



دانشکده مهندسی خودرو

طراحی کنترلر دور آرام موتور دیزل مجهز به توربوشارژر با استفاده از کنترلر فازی

پایان نامه برای دریافت درجه کارشناسی ارشد
در رشته مهندسی خودرو گرایش سیستم محرکه خودرو

کامیار نیکزادفر

استاد راهنما:

دکتر علیرضا نورپور

خردادماه ۱۳۸۸



دانشکده مهندسی خودرو

طراحی کنترلر دور آرام موتور دیزل مجهز به توربوشارژ با استفاده از کنترلر فازی

پایان نامه برای دریافت درجه کارشناسی ارشد
در رشته مهندسی خودرو گرایش سیستم محرکه خودرو

کامیار نیکزادفر

استاد راهنما:

دکتر علیرضا نورپور

خردادماه ۱۳۸۸

سورة الاحقاف

تأییدیه هیأت داوران جلسه دفاع از پایان نامه/رساله

نام دانشکده: مهندسی خودرو

نام دانشجو: کامیار نیکزادفر

عنوان پایان نامه یا رساله: طراحی کنترلر دور آرام موتور دیزل مجهز به توربوشاژر با استفاده از کنترلر فازی
تاریخ دفاع:

رشته: مهندسی خودرو

گرایش: سیستم محرکه خودرو

ردیف	سمت	نام و نام خانوادگی	مرتبه دانشگاهی	دانشگاه یا مؤسسه	امضا
۱	استاد راهنما	دکتر علیرضا نورپور	استادیار	دانشگاه علم و صنعت ایران	
۵	استاد مدعو خارجی	دکتر مسعود شریعت پناهی	استادیار	دانشگاه تهران	
۷	استاد مدعو داخلی	دکتر بهروز مشهدی	استادیار	دانشگاه علم و صنعت ایران	

تأییدیه‌ی صحت و اصالت نتایج

باسمه تعالی

اینجانب کامیار نیکزادفر به شماره دانشجویی ۸۵۶۲۱۰۱۸ دانشجوی رشته مهندسی خودرو-سیستم محرکه خودرو مقطع تحصیلی کارشناسی ارشد تأیید می‌نمایم که کلیه‌ی نتایج این پایان‌نامه/رساله حاصل کار اینجانب و بدون هرگونه دخل و تصرف است و موارد نسخه‌برداری شده از آثار دیگران را با ذکر کامل مشخصات منبع ذکر کرده‌ام. در صورت اثبات خلاف مندرجات فوق، به تشخیص دانشگاه مطابق با ضوابط و مقررات حاکم (قانون حمایت از حقوق مؤلفان و مصنفان و قانون ترجمه و تکثیر کتب و نشریات و آثار صوتی، ضوابط و مقررات آموزشی، پژوهشی و انضباطی ...) با اینجانب رفتار خواهد شد و حق هرگونه اعتراض در خصوص احقاق حقوق مکسب و تشخیص و تعیین تخلف و مجازات را از خویش سلب می‌نمایم. در ضمن، مسؤولیت هرگونه پاسخگویی به اشخاص اعم از حقیقی و حقوقی و مراجع ذیصلاح (اعم از اداری و قضایی) به عهده‌ی اینجانب خواهد بود و دانشگاه هیچ‌گونه مسؤولیتی در این خصوص نخواهد داشت.

نام و نام خانوادگی: کامیار نیکزادفر

امضا و تاریخ:

مجوز بهره‌برداری از پایان‌نامه

بهره‌برداری از این پایان‌نامه در چهارچوب مقررات کتابخانه و با توجه به محدودیتی که توسط استاد راهنما به شرح زیر تعیین می‌شود، بلامانع است:

- بهره‌برداری از این پایان‌نامه/ رساله برای همگان بلامانع است.
- بهره‌برداری از این پایان‌نامه/ رساله با اخذ مجوز از استاد راهنما، بلامانع است.
- بهره‌برداری از این پایان‌نامه/ رساله تا تاریخ ممنوع است.

نام استاد راهنما: دکتر علیرضا نورپور

تاریخ:

امضا:

تقدیم بہ پدر و مادر م
پ

تشکر و قدردانی:

خداوند سبحان را سپاسگزارم که توفیق تحصیل علم و تغییر نگرش به هستی را برایم فراهم نمود تا گوشه ای از عظمت بی همتایش را درک نمایم و فرصتی دست داد تا بدانم تمامی تلاش های علمی نوع بشر در مقابل علم بی انتهایش همچون ذره ای است در مقابل اقیانوسی بی کران. لازم می دانم از اساتید محترم در دانشکده مهندسی خودرو دانشگاه علم و صنعت ایران که مرا در قدم نهادن در راه مقدس کسب علم یاری نمودند تشکر نمایم. همچنین از استاد عزیزم جناب آقای دکتر نورپور که در طول دوران تحصیل در مقطع کارشناسی ارشد و انجام پروژه حاضر، نه تنها به عنوان استادی مجرب که به عنوان برادری مهربان مرا در پیچ و خم زندگی یاری نمودند، تشکر می نمایم.

در انتها لازم می دانم از پدر و مادر بزرگوام که با حمایت های مادی و معنوی خود مرا در کسب علم و پیمودن راه ترقی ترغیب و تشویق نمودند، صمیمانه تشکر نمایم. باشد که توفیق جبران زحمات تمامی عزیزانی که از ابتدای تحصیل تا کنون مرا یار و یاور بوده اند فراهم آید. امید است با تأسی به ائمه اطهار(ع) و در سایه عنایات خاصه امام زمان (عج) شاهد رشد و شکوفایی کشور عزیزمان، ایران باشیم.

کامیار نیکزادفر

بهار ۱۳۸۸

چکیده

کنترل دور آرام موتورهای درونسوز، یکی از مهمترین بخش های سیستم مدیریت موتور است، در صنعت خودروسازی عموماً از کنترلر های PID به منظور کنترل دور آرام استفاده می شود. در این پژوهش مزایای استفاده از کنترلر فازی به منظور کنترل دور آرام مورد بررسی قرار گرفته است. به منظور طراحی کنترلر ابتدا یک مدل مقدار متوسط موتور دیزل ایجاد شده است. مدل مذکور دارای زیر الگوهای توربوشارژر، چندراهه ورودی و خروجی، اصطکاک، تولید گشتاور و دینامیک میل لنگ است. این مدل تمامی موارد تاثیرگذار در شرایط دور آرام نظیر تغییرات اصطکاک داخلی در مرحله گرم شدن و تغییرات سیکل به سیکل تولید گشتاور را شبیه سازی می نماید. به منظور کنترل دور آرام از سه پارامتر کنترلی نسبت هم ارزی، زمان پاشش و میزان گشودگی شیر Wastegate استفاده شده است. نتایج تئوری نشان از آن دارد که استفاده از کنترلر فازی ضمن کاهش مصرف سوخت، کیفیت پارامترهای کنترلی از جمله میزان فراجش و زمان نشست را نیز بهبود می بخشد. تحلیل حساسیت مدل کنترل شده نشان می دهد کنترل فازی دارای مقاومت خوبی در مقابل اغتشاشات محیطی و خطای سنسور دبی سنجی است.

واژه های کلیدی: سیستم مدیریت موتور، دور آرام، موتور دیزل، کنترل فازی، مدل سازی

دینامیکی موتور

فهرست مندرجات

۱	مقدمه	۱
۲	پیشگفتار	۱-۱
۷	مروری بر ادبیات موضوع	۲
۸	سیستم های مدیریت موتور	۱-۲
۸	تاریخچه سیستم های مدیریت موتور دیزل	۱-۱-۲
۱۰	ساختمان کنترلی موتورهای درونسوز	۲-۱-۲
۱۱	ابزارهای توسعه سیستم های کنترل موتور	۳-۱-۲
۱۳	مدل سازی دینامیکی موتورهای درونسوز	۲-۲
۱۵	روش مقدار متوسط	۱-۲-۲
۱۶	روش سیلندر به سیلندر	۲-۲-۲
۱۶	کنترل فازی	۳-۲
۱۶	تئوری فازی	۱-۳-۲
۲۰	کنترل دور آرام	۴-۲
۲۴	روش تحقیق	۳
۲۵	مدل سازی موتور	۱-۳
۲۶	مشخصات موتور	۱-۱-۳
۲۷	مدل سازی توربوشارژر	۲-۱-۳
۲۹	مدل کمپرسور	۳-۱-۳
۳۲	مدل توربین	۴-۱-۳
۳۵	مدل شیر Wastegate	۵-۱-۳
۳۶	مدل دینامیک محور و پره ها	۶-۱-۳
۳۷	مدل سازی چندراهه ها	۷-۱-۳
۳۸	چندراهه ورودی	۸-۱-۳
۴۱	چندراهه خروجی	۹-۱-۳
۴۳	مدل تولید گشتاور	۱۰-۱-۳
۴۸	مدل اصطکاک های داخلی	۱۱-۱-۳

۵۱ زیر الگوی دمای موتور	۱۲-۱-۳
۵۲ مدل دینامیکی میل لنگ	۱۳-۱-۳
۵۳ مدل کلی موتور	۱۴-۱-۳
۵۴ صحت سنجی مدل	۱۵-۱-۳
۵۵ کنترل	۲-۳
۵۵ شرایط مطلوب کنترلر دور آرام	۱-۲-۳
۵۷ پارامترهای کنترلی	۲-۲-۳
۵۹ کنترلر نسبت هم ارزی	۳-۲-۳
۶۰ کنترلر PID نسبت هم ارزی	۴-۲-۳
۶۵ کنترل فازی نسبت هم ارزی	۵-۲-۳
۶۹ کنترلر زمان پاشش سوخت	۶-۲-۳
۷۲ کنترل میزان گشودگی شیر Wastegate	۷-۲-۳
۷۵ نتایج و تفسیر آنها	۴
۷۶ مقدمه	۱-۴
۷۷ بررسی مزایای کنترلر فازی نسبت به کنترلر PID	۲-۴
۷۷ مقاومت در برابر بار برداری و بار گذاری	۱-۲-۴
۷۹ بهبود نوسانات سرعت	۲-۲-۴
۸۰ مقایسه مصرف سوخت	۳-۲-۴
۸۲ مقاومت در برابر تغییرات محیطی	۴-۲-۴
۸۴ بررسی مزایای استفاده از کنترلر زمان پاشش	۳-۴
۸۶ بررسی مزایای استفاده از کنترلر میزان گشودگی شیر Wastegate	۴-۴
۸۶ بررسی تاثیرات توابع عضویت در کارآیی عملکرد کنترلر فازی	۵-۴
۸۷ بررسی تاثیر ضرایب کنترلی بر عملکرد کنترلر	۶-۴
۹۱ آنالیز حساسیت	۷-۴
۹۲ آنالیز حساسیت نسبت به تغییرات دمای محیط	۱-۷-۴
۹۲ آنالیز حساسیت نسبت به تغییرات فشار محیط	۲-۷-۴
۹۳ آنالیز حساسیت نسبت به صحت عملکرد سنسور دبی سنج	۳-۷-۴
۹۵ جمع بندی و پیشنهادات	۵
۹۶ خلاصه پژوهش	۱-۵
۹۷ نتایج پژوهش	۲-۵
۹۷ پیشنهادات پژوهش های آتی	۳-۵
۹۹ پیوست	۶

فهرست اشکال

- شکل (۱-۲) ساختمان کنترلی ساده شده یک موتور دیزل مجهز به توربوشارژر [۳] ۱۰
- شکل (۲-۲) مراحل شبیه سازی و طراحی برای توسعه توابع ECU در موتورهای درونسوز [۳] ۱۱
- شکل (۳-۲) روش های شبیه سازی برای توسعه توابع ECU [۳] ۱۲
- شکل (۴-۲) سیستم های مختلف مورد استفاده در روش های Hil و RCP، SiL [۳] ۱۳
- شکل (۱-۳) تصویر موتور مدل شده و شماره گذاری نقاط مختلف ۲۷
- شکل (۲-۳) نقشه بازده کمپرسور بر حسب سرعت و دبی کمپرسور [۹] ۳۰
- شکل (۳-۳) منحنی بازده کمپرسور بر حسب دبی جرمی گذرنده از کمپرسور در سرعت های مختلف [۹] ۳۰
- شکل (۴-۳) منحنی دبی جرمی گذرنده از کمپرسور بر حسب نسبت فشار در سرعت های مختلف [۹] ۳۰
- شکل (۵-۳) بلوک دیاگرام کمپرسور در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink ۳۱
- شکل (۶-۳) نقشه دبی جرمی تصحیح نشده گذرنده از توربین بر حسب نسبت فشار در سرعت های مختلف توربین [۹] ۳۳
- شکل (۷-۳) نقشه بازده توربین بر حسب عدد ماخ نوک پره در سرعت های مختلف توربین ۳۴
- شکل (۸-۳) بلوک دیاگرام توربین در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink ۳۵
- شکل (۹-۳) بلوک دیاگرام شیر Wastegate ۳۶
- شکل (۱۰-۳) بلوک دیاگرام دینامیکی توربوشارژر در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink ۳۷
- شکل (۱۱-۳) بلوک دیاگرام توربوشارژر در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink ۳۷
- شکل (۱۲-۳) جریان های ورودی و خروجی چندراهه ورودی ۳۸
- شکل (۱۳-۳) تغییرات بازده پاشش موتور بر حسب زاویه پاشش [۳۶] ۳۹
- شکل (۱۴-۳) بلوک دیاگرام مدل تخمین بازده تنفسی در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink ۴۰
- شکل (۱۵-۳) بلوک دیاگرام مدل چندراهه ورودی در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink ۴۱
- شکل (۱۶-۳) بلوک دیاگرام مدل چندراهه خروجی در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink ۴۳
- شکل (۱۷-۳) منحنی بازده حرارتی موتور بر حسب نسبت هم ارزی در سرعت های مختلف موتور ۴۶
- شکل (۱۸-۳) تغییرات بازده در زوایای پاشش نسبی [۳۶] ۴۷
- شکل (۱۹-۳) بلوک دیاگرام مدل تولید گشتاور در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink ۴۸
- شکل (۲۰-۳) منحنی تغییرات $\frac{k_1(T_e)}{k_1(T_\infty)}$ بر حسب اختلاف دمای $T_e - T_\infty$ [۱۳] ۵۰
- شکل (۲۱-۳) بلوک دیاگرام مدل تخمین اصطکاک های درونی موتور در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink ۵۱
- شکل (۲۲-۳) بلوک دیاگرام مدل تخمین دمای موتور در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink ۵۲

- شکل (۳-۲۳) بلوک دیاگرام مدل دینامیک میل لنگ در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink ۵۳
- شکل (۳-۲۴) بلوک دیاگرام کلی موتور در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink ۵۴
- شکل (۳-۲۵) شماتیک سیستم کنترل دور آرام موتور و پارامترهای موثر ۵۷
- شکل (۳-۲۶) بلوک دیاگرام کنترلر ۵۸
- شکل (۳-۲۷) الگوی کنترل دور آرام ۵۹
- شکل (۳-۲۸) منحنی Bode (ورودی: نسبت هم ارزی - خروجی: سرعت موتور) ۶۱
- شکل (۳-۲۹) معماری کنترلر PID ۶۲
- شکل (۳-۳۰) الگوی کنترل نسبت هم ارزی با استفاده از کنترلر PID ۶۳
- شکل (۳-۳۱) الگوی باربرداری و بارگذاری به منظور بهینه سازی ضرایب کنترلی ۶۳
- شکل (۳-۳۲) منحنی تراز مصرف سوخت بر حسب ضرایب کنترلی ۶۴
- شکل (۳-۳۳) منحنی مصرف سوخت در حالت آزمون بارگذاری بر حسب ضریب تناسبی ۶۴
- شکل (۳-۳۴) الگوی کنترل نسبت هم ارزی با استفاده از کنترلر فازی ۶۶
- شکل (۳-۳۵) تغییرات سرعت در نسبت هم ارزی های مختلف ۶۶
- شکل (۳-۳۶) (الف) توابع عضویت با چیدمان متقارن (ب) توابع عضویت با چیدمان نامتقارن ۶۷
- شکل (۳-۳۷) توابع عضویت قسمت تناسبی ۶۸
- شکل (۳-۳۸) توابع عضویت قسمت مشتقی ۶۸
- شکل (۳-۳۹) سطح رویه کنترلی کنترل نسبت هم ارزی ۶۹
- شکل (۳-۴۰) خط کنترلی کنترل نسبت هم ارزی (بخش انتگرالی) ۶۹
- شکل (۳-۴۱) کنترلر فازی تعیین زمان پاشش سوخت ۷۰
- شکل (۳-۴۲) توابع عضویت قسمت تناسبی کنترلر زمان پاشش ۷۱
- شکل (۳-۴۳) توابع عضویت قسمت انتگرالی کنترلر زمان پاشش ۷۱
- شکل (۳-۴۴) توابع عضویت قسمت خروجی کنترلر زمان پاشش ۷۱
- شکل (۳-۴۵) سطح رویه کنترلی تعیین زمان پاشش سوخت ۷۲
- شکل (۳-۴۶) توابع عضویت قسمت ورودی و خروجی کنترلر شیر ۷۳
- شکل (۳-۴۷) توابع عضویت قسمت ورودی و خروجی کنترلر شیر ۷۳
- شکل (۳-۴۸) توابع عضویت قسمت ورودی و خروجی کنترلر شیر ۷۴
- شکل (۴-۱) مقایسه عملکرد حالت آرام موتور در دو کنترلر در حالت بارگذاری ۷۸
- شکل (۴-۲) مقایسه عملکرد حالت آرام موتور در حالت بار برداری از موتور ۷۹
- شکل (۴-۳) مقایسه نوسانات ایجاد شده سرعت در محدوده پایا در دو کنترلر ۸۰
- شکل (۴-۴) متوسط لحظه ای مصرف سوخت موتور در حالت کارکرد آرام با استفاده از دو کنترلر متفاوت ۸۱
- شکل (۴-۵) نسبت هم ارزی هوا به سوخت در حالت دور آرام با استفاده از دو کنترلر متفاوت ۸۱
- شکل (۴-۶) تاثیر تغییرات محیطی ناگهانی بر عملکرد موتور در موتورهای مجهز به دو کنترلر متفاوت ۸۲
- شکل (۴-۷) تاثیر شرایط آب و هوایی بر عملکرد دور آرام موتور با استفاده از کنترلر PID ۸۳

- شکل (۴-۸) تاثیر شرایط آب و هوایی بر عملکرد دور آرام موتور با استفاده از کنترل فازی ۸۳
- شکل (۴-۹) تاثیر استفاده از کنترلر زمان پاشش بر کارایی کنترلر دور آرام ۸۴
- شکل (۴-۱۰) کاهش نوسانات کارکرد پایای موتور در حالت دور آرام ۸۵
- شکل (۴-۱۱) زاویه نسبی پاشش کنترل شده برای کاهش نوسانات سرعت ۸۵
- شکل (۴-۱۲) تاثیر استفاده از کنترلر شیر Wastegate در کاهش فراجش سرعت هنگام باربرداری ۸۶
- شکل (۴-۱۳) تاثیر استفاده از توابع عضویت متقارن و نامتقارن ۸۷
- شکل (۴-۱۴) تغییرات کارایی کنترلر با تغییر ضرایب کنترلی ۸۸
- شکل (۴-۱۵) اختلاف فراجش و فروجهش به عنوان تابعی از ضرایب کنترلی ۸۹
- شکل (۴-۱۶) تغییرات مصرف سوخت در بارگذاری یکسان به عنوان تابعی از ضرایب کنترلی ۹۰
- شکل (۴-۱۷) تغییرات کارایی کنترلر در ضرایب تناسبی مختلف ۹۰
- شکل (۴-۱۸) تغییرات مصرف سوخت و فراجش در مقادیر مختلف ضریب تناسبی ۹۱
- شکل (۴-۱۹) تاثیرات تغییرات دما بر کارایی کنترلر دور آرام فازی ۹۲
- شکل (۴-۲۰) تاثیرات تغییرات فشار بر کارایی کنترلر دور آرام فازی ۹۳
- شکل (۴-۲۱) بررسی مقاومت کنترلر در مواجهه با خطای سنسور دبی (سرعت) ۹۴
- شکل (۴-۲۲) بررسی مقاومت کنترلر در مواجهه با خطای سنسور دبی (نسبت هم ارزی) ۹۴
- شکل (الف) منحنی تغییرات نسبت هوا به سوخت اعمالی ۱۰۱
- شکل (ب) مقایسه سرعت موتور در آزمون حالت گذرا ۱۰۱
- شکل (ج) مقایسه فشار چندراهه ورودی موتور در آزمون حالت گذرا ۱۰۲
- شکل (د) مقایسه فشار چندراهه خروجی موتور در آزمون حالت گذرا ۱۰۳
- شکل (ه) مقایسه سرعت دورانی توربوشارژر در آزمون حالت گذرا ۱۰۳
- شکل (و) مقایسه دبی هوای موتور در آزمون حالت گذرا ۱۰۴

فهرست جداول

۲۶	جدول (۱-۳) مشخصات هندسی و عملکردی موتور
۵۰	جدول (۲-۳) ضرایب k
۶۱	جدول (۳-۳) پارامترهای مورد استفاده در خطی سازی
۶۲	جدول (۴-۳) ضرایب اولیه در طراحی کنترلر
۶۴	جدول (۵-۳) ضرایب بهینه کنترلی
۶۸	جدول (۶-۳) قوانین پایگاه قواعد کنترلر فازی تناسبی-مشتقی
۷۲	جدول (۷-۳) قوانین پایگاه قواعد کنترلر فازی تناسبی-انتگرالی زمان پاشش
۸۸	جدول (۱-۴) نام گذاری آزمون های مختلف با توجه به ضرایب کنترلی

فهرست علائم اختصاری

P_1	Pa	فشار هوای قبل از کمپرسور	u_t	m/s	سرعت نوک پره توربین
P_2	Pa	فشار هوای چندراهه ورودی	C_s	m/s	سرعت صوت
P_3	Pa	فشار هوای چندراهه خروجی	S_p	m/s	سرعت متوسط پیستون
P_4	Pa	فشار هوای بعد از توربین	T_c	$N.m$	گشتاور کمپرسور
f_{mep}	Pa	فشار موثر متوسط اصطکاکی	T_i	$N.m$	گشتاور اندیکاتوری
T_1	K	دمای هوای قبل از کمپرسور	I_{tc}	$kg.m^2$	اینرسی دورانی محور توربوشارژر
T_2	K	دمای هوای چندراهه ورودی	V_d	m^3	حجم جابجایی موتور
T_3	K	دمای هوای چندراهه خروجی	V_c	m^3	حجم محفظه احتراق
T_4	K	دمای هوای بعد از توربین	V_{im}	m^3	حجم چندراهه ورودی
\dot{m}_c	kg/s	دبی هوای کمپرسور	C_p	$J/kg.K$	گرمای ویژه فشار ثابت
\dot{m}_t	kg/s	دبی هوای توربین	Q_{LHV}	J/kg_{fuel}	ارزش حرارتی پایین سوخت
\dot{m}_f	kg/s	دبی سوخت پاششی	R	$J/kg.K$	ثابت گازها
\dot{m}_{WG}	kg/s	Wastegate دبی هوای گذرنده از	η_t		بازده توربین
\dot{m}_i	kg/s	دبی هوای ورودی به سیلندرها	η_c		بازده کمپرسور
\dot{m}_a	kg/s	دبی هوای عبوری موتور	η_{fc}		بازده تبدیل سوخت
T_c	rad/s	سرعت دورانی توربوشارژر	η_v		بازده تنفسی موتور
N_c	rpm	سرعت محور کمپرسور	r		نسبت تراکم
N_t	rpm	سرعت محور توربین	γ		نسبت گرماهای ویژه
N	rpm	سرعت موتور	λ		نسبت هم ارزی هوا به سوخت



فصل اول

مقدمه



۱-۱ پیشگفتار

امروزه استفاده از موتورهای دیزل در خودروهای سواری به شدت افزایش یافته است، به همین دلیل طراحی موتورهای مذکور باید به نحوی باشد که پاسخگوی نیازهای خودرویی باشد. ناگفته پیداست که طراحی موتورهای دیزل مورد استفاده در خودرو متفاوت از موتورهای دیزل مورد استفاده در سایر صنایع است.

حدود ۳۰٪ کارکرد یک خودروی سواری در ترافیک شهری در شرایط دور آرام^۱ رخ می دهد، در ادبیات موتور، تعاریف متفاوتی از شرایط دور آرام مطرح شده است. بر اساس تعریف شرکت BOSCH، شرایط دور آرام به شرایطی گفته می شود که راننده به پدال گاز فشاری وارد نمی نماید. در این حالت سیستم مدیریت موتور باید پارامترهای ورودی را به شکلی کنترل نماید که سرعت موتور در میزان ثابتی قرار گیرد. سرعت مذکور سرعت دور آرام^۲ نامیده می شود.

از آنجا که بخش عمده ای از کارکرد موتور در شرایط دور آرام واقع می شود، طراحی اقتصادی و دقیق کنترل کننده دور آرام می تواند مصرف سوخت خودرو را به شدت کاهش دهد، این کاهش در سیکل های شهری مشهود تر خواهد بود. بر اساس یک قانون کلی، هرچه سرعت دور آرام کمتر باشد، مصرف سوخت موتور در شرایط دور آرام کمتر خواهد بود.

در تعیین سرعت آرام باید مسائلی از قبیل خاموش کردن موتور^۳ و کارکرد نرم و آرام موتور^۱ لحاظ گردد. سرعت کارکرد آرام موتور عمدتاً در حدود ۷۰۰-۸۰۰ rpm در نظر گرفته می شود. به

^۱ Idle

^۲ Idle Speed

^۳ Stall



تجربه ثابت شده است که در سرعت های پایین تر از این حد، به علت ماهیت نوسانی احتراق، کارکرد موتور به شدت ناپایدار خواهد شد و کنترل ثبوت سرعت به افزایش مصرف سوخت منجر می شود. تمامی موتورهای احتراق داخلی اعم از بنزینی، دیزلی و گازسوز دارای یک کنترلر برای تثبیت سرعت دور آرام می باشند. چنان که می دانیم امروزه اکثر موتورهای مورد استفاده در خودرو به سیستم های مدیریت هوشمند الکترونیکی مجهز شده اند. سیستم های الکترونیکی دارای محاسن زیادی نسبت به سیستم های کنترل مکانیکی می باشند. سیستم های کنترل هوشمند کنترل موتور دارای ماژول های^۲ مختلفی هستند که هر یک وظیفه کنترل موتور در شرایط خاصی را بر عهده دارد. ماژول کنترل دور آرام موتور یکی از کنترلر های اصلی موتور است، این کنترلر به محض آنکه سنسور پدال گاز، زاویه صفر را به سیستم مدیریت موتور گزارش دهد، وارد عمل می شود. در موتورهای دیزل کنترلر دور آرام با استفاده از علائم ارسالی از سنسور دور موتور، میزان پاشش سوخت و نیز زمان پاشش سوخت را به گونه ای تغییر می دهد که سرعت موتور در مقدار خاصی قرار گیرد.

وظیفه اصلی کنترلر دور آرام، حفظ سرعت موتور در مواجهه با بارهای اعمالی به موتور است. منشاء بارهای خارجی سیستم تهویه خودرو (کمپرسور کولر)، آلترناتور، پمپ فرمان هیدرولیک و مسائلی از این دست می باشد. به عنوان مثال استفاده از کولر در هنگام توقف خودرو باعث می شود بار موتور افزایش یابد و افزایش بار به کاهش سرعت موتور منجر می شود. چنان که گفته شد کارکرد موتور در سرعت های پایین تر از سرعت دور آرام به شدت ناپایدار است و ممکن است به خاموشی موتور منجر شود. لذا لازم است سیستم کنترل دور آرام، میزان سوخت ارسالی را به نحوی افزایش دهد که باعث جبران سرعت شود.

توجه به نکته لازم است که منشاء بارهای اعمالی به موتور تنها بارهای خارجی نیست. به طور کلی تمامی اغتشاشات محیطی و ذاتی موتور که به تغییرات سرعت موتور منجر می شود باید توسط سیستم کنترل دور آرام شناسایی شده و جبران گردد. شرایط محیطی (دما، فشار و رطوبت هوای

¹ Engine Smooth Operation

² Module



محیط) می تواند عملکرد موتور را به شدت تحت تاثیر خود قرار دهد. به عنوان مثال در سطح دریا، با توجه به افزایش فشار هوای ورودی، موتور میل به تولید توان بالا دارد، این مسئله در مناطق مرتفع کاملاً بر عکس خواهد بود. بنابراین سیستم کنترل دور آرام باید شرایط محیطی را نیز در کنترل موتور لحاظ نماید. تغییرات بارهای داخلی (اصطکاک) نیز سرعت موتور را تحت تاثیر خود قرار می دهد. در طول مرحله گرم شدن موتور^۱ با توجه به تغییرات دمای روغن و نیز تغییر در تدریس های اجزاء متحرک موتور که به واسطه تغییرات دمایی حادث می شود، بارهای اصطکاکی موتور تغییر خواهد نمود. لذا سیستم کنترل دور آرام باید به نحوی طراحی گردد که چنین اثرات تدریجی^۲ را تحت پایش خود قرار دهد. در این میان برخی نوسانات ذاتی موتور نیز موجب تغییرات سرعت خروجی موتور می شود، این تغییرات که به واسطه تغییرات سیکل به سیکل^۳ و سیلندر به سیلندر موتور رخ می دهد، در سرعت های پایین موتور از شدت بیشتری برخوردار است.

در مباحث پیشرفته سیستم های کنترل دور آرام موتور، لازم است مباحث آلاینده گی موتور نیز تحت کنترل قرار گیرد. شدت آلاینده گی، بالاخص در هنگام وقوع پدیده های گذرا افزایش می یابد. ابزار کنترل دور آرام در موتورهای بنزینی و دیزل متفاوت از یکدیگر است. در موتورهای بنزینی عمده کنترل دور آرام با استفاده از راهگاه کمکی عبور هوا انجام می شود، حال آنکه در موتورهای دیزل کنترل دور آرام با استفاده از کنترل میزان سوخت پاششی انجام می شود. در موتورهای دیزل انحرافات جزئی سرعت موتور با استفاده از کنترل زمان پاشش انجام می شود. اثرات محیطی و سایر اغتشاشات نیز توسط کنترلر شناخته و تغییرات مناسب در سیستم کنترل ایجاد می شود. باید توجه داشت که اثرات محیطی عمدتاً موجب تغییر در کارایی کنترلر می شوند.

در صنعت خودروسازی عمدتاً از کنترلرهای PID به منظور کنترل دور آرام استفاده می شود. کنترلرهای مذکور به علت سادگی و فراگیری، کاربرد فراوانی در کنترل سیستم های پویا دارند. فشار پاشش سوخت در موتورهای دیزل بسیار بالا است. به دلیل بالا بودن فشار، ساخت قطعات کنترل شونده الکترونیکی، تکنولوژی بالایی می طلبد. به همین علت سیستم های الکترونیکی کنترل

¹ Warm-Up

² Gradient Effects

³ Cycle by Cycle Variations



موتورهای دیزل سیستم های نوینی به شمار می آید و تحقیقات وسیعی در خصوص طراحی سیستم های مدیریت هوشمند موتورهای دیزل در حال انجام است.

در پژوهش حاضر بر آنیم تا با استفاده از کنترلرهای فازی مصرف سوخت موتور در حالت کارکرد دور آرام را کاهش دهیم. به منظور مقایسه کنترلر فازی و PID هر دو کنترلر مورد طراحی و تست قرار گرفته است. به منظور طراحی کنترلر از مدل مقدار میانگین^۱ برای یک موتور دیزل ۱۶۰۰CC چهار سیلندر توربوشارژ استفاده شده است. اعتبار مدل با استفاده از نتایج آزمایشگاهی مورد ارزیابی قرار گرفته است.

به منظور طراحی کنترلر PID، مدل مذکور در حدود ناحیه عملکردی با استفاده از روش اغتشاشات کم دامنه^۲ خطی سازی شده است. کنترلر PID با استفاده از روش Ziegler-Nichols طراحی شده است. کنترلر دور آرام باید دارای عملکرد استاندارد باشد که در مراجع به تفصیل مورد بررسی قرار گرفته است. کنترلر مذکور تحت شرایط مختلف مورد تحلیل حساسیت^۳ قرار گرفته است، نتایج نشان می دهد مقاومت کنترلر در مواجهه با اغتشاشات محیطی مناسب است، لیکن در هنگام بار برداری^۴ از موتور، کنترلر دارای ضعف می باشد. به منظور بررسی مصرف سوخت در صورت استفاده از منطق فازی، از یک کنترلر PD+I Fuzzy به منظور کنترل نسبت هوا به سوخت استفاده شده است. از آنجا که پاسخ موتور دیزل نسبت به تغییرات نسبت هم ارزی هوا به سوخت خطی نمی باشد، لذا کنترلر فازی نیز به صورت نامتقارن در نظر گرفته شده است. استفاده از چیدمان نامتقارن توابع اشتراک^۵ فازی باعث رفع نقیصه کنترلر PID در مواقع باربرداری از موتور می شود. همچنین به منظور کنترل اغتشاشات کم دامنه سرعت حول سرعت آرام از کنترل زمان پاشش سوخت استفاده شده است. تحلیل حساسیت کنترلر در شرایط مختلف دمایی و بارگذاری نشان از مقاومت بالای کنترلر در مواجهه با اغتشاشات مختلف بارگذاری و شرایط محیطی دارد.

¹ Mean Value Modeling

² Low Domain Perturbation

³ Sensitivity Analysis

⁴ Un-Loading

⁵ Membership Functions



مقایسه مصرف سوخت موتور در حالت استفاده از کنترلر PID و فازی نشان می دهد، موتوری که مجهز به کنترلر دور آرام فازی است، مصرف سوخت کمتری نسبت به موتور مجهز به کنترلر PID دارد. همچنین اغتشاشات سرعت در حالت استفاده از کنترلر فازی نسبت به کنترلر PID بسیار کمتر است.

پژوهش حاضر در قالب ۶ فصل تدوین شده است، فصل دوم به بیان ادبیات موضوع می پردازد، در این فصل روش های توسعه سیستم های مدیریت موتور، روش های شبیه سازی دینامیکی موتور و روش های کنترل مورد بحث قرار خواهد گرفت. در انتها مختصری در مورد منطق فازی و کنترل بحث خواهد شد و نیز پژوهش های صورت گرفته در خصوص کنترلرهای دور آرام مورد مطالعه قرار می گیرد.

در فصل سوم روش مدل سازی به تفصیل مورد بحث قرار می گیرد و یک مدل مناسب جهت طراحی کنترلر ایجاد خواهد شد. در ادامه کنترلر مناسب برای دستیابی به شرایط دور آرام مورد بررسی قرار خواهد گرفت و با استفاده از راهکارهای کنترلی، کنترلر مناسب طراحی خواهد شد. در فصل چهارم نتایج حاصل از کنترلرهای طراحی شده با یکدیگر مقایسه شده و معیارهای متعارف جهت بررسی کارایی کنترلر ها مورد استفاده قرار می گیرد. همچنین پارامترهای موثر در کارایی کنترلر مورد تحلیل قرار خواهد گرفت. در نهایت با استفاده از تحلیل حساسیت، مقاومت کنترلر فازی مورد بررسی قرار می گیرد.

در نهایت در فصل پنجم به بررسی اجمالی پژوهش انجام شده خواهیم پرداخت و نقاط ضعف و قوت پژوهش را بررسی خواهیم نمود. همچنین پیشنهاداتی جهت ادامه این پژوهش ارائه خواهد شد.



فصل دوم

مروری بر ادبیات موضوع

۱-۲ سیستم های مدیریت موتور

۱-۱-۲ تاریخچه سیستم های مدیریت موتور دیزل

در دو دهه اخیر استفاده از سیستم های الکترونیکی در صنایع خودروسازی رشد فزاینده ای داشته است. در اواسط دهه ۱۹۷۰ خودروسازان سیستم های مدیریت موتور مبتنی بر ریزپردازنده را به بازار عرضه نمودند. این موتور ها ضمن کسب استانداردهای زیست محیطی قادر بودند پاسخگوی خواست رانندگان در خصوص مصرف سوخت اقتصادی، آلایندگی پایین و راحتی رانندگی باشند. همچنین قوانین سختگیرانه ایالات متحده (قانون هوای پاک در سال ۱۹۶۳، سیستم های عیب یابی بر خط نسل اول ۱۹۸۸ و سیستم های عیب یابی نسل دوم در سال ۱۹۹۶) و نیز قوانین مشابه اروپایی Euro1 (۱۹۹۲)، Euro2 (۱۹۹۶)، Euro3 (۲۰۰۰) و ... تاثیر چشمگیری در توسعه روش های مدیریت موتورهای درونسوز داشته است. با توجه به لزوم توسعه این گونه سیستم ها، رفته رفته سنسورهایی با خروجی الکترونیکی و نیز عملگرهای جدید توسعه یافتند. همچنین سیستم های کمکی نظیر کاربراتورهای با کنترل الکترومکانیکی، سیستم های پاشش کم فشار در موتورهای اشتعال جرقه ای و سیستم های تزریق پرفشار در موتورهای دیزل از سیستم های مکانیکی به سیستم های الکترومکانیکی با کنترل الکترونیکی توسعه یافتند. در کنار پیشرفت این اجزاء، برخی عملگرهای جدید نظیر سیستم بازگردانی گازهای سوخته^۱، سیستم های موقعیت یابی میل بادامک و نیز توربین های با هندسه متغیر^۲ ظهور نمودند.

^۱ Exhaust Gas Recirculation (EGR)

^۲ Variable Geometry Turbine (VGT)



موتورهای درونسوز امروزی کاملاً توسط سیستم های رایانه ای کنترل می شوند. این موتورها دارای تعداد زیادی عملگر می باشند که به طرق مختلف (الکتریکی، الکترومکانیکی، الکتروهیدرولیکی یا الکتروپنوماتیکی) بر پارامترهای مختلف موتور نظیر زمان جرقه زنی، مدت پاشش سوخت و شیر بازگردانی گازهای سوخته اثر می گذارند. در موتورهای امروزی پارامترهای متعددی نظیر فشار، دما، سرعت موتور، دبی هوای ورودی، موقعیت میل بادامک و غلظت اکسیژن در گازهای خروجی اندازه گیری می شود. در سیستم های مدیریت موتور عملکرد موتور در شرایط مختلف تحت عناوین متعددی از جمله شرایط استارت، گرم شدن، دور آرام، کارکرد معمولی، دور بیش از حد و خاموش شدن طبقه بندی می شوند.

سیستم های کنترل مبتنی بر ریزپردازنده رشد فزاینده ای داشته اند، بطوری که امروزه حدود ۵۰ تا ۱۲۰ جدول جستجو در حافظه واحد پردازش وجود دارد که حدود ۱۵ متغیر اندازه گیری شده را به ۳۰ متغیر کنترلی مرتبط می سازد. از آنجا که بسیاری از متغیرهای خروجی نظیر گشتاور تولیدی و نیز غلظت آلاینده ها به علت هزینه بالای سنسورهای مربوطه یا عمر کوتاه وسایل اندازه گیری، قابل اندازه گیری نمی باشند، لذا بسیاری از کنترلرهای تعبیه شده در سیستم مدیریت موتور به صورت پیش خور^۱ طراحی شوند.

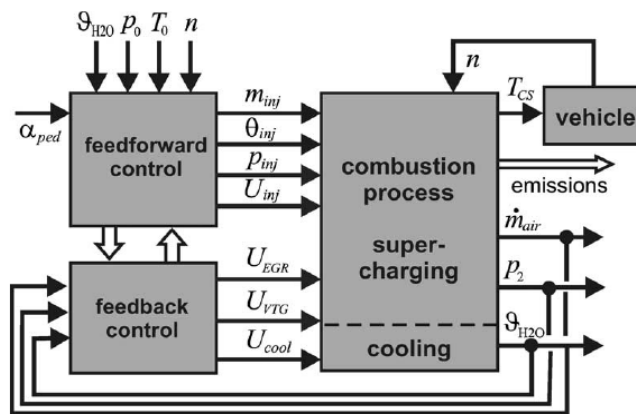
در آینده با افزایش قابلیت های محاسباتی ناشی از ریزپردازنده های نقطه شناور^۲ که امکان محاسبه پارامترهای غیر قابل اندازه گیری نظیر گشتاور و مشخصات گازهای خروجی را فراهم می آورد، شاهد گسترش کنترلرهای پیش خور در سیستم های مدیریت موتورهای درونسوز خواهیم بود. وجود عملگرهای الکترونیکی جدید و نیز سنسورهای جدید نیازمند ایجاد توابع کنترلی برای تکنولوژی های جدید مورد استفاده در موتور، نظیر سیستم های توربوشارژ با توربین هندسه متغیر، کنترل سوریل، سامانه های زمانبندی متغیر سوپاپ و سیستم های کنترل موتور بر اساس فشار احتراق می باشد.

^۱ Feed forward

^۲ Floating Point Processors

۲-۱-۲ ساختمان کنترلی موتورهای درونسوز

هر روز بر شمار اجزاء عملگر موتورهای درونسوز افزوده می شود. پارامترهای کنترلی موتورهای دیزلی تا سال ۱۹۸۷ تنها منحصر به جرم سوخت پاششی و زاویه شروع پاشش بود. اما امروزه شاهد افزایش پارامترهای کنترلی همچون وضعیت شیر بازگردانی گازهای سوخته، هندسه متغییر توربین و فشار ریل سوخت می باشیم.



شکل (۲-۱) ساختمان کنترلی ساده شده یک موتور دیزل مجهز به توربوشارژر [۳]

بنابراین سیستم های کنترل موتور باید بر اساس ۵ تا ۱۰ پارامتر ورودی و ۵ تا ۸ پارامتر خروجی طراحی شوند، که این خود منجر به یک سیستم کنترلی چند ورودی-چند خروجی پیچیده خواهد شد. از آنجا که اکثر توابع کنترلی به صورت پیش خور طراحی می گردد، لذا لازم است تا مدل های بسیار دقیق مورد استفاده قرار گیرد.

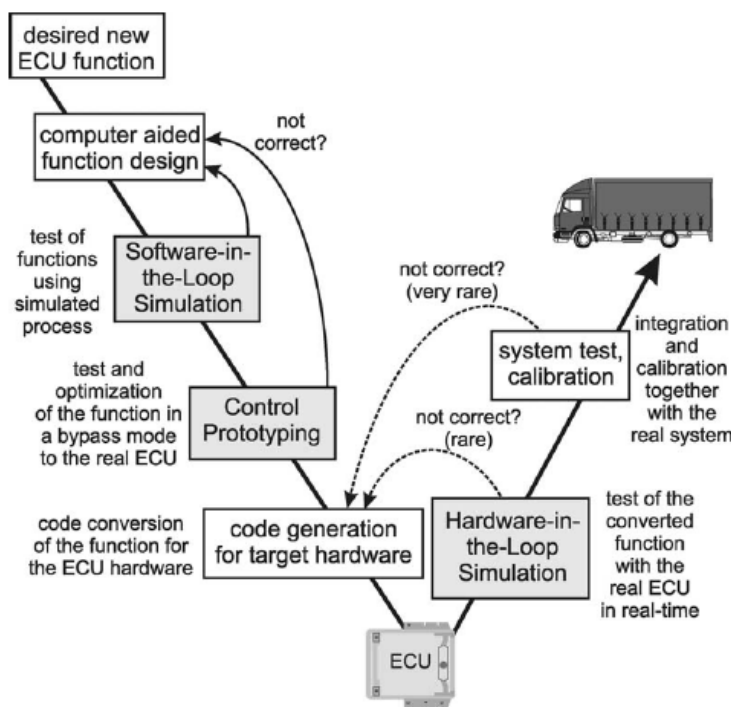
سیستم های کنترل پیش خور در موتورهای دیزل در کنترلرهای مربوط به فشار توربوشارژر با استفاده از دریچه Wastegate، سیستم های کنترل دور آرام و نیز سیستم کنترل دمای سیال خنک کاری مورد استفاده قرار می گیرند. همچنین برخی سیستم های کنترل پیش خور برای اجزاء جانبی موتور نظیر سیستم کنترل فشار روغن و سوخت وجود دارد. تمامی کنترلر های بیان شده باید در شرایط مختلف آزمایش شده و از صحت عملکرد آنها اطمینان حاصل شود.

اکثر سیستم های کنترل پیش خور به صورت جداول جستجوی دو بعدی و یا جداول جستجوی یک بعدی در سیستم کنترل تعبیه می شوند. استفاده از جداول جستجو به علت ماهیت غیر خطی

استاتیکی و دینامیکی موتور است. برخی توابع موجود در سیستم های کنترلی مبتنی بر مدل های فیزیکی است که با استفاده از ضرایب اصلاح، تعدیل گشته اند، لیکن برخی توابع تنها با استفاده از آزمون های سیستماتیک موتور روی دینامومتر میسر است.

۱-۲-۱۳ ابزارهای توسعه سیستم های کنترل موتور

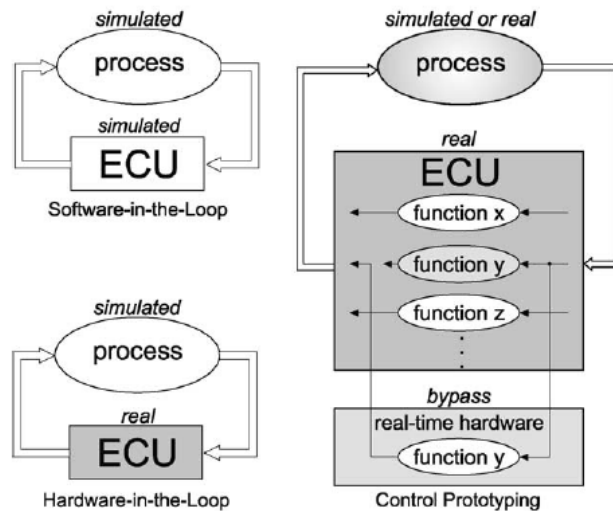
بدون استفاده از ابزارهای مناسب طراحی و تست الگوریتم های جدید کنترل موتور، اجرای برنامه های فشرده تحقیق و توسعه سیستم های کنترل موتور میسر نخواهد بود. بالاخص در صنایع خودرویی، طراحی همزمان موتور، بدنه و سیستم های الکترونیکی نیازمند روش های کارآمدی برای توسعه محصول است. بدین ترتیب شبیه سازی نقش بسیار مهمی در تمامی مراحل طراحی و توسعه محصول خواهد داشت [۱]. شکل زیر گویای استفاده از تکنیک های شبیه سازی در طراحی و تست توابع کنترلی موجود در واحد کنترل موتور است.



شکل (۲-۲) مراحل شبیه سازی و طراحی برای توسعه توابع ECU در موتورهای درونسوز [۳]

اصولا بسترهای کنترلی موجود است و طراح قصد توسعه آن را دارد. بسته به کاربرد و مرحله

توسعه محصول، یکی از متدهای شبیه سازی زیر مورد استفاده قرار می گیرد:



شکل (۲-۳) روش های شبیه سازی برای توسعه توابع ECU [۳]

متد Software-in-the-Loop (SiL)

در مراحل اولیه توسعه توابع، لازم است برخی تحلیل های اولیه به منظور توسعه ساختار کنترلی و چیدمان عملگرها صورت پذیرد. یک روش نسبتاً کامل، روش SiL است که در آن یک نسخه نرم افزاری از سیستم کنترلی به منظور کنترل یک موتور شبیه سازی شده مورد استفاده قرار می گیرد.

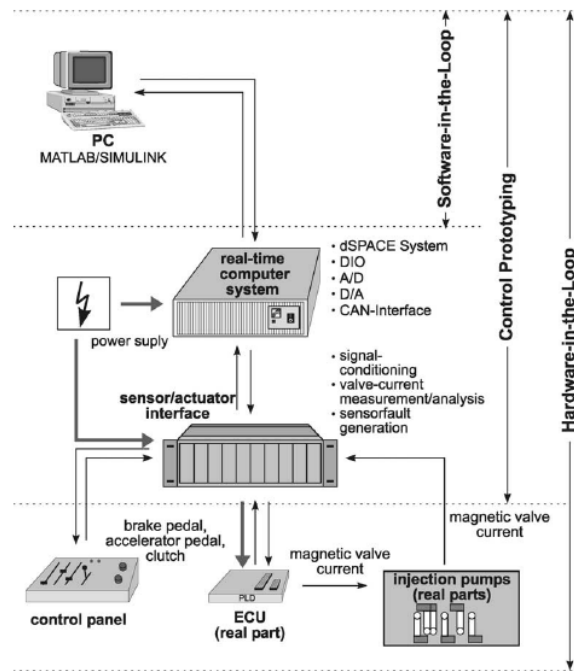
Rapid control prototyping (RCP)

به منظور تست توابع کنترلی جدید، نمونه ابتدایی کنترلر به وسیله یک واحد کنترل از پیش موجود روی یک موتور واقعی یا مجازی تست می شود. بر خلاف روش SiL، در این روش فقط یک مجموعه منتخب از مجموعه توابع واحد کنترل به منظور توسعه سیستم، مورد تحلیل قرار می گیرد.

متد Hardware-in-the-Loop

بعد از آنکه کد نهایی مجموعه توابع کنترلی تولید شد، از متد شبیه سازی HiL برای تست توابع توسعه داده شده ECU استفاده می شود. در این حالت یک ECU واقعی به طور همزمان بر روی یک موتور شبیه سازی شده عمل می نماید و آن را کنترل می نماید. برای ارتباط سیستم شبیه ساز

کامپیوتری با ECU لازم است تا تمامی علائم ارسالی از سنسورهای موتور (پالس های سنسورهای القایی سرعت، فشار، دما و ...) تولید گردد و تمامی علائم ارسالی به عملگرها در شبیه سازی لحاظ گردد [۲]. شکل زیر انواع روش های شبیه سازی توضیح داده شده را نمایش می دهد [۳]:



شکل (۲-۴) سیستم های مختلف مورد استفاده در روش های HiL و RCP، SiL [۳]

در پژوهش حاضر هدف ایجاد یک شبیه ساز SiL است. در ادامه انواع روش های موجود برای شبیه سازی عملکرد موتور و پژوهش های صورت گرفته در این خصوص مورد مطالعه قرار خواهد گرفت.

۲-۲ مدل سازی دینامیکی موتورهای درونسوز

به منظور طراحی یک الگوریتم کنترلی غیر خطی مبتنی بر مدل به یک مدل غیر خطی از موتور نیازمندیم [۴-۵]. روش گشتاور متوسط یکی از روش های متداول در مسائل مربوط به کنترل موتور است. مدل های مورد استفاده می توانند به سادگی یک جدول جتسجو و یا به پیچیدگی یک مدل احتراقی چند ناحیه ای سه بعدی باشند.



Flower و همکارانش [۶-۷] برای مدل های خطی موتور از یک فرآیند شناسایی موسوم به دفعات دوتایی شبه اتفاقی^۱ استفاده نمودند که قادر بود یک تابع انتقال گسسته برای شبیه سازی عملکرد موتور ارائه دهد. روش ارائه شده توسط آنها یکی از اولین روش های موفقیت آمیزی است که قادر بود عملکرد موتور دیزل را به شکل مناسبی شبیه سازی نماید. مدل های پیوسته خطی شده محلی که با استفاده از روش شناسایی فرکانسی یا اغتشاشات کم دامنه عمل می نماید نیز از روش های مرسوم برای ایجاد مدل های خطی از عملکرد موتور است [۸].

روش های شبیه سازی غیر خطی مبتنی بر مدل را می توان به چند گروه کلی تقسیم بندی نمود: روش های شبه پایستار^۲، روش های پر و خالی شدن^۳ و روش مشخصه. این مدل های مبتنی بر اصول ترمودینامیک، سالیان متمادی است که برای طراحی و تعیین کارآیی موتورها مورد استفاده قرار می گیرد. البته مدل های معدودی برای مقاصد کنترلی موتورهای دیزل مورد استفاده قرار گرفته است [۹]. لیکن با پیشرفت تکنولوژی های کامپیوتری مدل های کنترل غیر خطی و نیز الگوریتم های مشاهده گر روز به روز در حال توسعه می باشند. مدل سازی موتورهای دیزل مجهز به توربوشارژر با استفاده از روش شبه پایستار در اوایل دهه ۱۹۵۰ آغاز شد. Ledger و Walmsley با استفاده از یک کامپیوتر هیبریدی، مدل موتورهای دیزل مجهز به توربوشارژر را توسعه دادند. Winterbore و همکارانش از روش پر و خالی شدن برای توسعه مدل دینامیکی موتور دیزل استفاده نمودند [۱۰]. آنها از این طریق نقصان مدل های شبه پایستار را در تخمین فشار چندراهه های موتور جبران نمودند و نتایج واقعی تری نسبت به مدل های شبه پایستار کسب نمودند. Watson یک مدل شبیه سازی موتور دیزل را برای طراحی سامانه های الکترونیکی کنترل موتور دیزل گسترش داد [۱۱]. روش کامل مدل سازی روشی است که فرآیندهای جزئی احتراق داخل سیلندر را با استفاده از تحلیل های احتراق چند ناحیه ای و فرآیند های دینامیک گاز داخل چندراهه ها را با استفاده از روش پر و خالی شدن مدل نماید. روش های مختلفی برای کاهش زمان شبیه سازی و نیز کاهش مخارج اجرای مدل سازی ابداع شده و مورد استفاده قرار گرفته است. Lei از یک شبیه سازی سیکلیک برای یک موتور تک سیلندر دیزل استفاده

¹ Pseudo Random Binary Sequences (P.R.B.S.)

² Quasi-Steady

³ Fill and Empty method



نمود [۱۲]. در مدل وی یک تابع درجه دوم معکوس برای پیش بینی رفتار فشار احتراق داخل سیلندر مورد استفاده قرار گرفت.

اصولا دو روش کلی برای مدل سازی کنترلی موتور وجود دارد:

(الف) روش مقدار متوسط^۱

(ب) روش سیلندر به سیلندر

۲-۲-۱ روش مقدار متوسط

روش مقدار متوسط یکی از پرکاربردترین روش های مدل سازی دینامیکی موتور است. در این روش مقادیر مورد استفاده در مدل به صورت متوسط مقادیر حادث شده در ۵ الی ۱۰ سیکل متوالی موتور صورت می پذیرد. این مدل دارای تعداد زیادی معادلات جبری و نیز معادلات دیفرانسیل است. به منظور شناسایی پارامترهای مدل می توان از اطلاعات حالت پایا و گذرای موتور استفاده نمود. لیکن به منظور صحت سنجی مدل تنها از اطلاعات حالت گذرای موتور استفاده می نمایند.

از آنجا که در این نوع مدل سازی تنها مقادیر متوسط مورد استفاده قرار می گیرد، لذا اغتشاشات پرفرکانس مدل نخواهد شد. اصولا پهنای باند مدل سازی این روش کم است. مزیت این روش مربوط به معادلات ساده و محاسبات سریع آن می باشد. این روش همچنین می تواند در فرآیند تطبیق توربوشارژر و موتور مورد استفاده قرار گیرد. یکی از نقاط ضعف این نوع مدل سازی وابستگی شدید آن به اطلاعات آزمایشگاهی است. اصولا متغیر مستقل در این نوع مدل سازی زمان است [۱۳]. بسیاری از پژوهش های صورت گرفته در خصوص مدل سازی موتور مبتنی بر این دیدگاه است [۱۱-۱۰] و [۱۴]. این نوع مدل سازی برای طراحی کنترلرهای عمومی موتور مورد استفاده قرار می گیرد، کنترلرهای نظیر کنترل میزان پاشش کلی پاششگرها، کنترلر دور آرام و ...

¹ Mean Value Model (MVM)



۲-۲-۲ روش سیلندر به سیلندر

روش مدل سازی سیلندر به سیلندر موتور مبتنی بر روش پر و خالی شدن موتور است. در این روش اصولاً یک مدل احتراق تک ناحیه ای برای شبیه سازی تئوری نرخ سوختن مورد استفاده قرار می گیرد. در این حالت سیلندر به عنوان یک حجم کنترل با دما و فشار یکنواخت در نظر گرفته می شود. فشار سیلندر با استفاده از مدل مبتنی بر زاویه لنگ تخمین زده می شود. همچنین به منظور تخمین آثار نوسانی سرعت میل لنگ از یک مدل غیر خطی میل لنگ استفاده می شود. به منظور کنترل سیلندر به سیلندر موتور، محاسبه پارامترهای غیر خطی و نیز کاربری های عیب یابی از این نوع مدل سازی استفاده می شود. پهنای باند مدل سازی در این روش نسبت به روش مقدار میانگین بسیار بالاست.

حجم محاسباتی و نیز دقت مربوط به این مدل سازی به نسبت مدل سازی پیش گفته بسیار بالا است. مدل سازی توربین و چندراهه ورودی و خروجی در مدل سازی سیلندر به سیلندر همانند مدل سازی مقدار متوسط است. تفاوت این دو نوع مدل سازی در شیوه تخمین گشتاور (احتراق) [۱۵]، شبیه سازی جریان های سوپاپ های خروجی و ورودی و نیز مدل دینامیکی میل لنگ است.

۳-۲ کنترل فازی

۱-۳-۲ تئوری فازی

واژه فازی به معنی مبهم و گنگ می باشد، سیستم های فازی، سیستم هایی هستند که روابط فیزیکی موجود در آنها مشخص نیست یا اصولاً تمایلی به استفاده از قوانین فیزیکی موجود در آنها برای تحلیلشان نداریم. اصولاً سیستم های فازی برای بیان پدیده های غیر قطعی و نامشخص استفاده می شود. اولین بار پروفیسور لطفی زاده مفاهیم فازی را در ریاضیات پایه گذاری نمود.

کنترل فازی، گونه ای از کنترل است که با استفاده از علوم بشری و زبانی امکان پایش سیستم های دینامیکی غیر خطی را فراهم می آورد. اصولاً کنترل فازی بر مبنای تئوری مجموعه های پروفیسور لطفی زاده بنیانگذاری شده است [۱۶].



در زندگی روزمره شاهد بسیاری وقایع می باشیم که توصیف آنها با صفاتی نظیر زیاد، تقریبا، چندین و تقریبا درست و نظایر آن صورت می پذیرد. چنین پدیده هایی را می توان از مصادیق پدیده های فازی دانست. در مقابل آنها مواردی نظیر اشتباه، صحیح، ممکن، ناممکن، لازم، همه و همه از مصادیق مواردی است که یک صفت کامل برای پدیده ای بیان می شود.

اصولا استفاده از تئوری فازی در حال حاضر به دو دلیل عمده صورت می پذیرد:

الف) دنیای واقعی ما بسیار پیچیده تر از آن است که بتوان آن یک توصیف و تعریف دقیق برای آن ارائه داد، بنابراین باید یک توصیف تقریبی با همان توصیف فازی، برای یک مدل ارائه شود.
ب) با پیشرفت تکنولوژی اطلاعات، دانش بشری بسیار پر اهمیت خواهد شد. بنابراین ابزار ریاضی باید به گونه ای باشد که بتواند علوم بشری را در قالب سیستماتیک فرموله نماید و آن را به همراه سایر مدل های ریاضی در سیستم های مهندسی قرار دهد.

تئوری فازی در بدو پیدایش با مخالفت های زیادی همراه بود، بسیاری بر این عقیده بودند که می توان پدیده های غیر دقیق و مبهم را با استفاده از تئوری احتمالات تحلیل نمود و از این حیث نیازی به تئوری فازی نمی باشد. مخالفان این تئوری همچنین عقیده داشتند که ریاضیات فازی صرفا یک تئوری محض است و قابلیت استفاده در سیستم های عملیاتی را ندارد. در بحث کنترل فازی، مخالفان عقیده داشتند که کنترل مرسوم، قابلیت بیشتری نسبت به کنترل فازی دارد یا لاقلا اثرات یکسانی در کنترل سیستم ها دارد. لیکن چنان که پروفیسور لطفی زاده در مراحل ابتدایی معرفی تئوری فازی عنوان داشته بود [۱۷]، گذشت زمان و محک این تئوری توانست مدل سازی و کنترل فازی را به عنوان یکی از راهکارهای اثر بخش در علوم و مهندسی مطرح نماید.

با تبدیل اعداد و مجموعه ها به اعداد و مجموعه های فازی می توان تمام تئوری ها را به تئوری های مبتنی بر منطق فازی تبدیل نمود. اصولا تئوری های مرسوم و مجموعه اعداد مورد استفاده کنونی یکی از حالت های مرزی تئوری فازی است. به عنوان مثال کنترل مرسوم PID که در بسیاری از موارد مورد استفاده قرار می گیرد، یکی از حالت های مرزی کنترل فازی است [۱۸-۱۹].

هنگامی که قصد داریم یک سیستم را تشریح نماییم، باید توجه نماییم که تمامی خواص و مشخصات سیستم قابل شناسایی و مدل سازی نمی باشد. در تئوری کنترل، روش های بسیار خوبی



برای مدل سازی تقریبی سیستم ها و طراحی کنترلر به روش تحلیلی وجود دارد. در خصوص سیستم هایی که تشریح آنها به وسیله مدل های مرتبه دو خطی ممکن است، روش های تحلیلی برای طراحی کنترلر PID و PI وجود دارد. همچنین برای سیستم هایی با درجات بیشتر از ۲ روش های تحلیل دیگری برای طراحی کنترلر های مناسب وجود دارد. اصولاً هرچه مدل ایجاد شده تطابق بهتری با فرآیند داشته باشد، کنترلر طراحی شده، فرآیند مذکور را به نحو بهتری کنترل خواهد نمود. در روش های کنترل معمولی نظیر کنترل PID، کنترلرهای فضای حالت، کنترلرهای بهینه، مقاوم و سایر کنترلرهای غیر فازی ابتدا مدلی از سیستم مورد نظر ایجاد می شود، مدل مذکور باید تا حد امکان ساده باشد. اصولاً استفاده از مدل های خطی حالتی ایده آل در مدل سازی فرآیندهای دینامیکی است. مدل های مورد استفاده به منظور توسعه کنترلرهای مرسوم عموماً از قوانین ریاضی برای شبیه سازی استفاده می نمایند، این قوانین در قالب معادلات جبری یا معادلات دیفرانسیل بیان می شوند. فرآیند طراحی کنترلرهای مرسوم، فرآیندی ریاضی وار است، در حقیقت در فرآیند طراحی کنترلرهای غیر فازی به دنبال ارائه یک تابع کنترلی می باشیم که قادر است شرایط مطلوب را برای فرآیند کنترل شده فراهم آورد. بنابراین استفاده از معادلات پیچیده روند طراحی چنین کنترلی را دشوار خواهد نمود. از آنجا که تشریح کاملاً پدیده ها با استفاده از معادلات ریاضی، پیچیدگی مدل را به شدت افزایش می دهد، لذا اصولاً مدل سازی پدیده ها به صورت تقریبی صورت می گیرد، همچنین بعضی از سیستم ها به علت ماهیت شدیداً غیر خطی پدیده های حاکم بر آنها، قابلیت مدل شدن با معادلات ریاضی امروزی را دارا نمی باشند.

با توجه به آنچه گفته شد، هنگامی که مدل تحلیلی برای یک فرآیند وجود ندارد و یا هنگامی که مدل موجود برای فرآیند به قدری پیچیده است که استفاده از تئوری های مرسوم کنترل را ناممکن می سازد، طراحی کنترلر مناسب با چالش های جدی مواجه خواهد شد. این مسئله در مواجهه با سیستم های با درجات غیر خطی بالا نیز بروز خواهد نمود. برخی از این موارد با استفاده از کنترلر های تطبیقی مرتفع خواهد شد [۲۰-۲۱]. لیکن ریاضیات مورد استفاده در آنها بسیار پیچیده است و معمولاً به دفعات سعی و خطای بالا نیاز خواهد بود.



بخشی از مسائل کنترلی مربوط به پدیده های شدیداً غیر خطی است که در معرض اثرات شدید اغتشاشات خارجی قرار می گیرند. اصولاً استفاده از کنترلرهای مرسوم برای کنترل چنین سیستم هایی ناممکن می نماید، چرا که مدل ریاضی که قادر باشد سیستم را با دقت مناسب تشریح نماید دور از دسترس است. بسیاری از پدیده های مورد استفاده در سیستم های امروزی چنین خاصیتی دارند. به همین جهت لازم است تا از تئوری های جدیدی برای تشریح و کنترل سیستم های استفاده شود.

چنان که پیشتر آمد، تئوری فازی راهی برای برون رفت از چالش مورد بحث است. تئوری فازی گرچه تئوری قانون مدار است، لیکن قادر است سیستم های غیر قانون مدار را تشریح و نهایتاً کنترل نماید. اصولاً تمامی پدیده ها ماهیت غیر خطی دارند، لیکن درجات غیر خطی بودن آنها باعث خواهد شد تا بتوان برخی پدیده ها را با تقریب معقول به صورت خطی فرض نمود.

در عمل چنین سیستم هایی توسط اوپراتور های خبره کنترل می شوند که با توجه به تجربه خود، نسبت به شرایط کارکرد دینامیکی و استاتیکی سیستم آگاهی کامل دارند. کیفیت کنترل در این حالت متناسب با آگاهی و تجربه فرد اوپراتور است و بر اساس وضعیت سیستم و تغییرات آن نسبت به وضعیت مطلوب، وی تصمیم می گیرد که فرآیند را به چه میزانی و چگونه تغییر دهد تا شرایط مطلوب حاصل گردد. در حقیقت این افراد فرآیند تحت کنترل را با استفاده از یک برنامه یا الگوریتم کنترلی که بر اساس تجربه آنها ایجاد شده است کنترل می نمایند. الگوریتم مذکور به این شکل مجموعه قوانین اگر-آنگاه می باشد. درک چنین قوانینی بسیار آسان است، چرا که هر فردی در زندگی روزمره با چنین قوانینی برخورد دارد. به عنوان مثال یک راننده به طور تجربی می داند که اگر سرعت خودرو زیاد باشد آنگاه لازم است فشار پای خود روی پدال گاز را کم نماید. چنین مثال هایی به وفور در اندیشه هر فردی یافت می شود لیکن علوم ریاضی قادر نیست چنین پدیده هایی را توصیف نماید. به عبارت دیگر این قوانین توصیفی از کیفیت پدیده هاست، این صفات متغیرهای زبانی^۱ گفته می شوند. تئوری فازی تلاشی است برای تبدیل متغیرهای زبانی به متغیرهای ریاضی (اعداد).

با استفاده از منطق فازی می توان قوانین اگر-آنگاه را به الگوریتم هایی برای استفاده در ریزپردازنده ها تبدیل نمود. توجه به این نکته لازم است که مفهوم اگر-آنگاه پیش از این نیز در منطق

^۱ Linguistic Variable



دو-دویی^۱ مورد استفاده قرار می گرفته است، لیکن در تئوری فازی حالتی پیوسته برای توصیف وقایع در نظر گرفته شده است. از آنجا که الگوریتم های فازی از خواص تقریب زنی بالای برخوردار می باشند، لذا یک طراح می تواند فرآیند های ناشناخته را تنها با استفاده از تجربیات و قوانین اگر-آنگاه مدل سازی نماید. این خاصیت به طراح کمک می کند تا کنترلرهای پس خور مبتنی بر پیش بینی رفتار سیستم طراحی کند. باید توجه نمود که کنترلرهای فازی تنها برای پایش سیستم هایی ناشناخته بکار نمی روند، این کنترلرها می توانند برای پایش سیستم های با مدل های ریاضی نیز مورد استفاده قرار گیرند. استفاده از کنترلر فازی باعث کاهش زمان طراحی تا حدود یک دهم زمان مورد نیاز برای توسعه کنترلرهای مرسوم می شود. لیکن در صورت استفاده از کنترلر فازی شاهد کاهش کیفیت کنترل خواهیم بود.

از آنجا که کنترل فازی یک کنترل غیر خطی است، لذا در مواجهه با سیستم هایی که دارای عناصر غیر خطی است دارای مقاومت بالایی خواهد بود.

۲-۴ کنترل دور آرام

کنترل دور آرام چنان که پیش از این مورد اشاره قرار گرفت، یکی از مهمترین کنترلرهای موتور است. استفاده از این کنترلر از گذشته مورد توجه بوده است. در گذشته از کنترلرهای مکانیکی برای تثبیت سرعت موتور استفاده می شده است. این کنترلر مکانیکی گاورنر نام داشت و قادر بود با استفاده از بازخورد سرعت، شرایط دور آرام را برای موتور فراهم آورد.

با ظهور ریزپردازنده ها و تحولات صنایع الکترونیکی، رفته رفته سیستم های مکانیکی جای خود را به سیستم های الکترونیکی دادند. هرچند این تغییرات در حوزه سیستم های مدیریت موتور دیزل به علت هزینه های بالا، قابلیت اطمینان و مواردی از این دست دیرتر از سایر موتورها رخ داد، لیکن امروزه با اثبات کارآیی آنها شاهد استفاده روزافزون از کنترلرهای الکترونیکی در موتورهای دیزل می باشیم [۲۲].

¹ Bivalent Logic



Zhengmao بازیابی کاملی از فعالیت های پژوهشی صورت گرفته در خصوص طراحی کنترلر دور آرام انجام داده است [۲۳]. در مقاله وی روش های مختلف مدل سازی، شناسایی و طراحی کنترلر دور آرام موتورهای درونسوز مورد بررسی قرار گرفته است. در پژوهش وی روشهای مختلف مورد استفاده در انواع موتور ها شامل موتورهای بنزینی انژکتوری، بنزینی تزریق مستقیم، موتورهای دیزلی و موتورهای گازسوز که برگرفته از ۹۰ مقاله معتبر است، مورد توجه قرار گرفته است. روش هایی از قبیل کنترل پیش خور، کنترل PID، کنترل بهینه LQ، کنترل بهینه، کنترل مقاوم، کنترل فضای حالت، کنترل مد لغزان، کنترل لیوپانوف، کنترل فازی و نیز کنترلرهای فازی و کنترل ترکیبی فازی-عصبی به منظور کنترل دور آرام موتورهای بنزینی مورد استفاده قرار گرفته اند. کنترلر فازی به منظور کنترل دور آرام یک موتور بنزینی مورد استفاده قرار گرفته است. یک سیستم خودکار برای تولید قوانین مورد استفاده در این کنترلر طراحی شده است [۲۴]. کنترل دور آرام موتورهای دیزل در سیستم های قدیمی با استفاده از گاورنر صورت می پذیرفت. امروزه به مدد استفاده از سیستم های مدیریت الکترونیکی موتورهای دیزل، امکان استفاده از کنترلر های غیرخطی در کنترل دور آرام موتور فراهم شده است. به طوری که از یک کنترلر زمان گسسته برای پایش دور آرام موتور دیزل مجهز به توربوشارژر استفاده شده است [۲۵]. در این حالت کنترلر زمان گسسته بر اساس مرجع گاورنر طراحی شده است. همچنین در یک پژوهش دیگر از متد کنترل تطبیقی به منظور کنترل دور آرام یک موتور دیزل سنگین استفاده شده است [۲۶]. در این مقاله از متد فازی برای کنترل دور آرام موتور دیزل استفاده شده است، همچنین از یک فرآیند بهینه سازی به منظور تنظیم توابع عضویت برای کمینه سازی مصرف سوخت در حالت های گذرای بار برداری و بار گذاری موتور استفاده شده است. اطلاعات مندرج در مقاله Zhengmao شامل ادبیات موضوع غنی از فعالیت های صورت گرفته در کنترل موتورهای درونسوز خاصه موتورهای بنزینی تزریق در چندراهه است. در ادبیات موضوع استفاده از کنترل فازی-عصبی در موتورهای بنزینی نیز مورد توجه قرار گرفته است [۲۷]. لیکن موارد کمی از فعالیت های صورت گرفته در بحث کنترل دور آرام موتور دیزل و به طور خاص کنترل موتور دیزل به روش فازی صورت گرفته است.



با پیشرفت سیستم های پاشش سوخت و ظهور پاششگرهای کنترل شونده با شیر برقی، امکان بکارگیری کنترلرهای الکترونیکی فراهم شد. به همین علت بتازگی فعالیت های بسیاری در خصوص کنترل پارامترهای مختلف موتورهای دیزل صورت پذیرفته و بنظر می رسد در آینده نیز یکی از مسائل پرطرفدار کنترلی باقی بماند [۲۸-۳۰]. در این پژوهش ها عموماً از کنترلرهای غیر خطی به منظور کنترل کارآیی موتور و نیز کنترل آلاینده ها استفاده شده است. همچنین حجم زیادی از مقالات در خصوص کنترل آلاینده های موتورهای دیزل و استفاده از کاتالیست های دیزل مورد بحث قرار گرفته است.

بسیاری از پارامترهای عملکرد موتور نظیر گشتاور، آلاینده ها و ... تنها با استفاده از سنسورهای گران قیمت قابل شناسایی هستند، به همین دلیل عموماً در خودروها سنجش نمی شوند. به همین علت بسیاری از کنترلرهای مورد استفاده در مجموعه مدیریت موتور از نوع پس خور هستند. کنترلرهای پیش خور مورد استفاده در موتور اصولاً از سرعت موتور به عنوان پارامتر بازخور استفاده می نمایند. سنسور نسبت هم ارزی نیز بتازگی مورد استفاده قرار گرفته است و قادر است یک مسیر بازخور جدید را برای کمک به مکانیزم های کنترل پیش خور فراهم آورد. اصولاً در ادبیات موضوع به منظور کنترل موتور از سه راه گاه کلی استفاده شده است [۱۳]:

۱- کنترل مسیر سوخت

۲- کنترل مسیر هوا

۳- کنترل مسیر EGR

در خصوص کنترل دور آرام موتور بنزینی فعالیت های بسیاری انجام شده است [۳۰-۳۳]. اصولاً کنترلرهای مورد استفاده در خودروها غیر فازی هستند، لیکن پژوهش هایی به منظور استفاده از کنترلر فازی برای کنترل حالت آرام موتور بنزینی انجام شده است [۳۴]. کنترلرهای دور آرام معمولاً از بازخور سرعت به منظور کنترل دور آرام استفاده می نماید و اصولاً مسیر سوخت را به عنوان پارامتر کنترلی مورد استفاده قرار می دهند. کنترلرهای مرسوم مورد استفاده در کنترل دور آرام در موتورهای بنزینی و دیزل کنترلرهای PID می باشند. در خصوص

کنترل‌های دور آرام موتورهای دیزل نیز بتازگی فعالیت هایی در جهت امکان سنجی استفاده از سایر کنترل های غیر خطی صورت پذیرفته است. همچنین فعالیت هایی در خصوص استفاده از سایر پارامترهای کنترلی نظیر کنترل مسیر هوا و نیز کنترل EGR به منظور کنترل دور آرام انجام شده است [۳۵].

اصولا کنترل فازی به علت عدم اطمینان به عملکرد آن در موارد حساس نظیر صنایع هوایی و خودرویی کمتر مورد استفاده قرار گرفته است، لیکن برخی معتقدند استفاده از کنترل‌های فازی پتانسیل بالایی در جهت کنترل موارد غیر خطی و غیر قانون مدار است. در حال فعالیت هایی در جهت استفاده از کنترل‌های فازی در مقوله موتورهای دیزل انجام شده است. نتایج حاصل از استفاده از چنین کنترل‌هایی در حوزه های شبیه سازی و حتی حوزه های کاربردی و عملی بسیار مثبت ارزیابی شده است و به نظر می رسد در آینده شاهد استفاده روزافزون از این کنترلرها در سیستم های مدیریت هوشمند موتور های دیزل باشیم.



فصل سوم

روش تحقیق

در این بخش نحوه انجام پروژه به تفصیل مورد بحث قرار می گیرد. هدف از اجرای این پژوهش بررسی مزایای استفاده از کنترلر فازی در پایش دور آرام موتور دیزل نسبت به کنترلر های مرسوم است. چنان که در فصل پیش دیدم به منظور طراحی و توسعه کنترلرهای مورد استفاده رد موتور ملزم به استفاده از یک مدل کنترلی می باشیم، به همین منظور ابتدا مراحل مدل سازی موتور مورد بررسی قرار گرفته است و پس از ایجاد یک مدل مناسب از موتور روش های طراحی کنترلر PID و فازی برای پایش عملکرد موتور بررسی شده است.

۳-۱ مدل سازی موتور

در این بخش به شرح مراحل مختلف مدل دیزل مجهز به توربوشارژر خواهیم پرداخت. از آنجا که این مدل در طراحی کنترلر دور آرام به کار گرفته خواهد شد، لذا لازم است تا پدیده های تاثیر گذار بر کارآیی دور آرام موتور مورد توجه قرار گیرد. مسائلی نظیر تغییرات اصطکاک های درونی موتور در طول فرآیند گرم شدن موتور^۱، مشخصه های دینامیکی موتور در فرآیند بارگذاری موتور و عواملی از این دست، مسائلی است که برای طراحی کنترلر دور آرام موتور دیزل باید به شدت مورد توجه قرار گیرد.

برای اطمینان از صحت مدل، نتایج آزمون گذاری موتور با نتایج حاصل از مدل مقایسه می گردد. برای انطباق نتایج، برخی از پارامترهای مدل مورد با استفاده از سعی و خطا تغییر داده می شود تا نتایج مطلوب حاصل گردد. مدل مذکور علاوه بر استفاده در فرآیند طراحی کنترلر های موتور می

¹ Warm-up



تواند به عنوان هسته شبیه سازی در فرآیند های HiL^۱ و SiL^۲ و نیز به منظور طراحی سیستم های عیب یابی مورد استفاده قرار گیرد.

به منظور مدل سازی موتور از روش مقدار میانگین استفاده شده است، خواص و مزایای این روش در طراحی کنترل دور آرام در فصل پیش به طور مفصل مورد مطالعه قرار گرفت. فرآیند مدل سازی در محیط Matlab® Simulink™ نسخه ۷,۲,۰ انجام شده است. همچنین به منظور اجرای مدل از حل کننده عددی رانگ کوتا ۵-۴ استفاده شده است.

۱-۱-۳ مشخصات موتور

موتور مورد مطالعه یک موتور دیزل ۴ سیلندر ۱,۶ لیتری مجهز به توربوشارژر می باشد. این موتور از نوع تزریق غیر مستقیم می باشد. اطلاعات لازم برای شبیه سازی عملکرد موتور شامل مشخصه های عملکردی توربین و کمپرسور توربوشارژر، اطلاعات بازده احتراق و ایجاد گشتاور، مشخصات وزنی و اینرسی اجزای متحرک موتور، احجام چندراهه ها و سیلندر ها و سایر پارامترهای مورد نیاز برای مدل سازی، از نتایج حاصل از یک فعالیت پژوهشی استخراج شده است [۳۶]. مشخصات این موتور مطابق جدول زیر است:

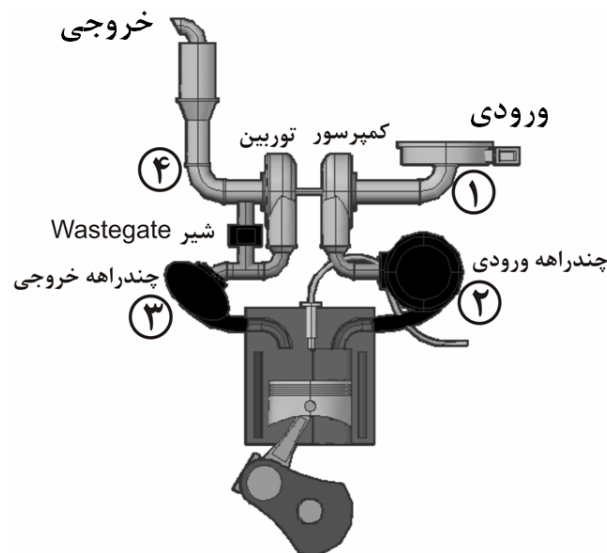
جدول (۱-۳) مشخصات هندسی و عملکردی موتور [۹]

قطر سیلندر	۷۶/۵ mm
کورس	۸۶/۴ mm
حجم جابجایی	۱۵۸۸ CC
نسبت تراکم	۲۳:۱
توان بیشینه	۵۰ kW @ ۴۰۰۰ rpm

^۱ Hardware in Loop

^۲ Software in Loop

در ادامه اجزای مختلف موجود در موتور توصیف و روابط فیزیکی حاکم بر آنها مورد تشریح قرار خواهد گرفت. در این مدل سازی اطلاعات حالت پایای موتور به منظور زینه بندی مدل و اطلاعات حالت گذرای موتور به منظور صحت سنجی مدل، مورد استفاده قرار می گیرد. مدل موتور، شامل زیر مدل های چندراهه های ورودی و خروجی، توربوشارژر، مدل تولید گشتاور، مدل اصطکاک درونی موتور و در نهایت مدل پویایی میل لنگ می باشد. به منظور سهولت در بیان روابط مورد استفاده و بیان شرایط فیزیکی در نقاط مختلف، از شماره گذاری موجود در شکل زیر استفاده شده است:



شکل (۱-۳) تصویر موتور مدل شده و شماره گذاری نقاط مختلف

۳-۱-۲ مدل سازی توربوشارژر

توربوشارژر به منظور افزایش راندمان حجمی موتورهای درونسوز مورد استفاده قرار می گیرد. اصولاً استفاده از توربوشارژر باعث افزایش بازده کارایی موتور خواهد شد [۳۷]. افزایش بازده تنفسی موتور ناشی از افزایش فشار هوای ورودی به موتور می باشد. از آنجا که در موتورهای دیزل، مسئله کوبش همچون موتورهای بنزینی عامل محدودیت نمی باشد، لذا توربوشارژر به شدت در موتورهای دیزل مورد استفاده قرار می گیرد. توربوشارژر از انتالپی هوای پرفشار خروجی به منظور به حرکت درآوردن توربین استفاده نموده و از انرژی مکانیکی حاصله به منظور تحریک کمپرسور

استفاده می نماید. امروزه تقریباً تمامی موتورهای دیزل مجهز به توربوشارژر می باشند. از آنجا که خواص دینامیکی توربوشارژر به طور مستقیم به خواص دینامیک گازهای عبوری وابسته است، لذا اصولاً شاهد لختی های شدید در کارآیی دینامیکی توربوشارژر می باشیم. لختی های مذکور عمدتاً باعث بروز ناکارآمدی در عملکرد موتورهای مجهز به توربوشارژر می شود. به منظور جبران این تاخیر زمانی از شیرهای Wastegate و یا توربین های هندسه متغیر^۱ استفاده می شود. شیر Wastegate یک شیر با سطح متغیر قابل کنترل است، این شیر یک مسیر موازی با توربین را باز می کند، در صورت باز شدن این مسیر، گاز خروجی، بجای عبور از توربین و تولید گشتاور از مسیر میانبر عبور کرده و باعث کاهش گشتاور تولیدی توربین می شود. بدین ترتیب قدرت مجموعه توربوشارژر کاهش می یابد و به تبع آن فشار چندراجه ورودی نیز کاهش خواهد یافت.

چنان که آمد، توربوشارژر به مجموعه توربین، کمپرسور و محور واسط اطلاق می شود. لذا لازم است در مدل سازی آن، مفاهیم فیزیکی حاکم بر اجزای مختلف آن تشریح و به صورت مناسب مورد استفاده قرار گیرد. در مدل سازی توربین در پی آنیم که روابط بین نسبت فشار و دبی گازهای عبوری گذرنده از توربین و کمپرسور را بیابیم. این روابط باید در حوزه زمان و در پدیده های گذرا نیز صادق باشد. کمپرسور و توربین مورد استفاده در توربوشارژر موتور مورد نظر از نوع گریز از مرکز می باشد. منحنی های عملکرد کمپرسور و توربین اصولاً توسط کارخانه تولید کننده ارائه می شود و در مدل سازی های مورد استفاده قرار می گیرد. مدل سازی توربوشارژر شامل زیر مدل های زیر است:

- کمپرسور
- توربین
- شیر Wastegate
- دینامیک شافت واسط، پره های توربین و کمپرسور

^۱ Variable Geometry Turbine (VGT)



۳-۱-۳ مدل کمپرسور

کمپرسور وظیفه دارد فشار گازهای ورودی به موتور را افزایش دهد، به منظور افزایش فشار لازم است کار مکانیکی به کمپرسور تحویل داده شود. نسبت فشار، دمای هوای خروجی، گشتاور مورد نیاز، سرعت محور کمپرسور، دبی هوای عبوری و کارایی کمپرسور از جمله شاخصه های عملکرد کمپرسور است که باید مورد مدل سازی قرار گیرد.

برخی پارامترهای پیش گفته جزو خواص منفرد یک کمپرسور است و برخی دیگر از خواص ذاتی کمپرسور ها است و عمدتاً از روابط ترمودینامیکی نشأت می گیرد. آن دسته از خواصی که منحصرآ مربوط به هندسه کمپرسور است، توسط کارخانه سازنده منتشر می شود. این پارامترها به وسیله نقشه های عملکردی کمپرسور نشان داده می شود و در فرآیند مدل سازی رایانه ای نیز به وسیله جداول جستجوی دو بعدی^۱ مورد استفاده قرار می گیرد. جداول جستجو قادرند با استفاده از درونیابی داده ها، همچون یک تابع دو متغیره، مقادیر مورد نظر را بر حسب ورودی های مختلف محاسبه و ارائه نمایند. در مدل سازی حاضر دبی توربین به عنوان تابعی از سرعت و نسبت فشار کمپرسور و بازده توربین به عنوان تابعی از سرعت و دبی جرمی گاز گذرنده از کمپرسور در نظر گرفته می شود.

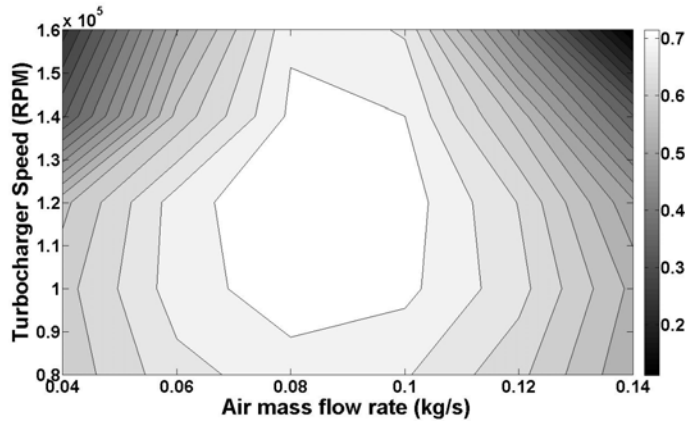
$$\dot{m}_c = f_1\left(N_c, \frac{P_2}{P_1}\right) \quad (1-3)$$

که در آن، N_c سرعت دورانی محور کمپرسور و P_1 و P_2 نیز به ترتیب فشار قبل و بعد از کمپرسور می باشد، همچنین :

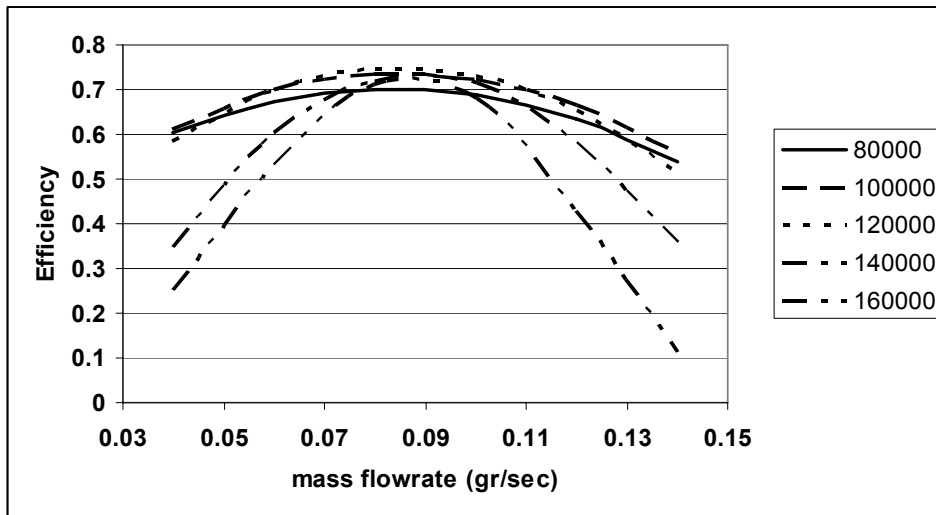
$$\eta_c = f_2(N_c, \dot{m}_c) \quad (2-3)$$

که در آن \dot{m}_c دبی هوای گذرنده از کمپرسور است. در مراجع مختلف، توابع مختلفی برای تعیین پارامترهای عملکردی توربین مورد استفاده قرار می گیرد. به عنوان مثال Moskwa پیشنهاد داده است بازده توربین نیز به عنوان تابعی از نسبت فشار و سرعت شافت کمپرسور در نظر گرفته شود [۳۸].

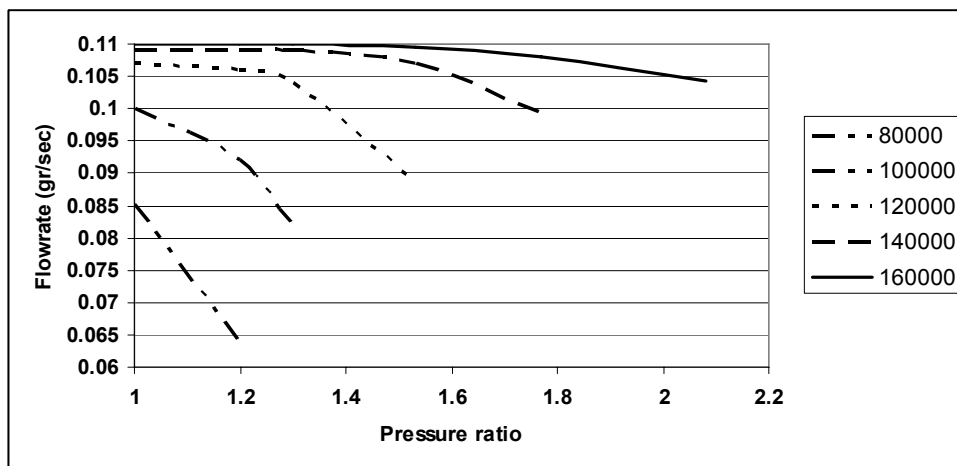
¹ 2D Lookup table



شکل (۲-۳) نقشه بازده کمپرسور بر حسب سرعت و دبی کمپرسور [۹]



شکل (۳-۳) منحنی بازده کمپرسور بر حسب دبی جرمی گذرنده از کمپرسور در سرعت های مختلف [۹]



شکل (۴-۳) منحنی دبی جرمی گذرنده از کمپرسور بر حسب نسبت فشار در سرعت های مختلف [۹]

چنان که گفته شد برخی شاخصه های عملکردی موتور ناشی از خواص ذاتی ترمودینامیکی کمپرسور است، پارامترهایی از قبیل گشتاور، دمای گاز متراکم شده از این دست شاخصه ها می باشند، برای محاسبه این گونه موارد لازم است از روابط ترمودینامیک حاکم استفاده شود. به عنوان مثال، دمای گاز خروجی از کمپرسور با استفاده از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$T_r = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_r}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \right\} \quad (3-3)$$

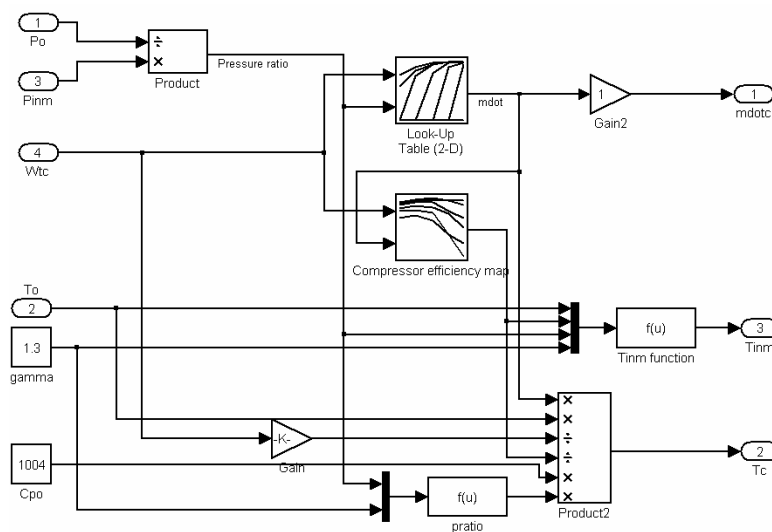
همچنین گشتاور لازم برای به حرکت در آوردن شافت کمپرسور با استفاده از رابطه زیر

محاسبه می گردد:

$$T_c = \frac{\dot{m}_c C_{pa} T_1}{\eta_c \omega_{tc}} \left[\left(\frac{P_r}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (4-3)$$

در برخی انواع مدل سازی تمامی پارامترهای کمپرسور با استفاده از درونیایی مقادیر بدست آمده از آزمایش حاصل می شود [۳۹] و [۹]. لیکن در این صورت بار محاسباتی مدل بسیار بالا خواهد بود.

در نهایت مدل حاصله در محیط Simulink به شکل زیر طراحی می گردد:



شکل (۳-۵) بلوک دیاگرام کمپرسور در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink



چنان که دیده می شود، فشار و دمای محیط، فشار چندراهه ورودی و سرعت دورانی کمپرسور، ورودی مدل و دبی جرمی هوا، دمای چندراهه ورودی و گشتاور مورد نیاز کمپرسور خروجی مدل می باشند. نسبت گرماهای ویژه و گرمای ویژه در فشار ثابت به عنوان ثابت مدل در شبیه سازی مورد استفاده قرار می گیرد. برای افزایش دقت می توان مقادیر فوق را به عنوان تابعی از دمای محیط در نظر گرفت، لیکن از آنجا که تغییرات این مقادیر در بازده تغییرات دمای محیط ناچیز است، لذا مقادیر فوق به صورت ثابت در مدل لحاظ شده است.

۳-۱-۴ مدل توربین

توربین وظیفه دارد گشتاور مورد نیاز برای دوران محور کمپرسور را فراهم نماید. در سیستم های سوپرشارژر بجای استفاده از توربین، گشتاور مورد نیاز مستقیماً از محور میل لنگ به کمپرسور انتقال داده می شود، عمده لختی سیستم های سوپرشارژر به علت استفاده از توربین می باشد. اطلاعات مربوط به توربین نیز توسط کارخانجات سازنده به صورت نقشه های عملکردی در دسترس می باشد. سرعت دورانی محور توربین، دبی گاز گذرنده، گشتاور تولیدی، نسبت فشار و دمای گاز ورودی به توربین از عواملی است که باید در مدل سازی مورد توجه قرار گیرد. همچون کمپرسور، برخی از خواص عملکردی توربین نیز به وسیله جداول جستجوی دو بعدی در مدل مورد استفاده قرار می گیرد. در این حالت دبی هوای گذرنده از توربین تابعی از سرعت محور و نسبت فشار می باشد [۳۶] و [۳۸]. تابعیت دبی از پارامترهای پیش گفته توسط رابطه زیر بیان می گردد.

$$\dot{m}_t = f\left(N_t, \frac{P_r}{P_f}\right) \quad (۵-۳)$$

باید توجه نمود که پارامتر فوق دبی تصحیح نشده است، برای تصحیح دبی گازهای گذرنده و

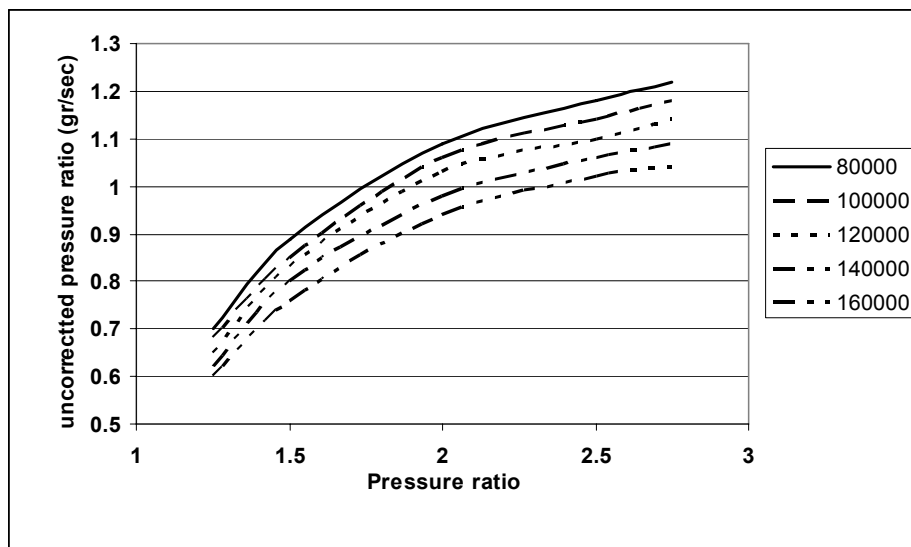
لحاظ تاثیرات فشار و دما از رابطه زیر استفاده می شود:

$$\dot{m}_{corr,t} = \dot{m}_t \frac{\sqrt{T_r}}{P_r} \quad (۶-۳)$$

اصولاً توابعی نظیر تابع فوق و توابع مورد استفاده در مدل سازی کمپرسور را می توان با استفاده

از شیوه های انطباق منحنی های قانون مدار به روابطی بر حسب متغیرها نشان داد. Hendricks و

همکارانش در لابراتوار اتوماسیون دانشگاه صنعتی دامنارک، روابطی ارائه داده اند که می تواند مقادیر حاصل از آزمایش را به صورت روابط جبری تفسیر نماید. استفاده از این روابط در تعیین قوانین کلی حاکم بر توربوماشین ها مفید است، لیکن از آنجا که نرم افزار مورد استفاده برای شبیه سازی قادر است توابع عددی را به صورت جداول چند بعدی دریافت نموده و درونیایی نماید، در پژوهش حاضر از روابط تجربی حاکم استفاده نشده است.

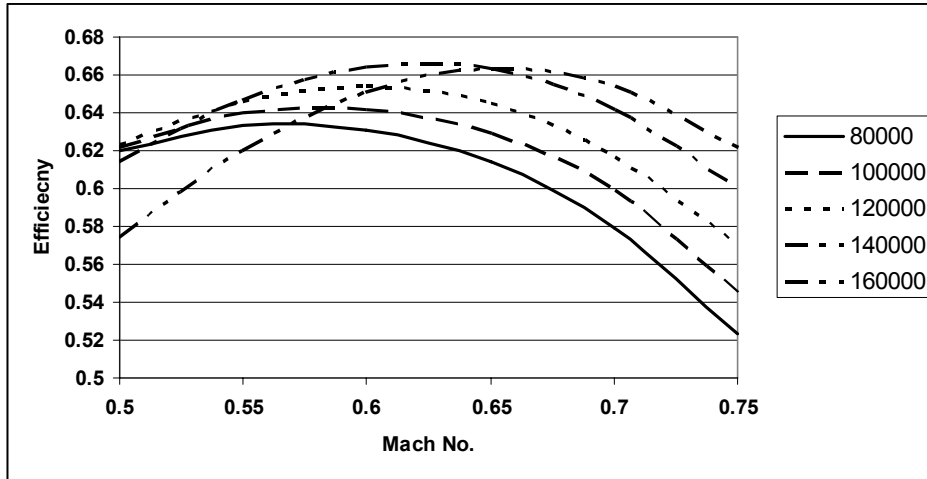


شکل (۳-۶) نقشه دبی جرمی تصحیح نشده گذرنده از توربین بر حسب نسبت فشار در سرعت های مختلف توربین [۹]

باید توجه نمود که منحنی فوق در هر دور، تنها در بخشی از مقادیر نسبت فشار صادق است. در یک توربین گریز از مرکز بازده توربین اساساً تابعی از نسبت سرعت ایزنتروپیک انبساط و سرعت نوک پره می باشد [۴۰]. این در حالی است که برخی مراجع نظیر پژوهش Moskwa [۳۸] بازده توربین به عنوان تابعی از سرعت توربین و نسبت فشار در نظر گرفته شده است. در برخی مراجع بجای استفاده از مقادیر مستقیم دبی و نسبت فشار از پارامترهای کمکی که اثرات فشار و دما را لحاظ می نمایند استفاده شده است. این گونه مدل سازی ها گرچه دقت مدل را افزایش می دهد، لیکن سرعت محاسبات را به شدت افزایش داده و موجب کندی روند حل مدل می شود [۱۳]. در پژوهش حاضر بازده توربین به عنوان تابعی از عدد ماخ متناظر با سرعت نوک پره توربین در دمای خروجی توربین، مطابق رابطه زیر در نظر گرفته شده است.

$$\eta_t = f\left(N_t, \frac{u_t}{C_s}\right) \quad (7-3)$$

که در آن سرعت نوک پره و C_t سرعت صوت در چندراهه خروجی می باشد. منحنی تابع فوق به شکل زیر است.

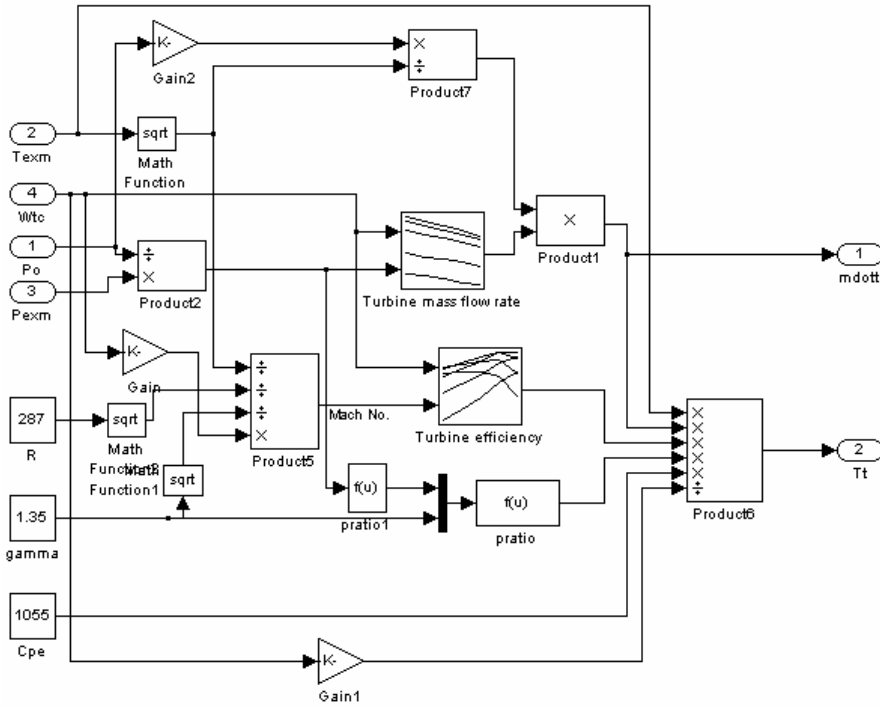


شکل (۷-۳) نقشه بازده توربین بر حسب عدد ماخ نوک پره در سرعت های مختلف توربین

گشتاور تولیدی توسط توربین با استفاده از رابطه ترمودینامیکی زیر بدست می آید:

$$T_t = \frac{\dot{m}_t C_{p,e} T_r \eta_t}{\omega_{tc}} \left[1 - \left(\frac{P_f}{P_r} \right)^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} \right] \quad (8-3)$$

که در آن η_t بازده توربین، $C_{p,e}$ گرمای ویژه فشار ثابت گازهای خروجی و T_r دمای گازهای ورودی به توربین می باشد. در نهایت با اعمال تمامی روابط حاکم و ایجاد جداول جستجوی دو بعدی، مدل توربین در نرم افزار شبیه ساز مطابق شکل (۸-۳) خواهد بود. چنان که دیده می شود، فشار و دمای ورودی به توربین (چندراهه ورودی)، فشار خروجی (فشار محیط) و سرعت دورانی محور توربین، پارامترهای ورودی و دبی گاز عبوری و نیز گشتاور تولیدی، پارامترهای خروجی مدل توربین می باشند.



شکل (۳-۸) بلوک دیاگرام توربین در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink

۳-۱-۵ مدل شیر Wastegate

چنان که گفته شد، شیر Wastegate یک مسیر فرعی برای جریان فراهم می آورد این شیر بین چندراهه خروجی و محیط واقع شده است. جریان گذرنده از شیر با استفاده از معادلات دینامیک گازهای تراکم پذیر مدل می شود، هرچه سطح عبور گاز بازتر باشد، جریان بیشتری از مسیر میانبر عبور می نماید و نتیجتاً توان تولید توربین کاهش می یابد. معادلات دینامیک گاز مورد استفاده برای تخمین دبی جریان های گذرنده از گلوگاه ها به صورت زیر است:

$$\dot{m}_{WG}(t) = c_d \cdot A(t) \cdot \frac{P_r}{\sqrt{R \cdot T_r}} \cdot \psi \left(\frac{P_r}{P_f} \right)$$

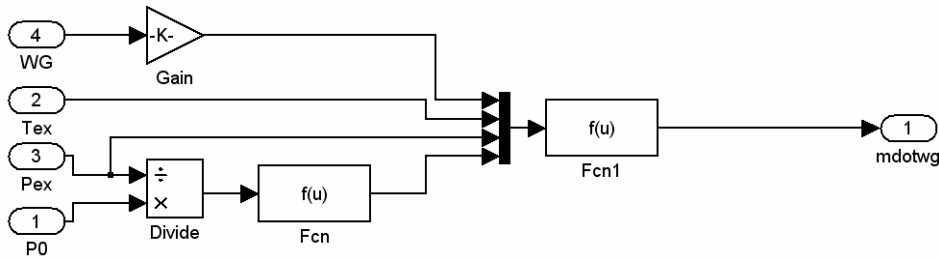
که در آن c_d ضریب تخلیه است که به استفاده از آزمایش اندازه گیری می شود و $A(t)$

سطح گلوگاه است. همچنین تابع $\psi \left(\frac{P_r}{P_f} \right)$ برای سیال هوا به شکل زیر تعریف می شود:

$$\psi\left(\frac{P_r}{P_f}\right) = \begin{cases} \frac{1}{\sqrt{2}} & P_f < \frac{1}{2}P_r \\ \sqrt{\frac{2P_f}{P_r}\left[1 - \frac{P_f}{P_r}\right]} & P_f \geq \frac{1}{2}P_r \end{cases} \quad (9-3)$$

به منظور سهولت، ورودی مدل Wastegate به صورت درصد گشودگی شیر تعریف می شود.

مدل شیر مذکور به شکل زیر می باشد:



شکل (۹-۳) بلوک دیاگرام شیر Wastegate

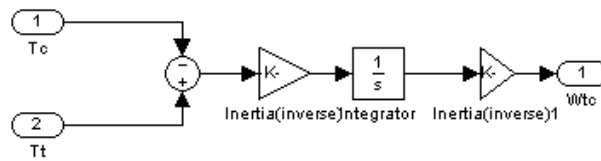
۳-۱-۶ مدل دینامیک محور و پره ها

چنان که پیش از این دیدیم، مجموعه توربوشارژر از سه بخش مجزا تشکیل شده است. کمپرسور و توربین دو بخش اصلی آن می باشند. لیکن ارتباط آنها توسط یک شافت صورت می پذیرد. شافت مذکور باید گشتاور تولیدی را از توربین دریافت نموده و به کمپرسور انتقال دهد. کارآیی دینامیکی توربوشارژر تا حد زیادی به اینرسی دورانی این محور و اجزای متصل روی آن (پره های توربین و کمپرسور) مربوط است. در هنگام تغییرات سرعت توربوشارژر، بخشی از گشتاور تولید شده توسط توربین صرف افزایش اینرسی دورانی محور و اجزای متصل به آن می شود.

رابطه دینامیکی حاکم بر محور توربوشارژر به شکل زیر است:

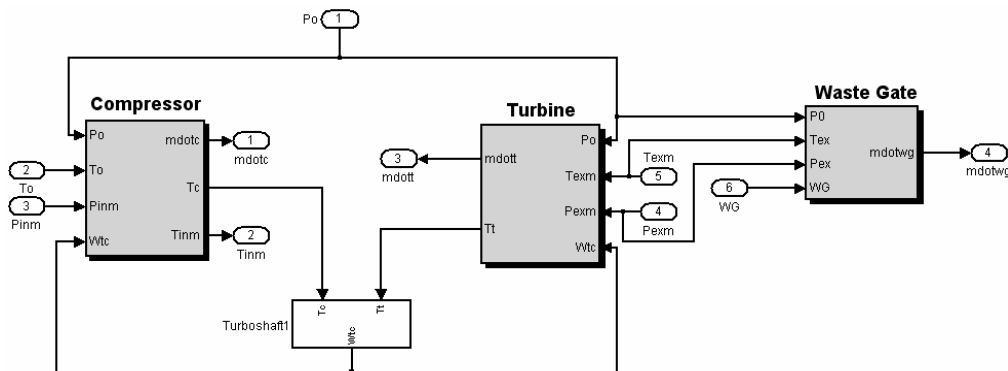
$$T_t - T_c = I_{tc} \dot{\omega}_{tc} \quad (10-3)$$

که در آن، T_t و T_c به ترتیب گشتاور تولیدی توربین و گشتاور مصرفی کمپرسور، I_{tc} اینرسی دورانی محور توربوشارژر و پره ها و $\dot{\omega}_{tc}$ نرخ تغییرات سرعت دورانی محور توربوشارژر می باشد. در شکل زیر نمودار جعبه ای مدل دینامیکی محور توربوشارژر نشان داده شده است:



شکل (۱۰-۳) بلوک دیاگرام دینامیکی توربوشاژر در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink

با در دست بودن مدل توربین، کمپرسور و مدل دینامیکی محور واسط می توان مدل کامل توربوشاژر را شبیه سازی نمود. باید توجه داشت که در این مدل سازی سرعت توربین و کمپرسور یکسان است. ذیلا نمودار جعبه ای توربوشاژر نشان داده شده است:



شکل (۱۱-۳) بلوک دیاگرام توربوشاژر در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink

چنان که دیده می شود، ورودی های زیر مدل توربوشاژر شامل فشار و دمای محیط، فشار و دمای چندراهه ورودی و فشار چندراهه خروجی است. همچنین دمای چندراهه ورودی و دبی جرمی گذرنده از توربین و کمپرسور خروجی های مدل توربوشاژر می باشد. به منظور صحت سنجی مدل توربوشاژر، نتایج حاصل از مدل با نتایج حاصل از آزمون مقایسه می گردد. نتایج حاصل از این آزمون در پیوست آمده است.

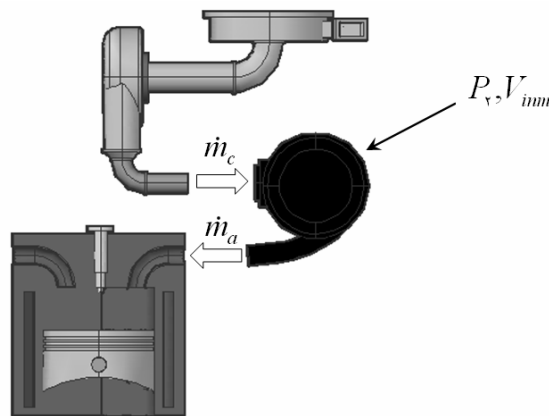
۳-۱-۲ مدل سازی چندراهه ها

چندراهه ها در موتورهای احتراق داخلی به منظور تقسیم متناسب هوا بین سیلندرهای مختلف و نیز جمع آوری گازهای خروجی از سیلندرها، مختلف مورد استفاده قرار می گیرند. چندراهه ها معمولا دارای احجامی در حدود حجم جابجایی موتور می باشند. در برخی موتور ها همچنین یک محفظه آرامش در کنار چندراهه ورودی تعبیه می شود. فشار چندراهه ورودی و خروجی تاثیر

بسیاری در بازده حجمی موتور و به تبع آن قدرت موتور دارد. فشار ورودی همچنین به عنوان شرایط اولیه احتراق داخل سیلندر مورد توجه می باشد و می تواند تاثیر بسیاری در تعیین میزان قدرت تولیدی موتور داشته باشد. همچنین نسبت فشار چندراهه خروجی به فشار چندراهه ورودی یکی از مهمترین عوامل برگشت گازهای خروجی است که به شدت بر بازده تنفسی موتور تاثیر گذار است. در تحلیل چندراهه ها هدف یافتن نحوه تغییرات شرایط گاز موجود در چندراهه (فشار و دما) بر اثر تغییرات حالت کارکرد موتور می باشد. در تحلیل های چندراهه ها، معمولا از ترکیب قانون بقای جرم و نیز معادله حالت گازهای ایده آل استفاده می شود. اصولا فرض می شود گازهای مورد نظر شرایط لازم برای اعتبار قانون گازهای ایده آل را دارا می باشند.

۳-۱-۸ چندراهه ورودی

ورودی چندراهه ورودی، هوای متراکم شده ناشی از کمپرسور می باشد. این هوا پس از قرار گرفتن در چندراهه ورودی توسط حرکت پیستون به داخل سیلندر مکیده خواهد شد.



شکل (۳-۱۲) جریان های ورودی و خروجی چندراهه ورودی

دبی هوای ورودی به سیلندر (خروجی از چندراهه ورودی) به صورت متوسط زمانی، با استفاده از روابط بازده تنفسی موتور به شکل زیر محاسبه می گردد.

$$\dot{m}_a = \frac{\eta_v \cdot \rho \cdot V_d \cdot N}{120}, \rho = \frac{P_v}{RT_v} \quad (۳-۱۱)$$

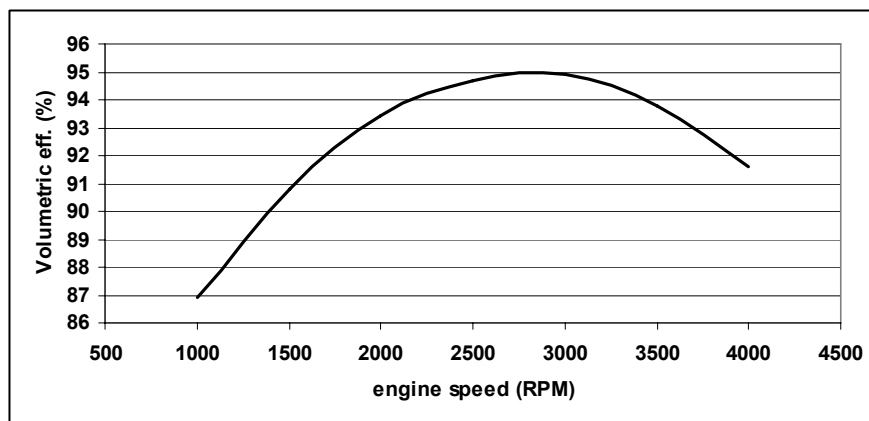
روش های متفاوتی برای تخمین بازده تنفسی موتور ارائه شده است، تفاوت روش های مختلف در تعداد پارامترهای تاثیرگذار بر بازده تنفسی می باشد. Moskwa در پژوهش خود بازده تنفسی را تابعی از سرعت و فشار چندراهه خروجی می داند [۳۸]. حال آنکه Hendricks معتقد است بازده حجمی تنها تابعی از سرعت موتور می باشد [۳۶]. در یک تحلیل دقیق تر، بازده تنفسی به شکل زیر مدل سازی شده است که در پژوهش حاضر از آن استفاده شده است [۱۳]. در این تحلیل فرض می شود بازده تنفسی به صورت حاصل ضرب تابعی از فشار چندراهه ورودی و تابعی از سرعت بیان می شود.

$$\eta_v(P_v, N) = \eta_{v,p}(P_v) \eta_{v,N}(N) \quad (12-3)$$

که در آن $\eta_{v,N}(N)$ تابعی است که با استفاده از آزمایش موتور در سرعت های مختلف حاصل می شود، همچنین تابع $\eta_{v,p}(P_v)$ به شکل زیر تعریف می شود:

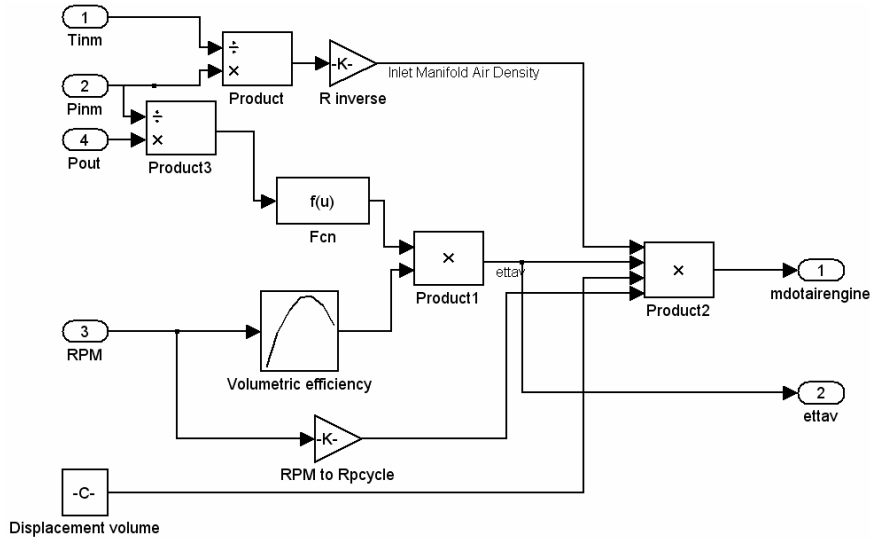
$$\eta_{v,p}(P_v) = \frac{V_c + V_d}{V_d} - \left(\frac{P_f}{P_v} \right)^{1/k} \cdot \frac{V_c}{V_d} \quad (13-3)$$

چنان که دیده می شود، بازده تنفسی تابعی از فشار چندراهه ورودی، فشار محیط و سرعت موتور می باشد. نتایج حاصل از آزمایش بازده حجمی نسبت به سرعت، به شکل زیر است [۳۶]:



شکل (۱۳-۳) تغییرات بازده پاشش موتور بر حسب زاویه پاشش [۳۶]

زیر الگوی تخمین بازده حجمی در محیط نرم افزار شبیه ساز به شکل زیر است:



شکل (۳-۱۴) بلوک دیاگرام مدل تخمین بازده تنفسی در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink

می توان چندراهه ورودی را به صورت یک عنصر بدون حجم در نظر گرفت، لیکن در این صورت تغییرات فشار چندراهه شبیه سازی نخواهد شد که این خود از اعتبار مدل خواهد کاست. از آنجا که تغییرات دمایی در چندراهه ورودی ناچیز است می توان از اثرات انتقال حرارت در چندراهه چشم پوشی کرد، در غیر این صورت با اعمال قانون اول ترمودینامیک و نیز استفاده از معادلات حالت گاز ایده آل خواهیم داشت [۴۱]:

$$\frac{dP_v}{dt} = \frac{\gamma R}{V_{im}} \left[\dot{m}_c T_c - \sum_{cyl} \dot{m}_i T_i \right] \quad (14-3)$$

که در آن \dot{m}_c دبی هوای گذرنده از کمپرسور، T_c دمای گاز خروجی از کمپرسور، \dot{m}_i دبی هوای ورودی به هر سیلندر و T_i دمای متناظر آن می باشد. در این صورت با حل عددی فشار از رابطه بالا می توان با استفاده از قوانین گاز ایده آل دمای هوای موجود در چندراهه ورودی را بدست آورد:

$$m_{im} = \int (\dot{m}_c - \sum_{cyl} \dot{m}_i) dt + initial\ conditions \quad (15-3)$$

و با استفاده از آن:

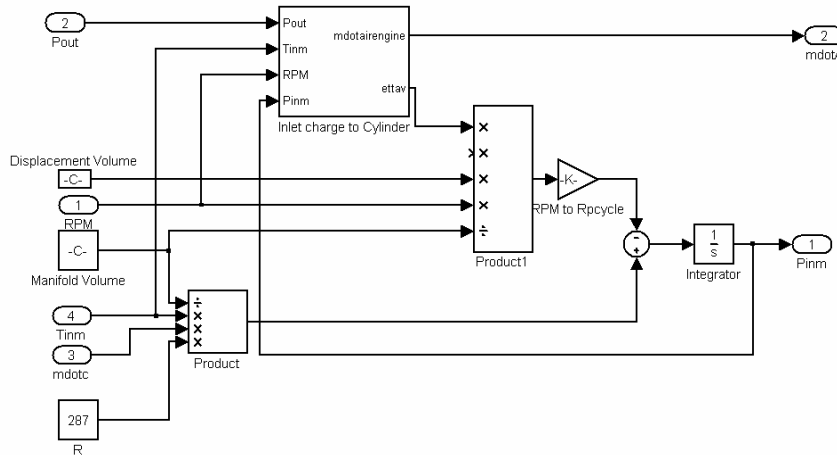
$$T_v = \frac{P_v \cdot V_{im}}{R \cdot m_{im}} \quad (16-3)$$

با استفاده از فرض تغییرات دمایی ناچیز و چشم پوشی از اثرات انتقال حرارت می توان از یک

رابطه دیگر برای یافتن فشار استفاده نمود، در پژوهش حاضر از این روش استفاده شده است [۳۷]:

$$\dot{P}_v + \frac{\eta_v V_d N}{12 V_{im}} P_v = \dot{m}_c \frac{RT_v}{V_{im}} \quad (17-3)$$

که در آن V_{im} حجم چندراهه می باشد. در نهایت مدل چندراهه ورودی با استفاده از ارتباطات مناسب در محیط نرم افزار شبیه ساز طراحی می گردد.



شکل (۳-۱۵) بلوک دیاگرام مدل چندراهه ورودی در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink

چنان که دیده می شود، ورودی های مدل چندراهه ورودی، مشتمل بر سرعت موتور، دبی خروجی کمپرسور، فشار محیط و دمای هوای خروجی از کمپرسور می باشد. همچنین خروجی های این زیر مدل نیز شامل فشار چندراهه و دبی هوای ارسالی به موتور می باشد. زیر الگوی مذکور در تحلیل دینامیکی موتور تاثیر بسزایی دارد و در صورت حذف آن، بخش عمده ای از دینامیک موتور شبیه سازی نخواهد شد. لذا دقت در انتخاب روابط حاکم و صحت سنجی مدل مذکور از اهمیت بخصوصی در طراحی مدل موتور برخوردار می باشد.

۳-۱-۹ چندراهه خروجی

چندراهه خروجی نیز همچون چندراهه ورودی یکی از احجام موثر در تنفس موتور می باشد، طراحی مناسب چندراهه و دقت در انتخاب طول شاخه های چندراهه می تواند قدرت موتور را تا حد بسیار زیادی افزایش دهد. به همین لحاظ عموماً فعالیت های گسترده ای در خصوص طراحی بهینه چندراهه خروجی و مسیر آگزوز بعمل آمده است. در مدل سازی حاضر تنها به بررسی خواص

ترمودینامیکی گاز موجود در آن اکتفا شده است و از سایر پدیده های موجود در چندراهه، نظیر آکوستیک امواج موجود در آن صرفنظر شده است. گاز موجود در چندراهه که شامل محصولات احتراق می باشد پس از تخلیه از سیلندر وارد چندراهه شده و پس از اجتماع در آن برای به حرکت در آوردن توربین به سوی آن هدایت خواهند شد. هدف از مدل سازی چندراهه خروجی محاسبه فشار و دمای گاز موجود در آن می باشد. به همین منظور از معادلات پایستگی جرم و معادله قانون اول استفاده می نمایم.

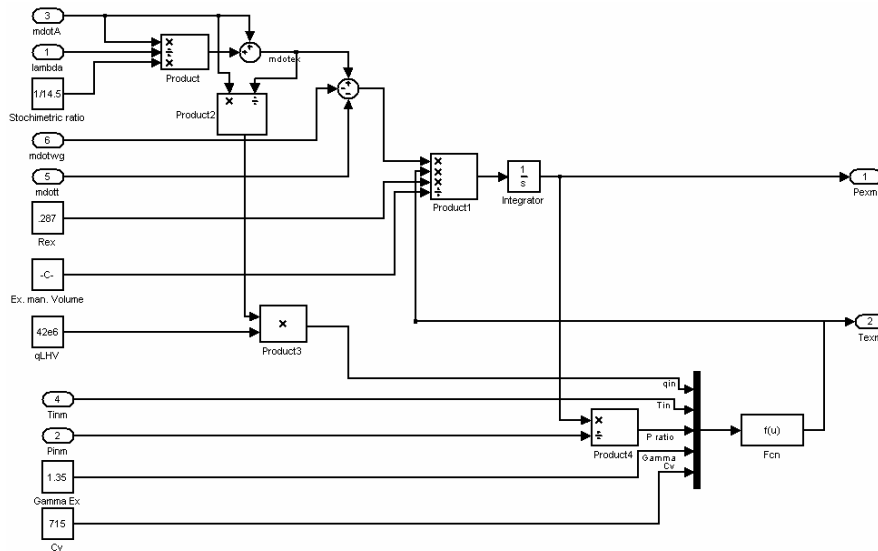
به منظور بررسی فشار لازم است تا جریان های ورودی و خروجی چندراهه خروجی شناسایی شوند، جریان های ورودی به چندراهه، همان جریان خروجی از موتور است که شامل جریان هوا و سوخت می باشد. جریان های خروجی از چندراهه خروجی نیز شامل جریان توربین و جریان Wastegate می باشد [۴۲].

$$\dot{P}_r = \frac{R_r T_r}{V_{ex.m}} (\dot{m}_a + \dot{m}_f - \dot{m}_{WG} - \dot{m}_t) \quad (18-3)$$

که در آن $\dot{m}_a, \dot{m}_f, \dot{m}_{WG}, \dot{m}_t$ به ترتیب دبی توربین، دبی شیر Wastegate، دبی سوخت و دبی هوای موتور می باشند. همچنین دمای گاز داخل چندراهه خروجی نیز با استفاده از رابطه زیر محاسبه می گردد [۳۷]:

$$T_r = T_r \left(\frac{P_r}{P_r} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \left(1 + \frac{q_{in}}{c_v T_r r^{\gamma-1}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (19-3)$$

که در آن I نسبت تراکم، γ نسبت گرماهای ویژه و q_{in} گرمای ورودی به سیکل می باشد. در نهایت زیر الگوی چندراهه خروجی به شکل زیر خواهد بود:



شکل (۳-۱۶) بلوک دیاگرام مدل چندراهه خروجی در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink

۳-۱-۱۰ مدل تولید گشتاور

تولید گشتاور در موتور، به عنوان مهمترین پدیده بشمار می آید، چرا که اصولاً هدف از عملکرد موتور ایجاد گشتاور مکانیکی می باشد. مهمترین پدیده حاکم در ایجاد گشتاور توسط موتور، پدیده احتراق می باشد.

اصولاً پدیده احتراق در موتورهای دیزل از نوع احتراق توام نفوذی^۱ و پیش آمیخته^۲ می باشد، لیکن عمدتاً از احتراق دیزل به عنوان احتراق نفوذی یاد می شود [۳۷]. در باب تحلیل و شبیه سازی احتراق در موتورهای دیزل مقالات متعددی به رشته تحریر در آمده است. مدل های مذکور قادرند با استفاده از فرضیات مناسب پدیده احتراق و نحوه تبدیل انرژی شیمیایی به حرارتی را با استفاده از قوانین حاکم بر احتراق سوخت های هیدروکربنی مورد مدل سازی قرار دهند. مدل سازی های مذکور عمدتاً مدل های استاتیکی می باشند و نتایج آنها به صورت توابعی نسبت به پارامترهای عملکردی موتور شناخته می شوند.

در مدل سازی های دینامیکی موتور، نظیر آنچه در این پژوهش مورد استفاده قرار می گیرد، می توان از شبیه سازی احتراق به عنوان مدل تولید گشتاور استفاده نمود. به این روش اصطلاحاً روش

^۱ Diffuse Combustion

^۲ Pre-Mixed Combustion

مدل سازی سیلندر به سیلندر^۱ گفته می شود. در این روش می توان مدل سازی احتراق را با استفاده از روش ها بی بعد (تک ناحیه ای) یا چند ناحیه ای انجام داد. استفاده از مدل سازی احتراق در مدل های دینامیکی موتور موجب خواهد شد تا توان محاسباتی بسیار بالایی مورد نیاز باشد. نمونه ای از این شبیه سازی ها را می توان در مقاله Lei مشاهده نمود [۱۲]. در این مقالات پدیده احتراق به دقت مورد مدل سازی قرار گرفته است. روش های اخیر از نظر دقت بسیار بالا بوده و عمدتاً به منظور استفاده در فرآیند عیب یابی موتورهای دیزل مورد استفاده قرار می گیرند.

روش دیگر مورد استفاده در مدل سازی تولید گشتاور به روش مقدار میانگین^۲ معروف است. در این حالت می توان بدون استفاده از شبیه سازی پدیده احتراق و تنها با استفاده از مقادیر آزمایشگاهی و یا نتایج مدل های دقیق اقدام به ایجاد یک جدول جستجو و یا تابع درونیاب به مثابه مدل تولید گشتاور اکتفا نمود. در این مدل سازی با در دست بودن بازده حرارتی موتور دیزل در شرایط مختلف می توان گشتاور تولیدی موتور را به شکل نسبتاً دقیق تخمین زد. رابطه مورد استفاده به شکل زیر می باشد:

$$T_i = m_f \cdot Q_{LHV} \cdot \eta_{fc} \quad (۲۰-۳)$$

که در آن m_f میزان سوخت تزریق شده به موتور در یک سیکل کامل (مجموع سوخت تزریق شده به کلیه سیلندرها)، Q_{LHV} ، ارزش حرارتی پایین گازوئیل و η_{fc} بازده تبدیل سوخت موتور می باشد.

اصولاً بازده تبدیل سوخت موتور تابعی از پارامترهای مختلف عملکرد موتور است، مسائلی از قبیل نسبت هم ارزی هوا به سوخت، سرعت موتور و زمان پاشش سوخت تاثیر بسزایی در تعیین بازده حرارتی موتور دارند [۱۳]. رابطه زیر بیان کلی از تاثیر پارامترهای مختلف عملکرد موتور بر بازده تبدیل سوخت است:

$$\eta_{fc} = \eta(\lambda, N, \xi) = \eta_N \cdot \eta_\lambda \cdot \eta_\xi \quad (۲۱-۳)$$

^۱ Cylinder-by-Cylinder modeling

^۲ Mean Value Modeling (MVM)

که در آن λ زاویه پاشش سوخت می باشد. بنابراین تابع بازده، حاصل ضرب سه تابع است؛ که یکی بیانگر تاثیرات نسبت هم ارزی، یکی بیانگر تاثیرات سرعت و دیگری بیانگر تاثیرات زاویه پاشش می باشد.

Hendricks در مقاله خود بازده حرارتی موتور را عمدتاً تابعی از نسبت سوخت به هوای موتور دیزل می داند. او همچنین معتقد است سرعت موتور نیز تا حدی بر بازده حرارتی موتور تاثیرگذار می باشد. تاثیر گذاری سرعت بر بازده حرارتی موتور به علت وجود انتقال حرارت به سیستم خنک کاری موتور است [۳۷]. در هر صورت نسبت هوا به سوخت نقش اصلی را در تغییرات بازده حرارتی موتور ایفا می نماید. چنان که می دانیم نسبت هوا به سوخت در موتورهای اشتعال تراکمی قابل تغییر است. به منظور نرمال سازی معیار سنجش نسبت سوخت به هوا عمدتاً از پارامتر λ (نسبت هوا به سوخت به نسبت هوا به سوخت استوکیومتریکی) استفاده می شود. این شاخص اصطلاحاً نسبت هم ارزی^۱ نامیده می شود.

$$\lambda = \frac{\left(\frac{A}{F}\right)_{act}}{\left(\frac{A}{F}\right)_{stc}} = \frac{1}{\phi} \quad (22-3)$$

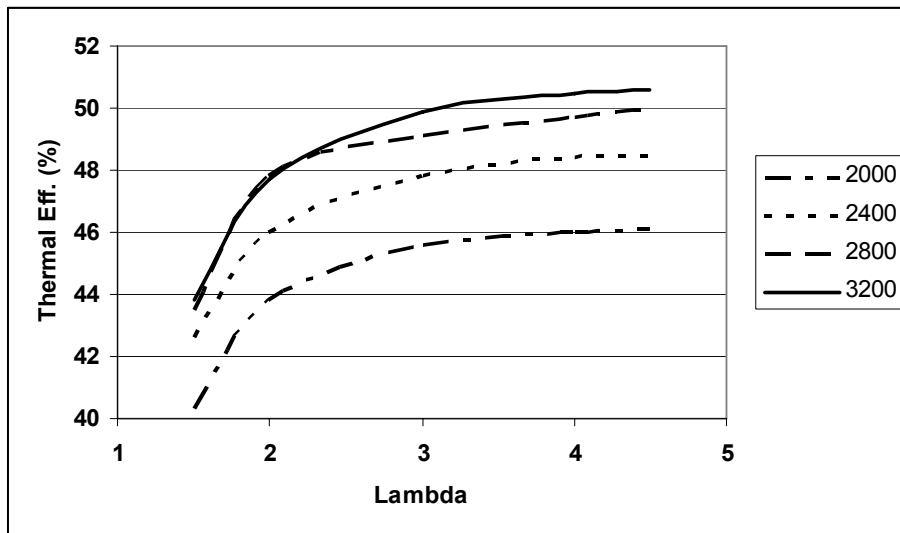
نسبت هم ارزی در موتورهای دیزل می تواند بسته به شرایط عملکردی موتور از ۱ تا ۱۰ متغیر باشد [۴۴]. بر اساس پژوهش Hendricks و همکارانش در دانشگاه صنعتی دانمارک، بازده حرارتی موتور دیزل با استفاده از تکنیک های درونیایی به صورت رابطه ای بر حسب پارامترهای سرعت موتور و نسبت هم ارزی قابل بیان است، تابع درونیایی پیشنهادی به شکل زیر است:

$$\eta_{\lambda, N} = \eta_N \cdot \eta_\lambda = (a_1 + a_r N + a_p N^2) (1 - k_1 \lambda^k) \quad (23-3)$$

این رابطه، نشان دهنده تاثیرات همزمان سرعت و نسبت هم ارزی بر بازده است. صحت این رابطه برای موتورهای دیزل با ابعاد و چیدمان های مختلف آزمایش شده و به تایید رسیده است و می توان از آن به عنوان یک رابطه کلی برای بیان بازده حرارتی موتور استفاده نمود [۳۶].

¹ Equivalence ratio

در این پژوهش بجای استفاده از تابع درونیابی از تکنیک درونیابی دو بعدی Matlab Simulink برای درونیابی اطلاعات موتور استفاده شده است. بازده حرارتی موتور به صورت نمودارهای حاصل از آزمایش که بر حسب نسبت هم ارزی هوا به سوخت در سرعت های مختلف اندازه گیری شده اند موجود است [۳۶]:



شکل (۳-۱۷) منحنی بازده حرارتی موتور بر حسب نسبت هم ارزی در سرعت های مختلف موتور

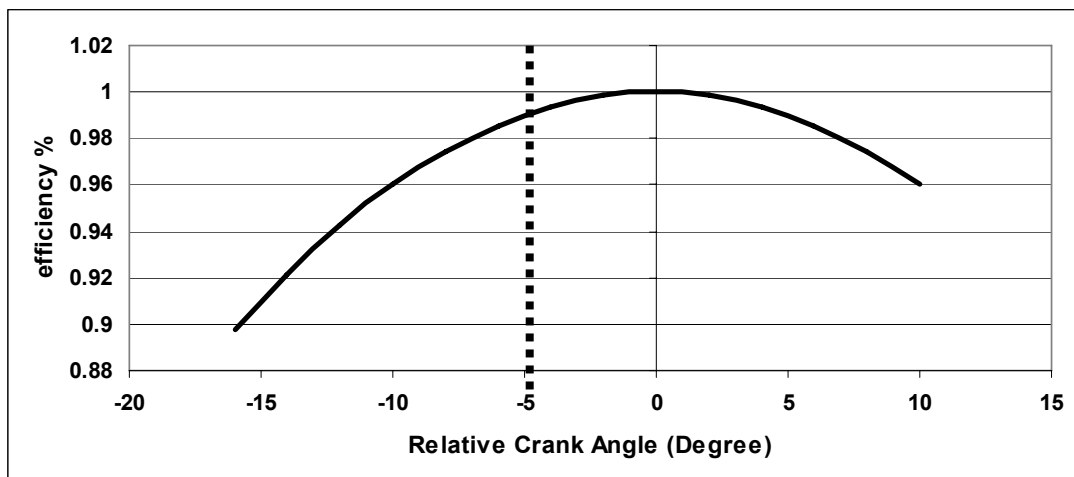
چنان که دیده می شود، بازده موتور با افزایش نسبت هوا به سوخت افزایش می یابد. این افزایش را می توان ناشی از افزایش میزان هوای در دسترس احتراق دانست. همچنین بازده موتور با افزایش سرعت موتور افزایش می یابد، این امر به علت افزایش تولید گرما در موتور و ناتوانی سیستم خنک سازی در اتلاف گرمای مذکور است. اصولاً عملکرد موتور نسبت به زمان شروع پاشش سوخت حساس است، در شرایط مختلف کارکرد موتور زمان بهینه ای برای پاشش سوخت وجود دارد.^۱ این پارامتر که بر حسب زاویه لنگ پیش از مرگ بالا تعریف می شود؛ تابعی از شرایط کاری موتور نظیر سرعت و فشار چندراهه ورودی است و با (N, P_1) نشان داده می شود. کاهش و یا افزایش زاویه شروع پاشش از مقدار MBT باعث افت بازده می شود. آزمایش ها نشان می دهد افت بازده به صورت تابعی درجه دو می باشد [۴۵].

$$\lambda_{\xi} = 1 - k_{\xi} (\xi - \xi_o(N, P_1))^2 \quad (۲۴-۳)$$

^۱ Maximum Brake Torque (MBT)

که در آن $\xi_o(N, P_1)$ شرایط MBT و ξ زاویه پاشش سوخت می باشد. چنان که در بخش بعد خواهیم دید، معمولاً موتور در شرایط MBT عمل نمی نماید، بلکه زاویه پاشش اندکی کمتر از این حد در نظر گرفته می شود. شکل (۳-۱۸) نشان دهنده تغییرات بازده احتراقی حاصل از تغییرات زمان پاشش سوخت نسبت به زاویه نسبی بهینه پاشش است. به زبان دیگر زاویه صفر در شکل زیر گویای زاویه ای است که در موتور در آن حداکثر بازده را دارا می باشد.^۱

از آنجا که تغییرات پارامتر زمان پاشش باید قادر باشد سرعت موتور را کاهش دهد، لذا مبنای زمان پاشش حدود ۵ درجه قبل از نقطه MBT تعیین می گردد. خط چین موجود در شکل گویای وضعیت مورد بحث است. این کار باعث می شود کارآیی موتور همواره پایین تر از حداکثر مقدار ممکن خود باشد.

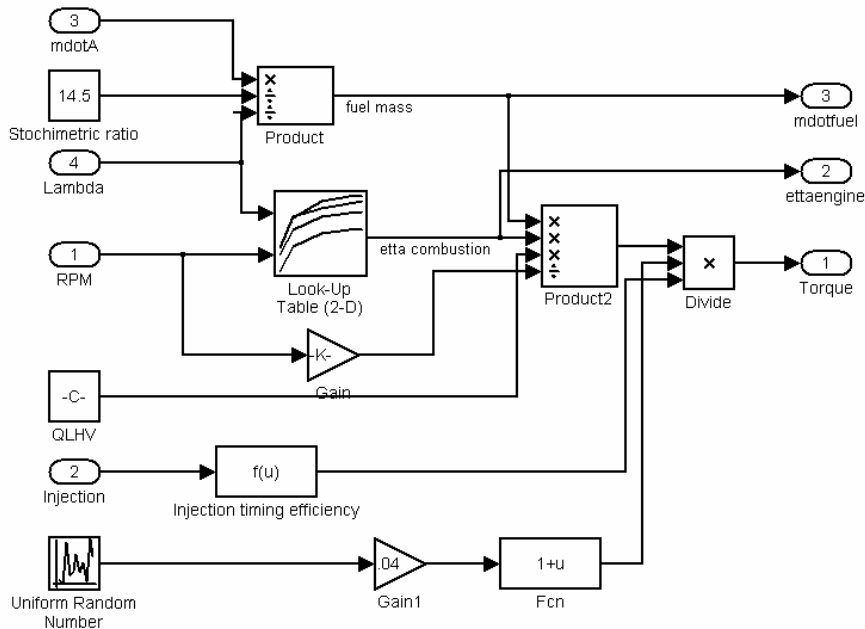


شکل (۳-۱۸) تغییرات بازده در زوایای پاشش نسبی [۳۶]

یکی دیگر از مهمترین مسائلی که در مدل سازی موتور باید مورد توجه قرار گیرد، توجه به نوسانات ایجاد گشتاور ناشی از تغییرات سیکل به سیکل و سیلندر به سیلندر موتور است. پدیده احتراق پدیده ای شدیداً غیر خطی و غیر قابل پیش بینی است [۳۷]. چنین اثراتی خاصه در دورهای پایین کارکرد موتور مشهود است. اثرات ناشی از تغییرات سیکل به سیکل به صورت یک ضریب

^۱ MBT (Maximum Brake Torque)

اتفاقی روی گشتاور تولیدی مدل می شود. دامنه این ضریب اتفاقی بستگی به میزان اغتشاشات در تولید گشتاور دارد. زیر الگوی تولید گشتاور احتراقی در موتور به شکل زیر می باشد:



شکل (۳-۱۹) بلوک دیاگرام مدل تولید گشتاور در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink

چنان که در شکل دیده می شود، ورودی های مدل تولید گشتاور شامل دبی هوای ورودی به موتور، سرعت موتور و نسبت هم ارزی و خروجی آن گشتاور ایجاد شده می باشد.

۳-۱-۱۱ مدل اصطکاک های داخلی

گشتاور ایجاد شده به وسیله احتراق صرف غلبه بر نیرو های اصطکاکی و بارهای تحمیلی به موتور می شود. نیروهای داخلی موتور عمدتاً از نوع اصطکاک های تر بوده و تحلیل آنها بسیار پیچیده است. در مدل سازی های دینامیکی به قوانین ساده و در عین حال دقیق از پدیده های اصطکاکی نیازمندیم.

با تحلیل دقیق تر پدیده های موجود در موتور، می توان نیروهای اصطکاکی را به دو نوع عمده

تقسیم بندی نمود:

- اصطکاک های پمپی
- اصطکاک های مکانیکی



اصطکاک های پمپی به آن دسته از افت های موتور اطلاق می شود که ناشی از خاصیت پمپی موتور است. موتورها علاوه بر ایجاد توان، همانند یک کمپرسور هوا را متراکم کرده و به محیط باز می گردانند. توان مورد نیاز برای متراکم نمودن هوا، از توان تولیدی موتور حاصل می شود. بنابراین بخشی از توان تولیدی موتور بواسطه خاصیت پمپی موتور تلف خواهد شد. به طور کلی کار پمپی را می توان انرژی لازم برای افزایش فشار گاز از فشار چنداره ورودی به فشار چنداره خروجی دانست.

از آنجا که اصولاً در ادبیات اصطکاک های موتور، بجای استفاده از گشتاور، از فشار موثر متوسط استفاده می شود، لذا در گزارش این پژوهش نیز از معادل فشار موثر متوسط استفاده شده است. در مدل حاضر به منظور شبیه سازی گشتاور مذکور از رابطه زیر استفاده شده است:

$$fmep_g = P_p - P_r \quad (25-3)$$

که در آن $fmep_g$ ، آن بخش از فشار موثر متوسط اصطکاک است که به واسطه خاصیت پمپی موتور تلف می شود.

افت های موجود در موتورهای درونسوز تنها به افت های پمپی خلاصه نمی شود، بخشی از انرژی تولید شده در موتور به واسطه اصطکاک های مکانیکی بین اجزای متحرک موتور مصرف می شود. همچنین برخی اجزای موتور نظیر پمپ آب و پمپ روغن نیز به منظور حرکت نیاز به کار مکانیکی دارند. از آنجا که اصطکاک های موجود در موتورهای درونسوز از نوع اصطکاک تر می باشد، لذا عمدتاً با سرعت موتور متناسب است.

مدل های مختلفی به منظور تعیین افت های ناشی از اصطکاک های مکانیکی موتور ارائه شده است. که از آن جمله می توان به مدل ارائه شده توسط Heywood و همکارانش اشاره نمود. که در آن فشار موثر متوسط اصطکاک به عنوان تابعی از سرعت دورانی موتور و سرعت متوسط پیستون تعیین می شود [۴۶].

$$fmep_m = c_1 + \frac{48N}{1000} + 0.4S_p^2 \quad (26-3)$$

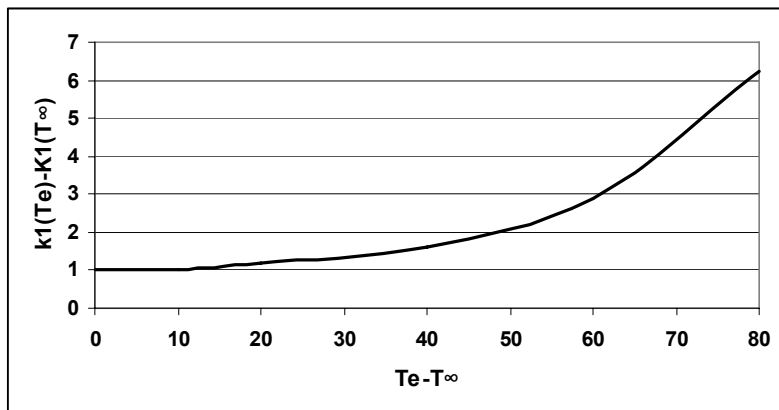
که در آن c_1 ضریبی است که با استفاده از آزمایش تعیین می گردد و S_p سرعت متوسط پیستون می باشد. در این پژوهش از روش ارائه شده توسط Stöckli به منظور شبیه سازی اصطکاک های داخلی موتور استفاده شده است. این مدل ضمن سادگی قادر است رفتار متغیر با دمای اصطکاک در حین فرآیند گرم شدن موتور را نیز مدل کند [۱۳]. رابطه مورد استفاده به شکل زیر است:

$$f_{mep_m} = k_1(T_e)(k_r + k_p \cdot S^2 \cdot \omega_e^2) \Pi_{e,max} \cdot \sqrt{\frac{k_f}{B}} \quad (27-3)$$

که در آن T_e دمای موتور در هر لحظه، S کورس موتور، B قطر سیلندر، $\Pi_{e,max}$ نسبت بیشترین فشار چندراهه خروجی به ورودی در سرعت های پایین موتور و ضرایب چهارگانه k نیز با مطابق جدول و شکل بدست می آیند.

جدول (۲-۳) ضرایب k [۱۳]

$k_1(T_\infty)$	$1/44 \times 10^5 (mm)$
k_r	$0/50 (-)$
k_p	$1/1 \times 10^{-2} (s^2/m^2)$
k_f	$0/075 (m)$



شکل (۲۰-۳) منحنی تغییرات $\frac{k_1(T_e)}{k_1(T_\infty)}$ بر حسب اختلاف دمای $T_e - T_\infty$ [۱۳]

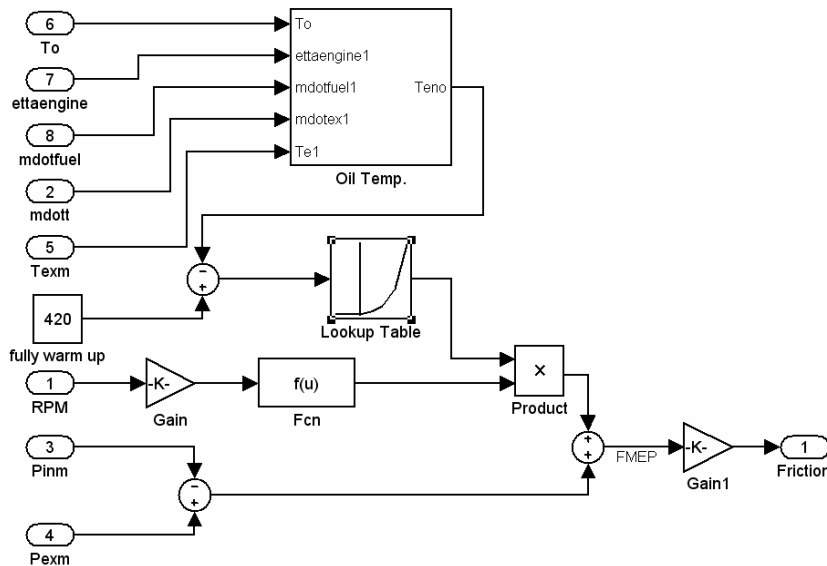
که در آن دمای موتور در حالتی است که به حالت گرم شدگی کامل رسیده است. دمای متغیر موتور تابعی از عملکرد و نیز دمای محیط است، نحوه تخمین دما به تفصیل مورد اشاره قرار گرفته است. تابع فوق به صورت جدول جستجوی یک بعدی در مدل مورد استفاده قرار می گیرد. اصطکاک کلی موتور مجموع دو جزء اصطکاک های پمپی و مکانیکی است.

$$fmep = fmep_m + fmep_g \quad (28-3)$$

به منظور تبدیل مقادیر فشار موثر متوسط به گشتاور از رابطه زیر استفاده شده است:

$$T_f = fmep \frac{V_d}{4\pi} \quad (29-3)$$

مدل ارائه شده به منظور شبیه سازی اصطکاک های درونی موتور به شکل زیر است:



شکل (۳-۲۱) بلوک دیاگرام مدل تخمین اصطکاک های درونی موتور در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink

۱۲-۱-۳ زیر الگوی دمای موتور

چنان که اشاره شد، دمای موتور و بخصوص دمای روغن موتور تاثیر بسزایی در تعیین اصطکاک های داخلی موتور بر عهده دارد. این تاثیرات عمدتاً به علت تغییرات ویسکوزیته روغن است که خود باعث تغییرات اصطکاک های تر^۱ موتور می شود. در هر صورت دمای بلوکه موتور

¹ Wet Friction

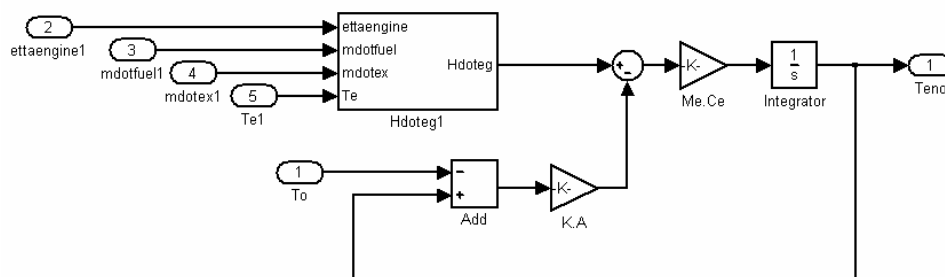
یکی از پارامترهایی که به منظور تخمین گشتاورهای اصطکاکی مورد نیاز است. با استفاده از بالانس انرژی در بلوکه و استفاده از روش مقادیر توده ای^۱ در تحلیل گرمایی گذرای سیلندر داریم:

$$m_e.c_e.\dot{T}_e = \dot{H}_w(t) - k.A(T_e(t) - T_{amb}) \quad (30-3)$$

که در آن k ضریب انتقال حرارتی معادل (ناشی از کلیه روش های انتقال حرارت) است، برای محاسبه این ضریب انتقال حرارت پژوهش های متعددی صورت گرفته است. A سطح موثر انتقال حرارت، c_p گرمای ویژه بلوکه سیلندر است و H_w با استفاده از رابطه زیر محاسبه می گردد:

$$\dot{H}_w(t) = (1 - \eta_e).H_l.\dot{m}_\phi(t) - \dot{H}_{eg}(t) \quad (31-3)$$

که در آن η_e بازده حرارتی موتور، H_l گرمای سوختن گازوئیل و \dot{H}_{eg} نرخ خروج انتالپی از طریق گازهای خروجی از سیلندر است. در نهایت مدل تخمین دمای بلوکه به شکل زیر خواهد بود:



شکل (۳-۲۲) بلوک دیاگرام مدل تخمین دمای موتور در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink

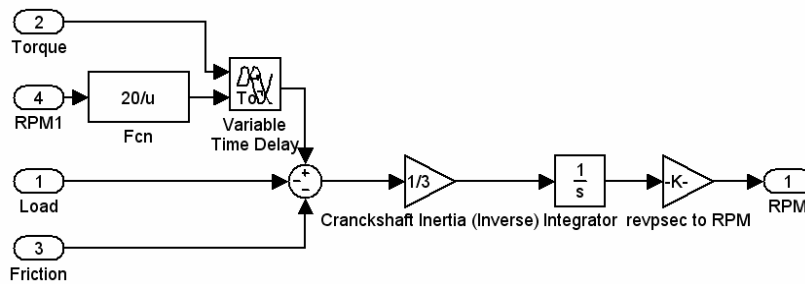
۱۳-۱-۳ مدل دینامیکی میل لنگ

هدف از ایجاد مدل حاضر بررسی تاثیرات پارامترهای مختلف بر سرعت موتور است. لذا لازم است ارتباطی بین پارامترهای پیش گفته و سرعت موتور بیابیم. گشتاورهای تولیدی توسط احتراق باعث ایجاد شتاب زاویه ای در میل لنگ می شود، این گشتاور همچنین باید بار اعمالی به موتور و نیز گشتاورهای اصطکاکی موتور را تامین نماید. رابطه کلی حاکم بر دینامیک میل لنگ، رابطه قانون دوم نیوتن برای دینامیک اجسام دورانی است.

$$T_i(t - \tau_i) - T_f - T_{load} = I.\dot{\omega} \quad (32-3)$$

^۱ Lumped

که در آن T_i گشتاور تولیدی موتور، T_f گشتاور های اصطکاکی، T_{load} گشتاور های ناشی از بار وارده به موتور، I اینرسی دورانی میل لنگ و τ_i تاخیر زمانی بین پاشش سوخت تا زمان تولید گشتاور در سیکل می باشد که بر اساس مطالعات Horlock و Winterbore، در حدود زمان لازم برای دوران میل لنگ به میزان ۱۲۰ درجه می باشد [۴۱].



شکل (۳-۲۳) بلوک دیاگرام مدل دینامیک میل لنگ در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink

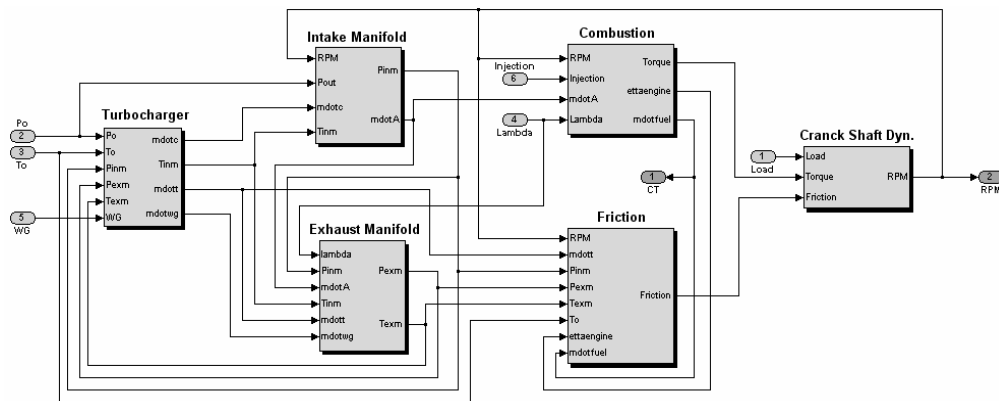
۱۴-۱-۳ مدل کلی موتور

چنان که دیده شد، به منظور شبیه سازی عملکرد دینامیکی موتور، ملزم به شبیه سازی اجزای مختلف موتور در قالب زیرالگو هایی بودیم که هر یک شامل روابط فیزیکی حاکم بر اجزای مختلف موتور می باشند. این قوانین بعضاً به شکل معادلات دیفرانسیلی در حوزه زمان ظاهر می شدند که این خود باعث پویایی (دینامیکی) بودن مدل می شود.

در مدل نهایی موتور، زیر الگوهای پیش گفته با استفاده از اتصالات مناسب با یکدیگر تلفیق شده و در نهایت مدل کلی حاکم بر موتور را به وجود می آورد. مدل نهایی باید قادر باشد در زمان معقول، خروجی را بر حسب ورودی های مدل تخمین و ارائه نماید.

مدل حاصله با توجه به نیازهای مدل مورد استفاده در طراحی دور آرام بوجود آمده است. این مدل قادر است تغییرات گشتاور تولیدی در سرعت های پایین و نیز شرایط گرم شدن موتور را بخوبی مدل سازی نماید. مدل های مختلف بسته به کاربری، ممکن است بسیاری از پارامترهای مدل حاضر را لحاظ نمایند.

در شکل زیر مدل کلی موتور به تصویر کشیده شده است:



شکل (۳-۲۴) بلوک دیاگرام کلی موتور در محیط نرم افزار شبیه ساز Simulink

چنان که دیده می شود، ورودی های مدل موتور عبارتند از:

- بار موتور
- نسبت هم ارزی
- زاویه پاشش سوخت
- درصد گشودگی شیر Wastegate
- فشار محیط
- دمای محیط

و خروجی آن سرعت موتور می باشد.

۳-۱-۱۵ صحت سنجی مدل

به منظور حصول اطمینان از صحت موتور، لازم است با استفاده از نتایج حاصل از آزمون موتور، مدل را مورد مطالعه قرار دهیم. نتایج حاصل از آزمون موتور مدل شده در پژوهش های Hendricks وهمکارانش موجود است. مدل حاضر دارای تغییراتی نسبت به مدل ارائه شده توسط Hendricks می باشد. بنابراین در این گزارش نتایج حاصل از مدل با نتایج آزمایشگاهی موجود در پژوهش پیش گفته مقایسه شده است. از آنجا که نتایج آزمایشگاهی برای حالت گرم شدن موتور در دست نیست، لذا نتایج برای حالت تثبیت دمایی موتور با نتایج حاصل از مدل مطابقت داده شده است. نتایج حاصل از صحت سنجی در بخش پیوست آمده است.

۲-۳ کنترل

۲-۳-۱ شرایط مطلوب^۱ کنترلر دور آرام

در بخش پیش مروری کامل بر ملزومات طراحی کنترلر به عمل آمد و مدلی مناسب جهت انجام فرآیند طراحی کنترلر ایجاد گردید. در این بخش برآنیم تا با استفاده از متد های طراحی کنترلرهای معمولی و فازی، کنترلی مناسب برای پایش دور آرام موتور دیزل مدل شده ایجاد نماییم. اصولاً روش های مختلفی برای کنترل سیستم ها وجود دارد. کنترلهای متعارف به دسته های مختلف تقسیم بندی می شوند، کنترلهای PID، کنترل کلاسیک، کنترل فضای حالت، کنترل بهینه، کنترل مقاوم، کنترلهای غیر خطی و کنترلهای تطبیقی از جمله کنترلهای مرسوم است که هر یک دارای پایه های ریاضی محور است.

در کنار کنترلهای مورد اشاره کنترلهای فازی وجود دارند که چنانچه در فصل پیش مورد اشاره قرار گرفت، مبتنی بر تجربیات بشری است. کنترل دور آرام با توجه به ماهیت غیر خطی و نیز سهولت بیان قوانین اگر-آنگاه یکی از بهترین موارد برای استفاده از کنترل فازی است. در این بخش ابتدا سیستم را با استفاده از یک کنترلر PID و سپس با استفاده از کنترل فازی پایش خواهیم نمود و محاسن و معایب هر یک را مورد بحث قرار خواهیم داد.

کنترلرها وظیفه دارند شرایط ورودی سیستم را به گونه ای تغییر دهند که رفتار کلی سیستم منطبق بر شرایط مطلوب باشد. بنابراین پیش از طراحی هر کنترلی لازم است شرایط مطلوب شناسایی گردد. سیستم های کنترل دور آرام وظیفه دارند سرعت موتور را در حد خاصی ثابت نگاه دارند. بر طبق یک قانون سرانگشتی هر چه سرعت دور آرام موتور پایین تر باشد، مصرف سوخت موتور در شرایط آرام کمتر خواهد بود، چرا که عمده توان تولیدی در هنگام دور آرام صرف غلبه بر اصطکاک های سیستم می شود. از آنجا که اصطکاک های قطعات موتور عمدتاً از نوع اصطکاک های خیس می باشد، لذا با سرعت نسبی قطعات و نتیجتاً سرعت موتور متناسب است. از طرفی از آنجا

¹ Desired Performance



که سرعت پایین موتور باعث کاهش آشفته‌گی جریان گاز داخل سیلندر می‌شود، لذا کاهش بیش از حد سرعت موتور باعث ناپایداری عملکرد موتور و نهایتاً خاموشی^۱ موتور می‌گردد [۳۷].

بنابراین اولاً سرعت دور آرام باید به نحوی انتخاب شود که ضمن کاهش مصرف سوخت، شرایط پایداری را برای عملکرد موتور فراهم آورد و ضمناً کنترلر باید کاهش سرعت ناشی از بارهای ناگهانی را به نحوی جبران نماید که سرعت موتور از حدود مرزهای ناپایداری عملکرد موتور، کمتر نشود. همچنین کنترلر باید فاقد خطای حالت ماندگار باشد. در سیستم‌های دور آرام همچنین زمان نشست نیز از عوامل مهم طراحی بشمار می‌آید.

با توجه به بارهای متعارف اعمالی در شرایط دور آرام، حداکثر بار اعمالی به موتور حدود ۳۰ N.m در نظر گرفته می‌شود. مطلوب است کنترلر به نحوی طراحی گردد که با اعمال چنین باری، سرعت موتور کمتر از ۳۵ RPM افت نماید. همچنین زمان بازگشت به حالت اولیه تحت چنین تحریکی حداکثر ۳ sec در نظر گرفته می‌شود.

همچنین سیستم کنترل شده باید نسبت به تحریکات محیطی مقاوم بوده و پارامترهای کارآیی موتور در شرایط مختلف آب و هوایی، تغییرات محسوسی ننماید. همچنین لازم است سیستم نسبت به استهلاک سنسور دبی سنج هوا مقاوم بوده و در صورت خرابی سنسور هوا، شرایط کلی کنترلر دستخوش تغییرات فاحش نگردد.

با توجه به ماهیت اتفاقی احتراق، عملکرد موتور، خاصه در دورهای پایین کارکرد موتور در شرایط محیطی و بارگذاری ثابت، با تغییراتی همراه خواهد بود. به نحوی که گشتاور تولیدی موتور لحظه به لحظه حول مقداری ثابت نوسان می‌نماید [۳۷]. در بخش مدل سازی توضیحات جامعی در خصوص عامل ایجاد چنین تغییراتی بیان شد. این تغییرات باعث ایجاد نوسانات کم دامنه سرعت موتور حول دور آرام می‌شود، بنابراین باید مکانیزمی کنترلی طراحی گردد که قادر باشد چنین نوساناتی را مضمحل نماید. همچنین در اثر طول عمر سنسورهای سنجش فشار، دما و بالاخص سنسور دبی هوا، لازم است تا مقاومت کنترلرها در مقابله با خطای سنسورها مورد بررسی قرار گیرد. بحث‌های تحلیل حساسیت و بررسی مقاومت سیستم در فصل بعدی به طور مفصل آمده است.

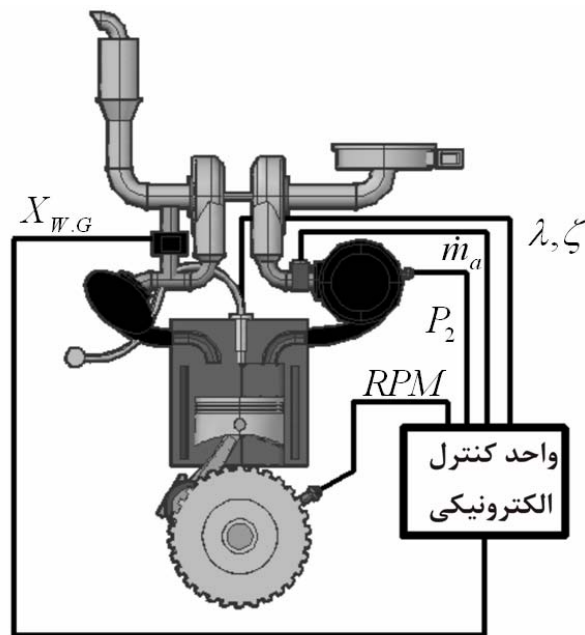
^۱ Stall

۲-۲-۳ پارامترهای کنترلی

یکی از مهمترین پارامترها در طراحی کنترل، شناسایی پارامترهای کنترلی^۱ است. در پژوهش حاضر کنترل دور آرام با استفاده از سه متغیر کنترلی انجام می شود:

- ۱- کنترل میزان پاشش سوخت
- ۲- کنترل زمان پاشش سوخت
- ۳- کنترل فشار هوای چندراهه ورودی

نقش اصلی کنترل را پارامتر اول ایفا می نماید. کنترل زمان پاشش سوخت صرفاً برای کاهش نوسانات ناشی از اثرات تغییرات سیکل به سیکل و سیلندر به سیلندر انجام می شود. همچنین کنترل فشار هوای چندراهه ورودی در مواقع بار برداری از موتور انجام می گیرد، در این مواقع برای کاهش سرعت موتور می توان جریان گذرنده از توربین را با استفاده از یک مسیر میانبر^۲ کاهش داد. [۳۵]



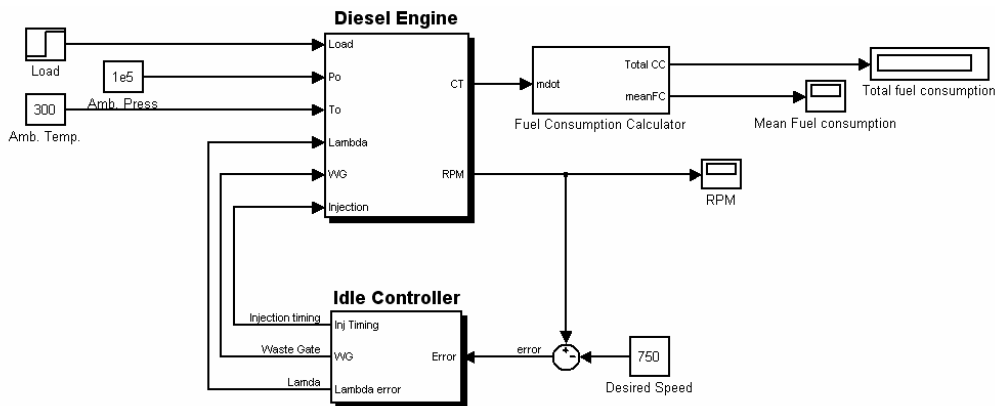
شکل (۳-۲۵) شماتیک سیستم کنترل دور آرام موتور و پارامترهای موثر

¹ Manipulated Variable

² By-pass



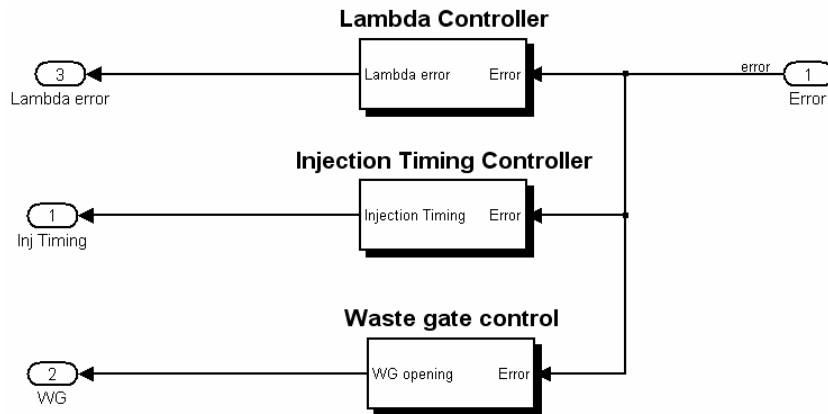
به این ترتیب کنترلر مذکور به شکل زیر خواهد بود:



شکل (۳-۲۶) بلوک دیاگرام کنترلر

چنان که می دانیم، هرچه نسبت هم ارزی هوا به سوخت بیشتر باشد، گشتاور تولیدی موتور کمتر خواهد بود. البته باید توجه نمود که افزایش نسبت هم ارزی به مقادیر بیش از حدود ۶ باعث ناپایداری شدید سیستم خواهد شد. همچنین کاهش نسبت هم ارزی هوا به سوخت به مقادیر کمتر از ۱ باعث تولید دوده در گازهای خروجی موتور دیزل می شود. بنابراین تغییرات نسبت هم ارزی در بازه ای خاص میسر است و حدود تعریف شده ای دارد و در صورت خروج از بازه مذکور شاهد افزایش آلاینده ها و یا کاهش پایداری عملکرد موتور خواهیم بود. تاثیر تغییرات نسبت هم ارزی بر گشتاور تولیدی بسیار شدید است و اصولاً اثری غیر خطی بر تولید گشتاور و نهایتاً ایجاد سرعت موتور دارد. اصولاً در یک تغییر یکسان نسبت هم ارزی در جهت کاهش یا افزایش آن، کاهش نسبت هم ارزی باعث می شود سرعت موتور به میزان بیشتری افزایش یابد.

یکی دیگر از پارامترهای کنترلی مورد استفاده در سیستم های کنترل دور آرام، تنظیم زمان شروع پاشش است. زمان شروع پاشش بر بازده حرارتی موتور موثر است. لیکن تاثیرات آن نسبت به تاثیر پارامتر نسبت هم ارزی بسیار ناچیز است. با توجه به وجود سه مسیر کنترلی، الگوی کنترلی شامل سه زیر الگوی کنترل خواهد بود. الگوی کنترلر در شکل زیر نشان داده شده است:



شکل (۳-۲۷) الگوی کنترل دور آرام

کنترلر زمان پاشش و کنترلر شیر Wastegate در هر دو حالت کنترلی یکسان است و تفاوت در دو نوع کنترلر صرفاً در شیوه کنترل نسبت هم ارزی است. لذا لازم است مجموعاً چهار کنترلر طراحی گردد:

۱- کنترلر PID نسبت هم ارزی

۲- کنترلر فازی برای نسبت هم ارزی

۳- کنترلر فازی زمان پاشش

۴- کنترلر فازی شیر Wastegate

به منظور اطمینان از عملکرد کنترلر در شرایط مختلف، لازم است تحلیل حساسیت روی مدل انجام شود. نتایج حاصل از تحلیل حساسیت در فصل چهارم به تفصیل آمده است.

۳-۲-۳ کنترلر نسبت هم ارزی

در پژوهش حاضر برآنیم تا با طراحی یک کنترلر فازی، محسنات استفاده از کنترلر فازی نسبت به کنترلرهای PID در حال استفاده را بررسی نماییم. به همین منظور ابتدا کنترلر معمولی مناسب برای حصول شرایط پیش گفته را طراحی می نماییم. چنان که آمد در اینجا طراحی کنترلر PID تنها به منظور تولید یک کنترلر محکک به عنوان معیاری برای تشخیص کارآیی کنترلر فازی مورد استفاده قرار می گیرد. بنابراین از بررسی جزئیات کنترلر خودداری شده است و تنها مسائل اصلی طراحی کنترلر مورد بررسی قرار گرفته است.

چنان که آمد مهمترین پارامتر کنترلی، میزان سوخت تزریقی است، پارامتر مذکور به صورت شاخص نسبت هم ارزی هوا به سوخت تبدیل شده و برای مقاصد کنترلی مورد استفاده قرار می گیرد. از آنجا که گشتاور تولیدی موتور با افزایش این نسبت افزایش می یابد، لذا شاخه بازخور به صورت مثبت عمل خواهد نمود.^۱

۳-۲-۴ کنترلر PID نسبت هم ارزی

کنترلر PID یکی از مرسوم ترین روش های کنترل است، این کنترلر از نظر تئوری برای سیستم های خطی طراحی می گردد، لیکن در صورتی که سیستم های خطی عمدتاً در محدوده ای از شرایط کاری عمل نمایند که تفسیر عملکرد آنها به صورت خطی ممکن باشد، می توان سیستم مذکور را با استفاده از کنترلر PID تحت کنترل قرار داد.

به منظور طراحی کنترلر از یک مدل خطی شده استفاده می نمایم. در حالت کلی مدل مورد بررسی شدیداً غیر خطی است، لیکن از آنجا که موتور در حالت کارکرد دور آرام حول نقطه عملکرد با سرعت ثابت عمل می نماید. لذا خطی سازی کنترلر حول نقطه عملکرد، امری موجه می نماید [۱۳]. به منظور خطی سازی سیستم از Toolbox خطی سازی نرم افزار Matlab استفاده شده است. نرم افزار Matlab برای خطی سازی دو روش را فراهم می آورد

تئوری اغتشاشات کم دامنه^۲ و روش جعبه به جعبه. در روش اول سیستم غیر خطی با استفاده از نوسانات کم دامنه تحریک می گردد و با استفاده از تحلیل پاسخ و نیز استفاده از تحلیل مرتبه ای^۳، معادلات خطی شده سیستم بدست می آید. در روش جعبه به جعبه، معادلات موجود در هر یک از مدل های جعبه خطی سازی شده و سپس با استفاده از ارتباط مدل های جعبه ای ارتباط کلی بین پارامتر تحریک و پاسخ تعیین می گردد. به منظور خطی سازی لازم است تا نقطه کاری سیستم معین شده و سیستم در آن خطی سازی شود. به همین منظور یک کنترلر ابتدایی برای ثبوت سیستم طراحی شده است و سیستم در شرایط سرعت ثابت مورد بررسی قرار گرفته است. بنا به شرایط کنترلر پارامتر

¹ Positive Feedback

² Low Domain Perturbation

³ Order Analysis

ورودی، نسبت سوخت به هوا و پارامتر خروجی سرعت موتور در نظر گرفته می شود. شرایط خطی سازی در هنگام ثبوت سرعت در ۷۰۰ rpm در نظر گرفته می شود. به منظور انجام فرآیند خطی سازی لازم است شرایط سیستم در حالت خطی سازی محاسبه گردد. شرایط مورد محاسبه مقادیر ثابت انتگرال گیری موجود در مدل است که شامل سرعت موتور، فشار چندراهه خروجی و ورودی، سرعت شافت توربوشارژر و نسبت هم ارزی سوخت به هوا می باشد.

مقادیر مورد استفاده در خطی سازی مقادیر حالت پایای متناظر با عملکرد سرعت ثابت موتور

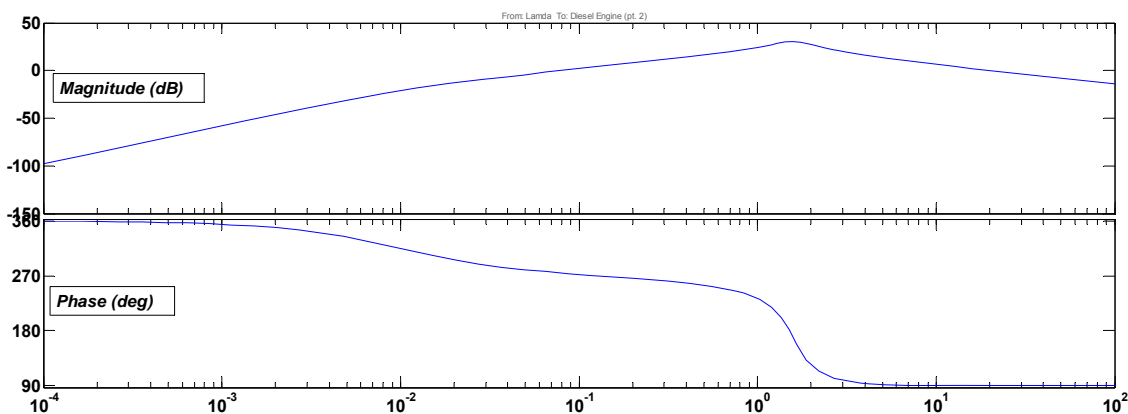
می باشد و به جدول زیر می باشد:

جدول (۳-۳) پارامترهای مورد استفاده در خطی سازی

سرعت موتور	۷۸/۴۶ rps
فشار چندراهه خروجی	۱۲۹۸۶۷ Pa
فشار چندراهه ورودی	۱۷۱۵۲۶ Pa
سرعت توربوشارژر	۱۰۸۱۸ RPM
نسبت هم ارزی هوا به سوخت	۵/۵۱۲

نقطه خطی سازی توسط نرم افزار Matlab تعیین می گردد. با در دست بودن نقطه کاری امکان

خطی سازی فراهم می آید. نمودار Bode منتهی به شکل زیر خواهد بود:



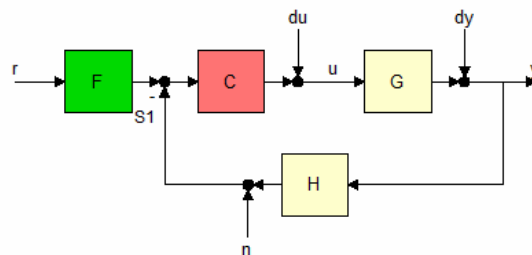
شکل (۳-۲۸) منحنی Bode (ورودی: نسبت هم ارزی- خروجی: سرعت موتور)

با استفاده از جعبه ابزار خطی سازی (شناسایی مدل) نرم افزار Matlab تابع تبدیل سیستم موتور به شکل زیر بدست می آید. رابطه زیر اثرات نسبت هم ارزی بر سرعت موتور در حوزه فرکانس است:

$$\frac{-20/4S^y - 1872S^6 - 2/16 \times 10^4 S^5 - 3/66 \times 10^4 S^4 - 1590S^3 - 20/24S^2 - 2/02 \times 10^{-14} S + 5/3 \times 10^{-17}}{S^8 + 91/44S^7 + 10605S^6 + 2136S^5 + 3449S^4 + 3017S^3 + 157S^2 + 2/891S + 0/01619}$$

رابطه فوق مبین تابع تبدیل مورد نظر می باشد. در نهایت مدل خطی شده سیستم به منظور طراحی کنترلر مورد استفاده قرار می گیرد. طراحی کنترلر با استفاده از روش سعی و خطای Ziegler-Nichols انجام شده است [۴۷]. فرآیند طراحی کنترلر با استفاده از جعبه ابزار SISO Desing نرم افزار Matlab انجام شده است.

معماری سیستم کنترلی به شکل زیر در نظر گرفته شده است:

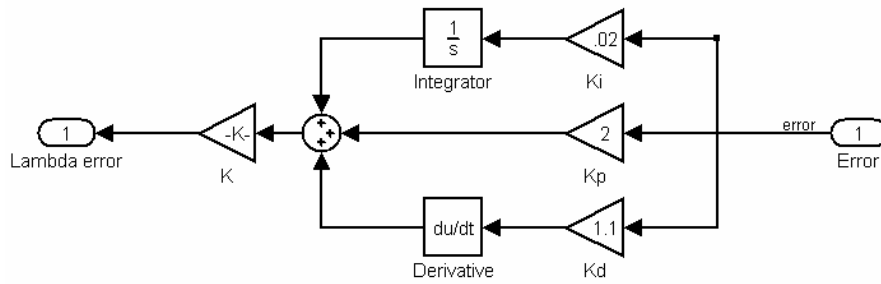


شکل (۳-۲۹) معماری کنترلر PID

در شکل فوق G سیستم تحت کنترل است و مقادیر F و H یک در نظر گرفته شده است. سیستم خطی سازی شده به عنوان مدل مورد کنترل G به سیستم شناسانده شده است. فرآیند طراحی به منظور یافتن پاسخ های اولیه برای ضرایب کنترلی انجام شده است. کنترلر حاصله دارای ضرایبی بشکل زیر است: شایان ذکر است ضریب کلی ۰/۰۸۵۱۲۶ در کلیه ضرایب نشان داده شده در جدول ضرب اعمال می شود.

جدول (۳-۴) ضرایب اولیه در طراحی کنترلر

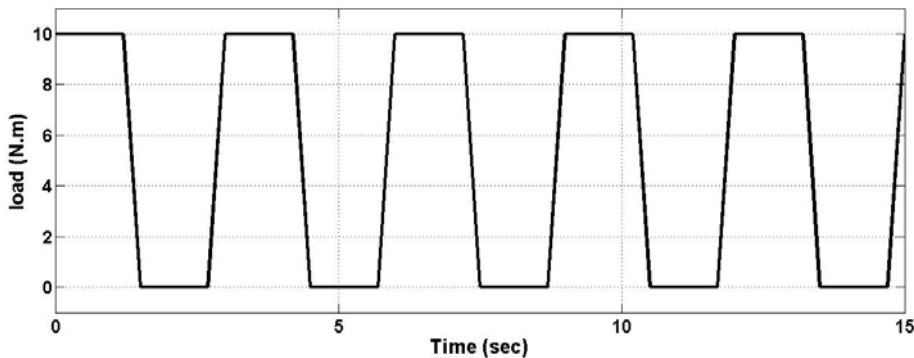
۱	K_i
۰/۵۴	K_d
۲/۱	K_p



شکل (۳-۳۰) الگوی کنترل نسبت هم ارزی با استفاده از کنترلر PID

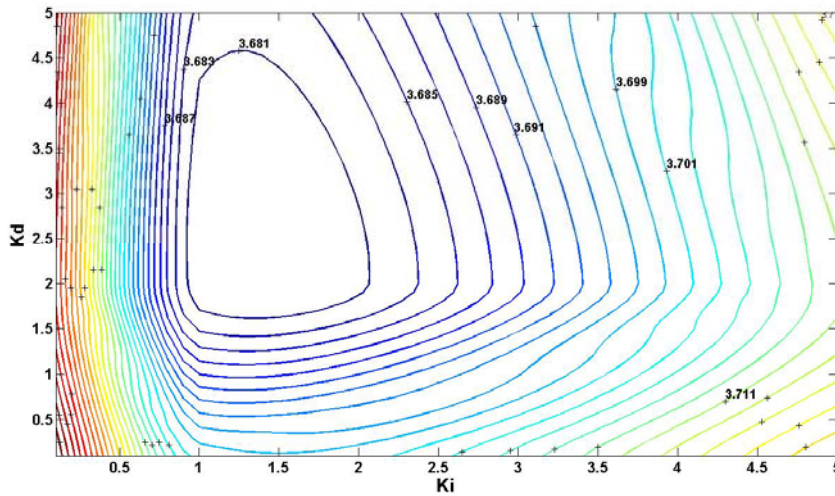
ضرایب نشان داده شده در جدول فوق به عنوان حدس اولیه طراحی محسوب می گردد. از آنجا که هدف بدست آوردن کنترلی است که با حداقل مصرف سوخت بتواند موتور را در شرایط دور آرام مورد کنترل قرار دهد، لذا لازم است تا با استفاده از سعی و خطا ضرایب بهینه را یافت. به این منظور مدل را در شرایط کلی بارگذاری و باربرداری مورد آزمون قرار داده و با استفاده از ترسیم منحنی مصرف سوخت، ضرایب بهینه را تعیین می نمایم.

منحنی بارگذاری و باربرداری مورد استفاده در فرآیند تعیین ضرایب بهینه به شکل زیر است:



شکل (۳-۳۱) الگوی باربرداری و بارگذاری به منظور بهینه سازی ضرایب کنترلی

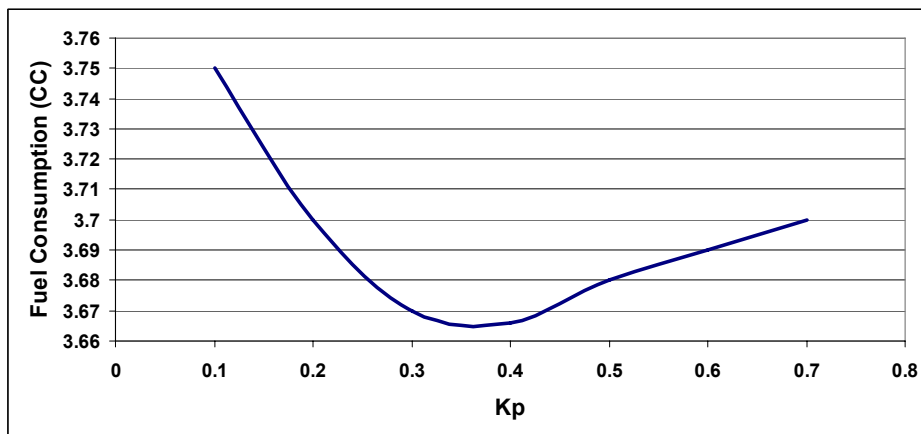
به منظور تعیین ضرایب بهینه، ۹ تست مجزا با ضرایب مختلف قسمت های انتگرالی و مشتقی صورت گرفته است. مصرف سوخت حاصل از این ۹ تست در یک منحنی تراز ترسیم شده است. با استفاده از منحنی بدست آمده، ضرایب بهینه به منظور کمینه سازی مصرف سوخت بدست خواهد آمد.



شکل (۳-۳۲) منحنی تراز مصرف سوخت بر حسب ضرایب کنترلی

همچنین ضریب تناسبی نیز مورد تحلیل قرار گرفته است، شایان ذکر است در فرآیند تعیین

ضریب تناسبی، از ضرایب بهینه انتگرالی و مشتقی استفاده شده است.



شکل (۳-۳۳) منحنی مصرف سوخت در حالت آزمون بارگذاری بار برداری بر حسب ضریب تناسبی

در نهایت ضرایب کنترلی بهینه به شکل زیر تعیین می شود:

جدول (۳-۵) ضرایب بهینه کنترلی

۱/۵	K_i
۳	K_d
۰/۳۵	K_p

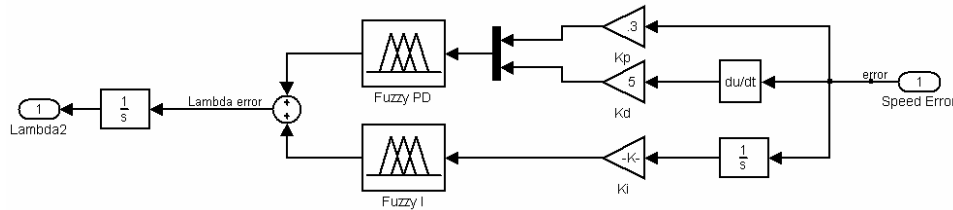
۳-۲-۵ کنترل فازی نسبت هم ارزی

چنان که در فصل پیش دیدیم، کنترل فازی یکی از بهترین روش های کنترل پدیده های غیر خطی نظیر موتور است. خاصه با توجه قواعد اگر-آنگاه می توان عملکرد موتور را به آسانی تحت کنترل قرار داد. تدوین قوانین پایگاه قواعد فازی با توجه به عملکرد موتور مشخص می شود، بنا به تجربه راننده می توان گفت که در صورت کاهش سرعت از مقدار دور آرام باید نسبت هم ارزی هوا به سوخت کاهش یابد و در صورت افزایش سرعت از حد معین باید نسبت هم ارزی را افزایش داد. حدس اولیه در تعیین مقادیر و بازه ورودی و خروجی کنترلر فازی با استفاده از مقادیر بدست آمده از کنترلر PID میسر است. به طور کلی کنترلر PID یک حالت خاص از کنترل فازی است [۴۹].

تعیین تعداد توابع عضویت فازی و نیز طراحی معماری کنترلر فازی بسیار مهم است.

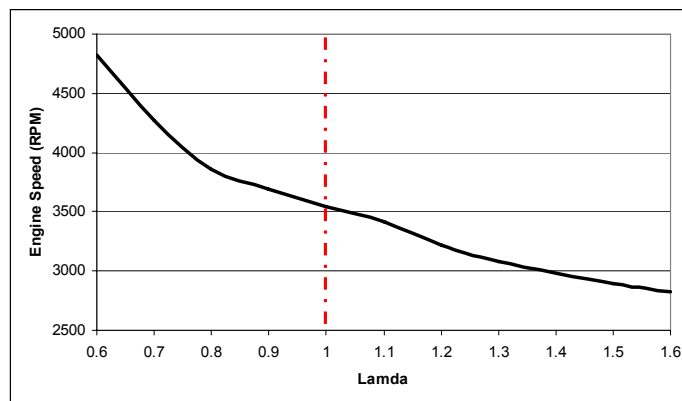
در پژوهش حاضر ورودی های کنترلر فازی به صورت پارامترهای تناسبی، انتگرالی و مشتقی خطای سرعت تعریف می شوند. لیکن به علت کاهش بار محاسباتی از معماری فازی FPD+I استفاده می شود. بدین معنی که یک کنترلر فازی با دو متغیر ورودی تناسبی و انتگرالی و یک کنترلر فازی با ورودی انتگرال خطا مورد استفاده قرار می گیرد و در نهایت مقادیر خروجی هر دو با یکدیگر جمع خواهد شد.

ورودی کنترلر فازی اختلاف سرعت واقعی از سرعت مطلوب است و خروجی کنترل فازی تغییرات نسبی نسبت هم ارزی است. به عنوان مثال در صورتیکه سرعت واقعی موتور نسبت به سرعت دور آرام کم می باشد، خروجی کنترل فازی باید در جهت کاهش نسبت هم ارزی قرار گیرد. به عبارت دیگر ورودی و خروجی کنترلر فازی مقادیر اختلافی است. لیکن چنان که پیش از این مورد بیان شد، پارامتر کنترلی، نسبت هوا به سوخت است. بنابراین لازم است تا از یک انتگرال گیر در خروجی کنترلر فازی استفاده نمود.



شکل (۳-۳۴) الگوی کنترل نسبت هم ارزی با استفاده از کنترلر فازی

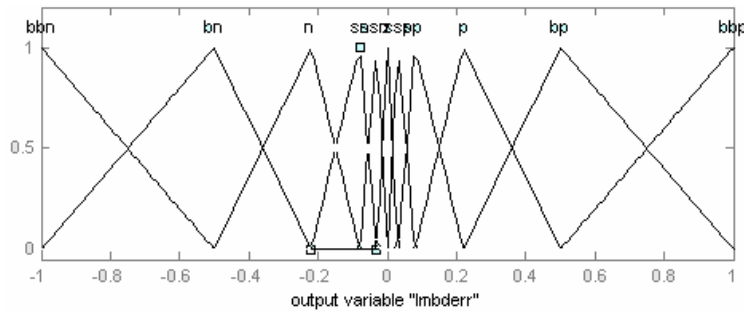
چنان که قبلا مورد بحث قرار گرفت، عملکرد موتور در هنگام افزایش و کاهش نسبت هم ارزی متقارن نمی باشد. عدم تقارن عملکرد موتور در نمودار زیر نشان داده شده است. به زبان دیگر تغییرات سرعت و نسبت هم ارزی غیرخطی است. منحنی زیر نشان دهنده سرعت موتور در نسبت های هم ارزی مختلف است که تحت بارگذاری مناسب برای کارکرد حالت پایای موتور محاسبه شده است.



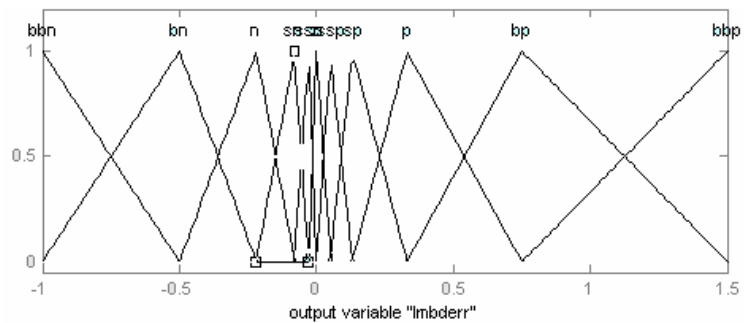
شکل (۳-۳۵) تغییرات سرعت در نسبت هم ارزی های مختلف

به علت عدم تقارن، لازم است تا چیدمان توابع عضویت به گونه ای باشد که چنین شرایطی را لحاظ سازد. چنان که دیده می شود، میزان افزایش نسبت هم ارزی برای کاهش سرعت بزرگتر از میزان کاهش نسبت هم ارزی لازم برای افزایش سرعت به همان میزان است. چیدمان متقارن توابع عضویت باعث خواهد شد تا سرعت دور آرام بیشتر از سرعت مطلوب باشد. (دامنه نوسانات سرعت در سرعت های بالای ۷۵۰ rpm بزرگتر از دامنه نوسانات سرعت در سرعت های کمتر از ۷۵۰ rpm باشد). همچنین در صورت استفاده از توابع متقارن، سرعت موتور در حین باربرداری از موتور به شدت افزایش خواهد یافت. برای حل مشکل پیش گفته لازم است تا بازه افزایشی خروجی توابع

عضویت بخش غیر فازی ساز بزرگتر از بخش کاهشی آن باشد. لیکن می توان بخش ورودی را متقارن در نظر گرفت. این تفاوت در شکل زیر به وضوح دیده می شود:



(الف)

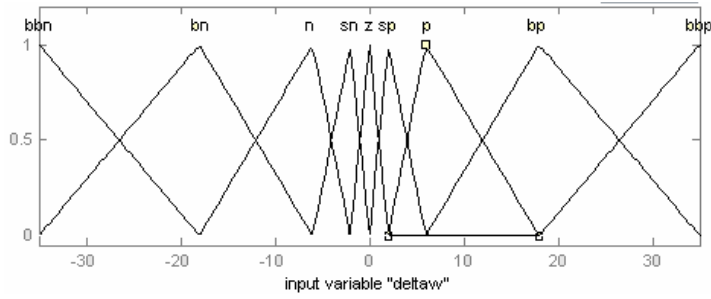


(ب)

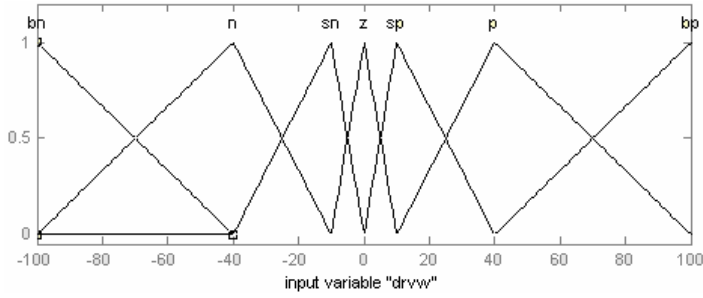
شکل (۳-۳۶) (الف) توابع عضویت با چیدمان متقارن (ب) توابع عضویت با چیدمان نامتقارن

اصولا در این پژوهش پیشوند علائم bbn مقادیر خیلی بزرگ، b مقادیر بزرگ، S مقادیر نسبتا کوچک و SS مقادیر بسیار کوچک را نشان می دهد. همچنین مقادیر مثبت و منفی با پسوند های n و p نشان داده می شوند.

دومین راهکار برای غلبه بر مشکل غیر خطی بودن رفتار موتور نسبت به تغییرات موتور، افزایش تراکم توابع عضویت در مقادیر افزایش سرعت نزدیک به صفر است. بدین معنی که توابع عضویت تعیین کننده حالت موتور در سرعت های بالاتر از دور آرام از تراکم بیشتری برخوردارند. در نهایت کنترلر فازی قسمت تناسبی-مشتقی با در نظر گرفتن ۹ تابع عضویت برای قسمت تناسبی، ۷ تابع برای قسمت مشتقی و ۱۱ تابع عضویت برای قسمت خروجی ایجاد شده است. ۱۱ تابع عضویت برای قسمت خروجی به شکل ۳-۳۱ (ب) است. توابع عضویت بخش تناسبی که مشتمل بر ۹ تابع عضویت است، به شکل زیر است:



شکل (۳-۳۷) توابع عضویت قسمت تناسبی



شکل (۳-۳۸) توابع عضویت قسمت مشتقی

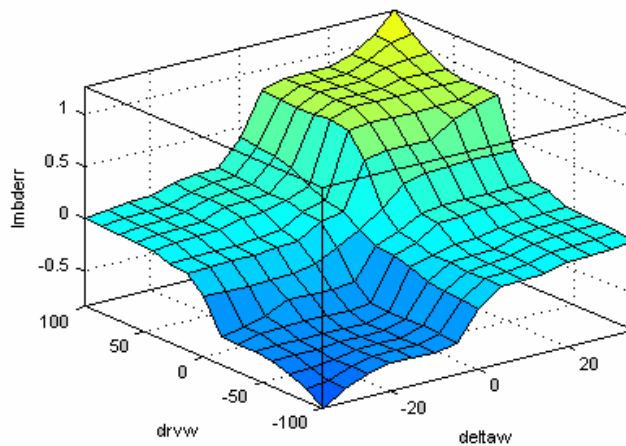
قوانین پایگاه قواعد فازی به شکل زیر است:

جدول (۳-۶) قوانین پایگاه قواعد کنترلر فازی-تناسبی-مشتقی

$\frac{du}{dt}$ \ u	bbn	bn	n	sn	z	sp	p	bp	bbp
bp	z	ssn	sp	sp	p	p	bp	bp	bbp
p	ssn	z	ssp	sp	sp	sp	bp	bp	bp
sp	sn	sn	ssn	z	ssp	sp	p	p	bp
z	n	n	sn	ssn	z	ssp	sp	p	p
sn	bn	n	n	sn	ssn	z	ssp	sp	sp
n	bn	bn	bn	sn	sn	sn	ssn	z	ssp
bn	bbn	bn	bn	n	n	sn	sn	ssn	z

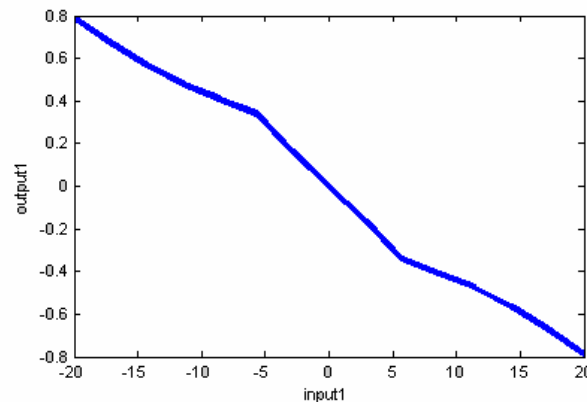
رفتار ناشی از کنترلر فازی با توابع متقارن و غیر متقارن در بخش تحلیل نتایج نشان داده شده

است. شکل زیر سطح رویه کنترلی قسمت تناسبی مشتقی را نشان می دهد:



شکل (۳-۳۹) سطح رویه کنترلی کنترل نسبت هم ارزی

همچنین کنترلر بخش انتگرالی نیز از یک کنترلر فازی با ۷ تابع عضویت در بخش ورودی و خروجی استفاده شده است. از آنجا که کنترلر بخش انتگرالی دارای یک خروجی و یک ورودی می باشد، لذا سطح روی آن بصورت خط زیر می باشد.



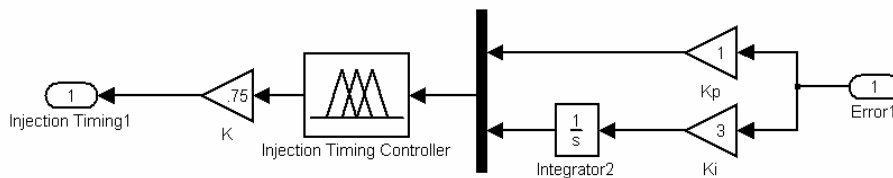
شکل (۳-۴۰) خط کنترلی کنترل نسبت هم ارزی (بخش انتگرالی)

۳-۲-۶ کنترلر زمان پاشش سوخت

زمان پاشش سوخت می تواند بر کارایی سیکل دیزل تاثیر گذار باشد. مقالات متعددی در خصوص اثرات زمان پاشش بر گشتاور تولیدی و نیز تولید آلاینده ها ارائه شده است. یکی از مهمترین کاربردهای زمان پاشش، کاهش آلاینده های تولیدی موتور است، در پژوهش حاضر از اثرات آلاینده ها چشم پوشی شده است. هدف استفاده از کنترلر زمان پاشش در این پژوهش، کاهش

دامنه نوسانات حاصل از تغییرات سیکل به سیکل و سیلندر به سیلندر موتور است. این نوسانات می تواند حداکثر تغییرات دوری در حدود ۲-۳ rpm ایجاد نماید. چنان که می دانیم تغییرات زمان پاشش سوخت می تواند بازده حرارتی موتور را کاهش داده و نهایتاً موجب افزایش مصرف سوخت موتور در حالت کارکرد آرام موتور شود.

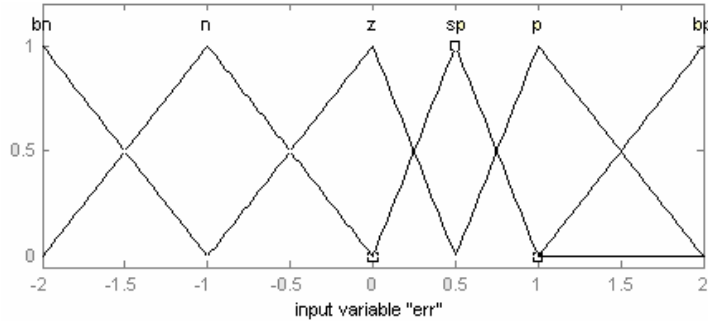
کنترلر فازی از نوع فازی-تناسبی-انتگرالی است و قادر است زاویه مناسب برای رسیدن سرعت به سرعت آرام را فراهم آورد. ورودی کنترلر اختلاف سرعت موتور از سرعت آرام و خروجی آن زاویه پاشش نسبی است. چنان که پیش از این بحث شد، لازم است کنترلر مذکور تنها در حالتی عمل نماید که سرعت موتور در حاشیه باریک از سرعت آرام موتور قرار دارد. بنابراین تعیین بازده ورودی فازی ساز بسیار مهم است. به این منظور دامنه ورودی فازی ساز ± 3 rpm در نظر گرفته می شود. این عمل باعث خواهد شد کنترلر مسیر زمان پاشش تنها در سرعت های نزدیک به سرعت آرام وارد عمل شود و در سرعت های خیلی بزرگتر یا خیلی کوچکتر از دور آرام شاهد تاثیر کنترلر نخواهیم بود. خروجی کنترلر فازی نیز عددی بین ۱۰- تا ۵+ است.



شکل (۳-۴۱) کنترلر فازی تعیین زمان پاشش سوخت

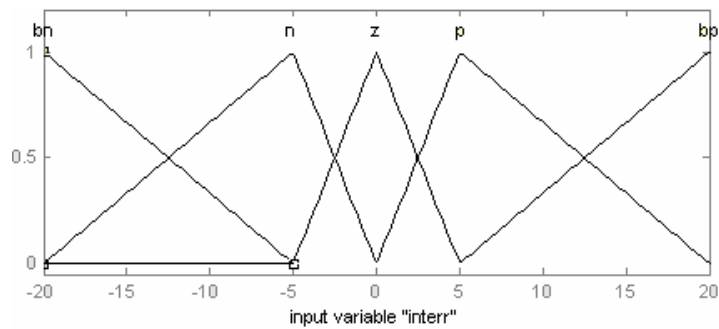
استفاده از این کنترلر باعث کاهش دامنه نوسانات سرعت در محدوده دور آرام می گردد. لیکن مصرف سوخت را به مقداری جزئی افزایش می دهد. از آنجا اصولاً کاهش سرعت توسط کنترلر نسبت هم ارزی مشکل تر از افزایش سرعت است، لذا کنترلر زمان پاشش میل زیادی به کاهش زاویه پاشش دارد.

کنترلر زمان پاشش دارای دو ورودی تناسبی و انتگرالی است، فازی ساز تناسبی دارای ۶ تابع عضویت است که چنان که در شکل دیده می شود در قسمت خطا های مثبت (سرعت های بیش از ۷۵۰ rpm دارای تعداد بیشتر تابع عضویت است)



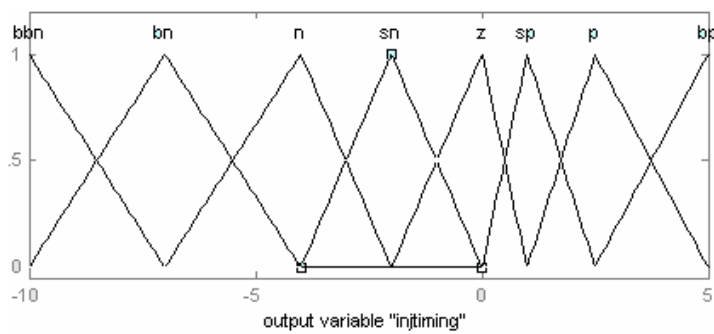
شکل (۳-۴۲) توابع عضویت قسمت تناسبی کنترلر زمان پاشش

در قسمت انتگرالی از توابع عضویت متقارن با تعداد ۵ عدد استفاده شده است.



شکل (۳-۴۳) توابع عضویت قسمت انتگرالی کنترلر زمان پاشش

در بخش خروجی نیز از یک غیرفازی ساز با تعداد ۸ تابع عضویت استفاده شده است، تراکم این توابع در سمت کاهش بیشتر است (۴ عدد کاهشی و ۳ عدد افزایشی). چنان که دیده می شود، بازه کاهش دو برابر بازه افزایش است.



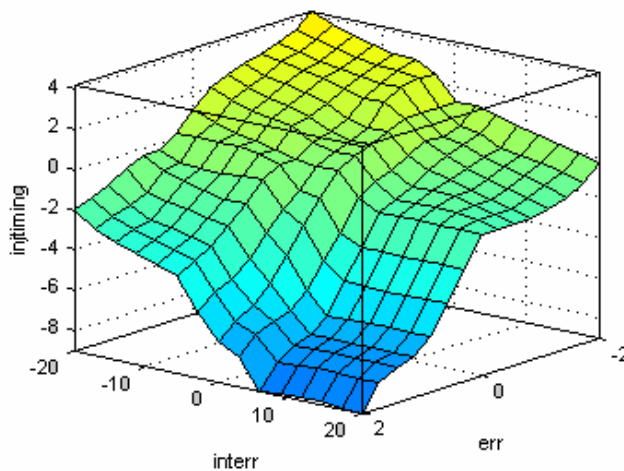
شکل (۳-۴۴) توابع عضویت قسمت خروجی کنترلر زمان پاشش

به منظور تکمیل کنترلر فازی زمان پاشش از یک پایگاه قواعد به شکل زیر استفاده شده است:

جدول (۷-۳) قوانین پایگاه قواعد کنترلر فازی تناسبی-انتگرالی زمان پاشش

$\int u dt$	bn	n	z	sp	p	bp
bp	z	sn	sn	n	bn	bbn
p	sp	z	sn	n	bn	bbn
z	sp	sp	z	sn	n	bn
n	p	sp	z	z	sn	n
bn	bp	p	sp	z	z	sn

در نهایت سطح رویه کنترلی، به شکل زیر حاصل می گردد:



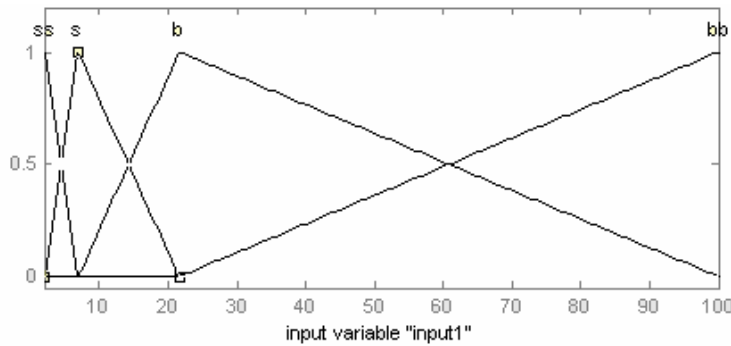
شکل (۴۵-۳) سطح رویه کنترلی تعیین زمان پاشش سوخت

چنان که دیده می شود، میزان کاهش زمان پاشش به منظور کاهش سرعت، بسیار بزرگتر از افزایش زمان پاشش برای افزایش سرعت می باشد. دلیل این امر غیر خطی بودن رفتار موتور در قبال کاهش و افزایش سرعت می باشد.

۷-۲-۳ کنترل میزان گشودگی شیر Wastegate

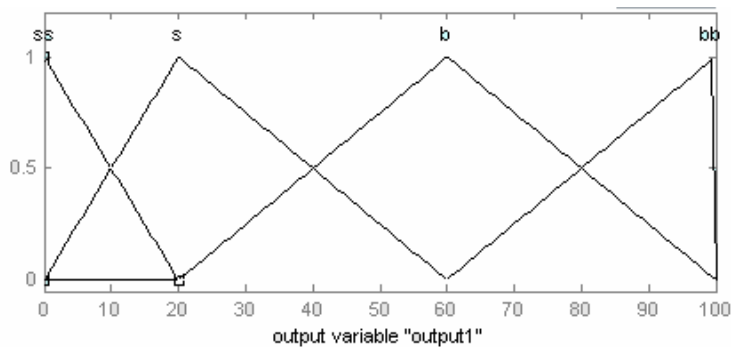
چنان که گفته شد، شیر Wastegate وظیفه دارد، با ایجاد یک مسیر فرعی، میزان جریان گذرنده از توربین را کاهش داده و باعث کاهش گشتاور توربین شود. کاهش گشتاور توربین باعث کاهش دور کمپرسور و نتیجتاً کاهش فشار چندراهه ورودی می شود. در این پژوهش از کنترل مسیر Wastegate به منظور کاهش فراجهدش موتور استفاده شده است. به این معنی که هرگاه سرعت موتور از حد تعریف شده ای فراتر رود، شیر مذکور عمل نموده و باعث کاهش سرعت موتور می گردد.

باید توجه نمود که اصولاً به علت لختی هوا، عملکرد شیر مذکور به سرعت سایر پارامترها عمل نخواهد نمود و ثابت زمانی بیشتری نسبت به سایر پارامترهای کنترلی دارد می باشد. در طراحی کنترلر، خطای کمینه سرعت برای گشودگی شیر ۲ rpm در نظر گرفته می شود. بدین ترتیب در صورتی که سرعت موتور از ۷۵۲ rpm فراتر رود، شیر گشوده شده و به تدریج سرعت موتور را کاهش می دهد. به منظور کنترل شیر از یک کنترلر فازی ساده تک ورودی، تک خروجی استفاده شده است. توابع عضویت ورودی و خروجی این کنترلر در شکل زیر نشان داده شده است:



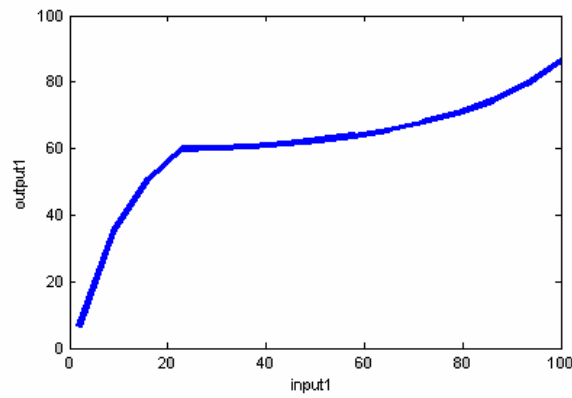
شکل (۳-۴۶) توابع عضویت قسمت ورودی و خروجی کنترلر شیر

همچنین تابع عضویت خروجی به شکل زیر است:



شکل (۳-۴۷) توابع عضویت قسمت ورودی و خروجی کنترلر شیر

در نهایت خط کنترلی حاصل از کنترلر فازی به شکل زیر خواهد بود:



شکل (۳-۴۸) توابع عضویت قسمت ورودی و خروجی کنترلر شیر

چنان که دیده می شود، با افزایش سرعت از ۷۵۲ rpm کنترلر عمل می نماید و تا سرعت ۷۷۰ rpm افزایش شدیدی از خود نشان می دهد. لیکن پس از آن نرخ افزایش گشودگی شیر بر حسب سرعت کاهش می یابد.



فصل چهارم

نتایج و تفسیر آنها

۴-۱ مقدمه

هدف از انجام این پژوهش بررسی مقایسه استفاده از کنترلرهای مرسوم کنترل دور آرام موتور با کنترلر فازی است، چنان که پیش از این بیان شد، در سیستم های مدیریت موتورهای درونسوز کنونی از کنترلر PID به منظور کنترل دور آرام موتور استفاده می شود. چنان که در فصل پیش دیدیم، چهار نوع الگوی کنترلی برای کنترل وضعیت دور آرام موتور طراحی شد:

۱- کنترلر PID برای نسبت هم ارزی

۲- کنترلر PID برای نسبت هم ارزی + کنترل فازی برای زمان پاشش و شیر Wastegate

۳- کنترل فازی برای نسبت هم ارزی

۴- کنترل فازی برای نسبت هم ارزی + کنترل فازی برای زمان پاشش و شیر Wastegate

در این فصل برآنیم تا با آزمون هر یک از کنترلرهای مذکور، مزایا و معایب استفاده از کنترلر فازی را نسبت به کنترلرهای PID مرسوم، مورد بحث و بررسی قرار دهیم. به این منظور از حل کننده رانگ کوتای مرتبه ۴ نرم افزار Matlab با پله های حل متغییر استفاده نموده ایم. به منظور سهولت مقایسه، نتایج به صورت نمودارهای ترکیبی نمایش داده شده اند.

بحث و بررسی سیستم های کنترگر طراحی شده در حوزه های زیر صورت پذیرفته است:

۱- بررسی مزایای کنترلر فازی نسبت به کنترلر PID

۲- بررسی مزایای استفاده از کنترلر زمان پاشش

۳- بررسی مزایای استفاده از کنترلر میزان گشودگی شیر Wastegate

۴- بررسی تاثیرات توابع عضویت در کارآیی عملکرد کنترلر فازی

۵- بررسی تاثیر ضرایب کنترلی بر عملکرد کنترلر

۶- آنالیز حساسیت کنترلر فازی

۴-۲ بررسی مزایای کنترلر فازی نسبت به کنترلر PID

ناگفته پیداست که کنترلر فازی نسبت به کنترلر PID دارای محاسن بسیاری است، چرا که اصولاً کنترلر PID یک نوع خاص از کنترلر فازی است. با این وجود در این بخش قصد داریم تا بخشی از بهبودهای حاصله ناشی از بکارگیری کنترلر فازی را نمایش دهیم. در این بخش مقایسه مزایای کنترلر فازی نسبت به کنترلر PID از طریق مقایسه‌های زیر انجام می‌شود:

۱- مقاومت در برابر بار براداری و بارگذاری

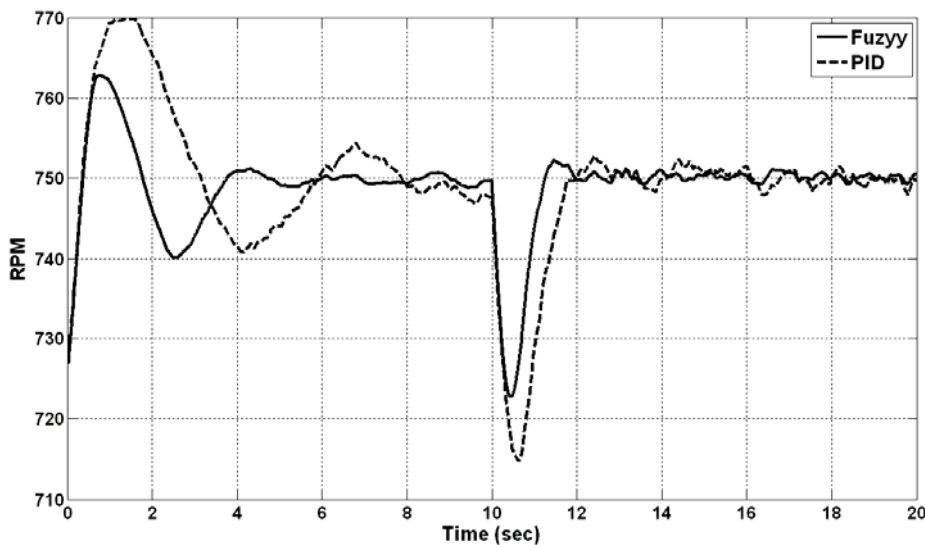
۲- بهبود نوسانات سرعت

۳- مقایسه مصرف سوخت

۴- مقاومت در برابر تغییرات محیطی

۴-۲-۱ مقاومت در برابر بار براداری و بارگذاری

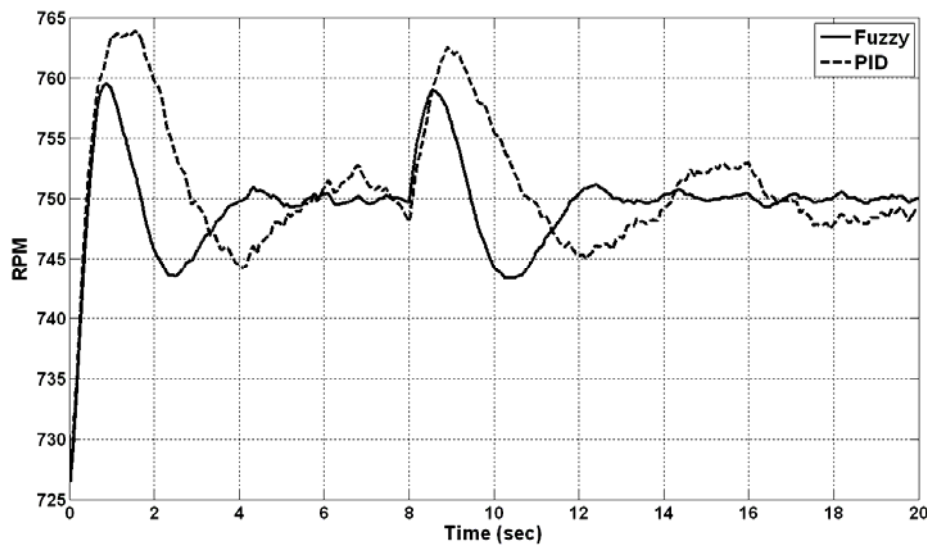
وظیفه اصلی کنترلر دور آرام موتور، حفظ و کنترل سرعت کارکرد موتور در مواجهه با بارهای خارجی است که بر سیستم اثر می‌نماید. این بارها عموماً به صورت ناگهانی به موتور وارد می‌شود، لذا لازم است کنترلر نسبت به آنها از مقاومت بالایی برخوردار باشد. از آنجا که هدف مقایسه دو کنترلر در مواجهه با بارهای شدید است، لذا تنها کنترلر نسبت هم ارزی مورد بحث قرار گرفته است. با توجه به نوع بارهای اعمالی، به منظور شبیه سازی بارگذاری، از یک بار پله استفاده شده است، در خودروهای سواری حداکثر بار اعمالی به موتور ناشی از بارهای وسایل جانبی حدود $N.m$ است. به همین منظور از بار پله $30 N.m$ به منظور آزمون کنترلر دور آرام استفاده شده است. فراجش ابتدایی بعلت آن است که معمولاً استارتر موتور سرعت موتور را تا حدود قبل از سرعت آرام موتو افزایش می‌دهد و پس از آن سیستم کنترل دور آرام هدایت موتور را بر عهده می‌گیرد.



شکل (۴-۱) مقایسه عملکرد حالت آرام موتور در دو کنترلر در حالت بارگذاری

حالت نشان داده شده منطبق با حالتی است که مصرف سوخت دو کنترلر یکسان است. همچنین حالت PID طراحی شده منطبق با بهترین حالت عملکرد کنترلر است که در آن فراجهش به کمترین میزان خود رسیده و نیز زمان نشست کمترین زمان ممکن است. چنان که دیده می شود، کنترلر PID نسبت به کنترلر فازی دارای فراجهش بیشتری است. در حالت بارگذاری سرعت موتور با کنترلر PID به حدود ۷۱۵ RPM تنزل می یابد، این مقدار برای کنترلر فازی به حدود ۷۲۵ RPM می رسد. همچنین دامنه نوسانات سرعت در حالت پایا برای کنترلر PID بیشتر از کنترلر فازی است. نوسانات کم دامنه ایجاد شده در حالت پایا به علت وجود تغییرات سیکلیک احتراق است. همچنین دیده می شود که در حالت فازی، سرعت موتور در زمان کمتری به حالت سرعت آرام باز می گردد.

در شکل زیر اثر باربرداری از موتور دیده می شود، اصولاً به علت عدم پاسخ یکسان موتور نسبت به کاهش و افزایش نسبت هم ارزی، کنترلر موتور در حالت باربرداری مشکل تر از حالت بارگذاری است. شکل زیر دو کنترلر را در حالت باربرداری پله ای به میزان ۲۰ N.m در ثانیه ۸ نشان می دهد.



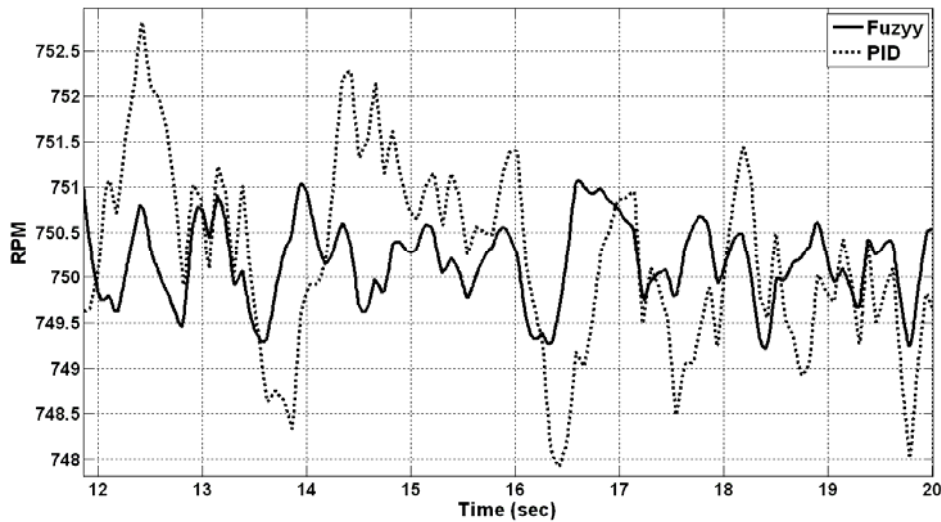
شکل (۲-۴) مقایسه عملکرد حالت آرام موتور در حالت بار برداری از موتور

چنان که دیده می شود، همچون حالت بار برداری، کارایی کنترلر فازی نسبت به کنترلر PID دارای مزیت است. فراجش کوتاه و نیز زمان نشست کم از مزایای این سیستم به حساب می آید. لیکن چنان که دیده می شود، فراجش نسبت به حالت بار گذاری بیشتر شده است، بنابراین به منظور کنترل بهتر سیستم می توان از یک کنترلر دیگر برای تغییر ضرایب کنترلی استفاده نمود (کنترل تطبیقی).

چنان که دیده شد، کنترل فازی در کلیه حالت های بار برداری و بار گذاری روی موتور بهتر از حالت PID عمل نمود.

۲-۲-۴ بهبود نوسانات سرعت

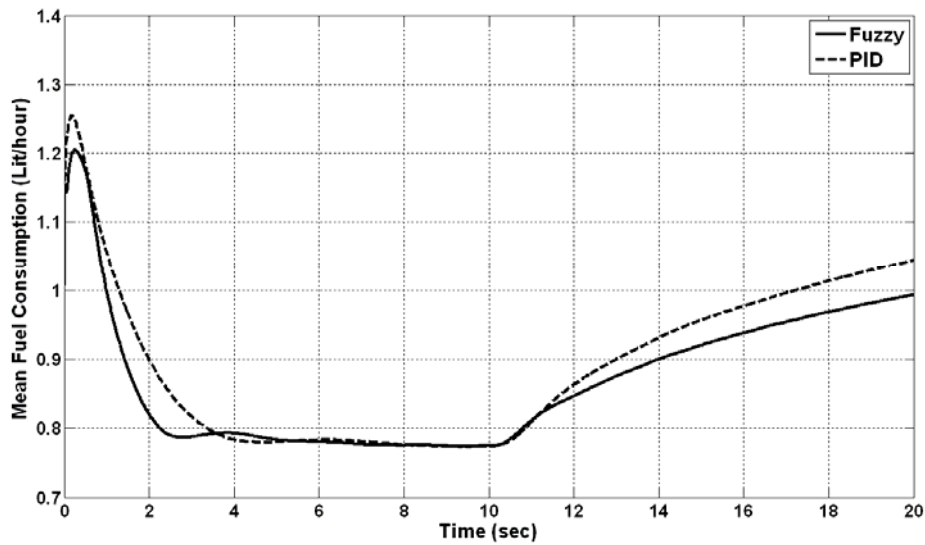
چنان که در شکل نشان داده شده است، پایش نوسانات کم دامنه حالت پایا در کنترلر فازی به مراتب بهتر از کنترلر PID است، چنانکه در شکل زیر دیده می شود، دامنه نوسانات در کنترلر PID بعضاً به ۲,۵rpm نیز می رسد، حال آنکه در کنترلر فازی این مقدار به ۱ rpm محدود شده است:



شکل (۳-۴) مقایسه نوسانات ایجاد شده سرعت در محدوده پایا در دو کنترلر

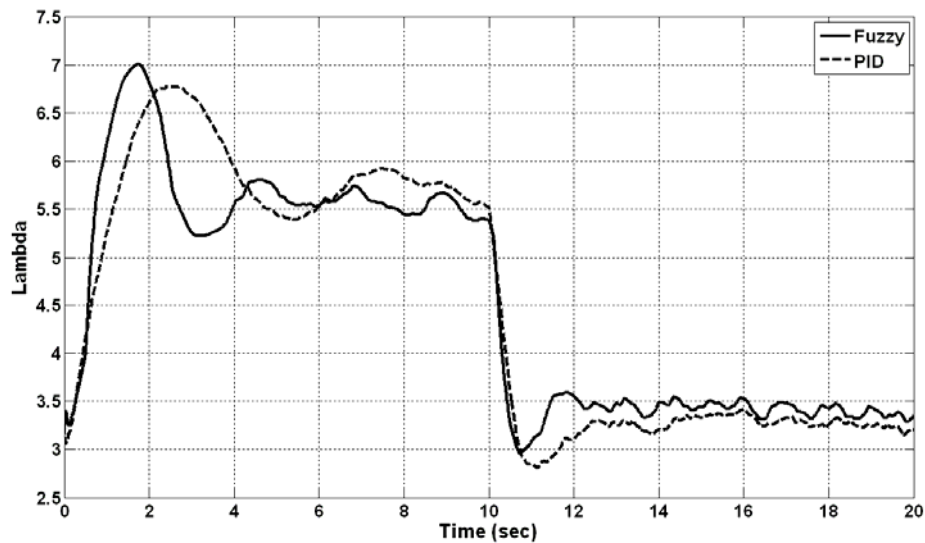
۴-۲-۳ مقایسه مصرف سوخت

یکی دیگر از پارامترهای مقایسه کنترلر دور آرام، مقایسه مصرف سوخت موتور است. اصولاً مصرف سوخت در شرایط پایا تنها وابسته به بازده موتور و میزان گشتاور خروجی موتور است. کنترلر دور آرام در شرایط گذرا بر مصرف سوخت موتور تاثیر می‌گذارد. به منظور سنجش تاثیر گذاری کنترلر بر مصرف سوخت باید مدل کنترل شده را تحت بارهای اعمالی گذرا سنجید. به منظور سنجش میزان مصرف سوخت از دبی لحظه ای سوخت انتگرال گیری نموده ایم. نتایج حاصله را با دو پارامتر میزان سوخت کلی و نیز متوسط لحظه ای سوخت سنجیده ایم. نتایج نشان می‌دهد که تحت بار گذاری یکسان، میزان مصرف سوخت موتور در موتور مجهز به کنترلر فازی حدود ۵٪ کاهش نسبت به کنترلر PID نشان می‌دهد. مصرف سوخت برای موتور مجهز به کنترلر فازی در طول زمان ۲۰ ثانیه ای ۵/۵۱۸ CC و برای موتور دیگر ۵/۸۰۱ CC می‌باشد. شایان ذکر است در ثانیه ۱۰ یک بار ۲۰ N.m بصورت پله به موتور وارد شده است.



شکل (۴-۴) متوسط لحظه ای مصرف سوخت موتور در حالت کارکرد آرام با استفاده از دو کنترلر متفاوت

همچنین منحنی نسبت هم ارزی به عنوان تابعی از زمان به صورت شکل زیر می باشد.



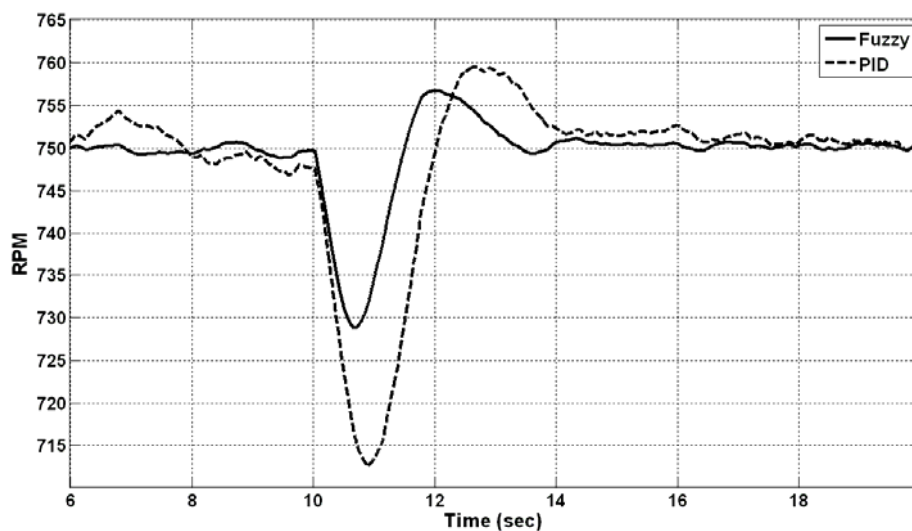
شکل (۵-۴) نسبت هم ارزی هوا به سوخت در حالت دور آرام با استفاده از دو کنترلر متفاوت

چنان که دیده می شود، منحنی نسبت هم ارزی برای کنترلر PID پایین تر از منحنی مربوط به کنترلر فازی است، لذا در موتور کنترل شده با کنترلر فازی مخلوط رقیق تری تولید شده و لذا مصرف سوخت پایین تر خواهد بود.

۴-۲-۴ مقاومت در برابر تغییرات محیطی

خودرو به عنوان یک وسیله نقلیه در اماکن و زمان های مختلف مورد استفاده قرار می گیرد. بنابراین لازم است تا عملکرد اجزای مختلف خودرو در شرایط آب و هوایی مختلف به نحو مطلوب صورت پذیرد. تغییرات آب و هوایی عملکرد موتور را به شدت تحت تاثیر قرار می دهد. کاهش دما و افزایش فشار باعث افزایش شارژ سیلندر می شود. از طرفی کاهش دما باعث افزایش احتمال خاموشی و ناشعله وری^۱ احتراق می گردد. همچنین کاهش فشار باعث کاهش قدرت موتور می گردد.

در روزهای سرد با توجه به سرد شدن روغن و افزایش ویسکوزیته روغن، استارت موتور به سختی صورت می پذیرد. بنابراین لازم است تا کنترلر به نحوی طراحی گردد که توانایی سازگاری با شرایط محیطی را داشته باشد. به منظور حصول اطمینان از عملکرد صحیح کنترلر، کنترلر در بدترین شرایط مورد آزمون قرار گرفته است. بدترین شرایط کارکرد موتور شرایطی است که قدرت موتور کاهش یابد، از آنجا که با کاهش فشار و افزایش دما، شارژ موتور کم می شود، لذا به منظور تست موتور، در شرایط بی باری، فشار و دمای محیط را به ناگهان از ۱۰۰ kPa به ۷۰ kPa و دما را از ۳۰۰K به ۳۵۰K افزایش می دهیم. نتایج این آزمون در شکل زیر نشان داده شده است:

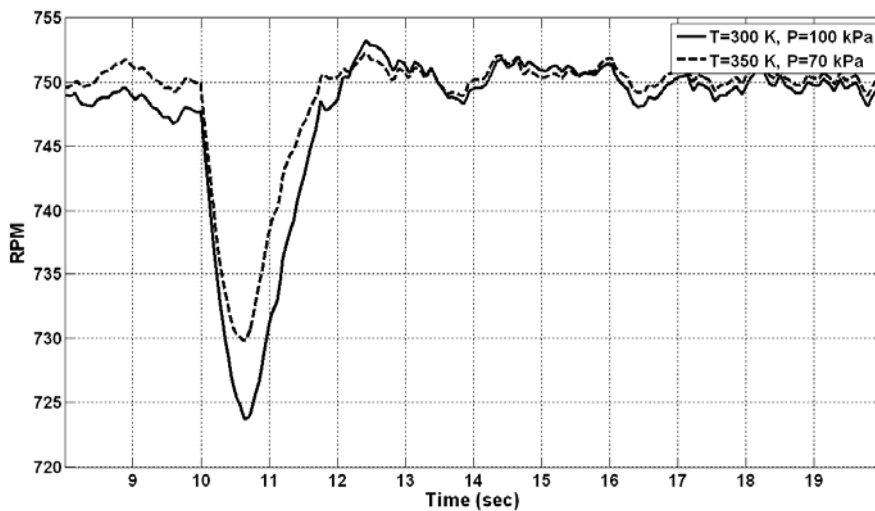


شکل (۴-۶) تاثیر تغییرات محیطی ناگهانی بر عملکرد موتور در موتورهای مجهز به دو کنترلر متفاوت

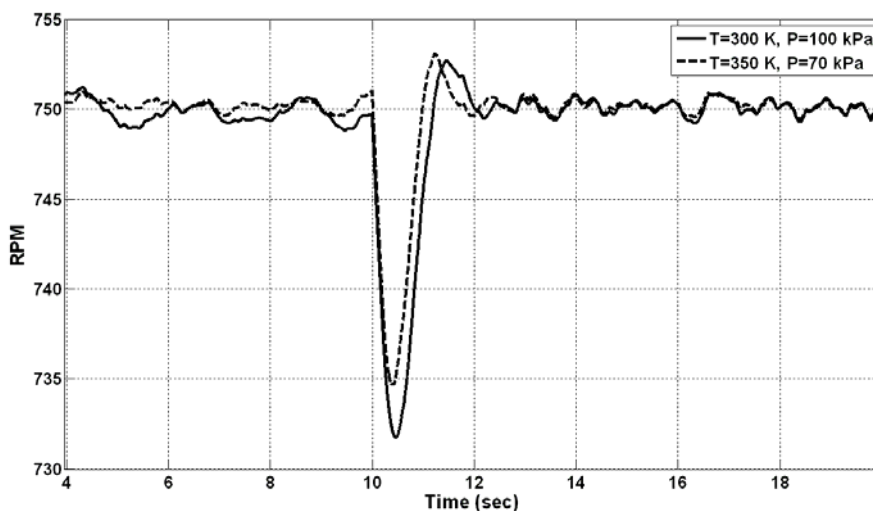
^۱ misfiring



در این منحنی نیز نشان داده شده است که مقاومت کنترلر فازی به نسبت کنترلر PID در تغییر شرایط آب و هوایی بهتر است. منحنی که می توان رفتار کنترلر را در شرایط آب و هوایی توصیف نماید، منحنی سرعت موتور در قبال اعمال بار در شرایط مختلف آب و هوایی است. به همین منظور آزمونی به شرح زیر روی موتور مجهز به کنترلر فازی و PID صورت پذیرفته است. در ابتدا موتور در شرایط معمولی ($T = 300K$ و $P = 100kPa$) تحت یک بار پله قرار گرفته است و در آزمون دیگر موتور در شرایط آب و هوایی نامناسب ($T = 350K$ و $P = 70kPa$) مورد تست قرار گرفته است. نتایج این آزمون برای هر دو کنترلر در اشکال زیر نشان داده شده است:



شکل (۷-۴) تاثیر شرایط آب و هوایی بر عملکرد دور آرام موتور با استفاده از کنترلر PID



شکل (۸-۴) تاثیر شرایط آب و هوایی بر عملکرد دور آرام موتور با استفاده از کنترلر فازی

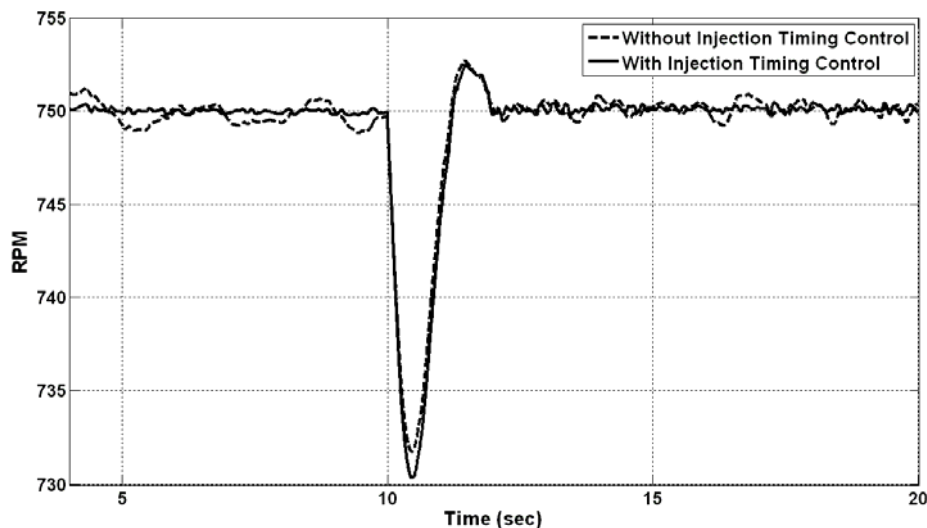


تحلیل های جزئی تر در خصوص مقاومت کنترل فازی در قبال تغییرات آب و هوایی در بخش های بعدی مورد توجه قرار خواهد گرفت. پس از حصول اطمینان از عملکرد مناسب کنترلر فازی نسبت به کنترل PID، از این پس تنها کنترلر فازی مورد تحلیل قرار خواهد گرفت.

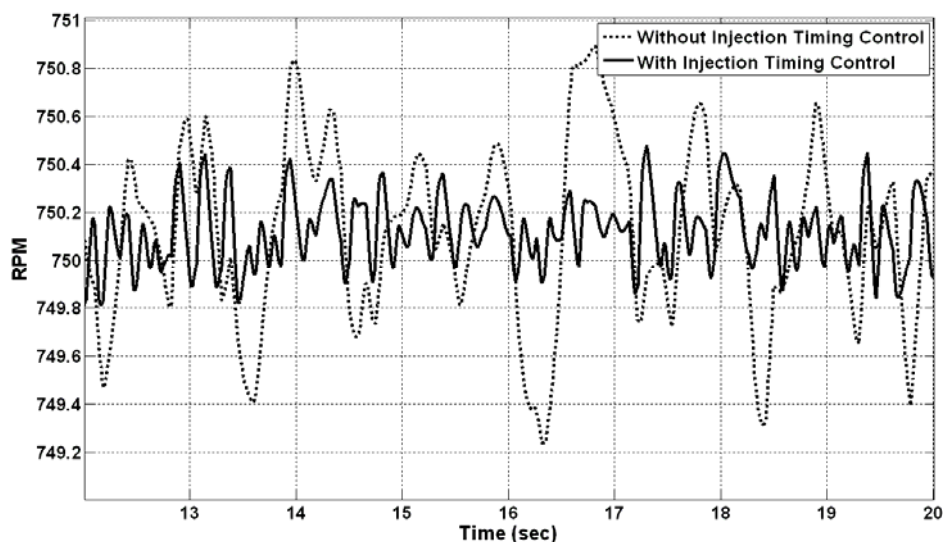
۳-۴ بررسی مزایای استفاده از کنترلر زمان پاشش

چنان که پیشتر مورد بحث قرار گرفت، موتور بواسطه تغییرات سیکل به سیکل و سیلندر به سیلندر، نوسانات پرفرکانس و کم دامنه ای را در گشتاور تولیدی و نتیجتاً سرعت موتور تجربه می کند. به منظور حذف این نوسانات از کنترلر زمان پاشش استفاده می شود.

نتایج حاصل از استفاده از کنترلر زمان پاشش نشان می دهد که نوسانات سرعت در شرایط پایا به خوبی کنترل می شود و دامنه نوسانات سرعت به شدت کاهش می یابد. البته به دلیل خروج زاویه پاشش از حالت بهینه، بازده موتور اندکی کاهش یافته و مصرف سوخت افزایش خواهد یافت. افزایش مصرف سوخت ناشی از کنترلر زمان پاشش حدود ۱٪ می باشد. در شکل زیر منحنی سرعت موتور بر حسب زمان رسم شده است. جزئیات دقیق تر را می توان در شکل ۱۰-۴ دید.

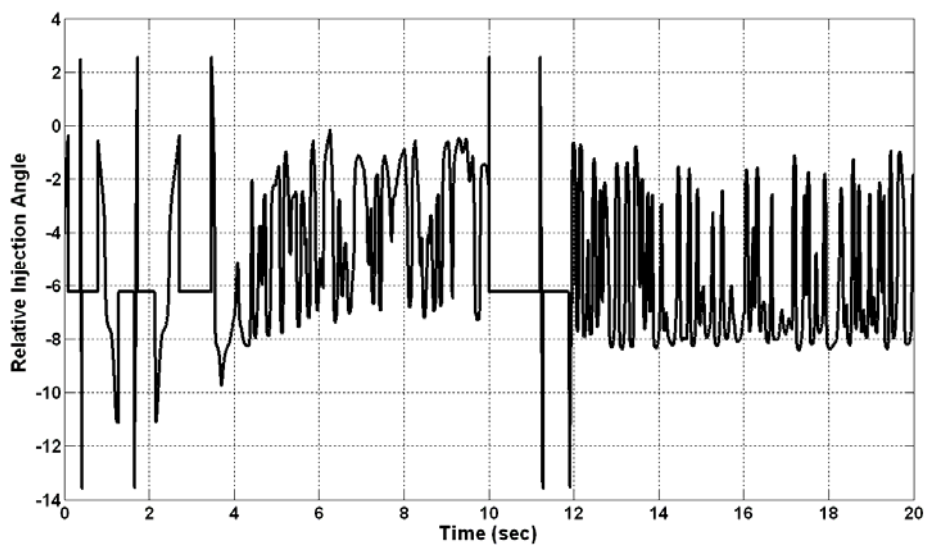


شکل (۹-۴) تاثیر استفاده از کنترلر زمان پاشش بر کارایی کنترلر دور آرام



شکل (۴-۱۰) کاهش نوسانات کارکرد پایای موتور در حالت دور آرام

چنان که در شکل فوق دیده می شود، با استفاده از کنترلر زمان پاشش دامنه نوسانات از ۱ rpm به حدود ۰٫۵ rpm تنزل یافته است. کاهش دامنه نوسانات باعث افزایش نرمی کارکرد موتور خواهد شد. زاویه نسبی پاشش سوخت برای کاهش نوسانات سرعت موتور در شکل زیر نشان داده شده است:

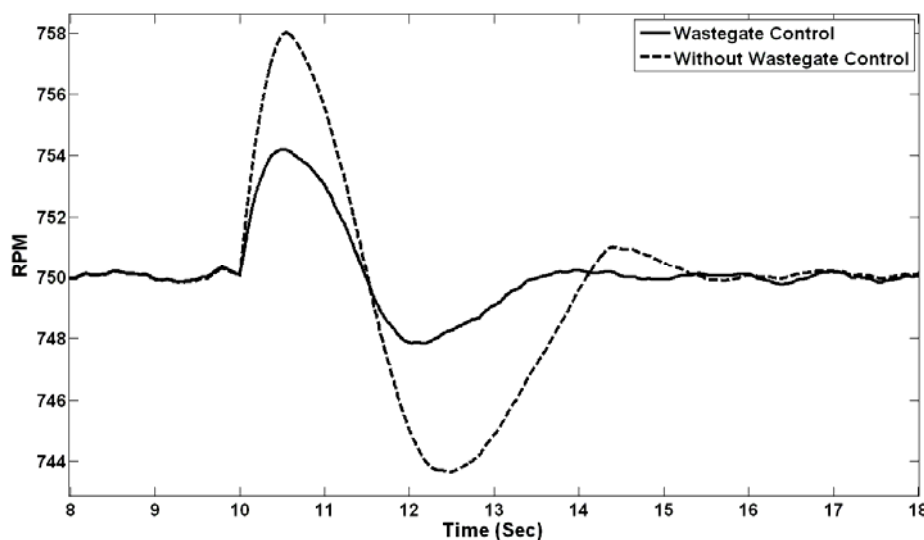


شکل (۴-۱۱) زاویه نسبی پاشش کنترل شده برای کاهش نوسانات سرعت

هرچند استفاده از این کنترلر باعث پیچیدگی روند کنترل می شود، لیکن در صورت تکیه بر کاهش نوسانات کوچک بوسیله کنترل نسبت هم ارزی مصرف سوخت بیش از حد افزایش خواهد یافت. بنابراین استفاده از کنترلر زمان پاشش برای حذف اغتشاشات کم دامنه مفید می باشد.

۴-۴ بررسی مزایای استفاده از کنترلر میزان گشودگی شیر Wastegate

چنان که پیش از گفته شد، اصولاً موتور در هنگام باربرداری در دور آرام دچار نوسانات شدید می شود، استفاده از کنترلر توربوشارژر (شیر Wastegate) باعث خواهد شد تا در هنگام افزایش سرعت موتور، شارژر موتور کاهش یابد و به این ترتیب سرعت موتور به سرعت کاهش یابد. استفاده از این راهکار کنترلی می توان در کاهش دامنه فراجش سرعت موثر واقع گردد.



شکل (۴-۱۲) تاثیر استفاده از کنترلر شیر Wastegate در کاهش فراجش سرعت باربرداری

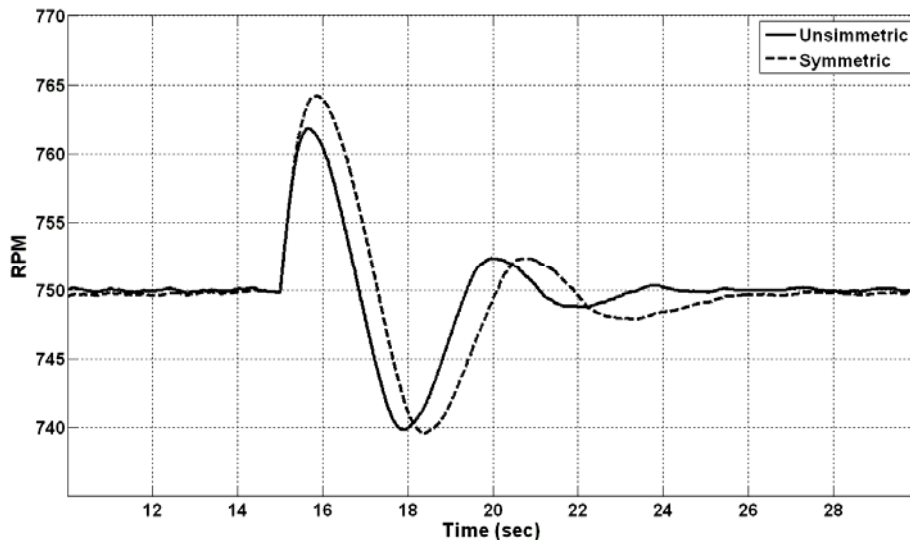
در آزمون فوق بار اعمالی به موتور در ثانیه دهم به میزان ۱۰ N.m، کاهش یافته است.

۴-۵ بررسی تاثیرات توابع عضویت در کارایی عملکرد کنترلر فازی

چنان که در فصل پیش مورد اشاره قرار گرفت، استفاده از توابع نا متقارن با توجه به خطی نبودن رفتار موتور در قبال تغییرات نسبت هم ارزی موجب بهبود عملکرد کنترلر دور آرام می شود.



در این بخش قصد داریم تا این مطلب را با استفاده از آزمون تحقیق نماییم. تحلیل ابتدایی را با مقایسه رفتار کنترلر متقارن و نامتقارن در هنگام اعمال بار پله روی موتور انجام می دهیم:



شکل (۴-۱۳) تاثیر استفاده از توابع عضویت متقارن و نامتقارن

چنان که دیده می شود، استفاده از توابع نامتقارن باعث افزایش پارامترهای کارآیی کنترلر می گردد. چنان که در منحنی دیده می شود، میزان فراجهدش و نیز زمان نشست در حالت استفاده از کنترلر با توابع عضویت نامتقارن نسبت به حالت متقارن کاهش یافته است.

۶-۴ بررسی تاثیر ضرایب کنترلی بر عملکرد کنترلر

چنان که می دانیم تعیین ضرایب کنترلی یکی از مهمترین پارامترهای طراحی کنترلر است. ضرایب بخش های تناسبی، مشتقی و انتگرالی می تواند تاثیر قابل توجهی بر عملکرد کنترلر داشته باشد. به منظور تعیین دقیق و بهینه ضرایب، ابتدا با توجه به ضرایب به دست آمده در بخش کنترلر PID و دامنه بخش فازی ساز و غیر فازی ساز تعیین می شوند. به منظور بهینه سازی عملکرد کنترلر لازم است قیود مشخص گردد. در این پژوهش هدف طراحی کنترلر به گونه ای است که ضمن حفظ کارآیی عمومی کنترلر نظیر فراجهدش و زمان نشست، مصرف سوخت را نیز کاهش دهد. به همین منظور در تعیین ضرایب سعی می شود، کنترلر حداقل مصرف سوخت را داشته باشد. به منظور تعیین

ضرایب بهینه، ضرایب در محدوده اولیه تغییر می دهیم. برای این کار یکی از ضرایب را ثابت فرض کرده و دو ضریب دیگر را تغییر می دهیم. در این پژوهش ضریب تناسبی به صورت ثابت برابر ۰٫۳ فرض می شود و ضرایب انتگرالی و مشتقی در بازه های مورد نظر تغییر داده می شوند.

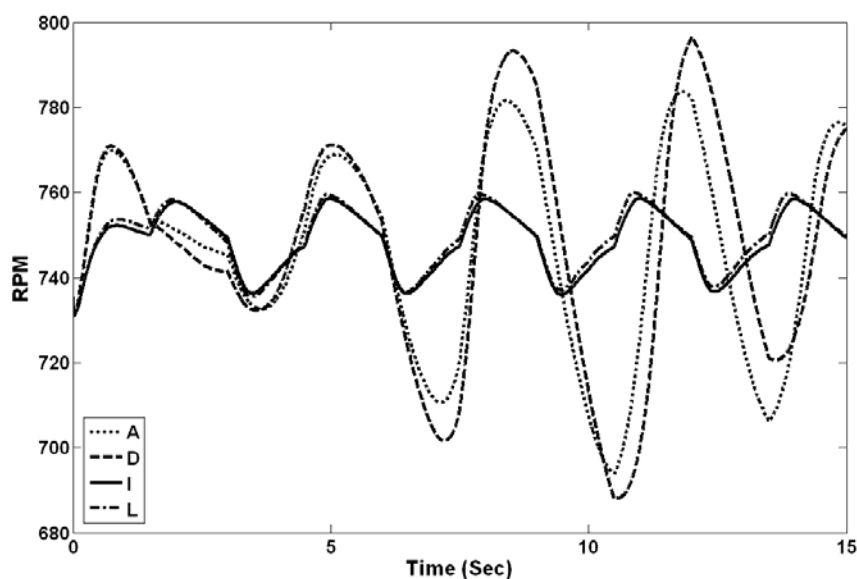
به منظور آزمون مصرف سوخت از یک سیگنال مربعی با دامنه ۱۰ N.m و دوره نوسان ۳ ثانیه استفاده می شود. طول مدت بارگذاری ۱۵ Sec است. استفاده از این نوع بارگذاری تمامی شرایط بارگذاری و باربرداری را مدل می نماید و می تواند شاخص خوبی برای مقایسه مصرف سوخت و کارایی موتور در شرایط گذرا به حساب آید. تست شامل ۱۲ مرحله مختلف است که در هر یک، مقداری ضرایب انتگرالی و مشتقی تغییر می نماید. نامگذاری تست های مختلف در جدول آمده است.

جدول (۴-۱) نام گذاری آزمون های مختلف با توجه به ضرایب کنترلی

K_i \ K_d	۰/۰۰۱	۰/۰۱	۰/۰۵	۰/۱
۱	A	B	C	D
۵	E	F	G	H
۱۰	I	J	K	L

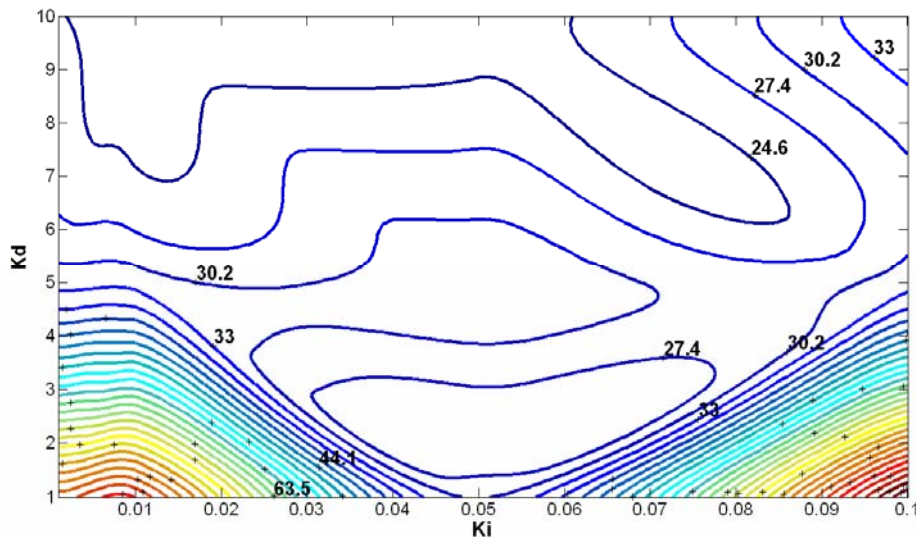
نتایج حاصل از اجرای تست با بارگذاری مربعی تناوبی به شکل زیر است. به منظور امکان

نمایش بهتر نتایج، تنها نتایج قسمت های A, D, I, L نشان داده شده است.



شکل (۴-۱۴) تغییرات کارایی کنترلر با تغییر ضرایب کنترلی

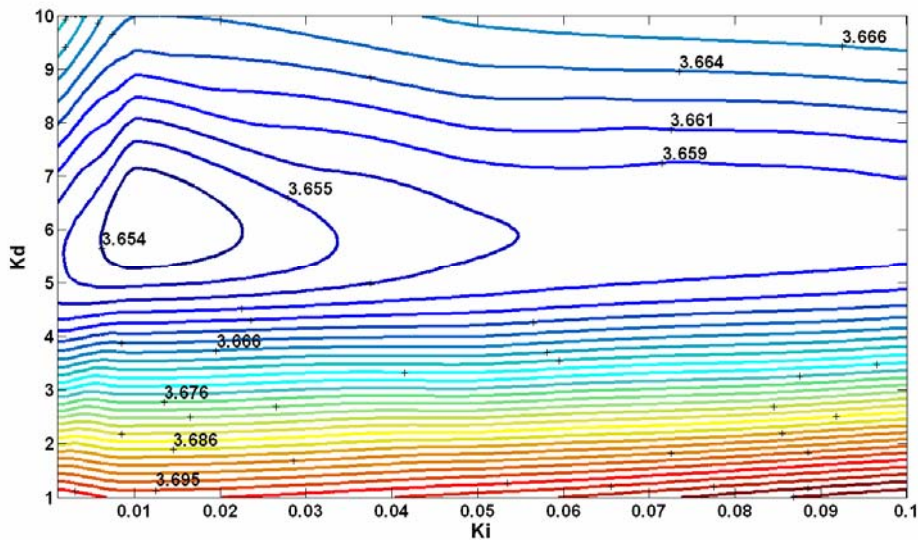
چنان که دیده می شود، افزایش ضریب مشتقی باعث کاهش میزان فراجاهش و کاهش زمان نشست می شود، همچنین کاهش ضریب انتگرالی موجب کاهش میزان فراجاهش و کاهش زمان نشست می شود. در یک بررسی کلی تر، اختلاف میزان فراجاهش بیشینه و فروجهش کمینه نسبت به ضرایب کنترلی نشان داده شده است.



شکل (۴-۱۵) اختلاف فراجاهش و فروجهش به عنوان تابعی از ضرایب کنترلی

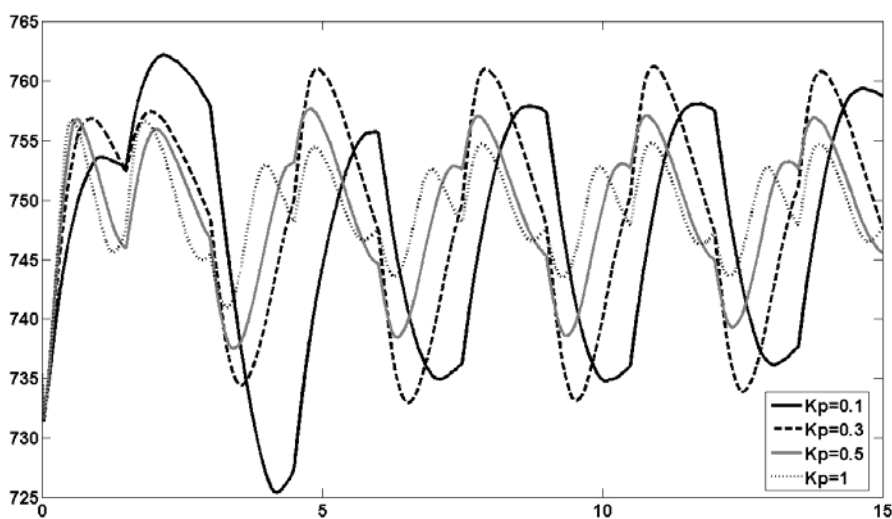
شکل فوق نشان می دهد میزان فراجاهش قویا وابسته به ضریب مشتقی است و با افزایش ضریب مشتقی می توان آن را به شدت کاهش داد. لیکن در صورت الزام به استفاده از ضرایب مشتقی کم می توان ضریب انتگرالی را در محدوده ۰,۰۵ انتخاب نمود. این انتخاب به دلیل وجود نقطه کمینه محلی در این محدوده است (قسمت پایین شکل (۴-۱۵)).

به منظور انتخاب دقیق ضرایب، لازم است تحلیل مناسبی در خصوص انتخاب ضرایب بر اساس معیار مصرف سوخت صورت پذیرد. به این منظور از نتایج آزمون مصرف سوخت استفاده می نمایم. منحنی زیر، تغییرات مصرف سوخت را بر حسب ضرایب انتگرالی و مشتقی نشان می دهد. نتایج همچون مرحله قبل در حوزه ضرایب مشتقی و انتگرالی ترسیم می گردد.



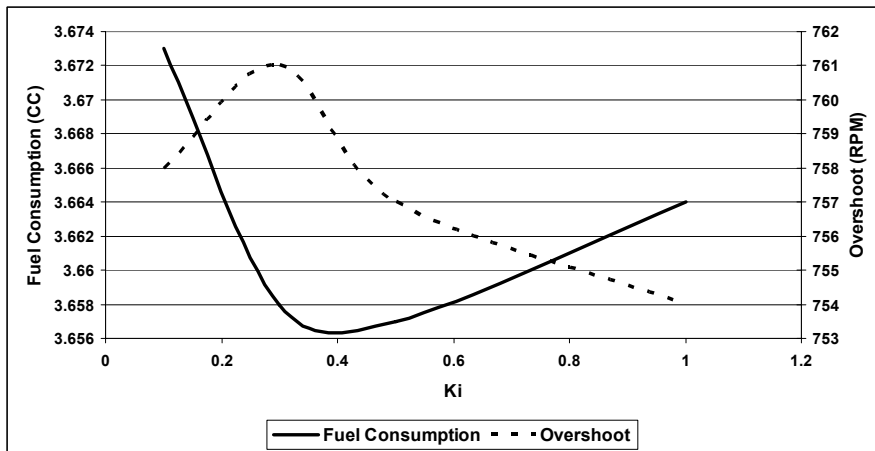
شکل (۴-۱۶) تغییرات مصرف سوخت در بارگذاری یکسان به عنوان تابعی از ضرایب کنترلی

چنان که در شکل نشان داده شده است، یک نقطه کمینه در مقادیر متناظر با ضریب انتگرالی 0.01 و ضریب مشتقی 6 دارد. همچنین دیده می شود که تاثیر کاهش ضریب مشتقی نامطلوب تر از آثار افزایش این ضریب است. به منظور تعیین ضریب تناسبی، نظیر آزمون بالا، فرآیند سعی و خطا انجام می شود. در این حالت ضرایب انتگرالی و مشتقی بهینه شده اند و تنها ضریب تناسبی تغییر داده می شود. نتایج آزمونها به شکل زیر است، چنان که گفته شده، نمودار زیر آثار بارگذاری و بار برداری متناوب را با استفاده از کنترلرهای مختلف، بر سرعت موتور نشان می دهد.



شکل (۴-۱۷) تغییرات کارآیی کنترلر در ضرایب تناسبی مختلف

نمودار زیر معیار تعیین ضریب تناسبی نهایی می باشد:



شکل (۴-۱۸) تغییرات مصرف سوخت و فرجهش در مقادیر مختلف ضریب تناسبی

چنان که دیده می شود، مصرف سوخت در ضریب تناسبی حدود ۰,۴ کمینه می شود، چنان که دیده می شود، با افزایش ضریب تناسبی، فرجهش سرعت کاهش می یابد. به علت اهمیت مصرف سوخت ضریب ۰,۴ به عنوان ضریب تناسبی نهایی انتخاب می شود.

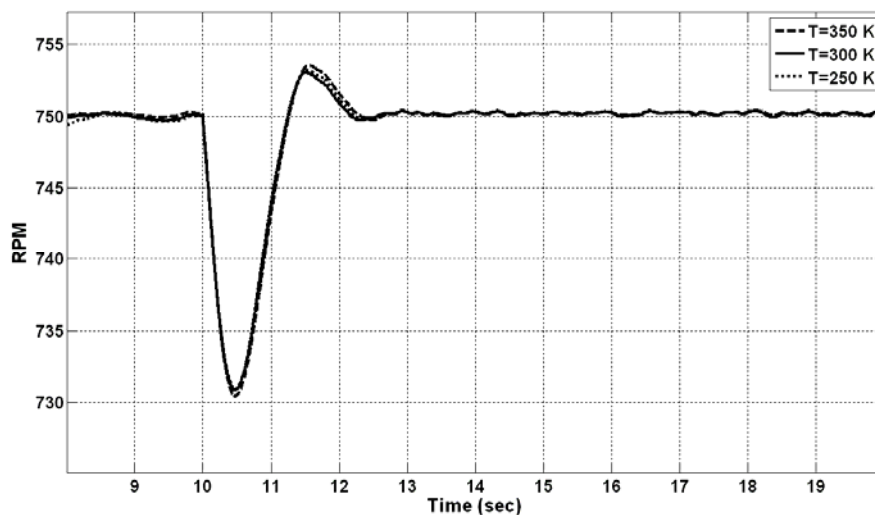
۴-۷ آنالیز حساسیت

چنان که گفته شد خودرو باید قادر باشد در شرایط مختلف عمل نماید، لذا باید سازگاری کنترلر دور آرام در برابر شرایط مختلف آب و هوایی و نیز شرایط بارگذاری و باربرداری در شرایط مذکور مقاوم باشد. همچنین از آنجا که سنسورهای مورد استفاده در موتور ممکن است بواسطه عمر دچار اشکال شوند، لذا در بخش نهایی از آنالیز حساسیت برای بررسی مقاومت کنترلر استفاده می نماییم. تحلیل حساسیت کنترلر در بخش های زیر انجام می شود:

- ۱- آنالیز حساسیت نسبت به تغییرات دمای محیط
- ۲- آنالیز حساسیت نسبت به تغییرات فشار محیط
- ۳- آنالیز حساسیت نسبت به صحت عملکرد سنسور دبی سنج

۴-۷-۱ آنالیز حساسیت نسبت به تغییرات دمای محیط

موتورهای درونسوز نسبت به دمای هوای محیط حساسند، به همین منظور از تحلیل حساسیت روی مدل استفاده شده است تا مقاومت سیستم نسبت به تغییرات دما بررسی شود. با انجام تحلیل حساسیت دیده می شود که سیستم، مقاومت بسیار مناسبی نسبت به تغییرات محیطی از خود نشان می دهد. در این خصوص مصرف سوخت در صورت افزایش دما از ۲۵۰K به ۳۵۰K در حدود ۵٪ کاهش می یابد. این کاهش در نوع خود قابل توجه است. در شکل (۴-۱۹) سرعت موتور در حالت دور آرام در دماهای محیطی مختلف نشان داده شده است. در هر سه حالت نشان داده شده یک بار پله ۲۰N.m در زمان $t=10$ s به موتور وارد می شود.



شکل (۴-۱۹) تاثیرات تغییرات دما بر کارایی کنترلر دور آرام فازی

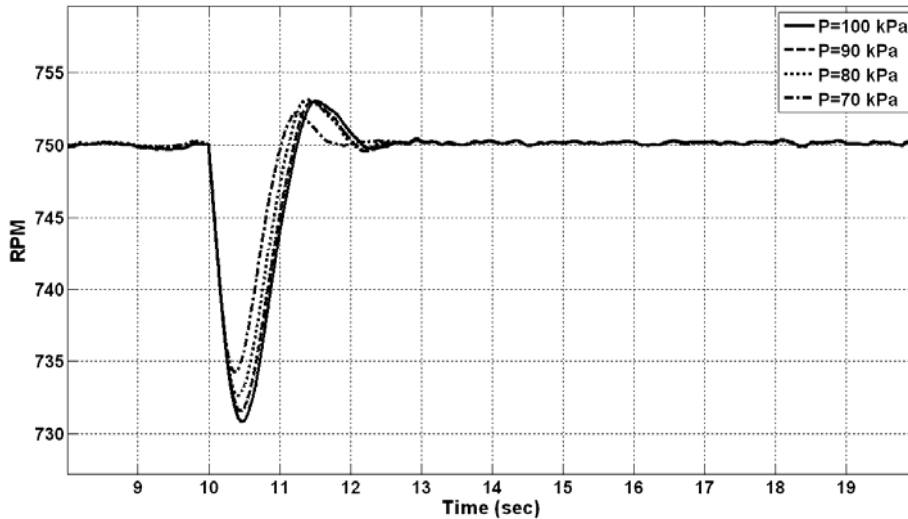
با توجه به آنالیز حساسیت صورت گرفته، مقاومت کنترلر در قبال تغییرات دمایی بخوبی مشهود است.

۴-۷-۲ آنالیز حساسیت نسبت به تغییرات فشار محیط

یکی دیگر از پارامترهای محیطی که موتورهای درونسوز به آن حساسند فشار محیط می باشد، به همین منظور آنالیز حساسیت نسبت به تغییرات فشار محیط روی کنترلر دور آرام اجرا شده است. نتایج تحلیل نشان می دهد کاهش فشار باعث کاهش میزان فراجش سرعت می شود. همچنین



کاهش فشار باعث کاهش زمان نشت نیز می شود. البته چنان که دیده می شود، کاهش فشار تاثیر زیادی بر کارایی کنترلر ندارد.



شکل (۴-۲۰) تاثیرات تغییرات فشار بر کارایی کنترلر دور آرام فازی

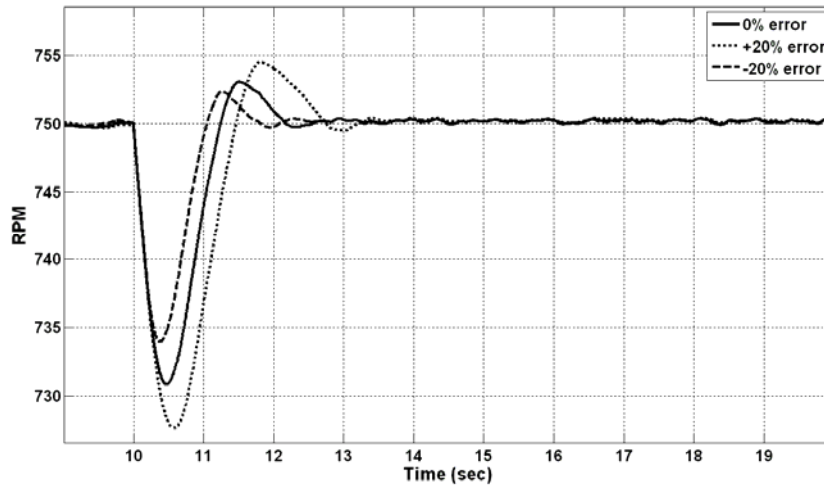
در شکل (۴-۲۰) سرعت موتور در حالت دور آرام در فشارهای مختلف نشان داده شده است. در کلیه موارد یک بار 20 N.m در زمان $t=10 \text{ s}$ به موتور وارد می شود. در این حالت مصرف سوخت به علت کاهش فشار اندکی افزایش می یابد. این افزایش فشار بسیار ناچیز است و در صورت کاهش فشار از 100 kPa تا 70 kPa حدود 2% است.

۴-۷-۳ آنالیز حساسیت نسبت به صحت عملکرد سنسور دبی سنج

افزایش عمر سنسورها باعث استهلاک در سنسورها خواهد شد که متعاقباً منجر به تخمین نا صحیح پارامترهای مورد سنجش می گردد. به همین منظور لازم است تا مقاومت سیستم کنترلی نسبت به تخمین نا صحیح مقادیر مورد سنجش، بررسی شود. یکی از پرکاربردترین سنسورها در موتورهای دیزل، سنسور سنجش دبی هوا است. از آنجا که سنسور مذکور در مقابل جریان هوا قرار دارد، لذا یکی از سنسورهای حساس محسوب می گردد که امکان وجود خطا در آن بسیار زیاد است. به همین منظور مقاومت سیستم نسبت به خطای این سنسور را می سنجیم.

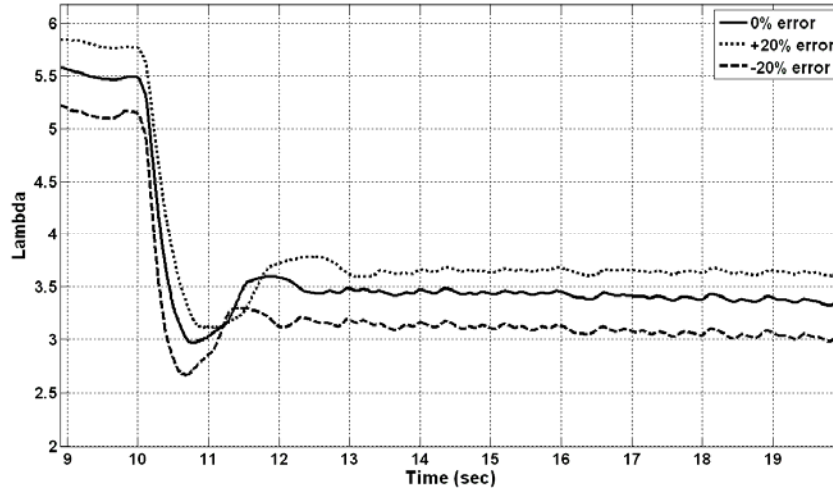


در اینجا فرض شده، خطای سیستم به صورت خطی باشد. سیستم کنترلر را تحت تحریک 20N.m در زمان $t=10\text{ s}$ مورد آزمایش قرار می دهیم. نتایج سرعت مطابق منحنی زیر است:



شکل (۴-۲۱) بررسی مقاومت کنترلر در مواجهه با خطای سنسور دبی (سرعت)

منحنی نسبت هم ارزی واقعی ناشی از عملکرد سنسورها در شکل زیر دیده می شود:



شکل (۴-۲۲) بررسی مقاومت کنترلر در مواجهه با خطای سنسور دبی (نسبت هم ارزی)



جمع بندی و پیشنهادات

۱-۵ خلاصه پژوهش

در پژوهش حاضر مقصود بررسی معایب و مزایای استفاده از کنترلر فازی به منظور کنترل دور آرام موتور دیزل می باشد. به منظور طراحی کنترلر نیاز به یک مدل کنترلی از موتور بود. می توان بخش مدل سازی پژوهش را اصلی ترین بخش پژوهش دانست. مدل مذکور با استفاده از روش مقدار متوسط ایجاد گردید. این مدل قادر است، سرعت موتور و سایر پارامترهای عملکردی موتور نظیر گشتاور، فشار و دمای گاز موجود در چندراهه ها و گشتاورهای اصطکاکی موجود در موتور را بخوبی مدل سازی نماید. اعتبار سنجی مدل که در بخش پیوست انجام شده است. نشان از سازگاری فوق العاده مناسب مدل و واقعیت است. این مدل می توان به عنوان پایه بسیاری از پژوهش های حوزه کنترل موتور دیزل مورد استفاده قرار گیرد.

با در دست بودن مدل، طراحی کنترلر فازی برای حالت آرام موتور میسر خواهد بود. هدف از طراحی کنترلر، پایش موتور در هنگامی است که راننده پدال گاز را نمی فشارد، در این حالت سیستم کنترلی باید هدایت موتور را بر عهده گیرد و سرعت آن را در بازه ای باریک از سرعت آرام از پیش تعیین شده موتور حفظ نماید. اغتشاشات بارگذاری، اصطکاک های متغیر درونی موتور و اغتشاشات کم دامنه گشتاور موتور از جمله اغتشاشاتی است که سرعت موتور را دچار تغییر می کند. به منظور کنترل موتور از سه راهگاه مجزای کنترلی استفاده شده است. کنترل نسبت هم ارزی هوا به سوخت، کنترل زمان پاشش و کنترل میزان گشودگی شیر Wastegate. مسیر نسبت هم ارزی



مسیر اصلی کنترل است و سایر مسیر ها به منظور حذف نوسانات کم دامنه و کاهش فراجش در هنگام باربرداری مورد استفاده قرار می گیرد. استفاده از دو کنترلر ابتدایی (نسبت هم ارزی و زمان پاشش در دور آرام مرسوم است، لیکن کنترل مسیر هوا به ندرت در ادبیات موضوع به چشم می خورد.

۲-۵ نتایج پژوهش

نتایج پژوهش نشان می دهد، استفاده از کنترلر فازی ضمن افزایش کیفیت پایش، باعث کاهش مصرف سوخت به میزان ۰.۵٪ می شود. همچنین استفاده از کنترلر فازی نسبت هم ارزی به تنهایی باعث کاهش نوسانات کارکرد حالت پایای موتور می شود. به منظور کاهش نوسانات سرعت در حالت پایا که عمدتاً ناشی از تغییرات سیکل به سیکل تولید گشتاور است، از کنترل زمان پاشش استفاده شده است. استفاده از این کنترلر می توان دامنه نوسانات سرعت را از ۱ rpm به حدود ۰.۵ rpm کاهش دهد.

اصولاً دیده می شود که موتور در هنگام باربرداری مقاومت کمتری از خود نشان می دهد، در این حالت موتور نسبت به حالت بارگذاری به سختی کنترل می شود. به منظور حذف این نقیصه از کنترلر مسیر توربین استفاده شده است. استفاده از کنترلر شیر Wastegate باعث کاهش ۰.۵٪ فراجش سرعت در هنگام باربرداری می شود.

همچنین نتایج نشان می دهد، استفاده از کنترلر فازی مقاومت سیستم را در مواجهه با تغییرات محیطی بالا می برد. این کنترلر همچنین قادر است نسبت به خرابی سنسور تخمین دبی هوای ورودی مقاومت خوبی نشان می دهد.

۳-۵ پیشنهادات پژوهش های آتی

مبحث مدیریت موتور های درونسوز یکی از پرکاربردترین مباحث در موتور هاست که با توجه به قوانین سختگیرانه وضع شده توسط دولت ها روز به روز بر استفاده از آن افزوده می شود. یکی از



بستر های مهم در طراحی سیستم های مدیریت موتور مدل سازی موتور است. این مبحث که بخش عمده ای از پژوهش های حال حاضر موتورهای درونسوز را به خود اختصاص داده است، تاثیر چشمگیری در طراحی بهینه کنترلرهای موجود در سیستم مدیریت موتور دارا می باشد.

چنان که در پژوهش دیده می شود، کوچکترین پدیده های موجود در عملکرد موتور می تواند بر خواص کنترل تاثیر گذار باشد. توسعه مدل های واقع گرایانه از موتور می تواند هزینه های ناشی از سعی و خطا را در فرآیند های کالیبراسیون کنترلرهای موتور، کاهش دهد.

در پژوهش حاضر از مدل مقدار متوسط به منظور شبیه سازی عملکرد موتور استفاده شده است. از آنجا که اصولاً شبیه سازی تغییرات سیکل به سیکل موتور در مدل سازی سیلندر به سیلندر به صورت واقعی تری شبیه سازی می شود، لذا پیشنهاد می شود، مدل سیلندر به سیلندر دینامیکی موتور توسعه داده شود و در فرآیند طراحی کنترلر مورد استفاده قرار گیرد.

اصولاً پژوهش حاضر تنها موارد مرتبط با کیفیت پارامترهای کنترلی و مصرف سوخت را برای طراحی کنترلر مد نظر قرار داده است. لیکن مسئله آلاینده های تولیدی به هیچ وجه در نظر گرفته نشده است. حال آنکه در طراحی کنترلر دور آرام باید به مسئله آلاینده های نیز توجه گردد. به منظور امکان طراحی چنین کنترلی لازم است مدلی از موتور با قابلیت پیش بینی رفتار موتور در بخش تولید آلاینده های ایجاد گردد. به منظور طراحی کنترلر می توان از شبکه های عصبی بهره جست. ایجاد چنین مدلی می تواند در طراحی سیستم های مدیریت موتور بسیار کارا واقع گردد، چنان که امروزه فعالیت های گسترده ای به منظور ایجاد چنین مدلی از موتور در حال توسعه است.

همچنین در بررسی آنالیز حساسیت نسبت به شرایط محیطی، هرچند سیستم مقاوم می باشد اما می توان مقاومت سیستم را با استفاده از کنترلر ضرایب کنترلی افزایش داد. همچنین می توان پژوهشی در خصوص بهره گیری از کنترلر فازی برای پایش ضرایب کنترلر PID نسبت به شرایط محیطی انجام داد.

در صورت ایجاد مدلی با قابلیت پیش بینی آلاینده ها، امکان استفاده از پارامترهایی نظیر زمان پاشش و گشودگی شیر توربین از اهمیت بالایی برخوردار خواهد بود و نیز امکان بهینه سازی عملکرد موتور فراهم خواهد آمد.



پیوست



به منظور طراحی کنترلر به یک مدل دقیق و در عین حال نیازمندیم، چنان که بررسی شد، مدل مورد استفاده با استفاده از روش مقدار میانگین طراحی شد. به منظور اطمینان از صحت مدل، لازم است تا مدل ایجاد شده تحت ورودی های مختلف آزمایش شود و نتایج با نتایج حاصل از آزمون موتور مقایسه گردد. چنین عملی را اعتبار سنجی مدل^۱ می نامیم.

به منظور بررسی صحت مدل، نتایج حاصله با نتایج آزمون Hendricks و همکارانش که در دانشگاه صنعتی دانمارک صورت گرفته مقایسه شده است [۳۶]. نتایج حاصله انطباق خوبی را بین مقادیر مدل شده و واقعی نشان می دهد. در مقایسه مذکور سرعت موتور، فشار چندراهه ورودی و خروجی، سرعت توربوشارژر و نیز جریان هوای گذرنده از موتور مقایسه شده است. همچنین بخش های مختلف مدل شده در مدل کلی موتور با استفاده از پارامترهای مختص به خود مورد صحت سنجی قرار گرفته اند.

شایان ذکر است مدل مورد استفاده، شبیه سازی فرآیند گرمایش تدریجی موتور را نیز شامل می شود. لیکن از آنجا که نتایج حاصل از تست در حالت پایای دمایی بدست آمده است، لذا در بدست آوردن نتایج حاصل از مدل نیز فرض ثبوت دمایی در نظر گرفته شده است.

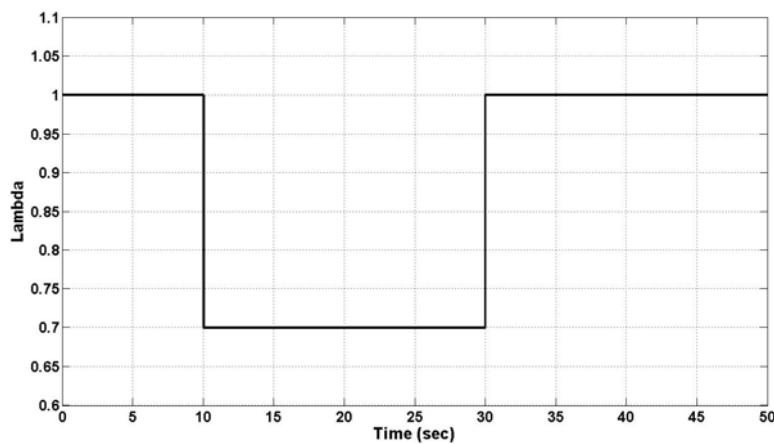
چنان که پیش از این آمد، مدل بر اساس مقادیر پایا کالیبره می شود و به منظور اعتبار سنجی از تست های گذرا استفاده می شود. در این تست میزان سوخت وارده به موتور افزایش می یابد، در عین

¹ Model Verification



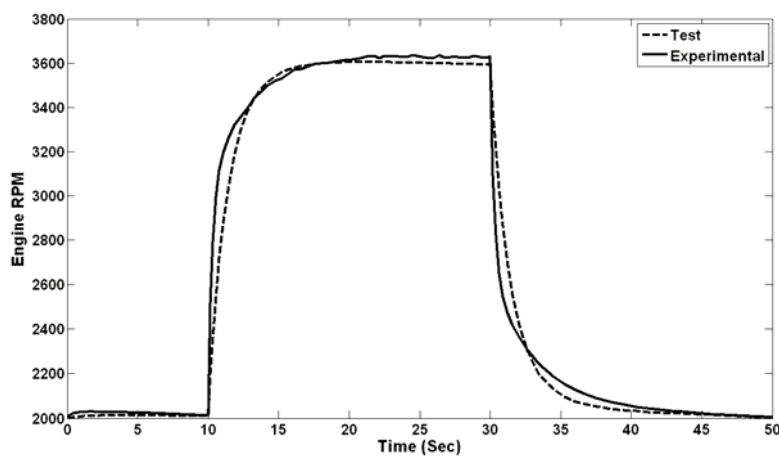
حال بار وارده به موتور ثابت است و انرژی حاصل از افزایش میزان سوخت تزریقی صرف افزایش سرعت موتور می شود. پس از آن میزان پاشش سوخت به حالت ابتدایی باز می گردد.

منحنی زیر تغییرات نسبت هم ارزی هوا به سوخت (پارامتر تحریک) را نشان می دهد. از آنجا که مدل طراحی شده به منظور استفاده در طراحی کنترلر دور آرام مورد استفاده قرار می گیرد و با توجه به آنکه در حالت دور آرام بارهای وارده اصولاً به شکل پله ای به موتور وارد می گردد، لذا تحریک مورد استفاده برای صحت سنجی مدل، به صورت یک تحریک پله ای اعمال شده است.



شکل (الف) منحنی تغییرات نسبت هوا به سوخت اعمالی

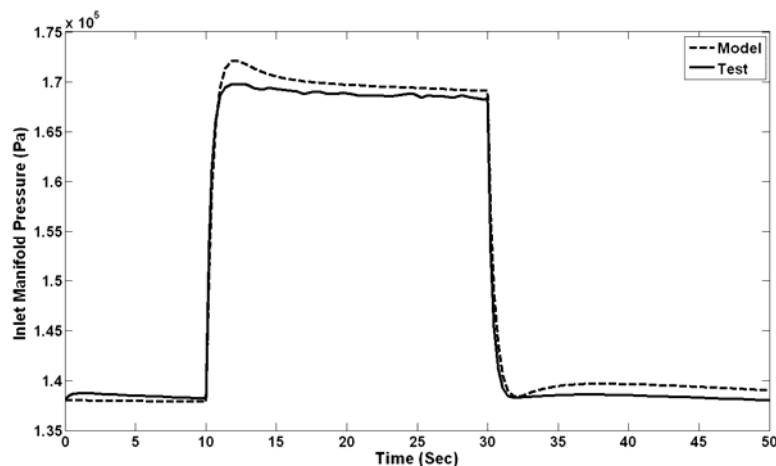
در نمودارهای مقایسه مقادیر حاصل از آزمون با خطوط پر و مقادیر حاصل از مدل به صورت خط چین نشان داده شده اند.



شکل (ب) مقایسه سرعت موتور در آزمون حالت گذرا

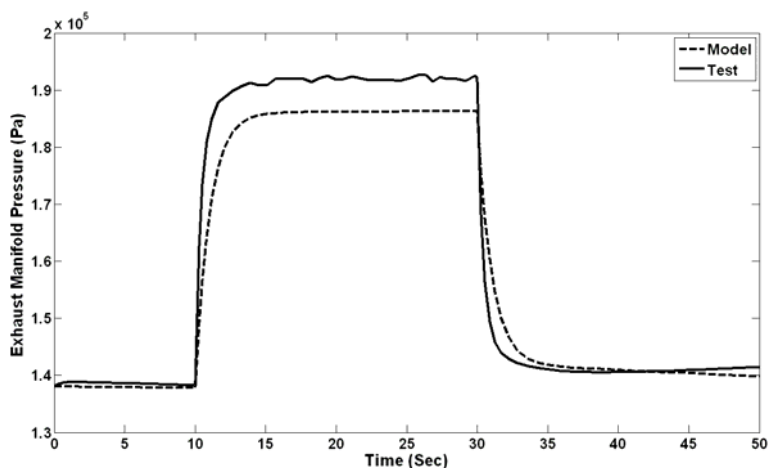
مقایسه سرعت های ناشی از آزمون و مدل، نشان از انطباق خوب بین نتایج است. چنان که در شکل «ب» دیده می شود، نتایج حاصله در بخش پایای کارکرد موتور نیز انطباق بسیار مناسبی با نتایج تست دارد. منحنی سرعت نتیجه کلی حاصل از زیر مدل های مورد استفاده در شبیه سازی است، در پژوهش حاضر رفتار سرعت موتور مهمترین تاثیر را بر طراحی کنترلر خواهد داشت. بنا براین اطمینان از صحت تخمین سرعت بسیار مهم است. شایان ذکر است که پارامترهای دینامیکی موتور نظیر اینرسی دورانی میل لنگ با استفاده از سعی و خطا و به منظور همسان سازی پاسخ تست و مدل بدست آمده است.

به منظور حصول اطمینان از هر یک زیر مدل های سیستم، لازم است فرآیند آزمون برای زیر مدل های مختلف صورت گیرد. در منحنی های بعدی فشار چندراهه ورودی و خروجی مورد صحت سنجی قرار گرفته است.



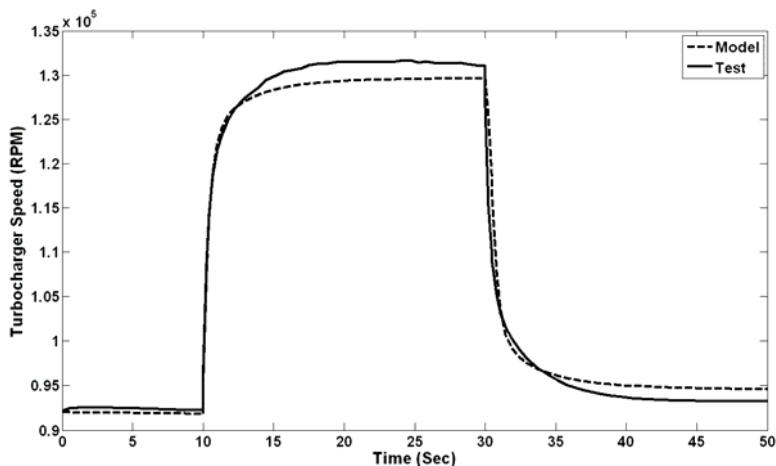
شکل (ج) مقایسه فشار چندراهه ورودی موتور در آزمون حالت گذرا

نمودار فوق صحت مدل سازی چندراهه ورودی را نشان می دهد، چنان که دیده می شود با کاهش نسبت هوا به سوخت (افزایش تزریق سوخت) فشار چندراهه ورودی نیز افزایش می یابد. مقایسه منحنی فشار چندراهه ورودی نشان از انطباق بسیار خوب بین مدل و آزمون است که می تواند بخوبی صحت مدل ایجاد شده را نتیجه دهد. صحت این نتایج نشان می دهد، احجام چندراهه و پارامترهای سوپاپ (بازده تنفسی) و نیز شرایط ورودی هوا، بخوبی در نظر گرفته شده است.



شکل (د) مقایسه فشار چندراهه خروجی موتور در آزمون حالت گذرا

چنان که در شکل دیده می شود، نتیجه آزمون فشار چندراهه خروجی به مطلوبیت فشار چندراهه ورودی نیست و شاهد تفاوت هایی بالاخص در محدوده گذرا می باشیم. تغییرات زینه بندی در حالت گذار موجب تغییر در مقاطع پایا می شود. به همین جهت خطای حاصله را می پذیریم. شایان ذکر است در این تست خطای مدل و واقعیت حدود ۳٪ می باشد که قابل چشم پوشی است.

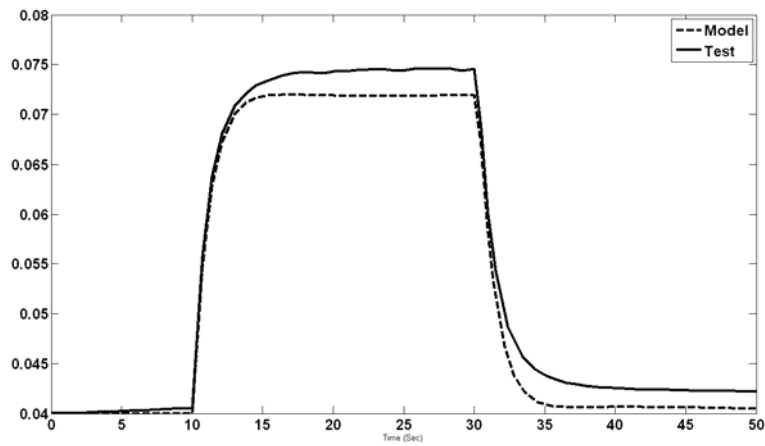


شکل (ه) مقایسه سرعت دورانی توربوشارژر در آزمون حالت گذرا

یکی از پیچیده ترین قسمت های زینه بندی مدل، بخش توربوشارژر است، منحنی فوق نتایج حاصل از آزمون سرعت توربوشارژر را نشان می دهد. انطباق حاصله فوق العاده مطلوب ارزیابی می شود. پارامترهای دینامیکی توربوشارژر با استفاده از تطبیق پاسخ مدل و پاسخ منتجه از تست بدست



آمده است. اصولاً ایجاد مدلی با چنین دقتی می‌تواند ما را در طراحی کنترلرهای مسیر توربوشارژر نظیر کنترلر Wastegate و نیز کنترلرهای توربین‌های هندسه متغییر بخوبی یاری نماید.



شکل (و) مقایسه دبی هوای موتور در آزمون حالت گذرا

یکی دیگر از پارامترهای مهم که بر کارایی مدل و اعتبار آن فوق‌العاده اثر گذار است، دبی جریان هوای گذرنده از موتور است. منحنی فوق‌نشان می‌دهد این پارامتر نیز بخوبی مدل شده است. پارامتر فوق‌ناشی از بازده تنفسی موتور، توربوشارژر و دینامیک گاز چندراجه‌ها می‌باشد. بنابراین می‌تواند گویای صحت مدل‌سازی مجموعه‌های نامبرده باشد.



فهرست منابع

- [1] Hanselmann H. "Automotive control from concept to experiment to product" .IEEE International Symposium on Computer-Aided Control System Design, 1996.
- [2] Isermann R, Sinsel S, Schaffnit J. "Modeling and real-time simulation of diesel engines for control design" SAE Technical Paper Series. Number 980706, 1998.
- [3] Schaffnit J, Isermann R. "Hardware-in-the-loop simulation and rapid prototyping for the development of control functions for diesel engines" 1st IFAC Conference on Mechatronic Systems, MECHATRONICS2000, Darmstadt, Germany, 2000.
- [4] Dobner, D. J., "Dynamic Engine Models for Control Development. Part 1. Nonlinear and Linear Formulation" In. J. of Vehicle Design, Technological Advances in Vehicle Design Series, SP4, Application of Control Theory in the Automotive Industry, 1982, pp. 54-74.
- [5] Moskwa, J. J., and Hedrick, J. K., "Modeling and Validation of Automotive Engines for Control Algorithm Development," ASME JOURNAL OF DYNAMIC SYSTEMS, MEASUREMENT, AND CONTROL, June, 1992.
- [6] Flower, J. O., and Gupta, R. K., "Optimal Control Consideration of Diesel Engine Discrete Models," Int. J. Control, Vol. 19, No. 6, 1974, p. 1057-1068.
- [7] Flower, J. O., and Windett, G. P., "Dynamic Measurements of a Large Diesel Engine Using P.R.B.S. Techniques—Part I Development of Theory for Closed Loop Sampled Systems,—Part II Instrumentation, Experimental Techniques and Results," Int. J. Control, Vol. 24, No. 3, 1976, pp. 379-404.
- [8] Kamei, E., Namba, H., Osaki, K., and Ohba, M., "Application of Reduced Order Model to Automotive Engine Control System," ASME JOURNAL OF DYNAMIC SYSTEMS, MEASUREMENT, AND CONTROL, Vol. 109, Sept., 1987.
- [9] Jensen, J.-P., Kristensen, A. F., Serenson, S. C, Houbak, N., and Hendricks, E., "Mean Value Modeling of a small Turbocharged Diesel Engine," SAE Paper No. 910070, 1991.
- [10] Winterbone, D. E., Thiruarooran, C, and Wellstead, P. E., "A Wholly Dynamic Model of Turbocharged Diesel Engine for Transfer Function Evaluation" SAE Paper No. 770124, 1977.

- [11] Watson, N., "Dynamic Turbocharged Diesel Engine Simulator for Electronic Control System Development," ASME JOURNAL OF DYNAMIC SYSTEMS, MEASUREMENT, AND CONTROL, Vol. 106, March, 1984.
- [12] Lei, Ning, "A Cycle Simulation Program for the Dynamic Operation of a Single Cylinder Direct Injection Diesel," Department of Mechanical Engineering, University of Wisconsin-Madison, M.S. thesis, 1988.
- [13] L.Guzzella , C.H.Onder "Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems", Springer, 2004
- [14] WANG Haiyan , ZHANG Jundong "Control Oriented Dynamic Modeling of a Turbocharged Diesel Engine" Proceedings of the Sixth International Conference on Intelligent Systems Design and Applications (ISDA'06), 2006
- [15] Paolo Falcone, Stefania Santini, Peter Langthaler "Torque generation model for Diesel Engine" Proceedings of the 42nd IEEE Conference on Decision and Control Maui, Hawaii USA, December 2003
- [16] Zadeh, L.A., "Fuzzy sets," Information Control, 8, 94–102, 1965.
- [17] Zadeh, L.A., "Making computers think like people," IEEE Spectrum, 26–32, August 1984.
- [18] Brehm, T. and Rattan, K.S., "The classical controller: a special case of the fuzzy logic controller," in Proceedings of the 33rd Conference on Decision and Control, Lake Buena Vista, pp. 4128–4129, 1994.
- [19] Ying, H., Siler, W., and Buckley, J.J., "Fuzzy control theory: a nonlinear case," Automatica, 26, 513–520, 1990.
- [20] Butler, H., Model Reference Adaptive Control—From Theory to Practice, Prentice Hall, New York, 1992.
- [21] Kaufman, H., Bar-Kana, I., and Sobel, K., Direct Adaptive Control Algorithms: Theory and Applications, Springer-Verlag, New York, 1994.
- [22] Guzzella L. and Amstutz A. "Control of Diesel Engines" IEEE Control System magazine, vol 8, No. 9, pp 55-71
- [23] Zhengmao Ye, "Modeling, Identification, Design and Implementation of Nonlinear Automotive Idle Speed Control Systems-An Overview", IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics, November 2007
- [24] G.Vachtsevanos, S. Farinwata, and H.Kang, "A systematic design method for fuzzy logic control with application to automotive idle speed control," in Proc. 31st Conf. Decision Control, Tucson, AZ, Dec. 1992.

- [25] Kolmanovsky, E. Gilbert, and J. Cook, "Reference governors for supplemental torque source control in turbocharged diesel engines," in Proc. Amer. Control Conf., Albuquerque, NM, vol. 1, Jun. 1997, pp. 652–656.
- [26] D. Memering and P. Meckl, "Comparison of adaptive control technique applied to diesel engine idle speed regulation," J. Dynam. Syst., Meas. Control, vol. 124, pp. 682–688, Dec. 2000.
- [27] A. Petridis and A. Shenton, "Inverse-NARMA: A robust control method applied to SI engine idle-speed regulation," Control Eng. Pract., vol. 11, no. 3, pp. 279–290, 2003
- [28] S. Ouenou-Gamo, A. Rachid and M. Ouladsine "A Nonlinear Controller of a Turbocharged Diesel Engine Using Sliding Mode" Proceedings of the 1997 IEEE International Conference on Control Applications, 1997
- [29] R. Outbib, X. Dovifaaz, A. Rachid, M. Ouladsine "Theoretical Control Strategy for a Diesel Engine" Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 128 / 453, 2006
- [30] Butts K., Sivashankar N. and Sun J. "Feedforward and Feedback Design for Engine Idle Speed Control using 11 Optimization", Proceeding of the American Control Conference, vol. 4, pp. 2587–2590, 1995
- [31] Hrovat D. and Sun J. "Models and Control Methodologies for IC Engine Idle Speed Control Design" Control Engineering Practice, vol. 5, no. 8, pp. 1093–1100, 1997
- [32] Onder C.H. and Geering H.P, "Model-Based Multivariable Speed and Air-to-Fuel Path Ratio Control of an SI engine. SAE paper No. 930859, 1993
- [33] Powell B.K. and Cool J.A. Nonlinear low frequency phenomenological engine modeling and analysis. Proc. Of the 1987 IEEE American Control Conference, vol. 1, 1987
- [34] N. Singh, R. Vig, J.K. Sharma, "ICE Idle Speed Control Using Fuzzy Logic", SAE Technical Paper Series. Number 2002-01-1151, 2002
- [35] Jean-Francois Arnold, Nicolas Langlois, Houcine Chafouk, "Fuzzy controller of the air system of a diesel engine: Real-time simulation" European Journal of Operational Research 193, 2009
- [36] Jensen, J.-P., Kristensen, A. F., Serenson, S. C, Houbak, N., and Hendricks, E., "Mean Value Modeling of a small Turbocharged Diesel Engine," SAE Paper No. 910070, 1991.
- [37] Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw- Hill, 1988.

- [38] Minghui Kao , John J. Moskwa , “Turbocharged Diesel Engine Modeling for Nonlinear Engine Control and State Estimation” JOURNAL OF DYNAMIC SYSTEMS, MEASUREMENT, AND CONTROL., 1995
- [39] El-Gammal, A. M., "An Algorithm and Criteria for Compressor Characteristics Real Time Modeling and Approximation," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 113, Jan., 1991.
- [40] Benson R. S. , Whitehouse N. D., “Internal Combustion Engines”, vol. 2, Pergamin Press, Oxford , 1979
- [41] Horlock, J. H., and Winterbone, D. E., The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines Volume II, Clarendon Press, 1
- [42] Jesper Ritzen , “Modelling and Fixed Step Simulation of a Turbo Charged Diesel Engine” Master's thesis, Vehicular Systems, Dept. of Electrical Engineering Linkoping University , 2003
- [43] Kao, M., and Moskwa, J. J., "Nonlinear Turbocharged Diesel Engine Control and State Estimation," ASME Winter Annual Meeting, New Orleans, La., Nov., 1993.
- [44] Robert Bosch GmbH, “Diesel Engine Management” 4th edition, J.Wiley & Sons, 2005
- [45] Gerhardt J., Honninger H. and Bischof H., “A new Approach to Functional and Software Structure for Engine Management Systems BOSCH ME7”, SAE paper 98080, 1998
- [46] Patton K.J., Nitschke R. G. and Heywood J. B., “Development and Evaluation of a friction Model for Spark Ignition Engine” SAE paper 890836, 1989
- [47] Katsuhiko Ogata, “Modern Control Engineering” 4th edition , Prentice Hall, 2002
- [48] Jan Jantzen, “Tuning Of Fuzzy PID Controllers” Technical University of Denmark, Department of Automation Press, 1998

Abstract:

Controlling of Internal Combustion Engine Idle Speed is one the most important objectives of Engine Management Systems due to its severe influence on fuel consumption of the automobile in urban traffic. PID Controller is usually being used in automotive industry as a methodology for controlling the Idle Speed. In this research the advantages of using fuzzy controllers has been studied in comparison to usual PID Controllers. In order to design od controller a dynamic model of diesel engine has been developed using mean value method. Model contains Turbocharger, Inlet and Exhaust manifold, friction, torque generation and crankshaft dynamic sub model. This model simulates all the phenomena affecting Idle Speed contains gradual warm-up and Cycle by Cycle variations.

In order to control he idle speed Three manipulated variables of AFR, Injection timing and percentages of wastegate opening has been used to desing the controller. The theoretic results show that using fuzzy controller would decrease fuel consumption by about 6% in Idle speed regime while increase the controller performance. The sensitivity analysis shows that fuzzy controller has good robustness properties in different climate and air flow sensor errors.

Keywords: Engine Management System. Idle Speed, Diesel Engine, Fuzzy Control, Mean Value Modeling



**Iran University of Science and Technology
Department of Automotive Engineering**

Design of Idle Speed Controller for a Turbocharged Diesel Engine using Fuzzy Logic Control

**A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirement for the
Degree of Master of Science in Automotive Engineering-
Powertrain Systems**

**By:
Kamyar Nikzadfar**

**Supervisor:
Dr. Alireza Noorpoor**

June 2009