

شبیه‌سازی عددی موتور EF7 در شرایط عملکردی مختلف

سید محمد مهدی دلآوری^۱، کریم علی اکبری^{۲*}، محمد شیخی^۳

۱- کارشناسی مهندسی مکانیک خودرو، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، تهران، ایران

۲- دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، تهران، ایران

۳- دکتری مهندسی مکانیک، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، تهران، ایران

چکیده

در تحقیق حاضر با کمک از یک نرم افزار تجاری به نام AVL BOOST به روش عددی به شبیه‌سازی عملکرد موتور EF7 بنزین سوز پرداخته شده است و اثر نسبت تراکم و زمان‌بندی جرقه روی توان، گشتاور و راندمان حرارتی بررسی شده است. نسبت تراکم و زمان‌بندی جرقه دو پارامتر مهم در طراحی موتورهای احتراق داخلی هستند و یافتن محدوده مناسب از آن‌ها می‌تواند نقش موثری در بهبود عملکرد و کارایی این موتورها داشته باشد. خطای مدل‌سازی حاضر نسبت به نتایج تست‌های تجربی در محدوده ۳٪ گزارش شد، همچنین نتایج شبیه‌سازی نشان داد در دور بالا (۵۰۰۰ دور بر دقیقه) اگر جرقه ۲۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا شروع شود و مدت جرقه در محدوده ۵۵ درجه باشد بیشترین توان خروجی از موتور حاصل می‌گردد و با طولانی‌تر شدن مدت احتراق، سرعت احتراق کاهش یافته و توان خروجی کاهش می‌یابد. همچنین با آوانس (جلو انداختن) بیش از حد زمان جرقه، درصد بیشتری از انرژی ورودی به صورت حرارت به دیواره موتور تلف می‌شود و توان خروجی کاهش می‌یابد. قابل توجه است در شرایط مناسب زمان‌بندی جرقه در ۵۰۰۰ دور بر دقیقه می‌توان به راندمان حرارتی در حدود ۳۸٪ دست یافت که نسبت به حالت زمان‌بندی جرقه پیش فرض در این دور راندمان حرارتی در حدود ۱۱٪ تقویت شده است.

واژه‌های کلیدی

موتور EF7، AVL BOOST، زمان‌بندی جرقه، راندمان حرارتی

Numerical simulation of EF7 engine in different operating conditions

Seyyed Mohammad Mahdi Delavari¹, Karim Aliakbari^{2*}, Mohammad Sheykhi¹

1-Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran.

Abstract

In this research, with the help of commercial software called AVL BOOST, the performance of the EF7 gasoline engine has been simulated numerically, and the effect of compression ratio and spark timing has been investigated on power, torque, and thermal efficiency. The error of the current modeling compared to the results of experimental tests was reported in the range of 3%. Also the simulation results showed that at high speed (5000 rpm) if the spark advance starts 25 degrees before the top dead point and the spark duration in the range is 55 degrees, the maximum output power is obtained from the engine, and as the spark duration increases, the ignition speed decreases and the output power decreases. Besides, with the greater advance (ignition start angle), a greater percentage of the input energy is lost as heat to the engine wall and the output power decreases. It is noteworthy that in the optimal conditions of spark timing at 5000 rpm, the thermal efficiency of about 38% can be achieved, which is increased by about 11% compared to the default spark timing mode.

Keywords

EF7 engine, AVL BOOST, Spark timing, Thermal efficiency

پژوهشگران با توجه به قوانین سخت‌گیرانه زیست محیطی در پژوهشگاه‌ها، دانشگاه‌ها و صنایع مرتبط با خودروسازی برای چندین دهه به طور مداوم در حال پژوهش برای دستیابی به حداکثر کارایی و عملکرد موتورهای اشتعال جرقه‌ای^۱ (SI) و سایل نقلیه هستند [۱-۴]. روش‌های متنوع مختلفی برای افزایش کارایی، کاهش مصرف سوخت و کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای در موتورهای اشتعال جرقه‌ای استفاده می‌شود [۵-۷].

کارایی موتورهای اشتعال جرقه‌ای تابع عوامل بسیاری هستند که مهمترین آن‌ها دور موتور، نسبت تراکم، آوانس جرقه و زمان اشتعال هستند. بعلاوه، این عوامل از مهمترین پارامترها برای بهینه‌سازی کارایی، راندمان و انتشار گازهای آلاینده است که به موتورهای احتراقی اجازه می‌دهد تا با اهداف و استانداردهای انتشار گازهای آلاینده مطابقت داشته باشند [۸-۱۰]. از زمان ظهور اولین موتور چهار زمانه اتو، توسعه موتور جرقه زنی به سطح بالایی از موفقیت دست یافته است. در سال‌های اولیه، افزایش قدرت موتور و قابلیت اطمینان کار موتور، هدف اصلی طراحان موتور بود. با این حال، در سال‌های اخیر، زمان‌بندی احتراق توجه بیشتری را به توسعه موتورهای پیشرفته SI برای به حداکثر رساندن عملکرد جلب کرده است [۱۱-۱۴]. مدل‌سازی موتور احتراق داخلی به صورت ساده و کلی در مراجع [۱۵، ۱۶] مورد بررسی قرار گرفت و از نمودارهای تجربی جهت پیش‌بینی عملکرد موتور استفاده گردید. چان و ژو [۱۷] روی مدل‌سازی ترمودینامیک درون سیلندر تحت مقادیر بالای کندی جرقه‌زنی، به‌ویژه تأثیر کندی جرقه بر توزیع فشار سیلندر، کار کردند. دمای گاز درون سیلندر و جرم محبوس شده تحت شرایط زمان‌بندی جرقه متغیر نیز محاسبه شد. نتایج شبیه‌سازی شده نشان می‌دهد که این مدل می‌تواند فشار سیلندر را به خوبی با تعیین دمای سیلندر و جرم محبوس شده در دریچه‌های خروجی باز شده، که برای تعیین افزایش آنتالپی، توسط مقادیر بالای تاخیر اشتعال، برای گرم کردن کاتالیزور سه

طرفه در یک چارچوب زمانی تعریف‌شده، حیاتی هستند، بازتولید کند. شیخی و همکاران [۱۸] یک مدل عددی با دقت مناسب را برای بررسی اثرات زمان‌بندی جرقه به عنوان محرک اصلی یک سیستم ترکیبی حرارت و برق^۲ (CHP) ارائه دادند. آن‌ها همچنین، در نهایت با انجام بهینه‌سازی دو هدفه، شرایط بهینه عملکرد موتور پیشنهاد دادند. نتایج نشان داد که اگر موتور از نظر پارامتر نسبت قیمت نسبت به راندمان^۳ (PR) و مصرف سوخت با سرعت‌های کمتری کار کند، شرایط عملکرد بهتری خواهد داشت. سویلو و گرین [۱۹] یک مدل ترمودینامیکی صفر بعدی را برای بررسی اثرات زمان اشتعال، ترکیب سوخت و نسبت هم ارزی بر روی سرعت سوزش و فشار سیلندر برای یک موتور گاز طبیعی توسعه دادند. بعلاوه، آن‌ها تجزیه و تحلیل سرعت سوختن برای تعیین دوره شروع شعله و دوره انتشار شعله در شرایط مختلف کارکرد موتور انجام دادند. مدل صفر بعدی می‌تواند داده‌های فشار اندازه‌گیری شده را با خطای کمتر از ۸ درصد در بزرگی مطابقت دهد، اگر محاسبات در زمان‌بندی جرقه آزمایشی آغاز شوند. اگر مدل فرعی شروع شعله برای شرایط کاری موتور خاص تنظیم شده باشد، آنگاه مدل می‌تواند فشار اندازه‌گیری شده را با خطای کمتر از ۱٪ در بزرگی مطابقت دهد. ما و همکاران [۲۰] یک مدل دو ناحیه‌ای صفر بعدی برای بررسی تأثیر فرآیند احتراق موتور اشتعال جرقه‌ای بر راندمان حرارتی آن استفاده کردند که عمدتاً به اثرات مرحله احتراق، مدت زمان احتراق، ترکیب سوخت‌ها و چرخه‌های آن‌ها معطوف شده بود. نتایج نشان داد که اگرچه کاهش مدت احتراق می‌تواند درجه احتراق با حجم ثابت را افزایش دهد، اما اثرات مثبت آشکاری بر بازده حرارتی نهایی ندارد. همچنین، نتایج نشان داد که تغییرات چرخه‌ای در فرآیند احتراق تأثیر زیادی بر بازده حرارتی دارد که در نتیجه هرچه تغییرات بیشتر باشد، تأثیر منفی بزرگتر است. غالی و همکاران [۲۱] یک مدل عددی جدید از یک موتور دریچه گاز حرارتی برای پرداختن به ویژگی‌های آن از طریق مقایسه در برابر دریچه

^۱ Spark ignition

^۲ Combined heat and power

^۳ Price ratio

[۲۶] یک موتور چهار زمانه و پرسرعت اشتعال جرقه ای را برای منعکس کردن اثرات نسبت ترکیب چهار سوخت (درصد حجمی n-بوتانول و بنزین)، زمان جرقه (۲۵ تا ۴۸ ققبل از نقطه مرگ بالا) و لامبدا (بین ۰/۸۵ تا ۱/۵) مورد مطالعه قرار دادند. نتایج نشان داد که با افزایش نسبت ترکیب n-بوتانول، سرعت جریان جرم سوخت هنگامی که لامبدا ثابت است افزایش می‌یابد. توان خروجی، راندمان حرارتی ترمزو مصرف سوخت مخصوص ترمز با افزایش نسبت n-بوتانول افزایش می‌یابد.

هدف از کار حاضر پیدا کردن نقطه عملکرد مناسب موتور با تغییرات زمان آوانس جرقه، مدت زمان اشتعال، نسبت تراکم، و دور می‌باشد. برای پیدا کردن نقطه مناسب که نوآوری کار حاضر محسوب می‌شود از موتور اشتعال جرقه‌ای مدل EF7 استفاده شده است. برای دستیابی به این هدف، موتور مورد مطالعه ابتدا در نرم‌افزار AVL BOOST مدل‌سازی شده و سپس این مدل با داده‌های تجربی و عددی موتور EF7 اعتبارسنجی گردیدند. بعلاوه، ویژگی‌هایی مانند قدرت، گشتاور، و راندمان حرارتی در دورها و نسبت‌های تراکم مختلف بدست آمدند. برای پیدا کردن نقطه مناسب، ویژگی‌هایی مانند قدرت، گشتاور، مصرف سوخت ویژه، و راندمان حرارتی در زاویه‌های آوانس و مدت اشتعال مختلف در ۵۰۰۰ دور در دقیقه مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

۲- شبیه سازی و روند حل مسئله

۲-۱- طرح سیستم

در شکل ۱ یک نقشه نرم‌افزار موتور اشتعال جرقه‌ای EF7 بنزینی نشان داده شده است. این نقشه در نرم‌افزار تجاری AVL BOOST طراحی شده است. موتور EF7 یک موتور چهار سیلندر خطی است که توسط شرکت ایران خودرو طراحی و تولید شده است. این موتور از پایه بر اساس سوخت گاز طبیعی طراحی شده و در عین حال قابلیت کارکرد با بنزین را نیز دارا است.

در شکل ۱ حرارت اتلافی، پارامترهای مورد نیاز ورودی

سوپاپ مکش، پارامترهای مورد نیاز سوپاپ خروجی، تبدیل توان نشان داده شده است. مدل موتور نشان داده شده با استفاده

گاز مکانیکی معمولی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج نشان داد که عملکرد امیدوارکننده‌ای در مقایسه با دریاچه گاز مکانیکی، به ویژه در بار جزئی، با کاهش مصرف سوخت ویژه ترمز، افزایش بازده حجمی، و افزایش بازده حرارتی دارد. علاوه بر این، کارآمدترین روش برای کنترل دمای هوای ورودی در مبدل حرارتی، تنظیم دبی جرمی اگزوز به جای دبی جرمی ورودی داشت. ارزو و همکاران [۲۲] مدل‌سازی ترمودینامیکی ساده و مطالعه تجربی که بر روی هیدروژن، متان، مونوکسیدکربن و مخلوط‌های آن‌ها در موتور اشتعال جرقه‌ای خودروهای تجاری مورد ارزیابی قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که حداکثر گشتاور ترمز و مقادیر فشار متوسط موثر در محدوده بار کامل موتور و آوانس بهینه جرقه به دست می‌آید. بهاتی و همکاران [۲۳] انرژی و اگزورژی نسبت تراکم متغیر موتور جرقه چهار زمانه بر اساس کار تجربی مورد بررسی قرار دادند. نتایج مطالعه نشان داد که استفاده از آنالیز انرژی و اگزورژی درک ارزشمندتری از عملکرد و بهبود موتورهای احتراق داخلی با مکان یابی و سپس کاهش تلفات اگزورژی در آن مکان به دست می‌دهد. استفاده از سوخت‌های گازی جایگزین، تکنیک‌های بازیابی گرمای خروجی اگزوز، استراتژی‌های احتراق ضعیف و دمای پایین این تلفات اگزورژی را کاهش می‌دهد. یون و همکاران [۲۴] یک مدل عددی مناسب جهت تحلیل عملکرد موتور احتراقی پیشنهاد کردند، به کمک این مدل راندمان حرارتی موتور در شرایط کاری مختلف با دقت خوبی قابل تخمین زده شده بودند در صورتی که در مطالعات قبلی ذکر شده با راندمان حرارتی ثابت در نظر گرفته شده و یا از منحنی نتایج تجربی استفاده می‌شد. نتایج نشان داد که مدل پیشنهادی می‌تواند نتایج قابل اعتمادی ارائه دهد و می‌تواند برای موتورهای با ظرفیت بزرگ‌تر اعمال شود. لی و همکاران [۲۵] تأثیر مقادیر مختلف نسبت هوای اضافی و زمان‌بندی آوانس جرقه بر ویژگی‌های احتراق و انتشار موتور احتراق جرقه‌ای با سوخت هیدروژن مورد مطالعه قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که احتراق سوخت با آلاینده پایین با حداکثر زمان‌بندی گشتاور ترمز، زمان‌بندی جرقه، بالاترین بازده حرارتی ترمز و کمترین انتشار NOx را به نمایش داد. تانگ و همکاران

پیستون، $\frac{dQ_F}{d\theta}$ ورودی گرمای سوخت، $\frac{dQ_W}{d\theta}$ تلفات حرارتی دیواره، و $h_u \frac{dm_b}{d\theta}$ جریان آنتالپی از ناحیه نسوخته به ناحیه سوخته ناشی از تبدیل است. شارژ تازه برای محصولات احتراق شار حرارتی بین دو ناحیه نادیده گرفته شده است. $h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\theta}$ آنتالپی ناشی از دمیدن است، u و b در زیرنویس گاز نسوخته و سوخته هستند. علاوه بر این، مجموع تغییرات حجم باید برابر با تغییر حجم سیلندر و مجموع حجم های زون برابر بحجم سیلندر باشد:

$$\frac{dV_b}{d\theta} + \frac{dV_u}{d\theta} = \frac{dV}{d\theta} \quad (3)$$

$$V_b + V_u = V \quad (4)$$

مقدار مخلوط سوزانده شده در هر زمان تنظیم از تابع Wiebe به دست می‌آید. برای تمامی اصطلاحات دیگر، مانند تلفات حرارتی دیوار و غیره، از مدل‌های مشابه مدل‌های تک ناحیه‌ای با توزیع مناسب در دو ناحیه استفاده می‌شود [۲۹].

تأثیر تغییرات در مشخصات جرودی به موتور را می‌توان با تعریف سه معیار مهم گشتاور موثر (T_{eff}) بر حسب نیوتن متر، توان موثر (P_{eff}) بر حسب کیلووات و بازده حرارتی موثر (ζ_{theff}) بر حسب درصد بررسی کرد که به ترتیب به عنوان معادلات (۷)–(۵) تیف می‌شوند [۳۰، ۳۱].

$$T_{eff} = \frac{P_{eff}}{n_m} \left(\frac{6000}{2\pi} \right) \quad (5)$$

$$P_{eff} = \frac{\oint T(t) n_m dt}{\oint dt} \left(\frac{2\pi}{6000} \right) \quad (6)$$

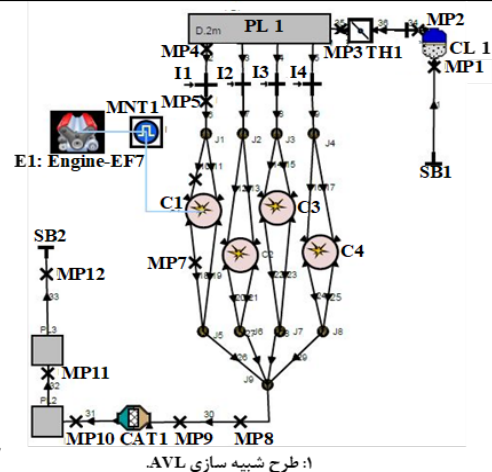
$$\zeta_{theff} = \frac{P_{eff}}{CV \dot{m}_f} \quad (7)$$

n_m ، CV ، و \dot{m}_f به ترتیب دور موتور (rpm)، ارزش حرارتی پایین سوخت (kJ/kg)، و مصرف سوخت (kg/s) می‌باشند.

۳ روش حل

رل معادلات در نرم افزار AVL BOOST عددی مقدار

از نرم افزار AVL BOOST تکمیل شده است که در مراجع [۲۰، ۲۷] نیز شبیه‌سازی مشابه انجام شده است. این مدل دارای سیستم تزریق سوخت چند نقطه ای^۱ (MPFI) است. انژکتورها با نام (I1 – I2 – I3 – I4) مشخص شده است. دارای چهار سیلندر، که سیلندرها با نام (C1 – C2 – C3 – C4)، یک عدد کاتالیزور با نام (CAT 1)، یک فیلتر هوا (CL 1)، یک دریچه گاز با نام (TH 1)، دو عدد انباره های آگزوز خروجی با نام (PL 2 – PL)، موتور با (E1)، نمایشگر (MNT1)، نقاط اندازه‌گیری (MP)، مرز سیستم (SB)، نقاط اتصال (J)، و اعداد ذکر شده نشان دهنده تعداد اجزا، اتصالات، و لوله‌ها مشخص شده است.



شکل ۱- طرح شبیه سازی AVL.

۲-۲- مدل سازی

برای مطالعه حاضر، مدل دو ناحیه‌ای Wiebe برای تحلیل احتراق انتخاب شد. این مدل محفظه احتراق را به مناطق گاز نسوخته و سوخته تقسیم می‌کند [۲۸]. با این حال، این فرض که بارهای سوخته و نسوخته دارای دمای یکسانی هستند، حذف می‌شود. در عوض، قانون اول ترمودینامیک به ترتیب برای بار سوخته و بار نسوخته اعمال می‌شود.

$$\frac{dm_b u_b}{d\theta} = -p_c \frac{dV_b}{d\theta} + \frac{dQ_F}{d\theta} - \sum \frac{dQ_{Wb}}{d\theta} + h_u \frac{dm_b}{d\theta} - h_{BB,b} \frac{dm_{BB,b}}{d\theta} \quad (1)$$

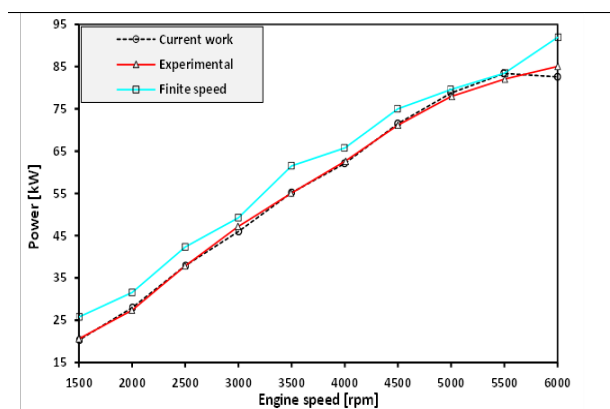
$$\frac{dm_u u_u}{d\theta} = -p_c \frac{dV_u}{d\theta} - \sum \frac{dQ_{Wu}}{d\theta} - h_u \frac{dm_b}{d\theta} - h_{BB,b} \frac{dm_{BB,b}}{d\theta} \quad (2)$$

که در آن dm_u تغییر انرژی داخلی در سیلندر، $p_c \frac{dV}{d\theta}$ کار

مقدار	مشخصات
ردیفی چهار سیلندر	پیکربندی سیلندر
۸۵ × ۷۸/۶	سوراخ × ضربه (میلی متر)
۱۶۵۰	حجم جابجایی (cm ³)
۲۳۰	مدت مکش هوا (درجه)
۲۴۰	مدت زمان خروج گازهای گلخانه‌ای (درجه)
-۳۴	شروع احتراق (درجه)
۴۰	مدت زمان احتراق (درجه)
چهار عدد در هر	
سیلندر	تعداد دریچه‌ها
۳۰/۶	قطر دریچه ورودی (میلی متر)
۳۰/۶	قطر سوپاپ آگزوز (میلی متر)
۱-۳-۴-۲	ترتیب احتراق
۱۱:۱	نسبت تراکم (-)
۸۰/۶۰۰۰	حداکثر توان (کیلو وات/ دور در دقیقه)
۱۵۶/۳۶۰۰-۴۵۰۰	حداکثر گشتاور (نیوتن متر/ دور در دقیقه)

جدول ۲- اعتبارسنجی مدل فعلی با روش تحلیلی سرعت محدود (FS) [۳۲] و تجربی در ۳۰۰۰ دور در دقیقه.

مطالعه حاضر	سرعت		پارامتر
	تجربی [۳۲]	محدود [۳۲]	
	۴۷/۲	۴۹/۲	توان (کیلو وات)
	۰	+۴/۲۴	خطای توان (%)



شکل ۲- اعتبارسنجی مدل حاضر با توان موتور.

در شکل ۳ تاثیر نسبت تراکم در دورهای مختلف روی توان خروجی موتور مدل‌سازی شده است. با افزایش دور موتور، میزان مصرف سوخت بالا رفته و توان خروجی همواره بالا می‌رود همچنین با

اولیه است و برای حل، فرضیات زیر لحاظ گردیده است:

۱- روش حل عددی معادلات دیفرانسیل موتور روش رانگ- کوتا است.

۲- گام زاویه‌ای یک درجه در نظر گرفته شده و تعداد تکرارها ۵۰ می‌باشد.

۳- شرط همگرایی بر پایه فشار می‌باشد.

۴- مدل‌های دو منطقه‌ای ساده فرض می‌کنند که سیلندر دارای یک منطقه سوختن و یک منطقه نسوخته در تمام موارد در طول فرآیند سوزاندن است. منطقه احتراق از سوخت، محصولات احتراق و هوا تشکیل شده است، در حالی که منطقه نسوخته از هوای اطراف تشکیل شده است. اسپری بنزین در انواع چند منطقه‌ای به چندین منطقه جدا می‌شود. میزان آماده‌سازی و سوزاندن هر منطقه به‌طور مداوم تحت نظارت قرار گرفت که ای روش در مرجع [۲۷] نیز اشاره شده است.

۴- تحلیل نتایج

در این قسمت در ابتدا به اعتبارسنجی مدل بکار رفته جهت تحلیل عملکرد موتور احتراقی پرداخته می‌شود و سپس تاثیر پارامترهای مختلف موتور روی عملکرد فنی موتور (توان، گشتاور، و راندمان حرارتی) مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۴-۱- اعتبارسنجی نتایج

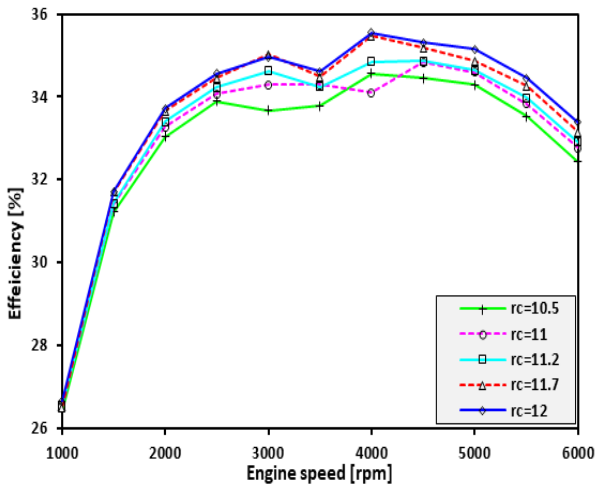
مشخصات موتور مورد نظر جهت مدل‌سازی کار حاضر موتور اشتعال جرقه‌ای مدل EF7 می‌باشد که در جدول ۱ لیست شده است. جدول ۲ نتایج اعتبارسنجی را برای توان در ۳۰۰۰ دور در دقیقه نشان می‌دهد که خطای مدل‌سازی در پیش‌بینی قدرت موتور در محدوده ۲/۵۴- درصد است.

در شکل ۲ توان خروجی موتور EF7 برای مدل حاضر، مدل سرعت محدود^۱ (FS) [۳۲] و نتایج آزمایشگاهی [۳۲] در دورهای مختلف مورد مقایسه قرار گرفته است. نتایج مدل حاضر در تخمین توان خروجی حاکی از معتبر بودن و بالا بودن دقت مدل‌سازی حاضر در مقایسه با سایر مدل‌های پیشنهاد شده است.

جدول ۱- پارامترهای موتور EF7 [۳۲].

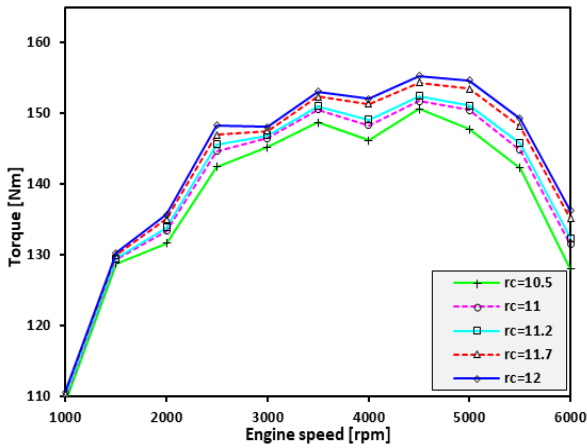
^۱ Finite speed

بالا رفتن نسبت تراکم موتور، به دلیل بالا رفتن فشار موتور، همواره توان خروجی افزایش می‌یابد.



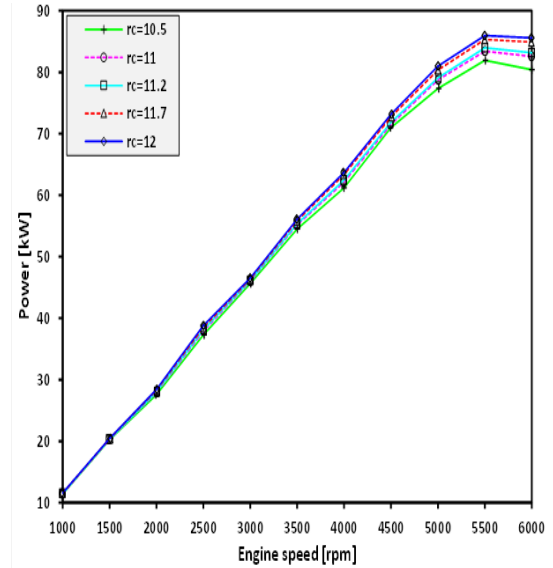
شکل ۴- تاثیر نسبت تراکم روی بازده حرارتی در دورهای مختلف موتور

در شکل ۵ تاثیر نسبت تراکم در دورهای مختلف روی گشتاور آورده شده است. به طور مشابه راندمان حرارتی در محدوده دور ۳۵۰۰ تا ۴۰۰۰ دور در دقیقه بیشترین گشتاور خروجی را داشته و گشتاور همواره با بالا رفتن نسبت تراکم تقویت می‌شود.



شکل ۵- تاثیر نسبت تراکم روی گشتاور خروجی سیستم در دورهای مختلف موتور.

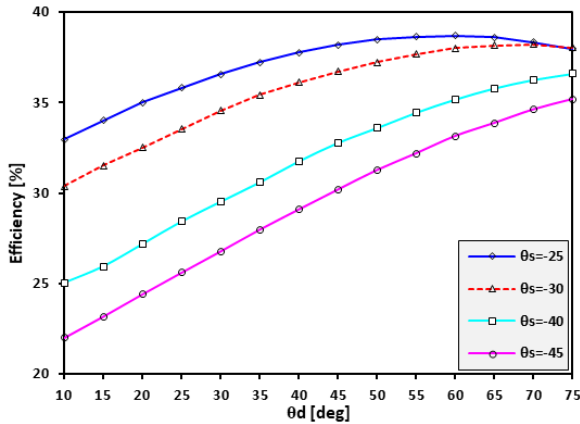
۴-۲- تاثیر زمان شروع احتراق و مدت زمان احتراق بر عملکرد موتور در شکل ۶ تاثیر زمان بندی جرعه روی توان خروجی موتور در دور ۵۰۰۰ دور بر دقیقه شبیه‌سازی شده است. در صورتی که جرعه ۲۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا زده شود و مدت جرعه در محدوده ۵۵ درجه باشد بیشترین توان خروجی از موتور حاصل می‌گردد و با طولانی‌تر شدن مدت جرعه، سرعت احتراق کاهش یافته و توان خروجی کاهش می‌یابد. همچنین با آوانس بیشتر



شکل ۳- تاثیر نسبت تراکم روی توان خروجی سیستم در دورهای مختلف موتور

در شکل ۴ تاثیر نسبت تراکم در دورهای مختلف روی راندمان حرارتی مدل‌سازی شده است. با توجه به اینکه بالا رفتن نسبت تراکم سبب افزایش فشار موتور می‌شود، همواره بالا رفتن این پارامتر سبب می‌شود درصد بیشتری از انرژی ورودی به کار مفید تبدیل شده و راندمان حرارتی افزایش یابد. مطابق مرجع [۳۴] قابل توجه است در دورهای پایین مدت زمان سیکل ترمودینامیکی موتور طولانی‌تر است و موتور زمان بیشتری جهت اتلاف حرارت داشته و درصد بیشتری از انرژی ورودی به جداره موتور تلف می‌نماید بدین ترتیب در دورهای پایین، موتور راندمان مناسبی ندارد. با بالا رفتن دور موتور فرصت کافی برای انتقال حرارت وجود نداشته و درصد بیشتری از انرژی ورودی به کار مفید تبدیل می‌شود اما در دورهای خیلی بالا اثرات اصطکاک موتور می‌تواند غالب‌تر شود و سبب کاهش راندمان حرارتی گردد. بدین ترتیب کاملاً مشخص است در محدوده ۳۵۰۰ تا ۴۰۰۰ دور در دقیقه موتور احتراقی EF7 بنزین سوز بیشترین کارایی حرارتی را دارد.

به بیش از ۳۸٪ می‌رسد که راندمان حرارتی در حالت زمان‌بندی جرعه پیش‌فرض در محدوده ۳۴٪ است و با بکارگیری زمان‌بندی جرعه مناسب راندمان حرارتی موتور در حدود ۱۱٪ تقویت شده است.



شکل ۸- تاثیر زمان شروع احتراق و مدت زمان احتراق روی بازده حرارتی خروجی در دور ۵۰۰۰ دور بر دقیقه.

۵- نتیجه‌گیری

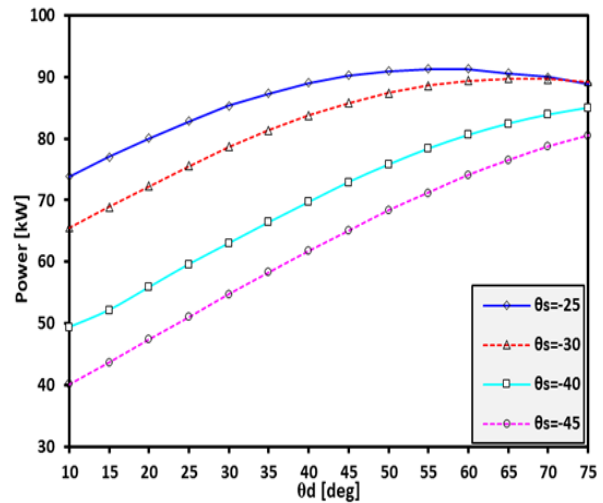
در مقاله حاضر اثرات اثر نسبت تراکم و دور موتور بر مشخصات عملکردی موتور احتراقی EF7 به کمک نرم افزار تجاری AVL BOOST به روش عددی مورد تحلیل قرار گرفت و نتایج زیر حاصل گردید:

۱- مدل عددی توسعه یافته دقت مناسبی در پیش‌بینی عملکرد موتور احتراقی داشت و خطای مدل‌سازی در پیش‌بینی توان خروجی از موتور کمتر از ۳٪ گزارش شد.

۲- نتایج نشان داد که ویژگی‌هایی موتور شامل توان، گشتاور و راندمان با افزایش دور و نسبت تراکم عملکرد بهتری دارد. همچنین نتایج نشان داد که ویژگی‌هایی موتور حاضر بین دورهای ۳۵۰۰ تا ۴۰۰۰ دور در دقیقه عملکرد بهتری دارد.

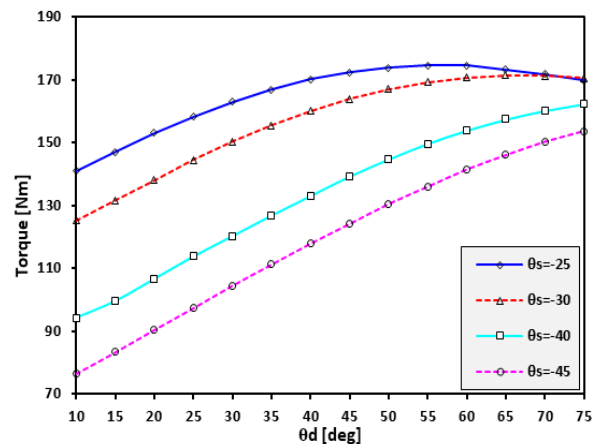
۳- نتایج نشان داد که در صورتی که جرعه ۲۵ درجه قبل از نقطه مرگ بالا زده شود و مدت جرعه در محدوده ۵۵ درجه باشد بیشترین توان خروجی از موتور در دور ۵۰۰۰ دور بر دقیقه حاصل می‌گردد و با طولانی‌تر شدن مدت جرعه، سرعت احتراق کاهش یافته و توان خروجی کاهش می‌یابد. همچنین با آوانس بیشتر زمان جرعه درصد بیشتری از انرژی ورودی به صورت حرارت به دیواره موتور تلف می‌شود و توان خروجی کاهش می‌یابد.

زمان جرعه درصد بیشتری از انرژی ورودی به صورت حرارت به دیواره موتور تلف می‌شود و توان خروجی کاهش می‌یابد.



شکل ۶- تاثیر زمان شروع احتراق و مدت زمان احتراق روی توان خروجی در دور ۵۰۰۰ دور بر دقیقه.

در شکل ۷ تاثیر زمان‌بندی جرعه روی گشتاور خروجی در دور ۵۰۰۰ دور بر دقیقه مدل‌سازی شده است. با توجه به شکل ۷ مشابه رفتار توان، مقدار مناسب زاویه شروع جرعه و مدت زاویه جرعه در دور ۵۰۰۰ دور بر دقیقه جهت دستیابی به بیشترین مقدار گشتاور به ترتیب: ۲۵- و ۵۵ درجه است. در این شرایط گشتاور خروجی به بیش از ۱۷۴ نیوتن متر می‌رسد.



شکل ۷- تاثیر زمان شروع احتراق و مدت زمان احتراق روی گشتاور خروجی در دور ۵۰۰۰ دور بر دقیقه.

در شکل ۸ تاثیر زمان‌بندی جرعه روی بازده حرارتی موتور در دور ۵۰۰۰ دور بر دقیقه ارائه شده است. با توجه به نتایج این شکل مشخص است در حالت زمان‌بندی جرعه مناسب راندمان حرارتی

Farokhad HK, Nasrabad AE. Optimal design and analysis of a novel variable-length intake manifold on a four-cylinder gasoline engine. Appl Therm Eng 2022;200:117631.

[2] Adnan R, Masjuki HH, Mahlia TMI. Performance and emission analysis of hydrogen fueled compression ignition engine with variable water injection timing. Energy 2012;43:416–26. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.03.073>.

[3] Bobi S, Kashif M, Laonual Y. Combustion and emission control strategies for partially-premixed charge compression ignition engines: A review. Fuel 2022;310:122272. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.122272>.

[4] Armas O, García-Contreras R, Ramos Á. Impact of alternative fuels on performance and pollutant emissions of a light duty engine tested under the new European driving cycle. Appl Energy 2013;107:183–90. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.01.064>.

[5] Mehregan M, Sheykhi M, Alizadeh Kharkeshi B, Emamian A, Aliakbari K, Rafiee N. Performance analysis and optimization of combined heat and power system based on PEM fuel cell and β type Stirling engine. Energy Convers Manag 2023;283:116874. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.116874>.

[6] Aliakbari K, Ebrahimi-Moghadam A, Pahlavanzadeh M, Moradi R. Performance characteristics and exhaust emissions of a single-cylinder diesel engine for different fuels: Experimental investigation and artificial intelligence network. Energy 2023;284:128760.

[7] Yadegari M, Ghassemi M. Investigation of the Effects of Temperature, Mass Flow Rate of the Injected Fuel, Pore Diameter, Porosity and Ambient Pressure on the Amount of Pollutants in the Combustion Chamber. Iran J Mech Eng Trans ISME 2022;23:122–46.

[8] Gölcü M, Sekmen Y, Erduranlı P, Salman MS. Artificial neural-network based modeling of variable valve-timing in a spark-ignition engine. Appl Energy 2005;81:187–97.

[9] Windarto C, Lim O. Spark discharge energy effect on in-cylinder characteristics performance of rapid compression and expansion machine with spark ignition direct injection strategy. Fuel 2023;337:127165. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.127165>.

[10] Kurien C, Varma PS, Mittal M. Effect of ammonia energy fractions on combustion stability and engine characteristics of gaseous (ammonia/methane) fuelled spark ignition engine. Int J Hydrogen Energy 2023;48:1391–400. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.10.032>.

[11] Wouters C, Burkardt P, Steeger F, Fleischmann M, Pischinger S. Comprehensive assessment of methanol as an alternative fuel for spark-ignition engines. Fuel 2023;340:127627. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.127627>.

[12] Onowwiona HI, Ugursal VI, Fung AS. Modeling of in-

۴- نتایج نشان داد که مقدار زاویه شروع جرقه و مدت زاویه احتراق مناسب در دور ۵۰۰۰ دور بر دقیقه جهت دستیابی به بیشترین مقدار گشتاور به ترتیب: ۲۵- و ۵۵ درجه است و در این شرایط گشتاور خروجی به بیش از ۱۷۴ نیوتن متر می‌رسد.

۵- نتایج نشان داد که در حالت زمان‌بندی جرقه مناسب، راندمان حرارتی به بیش از ۳۸٪ می‌رسد که راندمان حرارتی در حالت زمان‌بندی جرقه پیش‌فرض در محدوده ۳۴٪ است و با بکارگیری زمان بندی جرقه مناسب، راندمان حرارتی موتور در حدود ۱۱٪ تقویت شده است.

۶- فهرست علائم

الیسی

ارزش حرارتی سوخت، kJ/kg CV

ج، kg m

دور موتور، rpm n_m

توان موثر، kW P_{eff}

گرما، kJ Q

گشتاور موثر، Nm T_{eff}

حجم، m^3 V

بازده حرارتی موثر، - ζ_{theff}

زیرنویس و علائم اختصاری

گاز نسوخته u

گاز سوخته b

مرز سیستم System Boundary (SB)

نقطه اندازه‌گیری Measuring Point (MP)

صافی هوا Air Cleaner (CL)

محدودکننده Restriction (R)

دریچه Throttle (TH)

انباره Plenum (PL)

انژکتور Injector (I)

نقطه اتصال Junction (J)

سیلندر Cylinder (C)

کاتالیزور Catalyst (CAT)

موتور Engine (E)

نمایشگر Monitor (MNT)

۷- منابع

[1] Talati H, Aliakbari K, Ebrahimi-Moghadam A,

- [25] Lee J, Park C, Bae J, Kim Y, Choi Y, Lim B. Effect of different excess air ratio values and spark advance timing on combustion and emission characteristics of hydrogen-fueled spark ignition engine. *Int J Hydrogen Energy* 2019;44:25021–30. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.07.181>.
- [26] Tang Q, Jiang P, Peng C, Chang H, Zhao Z. Comparison and analysis of the effects of spark timing and lambda on a high-speed spark ignition engine fuelled with n-butanol/gasoline blends. *Fuel* 2021;287:119505.
- [27] Iliev S. A comparison of ethanol and methanol blending with gasoline using a 1-D engine model. *Procedia Eng* 2015;100:1013–22.
- [28] Altun Ş, Öztöpe HF, Öner C, Varol Y. Exhaust emissions of methanol and ethanol-unleaded gasoline blends in a spark ignition engine 2013.
- [29] AVL List GmbH, AVL Boost – Theory. 2013.
- [30] Silva EAA, Ochoa AA V, Henríquez JR. Analysis and runners length optimization of the intake manifold of a 4-cylinder spark ignition engine. *Energy Convers Manag* 2019;188:310–20. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.03.065>.
- [31] Ceviz MA, Akın M. Design of a new SI engine intake manifold with variable length plenum. *Energy Convers Manag* 2010;51:2239–44. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.03.018>.
- [32] Altın İ, Bilgin A, Sezer I. Theoretical investigation on combustion characteristics of ethanol-fueled dual-plug SI engine. *Fuel* 2019;257:116068.
- [33] Kakaee A, Karimi M. A comparative study on influence of natural gas composition on the performance of a CNG engine. *Mapta J Mech Ind Eng* 2018;2:9–18.
- [34] Szybist JP, Busch S, McCormick RL, Pihl JA, Splitter DA, Ratcliff MA, et al. What fuel properties enable higher thermal efficiency in spark-ignited engines? *Prog Energy Combust Sci* 2021;82:100876. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.pecs.2020.100876>.
- ternal combustion engine based cogeneration systems for residential applications. *Appl Therm Eng* 2007;27:848–61.
- [13] Fong KF, Lee CK. Performance analysis of internal-combustion-engine primed trigeneration systems for use in high-rise office buildings in Hong Kong. *Appl Energy* 2015;160:793–801. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.11.059>.
- [14] Rezaie B, Javan S, Mohammadi V, Ahmadi P. Performance Assessment and Optimization of a Combined Cooling, Heating and Power (CCHP) System for Residential Application using Low Grade Heat of an Internal Combustion Engine. *Curr. Altern. Energy* 2017;2.
- [15] Abbasi M, Chahartaghi M, Hashemian SM. Energy, exergy, and economic evaluations of a CCHP system by using the internal combustion engines and gas turbine as prime movers. *Energy Convers Manag* 2018;173:359–74.
- [16] Meybodi MA, Behnia M. Impact of carbon tax on internal combustion engine size selection in a medium scale CHP system. *Appl Energy* 2011;88:5153–63.
- [17] Chan SH, Zhu J. Modelling of engine in-cylinder thermodynamics under high values of ignition retard. *Int J Therm Sci* 2001;40:94–103.
- [18] Sheykhi M, Mehregan M, Aliakbari K. A novel differential thermodynamic model for simulating spark ignition engine performance. *Energy Convers Manag* 2023;298:117794.
- [19] Soylu S, Van Gerpen J. Development of empirically based burning rate sub-models for a natural gas engine. *Energy Convers Manag* 2004;45:467–81.
- [20] Ma F, Wang Y, Wang J, Ding S, Wang Y, Zhao S. Effects of combustion phasing, combustion duration, and their cyclic variations on spark-ignition (SI) engine efficiency. *Energy & Fuels* 2008;22:3022–8.
- [21] Ghaly AM, Eldrainy YA, El-Maghlany WM, Yousef AM. Novel thermal throttling model in spark ignition engines: A way to replace a mechanical one. *Therm Sci Eng Prog* 2017;4:223–30. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.tsep.2017.10.012>.
- [22] Urroz JC, Diéguez PM, Arzamendi G, Arana M, Gandía LM. Gaseous fueling of an adapted commercial automotive spark-ignition engine: Simplified thermodynamic modeling and experimental study running on hydrogen, methane, carbon monoxide and their mixtures. *Fuel* 2023;337:127178. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.127178>.
- [23] Bhatti SS, Verma S, Tyagi SK. Energy and exergy based performance evaluation of variable compression ratio spark ignition engine based on experimental work. *Therm Sci Eng Prog* 2019;9:332–9. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.12.006>.
- [24] Yun KT, Cho H, Luck R, Mago PJ. Modeling of reciprocating internal combustion engines for power generation and heat recovery. *Appl Energy* 2013;102:327–35.