

ارائه الگوی ریاضی دینامیکی-ترمودینامیکی موتور استرلینگ جهت بهبود بازده و توان تولیدی

مزدک هوشنگ

دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک دانشگاه تهران
mazdak_hooshang@ut.ac.ir

مهدی طالع ماسوله

استادیار دانشکده علوم و فنون نوین، دانشگاه تهران
m.t.masouleh@ut.ac.ir

سیامک علیزاده‌نیا

کارشناس ارشد مکانیک شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایکو)
s.alizadehnia@ip-co.com

رضا عسکری مقدم*

استادیار دانشکده علوم و فنون نوین، دانشگاه تهران
r.askari@ut.ac.ir

* نویسنده مسئول/ تاریخ دریافت: ۹۰/۰۶/۳۰ پذیرش نهایی مقاله: ۹۰/۰۷/۳۰

چکیده

در این مقاله به بررسی تاثیر متغیرهای سطح انتقال حرارت گرمکن و خنک‌کن، جرم و سطح انتقال حرارت بازیاب و افت فشار ناشی از حرکت سیال، بر روی بازده حرارتی و توان تولیدی موتور استرلینگ پرداخته می‌شود. ابتدا یک الگوی ریاضی برای موتور ارائه شده و نهایتاً با تغییر در قطر مقبول بازیاب و جرم آن، بازده موتور افزایش یافته است. بررسی متغیرهای ذکر شده بوسیله‌ی ارائه یک الگوی دینامیکی-ترمودینامیکی از موتور استرلینگ با فرض انتقال حرارت غیر ایده‌آل و توزیع فشار و دمای غیر یکنواخت و متغیر با زمان صورت گرفته و از نرم‌افزار متلب به عنوان محیط برنامه‌نویسی استفاده شده است. الگو به گونه‌ای طراحی شده است که قادر است با یک بار انجام نگاشت (کالیبراسیون)، با استفاده از داده‌های حاصل از اندازه‌گیری یا با استفاده از داده‌های حاصل از شبیه‌سازی بخش‌های مختلف یک موتور نمونه، رفتار آن را با تغییر در متغیرهای بهینه‌سازی، مشخص سازد. برای نگاشت الگو، از مشخصات هندسی و داده‌های حاصل از انجام آزمایش بر روی موتور ST500 در فشار نامی استفاده شده است. برای اطمینان از صحت پیش‌بینی الگو، خروجی آن با خروجی آزمایش، برای فشارهایی غیر از فشار نامی موتور، با یکدیگر مقایسه شده است. نهایتاً با تغییر متغیرهای بهینه‌سازی در الگو، تاثیر هر یک در بازده حرارتی و توان تولیدی موتور بررسی شده و مهمترین متغیر در بهبود بازده حرارتی و کار خروجی آن انتخاب شده است. پس از اعمال همان تغییر در موتور، بازده حرارتی آن با پیش‌بینی الگو و با حالت قبل خود مقایسه شده است.

کلید واژه‌ها: موتور استرلینگ، بازیاب، بهینه‌سازی، انتقال حرارت

۱- مقدمه

موتور استرلینگ^۱ یکی از انواع موتورهای هواگرم^۲ است که با استفاده از تبادل حرارت میان دو منبع گرم و سرد و بدون تبادل ماده با آن می‌تواند

کار مکانیکی تولید نماید. اختراع موتور استرلینگ به حدود ۱۵۰ سال پیش توسط رابرت استرلینگ^۳ بر می‌گردد که برای بکارگیری در صنعت معدن جهت تولید کار مکانیکی ابداع شد.

یک موتور استرلینگ در حالت کلی و صرف نظر از نوع آن، دارای دو محفظه گرم و سرد است که در داخل آنها سیال عامل موتور قرار دارد و

۱- Stirling Engine

۲- Hot-Air Engine

۳- Robert Stirling

در بازیاب خطی فرض و از افت فشار و مقاومت دیواره در برابر حرکت سیال صرف نظر می‌شود. به این ترتیب فشار در تمام نقاط موتور ثابت است و یک حل بسته‌ی تحلیلی برای بدست آوردن تمامی متغیرهای حالت خواهیم داشت. این الگو بعدها توسط مارتینی^۴ مورد بهینه‌سازی قرار گرفت.[۳]

۱-۲- الگوی بی‌در رو^۵

این الگو جهت تخمین متغیرهای حالت موتور استرلینگ توسط فینکلشتاین^۶ استفاده شد.[۴] در این الگو فرض بر این است که گاز با دمای دیواره وارد بخش گرم و سرد می‌شود اما از فرض انتقال حرارت ایده‌آل اشمیت در این دو بخش صرف نظر می‌شود. در این الگو از مقاومت دیواره در برابر حرکت سیال صرف نظر شده است و فشار در تمامی بخش‌ها یکسان خواهد بود. توزیع دما در بازیاب نیز بصورت خطی است. حل معادلات تنها بصورت عددی امکان‌پذیر است اما پاسخ‌ها براحتی پایدار خواهند شد.[۵]

۱-۳- الگوی شبه بی‌در رو^۷

این الگو توسط فیورر^۸ جهت طراحی موتور استرلینگ بکار گرفته شده است.[۶] [۷] در این الگو تمامی فرآیندهای انتقال حرارت بصورت غیرایده‌آل و برگشت ناپذیر صورت می‌گیرد و به این ترتیب دمای تمامی بخش‌های موتور بصورت مجهول و متغیر با زمان است. در نتیجه شیب دما در بازیاب نیز بصورت غیرخطی و متغیر با زمان خواهد بود. از مقاومت دیواره در مقابل حرکت سیال صرف نظر می‌شود و فشار در تمامی بخش‌ها یکسان در نظر گرفته می‌شود. احتمال ناپایداری پاسخ‌های حاصل از حل عددی معادلات، در صورت عدم انتخاب ضرایب مناسب بسیار زیاد است به گونه‌ای که علیرغم دقت زیاد، تنها در مراحل نهایی طراحی موتور استرلینگ از این الگو استفاده می‌شود.

در این تحقیق برای بررسی اثر انتقال حرارت غیرایده‌آل و افت فشار بر متغیرهای حالت موتور، الگوی شبه بی‌در روی ارائه شده است که در آن فرض یکسان بودن فشار نیز برداشته شده است. به این ترتیب شیب توزیع فشار در بخش‌های مختلف نیز به عنوان مجهول دیگری به مجهولات الگوی شبه بی‌در رو اضافه شده است. در این حالت ارائه‌ی شیوه حل که بتواند پاسخ‌هایی با متغیرهای حالت پایدار و متغیرهای داخلی پایدار تولید کند، عملاً بسیار مشکل است.

ایجاد تغییرات در حجم این دو محفظه با نظم خاصی نسبت به یکدیگر باعث ایجاد کار مکانیکی خواهد شد.

عوامل مختلفی بر بازدهی و توان خروجی در یک موتور استرلینگ تاثیرگذار هستند. از جمله این عوامل می‌توان به محدودیت در جذب حرارت توسط سیال عامل از منبع گرم و دفع حرارت به منبع سرد اشاره نمود که تحت عنوان انتقال حرارت غیرایده‌آل بررسی می‌شوند. همچنین محدودیت در نرخ تبادل حرارت بین سیال عامل و فلز بازیاب که تحت عنوان بازیابی غیرایده‌آل بررسی می‌شود. تمامی این عوامل بصورت تابعی از متغیرهای حالت^۱ سیال عامل در هر بخش از موتور می‌باشند. بدلیل محدودیت در شبه‌سازی برخی از اجزای موتور استرلینگ در نرم‌افزارهای شبیه‌ساز جریان، جهت تخمین این متغیرهای حالت، معمولاً از این نرم‌افزارها استفاده نمی‌شود و تخمین توسط ارائه الگوهای ریاضی انجام می‌پذیرد.

در برخی از الگوهای ارائه شده، با فرض ثابت در نظر گرفتن تعدادی از متغیرها، ساختار الگوی ساده‌تر شده است و به علت کاهش تعداد متغیرها، نیاز به حل همزمان تعداد معادلات کمتری وجود دارد. کاهش تعداد معادلات باعث پایداری بهتر پاسخ‌های الگو در حل عددی خواهد شد و در برخی موارد امکان حل بسته‌ی تحلیلی نیز وجود دارد. در مقابل، در نظر گرفتن تعداد زیادی متغیر بصورت تابعی از زمان، باعث پیچیده‌تر شدن روند حل عددی همزمان معادلات خواهد شد که عمده‌ی این پیچیدگی در جهت همگراسازی پاسخ‌ها است. در حالت کلی، در نظر گرفتن تعداد زیاد متغیرهای مجهول، لزوماً به یک تخمین بهتر منجر نمی‌شود. زیرا اولاً ممکن است شیوه حل توانایی همگراسازی پاسخ در هر شرایط عملکردی موتور را نداشته باشد و ثانیاً در برخی موارد که متغیرهای حالت به ظاهر پایدار هستند، متغیرهای داخلی الگو با ناپایداری همراه باشند، که در این حالت، الگو، پاسخ‌هایی همگرا ولی اشتباه را تولید خواهد نمود. در ادامه به بررسی تعدادی از الگوهای مختلف جهت تخمین متغیرهای حالت موتور استرلینگ می‌پردازیم.

۱-۱- الگوی دما ثابت^۲

این الگو تحت نام مخترع آن اشمیت نامگذاری شده است.[۱] [۲] در الگوی اشمیت^۳ انتقال حرارت برای محفظه‌های گرم و سرد بصورت ایده‌آل فرض و متغیر دما ثابت و معلوم در نظر گرفته می‌شود. شیب دما

۴- W. R. Martini
۵- Adiabatic
۶- Finkelstein
۷- Semi-Adiabatic
۸- Feurer

۱- State Variables
۲- Isothermal
۳- Schmidt

جهت بررسی اثر افت فشار ناشی از حرکت سیال، فشار سیال در تمامی نقاط هر حجم-کنترل بصورت یکسان و متفاوت از بخش‌های مجاور در نظر گرفته می‌شود.

با در اختیار داشتن هندسه، مشخصات دینامیکی و دمای دیواره‌های منابع حرارتی گرم و سرد برای موتور مورد نظر، ضریب افت فشار سیال و ضرایب انتقال حرارت جابجایی بعنوان متغیر نگاشت الگو در نظر گرفته می‌شوند.

با رسم منحنی‌های فشار بر حسب محل سمبه، مشاهده می‌شود، نقطه‌ای که در آن فشار به بیشینه خود می‌رسد، با لحظه‌ای تاخیر نسبت به نقطه‌ی مکث بالای سمبه کار اتفاق می‌افتد. با رجوع به اصول رفتار سینوسی همزمان سمبه کار و جابجاکننده با اختلاف فاز [1]، جهت ایجاد چرخه ترمودینامیکی ایده‌آل استرلینگ، به این نتیجه می‌رسیم که مقدار این تاخیر با افت فشار سیال نسبت عکس دارد.

به این ترتیب با در اختیار داشتن مقدار فشار در محفظه بالای سمبه بر حسب محل سمبه در یک چرخه کاری موتور، می‌توان اندازه این تاخیر را محاسبه نموده و ضرایب مربوط به افت فشار در الگو را سنجه (کالیبره) نمود. برای نگاشت دقیق‌تر، نیاز است تا دمای دیواره‌ی تحت تبادل حرارت با سیال عامل بنور از هرگونه منبع تولید حرارت (مانند شعله) اندازه‌گیری شود.

با استفاده از همین منحنی، می‌توان مقدار دامنه‌ی تغییرات فشار را بدست آورد. دامنه‌ی تغییرات فشار در یک موتور استرلینگ، تابع فشار اولیه، دمای ابتدایی گاز قبل از فرآیند تراکم یا انبساط و دمای نهایی گاز بعد از فرآیند تراکم یا انبساط است. از آنجا که دمای دیواره، سرعت فرآیند تراکم یا انبساط و فشار اولیه و نهایی در یک نیم چرخه را می‌دانیم، قادر خواهیم بود مقادیر ضرایب انتقال حرارت جابجایی در الگو را نیز سنجه نماییم.

جهت دستیابی به یک شیوه حل پایدار، از متغیرهای نگاشت الگو استفاده شده است. از آنجا که برای سیال عامل، رفتار ترمودینامیکی بسیار نزدیک به حالت واقعی فرض نموده‌ایم. در نتیجه انتظار می‌رود، با استفاده از اطلاعات حاصل از آزمایش و قرار دادن ضرایب جهت نگاشت الگو از روی آزمایش، پاسخ‌های پایداری از الگو دریافت شود.

در ادامه پس از حصول اطمینان از پاسخ‌های الگو، به ایجاد تغییر در هر یک از متغیرها پرداخته و نتیجه بررسی می‌شود و نهایتاً با انجام آن تغییر در موتور، نتایج دوباره با نتایج خروجی الگو مقایسه می‌گردد.

شایان ذکر است، تابعیت ضرایب انتقال حرارت و افت فشار از سرعت سیال در بخش‌های مختلف، باعث شد تا جهت بدست آوردن دور بهینه‌ی عملکرد موتور، معادلات دینامیک سامانه به معادلات سینماتیکی و ترمودینامیکی الگو افزوده شود. به این ترتیب الگوی ترمودینامیکی به یک الگوی دینامیکی-ترمودینامیکی تبدیل می‌شود که بررسی بیشتر در این خصوص در مقالات آینده ارائه خواهند شد.

۲- ارائه الگو

در این الگوی دینامیکی-ترمودینامیکی، ابتدا با انتخاب نوع موتور استرلینگ و همچنین ساز و کار پایش جابجاکننده‌ی گاز در آن، یکی از معادلات سینماتیکی و سینماتیکی جهت ارتباط بین سمبه و جابجاکننده گاز انتخاب می‌شود. سپس محفظه‌های مختلف موتور استرلینگ، شامل گرمکن، خنک‌کن، بازیاب و ... به صورت حجم-کنترل‌هایی همراه با تبادل حرارت، کار و جرم با محیط خود و نیز با حجم-کنترل‌های مجاور خود در نظر گرفته می‌شود.

سطح انتقال حرارت، ضرایب انتقال حرارت جابجایی و هدایت حرارتی در دو فرآیند دریافت و دفع حرارت موثر هستند. ضریب هدایت حرارتی نسبت به ضریب انتقال حرارت جابجایی بسیار بزرگتر هستند و در نتیجه از مقاومت حرارتی ناشی از هدایت صرف نظر شده است و تنها انتقال حرارت جابجایی به عنوان عامل محدودکننده برای جذب و دفع حرارت در نظر گرفته می‌شود.

در خصوص بازیاب نیز از بررسی محدودیت هدایت حرارتی بازیاب صرف نظر می‌شود.

آزمایش‌های توان اصطکاکی موتور در معادله ۵ قرار داده می‌شوند و به روند محاسبه‌ی F در ادامه اشاره شده است.

$$F_q = F + c \cdot \dot{q} + f_k, \quad q: \theta, x_1, x_2 \quad (5)$$

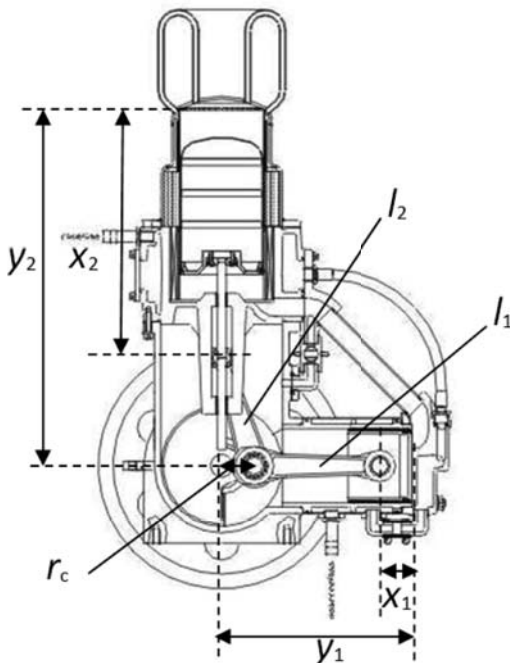
جهت انجام مشتق‌گیری، نیاز به معادلات سینماتیکی داریم. معادلات سینماتیک موتور مورد بررسی در معادلات ۶ تا ۹ آورده شده است. شکل ۲ الف متغیرهای سینماتیک را برای یک موتور استرلینگ گاما نشان می‌دهد.

$$l_1^2 = r_c^2 + (y_1 - x_1)^2 + 2r_c (y_1 - x_1) \cos(\theta) \quad (6)$$

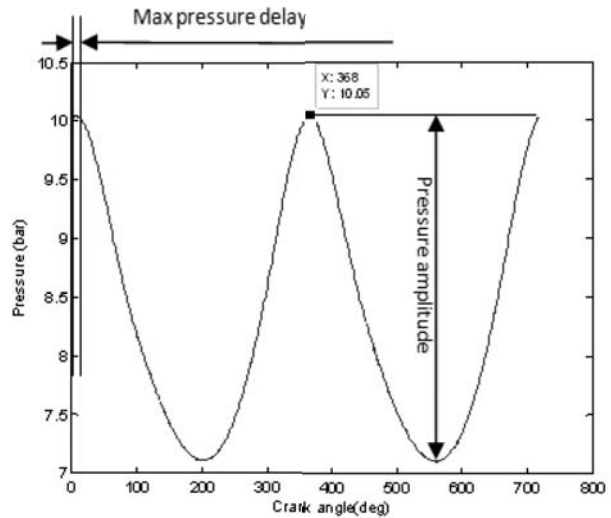
$$l_2^2 = r_c^2 + (y_2 - x_2)^2 + 2r_c (y_2 - x_2) \cos(\theta + \varphi) \quad (7)$$

$$\alpha_1 = \sin^{-1} \left(\frac{r_c}{l_1} \sin(\theta) \right) \quad (8)$$

$$\alpha_2 = \sin^{-1} \left(\frac{r_c}{l_2} \sin(\theta + \varphi) \right) \quad (9)$$



شکل ۲ الف - متغیرهای سینماتیک برای یک موتور استرلینگ گاما



شکل ۱ دامنه و تاخیر نقطه بیشینه فشر در منحنی تغییرات فشار بر حسب زاویه میل‌لنگ.

۳- معادلات حاکم بر الگو

معادلات دینامیکی سامانه با استفاده از معادلات لاگرانژ استخراج شده است. معادلات ۱، ۲ و ۳ فرم کلی معادلات لاگرانژ را نشان می‌دهند.

$$T_q = \sum_{i=1}^{n_t} \frac{1}{2} m_i \dot{x}_i^2 + \sum_{i=1}^{n_r} \frac{1}{2} J_i \dot{\theta}_i^2 \quad (1)$$

$$V_q = \sum_{i=1}^{n_s} \frac{1}{2} k_i x_i^2 \quad (2)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L_q}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L_q}{\partial q} = F_q \quad (3)$$

مقدار انرژی جنبشی تمامی اجزای موتور در هر لحظه در متغیر T_q قرار داده شده است. در موتور مورد بحث که از نوع سینماتیکی است، المان ذخیره انرژی پتانسیل وجود نداشته و معادله ۲ معادل صفر است. در نتیجه لاگرانژین برای موتور مورد نظر مطابق معادله ۴ است.

$$L_q = T_q - V_q = \sum_{i=1}^{n_t} \frac{1}{2} m_i \dot{x}_i^2 + \sum_{i=1}^{n_r} \frac{1}{2} J_i \dot{\theta}_i^2 - \sum_{i=1}^{n_s} \frac{1}{2} k_i x_i^2 = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} J \dot{\theta}^2 \quad (4)$$

نیروهای وارده به اجزای صلب متحرک در سامانه شامل سه بخش است که در معادله ۵ تفکیک شده است. نیروی ناشی از فشار گاز بر هر سطح، نیروهای اصطکاک ویسکوز افزاینده با سرعت و نیروهای ثابت اصطکاک خشک در قطعات لغزان. نیروهای اصطکاکی از طریق

$$\frac{dQ}{dt} = hA_h(T_e - T) \quad (12)$$

$$dW = PdV \quad (13)$$

$$U = c_v T \quad (14)$$

همانطور که مشاهده می‌شود، مقدار تبادل حرارت در هر حجم-کنترل با محیط خود، تابع سه متغیر A_h ، h و $T_e - T$ است. با فرض دمای ثابت دیواره در بخش‌های گرمکن و خنک‌کن و با بدست آوردن دمای سیال مجاور این دو بخش، می‌توان شار حرارتی ورودی و خروجی موتور را بصورت تابعی از ضریب انتقال حرارت جابجایی و سطح انتقال حرارت بدست آورد.

بدلیل در اختیار داشتن هندسه‌ی اجزای موتور، سطح انتقال حرارت A_h که سیال عامل با آن در تماس است برای هر حجم-کنترل معلوم است. به این ترتیب متغیرهای نگاشت الگو، نماینده‌ی نحوه تابعت ضریب انتقال حرارت جابجایی از چگالی و سرعت گاز هستند. معادله ۱۵، ساده شده‌ی معادله جنلینسکی [۹] است که در آن ضرایب اصطکاک دیواره، ثابت و به عنوان ضرایب نگاشت C_1 و C_2 فرض شده است. این معادله تابعت ذکر شده را از عدد رینولدز بیان می‌کند و طبق معادله‌ی ۱۶، عدد رینولدز، خود تابع سرعت و چگالی سیال است.

$$h = C_1 + C_2 Re \quad (15)$$

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (16)$$

معادله ۱۷، تغییرات دما در بخش بازیاب را بیان می‌نماید. با استفاده از قانون پایستگی جرم، تغییرات آن در معادلات ۱۸ تا ۲۰ بیان می‌شود.

[۱۰]

$$\Delta T_r = \frac{Q}{c_r m_r} \quad (17)$$

$$dm_g = m_{in} - m_{ex} \quad (18)$$

$$m_f = m_i + dm_g \quad (19)$$

$$\frac{\dot{m}_g}{A_s} = f \sqrt{\rho \Delta P} \quad (20)$$

همانگونه که ملاحظه می‌شود، هیچ یک از متغیرهای حالت بطور



شکل ۲ ب - موتور ST500 از نوع کامله دارای توان خروجی 500w، حجم کمینه $1.37e-3m^3$ ، حجم بیشینه $1.79e-3m^3$ و فشار کاری 9bar

با جایگذاری معادلات ۶ تا ۹ در معادلات لاگرانژ و انجام مشتق گیری و عملیات جبری لازم، معادله دینامیک موتور بدست می‌آید.

جهت بررسی رفتار ترمودینامیکی سیال عامل می‌توان با دقت مورد قبولی از معادلات حالت گاز کامل که در معادله ۱۰ بیان شده است، بهره جست. با توجه به استفاده از گازهایی مانند هلیوم، هیدروژن و هوا به عنوان سیال عامل در موتورهای استرلینگ و همچنین انرژی زیاد سیال در این موتورها، معادله حالت یک گاز کامل با خطایی کمتر از ۱٪ همراه خواهد بود. [۸]

$$PV = m_g RT \quad (10)$$

هر یک از متغیرهای معادله (۱۰) همزمان تابع ورود و خروج حرارت، کار و جرم برای هر حجم-کنترل هستند و به عبارت دیگر نیاز است تا معادله‌ی ذکر شده همزمان با معادله انرژی و جرم حل شود. از عبارات سرعت در معادله انرژی به دلیل پایین بودن سرعت حرکت گاز، صرف نظر شده است. معادلات ۱۱ تا ۱۴ معادله انرژی را برای هر حجم-کنترل بیان می‌کنند. [۱]

$$dQ - dW + c_p T_{ex} dm_g = d(m_g U) \quad (11)$$

و انرژی (در اکثر اوقات زمانی که سمبه در نقطه‌ی مکث بالا یا پایین خود قرار دارد و فشار محفظه‌ها بسیار نزدیک به یکدیگر هستند) از نوسانی شدن جریان جرم جلوگیری شود.

با حل معادلات، متغیر فشار در الگو بدست می‌آید. این متغیر در معادله‌ی ۲۱ جاگذاری می‌شود و مقادیر نیروهای دینامیکی موتور بدست می‌آیند.

$$F = PA_f \quad (21)$$

جایگذاری متغیر در معادله‌ی ۵، حلقه‌ی حل عددی را برای یک مرحله‌ی زمانی تکمیل می‌نماید و با تکرار روند حل عددی برای فواصل زمانی متوالی، تمامی متغیرهای دینامیکی و ترمودینامیکی موتور بر حسب زمان بدست می‌آیند.

۳- نگاشت الگو

به منظور نگاشت الگو از داده‌های آزمایشی که بر روی موتور ST500 انجام گرفته، استفاده شده است.

موتور ST500 و مشخصات کلی آن در شکل ۲ نشان داده شده است. تجهیزات مورد استفاده جهت انجام آزمایش بر روی این موتور در شکل‌های ۱۴ و ۱۵ نمایش داده شده است. جهت نصب سنسور فشار^۱ در قسمت بالایی محفظه‌ی سمبه، یک سوراخ با زاویه ۳۰ درجه نسبت به راستای حرکت سمبه ایجاد شده است. زاویه‌ی سوراخکاری با توجه به ایجاد حداقل تمرکز تنش در فلز تعیین گردیده است. دیواره‌ی داخلی سوراخ متناسب با محل اتصال سنسور قلاویزکاری شده است. به دلیل محدودیت در تحمل دمای داغ برای سنسور فشار مورد استفاده، نصب آن تنها در یکی از بخش‌های دما-پایین موتور امکان‌پذیر است. این محل بالایی محفظه‌ی سمبه و در نزدیکترین محل ممکن به لوله‌ی رابط در نظر گرفته شد. نزدیک بودن محل سنسور فشار به لوله‌ی رابط، تأخیر در خوانش فشار را کاهش می‌دهد. ولتاژ خروجی مجموعه‌ی سنسور فشار در محدوده‌ی 1bar تا 10bar در هر لحظه بصورت خطی با مقدار فشار تغییر می‌نماید که نسبت تغییرات توسط سامانه‌ی نگاشت سنسور بدست آمد. ولتاژ خروجی توسط واحد داده‌برداری که در شکل ۱۵ نشان داده شده است به مقادیر قابل مشاهده تبدیل شده است و فشار به ازای هر

صریح بر حسب دیگر متغیرها قابل بیان نیستند.

تلاش‌هایی جهت تعیین روند تبادل جرم بین محفظه‌های مختلف موتور با استفاده از معادلات مومنتوم انجام گرفت تا به این ترتیب بتوان نقطه‌ی شروعی را جهت حل معادلات یافت. معادلات مومنتوم بر فرآیند شتاب‌گیری سیال در یک حجم-کنترل حاکم هستند. تعیین لحظه به لحظه‌ی فرآیند افزایش سرعت سیال، توقف و حرکت در جهت عکس که در جریان‌های نوسانی موتور استرلینگ صورت می‌پذیرد، با استفاده از معادلات مومنتوم نیاز به انتخاب فواصل زمانی حل بسیار کوچک دارد. از طرف دیگر در زمان‌هایی که سمبه یا جابجاکننده در نقاط مکث بالا یا پایین خود قرار دارند، پاسخ‌های معادلات مومنتوم براحتی واگرا می‌شوند. در نتیجه جهت تعیین روند تبادل جرم، از معادلات مومنتوم استفاده نگردید و همانطور که در معادله‌ی ۱۱ مشاهده می‌شود، عبارت انرژی جنبشی نیز در معادله‌ی انرژی وارد نشده است.

مشاهده می‌شود که حل معادلات حالت سیال، بقای انرژی و بقای جرم در صورتی که توسط معادلات مومنتوم محدود نشود، پاسخ‌های بیشماری دارد. اما نکته‌ی قابل توجه آنکه در میان این پاسخ‌ها، تنها آندسته از پاسخ‌ها به یک حل همگرا منجر می‌شوند که متغیرهای معادله‌ی مومنتوم را در محدوده‌ی پاسخ‌های واقعی آن قرار دهند. یادآور می‌شود ارضا یا عدم ارضای معادلات مومنتوم و انرژی جنبشی سیال تأثیر چشمگیری بر خروجی الگو ندارد و در نتیجه هر روش حلی که تنها مجموعه معادلات حالت، انرژی و جرم را بصورت همزمان ارضا نماید، قطعاً به پاسخ مطلوب منجر خواهد شد.

به این منظور از روش‌های ریاضی همگرا سازی و جلوگیری از ناپایداری پاسخ با استفاده از اعمال شروط سعی و خطا، در حل عددی همزمان معادلات جرم، معادلات انرژی و معادله‌ی حالت استفاده شده است. این روش‌ها پاسخ‌ها را به گونه‌ای همگرا خواهند کرد که افت فشار سیال طبق معادله‌ی ۲۰ از روی ضریب نگاشت حاصل شود و شروط حاکم بر آن به گونه‌ای است که موارد ذیل رعایت شود:

الف- جرم در داخل یک حجم-کنترل هیچگاه منفی نشود.

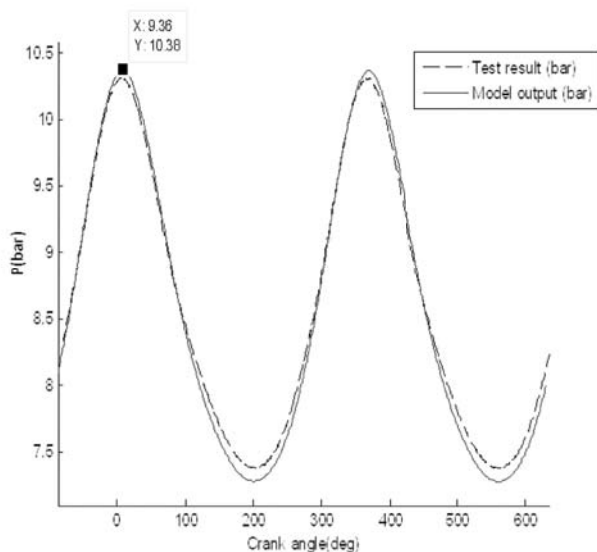
ب- فشار در داخل یک حجم-کنترل هیچگاه منفی نشود.

پ- دما در داخل یک حجم-کنترل هیچگاه منفی نشود.

ت- در صورت برخورد به نقطه‌ی تکین در حل معادلات حرکت جرم

۱- PRESSURE SENSOR OF KISTLER ۷۵۰۵

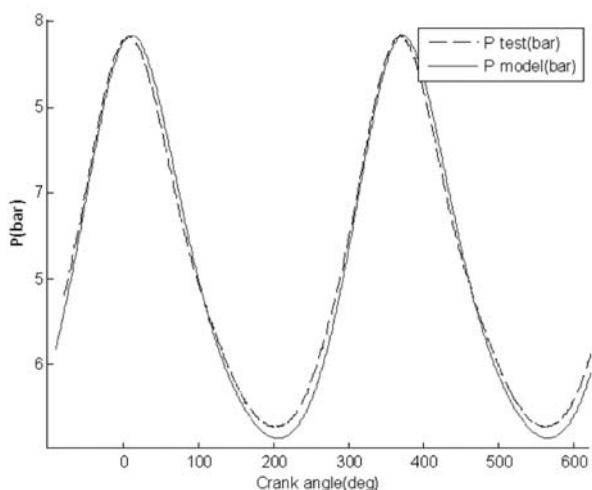
۰/۱ درجه از چرخش چرخ طیار ثبت می‌شود.



شکل ۳ منحنی تغییرات فشار استفاده شده جهت نگاشت الگو. (فشار شارژ اولیه ۸ bar)

برای اطمینان از پیش‌بینی صحیح الگو، خروجی آن برای فشارهای شارژ اولیه برابر ۶bar و ۴,۵bar با خروجی حاصل از آزمایش مقایسه شده است. (شکل‌های ۴ و ۵)

این مقایسه مطابقت قابل قبولی (خطای حداکثر ۲ درصد) را بین خروجی الگو و نتیجه آزمایش نشان می‌دهد.



شکل ۴ مقایسه منحنی تغییرات فشار برای خروجی الگو و خروجی. آزمایش (فشار شارژ اولیه ۶ bar)

بر روی چرخ طیار یک انکودر دورانی^۱ توسط یک قطعه‌ی واسط، متصل شده است. قطعه‌ی واسط از جنس آلومینیوم بوده و از لحاظ دینامیکی بالانس شده است. سطح اتصال قطعه‌ی واسط با چرخ طیار بصورت تخت انتخاب شده است به گونه‌ای که لرزش ناشی از خطای اتصال تا حد ممکن کاهش یابد. با نصب انکودر بر روی چرخ طیار زاویه میل‌لنگ به ازای هر ۰/۱ درجه چرخش ثبت می‌شود. انکودر مورد استفاده دارای نشانک چرخش کامل^۲ است که باعث کاهش خطای احتمالی ناشی از جا افتادن داده^۳ می‌شود. از این قابلیت همچنین جهت تعیین نقطه‌ی دقیق مکث بالای سنبه کار و لحظه‌ی شروع و اتمام داده‌برداری استفاده شده است.

چرخ طیار با استفاده از یک تسمه به یک ژنراتور با مشخصات نامی 36VDC و 500W متصل شد. بار مقاومتی بصورت متغیر از ۱ تا ۲۰ اهم جهت ثابت نگاه داشتن دور موتور در هنگام انجام تست به ژنراتور اعمال شده است.

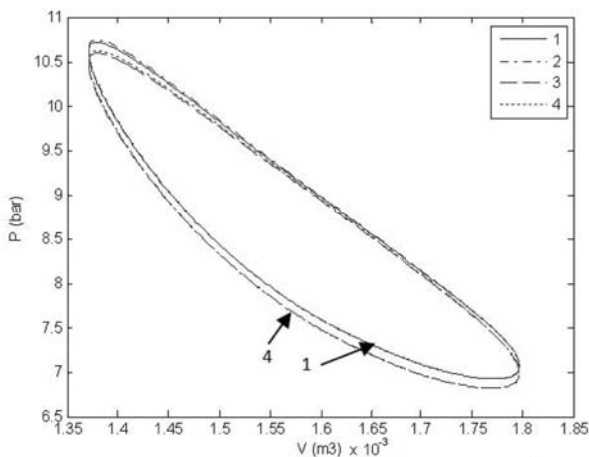
با در دست داشتن داده‌های خروجی انکودر و سنسور فشار، منحنی‌های فشار بر حسب زاویه لنگ برای داده‌های حاصل از آزمایش و خروجی الگو در دور ثابت رسم شده است و نهایتاً با مقایسه‌ی این دو، الگو سنجه شده است. همانگونه که گفته شد، متغیرهای نگاشت الگو توسط دمای گرم و سرد، فشار بیشینه و کمینه، فشار اولیه و تاخیر نقطه بیشینه فشار تعیین شده‌اند. دماهای گرمایش و سرمایش در الگو با استفاده از مقادیر اندازه‌گیری شده به ترتیب ۳۶۰ و ۷۰ درجه سانتیگراد قرار داده شده‌اند. مشاهده شد که پس از نگاشت ضرایب انتقال حرارت، با ایجاد تغییر در متغیر نگاشت افت فشار، دامنه فشار نیز دوباره اندکی دچار کاهش شده است، که با یک بار تکرار روند نگاشت، تمامی متغیرهای مجهول الگو تعیین می‌شود. در شکل ۳ مقایسه‌ای بین خروجی الگو سنجه شده و خروجی آزمایش انجام شده است.

۱ - Crank Angle Encoder Of ۳۶۰Series
۲ - Trigger bit
۳ - Bit loss

جدول ۱ تغییر در سطح انتقال حرارت منبع گرم و سرد.

بازده حرارتی (%)	کار خروجی (kW)	حرارت دریافتی (kW)	سطح انتقال حرارت منبع سرد (m ²)	سطح انتقال حرارت منبع گرم (m ²)	ژ
۱۰/۹۰	۰/۶	۵/۵۵	۰/۲۷	۰/۱۴	۱
۱۱/۰۷	۰/۶۲	۵/۵۷	۰/۲۷	۰/۲۸	۲
۱۱/۱۷	۰/۶۴	۵/۷۶	۰/۵۴	۰/۱۴	۳
۱۱/۳۷	۰/۶۵	۵/۷۵	۰/۵۴	۰/۲۸	۴

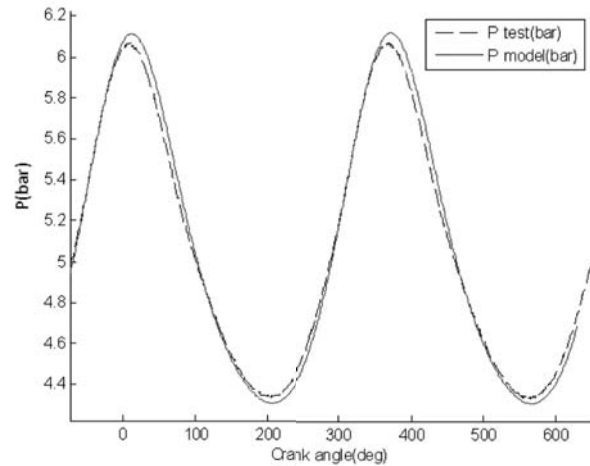
همانطور که مشاهده می‌شود، تغییرات در هر یک از سطوح انتقال حرارت باعث افزایش میزان دریافت حرارت و تولید کار می‌شود. در شکل ۶ اثر این تغییرات در افزایش سطح محصور داخل نمودار فشار بر حسب حجم مشاهده می‌شود.



شکل ۶ اثر تغییر در سطوح انتقال حرارت منبع گرم و سرد.

۴-۲- بررسی اثر تغییر در جرم بازیاب

در جدول ۲ جرم بازیاب تغییر داده شده است در حالیکه قطر مفتول بازیاب، ضریب افت فشار و سطوح انتقال حرارت گرمکن و خنک‌کن، ثابت و برابر مقدار واقعی موتور قرار داده شده است.



شکل ۵ مقایسه منحنی تغییرات فشار برای خروجی الگو و خروجی. آزمایش (فشار شارژ اولیه ۴/۵ bar)

۴- تحلیل اثر متغیرهای مختلف

در این بخش اثر متغیرهای سطح انتقال حرارت منبع گرم و سرد، جرم و سطح انتقال حرارت بازیاب و افت فشار ناشی از حرکت سیال برای این موتور بررسی می‌شوند.

نتایج هر بررسی بصورت کار خروجی موتور و بازدهی حرارتی آن نشان داده شده است.

کار خروجی و بازدهی حرارتی موتور به ترتیب طبق معادلات ۲۲ و ۲۳ بدست می‌آیند. انتگرال عددی مخرج معادله‌ی ۲۳، تنها برای حجم کنترل‌های ناحیه‌ی گرم محاسبه می‌شود.

$$W = \frac{\int_{\theta=0}^{2\pi} dW}{t} \quad (22)$$

$$\eta = \frac{\int_{\theta=0}^{2\pi} dW}{\int_{\theta=0}^{2\pi} dQ} \quad (23)$$

۴-۱- بررسی اثر سطح انتقال حرارت منبع گرم و سرد

در جدول ۱ سطوح انتقال حرارت گرمکن و خنک‌کن تغییر داده شده است در حالیکه ضریب افت فشار سیال، جرم و قطر مفتول بازیاب، مقدار ثابت و برابر مقدار واقعی موتور قرار داده شده است.

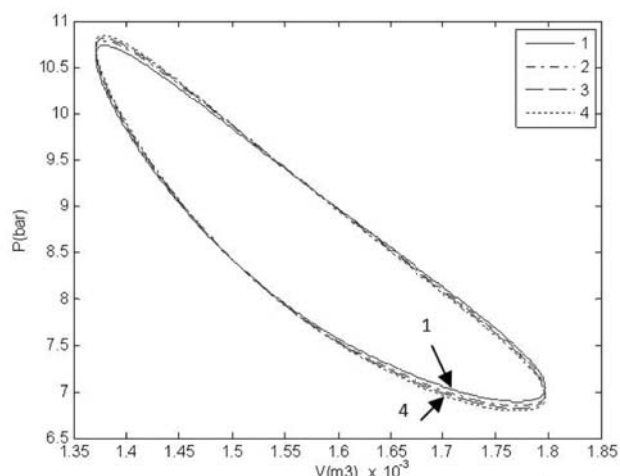
جدول ۲ تغییر در جرم بازیاب.

ردیف	جرم بازیاب (kg)	قطر مفتول بازیاب (mm)	سطح انتقال حرارت بازیاب (m ²)	حرارت دریافتی (kW)	کار خروجی (kW)	بازده حرارتی (%)
۱	۰	۰/۳	۰	۶/۴۴	۰/۰۹	۱/۴۲
۲	۰/۱	۰/۳	۰/۱۷	۶/۲۰	۰/۴۷	۷/۵۵
۳	۰/۲	۰/۳	۰/۳۴	۵/۰۶	۰/۶۳	۱۲/۵۵
۴	۰/۳	۰/۳	۰/۵۱	۴/۸۸	۰/۶۴	۱۳/۱۶

جدول ۳ تغییر در قطر مفتول بازیاب.

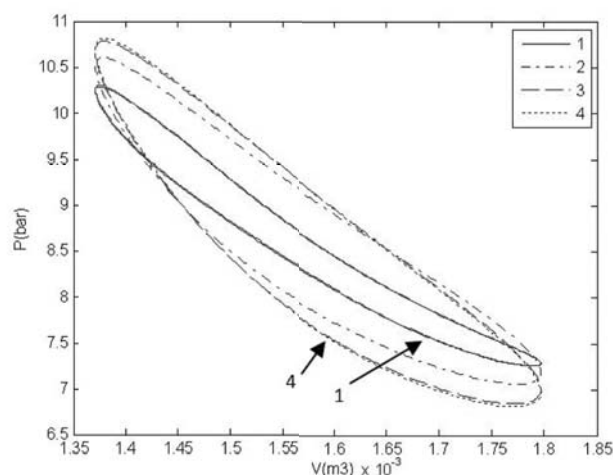
ردیف	جرم بازیاب (kg)	قطر مفتول بازیاب (mm)	سطح انتقال حرارت بازیاب (m ²)	حرارت دریافتی (kW)	کار خروجی (kW)	بازده حرارتی (%)
۱	۰/۲	۰/۵	۰/۲۰	۵/۳۸	۰/۶۲	۱۱/۵۵
۲	۰/۲	۰/۳	۰/۳۴	۵/۰۶	۰/۶۳	۱۲/۵۵
۳	۰/۲	۰/۲	۰/۵۱	۴/۸۶	۰/۶۴	۱۳/۱۴
۴	۰/۲	۰/۱	۱/۰۲	۴/۵۰	۰/۶۵	۱۴/۴۴

با توجه به ستون حرارت دریافتی موتور در جدول ۳، مشاهده می‌شود در صورتی که جرم ثابت برای بازیاب فرض شود، افزایش قطر مفتول به کاهش سطح انتقال حرارت بازیاب، افزایش حرارت دریافتی موتور و کاهش بازده حرارتی آن منجر می‌شود. تغییرات در منحنی فشار بر حسب حجم در شکل ۸ چندان مشهود نیست زیرا سطح محصور نمودار تغییر چندان نکرده است.



شکل ۸ اثر تغییر در قطر مفتول بازیاب با فرض جرم ثابت.

همانطور که در جدول ۲ مشاهده می‌شود تغییر در جرم بازیاب باعث تغییرات زیادی در بازده و توان خروجی موتور نمی‌شود و اثر افزایش حرارت دریافتی موتور همزمان با کاهش جرم بازیاب قابل مشاهده است. در شکل ۷ افزایش سطح محصور نمودارها همراه با افزایش جرم بازیاب دیده می‌شود.



شکل ۷ اثر تغییر در جرم بازیاب با فرض قطر مفتول ثابت.

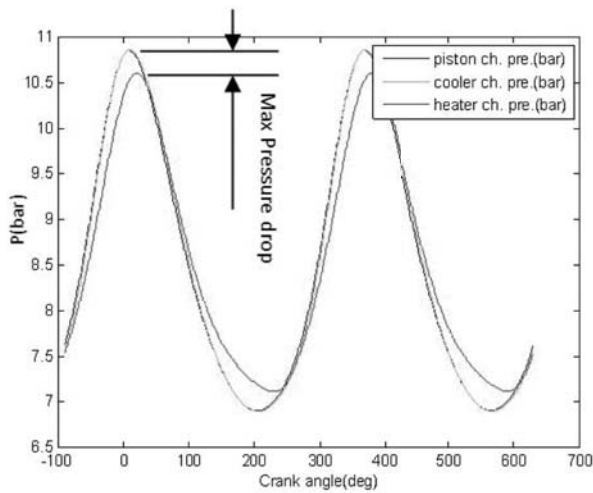
۳-۴- بررسی اثر تغییر قطر مفتول بازیاب

در جدول ۳ قطر مفتول بازیاب تغییر داده شده است در حالیکه جرم بازیاب، ضریب افت فشار و سطوح انتقال حرارت گرمکن و خنککن ثابت و برابر مقدار واقعی موتور قرار داده شده است.

۴-۴- بررسی اثر متغیر افت فشار بازیاب

در جدول ۴ ضریب افت فشار روی بازیاب تغییر داده شده است در حالیکه جرم بازیاب، سطوح انتقال حرارت گرمکن و خنککن و قطر مفتول بازیاب، ثابت و برابر مقدار واقعی موتور قرار داده شده است.

در واقع در این بخش فرض بر استفاده از بازیابهای مختلفی است که همگی با یک بازده یکسان، انرژی را بازیابی می‌نمایند اما هریک سبب افت فشار متفاوتی در سیال می‌شود.



شکل ۱۱ حالت سوم، افت فشار بیشینه ۰/۲۵ bar.

با توجه به نتایج حاصل از بخش ۴-۲، مشاهده شد که افزایش جرم بازیاب، تاثیر زیادی بر افزایش بازده حرارتی دارد. در مقابل، مقادیر بازدهی حرارتی در جدول ۴ نشان می‌دهد که افزایش افت فشار سیال بر روی بازیاب نیز تاثیر زیادی بر کاهش بازده حرارتی دارد. جهت بدست آوردن یک موازنه بین دو متغیر جرم بازیاب و افت فشار سیال، نیازمندیم تا از معادله‌ی بین این دو متغیر آگاهی بیشتری کسب کنیم که در بخش ۵ به این مورد پرداخته شده است.

۵- مقایسه با معادله تجربی افت فشار

معادله تجربی ۲۴ برای تعیین تقریبی افت فشار در یک بازیاب با شبکه ماتریسی ارائه شده است [۱۳]. این معادله افت فشار سیال روی بازیاب را بر حسب سرعت، چگالی، درصد تخلخل^۱ و طول بازیاب محاسبه می‌نماید. توسط عدد افت فشار حاصل از این معادله قادر خواهیم بود:

الف- مقدار آن با تخمین الگوی سنجه شده، مقایسه و از صحت تخمین الگو اطمینان حاصل شود.

ب- معادله‌ای بین دو متغیر جرم بازیاب و بیشینه افت فشار سیال حاصل و از آن، جهت موازنه‌ی این دو متغیر استفاده شود.

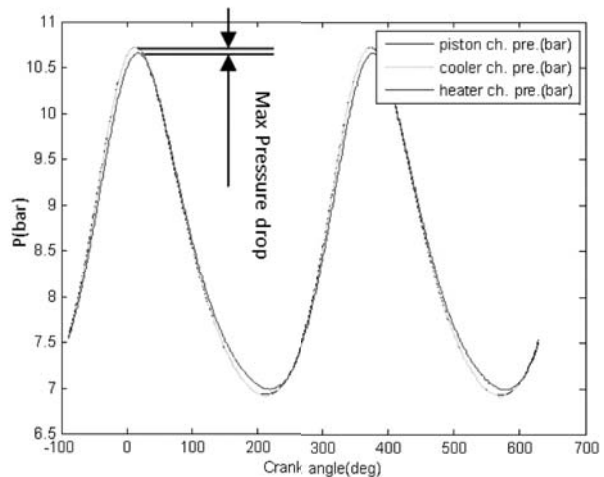
$$\Delta P = CL\rho v^2 \quad (24)$$

۱- Porosity

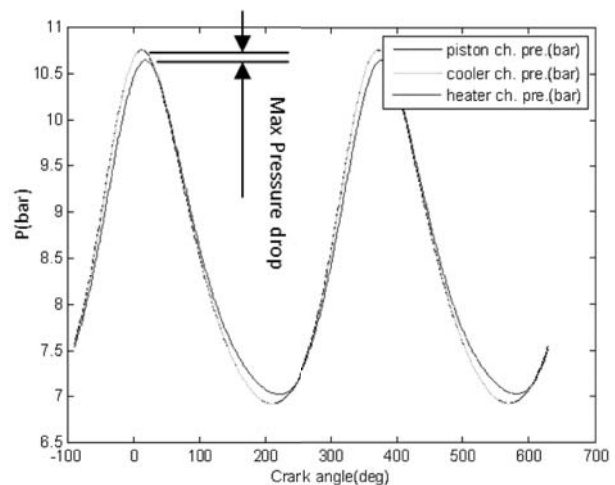
جدول ۴ تغییر در ضریب افت فشار بازیاب. (۱: افت فشار سنجه شده، ۲: افت فشار ۲ برابر، ۳: افت فشار ۳ برابر)

بازده حرارتی (%)	کار خروجی (kW)	حرارت دریافتی (kW)	تاخیر نقطه بیشینه فشار (deg)	افت فشار بیشینه (bar)	بازده
۱۰/۹۰	۰/۶۰	۵/۵۵	۱۱/۵۱	۰/۰۶	۱
۹/۲۱	۰/۵۰	۵/۵۱	۱۰/۹۲	۰/۱۱	۲
۳/۸۰	۰/۲۰	۵/۳۲	۸/۷۱	۰/۲۵	۳

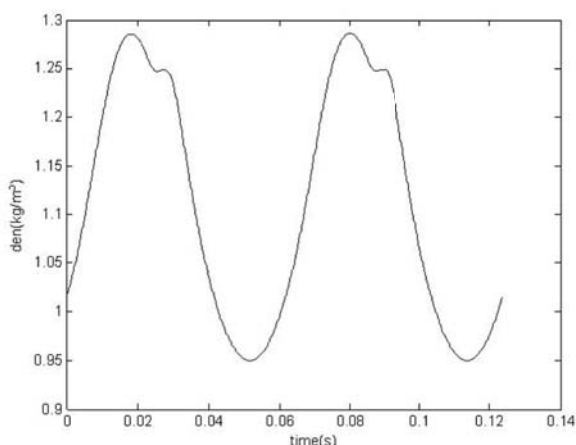
در شکل‌های ۹ تا ۱۱، فشار سیال، در دو طرف بازیاب نشان داده شده است که اختلاف این فشارها در زمانهای بیشینه سرعت عبور سیال از بازیاب و در هر چرخه دو مرتبه رخ داده است.



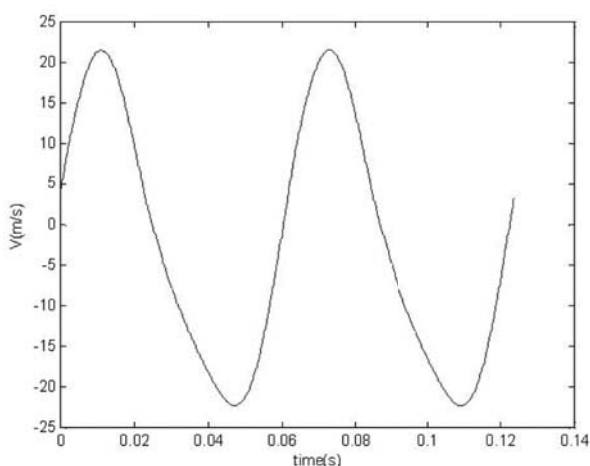
شکل ۹ حالت اول، افت فشار بیشینه ۰/۰۶ bar.



شکل ۱۰ حالت دوم، افت فشار بیشینه ۰/۱۱ bar.



شکل ۱۲ چگالی سیال در بازیاب. (خروجی الگو)



شکل ۱۳ سرعت حرکت سیال در بازیاب. (خروجی الگو)

۵- اعمال تغییرات روی موتور

در بخش‌های قبل تاثیر هر یک از متغیرهای سطوح انتقال حرارت منبع گرم و سرد، جرم بازیاب، قطر مقتول بازیاب و افت فشار سیال در بخش بازیاب بر روی بازده حرارتی سامانه و نیز کار خروجی بررسی گردید و مقایسه‌ی آنها نشان می‌دهد که متغیر سطح انتقال حرارت گرم و سرد تاثیر چندانی در افزایش بازده حرارتی این موتور ندارد. در مقابل، تغییر در قطر مقتول بازیاب با فرض جرم ثابت (که به تغییر در سطح انتقال حرارت بازیاب منجر می‌شود) و نیز تغییر در جرم بازیاب تاثیر قابل ملاحظه‌ای در افزایش بازده دارد.

برای محاسبه‌ی افت فشار توسط معادله‌ی ۲۴ نیاز است تا ضریب C محاسبه شود. محاسبه‌ی این ضریب از قرار دادن درصد تخلخل بازیاب، در جداول تخلخل شبکه‌ی ماتریسی بدست می‌آید. [۱۳] با قرار دادن جرم، حجم اشغال شده و چگالی بازیاب مورد نظر در معادله‌ی ۲۵ درصد تخلخل بازیاب را بدست می‌آوریم که این عدد برای بازیاب مورد استفاده در موتور ST500 برابر ۹۵٪ است.

$$\varepsilon = 100 \times \left(1 - \frac{m_r}{V_r \rho_r}\right) \quad (25)$$

ضریب C برای این میزان تخلخل در جداول تخلخل شبکه‌ی ماتریسی برابر عدد ۶۷ پیشنهاد شده است. [۱۳]

خروجی الگو در شکل ۱۲، چگالی سیال در بازیاب را نشان می‌دهد. طبق معادله‌ی ۲۶ سرعت حرکت سیال عامل در بازیاب بدست می‌آید که در شکل ۱۳ مشاهده می‌شود.

$$v = \frac{\dot{m}_g}{\rho A_s} \quad (26)$$

مقدار بیشینه سرعت برابر 20 m/s و با توجه به شکل ۱۳، چگالی سیال در همان موقعیت برابر 1.21 kg/m^3 می‌باشد. طول بازیاب نیز برابر 12 cm است.

با قرارگیری متغیرهای ذکر شده در معادله ۲۵ افت فشار تجربی برابر 0.04 bar بدست می‌آید. مطابق جدول ۴ خروجی الگو 0.06 bar بدست آمده است که انطباق مناسبی را نشان می‌دهد و به این ترتیب از درستی حدود تغییرات C در سرعت و چگالی سیال عامل، اطمینان حاصل می‌کنیم.

از طرف دیگر با رجوع به جداول تخلخل شبکه ماتریسی، مشاهده می‌شود که افزایش جرم بازیاب تا زمانی که درصد تخلخل بیش از ۹۰٪ باقی بماند، تغییرات چندانی را در ضریب C در این محدوده ایجاد نمی‌نماید.

به این ترتیب افزایش جرم بازیاب تا حدود ۲ برابر مقدار فعلی، چندان تغییری در افت فشار ایجاد نخواهد نمود و در نتیجه افزایش بازده حرارتی موتور ST500 با افزایش جرم بازیاب بسیار بیشتر از کاهش بازده حرارتی آن تحت اثر افزایش افت فشار خواهد بود.

ملاحظه‌ای در افزایش بازده حرارتی یا توان تولیدی این موتور نخواهد داشت. به عبارت دیگر از تمام ظرفیت حرارتی سیال عامل در عبور از هر یک از محفظه‌های گرم و سرد، استفاده‌ی کافی می‌شود.

افزایش حرارت بازیابی شده مهمترین تاثیر را در افزایش بازده موتور استرلینگ دارد، که به این منظور، نیاز به افزایش سطح انتقال حرارت بازیاب (با افزایش جرم بازیاب یا با کوچکتر کردن قطر مفتول بازیاب) است. البته در هنگام تغییر در نسبت مقدار حرارت بازیابی شده به حرارت جذب شده در یک چرخه، ممکن است در منحنی بیضی شکل فشار بر حسب حجم، تغییر چندانی بوجود نیاید و بررسی رفتار موتور تنها با استناد به این منحنی ممکن است گمراه کننده باشد. به عبارت دیگر بدون تغییر در کار خروجی موتور و منحنی عملکرد آن، تنها با کاهش حرارت جذب و دفع شده، بازدهی چرخه دچار تغییر می‌شود.

عمده‌ی افت فشار ناشی از حرکت سیال در موتور استرلینگ مورد نظر، ناشی از وجود بازیاب است. اما این در حالی است که افزایش افت فشار ناشی از کاهش تخلخل بازیاب (چه با افزایش جرم بازیاب و چه با کاهش ابعاد محفظه‌ی آن) در تخلخل بیش از ۹۰٪ تاثیر چشمگیری بر بازده موتور ندارد.

بعد از تغییر بوجود آمده در موتور مورد نظر، برای تعیین بهترین دور کاری موتور جهت تولید توان، نیاز است تا تحلیل موتور از دیدگاه دینامیکی نیز مورد بحث قرار گیرد که در آینده به آن پرداخته خواهد شد.

مقدار پیش‌بینی شده‌ی بازدهی حرارتی پس از اعمال این تغییر، برای الگو ۱۲/۵۵٪ و برای آزمایش ۱۴٪ بدست آمده که خطای پیش‌بینی آن برابر ۷٪ است.

سپاسگزاری

بدین وسیله از همکاری شرکت ایپکو در انجام آزمایش‌ها و به ویژه آقایان مهندس علیزاده، احترام و دمیچی که اطلاعات ارزشمندی را در اختیار قرار دادند، تشکر و قدردانی می‌گردد.

از طرفی بدلیل وجود محدودیت در کاهش قطر مفتول بازیاب، با انتخاب کوچکترین قطر ممکن، مجبور به افزودن جرم بازیاب هستیم. افزایش جرم بازیاب به دو برابر، باعث بروز دو اثر همزمان خواهد شد:

الف: افزایش افت فشار، که این افزایش، خود را در ضریب C در معادله تجربی نشان می‌دهد. با توجه به حدود تغییرات C و نیز جدول ۴ مشاهده می‌شود که اثر این پدیده در بازده حرارتی قابل صرف نظر است.

ب: کاهش حرارت مورد نیاز موتور برای تولید همان مقدار کار خروجی، که بازدهی موتور را ۵٪ افزایش خواهد داد.

در نتیجه انتظار می‌رود تا با این تغییر حدود ۵٪ افزایش بازده حرارتی بوجود آید.

این تغییر در موتور ST500 اعمال شده و حرارت خروجی موتور در سرعت ۸۰۰ دور بر دقیقه اندازه‌گیری شده است که نتایج در جدول ۵ مشاهده می‌شود.

جدول ۵ نتایج آزمایش بر روی موتور ST500 در دور 800rpm قبل و بعد از اعمال تغییر.

آزمایش	حرارت خروجی اندازه‌گیری شده‌ی موتور (kW)	کار خروجی اندازه‌گیری شده‌ی موتور (kW)	بازده حرارتی اندازه‌گیری شده‌ی موتور (%)	بازده حرارتی پیش‌بینی شده از تحلیل الگو (%)
قبل از افزایش جرم بازیاب	۳/۵	۰/۳	۷/۸۹	۷/۵۵
بعد از افزایش جرم بازیاب	۱/۸	۰/۳	۱۴/۰۰	۱۲/۵۵

طبق ستون بازدهی حرارتی جدول ۵، قبل و بعد از اعمال این تغییر، بازدهی موتور ST500 به میزان ۵ درصد افزایش یافته است.

۶- نتیجه‌گیری

در هر بخش از این مقاله، به بررسی تاثیر یکی از متغیرهای مورد نظر بر بازده حرارتی و توان تولیدی موتور پرداخته شد و در هر بخش سعی شد در متغیرهای دیگر تغییری ایجاد نشود. با مقایسه‌ی نتایج بدست آمده در هر بخش، به نتایج کلی تری دست می‌یابیم.

افزایش سطوح انتقال حرارت هر یک از منابع گرم و سرد، تاثیر قابل

اختصارات:

$r_c(m)$:	شعاع لنگ
$\theta(rad)$:	زاویه لنگ
$\varphi(rad)$:	زاویه فاز
$\alpha_1(rad)$:	زاویه دسته سمبه از راستای حرکت سمبه (پیستون)
$\alpha_2(rad)$:	زاویه دسته سمبه جابجاکننده نسبت به راستای حرکت
$l_1(m)$:	طول شاتون میل لنگ
$l_2(m)$:	طول شاتون جابجاکننده
$x_1(m)$:	محل سمبه
$x_2(m)$:	محل جابجا کننده
$y_1(m)$:	فاصله نقطه مکث بالا سمبه از مرکز لنگ
$y_2(m)$:	فاصله نقطه مکث بالا جابجاکننده از مرکز لنگ
$m_1(kg)$:	جرم سمبه
$m_2(kg)$:	جرم جابجا کننده
$J(kg.m^2)$:	ممان اینرسی قطبی اجزای دوار
n_t :	تعداد قطعات صلب موتور با حرکت خطی
n_r :	تعداد قطعات صلب موتور با حرکت دورانی
n_s :	تعداد قطعات با خواص فنری
q :	مشخصه متغیر درجه آزادی
$\omega c(\frac{rad}{s})$:	سرعت دورانی میل لنگ
$F(N)$:	نیروی وارده از سیال عامل به قطعه متحرک
$F_q(N)$:	برآیند نیروهای وارده به قطعه متحرک
$f_k(N)$:	نیروی اصطکاک خشک وارده به قطعه متحرک
$c(\frac{N.s}{m})$:	ضریب نیروی اصطکاک گرانشی وارده به قطعه متحرک
$P(Pa)$:	فشار سیال عامل در حجم-کنترل
$\Delta P(Pa)$:	افت فشار سیال عامل
$V(m^3)$:	حجم حجم-کنترل
$T(K)$:	دما در حجم-کنترل
$T_e(K)$:	دما دیواره‌ی حجم-کنترل
$T_{ex}(K)$:	دما سیال در حال تبادل
L_q, V_q, T_q :	متغیرهای لاگرانژیین سامانه



شکل ۱۴ موتور ST500 و تجهیزات داده برداری



شکل ۱۵ تجهیزات داده برداری

References:

- [1] William R. Martini, "Stirling engine design manual". University of Washington, April 1978.
- [2] Ing. Jan MACHACEK, Doctoral Degree Programme, "Analysis of Stirling engine characteristics by Schmidt's theory", Dept. of Electrical Power Engineering, FEEC, BUT, 2005.
- [3] W. R. Martini, "Thermodynamic Design of Stirling Engines by Computer", Martini Engineering, Richland, Washington, 1980.
- [4] T. Finkelstein, "Thermodynamic Analysis of Stirling Engines", SAE Paper No. 118B, Society of Automotive Engineers, January 1960.
- [5] T. Finkelstein, "Computer Analysis of Stirling Engines", pp. 933-41 in Proceedings of the 10th IECEC, Paper No. 759140, 1975.
- [6] E.D. Rogdakis, "A thermodynamic study for the optimization of stable operation of free piston Stirling engines". Department of mechanical engineering, thermal engineering section, National technical university of Athens, Energy Conversion and Management 45 (2004), pp 575-593.
- [7] B. Feurer, "Degrees of Freedom in the Layout of Stirling Engines", presented at Von Kaman Institute for Fluid Dynamics - Lecture Series 53, Feb. 12-16, 1973.
- [8] Helge Petersen, "The properties of Helium: density specific heats, viscosity, and thermal conductivity", Danish Atomic Energy Commission, September 1970.
- [9] Incropera, Frank P.; DeWitt, David P. (2007). "Fundamentals of Heat and Mass Transfer (6th ed.)", Hoboken: Wiley. pp. 490, 515. ISBN 978-0-471-45728-2.
- [10] D.G. Thombare & S.K. Verma, "Technological development in the Stirling cycle engines", Department of Mechanical Engineering, Rajarambapu Institute of Technology, Rajaramnagar, Sakharale, Sangli 415414, Maharashtra, India, Renewable and Sustainable Energy Reviews 12 (2008) pp 1-38.
- [11] Halit Karabulut, "Dynamic analysis of a free piston Stirling engine working with closed and open thermodynamic cycles", Gazi University Technology Faculty, Automotive Engineering Department, Besevler 06500 Ankara, Turkey, Renewable Energy 36 (2011). pp 1704e1709.
- [12] Qin Yang, Ercang Luo, Wei Dai, Guoyao Yu, "Thermoacoustic model of a modified free piston Stirling engine with a thermal buffer tube", Key Laboratory of Cryogenics, Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China, Applied Energy 90 (2012). pp 266-270
- [13] T.Helsor and H. Svendsen, "Experimental characterization of pressure drop in dry demisters at low and elevated pressures", Department of chemical engineering, NTNU Norway, IChemE Vol 85 (A3) (2007), pp 377-385.

ΔT_r (K):	تغییرات دمای بازایاب
A_s (m ²):	مساحت مقطع مجرای عبور سیال
t (s):	زمان عملکرد موتور
m_g (kg):	جرم گاز موجود در حجم-کنترل
m_{in} (kg):	جرم گاز ورودی به حجم-کنترل
m_{ex} (kg):	جرم گاز خروجی از حجم-کنترل
m_i (kg):	جرم اولیه گاز در حجم-کنترل
m_f (kg):	جرم نهایی گاز در حجم-کنترل
m_r (kg):	جرم بازایاب
V_r (m ³):	حجم اشغال شده توسط بازایاب
ρ_r ($\frac{kg}{m^3}$):	چگالی فاز بازایاب
ε :	تخلخل بازایاب
Q (kJ):	حرارت در حال تبادل با حجم-کنترل
W (kJ):	کار در حال تبادل با حجم-کنترل
U ($\frac{kJ}{kg}$):	انرژی داخلی سیال عامل
R ($\frac{kJ}{kgK}$):	ثابت جرمی گاز
f_1 :	ضریب نگاشت افت فشار
C_1, C_2 :	ضرایب نگاشت انتقال حرارت
h ($\frac{kJ}{m^2sK}$):	ضریب انتقال حرارت جابجایی
A_h (m ²):	سطح انتقال حرارت
A_f (m ²):	سطح اعمال نیروی سیال بر قطعه متحرک
ρ ($\frac{kg}{m^3}$):	چگالی سیال عامل
v ($\frac{m}{s}$):	سرعت سیال عامل
c_p ($\frac{kJ}{kgK}$):	ظرفیت گرمایی فشار ثابت سیال عامل
c_v ($\frac{kJ}{kgK}$):	ظرفیت گرمایی حجم ثابت سیال عامل
c_r ($\frac{kJ}{kgK}$):	ظرفیت-گرمایی بازایاب
Re :	عدد رینولدز جریان
L (m):	طول مجرای عبور سیال
D (m):	قطر هیدرولیکی مجرای عبور سیال
μ (Pa. s):	گرانروی دینامیکی

Dynamic-thermodynamic mathematical model of Stirling engine to improve efficiency and power

Mazdak Hooshang
University of Tehran
mazdak_hooshang@ut.ac.ir

Mehdi Tale Masouleh
University of Tehran
mehdi.tale.masouleh@ut.ac.ir

Reza Askary Moghadam*
University of Tehran
r.askari@ut.ac.ir

Siamak Alizadehnia
Irankhodro Powertrain Co. (IPCO)
s.alizadehnia@ip-co.com

*Corresponding Authors

Received: Sep. 21, 2011

Accepted in Revised Form: Oct. 22, 2011

Abstract

A dynamic-thermodynamic model of Stirling engine is presented to study some of optimization factors on engine thermal efficiency and output power. The optimization factors have been assumed as heater and cooler heat transfer areas, regenerator solid mass amount and its heat transfer area and fluid pressure drop. To study these factors, the model takes into account non-ideal heat transfer, non-uniform pressure distribution and time dependant temperature variation in any Stirling engine gas chambers. Calibration parameters also have been defined so that the model should be calibrated via a test result data or simulation data, afterward it can predict the engine behavior while changing the optimization factors.

Geometrical dimensions and test results at nominal gas pressure for ST500 Stirling engine was used in order to calibrate the model. To ensure the prediction accuracy, comparisons were accomplished between model output and motor test results for different gas pressures. Finally the optimization factors of the model were varied separately, model outputs were compared and the most important factor in improving the thermal efficiency and work output was selected. The determined optimization factor was applied to the engine and the thermal efficiency and output power was measured. The engine test results were compared to the model prediction and to previous engine state.

Keywords: Stirling Engine, Dynamic-Thermodynamic, Heat Transfer, Regenerator, Thermal Efficiency