

بررسی عملی و شبیه سازی زمان پاشش سوخت در یک موتور احتراق داخلی جهت کاهش آلاینده‌گی و مصرف سوخت

داود هاشمی شیری^۱، احمد افسری^{۲*}، سید محمد رضا ناظم السادات^۳، مازیار جانقربان^۴

۱- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، واحد شیراز، دانشگاه آزاد اسلامی، شیراز، ایران

۲- دانشیار گروه مهندسی مکانیک، واحد شیراز، دانشگاه آزاد اسلامی، شیراز، ایران

۳- استادیار گروه مهندسی مکانیک، واحد شیراز، دانشگاه آزاد اسلامی، شیراز، ایران

۴- استادیار گروه مهندسی مکانیک، واحد مرودشت، دانشگاه آزاد اسلامی، مرودشت، ایران

*Ah.Afsari1338@iau.ac.ir

ارسال: آبان ماه ۱۴۰۱ پذیرش: آذر ماه ۱۴۰۱

چکیده

امروزه صنایع خودروسازی به دنبال کاهش مصرف سوخت، کاهش آلاینده‌گی و بالا بردن قدرت و راندمان در موتور می باشند. نسبت استوکیومتری هوا به سوخت در موتورها یکی از مهم ترین پارامترهای ضروری در عملکرد موتور می باشد. امروزه برای کنترل نسبت هوا به سوخت در موتورها از سیستم کنترل LOOK UP TABLE استفاده می شود که کنترلی با دقت خیلی بالا را دارا نیست. یکی از بهترین روش ها برای بررسی و کنترل عملکرد موتور، شبیه سازی سیستم زمان پاشش سوخت موتور می باشد. در این تحقیق مدلی جهت توصیف رفتار دینامیکی سیستم موتور ارائه گردید که در آن پیچیدگی های غیر ضروری حذف شدند. در ابتدا یک مجموعه شبیه سازی برای یک موتور احتراق جرقه ای پژو پارس ۱۸۰۰ سی سی انجام شد؛ که شامل تمام پارامترهای دینامیکی موتور بود. نتایج حاصل از این شبیه سازی بسیار نزدیک به نتایج آزمایشگاهی (LOOK UP TABLE) بود. برای کنترل نسبت هوا به سوخت، زمان پاشش سوخت و کاهش آلاینده‌گی در موتور احتراق جرقه ای، از شبیه سازی کنترل PID با استفاده از نرم افزار MATLAB استفاده شد. نتایج نشان داد که کنترل PID بهتر از سیستم کنترل LOOK UP TABLE عمل می نماید و دارای حدود ۳۰ درصد بازدهی بیشتر نسبت به LOOK UP TABLE می باشد؛ همچنین کنترل PID انحراف بین نسبت هوا به سوخت را به کمترین مقدار خود می رساند.

کلمات کلیدی: موتور احتراق جرقه ای، کنترل آلاینده‌گی، کنترل PID، کنترل زمان پاشش سوخت.

۱- مقدمه

در موتورهای احتراق داخلی تولید آلاینده‌ها و مصرف سوخت کم اهمیت خاصی دارد؛ لذا تلاش محققان براین دو امر متمرکز گردیده است و تلاش های صورت گرفته همواره در جهت کاهش این دو پارامتر حاکم بر عملکرد موتور می باشد [۱]. مساله آلودگی هوا به خصوص در شهرهای بزرگ که از تنوع منابع آلاینده هوا از قبیل خودروها، صنایع، وسایل گرمایشی و منابع متفرقه شامل سوزاندن پسماندها و فعالیت های ساختمانی و تجارتي برخوردار می باشد طی چند دهه ی اخیر تشدید گردیده و الزاما نگرانی های عمیقی را سبب گردیده است. در بین این منابع، خودروها بیشترین عامل در تشدید آلودگی هوا می باشند. با توجه به اینکه عدم احتراق بهینه سوخت های فسیلی به خصوص توسط خودروها مهم ترین مشغولیت ذهنی در این رابطه بوده و می باشد، با سخت تر

شدن استانداردهای آلاینده‌گی و تمایل به ساختن موتورهایی با بازده بیشتر، درک بهتر فرآیند احتراق این موتورها ضروری است تا بتوان گام بعدی را در بهینه کردن طراحی موتور برای کاهش آلاینده‌گی و بهبود کارکرد موتور برداشت [۲]. در نتیجه مهم است که نسبت هوا به سوخت را به یک مقدار مشخصی که معروف به مقدار استوکیومتری (۱۴/۷) برای سوخت بنزین برسانیم؛ زیرا این عدد دقیق‌ترین عدد جهت بدست آوردن بهترین قدرت خروجی و همزمان کمترین مصرف سوخت را به ما خواهد داد [۳]. تأثیر کنترل آلاینده‌گی می‌تواند توسط نسبت هوا به سوخت موثر باشد؛ زیرا که نسبت هوا به سوخت استوکیومتری بیشتری بهره‌وری را گارانتی می‌کند. طبق مطالعات گذشته، اختلاف بین نسبت هوا به سوخت بایستی بین ± 0.2 درصد باشد [۴]. اختلاف بیشتر از ۱ درصد و کمتر از ۱ درصد می‌تواند بسیار مخرب باشد.

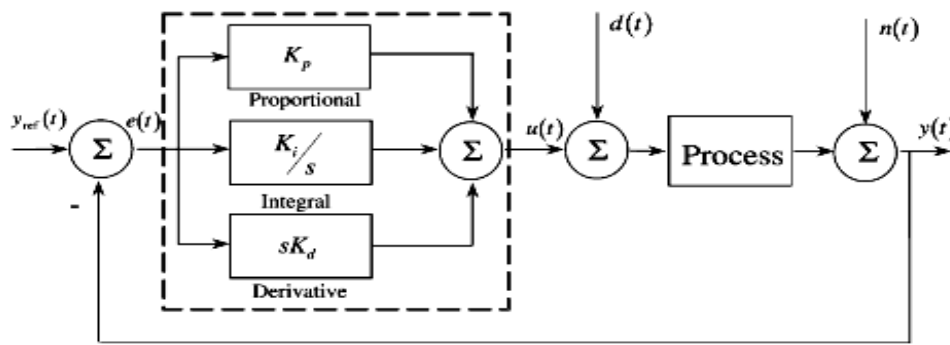
نسبت هوا به سوخت، نرخ جرمی هوا تقسیم بر سوخت در سیلندر قبل از استارت می‌باشد. زمانی که تمام مقدار سوخت در سیلندر با تمام مقدار اکسیژن داخل سیلندر یا همان محفظه احتراق به طور کامل مخلوط شوند؛ این مخلوط یک مخلوط استوکیومتری نامیده می‌شود. برای سوخت‌های بنزینی زمانی که نسبت هوا به سوخت ۱۴/۷ باشد این عدد را عدد استوکیومتری گویند. مخلوطی که کمتر از ۱۴/۷ تا ۱۳/۲ باشد به مخلوط قوی مشهور است و به طور مشابه مخلوطی که نسبت هوا به سوخت آن ۱۴/۷ تا ۱۶/۲ بیشتر باشد به مخلوط ضعیف شناخته می‌شود [۵].

در یک موتور احتراق جرقه‌ای نسبت هوا به سوخت توسط سنسور اکسیژن دریافت می‌شود. سنسور اکسیژن گازهای خروجی آگزوز را می‌سنجد و اطلاعات دریافتی را به ECU موتور انتقال می‌دهد؛ تا نسبت هوا به سوخت را افزایش یا کاهش دهد و به مقدار استوکیومتری برساند؛ که در نتیجه آن سیستم تزریق سوخت در سطح بهینه حفظ می‌گردد. این سنسور در مینیفولد دود قرار گرفته است. راه دیگر مشخص نمودن نسبت هوا به سوخت، استفاده از دستگاهی به نام آنالیزور دود است که در خروجی آگزوز نصب می‌شود. همچنین دستگاه مشابه دیگری وجود دارد که فقط نسبت هوا به سوخت را اندازه می‌گیرد؛ چرا که آنالیزور دود به جز نسبت هوا به سوخت، مقدار آلاینده‌های دیگر را نیز بررسی می‌کند.

بدیهی است که جهت کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌گی حاصل از احتراق بر روی موتورهای احتراق داخلی، فقط در شرایط پایا آزمایش انجام گردیده است. برای کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌گی حاصل از احتراق در موتورها در شرایط گذرا نیازمند توسعه یک استراتژی جدید کنترل مطابق با شرایط گذرا باید بود. از طرفی جهت کنترل مصرف سوخت و آلاینده‌گی در بیشتر موتورهای احتراق جرقه‌ای^۱ کنترل زمان پاشش سوخت است که این روش روش قدرتمندی جهت کنترل موتورهای احتراق جرقه‌ای است؛ که با تنظیم پاشش انژکتور موتور احتراق جرقه‌ای میزان پاشش را می‌توان تنظیم نمود. به منظور بهینه کردن مصرف سوخت و آلاینده‌ها بدون هدر رفت مصرف سوخت، درک ارتباط بین پارامترهای تزریق سوخت و اینکه چگونه آنها بر فرآیند احتراق تأثیر می‌گذارد، بسیار مهم است.

یکی از کنترلرهای بسیار محبوب و مهم در سیستم‌های کنترل، "کنترل تناسب-انتگرال-مشتق"^۲ می‌باشد. برخی از ویژگی‌های مهم این کنترل‌کننده انطباق‌پذیری، توانایی زیاد و عملکرد بسیار سریع نسبت به زمان و همچنین معادله ریاضی حاکم بر این کنترل است. الگوریتم کنترل تناسب، انتگرال، مشتق از رایج‌ترین نمونه‌های الگوریتم کنترل باز خوردی است که در بسیاری از فرایندهای کنترلی نظیر کنترل سرعت، کنترل فشار، کنترل دما و غیره کاربرد دارد. هدف از به کار بردن الگوریتم کنترل تناسب، انتگرال، مشتق در کنترل حلقه بسته، کنترل دقیق و سریع خروجی سیستم تحت شرایط متفاوت و بدون دانستن دقیق رفتار سیستم در پاسخ به ورودی است. کنترل تناسب، انتگرال، مشتق از سه قسمت مجزا به نام‌های Proportional تناسب، Integral انتگرال و Derivative مشتق تشکیل شده که هر کدام از آنها سیگنال خطا را به عنوان ورودی گرفته و عملیاتی را روی آن انجام می‌دهند و در نهایت خروجی شان با هم جمع می‌شود. خروجی این مجموعه که همان خروجی کنترل تناسب-انتگرال-مشتق است برای اصلاح خطا به سیستم فرستاده می‌شود فرم استاندارد این کنترل در شکل ۱ نمایش داده شده است.

^۱ Spark Ignition (SI)^۲ Proportional Integral Derivative (PID)



شکل ۱- کنترل PID

با افزایش تعداد وسایل نقلیه، میزان سوخت بیشتری مصرف خواهد شد و همچنین باعث تولید آلاینده‌های بیشتر می‌شود. از طرفی سوخت اصلی وسایل نقلیه در حال حاضر سوخت‌های غیر قابل بازگشت (فسیلی) می‌باشد، که استفاده بیش از حد از سوخت‌های فسیل باعث تولید گازهای سمی خطرناکی از قبیل هیدروکربن HC، اکسید نیتروژن NO_x، دی اکسید کربن CO₂ و ذرات معلق می‌گردد. با توجه به موارد ذکر شده، دولت‌ها و مردم از سازندگان وسایل نقلیه انتظار تولید خودروهایی جدید با مصرف سوخت کم هم‌زمان با کمترین آلاینده‌گی را دارند. برای رسیدن به این هدف متغیرهای زیادی از قبیل سرعت موتور، گشتاور موتور، زمان پاشش سوخت، زمان جرقه، هوای ورودی و نسبت سوخت به هوا می‌بایست کنترل گردد. از بین تمام متغیرهای ذکر شده نسبت سوخت به هوا مهمترین متغیر می‌باشد در این سیستم مخلوط سوخت - هوا تاثیر مستقیمی بر عمل تجمع گازهای خروجی از اگزوز خواهد داشت چرا که با کنترل مناسب آن می‌توان به بیشترین قدرت، هم‌زمان با کمترین مصرف سوخت و آلاینده‌گی رسید. از مطالعات گذشته مشخص گردیده است که نسبت سوخت به هوا جهت موتورهای بنزینی، بایستی ۱۴/۷ باشد؛ که این مقدار می‌تواند بهترین تعادل را بین قدرت خروجی و مصرف ایجاد کند. فرآیند احتراق از جمله فرآیندهای آلوده‌کننده محیط زیست است که بهینه‌سازی این فرآیند نه تنها بایستی موضوع راندمان احتراق و کاهش مصرف سوخت را در برداشته باشد بلکه باید حفظ محیط زیست و کاهش آلاینده‌گی مورد توجه خاصی قرارگیرد در اینجا تولید و نشر آلاینده‌ها مونوکسید کربن، اکسیدهای نیتروژن و هیدروکربن‌های نسوخته در یک موتور احتراق داخلی مورد بررسی قرار گرفته یکی از پارامترهای مهم در فرآیند احتراق کامل زمان پاشش سوخت و نسبت هوا به سوخت درون سیلندر می‌باشد. بنابراین تاثیر بسزایی در اختلاط کامل سوخت و هوا و در نتیجه احتراق کامل و کاهش آلاینده‌گی و مصرف سوخت و افزایش بازدهی موتور در برداشته است.

آلپین (۱۹۹۸)، شبیه‌سازی پاشش سوخت موتور انجام داد که دارای شش ورودی شامل: سرعت موتور، زاویه دریچه کنترل، دمای بیرونی، فشار داخلی، دمای موتور چندشاخه و زمان تزریق سوخت بود. در قسمت خروجی نیز نسبت هوا به سوخت ارائه گردید [۶]. وانگ و همکاران (۲۰۰۶)، الگوی شبیه‌سازی سوخت موتور را ارائه دادند. دو متغیر ورودی زاویه باز دریچه کنترل (U) و نرخ جریان سوخت (MFI) و یک خروجی (AFR) (نرخ سوخت هوا) در این الگوی شبیه‌سازی موتور وجود داشت [۷]. یون و سونو (۲۰۰۰)، الگوی شبیه‌سازی سوخت موتوری را ارائه دادند که یک الگوی دینامیک غیرخطی بود. متغیرهای گوناگونی در الگوی شبیه‌سازی موتور دخیل بودند؛ که عبارت بودند از:

- متغیرهای ورودی: زاویه دریچه کنترل، نرخ جریان سوخت، زمان جرقه (میزان کردن جرقه)، گشتاور
 - متغیرهای حالت: توده هوا در دریچه کنترل، توده هوا در سیلندر، نسبت هوا به سوخت، توده سوخت در غشای سوخت
 - متغیرهای خروجی: فشار منیفولد ورودی، دور موتور، تاخیر زمان AFR
- پروژه محاسباتی مشابه دو الگوی آلپین (۱۹۹۸) و وانگ و همکاران (۲۰۰۶) بود. توده هوا و سوخت در سیلندر ابتدا توسط الگو مورد محاسبه قرار می‌گرفت. ثانیاً، در موتور نسبت هوا به سوخت تخمین زده می‌شد. در نهایت، برای محاسبه گشتاور ترمز موتور، الگوی تولید گشتاور بکار می‌رفت [۸].

خردمند (۱۳۸۳)، به بررسی اثر نسبت هوا به سوخت و زمان جرقه زنی روی آلایندگیها در موتور احتراق جرقه ای پرداخت. نتایج نشان داد که در صورت کارکرد موتور با نسبت سوخت به هوای استوکیومتریک، سطح آلایندگی CO به میزان قابل توجهی کاهش خواهد یافت ولی در مقابل NO_x مقداری افزایش خواهد یافت در ضمن تاثیر آن بر روی عملکرد موتور قابل ملاحظه نخواهد بود. همچنین تغییر زمان جرقه زنی از ۳۴۲/۴ درجه، به جز تاثیر جزئی روی مرحله اول شکل گیری شعله، تأثیر چندانی روی آلایندگیها و عملکرد موتور ندارد. از طرف دیگر ریتارد کردن زمان جرقه زنی موجب افزایش زیاد و ناگهانی دما و فشار شده که می تواند برای موتور مخرب باشد [۹].

لشکری و همکاران (۱۳۹۲)، به بررسی تجربی و عددی عوامل موثر بر میزان مصرف سوخت موتور بنزینی توسط واحد کنترل الکترونیکی (پردازشگر موتور) پرداختند. آن ها با استفاده از یک برد شبیه سازی شده سیستم سوخت رسانی انژکتور بر روی یک مدل پر کاربرد از پردازشگر موتور (سازم 2000 - S) بررسی های آزمایشگاهی در جهت نحوه تاثیر عوامل برنامه ریزی شده بر مقدار سوخت مصرفی در پردازشگر موتور را انجام دادند. جهت بررسی دقت نتایج عددی، تعدادی از داده های تجربی جهت آزمایش کردن نتایج شبکه، نگه داشته شد و نتایج پیش بینی شده عددی با تقریب خوبی با نتایج حاصل از کارهای تجربی در تمامی شرایط ممکن می توان میزان مصرف سوخت خودرو را پیش بینی نمود و به الگوی برنامه ریزی شده مصرف سوخت در پردازشگر موتور دست یافت [۱۰].

پاترسون و همکاران (۱۹۹۴)، با استفاده از نرم افزار کیوا اثر زمان بندی پاشش، فشار پاشش و پاشش چند مرحله ای را بر آلودگی اکسید نیتروژن و دوده در موتور دیزلی بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که دوده حدود ۳۰ درصد کاهش یافته و بیشینه دوده حدود ۷۵ درصد تزریق تک مرحله است [۱۱].

بررسی تاثیر استفاده از سامانه متغیر دریچه ها روی مصرف سوخت در یک موتور احتراق داخلی توسط پیشگویی و کاکائی (۱۳۸۹) انجام شد. نتایج این تحقیق کاهش مصرف سوخت ۴/۴۹ درصدی به همراه افزایش ۳ درصدی قدرت موتور و ۳/۵ درصدی گشتاور را در پی داشت [۱۲].

عبدی و همکاران (۱۳۹۲)، به مطالعه تجربی وابستگی نرخ حرارت آزاد شده و تاخیر اشتعال به اختلاط سوخت و هوا در یک موتور اشتعال جرقه ای پرداختند. آنها از روش کنترل پیشگویانه و همچنین الگوی مرجع که بر اساس شبکه عصبی است، استفاده نمودند. در واقع، استحکام این الگو در برابر تخمین خطای پارامتر به طرز چشم گیری بالا بود [۱۳].

تکنیک های مختلفی برای کنترل نمودن نسبت هوا به سوخت ابداع شده اند که برخی از آنها عبارتند از: کنترل نامعلوم، PID، کنترل پیش گوینه، کنترل فرکانس سویچینگ، کنترل حالت لغزشی. موتور یک سیستم دینامیکی بسیار پیچیده و غیر خطی می باشد. امکان پذیر نیست که از متدهای ریاضی سنتی برای بدست آوردن یک الگوی شناسایی دقیق استفاده نمود. بنابراین صحت الگوی مرجع کنترل پیش گوینه زیاد نمی باشد. معادله دینامیک غشای سوخت توسط کنترل های زیادی برای تکنیک های خنثی و جبران سازی یا الگوی پیش گوینه استفاده می گردد. با این وجود زیرا آنان از انتگرال و دیفرانسیل های زیادی در معادلات خود استفاده می نمایند. دشوار است که عملکرد دینامیک غشاء سوخت را توسط معادله معکوس یا الگوی معکوس اصلاح نمود. بنابراین خطا نمی تواند بطور موثری توسط این کنترلرها کاهش یابد. طبق نقص های ذکر شده در بالا کنترل نسبت هوا به سوخت طوری طراحی شده است که فواید را حفظ نماید و نواقص را از بین ببرد و آن فرصتی برای درک دقیق تر کنترل نسبت هوا به سوخت را فراهم نموده است.

بررسی های انجام شده نشان می دهد که کنترل PID (کنترل تناسب-انتگرال- مشتق) با توجه به خصوصیات آن می تواند عملکرد بهتری را نسبت به دیگر کنترلرها داشته باشد و با کنترل بهینه زمان پاشش سوخت و نسبت هوا به سوخت می توان به قدرت بهینه و کاهش مصرف سوخت و کاهش آلایندگی توسط این کنترلر رسید.

۲- مواد و روش‌ها

۲-۱- مدل سازی حاکم بر موتور

مدل سازی حاکم بر عملیات موتورها عبارت است از: ۱- مدل دریچه گاز، ۲- مدل سازی مینیفولد، ۳- مدل سازی پاشش سوخت، ۴- مدل سازی گشتاور، ۵- مدل سازی نسبت هوا به سوخت.

۲-۱-۱- مدل دریچه گاز

در بسیاری از شرایط کاری نیازی به استفاده از حداکثر توانایی موتور خودرو نیست؛ بنابراین باید میزان گشتاور و توان خروجی موتور تحت کنترل باشد. در موتورهای احتراق داخلی این وظیفه برعهده دریچه گاز^۱ است. این وسیله میزان جریان هوای ورودی به موتور را تنظیم می‌کند و بنابراین میزان پاشش سوخت نیز متناسب با این میزان هوا کاهش یافته و توان و گشتاور خروجی موتور تنظیم می‌شود. در دریچه گاز دستور راننده به طور کامل اجرا و به دریچه گاز منتقل می‌شود که در این شرایط نسبت سوخت و هوا می‌تواند از حالت بهینه خارج شده و میزان مصرف سوخت و آلاینده‌ها افزایش یابد. شکل (۲) یک دریچه گاز خودرو پژو پارس را نشان می‌دهد.

۲-۱-۲- مساحت دریچه گاز

قسمت فیلتر و قسمت ورودی مینیفولد توسط صفحه ی دریچه گاز از هم جدا هستند که به عنوان شیر جریان هوا در نظر گرفته می‌شود. مقدار هوایی که اجازه داده می‌شود که وارد مینیفولد شود توسط مساحت دریچه گاز کنترل می‌شود طبق تحقیقات هیوود (۱۹۸۸) مساحت دریچه گاز با توجه به تغییرات زاویه دریچه گاز به شکل معادله (۱) ارائه شده است α, α_0, D, d و $A_{th}(\alpha)$ به ترتیب زاویه باز شدن دریچه گاز، زاویه کمترین مساحت دریچه گاز، قطر صفحه دریچه گاز، قطر میله وسط صفحه دریچه گاز و مساحت دریچه گاز می‌باشد [۱۴].

$$A_{th}(\alpha) = \frac{\pi D^2}{4} \left(1 - \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \right) + \frac{D^2}{2} \left\{ \frac{k}{\cos \alpha} (\cos^2 \alpha - k^2 \cos^2 \alpha_0) \right\}^{1/2} - \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} \sin^{-1} \left(\frac{k \cos \alpha_0}{\cos \alpha} \right) - k(1 - k^2)^{1/2} + \sin^{-1} k \quad (1)$$

۲-۱-۳- مدل سازی مینیفولد

مینیفولد بخشی از موتور است که آمیزه سوخت و هوا را به سیلندرها می‌رساند. از آنجایی که وظیفه تنظیم درصد ترکیب سوخت و هوای ورودی برعهده مجموعه سیستم سوخت رسانی است؛ ورود هرگونه هوای اضافی خارج از کنترل سیستم سوخت رسانی موجب برهم خوردن ترکیب دقیق سوخت و هوا می‌شود و در نتیجه باعث عملکرد سیستم نیروی محرکه می‌گردد. هرچند وقوع این اتفاق بسیار نادر است اما نادر بودن آن موجب گمراهی و برهم خوردن مخلوط سوخت می‌شود مقدار هوای وارد شده در سیلندر را توسط پارامترهای خیلی مهمی که در مینیفولد واقع شده را می‌توان به شرح زیر بیان کرد.

$$\rho_{ai} = \frac{P_i}{RT_i} \quad (2)$$

$$\dot{P}_i = \frac{RT_i}{V_m} \dot{m}_{ath} - \frac{\eta_v N V_d P_i}{120 V_m} \quad (3)$$

که در آن R ثابت گاز، T_i دمای هوای ورودی به مینیفولد، ρ_{ai} چگالی هوای ورودی، P_i فشار هوای ورودی، \dot{m}_{ath} نرخ جریان جرمی، η_v بازده حجمی، N دور موتور، V_d حجم جابجایی هر سیلندر و V_m حجم مینیفولد می‌باشد.

¹ Throttle Body

مقدار واقعی هوای داخل سیلندر را می توان با فرمول زیر بیان نمود که از مطالعات هیوود (۱۹۸۸) برای یک موتور چهار سیلندر استخراج شده است.

$$\dot{m}_{ac} = \frac{\eta_v N V d \rho_{ai}}{2(60)} \quad (4)$$

۲-۱-۴- مدل انژکتور پاشش سوخت

انژکتور یک شیر الکترو مغناطیسی است که وظیفه پاشش سوخت را بر عهده دارد. مقدار سوخت پاشش شده در داخل مینیفولد را می توان طبق معادله زیر بدست آورد.

$$\dot{m}_{fi} = K(t_{inj} - t_0) \quad (5)$$



شکل ۳- انژکتور پژو پارس ۱۸۰۰ سی سی



شکل ۲- دریچه گاز خودرو پژو پارس ۱۸۰۰ سی سی

در معادله (۵) یک فاکتور تبدیل از زمان سوخت پاشش شده به جریان جرمی سوخت می باشد که بایستی جرم سوخت پاشش شده را در یک میلی ثانیه از سوزن انژکتور در آزمایشگاه حساب کرد تا ثابت K بدست آید.

برای بدست آوردن K انژکتور خروجی پژو پارس ۱۸۰۰ سی سی، یک آزمایش روی این خودرو انجام داده و مقدار جرم سوخت را اندازه گیری شد. عدد K سوزن انژکتور برای پژو پارس برابر $۰/۰۷۳$ می باشد.

t_{ing} زمان پاشش سوخت از سمت سیستم مدیریت موتور می باشد (که با انحراف نسبت هوا به سوخت در مقایسه با نسبت هوا به سوخت استوکیومتری $۱۴/۷$ ، با کنترل کننده PID زمان پاشش را که در معادله (۵) می باشد، کنترل خواهد شد).

t_0 یک تأخیر زمانی مکانیکی شیر مغناطیسی می باشد و این تأخیر یک مقدار ثابت کوچکی به اندازه $۰/۴۱$ میلی ثانیه است. پروسه دینامیکی سوخت پس از پاشش سوخت توسط انژکتور شروع می شود که می توان آنرا با یک معادله ریاضی آسان به نام جریان فیلم سوخت بیان کرد.

$$\ddot{m}_{ff} = \frac{1}{\tau_f} (-\dot{m}_{ff} + X\dot{m}_{fi}) \quad (6)$$

$$\dot{m}_{fv} = (1 - X)\dot{m}_{fi} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{fc} = \dot{m}_{fv} + \dot{m}_{ff} \quad (8)$$

که در آن \dot{m}_{fi} نرخ جریان سوخت می باشد.

برای راحت سازی فرمول (۸) را می توان به شرح زیر نیز با ترکیبی از فرمول معادلات (۶) و (۷) بیان نمود:

$$\dot{m}_{fc} = \frac{1+(1-X_f)\text{stf}}{1+\text{stf}} \dot{m}_{fi} \quad (9)$$

در این فرمول X_f و τ_f به ترتیب ثابت زمانی برای تبخیر سوخت و دیگری نسبت سوخت در زمانی که سوخت نزدیک سوپاپ ورودی می باشد.

$$\tau_f = 1.35(-0.672N + 1.672N + 1.68)(P_i - 0.825)^2 + (-0.06N + 0.15) + 0.5 \quad (10)$$

$$X_f = (-0.277P_i - 0.055N + 0.68) \quad (11)$$

۲-۱-۵- مدل سازی گشتاور

گشتاور تولید شده توسط یک موتور توان رانشی یا کششی می باشد. خروجی سیستم همان گشتاور موتور می باشد که نیاز به محاسبه سرعت میل لنگ دارد. عملیات سیستم میل لنگ بر پایه رابطه بین دو پارامتر سرعت موتور و فشار می باشد [۱۴]. سرعت میل لنگ را می توان توسط گشتاور یک موتور تقسیم بر اینرسی موتور محاسبه کرد.

$$\dot{\omega} = \frac{1}{J_{eng}} (T_c - T_f - T_p - T_l) \quad (12)$$

که در آن $\dot{\omega}$ سرعت موتور، T_c گشتاور ایجاد شده احتراق بعد از جرقه، T_f گشتاور اصطکاکی زمانی که پیستون بالا و پایین می شود، T_p گشتاور پمپینگ و J_{eng} اینرسی میل لنگ که برابر ۰/۱۴۲ کیلوگرم بر متر مکعب است. در واقع با استفاده از فشار مؤثر متوسط دوباره می توان سرعت میل لنگ را با فرمول زیر بدست آورد.

$$\dot{\omega} = \frac{1}{J_{eng}} \left[\frac{V_d(imep - tfmep)}{4\pi} - T_l \right] \quad (13)$$

$$imep = \frac{120\eta_f m f Q_{HV} \min(\lambda, 1)}{V_d N} \quad (14)$$

$$tfmep = 0.97 + 0.15 \left(\frac{N}{1000} \right) + 0.05 \left(\frac{N}{1000} \right)^2 \quad (15)$$

که در آن $IMEP =$ فشار مؤثر متوسط برای یک موتور چهار زمانه بدون سوپر شارژر و $TFMPEP =$ اصطکاک فشار مؤثر متوسط می باشد.

۲-۱-۶- مدل سازی نسبت هوا به سوخت

سیستم سوخت رسانی باید مقدار سوخت و هوای ورودی به موتور را به دقت اندازه گیری کند. از جمله مواردی که در سیستم سوخت رسانی و انژکتوری اهمیت دارد، تأخیر زمانی است که در محاسبات و آزمایش لحاظ گردید. این تأخیر زمانی می تواند از چند عامل نشأت بگیرد که عبارتند از: ۱- تأخیر موتور بین دو سیکل هنگام پاشش سوخت، ۲- زمانی که گازها در لوله انژوز به اکسیژن سنسور می رسند، ۳- تأخیر زمانی سیگنال خروجی سنسور. این تأخیر زمانی را با معادله زیر که توسط مونیزارائه شده می توان حساب کرد:

$$\lambda_m = \frac{\lambda_i e^{-\tau_d s}}{\tau_s s + 1} \quad (16)$$

که در آن $TD =$ تأخیر زمانی انتقال بین اکسیژن سنسور و گاز انژوز و $TS =$ یک ثابت زمانی سنسور اکسیژن می باشد.

۲-۲- مشخصات فنی موتور خودرو

در این تحقیق از موتور خودرو پژو پارس استفاده گردید که مشخصات فنی آن در جدول (۱) ارائه شده است.

جدول ۱- مشخصات فنی موتور پژو پارس

مشخصات	شرح آیت	ردیف
XU7GP/L3	نوع موتور	۱
۱۷۶۱	حجم موتور (cc)	۲
۱۰۰ اسب بخار در ۶۰۰۰	حداکثر توان موتور (hp)	۳
۱۵۳ نیوتون متر در ۳۰۰۰ دور در دقیقه	حداکثر گشتاور (N.m)	۴
۱:۳/۹	نسبت تراکم	۵
۸	تعداد سوپاپ	۶

بنزین بدون سرب با اکتان ۸۷ و ۹۵	سوخت سازگار	۷
پاشش چندنقطه ایی	سیستم انژکتوری	۸
یورو ۴	استاندارد حد آلاینده‌گی	۹
۵ دنده دستی + دنده عقب	سیستم انتقال قدرت	۱۰
۱۹۰ کیلومتر بر ساعت	حداکثر سرعت	۱۱

برای اندازه گیری پارامترهای همچون زاویه دریچه گاز- فشار منیفولد- درجه حرارت محیط- نسبت هوا به سوخت- دور موتور- ولتاژ سنسور اکسیژن- زمان پاشش سوخت از دستگاه دیاگ KATEL مدل H-SCAN 1 استفاده شد (شکل ۴).



شکل ۴- تصویری از اطلاعات نمایش داده شده دیاگ

۲-۳- انجام تست موتور با دور آرام، دور ۱۵۰۰ و دور ۲۵۰۰ دور در دقیقه

پس از روشن نمودن موتور و اتصال دستگاه دیاگ به آن، پارامترهای مورد نیاز جهت بررسی مصرف سوخت و آلاینده‌گی در دور آرام موتور، دور موتور ۱۵۰۰ دور در دقیقه و دور موتور ۲۵۰۰ دور در دقیقه ضبط و ثبت گردید. در جدول (۲) به عنوان نمونه داده های بدست آمده برای تست شماره ۳ (با دور موتور ۲۵۰۰) را نشان می دهد. در این جدول $Pi = \text{فشار منیفولد}$ ، $Pi = \text{فشار منیفولد}$ (Simulation) = فشار منیفولد (شبه سازی شده)، $a = \text{زاویه دریچه گاز}$ ، $N = \text{دور موتور}$ (simulation) = دور موتور (شبه سازی شده)، $AFR = \text{نسبت هوا به سوخت}$ ، $AFR = \text{نسبت هوا به سوخت}$ (Simulation) = نسبت هوا به سوخت (شبه سازی شده)، $TE = \text{دمای بیرونی}$ ، $Os V = \text{ولتاژ سنسور اکسیژن}$ ، $T(INJ) = \text{زمان پاشش سوخت}$ ، $\lambda = \text{میزان آلاینده‌گی گازهای خروجی و}$ $\lambda = \text{میزان آلاینده‌گی گازهای خروجی}$ (Simulation) = میزان آلاینده‌گی (شبه سازی شده) می باشد.

جدول ۲- داده های بدست آمده برای تست شماره ۳ (با دور موتور ۲۵۰۰)

ردیف	Pi simulation (kpa)	Pi (kpa)	α (degree)	N simulation	N rpm	AFR Simulation	AFR	TE	Os V	T (INJ)	λ simulation	λ
۱	۲۵۸۳	۲۵۷۵	۵.۶۲	۲۵۲۹	۲۵۲۰	۱۴.۷	۱۴.۷	۷۲.۷۸	۰.۸۳	۲.۵۴	۱.۳	۱.۸۴
۲	۲۵۸۵	۲۵۸۶	۵.۶۲	۲۵۰۴	۲۵۰۴	۱۴.۱	۱۴.۲	۷۲.۷۸	۰.۸۰	۲.۵۶	۱.۳۵	۱.۶۴
۳	۲۵۹۲	۲۵۹۵	۵.۶۲	۲۵۱۱	۲۵۱۷	۱۴.۵	۱۴.۴	۷۲.۷۸	۰.۴۴	۲.۴۱	۱.۴۲	۱.۵۸
۴	۲۵۸۹	۲۵۸۶	۵.۶۲	۲۵۱۱	۲۵۱۱	۱۴.۷	۱۴.۸	۷۲.۷۸	۰.۲۲	۲.۵۰	۱.۴۷	۱.۵۹
۵	۲۵۷۹	۲۵۸۰	۵.۶۲	۲۵۰۷	۲۵۱۸	۱۴.۷	۱۴.۷	۷۲.۷۸	۰.۸	۲.۵۷	۱.۵۸	۱.۵۸
۶	۲۵۸۸	۲۵۹۰	۵.۶۲	۲۵۰۴	۲۵۰۱	۱۴.۷	۱۴.۷	۷۲.۷۸	۰.۸۱	۲.۴۸	۱.۵۴	۱.۵۴
۷	۲۵۸۶	۲۵۸۶	۵.۶۲	۲۵۱۰	۲۵۱۲	۱۴.۵	۱۴.۷	۷۲.۷۸	۰.۴۷	۲.۳۹	۱.۵۶	۱.۵۹
۸	۲۵۸۳	۲۵۸۸	۵.۶۲	۲۵۱۵	۲۵۰۷	۱۴.۴	۱۵.۱	۷۲.۷۸	۰.۱۰	۲.۵۵	۱.۵	۱.۵۵
۹	۲۵۰۸۵	۲۶۸۶	۵.۶۲	۲۵۰۵	۲۵۰۷	۱۴.۸	۱۵.۹	۷۲.۷۸	۰.۳۰	۲.۵۷	۱.۴	۱.۵۵
۱۰	۲۵۷۹	۲۵۹۸	۵.۶۲	۲۵۰۳	۲۵۰۲	۱۴.۹	۱۵.۱	۷۲.۷۸	۰.۸۳	۲.۴۵	۱.۲۸	۱.۵۶

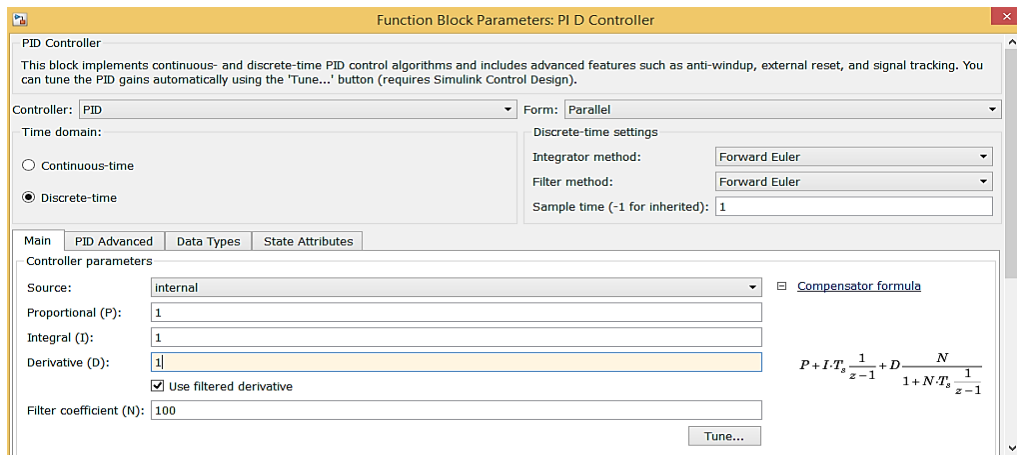
حال با توجه به خطای نسبت هوا به سوخت را در حالت تست و شبه سازی شده با نوشتن فرمول زیر و جایگزینی اعداد بدست آمده نتایج زیر بدست می آید:

$$\text{Error test} = \text{AFR max} - \text{AFR min} = 15/9 - 14/2 = 1/7$$

$$\text{Error simulation} = \text{AFR max} - \text{AFR min} = 14/9 - 14/8 = 0/1$$

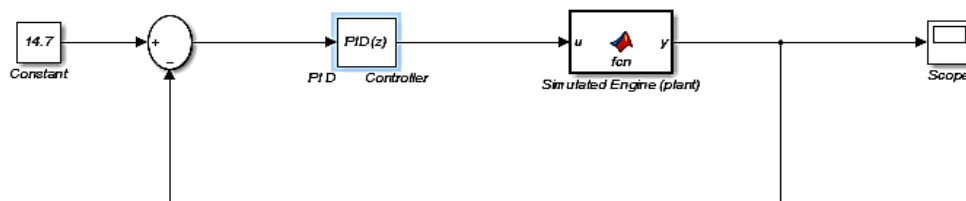
۲-۴- طراحی کنترل تناسب، انتگرال، مشتق

برای دستیابی به کنترل بهتر و تنظیم دقیق فرآیند صنعتی از کنترل‌های "تناسب، انتگرال، مشتق" استفاده می‌شود. کنترل تلاش می‌کند که خطاهای بین متغیر اندازه‌گیری شده در فرآیند و مقدار مطلوب را با استفاده از حساب کردن اختلافات و سپس اعمال عمل تصحیح کننده برای تنظیم فرآیند را اصلاح نماید. یک کنترل PID یک فرآیند را از سه پارامتر کنترل می‌نماید: تناسبی P، انتگرال I مشتق D. کنترل تناسب، انتگرال، مشتق کنترل‌هایی هستند که دارای سه پارامتر KI, KD, KP می‌باشد که جهت طراحی ابتدا وارد نرم افزار MATLAB شده و بلوک تناسب، انتگرال، مشتق شده و آن را انتخاب کرده و پس از آن بر روی باکس کنترل تناسب، انتگرال، مشتق در محیط سیمولینک می‌توان فرمول را نیز مشاهده کرد (شکل ۵).

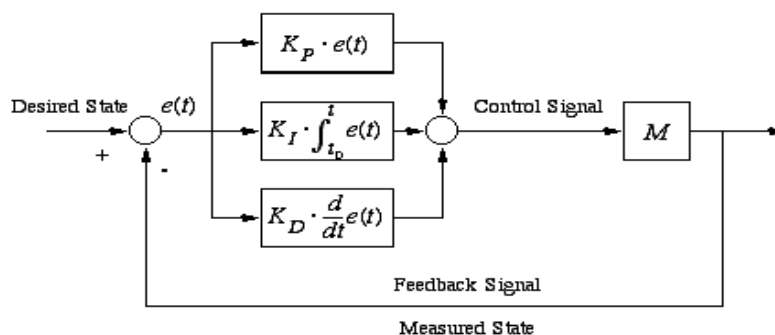


شکل ۵- محیط کنترل PID

حال مدل دینامیکی مطرح شده در این تحقیق را با این کنترل کننده (PID) مورد بررسی قرار می‌گیرد. سپس خروجی کنترل تناسب، انتگرال، مشتق را به ورودی مدل دینامیکی مطرح شده که مهم ترین پارامتر زمان پاشش سوخت و آلاینده‌گی است وصل می‌گردد. در محیط شبیه سازی شده ورودی کنترل کننده میزان انحراف نسبت هوا به سوخت اندازه گیری شده نسبت به نسبت هوا به سوخت استوکیومتری می‌باشد. شکل (۶) اتصال کنترل کننده و مدل دینامیکی مطرح شده و شکل (۷) باز شده آن را نشان می‌دهد.



شکل ۶- مدل دینامیکی مطرح شده با کنترل PID



شکل ۷- باز شده کنترل PID در مدل دینامیکی

معادله (۱۷)، کنترل تناسب، انتگرال، مشتق را نشان می دهد.

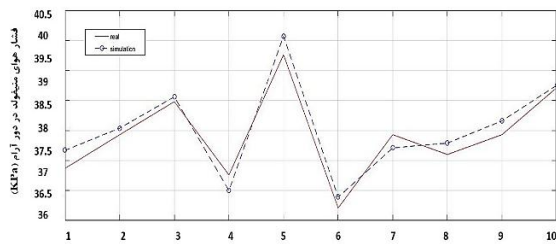
$$U(t) = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d = \frac{(K_i + kps + kds2)}{s} \quad (17)$$

۳- نتایج و بحث

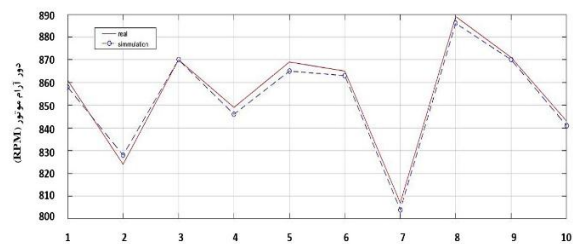
همانطور که در قسمت مواد و روش ها اشاره گردید، جهت معرفی مدل ارائه شده لازم است که آزمایشاتی در مراحل مختلف و شرایط کاری مختلف بر روی یک موتور واقعی در شرایط گذرا انجام شود و مقایسه بین پارامترهای خروجی موتور واقعی (با کنترل معمولی LOOKUP TABLE) با خروجی مدل ارائه شده صورت گیرد. این پارامترها شامل تغییرات دور موتور، فشار هوای منیفولد، نسبت هوا به سوخت و لامبدا بوده که نتایج آن در این بخش در سه حالت دور آرام، دور ۱۵۰۰ و دور ۲۵۰۰ در دقیقه مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته است.

۳-۱- مقایسه نتایج مدل دینامیکی برنامه نویسی شده در MATLAB (PID) و مدل واقعی (با کنترل معمولی LOOKUP TABLE) در حالت دور آرام موتور

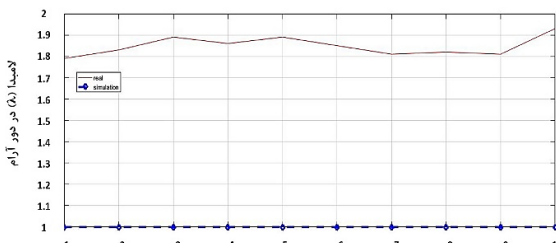
شکل (۸-الف)، (۸-ب)، (۸-ج)، (۸-د)، به ترتیب تغییرات دور موتور، فشار هوای منیفولد، نسبت هوا به سوخت و لامبدا را برحسب زمان در دور آرام نشان می دهد. در شکل (۸-الف)، مدل شبیه سازی شده (PID) با مدل واقعی (با کنترل معمولی LOOKUP TABLE) در دور آرام نسبتاً بر هم منطبق است. تنها تفاوت در تانیه های ۴ و ۵ می باشد؛ که موتور شبیه سازی شده جهت یکنواخت تر شدن دور و سرعت، نسبت به موتور واقعی دور کمتری را نشان می دهد.



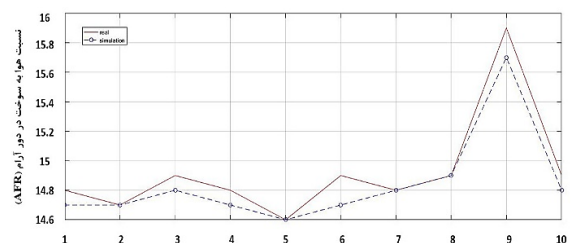
(ب)



(د)



(ج)



(ا)

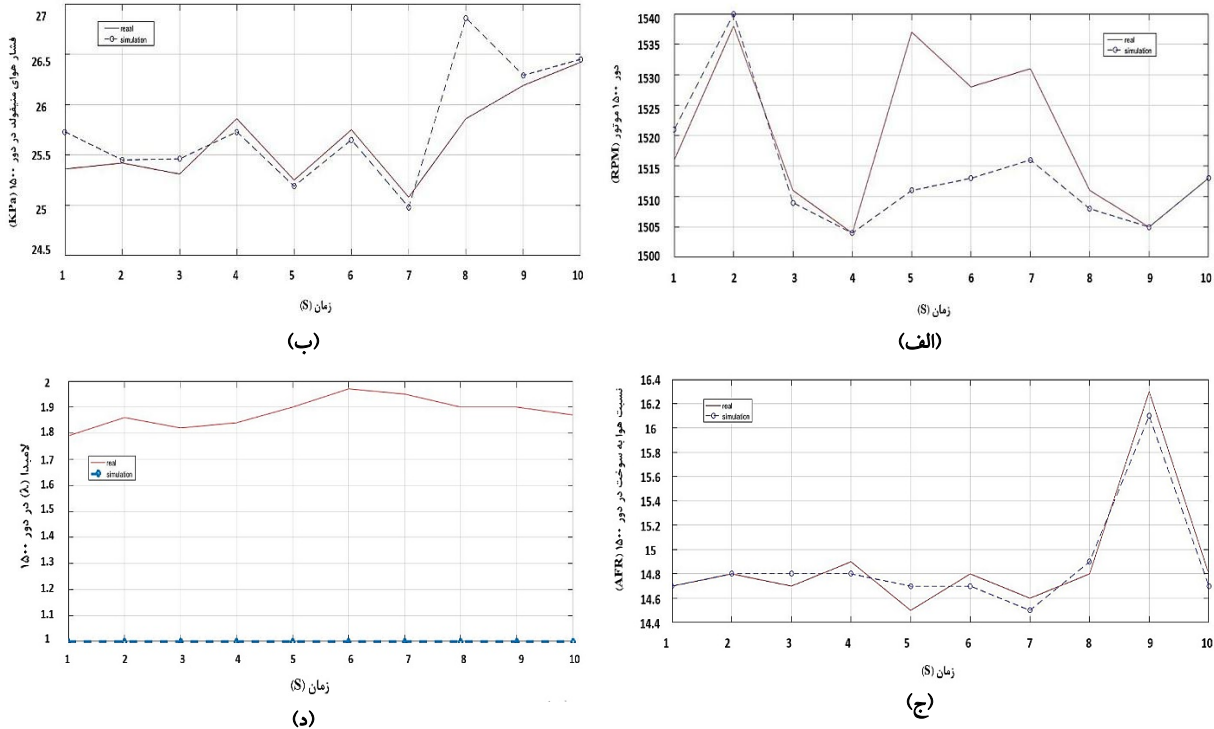
شکل ۸- (الف)- تغییرات دور موتور برحسب زمان، (ب)- تغییرات فشار هوای منیفولد برحسب زمان، (ج)- تغییرات نسبت هوا به سوخت (AFR) بر حسب زمان و (د)- تغییرات لامبدا (λ) برحسب زمان؛ در دور آرام موتور

در شکل (۸-ب)، نوسان فشار منیفولد در لحظات اولیه بیشتر و با گذشت زمان بالاتر از موتور واقعی است. در نمودار نسبت هوا به سوخت در دور آرام (شکل ۸-ج) نسبت ۱۴/۶ تا ۱۵/۹ را داراست که قابل تغییر است ولی با گذشت زمان هر دو موتور شبیه سازی و موتور واقعی جهت حفظ و پایداری احتراق بهتر، مدام در حال تغییر مخلوط سوخت و هوا هستند و نسبت تغییرات در موتور شبیه سازی شده کمتر است.

در نمودار لامبدا (شکل ۸-د)، توسط دستگاه آنالیزور دود اطلاعات مربوط به لامبدا موتور واقعی دریافت شده و با لامبدا موتور شبیه سازی شده مقایسه گردیده است. در نمودار فوق، لامبدا موتور شبیه سازی شده عدد یک را در به صورت یکنواخت نشان می دهد؛ ولی موتور واقعی نسبت به تغییرات دور دارای نوسان بوده؛ بنابراین بر روی لامبدا خروجی هم تأثیر گذاشته است.

۲-۳- مقایسه نتایج مدل دینامیکی برنامه نویسی شده در MATLAB (PID) و مدل واقعی (با کنترل معمولی LOOKUP TABLE) در حالت دور ۱۵۰۰ موتور

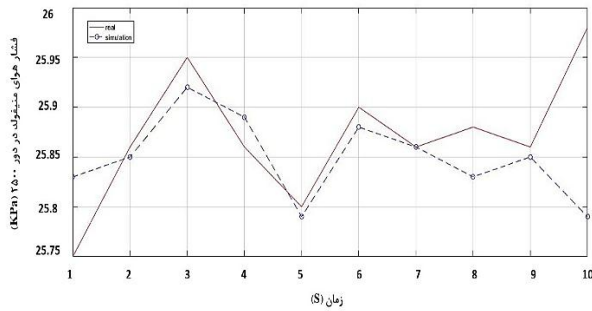
شکل (۹-الف)، (۹-ب)، (۹-ج)، و (۹-د)، به ترتیب تغییرات دور موتور، فشار هوای منیفولد، نسبت هوا به سوخت و لامبدا را برحسب زمان در دور ۱۵۰۰ نشان می‌دهد. در شکل (۹-الف)، مدل شبیه‌سازی شده (PID) با مدل واقعی (با کنترل معمولی LOOKUP TABLE) در ثانیه‌های اولیه نسبتاً به هم منطبق هستند ولی از ثانیه ۶ به بعد دور موتور شبیه‌سازی شده دارای نوسان کمتر بوده و که این مورد بر روی پارامترها و نمودارهای بعدی تأثیر بسزایی دارد و کنترل شده تر است.



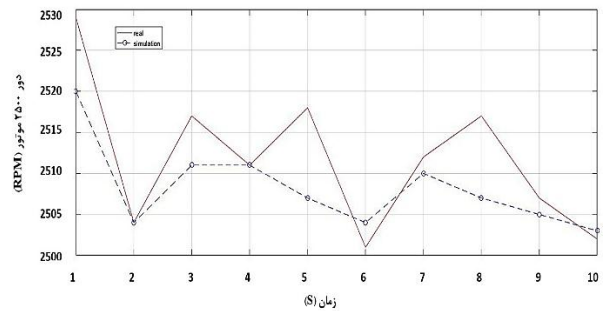
شکل ۹- (الف) - تغییرات دور موتور برحسب زمان، (ب) - تغییرات فشار هوای منیفولد برحسب زمان، (ج) - تغییرات نسبت هوا به سوخت (AFR) بر حسب زمان و (د) - تغییرات لامبدا بر حسب زمان؛ در دور ۱۵۰۰ موتور
 در شکل (۹-ب) فشار هوای منیفولد در موتور واقعی و شبیه‌سازی شده مخصوصاً در ثانیه ۸ کمی با هم متفاوت است. در شکل (۹-ج)، نمودار نسبت هوا به سوخت در دور موتور ۱۵۰۰ در دقیقه موتور شبیه‌سازی شده دارای نوسان کمتری است. در نمودار لامبدا (شکل ۹-د)، همانند شکل (۸-د) لامبدا موتور شبیه‌سازی شده عدد یک را در به صورت یکنواخت نشان می‌دهد؛ ولی موتور واقعی نسبت به تغییرات دور دارای نوسان بوده؛ بنابراین بر روی لامبدا خروجی هم تأثیر گذاشته است.

۳-۳- مقایسه نتایج مدل دینامیکی برنامه نویسی شده در MATLAB (PID) و مدل واقعی (با کنترل معمولی LOOKUP TABLE) در حالت دور ۲۵۰۰ موتور

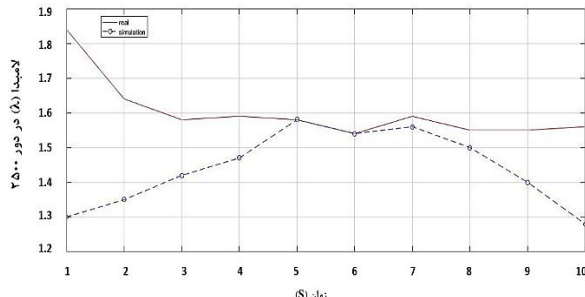
شکل (۱۰-الف)، (۱۰-ب)، (۱۰-ج)، و (۱۰-د)، به ترتیب تغییرات دور موتور، فشار هوای منیفولد، نسبت هوا به سوخت و لامبدا را برحسب زمان در دور ۲۵۰۰ نشان می‌دهد. در شکل (۱۰-الف)، مدل شبیه‌سازی شده (PID) با مدل واقعی (با کنترل معمولی LOOKUP TABLE) در لحظات اولیه تغییر دور موتور داری نوسان است ولی با گذشت زمان موتور شبیه‌سازی شده اطلاعات را سریع‌تر دریافت کرده و سرعت را سریع‌تر تنظیم و کنترل کرده است و این روند تا تنظیم دقیق دور موتور ادامه پیدا می‌کند.



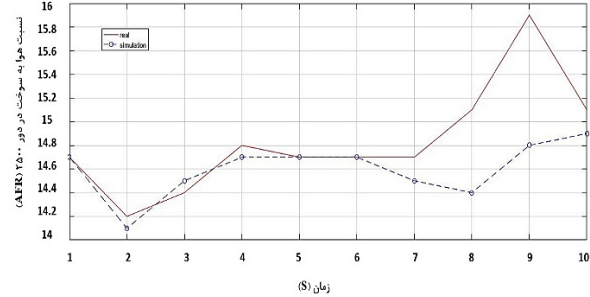
(ب)



(ف)



(د)



(ج)

شکل ۱۰- (الف) - تغییرات دور موتور بر حسب زمان، (ب) - تغییرات فشار هوای منیفولد بر حسب زمان، (ج) - تغییرات نسبت هوا به سوخت (AFR) بر حسب زمان و (د) - تغییرات لامبدا (λ) بر حسب زمان؛ در دور ۲۵۰۰ موتور

در شکل (ب-۱۰) و (ج-۱۰) فشار هوای منیفولد و نسبت هوا به سوخت در موتور شبیه سازی شده دارای نوسانات کمتری نسبت به موتور واقعی می باشد. نسبت هوا به سوخت در دور موتور ۲۵۰۰ در دقیقه موتور شبیه سازی شده نسبت به موتور واقعی یکنواخت تر است و در مدت زمان طولانی نسبت هوا به سوخت موتور شبیه سازی شده به نسبت هوا به سوخت استوکیومتری نزدیک تر می شود.

در شکل (د-۱۰) لامبدا موتور شبیه سازی شده در دور ۲۵۰۰ از یک بیشتر بوده چون که در موتور در گذشت زمان بیشتر نسبت به دور اعمال شده کمبودی از لحاظ مخلوط هوا و سخت احساس نشود یعنی کیفیت احتراق بهتر و مخلوط سوخت و هوا به اندازه کافی باشد.

با توجه به نتایج خروجی از دور ۲۵۰۰ موتور، بررسی نمودارهای شکل (۱۰) نشان می دهد که کنترل تناسب، انتگرال، مشتق (PID) نسبت به کنترل معمولی LOOKUP TABLE دارای حدود ۳۰ درصد بازده بیشتری بوده و دارای کاهش مصرف سوخت و آلایندگی کمتری می باشد. جدول (۳) میزان خطای آزمایش واقعی و شبیه سازی شده در دورهای مختلف را نشان می دهد.

جدول ۳- میزان خطاهای AFR در آزمایش واقعی (LOOKUP TABLE) و شبیه سازی (PID)

مقدار انحراف نسبت AFR شبیه سازی شده	مقدار انحراف نسبت AFR واقعی	دور	آزمایش
$AFR_{MAX}-AFR_{MIN}$ ۱.۱=۱۴.۶-۱۵.۷	$AFR_{MAX}-AFR_{MIN}$ ۱.۳=۱۴.۶-۱۵.۹	آرام	۱
۱.۴=۱۴.۷-۱۶.۱	۱.۸=۱۴.۵-۱۶.۳	۱۵۰۰	۲
۰.۱=۱۴.۸-۱۴.۹	۱.۷=۱۴.۲-۱۵.۹	۲۵۰۰	۳

۴- نتیجه گیری

در این تحقیق به تحلیل سیستم سوخت رسانی موتور واقعی (LOOKUP TABLE) و شبیه سازی شده با برنامه MATLAB (PID) جهت دسترسی بهتر و نزدیک شدن به هدف که کاهش مصرف سوخت و کاهش آلایندگی است پرداخته شد و نتایج به شرح ذیل بدست آمد:

- با کنترل زمان پاشش سوخت می توان به بیشترین قدرت و کمترین مصرف سوخت و آلاینده‌گی رسید که بهترین تعادل را بین آلاینده‌گی خروجی و مصرف سوخت ایجاد کند.
- با طراحی و نصب کنترل تناسب، انتگرال، مشتق (PID) به نسبت هوا به سوخت واقعی و ایده آل و مناسب دست یافته شد.
- استفاده از کنترل تناسب، انتگرال، مشتق در مواردی همچون زمان پاشش سوخت موتور به توان و بازده بالاتر و آلودگی کمتری می رسند.
- مقایسه LOOKUP TABLE و PID نشان داد که PID حدود ۳۰ درصد دارای بازدهی بیشتری نسبت به LOOKUP TABLE می باشد.

۵- منابع و مراجع

۱. محمدی ده چشمه، ب. (۱۳۹۳). بهینه‌سازی زاویه پاشش انژکتور موتور EF7 گازسوز پاشش مستقیم با شبیه سازی عددی. پایان نامه کارشناسی ارشد. دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی. تهران.
۲. امینایی، ح. (۱۳۸۸). بررسی اثر میدان مغناطیسی بر مصرف سوخت - عملکرد و آلاینده‌های موتور احتراق داخلی. پایان نامه کارشناسی ارشد. دانشگاه فردوسی مشهد. مشهد.
3. Nekooei, M.J., Koto, J., Pauzi Ghani, M. and Dehghani, Z. (2015). A New Engine Simulation Structure Model Applied to SI Engine Controlling. Journal of Ocean, Mechanical and Aerospace-Science and Engineering, 22, 9-12.
4. Benninger N.F., Plapp, G. (1991). Identification of a dynamic model for transient mixture formation in a multipoint spark ignition engine. Proceedings of Fourth ASME Symposium on Transportation Systems (DSC-Vol. 54, pp. 189-204), Chicago.
5. Nekooei, M. J., Koto, J., Priyanto, A. and Dehghani, Z. (2014). Reviewed on Combustion Modelling of Marine Spark-Ignition Engines. and Authors Pages, 1-17.
6. Alpine (1998). Transient A/F control characteristics of the 5 liter central fuel injection engine. SAE Paper 810494, Sae International, Warrendale.
7. Wang, S.W., Yu, D. L., Gomm, J.B., Page, G.F., Douglas, S.S. (2006) Adaptive neural network model based predictive control for air-fuel ratio of SI engine. Engineering Applications of Artificial Intelligence 19 189-200.
8. Yoon, R., Sunwoo, M. (2000). An adaptive sliding mode controller for airfuel ratio control of sparkignition engines. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering 215, 305-315.
۹. خردمند، ی. (۱۳۸۳). حل عددی آلاینده‌ها در موتور پراید و بررسی اثر نسبت هوا به سوخت زمان جرعه زنی روی آلاینده‌ها. پایان نامه کارشناسی ارشد. دانشگاه علم و صنعت ایران. تهران.
۱۰. لشکری، ا. (۱۳۹۲). بررسی تجربی و عددی عوامل موثر بر مصرف سوخت موتور بنزینی. پایان نامه کارشناسی ارشد. دانشگاه بیرجند. بیرجند.
11. Patterson, M. A., Kong, S.C., Hampson, J.H., and Reitz, R.D., (1994). Modeling the Effects of Fuel Injection Characteristics on Diesel Engine Soot and NOx Emissions. SAE Paper 940523, SAE Transactions, Vol. 103, Section. 3, Journal on Engines, pp. 836-852.
۱۲. پیشگوی، م و کاکایی، ا. ح. (۱۳۸۹). بررسی تاثیر استفاده از سیستم متغیر سوپاپ‌پهاروی مصرف سوخت موتور XU7/L3. فصلنامه علمی پژوهشی تحقیقات موتور/ سال ششم / شماره ۲۱.
۱۳. عبدی اقدم، ا و باشی، م. (۱۳۹۲). مطالعه تجربی وابستگی نرخ حرارت آزاد شده و تاخیر اشتعال به اختلاط سوخت و هوا در یک موتور اشتعال جرعه ای. پنجمین کنفرانس سوخت و احتراق ایران. دانشگاه علم و صنعت ایران. تهران.
14. Heywood, J.B. (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals. New York: McGraw-Hill.