singapore, Nov. 24-27, 2008.

توان خروجی در زاویه تقدم 90 درجه را نشان می دهد. همچنین نتایج از افزایش 1.2 درصدی راندمان موتور در زاویه تقدم 103 درجه نسبت به راندمان در زاویه تقدم 90 درجه حکایت دارد.

8- فهرست علایم

m	جرم (kg)
P	فشار ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)
Q	حرارت (Joule)
T	دما (K)
V	حجم (cc)
W	کار (Joule)

علایم یونانی

C_p	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$)
C_v	ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$)
ρ	چگالی (kgm^{-3})

زیر نویس ها

c	محفظه تراکمی
ck	میان محفظه تراکمی و مبدل حرارتی سرد
clc	حجم کلرنس در محفظه تراکمی
cle	حجم کلرنس در محفظه انبساطی
e	محفظه انبساطی
h	مبدل حرارتی گرم
k	مبدل حرارتی سرد
r	سیستم بازیاب
swc	حجم جاروب در محفظه تراکمی
swe	حجم جاروب در محفظه انبساطی