



بازیابی انرژی گرمایی موجود در گاز خروجی از اگزوز یک موتور احتراق داخلی با استفاده از سیکل ترکیبی موتور استرلینگ

علی نصیری طوسی^{1*}، صادق حسن‌پور²

1- استادیار، مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران
2- دانش‌آموخته کارشناسی ارشد، مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران
* تهران، صندوق پستی 13114-16846، anasiri@iust.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 31 شهریور 1396
پذیرش: 17 آذر 1396
ارائه در سایت: 21 بهمن 1396

کلید واژگان:

سیکل ترکیبی اتو-استرلینگ
سیستم بازیابی توان اتلافی
موتور احتراق داخلی جرقه ای
بازیافت انرژی گازهای اگزوز

چکیده

در خودروهای سواری متداول حدود 40 درصد از انرژی سوخت به توان مفید تبدیل شده و بقیه توسط سیستم خنک‌کاری و اگزوز به محیط هدایت می‌شود. لذا استفاده از یک سیکل تکمیلی در مسیر گازهای خروجی از اگزوز، یکی از روش‌های جذاب بازیابی انرژی می‌باشد. در این تحقیق از یک سیکل استرلینگ برای این منظور استفاده شد. در ابتدا، به شبیه‌سازی تک‌بعدی موتور احتراق داخلی جرقه‌ای ای اف سون تنفس طبیعی پرداخته شد و برای صحت‌گذاری نتایج شبیه‌سازی، از نتایج تست تجربی آن استفاده شد. نتایج نشان داد دمای گازهای خروجی از اگزوز، بنا به شرایط عملکردی موتور، از 393 تا 848 درجه سانتی‌گراد تغییر می‌کند، لذا با نصب بخش گرمکن موتور استرلینگ در مسیر گازهای خروجی از موتور می‌توان این انرژی اتلافی را به کار مفید تبدیل کرد. برای صحت‌گذاری مدل تک بعدی موتور استرلینگ، از نتایج تجربی موتور استرلینگ سولو وی 161 استفاده شد. پس از صحت‌گذاری نتایج، اقدام به شبیه‌سازی سیکل ترکیبی، برای سه فشار کاری 50، 60 و 70 بار موتور استرلینگ و در دوره‌های موتور 2000 تا 4500 دور بر دقیقه انجام شد. نتایج نشان داد که در فشار بهینه 50 بار برای موتور استرلینگ، شاهد افزایش توان 12.2 درصد و به‌طور میانگین 5.2 درصد در راندمان موتور ای اف سون بوده که این مقادیر بدون در نظر گرفتن وزن موتور استرلینگ اضافه شده به خودرو می‌باشد که با لحاظ نمودن آن، شاهد تاثیر نه چندان زیاد آن بر توان سیکل ترکیبی خواهیم بود.

Exhaust gas heat recovery for an ICE using a Stirling engine combined cycle

Ali Nasiri Toosi*, Sadegh Hasanpour

Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran
* P.O.B.13114-16846, Tehran, Iran anasiri@iust.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 22 September 2017
Accepted 08 December 2017
Available Online 10 February 2018

Keywords:

Otto Stirling Combined Cycle
Waste power recovery system
Spark ignition internal combustion engine
Exhaust gas energy recovery

ABSTRACT

In conventional internal combustion engines, about 40% of fuel energy is turned into useful power and the rest is driven by cooling and exhaust system out of the engine. Therefore, there is a ground to recover energy from this wasted energy by fixing an additional cycle inline with the exhaust gas outlet. In this research, a stirling cycle was used for this purpose. Initially, the internal combustion engine was simulated. The engine studied was an EF7-NA spark ignition internal combustion engine and the simulation results were validated by using experimental results. The results showed that the exhaust gas outlet temperature varies from 393 to 848 °C, according to engine operating conditions. Therefore, by installing a Stirling engine heater inline with the exhaust gases from the EF7 engine, the wasted energy can be turned into useful work. To validate the results of one-dimensional Stirling engine simulation, the experimental results of the Stirling Solo V161 engine were used. After validating the Stirling engine model, the combined cycle was simulated, combining a Stirling engine at working pressure of 50, 60 and 70 bar and EF7 engine at engine speed of 2000 to 4500 rpm. The results showed that at an optimal pressure of 50 bar for the Stirling engine, the EF7 power gain was 12.2% and an average efficiency increase of 5.2%, regardless of the weight of the added stirling engine in the car which considering that, a low impact on the power of the combined cycle is expected.

1- مقدمه

کار سنگین با سوخت بی‌دیزل تا موتورهای کوچک بنزینی با سیستم‌های هیبرید، به دنبال یک هدف هستند. بیشتر انرژی تولیدی ناشی از سوختن سوخت، اتلاف می‌شود و در تولید گشتاور اثر ندارد. تعداد زیادی از کارهای تحقیقاتی علاقه‌مند به افزایش راندمان موتور با کاهش این اتلافات می‌باشند. این اتلافات تا حد زیادی به سبب انرژی اتلافی گازهای داغ خروجی، سیال خنک کننده که برای کنترل دمای موتور مورد استفاده قرار می‌گیرد و

کاهش آلاینده‌گی و حداقل کردن مصرف سوخت‌های فسیلی، با تمرکز قوی بر پایداری محیط‌زیست، با توسعه و بهینه‌سازی موتور و وسایل نقلیه امکان‌پذیر است. در حال حاضر طیف وسیعی از ایده‌ها موجود است که به‌طور بالقوه می‌توانند جایگزین سیستم محرکه وسایل نقلیه در آینده شوند. همه سیستم‌های پیشنهادی شامل موتورهای احتراق داخلی، از موتورهای مخصوص

Please cite this article using:

A. Nasiri Toosi, S. Hasanpour, Exhaust gas heat recovery for an ICE using a Stirling engine combined cycle, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 18, No. 02, pp. 359-370, 2018 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

نام‌های آلفا، بتا و گاما شناخته می‌شوند. همه آن‌ها به لحاظ سیکل ترمودینامیکی مشابه‌اند ولی تفاوت‌های اساسی در نوع مکانیزم‌های مکانیکی دارند. با در نظر گرفتن اهمیت بازیابی انرژی اتلافی موتور و همچنین تعدد تحقیقات انجام گرفته در این زمینه، پژوهش حاضر با هدف افزایش بازده و توان موتور بنزینی ای‌اف‌سون تنفس طبیعی که در تعداد زیادی از خودروهای داخلی مورد استفاده قرار دارد، انجام شده است. موتور استرلینگ مورد بررسی برای بازیابی گرمای اتلافی در این پژوهش از نوع آلفا می‌باشد که به صورت عددی شبیه‌سازی می‌گردد. در این شبیه‌سازی برای اطمینان از عملکرد مدل تهیه شده، از هندسه موتور استرلینگ سولو وی 161 که نتایج تجربی آن در دسترس است استفاده شده است. سرعت دورانی موتور استرلینگ 1500 دور بر دقیقه در نظر گرفته شده و تاثیر تغییرات فشار موتور استرلینگ و تغییر دمای گازهای خروجی از آگزوز در دوره‌های مختلف بر روی عملکرد موتور استرلینگ از قبیل توان قابل استحصال و راندمان عملکردی موتور نشان داده می‌شود.

موتور احتراق داخلی در نظر گرفته شده، موتور بنزینی ای اف سون- تنفس طبیعی¹ است و از نتایج تجربی آن که توسط مرکز تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو ارائه شده است، برای صحت‌گذاری نتایج مدل استفاده می‌شود. همچنین برای شبیه‌سازی این موتور از ماژول جی تی پاور² نرم‌افزار جی تی سویت³ استفاده شده است. در نهایت با اعمال شرایط گازهای خروجی موتور احتراق داخلی بر گرمکن موتور استرلینگ، آنالیز حرارتی سیکل ترکیبی انجام شده و میزان افزایش توان و راندمان در سیکل ترکیبی نشان داده می‌شود.

2- کلیات شبیه‌سازی موتور احتراق داخلی

با پیشرفت جوامع بشری و نیاز بیشتر به استفاده از موتورهای احتراق داخلی در صنایع گوناگون به ویژه صنعت حمل و نقل، تلاش‌های گسترده‌ای برای بهینه‌سازی عملکرد این‌گونه موتورها با هدف کاهش آلایندگی و افزایش بازده صورت گرفته است. یکی از ابزارهای بسیار قوی به منظور رسیدن به این هدف، مدل‌سازی کامپیوتری است که با پیشرفت کامپیوترها امروزه به اصلی‌ترین ابزار مورد استفاده محققین تبدیل شده است. در طی روند توسعه مدل‌سازی کامپیوتری در فرآیندهای موتورهای احتراقی، مدل‌های مختلفی عرضه شده است. این مدل‌های احتراقی را برحسب بعد فضایی متغیرهای موردنظر که در فرمول‌بندی آن‌ها به کار می‌رود می‌توان به سه دسته تقسیم بندی کرد: [10]

- 1- مدل‌های صفر بعدی (تک ناحیه‌ای ترمودینامیکی)
- 2- مدل‌های تک‌بعدی (چند ناحیه‌ای ترمودینامیکی)
- 3- مدل‌های چند بعدی (دینامیک سیالات محاسباتی)

این مدل‌سازی‌ها عمدتاً براساس آنالیز ترمودینامیکی از محتویات درون سیلندر در طی عملکرد موتور پایه‌ریزی شده است. در این مدل‌ها فرض بر این است که محتویات درون سیلندر به طور کامل در یک ناحیه ترمودینامیکی محصور شده است. فرآیند احتراق موتور با مدل‌سازی‌هایی همانند افزودن حرارت معادل یا پدیده آزاد شدن انرژی ساده‌سازی می‌شود. اغلب نرخ آزاد شدن انرژی از داده‌های فشار-زمان اندازه‌گیری شده از درون سیلندر، یا یک تابع تعریف شده اختیاری که کسر جرمی سوخت سوخته

گازهای داغ بازخورانی شده که برای کاهش آلودگی خروجی از موتور، به سیلندر برگردانده می‌شوند، می‌باشند.

سیستم‌هایی که می‌توانند بخشی از انرژی‌های اتلافی را بازیافت کنند، باعث افزایش راندمان سیستم محرکه وسایل نقلیه می‌گردند. سیستم‌های بازیافت گرما که برای این هدف مورد استفاده قرار می‌گیرند عبارتند از: توربوکامپوند، سیستمی برپایه سیکل رانکین و استرلینگ، و مبدل ترموالکتریک. در واقع می‌توان با استفاده از این سیستم‌ها تا حدی میزان اتلاف را در موتورهای احتراق داخلی را کاهش داد. هدف اکثر این سیستم‌ها، بازیابی انرژی گرمایی موجود در گازهای خروجی از آگزوز می‌باشد. استفاده از سیکل رانکین به‌عنوان سیکل انتهایی سیکل اتو متداول است و در این زمینه تحقیقات زیادی انجام شده است [6-1].

در خصوص با موتورهای احتراق داخلی، استفاده از سیکل یا موتور استرلینگ به جای سیکل رانکین دارای مزایایی نظیر آلایندگی صوتی و زیست محیطی پایین‌تر، راندمان بالاتر، نیاز به دوره تعمیرات طولانی‌تر، استفاده از منابع گوناگون انرژی نظیر انرژی خورشیدی و انرژی اتلافی از سایر صنایع می‌باشد.

الادیه و الله‌مهر مقاله‌ای را در زمینه استفاده از موتور استرلینگ در بازیابی گرمای اتلافی آگزوز در سال 2015 منتشر نمودند [7]. آن‌ها که بر روی یک موتور روبین اشتعال جرقه‌ای تک سیلندر از نوع هوا خنک با تزریق مستقیم کار کردند دریافتند که با نصب یک موتور استرلینگ در مسیر مینفولد دود، می‌توان حدود 15 درصد از مصرف سوخت را بهبود داد و توان بازیابی شده از موتور استرلینگ را می‌توان برای شارژ باتری خودرو و یا برای عملکرد متعلقات جانبی از قبیل پمپ روغن، پمپ آب، کمپرسور کولر و پمپ فرمان استفاده کرد. آن‌ها در این تحقیق دریافتند که سه محدودیت در استفاده از موتور استرلینگ وجود دارد که عبارتند از: 1- افزایش وزن خودرو، که این خود می‌تواند سبب کاهش راندمان سوخت گردد 2- فشار برگشتی آگزوز 3- اضافه شدن توان اتلافی پمپ.

همچنین مطالعاتی در زمینه موتور استرلینگ نوع بتا، توسط ضیاء بشرحق و محمودی انجام گرفته است [8]. براساس نتایج به‌دست آمده از این تحقیق، محققین نشان دادند که با تغییر گاز عامل و استفاده از گاز هیدروژن به جای گاز هلیوم، میزان حرارت خروجی و توان خروجی موتور کاهش می‌یابد درحالی که راندمان موتور افزایش پیدا می‌کند. در صورتی که توان حرارتی وارد شده به موتور زیاد باشد هلیوم گزینه مناسبی خواهد بود. از دیگر نتایج این تحقیق این است که جریان انرژی در بازیاب موتور استرلینگ، تقریباً 5 برابر بیشتر از گرم‌کن و 6 برابر بیشتر از خنک‌کن می‌باشد. همچنین با افزایش قطر پیستون موتور استرلینگ، توان کاهش می‌یابد در حالی که راندمان موتور استرلینگ افزایش پیدا می‌کند.

پراکش و همکاران اثر افزایش راندمان ناشی از استفاده از موتور استرلینگ در سیکل ترکیبی اتو و استرلینگ را بررسی نمودند [9]. موتور استرلینگ بار الکتریکی موردنیاز خودروی مورد بررسی را با استفاده از اختلاف دمای 75 درجه سانتی‌گراد بین منابع گرم و سرد تامین می‌نمود. این اختلاف دما از انرژی هدر رفته توسط سیال سیستم خنک کاری خودرو تامین می‌شد و میزان آن 950 وات بود. در این طرح، موتور استرلینگ به جای تسمه موتور، دینام خودرو را به چرخش در می‌آورد.

موتور استرلینگ در یک سیکل بسته ترمودینامیکی کار کرده و انرژی گرمایی را به حرکت مکانیکی تبدیل می‌کند. انواع مختلف موتور استرلینگ با

¹ EF7-NA

² GT-Power

³ GT-Suite

که توسط معادله (4) نشان داده شده است.

$$V = [c_1 \bar{v}_p + c_2 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (P - P_m)] \quad (4)$$

وشنی بیان کرد که بخش مربوط به احتراق، تابعی از افزایش فشار ناشی از احتراق است که در آن فشار ایجاد شده در سیلندر بدون احتراق می‌باشد:

$$P_m = \frac{(rV_d)^{\gamma} P_a}{V^{\gamma}} \quad (5)$$

که در آن فشار هوا P_r ، V_r و T_r ، فشار، حجم و دما برای یک حالت مبنا (زمان بسته شدن سوپاپ ورودی یا زمان شروع احتراق) و \bar{v}_p ، سرعت متوسط پیستون می‌باشد.

رائو [18] معادله (6) را برای محاسبه انتقال حرارت پیشنهاد کرد:

$$\frac{Q}{A} = -0.058 \rho C_p u (T_g - T_w) + c (T_w^4 - T_g^4)$$

$$u = 0.288 S_p \left(\frac{V_{WC}}{V} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$c = (3.88 \pm 1.39) \times 10^{-8} \quad (6)$$

2-2- مدل سازی احتراق در موتور احتراق داخلی و روابط حاکم

فشار متوسط موثر اصطکاکی با استفاده از رابطه تجربی (7) محاسبه می‌شود [19]. در این رابطه N دور موتور برحسب دور بر دقیقه $tfmep$ فشار متوسط موثر اصطکاکی برحسب بار می‌باشد. همان‌طور که مشاهده می‌شود در این رابطه فشار متوسط موثر اصطکاکی متناسب با دور موتور است.

$$tfmep = 0.97 + 0.15 \left(\frac{N}{1000} \right) + 0.05 \left(\frac{N}{1000} \right)^2 \quad (7)$$

در بررسی احتراق، سرعت شعله پارامتری مهم است که برای اعمال آن از روابط تجربی استفاده شده است. برای تعیین سرعت شعله آرام از معادله (8) استفاده می‌شود:

$$U_t = \left(\frac{7784 \left(\frac{P_0}{P} \right)^x}{\left[\frac{10000}{T_b} + \frac{900}{T_u} \right]^{4.9876}} \right) \quad (8)$$

در معادله (8) دمای T_b دمای ناحیه سوخته و T_u دمای ناحیه نسوخته برحسب کلونین می‌باشند. همچنین P_0 فشار استاندارد و P فشار در گام محاسباتی برحسب بار و U_t سرعت شعله آرام برحسب متر بر ثانیه است. ضریب x برای هر موتور به‌صورت تجربی تعیین می‌شود.

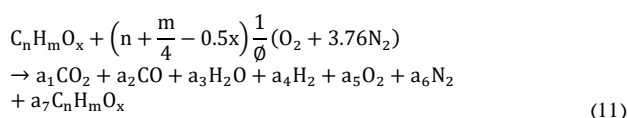
با توجه به این‌که در محفظه سیلندر اغتشاش بالای جریان وجود دارد، لذا بایستی سرعت مغشوش جریان محاسبه شود. برای محاسبه سرعت مغشوش از معادله (9) استفاده می‌شود:

$$U_t = U_t(Z_t) \quad (9)$$

در معادله (9) U_t سرعت مغشوش شعله برحسب متر بر ثانیه و Z_t ضریب مغشوش است که با دور موتور رابطه خطی مطابق معادله (10) دارد:

$$Z_t = 1 + b N \quad (10)$$

در معادله (10) ضریب b یک ضریب تجربی است که بین $0.002 - 0.0017$ انتخاب می‌شود. فرمول کلی سوخت برای شبیه‌سازی به صورت $C_n H_m O_x$ در نظر گرفته شده است. فرمول سوختن سوخت با هوا توسط معادله (11) بیان شده است.



اگر تعداد مول‌های سوخت Y باشد، تعداد مول‌های هوا از معادله (12) به‌دست می‌آید.

را نسبت به زمان بیان می‌کند یا نرخ آزاد شدن انرژی با توجه به واکنش های شیمیایی به دست می‌آید [10].

کریگر و بورمن [11] یک مدل تک ناحیه‌ای ترمودینامیکی را برای تحلیل آزاد شدن انرژی در موتور دیزلی با پاشش مستقیم مورد استفاده قرار داده و فرض کردند که سوخت پاشیده شده به درون سیلندر بلافاصله مخلوط شده و می‌سوزد و نرخ جرمی سوختن سوخت از نتایج تجربی فشار درون سیلندر محاسبه می‌گردد.

لین [12] یک مدل تک ناحیه‌ای ترمودینامیکی را برای موتورهای دیزلی توسعه داد که در آن نرخ سوختن را از روی یک تابع اختیاری متناسب با نرخ داده‌های پاشش سوخت محاسبه می‌نمود. در این مدل فرض شده است که قسمتی از سوخت به‌واسطه اختلاط سریع‌تر با هوا به سرعت می‌سوزد و قسمت باقیمانده به دلیل اختلاط ضعیف با هوا آهسته خواهد سوخت، سپس فشار درون سیلندر بر پایه نرخ آزاد شدن انرژی و تحلیل ترمودینامیکی پیش بینی می‌گردد. کریم و واتسون [13] یک مدل تک ناحیه‌ای ترمودینامیکی را توسعه دادند که در آن طرحی برای جزئیات سینتیک شیمیایی برای سیستم جهت بررسی خود اشتعالی در حالت موتورینگ وجود داشت.

ضعف عمده تکنیک مدل سازی صفر بعدی فرضیه چشم‌پوشی از غیرکنواختی خواص فیزیکی محتویات موجود در سیلندر یک موتور واقعی در طی فرآیند احتراق می‌باشد. با توجه به حجم کم محاسباتی، این مدل سازی هنوز هم به‌عنوان یک ابزار مناسب در تحقیقات موتور در سطح گسترده‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرد؛ به ویژه زمانی که راندمان کلی موتورها از درجه اهمیت بالایی برخوردار است. اکثر مدل‌های کامل بر پایه برازش منحنی بر روی داده‌های ترمودینامیکی هر جزء مخلوط استوار می‌باشند. برای خواص ترمودینامیکی عناصر از جداول جاناف استفاده می‌شود [14].

2-1- انتقال حرارت در موتور احتراق داخلی و روابط حاکم

در هر یک از مراحل ذکر شده، اتلافات حرارتی در محفظه احتراق که به طرق مختلف جابجایی، تشعشع و انتقال صورت می‌گیرد، تاثیر بسزایی بر رفتار احتراق خواهد داشت. لذا لحاظ کردن اتلافات در این شبیه‌سازی امری ضروری و مهم می‌باشد. یکی از روابط نیمه تجربی رایج، رابطه‌ای است که توسط آناند [15] پیشنهاد و توسط آناند و ما [16] تصحیح شد که در معادله (1) نشان داده شده است.

$$Q = a \frac{k}{D} \text{Re}^b (T_g - T_w) + c (T_g^4 - T_w^4) \quad \& \quad \text{Re} = \frac{\rho U b}{\mu} \quad (1)$$

در رابطه (1) T_g ، T_w و D به ترتیب بیانگر عدد رینولدز، دمای گازهای درون سیلندر و دمای دیواره سیلندر برحسب کلونین و قطر سیلندر برحسب متر می‌باشند. ضرایب a ، b و c اعداد ثابت هستند و به‌صورت روابط (2) پیشنهاد شده‌اند.

$$a = 0.35 - 0.8$$

$$b = 0.7$$

$$c = 4 \times 10^{-9} \frac{\text{Jm}^{-2}\text{s}^{-1}}{\text{K}^{-4}} \quad (2)$$

وشنی [17] نشان داد که ضرایب انتقال حرارت جابجائی را می‌توان به‌صورت معادله (3) بیان کرد:

$$h_{\left(\frac{W}{m^2 K} \right)} = 3.26 \times B^{-0.2} \times P^{0.8} \times T^{-0.55} \times V^{0.8} \quad (3)$$

که در آن P ، T ، B و V به ترتیب قطر سیلندر، فشار لحظه‌ای، دمای لحظه‌ای و نمادی از سرعت لحظه‌ای می‌باشند. او همچنین با استدلال نشان داد که سرعت مشخصه متأثر از دو عامل حرکت پیستون و احتراق می‌باشد

سرعت شعله در هر پله محاسباتی تعیین شود. سرعت شعله با استفاده از دمای ناحیه سوخته و نسوخته در یک لحظه و انتخاب ضریب تجربی محاسبه می‌شود. سرعت مغشوش شعله با ضرب نمودن ضریب مغشوش که با دور نیز رابطه خطی دارد محاسبه می‌شود. شعاع پیشروی با حاصلضرب سرعت مغشوش در زمان برابر است. حجم نیم‌کره نیز به آسانی با در دست داشتن شعاع پیشروی و شعاع پیشروی قبلی محاسبه می‌شود.

در زیر پله سوم ناحیه که قبلاً سوخته شده و لایه‌ای که در پله جدید سوخته شده است، همگن می‌شود. قانون اول برای قبل و بعد از یکی شدن دو ناحیه به صورت معادله (17) بیان می‌شود.

$$E_2 = E_1 \quad (17)$$

با استفاده از معادله (17) دمای حالت ثانویه و سپس فشار در کل ناحیه سوخته، محاسبه می‌شود. برای تشکیل معادله می‌بایستی تعداد هر یک از مول‌های محصولات احتراق در هر ناحیه مشخص شود و برای حل آن نیز از روش نیوتن رافسون استفاده شود.

در زیر پله چهارم فشار در دو ناحیه سوخته و نسوخته یکسان می‌شود. در این زیرپله یکسان‌سازی فشارها صورت می‌گیرد و لیکن دمای دو ناحیه سوخته و نسوخته یکسان نمی‌گردد. پس از رسیدن پیستون به نقطه مرگ بالا، مرحله انبساط شروع می‌شود. احتراق تا چندین درجه بعد از نقطه مرگ بالا ادامه دارد. شرط به پایان رسیدن احتراق سوختن بیش از 99 درصد از مول‌های هوا و سوخت ورودی به سیلندر در نظر گرفته شده است.

محاسبات در قسمت انبساطی احتراق شبیه تراکم احتراق است و تنها کار انبساطی وجود دارد که به صورت حاصلضرب فشار در تغییر حجم محاسبه می‌شود. قبل از نقطه مرگ بالا کار تراکمی است. پس از خاتمه احتراق، انبساط برای محتویات سیلندر ادامه پیدا می‌کند.

3- صحت‌گذاری مدل شبیه‌سازی موتور احتراق داخلی

در این پژوهش موتور ملی ای اف سون-تنفس طبیعی برای استفاده در سیکل ترکیبی استفاده شده است. این موتور از پایه براساس سوخت گاز طبیعی طراحی شده و در عین حال قابلیت کارکرد با بنزین را نیز دارا می‌باشد. در جدول 1 مشخصات فنی موتور مذکور، تهیه شده از شرکت طراح آن، ایپکو، نشان داده شده است.

توان خروجی موتور ای اف سون-تنفس طبیعی با توجه به نتایج آزمایشگاهی در محدوده 11 تا 85 کیلووات تغییر می‌کند که شبیه‌سازی انجام شده، توان را با دقت بالایی پیش‌بینی می‌نماید. مقایسه بین توان خروجی شبیه‌سازی شده و اندازه‌گیری شده موتور برحسب دور برای حالت تمام بار در "شکل 1" نشان داده شده است.

جدول 1 مشخصات هندسی و عملکردی موتور ای اف سون-تنفس طبیعی

نوع موتور	اشتعال جرقه ای
حجم موتور (لیتر)	1.65
تعداد و آرایش سیلندر	4 سیلندر خطی
نسبت تراکم موتور	11.2
قطر سیلندر (میلی متر)	78.6
کورس پیستون (میلی متر)	85
بیشترین توان موتور (کیلووات)	85 در 6000 rpm
بیشترین گشتاور موتور (نیوتن متر)	155 در 3250 rpm

$$\text{Mole air} = Y \left[\frac{4.76}{\phi} + \left(n + \frac{m}{4} - 0.5x \right) \right] \quad (12)$$

در مرحله تراکم حرکت پیستون از نقطه مرگ پایین شروع شده و در این مرحله مخلوط سوخت و هوا فشرده می‌شود. با زدن جرقه تا زمان مرئی شدن شعله (تاخیر اشتعال) محاسبات برای تراکم تا یکسو و پیشروی شعله از سوی دیگر ادامه می‌یابد. نتایج تراکم تا زمانی که واکنش‌های خفیف درون سیلندر، 0.001 حجم ماکزیمم سیلندر را اشغال ننماید، مدنظر می‌باشد. بعد از مرئی شدن شعله، در هر پله سه ناحیه بررسی می‌شود: ناحیه در حال سوختن، ناحیه سوخته شده و ناحیه‌ای که شعله هنوز به آن نرسیده است. در هر پله از محاسبات قانون اول ترمودینامیک مطابق معادله (13) اعمال می‌شود.

$$\delta Q - \delta W = dE \quad (13)$$

در رابطه (13)، δQ میزان انتقال حرارت، δW کار انجام شده در هر پله و dE تغییرات انرژی برحسب ژول می‌باشند. با توجه به این‌که دمای مخلوط سوخت و هوا در آغاز تراکم پایین‌تر از دمای دیواره سیلندر است، در ابتدا شار حرارتی از دیواره سیلندر به مخلوط می‌باشد و در ادامه با افزایش دمای مخلوط شار حرارتی از مخلوط به دیواره سیلندر رخ می‌دهد. کار انجام شده در هر مرحله با استفاده از رابطه (14) به دست می‌آید.

$$\delta W = \frac{P_1 + P_2}{2} (V_2 - V_1) \quad (14)$$

در معادله (14)، P_1, P_2, V_1, V_2 به ترتیب فشار برحسب بار و حجم برحسب متر مکعب در ابتدا و انتهای پله محاسباتی می‌باشند. در پله نخست دما و فشار مشخص می‌باشد. دمای محتویات محفظه احتراق در ابتدای محاسبات به دلیل مخلوط شدن با گازهای پسماند از سیکل قبل بیشتر از دمای محیط است. لذا معمولاً دمای ابتدا پله اول در محفظه احتراق 333 درجه کلونین و فشار 101.325 کیلو پاسکال و دمای دیواره نیز 433 درجه کلونین در نظر گرفته می‌شود. تعداد مول‌های درون سیلندر به دلیل فرض عدم ترکیب و تجزیه، ثابت می‌ماند. برای انجام محاسبات در هر مرحله نیاز به یک دمای نهایی T_2 می‌باشد که تخمین مناسب با فرض تراکم آیزوتروپیک به صورت معادله (15) به دست می‌آید.

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\frac{R}{C_v}} \quad (15)$$

فشار در انتهای پله محاسباتی از معادله (16) به دست می‌آید.

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right) \left(\frac{T_2}{T_1} \right) \quad (16)$$

در معادله (15) و (16) T_1 و T_2 دما در ابتدا و انتهای هر پله برحسب کلونین، R ثابت عمومی گازها و C_v ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت برحسب ژول بر کیلوگرم کلونین می‌باشند. در این شبیه‌سازی زمان تأخیر اشتعال هم منظور شده است. در زمان تأخیر اشتعال، محاسبات به شکل تراکمی ادامه می‌یابد و برای محاسبه زمان تأخیر در اشتعال از تئوری بنسون استفاده شده است. مطابق این تئوری تا زمانی که واکنش‌های خفیف درون سیلندر، 0.001 حجم ماکزیمم سیلندر را اشغال ننماید، شعله مرئی نشده و فقط تراکم رخ می‌دهد. پس از مرئی شدن شعله سه ناحیه سوخته، نسوخته و در حال سوختن وجود خواهد داشت و احتراق در دو مرحله تراکم و انبساط قابل بررسی است. برای مدل کردن احتراق در کنار تراکم و انبساط، هر پله محاسباتی به چهار زیر پله تقسیم می‌شود. در زیر پله اول فرض می‌شود تراکم برای دو ناحیه سوخته و نسوخته وجود دارد و تغییر حجم، کار و انتقال حرارت برای هر ناحیه به طور جداگانه بررسی می‌شود. در زیر پله دوم حرکت پیشانی شعله و سوختن لایه نازکی از مخلوط به صورت آبی بررسی می‌شود. حرکت پیشانی شعله بر روی یک نیم‌کره فرض می‌شود. برای مشخص شدن پیشرفت شعله می‌بایستی

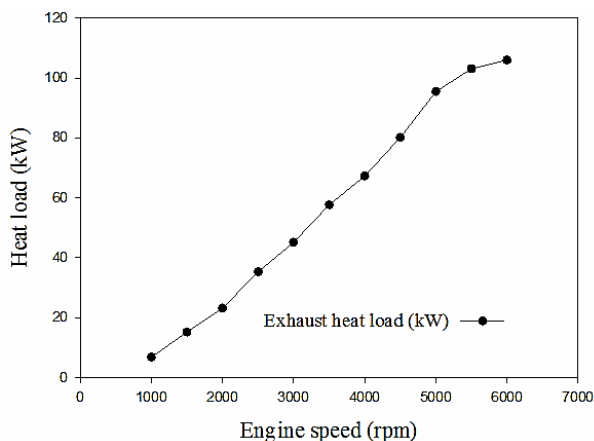


Fig. 3 Wasted energy from the vehicle's exhaust gases in term of engine speed

شکل 3 میزان انرژی هدر رفته از آگزوز خودرو برحسب دور موتور

4- کلیات شبیه سازی موتور استرلینگ

انواع مختلفی از تحلیل های ترمودینامیکی برای موتور استرلینگ ارائه شده است. مدل مرتبه اول یا اشمیت (دما ثابت) نخستین بار توسط اشمیت در سال 1871 بیان شد [20] و نخستین تحلیل ترمودینامیکی برای چرخه ای استرلینگ بود. هدف از تحلیل دما ثابت، به دست آوردن کار انجام شده در اثر تغییرات فشار و دمای گاز، عامل با استفاده از انتقال حرارت به داخل موتور است در این تحلیل فرض شده است که دمای بخش های تراکم، انبساط، خنک کن و گرم کن در مقدار ثابتی حفظ می شوند، همه فرآیندها برگشت پذیرند و سیال از معادله گاز کامل پیروی می کند. همچنین فرآیند های انبساط و تراکم درون موتور، هم دما در نظر گرفته می شود و تأثیرات ایده آل نبودن بازیاب و افت فشار نیز در نظر گرفته نمی شود. این تحلیل تقریب مناسبی برای رابطه بین سایز موتور و قدرت آن ارائه می دهد، اما برای طراحی دقیق موتور استرلینگ پیشنهاد نمی شود [21].

مدل مرتبه دوم یا بی دررو برای اولین بار توسط فینکلشتاین ارائه شد [20]. مدل بی دررو بر این فرضیات استوار است که گرمکن و خنک کن دارای انتقال حرارت نامحدود هستند و شرایط هم دما در آن ها برقرار می باشد. بنابراین سیال در مبدل های حرارتی همیشه در دمای حداکثر و یا در دمای حداقل می باشد. در این مدل فرض بر این است که گاز با دمای دیواره وارد بخش گرم و سرد می شود اما از فرض انتقال حرارت ایده آل اشمیت در این دو بخش صرف نظر می شود و مقاومت دیواره در برابر سیال نادیده گرفته شده و فشار در تمامی بخش ها یکسان است. این تحلیل نسبت به نوع اول، دارای برخی افت ها در موتور مثل افت توان بر اثر اصطکاک مکانیکی و سیال، افت انتقال حرارت در سیلندرها و دیواره ها و انتقال حرارت غیرایده آل در بازیاب است [21].

مدل مرتبه سوم به وسیله فیورر معرفی شده است [22]، اجزای مختلف موتور را به صورت یک بعدی و شبکه بندی شده در نظر گرفته و فرآیندهای انتقال حرارت به صورت برگشتناپذیر فرض می شود. دمای تمامی اجزا و بخش های مختلف موتور به صورت مجهول و متغیر با زمان است. بیشتر افت های اصطکاک و فشاری، نشت سیال و دیگر برگشتناپذیری ها قابل اعمال هستند.

مدل مرتبه چهارم یا تحلیل چند بعدی شامل مش بندی دو یا سه بعدی تمامی محفظه های عبور سیال است تا تغییرات فشار و سرعت به دست آید. عموماً برای مدل سازی با این روش، نرم افزارهای شبیه ساز جریان سیال مانند

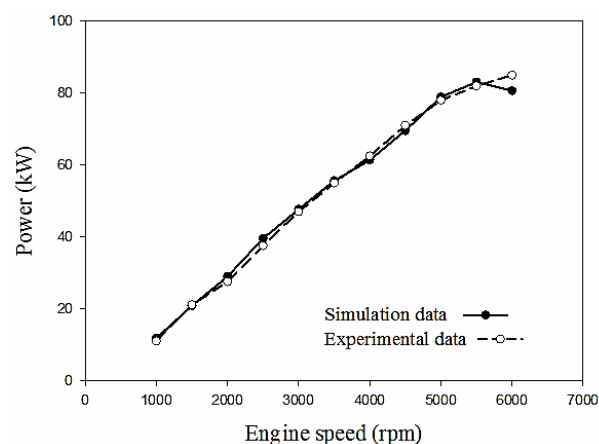


Fig. 1 The measured and simulated EF7-NA engine power

شکل 1 توان شبیه سازی شده و اندازه گیری شده موتور ای اف سون-تنفس طبیعی برحسب کیلووات

در "شکل 2" تغییرات دمای گاز خروجی از آگزوز موتور ملی ای اف سون-تنفس طبیعی نسبت به دور موتور در حالت تمام بار توسط برنامه شبیه ساز نشان داده شده است. دمای گازها در سیستم خروجی موتور نمونه اشتعال جرقه ای به طور متوسط در حدود 400 درجه سانتی گراد تا 600 درجه سانتی گراد خواهد بود. این مقدار، در شرایط کارکرد بدون بار به حدود 300 درجه سانتی گراد تا 400 درجه سانتی گراد کاهش یافته و در حداکثر توان، تا حدود 900 درجه سانتی گراد افزایش می یابد. دمای این گازها حدود 200 درجه سانتی گراد تا 300 درجه سانتی گراد کمتر از دمای گازهای داخل سیلندر، در هنگام باز شدن سوپاپ خروجی می باشد. این اختلاف و کاهش دما، به دلیل کاهش فشار داخل سیلندر است. کلیه دماها، متأثر از نسبت هم ارزی مخلوط اولیه سوخت و هوا در احتراق خواهند بود. دمای گازهای خروجی موتور، با افزایش سرعت یا بار موتور، با تأخیر زمان جرقه و یا با افزایش نسبت هم ارزی، افزایش می یابد.

همچنین مقادیر عددی انرژی هدر رفته از آگزوز خودرو برحسب دور در "شکل 3" نشان داده شده است. میزان شبیه سازی شده این انرژی از 6.8 تا 106 کیلووات تغییر را نشان می دهد. این نتایج به عنوان ورودی سیکل ترکیبی استرلینگ مورد استفاده قرار خواهد گرفت.

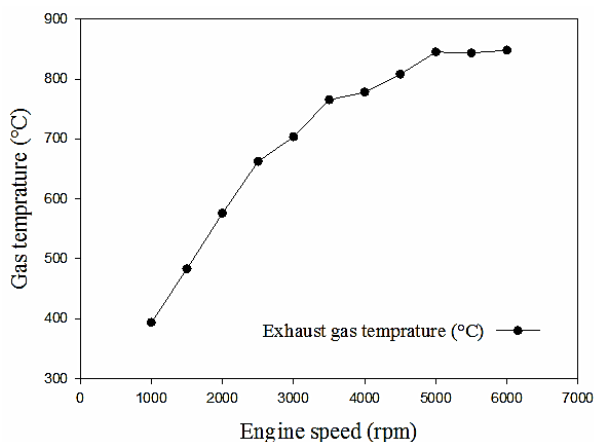


Fig. 2 Temperature variation of EF7-NA exhaust gases versus the engine speed at full load

شکل 2 نحوه تغییر دمای گاز خروجی از آگزوز موتور ملی ای اف سون-تنفس طبیعی نسبت به دور موتور در حالت تمام بار

مقادیر به دست آمده در گام زمانی پیشین استفاده می‌نماید. در این روش تنها از حجم کنترل مدنظر و همسایه آن در محاسبه استفاده می‌شود. فاصله زمانی برای رسیدن به پایداری محاسباتی دارای محدودیت است و بایستی شرط کورانت را جوابگو باشد. زمان محاسباتی این روش نسبت به روش ضمنی زمان محاسبات را افزایش می‌دهد، ولی این روش مناسب برای جریان با ناپایداری بالا و نوسانی می‌باشد، لذا در شبیه‌سازی موتور استرلینگ از این روش استفاده می‌شود. شرط کورانت برای انتخاب بازه زمانی در این شبیه‌سازی تک بعدی از معادله (21) بدست می‌آید.

$$\frac{\Delta(t)}{\Delta x} (|u| + C) \leq 0.8 \times M \quad (21)$$

در معادله (21) ضریب M می‌بایستی بزرگتر یا مساوی یک باشد و C سرعت صوت می‌باشد.

فرضیات محاسباتی این نرم‌افزار عبارتست از:

- 1) هندسه هر دو سیلندر مجاور گرم‌کن و خنک‌کن یکسان است.
- 2) دمای اولیه خنک‌کن و گرم‌کن برابر محیط و 35 درجه سانتی‌گراد فرض شده است.
- 3) محاسبه افت فشار داخل سیلندرها با کمک نتایج تجربی اصطکاک موتور دو زمانه انجام شده است.
- 4) سیال عامل برای محاسبات اولیه گاز هلیوم در نظر گرفته شده است.
- 5) فشار محاسبات، فشار استاتیکی است و کلیه مقادیر فشار، فشار مطلق می‌باشد.

تمام مشخصات هندسی موتور استرلینگ قابل اعمال است. نمایی از مدل موتور استرلینگ نوع آلفا ساخته و استفاده شده در این تحقیق در "شکل 4" نشان داده شده است. اجزای اساسی مدل همان‌طور که از شکل مشاهده می‌شود گرم‌کن، خنک‌کن، بازیاب، سیلندر گرم (مجاور گرم‌کن) و سرد (مجاور سردکن) می‌باشند.

در این برنامه داده‌های ورودی نظیر دمای منبع گرم، دمای منبع سرد، قطر سیلندر و پیستون گرم و سرد، طول رابط لنگ هر پیستون، فشار کاری، قطر و تعداد لوله‌های گرم‌کن و خنک‌کن، ضریب زبری لوله‌ها می‌باشند. گرم‌کن از نوع چند لوله‌ای می‌باشد. جنس بازیاب فولاد ضد زنگ در نظر گرفته شده است و همچنین تخلخل بازیاب و جنس قابل تغییر و بررسی می‌باشند. شاید مهمترین قسمت موتور استرلینگ که نقش اساسی در افزایش راندمان آن دارد، بازیاب حرارتی است. به لحاظ ساختار فیزیکی، بازیاب حرارتی از فولاد ضد زنگ به صورت ورقه‌های توری و یا میله های ضد زنگ فولادی روی هم چیده شده، ساخته می‌شوند.

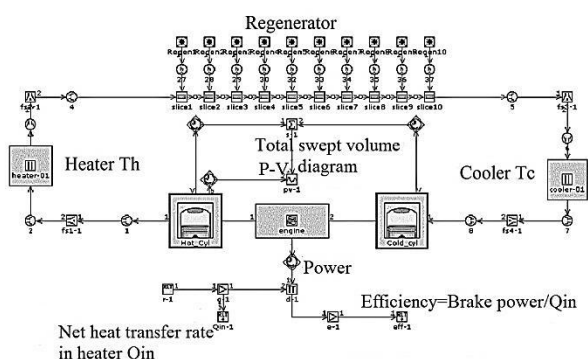


Fig.4 Alpha stirling engine model

شکل 4 مدل موتور استرلینگ نوع آلفا

فلوئنت پرکاربرد هستند. این روش به دلیل حجم بالای محاسبات نیاز به رایانه‌های قدرتمند و یا هزینه زمانی زیادی دارد، از این رو استفاده از این نوع مدل‌سازی در آنالیز یک بخش مجزا از موتور کاربرد بیشتری دارد.

در این پژوهش تحلیل عددی عملکرد موتور استرلینگ به کمک شبیه‌سازی با نرم‌افزار جی تی سویت انجام شده است. نوع تحلیل در این نرم‌افزار مدل‌سازی مرتبه سوم است که معادلات در نرم‌افزار جی تی سویت با فرض جریان یک‌بعدی و چندین حجم کنترل و گسسته‌سازی حجمی و زمانی معادلات حل می‌شوند. از مزایای شبیه‌سازی می‌توان به این نکته اشاره نمود که نیازی به تکرار تست در محدوده وسیعی از داده‌ها نیست و پس از صحت‌گذاری مدل شبیه‌سازی با نتایج تجربی، به کمک نرم‌افزار صرفه‌جویی زمانی و مالی به دست می‌آید.

1-4- فرضیات مدل سازی سیکل استرلینگ

موتور استرلینگ به لحاظ ساختار فیزیکی شامل پنج زیر سیستم اصلی است که در مدل‌سازی، هر زیرسیستم به صورت یک حجم کنترل در نظر گرفته می‌شود. دو فضا با حجم متغیر به نام‌های فضای انبساط و فضای تراکم و سه مبدل حرارتی با حجم ثابت، به نام‌های گرم‌کن، خنک‌کن و بازیاب در موتور وجود دارد. همچنین موتور دارای یک مکانیزم رانش است که در طول سیکل کاری تغییرات حجم را کنترل کرده و حرکت متناوب خطی پیستون‌ها را به شکل حرکت زاویه‌ای به محور محرکه منتقل می‌کند.

در این شبیه‌سازی حجم کنترل موتور به چندین قسمت تقسیم شده است که بیشترین حجم کنترل مربوط به قسمت بازیاب می‌باشد و گرم‌کن، خنک‌کن، سیلندر مجاور گرم‌کن و سیلندر مجاور سردکن هر کدام یک قسمت محاسباتی می‌باشند.

معادلات اساسی شامل معادله بقای جرم، بقای مومنتم و انرژی در هر سیکل کاری برای تمامی قسمت‌ها اعمال می‌شود. این معادلات به صورت تک‌بعدی حل می‌شوند و این بدین معنی است که تمام پارامترها به صورت متوسط در جهت جریان در نظر گرفته می‌شود. روش‌های حل زمانی در این حل عددی به صورت مستقیم و ضمنی می‌تواند باشد.

پارامترهای حل در روش مستقیم دبی جرمی، چگالی و انرژی داخلی است و این پارامترها در روش ضمنی دبی جرمی، فشار و آنالپی کلی می‌باشد. در محاسبات تک بعدی پارامترهای اسکالر نظیر دما، فشار، چگالی و انرژی داخلی در هر حجم کنترل یکنواخت فرض می‌شود ولی پارامترهای برداری نظیر سرعت در هر مرز جداگانه محاسبه می‌گردد. روش حل در این شبیه‌سازی، روش مستقیم انتخاب شده است و معادلات اساسی ساده شده بقای جرم، مومنتم و انرژی در معادلات (18) تا (20) ذکر شده است.

$$\frac{dm}{dt} = \sum_b \dot{m} \quad (18)$$

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dp \times A + \sum_b \dot{m} u - 4C_f \frac{\rho u |u|}{2} \times \frac{dx A}{D} - C_p \left(\frac{1}{2} \rho u |u| \right) A}{dx} \quad (19)$$

$$\frac{d(me)}{dt} = -P \frac{dv}{dt} + \sum_b (\dot{m} H) - h \dot{A}_s (T_f - T_w) \quad (20)$$

که در آن C_p و C_f به ترتیب نشانگر جرم برحسب کیلوگرم، زمان برحسب ثانیه، سرعت برحسب متر بر ثانیه، چگالی برحسب کیلوگرم بر مترمکعب، ضریب انتقال حرارت جابجایی برحسب وات بر مجذور متر کلونین، آنالپی برحسب ژول بر کیلوگرم و ضریب اصطکاک و ضریب فشار می‌باشند.

T_f و T_w نیز دمای سیال و دمای دیواره برحسب کلونین را نشان می‌دهند. لازم به ذکر است در روش مستقیم مقادیر سمت راست معادلات (19) و (20) از

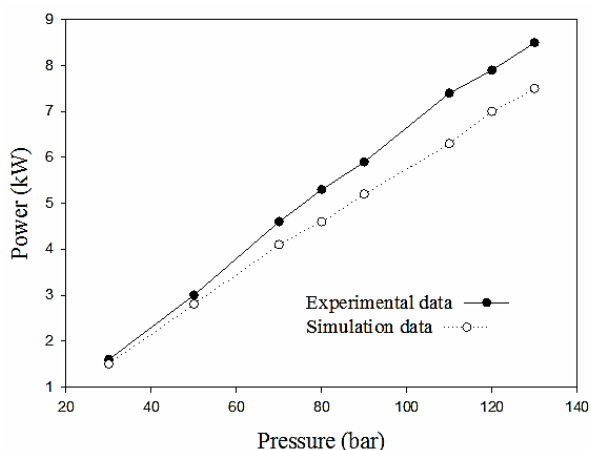


Fig. 5 Comparison of experimental and simulated results of power

شکل 5 مقایسه نتایج تجربی و شبیه سازی شده توان

جدول 3 مشخصات هندسی و عملکردی موتور استرلینگ پیشنهادی

Table 3 Suggested Stirling engine geometries characteristics and performance

پیشنهادی	هندسه موتور
85	قطر (میلی متر)
65	کورس (میلی متر)
1500	سرعت موتور (دور بر دقیقه)
700	دمای منبع گرم (درجه سانتی گراد)
55	دمای منبع سرد (درجه سانتی گراد)
هیدروژن	سیال عامل
50	فشار کاری (بار)
12	تعداد لوله های گرمکن
14	قطر داخلی لوله های گرمکن (میلی متر)
200	طول لوله های گرم کن (میلی متر)
200	تعداد لوله های خنک کن
1	قطر داخلی لوله ای خنک کن (میلی متر)
45	طول لوله های خنک کن (میلی متر)
-	بیشترین توان تجربی (کیلووات)
5.48	بیشترین توان شبیه سازی شده (کیلووات)
-	راندمان (درصد)

در موتورهای استرلینگ پیستون سیلندرهای گرم و سرد 90 درجه اختلاف فاز دارند. این اختلاف فاز به علت اتصال میان رابط پیستون های گرم و سرد بر روی یک نقطه مشترک اطراف میل لنگ می باشد. اجزای گرم کن، خنک کن، بازایاب و مسیر ارتباطی بین آنها حجم ثابتی را به خود اختصاص می دهند که به حجم مرده مشهور است. چنانچه این حجم بیش از حد زیاد باشد موتور استرلینگ شروع به حرکت نخواهد نمود. به طور کلی عملکرد موتور استرلینگ به پارامترهای فیزیکی و هندسی موتور، سیال عامل، راندمان بازایاب، تخلخل، حجم مرده و حجم جاروب شده، منابع دمایی و افت های انرژی وابسته است. برای فشار کاری تغذیه شده 50 بار، فشار سیکل تا محدوده 95 بار افزایش می یابد که در "شکل 6" نشان داده شده است. با توجه به دامنه نوسانات فشار در موتور استرلینگ رعایت نمودن اصول طراحی برای مقاومت در برابر نیروهای نوسانی در موتور ضروری است.

در طی نیمی از سیکل کاری موتور، بازایاب حرارتی مانند اسفنج حرارتی باعث جذب گرما از گاز عامل می شود. در نیمه دیگر سیکل، بازایاب حرارت را به گاز عامل پس می دهد بنابراین گرمای کمتری برای دفع در منطقه سرد موتور، وجود خواهد داشت و بدین صورت باعث افزایش راندمان موتور می شود. بنابراین استفاده از بازایاب در موتور استرلینگ باعث کم شدن اتلاف حرارتی و در نهایت افزایش راندمان موتور می شود.

5- صحت گذاری نتایج مدل استرلینگ

برای صحت گذاری نتایج حاصل از مدل سازی، از نتایج تجربی اندازه گیری شده موتور استرلینگ سولو وی 161¹ استفاده شده است [23]. در جدول 2 مشخصات هندسی و عملکردی موتور استرلینگ سولو وی 161 برای بررسی میزان انرژی قابل بازایی نشان داده شده است. موتور سولو دارای فشار کاری 150 بار می باشد. بیشترین توان اندازه گیری شده تجربی آن 9 کیلووات می باشد. همچنین راندمان تجربی ذکر شده 30 درصد است. با در نظر گرفتن این موضوع که فشار کاری موتور استرلینگ سولو وی 161 بالا می باشد و هدف از این پژوهش بازایی گرمای اتلافی از یک موتور احتراق داخلی است، لذا با تغییر ابعاد موتور مذکور، پس از اعتبارسنجی مدل، فشار کاری به 50 بار کاهش می یابد و انتظار می رود که شبیه سازی بر روی این موتور نیز با دقت مناسبی انجام شود [24].

نتایج حاصل از این شبیه سازی که در فشارهای کاری مختلف انجام شد، خطای تقریبی 10.8 درصد را نسبت به نتایج تجربی نشان می دهد که این میزان خطا قابل قبول است. "شکل 5" بیانگر این مطلب است. همان طور که پیش از این اشاره شد برای استفاده از این موتور استرلینگ برای بازایی گرمای اتلافی آگزوز، لازم است تا فشار کاری آن که 150 بار می باشد، کاهش یابد. بدین منظور با تغییر هندسه موتور، گرم کن و خنک کن فشار به 50 بار کاهش یافت. جدول 3 مشخصات هندسی موتور مورد استفاده در این تحقیق را نشان می دهد.

جدول 2 مشخصات هندسی و عملکردی موتور استرلینگ سولو وی 161

Table 2 Solo V161 Stirling engine geometric characteristics and performance

سولو	هندسه موتور
68	قطر (میلی متر)
44	کورس (میلی متر)
1500	سرعت موتور (دور بر دقیقه)
700	دمای منبع گرم (درجه سانتی گراد)
30	دمای منبع سرد (درجه سانتی گراد)
هلیوم	سیال عامل
150	فشار کاری (بار)
78	تعداد لوله های گرمکن
4	قطر داخلی لوله های گرمکن (میلی متر)
200	طول لوله های گرم کن (میلی متر)
80	تعداد لوله های خنک کن
4	قطر داخلی لوله ای خنک کن (میلی متر)
45	طول لوله های خنک کن (میلی متر)
9	بیشترین توان تجربی (کیلووات)
8.24	بیشترین توان شبیه سازی شده (کیلووات)
30	راندمان (درصد)

¹ Solo V161

نتیجه این افزایش فشار در سمت سیلندر، افزایش گازهای باقیمانده در سیلندر می‌باشد که "شکل 8" میزان این افزایش را در سیلندر پس از نصب گرمکن موتور استرلینگ نشان می‌دهد که موجب کاهش راندمان حجمی موتور می‌شود، همان‌طور که در "شکل 9" نشان داده شده است. همچنین افت توان در موتور ای اف سون تنفس طبیعی در دو حالت قبل از نصب گرمکن و بعد از آن در "شکل 10" نشان داده شده است.

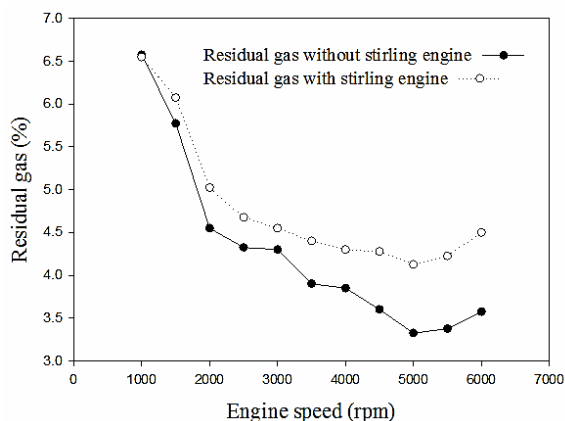


Fig. 8 The amount of gases remaining in the cylinder in both the Otto and Combined cycles

شکل 8 مقدار گازهای باقیمانده در سیلندر در دو حالت سیکل اتو و سیکل ترکیبی

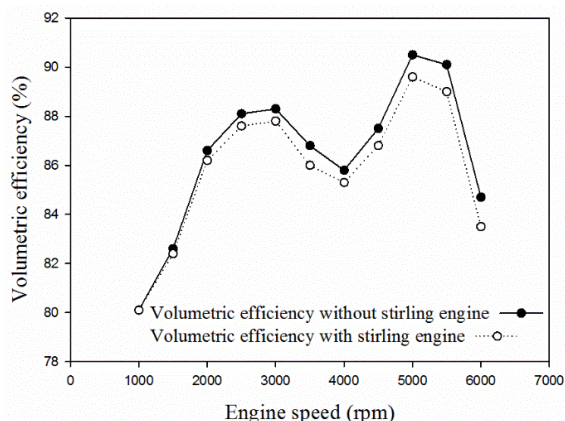


Fig. 9 Variation of engine volumetric efficiency, in both Otto and combined cycles

شکل 9 تغییرات راندمان حجمی موتور در دو حالت سیکل اتو و سیکل ترکیبی

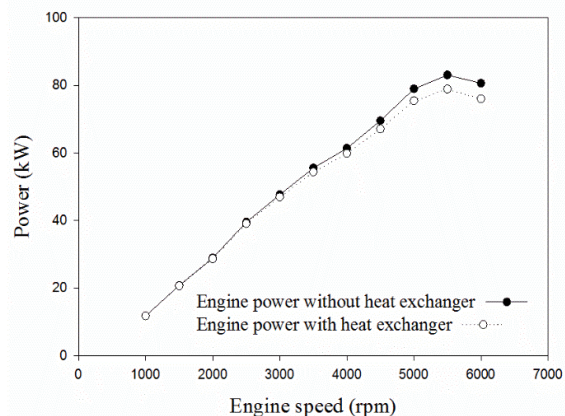


Fig. 10 Output power of EF7-NA engine before and after heater installation

شکل 10 توان موتور احتراق داخلی ای اف سون تنفس طبیعی در دو حالت قبل و بعد از نصب گرمکن

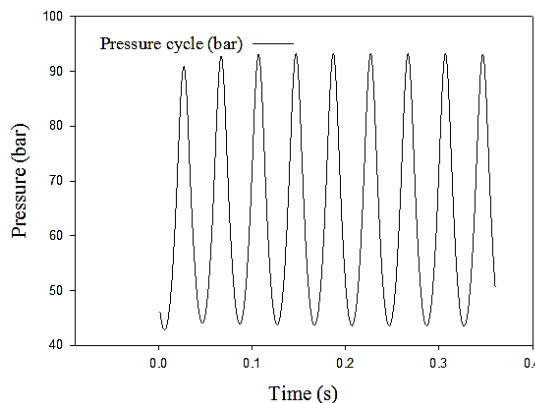


Fig. 6 The range of pressure fluctuations in the Stirling engine

شکل 6 دامنه نوسانات فشار در موتور استرلینگ

6- تاثیر نصب گرمکن موتور استرلینگ بر عملکرد موتور احتراق داخلی

مبدل‌های حرارتی براساس شکل، کاربرد، محل نصب و بسیاری پارامترهای دیگر طراحی می‌شوند. در نتیجه می‌توان آن‌ها را براساس این ویژگی‌ها در دسته‌بندی‌های مختلف قرار داد. مبدل حرارتی مورد استفاده در این پژوهش برای بخش گرمکن موتور استرلینگ از نوع پوسته و لوله با جریان موازی می‌باشد. این بخش از موتور استرلینگ که نقش اساسی در بازیابی گرمای اتلافی آگزوز و عملکرد موتور استرلینگ دارد با قرار گرفتن در مسیر آگزوز موتور احتراق داخلی تاثیراتی منفی بر روی عملکرد موتور می‌گذارد که اصلی‌ترین آن افت فشار در سیستم آگزوز و افزایش فشار پایین دستی سیلندر موتور است که پیامد آن افزایش گازهای باقیمانده در سیلندر و کاهش راندمان حجمی موتور می‌باشد که منجر به افت توان و گشتاور می‌شود. معادله (22) میزان افت فشار درون پوسته مبدل حرارتی را نشان می‌دهد:

$$\Delta P_{\text{shell}} = \frac{2 f G_s^2 D_s (N_b + 1)}{\rho D_e (\mu/\mu_s)^{0.14}} \quad (22)$$

که در آن D_s ، G_s ، N_b و D_e به ترتیب بیانگر ضریب اصطکاک، سرعت جرمی، قطر پوسته و تعداد بافل و پارامترهای D_e ، μ ، μ_s قطر معادل، ویسکوزیته دینامیکی و ویسکوزیته در دمای دیواره می‌باشد. تغییرات فشار ایجاد شده در اثر قرار گرفتن گرمکن در مسیر آگزوز در "شکل 7" نشان داده شده است. دلیل اصلی افزایش فشار در دورهای بالا مربوط به سرعت بالای گازهای خروجی از آگزوز می‌باشد.

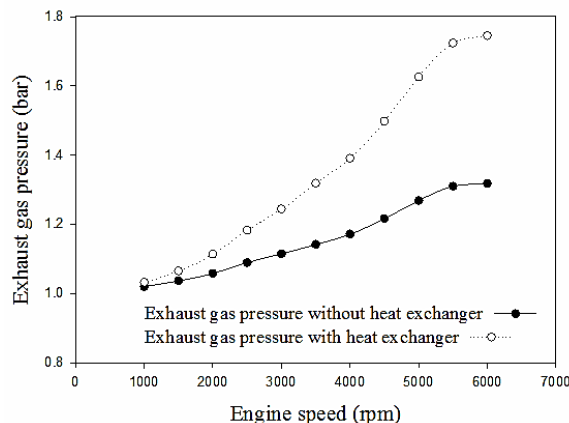


Fig. 7 Increase in exhaust gas pressure due to the installation of a heater in the outlet gas path

شکل 7 فشار افزایش یافته آگزوز در اثر نصب گرمکن در مسیر گاز خروجی

7- مدل سازی سیکل ترکیبی اتو-استرلینگ در شرایط تمام بار

در بسیاری موارد مطلوب است که دو سیکل توانی یا تبرید به صورت سری ترکیب شوند. این امر برای استفاده از مزیت دامنه بسیار بزرگ درجه حرارت یا به کارگیری حرارت زاید برای بهبود کارایی است. یکی از سیکل‌های ترکیبی که مورد توجه خاصی قرار گرفته است، سیکل‌هایی هستند که در آن‌ها حرارت زائد خروجی از موتور به‌عنوان منبع حرارتی برای سیکل توانی استفاده می‌شود. در این صورت سیکل توانی به‌عنوان سیکل پایینی برای موتور عمل می‌کند تا بدین وسیله کارایی حرارتی کلی سیستم توانی ترکیبی بهبود یابد.

برای بازیابی انرژی محصولات احتراق جریان یافته در مسیر آگروز، استفاده از سیکل استرلینگ به‌عنوان سیکل انتهایی سیکل ترکیبی پیشنهاد می‌شود. در "شکل 13" نمایی از سیکل ترکیبی اتو-استرلینگ برای آنالیز نمودن توان و راندمان خروجی نشان داده شده است. راندمان سیکل اتو از معادله (26) به دست می‌آید.

$$\eta_{Otto} = \frac{W_{Otto}}{Q_{in-Otto}} \quad (26)$$

در معادله (26)، W_{Otto} و $Q_{in-Otto}$ نشانگر کار خروجی از سیکل اتو و انرژی حرارتی آزاد شده از احتراق کامل سوخت برحسب ژول می‌باشند. راندمان سیکل استرلینگ از معادله (27) محاسبه می‌شود.

$$\eta_{Stirling} = \frac{W_{Stirling}}{Q_{in-Stirling}} \quad (27)$$

در معادله (27) $W_{Stirling}$ و $Q_{in-Stirling}$ نماینده کار خروجی از سیکل استرلینگ و انرژی حرارتی ورودی به سیکل استرلینگ برحسب ژول می‌باشند. راندمان سیکل ترکیبی اتو-استرلینگ از معادله (28) محاسبه می‌شود.

$$\eta_{Combined} = \frac{W_{Otto} + W_{Stirling}}{Q_{in-Otto}} \quad (28)$$

توان خروجی از موتور ای اف سون تنفس طبیعی در محدوده 11 تا 85 کیلو وات می‌باشد در حالی که برای سیکل ترکیبی اتو-استرلینگ با فشار کاری 50 بار و با توجه به تغییر دمای گاز خروجی از موتور اشتعال جرقه‌ای ای اف سون تنفس طبیعی توان به صورت نمودار ارائه شده در "شکل 14" افزایش می‌یابد.

در این تحقیق، شبیه سازی برای سه فشار کاری 50 بار، 60 بار و 70 بار انجام شده است که نتایج آن افزایش توان موتور استرلینگ می‌باشد به این دلیل که افزایش فشارکاری باعث می‌شود جرم بیشتری از سیال عامل در فرایند انتقال حرارت به گرمکن و خنک کن موتور استرلینگ شرکت داشته

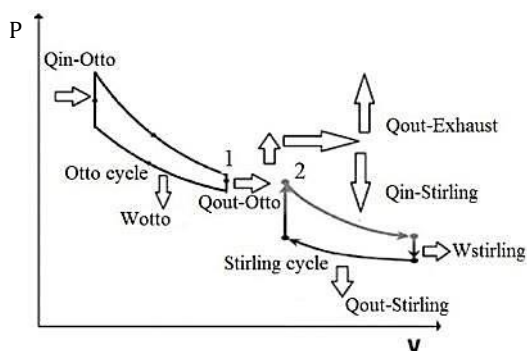


Fig. 13 Otto-stirling combined cycle

شکل 13 سیکل ترکیبی اتو-استرلینگ

لازم به ذکر است که راندمان مبدل حرارتی که با معادلات (23) تا (25) قابل محاسبه است در حدود 70٪ می‌باشد و این میزان گرما از کل گرمای اتلافی آگروز در سیکل استرلینگ مورد استفاده قرار می‌گیرد و مابقی انرژی، به محیط انتقال می‌یابد. "شکل 11" میزان بار حرارتی آگروز را در دو حالت نشان می‌دهد.

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1} \quad (23)$$

در معادله (23) پارامترهای c و NTU به ترتیب بیانگر نسبت کمترین ظرفیت گرمایی به بیشترین و تعداد واحدهای انتقال می‌باشد که معادلات (24) و (25) به ترتیب هرکدام را تعریف می‌کند.

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (24)$$

$$NTU = \frac{U A_s}{C_{min}} \quad (25)$$

در معادله (25)، U ضریب انتقال حرارت کلی و A_s سطح انتقال حرارت می‌باشد.

همچنین دمای گازهای خروجی به دلیل مبادله حرارت با سیال عامل سیکل استرلینگ، بعد از مبدل حرارتی کاهش می‌یابد که این افت دما نسبت به دمای اولیه گازهای خروجی از آگروز در "شکل 12" نشان داده شده است.

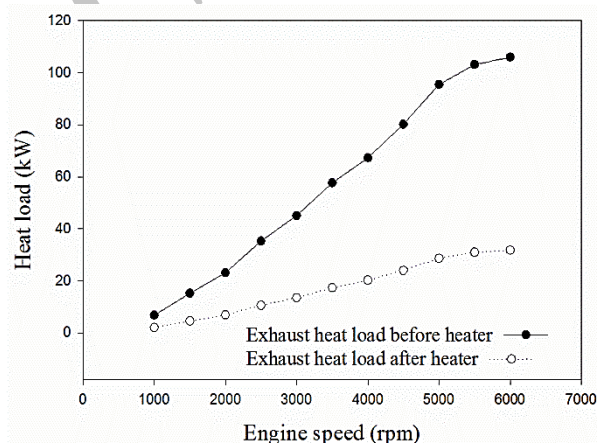


Fig. 11 Exhaust heat load in pre and post recovery mode

شکل 11 بار حرارتی آگروز در حالت قبل و بعد از بازیابی

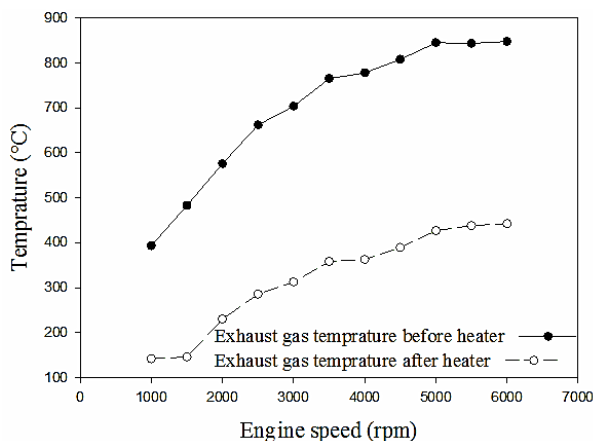


Fig.12 Temperature drop in exhaust gases after the heat exchanger

شکل 12 افت دمای گازهای خروجی از آگروز بعد از مبدل حرارتی

دریافت توان از سیکل انتهایی که در این پژوهش استرلینگ می باشد سبب افزایش بازده کلی سیکل می گردد. همان طور که از شکل ارائه شده مشخص است، افزایش فشار کاری سیکل استرلینگ باعث افزایش راندمان کلی سیکل می گردد که در "شکل 16" نشان داده شده است اما مسئله مهم که باید مد نظر داشت لزوم افزایش استحکام موتور در برابر افزایش فشار است که این خود سبب افزایش وزن موتور می گردد.

8- جمع بندی و نتیجه گیری

بخش قابل توجهی از انرژی ورودی به سیلندر یک موتور احتراق داخلی توسط عوامل مختلفی به هدر می رود و تنها حدود یک سوم از این انرژی به کار مفید تبدیل می گردد. بنابراین ارائه راهکاری که بتواند بخشی از انرژی هدر رفته موتور را بازیابی کند برای افزایش بازده موتور مفید می باشد. راه کارهای مختلفی برای این منظور از سوی محققین در سراسر دنیا ارائه شده است که هر کدام از این روش ها نقاط ضعف و قوت مخصوص به خود را دارند. در این پژوهش به توانایی بازیابی انرژی گرمایی دود خروجی از آگروز به کمک یک سیکل انتهایی پرداخته شد که نتایج آن نشان داد سیکل ترکیبی اتو- استرلینگ توانایی مناسبی برای افزایش بازده و توان موتورهای احتراق داخلی دارد. از مزایای این موتور می توان به بی صدا بودن، عدم ایجاد آلودگی و ساختمان ساده آن اشاره کرد اما عیب این موتور وزن زیاد آن در برابر توان تولیدی می باشد که خوشبختانه با پیشرفت علم متالورژی می توان موتور استرلینگ با وزن کم تولید کرد.

موتور استرلینگ پیشنهاد شده برای این تحقیق، مشابه سولو وی 161 می باشد که پس از شبیه سازی تک بعدی در نرم افزار جی تی سویت و بررسی صحت و دقت نتایج، تغییراتی در هندسه موتور و بخش های مختلف آن برای کارکرد در فشار پایین تر انجام شد. یکی از مهمترین محدودیت ها در استفاده از سیکل استرلینگ به عنوان سیکل انتهایی، تاثیرات منفی نصب گرمکن در مسیر دود خروجی از آگروز می باشد که در این پژوهش این اثرات مورد مطالعه قرار گرفته است. این مطلب آشکار است که ایجاد هرگونه مقاومت در مسیر دود خروجی از آگروز باعث اختلال در عملکرد بهینه موتور می شود. گرمکن موتور استرلینگ هم به عنوان بخشی از این سیستم که در مسیر دود خروجی نصب می گردد از این قاعده مستثنا نیست. نمودار مربوطه نشان می دهد که در اثر فشار برگشتی آگروز، به طور میانگین 2.5 درصد افت توان

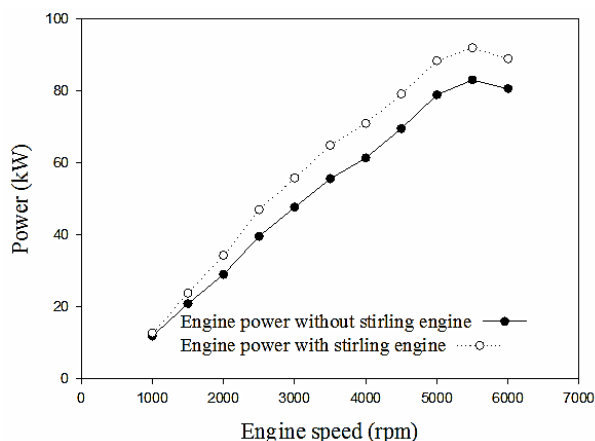


Fig.14 Combined cycle power against engine speed for optimal pressure of 50 bar

شکل 14 نمودار توان سیکل ترکیبی برای فشار بهینه 50 بار

باشند. از سویی با افزایش فشار کاری، اصطکاک ناشی از حرکت قطعات متحرک موتور افزایش می یابد و همچنین لازم است که قطعات موتور استحکام بیشتری در برابر فشار کاری داشته باشند که این خود باعث افزایش وزن موتور می گردد. نتایج حاصل از توان سیکل ترکیبی برای سه فشار کاری 50 بار، 60 بار و 70 بار در "شکل 15" نشان داده شده است.

با توجه به این نکته که با افزایش دور موتور، دمای گازهای خروجی افزایش می یابد لذا باید راندمان سیکل افزایش یابد اما این نکته را هم باید در نظر داشت که با افزایش دور موتور میزان اصطکاک نیز زیاد می شود و از طرف دیگر زمان انجام یک سیکل نیز کاهش می یابد.

در تمامی محدوده کاری موتور، افزایش فشار باعث بهتر شدن وضعیت توان خروجی موتور استرلینگ و سیکل ترکیبی می شود. برای توجیه فیزیکی این رفتار به این نکته باید توجه کرد که با افزایش دور موتور احتراق داخلی هرچند دمای خروجی و به تبع آن راندمان سیکل استرلینگ بهتر می شود ولیکن اصطکاک نیز بیشتر شده و زمان تبادل حرارت کاهش می یابد و لذا وجود دور بهینه برای سیکل ترکیبی ضروری است.

نحوه تغییرات راندمان خروجی سیکل ترکیبی برحسب دور موتور در سه فشار کاری 50 بار، 60 بار و 70 بار در "شکل 17" نشان داده شده است. از معادله (28) که راندمان سیکل ترکیبی را بیان می کند کاملاً واضح است که

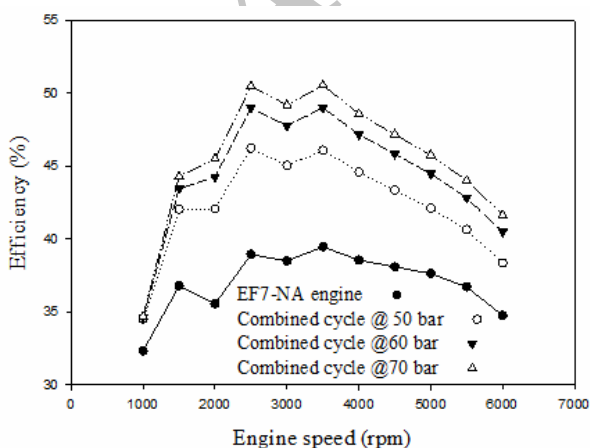


Fig.16 Combined cycle efficiency diagram for working pressures of 50, 60 and 70 bar

شکل 16 نمودار راندمان سیکل ترکیبی برای سه فشار کاری 50، 60 و 70 بار

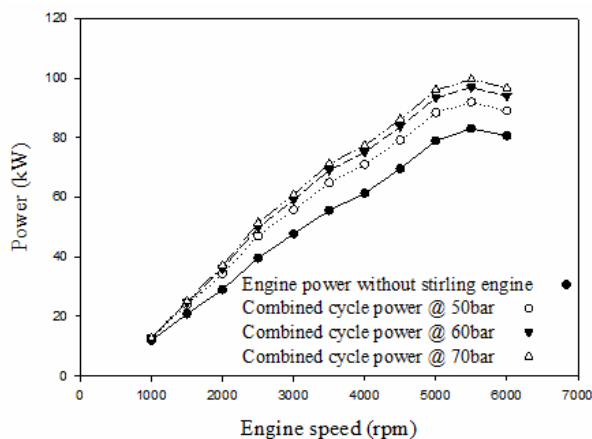


Fig.15 Combined cycle power chart for working pressures of 50, 60 and 70 bar

شکل 15 نمودار توان سیکل ترکیبی برای سه فشار کاری 50، 60 و 70 بار

ضریب انتقال حرارت کلی	U
سرعت شعله آرام (ms^{-1})	U_l
سرعت مغشوش جریان (ms^{-1})	U_t
حجم (cm^3)	V
کار خروجی از سیکل (kJ)	W
ضریب مغشوش	Z_t

علائم یونانی

چگالی (kg m^{-3})	ρ
ویسکوزیته دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)	μ
ویسکوزیته در دمای دیواره ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)	μ_s
راندمان احتراق	η_c
بازده حرارتی	η_t

10- مراجع

[1] T. Wang, Y. Zhang, Z. Peng, G. Shu, A review of researches on thermal exhaust heat recovery with Rankine cycle, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 15, issue 6, pp. 2862-2871, 2011.

[2] G. Shu, X. Li, H. Tian, X. Liang, H. Wei, X. Wang, Alkanes as working fluids for high-temperature exhaust heat recovery of diesel engine using organic Rankine cycle, *Applied Energy*, Vol. 119, pp. 204-217, 2014.

[3] Y. Zhang, Y. Wu, G. Xia, C. Ma, W. Ji, S. Liu, K. Yang, F. Yang, Development and experimental study on organic Rankine cycle system with single-screw expander for waste heat recovery from exhaust of diesel engine, *Energy*, Vol. 77, No. 1, pp. 499-508, 2014.

[4] G. Shu, X. Li, H. Tian, X. Liang, H. Wei, and X. Wang, Alkanes as working fluids for high-temperature exhaust heat recovery of diesel engine using organic Rankine cycle, *Applied Energy*, Vol. 1, No. 119, pp. 204-217, 2014.

[5] A. Boretti, Recovery of exhaust and coolant heat with R245fa organic Rankine cycles in a hybrid passenger car with a naturally aspirated gasoline engine, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 36, No. 1, pp. 73-77, 2012.

[6] S. Song, H. Zhang, Z. Lou, F. Yang, K. Yang, H. Wang, C. Bei, Y. Chang, B. Yao, Performance analysis of exhaust waste heat recovery system for stationary CNG engine based on organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 76, No. 1, pp. 301-309, 2015.

[7] W. Aladayeleh and A. Alahmer, Recovery of exhaust waste heat for ICE using the beta type stirling engine, *Journal of Energy*, Vol. 2015, 2015; <http://dx.doi.org/10.1155/2015/495418>.

[8] M. Zia Bashar Hagh, M. Mahmoodi, Numerical solution of beta type stirling engine by thermal receiver application for increasing efficiency and output power, *Journal of Basic and Applied Scientific Research*, Vol. 2, No. 2, pp. 1395-1406, 2012.

[9] S. Prakash, A. R. Guruvayurappan, Using stirling engine to increase the efficiency of an IC engine, *Processing of the World Congress on Engineering*, Vol. 3 London, U.K., July 6-8, 2011.

[10] S. A. Madani, *Modeling of Gasoline Engine Cycle*, Master's thesis Mechanical Engineering, Energy Conversion, Faculty of Mechanics, Sharif University of Technology, 1380. (in Persian فارسی)

[11] R. B. Krieger, G. L. Borman, The computation of apparent heat release for internal combustion engine, *ASME Paper*, No. 66-WA/NDGP-4, *Proceedings of Diesel Gas Power*, 1996.

[12] W. T. Lyn, Study of burning rate and nature of combustion in diesel engine, *9th Symposium (International) on Combustion*, Academic Press, New York, pp. 1069-1082, 1963.

[13] G. A. Karim, H. C. Watson, Experimental and computational consideration of the compression ignition of homogeneous fuel-oxidant mixtures, *SAE Paper*, No. 710133, 1971.

[14] A. Mozafari-Varnusfadrani, *Predictions and Measurements of Spark-Ignition Engine Characteristics Using Ammonia and other Fuels*, PhD Thesis, Mechanical Eng. Dept., University of London, London, Fen. 1988

[15] W. J. D. Annand, Heat transfer in the cylinder of reciprocating internal combustion engines, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 177, No. 36, pp. 973-990, 1963.

[16] W. J. D. Annand, T. H. Ma, Instantaneous heat transfer rates to the cylinder head surface of a small compression-ignition engine, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 185, No. 72, pp. 976-987, 1970.

[17] G. Woschni, Universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, *SAE Paper*, Vol. 76, No. 670931, pp. 3065-3083, 1967.

[18] V. K. Rao, M. F. Bardou, Convective heat transfer in reciprocating engines, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 199, No. 3, pp. 221-226, 1985.

[19] R. S. Benson, N. D. Whitehouse, *Internal Combustion Engines: A Detailed Introduction to the Thermodynamics of Spark and Compression Ignition*

در موتور ایجاد می‌شود که در دوره‌های بالاتر به دلیل این که زمان تکمیل هر فرآیند کاهش می‌یابد این مقدار به 5 درصد هم می‌رسد. مقدار حرارت بازیابی شده توسط این مبدل حرارتی 70 درصد از کل انرژی دود خروجی از آگزوز را شامل می‌شود و مابقی انرژی همچنان به محیط انتقال می‌یابد. شاید این گونه به نظر برسد که طراحی مبدل با راندمان بالاتر در کل سبب عملکرد بهتر سیستم گردد اما به این مسئله هم باید پرداخت که تجهیزاتی از قبیل کاتالیست کانورتور که وظیفه کاهش آلاینده‌گی را بر عهده دارد برای عملکرد بهینه نیازمند رسیدن به دمای نرمال است. در نهایت با قرار دادن سیکل استرلینگ در مسیر گاز خروجی از آگزوز مدل موتور احتراق داخلی ای اف سون تنفس طبیعی، نتایج مربوط به توان سیکل ترکیبی و راندمان موتور برای سه فشار کاری 50، 60 و 70 بار به دست آمد.

با در نظر گرفتن شبیه‌سازی‌های انجام شده که برای سه فشار کاری موتور استرلینگ انجام شده است، سرعت کارکرد بهینه موتور 2000 تا 4500 دور بر دقیقه می‌باشد که در فشار بهینه 50 بار برای موتور استرلینگ، افزایش توان 12.2 درصد و به‌طور میانگین 5.2 درصد افزایش راندمان داشته ایم که این مقادیر بدون در نظر گرفتن وزن موتور استرلینگ در خودرو می‌باشد که با لحاظ نمودن آن، مسلماً شاهد تاثیر نه چندان زیاد آن بر توان سیکل ترکیبی خواهیم بود.

9- فهرست علائم

عدد ثابت	a
سطح انتقال حرارت	A_s
عدد ثابت	b
ظرفیت گرمایی	C
ضریب اصطکاک	C_f
ارزش حرارتی سوخت	C_v
قطر معادل (m)	D_e
قطر پوسته (m)	D_s
سرعت جرمی	G_s
ضرایب انتقال حرارت جابجایی ($\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$)	h
آنتالپی	H
دور موتور (rpm)	N
تعداد بافل	N_b
تعداد واحدهای انتقال	NTU
فشار ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)	P
فشار هوا ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)	P_a
حرارت ورودی (kJ)	Q_{in}
انرژی حرارتی ورودی (kJ)	Q_{in}
ثابت عمومی گازها ($\text{J K}^{-1}\text{mol}^{-1}$)	R
عدد رینولدز	Re
سرعت متوسط پیستون (ms^{-1})	\bar{S}_p
زمان (s)	t
دما (K)	T
دمای گازهای درون سیلندر (K)	T_g
دمای دیواره سیلندر (K)	T_w
فشار متوسط موثر اصطکاک ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)	$tfmep$
سرعت (ms^{-1})	u

- 872-878, 2011.
- [23] E. Rogdakis, G. Antonakos, I. Koronaki, Thermodynamic analysis and experimental investigation of a Solo V161 Stirling cogeneration unit, *Energy*, Vol. 45, No. 1, pp. 503-511, 2012.
- [24] 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, May 2016. (in Persian)
- Engines, Their Design and Development*, Vol. 1, Pergamon Press, Oxford, pp. 210-235, 1979.
- [20] C. H. Cheng, H. S. Yang, L. Keong, Theoretical and experimental study of a 300-w beta-type stirling engine, *Energy*, Vol. 59, No. 1, pp. 590-599, 2013.
- [21] D. G. Thombare, S. K. Verma, Technological development in the Stirling cycle engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 12, pp. 1-38, 2008.
- [22] P. Puech, V. Tishkova, Thermodynamic analysis of a Stirling engine including regenerator dead volume, *Renewable Energy*, Vol. 36, issue 2, pp.

Archive of SID