



بررسی عددی زمان‌بندی احتراق و سوپاپ ورودی روی عملکرد موتور اشتعال جرقه‌ای TU5

جواد آذرخزین^۱، کریم علی اکبری^{۲*}، محمد شیخی^۳، سیدمحمد مهدی دلاوری^۴

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد دانشکده فنی و مهندسی، موسسه آموزش عالی اقبال لاهوری مشهد، ایران

^۲ دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ملی مهارت، تهران، ایران

^۳ دکتری تخصصی، مدرس مدعو، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ملی مهارت، تهران، ایران

^۴ فارغ التحصیل مهندسی مکانیک خودرو، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ملی مهارت، تهران، ایران

تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۷/۱۶؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۳/۱۰/۱۳؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۱۱/۰۳

چکیده

زمان‌بندی‌های جرقه و سوپاپ ورودی از پارامترهای عملیاتی کلیدی موتورهای اشتعال جرقه‌ای هستند که فرآیند اولیه احتراق و مقدار هوای ورودی در طی کارکرد موتور تعیین می‌کنند. بنابراین، تعیین زمان مناسب برای شروع جرقه و تنفس عوامل مهمی برای بهبود عملکرد موتور و احتراق کامل هستند. هدف از کار حاضر ارزیابی تاثیرات زمان جرقه زنی و سوپاپ ورودی و انتخاب مناسب نسبت تراکم در دوره‌های مختلف بر عملکرد موتور TU5 به روش عددی است. برای دستیابی به این هدف، ابتدا نتایج شبیه‌سازی عددی با نتایج تجربی مقایسه و اعتبارسنجی می‌شود، سپس تاثیر پارامترهای فنی موتور از جمله نسبت تراکم، زمان‌بندی‌های احتراق و سوپاپ ورودی در دوره‌های مختلف روی مشخصه‌های قدرت، گشتاور، فشار موثر متوسط، راندمان حجمی، بازده حرارتی و مصرف سوخت ویژه بررسی می‌گردد. نتایج نشان داد که مشخصه‌های خروجی موتور در دور ۴۰۰۰ rpm بهترین عملکرد را دارد. همچنین آوانس بهینه برای ماکزیمم شدن توان و گشتاور و پایین‌ترین مقدار مصرف سوخت ویژه در دوره‌های ۲۰۰۰ و ۴۰۰۰ rpm به ترتیب ۵ و ۱۰° قبل از نقطه مرگ بالا است. بعلاوه، با انتخاب زاویه آوانس سوپاپ ورودی در حدود ۳۰° قبل از فرآیند مکش، راندمان حجمی تا حدود ۹۷٪ خواهد رسید.

کلمات کلیدی: موتور TU5؛ زمان‌بندی احتراق؛ زمان‌بندی سوپاپ ورودی؛ مصرف سوخت ویژه؛ آوانس بهینه.

Numerical investigation of combustion and intake valve timing on the performance of TU5 spark ignition engine

Javad Azarkhazin¹, Karim Aliakbari^{2*}, Mohammad Sheykhi³, Seyyed Mohammad Mahdi Delavari⁴

¹ MSc. Student, Mech. Eng., Technical and Engineering Faculty, Eqbal Lahoori Institute of Higher Education, Mashhad, Iran

² Assoc. Prof., Mech. Eng., Department of Mechanical Engineering, National University of Skills (NUS), Tehran, Iran

³ Ph.D., Mech. Eng., Department of Mechanical Engineering, National University of Skills (NUS), Tehran, Iran

⁴ BSc., Automot. Eng., Department of Mechanical Engineering, National University of Skills (NUS), Tehran, Iran

Abstract

Spark and intake valve timings are key operating parameters of spark ignition engines that determine the initial combustion process and the intake air amount during engine operation. Therefore, determining the appropriate timing for spark initiation and breathing are important factors for improving engine performance and complete combustion. The present work aims to evaluate the effects of spark and intake valve timings and the appropriate selection of compression ratio at different speeds on the TU5 engine performance using a numerical method. To achieve this goal, first, numerical simulation results are compared with experimental results and validated, then the effects of engine technical parameters, including compression ratio, combustion and intake valve timings at different speeds on characteristics of power, torque, mean effective pressure, volumetric efficiency, thermal efficiency, and specific fuel consumption are investigated. The results showed that engine output characteristics at 4000 rpm have the best performance. Also, the optimal advance for maximizing power and torque and the lowest specific fuel consumption is 5 and 10 degrees before the top dead center at 2000 and 4000 rpm, respectively. In addition, by selecting the intake valve advance angle at about 30 degrees before the intake process, volumetric efficiency will reach about 97 percent.

Keywords: TU5 engine; Spark timing; Intake valve timing; Special fuel consumption; Optimal advance.

۱- مقدمه

با در نظر گرفتن برخی مسائل مهم از جمله مقررات کاهش انتشار آلاینده‌های هوا و مصرف سوخت کمتر خودروها، بهینه‌سازی مصرف سوخت در موتورهای احتراق داخلی مورد توجه همه موتورسازان بزرگ دنیا خواهد بود. برای این منظور، فناوری‌های متعددی در نظر گرفته شده‌اند و برخی از آنها در حال حاضر به‌عنوان فناوری‌های تجاری در خودروهای جدید به‌طور گسترده مورد استفاده قرار می‌گیرند [۱-۳].

بهینه‌سازی زمان جرقه، افزایش راندمان حجمی و افزایش فشار تزریق سوخت موتور از روش‌هایی است که باعث افزایش راندمان سوخت و راندمان موتور می‌شود. با افزایش مقدار هوای ورودی به سیلندر و بهینه‌سازی زمان جرقه در یک موتور معمولی، باعث کاهش مصرف سوخت و افزایش قدرت موتور می‌گردد [۴-۶]. تغییرات در تجهیزات موتور از قبیل شمع‌های چند الکترودی، زمان بندی متغیر سوپاپ‌ها، زاویه پاشش سوخت و اثر راستای انژکتور نیز می‌تواند باعث اشتعال بهتر احتراق گردد که نهایتاً باعث افزایش کارایی موتور می‌شود [۷-۹]. زمان جرقه در رسیدن به حداکثر فشار و مصرف سوخت موتور بسیار مهم است. وقتی جرقه زودتر ایجاد شود، حداکثر فشار سیلندر بیشتر است و زودتر اتفاق می‌افتد.

یک کار تحقیقاتی توسط لی و همکاران [۱۰] روی موتور جرقه زنی با تزریق مستقیم سوخت متانول انجام شد. نتایج نشان داد که مقدار بهینه‌ای برای تزریق و زمان احتراق وجود دارد تا به احتراق کافی با آلودگی جزئی برسد. در حالت بهینه، تاخیر جرقه زنی کوچکتر و تغییرات کمتر چرخه به چرخه، فشار داخلی سیلندر، سرعت انتقال حرارت و راندمان حرارتی را به حداکثر می‌رساند. خوا و لیم [۱۱] چگونگی تأثیر مدت زمان احتراق بر عملکرد و ویژگی‌های انتشار موتور موتورسیکلت به روش تجربی و عددی مورد بررسی قرار دادند. هدف از تحقیق بدست آوردن مقدار بهینه مقدار مدت احتراق برای برای گشتاور و کاهش انتشار NO_x ، CO و HC بود. نتایج تحقیقات آنها نشان داد که مدت زمان احتراق تأثیر قابل توجهی بر نسبت گاز باقیمانده، انرژی آزادسازی مؤثر، عملکرد موتور و ویژگی‌های انتشار دارد. چان و ژو [۱۲] 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. چن و همکاران [۱۳] اثرات زمان‌بندی جرقه و افزودن متانول بر ویژگی‌های احتراق و انتشار موتور دوگانه سوز گاز طبیعی/متانول را بررسی کردند. مشخص شد که افزودن متانول منجر به بهبود بازده حرارتی ترمز، کاهش انتشار کل HC و افزایش NO_x می‌شود. در مقابل، برای یک نسبت جایگزینی انرژی متانول خاص، آوانس زمان جرقه باعث افزایش فشار و دمای سیلندر می‌گردد در حالی که دمای اگزوز تحت فشار متوسط موثر یکسان کاهش می‌یابد. علاوه بر این، زمان‌بندی جرقه در حداکثر بازده حرارتی موثر با افزایش نسبت جایگزینی انرژی متانول کاهش می‌یابد. ارزو و همکاران [۱۴] مدل‌سازی ترمودینامیکی ساده و مطالعه تجربی که بر روی هیدروژن، متان، مونوکسید کربن 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. کیان و همکاران [۱۵] اثرات تزریق آب و زمان جرقه بر عملکرد یک موتور چهار سیلندر توربوشارژر اصلاح شده تزریق مستقیم بنزین دوگانه سوز هیدروژن / بنزینی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج تجربی نشان داد که زمان‌بندی جرقه حداکثر گشتاور ترمزی زمانی که آب و/یا هیدروژن اضافه می‌شود، متفاوت است. با افزودن هیدروژن، کاستی احتراق ناشی از تزریق آب را می‌توان بهبود بخشید. همچنین، تغییر فشار موثر متوسط اندپکتوری و ضریب تغییرات این فشار در مقابل زمان جرقه با افزودن هیدروژن حساس‌تر گردید که با تزریق آب، انتشار بالای NO ناشی از افزودن هیدروژن را می‌توان تا حد زیادی اما با عوارض جانبی انتشار بالاتر HC و CO کاهش داد. یون و همکاران [۱۶] یک مدل عددی مناسب جهت تحلیل عملکرد موتور احتراقی پیشنهاد کرد، به کمک این مدل راندمان حرارتی موتور در شرایط کاری مختلف با دقت خوبی قابل تخمین بود در صورتی

موتورهای هیدروژنی در مقایسه با موتورهای بنزینی کاهش یابد. هم تاخیر احتراق و هم مدت زمان احتراق با افزایش نسبت هم ارزی و نسبت تراکم کاهش یافت، در حالی که روند مخالف با افزایش گردش مجدد گاز خروجی مشاهده شد. هدفی و همکاران [۲۱] یک مدل عددی بر اساس تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی و جنبشی به منظور ارزیابی بیوگاز، هیدروژن، گاز طبیعی یا گاز مایع نفتی به عنوان سوخت در یک موتور احتراق جرقه را مورد مطالعه قرار دادند. نتایج نشان داد که بازده حرارتی با توجه به مصرف سوخت و گردش مجدد گازهای خروجی افزایش یافته است. همچنین نشان داده شد که یک مخلوط هم‌مولار بین بیوگاز و هیدروژن، بازده حرارتی اندیکاتوری را افزایش می‌دهد و مصرف سوخت را کاهش می‌دهد. یوان و همکاران [۲۲] مدلسازی جنبشی احتراق در موتور جرقه زنی با تزریق آب را مورد ارزیابی قرار دادند. این مدل از یک مدل جنبشی دو منطقه‌ای همراه با شیمی احتراق دقیق برای برجسته کردن برهمکنش‌های ترمودینامیکی و شیمیایی - جنبشی بین احتراق بنزین و تزریق آب استفاده می‌کند. نتایج نشان داد که اثر خنک‌کنندگی بار حاصل از تزریق مستقیم آب بسیار بیشتر از اثر رقیق‌سازی از نظر پیشبرد فاز احتراق محدود کوبشی است. تزریق آب همچنین بر فرآیندهای جنبشی که در ناحیه گاز نسوخته اتفاق می‌افتد تأثیر می‌گذارد، اما عمدتاً با تغییر شرایط ترمودینامیکی درون سیلندر - آب تزریق شده مستقیماً در شیمی دمای پایین در منطقه گاز نسوخته نقش ندارد. گونگ و همکاران [۲۳] تأثیر زمان‌بندی اشتعال بر احتراق، انتشارات تنظیم‌شده مونوکسید کربن و اکسید نیتریک و انتشارات تنظیم‌نشده فرمالدئید و متانول نسوخته در موتور خودرو با تزریق دوگانه هیدروژن / متانول تحت شرایط بدون سوختن به صورت عددی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج نشان داد که در شرایط بدون سوخت (نسبت هوای اضافی معادل ۲)، فشار سیلندر اوج، سرعت آزاد شدن گرما و دمای سیلندر اوج همگی با تأخیر در زمان

که در مطالعات قبلی ذکر شده یا راندمان حرارتی ثابت در نظر گرفته شده و یا از منحنی نتایج تجربی استفاده می‌شد. در این مطالعه پتانسیل حرارت اتلافی موتور در ظرفیت‌های مختلف موتور مورد ارزیابی قرار گرفت. چن و همکاران [۱۷] به روش عددی احتراق تزریق متلاطم هیدروژن بر ویژگی‌های احتراق موتور آمونیاکی تمیز در شرایط مکش اتمسفر را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که برای به حداکثر رساندن اثر ترفیع احتراق، تزریق آشفته هیدروژن بر احتراق آمونیاک به قطر روزنه بهینه نیاز است. جی و همکاران [۱۸] به روش عددی عملکرد احتراق موتور احتراق جرقه آمونیاک-هیدروژن تحت نسبت‌های مختلف تراکم بالا و زمان بندی جرقه-اشتعال مختلف را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که با افزایش نسبت تراکم، یک رابطه مبادله‌ای بین نرخ اتلاف اغتشاش و انرژی جنبشی آشفته وجود دارد. در ابتدا انرژی جنبشی آشفته با افزایش نسبت تراکم افزایش می‌یابد. با ادامه افزایش نسبت تراکم، تمایل به افزایش انرژی جنبشی آشفته کاهش می‌یابد، در حالی که نرخ اتلاف آشفته به طور مداوم افزایش می‌یابد. هو و همکاران [۱۹] با استفاده از تابع وابسته بهینه سازی فرآیند احتراق یک موتور دوگانه سوز بیودیزل-دیزل با کمک شبکه عصبی احتراق صفر بعدی را مورد مطالعه قرار دادند. نتایج نشان می‌دهد که ضریب مقدار تعیین مدل پیش‌بینی صفر بعدی موتور دوگانه سوز مبتنی بر تابع وابسته دوگانه همراه با الگوریتم بهینه‌سازی است و مدل دارای دقت پیش‌بینی و تعمیم خوبی است. توسعه مدل احتراق پشتیبانی مدل عددی قابل اعتمادی را برای ارزیابی و بهینه سازی عملکرد موتور دوگانه سوز فراهم می‌کند. سالوی و سویرامانیان [۲۰] مطالعه تجربی و مدل‌سازی عددی ویژگی‌های احتراق موتور احتراق جرقه‌ای با سوخت هیدروژنی را مورد بررسی قرار دادند. در این مطالعه ابتدا ثابت‌های تابع استاندارد وابسته برای محاسبه کسر جرمی سوخته در یک موتور جرقه‌ای با سوخت هیدروژنی اصلاح شدند. نتایج نشان داد که زمان جرقه باید برای

^۱ Wiebe

نتایج نشان داد که با توجه به مقاومت بالای متان در برابر ضربه، مناسب ترین مقدار آوانس احتراق برای شبیه سازی با سوخت متان با در نظر گرفتن حداکثر بازده حرارتی برای محدود کردن کاهش های فرضی در بازده حرارتی نشان داده شده و میانگین فشار مؤثر نشان داده شده در مقایسه با مطالعات قبلی تصمیم گیری شد. کاهش جزئی در اکسیدهای نیتروژن و انتشار مونوکسید کربن هنگام استفاده از متان در بار کامل مشاهده شد. شیخی و همکاران [۲۷] یک مدل عددی با دقت مناسب برای ارزیابی اثرات زمان بندی جرقه به عنوان محرک اصلی یک سیستم ترکیبی حرارت و برق^۴ (CHP) پیشنهاد دادند. آنها علاوه، در نهایت با انجام بهینه سازی دو هدفه، شرایط بهینه عملکرد موتور ارائه دادند. نتایج نشان داد که اگر موتور از نظر پارامتر نسبت قیمت نسبت به راندمان^۵ (PR) و مصرف سوخت با سرعت های کمتری عمل نماید، شرایط کارکرد بهتری خواهد داشت.

در این مقاله در ابتدا به کمک یک نرم افزار تجاری به نام AVL BOOST به روش عددی و با دقت مناسب شبیه سازی موتور احتراقی TU5 انجام شده و سپس برای اولین بار اثرات پارامترهای مهم موتور از جمله زاویه شروع احتراق، مدت زاویه احتراق، نسبت تراکم و همچنین زمان باز شدن سوپاپ ورودی در دوره های مختلف روی مشخصه های عملکردی موتور از جمله: توان، گشتاور و مصرف سوخت ویژه بررسی شده است و محدوده های بهینه از شرایط کارکردی این موتور گزارش شده است که در مطالعات گذشته تاثیر پارامترهای ذکر شده به طور هم زمان روی عملکرد موتور TU5 به روش شبیه سازی عددی مورد بحث قرار نگرفته است.

۲- روند شبیه سازی عددی

۲-۱- طرح مدل عددی

در شکل ۱ یک نقشه نرم افزار موتور اشتعال جرقه ای TU5 بنزینی نشان داده شده است. این نقشه به روش عددی با

جرقه زنی کاهش می یابد. تاخیر اشتعال و مدت زمان احتراق با تاخیر در زمان اشتعال کاهش می یابد. انتشار مونوکسید کربن، فرمالدئید و متانول با تاخیر در زمان اشتعال افزایش می یابد، در حالی که انتشار اکسید نیتریک با زمان اشتعال تاخیری کاهش می یابد. بیانکو و همکاران [۲۴] مدل سازی احتراق و خطر شروع خودسوزی در موتور اشتعال تزریق آشفته با کارایی بالا را مورد ارزیابی قرار دادند. در این مطالعه یک روش برای مدل سازی 3D-CFD خطر شروع احتراق و ضربه برای یک موتور توربوشارژ با کارایی بالا که دارای سیستم جرقه زنی غیرفعال تزریق آشفته توسعه داده شد. ابتدا، یک مطالعه عددی جامع به روش عددی به منظور توسعه یک مدل 3D-CFD که قادر به بازتولید داده های تجربی موجود است، انجام شد و سپس مدل حاصل در شرایط کاری مختلف با پیشرفت های جرقه ای متفاوت تأیید شد. در نهایت، یک روش برای ارزیابی خطر شروع ضربه ایجاد شد، که منجر به تعریف دو شاخص جدید خطر ضربه بر اساس پیشرفت واکنش های شیمیایی در محفظه احتراق شد. شاخص های خطر ضربه پیشنهادی مطابقت خوبی با داده های تجربی نشان دادند. هوانگ و همکاران [۲۵] تجزیه و تحلیل کمی رابطه بین حرکت شارژ و احتراق کوبشی در موتورهای گاز طبیعی با احتراق جرقه تحت شرایط ضربه بحرانی را مورد بررسی قرار دادند. در این مطالعه، تغییر شکل محفظه احتراق و مقداردهی اولیه سرعت جریان درون سیلندر، حرکات چرخشی^۱، غلتشی^۲ و تلاطم^۳ با شدت های مختلف سازماندهی شدند. نتایج نشان داد که شدت ضربه ابتدا افزایش می یابد و سپس با افزایش شدت چرخش و غلتش کاهش می یابد و با افزایش شدت تلاطم به صورت خطی افزایش می یابد. چرخش کمترین تأثیر را بر شدت ضربه داشت و به دنبال آن غلتش، در حالی که تلاطم بیشترین تأثیر را داشت. کاراگوز و همکاران [۲۶] عملکرد و انتشار موتورهای جرقه زنی با سوخت بنزین و متان مورد مطالعه قرار دادند.

⁴ Combined heat and power

⁵ Price ratio

¹ Swirl

² Tumble

³ Squish

انرژی برای هر گام زمانی برای ناحیه نسوخته و سوخته به ترتیب طبق معادلات (۱) و (۲) بازنویسی می‌شود.

$$\frac{d(m_u e_u)}{dt} = -p \frac{dV_u}{dt} - Q_u + \left(\frac{dm_f}{dt} H_f + \frac{dm_a}{dt} H_a \right) + \frac{dm_{f,i}}{dt} h_{f,i} \quad (1)$$

$$\frac{d(m_b e_b)}{dt} = -p \frac{dV_b}{dt} - Q_b + \left(\frac{dm_f}{dt} H_f + \frac{dm_a}{dt} H_a \right) \quad (2)$$

در اینجا زیرنویس u و b به ترتیب مشخص کننده ناحیه نسوخته و سوخته می‌باشند و زیرنویس f, i نشان دهنده سوخت پاشیده شده است. توجه شود در اینجا Q نرخ انتقال حرارت می‌باشد و نرخ سوختن توسط $\frac{dm_f}{dt}$ مشخص می‌شود. برای محاسبه سرعت انتقال حرارت داخل سیلندر از مدل وشنی^۲ استفاده شد. معادله (۳) نحوه محاسبه ضریب انتقال حرارت را با استفاده از تابع وشنی نشان می‌دهد [۳۰]:

$$h_g = 3.2D^{-0.2} P_r^{0.8} T_r^{0.53} V_c^{0.8} \quad (3)$$

که در آن D قطر سیلندر به عنوان طول مشخصه و V_c پارامتر سرعت است که تابعی از سرعت پیستون و اختلاف فشار بین سیلندر و سیلندر موتور است:

$$V_c = C_1 V_m + C_2 \frac{V_d T_{r,1}}{P_{r,1} V_{r,1}} (P_r - P_{mot}) \quad (4)$$

در معادله (۴)، در فاز ورودی و خروجی:

$$C_1 = 6.18 + 0.417 \left(\frac{V_s}{V_m} \right)$$

در مرحله فشرده سازی و انبساط:

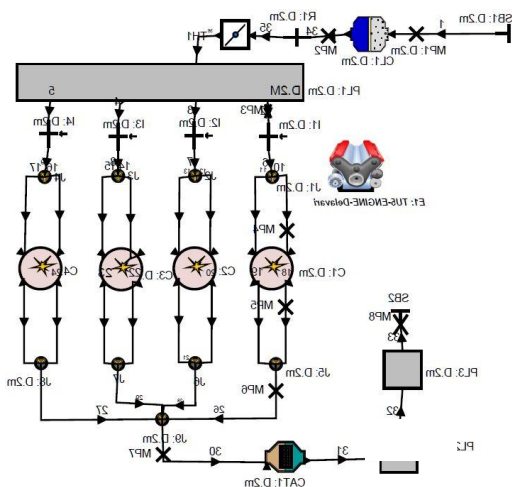
$$C_1 = 2.28 + 0.308 \left(\frac{V_s}{V_m} \right)$$

همچنین، مقادیر C_2 در مرحله احتراق و مراحل دیگر به ترتیب برابر $C_2 = 0$ و $C_2 = 3.24 \times 10^{-3}$ می‌باشند.

در معادله (۴)، V_m میانگین سرعت پیستون (m/s)، V_s سرعت محیط (m/s)، T_r دمای مرجع و P_r فشار مرجع هستند. علاوه، $V_{r,1}$ ، $T_{r,1}$ و $P_{r,1}$ به ترتیب نشان دهنده حجم، دما و فشار در زمان بسته شدن سوپاپ ورودی هستند. همچنین،

نرم افزار تجاری AVL BOOST طراحی شده است. موتور TU5 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 از روش عددی تکمیل شده است که در مراجع [۲۸، ۲۹] نیز شبیه سازی مشابه انجام شده است. این مدل دارای سیستم تزریق سوخت چند نقطه ای^۱ 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 اگزوز خروجی با نام (PL 3 - PL 2)، موتور با (E1)، نمایشگر (MNT1)، نقاط اندازه گیری (MP)، مرز سیستم (SB)، نقاط اتصال (J)، و اعداد ذکر شده نشان دهنده تعداد اجزاء، اتصالات، و لوله ها مشخص شده است.



شکل ۱- طرح شبیه سازی موتور در نرم افزار AVL.

۲-۲- معادلات حاکم

در این مقاله احتراق به صورت دو ناحیه ای انجام می‌شود. بدین ترتیب محتویات سیلندر در ابتدای احتراق به دو قسمت سوخته و نسوخته تقسیم می‌شوند (شکل ۲). بنابراین معادله

² Woschni

¹ Multi-Point Fuel Injection (MPFI)

۲-۳- روش حل

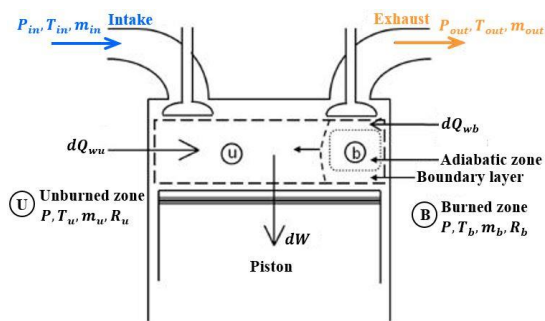
روش حل معادلات با روش عددی مقدار اولیه است و برای حل، فرضیات زیر لحاظ گردیده است:

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

۲- گام زاویه ای یک درجه در نظر گرفته شده و تعداد تکرارها ۵۰ می باشد.

۳- شرط همگرایی بر پایه فشار می باشد.

۴- مدل های دو منطقه ای ساده فرض می کنند که سیلندر دارای یک منطقه سوختن و یک منطقه نسوخته در تمام موارد در طول فرآیند سوزاندن است (شکل ۲). 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 منطقه ای به چندین منطقه جدا می شود. میزان آماده سازی و سوزاندن هر منطقه به طور مداوم تحت نظارت قرار گرفت که این روش در مرجع [۲۸] نیز اشاره شده است.



شکل ۲- نمودار شماتیک سیستم ترمودینامیکی

۳- تحلیل نتایج

در این قسمت در ابتدا به معبرسازی مدل بکار رفته جهت تحلیل عملکرد موتور احتراقی پرداخته می شود و سپس تاثیر پارامترهای مختلف موتور روی عملکرد و مصرف سوخت سیستم مورد بررسی قرار می گیرد.

۳-۱- اعتبارسنجی نتایج

بدین ترتیب جهت اعتبارسنجی مدل بکار رفته جهت تحلیل عملکرد موتور احتراقی، از مشخصات موتور بنزینی TU5

P_{mot} فشار سیلندر هنگام کار موتور و V_d حجم جابجایی سیلندر است.

در این مطالعه برای توصیف فرایند احتراق از منحنی تابع وایب استفاده می شود (معادله (۳)). در این معادله کسری از جرم سوخته شده به صورت تابعی از زاویه لنگ، از صفر رشد کرده و به صورت تصاعدی به سمت یک میل می نماید که نشان دهنده پایان احتراق است [۳۱].

برای مدل سازی احتراق از تابع وایبی استفاده می شود. مقدار ترکیب سوزانده شده در هر زمان تنظیم از تابع وایبی به دست می آید. برای تمام اصطلاحات دیگر، مانند تلفات حرارتی دیوار و غیره، مدل های یکسان با مدل های تک ناحیه ای با توزیع مناسب در دو ناحیه اعمال می شوند [۳۱].

$$x = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\alpha - SOC}{BDUR} \right)^{m+1} \right] \quad (5)$$

که در آن SOC ، $BDUR$ ، α ، m و a به ترتیب شروع احتراق، مدت زمان سوختن، زاویه میل لنگ، شکل وایبی و پارامتر وایبی هستند. علاوه بر این، مدل انتقال حرارت و شنی در مراجع [۳۲، ۳۳] برای مدل سازی انتقال حرارت بین گاز و دیواره سیلندر استفاده شده است.

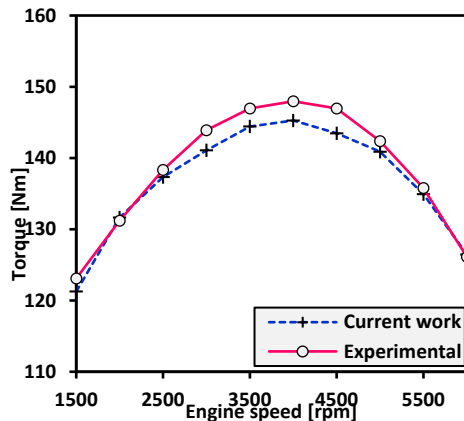
تأثیر تغییرات در مشخصات جریان ورودی به موتور را می توان با تعریف سه معیار مهم گشتاور موثر (T_{eff}) بر حسب نیوتن متر، توان موثر (P_{eff}) بر حسب کیلووات و بازده حرارتی موثر (η_{theff}) بر حسب درصد بررسی کرد که به ترتیب به عنوان معادلات (۸) - (۶) تعریف می شوند [۳۴، ۳۵].

$$T_{eff} = \frac{P_{eff}}{n_m} \left(\frac{6000}{2\pi} \right) \quad (6)$$

$$P_{eff} = \frac{\oint T(t) n_m dt}{\oint dt} \left(\frac{2\pi}{6000} \right) \quad (7)$$

$$\eta_{theff} = \frac{P_{eff}}{CV \dot{m}_f} \quad (8)$$

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



شکل ۳- اعتبارسنجی مدل حاضر در دورهای مختلف موتور با؛ (الف) توان و (ب) گشتاور

نتایج اعتبارسنجی علاوه بر داشتن دقت مناسب، رفتار گشتاور در دورهای مختلف را نسبت به نتایج تجربی به طور مناسبی پیش‌بینی کرده و مدل عددی قابلیت تعیین محدوده دور بهینه در ۴۰۰۰ دور در دقیقه را دارد.

جدول ۱- اعتبارسنجی مدل حاضر با روش تجربی [۳۶] در ۴۰۰۰ دور در دقیقه

پارامتر	تجربی	مطالعه حاضر
توان (کیلو وات)	۶۲/۰۲	۶۰/۸۵
گشتاور (نیوتن متر)	۱۴۷/۹۷	۱۴۵/۲۷
خطای توان (%)	۰	-۱/۸۹
خطای گشتاور (%)	۰	-۱/۸۲

۳-۲- بحث و بررسی نتایج

۳-۲-۱- تاثیر نسبت تراکم و دور بر عملکرد موتور

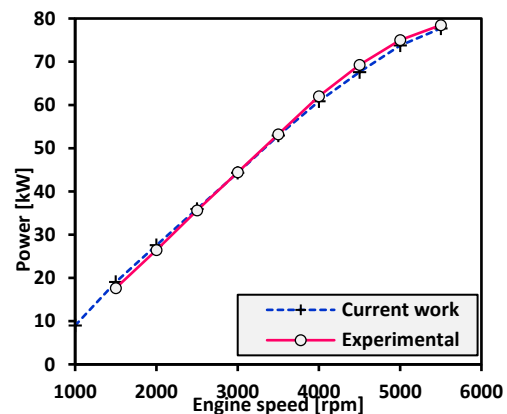
در شکل ۴ و ۵ تاثیر نسبت تراکم در دورهای مختلف روی عملکرد توان و گشتاور خروجی از موتور TU5 حساسیت سنجی شده است. با بالا رفتن نسبت تراکم موتور، فشار موتور تقویت شده و سبب افزایش توان و گشتاور می‌شود و همانطوری که مشخص است با بالا رفتن نسبت تراکم در دورهای بالا، نرخ افزایش توان و گشتاور بیشتر است، یا به بیانی دیگر در دورهای بالا نرخ افزایش توان و گشتاور با بالا رفتن نسبت تراکم (فشار موتور) بیشتر از نرخ افت توان و گشتاور با بالا رفتن اصطکاک و تلفات است و توان و گشتاور در این شرایط افزایش محسوسی دارد.

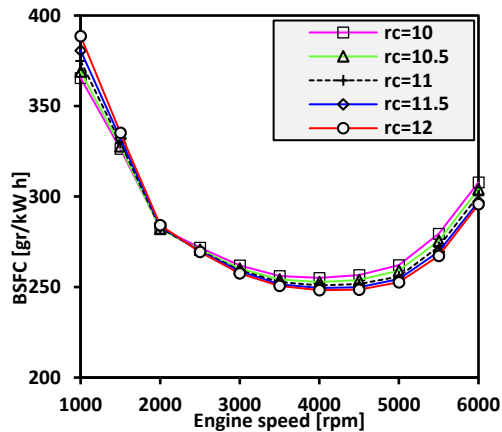
استفاده شده (جدول ۱) و نتایج مدل با نتایج آزمایشگاهی این موتور و سایر مدل‌های گذشته مورد مقایسه قرار گرفته است.

جدول ۱- پارامترهای موتور TU5 [۳۶،۳۷]

مشخصات	مقدار
پیکربندی سیلندر	ردیفی چهار سیلندر
سیلندر × کورس (میلی متر)	۷۸/۵ × ۸۲
حجم جابجایی (cm ³)	۱۵۸۷
مصرف سوخت شهری (لیتر)	۸/۶
مصرف سوخت شهری (جاده‌ای)	۵/۴
مصرف سوخت شهری (ترکیبی)	۶/۶
تعداد سوپاپ‌ها	چهار عدد در هر سیلندر
نسبت تراکم (-)	۱۰/۵:۱
حداکثر توان (کیلو وات/ دور در دقیقه)	۷۸/۳-۵۸۰۰
حداکثر گشتاور (نیوتن متر/دور در دقیقه)	۱۴۲-۴۰۰۰

در شکل ۳ الف توان خروجی موتور TU5 برای مدل حاضر و نتایج آزمایشگاهی [۳۶] در دورهای مختلف مورد مقایسه قرار گرفته است. همچنین در شکل ۳ ب تاثیر دور موتور روی گشتاور جهت تولید قدرت برای مدل حاضر و نتایج آزمایشگاهی [۳۶] این موتور نشان داده شده است. نتایج مدل حاضر در تخمین توان خروجی و گشتاور حاکی از معتبر بودن و بالا بودن دقت مدل‌سازی حاضر در مقایسه با سایر مدل‌های پیشنهاد شده است.





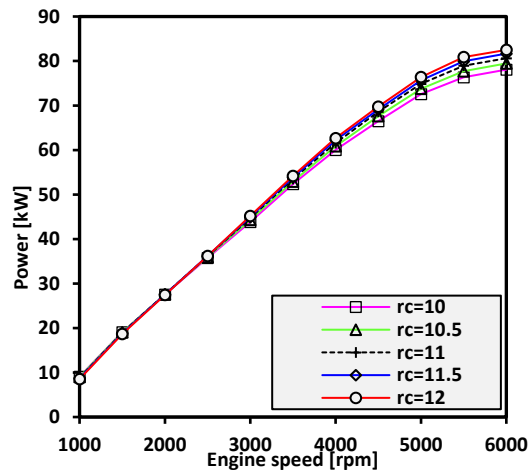
شکل ۶- تاثیر نسبت تراکم روی BSFC سیستم در دورهای مختلف موتور

قابل توجه است در دورهای بالا به دلیل اینکه سرعت کارکردی موتور افزایش می یابد احتراق بایستی کمی زودتر از موعد مقرر شروع شود (زمان جرقه آوانس شود) تا سوخت درون سیلندرها به موقع محترق شده و حداکثر توان و کارایی حرارتی حاصل گردد. از طرفی آوانس شدن بیش از حد زمان جرقه می تواند سبب افزایش تلفات حرارتی و کاهش توان و کارایی حرارتی موتور شود. بدین ترتیب آوانس شدن جرقه در دورهای مختلف می تواند اثرات مثبت و منفی در عملکرد موتور داشته و محدوده زمان شروع احتراق بایستی به درستی انتخاب شود. همچنین پارامتر مدت زمان یا مدت زاویه احتراق یکی دیگر از پارامترهای مهم موتورهای اشتعال جرقه است. با کوتاه شدن مدت احتراق سرعت اشتعال بالا رفته و قدرت احتراق تقویت می شود از طرفی با کوتاه شدن بیش از حد مدت احتراق، احتراق به صورت کامل انجام نشده و قدرت احتراق کاهش می یابد و مدت زمان احتراق می تواند یکی دیگر از پارامترهای مهم موتورهای اشتعال جرقه ای باشد.

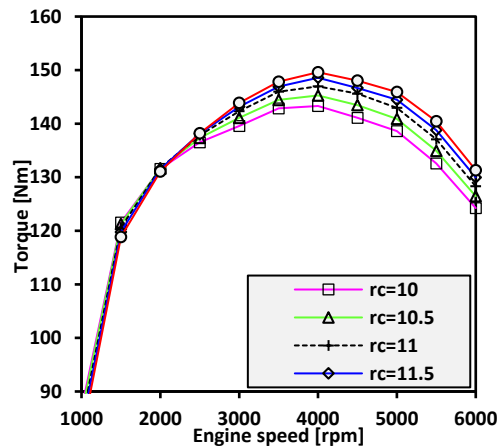
۳-۲-۲- تاثیر زمان بندی جرقه بر عملکرد موتور

در شکل های ۷ و ۸ تاثیر زاویه شروع احتراق و مدت احتراق روی توان موتور TU5 در دورهای ۲۰۰۰ و ۴۰۰۰ دور بر دقیقه حساسیت سنجی شده است. نتایج مدل سازی عددی نشان می دهد در دورهای بالا جهت دستیابی به احتراق کامل تر و قدرتمند بایستی زمان شروع احتراق جلوتر بیفتد (آوانس تر شود) بنابراین بهتر است در دور ۴۰۰۰ دور بر دقیقه زمان شروع جرقه نسبت به دور ۲۰۰۰ دور بر دقیقه آوانس تر گردد.

در شکل ۶ تاثیر نسبت تراکم در دورهای مختلف روی مصرف سوخت ویژه مدلسازی شده است. با توجه به اینکه با بالا رفتن نسبت تراکم، درصد بیشتری از انرژی ورودی به موتور به توان خروجی تبدیل می شود همواره بالا رفتن نسبت تراکم سبب کاهش مصرف سوخت ویژه می گردد.

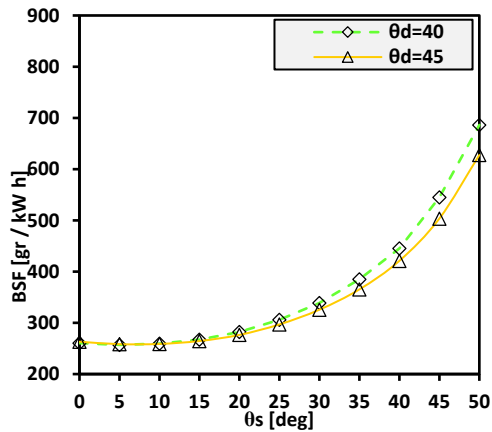


شکل ۴- تاثیر نسبت تراکم روی توان خروجی سیستم در دورهای مختلف موتور

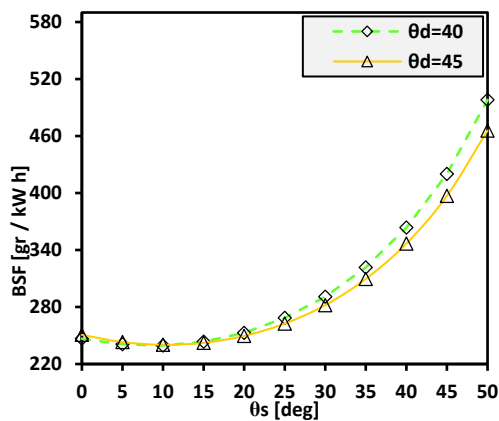


شکل ۵- تاثیر نسبت تراکم روی گشتاور خروجی سیستم در دورهای مختلف موتور

مخصوصا در زاویه آوانس‌های کمتر از ۲۰- درجه نسبت به نقطه مرگ بالا ندارد.



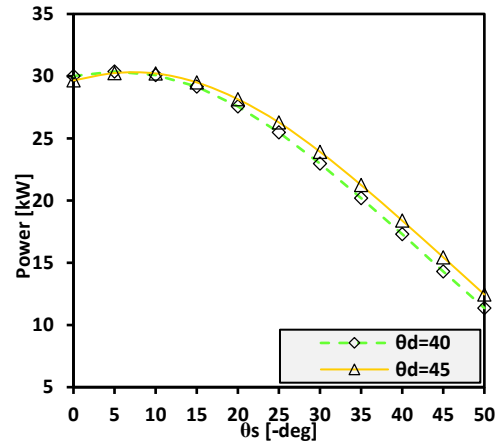
شکل ۹- تاثیر زمان شروع احتراق و مدت زمان احتراق روی مصرف سوخت ویژه در دور ۲۰۰۰ دور بر دقیقه



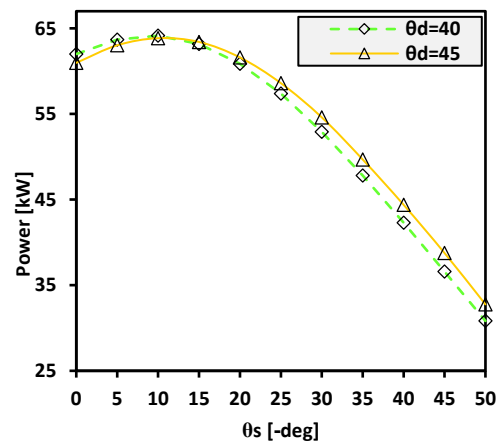
شکل ۱۰- تاثیر زمان شروع احتراق و مدت زمان احتراق روی مصرف سوخت ویژه در دور ۴۰۰۰ دور بر دقیقه

در شکل‌های ۱۱ و ۱۲ تاثیر زاویه شروع احتراق و مدت احتراق روی مصرف سوخت ویژه موتور TU5 در دورهای ۲۰۰۰ و ۴۰۰۰ دور بر دقیقه شبیه‌سازی شده است. به طور مشابه توان و مصرف سوخت ویژه آوانس بهینه برای دورهای ۲۰۰۰ و ۴۰۰۰ دور بر دقیقه به ترتیب ۵- و ۱۰- درجه نسبت به نقطه مرگ بالا است.

بدین ترتیب آوانس بهینه برای ماکزیمم شدن توان در دورهای ۲۰۰۰ و ۴۰۰۰ دور بر دقیقه به ترتیب: ۵- و ۱۰- درجه قبل از نقطه مرگ بالا است (شکل‌های ۷ و ۸).



شکل ۷- تاثیر زمان شروع احتراق و مدت زمان احتراق روی توان خروجی در دور ۲۰۰۰ دور بر دقیقه



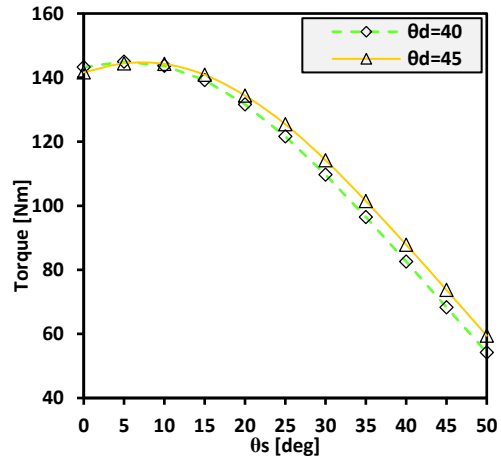
شکل ۸- تاثیر زمان شروع احتراق و مدت زمان احتراق روی توان خروجی در دور ۴۰۰۰ دور بر دقیقه

در شکل‌های ۹ و ۱۰ تاثیر زاویه شروع احتراق و مدت احتراق روی مصرف سوخت ویژه موتور TU5 در دورهای ۲۰۰۰ و ۴۰۰۰ دور بر دقیقه ارائه شده است. به طور مشابه مشخص است که در دورهای بالاتر جهت دستیابی به پایین‌ترین مقدار مصرف سوخت ویژه، زاویه شروع جرقه بایستی آوانس‌تر گردد و مدت احتراق تغییر چندانی بر عملکرد مصرف سوخت ویژه

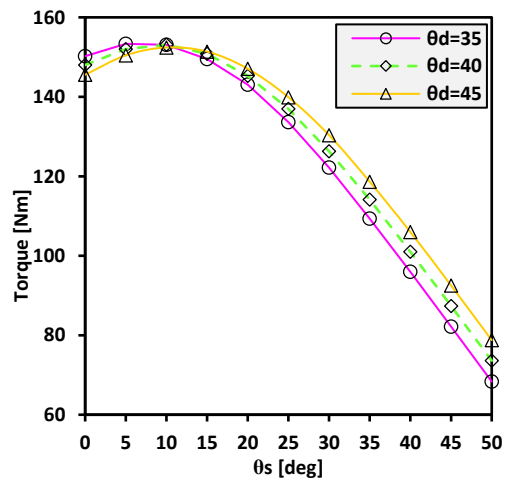
در دورهای پایین بهتر است آوانس سوپاپ ورودی (زودتر باز شدن سوپاپ ورودی) نسبت به شروع فرایند مکش افزایش یافته تا مقدار زاویه قیچی^۱ (باز بودن همزمان هردو سوپاپ) افزایش یافته تا به دلیل فشار نسبی کمتر منیفولد خروجی، گازهای حاصل از احتراق در هنگام بالا آمدن پیستون در زاویه قیچی، از طریق سوپاپ خروجی بهتر تخلیه شوند و این عمل به نوبه خود باعث کاهش فشار داخل سیلندر و مکش بهتری در مرحله بعد توسط موتور می شود. از طرفی در دورهای بالاتر بهتر است زاویه قیچی جهت تخلیه بهتر گازهای خروجی کاهش یافته و با ریتارد شدن زمان باز شدن سوپاپ ورودی (دیرتر باز شدن سوپاپ ورودی) نسبت به شروع فرایند مکش، زمان بسته شدن سوپاپ ورودی به تعویق بیفتد و در حالی که پیستون در حال انجام فرایند تراکم است همچنان سوپاپ ورودی باز بماند و به دلیل سرعت زیاد جریان هوای ورودی، همچنان مکش هوا در ابتدای فرایند تراکم ادامه داشته باشد که این عمل سبب تنفس بهتر موتور در فرایند مکش در دورهای بالا می شود.

بدین ترتیب با توجه به نوع کاربری بهتر است زمان باز شدن و یا بسته شدن سوپاپ ورودی در موتورهای احتراقی در دورهای مختلف تنظیم گردد و یا از سیستم های زمان بندی متغیر سوپاپ استفاده شود.

در شکل ۱۳ تاثیر زاویه آوانس سوپاپ ورودی در دور ۲۰۰۰ دور بر دقیقه روی راندمان حجمی و فشار موثر متوسط موتور شبیه سازی شده است. مشخص است که در دورهای پایین آوانس سوپاپ ورودی بایستی تا حدی افزایش یابد و محدوده بهینه آن برای دستیابی به بیشترین مقدار راندمان حجمی در محدوده ۳۰- درجه (۳۰ درجه قبل از شروع فرایند مکش) باشد. در این شرایط موتور در ۲۰۰۰ دور بر دقیقه تنفس بهتری داشته و راندمان حجمی تا محدوده ۰/۹۷ می رسد. در شرایط که موتور راندمان حجمی مناسبی دارد فشار موثر متوسط موتور هم ماکسیمم شده و تا حدود ۱۱/۳ بار می رسد.



شکل ۱۱- تاثیر زمان شروع احتراق و مدت زمان احتراق روی گشتاور در دور ۲۰۰۰ دور بر دقیقه



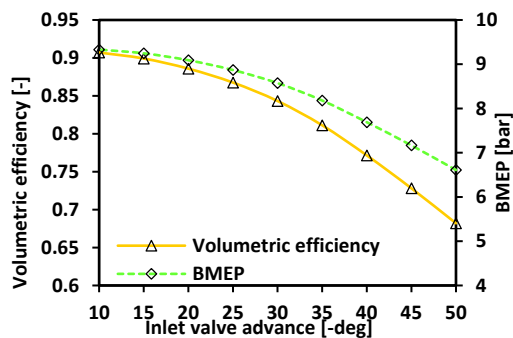
شکل ۱۲- تاثیر زمان شروع احتراق و مدت زمان احتراق روی گشتاور در دور ۴۰۰۰ دور بر دقیقه

۳-۲-۳- تاثیر زمان بندی سوپاپ بر عملکرد موتور

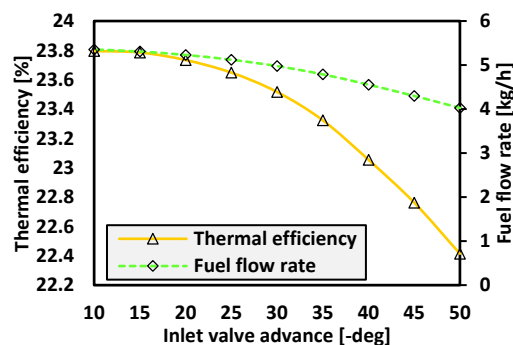
پارامتر دیگری که در کارایی و عملکرد موتور احتراقی اهمیت دارد زمان باز شدن و بسته شدن سوپاپ ورودی در دورهای مختلف است. در صورتی که این پارامتر به درستی تنظیم شود موتورهای احتراق داخلی، تنفس بهتری داشته بیشترین مقدار توان و کارایی حاصل می شود.

^۱ Overlap

در شکل ۱۵ تاثیر زاویه آوانس سوپاپ ورودی در ۵۰۰۰ دور بر دقیقه روی راندمان حجمی و فشار موثر متوسط موتور مدل سازی شده است. همانطوری که ذکر شد در دوره های بالاتر بهتر زاویه آوانس سوپاپ ورودی کاهش یافته تا زمان بسته شدن سوپاپ ورودی به تعویق بیفتد تا موتور تنفس بهتری داشته باشد. بدین ترتیب در ۵۰۰۰ دور بر دقیقه زاویه آوانس بهینه در حدود ۱۰-۱۰ درجه نسبت به شروع فرایند مکش است و در این شرایط راندمان حجمی و فشار موثر متوسط به ترتیب به حدود ۰/۹۰ و ۹/۳۳ بار می رسد. همچنین با توجه به نتایج شکل ۱۶ کاملاً مشخص است که در ۵۰۰۰ دور بر دقیقه بیشترین مقدار راندمان حرارتی در حدود ۲۳/۸ درصد حاصل شده و در این شرایط مصرف سوخت موتور در حدود ۵/۳۵ کیلوگرم بر ساعت گزارش شده است.

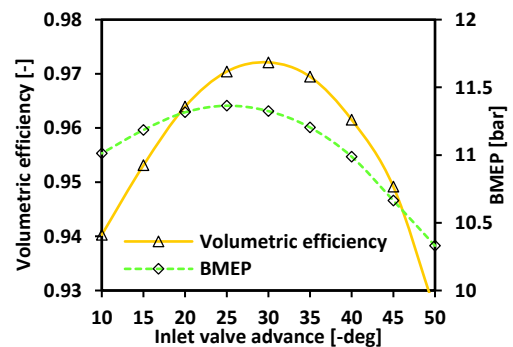


شکل ۱۵- تاثیر زاویه آوانس سوپاپ ورودی روی راندمان حجمی و فشار موثر متوسط در ۵۰۰۰ دور بر دقیقه

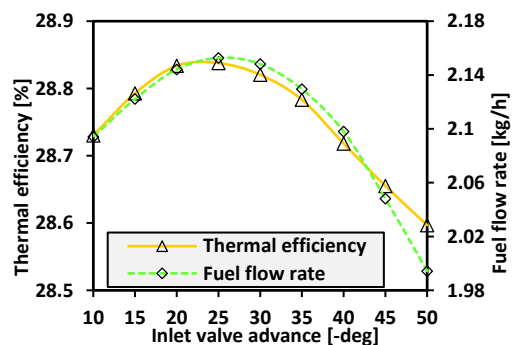


شکل ۱۶- تاثیر زاویه آوانس سوپاپ ورودی روی راندمان حرارتی و مصرف سوخت در ۵۰۰۰ دور بر دقیقه

در شکل ۱۴ تاثیر زاویه آوانس سوپاپ ورودی در ۲۰۰۰ دور بر دقیقه روی راندمان حرارتی و مصرف سوخت موتور احتراقی ارائه شده است. با توجه به اینکه در جایی که موتور تنفس بهتری داشته باشد از انرژی ورودی سوخت استفاده حداکثری شده و حداکثر قدرت خروجی حاصل می گردد در این شرایط بیشترین مقدار راندمان حرارتی حاصل می گردد، همچنین در این شرایط به دلیل تنفس بالا، بیشترین مقدار مصرف سوخت حاصل می شود. بدین ترتیب در ۲۰۰۰ دور بر دقیقه و آوانس سوپاپ ورودی ۳۰- درجه بیشترین مقدار راندمان حرارتی و مصرف سوخت در محدوده ۲۸/۸ درصد و ۲/۱۴ کیلوگرم بر ساعت گزارش شده است.



شکل ۱۳- تاثیر زاویه آوانس سوپاپ ورودی روی راندمان حجمی و فشار موثر متوسط در ۲۰۰۰ دور بر دقیقه



شکل ۱۴- تاثیر زاویه آوانس سوپاپ ورودی روی راندمان حرارتی و مصرف سوخت در ۲۰۰۰ دور بر دقیقه

۴- نتیجه گیری

در مقاله حاضر اثرات مشخصات عملکردی موتور احتراقی TU5 از جمله زمان شروع احتراق، مدت احتراق، نسبت تراکم و دور موتور روی عملکرد به روش شبیه سازی عددی بررسی گردید و نتایج زیر حاصل گردید:

۱- مدل عددی علاوه بر داشتن دقت مناسب، قابلیت تعیین محدوده دور بهینه در محدود ۴۰۰۰ دور در دقیقه جهت دستیابی به بیشترین مقدار گشتاور را دارد.

۲- نتایج نشان داد که ویژگی های موتور گشتاور، مصرف سوخت و ویژه قدرت و راندمان در دور ۴۰۰۰ دور بر دقیقه دارای بهترین عملکرد دارد.

۳- آوانس شدن زمان احتراق در دوره های مختلف می تواند اثرات مثبت و منفی در عملکرد موتور داشته باشد بدین ترتیب آوانس بهینه برای ماکزیمم شدن توان و گشتاور و دستیابی به پایین ترین مقدار مصرف سوخت ویژه در دوره های ۲۰۰۰ و ۴۰۰۰ دور بر دقیقه به ترتیب: ۵ و ۱۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا است.

۴- با توجه به اینکه با بالا رفتن نسبت تراکم، درصد بیشتری از انرژی ورودی به موتور به توان خروجی تبدیل می شود همواره بالا رفتن نسبت تراکم سبب کاهش مصرف سوخت ویژه می گردد.

۵- در دوره های بالا جهت دستیابی به پایین ترین مقدار مصرف سوخت ویژه، زاویه شروع احتراق بایستی آوانس تر گردد و مدت احتراق تغییر چندانی بر عملکرد مصرف سوخت ویژه مخصوصا در زاویه آوانس های کمتر از ۲۰ درجه نسبت به نقطه مرگ بالا ندارد.

۶- در دوره های پایین (در محدوده ۲۰۰۰ دور در دقیقه) زاویه آوانس سوپاپ ورودی بایستی افزایش یابد و محدوده بهینه آن برای دستیابی به بیشترین مقدار راندمان حجمی در محدوده ۳۰ درجه قبل از شروع فرایند مکش باشد. در این شرایط موتور تنفس بهتری داشته و راندمان حجمی تا محدوده ۰/۹۷ می رسد.

۷- در ۵۰۰۰ دور بر دقیقه زاویه آوانس بهینه کاهش خواهد یافت و مقدار آن در حدود ۱۰- درجه نسبت به شروع فرایند مکش است و در این شرایط راندمان حجمی و فشار موثر متوسط به ترتیب به حدود ۰/۹۰ و ۹/۳۳ بار می رسد.

مراجع

- [1] Kakee A-H, Sharifipour S, Mashadi B, Keshavarz M, Paykani A. (2015) Optimization of spark timing and air-fuel ratio of an SI engine with variable valve timing using genetic algorithm and steepest descend method. *UPB Sci Bull Ser D Mech Eng*. 77: 61-76.
- [2] Talati H, Ebrahimi-Moghadam A, Aliakbari K. (2024) Design and evaluation of an innovative variable-length manifold with variable runner connection on a 4-cylinder spark ignition engine. *Appl Therm Eng*. 123796.
- [3] Mehregan M, Sheykhi M, Alizadeh Kharkeshi B, Emamian A, Aliakbari K, Rafiee N. (2023) Performance analysis and optimization of combined heat and power system based on PEM fuel cell and β type Stirling engine. *Energy Convers Manag*. 283: 116874.
- [4] Rahman MM, Noor MM, Kadirgama K, Rejab MRM. (2009) Study of air fuel ratio on engine performance of direct injection hydrogen fueled engine. *Eur J Sci Res*. 34: 506-13.
- [5] Leroy T, Chauvin J, Petit N. (2009) Motion planning for experimental air path control of a variable-valve-timing spark ignition engine. *Control Eng Pract*. 17: p. 1432-9.
- [6] Talati H, Aliakbari K, Ebrahimi-Moghadam A, Farokhad HK, Nasrabad AE. (2022) Optimal design and analysis of a novel variable-length intake manifold on a four-cylinder gasoline engine. *Appl Therm Eng*. 200: 117631.
- [7] Safar M, OMMI F, Saboohi Z. (2021) Experimental study of the effects of multi-electrode spark plugs to improve engine performance and reduce pollutants of the XU7JP/L3 engine.
- [8] Doustdar MM, Hamidi H. (2018) Numerical Investigation of a SI-Engine Performance Equipped with a Variable Valve Timing System.
- [9] Mohammadi A. (2021) Effect of Gas injector direction on mixture formation in a spark ignition engine. *J Solid Fluid Mech*. 11: 233-46.
- [10] Li J, Gong C-M, Su Y, Dou H-L, Liu X-J. (2010) Effect of injection and ignition timings on performance and emissions from a spark-ignition engine fueled with methanol. *Fuel*. 89: 3919-25.
- [11] Khoa NX, Lim O. (2019) The effects of combustion duration on residual gas, effective release energy, engine power and engine emissions characteristics of the motorcycle engine. *Appl Energy*. 248: 54-63.

- dual-injection automobile engine under lean-burn condition. *Energy*. 290: 130209.
- [24] Bianco A, Millo F, Piano A. (2020) Modelling of combustion and knock onset risk in a high-performance turbulent jet ignition engine. *Transp Eng*. 2: 100037.
- [25] Huang H, Xing K, Ning D, Guo X, Wang Y. (2024) Quantitative analysis of the relationship between charge motion and knocking combustion in spark-ignition natural-gas engines under critical knocking conditions. *Fuel*. 371: 132060.
- [26] Karagöz Y, Balcı Ö, Gezer O, Köten H, Işın Ö. (2021) Performance and emissions of spark-ignition engines fuelled with petrol and methane. *Proc Inst Civ Eng – Energy*. 174: 156–69.
- [27] Sheykhi M, Mehregan M, Aliakbari K. (2023) A novel differential thermodynamic model for simulating spark ignition engine performance. *Energy Convers Manag*. 298: 117794.
- [28] Iliev S. (2015) A comparison of ethanol and methanol blending with gasoline using a 1-D engine model. *Procedia Eng*. 100: 1013–22.
- [29] Ma F, Wang Y, Wang J, Ding S, Wang Y, Zhao S. (2008) Effects of combustion phasing, combustion duration, and their cyclic variations on spark-ignition (SI) engine efficiency. *Energy & Fuels*. 22: 3022–8.
- [30] Iodice P, Senatore A, Langella G, Amoresano A. (2016) Effect of ethanol–gasoline blends on CO and HC emissions in last generation SI engines within the cold-start transient: An experimental investigation. *Appl Energy*. 179: 182–90.
- [31] AVL List GmbH, (2013) AVL Boost – Theory.
- [32] Iliev SP. (2015) Developing of a 1-D Combustion model and study of engine performance and exhaust emission using ethanol-gasoline blends. *Trans. Eng. Technol. World Congr. Eng. Springer*. p. 85–98.
- [33] Salek F, Babaie M, Hosseini SV, Bég OA. (2021) Multi-objective optimization of the engine performance and emissions for a hydrogen/gasoline dual-fuel engine equipped with the port water injection system. *Int J Hydrogen Energy*. 46: 10535–47.
- [34] Silva EAA, Ochoa AA V, Henríquez JR. (2019) Analysis and runners length optimization of the intake manifold of a 4-cylinder spark ignition engine. *Energy Convers Manag*. 188: 310–20.
- [35] Ceviz MA, Akin M. (2010) Design of a new SI engine intake manifold with variable length plenum. *Energy Convers Manag*. 51: 2239–44.
- [36] Kashi SS, Qasemian A. (2022) Utilization of Stirling engine to improve the performance and fuel consumption of an internal combustion engine by exhaust gas heat recovery. *J Engine Res*. 66: 68–84.
- [12] Chan SH, Zhu J. (2001) Modelling of engine in-cylinder thermodynamics under high values of ignition retard. *Int J Therm Sci*. 40: 94–103.
- [13] Chen Z, Wang L, Zhang Q, Zhang X, Yang B, Zeng K. (2019) Effects of spark timing and methanol addition on combustion characteristics and emissions of dual-fuel engine fuelled with natural gas and methanol under lean-burn condition. *Energy Convers Manag*. 181: 519–27.
- [14] Urroz JC, Diéguez PM, Arzamendi G, Arana M, Gandía LM. (2023) 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*. 337: 127178.
- [15] Qian L, Wan J, Qian Y, Sun Y, Zhuang Y. (2022) Experimental investigation of water injection and spark timing effects on combustion and emissions of a hybrid hydrogen-gasoline engine. *Fuel*. 322: 124051.
- [16] Yun KT, Cho H, Luck R, Mago PJ. (2013) Modeling of reciprocating internal combustion engines for power generation and heat recovery. *Appl Energy*. 102: 327–35.
- [17] Chen L, Zhao W, Zhang R, Pan J. (2024) Numerical study of HTJI on combustion characteristics of neat ammonia engine under atmospheric intake conditions. *Int J Hydrogen Energy*. 68: 453–62.
- [18] Ji C, Qiang Y, Wang S, Xin G, Wang Z, Hong C, et al. (2024) Numerical investigation on the combustion performance of ammonia-hydrogen spark-ignition engine under various high compression ratios and different spark-ignition timings. *Int J Hydrogen Energy*. 56: 817–27.
- [19] Hu D, Wang H, Yang C, Wang B, Yang Q, Wang Y. (2024) Construction and verification of dual-fuel engine combustion model. *J Energy Inst*. 112: 101486.
- [20] Salvi BL, Subramanian KA. (2022) A novel approach for experimental study and numerical modeling of combustion characteristics of a hydrogen fuelled spark ignition engine. *Sustain Energy Technol Assessments*. 51: 101972.
- [21] Hedfi H, Jbara A, Jedli H, Slimi K, Stoppato A. (2016) Performance enhancement of a spark ignition engine fed by different fuel types. *Energy Convers Manag*. 112: 166–75.
- [22] Yuan H, Giles K, Zhu S, Howson S, Lewis A, Akehurst S, et al. (2021) Kinetic modelling of combustion in a spark ignition engine with water injection. *Fuel*. 283: 118814.
- [23] Gong C, Li D, Liu J, Liu F. (2024) Numerical evaluation of ignition timing influences on performance of a stratified-charge H₂/methanol

- [37] Durão L, Costa J, Arantes T, Brito FP, Martins J, Gonçalves M. (2020) Performance and emissions of a spark ignition engine operated with gasoline supplemented with pyrogasoline and ethanol. *Energies*. 13: 4671.