



## تأیید مدل پلی تروپیک - مبنای نشتی با استفاده از داده‌های تجربی سیکل‌های موتورگردانی با سوخت بنزین

صنم طاحونه<sup>1</sup>، ابراهیم عبدی اقدم<sup>2\*</sup>

1- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل  
2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل  
\*ardabil@uma.ac.ir، 179 صندوق پستی، eaaghdam@uma.ac.ir

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل  
دریافت: 14 تیر 1396  
پذیرش: 17 شهریور 1396  
ارائه در سایت: 28 مهر 1396  
کلید واژگان:  
نشتی موتور  
موتورگردانی  
مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی  
پرش جرقه  
مدل پلی تروپیک - مینا

### چکیده

پدیده نشتی مخلوط سوخت و هوا از شکاف‌های سیلندر- پیستون که به دلیل اختلاف فشار داخل سیلندر و شکاف‌های متصل به آن اتفاق می‌افتد، روی عملکرد موتور تأثیرگذار است. در کار حاضر نتایج تجربی موتورگردانی با سوخت بنزین در نسبت هم‌آزوی سوخت به هوا 0.9 به کمک تکنیک پرش جرقه از یک موتور پژوهشی تک سیلندر چهار زمانه استخراج شد. یک مدل به نسبت ساده غیر ترمودینامیکی پلی تروپیک- مینا تعریف و نظریه حجم-روزنه نشتی به آن الحاق شد و جریان از میان شکاف‌ها در حالت موتورگردانی بررسی شد. از نکات مثبت این مدل می‌توان به پیشگویی نشتی سیکل بدون انجام محاسبات پیچیده انتقال گرما و ترمودینامیک اشاره کرد. یک مدل تأیید شده شبیه‌ساز ترمودینامیکی که به زیرمدل نشتی مجهز است برای تأیید مدل پلی تروپیک- مینا حاضر استفاده شد. فشار سیلندر برآورد شده با مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی در حالت موتورگردانی با سوخت بنزین در نسبت هم‌آزوی یادشده انطباق خوبی با فشار اندازه‌گیری شده بالاخص در محدوده فشار بالا داشت. در مدل پلی تروپیک- مینا ابتدا به جای فشار تجربی سیلندر، فشار خروجی مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی وارد و میزان نشتی آن برآورد شد. سپس با ورودی نتایج تجربی فشار سیلندر به مدل پلی تروپیک- مینا در نسبت هم‌آزوی 0.9، جرم داخل سیلندر و میزان نشتی به شکاف‌ها برآورد و با پیشگویی نشتی مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی مقایسه شد. بین نتایج حاصله و نتایج مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی توافق خیلی خوبی مشاهده شد. مدل جدید حداکثر نشتی را 6.88% جرم سیلندر در نزدیکی قله فشار نشان داد که با کاهش فشار در مرحله انبساط به 0.45% تقلیل یافت.

## Validation of a Polytropic-Base Blowby Model using Experimental Data of Gasoline Fuelled Motoring Cycles

Sanam Tahouneh, Ebrahim Abdi Aghdam\*

Department of Mechanical Engineering, Mohaghegh Ardabili University, Ardabil, Iran.  
\*P.O.B. 179, Ardabil, Iran, eaaghdam@uma.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
Received 05 July 2017  
Accepted 08 September 2017  
Available Online 20 October 2017

#### Keywords:

Engine blowby  
Motoring  
Thermodynamic simulation model  
Skip spark  
Polytropic-base model

### ABSTRACT

Blowby phenomenon of fuel-air mixture from cylinder-piston crevices, which occurs due to difference of in-cylinder and connected crevice pressures, influences engine performance. In the current work, experimental data of gasoline fuelled motoring condition at equivalence ratio of 0.9 were collected from a single cylinder research engine using skip spark technique. A relatively simple non-thermodynamic polytropic-base model was introduced and orifice-volume theory was coupled it; and gas flow through crevices was studied. From positive points of the model, it can be implied that the model predicts cyclic blowby without performing complex heat transfer and thermodynamic calculations. A verified thermodynamic simulation model including blowby sub-model was used to validate the polytropic-base model. Cylinder pressure evaluated by the thermodynamic model had good agreement with the measured pressure in the gasoline fuelled motoring condition at the equivalence ratio. First, in the polytropic-base model, output cylinder pressure of the thermodynamic simulation model was defined instead of experimental cylinder pressure and its blowby was evaluated. Then entering experimental cylinder pressure at equivalence ratio of 0.9 to the current model, cylinder mass and blowby to crevices were evaluated and compared with the predictions of the thermodynamic model. A very good agreement was observed between the obtained results and the results of the thermodynamic model. The new model showed maximum 6.88% cylinder mass lost around peak pressure position decreasing to 0.45% along the late expansion stage.

Please cite this article using:

S. Tahouneh, E. Abdi Aghdam, Validation of a Polytropic-Base Blowby Model using Experimental Data of Gasoline Fuelled Motoring Cycles, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 10, pp. 205-212, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

## 1- مقدمه

امروزه موتورهای احتراق داخلی در زندگی بشر نقش انکارناپذیری دارند. این موتورها نیاز بسیاری به سوخت‌های فسیلی دارند و از طرفی موجب آلاینده‌گی می‌شوند. پدیده نشتی مخلوط سوخت و هوا از شکاف‌های سیلندر که به دلیل اختلاف فشار داخل سیلندر و شکاف‌های متصل به آن اتفاق می‌افتد، روی عملکرد موتور تأثیرگذار است. جریان از شکاف‌ها از مواردی است که در طول کل چرخه موتورهای احتراق داخلی رفت و برگشتی رخ می‌دهد. پژوهشگران برای روشن کردن این پدیده در موتورهای احتراقی تحقیقات زیادی را از دیدگاه‌های مختلف مثل آلاینده‌گی، مدل‌های شبیه‌ساز سیکل موتور و طراحی رینگ‌ها انجام داده‌اند.

تینگ و مایر [1] از مدل حجم- روزنه برای برآورد فشار پشت رینگ‌ها در مطالعه سایش سیلندر استفاده کردند. نمازیان و هیوود [2] از این تئوری در تخمین آلاینده‌های هیدروکربنی برخاسته از موتورها استفاده کردند. هاواس و مونیر [3] یک مدل نیمه تجربی برای محاسبه جریان نشتی گازها از یک موتور ارائه دادند. آن‌ها با توسعه برنامه رایانه‌ای، برای دو حالت سه و پنج رینگ پیستون نشان دادند که اکثر نشتی در طول  $30^{\circ}\text{CA}_{\text{bTDC}}$  تا  $50^{\circ}\text{CA}_{\text{aTDC}}$  رخ می‌دهد. آن‌ها نشان دادند با افزایش تعداد رینگ‌ها از سه به پنج آهنگ نشتی کاهش می‌یابد. آن‌ها دریافتند که آهنگ جریان نشتی یک تابع هیپربولیک از تعداد رینگ‌هاست. بررسی‌های موتور فرضی آن‌ها تطابق قابل قبولی با مقدار داده‌های تجربی از یک موتور دیزل داشت. کورمنوس و همکاران [4] اثرات پارامترهای مختلف از جمله نرخ نشتی و نسبت تراکم را روی یک موتور دیزل پاشش مستقیم در حالت‌های موتورگردانی سرد و گرم بررسی کردند. آن‌ها به کمک حداکثر مقدار فشار تراکمی براساس موقعیت نقطه مرگ بالای پیستون نشان دادند که حداکثر فشار تراکمی پیش از نقطه مرگ بالای پیستون موجب نرخ بالای نشتی شده است. همچنین یک مدل ریاضی برای محاسبه انرژی از دست رفته و نرخ نشتی ارائه دادند و با نتایج تجربی مقایسه کردند. داریول [5] به مطالعه تجربی انتشار نشتی در یک موتور دیزل پرداخت و دریافت که روغن روان کاری منتشر شده با گازهای نشتی قابل توجه است. او با به‌کارگیری سیستم تهویه  $\text{PCV}^3$  و نصب یک جداکننده<sup>4</sup> نشان داد که امکان بازیابی این روغن وجود دارد. کزالکا و نیوکزاس [6] به مطالعه تجربی تأثیر فضای خالی بین رینگ‌ها روی نشتی و مصرف روغن پرداختند. آن‌ها مقدار فضای خالی بین رینگ‌ها را با اصلاح ارتفاع بالاترین شیار رینگ تغییر دادند و دریافتند که افزایش مقدار فضای خالی موجب افزایش قابل توجهی در مصرف روغن می‌شود. عبدی‌اقدام و کبیر [7] به بررسی زیرمدل نشتی و جریان از میان شکاف‌ها در حالت موتورگردانی در قالب تئوری حجم- روزنه الحاقی به مدل ترمودینامیکی در یک موتور تحقیقاتی دو زمانه پرداختند که نتایج حاصله آن‌ها انطباق بسیار خوبی را بین فشار داده‌های تجربی و مدل ترمودینامیکی در سه نسبت تراکم مورد آزمایش 7.6، 10.2 و 12.4 نشان داد. در این بررسی آن‌ها نشان دادند که حداکثر افت جرم سیلندر در موقعیت حدود  $4^{\circ}\text{CA}_{\text{aTDC}}$  اتفاق می‌افتد و با افزایش نسبت تراکم این افت بیشتر می‌شود. ایریمسو و همکاران [8] نرخ نشتی و نسبت تراکم را در یک موتور اشتعال جرقه‌ای با قابلیت مشاهده داخل سیلندر براساس اثر فشار به‌دست آوردند. آن‌ها در راستای ارزیابی‌های مبتنی بر نسبت سوخت به هوا با استفاده از یک

سنسور اکسیژن در خروجی دریافتند که جرم نشتی به نسبت تراکم و سرعت موتور وابستگی قابل توجهی دارد، به طوری که در محدوده سرعت 600 تا 2000 rpm در دو نسبت تراکم نشتی از 9% تا 18% است. کارگیت و همکاران [9] با آزمون‌های عملی روی سه موتور دیزل سنگین و با استفاده از تکنیک شبیه‌سازی و دسته‌بندی پارامترهای مؤثر بر نشتی فرمولی را برای محاسبه مقدار نشتی ارائه دادند. مقدار نشتی به‌دست‌آمده توسط این فرمول تطابق قابل قبولی با داده‌های تجربی داشت. ملاقی [10] نشتی موتور چند سیلندر دیزلی را با مش‌بندی یک مدل به طریق المان محدود و اعمال شرایط مرزی مناسب با شرایط کاری موتور و در نظر گرفتن اثر روغن کاری در اطراف پیستون برآورد کرد. آن‌ها مشخص کردند که بخش زیادی از جریان گاز از درز رینگ نشت می‌کند و نتایج حاصله از مدل نشتی آن‌ها تطابق خوبی با نتایج تجربی داشت. کزالکا و گوزیک [11] یک مدل ریاضی برای آب‌بندی سیلندر- رینگ- پیستون در موتور احتراق داخلی براساس تئوری حجم- روزنه و جابه‌جایی و پیچش رینگ در شیارهای پیستون ارائه کردند. آن‌ها تغییر شکل‌های حرارتی رینگ، پیستون و سیلندر و همچنین انتقال حرارت بین گاز جریان یافته در روزنه‌ها و دیواره‌های اطراف را در محاسبات مدل لحاظ کردند. انتور و همکاران [12] با استفاده از یک کد شبیه‌ساز تأثیر تغییرات پارامترهای مختلف از جمله نسبت تراکم، نسبت هم‌ارزی، کسر جرمی باقی‌مانده و زمان‌بندی جرقه را در یک موتور اشتعال جرقه‌ای بررسی کردند. آن‌ها دریافتند که حداکثر دما و فشار در نسبت هم‌ارزی 1.01 اتفاق می‌افتد و عقب انداختن یا پیش‌انداختن زمان جرقه از زمان‌بندی حداکثر توان ترمزی که در  $20^{\circ}\text{bTDC}$  اتفاق افتاد، باعث کاهش توان خروجی (فشار مؤثر متوسط) و همچنین کاهش بازده گرمایی می‌شود و فشار مؤثر متوسط با افزایش کسر جرمی باقی‌مانده کاهش می‌یابد. کیل [13] یک بررسی تجربی روی پارامترهای مؤثر بر عملکرد و انتشار یک موتور دیزل تک سیلندر چهار زمانه با سوخت زیستی در سه نسبت تراکم و سه نوع درصد مختلف مخلوط در سرعت ثابت انجام داد. او دریافت که در انتشار  $\text{CO}_2$  درصد مخلوط و در کنترل انتشار  $\text{NO}_x$  نسبت تراکم پارامتر مهم‌تری است و برای بازده گرمایی ترمزی بالاتر نسبت تراکم به دلیل بهتر بودن احتراق در نسبت تراکم بالاتر مؤثرتر از درصد مخلوط است.

نقش رینگ‌های تراکم برای جلوگیری از نشتی بسیار حائز اهمیت است. برای این‌که رینگ‌ها به کمک خاصیت ارتجاعی آزادانه روی دیواره سیلندر قرار گیرند، معمولاً عرض شیار رینگ در پیستون اندکی بزرگ‌تر از ضخامت آن درنظر گرفته می‌شود. در چنین حالتی با توجه به حرکت شتاب متغیر پیستون و فشار متغیر شکاف‌ها احتمال حرکت نسبی رینگ‌ها در بازه‌های کوچکی از سیکل وجود دارد. تحلیل دینامیکی حرکت رینگ نسبت به پیستون به دلیل سختی در تعیین نیروی اصطکاک بین رینگ و سیلندر با حضور لایه بسیار نازک روغن و شرایط پیچیده دمایی، مطالعه نشتی را دشوارتر می‌کند و معمولاً از اثر چنین حرکتی چشم‌پوشی می‌شود.

در این مقاله یک مدل پلی‌تروپیک- مینا بر پایه فشار تجربی در حالت موتورگردانی برای برآورد نشتی ارائه و مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. برای ارزیابی و بررسی عملکرد این مدل از نتایج مدل ترمودینامیکی [7] استفاده شده است. ابتدا با اعمال هندسه موتور و شرایط ورودی شامل دما و فشار به مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی، تغییرات فشار برحسب زاویه میل‌لنگ و جرم نشتی برآورد شده و با تغییرات فشار تجربی برحسب زاویه میل‌لنگ که از موتور پژوهشی در حالت با سوخت با استفاده از تکنیک پرش جرقه در نسبت هم‌ارزی 0.9 ثبت شده، مورد بررسی قرار گرفته است، سپس با اعمال

<sup>1</sup> Crank Angle before Top Dead Center

<sup>2</sup> Crank Angle after Top Dead Center

<sup>3</sup> Positive Crankcase Ventilation

<sup>4</sup> separator

ترمودینامیکی مجهز به زیر مدل نشتی استفاده شده است. این مدل با اخذ شرایط کاری، نوع سوخت و هندسه موتور طی محاسبات گام به گام قادر به پیشگویی تغییرات فشار داخل سیلندر، میزان نشتی، دمای سیلندر و متغیرهای دیگر است. این مدل برای محاسبه انتقال حرارت از فرمول‌های پیشنهادی اناند [15] یا وشنی [16] استفاده می‌کند و به کمک قانون اول، خواص ترمودینامیکی و تئوری حجم-روزنه به پیشگویی میزان نشتی می‌پردازد و بیشتر برای حالت موتورگردانی در سرعت‌های مختلف و نسبت تراکم‌های متفاوت مورد تأیید قرار گرفته است [7]. تشریح کامل این مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی به همراه فلوجارت‌های مربوطه در مرجع [17] آمده است. لازم به توضیح است که در این مدل از حرکت احتمالی رینگ نسبت به پیستون صرف نظر شده است.

## 2-2- مدل پلی‌تروپیک-مبنا

سیگنال‌های آنالوگ سنسور فشار سیلندر و شفت انکودر موتور با فرکانس معینی به سیگنال داده دیجیتال تبدیل می‌شود، به طوری که از پردازش آن می‌توان تغییرات فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل‌لنگ را با گام 0.5 درجه استخراج کرد. در مقاله کنونی با تعریف تغییرات فشار داخل سیلندر و شرایط اولیه به صورت ورودی به مدل پلی‌تروپیک-مبنا که به زبان فرترن نوشته شده و استفاده از بعضی خواص معمول ترمودینامیکی، بقای جرم، رابطه پلی‌تروپیک و تئوری حجم-روزنه، جرم نشتی برآورد شده است. در کارحاضر از اثر حرکت نسبی احتمالی رینگ‌ها برای امکان صحت‌سنجی و ساده‌سازی مدل صرف نظر شده است.

برای محاسبه دمای انتهای گام از نمای رابطه پلی‌تروپیک (1) استفاده شده است.

رابطه (1) پلی‌تروپیک بر پایه حجم به صورت زیر می‌شود.

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n \quad (1)$$

که از روی آن می‌توان نمای پلی‌تروپیک  $n$  را به صورت رابطه (2) به دست آورد.

$$n = \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right)} \quad (2)$$

که در آن  $P_1$  و  $P_2$  به ترتیب فشار داخل سیلندر در ابتدا و انتهای گام،  $V_1$  و  $V_2$  به ترتیب حجم داخل سیلندر در ابتدا و انتهای گام است.

دمای انتهای گام از فرض حالت گاز ایده‌آل و فرآیند پلی‌تروپیک از رابطه (3) قابل محاسبه است.

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3)$$

در این مدل از محاسبه نمای پلی‌تروپیک گام مربوطه در برآورد دمای انتهای گام استفاده شده است. در ادامه با استفاده از تئوری حجم-روزنه جرم نشتی برآورد شده است.

مدل حاضر بدون نیاز به برآورد انتقال حرارت، قانون اول و دوم و خواص مرتبط با آن‌ها مثل انرژی داخلی، آنتالپی، آنتروپی به محاسبه جرم نشتی می‌پردازد که موجب تسریع در محاسبات و سادگی مدل می‌شود. با توجه به این‌که در شبیه‌ساز ترمودینامیکی دمای دیواره ثابت در نظر گرفته شده و برای یکسان بودن شرایط در مقایسه نتایج دو مدل در مدل پلی‌تروپیک-مبنا نیز این فرض اعمال شده است.

تغییرات فشار تجربی به مدل پلی‌تروپیک-مبنا و بدون استفاده از روابط ترمودینامیکی جرم نشتی برآورد شده است.

## 2- مواد و روش‌ها

در مطالعه کنونی برای اخذ داده‌های تجربی در حالت موتورگردانی با سوخت، تجهیزات و سیستم‌های اندازه‌گیری دقیق به‌کار گرفته شده است و برای ارزیابی کارایی مدل حاضر چنان‌که پیشتر اشاره شد از یک مدل ترمودینامیکی با زیر مدل نشتی استفاده شده است که در ادامه تشریح می‌شوند.

نتایج تجربی با استفاده از موتور پژوهشی تک سیلندر چهار زمانه CT300 استخراج شده است. شکل 1 شماتیک موتور و تجهیزات جانبی را نشان می‌دهد [14] و مشخصات این موتور در جدول 1 جمع‌بندی شده است. دمای مخلوط بنزین و هوای ورودی با استفاده از ترموکوپل مدل SUN15-TJ، طراحی شده برای گستره دمایی 50- تا 120°C، حدود 33°C اندازه‌گیری شد. فشار داخل سیلندر به کمک یک ترانسدیوسر فشار دینامیک کیسلر<sup>1</sup> مدل C6052 و آمپلی‌فایر مربوطه (مدل 5011) با تنظیم گستره فشار 0-50 bar از طریق سامانه اخذ داده 12bit ثبت و ذخیره شد. فشار مطلق در ورودی توسط ترانسدیوسر فشار مطلق کیسلر مدل BA5F 4005 با گستره فشار 0-5 bar اندازه‌گیری شد.

وضعیت نقطه مرگ بالا و موقعیت زاویه میل‌لنگ برای استخراج نمودار فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل‌لنگ توسط شفت انکودر مدل کیسلر 2613 از نوع شفت انکودر افزایشی با گام یک درجه ثبت شد.

هنگام ثبت داده‌های تجربی موتورگردانی با سوخت برای جلوگیری از کاهش جدی دمای دیواره سیلندر و پیستون و همچنین حصول اطمینان از تبخیر بنزین تزریقی و عدم حضور گازهای سوخته در چرخه موتورگردانی از تکنیک پرش جرقه استفاده شد. در مد پرش جرقه در هر سیکل سوخت به مسیر هوای ورودی تزریق شد، اما پس از هر  $m$  سیکل یک‌بار جرقه زده شد. با توجه به این‌که برآورد گازهای سوخته باقی‌مانده از سیکل قبل دشوار است، با نسبت پرش جرقه 1/6 (یک سیکل احتراقی در شش سیکل متوالی) با دقت بالایی می‌توان گفت که سیکل موتورگردانی پیش از احتراق بدون گازهای سوخته باقی‌مانده خواهد بود و می‌توان آن سیکل را با عنوان موتورگردانی با سوخت انتخاب کرد.

## 2-1- مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی

برای ارزیابی مدل پیشنهادی در کار حاضر از نتایج یک مدل شبیه‌ساز

جدول 1 مشخصات موتور پژوهشی

مشخصه	توضیحات
قطر سیلندر (mm)	90
کورس (mm)	74
تعداد سوپاپ	2
زاویه بسته شدن سوپاپ ورودی	130°bTDC
زاویه باز شدن سوپاپ خروجی	120°aTDC
سیستم سوخت‌رسانی	انژکتوری برای بنزین و گاز طبیعی
نوع خنک‌کاری	آب
نسبت تراکم	10.22

<sup>1</sup> Kistler

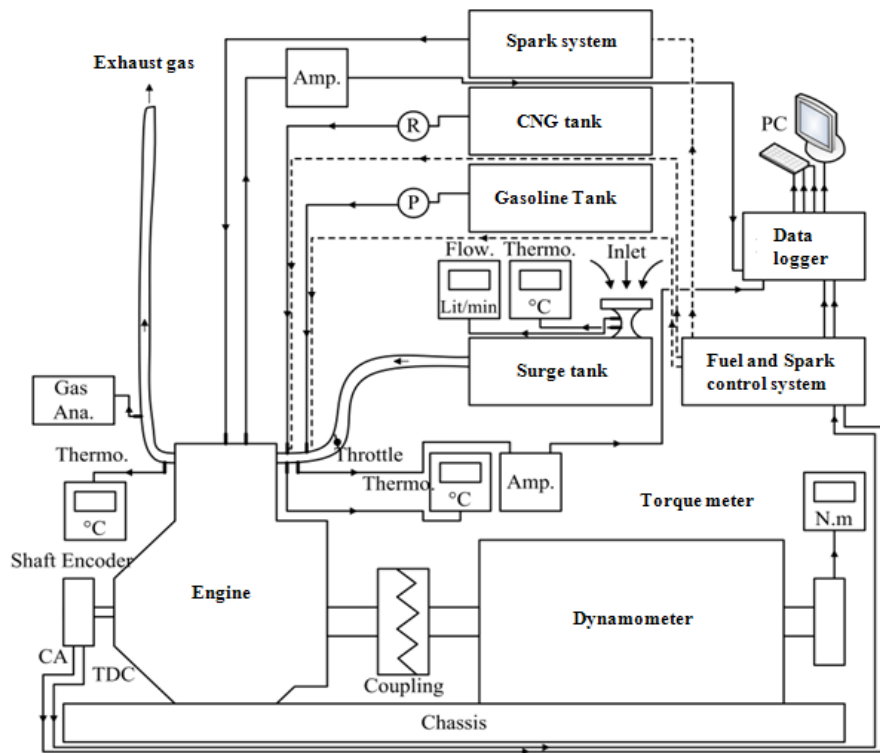


Fig.1 Schematics of engine and supplementary equipment [14]

شکل 1 شماتیک موتور و تجهیزات جانبی [14]

دمای گاز داخل شکاف‌ها را ثابت و برابر با دمای دیواره سیلندر گرفت. با فرض تبعیت گاز داخل شکاف‌ها از قانون گاز ایده‌آل می‌توان تغییرات زمانی فشار در حجم  $i$ -ام را که از جریان جرمی ناشی می‌شود به صورت رابطه (6) بیان کرد.

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{RT_i}{V_i} \left( \frac{dm_{i-1,i}}{dt} - \frac{dm_{i,i+1}}{dt} \right) \quad (6)$$

از توسعه رابطه (6) سه معادله برای سه حجم شکاف به دست می‌آید. این معادلات زمان-مبنا را می‌توان با سرعت موتور به آسانی به زاویه میل‌لنگ-مبنا تبدیل کرد که به صورت رابطه (7) خلاصه می‌شود [18].

$$\frac{d}{d\theta} \begin{bmatrix} P_2 \\ P_3 \\ P_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1[\theta, P_2, P_3, P_4] \\ f_2[\theta, P_2, P_3, P_4] \\ f_3[\theta, P_2, P_3, P_4] \end{bmatrix} \quad (7)$$

یک دستگاه معادله دیفرانسیل مرتبه اول است و در مدل به روش رانگ کوتای مرتبه دو حل می‌شود [7].

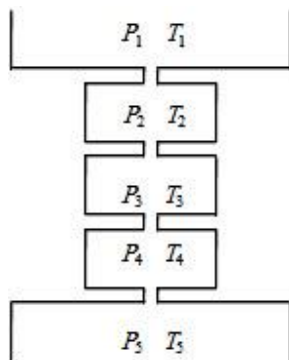


Fig.2 Simplified orifice-volume model used in the present work

شکل 2 الگوی ساده حجم-روزنه استفاده شده در کار حاضر

### 3-2- تئوری حجم-روزنه

در این تئوری شکاف‌های بین رینگ‌ها، دیواره سیلندر و پیستون، داخل سیلندر و محفظه میل‌لنگ به صورت پنج حجم و چهار روزنه میان آن‌ها برای عبور جریان در نظر گرفته شده است. شکل 2 الگوی ساده حجم-روزنه استفاده شده در کار حاضر را نشان می‌دهد.

آهنگ جریان جرمی از روزنه واقع بین حجم‌های  $i$  و  $i+1$  براساس نسبت فشار تعیین می‌شود. جریان از میان روزنه به اختلاف فشار دو حجم متصل به روزنه بستگی دارد. اگر  $p_{i+1} < p_i$  باشد جهت جریان روزنه از حجم  $i$  به حجم  $i+1$  خواهد شد که عبارت مربوطه به دو حالت زیر قابل بیان است [7].

الف- اگر  $\left( \frac{p_i}{p_{i+1}} \right)^{\frac{1}{\gamma_i}} < \left( \frac{\gamma_i + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma_i}{\gamma_i - 1}}$  باشد در آن صورت آهنگ جریان جرمی از رابطه (4) به دست می‌آید.

$$\frac{dm_{i,i+1}}{dt} = C_d A_{i,i+1} \left[ \frac{2 \gamma_i}{(\gamma_i - 1) RT_i} \right]^{\frac{1}{2}} \times \left( \frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{1}{\gamma_i}} \left[ 1 - \left( \frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{(\gamma_i - 1)}{\gamma_i}} \right]^{\frac{1}{2}} p_i \quad (4)$$

که در آن  $C_d$  و  $A_{i,i+1}$  به ترتیب ضریب تخلیه و سطح مقطع روزنه و  $\gamma_i$  نسبت گرماهای ویژه در حجم  $i$ -ام است.

ب- اگر  $\left( \frac{p_i}{p_{i+1}} \right)^{\frac{1}{\gamma_i}} > \left( \frac{\gamma_i + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma_i}{\gamma_i - 1}}$  باشد، جریان خفه شده و آهنگ جریان جرمی از رابطه (5) تعیین می‌گردد.

$$\frac{dm_{i,i+1}}{dt} = C_d A_{i,i+1} \left[ \frac{\gamma_i}{RT_i} \right] \left( \frac{2}{\gamma_i + 1} \right)^{\frac{(\gamma_i + 1)}{2(\gamma_i - 1)}} p_i \quad (5)$$

باتوجه به بالا بودن نسبت سطح به حجم شکاف‌های مورد نظر می‌توان

## 3- نتایج و بحث

برای تعریف هندسه موتور در مدل پیش از به کار انداختن موتور، ابعاد مورد نیاز موتور در برآورد نشتی شامل قطر سیلندر، قطر پیستون، ابعاد شیر رینگ‌ها و طول درز بین رینگ‌ها در دمای محیط اندازه‌گیری شد. سپس این مقادیر برای محاسبه حجم شکاف‌ها در دمای کاری موتور با توجه به ضریب انبساط حرارتی اجزای مرتبط تصحیح شد. در جدول 2 مقادیر اندازه‌گیری شده در دمای 24°C و اصلاح شده به شرایط گرم موتور و به کار رفته در برنامه شبیه‌ساز ارائه شده است.

با راه‌اندازی موتور در نسبت تراکم 10.22، سرعت 1800rpm و نسبت هم‌ارزی 0.9 شرایط پایدار حاصل شد. سپس با استفاده از مد پرش جرقه با نسبت پرش جرقه 1/6 و نرم‌افزار ای‌دی‌لوگر<sup>1</sup> سیگنال‌های فشار مانیفولد ورودی، فشار داخل سیلندر، موقعیت نقطه مرگ بالا و زاویه میل‌لنگ برای چندین سیکل متوالی با فرکانس 120kHz ثبت شد و تغییرات فشار داخل سیلندر بر حسب زاویه میل‌لنگ به دست آمد.

فشار و دمای ورودی در زمان بسته شدن سوپاپ ورودی برابر دما و فشار داخل سیلندر در نظر گرفته شد و به مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی اعمال شد. دمای دیواره سیلندر ثابت و برابر 90°C، دمای پیستون 110°C و ضریب تخلیه از روزنه رینگ‌ها برابر 0.86 [7] فرض شد.

شکل 3 تغییرات فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل‌لنگ حاصل از مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی را در نسبت هم‌ارزی 0.9 نشان می‌دهد.

جدول 2 مشخصه‌های هندسی نشتی موتور پژوهشی

Table 2 Blowby geometry characteristics of the research engine		
متغیرهای هندسی	مقادیر اندازه‌گیری شده در دمای 24°C	مقادیر اصلاح شده به دمای 110°C
قطر سیلندر (mm)	90.1	90.15
سطح مقطع شکاف بالا (mm <sup>2</sup> )	81	74
حجم شکاف بالا TLC (mm <sup>3</sup> )	2836	2661
حجم شکاف بین دو رینگ (mm <sup>3</sup> )	1905	1810

ملاحظه می‌شود که فشار داخل سیلندر تا نزدیک نقطه مرگ بالا افزایش می‌یابد و حداکثر مقدار آن به 13.8 bar در زاویه 0.5- می‌رسد. سپس با پایین آمدن پیستون فشار کاهش یافته و در زمان باز شدن سوپاپ خروجی به 0.84 bar می‌رسد.

به منظور صحت‌سنجی عملکرد مدل پلی‌تروپیک- مینا در پیشگویی نشتی، ابتدا برنامه مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی مجهز به زیرمدل نشتی تحت شرایط اولیه مشخص در حالت موتورگردانی اجرا شد. سپس تغییرات فشار برحسب زاویه میل‌لنگ حاصل از این مدل به مدل پلی‌تروپیک- مینا به صورت ورودی تعریف شد. با استفاده از رابطه (2) نمای پلی‌تروپیک تعیین و به کمک رابطه (3) دمای انتهای گام محاسبه شد. محاسبات گام به گام نشت جرم توسط مدل پلی‌تروپیک- مینا انجام و تغییرات جرم نشتی از روزنه شکاف بالا ( $ml_{TLC}$ ) برآورد شد و با تغییرات جرم نشتی پیشگویی شده توسط مدل ترمودینامیکی مقایسه گردید. شکل 4 جرم نشتی از روزنه شکاف بالای حاصل از مدل‌های ترمودینامیکی و پلی‌تروپیک- مینا بر پایه درصد جرم سیلندر در زمان IVC و درصد اختلاف آن‌ها  $\Delta ml_{TLC}$  را برحسب زاویه میل‌لنگ در نسبت هم‌ارزی 0.9 نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که حداکثر جرم نشتی از روزنه شکاف بالا 7% در موقعیت نقطه مرگ بالاست و در زمان باز شدن سوپاپ خروجی جرم نشتی به 0.49% می‌رسد و اختلافی بین دو پیشگویی دیده نمی‌شود. عدم تمایز قابل ملاحظه گویای این است که پیشگویی گام به گام دما از طریق رابطه پلی‌تروپیک از دقت بسیار خوبی برخوردار است.

سپس نتایج فشار گام به گام حاصله از مدل شبیه‌ساز با فشار تجربی مقایسه شد. شکل 5 تغییرات فشار سیلندر برحسب زاویه میل‌لنگ را برای نتایج تجربی و مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی در نسبت هم‌ارزی 0.9 از زمان بسته شدن سوپاپ ورودی تا باز شدن سوپاپ خروجی نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که این دو حالت تطابق خیلی خوبی باهم دارند. برای تعمیق بیشتر در مقایسه این دو حالت درصد انحراف فشار ( $DOP^3$ ) در هر زاویه میل‌لنگ از رابطه (8) محاسبه شد.

$$DOP(\%) = \frac{P_{mod} - P_{exp}}{P_{exp}} \times 100 \quad (8)$$

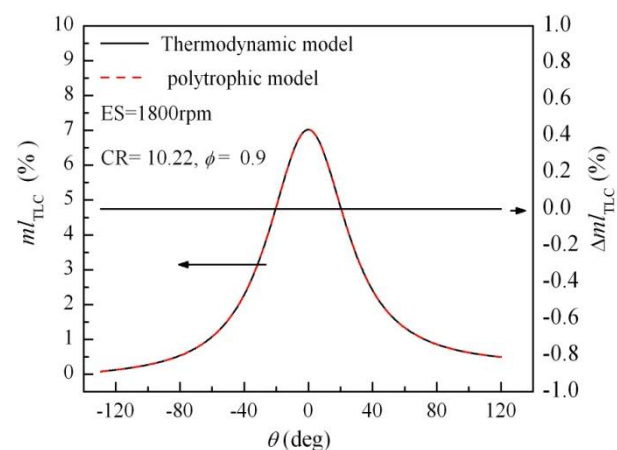


Fig.4 Percentage of mass lost through top land crevice versus crank angle for the thermodynamic simulation and polytropic model and their difference

شکل 4 درصد جرم نشت یافته از روزنه شکاف بالا برحسب زاویه میل‌لنگ حاصل از مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی و مدل پلی‌تروپیک- مینا و اختلاف آن‌ها

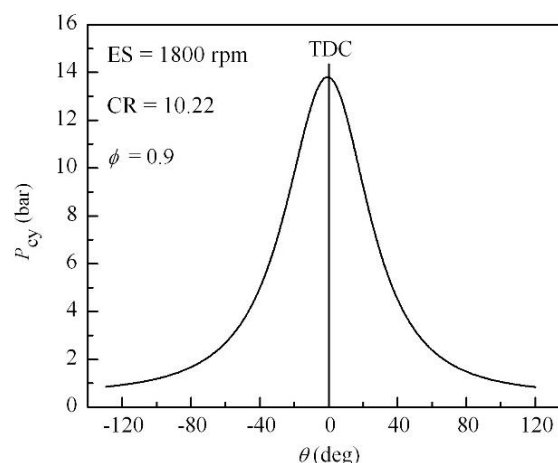


Fig. 3 Cylinder pressure versus crank angle obtained from thermodynamic model output in IVC-EVO range

شکل 3 تغییرات فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل‌لنگ حاصل از مدل ترمودینامیکی در بازه IVC-EVO<sup>2</sup>

<sup>3</sup> Deviation Of Pressure

<sup>1</sup> ADlogger

<sup>2</sup> Inlet Valve Open to Exhaust Valve Close

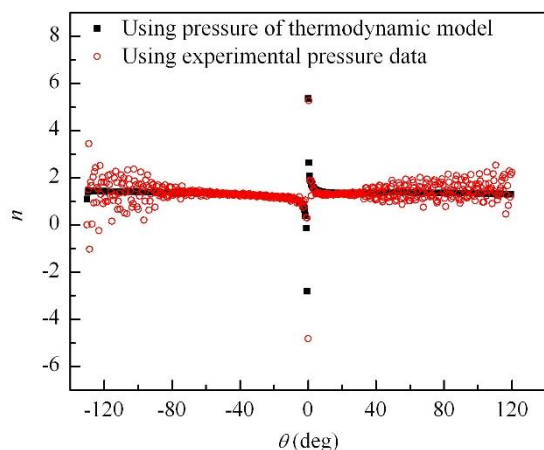


Fig. 7 Polytopic number versus crank angle

شکل 7 تغییرات نمای پلی‌تروپیک برحسب زاویه میل‌لنگ

ملاحظه می‌شود که برای نمای حاصله از فشار کد شبیه‌ساز پیوستگی خوبی وجود دارد، در حالی که نمای پلی‌تروپیک حاصله از نتایج تجربی با مقادیر پراکنده در اطراف مقادیر کد شبیه‌ساز دیده می‌شود. پراکندگی با دامنه زیاد در محدوده‌ای که تغییرات فشار کمتر است می‌تواند از ماهیت دیجیتالی داده‌های تجربی و وجود نویزهای ضعیف در سیگنال داده‌ها به خصوص در مناطق کم‌فشار باشد.

با توجه به انطباق خوب فشار تجربی و فشار حاصل از مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی، تغییرات فشار تجربی برحسب زاویه میل‌لنگ به مدل پلی‌تروپیک مینا اعمال و با استفاده از نمای پلی‌تروپیک پایه- حجم گام به گام، جرم داخل سیلندر و جرم نشت یافته به شکاف‌ها استخراج شد. سپس میزان اختلاف آن با نتایج کد شبیه‌ساز ترمودینامیکی مقایسه شد. شکل 8 میزان جرم نشتی برآورد شده توسط مدل پلی‌تروپیک مینا با استفاده از فشار تجربی و جرم نشتی برآورد شده توسط مدل ترمودینامیکی را برحسب زاویه میل‌لنگ در نسبت هم‌ارزی 0.9 نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که حداکثر جرم نشتی حاصل از مدل پلی‌تروپیک- مینا از روزنه شکاف بالا 6.88% است و در زمان باز شدن سوپاپ خروجی نشت جرم به 0.45% می‌رسد و حداکثر اختلاف دو پیشگویی ( $\Delta mlTLC$ ) حدود 0.2% در موقعیت نزدیک به نقطه مرگ بالاست.

شکل 9 تغییرات درصد جرم خالص نشت (برپایه جرم سیلندر در زمان بسته شدن سوپاپ ورودی) از روزنه رینگ اول تراکم ( $mlR1O$ ) را برحسب زاویه میل‌لنگ حاصل از مدل پلی‌تروپیک- مینا نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که حداکثر جرم نشتی در موقعیت 71.5 درجه اتفاق می‌افتد و برابر 0.46% است. سپس با کاهش فشار داخل سیلندر مقداری از جرم نشتی بازمی‌گردد و در انتهای بازه مقدار نشتی به 0.43% می‌رسد.

شکل 10 تغییرات درصد جرم خالص نشتی از روزنه رینگ دوم ( $mlR2O$ ) را برحسب زاویه میل‌لنگ نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود که با افزایش زاویه میل‌لنگ درصد جرم نشت یافته نیز افزایش می‌یابد و در زمان باز شدن سوپاپ خروجی به 0.14% می‌رسد.

#### 4- نتیجه‌گیری

در کار حاضر یک مدل جدید برای پیشگویی نشتی سیلندر با استفاده از نتایج تجربی فشار سیلندر در حالت موتورگردانی معرفی شد که از محاسبات پیچیده انتقال حرارت و ترمودینامیک بدور است. این مدل ابتدا با خروجی

در آن  $P_{mod}$  و  $P_{exp}$  به ترتیب فشار حاصل از شبیه‌ساز ترمودینامیکی و فشار تجربی‌اند. شکل 6 تغییرات درصد انحراف فشارها برحسب زاویه میل‌لنگ را در حالت موتورگردانی با هوا به ازای نسبت تراکم 10.22 و سرعت 1800 rpm در بازه مورد بحث سیکل نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که میزان انحراف فشار در نقطه مرگ بالا برابر 2% و در محدوده 80- تا 80 درجه حدود 4% است.

نظر به این‌که در مدل ترمودینامیکی از حرکت رینگ در شکاف صرف نظر شده و میزان انحراف در محدوده انتهایی ممکن است مربوط به چنین حرکتی باشد که می‌تواند تبادل جرم بین دو شکاف مرتبط را با تغییر سطح مقطع عبور قویا تغییر دهد. از طرفی شکاف‌های بین سیلندر-رینگ-پیستون به همراه پیستون حرکت شتابدار دارند و چنین حرکت شتابداری روی نشستی می‌تواند تأثیرگذار باشد که در کار حاضر لحاظ نشده است.

شکل 7 تغییرات نمای پلی‌تروپیک حاصله از هر گام محاسباتی برحسب زاویه میل‌لنگ را از داده‌های فشار تجربی و فشار کد شبیه‌ساز ترمودینامیکی نشان می‌دهد.

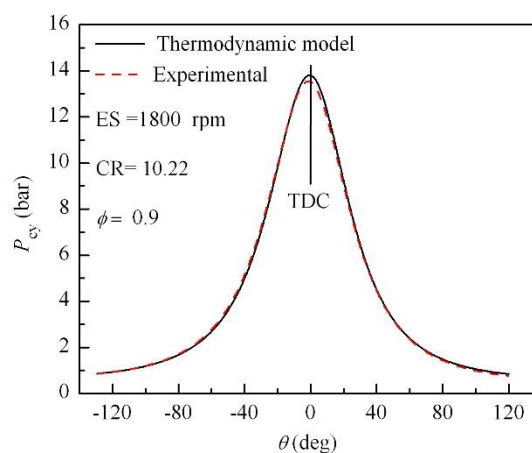


Fig.5 Cylinder pressure versus crank angle for the experimental and thermodynamic model results in IVC-EVO range

شکل 5 تغییرات فشار داخل سیلندر برحسب زاویه میل‌لنگ برای نتایج تجربی و مدل ترمودینامیکی از زمان بسته شدن سوپاپ ورودی تا باز شدن سوپاپ خروجی

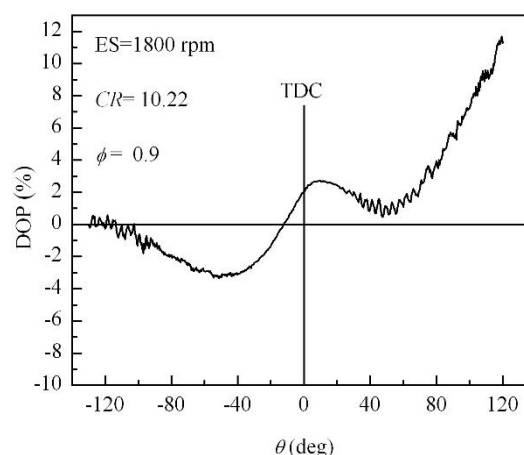


Fig.6 Relative pressure difference of thermodynamic model results versus crank angle

شکل 6 درصد انحراف فشار حاصل از مدل ترمودینامیکی از فشار تجربی برحسب زاویه میل‌لنگ

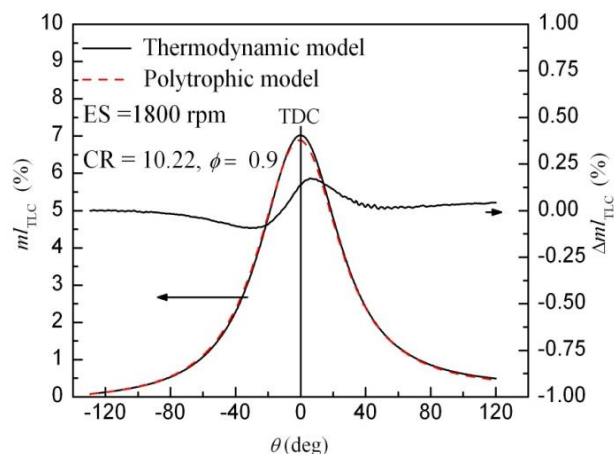
یک مدل تأیید شده شبیه‌ساز ترمودینامیکی که قادر به پیشگویی نشتی است مورد ارزیابی قرار گرفت. سپس میزان نشتی حاصله با اعمال نتایج تجربی فشار سیلندر به مدل جدید مورد بررسی قرار گرفت. نتایج حاصل از این مطالعه را می‌توان به صورت زیر خلاصه کرد.

- با اعمال تغییرات فشار برحسب زاویه میل‌لنگ حاصل از مدل ترمودینامیکی به صورت ورودی به مدل پلی تروپیک- مبنای پیشگویی به نسبت هم‌سانی در مقدار نشتی از سیلندر برای دو مدل مشاهده شد.
- نتایج تغییرات فشار داخل سیلندر حاصل از مدل ترمودینامیکی انطباق خوبی با نتایج تجربی فشار داخل سیلندر به خصوص در محدوده فشار بالا در گستره 80- تا 80 درجه میل‌لنگ داشت که در سیکل‌های احتراقی محدوده بسیار مهمی است.
- در نمای پلی تروپیک گام به گام حاصله از فشار کد شبیه‌ساز پیوستگی خوبی وجود دارد، اما نمای پلی تروپیک گام به گام حاصل از نتایج تجربی با مقادیر پراکنده در اطراف مقادیر حاصله از فشار کد شبیه‌ساز ظاهر شد. پراکندگی با دامنه زیاد در محدوده‌ای که تغییرات فشار کمتر بود می‌تواند از ماهیت دیجیتالی داده‌های تجربی و وجود نویزهای ضعیف در سیگنال داده‌ها باشد.
- با اعمال تغییرات فشار تجربی برحسب زاویه میل‌لنگ به مدل پلی تروپیک مبنای استفاده از نمای پلی تروپیک پایه- حجم گام به گام، نتایج رضایت‌بخشی در پیشگویی آن ملاحظه شد. حداکثر جرم نشتی حاصل از مدل پلی تروپیک- مبنای از روزه شکاف بالا 6.88% بود که به 0.45% در زمان باز شدن سوپاپ خروجی تقلیل یافت و حداکثر اختلاف آن با پیشگویی مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی حدود 0.2% در موقعیت نزدیک به نقطه مرگ بالا بود.
- مدل پلی تروپیک- مبنای قادر به پیشگویی نشتی از روزه رینگ‌های اول و دوم است و توافق خوب نتایج آن با نتایج مدل شبیه‌ساز ترمودینامیکی این مدل جدید را تأیید می‌نماید.

بدین ترتیب با این مطالعه مدل پلی تروپیک- مبنای نشتی حاضر را با سادگی محاسبات و قابلیت استفاده در پیشگویی نشتی سیکل‌های تجربی می‌توان در مطالعات بعدی استفاده کرد و با اعتماد به وجود آمده در آینده می‌توان برای ارتقا و تأیید آن روی سیکل‌های احتراقی تلاش کرد.

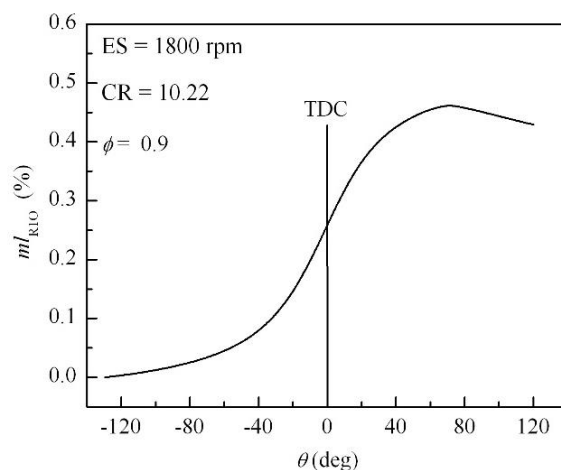
## 5- مراجع

- [1] L. L. Ting, J. E. Mayer, Piston ring lubrication and cylinder bore wear analysis, Part 1 – Theory, *Lubrication Technology ASME Transaction*, Vol. 96, No. 3, pp. 305-314, 1974.
- [2] M. Namazian, J. B. Heywood, Flow in the piston-cylinder-ring crevices of a spark-ignition engine: Effect on hydrocarbon emissions, efficiency and power, *SAE Technical Paper 820088*, 1982.
- [3] M. M. Havas, T. Muneer, Mathematical model for calculating the blowby rate, *Energy Conversion and Management*, Vol. 21, No. 3, pp. 213- 218, 1981.
- [4] D. A. Kouremenos, C. D. Rakopoulos, D. T. Hountalas, The maximum compression pressure position relative to top dead centre as an indication of engine cylinder condition and blowby, *Energy Conversion and Management*, Vol. 35, No. 10, pp. 857-870, 1994.
- [5] H. C. Dhariwal, Control of blowby emission and lubricating oil consumption I. C. engines, *Energy Conversion and Management*, Vol. 38, Issues. 10-13, pp. 1267-1274, 1997.
- [6] G. Koszalka, A. Niewczas, Influence of top ring axial clearance on oil consumption in diesel engine, *KONES Internal Combustion Engine*, Vol. 10. No. 1-2, pp. 437-442, 2003.
- [7] E. Abdi Aghdam, M. M. Kabir, Validation of blowby model using experimental results in motoring condition with the change of compression ratio and engine speed, *Experimental Thermal And Fluid Science*, Vol. 34, pp. 197- 209, 2010.



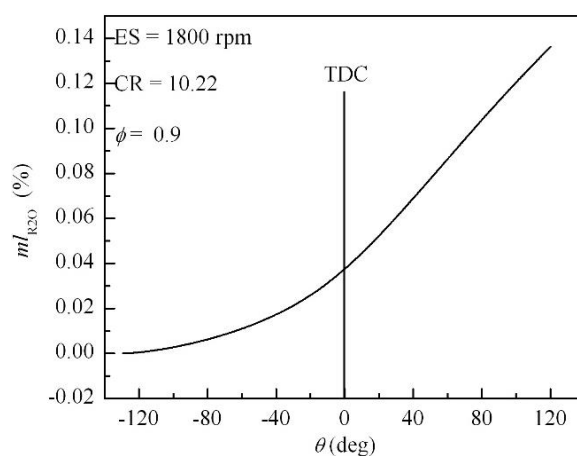
**Fig.8** Percentage of mass lost from top land crevice versus crank angle for thermodynamic and polytropic model and their difference

شکل 8 درصد جرم نشت یافته از روزه شکاف بالای حاصل از مدل پلی تروپیک- مبنای و مدل ترمودینامیکی برحسب زاویه میل‌لنگ و اختلاف آن‌ها



**Fig. 9** Percentage of mass lost from the first ring orifice versus crank angle estimated from polytropic model

شکل 9 درصد جرم خالص نشتی از روزه رینگ تراکم اول برحسب زاویه میل‌لنگ حاصل از پیشگویی مدل پلی تروپیک- مبنای



**Fig. 10** percentage of mass lost from second ring crevice versus crank angle for the polytropic model

شکل 10 تغییرات درصد جرم خالص نشتی از روزه رینگ دوم برحسب زاویه میل‌لنگ حاصل از پیشگویی مدل پلی تروپیک- مبنای

- Research and Technology*, Vol. 6, No. 4, 2017.
- [14] E. Abdi Aghdam, M. Bashi, Experimental study of the effect of gasoline injection start position on cyclic variation of a single cylinder research SI engine, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 12, pp. 35-42, 2015. (in persian فارسی)
- [15] W. J. D. Annand, Heat transfer in the cylinder of reciprocating internal combustion engines, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol.177, No. 36, pp. 973-990, 1963.
- [16] G. Woschni, A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, *SAE Technical Paper* 670931, 1967.
- [17] E. Abdi Aghdam, *Improvement and Validation of a Thermodynamic S.I. Engine Simulation Code*, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering University of Leeds, 2003.
- [18] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, pp. 907-910, McGraw-Hill, 1988.
- [8] A. Irimescu, C. Tornatore, L. Marchitto, S. S. Merola, Compression ratio and blowby rates estimation based on motored pressure trace analysis for an optical spark ignition engine, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 61, No. 2, pp. 101-109, 2013.
- [9] S. Gargate, R. Aher, R. Jacob, S. Dambhare, Estimation of blowby in dieselengine: case study of a heavy duty diesel engine. *Emerging Engineering Research and Technology*, Vol. 2, pp.165-170, 2014.
- [10] R. R. Malagi, Estimation of blowby in multi-cylinder diesel engine using finite element approach, *SAE International*, 2012-01-0559, 2012.
- [11] G. Koszalka, M. Guzik, Mathematical model of piston ring scoling in combustion engine, *Polish Mari Time Research*, Vol. 21, pp. 66-78, 2014.
- [12] L. Anetor, E. E. Osakue, Christopher odetunde, parametric studies of some operating variables on spark-ignition engine performance, *Science and Engineering*, Vol. 42, No. 5, pp. 2142-2156, 2017.
- [13] P. T. Kale. Experimental investigation of engine parameters influence on performance and emissions of biodiesel fuelled ci engine, *Engineering*