مجله مهندسی مکانیک مدرس، اردیبهشت 1396، دوره 17، شماره 2، ص‌ص 29-40

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

شبیه سازی کارکرد موتور انبساطی دو طرفه با توجه به نوع شیر کنترلی و ترکیب گاز

محمود فرزانه گرد[1]، محسن جنت آبادی[2*]

1- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود

2- دانشجوی دکترا، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود

* شاهرود، صندوق پستی 3619995161، mgord@shahroodut.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 21 شهریور 1395

پذیرش: 01 دی 1395

ارائه در سایت: 03 بهمن 1395

کلید واژگان:

موتور انبساطی دو طرفه

بازیابی انرژی

بهینه سازی

راندمان اگزرژی

الگوریتم ژنتیک

چکیده

جایگزینی شیرهای انبساطی مورد استفاده در ایستگاههای تقلیل فشار گاز توسط موتور انبساطی، جهت بازیافت انرژی هدر رفته به منظور تولید برق هدف اصلی از انجام این تحقیق می‌باشد. در موتورهای انبساطی از دریچه‌هایی برای ورود و خروج گاز استفاده شده است. هندسه شیر کنترلی قرار گرفته بر روی این دریچه‌ها بیشترین تاثیر را در عملکرد این موتورها دارد. در این تحقیق برای اولین بار شبیه‌سازی و بهینه‌سازی زمان مناسب باز و بسته شدن این دریچه‌ها با توجه به هندسه دو نوع شیر پیستونی و سیلندری به منظور حداکثر کردن راندمان اگزرژی صورت گرفته که از الگوریتم ژنتیک برای بهینه سازی این زمان بندی استفاده شده است. شبیه‌سازی با توجه به ترکیبات گازی ایستگاههای مختلف صورت گرفته که برای محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی از استاندارد AGA8 استفاده شده است. عدم برگشت جریان در دریچه‌ها به عنوان قید مورد نظر جهت بهینه‌سازی مورد نظر قرار گرفته است. نتایج نشان داد که در شیر پیستونی اتلاف اگزرژی در زمان تخلیه و در شیر سیلندری در فرآیند ورود گاز به مراتب بیشتر از منابع دیگر در اتلاف اگزرژی سهیم می‌باشد. بطور کلی موتور با شیر سیلندری نسبت به موتور با شیر پیستونی از عملکرد بهتری برخوردار است. در نهایت تغییر فشار خط تغذیه ایستگاه نیز نشان داد که در فشار 30 بار امکان استفاده از موتور با شیر سیلندری وجود ندارد، زیرا موتور قادر به تولید توانی نخواهد بود.

Double acting expansion engine simulation performance based on control valve type and gas composition

Mahmood Farzaneh-Gord*, Mohsen Jannatabadi

Department of Mechanical Engineering, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran.
* P.O.B. 3619995161 Shahrood, Iran, mgord@shahroodut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 11 September 2016
Accepted 21 December 2016
Available Online 22 January 2017

Keywords:
Double acting expansion engine
energy recovery
optimization
exergy efficiency
genetic algorithm

ABSTRACT

Replacement of expansion valves which are used in natural gas pressure reduction stations, with expansion engine, to recycle wasted energy to generate electricity is the main objective of this study. In these engines, ports are used for inlet and outlet of the gas. Control valve geometry set on these ports has a great impact on performance of this engine. In this research, simulation and optimization of the optimum opening and closing time of these valves according to two types of valve, piston and spool valves, to maximize the Exergy Efficiency has been done for the first time and Genetic Algorithm is used for this optimization. Simulation has been conducted with regard to the composition of gas stations. AGA8 standard is used to calculate the thermodynamic properties of natural gas.. For optimization constraint of having no back flow has been applied. Results showed that exergy destruction due to outlet processing in piston valve and due to inlet processing in cylinder valve is more than other destruction sources. Overall, engine with cylinder valve has better performance than engine with piston valve. Variation of supply line pressure showed that engine with cylinder valve could not be used in inlet pressure of 30 bar, because the engine does not produce power.

1- مقدمه

گازی که در پالایشگاه استخراج می‌شود از فشار بالایی در حدود 70 بار برخوردار است، بالطبع از چنین فشاری در وسایل گاز سوز نمی‌توان استفاده کرد. لذا فشار گاز باید در ایستگاههای دروازه شهری[1] و ایستگاههای مرزی شهری[2] به ترتیب به مقدار 17 و 4 بار کاهش یابد. در اکثر کشورها به طور سنتی از شیرهای انبساطی یا شیر گلویی برای تقلیل فشار گاز استفاده می‌شود و بدیهی است که انرژی بسیار زیادی در حین فرآیند کاهش فشار در این سیستمها هدر می‌رود. با توجه به مشکلاتی که در خصوص انرژی در تمام جهان بوجود آمده، استفاده از این انرژی در زمینه تولید برق و صرفه جویی در انرژی می‌تواند بسیار مفید باشد. در این راستا استفاده از سیستمهای جایگزینی نظیر توربین انبساطی و موتور انبساطی می‌تواند مورد بررسی قرار گیرد که موتور انبساطی از لحاظ حجم، اندازه، ظرفیت و روش ساخت مناسب‌تر از توربین انبساطی می‌باشد. جایگزینی شیر گلویی توسط موتور انبساطی بدین منظور نیست که باید شیر گلویی را از مسیر خارج کرد، بلکه این سیستم به طور موازی در کنار شیر گلویی نصب می‌شود تا در صورت از کار افتادن آن هیچ توقفی در توزیع گاز صورت نگیرد. در شکل 1 طرح

[1] City gate stations (CGS)
[2] Town border stations (TBS)

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

M. Farzaneh-Gord, M. Jannatabadi, Double acting expansion engine simulation performance based on control valve type and gas composition, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 2, pp. 29-40, 2017 (in Persian)

شماتیک نصب یک موتور انبساطی در ایستگاه تقلیل فشار آورده شده است.

موتور انبساطی یک عمل دوبل متقابل را در یک سیلندر انجام می‌دهد. در این موتور بر خلاف موتورهای معمولی، هیچ احتراق و جرقه‌ای صورت نمی‌گیرد و با اتصال به یک ژنراتور و با تبدیل حرکت رفت و برگشتی خود به یک حرکت دورانی موجبات تولید برق را فراهم می‌کند [1]. موتورهای انبساطی هیچ آلودگی ندارند، علاوه بر تولید برق بدون مصرف سوخت، می‌توانند سرمای قابل ملاحظه‌ای تولید کنند که از این سرما می‌توان در سیستم سرمایش هواساز و دیگر سیستمهای تهویه مطبوع استفاده کرد [2]. طبق محاسبات صورت گرفته در سال 88، تقریبا 198.7 مگا وات اگزرژی در ایستگاه تقلیل فشار گاز طبیعی شماره یک سمنان هدر رفته است [3]. مطالعه روی ایستگاه تقلیل فشار گاز تهران نشان داد که در سال 1385 حدود 111.11 مگا وات انرژی در طول یک سال در نتیجه تقلیل فشار گاز به هدر می‌رود که مقدار قابل توجهی می‌باشد [4]. تحقیقات بر روی ایستگاه شانول ایران حاکی از آن است که میزان 4200 مگا وات ساعت برق در ایستگاه قابل بازیافت می‌باشد [5].

در مورد روشهای بازیابی انرژی هدر رفته در فرآیند تقلیل فشار گاز مطالعات فراوانی صورت گرفته است که از جمله می‌توان به تحقیق صورت گرفته در خصوص میزان انرژی بازیافت شده توسط توربو اکسپندر در ازمیر ترکیه اشاره کرد [6]. تحقیق بر روی پارامترهای تاثیر گذار در یک سیستم جدید تولید برق به کمک توربو اکسپندر با توجه به داده‌های ایستگاه تقلیل فشار شهری در کانادا نیز مورد بررسی قرار گرفته است [7]. مطالعات بر روی هفت ایستگاه دروازه شهری نشان داد که با توجه به مصرف 336×10^6 متر مکعب گاز در روز در ایران، میزان 672 مگا وات برق توسط سیستم توربو اکسپندر می‌توان تولید کرد [8]. تاثیر استفاده از سیستم جایگزین مناسب برای بازیابی انرژی پتانسیل گاز در ایستگاه تقلیل فشار شهر ازمیر نشان از میزان تولید الکتریسیته قابل ملاحظه‌ای داشت [9]. مطالعه تجربی بر روی ایستگاه تقلیل فشار تاکستان حاکی از آن داشت که میزان 1.1 مگا وات ساعت برق در صورت استفاده از توربو اکسپندر قابل تولید می‌باشد [10]. تاثیر راندمان ایزنتروپیک توربو اکسپندر بر میزان برق تولیدی و افت دما نیز مورد

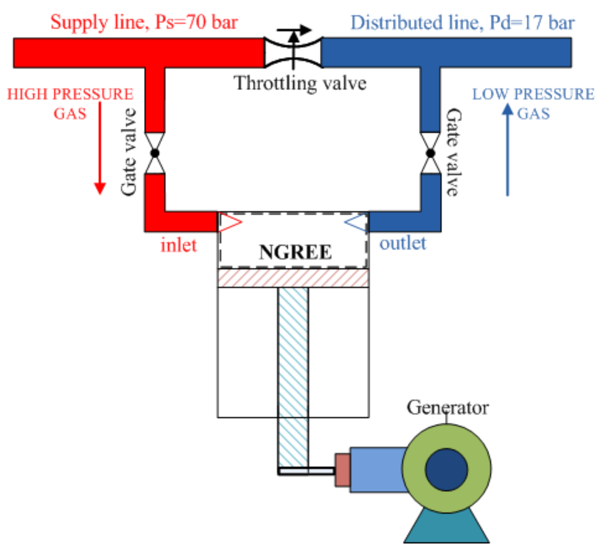

Fig. 1 Installing expansion engine in CGS stations

شکل 1 شماتیک نصب موتور انبساطی در ایستگاه تقلیل فشار

مطالعه قرار گرفت [11]. تحقیق انجام شده بر روی موتور انبساطی و توربین انبساطی نشان داد مقدار الکتریسیته که می‌توان به کمک این سیستمها بازیافت کرد نه تنها به دبی جرمی گاز و نسبت فشار بستگی دارد، بلکه به میزان محدوده دمای انبساط گاز نیز وابسته است [12].

بر روی سیستم جایگزینی موتور انبساطی مطالعه آکادمیکی صورت نگرفته است. تحلیل قانون اول و دوم موتور انبساطی در ایستگاهای CGS و بهینه سازی آن به تازگی گزارش شده است که در آن متان به عنوان یک گاز ایده‌آل فرض شده است. نتایج حاکی از آن داشت که زمان بندی مناسب باز و بسته شدن دریچه‌ها به منظور ورود و خروج جرم، تاثیر فراوانی در راندمان این سیستمها دارد [13] و [14].

با توجه به هزینه‌های سنگین تحقیقات آزمایشگاهی، در این مقاله فرآیند کاهش فشار در موتورهای انبساطی به کمک برنامه کامپیوتری در نرم افزار متلب بصورت ترمودینامیکی مورد تجزیه تحلیل قرار گرفته است و با توجه به تاثیر فراوان میزان دبی ورودی و خروجی در تولید توان و اینکه در این سیستمها از دریچه هایی برای ورود و خروج گاز استفاده شده است، به کمک الگوریتم ژنتیک زمان مناسب باز و بسته شدن این دریچه‌ها محاسبه شده است. تابع هدف در این بهینه سازی، حداکثر کردن راندمان اگزرژی یا به عبارتی حداقل کردن تولید آنتروپی می‌باشد، که به صورت نسبت توان اندیکاتور به اگزرژی منتقل شده به سیستم تعریف شده است. بدین منظور باید پارامترهایی که موجب بازگشت ناپذیری سیستم می‌شود را مورد مطالعه قرار داد که عبارتند از انتقال حرارت و فرآیند ورود و خروج گاز. هدف از بهینه‌سازی در این مطالعه، یافتن یک زمان مناسب برای باز و بسته شدن دریچه‌های ورود و خروج گاز می‌باشد تا سیستم بیشترین توان ممکن را با راندمان اگزرژی بالا تولید کند. داده‌های هندسی موتور و شرایط اولیه فشار و دمای ورودی و فشار خروجی به عنوان داده‌های ورودی مدل سازی در نظر گرفته شده است.

2- آشنایی با موتور انبساطی

موتور انبساطی از لحاظ هندسی شبیه کمپرسور رفت و برگشتی عمل می‌کند، تنها فرق آن در این است که این موتورها برای انبساط گاز مورد استفاده قرار می‌گیرند و همچنین برای ورود و خروج گاز بجای سوپاپ از دریچه‌هایی استفاده شده است، لذا می‌توان از معادلات حاکم در کمپرسورهای رفت و برگشتی برای مدل سازی این سیستمها استفاده کرد. فرآیندهای موتور انبساطی نیز همانند فرآیندهای موجود در یک کمپرسور شامل چهار فرآیند ورود گاز، انبساط، تخلیه و تراکم گاز باقی مانده می‌باشد. این موتورها با محبوس کردن گاز ورودی و افزایش حجم آن توسط یک عضو منبسط کننده، سبب کاهش فشار گاز می‌شوند. در واقع جریان پر فشار ورودی باعث حرکت رفت و برگشتی پیستون می‌شود و چنانچه بتوان به کمک سیستمی این حرکت رفت و برگشتی را منتقل و به حرکت چرخشی تبدیل کرد، می‌توان تولید توان و جریان الکتریسیته داشت. توربین و موتور الکتریکی وسایلی هستند که تولید نیرو در آنها به صورت حرکت چرخشی می‌باشد، لذا برای این عمل مناسب نیستند. در موتورهای انبساطی دو طرفه برای حرکت دادن میل لنگ از میل پیستون و کراس هد استفاده می‌شود. یک سر پیستون به میله‌ای به نام میل پیستون متصل می‌شود و سمت دیگر میل پیستون هم با استفاده از قطعه‌ای به نام کراس هد به شاتون وصل می‌شود، یعنی شاتون مستقیما به پیستون متصل نیست و به این ترتیب، حرکت رفت و برگشتی پیستون به میل لنگ منتقل می‌گردد. حرکت رفت و برگشتی شیرها توسط سیستم اتصالی شیر به میل لنگ اصلی که می‌تواند چرخدنده، زنجیر یا

مکانیزم گیربکس باشد کنترل می‌گردد. منظور از عملکرد دو طرفه در واقع تولید توان با استفاده از تقلیل فشار گاز در هر دو طرف پیستون به منظور بالا بردن راندمان می‌باشد. از لحاظ فرآیندی تفاوت چندانی بین خواص گاز در بالا و پایین پیستون وجود ندارد، فقط در پایین پیستون قطر میل پیستون نیز باید در محاسبات حجم لحاظ شود. در این تحقیق دو نوع شیر مورد بررسی قرار گرفته است، شیر پیستونی و سیلندری. در شیر سیلندری دو دریچه مجزا برای ورود و خروج گاز در نظر گرفته شده است، در حالیکه در شیر پیستونی ورود و خروج گاز تنها از یک دریچه صورت می‌گیرد. در هر دو شیر گاز پرفشار از یک دریچه وارد سیلندر شده، انبساط یافته و سپس در کورسی که پیستون حرکت خود را به سمت بالا انجام می‌دهد، دریچه خروجی باز شده تا گاز کم فشار از آن خارج گردد. موتورهای انبساطی از جهتی بسیار شبیه به موتورهای بخار می‌باشند. در کنار شیر سیلندری مدل شده، شبیه سازی جریان ورود و خروج به موتور توسط شیر پیستونی که در موتورهای لوکوموتیو بیشتر مورد استفاده قرار گرفته است، نیز برای اولین بار است که در این تحقیق مورد مطالعه قرار گرفته است.

3- روابط و معادلات حاکم در شبیه سازی

در این بخش به ارائه معادلات حاکم بر مدل سازی موتور انبساطی دو طرفه و روش بدست آوردن خواص گاز طبیعی اشاره خواهد شد. تاثیر چند عنصری بودن گاز طبیعی با توجه به داده‌های چهار پالایشگاه خانگیران، ترکمن، کنگان و پارس جنوبی در زمان بندی بهینه مورد بررسی قرار گرفته است و از استاندارد AGA8 برای محاسبه خواص گاز طبیعی استفاده شده است. هر چند می‌توان از انتقال حرارت در این سیستمها چشم پوشی کرد، اما معادلات انتقال حرارت نیز برای دقت بیشتر مدل شده است. در این مدل سازی دما و فشار ورودی، فشار خروجی، سرعت دورانی و فرکانس موتور ثابت در نظر گرفته شده و جریان گذرنده از دریچه‌ها همانند دبی گذرنده از اوریفیس مدل سازی شده است. تمام خواص ترمودینامیکی گاز به عنوان تابعی از دما و فشار متغیر در نظر گرفته شده است.

3-1- معادلات هندسی پیستون

در شکل 2 حجم کنترل مورد نظر که همان گاز داخل سیلندر پیستون می‌باشد نشان داده شده است. سیلندر پیستون بکار رفته در موتور انبساطی از نوع مکانیزم لنگ و لغزنده می‌باشد. جابجایی پیستون با توجه به نقطه مرگ بالا در این مکانیزم در هر لحظه از رابطه زیر بدست می‌آید [15]:

$$x(\theta) = x_{cl} + R(1 - cos\theta) + L\left\{1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 sin^2\theta}\right\} \tag{1}$$

که در آن x_0 طول اولیه حجم مرده، R شعاع لنگ، L طول شاتون و θ زاویه چرخش میل لنگ می‌باشد. حجم لحظه‌ای گاز نیز از رابطه (2) به دست می‌آید که در آن D_i قطر پیستون می‌باشد.

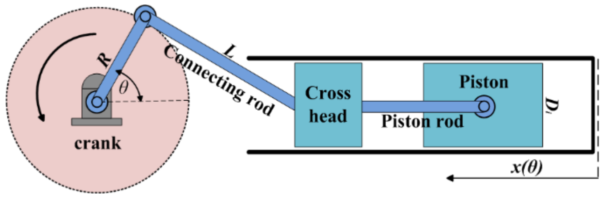

Fig. 2 Slider crank mechanism [15]

شکل 2 مکانیزم لنگ لغزنده [15]

$$V_c(\theta) = \frac{\pi D_i^2}{4} x(\theta) \tag{2}$$

4- قانون بقای جرم

در صورتیکه جریان عبوری از دریچه‌ها به داخل سیلندر همانند جریان گذرنده از اوریفیس به داخل یک مخزن با فشار یکنواخت در نظر گرفته شود، رابطه (3) دبی گذرنده از دریچه ورودی و خروجی را نشان می‌دهد [14] و [15]:

$$\frac{dm}{d\theta} = \left\{\begin{matrix} \frac{1}{\omega} C_d A(\theta) P_{us} \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)R_g T_{us}}} \sqrt{\left(\frac{P_{ds}}{P_{us}}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{ds}}{P_{us}}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} \\ \frac{1}{\omega} C_d A(\theta) P_{us} \sqrt{\frac{\gamma}{R_g T_{us}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \end{matrix}\right\} \tag{3}$$

که A سطح مقطع عبور جریان، P_{us} و T_{us} فشار و دمای خط بالا دست جریان، P_{ds} و T_{ds} فشار و دمای خط پایین دست جریان، R_g ثابت گاز، γ ضریب ایزنتروپیک، C_d ضریب تخلیه دریچه و ω سرعت زاویه‌ای موتور است. معادله دوم در رابطه (3) مربوط به زمانی می‌باشد که حالت خفگی در دریچه‌ها شکل بگیرد و زمانی بوجود می‌آید که نسبت فشار از نسبت فشار بحرانی رابطه (4) کمتر باشد [14].

$$\left(\frac{P_{ds}}{P_{us}}\right)_{max} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{4}$$

با استفاده از روش تفاضل محدود پیشرو جرم درون حجم کنترل در هر لحظه از رابطه (5) به دست می‌آید.

$$m_c^{j+1} = m_c^j + \left(\frac{dm_s^j}{d\theta} - \frac{dm_d^j}{d\theta}\right)\Delta\theta \tag{5}$$

با استفاده از عبارت جرم رابطه (5) و حجم رابطه (2) می‌توان دانسیته گاز را مطابق رابطه (6) در هر لحظه مورد محاسبه قرار داد [14]:

$$\rho_c^{j+1} = \frac{m_c^{j+1}}{V_c^{j+1}} \tag{6}$$

5- قانون اول ترمودینامیک

با صرفنظر از جمله‌های انرژی پتانسیل و جنبشی، رابطه قانون اول ترمودینامیک در حالت گاز واقعی برای حجم کنترل وابسته به زمان به صورت گسسته شده از رابطه (7) قابل محاسبه است [14]:

$$u_c^{j+1} = \frac{1}{m_c^{j+1}}\{m_c^j u_c^j + \dot{Q}_{cv}^j - \dot{W}_{cv}^j + h_s \frac{dm_s^j}{d\theta} - h_d^j \frac{dm_d^j}{d\theta}\}\Delta\theta \tag{7}$$

در رابطه (7)، u انرژی داخلی گاز و h آنتالپی ویژه می‌باشد. $\dot{Q}$ نرخ انتقال حرارت بین دیواره و گاز درون سیلندر و $\dot{W}$ توان اندیکاتوری می‌باشند که به ترتیب از رابطه (8) و (9) بدست می‌آید [14].

$$\dot{W}_{cv} = P_c \frac{dV_c}{d\theta} \tag{8}$$

$$\dot{Q}_{cv} = \frac{T_w - T_c}{R_{in}} \tag{9}$$

در رابطه (8)، T_w دمای دیواره، از میانگین دمای گاز ورودی و خروجی سیلندر محاسبه می‌شود. از آنجا که مدت زمان زیادی برای تخلیه گاز در این سیستمها وجود دارد، دمای خروجی از رابطه (10) محاسبه می‌شود [14]:

$$T_d = \frac{\sum T_c m_d}{\sum m_d} \tag{10}$$

در رابطه (9)، R_{in} مقاومت جابجایی داخلی می‌باشد که از رابطه (11) قابل محاسبه است [14]:

$$R_{in} = \frac{1}{h_{in}\left(2\frac{\pi D_i^2}{4} + \pi D_i x(\theta)\right)} \tag{11}$$

ضریب انتقال حرارت داخلی، h_{in}، از رابطه (12) محاسبه می‌شود که بهترین روش در محاسبه این ضریب در سیستمهای رفت و برگشتی نظیر موتورهای احتراق داخلی می‌باشد [15]:

$$h_{in} = 0.053Re^{0.8}Pr^{0.6}\frac{k_c}{D_e} \tag{12}$$

در رابطه (12)، عدد رینولدز، Re، و قطر موثر، D_e، به ترتیب از رابطه (13) و رابطه (14) قابل محاسبه است [16]:

$$Re = \frac{\rho_c D_e^2 \omega_g}{2\mu_c} \tag{13}$$

$$D_e = \frac{6V_c}{\left(2\frac{\pi D_i^2}{4} + \pi D_i x(\theta)\right)} \tag{14}$$

در رابطه (13)، μ_c ویسکوزیته گاز بوده و ω_g سرعت زاویه‌ای بوده که مطابق رابطه (15) قابل محاسبه است [15]:

$$\omega_g = \left\{\begin{array}{ll} 2\omega(1.04 + \cos(2\theta)) & \frac{3\pi}{2} < \theta < \frac{\pi}{2} \\ \omega(1.04 + \cos(2\theta)) & else \end{array}\right\} \tag{15}$$

6- قانون دوم ترمودینامیک و محاسبه راندمان اگزرژی

پتانسیل کار جریان سیال وقتی با محیط یا یک حالت مرجع مورد مقایسه قرار می‌گیرد را اگزرژی گویند. با چشم پوشی کردن از جمله‌های انرژی پتانسیل و انرژی جنبشی، اگزرژی ویژه جریان سیال نسبت به حالت مرجع را می‌توان مطابق رابطه (16) بیان کرد [17].

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \tag{16}$$

در رابطه (16)، s انتروپی ویژه گاز و اندیس صفر نشاندهنده حالت مرجع است که دمای 298 درجه کلوین و فشار 101 کیلو پاسکال در نظر گرفته شده است. اگزرژی منتقل شده به سیستم با اختلاف اگزرژی ورودی منهای اگزرژی خروجی تعریف می‌شود که مقداری از این اگزرژی تلف شده و مقداری نیز تبدیل به کار خروجی موتور می‌شود. اگزرژی قابل انتقال به موتور انبساطی را می‌توان مطابق با رابطه (17) محاسبه کرد [14].

$$\dot{\Xi}_t = \dot m_s\big((h_s - h_d) - T_0(s_s - s_d)\big) \tag{17}$$

بدین ترتیب می‌توان راندمان اگزرژی را به صورت نسبت توان اندیکاتور به نرخ انتقال اگزرژی طبق رابطه (18) تعریف کرد [14]:

$$\eta_{II} = \frac{\dot W_{ind}}{\dot{\Xi}_t} \tag{18}$$

توان اندیکاتور با انتگرال گیری از سطح بسته نمودار فشار- حجم قابل اندازه گیری است که در رابطه (19) نشان داده شده است.

$$\dot W_{ind} = \int_{\theta=0}^{\theta=360}(P_{up} - P_{down})\,dV_c \tag{19}$$

در واقع رابطه (19) نشان می‌دهد که فشار بالا و پایین پیستون در هر لحظه تغییر می‌کند که اختلاف این دو در محاسبه توان اندیکاتور تاثیرگذار است. تحلیل قانون دوم کمک می‌کند تا منابع بازگشت ناپذیری را در موتور بتوان تشخیص داد. بدین ترتیب در ابتدا مقدار اتلاف اگزرژی کل حجم کنترل از رابطه (20) محاسبه می‌شود [14]:

$$\dot I = T_0\dot S_{gen} \tag{20}$$

برای محاسبه انتروپی تولید شده در هر لحظه، $\dot S_{gen}$، با استفاده از تفاضل محدود پیشرو می‌توان از رابطه (21) استفاده کرد [14].

$$\dot S_{gen}\Delta\theta = \dot m_c^j\left(s_c^{j+1} - s_c^j\right) + s_c^j\left(\dot m_s^{j+1} - \dot m_d^{j+1}\right)$$
$$\dot m_d^j s_d\Delta\theta - \dot m_s^j s_s\Delta\theta - \frac{T_w - T_c^j}{R_{in}^j T_c^j}\Delta\theta \tag{21}$$

قاعدتا منابعی وجود دارند که موجب اتلاف اگزرژی می‌شوند که در این تحقیق انتقال حرارت و اتلاف اگزرژی ناشی از ورود و خروج جرم به و از حجم کنترل مورد بررسی قرار گرفته است. اتلاف اگزرژی ناشی از انتقال حرارت از رابطه (22) محاسبه می‌شود [14].

$$\dot I_{heat} = T_0\dot Q_c\left(\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_w}\right) \tag{22}$$

برای محاسبه اتلاف اگزرژی ناشی از ورود و خروج جرم به ترتیب روابط (23) و (24) بکار رفته است [14] و [17]:

$$\dot I_s = T_0\dot m_s(s_c - s_s) \tag{23}$$

$$\dot I_d = T_0\dot m_d(s_d - s_c) \tag{24}$$

7- محاسبه خواص ترمودینامیکی گاز طبیعی

با داشتن دو خاصیت ترمودینامیکی می‌توان دیگر خواص گاز را تعیین کرد که برای محاسبه خواص گاز طبیعی از استاندارد معتبر AGA8 استفاده شده است [18]. در تحقیق صورت گرفته، این دو خاصیت دانسیته و انرژی داخلی گاز می‌باشد که به ترتیب از قانون بقای جرم و قانون اول ترمودینامیک، رابطه (7) و (8)، بدست می‌آید. اکنون با داشتن این دو خاصیت می‌توان دیگر خواص گاز را بدست آورد. در اینجا روابط بصورت خلاصه آورده شده است که برای اطلاع از جزئیات بیشتر در خصوص ضرائب ثابت در روابط می‌توان به منبع [18] مراجعه کرد. رابطه اصلی استاندارد AGA8 معادله حالت (25) می‌باشد [19]:

$$P = Z\rho_m R_g T \tag{25}$$

برای محاسبه ضریب تراکم پذیری از رابطه (26) استفاده شده است:

$$Z = 1 + B\rho_m - \rho_r\sum_{n=13}^{18}C_n^* + \sum_{n=13}^{58}C_n^* D_n^* \tag{26}$$

که در آن ρ_m دانسیته مولار و ρ_r دانسیته کاهیده می‌باشد که با معادله $K^3\rho_m$ با دانسیته مولار رابطه دارد. با قرار دادن رابطه (26) در رابطه (25) و با مشخص بودن دما و فشار مطلق گاز طبیعی و درصد مولی اجزای تشکیل دهنده گاز طبیعی در مخلوط گاز، تنها مجهول در رابطه، دانسیته مولار می‌باشد که با استفاده از روش نیوتن - رفسون می‌توان معادله حاصله را با یک روش تکرار ساده حل کرده و مقدار دانسیته مولار را بدست آورد. پس از محاسبه دانسیته مولار، با استفاده از رابطه (26)، مقدار ضریب تراکم پذیری گاز طبیعی محاسبه می‌شود. ظرفیت گرمایی مولار در حجم ثابت از رابطه (27) محاسبه می‌شود [20]:

$$C_{m,v} = C_{m,PI} - R_g - R_g T[\rho_m(2Z_0 + 2Z_1) + (2Z_2 + TZ_3)] \tag{27}$$

در رابطه (27)، $C_{m,PI}$ ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت برای گاز ایده‌آل می‌باشد که از رابطه (28) بدست می‌آید [20]:

$$C_{m,PI} = \sum_{i=1}^{N}x_i\left[a_i + b_i\left(\frac{\frac{c_i}{T}}{\frac{\sinh c_i}{T}}\right)^2 + d_i\left(\frac{\frac{e_i}{T}}{\frac{\cosh e_i}{T}}\right)^2\right] \tag{28}$$

در روابطه ارائه شده منظور از x_i کسر مولی جزء i در مخلوط گازی است. ظرفیت گرمایی مولار در فشار ثابت با استفاده از رابطه (29) قابل محاسبه است. برای محاسبه مشتق های ارائه شده در رابطه (29) می‌توان به منابع اشاره شده رجوع کرد [20].

$$C_{m,P} = C_{m,v} + T\left(\frac{\partial v_m}{\partial T}\right)_P\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_{v_m} \tag{29}$$

برای محاسبه آنتالپی و آنتروپی ارائه شده در رابطه (17) از روابط ارائه شده در ادامه بحث استفاده می‌شود. آنتالپی مولار که معیاری از محتوای انرژی مواد در فرآیندها بوده از رابطه (30) بدست می‌آید [21]:

$$h_m = \sum_{i=1}^{N} x_i[h_{m,i0}^i + a_iT + b_ic_i \coth\left(\frac{c_i}{T}\right) -d_ie_i \tanh\left(\frac{e_i}{T}\right)] - RT^2(\rho_m Z_0 + Z_2) + RT(Z-1) \tag{30}$$

در رابطه (30)، $h_{m,i0}^i$ آنتالپی مولار گاز ایده‌آل جزء i ام در مخلوط گاز در دمای مرجع می‌باشد. برای محاسبه انرژی داخلی گاز طبیعی از رابطه (31) می‌توان استفاده کرد که در آن $h_{m,I}$، انتالپی مولار را از جمله اول آورده شده در رابطه (30) می‌توان بدست آورد [21].

$$u_m = h_{m,I} - R_gT - R_gT^2(\rho_m Z_0 + Z_2) \tag{31}$$

انتروپی گاز طبیعی از رابطه (32) قابل محاسبه خواهد بود [21]:

$$s_m = \sum_{i=1}^{N} x_i[s_{m,I0}^i + s_{m,I}^i(T) - R_g\ln(x_iP) \tag{32}$$

$s_{m,I0}^i$ انتروپی مولار گاز ایده‌آل جزء iام در مخلوط گاز، در دما و فشار مرجع و $s_{m,I}^i(T)$ آنتروپی مولار تابع دما در دمای موردنظر می‌باشد که در رابطه (33) آورده شده است [21]:

$$s_{m,I}^i(T) = a_iLn\,(T) + b_i[(\frac{C_i}{T})\coth(\frac{C_i}{T}) -Ln(\sinh\left(\frac{C_i}{T}\right))] - d_i[(\frac{e_i}{T})\tanh\left(\frac{e_i}{T}\right)] \tag{33}$$

8- هندسه شیرهای کنترل دبی

در این تحقیق دو نوع هندسه شیر مورد بررسی قرار گرفته است که از لحاظ مکانیسم کنترل سطح مقطع ورودی خروجی با یکدیگر تفاوت دارند، شیر سیلندری در شکل 3 نشان داده شده و شیر پیستونی که شکل 4 نشان دهنده آن است. در مدل دو طرفه که در آن از هر دو طرف پیستون برای ورود و خروج گاز استفاده می‌شود، در هر طرف یک دریچه برای ورود و خروج گاز تعبیه شده است. تحلیل ترمودینامیکی هر دو طرف یکسان است، تنها با این تفاوت که در سمت پایین پیستون باید قطر میل پیستون نیز در محاسبه حجم وارد شود.

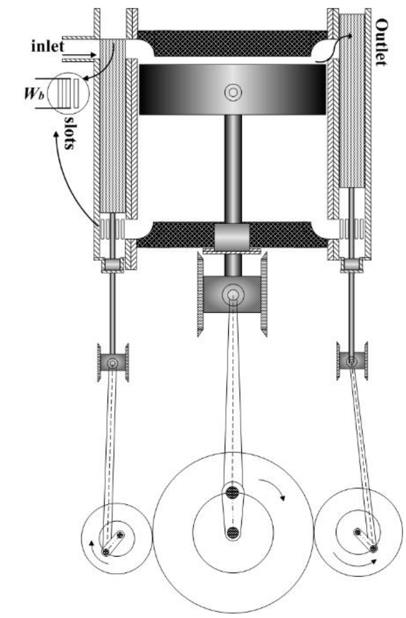

Fig. 3 shematic of Spool Valve in double acting engine

شکل 3 شماتیک یک شیر سیلندری در موتور دو طرفه

در شیر سیلندری برای هر کدام از دریچه‌های ورود و خروج یک سیلندر در نظر گرفته شده است. در روی سیلندر هر دو شیر سوراخهایی با فاصله مشخص از یکدیگر برای عبور گاز در نظر گرفته که مجموع این سوراخها دریچه مستطیلی را بوجود می‌آورد و از یک مسیر مشخص به خط تغذیه و خط تخلیه متصل است. شروع ورود گاز در تمامی حالتها در زاویه صفر میل-لنگ در نظر شده است. سپس تا زاویه‌ای خاص فرآیند ورود گاز ادامه یافته که برای مدل کردن این زاویه از یک رابطه سینوسی استفاده شده است با این شرط که به محض کامل باز شدن دریچه ورود، شیر بلافاصله شروع به بسته شدن دریچه کند. سپس هر دو دریچه ورود و خروج به منظور فرآیند انبساط برای مدت زمانی بسته خواهد بود. در شیر سیلندری نحوه عملکرد دریچه تخلیه دقیقا مانند دریچه ورود گاز با یک رابطه سینوسی کنترل می‌شود، با این علم که قطعا مدت زمان باز بودن دریچه تخلیه به علت افزایش حجم ایجاد شده در گاز ناشی از انبساط باید بیشتر از مدت زمان باز بودن دریچه ورودی باشد. پس از اتمام فرآیند تخلیه، بار دیگر هر دو دریچه به منظور تراکم گاز تا پایان سیکل بسته خواهد بود. سطح مقطع کلی دریچه برابر رابطه (34) می‌باشد:

$$A_s = A_d = L_pW_p \tag{34}$$

W_p عرض دریچه بوده و L_p مجموع طول کل دریچه‌ها می‌باشد که از رابطه (35) قابل محاسبه است:

$$L_p = \pi D_v - w_bn_b \tag{35}$$

در رابطه (35)، D_v قطر سیلندر شیر بوده و w_b و n_b به ترتیب فاصله بین دریچه‌ها و تعداد این فواصل می‌باشد. سطح مقطع لحظه‌ای ارائه شده در رابطه (3)، $A(\theta)$، برای زمان ورود گاز و خروج گاز را می‌توان به ترتیب از رابطه (36) و رابطه (37) حساب کرد.

$$A_s(\theta) = \sin\left(\frac{\theta}{\theta_0}\pi\right) \tag{36}$$

$$A_d(\theta) = \sin\left(\frac{\theta - \theta_i}{\theta_e - \theta_i}\pi\right) \tag{37}$$

θ_0 زاویه‌ای است که دریچه ورودی بسته شده و دیگر گاز اجازه ورود به سیلندر را ندارد. θ_i زاویه مربوط به لحظه آغاز باز شدن دریچه خروج و شروع فرآیند تخلیه می‌باشد. زاویه θ_e هم مربوط به اتمام زمان فرآیند تخلیه می-باشد که در آن دریچه خروجی کاملا بسته می‌شود و این سه زاویه پارامترهای مورد نظر برای بهینه‌سازی می‌باشند. در شیر پیستونی، شکل 4، که یک دریچه برای ورود و خروج گاز در نظر گرفته شده است، ورود گاز از بین فلنج شیر و خروج آن از قسمت بیرونی فلنجها می‌باشد. هندسه و سیستم کنترل این شیر به گونه‌ای است که تمامی پارامترها توسط زمان بسته شدن دریچه ورود گاز محاسبه خواهد شد. سطح مقطع لحظه‌ای ورود و خروج گاز در این شیر از رابطه (38) و (39) محاسبه می‌شود:

$$A_s(\theta) = L_py_i, y_i = r_{eq}\cos(\theta - \varphi) - S_l \tag{38}$$

$$A_d(\theta) = L_py_o, y_o = -r_{eq}\cos(\theta - \varphi) - E_l \tag{39}$$

در ادامه روابط مربوط به هندسه و کنترل حرکت شیر پیستونی ارائه خواهد شد که برای محاسبه دبی گذرنده از دریچه‌ها از آنها استفاده می‌شود. در این شیر S_l و θ_c پارامترهای بهینه‌سازی می‌باشند. در این تحقیق E_l، مقدار روی هم افتادگی شیر روی دریچه در زمان تخلیه گاز و L_e مقدار باز بودن دریچه ورود قبل از اینکه پیستون اصلی به بالاترین نقطه کورس خود برسد، مطابق با نتایج الگوریتم ژنتیک صفر در نظر گرفته شده است، بدین معنی که قبل از اجرای ژنتیک مشخص نبوده است. θ_c زمان اتمام مرحله ورود گاز به داخل

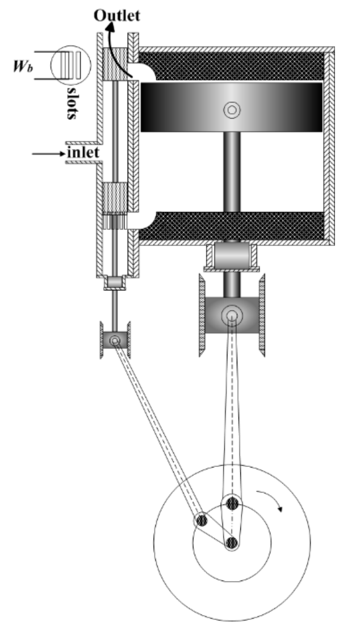

Fig. 4 shematic of Piston Valve in double acting engine

شکل 4 شماتیک یک شیر پیستونی در موتور دو طرفه

سیلندر می‌باشد.در روابط (38) و (39)، r_{eq} مقدار گریز از مرکز لنگ پیستون شیر، φ زاویه پیشرو گریز از مرکز و S_l روی هم افتادگی شیر روی دریچه در زمان ورود می‌باشد که به ترتیب با کمک روابط (40)، (41) و (42) قابل محاسبه است:

$$r_{eq} = \frac{S_l + L_e}{\cos(-\varphi)} \tag{41}$$

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{\frac{S_l}{S_l+L_e} - \cos\theta_c}{\sin\theta_c}\right) \tag{42}$$

$$S_l = r_{eq}\cos(\theta_c - \varphi) \tag{43}$$

9- نتایج

هدف از این تحقیق، تاثیر نوع شیر کنترل دبی در زمان مناسب باز و بسته شدن دریچه‌ها و تاثیر آن در فرآیندهای یک موتور انبساطی رفت و برگشتی نصب شده در ایستگاههای تقلیل فشار گاز طبیعی می‌باشد که برای اولین بار مد نظر قرار گرفته است. از آنجا که وابستگی مقدار توان تولید شده و راندمان اگزرژی به زوایای باز و بسته شدن دریچه‌ها، یک تابع غیر خطی است، در این تحقیق از محیط نرم افزار متلب جهت برنامه‌نویسی و برای بهینه‌سازی از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است که در حل مسائل غیر خطی کاربرد فراوانی دارد. در این الگوریتم تعداد 700 تکرار برای همگرایی مسئله و مقدار جمعیت اولیه 20 عدد در نظر گرفته شده و از تابع رولت برای محاسبه تابع هدف که همان راندمان اگزرژی می‌باشد استفاده شده است. قید عدم برگشت جریان در زمان ورود و خروج گاز در بهینه‌سازی تایمینگ موتور انبساطی در نظر گرفته شده است. برای مدل کردن علاوه بر شرایط هندسی باید دما و فشار ورودی و فشار خروجی به عنوان شرایط اولیه طراحی و مدل سازی مشخص باشد که این داده‌ها در جدول 1 آورده شده است که داده‌های آن با استفاده از الگوریتم ژنتیک و با توجه به قیود هندسی، از جمله محدوده سرعت متوسط پیستون و کمتر بودن قطر پیستون به منظور تولید توان بیشتر، بدست آمده است.

جدول 1 داده‌های ورودی مسئله

Table 1 input data

پارامتر طراحی	داده	پارامتر طراحی	داده
قطر پیستون، D_i	18 cm	فشار ورودی، P_s	70 bar
قطر شیر، D_v	4.5 cm	فشار خروجی، P_d	17 bar
تعداد سوراخها، n_b	10	دور موتور، N	750 rpm
حجم مرده، CL	11% V_d	عرض سوراخ، w_b	5 mm
شعاع لنگ، R	6 cm	عرض دریچه، W_p	3.5 cm
طول شاتون، L	40 cm	دمای ورودی، T_s	300 K

شروع شبیه سازی بر روی یک موتور انبساطی از نقطه مرگ بالا و در واقع با شروع فرآیند وارد شدن گاز می‌باشد، یعنی جاییکه زاویه میل لنگ در صفر درجه قرار دارد. در این لحظه دو خاصیت ترمودینامیکی چگالی و انرژی داخلی برای شروع شبیه سازی مورد نیاز است. بدین منظور یک فشار و دما برای گاز درون حجم مرده حدس زده می‌شود. با توجه به این دو خاصیت، تمامی خواص از جمله ضریب تراکم پذیری، جرم و چگالی حجم مرده، انرژی داخلی، آنتالپی و آنتروپی قابل محاسبه است. سپس با محاسبه جرم لحظه‌ای ورودی و خروجی گاز و پارامترهای دیگر، از قانون اول ترمودینامیک که در رابطه (8) ارائه شد، انرژی داخلی گام بعدی محاسبه می‌شود. با محاسبه انرژی داخلی و دانسیته، دما و فشار و سپس آنتالپی و آنتروپی گام بعدی محاسبه می‌شود. به منظور توقف برنامه، شرط نزدیکی دما و فشار لحظه اول و پایانی گاز در سیکل مد نظر قرار گرفته است.

در جدول 2 محدوده پارامترهای مورد نظر بهینه‌سازی با توجه به قید عدم برگشت جریان در زمان ورود و خروج جرم آورده شده است. در جدول 3 زمان مناسب باز و بسته شدن دریچه‌ها در هر دو مدل شیر آورده شده است. از آنجا که قسمت بالا و پایین پیستون دقیقا یک فرآیند را سپری می‌کنند کاملا واضح است که به عنوان مثال چنانچه دریچه در بالای پیستون، در هنگام فرآیند ورود گاز، در 60 درجه بسته شود، دریچه قسمت پایینی پیستون در زاویه 180+60 یعنی 240 درجه چرخش میل لنگ بسته خواهد شد. در زمان تخلیه گاز نیز به همین شکل است. زمان باز شدن دریچه برای خروج گاز در شیر سیلندری در زاویه چرخش 180 میل لنگ در نظر گرفته شده است. اتمام فرآیند تخلیه در زاویه 323 درجه چرخش میل لنگ می‌باشد که برای پایین پیستون برابر 180–323 یعنی 143 درجه خواهد بود. در مورد شیر پیستونی نیز که تمامی فرآیندها با توجه به اتمام زمان فرآیند ورود گاز شکل می‌گیرد، زمان آن برای بالای پیستون برابر 101 درجه می‌باشد که در مورد حجم کنترل پایینی برابر 180+101 یعنی 281 درجه می‌باشد. مقدار قرار گرفتن فلنج شیر بر روی دریچه در زمانیکه شیر در مرکز کورس خود قرار گرفته است نیز برابر 25 میلیمتر به دست آمده است.

جدول 2 محدوده پارامترهای مورد نظر

Table 2 objective parameters boundaries

سیلندری	$55° \leq \theta_0 \leq 90°, 150° \leq \theta_i \leq 200°, 300° \leq \theta_e \leq 350°$
پیستونی	$80° \leq \theta_c \leq 130°, 10 \leq S_l \leq 50\ mm$

جدول 3 نتایج زمان بندی

Table 3 timing results

شیر سیلندری	θ_e=323	θ_i=180	θ_0=66
شیر پیستونی	θ_e=320	θ_i=140	θ_c=101
		$S_l = 25\ mm$	

9-1- تعیین خواص ترمودینامیکی

شکل 5 و شکل 6 نمودار اندیکاتور موتور انبساطی به ترتیب مربوط به شیر سیلندری و شیر پیستونی را نشان می‌دهد که شامل چهار فرآیند ورود، انبساط، تخلیه و تراکم می‌باشد. با حرکت پیستون از نقطه مرگ بالا و شروع فرآیند ورود گاز، فشار گاز درون سیلندر دچار تغییر می‌شود که در شیر سیلندری در ابتدا افزایش یافته و سپس کاهش پیدا می‌کند، اما در شیر پیستونی همواره با کاهش مواجه است. پس از بسته شدن دریچه ورود و تا زمان باز شدن دریچه خروج که جریان جرمی به سمت خارج از سیلندر شکل می‌گیرد، فرآیند انبساط وجود دارد. از زمان بسته شدن دریچه خروج تا انتهای کورس که پیستون به نقطه مرگ بالا برمی‌گردد، فرآیند تراکم شکل خواهد گرفت و در نهایت سیکل تکمیل می‌گردد. در شکل 7 و شکل 8 تغییرات فشار و دمای بالا و پایین پیستون در موتور نشان داده شده است. زیرنویس cp مربوط به شیر پیستونی و زیرنویس cs مربوط به شیر سیلندری می‌باشد. در این دو شکل پیداست که فشار و دمای گاز در شیر پیستونی در آغاز فرآیند تخلیه گاز با فشار و دمای خط تخلیه اختلاف زیادی دارد. حتی در شیر پیستونی دمای گاز در اکثر زمان فرآیند تخلیه از میانگین دمای تخلیه که 218 درجه سانتیگراد می‌باشد کمتر است. این قضیه در مورد دما و فشار گاز در زمان ورود گاز برعکس می‌باشد، طوریکه فشار و دمای گاز در شیر پیستونی در این فرآیند به فشار و دمای خط تغذیه نزدیکتر می‌باشد. در

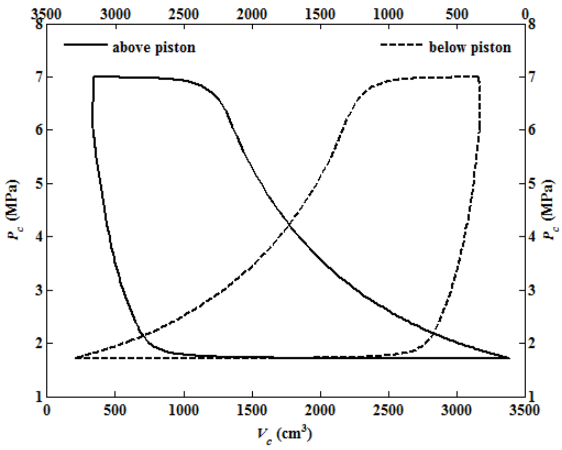

Fig. 5 indicator diagram of expansion engine with spool valve

شکل 5 نمودار اندیکاتور موتور انبساطی با استفاده از شیر سیلندری

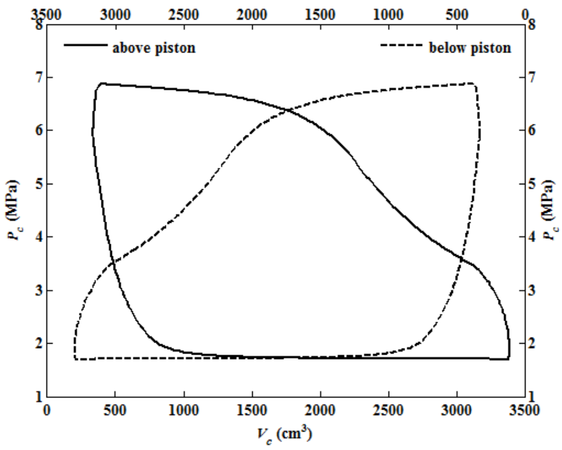

Fig. 6 indicator diagram of expansion engine with piston valve

شکل 6 نمودار اندیکاتور موتور انبساطی با استفاده از شیر پیستونی

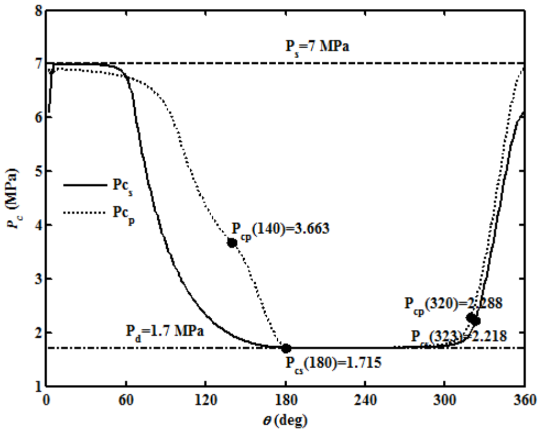

Fig. 7 gas pressure in both sides of piston based on crank angle

شکل 7 نمودار فشار گاز دو طرف پیستون بر اساس زاویه لنگ

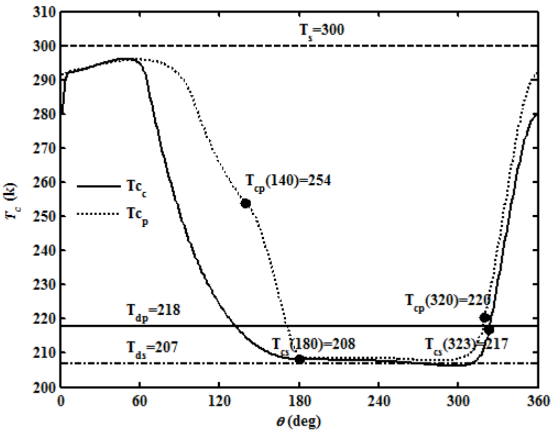

Fig. 8 gas temperature in both sides of piston based on crank angle

شکل 8 نمودار دمای گاز دو طرف پیستون بر اساس زاویه لنگ

شیر سیلندری فشار گاز درون سیلندر در شروع فرآیند ورود گاز تقریبا برابر 6 و در شیر پیستونی برابر 6.9 مگا پاسکال است. دمای گاز در شروع سیکل در شیر سیلندری برابر 280 و در شیر پیستونی برابر 292 درجه کلوین است. در شکل 7 شرط عدم برگشت جریان مشخص است.

9-2- محاسبه توان اندیکاتور و اتلاف اگزرژی

جدول 4 مقدار توان تولیدی و اتلاف اگزرژی کل موتور در صورت استفاده از هر دو شیر را در مدل سازی با متان به عنوان گاز واقعی نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود مقدار توان اندیکاتور در حالت استفاده از شیر پیستونی به دلیل زیاد بودن فرآیند ورود گاز به مراتب بیشتر از شیر سیلندری می‌باشد، در حالیکه مقدار توان در واحد جرم در شیر سیلندری بیشتر است. مقدار اتلاف کل در واحد جرم نشان می‌دهد که در صورت استفاده از شیر پیستونی، موتور انبساطی عملکرد به مراتب ضعیفتری نسبت به حالت استفاده از شیر سیلندری دارد، بطوریکه در شیر پیستونی تقریبا 2.7 برابر شیر سیلندری اتلاف اگزرژی رخ داده است.

در جدول 5 با توجه به در نظر گرفتن متان به عنوان گاز واقعی، مقدار اتلاف اگزرژی در منابع مختلف ارائه شده است. با توجه به مباحث مطرح شده مربوط به اختلاف فشار و دمای گاز با خط تغذیه و خط تخلیه موتور در بخش قبل، مقادیر این جدول نشان می‌دهد که در شیر پیستونی مقدار اتلاف اگزرژی در زمان تخلیه گاز به مراتب بیشتر از اتلاف در زمان ورود گاز است،

جدول 4 نتایج توان

Table 4 power results

نوع شیر	$\dot{W}_i$(kW)	$\dot{m}$ (kg/s)	$\dot{W}_{im}$(kW/kg)	$\dot{I}_m$ (kW/kg)
سیلندری	175.1	0.58	1899.3	451
پیستونی	271.7	0.99	1735	1237

جدول 5 نتایج اتلاف اگزرژی

Table 5 exergy loss results

نوع شیر	$\dot{I}$ (kW)	$\dot{I}_s$ (kW)	$\dot{I}_d$ (kW)	$\dot{I}_h$ (kW)	η_{II} (%)
سیلندری	20.8	15	3.9	1.5	84.8
پیستونی	96.8	12.6	67.4	1.4	72.8

در حالیکه در شیر سیلندری این قضیه برعکس می‌باشد. مقدار اتلاف ناشی از انتقال حرارت بین گاز درون سیلندر و دمای دیواره نیز تقریبا یکسان است. البته با توجه به کل جرم وارد شده به موتور که برای شیر پیستونی برابر 160 گرم در هر سیکل و در شیر سیلندری برابر 92 گرم در هر سیکل می‌باشد، مقدار اتلاف ناشی از انتقال حرارت در شیر سیلندری 32.9 و در شیر پیستونی 17.5 کیلو وات در هر کیلوگرم بدست آمد. با توجه به نتایج ارائه شده در جدول 4 که مقدار اتلاف کل در شیر سیلندری برابر 20.8 کیلو وات در برابر 96.8 کیلو وات در شیر پیستونی و راندمان اگزرژی 84.8 در برابر 72.8 درصد در شیر پیستونی بدست آمده است، می‌توان گفت که عملکرد موتور با استفاده از شیر سیلندری به مراتب مناسبتر است، هرچند باید توجه داشت که قطعا هزینه ساخت موتور با این شیر بیشتر از شیر پیستونی می‌باشد.

3-9- تاثیر ترکیب گاز

ترکیب گاز طبیعی مناطق مختلف ایران در عملکرد موتور انبساطی نیز تاثیر گذار خواهد بود. در جدول 6، ترکیب گاز چهار پالایشگاه خانگیران، ترکمن، کنگان و پارس جنوبی آورده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود متان قسمت عمده تشکیل دهنده گاز طبیعی می‌باشد، به همین دلیل در ابتدا مدل سازی بر روی گاز متان صورت گرفته است و عملکرد موتور انبساطی با توجه به نتایج بهینه بدست آمده در این حالت نسبت به تغییر ترکیب گازی مورد بررسی قرار گرفته است.

در جدول 7، مقادیر توان اندیکاتور، اتلاف اگزرژی کل، اگزرژی خالص منتقل شده به سیستم و راندمان اگزرژی مربوط به موتور با توجه به ترکیب گاز طبیعی در هر چهار پالایشگاه آورده شده است. از جدول مشاهده می‌شود که مقدار توان اندیکاتور با توجه به تغییر ترکیب گازی، در مکانیسم هر دو شیر تقریبا ثابت است، ولی بطور کلی با تغییرات بسیار ملایم در شیر سیلندری رو به افزایش و در شیر پیستونی رو به کاهش است. اما نکته جالب اینکه اتلاف اگزرژی کل در شیر سیلندری با افزایش جرم مولکولی گاز طبیعی به صورت محسوس کاهش یافته است در حالیکه در شیر پیستونی افزایش بسیار جزئی برخوردار است. اما انتقال اگزرژی در هر دو شیر تقریبا مستقل از ترکیب گازی بوده است. در نهایت از جدول 6 مشاهده می‌شود که راندمان اگزرژی در شیر سیلندری رو به افزایش بوده در حالیکه در شیر پیستونی ثابت مانده است.

با توجه به داده‌های بهینه بدست آمده در جدول 2 که برای متان است، شکل 9 و 10، به ترتیب نشاندهنده تغییرات فشار و دمای گاز درون سیلندر برای هر چهار ترکیب گازی و همچنین متان خالص به عنوان گاز طبیعی در صورت استفاده از شیر سیلندری در کنترل دبی موتور انبساطی می‌باشد.

جدول 6 ترکیب گاز مناطق مختلف ایران [22]

Table 6 gas composition in several Iran’s refinery

ترکیب گاز	درصد مولی (٪)			
	خانگیران	ترکمن	کنگان	پارس
CH_4	98.6	94.21	90.04	87
C_2H_6	0.59	2.25	3.69	5.4
C_3H_8	0.09	0.53	0.93	1.7
$iso-C_4H_{10}$	0.02	0.36	0.2	0.3
$n-C_4H_{10}$	0.04	0	0.29	0.45
$iso-C_5H_{12}$	0.02	0.26	0.14	0.13
$n-C_5H_{12}$	0.02	0	0.08	0.11
$n-C_6H_{14}$	0.07	0.17	0.14	0.07
C_7^+	0	0.18	0.01	0.03
N_2	0.56	1.9	4.48	3.1
CO_2	0	0.14	0	1.85
M_w	16.3164	17.342	17.794	18.7129

جدول 7 مقادیر توان اندیکاتور، اتلاف اگزرژی کل، اگزرژی خالص منتقل شده

Table 7 indicator power, exergy destruction, exergy transfer

پالایشگاه	نوع شیر	$\dot{W}_i$(kW)	$\dot{I}$ (kW)	$\dot{E}_t$(kW)	η_{II} (%)
خانگیران	سیلندری	177.1	20.3	207.7	85.3
	پیستونی	272.2	97.6	374	72.8
ترکمن	سیلندری	181.2	16.8	207.8	87.2
	پیستونی	271.9	99	374.2	72.7
کنگان	سیلندری	182.6	14.7	207	88.2
	پیستونی	271.4	99.4	373.7	72.6
پارس	سیلندری	185.4	10.9	205.7	90.2
	پیستونی	270.3	100.2	373.4	72.4

همانطور که از شکل 9 مشخص است، در شروع فرآیند تخلیه در شیر سیلندری فشار گاز در صورت نصب موتور انبساطی در شرایط پالایشگاه پارس جنوبی از مقدار بیشتری برخوردار خواهد بود و گاز ایستگاه کنگان، ترکمن و خانگیران به ترتیب از مقادیر کمتر فشار در شروع فرآیند تخلیه برخوردارند. در حالیکه فشار گاز در پالایشگاه پارس در انتهای فرآیند تراکم و یا به عبارتی در شروع فرآیند ورود گاز از کمترین مقدار برخوردار خواهد بود.

همانطور که از شکل 10 مشخص است دمای گاز در زمان فرآیند ورود گاز با افزایش جرم مولکولی و کاهش درصد متان در ترکیب گازی افزایش می‌یابد. بدین معنی که دمای گاز در شرایط پارس در فرآیند ورود گاز بیشترین مقدار و در فرآیند تخلیه از کمترین دمای برخوردار است.

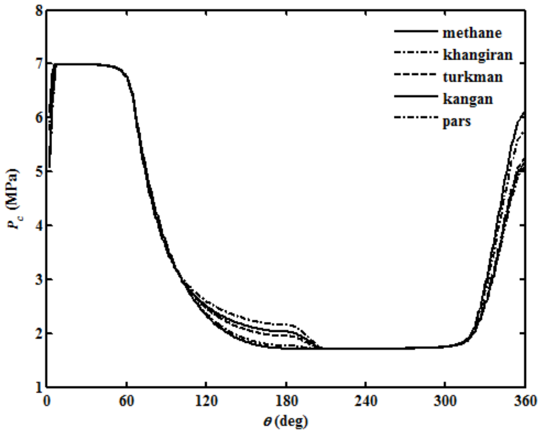

Fig. 9 gas pressure in several gas composition in spool valve

شکل 9 نمودار فشار گاز در ترکیبهای گازی مختلف در شیر سیلندری

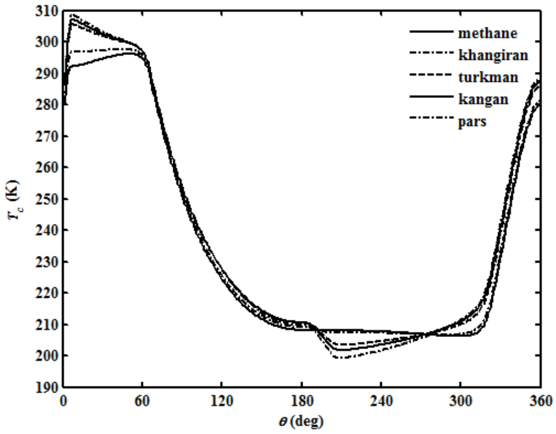

Fig. 10 gas temperature in several gas composition in spool valve

شکل 10 نمودار دمای گاز در ترکیبهای گازی مختلف در شیر سیلندری

شکل 11 و 12 نیز نشاندهنده تغییرات فشار و دمای گاز در موتور انبساطی در ایستگاههای مختلف با استفاده از شیر پیستونی می‌باشد. در صورت استفاده از این نوع شیر، ترکیب گازی تاثیری در فشار گاز در زمان تخلیه از موتور را ندارد، در حالیکه فشار گاز در زمان ورود گاز همانند شیر سیلندری در ایستگاههای مختلف تغییر می‌کند.

4-9- تاثیر تغییرات فشار ورودی به ایستگاه

در این بخش تاثیر نسبت فشار، نسبت فشار گاز ورودی به فشار گاز خروجی، در عملکرد موتور انبساطی با توجه به درصد مولی تشکیل دهنده متان در گاز طبیعی مورد بررسی قرار گرفته است. برای درک بهتر نمودارها تنها نتایج مربوط به متان خالص و گاز پالایشگاه پارس که کمترین درصد مولی متان را داراست مدنظر قرار گرفته است. در ابتدا باید اشاره شود که دبی گاز در مکانیسم استفاده از شیر سیلندری از فشار 3 تا 7 مگا پاسکال، از 0.17 تا 0.58 کیلوگرم بر ثانیه تغییر می‌کند. در این نوع شیر، در سه فشار ورودی 6، 6.5 و 7 مگا پاسکال، دبی منفی در ورود مشاهده نشد، در حالیکه فقط در فشار 7 مگا پاسکال برگشت جریان در خروجی رخ نداد. در شیر پیستونی با تغییر فشار، دبی از 0.33 تا 0.99 کیلوگرم بر ثانیه تغییر پیدا کرد، برگشت جریان در زمان تخلیه گاز فقط در فشارهای 6.5 و 7 مگا پاسکال مشاهده نشد، در صورتیکه فقط در فشار ورودی 7 مگا پاسکال برگشت جریان در فرآیند ورود گاز رخ نداد.

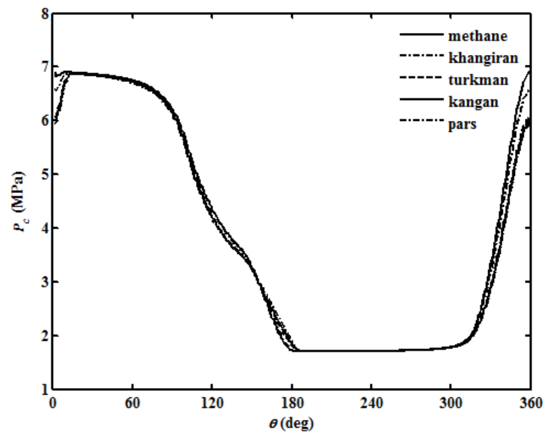

Fig. 11 gas pressure in several gas composition in piston valve

شکل 11 نمودار فشار گاز در ترکیبهای گازی مختلف در شیر پیستونی

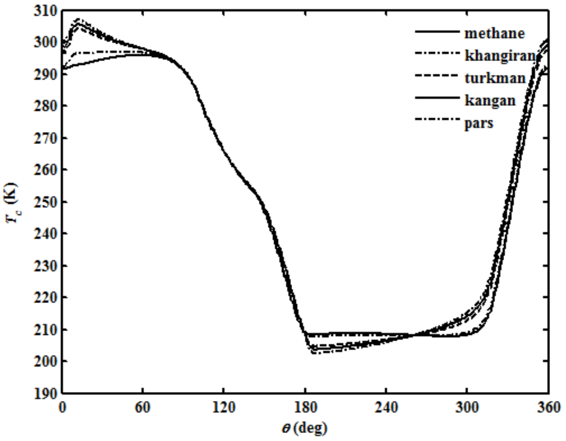

Fig. 12 gas temperature in several gas composition in piston valve

شکل 12 نمودار دمای گاز در ترکیبهای گازی مختلف در شیر پیستونی

شکل 13 نشان می‌دهد که توان اندیکاتور موتور به صورت خطی با افزایش نسبت فشار تغییر پیدا می‌کند و همانطور که مشخص است توان اندیکاتور شیر پیستونی از شیر سیلندری در تمام نسبتها بیشتر است و ترکیب گازی تاثیر چندانی در توان اندیکاتور ندارد. اما از شکل 14 که توان در واحد جرم را نشان می‌دهد، پیداست که تا قبل از فشار ورودی 5 مگا پاسکال، توان موتور با شیر پیستونی از توان موتور با شیر سیلندری بیشتر است در حالیکه پس از این فشار عملکرد شیر سیلندری بهتر می‌باشد. از شکلهای 13 و 14 مشخص است که در صورت رسیدن فشار ورودی ایستگاه تقلیل فشار گاز به 3 مگا پاسکال، موتور انبساطی با شیر سیلندری دیگر کارایی لازم را نداشته و نباید در مسیر ورود گاز قرار گیرد. بر خلاف شیر سیلندری، با استفاده از شیر پیستونی برای کنترل دبی، از موتور انبساطی در هر نسبت فشاری می‌توان برای تولید توان استفاده کرد. نکته دیگری که از این شکلها قابل درک است این است که با کاهش درصد مولی متان در ترکیب گازی، مقدار تولید توان در واحد جرم کاهش می‌یابد. شکل 15 نشاندهنده اتلاف اگزرژی کل و شکل 16 نشاندهنده اتلاف اگزرژی در واحد جرم می‌باشد. تغییرات اتلاف اگزرژی نسبت به تغییر فشار ورودی نشان می‌دهد که در شیر پیستونی با افزایش نسبت فشار اتلاف اگزرژی افزایش پیدا می‌کند، در حالیکه در شیر سیلندری بیشترین اتلاف در حداقل نسبت فشار بوجود می‌آید.

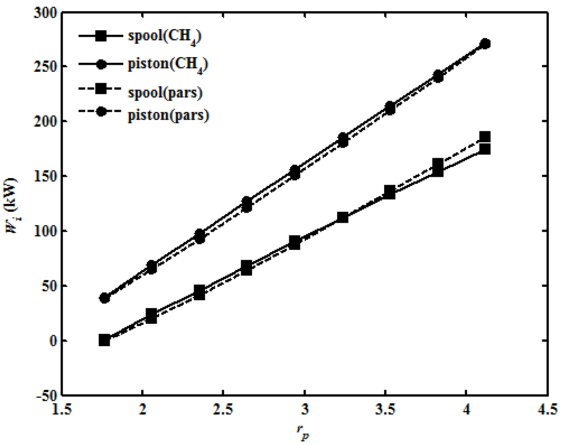

Fig. 13 indicator power based on pressure ratio

شکل 13 نمودار توان اندیکاتور با توجه به نسبت فشار

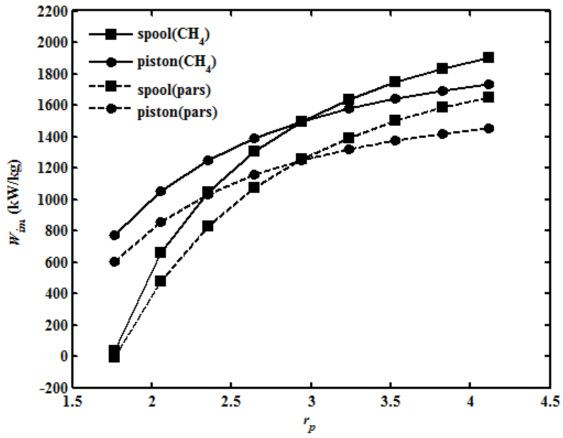

Fig. 14 indicator power per unit of mass based on pressure ratio

شکل 14 نمودار توان اندیکاتور در واحد جرم با توجه به نسبت فشار

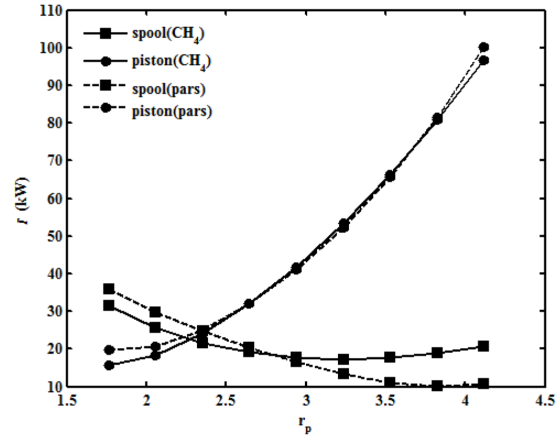

Fig. 15 total exergy lost based on pressure ratio

شکل 15 اتلاف اگزرژی کل با توجه به نسبت فشار

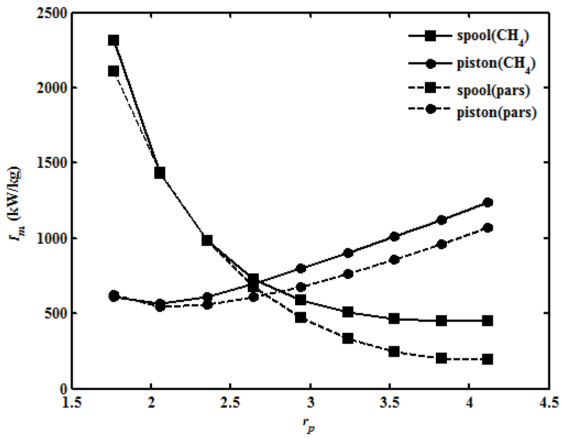

Fig. 16 total exergy lost per unit of mass based on pressure ratio

شکل 16 اتلاف اگزرژی کل در واحد جرم با توجه به نسبت فشار

شکل 17 نیز نشان می‌دهد که راندمان اگزرژی موتور در حالت استفاده از شیر پیستونی با شیب کمی با افزایش نسبت فشار کاهش پیدا می‌کند و در شیر سیلندری این روند صعودی خواهد بود. همچنین می‌توان مشاهده کرد که تا قبل از فشار ورودی 5 مگا پاسکال راندمان اگزرژی موتور با شیر پیستونی بیشتر از شیر سیلندری است و پس از این فشار عملکرد شیر سیلندری بهتر از شیر پیستونی می‌باشد. بطور کلی با بررسی تمامی پارامترها باید اذعان

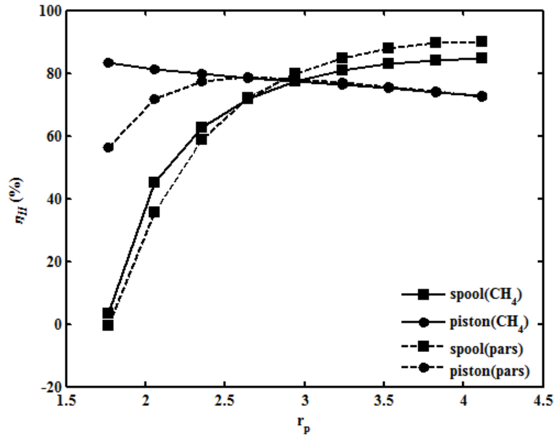

Fig. 17 exergy efficiency based on pressure ratio

شکل 17 راندمان اگزرژی با توجه به نسبت فشار

داشت که جهت عملکرد بهینه موتور با هر نوع مکانیسم کنترل دبی، باید زمان بندی دریچه‌ها در موتور با توجه به شرایط مختلف قابل تنظیم باشد.

10- اعتبارسنجی نتایج

در این بخش هدف اعتبار سنجی نتایج بدست آمده با داده‌های آزمایشگاهی می‌باشد. ذکر این نکته قابل اهمیت می‌باشد که در مورد موتور انبساطی قابل استفاده در صنایع تقلیل فشار گاز طبیعی هیچگونه تحقیق و مطالعه‌ای صورت نگرفته است و اگر هم تحقیقی صورت گرفته باشد در سایتهای علمی ارائه نشده است. از آنجا که اساس عملکرد این دستگاه نظیر موتورهای بخار مورد استفاده در می‌باشد، داده‌های نمودار اندیکاتور بدست آمده یکی از حالتهای مدل شده که شیر سیلندری می‌باشد، با نمودار اندیکاتور آزمایشگاهی و عددی ارائه شده در کتاب طراحی اکسپندرهای تک سیلندر رفت و برگشتی برای بخار [23] مورد مقایسه قرار گرفته است. علت اینکه داده‌های ارائه شده با این نوع شیر مورد مقایسه قرار گرفته است این می‌باشد که در این کتاب، موتور مورد مطالعه به گونه‌ای مدل شده است که دریچه ورود و خروج بخار در آن یکی نیست و دریچه‌هایی در دورتادور سیلندر برای تخلیه بخار در نظر گرفته شده است[1]. در واقع دریچه ورود و خروج گاز متفاوت است. در این موتور خواص بخار مافوق گرم در حالت گاز کامل مدل سازی شده و هیچگونه برگشت جریانی نیز در ورودی و خروجی لحاظ نشده است. داده‌های هندسی موتور بخار مورد مطالعه قرار گرفته در این کتاب در جدول 8 ارائه شده است. همانطور که از شکل 18 قابل مشاهده است، تطابق خوبی بین داده‌های بدست آمده با داده‌های ارائه شده در کتاب بخصوص در فرآیندهای انبساط، تخلیه و تراکم وجود دارد.

جدول 8 داده‌های اعتبار سنجی

Table 8 validation data

پارامتر طراحی	داده	پارامتر طراحی	داده
قطر پیستون، D_i	8.9 cm	فشار ورودی، P_s	69 bar
دور موتور، N	2000 rpm	فشار خروجی، P_d	1.38 bar
حجم مرده، CL	5% V_d	قطر دریچه، W_p	1.9 cm
شعاع لنگ، R	4.5 cm	دمای ورودی، T_s	811 K

[1] Uni-flow engines

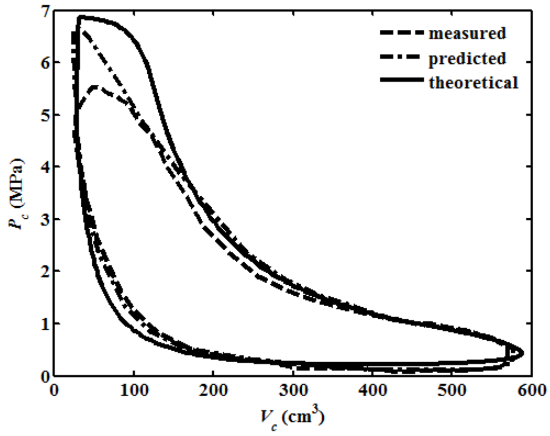

Fig. 18 total exergy lost per unit of mass based on pressure ratio

شکل 18 اتلاف اگزرژی کل در واحد جرم با توجه به نسبت فشار

در شیر سیلندری دو مجرای گوناگون برای ورود و خروج گاز در نظر گرفته شده است. در مدل ارائه شده در کتاب مد نظر نیز از یک مدل خاص که در آن مجرای ورود و خروج گاز متفاوت است، استفاده شده است که در آن برای خروج گاز بجای یک دریچه از چندین دریچه دور تا دور سیلندر استفاده شده است که کنترل این دریچه‌ها توسط خود پیستون صورت می‌گیرد. به دلیل هندسه مشابه در متفاوت بودن مجرای ورود و خروج گاز، از مدل شیر سیلندری برای مقایسه داده‌ها استفاده شده است. زیرا در شیر پیستونی دریچه ورود و خروج گاز به محفظه شیر سیلندر یکسان است. هر چند تطابق مناسبی بین داده‌های فشار سیکلهای تئوری و تجربی در بیشتر زمان در شکل 18 گزارش شده است، اما با توجه به اختلاف زیاد مقادیر فشار در زمان ورود گاز، به طور میانگین تقریبا 20 درصد خطا در محاسبات بدست آمد که مهمترین دلیل آن بکار رفتن سوپاپ به جای دریچه در موتور بررسی شده در منبع اشاره شده [23] می‌باشد.

11- نتیجه گیری

بازیابی انرژی هدر رفته گاز پر فشار در ایستگاه تقلیل فشار قبل از توزیع در شبکه شهری یکی از منابع تولید انرژی پاک می‌باشد که مورد مطالعه بسیاری از محققین صورت گرفته است. در این تحقیق برای اولین بار یک مکانیسم جدیدی برای بازیافت این انرژی مورد بررسی قرار گرفته است. با در نظر گرفتن یک مدل عددی در شبیه سازی موتور انبساطی دو طرفه، تاثیر زمان بهینه باز و بسته شدن دریچه‌های ورود و خروج جرم در میزان توان تولیدی و راندمان اگزرژی مورد بررسی قرار گرفت. برای بهینه سازی این زمان بندی از الگوریتم ژنتیک و قانون اول و دوم ترمودینامیک به صورت همزمان استفاده شده است. همچنین تاثیر منابع بازگشت ناپذیری در اتلاف اگزرژی نیز مورد بررسی قرار گرفت و در پایان از آنجا که خط فشار تغذیه ایستگاه تقلیل فشار در تمام طول سال متغیر است، تاثیر این تغییرات در میزان اتلاف اگزرژی و تولید برق مورد تحلیل واقع شد که اهم نتایج در ادامه آورده شده است.

1- بررسی قانون اول نشان داد با وجود اینکه شیر سیلندری توان کمتری نسبت به شیر پیستونی تولید می‌کند، اما توان آن در واحد جرم بیشتر می‌باشد. اتلاف اگزرژی شیر پیستونی به مراتب بیشتر از شیر سیلندری است که بیشترین اتلاف آن در زمان تخلیه گاز می‌باشد، بر خلاف شیر سیلندری که در فرآیند ورود گاز بیشترین اتلاف اگزرژی مشاهده گردید.

2- انتقال حرارت نیز سهم جزئی در اتلاف از خود نشان داد.

3- بررسی‌ها نشان داد که ترکیب گاز مناطق مختلف ایران در موتور انبساطی با شیر پیستونی تاثیر بسیار کمی دارد، در حالیکه در شیر سیلندری نسبت به حالت بهینه باعث کاهش اتلاف اگزرژی و افزایش راندمان موتور می‌شود.

4- با تغییر فشار ورودی گاز از 30 تا 70 بار، مشاهده شد که در نسبت فشارهای پایین به دلیل تولید توان بسیار کم و حتی منفی، شیر سیلندری نباید برای کنترل دبی در موتور انبساطی استفاده شود و به عبارتی در فشار ورودی 30 بار، موتور انبساطی با شیر سیلندری باید از مدار عبور گاز و کاهش فشار آن خارج گردد.

5- در موتور انبساطی با شیر پیستونی با افزایش نسبت فشار افزایش اتلاف اگزرژی مشاهده شد، در حالیکه در شیر سیلندری کاهش اتلاف مشاهده گردید. بدین ترتیب می‌توان گفت که برای عملکرد بهینه موتور در هر شرایطی باید زمان بندی باز و بسته شدن دریچه‌ها، علی الخصوص زمان بسته شدن دریچه ورود گاز و اتمام فرآیند ورود قابل تنظیم باشد.

12- تقدیر و تشکر

نویسندگان مقاله مراتب تقدیر و کمال تشکر خود را بابت حمایت اداره گاز استان گلستان از این تحقیق اعلام می‌دارند.

13- فهرست علایم

A سطح مقطع (m^2)
C_d ضریب تخلیه از اوریفیس
$C_{v,p}$ ظرفیت گرمایی ویژه در حجم و فشار ثابت (J/kgK)
D_i قطر پیستون (m)
D_e قطر موثر (m)
D_v قطر سیلندر محفظه شیر(m)
E_L افتادگی شیر روی دریچه در زمان خروج (m)
h آنتالپی (J/kg)
h_{in} ضریب انتقال حرارت جابجایی (W/m^2K)
$\dot{I}$ نرخ اتلاف اگزرژی (W)
k ضریب انتقال حرارت رسانایی (W/m^2K)
L طول شاتون (m)
L_e باز بودن دریچه قبل از رسیدن پیستون به TDC (m)
L_p طول دریچه (m)
m جرم گاز (kg)
n_b تعداد سوراخها روی سیلندر محفظه شیر
P فشار گاز (Pa)
Pr عدد پرانتل
$\dot{Q}$ نرخ انتقال حرارت (W)
R شعاع لنگ (m)
R_{in} مقاومت حرارتی داخل سیلندر (K/W)
R_g ثابت گاز (J/kgK)
r_{eq} گریز از مرکزی شیر نسبت به لنگ اصلی (m)
s آنتروپی (J/kgK)
S_L افتادگی شیر روی دریچه در زمان ورود (m)
$\dot{S}_{gen}$ نرخ تولید آنتروپی (W/K)
T دمای گاز (K)
u انرژی داخلی (J/kg)
V حجم (m^3)

$\dot{W}$ نرخ تولید توان (W)

w_b عرض سوراخها در روی سیلندر محفظه شیر

x جابجایی لحظه‌ای پیستون (m)

x_i درصد مولی اجزا تشکیل دهنده گاز طبیعی

y_i مقدار بازبودن لحظه‌ای دریچه ورودی (m)

y_o مقدار بازبودن لحظه‌ای دریچه خروجی (m)

Z ضریب تراکم پذیری گاز

z جابجایی لحظه‌ای شیر (m)

علایم یونانی

μ لزجت دینامیکی (kg/ms)

ρ چگالی $(\mathrm{kg/m^3})$

ω_g سرعت دورانی

ω سرعت زاویه‌ای (rad/s)

γ ضریب آیزنتروپیک

η راندمان

φ زاویه پیشرو گریز از مرکز

θ زاویه لنگ

θ_0 زاویه بسته شدن دریچه ورودی

θ_i زاویه باز شدن دریچه خروجی

θ_e زاویه بسته شدن دریچه خروجی

بالانویس‌ها

j شمارنده

زیرنویس‌ها

c سیلندر

cl حجم مرده

$down$ پایین پیستون

d شرایط تخلیه

ds پایین دست جریان

$heat$ انتقال حرارت

ind اندیکاتور

m مولار

p پیستون

r کاهیده

s شرایط ورودی

up بالای پیستون

us بالا دست جریان

w دیواره سیلندر

0 شرایط مرجع

14- مراجع

[1] H. Sheikhani, Y. M. Bajgiran, New Generation pressure reduction stations, *conference on optimization of energy consumption*, Mashhad, Iran, 2008. (in Persian فارسی)

[2] D. Watson, G. Sorge, System and method of use of expansion engine to increase overall fuel efficiency, *U.S. Patent*, 272-932 B2, 2007.

[3] S. Rastegar, S. Saadedin, Exergy analysis of natural gas pressure reduction in CGS, *Modelling in Engineering*, Vol. 8, No. 22, pp. 13-20, 2011. (in Persian فارسی)

[4] R. T. Seresht, H. K. Jalalabadi, B. Rashidian, Retrofit of Tehran CGS (C.G.S.NO.2) by using turboexpander, *Thirty-second Industrial Energy Technology Conference*, New Orleans, LA., May 19-22, 2010.

[5] M. Farzaneh-Gord, J. Magrebi, Exergy of natural gas flow in Iran's natural gas fields, *International Journal of Exergy*, Vol. 6, pp. 131-142, 2009.

[6] M. A. Neseli, O. Ozgener, L. Ozgener, Energy and exergy analysis of electricity generation from natural gas pressure reducing stations, *Energy Conversion and Management*, Vol. 93, pp. 109–120, 2015.

[7] Clifford Howard, Patrick Oosthuizen, Brant Peppley, An investigation of the performance of a hybrid turboexpander-fuel cell system for power recovery at natural gas pressure reduction stations, *Applied Thermal Engineering*, Vol 31, pp. 2165-2170, 2011.

[8] M. Farzaneh-Gord, M. Sadi, Enhancing energy output in Iran's natural gas pressure drop stations by cogeneration, *Journal of the Energy Institute*, Vol. 81, No. 4, pp. 191-196, 2008.

[9] Mehmet Alparslan Neseli, Onder Ozgener, Leyla Ozgener, Energy and exergy analysis of electricity generation from natural gas pressure reducing stations, *Energy Conversion and* Management, Vol. 93, pp. 109–120, 2015.

[10] N. Z. Rezaie, M. Saffar-Avval, Feasibility Study of Turbo expander Installation in City Gate Station, *25th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, PERUGIA, ITALY, JUNE 26-29, 2012.

[11] J. Poživil, Use of Expansion Turbines in Natural Gas Pressure Reduction Stations, *Acta Montanistica Slovaca*, Vol. 3, pp.258-260, 2004.

[12] M. Dehli, concepts of gas expansion at high temperature, in *MECC Maastricht*, Netherland, 28 - 30 January 1997.

[13] M. Farzaneh-Gord, M. Jannatabadi, Simulation of single acting natural gas Reciprocating Expansion Engine based on ideal gas model, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Vol. 21, pp. 669-679, 2014.

[14] M. Farzaneh-Gord, M. Jannatabadi, Timing optimization of single-stage single-acting reciprocating expansion engine based on exergy analysis, *Energy Conversion and Management*, Vol. 105, pp. 518–529, 2015.

[15] R. Adair, E. Qvale and J. Pearson, Instantaneous Heat Transfer to the Cylinder Wall in Reciprocating Compressors, *International Compressor Engineering Conference*,Paper 86, 1972.

[16] S. Lee, First law analysis of unsteady processes with application to charging process and a reciprocating compressor, *A Thesis Presented for Degree Master*, The Ohio State University, 1983.

[17] J.A. McGovern, S. Harte, An exergy method for compressor performance analysis, *International of Journal Refregeration*, Vol. 18, no. 6, pp. 421-433, 1995.

[18] M. Farzaneh-Gord, H.R. Rahbari, Numerical procedures for natural gas accurate thermodynamics properties calculation, *journal of Engineer Thermophys*, Vol. 21, No. 4, pp. 213–234, 2012.

[19] E. AGA8-DC92, Compressibility and super compressibility for natural gas and other hydrocarbon gases, *Transmission Measurement Committee Report*, No. 8, AGA Catalog, No. XQ 1285, Arlington, VA, 1992.

[20] I. Mari´c, A procedure for the calculation of the natural gas molar heat capacity, the isentropic exponent, and the Joule–Thomson coefficient, *Flow Measurement and Instrumentation*, Vol. 18, pp. 18–26, 2007.

[21] D. 801،Evaluated standard thermophysical property values, 2004.

[22] M. Mahdizadeh Rokhi, M. Deimi Dashtbayaz, M. Farzaneh Gord, M. Abbasi, Investigating the natural gas composition effect on the filling processes of an automobile CNG cylinder to define the optimized conditions, *Scientific Research Monthly Journal, Modern Mechanical Engineering, Tarbiat Modares Universirty*, Vol. 13, No. 9, pp. 103-110, 1392. (in Persian فارسی)

[23] S. Eckard, R. Brooks, Design of Reciprocating Single Cylinder Expanders for Steam, October 1973.