

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



موسسه آموزش عالی انرژی
دانشکده فنی و مهندسی
پایان نامه دوره کارشناسی ارشد
مهندسی مکانیک - تبدیل انرژی

عنوان :

بررسی عددی عملکرد سیستم توربوشارژر بر روی موتور گاز سوز سمند نسبت به تنفس طبیعی با استفاده از نرم افزار GT-POWER

استاد راهنما :
دکتر یوسف یاسی

استاد مشاور :
دکتر حیدر مداح

پژوهشگر :
غفار رجبی

مرداد ۹۶

تقدیم به :

تمامی پویندگان طریق علم و معرفت

سپاسگزاری :

حمد و سپاس خدای را که توفیق کسب دانش و معرفت را به ما عطا فرمود.

در اینجا برخود لازم می دانم از تمامی اساتید بزرگوار، به ویژه اساتید دوره کارشناسی ارشد که در طول

سالیان گذشته مرا در تحصیل علم و معرفت و فضائل اخلاقی یاری نموده اند تقدیر و تشکر نمایم.

از استاد گرامی و بزرگوار جناب آقای دکتر یوسف یاسی که راهنمایی این جانب را در انجام

تحقیق، پژوهش و نگارش این پایان نامه تقبل نموده اند، نهایت تشکر و سپاسگزاری را دارم.

از جناب آقای دکتر حیدر مداح به عنوان مشاور که با راهنمایی خود مرا مورد لطف قرار داده اند کمال

تشکر را دارم.

فهرست مطالب

فصل ۱: کلیات پژوهش

۱	
۱-۱- مقدمه	۲
۲-۱- اهمیت و ضرورت تحقیق	۴
۳-۱- هدف تحقیق	۷
۴-۱- بیان مسأله	۸
۵-۱- محتویات فصول مختلف پژوهش	۹
۶-۱- پرخورانی و انواع روشهای آن	۱۰
۱-۶-۱- پرخورانی توسط سوپرشارژرها	۱۰
۲-۶-۱- پرخورانی توسط توربوشارژرها	۱۱
۷-۱- انواع سیستمهای توربوشارژر	۱۳
۱-۷-۱- توربوشارژر فشار ثابت	۱۳
۲-۷-۱- توربوشارژر با سیستم ضربانی	۱۵

فصل ۲: مروری بر مقالات

۱۸	
۱-۲- مقدمه	۱۹
۲-۲- مروری بر کار گذشتگان	۲۷
۳-۲- اقدامات انجام شده برای نصب توربوشارژر	۲۹
۱-۳-۲- سیستمهای تک توربوشارژری	۳۳
۲-۳-۲- سیستمهای ترتیبی	۳۳
۳-۳-۲- سیستمهای دو مرحله‌ای	۳۴

فصل ۳: مدل سازی یک بعدی موتور

۳۵	
۱-۳- مدل سازی موتور	۳۶
۲-۳- تحلیل یک بعدی جریان گاز	۳۶
۳-۳- تحلیل یک بعدی جریان در راهگاههای موتور	۴۰
۱-۳-۳- تحلیل لوله‌ها	۴۰
۲-۳-۳- محاسبه جریان در محدودکننده‌های جریان	۴۱
۳-۳-۳- مدل احتراق درون سیلندر	۴۲
۱-۳-۳-۳- معادلات مورد استفاده در مدل سازی موتور	۴۳

۴۴	۳-۳-۱-۱-۱- قانون اول ترمودینامیک
۴۴	۳-۳-۱-۲- موازنه جرم
۴۵	۳-۳-۲- معادلات مورد استفاده در انتقال حرارت موتور در نرم افزار
۴۶	۳-۳-۲-۱- مدل های تجربی انتقال حرارت
۴۶	۳-۳-۲-۱-۱- مدل آناند
۴۷	۳-۳-۲-۱-۲- مدل وشنی
۴۸	۳-۳-۳- معادلات مربوط به مدل سازی اصطکاک در موتور
۴۹	۳-۳-۱-۳- مدل تجربی خط ویلانس
۵۰	۳-۳-۲-۳- مدل تجربی مورس
۵۰	۳-۳-۳-۳- رابطه چن - فلاین
۵۱	۳-۳-۴- مدل سازی یک بعدی توربوشارژر
۵۱	۳-۳-۴-۱- معادله بالانس جرم
۵۱	۳-۳-۴-۲- معادله بالانس مومنتوم
۵۱	۳-۳-۴-۳- بالانس انرژی
۵۲	۳-۳-۴-۴- قانون دوم ترمودینامیک
۵۲	۳-۳-۵- معادله جرمی بدون بعد
۵۳	۳-۳-۵- روابط محاسباتی جهت به دست آوردن منحنی مشخصه توربوشارژر
۵۳	۳-۳-۱-۵- محاسبه بازده آیزونتروپیک
۵۴	۳-۴- نرم افزارهای مدل سازی موتور
۵۵	۳-۴-۱- جی تی سویت
۵۵	۳-۴-۱-۱- جی تی پاور
۵۵	۳-۴-۱-۲- جی تی درایو
۵۶	۳-۴-۱-۳- جی تی ترین
۵۶	۳-۴-۱-۴- جی تی فیول
۵۶	۳-۴-۱-۵- جی تی کول
۵۶	۳-۴-۱-۶- جی تی کرنک
۵۷	۳-۵- اساس حل معادلات در نرم افزار
۵۷	۳-۵-۱- موج فشاری

فصل ۴: ایجاد مدل و حل نرم افزاری

۶۰	
۶۱	۴-۱- مدل سازی اجزای مختلف موتور
۶۲	۴-۱-۱- متغیرهای ورودی بلوک موتور و میل لنگ

۶۴	۴-۱-۱-۱- مدل سازی اصطکاک موتور.....
۶۵	۴-۱-۲- متغیرهای ورودی بلوک سیلندر.....
۶۵	۴-۱-۳- متغیرهای ورودی بلوک رانرها و پورت ورود و خروج سیلندر.....
۶۷	۴-۱-۴- متغیرهای ورودی بلوک سوپاپ ورودی و خروجی هوا.....
۶۹	۴-۱-۵- متغیرهای ورودی بلوک انژکتور.....
۶۹	۴-۱-۶- متغیرهای ورودی بلوک چندراهی جریان.....
۷۰	۴-۱-۷- متغیرهای ورودی بلوک خنک کن میانی.....
۷۱	۴-۱-۸- متغیرهای ورودی بلوک توربوشارژر.....
۷۳	۴-۲- الگوی نهایی مدل سازی در GT-POWER.....

فصل ۵: نتیجه گیری

۷۵	
۷۶	۵-۱- مقدمه.....
۷۶	۵-۲- اعتبار سنجی نتایج.....
۷۹	۵-۳- نتایج مدل سازی تنفس طبیعی مربوط به یک سیلندر.....
۷۹	۵-۳-۱- نمودار فشار-حجم سیلندر.....
۸۰	۵-۳-۲- نمودار فشار داخل سیلندر.....
۸۵	۵-۴- نتایج مدل سازی تنفس طبیعی کل موتور.....
۸۶	۵-۴-۲- توربوکمپرسور.....
۸۸	۵-۵- بررسی مقایسه ای دو موتور تنفس طبیعی و توربوشارژری.....
۹۳	۵-۶- پیشنهادات.....

۹۴	مراجع
----	-------

فهرست اشکال

شکل (۱-۱) نمایی از اجزای درونی یک توربوشارژر (۲).....	۴
شکل (۲-۱) یک نمونه سوپرشارژر (۷).....	۱۱
شکل (۳-۱) طرز کار توربوشارژر به صورت شماتیک (۸).....	۱۳
شکل (۴-۱) نحوه ارتباط توربوشارژر فشار ثابت با موتور به صورت طرحواره (۲).....	۱۴
شکل (۱-۲) اثر قطر لوله خروجی توربین بر بازده، فشار مؤثر متوسط و بازده حجمی موتور (۲۱).....	۲۴
شکل (۲-۲) تغییرات تولید دود ویژه در حالات مختلف بازشدگی دریچه فرار (۲۱).....	۲۶
شکل (۱-۳) (a) حجم کنترل برای جریان یک بعدی ناپایدار درون لوله، (b) شبکه ایجاد شده در روش لاکس- وندروف برای جریان ناپایدار یک بعدی (۵۲).....	۳۹
شکل (۲-۳) شماتیک سیلندر جهت نوشتن معادلات مورد نیاز مدل سازی (۲).....	۴۴
شکل (۳-۳) مقایسه عوامل ایجاد اصطکاک در موتورهای اشتعال جرقه‌ای و اشتعال تراکمی (۵۷).....	۴۹
شکل (۴-۳) نمودار دبی سوخت برحسب فشار متوسط ترمزی برای به دست آوردن اصطکاک به روش ویلانز (۵۸).....	۴۹
شکل (۵-۳) نمای یک مدل اتومبیل (موتور، سیستم کنترل، روغن کاری، و خنک کاری و تهویه مطبوع) در نرم افزار GT-POWER (۵۳).....	۵۷
شکل (۶-۳) المان در نظر گرفته شده (۶۴).....	۵۸
شکل (۱-۴) ابعاد هندسی سیلندر (شکل بر گرفته از HELP نرم افزار GT-POWER (۵۳).....	۶۳
شکل (۲-۴) ابعاد هندسی پورت ورودی و خروجی موتور EF7.....	۶۶
شکل (۳-۴) منحنی ضریب CD سوپاپ دود در زوایای مختلف میل لنگ (۶۶).....	۶۷
شکل (۴-۴) منحنی برخاستگی سوپاپ دود در زوایای مختلف میل لنگ (۶۶).....	۶۸
شکل (۵-۴) نمونه یک نقشه عملکرد (MAP کمپرسور) (محور افقی دبی بدون بعد، محور عمودی نسبت فشار).....	۷۲
شکل (۶-۴) الگوی نهایی موتور مورد مطالعه شامل بلوک موتور- بلوک سیلندر-بلوک انژکتور-بلوک سوپاپ-بلوک رانر- بلوک چندراهی-بلوک کمپرسور-بلوک توربین- بلوک آغازی و بلوک پایانی (دما و فشار محیط).....	۷۴
شکل (۱-۵) گشتاور موتور EF7 برای حالت واقعی (داده‌های IPCO) و مدل سازی نرم افزار GT-POWER و خطای آن.....	۷۷
شکل (۲-۵) گشتاور موتور EF7 برای حالت واقعی (داده‌های IPCO) و مدل سازی نرم افزار GT-POWER و خطای آن.....	۷۸
شکل (۳-۵) نمودار چرخه ترمودینامیکی P-V برای سیلندر شماره ۱.....	۷۹
شکل (۴-۵) فشار داخلی سیلندر برای ۲ دور مختلف موتور در ۷۲۰ درجه چرخش میل لنگ.....	۸۰
شکل (۵-۵) نمودار چرخه ترمودینامیکی P-V با SCALE لگاریتمی برای سیلندر شماره ۱.....	۸۱

- شکل (۶-۵) نمودار فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری در یک سیکل ترمودینامیکی..... ۸۱
- شکل (۷-۵) نمودار دمای مخلوط گازهای درون سیلندر بر حسب چرخش زاویه میل لنگ..... ۸۲
- شکل (۸-۵) میزان انتقال حرارت منتقل شده از مخلوط گازی و محصولات احتراق به دیواره سیلندر..... ۸۲
- شکل (۹-۵) بیان انرژی برای یک سیلندر بر حسب چرخش زاویه میل لنگ..... ۸۳
- شکل (۱۰-۵) میزان ناکس (NOX) تولیدی دمای درون سیلندر بر حسب چرخش زاویه میل لنگ..... ۸۳
- شکل (۱۱-۵) نمودار نرخ احتراق بر حسب زاویه لنگ در موتور..... ۸۴
- شکل (۱۲-۵) نمودار دبی جرمی عبور از سوپاپ ورودی بر حسب زاویه لنگ در سرعتهای مختلف..... ۸۴
- شکل (۱۳-۵) نمودار گشتاور ترمزی کل موتور برای دور ۵۰۰۰ و ۳۰۰۰..... ۸۵
- شکل (۱۴-۵) نمودار دبی بی بعد شده ورودی به کمپرسور بر حسب نسبت فشار کمپرسور در RPM های مختلف به همراه نقطه کار واقعی و کانتور راندمان..... ۸۶
- شکل (۱۵-۵) نمودار دبی بی بعد شده ورودی به کمپرسور بر حسب نسبت فشار کمپرسور در RPM های مختلف..... ۸۷
- شکل (۱۶-۵) نمودار توان بر حسب سرعت موتور برای موتورهای تنفس طبیعی و توربوشارژری..... ۸۸
- شکل (۱۷-۵) نمودار گشتاور بر حسب سرعت موتور برای موتورهای تنفس طبیعی و توربوشارژری..... ۸۹
- شکل (۱۸-۵) مقایسه مصرف هوا برای حالت تنفس طبیعی و توربوشارژردر دورهای مختلف..... ۹۰
- شکل (۱۹-۵) مقایسه مصرف سوخت برای حالت تنفس طبیعی و توربوشارژردر دورهای مختلف..... ۹۰
- شکل (۲۰-۵) مقایسه بازده حجمی برای حالت تنفس طبیعی و توربوشارژر در دورهای مختلف..... ۹۱
- شکل (۲۱-۵) مقایسه بازده ترمزی برای حالت تنفس طبیعی و توربوشارژر در دورهای مختلف..... ۹۲
- شکل (۲۲-۵) مقایسه فشار متوسط مؤثر اندیکاتوری برای حالت تنفس طبیعی و توربوشارژردر دورهای مختلف..... ۹۲

فهرست جداول

جدول (۱-۱) مقایسه یک موتور توربوشارژری و تنفس طبیعی با گشتاور و توان حداکثر برابر (۵).....	۸
جدول (۱-۳) ضرایب مورد استفاده در مدل وشنی برای سرعت جریان (۵۳).....	۴۸
جدول (۱-۴) بلوک موتور-میل لنگ و اطلاعات مورد نیاز آن.....	۶۲
جدول (۲-۴) مشخصات هندسی سیلندر موتور EF7.....	۶۲
جدول (۳-۴) تکمیل اطلاعات بلوک موتور و میل لنگ (اطلاعات هندسی سیلندر) مطابق با مقادیر جدول (۴۹).....	۶۲
جدول (۴-۴) تکمیل اطلاعات بلوک موتور-میل لنگ (۴ زمانه بودن-نحوه کار موتور(دورثابت)-مقادیر سرعت موتور (RPM ۱۰۰۰-۲۵۰۰-۴۰۰۰-۵۵۰۰) تعریف تابع اصطکاک موتور براساس مدل چن فلاین (۵۳)-زاویه خورجینی) ...	۶۳
جدول (۵-۴) تعداد سیلندر-ترتیب احتراق- زاویه هر کدام (۴۹).....	۶۴
جدول (۶-۴) ضرایب مدل چن - فلاین برای مدل سازی اصطکاک داخلی سیلندر (۴۹).....	۶۴
جدول (۷-۴) اطلاعات مورد نیاز برای تکمیل بلوک سیلندر (۴۹).....	۶۵
جدول (۸-۴) اطلاعات مورد نیاز برای تکمیل بلوک سیلندر (۴۹).....	۶۵
جدول (۹-۴) اطلاعات مربوط به رانر دود خروجی (دمای سطح رانر، طول قطر، زبری سطح رانر برای موتور EF7) ..	۶۶
جدول (۱۰-۴) اطلاعات مربوط به رانر هوا ورودی (دمای سطح رانر، طول قطر، زبری سطح رانر برای موتور EF7) ..	۶۶
جدول (۱۱-۴) اطلاعات مورد نیاز برای تکمیل بلوک سوپاپ ورودی و خروجی.....	۶۷
جدول (۱۲-۴) فرم پر شده در نرم افزار برای بلوک سوپاپ (بخش برخاستگی).....	۶۸
جدول (۱۳-۴) فرم پر شده در نرم افزار برای بلوک سوپاپ (ضریب CD به کمک منحنی های عمومی (۶۶)).....	۶۸
جدول (۱۴-۴) اطلاعات مورد نیاز برای تکمیل بلوک سوپاپ ورودی و خروجی (۶۶).....	۶۹
جدول (۱۵-۴) فرم پر شده در نرم افزار برای بلوک انژکتور (۶۶).....	۶۹
جدول (۱۶-۴) اطلاعات مورد نیاز برای تکمیل بلوک چندراهی جریان (۶۶).....	۷۰
جدول (۱۷-۴) اطلاعات مورد نیاز برای تکمیل بلوک خنک کن میانی (۶۶).....	۷۱
جدول (۱۸-۴) اطلاعات مورد نیاز مدل سازی توربوشارژر (۶۶).....	۷۱
جدول (۱-۵) نتایج خروجی مدل سازی برای دور RPM ۵۰۰۰.....	۸۵

فصل ۱:

کلیات پژوهش

۱-۱- مقدمه

در موتورهای احتراق داخلی برای تولید توان مکانیکی از انرژی شیمیایی سوخت استفاده می شود. جریان هوا و یا مخلوط هوا و سوخت قبل از احتراق و گازهای حاصل بعد از احتراق، سیالهای کاری هستند. انجام کار بین این سیالهای کاری و اجزاء مکانیکی موتور توان خروجی مطلوب را تأمین می کند. توربوشارژرها یکی از انواع سیستم های تقویت فشار ورودی هوای موتور خودرو هستند که هوای ورودی به موتور را فشرده می کنند بدین ترتیب هوای بیشتری می تواند وارد فضای محدود سیلندر شود و هوای بیشتر به معنای توان بیشتر در هر انفجار است. در نتیجه از نظر توان موتور نسبت به وزن آن برتری قابل توجهی پیدا می کند.

برای اینکه توربوشارژرها بتوانند انرژی لازم برای فشرده کردن هوای ورودی به موتور را بدست آورند از دود خروجی موتور استفاده می کنند. در حقیقت یک توربین کوچک در مسیر دود خروجی قرار می گیرد و این توربین هم به کمک یک شفت یک کمپرسور کوچک پره ای را که در مسیر هوای ورودی به موتور قرار دارد می چرخاند و به این ترتیب هوای بیشتری وارد موتور می شود. لازم بذکر است توربین می تواند تا ۱۵۰ هزار دور در دقیقه سرعت بگیرد که این دور خیلی بالا است یعنی در حدود ۳۰ برابر سریعتر از موتور خودرو ها انجام می شود و چون توربین در مسیر گاز های داغ خروجی از موتور قرار دارد دمای توربین هم بسیار افزایش می یابد.

گاز طبیعی سوختی ارزان و نسبتاً پاک است با توجه به وجود میدان بزرگ گازی در ایران در صورت فراهم شدن امکان دسترسی بیشتر، از جمله بهترین سوخت های جایگزین بنزین و گازوئیل برای خودروها است. با بکارگیری گاز طبیعی به عنوان سوخت، منواکسید کربن، هیدروکربن های نسوخته، دی اکسید گوگرد

و ذرات معلق حاصل از احتراق به میزان قابل ملاحظه ای کم می شود. علاوه براین سرب بعنوان یکی از آلوده کننده ترین ترکیبات هوا به طور کلی حذف و از سروصدای موتور نیز کاسته می شود.

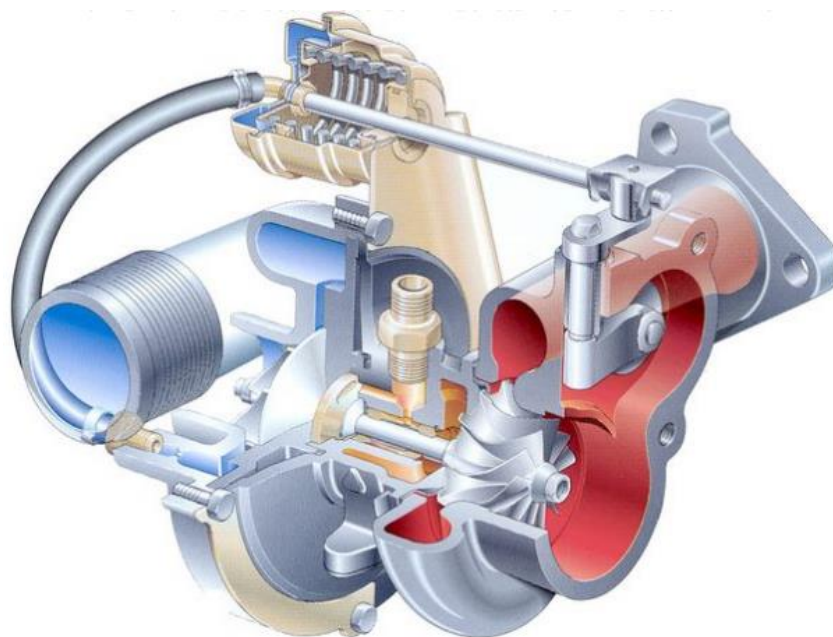
متوسط غلظت آلاینده هایی مانند منواکسیدکربن، هیدروکربنهای نسوخته و اکسیدهای نیتروژن در بسیاری از نقاط شهر تهران بیشتر از حد مجاز توصیه شده توسط سازمان بهداشت جهانی می باشد. با توجه به رشد سریع ترافیک، وضعیت در آینده بدتر خواهد شد.

با توجه به اینکه ۸۹ درصد از منابع آلوده کننده هوای تهران مربوط به خودروها است جایگزینی سوختهای پاکتر که هم از نظر اقتصادی با صرفه تر و هم از لحاظ اثرات زیست محیطی آلودگی کمتری داشته باشند مورد توجه قرار گرفته و بصورت یک ضرورت اجتماعی مطرح گردیده است (۱).

در مقایسه موتورهای گازسوز با موتورهای بنزینی، توان حدود ۱۰ تا ۱۵ درصد کاسته می شود. دو علت عمده این کاهش یکی حالت گازی سوخت CNG در هنگام تزریق به موتور می باشد که مقداری از فضای هوای ورودی به موتور را اشغال می نماید و باعث افت راندمان حجمی می گردد، دلیل دیگر بالابودن نسبت هوا به سوخت در شرایط استوکیومتری گاز نسبت به بنزین می باشد که برای گاز این رقم در حدود ۱۷,۲ به یک می باشد و برای بنزین ۱۴,۷ به یک می باشد. این عامل نیاز بیشتر موتور گازسوز به هوا را نسبت به موتور بنزینی معلوم می سازد یعنی به زبان دیگر اگر بتوان آن مقدار گازی را وارد موتور نماییم که مقدار انرژی آزاد شده آن معادل مقدار بنزین وارد شده به موتور باشد، می بایست هوای بیشتری نسبت به حالت بنزینی وارد موتور گردد.

چون مقدار هوای ورودی به موتور در حالت گازی حتی کمتر از مقدار آن در حالت بنزینی می باشد بنابراین در موتورهای گازسوز برای بهبود عملکرد نیاز به هوای بیشتری می باشد. با توجه به مقاومت گاز

طبیعی در مقابل خوداشتعالی می‌توان توان کاسته شده را توسط روشهای مختلفی جبران کرد. چون ما خواستار تشویق مردم برای استفاده از گاز طبیعی هستیم بنابراین کاهش توان در زمان استفاده از گاز طبیعی قابل قبول نیست. روشی که در این نوشتار برای بدست آوردن قدرت بیشتر ارائه می‌شود، عبارت است از بکارگیری توربوشارژر به منظور افزایش دبی جرمی هوا و متعاقب آن افزایش راندمان حجمی و قدرت موتور. همچنین با استفاده از پرخورانی می‌توان برخی از آلاینده های موتور را با هوادهی بیشتر یا اصطلاحاً فقیرسوز کردن موتور درحد پایین تری نگه داشت. در شکل زیر شماتیکی از یک توربوشارژر نشان داده شده است.



شکل (۱-۱) نمایی از اجزای درونی یک توربوشارژر (۲)

۲-۱- اهمیت و ضرورت تحقیق

بطور کلی توربوشارژرها را به دو منظور عمده در موتورهای احتراق داخلی مورد استفاده قرار می دهند. استفاده از توربوشارژر به جهت بالا بردن توان و عملکرد بهتر موتور، دراین حالت می‌توان با

افزایش فشار و چگالی هوای ورودی و اضافه کردن مقدار پاشش سوخت توان یک موتور را تا دو برابر افزایش داد. بنابراین با طراحی مناسب قطعاتی مانند پیستونها، شاتونها، یاتاقانها و سایر اجزای موتور برای شرایط توربوشارژر می توان مقدار قدرت نسبت به وزن موتور را بالا برد و بجای استفاده از موتورهایی با حجم بالا و قدرت بالا، موتورهای کم حجم تر و مجهز به توربوشارژر با راندمان و قدرت بالا استفاده نمود.

استفاده از توربوشارژر جهت کاهش آلایندگی موتور، هرگاه با ثابت نگه داشتن مقدار سوخت وارد شده به موتور مقدار هوای ورودی را افزایش دهیم می توانیم مقدار آلایندگی موتور را کاهش دهیم این روش عمدتاً در موتورهای دیزلی که مخلوط شدن سوخت و هوا بسیار مهم و کیفیت احتراق بسته به این موضوع می باشد بسیار حائز اهمیت می باشد. وارد کردن هوای فشرده با ثابت نگه داشتن سوخت باعث بهبود احتراق و کاهش آلایندگی بدلیل بالا رفتن میزان نسبت هوا به سوخت در موتور می گردد. در بعضی موارد هر دو روش را در یک موتور انجام می دهند یعنی با بالا بردن نسبتاً زیاد فشار هوای ورودی و افزایش کم سوخت نسبت به موتور معمولی می توان هم توان یک موتور را بالا برد هم مقدار آلایندگی موتور را کاهش داد (۳).

در صد سال گذشته از مسائل مهم برای موتورهای بنزینی، افزایش توان ویژه، افزایش بازده، کاهش مصرف سوخت ویژه و کاهش اثرات آلایندگی می باشد. کوچک کردن موتور به معنای کاهش حجم جابجایی موتور می باشد که موجب کاهش افت های پمپ کردن و افت های اصطکاکی می شود (۴). برای عملکرد قابل قبول، باید موتور با یک سیستم تقویتی مؤثر ترکیب شود. سیستم تغذیه مناسب باید دارای ویژگی هایی همچون بالا بردن توان ویژه موتور، تأمین گشتاور مناسب در دور کاری و پاسخ سریع به تغییرات موتور باشد.

هنگامی که درباره‌ی خودروهای با سرعت بالا یا خودروهای مسابقه‌ای یا مسائل مربوط به کاهش آلودگی در موتورهای احتراق داخلی بحث می‌شود، موضوع پرخوران‌ها عنوان می‌گردد. یک پرخوران به طور عمده قدرت موتور را بدون افزایش وزن آن زیاد می‌کند که این مزیت بزرگی است. برای موتورهای بنزینی بهترین روش افزایش توان توأم با بهبود مصرف سوخت ویژه و اثرات آلاینده‌ی موتور، ترکیب آن با توربوشارژر مناسب می‌باشد. امروزه برخی از نمونه‌های فناوری توربوشارژر پیشرفته استفاده از شیرهای کنار گذر الکتریکی^۱، توربین دو ورودی^۲ و توربین هندسه متغیر^۳ می‌باشد.

توربوشارژر با افزایش فشار و چگالی هوای ورودی به موتور موجب افزایش مقدار جریان ورودی می‌گردد و بنابراین با پاشش مقدار بیشتری سوخت امکان کسب قدرت بیشتر از موتور میسر می‌گردد. لازم به ذکر است در حال حاضر شرکت‌های بزرگ اتومبیل‌سازی مثل ب.ام.و و تویوتا در زمینه پرخورانی تحقیقات گسترده‌ای انجام داده‌اند.

رقابت بر سر تولید محصولات با هزینه و زمان کمتری بین سازندگان بزرگ بسیار حائز اهمیت است، اخیراً با توجه به توسعه‌ی رایانه‌های سریع، نرم‌افزارهای مدل‌سازی زیادی جهت مدل کردن پدیده‌های فیزیکی درون موتور توسعه یافته‌اند که این نرم‌افزارها باعث کاهش قابل ملاحظه‌ای در هزینه‌های توسعه ساخت نمونه‌های آزمایشگاهی موتورهای درون سوز شده‌اند.

با مدل‌سازی موتور به کمک نرم‌افزارهای رایانه‌ای میزان هزینه‌های ساخت نمونه‌های آزمایشگاهی و همچنین زمان انجام پروژه بشدت کاهش می‌یابد. به کمک نرم‌افزارهای مدل‌سازی ابتدا طرح‌های مختلف مورد ارزیابی قرار می‌گیرد سپس بهترین طرح به عنوان یک نمونه آزمایشگاهی ساخته خواهد

^۱Electrically driven waste gate valves

^۲Twin entry turbine

^۳Variable geometry turbine

شد. بدین روش از ساخت تعداد زیادی نمونه‌های آزمایشگاهی و همچنین صرف هزینه و زمان زیاد اجتناب می‌شود.

امروزه کدهای یک بعدی برای مدل سازی و بهبود عملکرد استفاده می‌شوند. البته فرضیات جریان یک بعدی درون اجزای موتور باعث ساده‌سازی‌های زیادی می‌شود و برای ارزیابی و تنظیم کردن^۱ مدل ساخته شده‌ی موتور، اندازه‌گیری‌های هندسی و عملکردی موتور ضرورت دارد.

امروزه سازندگان موتور به برنامه‌های رایانه‌ای قدرتمند و پیشرفته‌ی مدل سازی موتورها توجه ویژه‌ای دارند و برای توسعه‌ی مؤثرتر و بهره‌ورتر به صورت گسترده‌ای از این نرم‌افزارها استفاده می‌کنند. این نرم افزارها انعطاف‌پذیری بیشتری نسبت به مطالعات آزمایشگاهی دارند. البته اعتبارسنجی نرم‌افزارها با نتایج تجربی صورت می‌گیرد و لذا مطالعات تجربی از ارزش بسیار بالایی برخوردار می‌باشند. پایه ابزارهای مدل سازی معادلات بقاء می‌باشد و سازندگان این نرم‌افزارها برای توصیف مطمئن‌تر پدیده‌ها از برخی روابط و داده‌های تجربی نیز استفاده می‌کنند.

۱-۳- هدف تحقیق

بطور کلی هدف از مدل سازی موتور پیش بینی عملکرد موتور می‌باشد یکی از اهدافی که در استفاده از توربو شارژر مطرح است، جایگزین کردن یک موتور تنفس طبیعی با یک موتور توربو شارژ شده کوچکتر که مصرف سوخت آن کمتر است می‌باشد. در این جایگزینی نباید تغییرات منفی در مشخصات رفتاری موتور نظیر قدرت، گشتاور و آلایندگیها بوجود آید. همچنین با توجه به اینکه موتور توربوشارژر شده گرانتر از موتور تنفس طبیعی است باید کاهش مصرف سوخت موتور توربوشارژر شده

^۱Calibration

این اختلاف قیمت را جبران نماید. جدول زیر به مقایسه موتور توربوشارژر شده و تنفس طبیعی در حالتی که حداکثر گشتاور و قدرت یکسانی دارد می پردازد.

جدول (۱-۱) مقایسه یک موتور توربوشارژری و تنفس طبیعی با گشتاور و توان حداکثر برابر (۵)

مزایا	معایب
کاهش تلفات سوخت	کاهش نسبت تراکم
کاهش افت اصطکاکی	عمل بد دریچه کنترل سوخت در حالت گذرا
کاهش افت پمپاژ در دورهای پایین	افزایش تنشهای حرارتی
کاهش آلودگیهای HC,CO	افزایش آلودگیهای ناشی از NOX *
کاهش وزن موتور (افزایش توان ویژه)	نیاز به روانکاری پیشرفته
کاهش اثرات تغییر شرایط محیط بر موتور	افزایش هزینه تولید
کاهش ابعاد موتور	نیاز به خنک کن میانی
افزایش بازده	گشتاور نامناسب در دور پایین **
* با اضافه نمودن خنک کن میانی NOX از حالت تنفس طبیعی هم کمتر می گردد.	
** با توربوشارژر هندسه متغیر این اشکال رفع می شود.	

۱-۴- بیان مسأله

نرم افزار جی تی پاور^۱ زیر مجموعه نرم افزار جی تی سویت^۲ می باشد. جی تی پاور یک ابزار متداول جهت مدل سازی موتور می باشد که بر اساس دینامیک گاز یک بعدی و ابعاد هندسی، مدل سازی را انجام می دهد و یک نرم افزار بسیار قوی در راستای پیش بینی رفتار موتور برای تغییر در موتور و یا توسعه یک موتور جدید می باشد

در این پژوهش به بررسی میزان مصرف سوخت ویژه، ارتقاء و بهبود عملکرد موتور و همچنین افزایش توان و به تبع آن افزایش گشتاور در یک نمونه موتور احتراق داخلی به وسیله پرخورانی می پردازیم. در انتها نتایج بدست آمده از مدل سازی موتور پرخوران را با حالت تنفس طبیعی مورد مقایسه قرار

^۱ GT-POWER

^۲ GT-SUIT

خواهیم داد. مدل سازی بانرم افزار قدرتمند GT-SUIT ورژن ۷,۳ صورت می گیرد. در این نرم افزار معادلات بقاء در نظر گرفته و حل می شوند.

مدل سازی کارکرد موتور را می توان در دو فاز پایا^۱ و گذرا^۲ انجام داد. در فاز حالت گذرا بررسی کارکرد موتور در طی یک بازه زمانی خاص صورت می پذیرد. در فاز حالت پایا، موتور در سرعت ثابت، سوخت رسانی ثابت و در حالت بار ثابت^۳ کار می کند به علاوه تمام المان های موتور و توربوشارژر به تعادل رسیده اند. پاسخ های این نوع حل همگرا خواهد بود. در این پژوهش از این نوع مدل سازی استفاده خواهد شد. در فصل مدل سازی به تفصیل معادلات بقای که در داخل این نرم افزار گسسته سازی و حل می شوند آورده می شود. این معادلات بقاء عموماً به شکل معادلات دیفرانسیل با مشتقات جزئی می باشند. در این نرم افزار لوله ها، منیفولد، پورت ها، سیلندرها و تمام اجزای دیگر بصورت بلوکهایی به داخل محیط مدل سازی وارد شده و مدل سازی انجام می گیرد.

۱ اساس تحلیل جریان در راهگاههای موتور استفاده از روش عملکرد موج فشاری می باشد (۶). با استفاده از این روش می توان فشار و دمای سیال را در نقاط مختلف و در لحظه های مختلف بدست آورد. برای رسیدن به این منظور باید معادله جریان تراکم پذیر ناپایا را حل نمود. برای حل این معادله از روش مشخصات^۴ استفاده می شود این روش کاربرد وسیعی در حل معادلات با مشتقات جزئی دارد.

۱-۵- محتویات فصول مختلف پژوهش

در این پژوهش نتایج تحقیق در پنج فصل ارائه شده است. بعد از ارائه کلیات در فصل اول که

^۱ Steady State

^۲ Transient

^۳ Fix Load

^۴ Method Of Characteristic

شامل مقدمه، ضرورت انجام پژوهش، هدف پژوهش، بیان مسأله است به کلیاتی در مورد موتور تنفس طبیعی و موتور مجهز به توربوشارژر پرداخته می شود در فصل دوم به مروری بر کار گذشتگان می پردازیم. در فصل سوم به بیان معادلات حاکم بر توربوشارژرها و سپس به ارائه تئوری لازم برای حل معادلات مدل سازی پرداخته می شود. در نهایت در فصل چهارم روش مدل سازی موتور و توربوشارژر در نرم افزار GT POWER توضیح داده می شود. در فصل پنجم نتایج حاصل از مدل سازی مورد بحث و بررسی قرار خواهند گرفت.

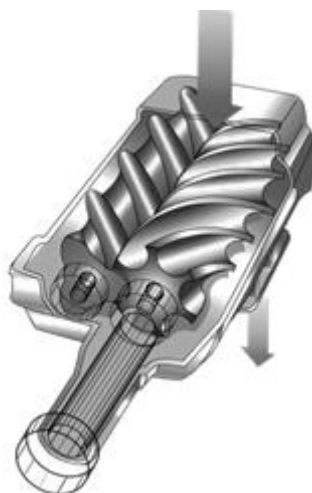
۱-۶- پر خورانی و انواع روشهای آن

دو روش کلی برای پر خورانی در موتورهای احتراق داخلی وجود دارد:

۱-۶-۱- پر خورانی توسط سوپرشارژرها

سوپرشارژرها پر خورانهایی می باشند که تنها از یک کمپرسور تشکیل شده اند. این کمپرسور توسط تسمه یا چرخ دنده از میل لنگ موتور نیرو گرفته و باعث افزایش فشار هوای ورودی به موتور می گردد. از مزایای سوپرشارژرها، می توان به عکس العمل سریع پر خوران در دورهای پایین موتور اشاره نمود که بدلیل متصل بودن سوپرشارژرها توسط تسمه یا چرخ دنده به میل لنگ موتور، این امکان فراهم می گردد. بنابراین با افزایش سریع دور موتور، پر خوران به سرعت فعال می گردد. از معایب سوپرشارژرها توان گرفته شده از میل لنگ موتور است که در حدود ۳۰ درصد از توان افزایش یافته توسط سوپرشارژر است که می بایست صرف خود سوپرشارژر گردد.

در شکل زیر یک نمونه سوپرشارژر نشان داده شده است.



شکل (۲-۱) یک نمونه سوپرشارژر (۷)

۱-۶-۲- پرخورانی توسط توربوشارژرها

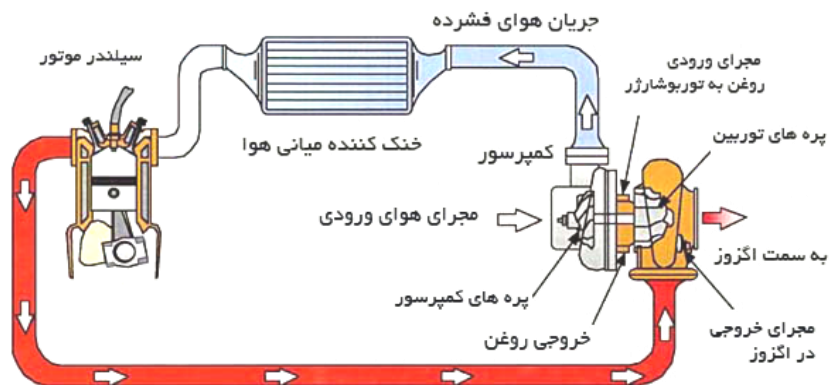
توربوشارژرها، پرخورانهایی هستند که از یک توربین و یک کمپرسور با شافت مشترک تشکیل شده اند. در این پرخورانها قسمت ورودی توربین به فلانچ خروجی چند راهه دود متصل می گردد و قسمت خروجی توربین به مسیر اگزوز متصل می شود. در هنگام خروج محصولات احتراق از چندراهه خروجی، گازهای گرم با سرعت بالا به پره های توربین نیرو وارد می نماید و باعث چرخش آن می شود و پس از انتقال انرژی خود به پره ها از توربین خارج می گردد. شفت متصل به این چرخ توربین از سمت دیگر به چرخ پره کمپرسور متصل می باشد که با چرخش و سرعت بالای خود سیال ورودی (هوا) را از ورودی کمپرسور که به مسیر صافی هوا متصل می باشد به داخل کمپرسور شعاعی یا گریز از مرکز کشیده و با عبور از صدا خفه کن وارد چرخ گردان کمپرسور می شود و پس از انتقال انرژی از پره های چرخ گردان^۱ به این هوا، موجب شتاب گرفتن و به تبع آن باعث افزایش سرعت می شود، سپس به درون

^۱ Impeller

دیفیوزر هدایت می‌شود. در درون دیفیوزر انرژی جنبشی هوا به انرژی فشاری تبدیل شده و با فشار زیاد وارد خروجی کمپرسور که به مسیر چند راهه ورودی متصل می‌باشد می‌گردد. از طرفی دیگر بالا رفتن فشار هوا منجر به گرم شدن آن می‌گردد. افزایش دما در شروع تراکم موجب مشکلات خود اشتعالی و کوبش در قسمت انتهای مرحله تراکم و یا در طی احتراق می‌گردد. به این دلیل کمپرسورها می‌توانند به یک پس خنک کن^۱ مجهز گردند تا دمای هوای متراکم شده ورودی را کاهش دهند. پس خنک کن، مبدل های گرما هستند که اغلب از هوای بیرون به عنوان سیال خنک کننده استفاده می‌کنند. همچنین بسیاری از توربوشارژرها دارای یک میان بر هستند که در صورت عدم نیاز به افزایش فشار هوای ورودی، گازهای خروجی می‌توانند توربوشارژر را دور بزنند. توربین های پیشرفته امروزی دارای هندسه تغییر سطح مقطع ورودی از طریق پره های راهنمای ورودی توربین می‌باشند، به طوریکه با نقاط عملیاتی مختلف موتور، حداکثر بازده حاصل گردد. برای مثال هنگامی که موتور با سرعت پایین در حال فعالیت است، جریان سطح مقطع با بسته شدن این پره های راهنما کاهش می‌یابد. توربو شارژرها ممکن است به یک تانک روغن اضطراری نیز مجهز باشند که اگر سیستم روغن کاری اصلی موتور از کار افتاد، این سیستم رزرو بتواند روغن کاری روتورهای دوار در میان دو یا تا قان صفحه ای شعاعی را انجام دهد. توربوشارژرها را و سیعتر از سوپر شارژرها مورد استفاده قرار می‌دهند. توربو شارژرها بخشی از انرژی جنبشی گازهای خروجی اگزوز را که در موتورهای معمولی تلف می‌گردد را به کار تبدیل کرده و به موتور باز می‌گرداند، همچنین بالا بودن فشار هوای ورودی و مخلوط شدن بهتر سوخت و هوا باعث بهتر شدن کیفیت احتراق می‌گردد. بنابراین راندمان حرارتی در موتورهای توربو شارژ شده نسبت به موتورهای معمولی بالاتر می‌باشد.

^۱ After Cooler

در شکل زیر طرز کار توربوشارژر نشان داده شده است.



شکل (۱-۳) طرز کار توربوشارژر به صورت شماتیک (۸)

۷-۱- انواع سیستمهای توربوشارژی

براساس نحوه ورود گازهای اگزوز به توربین توربوشارژر و ثبات یا نوسان جریان ورودی به

توربین از دو نوع سیستم مختلف توربوشارژر کردن استفاده می شود.

۱-۷-۱- توربوشارژر فشار ثابت^۱

یک موتور رفت و برگشتی ذاتاً یک وسیله با جریان غیردائم است. گازهای خروجی از سیلندر

یک جریان غیر دائمی را به وجود می آورد. از طرفی، توربو ماشینها برای جریان دائمی طراحی و ساخته

می شوند. البته توربینها می توانند تحت شرایط غیر دائم کار کنند ولی بازده شان در مقایسه با شرایط دائم

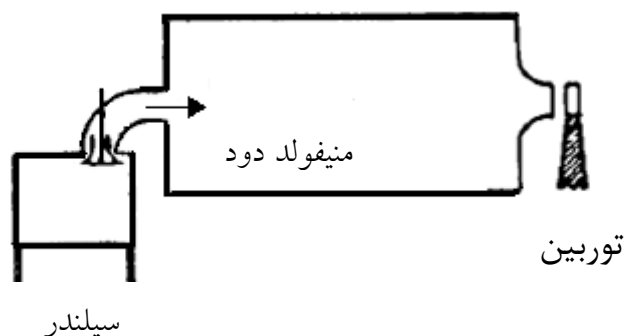
بطور قابل ملاحظه ای کاهش خواهد یافت. بنابراین ترکیب موتور و توربین عمل مشکلی خواهد بود.

بوچی^۲ (مبتکر سوئیزی توربوشارژر) از یک محفظه با حجم مناسب برای کنترل و ثابت کردن جریان گاز

^۱ Constant Pressure Turbocharging

^۲ Buchi

غیردائمی خروجی از سیلندر استفاده کرد. بنابراین بدین گونه جریان ورودی به توربین یکنواخت و فشار ثابت گردید. حجم منیفولد دود یا حجم مخزن، وابسته به فرکانس ضربان گازهای خروجی است که به تناوب از هر سیلندر خارج می‌شود. شدت ضربان گازهای خروجی تابعی از بار موتور، زمانبندی سوپاپ دود، سطح ورودی توربین و حجم منیفولد است. معمولاً نسبت حجم منیفولد دود به حجم موتور برای تبدیل نوسانات به فشار ثابت بزرگتر از یک می‌باشد. این نسبت برای موتورهای با تعداد سیلندر بیشتر، در مقایسه با موتورهای با تعداد سیلندر کمتر، کوچکتر است. قاعده خاصی را نمی‌توان برای این امر بیان نمود ولی بازه آن ما بین $1/4$ تا 6 در تغییر است. یکی از مشکلات ایجاد فشار ثابت در ورودی توربین این است که در صورت تغییر ناگهانی بار یا دور موتور، فشار در مخزن بصورت آرام تغییر کرده و بنابراین انرژی گازهای ورودی به توربین بتدریج زیاد می‌شود که این امر باعث ایجاد تأخیر در پاسخ موتور است. بنابراین اگر تغییر سریع دور یا بار موتور مورد نظر باشد، سیستم فشار ثابت مناسب نخواهد بود. شکل (۱-۴) نحوه ارتباط توربوشارژر فشار ثابت با موتور را نشان می‌دهد.



شکل (۱-۴) نحوه ارتباط توربوشارژر فشار ثابت با موتور به صورت طرحواره (۲)

حجم بزرگ چندراهه ورودی ما را از ثابت ماندن فشار در ورودی توربوشارژر مطمئن می‌سازد. برای دستیابی به نسبت فشارهای بالاتر از یک، توربوشارژر باید دارای راندمان بالای ۴۵ درصد باشد، پس با داشتن یک توربوشارژر با راندمان بالای ۴۵ درصد فشار ورودی از فشار خروجی بیشتر می‌شود. بنابراین

هنگامی که سوپاپ های ورودی و خروجی با هم باز باشند (قیچی سوپاپ ها در زمان تخلیه) مقداری هوای تازه وارد سیلندر می شود که باعث تخلیه کامل گازهای سوخته از داخل سیلندر خواهد شد.

۱-۷-۲- توربوشارژر با سیستم ضربانی^۱

نقطه ضعف سیستم فشار ثابت این است که بطور کامل از انرژی جنبشی گازهای خروجی استفاده نمی کند. زمانی که گاز با فشار زیاد از سطح نیمه باز سوپاپ تخلیه عبور می کند سرعتش به طور محسوس افزایش می یابد ولی این گازهای سرعت بالا بطور ناگهانی وارد محفظه تخلیه با حجم و سیع می شود و با گاز سرعت پایین برخورد می کند و بدلیل پدیده مخلوط شدن، اتلافات اصطکاکی بوجود می آید و تمام انرژی جنبشی گاز به انرژی فشاری تبدیل نمی شود و بخشی از آن به هدر می رود. با استفاده از توربوشارژر ضربانی می توان بخش عمده ای از انرژی گازهای خروجی را به توربین منتقل نمود. برای رسیدن به این منظور بهتر است تلفات ناشی از خفانش جریان در هنگام عبور از سوپاپ خروجی را کاهش داد. بنابراین هر چقدر سوپاپ دود سریعتر باز شود، این تلفات کمتر می شود. تلفات ناشی از خفانش وقتی اتفاق می افتد که مدت زمان اندکی از باز شدن سوپاپ دود گذشته و سطح جریان گذرنده از اطراف سوپاپ بسیار کم است. در این حالت سرعت سیال به سرعت صوت می رسد و هنگامی که سیال به پورت خروجی می رسد ناگهان بدلیل افزایش سطح مقطع منبسط می شود که این امر باعث تلفات خفانشی می گردد. بنابراین هر چه سوپاپ خروجی سریعتر باز شود و همچنین هر چه نسبت سطح گلوگاه سوپاپ به سطح پورت خروجی به مقدار یک میل کند تلفات خفانشی کمتر می شود.

از مزیت های پرخورانی ضربانی این است که می توان با طراحی مناسب، فشار را در پایین دست

^۱ Pulse System Turbocharging

سوپاپ خروجی به نحو مطلوبی کمتر از فشار سیلندر و فشار منیفولد ورودی (در لحظه ای که سوپاپ ورودی و خروجی هر دو باز است) رساند. اما در پرخورانی با فشار ثابت فشار در مخزن و رانرهای خروجی برابر است. بنابراین نمی توان فشار را در پایین دست سوپاپ خروجی کاهش داد. در طراحی منیفولد خروجی یک موتور پرخورانی شده طول رانرهای خروجی را باید نسبتاً طولانی در نظر گرفت تا امواج فشاری منعکس شده از توربین به سوپاپ خروجی در حالیکه باز می باشد نرسد. ولی معمولاً طول رانرهای خروجی را کوتاه تر در نظر می گیرند تا انرژی گازهای خروجی از سیلندر کاهش نیابد در عوض همان طور که بیان شد زمان باز ماندن سوپاپ خروجی را کاهش می دهند تا امواج فشاری منعکس شده به داخل سیلندر راه نیابند (۹). همچنین انتخاب منیفولد خروجی کوچک باعث خواهد شد که فشار در منیفولد خروجی در لحظه ای که سوپاپ دود باز می شود سریعتر افزایش یابد و در نتیجه سرعت پاسخ نیز بیشتر شود.

یکی از بزرگترین مزایای پرخورانی ضربانی نسبت به پرخورانی فشار ثابت این است که می توان انرژی بیشتری از گازهای خروجی را که قابلیت تبدیل شدن به کار مفید را دارند در اختیار توربین قرار داد. اما نکته ای که باید به آن توجه کرد این است که ناپایا بودن جریان باعث می شود که توربین در ناحیه ای با بازده پایین کار کند. زیرا در پرخورانی ضربانی وقتی که فشار گازهای خروجی بالا می رود، این امر باعث شتاب گرفتن پره های توربین می شود و وقتی که فشار پایین می آید حرکت پره های توربین نیز کند می شود. بنابراین مقداری از انرژی همیشه صرف شتاب دهی به پره های توربین می شود و این امر باعث کاهش کارایی توربین می گردد (۹).

اگر در این سیستم از توربین با کارایی بالا استفاده نشود تمام انرژی هایی که از سیستم فشار ثابت، بیشتر جذب می شود از بین می رود و این سیستم دیگر مزیتی نسبت به سیستم فشار ثابت ندارد

چون راندمان توربین مستقیماً بر راندمان موتور تأثیر می‌گذارد (۱۰). برای بالا بردن راندمان توربین باید فواصل بین گازرسانی به توربین را کاهش داد و در ضمن از قیچی سوپاپ‌ها استفاده کنیم، با این حال راندمان توربین از حالتی که جریان پایا داریم کمتر است. اگر دو سیلندر به ورودی توربین متصل باشد، بازدهی توربین به دلیل فاصله هوایی ایجاد شده، کاهش می‌یابد. به همین دلیل سیستم ضربه ای هنگامی مناسب می‌باشد که تعداد سیلندره‌ای ورودی به توربین حداقل سه عدد باشند.

فصل ۲:

مروری بر مقالات

۲-۱- مقدمه

توربوشارژر موتورهای احتراق داخلی ایده ای بود که به فاصله کمی از اختراع موتورهای احتراق داخلی مطرح گردید. در سال ۱۸۸۵ دایملر مقاله ای درباره استفاده از یک فن یا کمپر سور برای اضافه کردن هوای ورودی به موتور دریافت کرد. در سال ۱۹۰۲ لوییس رنو برای اولین بار توربوشارژری از نوع سانتریفیوژ ساخت و بر روی موتور نمونه ای نصب کرد. این توربوشارژر توسط تسمه به میل لنگ متصل می گشت و با پنج برابر سرعت آن دوران می کرد. اولین سوپرشارژر متحرک با دود اگزوز (توربوشارژر) بین سال های ۱۹۰۹ و ۱۹۱۲ توسط دکتر آلفرد بوچی سوئیسی ساخته شد. اولین نمونه موتور دیزل مجهز به توربوشارژر را او در سال ۱۹۱۵ ارائه کرد. در توربوشارژر ساخت بوچی توربین و کمپر سور هر دو از نوع جریان محوری بودند که توسط اتصال مکانیکی به میل لنگ موتور متصل می شدند. امروزه به این نوع موتور، موتور مرکب اتلاق می شود. بعد از چند سال بوچی مدل اصلاح شده ای را مطرح کرد که در آن اتصال مکانیکی بین موتور و توربوشارژر برداشته شده بود، ولی اتصال مکانیکی بین توربین و کمپر سور کماکان پابرجا بود. اولین توربوشارژر ساخت بوچی از نوع جریان یکنواخت بود که با موفقیت و اقبال روبرو نگردید. در سال ۱۹۲۵ بوچی سیستم موفق توربوشارژر ضربه ای^۱ ارائه کرد، که به مدل بوچی معروف می باشد. رونق بیشتر توربوشارژر زمانی آغاز شد که توربوشارژرها بر روی موتورهای سیلندر و پیستونی هواپیماها نصب گردید و میزان سقف پرواز را افزایش داد. زیرا در این هواپیما این مشکل وجود داشت که با اوج گرفتن هواپیما به علت کاهش فشار، قدرت خروجی موتور شدیداً کاهش می یافت و این امر سقف پرواز را محدود می کرد. با بکارگیری توربو شارژرها و

^۱ Pulse system turbocharger

افزایش فشار ورودی کمک زیادی به افزایش ارتفاع پرواز شد. تا زمان جنگ جهانی دوم صنعت توربوشارژر توسعه زیادی یافت. بکارگیری توربوشارژر بر روی موتور دیزلی بهترین روش برای کاهش هزینه های مصرف سوخت، کاهش جای مورد نیاز برای موتور و کاهش وزن موتور، افزایش راندمان و کاهش صدا بود. در دهه هفتاد میلادی استفاده از توربوشارژر برای موتورهای بنزینی بسیار رواج پیدا کرد و کمپانیها خودروهای اسپرتی خود را با موتورهای توربوشارژری ارائه کردند ولی به دلیل تاخیر عملکرد توربوشارژر این موتورها با استقبال مصرف کنندگان روبرو نشدند. توفیق توربوشارژر در صنعت خودروهای سواری از زمان ارائه توربو دیزل هایی بود که می توانستند با حجم مساوی با موتورهای بنزینی برابری کنند و از لحاظ آلودگی در سطح پایین تری نسبت به موتورهای بنزینی قرار بگیرند (۱۱). در ادامه گزیده ای از مسائل مطرح شده توسط محققان در چند سال اخیر به اختصار آورده شده است.

انیرو و همکاران (۱۲) در پژوهشی در سال ۲۰۱۵ بیان داشتند از هنگام انقلاب صنعتی و طی سالها، بالا رفتن استاندارد زندگی بشر غلظت CO₂ را که یکی از عوامل عمده اثر گلخانه ای در سطح جهانی می باشد تا ۳۶٪ افزایش داده است. این افزایش غلظت CO₂ به دلیل استفاده گسترده از سوخت های فسیلی است که در این زمینه مهمترین عوامل خودروها هستند. پژوهش آنها روی کاهش تعداد سیلندر و جابه جایی که یک موتور استفاده می کند، تمرکز کرده اند تا انتشار CO₂ را کاهش دهند. این امر با افزایش فشار به وسیله توربوشارژر یا توربوشارژر دوقلو قابل انجام است.

خوزه مانوئل لوژان و همکاران (۱۳) در سال ۲۰۱۶ هدف از پژوهش خود را بهبود عملکرد موتورهای احتراق داخلی عنوان کردند موتورهای آنها دردهماهای محیط پایین کار می کنند. در پژوهش آنها از سیستم بازیابی گرمای اگزوز برای یک موتور دیزلی در حین کار (با هوای) سرد استفاده شده است. آنها از انرژی به دست آمده ازاگزوز برای گرم کردن دمای هوای ورودی استفاده کردند. در این پروژه

خنک‌کننده میانی با یک مبدل حرارتی آب/هوا که کولر هوایی واترشارژر نامیده می‌شود جایگزین شده است. در شرایط سرد، کولر هوایی واترشارژر که از گاز خروجی از موتور استفاده می‌کند وارد عمل می‌شود. گاز خروجی وارد شارژر می‌شود و تبادل دما با هوای محیط صورت می‌گیرد تا هوای سرد محیط گرم شده و وارد موتور شود.

جنلو پوپ در سال ۲۰۱۵ (۱۴): هدف این پژوهش تحلیل موتور دیزلی توربو شارژر است. در این پروژه از خودرو شورولت سابرن که دارای یک توربوشارژر است استفاده شده است. به منظور برداشت توان بیشتر از موتور، از یک توربو شارژر جدید بزرگتر استفاده شده است. توربوشارژر جدید با سیستم خنک‌کننده آبی هوا کوپل شده تا دمای هوای ورودی کاهش یابد. از این رو ارتقای توربوشارژر همراه با خنک‌کننده میانی نتایج بهتری نسبت به توربوشارژر اولیه می‌دهد.

کیجون تانگ و همکاران در ۲۰۱۶ (۱۵): در این مقاله، انواع مدل‌های ارتقاء یافته توربو شارژر گاز خروجی که شامل توربوشارژر به کمک بخار و توربوشارژر با کنترل الکترونیکی می‌باشند، از نظر عملکردی مورد بررسی قرار گرفته‌اند.

اسپرینگ و همکاران (۱۶): در این پژوهش در مورد بازیابی گاز خروجی با استفاده از سوپرشارژر موج فشاری بحث شده است. در سوپر شارژر موج فشاری با کنار هم آوردن دو جریان سیال گازی در یک کانال برای مدتی کوتاه، انرژی بین دو جریان سیال گازی منتقل می‌شود. مبنای فیزیکی مکانیزم موج فشاری آن است که اگر دو سیال با فشار مختلف در تماس با هم قرار بگیرند به تساوی رسیدن فشارها سریع‌تر از اختلاط است. سوپر شارژر فشاری از امواج ناپایا برای تولید یک جریان پایای گاز به موتور استفاده می‌کند.

ولادیسلاو و همکاران (۱۷): در این مقاله آنها در مورد مشکل اصلی در موتورهای اشتعال

جرقه‌ای شارژ شده بحث و بررسی کرده اند که این مشکل کنترل نسبت هوا به سوخت در نزدیکی مقادیر استوکیومتری در فشارهای تقویت شده مختلف است. با کنترل نسبت هوا به سوخت می‌توان ضمن ثابت نگه داشتن مصرف سوخت ویژه و انتشار گاز خروجی موتور گشتاور بیشتری به دست آورد. شارژ کردن چنین موتوری با معضل کوبش در محیط و مقادیر بالای بار در سرعت‌های پایین‌تر در ارتباط است. فشار تقویت شده بالاتر منجر به احتراق غیرعادی و کوبش می‌شود. لذا ما یک الگوریتم کنترلی برای فشار تقویت شده ارائه می‌کنیم که از کوبش جلوگیری می‌کند و لذا موتور می‌تواند در نزدیکی محدوده کوبش کار کند. از موتور تویوتا یاریس ۱۳۰۰ سی سی که به یک توربوشارژر با هندسه توربین متغیر مجهز شده و امکان کنترل دبی جرمی در توربین را با استفاده از یک سیستم گاز اتلافی اضافه فراهم می‌کند برای این آزمایش استفاده شده است. برنامه‌های کنترل رایانه‌ای در محیط نرم افزار LAB VIEW برای تحلیل سیگنال‌های کوبش تولید شده و تنظیم سیگنال باز شدنی که به واحد کنترل موتور وارد می‌شود و در واحد کنترل روی آن تبدیل فوریه انجام می‌گیرد استفاده شده است. این امر توزیعی از سیگنال‌های کوبش در بازه ۸۰۰۰-۲۰۰۰ هرتز را ارائه می‌کند. سیگنال کنترلی کوبش در بازه ۰-۰,۱ ولت به دست می‌آید و برای تنظیم دبی جرمی گازهای خروجی به وسیله توربین با هندسه متغیر، به واحد کنترل موتور منتقل می‌شود. هنگامی که مقدار بیشتر از ۰,۰۱ ولت باشد والو گازهای اتلافی بیشتر باز می‌شود تا دبی جرمی گاز خروجی موتور را از طریق توربین کاهش دهد که به نوبه خود باعث کاهش سرعت دورانی توربوشارژر می‌شود و لذا نسبت فشار کمپرسور افت پیدا می‌کند.

موکیم (۱۸) هدف اصلی یک توربوشارژر افزایش بازدهی یک موتور با افزایش چگالی هوای مکش مکش شده ورودی است. هنگامی که فشار هوای مکش شده ورودی افزایش پیدا می‌کند دما نیز افزایش پیدا می‌کند. واحد توربو شارژر از خنک‌کننده میانی برای خنک کردن دمای هوای ورودی تا نزدیک دمای

محیط استفاده می‌کند. میزان خنک کردن هوای ورودی به کمک نصب یک خنک‌کننده میانی با طراحی خاص افزایش می‌یابد. در این طراحی هوای ورودی به عنوان یک سیال داغ و ماده مبرد سیستم تهویه مطبوع درون کویل سرمایشی که داخل داشبورد جای گرفته به عنوان سیال سرد هستند. هوای مکش شده ورودی با گذر از پره‌های خنک‌کننده میانی و مبردی که از اواپراتور می‌آید خنک می‌شود. هنگامی که یک هوای عادی توسط خنک‌کننده میانی خنک می‌شود جرم اکسیژن ۱,۴۳ برابر می‌شود، اما هنگامی که با استفاده از سیال مبرد خنک می‌شود جرم اکسیژن ۲,۶۱۸ برابر می‌شود. افزایش اکسیژن منجر به نرخ سوختن سریع‌تر می‌شود و می‌تواند انتشار آگروز را کنترل کند. مطالعات موجود در زمینه توربوشارژرها و سوپرشارژرها تأثیرات مثبت توربوشارژرها و سوپرشارژرها را روی توان موتور احتراق داخلی و انتشار آن را نشان می‌دهد.

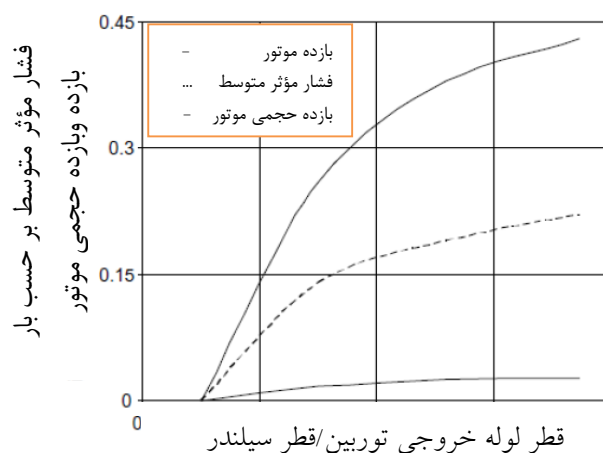
ویدیت ساکسنا و همکاران : (۱۹) در مقاله خود در سال ۲۰۱۶ عنوان کردند اختراعات زیادی با هدف افزایش کارایی موتورهای احتراق داخلی وجود دارند. هنگامی که توان افزایش پیدا می‌کند راندمان کاهش می‌یابد. در حال حاضر اتانول ماده‌ای است که انتظار می‌رود به عنوان سوخت جایگزین خودروها از آن استفاده شود. علت اصلی استفاده از اتانول آن است که در مقایسه با بنزین که از منابع تجدیدناپذیر تولید می‌شود، اتانول را می‌توان از محصولات طبیعی و مواد زائد تولید کرد. برخی روش‌ها و اجزاء برای افزایش کارایی یک موتور احتراق داخلی قابل استفاده هستند. که یکی از این روش‌ها سوپرشارژر یا توربوشارژر کردن یک موتور احتراق داخلی است.

کسگین^۱ به بررسی سیستم‌های ورودی و خروجی یک موتور گازسوز ۲۰ سیلندر ساکن پرداخت. او در این پژوهش به کمک یک کد یک بعدی موتور را شبیه‌سازی کرد و پس از اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی

^۱Kesgin

با نتایج آزمایشگاهی اثر پارامترهای مختلف روی سیستم مکش و تخلیه موتور را بررسی کرد. وی به طور خاص اثر قطر سوپاپ‌های ورودی و خروجی، پروفایل برخاستگی سوپاپ‌ها، زمان‌بندی باز و بسته شدن سوپاپ‌ها و طول و قطر لوله‌های سیستم مکش و تخلیه را مورد بررسی قرار داد. وی در نهایت حالت بهینه متغیرهای مذکور را به دقت به دست آورد (۲۰). همچنین وی در پژوهشی دیگر اثر توربوشارژر را بر روی عملکرد موتور به وسیله همان کد یک بعدی بررسی کرد و اثر پارامترهای مختلف از جمله قطر منیفولد خروجی، قطر لوله خروجی از توربین، بازده توربوشارژر، مکان توربوشارژر و افت فشار قبل از کمپرسور (مانند فیلتر هوا) را بررسی کرد.

برای نمونه اثر قطر لوله خروجی توربین بر بازده موتور، فشار مؤثر متوسط^۱ موتور و بازده حجمی موتور از کار وی در شکل (۱-۲) آمده است (۲۱).



شکل (۱-۲) اثر قطر لوله خروجی توربین بر بازده، فشار مؤثر متوسط و بازده حجمی موتور (۲۱).

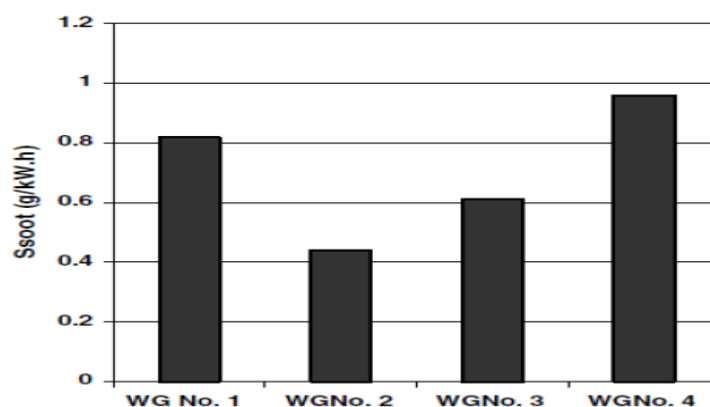
در سال ۱۳۸۴ شعبانی جفرودی در قالب پروژه کارشناسی ارشد در دانشگاه صنعتی شریف تغییرات موتور گازسوز تنفس طبیعی را برای تجهیز آن به توربوشارژر به صورت تجربی بررسی کرد و هاشمی به صورت موازی با او تغییرات موتور را به صورت تحلیلی مدل‌سازی نمود (۲۲).

خوارزمی در سال ۱۳۸۴ یک کد کامپیوتری برای مدل‌سازی موتور توربوشارژر بنزینی که در آن تأخیر اشتعال بر اساس تئوری بنسون محاسبه شده است و از مدل احتراق سه ناحیه‌ای استفاده می‌شود توسعه داد و مورد استفاده قرار داد (۲۳). وی با استفاده از این کد عملکرد موتور در محدوده‌های مختلف سرعت، نسبت توازن و زمان‌بندی جرقه را پیش‌بینی نموده و حالت تنفس طبیعی و توربوشارژری موتور را با استفاده از این کد مقایسه کرده است. نتایج نشان داد که در دوره‌های پایین حالت تنفس طبیعی و توربوشارژری مصرف سوخت و بازده ترمزی تقریباً یکسانی دارند، اما در دوره‌های بالا صرفه‌جویی در مصرف سوخت و بهبود بازده ترمزی قابل توجه است. همچنین مطالعات تجربی وی که بر روی یک موتور بنزینی توربوشارژر با خنک‌کن پسین است نشان می‌دهد که در دوره‌ها و بارهای پایین استفاده از خنک‌کن پسین مقرون به صرفه نمی‌باشد.

عزیزی در سال ۱۳۸۵ میزان آلاینده‌های NOX، HC و CO در شرایط تنفس طبیعی، توربوشارژری و توربوشارژری به همراه خنک‌کن میانی را بر روی موتور M355G به صورت تجربی مورد مطالعه قرار داد و یک مدل برای پیش‌بینی محصولات احتراق در آن ارائه کرد (۲۴). وی به صورت تجربی تأثیر نسبت هوا و سوخت و زاویه جرقه و فشار و دمای هوای ورودی در شرایط فوق بر روی آلاینده‌گی موتور را مورد مطالعه قرار داد. نتایج به این صورت بود که افزایش زاویه جرقه تأثیر قابل توجهی بر روی افزایش NOX داشته و بر روی HC و CO چندان اثرگذار نبوده است. استفاده از گاز طبیعی به عنوان سوخت، CO را بسیار کاهش داده است و در صورتی که موتور در شرایط احتراقی مناسبی کار کند میزان HC نیز پایین خواهد بود. اما میزان NOX همچنان بالا است. استفاده از توربوشارژر در یک نسبت سوخت و هوا توان را به میزان رضایت‌بخشی افزایش داده است و با اینکه اثر مطلوبی در کاهش HC و CO داشته، میزان آلاینده NOX را حتی با وجود خنک‌کن میانی به ازای واحد توان تولیدی افزایش داده است.

مارک بوس^۱ در سال ۲۰۰۷ در دانشگاه آیندهوون^۲ موتور دیزلی ساخت شرکت داف^۳ (DAF-XEC355) را به وسیله نرم افزار جی تی پاور^۴ مدل کرد (۲۵). هدف کار وی ساختن یک مدل یک بعدی از بستر آزمایش این موتور و اعتبارسنجی با نتایج آزمایشگاهی بود. وی پس از اعتبارسنجی با نتایج تجربی در برخی موارد تفاوت زیادی بین نتایج آزمایشگاهی و مدل سازی مشاهده نمود. وی پس از تحقیقات بیشتر جهت یافتن عوامل خطا به این نتیجه رسید علت اصلی خطاها (مخصوصاً در داده های فشار لحظه ای سیلندر) تنظیم نبودن حسگر^۵ها است و در نهایت بیان کرد که باید اثر نشت فشار بین پیستون و بوش سیلندر^۶ بر روی دبی جرمی سیلندر و فشار سیلندر بررسی شود.

در سال ۲۰۰۷ قاضی خانی و همکاران در یک پژوهش اثر زمان باز شدن دریچه فرار را در حالت های مختلف بر روی میزان دودزایی موتور توربوشارژری بررسی کردند (۲۶). در این آزمایش در ۴ حالت که فشار نسبی منیفولد به ۰/۱ و ۰/۲۳ و ۰/۲۶ و ۰/۵۲ می رسد دریچه فرار باز می شود و اثرات دودزایی بررسی می گردد.



شکل (۲-۲) تغییرات تولید دود ویژه^۷ در حالات مختلف بازشدگی دریچه فرار (۲۱).

^۱Mark bos

^۲Eindhoven University of Technology

^۳DAF

^۴GT-Power

^۵Sensor

^۶Liner

^۷ Specific soot emission

همانطور که در شکل بالا نشان داده شده است نتایج پژوهش مذکور نشان می‌دهد فشار منیفولد ورودی تأثیر زیادی روی دودزایی موتور دارد. افزایش فشار منیفولد میزان دودزایی را کاهش می‌دهد اما افزایش بیش از حد این فشار به دلیل کاهش دمای گاز درون سیلندر در پایان مرحله احتراق موجب افزایش دودزایی موتور می‌شود.

۲-۲- مروری بر کار گذشتگان

فعالیت های انجام شده را می‌توان به دو دسته کلی مدل سازی موتورها و انطباق تقسیم بندی نمود. تا به امروز، بیشتر تلاشها به مدل سازی موتورهای احتراق داخلی محدود بوده است. از اینرو در ابتدا به تاریخچه مدل سازی موتور می‌پردازیم.

نخستین قدم جدی در این راه توسط بنسون^۱ و آناند^۲ برداشته شد (۲۷). این دو دانشمند مدل شبیه سازی تحلیلی موتور را پایه گذاری کردند. در این مدل هر فرآیند به چند مدل ساده ریاضی تبدیل می‌شد که برای هر یک از این مدل ها فرم های خاصی از معادلات بقاء صادق بود. این زیر مجموعه‌ها در نهایت به یکدیگر مرتبط می‌شدند. این مدل سازی علیرغم محدودیت زیاد به علت سادگی و دقت مناسب هنوز از روش های متداول و معتبر به حساب می‌آید.

چند سال بعد این روش بهبود یافت. بنسون و بورا^۳ (۲۸) با در نظر گرفتن مدل احتراق دو ناحیه ای با کمک روش عددی رانگ کوتا توانستند به نتایجی بسیار نزدیک به اندازه گیری های تجربی دست یابند. امروزه این روش به دلیل سادگی و جامع بودن یکی از معتبرترین روش های تحلیلی برای آنالیز موتور به حساب می‌آید.

^۱ Benson

^۲ Anand

^۳ Baruah

با افزایش بهای بنزین و بحران جهانی سوخت در دهه ۱۹۷۰ مطالعات بنیادی روی سوخت های جایگزین از جمله گاز طبیعی رونق یافت. این روند بار دیگر در دهه ۱۹۹۰ و به منظور غلبه بر مشکل آلودگی محیط زیست احیا گردید. برای شناخت بیشتر و بهتر خواص موتورهای گاز طبیعی ویکس^۱ و موسکوا^۲ (۲۹) به روش تجربی و با کمک یک دستگاه اندازه گیری فشار غیرخطی، نرخ گذرای هوای عبوری از موتور را در حالات مختلف کاری اندازه گیری کردند.

ویزینسکی^۳ و واگنر^۴ (۳۰) از دانشگاه بیرمنگام تحقیقات مفصلی بر روی نوع خاصی از سیستم EGR^۵ انجام دادند. با استفاده از گازهای خروجی از موتور که سرشار از هیدروژن می باشد، توانستند راندمان احتراق را به نحو قابل توجهی افزایش دهند. در کنار این تحلیل ها تلاش های زیادی برای تعیین استانداردها و دسته بندی مزایا و معایب این موتورها به عمل آمد. از آن جمله وگزین^۶ و گوروویچ^۷ (۳۱) مزایا و معایب گاز طبیعی مایع شده را برای اتوبوسها و کامیونها بررسی نمودند.

همزمان با تحقیقات انجام شده در زمینه های احتراق داخلی و انتقال حرارت، سیستم های کنترلی مورد استفاده نیز تحت بررسی قرار گرفتند تا با بهینه سازی آنها آلودگی محیط کاهش و راندمان موتورهای افزایش یابد. از جمله این فعالیتها و تحقیقات می توان به تلاش مالم^۸ و کیست^۹ (۳۲) اشاره کرد. آنها با اندازه گیری بار و دور موتور در محدوده وسیع دما و ترکیب آنها با اندازه گیری دینامیکی فشار و ارتعاش سیلندر سیستم های کنترلی را تحت بررسی قرار دادند.

در همین زمان تحقیقات مفصلی نیز بر روی انطباق موتور و توربوشارژر انجام شد. پنج

^۱ Weeks

^۲ Moskova

^۳ Wyszynski

^۴ Wagner

^۵ Exhaust Gas Recirculation

^۶ Wegzyn

^۷ Gurevich

^۸ Malm

^۹ Keast

دانشمند ژاپنی به نامهای فوکوزاوا^۱، شیمادو^۲، کاکوهوما^۳، اندو^۴ و تاناکا^۵ تغییرات راندمان حرارتی موتور گاز سوز شش سیلندر را نسبت به پارامترهای نسبت تراکم، شکل محفظه احتراق، اثر سوپاپها و خود توربوشارژر مورد بررسی قراردادند (۳۳) در لابرآتوار ملی ماشین های گازی^۶ NGML یک سری آزمایش توسط چپمن از دانشگاه کانزاس برای تطابق توربوشارژر و موتور گاز طبیعی دو زمانه صورت گرفت (۳۴) تا اثر این تطابق روی راندمان این مجموعه و میزان تولید NOX مورد بررسی قرارگیرد.

پلکمنس^۷، دوکولیر^۸، و لنارس^۹ اتوبوسها و کامیونهای با سوخت دیزل را با گاز طبیعی از لحاظ میزان سوخت توان و میزان ایجاد آلاینده ها مورد مقایسه قرار دادند (۳۵) همچنین با استفاده از مدل سازی یک بعدی بسیاری از مهندسان فعالیت هایی در زمینه بهینه سازی عملکرد موتور انجام داده اند که از آن جمله می توان به انتخاب توربوشارژر متناسب با یک موتور مشخص اشاره نمود (۳۶) در کشور ما در سال های اخیر چند پروژه تحقیقاتی نیز به ثبت رسیده است که در آنها با مدل سازی یک موتور تغذیه طبیعی، رفتار کاری موتور توربوشارژری را پیش بینی می نماید (۳۶-۳۷).

۲-۳- اقدامات انجام شده برای نصب توربوشارژر

اقدامات فراوانی برای نصب توربوشارژر بر روی خودروها و بهینه سازی آن صورت گرفته است. در یک تحقیق تأثیر تغییرات زمان بندی سوپاپ ها بر روی قدرت و کاهش مصرف سوخت موتورهای توربوشارژری بررسی شده است (۳۸). در این مقاله بیان شده است که برای کاهش مصرف

^۱ Fukuzawa

^۲ Shimado

^۳ Kakuham

^۴ Endo

^۵ Tanaka

^۶ National Gas Machines Laboratory

^۷ Pelkmans

^۸ De Keukeleere

^۹ Lenaers

سوخت احتیاج به افزایش نسبت تراکم می‌باشد و برای جلوگیری از تولید کوبش، بازخوراند گاز اگزوز در حالت بار کامل راهکار مناسبی است. در عین حال بیان می‌دارد چهار سوپاپه بودن این موتور قدرت آن را تا ۲۰٪ افزایش می‌دهد.

در تحقیق دیگر موتور ۶ سیلندر جگوار با حجم ۴ لیتر به سوپرشارژر و خنک کن هوا مجهز گردیده است (۳۹). هدف اصلی این پروژه افزایش گشتاور این موتور در دورهای پایین و کاهش آلایندگی بوده است. پس از انجام تمامی تغییرات و نصب سوپرشارژر این نتیجه حاصل شد که در حالت دریچه کاملاً باز^۱ خروجی موتور بسیار مطلوب است و از قدرت خروجی موتور ۱۲ سیلندر جگوار پیشی می‌گیرد و افزایش قدرتی بین ۳۵ تا ۵۰٪ با موتور ۶ سیلندر اولیه حاصل می‌شود. در نهایت جگوار توانسته است با انتخاب مناسب سوپرشارژر میزان قدرت موتور ۴ لیتری خود را به موتور ۶ لیتری تنفس طبیعی برساند، در حالیکه مصرف سوخت آن در حد موتور ۴ لیتری تنفس طبیعی می‌باشد.

طی یک تحقیق توسط اسپیندلر^۲، اقدام با نصب توربوشارژر بر روی یک موتور بنزینی (با حداکثر قدرت ۷۰ کیلو وات) به هدف افزایش قدرت، کاهش مصرف ویژه سوخت و کاهش آلودگی، اقدام شده است (۴۰). بعد از آزمایش تعداد زیادی توربوشارژر با سطح مقطع های مختلف، این نتیجه حاصل شد که هر چه سطح مقطع کوچک تر باشد، میزان گشتاور در سرعت های پایین تر افزایش می‌یابد ولی میزان فشار خروجی موتور در سرعت های بالاتر زیاد خواهد بود. لذا لازم است شرایط بهینه ای بین این دو مسئله انتخاب گردد. آزمایشها نشان داده است استفاده از توربین هایی با دو ورودی حائز ارجحیت می‌باشد (۴۱). در نهایت روش بهینه ای که انتخاب گردیده است روش ضربانی به همراه توربینی با دو ورودی می‌باشد. نتیجه این تغییرات افزایش قدرت موتور تا ۱۲۰ اسب بخار با منحنی

^۱ Full throttle

^۲ Spindler

گشتاوری مشابه موتور تنفس طبیعی با همان قدرت با مزیت کوچکی ابعاد و کمی وزن (۱۵۰ کیلوگرم در مقابل ۱۸۵ کیلوگرم) و نیز کم بودن آلاینده های گاز اگزوز می باشد.

در تحقیق دیگر موتورهای هینو که بر روی کامیون ها کاربرد دارد با هدف بهینه سازی مصرف سوخت و کاهش آلودگی ها بخصوص اکسیدهای نیتروژن به توربوشارژر مجهز گردیده است (۴۲). در نتیجه بهبود مصرف سوخت، افزایش گشتاور در سرعت های بالا و ثابت ماندن میزان تولید NOX حاصل شده است. به عنوان یک نتیجه گیری در این مقاله ذکر شده است که در انتخاب توربوشارژر اگر هدف افزایش شتاب اولیه و قدرت در سرعت پایین باشد، استفاده از یک توربوشارژر با اندازه کوچک و دریچه فرار مناسب می باشد. در صورتیکه هدف کاهش مصرف سوخت در سرعت های بالای موتور باشد، استفاده از یک توربوشارژر با اندازه بزرگ توصیه می گردد.

فیلیپی^۱ در سال ۱۹۹۴ انطباق توربوشارژر با موتور را به صورت میانمایی در نقشه عملکرد توربوشارژر انجام داد (۴۳) در این تحقیق سه مدل برای سطح سوپاپ در نظر گرفته شد و سعی شده است تا برای به دست آوردن راندمان بیشتر، بهترین مدل سوپاپ به دست آید. در این تحقیق از فناوری سطح متغیر سوپاپ^۲ و از مدل صفر بعدی (مدل ترمودینامیکی) برای موتور استفاده شد. برای احتراق مدل شعله دو ناحیه ای در نظر گرفته شد که بدین ترتیب شکل محفظه احتراق در محاسبات تأثیر خواهد داشت.

واتسون^۳ در بررسی انطباق موتور به توربو شارژر به انطباق موتور لیاند^۴ با چند توربو شارژر متفاوت پرداخت (۴۴)، او عملیات انطباق را توافقی بین گشتاور، توان خروجی موتور، محدوده سرعت موتور، محدودیت دما، فشار و آلودگی موتور دانست. وی استفاده از توربوشارژرهای هندسه متغیر را

^۱Z.Filipi

^۲Variable Valve Area

^۳N.Watson

^۴Leyland

بهترین راه توربوشارژر دانست اما در عین حال به این نوع توربوشارژرها از نظر قیمت و قابلیت، اطمینان مناسب نداشت.

اینوال ویوهانسون در سال ۱۹۹۷ روی موتور گاز سوز طبیعی توربوشارژر شده Volvo TD 102

شش نوع پیستون مختلف با محفظه احتراق متفاوت را آزمایش کردند و سرعت متوسط و توربولانس را با سرعت سنج لیزری^۱ اندازه گیری نمودند (۴۵). آنها علاوه بر موارد فوق، انتقال حرارت، فشار، بازده و آلودگی را اندازه گیری کردند. بیشترین توربولانس در محفظه کوارتت^۲ در نزدیکی نقطه مرگ بالا مشاهده شد. اندازه گیری فشار و انتقال حرارت نیز نشان می دهد که این محفظه احتراق سریعی دارد. در عین حال، این محفظه احتراق بیشترین محدوده لاندرا بین کوبش و عدم اشتعال^۳ دارد. همچنین دارای کمترین میزان NOX و HC است که بهترین حالت پایداری احتراق را دارا می باشد. دو محفظه احتراق توربین^۴ و نبولا^۵ نسبت به حالت قبل احتراق نامناسب تری دارند. محفظه های احتراق دیگر شرایط بدتری را نشان می دهد.

گوارنی و سندال^۶ (۴۶) در سال ۲۰۰۲ موتور احتراق جرقه ای را به صورت یک بعدی مدل کردند و نتایج آن را با نتایج تجربی مقایسه کردند و مدل خود را برای پیش بینی راندمان مینیفولد و طراحی آن و زمان بندی سوپاپ ها بسیار کاربردی دانستند و دقت مدل خود را با بررسی تجربی روی موتور نشان دادند.

^۱ Laser Doppler Velocimetry

^۲ Quartette

^۳ Misfire

^۴ Turbine Combustion Chamber

^۵ Combustion Chamber Nebula

^۶ D. C. Gurny And P Sandal

۲-۳-۱- سیستم‌های تک توربوشارژری^۱

رفتار یک سیستم تک توربوشارژری همگام با پیشرفت توربوشارژرها بهبود می‌یابد که این توسعه برای کامل شدن نیازمند زمان است. توربین‌های در دسترس با دریچه فرار یا بدون دریچه فرار^۲، بازده کافی برای تأمین توان مورد نیاز کمپرسور جهت تولید فشار کافی در سرعت‌های پایین و در حالت گذرا را ندارند. علاوه بر این، تغییرات دبی در یک کمپرسور جریان شعاعی یک پارامتر محدودکننده دیگر است (۴۷). محدوده جریان با افزایش نسبت فشار کاهش می‌یابد، اگر توان کافی برای رساندن کمپرسور به حالت خفگی یا سرچ در جریان موجود باشد، این موضوع می‌تواند مشکل ایجاد کند. همچنین در نسبت فشارهای بالاتر دستیابی به محدوده قابل استفاده بسیار سخت تر می‌شود.

۲-۳-۲- سیستم‌های ترتیبی^۳

نوع دیگر مورد استفاده در توربوشارژرهای با هندسه متغیر استفاده از سیستم‌های ترتیبی است. به این صورت که به جای تغییر در هندسه یک توربوشارژر تعداد توربوشارژرها افزایش یابد. دلیل استفاده از این سیستم ازدیاد دامنه تغییرات جریان برای تأمین فشار مورد نیاز است.

محققین ولوو^۴ آزمایش‌هایی در زمینه سیستم‌های ترتیبی در سال ۱۹۹۱ انجام دادند (۴۸). آنها روی موتور ۶ سیلندر با فشار نهایی کمی کمتر از ۲ بار تحقیقات خود را انجام دادند. آنها به این نتیجه رسیدند که اینرسی یک سیستم توربوشارژری موازی ۳۰٪ پایین تر از یک سیستم تک توربوشارژری با همان مشخصات نهایی است و به علت کمی اینرسی، عکس‌العمل بهتری نشان خواهد داد. آنها به این نتیجه رسیدند که سیستم ترتیبی سری مزایای بیشتری از سیستم ترتیبی موازی دارد. دلیل آن این است که

^۱Single Turbo System

^۲Waste Gate

^۳Sequential Systems

^۴Volvo

رسیدن به حالت گذرای یکنواخت برای حالت موازی مشکل تر است. سیستم سری محدوده جریان را باریکتر می سازد، زیرا جریان باید از دو کمپرسور عبور کند بنابراین اجازه رسیدن به فشارهای بالاتر را می دهد. این سیستم شامل یک توربوشارژر فشارپایین و یک توربوشارژر فشاربالاست که توربین فشارپایین می تواند با یک شیر پروانه ای از مسیر خارج شود. شیر دیگر می تواند کمپرسور را از حالت سری به موازی تبدیل کند. کارخانه های پورشه و مزدا از این سیستم ها برای موتورهای خود استفاده می کنند. در این سیستم از توربوشارژرهای یکسان استفاده می شود.

۲-۳-۳- سیستم های دو مرحله ای^۱

معمولاً این سیستم برای فشارهای بالای ۲ بار است. کلیسترا سیستم دو مرحله ای را برای فشار مطلق ۳ بار برای موتور دیزل در نظر گرفت. این سیستم شامل دو توربوشارژر با سایزهای متفاوت به همراه دریچه فرار در قسمت فشار بالا و نیز خنک کن میانی برای هر مرحله است. این سیستم برای یک موتور ۱۲ لیتری دیزلی استفاده شد. مقدار افزایش در قسمت فشار بالا و پایین نسبت به حالت استاندارد تک توربوشارژری ۸۵٪ و ۱۱۲٪ گردید (۴۹).

^۱ Two-Stage Systems

فصل ۳:

مدل سازی یک بعدی موتور

۳-۱- مدل سازی موتور

در این فصل مفاهیم مدل سازی یک بعدی بیان می گردد. برای این منظور معادلات حاکم بر مدل سازی یک بعدی آورده خواهد شد. این معادلات در شبیه سازی برخی از اجزای موتور نشان داده می شود. در نهایت نرم افزار GT-POWER در این پژوهش معرفی خواهد شد.

۳-۲- تحلیل یک بعدی جریان گاز

جریان گذرا به جریانی گفته می شود که از یک موقعیت ماندگار به موقعیت ماندگار دیگر تغییر حالت می دهد (۵۰). عوامل متعددی باعث ایجاد جریان گذرا در سیستم هایی همچون راهگاههای موتور، سوپاپ ها و غیره می شوند که از میان آنها می توان به باز کردن و بستن شیرهای قطع و وصل جریان (سوپاپ) اشاره کرد. مدل های یک بعدی ارائه شده در نرم افزار GT-POWER نو سانات فشار و دبی متوسط رادر مسائل به خوبی مدل می کنند و سرعت اجرای بالایی دارند.

جریان های گذرا در تجهیزات مهندسی مانند خطوط لوله و راهگاههای موتور (لوله ها، سیلندرها، محدودکننده های جریان، انژکتورها، تقسیم کننده های جریان، شیرهای کنترل، محفظه های با حجم ثابت یا متغیر، توربوشارژر و...) برای مهندسين طراح از اهميت ویژه ای برخوردارند و از طرف دیگر از اطلاعات به دست آمده از جریان گذرا میتوان به دید درستی در مورد شرایط جریان دست یافت. جریان گذرا می تواند به دو صورت یک بعدی و دوبعدی مدل سازی شود. مدل های یک بعدی نو سانات فشار و دبی متوسط را به خوبی مدل می کنند و سرعت حل بیشتری نسبت به مدل های دوبعدی دارند به همین دلیل از محبوبیت بیشتری در بین محققین برخوردارند.

عوامل مختلفی بر دقت یک مدل عددی جریان گذرا تأثیر می گذارند که از جمله این عوامل می توان به مدل سازی اصطکاک اشاره نمود. در مدل های یک بعدی ضریب افت اصطکاکی است که قادر است افت هد را بر اساس رفتار جریان در لایه های مختلف جریان مدل سازی کند.

طبیعت ضربانی گازهای خروجی و ورودی به سیلندر باعث به وجود آمدن اثرات قابل توجه دینامیک گاز که نیازمند تحلیلی فراتر از تحلیل صفر بعدی می باشد، می شود.

مدل های دینامیک گاز از گذشته تا امروز برای شبیه سازی کل پدیده هایی که در موتورهای احتراق داخلی رخ می دهند استفاده می شوند. این مدل ها از معادلات بقای مومنتوم، بقای جرم و بقای انرژی برای شبیه سازی جریان ناپایدار و تراکم پذیر در سیستم های ورودی و خروجی موتورهای احتراق داخلی استفاده می کنند. برای حل این معادلات می توان از روش های تفاضل محدود^۱ استفاده نمود. این روش ها برای حل یک بعدی معادلات جریان ناپایدار در سیستم های ورودی و خروجی موتور، روش هایی بسیار مفید و انعطاف پذیر می باشند (۵۱).

جریان درون یک لوله از سیستم ورودی یا خروجی می تواند با تقریب خوبی یک بعدی در نظر گرفته شود. در تحلیل یک بعدی، فشار، دما و سرعت به دست آمده از معادلات دینامیک گاز مقادیر میانگین را در کل مقطع ارائه می کنند. افت های ناشی از سه بعدی بودن جریان که در تحلیل یک بعدی لحاظ نمی شود می تواند به صورت ضرایب افت مناسب که از مطالعات آزمایشگاهی به دست می آیند وارد محاسبات شود.

برای مدل سازی یک بعدی، معادلات بقا برای جرم، مومنتوم و انرژی به صورت زیر ارائه می شوند.

^۱ Finite Difference

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{pmatrix} \rho \\ \rho U \\ \rho u \end{pmatrix} + \frac{\partial}{\partial x} \begin{pmatrix} \rho U \\ \rho U^2 + p \\ pU + \rho Uu \end{pmatrix} =$$

$$\begin{pmatrix} -\rho U \frac{dA}{dx} \\ -\rho \frac{U^2}{A} \frac{dA}{dx} - \rho \frac{2\xi U|U|}{D} \\ -\frac{4h_c(T - T_w)}{D\rho} - \frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \left(\frac{1}{2} \rho U^3 + \frac{\gamma}{(\gamma - 1)} Up \right) \end{pmatrix} \quad (1-3)$$

در روابط فوق ρ چگالی گاز، t زمان، U سرعت گاز، u انرژی درونی مخصوص گاز، P فشار گاز،

A سطح مقطع جریان، h_c ضریب انتقال حرارت جابجایی، ξ ضریب اصطکاک، T دمای گاز، T_w دمای

دیواره و γ نسبت گرماهای ویژه می باشند (۵۱)

معادلات فوق در فرم برداری به شکل زیر در می آیند

$$\frac{\partial F}{\partial t} + \frac{\partial G}{\partial x} = H \quad (2-3)$$

که G و H فقط تابع زمان و مکان می باشند.

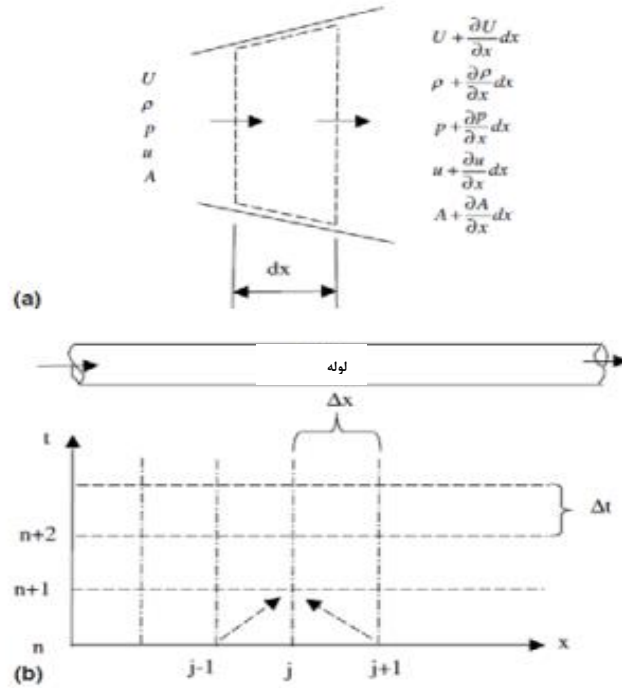
روش های تفاضل محدود مختلفی برای حل این معادلات وجود دارد. یکی از این روش ها روش

گسسته سازی لاکس-وندرووف^۱ است که استفاده ی گسترده ای برای حل این معادلات دارد. در این روش

معادلات (۱-۳) به وسیله ی یک سری تیلور به محوریت زمان بسط داده می شوند. به عنوان مثال و باتوجه

به شکل (۱-۳) برای نقطه ی j در شبکه ایجادشده به این روش معادلات به صورت زیر در می آیند (۵۱)

^۱ Lax-Wendroff



شکل (۳-۱) (a) حجم کنترل برای جریان یک بعدی ناپایدار درون لوله، (b) شبکه ایجاد شده در روش لاکس- وندروف برای جریان ناپایدار یک بعدی (۵۲)

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\rho U}{\rho u} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho U^2 + p}{pU + \rho U u} \right) =$$

$$\left(\begin{array}{c} -\rho U \frac{dA}{dx} \\ -\rho \frac{U^2}{A} \frac{dA}{dx} - \rho \frac{2\xi U |U|}{D} \\ -\frac{4h_c(T - T_w)}{D\rho} - \frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \left(\frac{1}{2} \rho U^3 + \frac{\gamma}{(\gamma - 1)} U p \right) \end{array} \right) \quad (3-3)$$

معادلات دیفرانسیلی که در نرم افزار GT-POWER گسسته و حل می شود به شکل زیر است.

$$F_j^{n+1} = F_j^n - \frac{1}{2} \frac{\Delta t}{\Delta x} (G_{j+1}^n - G_{j-1}^n) + \Delta t H_j^n +$$

$$\frac{1}{4} \left(\frac{\Delta t}{\Delta x} \right)^2 [(G_{j+1}'^n - G_j'^n)(G_{j+1}^n - G_j^n) - (G_j'^n - G_{j-1}'^n)(G_j^n - G_{j-1}^n)] \quad (4-3)$$

که $G' = \frac{\partial G}{\partial F}$ است. برای پایداری در انتگرال گیری گام زمانی (Δt) و اندازه ی شبکه (Δx) باید شرط

CFL^۱ را که به صورت زیر ارائه می شود، ارضاء کنند.

$$C = (|U| + a) \frac{\Delta t}{\Delta x} \leq 1 \quad (۵-۳)$$

در عبارت فوق C عدد کورانت و a سرعت صوت در سیال ایده ال می باشد.

۳-۳- تحلیل یک بعدی جریان در راهگاههای موتور

اجزای سیستم موتور عبارتند از لوله ها، سیلندر ها، محدودکننده های جریان، انژکتورها، تقسیم کننده های جریان، شیرهای کنترل، محفظه های با حجم ثابت یا متغیر، توربوشارژر و... این اجزاء می توانند در جی تی پاور با مدل های متناظر شان شبیه سازی شوند. در ادامه به عملکرد و حل معادلات جریان و شبیه سازی جریان در برخی از این اجزاء اشاره می شود.

۳-۳-۱- تحلیل لوله ها

جریان در لوله به وسیله ی تحلیل یک بعدی مورد بررسی قرار می گیرد. مقطع جریان دایره ای و ثابت است و از اثرات اصطکاک و سایر افت ها چشم پوشی می شود. پس از آن افت های ناشی از اصطکاک، خم ها، تغییر مقاطع و سایر افت ها به وسیله ی روابط تجربی به صورت یک ضریب وارد محاسبات می شوند. به عنوان مثال افت های ناشی از اصطکاک دیواره در صورتی که جریان آشفته و سطح دیواره صاف باشد با رابطه ی (۵-۴) ارائه می شود (۵۳)

$$C_f = \frac{0.08}{Re^{0.25}} \quad (۶-۳)$$

همچنین ضریب اصطکاک برای یک لوله با دیواره ی زبر از رابطه ی زیر استفاده می گردد. (۵۳)

^۱Courant.Fredrichs-Levy

$$C_{frough} = \frac{0.25}{\left(2 \log_{10} \log_{10} \frac{1}{2} \cdot \frac{D}{h_r} + 1.74\right)^2} \quad (7-3)$$

در روابط فوق C_f ضریب اصطکاک، Re عدد رینولدز، D قطر لوله و h_r ارتفاع زبری سطح می باشند. برای به دست آوردن افت ناشی از خم ها نیز رابطه ی زیر استفاده می شود (۵۳)

$$C_p = \frac{p_{tot,1} - p_{tot,2}}{\frac{1}{2} \rho_1 u_1^2} \quad (8-3)$$

که p_1 و p_2 به ترتیب فشارهای ورودی و خروجی، ρ چگالی و u_1 سرعت در ورودی می باشند.

۳-۲-۳- محاسبه جریان در محدودکننده های جریان

همانطور که در روابط زیر نشان داده شده است دبی جرمی در یک محدودکننده مانند سوپاپ های ورودی و خروجی سیلندر براساس معادلات بقای انرژی و جرم می باشد. دبی جرمی عبوری از یک محدودکننده می تواند به وسیله ی به کارگیری معادلات انرژی برای جریان پایدار آیزنتروپیک و با فرض اینکه سرعت ورودی قابل صرف نظر است محاسبه شود (۵۲)

ضریب تخلیه محدودکننده برای در نظر گرفتن اثرات جریان های ثانویه، لایه مرزی، جدایش جریان، اصطکاک و اثرات دیگر که به خاطر فرض یک بعدی بودن جریان ایجاد شده اند، وارد محاسبات می شود.

$$\dot{m} = \alpha_D \cdot A_{geo} \cdot P_{01} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_0 \cdot T_{01}}} \cdot \psi \quad (9-3)$$

$$\psi = \sqrt{\frac{k}{k-1} \left(\left(\frac{P_2}{P_{01}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_{01}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)} \quad (10-3)$$

$$\frac{P_k}{P_{01}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (11-3)$$

در روابط فوق \dot{m} دبی جرمی، α_D ضریب تخلیه محدودکننده ی جریان، A_{geo} مساحت هندسی

جریان، P_{01} فشار سکون بالادست، T_{01} دمای سکون بالادست، R_0 ثابت گاز، ψ تابع فشار، P_k فشار بحرانی و k نسبت گرماهای ویژه می باشند.

۳-۳-۳ مدل احتراق درون سیلندر

به کمک یک مدل تک ناحیه ای احتراق، قانون اول ترمودینامیک و موازنه ی جرم در سیلندر، می توان فرایندهای درون سیلندر را مدل سازی کرد. برای این منظور خواص گاز از جمله حجم مخصوص، انرژی درونی، آنتالپی محتویات سیلندر و... در هر گام زمانی برای هر حجم کنترل کوچک در هر سیلندر محاسبه می شوند.

باتوجه به غلظت محصولات احتراق نسبت هوا به سوخت تعیین می شود. ترکیب گازهای احتراق از معادلات شیمیایی و با ملاحظات دماهای بالا در سیلندر تعیین می گردد. برای محاسبه ی دبی جرمی عبوری از سوپاپ ها، انتقال حرارت در گلوگاه سوپاپ ها هم لحاظ می شود. این انتقال حرارت می تواند به وسیله ی معادله ی زاف^۱ محاسبه شود (۵۲) حرارت حاصل از احتراق به سطح پیستون، سیلندر و سر سیلندر منتقل می گردد. انتقال حرارت در دیواره ها با معادله ی زیر ارائه می شود.

$$\frac{dQ_w}{d\alpha} = \sum_{i=1}^3 A_i \alpha_{HT} (T - T_{w_i}) \quad (۱۲-۳)$$

در رابطه ی بالا $i=1$ و $i=2$ و $i=3$ به ترتیب مربوط به پیستون، سرسیلندر و دیواره ی سیلندر می باشند. همچنین A_i مساحت هر قسمت (سر سیلندر، پیستون، دیواره ی سیلندر)، T_{w_i} دمای سطح هر قسمت، α_{HT} ضریب انتقال حرارت و T دمای محتویات سیلندر می باشند. ضریب انتقال حرارت بستگی

^۱ Zaph

به فشار، دما و پارامترهای جریان دارد و می تواند به وسیله ی معادلات آناند، و شنی، رائو و... محاسبه شود. همچنین با فرض کامل بودن مخلوط گازهای موجود در سیلندر خواهیم داشت:

$$P_c V = m_c R T \quad (13-3)$$

ضریب جرم سوخته شده، x ، نیز که آهنگ احتراق را ارائه می کند می تواند به وسیله ی مدل واتسون ارائه شود.

$$x = \frac{m_{f,b}(t')}{m_{f,0}} = \beta f_1 + (1 - \beta)f_2 \quad (14-3)$$

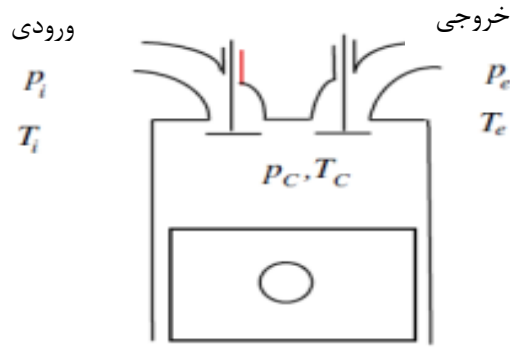
به وسیله معادلات (۱۲-۳) تا (۱۴-۳) و معادلاتی که در زیر آورده شده است و دیگر روابط ترمودینامیکی یک سری از معادلات دیفرانسیل معمولی^۱ به دست می آیند که می توانند نسبت به متغیرهای دیگر از جمله P_c, T_c, m_c, x, V, Q_E که خود تابعی از زاویه لنگ می باشند، حل شوند. جزئیات به دست آوردن این معادلات در مراجع (۵۴-۵۵) آمده است. این مجموعه معادلات می توانند به صورت عددی به روش رانج-کاتا^۲ حل شوند (۵۲)

۳-۳-۳-۱- معادلات مورد استفاده در مدل سازی موتور

معادلات حاکم برای مدل سازی سیلندر در ادامه آورده شده است این معادلات شامل قانون اول ترمودینامیک (بالانس انرژی) و پایداری جرم (بالانس جرم) می باشد. در شکل زیر شماتیک یک سیلندر به منظور نوشتن معادلات آورده شده است.

^۱ODE

^۲ Runge-Kutta



شکل (۲-۳) شماتیک سیلندر جهت نوشتن معادلات مورد نیاز مدل سازی (۲)

۳-۳-۱-۱-۱ قانون اول ترمودینامیک

$$\frac{d(m_c u)}{d\alpha} = \frac{p_c dV}{d\alpha} + \frac{dQ_f}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} + \sum \frac{dm_i}{d\alpha} h_i - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} h_e \quad (۱۵-۳)$$

۳-۳-۱-۲ موازنه جرم

دبی جرمی عبوری از سوپاپ‌ها از رابطه زیر محاسبه می گردد.

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \frac{dm_i}{d\alpha} + \frac{dm_f}{d\alpha} - \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_{leak}}{d\alpha} \quad (۱۶-۳)$$

$$\frac{dm_{i,0}}{dt} = A_{eff,i,e} \cdot \frac{p_{i,c}}{\sqrt{R \cdot T_{i,c}}} \quad (۱۷-۳)$$

$$\sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_{c,e}}{p_{i,c}} \right)^{\frac{2}{k}} - e^{\bar{q}_{i,0}} \cdot \left(\frac{p_{c,e}}{p_{i,c}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right] + q_{i,e} \cdot \left(\frac{p_{c,e}}{p_{i,c}} \right)^{\frac{2}{k}} \cdot \frac{\rho_{i,e}}{p_{i,e}}} \quad (۱۸-۳)$$

در روابط فوق اندیس C مربوط به سیلندر، i مربوط به سوپاپ ورودی و e مربوط به سوپاپ

خروجی می باشند. و پارامترهای دیگر به صورت زیر تعریف می شوند.

$$\frac{d(m_c u)}{d\alpha}, \text{ تغییر در انرژی درونی سیلندر}$$

$$-\frac{p_c dV}{d\alpha}, \text{ کار پیستون}$$

$$+\frac{dQ_f}{d\alpha}, \text{ حرارت حاصل از سوخت}$$

$$- \sum \frac{dQ_w}{da}, \text{ افت حرارت از دیواره‌ها}$$

$$\sum \frac{dm_i}{da} h_i, \text{ انرژی ورودی به سیلندر از طریق سوپاپ‌های ورودی}$$

$$- \sum \frac{dm_e}{da} h_e, \text{ انرژی خارج شده از سیلندر از طریق سوپاپ‌های خروجی}$$

$$\bar{q}_{i,e} = 2 \cdot \frac{q}{(T_{i,c} + T_{c,e})}, \text{ ضریب انتقال حرارت در مجرای سوپاپ ورودی}$$

$$A_{eff} = C_D \cdot \frac{\pi D^2}{4}, \text{ مساحت مؤثر سوپاپ}$$

۳-۳-۲- معادلات مورد استفاده در انتقال حرارت موتور در نرم افزار

در موتورهای احتراق داخلی چند نوع انتقال حرارت وجود دارد که به اختصار بیان می‌شوند.

۱- انتقال حرارت هدایتی^۱: در این نوع انتقال حرارت، حرارت توسط حرکت مولکولی در جامدات و سیالات ساکن انتقال می‌یابد که این انتقال بوسیله گرادیان دما بوجود می‌آید. حرارت توسط هدایت از سرسیلندر، دیواره سیلندر و پیستون انتقال می‌یابد. معمولاً در حالت پایدار از این نوع انتقال حرارت صرف‌نظر می‌شود (۵۶)

۲- انتقال حرارت جابجایی^۲: در این حالت انتقال حرارت از بدنه به سیال یا بالعکس صورت می‌گیرد. انتقال حرارت جابجایی سهم بزرگی در کل انتقال حرارت از موتور دارد و شامل کلیه سطوح در تماس با سیال کاری (پیستون، سوپاپ‌ها و بدنه سیلندر و...) می‌شود (۵۶).

۳- انتقال حرارت تشعشعی^۳: انتقال حرارت تشعشعی در موتورهای بنزینی کمتر از دیزلی است، زیرا دمای مخلوط این گونه موتورها پایین‌تر از دمای مخلوط موجود در موتورهای دیزلی است. شایان ذکر است که میزان انتقال حرارت تشعشعی در مقایسه با جابجایی بسیار کوچک است، زیرا سوخت از

^۱ Conduction

^۲ Convection

^۳ radiation

ذرات کربن دار تشکیل شده و ذرات کربن دار تشعشع را کم می کنند (۵۶)

۳-۳-۲-۱- مدل های تجربی انتقال حرارت

۳-۳-۲-۱-۱- مدل آناند^۱

آناند (۵۶) رابطه زیر را برای محاسبه انتقال حرارت جابجایی ارائه کرده است.

$$Nu = aRe^{0.7} \quad (۱۹-۳)$$

$$Re = \frac{\bar{\rho}_g \bar{S}_p B}{\bar{\mu}_g} \quad (۲۰-۳)$$

که در این رابطه Nu عدد نوسلت، Re عدد رینولدز، a عددی ثابت و $0.035 \leq a \leq 0.8$ ، B قطر سیلندر، $\bar{\rho}_g$ چگالی متوسط گازهای متوسط می باشد. بنابراین مقدار کل شار حرارت جابجایی به صورت زیر بدست می آید:

$$q''_{cv} = a \left(\frac{\bar{k}_g}{B} \right) Re^b (\bar{T}_g - T_w) \quad (۲۱-۳)$$

در این رابطه T_w دمای جداره های سیلندر می باشد. او همچنین رابطه زیر را برای محاسبه شار حرارتی تشعشعی پیشنهاد کرده است.

$$q''_r = c\sigma(\bar{T}_g^4 - T_w^4) \quad 3.49 \times 10^{-8} \leq c \leq 5.37 \times 10^{-8} \quad (۲۲-۳)$$

که در این رابطه σ ثابت استفان - بولتزمان است.

برای بدست آوردن مقدار کل انتقال حرارت باید پس از جمع کردن شار انتقال حرارت جابجایی و تشعشعی آن ها را در مساحت سطح جانبی سیلندر ضرب کنیم. در این حالت سطح فقط مساحت بدنه سیلندر در نظر گرفته می شود.

^۱ Annand

۳-۳-۲-۱-۲-۳-۳-۳ مدل وشنی^۱

وشنی روابط زیر را برای محاسبه انتقال حرارت جابجایی ارائه کرده است (۵۶) :

$$Nu = 0.035Re^m \quad (۲۳-۳)$$

$$Re = \frac{\bar{\rho}_g \bar{w} B}{\mu_s} \quad (۲۴-۳)$$

$$h_c = aB^{n-1} \bar{P}_g^n \bar{w} \bar{T}_g^{0.75-1.62n} \quad (۲۵-۳)$$

$$Nu = \frac{h_c B}{\bar{k}_g} \quad (۲۶-۳)$$

در روابط فوق \bar{w} سرعت متوسط گازهای داخل سیلندر برحسب m/s ، m یک ضریب تجربی، h_c

ضریب جابجایی برحسب $(\frac{W}{m^2 K})$ ، \bar{P}_g فشار متوسط گازهای درون سیلندر برحسب kPa و \bar{T}_g دمای

متوسط گازهای درون سیلندر برحسب کلین و $n = 0.8$ ، $a = 3/26$ ضرایب تجربی می‌باشند

او همچنین رابطه زیر را برای محاسبه w ارائه داد:

$$w = c_1 \bar{S}_p + c_2 \left(\frac{V_d T_r}{P_r V_r} \right) (\bar{P}_g - \bar{P}_m) \quad (۲۷-۳)$$

که در این رابطه P_r ، V_r و T_r به ترتیب فشار، حجم و دما در حالت مرجع و \bar{P}_m فشار متوسط در

حالت موتورینگ می‌باشند. حجم مرجع را می‌توان لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی یا لحظه شروع

احتراق در نظر گرفت. مقادیر c_1 و c_2 پیشنهادی برای حالت بدون چرخش^۲ بصورت زیر می‌باشند (۵۶):

^۱ Woschni

^۲ Without swirl

جدول (۳-۱) ضرایب مورد استفاده در مدل وشتی برای سرعت جریان (۵۲)

مراحل مختلف کارکرد موتور	c_1	c_2
برای مرحله جابجایی گاز	6/18	0
برای مرحله تراکم	2/28	0
برای مرحله احتراق و انبساط	2/28	$3/24 \times 10^{-3}$

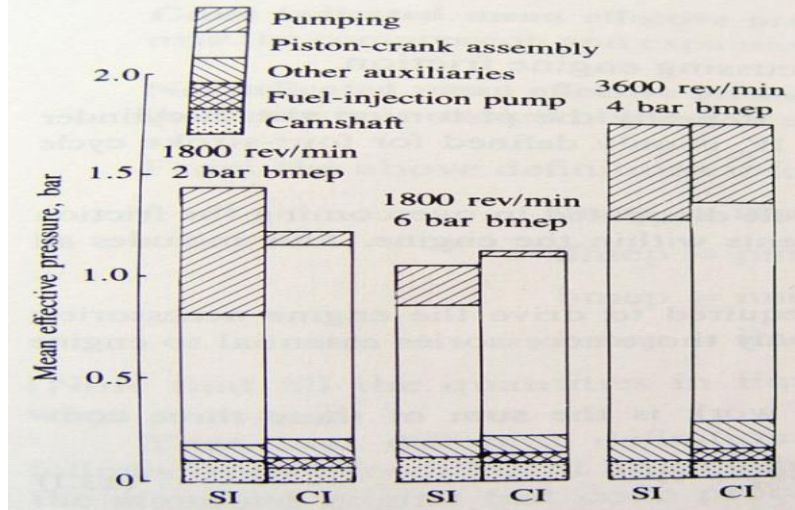
۳-۳-۳-۳- معادلات مربوط به مدل سازی اصطکاک در موتور

اصطکاک های موجود در موتور به دو دسته کلی تقسیم می شود. دسته اول اصطکاک ناشی از حرکت نسبی دو سطح است و دسته دوم، اصطکاک ناشی از گردابه ها و آشفتگی هارا در بر می گیرد. این نوع اصطکاک ها، اصطکاک آشفته^۱ نامیده می شود (۵۶).

دسته اول خود به دو دسته اصطکاک مرزی^۲ و اصطکاک هیدرودینامیکی^۳ تقسیم می شود. در اصطکاک مرزی دو سطح نسبت به هم حرکت می کنند. در اصطکاک هیدرودینامیکی، مقاومت در برابر حرکت بعلا تش های برشی موجود در لایه روغن بوجود می آید و نه حرکت نسبی دو سطح. معمولاً در موتور دائماً اصطکاک از نوع مرزی به هیدرودینامیکی و برعکس تبدیل می شود.

اصطکاک آشفته صرفاً به علت آشفتگی در داخل سیستم بوجود می آید. مثلاً هر جا عمل پمپ کردن وجود داشته باشد اصطکاک آشفته نیز وجود خواهد داشت. روابط مختلف تجربی برای اندازه گیری فشار مؤثر متوسط اصطکاکی موجود در موتور وجود دارد که در ادامه مورد بحث قرار می گیرد.

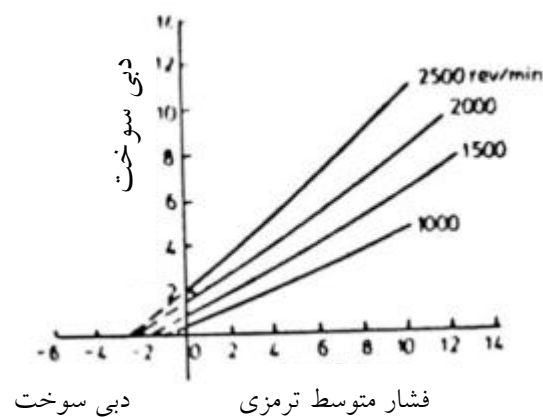
^۱ Turbulent Friction
^۲ Boundary Friction
^۳ Hydrodynamic Friction



شکل (۳-۳) مقایسه عوامل ایجاد اصطکاک در موتورهای اشتعال جرقه‌ای و اشتعال تراکمی (۵۷)

۳-۳-۳-۱- مدل تجربی خط ویلانسی

در روش خط ویلانسی منحنی مصرف سوخت برحسب فشار مؤثر متوسط ترمزی^۱ برای هر دور موتور رسم می شود (۵۸). نقطه برخورد منحنی با محور عمودی تعیین می شود و از طریق برون یابی نقطه برخورد با محور افقی تعیین می شود. نقطه ی به دست آمده بیانگر مقدار فشار مؤثر متوسط اصطکاکی می باشد. به عنوان نمونه در شکل زیر مقدار اصطکاک برای دورهای مختلف به دست آمده است.



شکل (۳-۴) نمودار دبی سوخت برحسب فشار متوسط ترمزی برای به دست آوردن اصطکاک به روش ویلانسی (۵۸)

^۱ BMEP

۳-۳-۳-۲- مدل تجربی مورس^۱

برای به دست آوردن اصطکاک از روش مورس در مرحله ی اول گشتاور موتور در حال بار کامل برای موتور در حالت عادی به وسیله ی دینامومتر اندازه گیری می شود. در مرحله ی بعد احتراق در یکی از سیلندرهای موتور از طریق جدا کردن وایر در موتور اشتعال کردن جرقه ای یا قطع سوخت در موتور اشتعال تراکمی متوقف می شود و در این حالت هم گشتاور موتور در حالت بار کامل اندازه گیری می شود و در نهایت از طریق رابطه زیر گشتاور اصطکاکی موتور به دست خواهد آمد (۵۸)

$$FL = (n - 1)LT_1 - nLT_2 \quad (۲۸-۳)$$

در رابطه فوق LT_1 گشتاور موتور در حالت عادی، LT_2 گشتاور موتور در حالتی که یک سیلندر جدا شده است، n تعداد سیلندرهای موتور و FL گشتاور اصطکاک به دست آمده برای موتور می باشد.

۳-۳-۳-۳-۲- رابطه چن - فلاین^۲

از این مدل در این پژوهش برای مدل سازی اصطکاک استفاده شده . جزئیات بیشتر این مدل در فصل بعد آورده شده است. چن و فلاین برای موتورهای توربوشاژری به این نتیجه رسیدند که اصطکاک موتور نه تنها به سرعت بلکه به فشار ماکزیمم سیلندر هم وابسته است. آنها رابطه زیر را برای اصطکاک موتور ارائه نمودند (۶۳)

$$FMEP = C_1 + C_2 P_{max} + C_3 \bar{S} + C_4 \bar{S}^2 \quad (۲۹-۳)$$

که در رابطه فوق P_{max} فشار ماکزیمم سیلندر، \bar{S} سرعت پیستون، \bar{S}^2 مربع سرعت پیستون و C_1 تا C_4 ضرایب تجربی می باشند.

^۱ Morse^۲ Chen and Flynn

۳-۳-۴- مدل سازی یک بعدی توربوشارژر

با در دست داشتن دبی، دور و شرایط ورودی می توان با استفاده از روابط ترمودینامیکی و معادلات حاکم و ابعاد هندسی سایر کمیت ها را به دست آورد.

برای مدل سازی توربین و کمپرسور آن ها را به صورت مجموعه ای از مجاری مستقل که به دنبال یکدیگر قرار گرفته اند در نظر می گیریم. در این صورت خروجی هر قسمت، ورودی قسمت بعدی می باشد. معادلات حاکم بر یک توربوماشین شعاعی شامل چهار معادله پیوستگی، اندازه حرکت، قانون اول و قانون دوم ترمودینامیک می باشند (۵۹)

۳-۳-۴-۱- معادله بالانس جرم

$$\dot{m} = \rho_i V_i \cos \alpha_i A_i = \rho_e V_e \cos \alpha_e A_e \quad (30-3)$$

۳-۳-۴-۲- معادله بالانس مومنتوم

قانون دوم نیوتن که در توربوماشین ها به معادله اوایلر معروف است که در حالت دائم به صورت زیر است:

$$\frac{W}{\dot{m}} = \frac{\tau \omega}{\dot{m}} = U_i V_i - U_e V_e \quad (31-3)$$

که U و V به ترتیب سرعت تیغه و سرعت جریان می باشند.

۳-۳-۴-۳- بالانس انرژی

قانون اول ترمودینامیک که همان معادله بقای انرژی می باشد که در حالت دائم با فرض آدیاباتیک بودن ماشین و صرف نظر از تغییرات انرژی پتانسیل به صورت زیر می باشد.

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = \left(h_i + \frac{1}{2} V_i^2 \right) - \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 \right) \quad (32-3)$$

در رابطه فوق h آنتالپی سیال است.

۳-۳-۴- قانون دوم ترمودینامیک

$$S_e - S_i \geq \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{rev} \quad (33-3)$$

که حالت مساوی برای فرآیند برگشت پذیر می باشد. بنابراین در فرآیند آدیاباتیک می توان تغییر آنتروپی را به عنوان انحراف از فرآیند برگشت پذیر در نظر گرفت.

۳-۴-۵- معادله جرمی بدون بعد

با ترکیب چهار معادله فوق و باتوجه به اینکه برای انجام محاسبات جریان های تراکم پذیر در توربو ماشین ها بهتر است از شرایط سکون استفاده شود می توان به معادله ای موسوم به معادله دبی جرمی بدون بعد (معادله زیر) دست یافت (۶۰)

$$\frac{\dot{m} \sqrt{RT'_{0i}/\gamma}}{AeP'_{0i}} = \sigma \cos(\beta_e) M'_e \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M'^2_e \right)^{\frac{1+\gamma}{2(1-\gamma)}} \left(1 - \frac{U_i^2 - U_e^2}{2C_p T'_{0i}} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (34-3)$$

در حالتی که مجرا ساکن باشد با قرار دادن $U_i = U_e$ معادله فوق معادله حاکم بر جریان است. حال می توان به وسیله روابط زیر فشار و دمای نسبی در خروجی را به دست آورد.

$$\frac{T'_{0e}}{T'_{0i}} = 1 - \frac{U_i^2 - U_e^2}{2C_p T'_{0i}} \quad (35-3)$$

$$\left(\frac{T'_{0e}}{T'_{0i}} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{P'_{0e}}{P'_{0i}} \right) = \sigma \left(\frac{T'_{0e}}{T'_{0i}} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}} \quad (36-3)$$

و از روابط زیر فشار و دمای خروجی به دست می آیند.

$$T'_0 = T \left(1 + \frac{(\gamma+1)}{2} M'^2_e \right) \quad (37-3)$$

$$P'_0 = P \left(\frac{T_0^i}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3-38)$$

در معادله بالا اندیس i به ورودی و اندیس e به خروجی جزء مورد نظر اشاره دارد و A سطح مقطع جریان و β_e زاویه جریان نسبت به بردار عمود بر سطح جریان در خروجی است. برای تحلیل کل ماشین جریان شعاعی از طریق رابطه بالا ابتدا باید ماشین مورد نظر را به اجزاء کوچکتر که می‌تواند دوار، مثل پروانه یا ساکن مثل محفظه خروجی باشد، تقسیم کرد و بعد این معادله را برای تک تک اجزاء ماشین حل کرد.

برای حل معادله (3-34) لازم است که پارامترهای β_2 و σ برای هر جزء از طریق معادلات مربوطه به دست آورد، سطح مقطع جریان نیز از طریق هندسه معلوم به دست می‌آید، بنابراین در این معادله فقط یک مجهول که عدد ماخ خروجی است باقی می‌ماند و می‌توان برای تعیین آن معادله را حل کرد. البته در هر مرحله باید چک شود که دبی جرمی از مقداری که به ازای عدد ماخ خروجی یک حاصل می‌شود بزرگتر نباشد. (60)

روش فوق می‌تواند هم برای تحلیل توربین و هم برای تحلیل کمپرسور استفاده شود و با تعیین مقادیر مناسب برای ضرایب افت (σ) به کار گرفته شود.

۳-۳-۵- روابط محاسباتی جهت به دست آوردن منحنی مشخصه توربوشارژر

۳-۳-۵-۱- محاسبه بازده آیزونتروپیک

بازده آیزونتروپیک کل به استاتیک یک توربین به صورت زیر تعریف می‌شود (61)

$$\eta_{TTS} = \frac{1 - \frac{T_{02}}{T_{01}}}{1 - \left[\frac{P_2}{P_{01}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \frac{1 - \frac{T_{0 out}}{T_{0 in}}}{1 - \left[\frac{P_{out}}{P_{0 in}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (3-39)$$

بازده آیزوتروپیک کل به استاتیک کمپرسور برابر است با (۶۲):

$$\eta_{CTS} = \frac{\left(\frac{P_2}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1} \quad (۴۰-۳)$$

برای تعیین بازده‌های توربین و کمپرسور مقادیر دما و فشار استاتیک و سکون در ورودی و خروجی آن‌ها اندازه‌گیری می‌شود.

۳-۴- نرم افزارهای مدل سازی موتور

براساس اطلاعات به دست آمده، می‌توان نرم افزارهای موجود برای شبیه سازی موتور را به سه گروه عمده تقسیم نمود. (۶۳)

کدهای محاسباتی کوچک که می‌توانند یک یا چند پدیده در موتور را شبیه سازی کنند و به صورت کلی از الگو کردن کل موتور عاجزند. تعداد این کدها زیاد است به نحوی که از یک شبیه سازی بسیار ساده (روابط اصلی ترمودینامیکی) تا شبیه سازی‌های پیچیده (شبیه سازی‌های دقیق و طولانی احتراق) را در بر می‌گیرند. اعتبارسنجی این کدها کار دشواری است و معمولاً به اعتبار نویسنده‌ی آن بستگی دارد. نرم افزارهای سیالاتی (مانند کیوا)^۱ که رفتار دقیق سیال را در هنگام احتراق و گذر از سوپاپ شبیه سازی می‌کنند و نمایش می‌دهند. این نرم افزارها سایر قسمت‌های موتور را شبیه سازی نمی‌کنند. نرم افزارهای جامعی که تمام قسمت‌های موتور را در بر می‌گیرند. این دسته دید کامل و در عین حال دقیقی را نسبت به موتور دارند. چند نرم افزار معروف که در این زمینه وجود دارند عبارتند از:

• LMS Amesim محصول شرکت LMS International

^۱ kiva

• GT-Suite محصول شرکت Gamma Technologies

• Ricardo WAVE محصول شرکت Ricardo

طبق بررسی‌های انجام شده، این نرم‌افزارها قابلیت‌های مشابهی دارند. اما نرم‌افزاری که از همه کامل‌تر است گزینه دوم است. نرم‌افزار انتخاب شده در این تحقیق، جی تی پاور نسخه‌ی ۷,۳^۱ نام دارد و بخشی از نرم‌افزارهای جی تی سوییت^۲ است. این نرم‌افزار محصول شرکت گاما تکنولوژی^۳ است که در صنعت طراحی موتور کاملاً شناخته شده می‌باشد.

۳-۴-۱- جی تی سوییت

نرم‌افزارهایی که در این گروه وجود دارند به شرح زیر می‌باشند.

۳-۴-۱-۱- جی تی پاور

این قسمت برای شبیه‌سازی کارایی^۴ موتور و سیکل کاری آن با قابلیت کنترل تمام بخش‌های موتور استفاده می‌شود. این نرم‌افزار یک بعدی^۵ است، یعنی دینامیک گاز را با معادلات یک بعدی حل می‌کند. علاوه بر این در این قسمت می‌توان موتور را از نظر آکوستیک نیز مورد بررسی قرار داد.

۳-۴-۱-۲- جی تی درایو^۵

از این قسمت برای تحلیل رفتار موتور در جاده استفاده می‌شود. تغییر شیب‌ها، شتاب‌گیری‌ها، ترمزگیری‌ها، سیستم تعلیق و رفتار راننده در این قسمت الگو می‌شود.

^۱ GT-Power v 7.3

^۲ GT-SUITE

^۳ Gamma Technologies

^۴ Performance

^۵ GT-DRIVE

۳-۴-۱-۳- جی تی ترین^۱

این قسمت برای بررسی نحوه حرکت (سینماتیک و دینامیک) و ارتعاشات اجزاء مانند سوپاپ‌ها، بادامک‌ها، زنجیرها و... استفاده می‌شود.

۳-۴-۱-۴- جی تی فیول^۲

این قسمت برای شبیه‌سازی سیستم سوخت‌رسانی و جریان‌های داخلی آن و سیستم‌های هیدرولیکی کاربرد دارد.

۳-۴-۱-۵- جی تی کول^۳

تحلیل خنک‌کاری موتور با استفاده از این قسمت انجام می‌شود. با این نرم‌افزار کلیه مسیرهای خنک‌کاری موتور، تحلیل المان محدود اجزای موتور، رادیاتور و... قابل انجام است.

۳-۴-۱-۶- جی تی کرنک^۴

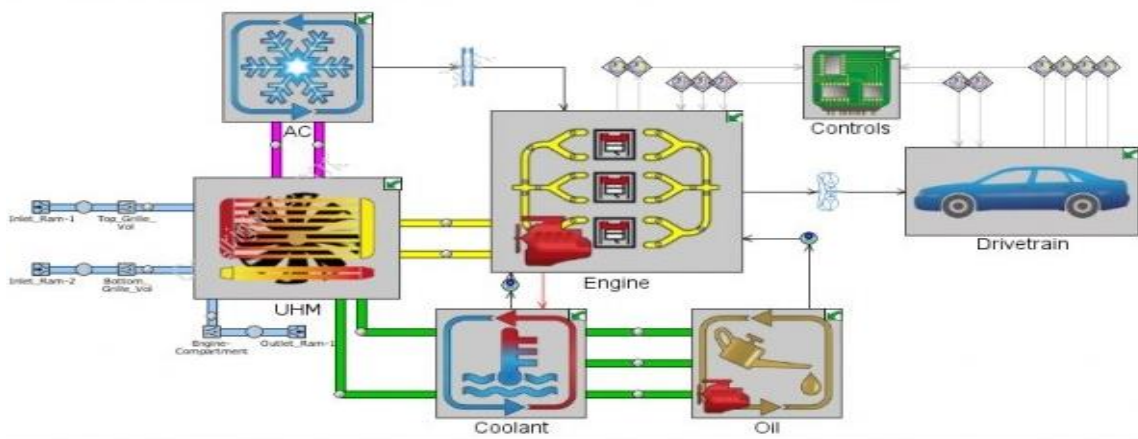
با استفاده از این قسمت می‌توان کلیه رفتارهای میل لنگ را شبیه‌سازی نمود. از جمله می‌توان به دینامیک و ارتعاشات پیچشی، بالانس، ارتعاشات کلی موتور، رفتار یاتاقان‌ها و... اشاره نمود. نکته‌ی مهمی که وجود دارد این است که این بخش‌ها می‌توانند به یکدیگر متصل شده و یک الگوی کامل بسازند. در شکل زیر یک نمونه از این مونتاژ قابل مشاهده است.

^۱ GT-TRAIN

^۲ GT-FUEL

^۳ GT-COOL

^۴ GT-CRANK



شکل (۳-۵) نمای یک مدل اتومبیل (موتور، سیستم کنترل، روغن کاری، و خنک کاری و تهویه مطبوع) در نرم افزار جی تی پاور (۵۳)

این نرم افزار، از نمودار بلوکی برای شبیه سازی موتور استفاده می کند و یک الگوی یک بعدی را از موتور و اجزای آن در نظر می گیرد. یعنی هر قطعه را به عنوان یک بلوک (جعبه) فرض می کند که دارای یک سری ورودی و خروجی است. آنگاه باتوجه به ویژگی ها و خصوصیات مکانیکی هر جزء خروجی را محاسبه می نماید. قابلیت دیگر این نرم افزار این است که در صورت نیاز به جواب هایی با جزئیات بیشتر (سه بعدی) می توان آن را با سایر نرم افزارهای قدرتمند تحلیل جریان مانند فلوئنت^۱ و استار سی دی^۲ ترکیب نمود. در ادامه به تعداد اندکی از قابلیت های این نرم افزار قدرتمند پرداخته می شود و به اختصار توضیحاتی آورده خواهد شد.

۳-۵- اساس حل معادلات در نرم افزار

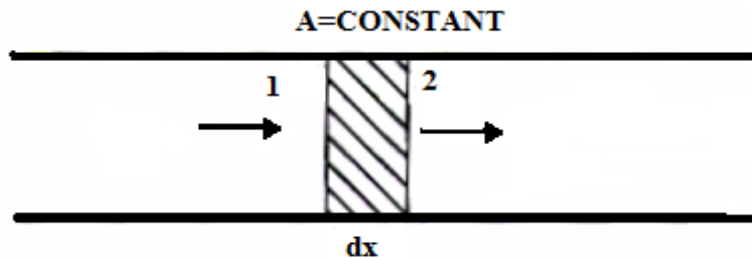
۳-۵-۱- موج فشاری

اساس تحلیل جریان در راهگاه های موتور استفاده از روش عملکرد موج فشاری می باشد (۳۵). با استفاده از این روش می توان فشار و دمای سیال را در نقاط مختلف و در لحظه های مختلف بدست

^۱ Fluent
^۲ Star CD

آورد. برای رسیدن به این منظور باید معادله جریان تراکم پذیر ناپایا را حل نمود. برای حل این معادله از روش مشخصات^۱ استفاده می شود.

این روش کاربرد وسیعی در حل معادلات با مشتقات جزئی دارد. ابتدا معادله جریان تراکم پذیر ناپایا را استخراج و فرض می کنیم که جریان آیزونتروپیک است. یک المانی مطابق شکل (۶-۳) در نظر می گیریم.



شکل (۶-۳) المان در نظر گرفته شده (۶۴)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial C}{\partial x} + C \frac{\partial \rho}{\partial X} = 0 \quad (۴۱-۳)$$

معادله بالا معادله پیوستگی جریان برای سیال تراکم پذیر در داخل لوله با سطح مقطع ثابت می باشد.

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} = C \frac{\partial C}{\partial X} + \frac{\partial C}{\partial t} \quad (۴۲-۳)$$

معادله بالا معادله مومنتم برای جریان تراکم پذیر پایای یک بعدی می باشد. از معادله حالت داریم:

$$P = \rho RT \quad (۴۳-۳)$$

و همچنین سرعت صوت از رابطه زیر محاسبه می شود.

$$a^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_s = \frac{\gamma P}{\rho} = \gamma RT \quad (۴۴-۳)$$

اگر از طرفین معادله بالا نسبت به x و t مشتق گرفته شود و معادلات بدست آمده را در معادله

(۴۱-۳) جایگذاری کنیم داریم:

$$\frac{\partial a}{\partial C} + \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right) a \frac{\partial C}{\partial X} = 0 \quad (۴۵-۳)$$

^۱ Method Of Characteristic

$$\frac{\partial C}{\partial t} + C \frac{\partial C}{\partial X} + \left(\frac{2a}{\gamma-1}\right) \frac{\partial a}{\partial X} = 0 \quad (46-3)$$

توجه شود که معادلات (3-5) و (3-6) معادلات پیوستگی و مومنتم برحسب سرعت سیال در مکان های مختلف می باشند. a سرعت صوت و C سرعت سیال در مکانها و زمان های متفاوت می باشد معادلات بیان شده را می توان به روش مشخصات حل نمود. روش مشخصات یک روش ریاضی برای حل این معادلات می باشد (65).

معمولاً برای حل معادلات مرسوم است که سرعت سیال و صوت و طول یک نقطه بصورت بی بعد تبدیل شوند.

$$t' = \frac{t}{\lambda_{ref}} a_{ref}, \quad x' = \frac{x}{\lambda_{ref}}, \quad C' = \frac{C}{a_{ref}}, \quad a' = \frac{a}{a_{ref}} \quad (47-3)$$

λ و β را بصورت زیر تعریف می کنیم.

$$a' + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right) C' = \text{const} \quad t = \lambda \quad (48-3)$$

$$a' - \left(\frac{\gamma-1}{2}\right) C' = \text{const} \quad t = \beta \quad (49-3)$$

λ و β را پارامترهای ریمان می نامند که مقادیر ثابت می باشند. در نهایت معادلات (3-10) و (3-11) بدست می آید.

$$\left(\frac{dx}{dt}\right)' = \lambda \left[\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}\right] - \beta \left[\frac{3-\gamma}{2(\gamma-1)}\right] \quad \text{for } C' - a' \quad (50-3)$$

$$\left(\frac{dx}{dt}\right)' = \lambda \left[\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}\right] + \beta \left[\frac{3-\gamma}{2(\gamma-1)}\right] \quad \text{for } C' + a' \quad (51-3)$$

بنابراین بجای حل معادلات پیوستگی و مومنتم برای جریان یک بعدی تراکم پذیر آیزوتروپیک چهار معادله ساده دیفرانسیلی حل خواهند شد.

فصل ۴:

ایجاد مدل و حل نرم افزاری

۴-۱- مدل سازی اجزای مختلف موتور

در این فصل مدل سازی موتور با معرفی و ورود اطلاعات موتور EF7 صورت می گیرد. مدل سازی موتور به کمک بلوکهای مختلفی صورت می گیرد این بلوک ها شامل بلوک شرایط هوای ورودی (دما- فشار محیط)، بلوک موتور و میل لنگ، بلوک سیلندر، بلوک رانرها، بلوک انژکتور، بلوک چندراهی، بلوک سوپاپ، بلوک توربوشارژر هستند. پس از معرفی بلوکها و پر کردن اطلاعات مورد نیاز آنها الگوی نهایی تکمیل می شود. در این فصل روند مدل سازی به کمک نرم افزار جی تی پاور تشریح می شود و در نهایت، الگوی تکمیل شده در انتهای فصل ارائه می گردد.

مشخصات کامل موتور به همراه مقادیر عددی و توابع درونی بلوک ها به نرم افزار معرفی می گردد. سپس نحوه ی اتصال بلوکها و تکمیل الگوی موتور به اختصار توضیح داده می شود. پس از آن می توان سناریوهای مختلفی، برای موتور تعریف نمود و موتور را برای هر حالت مورد بررسی قرار داد. در ادامه اطلاعات مورد نیاز برای هر بلوک سیلندر آورده شده است.

۴-۱-۱- متغیرهای ورودی بلوک موتور و میل لنگ

اطلاعات هندسی مدل سازی موتور EF7 در جدول (۴-۲) آمده است. اطلاعات مورد نیاز

نرم افزار برای مدل سازی بلوک موتور و میل لنگ در جدول (۴-۱) آمده است.

جدول (۴-۱) بلوک موتور و میل لنگ و اطلاعات مورد نیاز آن (ایران خودرو IPCO)

داده مورد نیاز بلوک	مقدار	بر اساس
تعداد سیلندرها	۴ عدد	جدول (۴-۵)
دو زمانه یا چهار زمانه بودن موتور	۴ زمانه	جدول (۴-۴)
زاویه خورجینی بودن	۴۰-	جدول (۴-۴)
نحوه کار موتور (دور ثابت یا وابسته	دور ثابت	جدول (۴-۴)
سرعت موتور (RPM)	۱۰۰۰-۲۰۰۰-۶۰۰۰	جدول (۴-۴)
تابع تعریف اصطکاک	بر اساس مدل چن فلاین (۵۳)	جدول (۴-۴)
ترتیب احتراق و زاویه هر کدام	۱-۳-۴-۲	جدول (۴-۵)

موتور و میل لنگ



جدول (۴-۲) مشخصات هندسی سیلندر موتور EF7 (ایران خودرو IPCO)

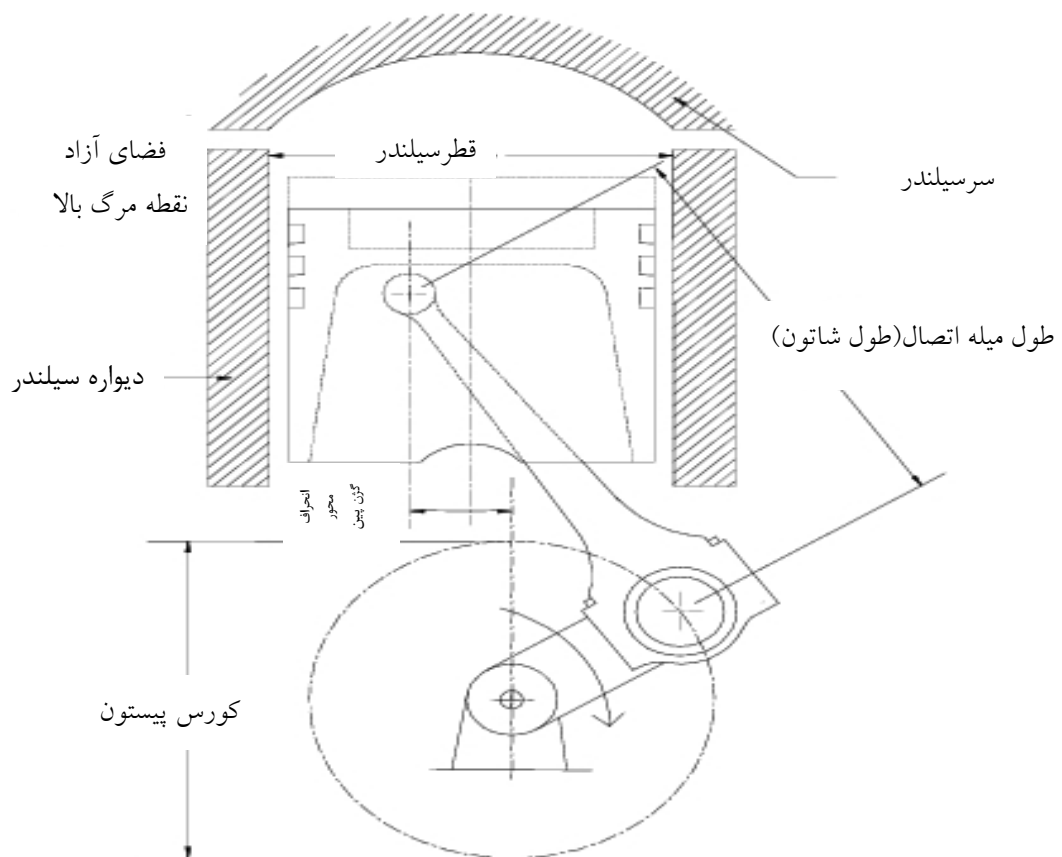
Geometrical parametrs	unit	Value
Bore (mm)	mm	78.6
Stroke (mm)	mm	85.0
CONNECTING ROD Length (mm)	mm	133.5
Compression Ratio	-	11.5
TDC clearnce height	mm	1
Piston Pin Offset (mm)	mm	0.50
Intake Valve Closing (Crankshaft Angle)	degree	-40

جدول (۴-۳) تکمیل اطلاعات بلوک موتور و میل لنگ (اطلاعات هندسی سیلندر) مطابق با مقادیر جدول (۴-۲)

Template: EngCylGeom
 Object: cylg1
 Comment:

Long Comment...

Attribute	Unit	Object Value
Bore	mm	78.6
Stroke	mm	85
Connecting Rod Length	mm	133.5
Compression Ratio		11.5
TDC Clearance Height	mm	1



شکل (۱-۴) ابعاد هندسی سیلندر (شکل بر گرفته از HELP نرم افزار GT-POWER (۵۳))

جدول (۴-۴) تکمیل اطلاعات بلوک موتور و میل لنگ (۴ زمانه بودن-نحوه کار موتور(دور ثابت)-مقادیر سرعت موتور (۱۰۰۰-۲۵۰۰-۴۰۰۰-۵۵۰۰ RPM) تعریف تابع اصطکاک موتور براساس مدل چن فلاين (۵۳)-زاویه خورجینی)

Template:	EngineCrankTrain	Part:	Engine
Object:	Engine	...	<input type="button" value="Create Parameter Object"/> <input type="button" value="Edit Object"/>
Object Comment:			
Comment:			

Attribute	Unit	Object Value	Part Override
Engine Type		4-stroke	
Speed or Load Specification		speed	
Engine Speed	RPM	[RPM]	
Engine Friction Object or FMEP		fric1	
Start of Cycle (CA at IVC)		-40	

جدول (۴-۵) تعداد سیلندر-ترتیب احتراق- زاویه هر کدام (۴۹)

Template: EngineCrankTrain Part: Engine
 Object: Engine ... Create Parameter Object Edit Object
 Object Comment:
 Comment:

Attribute	Unit	1	2	3	4	5	6
Cylinder Number		1	3	4	2		
Firing Intervals	deg	0	180	180	180		
Cylinder Type		Same-as-Main	Same-as-Main	Same-as-Main	Same-as-Main		

۴-۱-۱-۱-۱ مدل سازی اصطکاک موتور^۱

مدل سازی اصطکاک جهت محاسبه فشار مؤثر متوسط اصطکاکی و به دنبال آن محاسبه توان تلف

شده توسط اصطکاک می باشد. برای تخمین اصطکاک موتور از مدل چن -فلاین^۲ (۵۳) استفاده شده است

که بصورت زیر می باشد.

$$\begin{aligned}
 FMEP = & [\text{constant part of FMEP}] + \\
 & [\text{Peak cylinder pressure Factor}] \times Pressure_{\max-cyl} + \\
 & [\text{mean piston speed factor}] \times Speed_{\text{mean-piston}} + \\
 & [\text{mean piston square speed factor}] \times Speed_{\text{mean-piston}}
 \end{aligned}
 \quad (1-4)$$

پارامترهای رابطه ی بالا در جدول زیر توضیح داده شده است.

جدول (۴-۶) ضرایب مدل چن - فلاین برای مدل سازی اصطکاک داخلی سیلندر (۴۹)


مقدار	توضیحات	ضریب مدل چن - فلاین
۰/۴	ترم ثابت معادله	[constant part of FMEP]
۰/۰۰۵	ضریب فشار سیلندر	[Peak cylinder pressure Factor]
۰/۰۹	ضریب سرعت متوسط پیستون	[mean piston speed factor]
۰/۰۰۰۹	ضریب مربع سرعت متوسط	[mean piston square speed factor]

^۱ Engine Friction Modeling

^۲ Chen -Flynn


۴-۱-۲- متغیرهای ورودی بلوک سیلندر

جدول (۴-۷) اطلاعات مورد نیاز برای تکمیل بلوک سیلندر (۴۹)

نام بلوک	تابع درونی	مقدار یا تابع
سیلندر 	دما مخلوط هوا سوخت	310 K
	فشار مخلوط هوا سوخت	PComp
	دمای دیواره (هد- پیستون-سیلندر) بر حسب کلین	570-600-480
	تابع محاسبه نرخ احتراق و میزان تأخیر آن	Wiebe
	تابع محاسبه میزان آلاینده‌ها	def
	تابع محاسبه‌ی انتقال حرارت موتور	WoschniGT

۴-۱-۳- متغیرهای ورودی بلوک رانرها و پورت ورود و خروج سیلندر

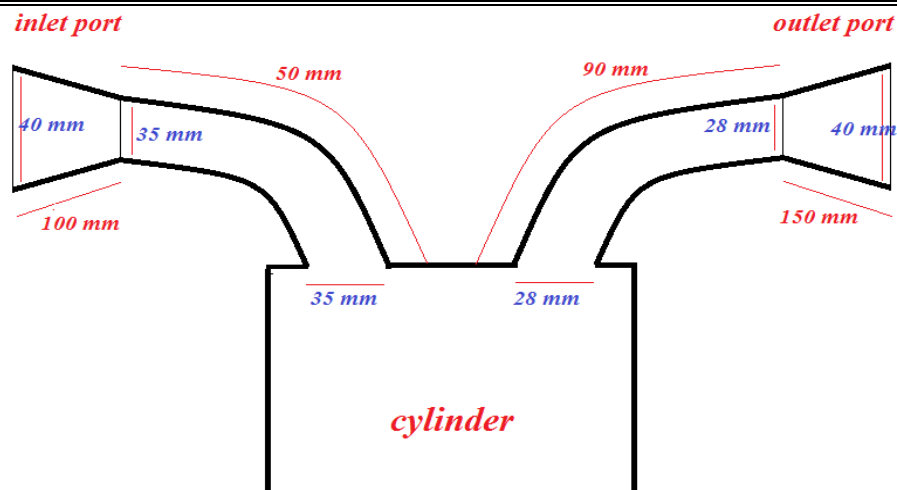
جدول (۴-۸) اطلاعات مورد نیاز برای تکمیل بلوک سیلندر (۴۹)

نام بلوک	تابع درونی	مقدار یا تابع
لوله‌ها 	قطر (mm)	پورت دود=۲۸ میلی‌متر پورت هوا=۳۵ میلی‌متر
	طول (mm)	پورت دود=۹۰ میلی‌متر پورت هوا=۵۰ میلی‌متر
	دمای دیواره (کلین)	پورت دود=۵۵۰ کلین پورت هوا=۴۲۵ کلین
	زبری سطح (mm)	۰/۲۶ میلی‌متر برای هر دو پورت
	ضریب انتقال حرارت	پیش فرض

در شکل زیر اطلاعات مربوط به رانرهای ورودی و خروجی به سیلندر موتور EF7 آورده شده

است. مطابق با این اطلاعات فرم مربوط به رانر در نرم افزار تکمیل می گردد. در شکل زیر نمونه ای از

فرم تکمیل شده بلوک رانر برای پورت خروجی سیلندر آورده شده است.



شکل (۴-۲) ابعاد هندسی پورت ورودی و خروجی موتور EF7 (ایران خودرو IPCO)

جدول (۴-۹) اطلاعات مربوط به رانر دود خروجی (دمای سطح رانر، طول قطر، زبری سطح رانر برای موتور EF7)

Template: PipeRound Part: 761

Object: p761 ... Create Parameter Object Edit Object

Object Comment:

Comment:

Attribute	Unit	Object Value	Part Override
Diameter at Inlet End	mm	28	...
Diameter at Outlet End	mm	28	...
Length	mm	90	...
Discretization Length	mm	35	...
Pipe Elevation Change	mm	ign	...
Material for Default Surface Roughness		user_value	
Surface Roughness	mm	0.26	...
Wall Temperature	K	550	...
Wall Temperature Solver Object		ign	...
Initial State Name		Exhaust_Initial	...


جدول (۴-۱۰) اطلاعات مربوط به رانر هوای ورودی (دمای سطح رانر، طول قطر، زبری سطح رانر برای موتور EF7)

Attribute	Unit	Object Value	Part Override
Diameter at Inlet End	mm	35	...
Diameter at Outlet End	mm	35	...
Length	mm	50	...
Discretization Length	mm	40	...
Pipe Elevation Change	mm	ign	...
Material for Default Surface Roughness		user_value	
Surface Roughness	mm	0.26	...
Wall Temperature	K	425	...
Wall Temperature Solver Object		ign	...
Initial State Name		Intake_Initial	...

۴-۱-۴- متغیرهای ورودی بلوک سوپاپ ورودی و خروجی هوا

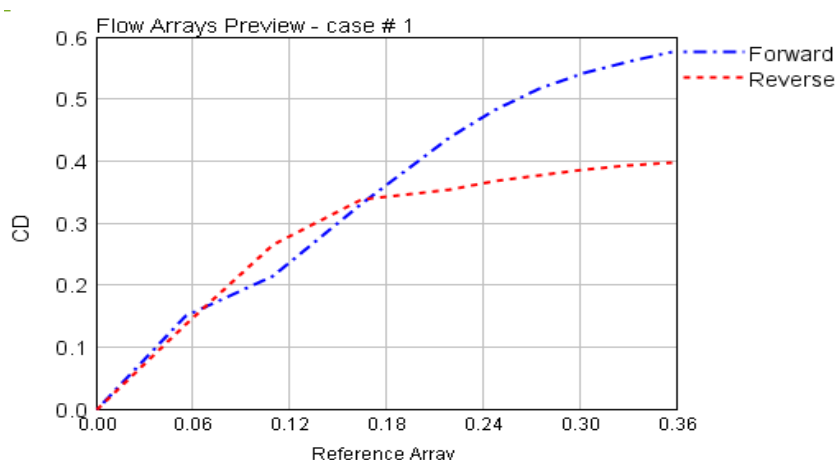
مطابق جدول زیر اطلاعات پروفایل برخاستگی سوپاپ و ضرایب تخلیه و قطر سوپاپ جزء مقادیر ورودی به نرم افزار است که می بایست تکمیل گردد. روش به دست آوردن ضرایب تخلیه سوپاپ ها بسیار پیچیده تر و نیازمند آزمایش پرهزینه‌ی سر سیلندر می باشد. به دلیل عدم امکان این آزمایش، این مقادیر از منحنی های عمومی برای ضرایب تخلیه سوپاپ ها می باشند، استفاده شده است (۶۶).

جدول (۴-۱۱) اطلاعات مورد نیاز برای تکمیل بلوک سوپاپ ورودی و خروجی (ایران خودرو IPCO)

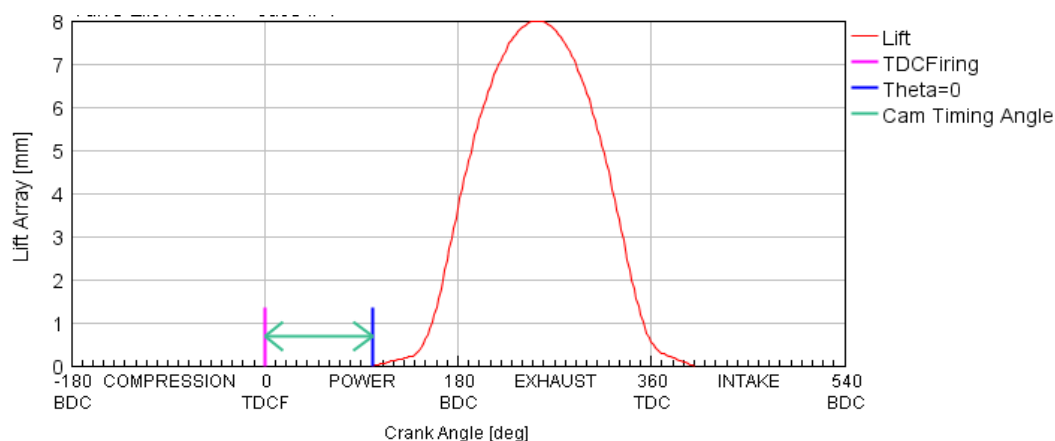
نام بلوک	تابع درونی	مقدار و یا تابع
سوپاپ ها 	قطر (mm)	پورت هوا = ۳۵ میلیمتر، پورت دود = ۲۸ میلیمتر
	ضرایب تخلیه	مطابق شکل (۴-۴)
	پروفایل برخاستگی سوپاپ	مطابق شکل (۴-۳)

منحنی برخاستگی سوپاپ دود و ضریب CD آن بر حسب زوایای مختلف میل لنگ به شکل زیر به

نرم افزار داده می شود. در ادامه برخاستگی سوپاپ هوا و ضریب CD آن نیز به نرم افزار داده می شود.

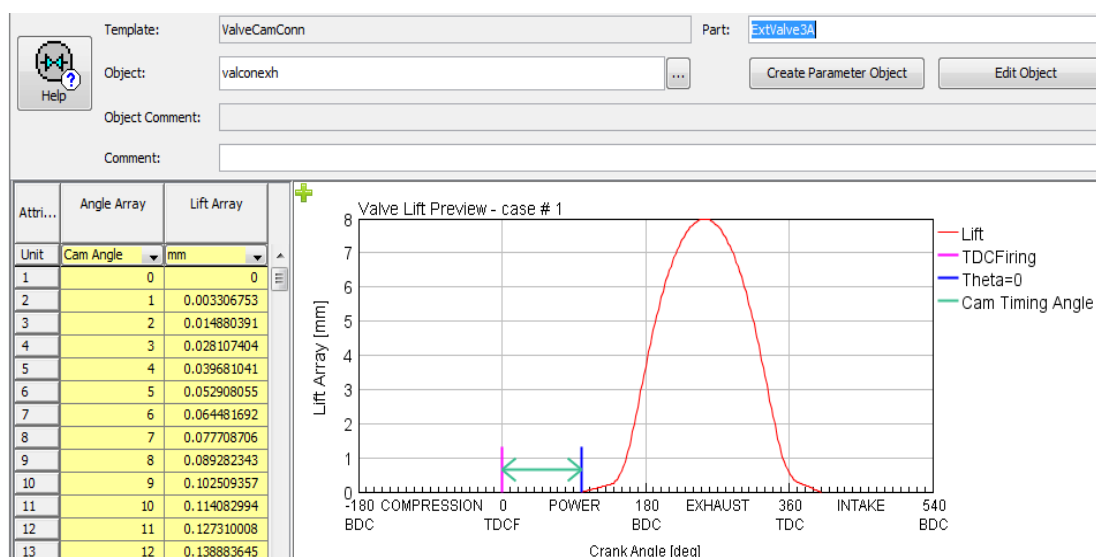


شکل (۴-۳) منحنی ضریب CD سوپاپ دود در زوایای مختلف میل لنگ (۶۶)

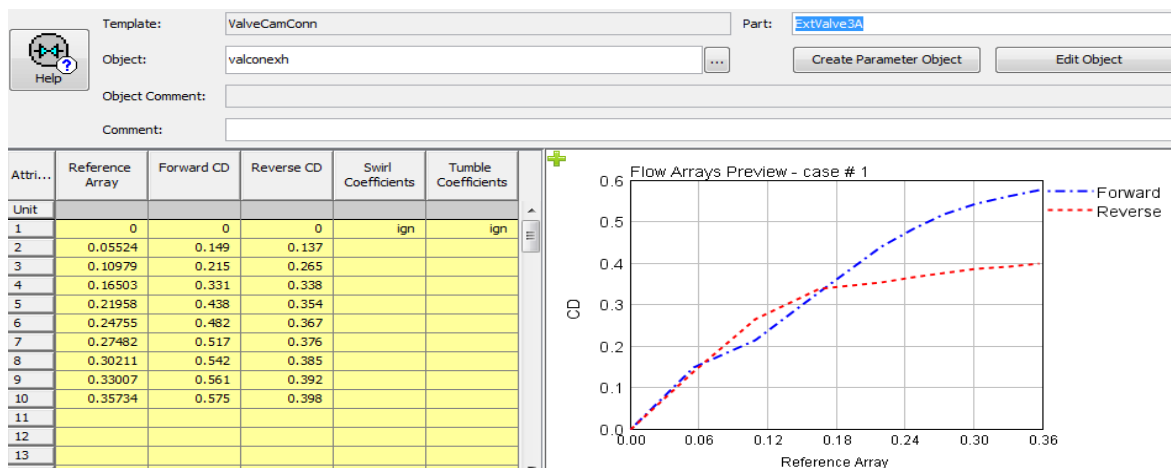


شکل (۴-۴) منحنی برخاستگی سوپاپ دود در زوایای مختلف میل لنگ (۶۶)

جدول (۴-۱۲) فرم پر شده در نرم افزار برای بلوک سوپاپ (بخش برخاستگی)



جدول (۴-۱۳) فرم پر شده در نرم افزار برای بلوک سوپاپ (ضریب CD به کمک منحنی های عمومی (۶۶))




۴-۱-۵- متغیرهای ورودی بلوک انژکتور

اطلاعات مورد نیاز بلوک انژکتور به نرم افزار داده می شود.

جدول (۴-۱۴) اطلاعات مورد نیاز برای تکمیل بلوک سوپاپ ورودی و خروجی (۶۶)

نام بلوک	تابع درونی یا مقدار مورد نیاز	تابع درونی یا مقدار
	میزان یا شش، سوخت یا تابع، که آن را تعیین کند	تابع AFR
	مشخصات سوخت شامل، گرمای نهان تبخیر، آنتالپی سوخت، چگالی	گاز طبیعی
	دمای سوخت	۳۰۰K

جدول (۴-۱۵) فرم پر شده در نرم افزار برای بلوک انژکتور (۶۶)




Template: InjAF-RatioConn Part: Injector-1
 Object: Injector Create Parameter Object Edit Object
 Object Comment:
 Comment:

Attribute	Unit	Object Value	Part Override
Injector Location (Pipes only)		0.5	
Fuel Ratio Specification		Air-to-Fuel	
Fuel Ratio		[AFR]	
Injected Fluid Temperature	K	300	
Fluid Object		Natural_gas	
Vaporized Fluid Fraction		ign	

۴-۱-۶- متغیرهای ورودی بلوک چندراهی جریان

اطلاعات مورد نیاز برای تکمیل این بلوک به شرح زیر است.

جدول (۴-۱۶) اطلاعات مورد نیاز برای تکمیل بلوک چندراهی جریان (۶۶)

نام بلوک	تابع درونی با مقدار
چندراهیها 	تعداد انشعابها
	قطر انشعابها
	زاویه فضایی انشعابها
	ضریب اصطکاک

۴-۱-۷- متغیرهای ورودی بلوک خنک کن میانی

هوای فشرده شده توسط کمپرسور به منظور خنک کاری به یک کولر فرستاده می شود کولر میانی از تعداد زیادی لوله تشکیل شده است. افزایش دمای هوا در کمپرسور و تأثیر آن بر ضربه را می توان با استفاده از خنک کن میانی به حداقل رساند. با استفاده از خنک کن میانی و کاهش دمای محیط امکان کوبش کاسته می شود و تأخیر در زمان جرقه کوتاه می شود همچنین می توانیم از نسبت تراکم بالاتری نسبت به موتورهای پرخورانی شده بدون خنک کن میانی استفاده کنیم. برای تکمیل اطلاعات مربوطه به بلوک این بخش، نیاز به آزمایشات و صرف هزینه برای اندازه گیری دمای سطح لوله در دوره های مختلف موتور می باشد. در این پژوهش از ضرایب انتقال حرارت و افت فشار موجود در مراجع انتقال حرارت استفاده شده است. تعداد ۱۴۰۰ لوله با قطر ۳,۵ میلی متر برای مدل سازی در نظر گرفته شد.

از دیگر مزایای خنک کن میانی باعث افزایش بازده حجمی است زیرا با کاهش دمای هوا چگالی افزایش می یابد همین امر سبب می شود جرم بیشتری از هوا وارد سیلندر گردد. بکارگیری خنک کن میانی سبب بهبود قدرت خروجی موتور بدون نیاز به افزایش بار حرارتی می باشد، مصرف سوخت کمتر شده و دود کمتری تولید می کند.

جدول (۴-۱۷) اطلاعات مورد نیاز برای تکمیل بلوک خنک کن میانی (۶۶)

نام بلوک	تابع درونی با مقدار
خنک کن میانی	قطر تیوب
	طول تیوب
	تعداد تیوب
	زبری سطح دیواره تیوب
	دمای سطح دیواره
	تابع انتقال حرارت
	تابع افت فشار

۴-۱-۸- متغیرهای ورودی بلوک توربوشارژر

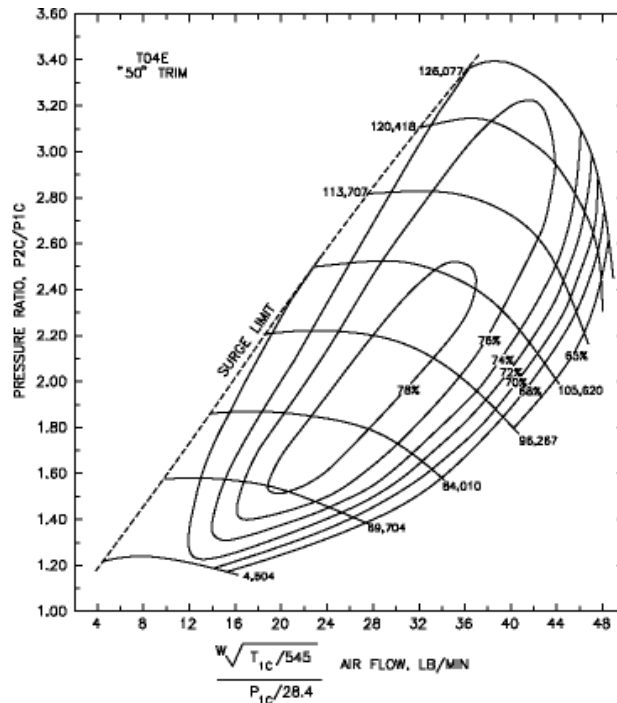
توربو شارژر از سه بخش کمپر سور، توربین و شفت رابط تشکیل شده که به اختصار هر کدام توضیح داده می شود.

جدول (۴-۱۸) اطلاعات مورد نیاز مدل سازی توربوشارژر (۶۶)

نام بلوک	بخش	تابع درونی	مقدار و یا نام تابع
توربوشارژر 	کمپر سور	نقشه عملکرد MAP کمپر سور	با انتخاب توربو شارژر، اطلاعات از کاتالوگ
		مقیاس نقشه و ضریب بزرگنمایی	مپ کمپر سور آن استخراج می شود
	توربین	نقشه عملکرد MAP توربین	با انتخاب توربو شارژر، اطلاعات از کاتالوگ
		مقیاس نقشه و ضریب بزرگنمایی	مپ توربین آن استخراج می شود
	شفت	ممان اینرسی شفت (kgm^2)	۵/۰۰۰۰۰

نقشه عملکردی یا همان MAP از جمله اطلاعات مهمی است که طراحان و تحلیل گران

توربوشارژرها، تحلیلگران توربین گاز و تحلیل گران موتور هواپیما از آن استفاده می کنند.



شکل (۴-۵) نمونه یک نقشه عملکرد (MAP کمپرسور) (محور افقی دبی بدون بعد، محور عمودی نسبت فشار)

این نقشه، معرف هویت توربین و کمپرسور است و از طریق آن می توان مشخصات و نحوه عملکرد آن را در شرایط مختلف فهمید. لازم به ذکر است منظور از این نقشه، مشخصات هندسی کمپرسور و توربین نیست. بلکه منظور از نقشه عملکردی یا همان مپ پارامترهای عملکردی (دبی، نسبت فشار، دور و راندمان) و نحوه تغییر آن است. در واقع MAP یک نمودار است که محور افقی آن پارامتر بی بعد شده دبی جرمی ورودی به کمپرسور (یا توربین) و محور عمودی آن پارامتر نسبت فشار کمپرسور (یا توربین) است. همچنین خطوط حلقه ای درون نمودار مشخص کننده ی راندمان کمپرسور است که کانتور رسم می شوند. نمودار دبی بر حسب فشار برای دوره های مختلف رسم می گردد.

۴-۲- الگوی نهایی مدل سازی در GT-POWER

در شکل زیر الگوی ساخته شده از موتور مورد مطالعه، توسط نرم افزار جی تی پاور نشان داده شده است. برای مدل سازی از یک الگوی اولیه آماده، شروع شد و با تکامل آن به طرح نهایی زیر رسیدیم. به صورت کلی روند ساخت الگو را می توان به شکل زیر بیان کرد (۲۵):

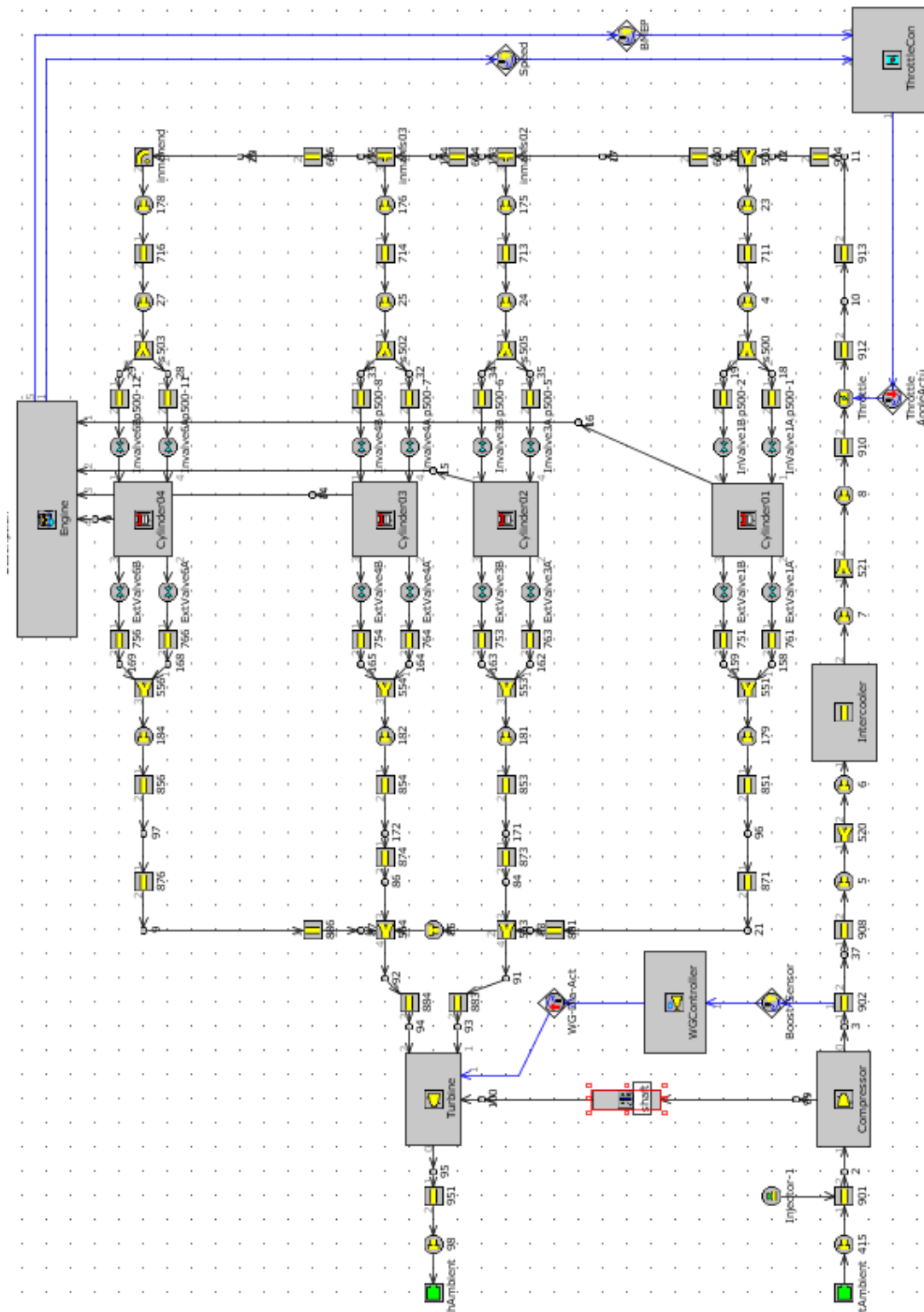
۱- چیدن بلوک های لازم و برقراری ارتباط بین آنها می باشد. با توجه به ساختار موتور، این قسمت

دارای مراحل متعددی بوده که عبارتند از:

- درست کردن بلوک موتور
- اضافه کردن سیلندرها
- اضافه کردن سوپاپ ورودی و خروجی
- اضافه کردن انژکتورها
- ساختن رانرها و تقسیم کننده های جریان (منیفولد دود و هوا)
- اضافه کردن کمپرسور
- اضافه کردن توربین

به دلیل زیاد بودن تعداد لوله، خم، تقسیم کننده جریان، ساخت این بخش زمانبر می باشد پس از ایجاد

بلوک های مورد نیاز و تکمیل توابع درونی، ابعاد و هندسه الگوی زیر بدست می آید.



شکل (۴-۶) الگوی نهایی موتور مورد مطالعه شامل بلوک موتور- بلوک سیلندر-بلوک انژکتور-بلوک سوپاپ-بلوک رانر-بلوک چندراهی-بلوک کمپرسور-بلوک توربین- بلوک آغازی و بلوک پایانی (دما و فشار محیط)

فصل ۵:

نتیجه گیری

۵-۱- مقدمه

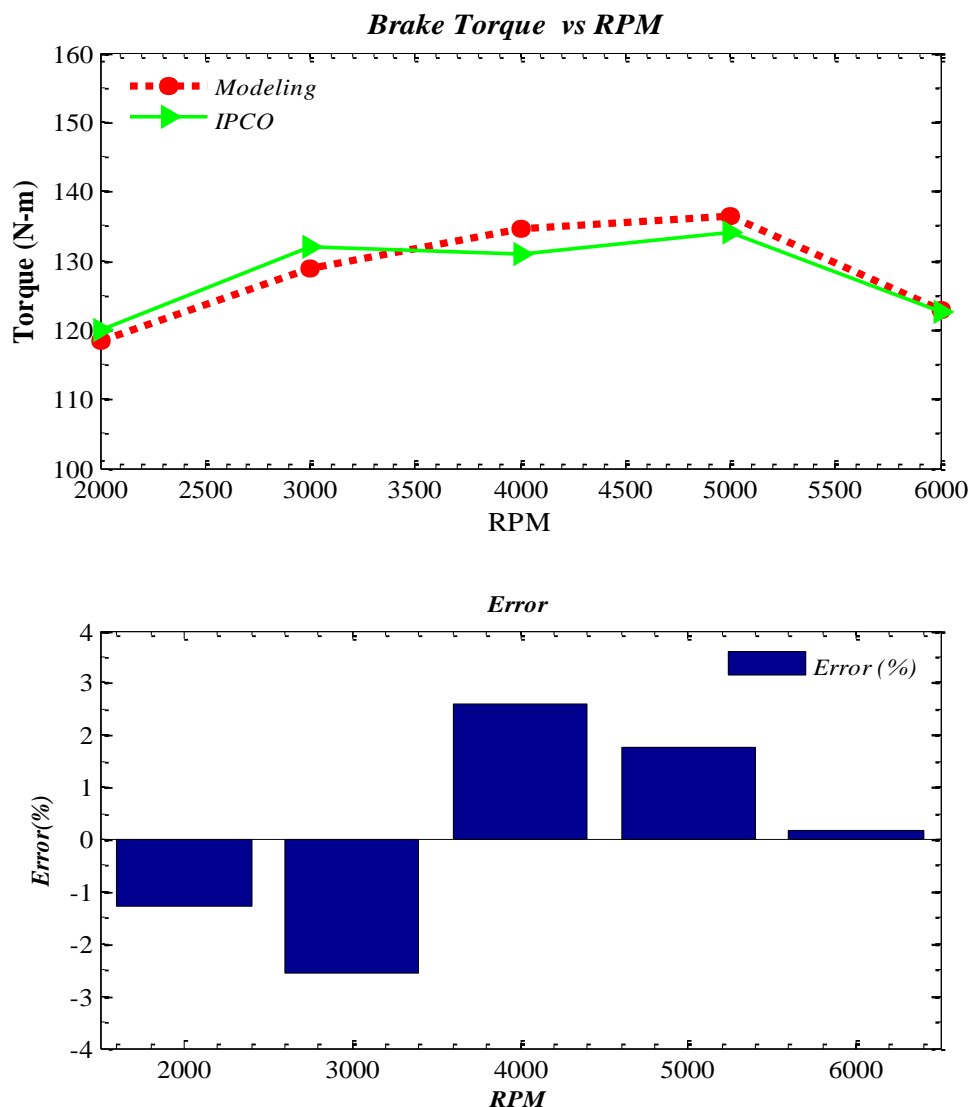
در این بخش نتایج بدست آمده از مدل سازی موتور EF7 به کمک نرم افزار جی تی پاور ورژن ۷,۳ آورده شده است. اطلاعات ورودی به نرم افزار شامل پروفایل برخاستگی سوپاپ ورودی و سوپاپ خروجی، ابعاد هندسی موتور شامل قطر پیستون، کورس پیستون، طول CONNECTING ROD نسبت تراکم موتور، شرایط محیطی از نظر فشار و دما، داده های مربوط به انژکتور، طول و قطر رانرها و منحنی عملکرد کمپرسور و توربین می باشد. نتایج خروجی نرم افزار طیف وسیعی از متغیرها را در بر می گیرد. این متغیرها شامل قدرت ترمزی، گشتاور ترمزی، مصرف سوخت، راندمان حجمی، فشار داخل سیلندر در سیکل ۴ مرحله ای می باشد.

نتایج در چهار بخش اصلی ارائه شده است. بخش اول اعتبار سنجی مدل مورد مطالعه می باشد (مقایسه مدل سازی به کمک نرم افزار با نتایج تجربی بدست آمده از تست موتور EF7 در شرکت ایران خودرو). بخش دوم نتایج حاصل از شبیه سازی موتور تنفس طبیعی، بخش سوم نتایج مربوط به مدل سازی حالت توربو شارژر و بخش چهارم شامل نتایج مقایسه ای بین حالت تنفس طبیعی و توربوشارژر است.

۵-۲- اعتبار سنجی نتایج

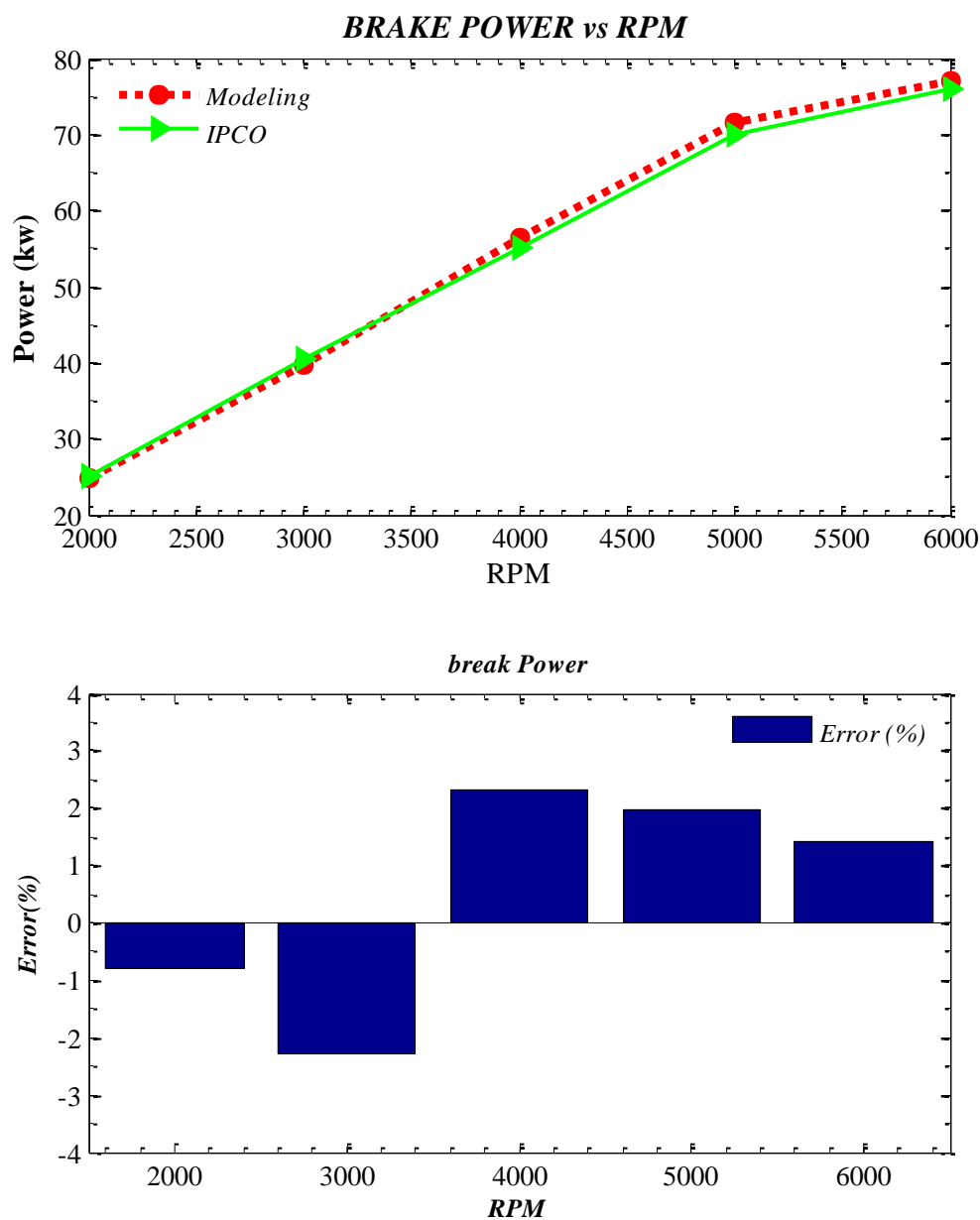
اطلاعات تست تجربی موتور EF7 گاز سوز از شرکت ایران خودرو گردآوری شده است به منظور اعتبار سنجی مدل سازی، نتایج تجربی با نتایج مدل سازی GT-POWER مقایسه شده است. برای این منظور ۵ مطالعه موردی برای موتور تعریف شد. مطالعه ی موردی در دور ۲۰۰۰-۳۰۰۰-۴۰۰۰-۵۰۰۰-۶۰۰۰ RPM (۵ دور مختلف) صورت گرفت نتایج با نتایج تجربی بدست آمده از ایران خودرو مقایسه

شد. نتایج مدل سازی تطابق خوبی با نتایج تجربی نشان می دهد خطای مدل سازی کمتر از ۳ درصد می باشد. در شکل زیر نمودار گشتاور تولیدی موتور بر حسب دور و همچنین خطای مدل سازی نشان داده شده است. مدل سازی برای دورهای کمتر از ۳۰۰۰ میزان گشتاور را کمتر از مقدار واقعی پیش بینی می کند (مقدار خطا منفی است) و برای دورهای بالاتر از ۳۰۰۰ مقدار پیش بینی شده تو سط نرم افزار از مقدار واقعی بیشتر است (مقدار خطا مثبت است) همانطور که مشاهده می کنید تطابق خوبی بین نتایج تجربی و نتایج مدل سازی وجود دارد. و خطای مدل سازی کمتر از ۳ درصد می باشد.



شکل (۵-۱) گشتاور موتور EF7 برای حالت واقعی (داده های IPCO) و مدل سازی نرم افزار GT-POWER و خطای آن

در ادامه نمودار قدرت موتور بر حسب کیلووات برای ۵ دور مختلف رسم شده است مدل سازی برای دورهای کمتر از ۳۰۰۰ میزان قدرت را کمتر از مقدار واقعی پیش بینی می کند (مقدار خطا منفی است) و برای دورهای بالاتر از ۳۰۰۰ مقدار پیش بینی شده توسط نرم افزار از مقدار واقعی بیشتر است (مقدار خطا مثبت است) همانطور که مشاهده می کنید تطابق خوبی بین نتایج تجربی و نتایج مدل سازی وجود دارد. و خطای مدل سازی در پیش بینی قدرت موتور کمتر از ۳ درصد می باشد.



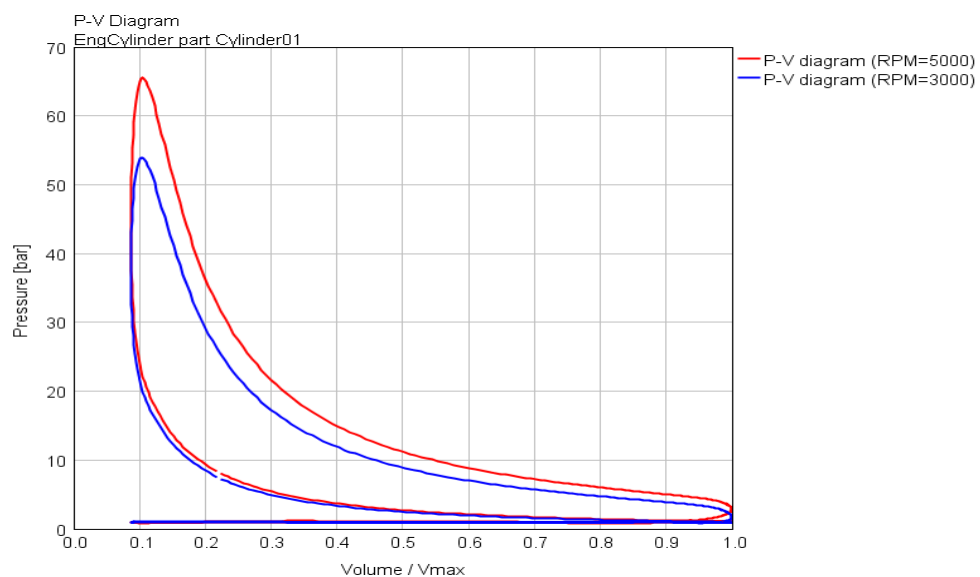
شکل (۵-۲) قدرت موتور EF7 برای حالت واقعی (داده های IPCO) و مدل سازی نرم افزار GT-POWER و خطای آن

۵-۳- نتایج مدل سازی تنفس طبیعی مربوط به یک سیلندر

در این بخش نتایج مدل سازی به کمک نرم افزار مربوط به چرخه ترمودینامیک سیکل اتو، فشار داخل سیلندر، میزان انتقال حرارت و ... برای موتور تنفس طبیعی داده شده است. محور افقی بر حسب 720° چرخش میل لنگ مدرج شده است. زاویه 180° تا صفر مربوط به تراکم و صفر تا 180° مربوط به قدرت 180° تا 360° مربوط به تخلیه و 360° تا 540° مکش می باشد.

۵-۳-۱- نمودار فشار-حجم سیلندر

چرخه ترمودینامیکی P-V برای یک سیلندر در ۲ دور مختلف ($3000-5000$ RPM) رسم شده است. محور افقی نشان دهنده حجم بی بعد شده گاز درون سیلندر می باشد.

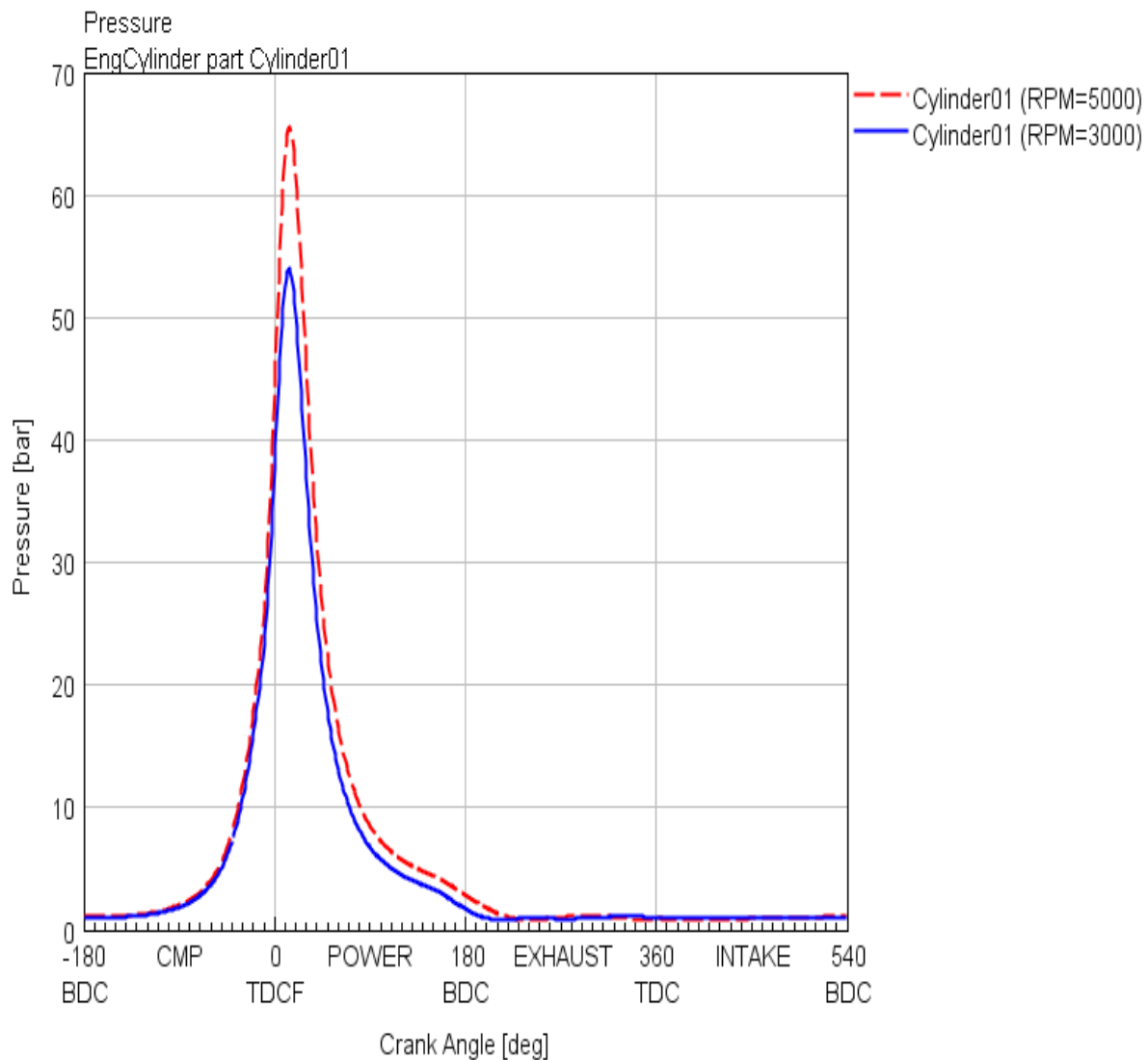


شکل (۵-۳) نمودار چرخه ترمودینامیکی P-V برای سیلندر شماره ۱

سیکل ترمودینامیکی بالا از چهار مرحله مکش، تراکم، قدرت و تخلیه تشکیل شده است. در علم ترمودینامیک این سیکل به چرخه ی اتو معروف است. همانطور که در شکل مشهود است. با افزایش دور موتور، حد بالای فشار در مرحله تراکم و قدرت افزایش داشته است ولی حد پایین فشار تغییر چندانی ندارد.

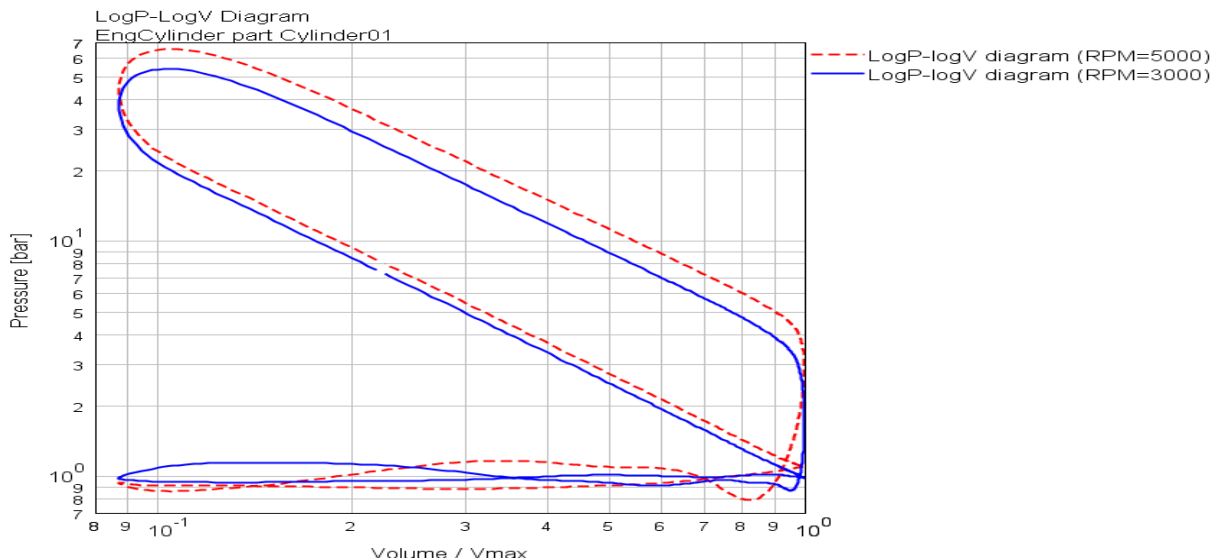
۵-۳-۲- نمودار فشار داخل سیلندر

نمودار فشار داخل سیلندر بر حسب 720° چرخش میل لنگ در شکل (۵-۴) رسم شده است. همانطور که مشاهده می کنید با افزایش دور موتور، فشار داخلی سیلندر نیز افزایش یافته است. در زوایای تقریبی 180° تا $180^\circ +$ فشار داخل سیلندر ابتدا افزایش و سپس کاهش می یابد بخش افزایشی مربوط به مرحله تراکم و بخش کاهشی مربوط به مرحله تولید قدرت می باشد.



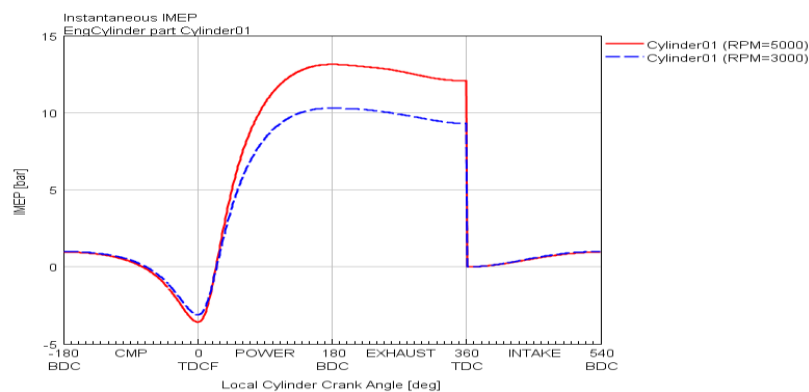
شکل (۵-۴) فشار داخلی سیلندر برای ۲ دور مختلف موتور در 720° چرخش میل لنگ

در شکل زیر نمودار لگاریتم فشار برحسب لگاریتم حجم سیلندر در سیکل ترمودینامیکی موتور در دور ۳۰۰۰ و ۵۰۰۰ RPM نشان داده شده است شیب خطوط مورب بیانگر نمای فرآیندهای آیزوتروپیک تراکم و انبساط می باشند. همچنین شروع احتراق و پایان احتراق در این نمودار در شروع و پایان انحنای خط در مراحل تراکم و انبساط می باشد.



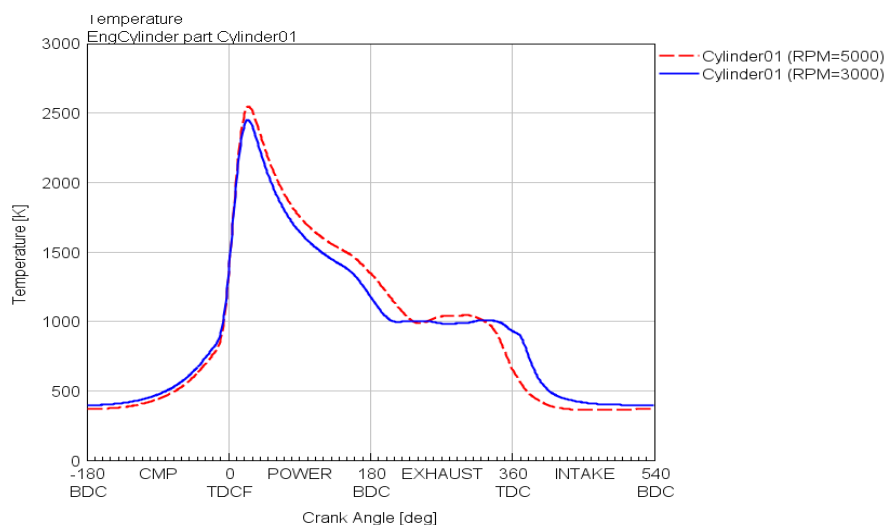
شکل (۵-۵) نمودار چرخه ترمودینامیکی P-V با SCALE لگاریتمی برای سیلندر شماره ۱

فشار متوسط مؤثر اندیکاتوری سیلندر نشان می دهد. در واقع این فشار با کار انجام شده توسط پیستون متناسب است. کار پیستون با استفاده از کارایی آن محاسبه می شود. کارایی برابر با نسبت کار تولید شده توسط پیستون به انرژی سوخت موجود در سیلندر می باشد.



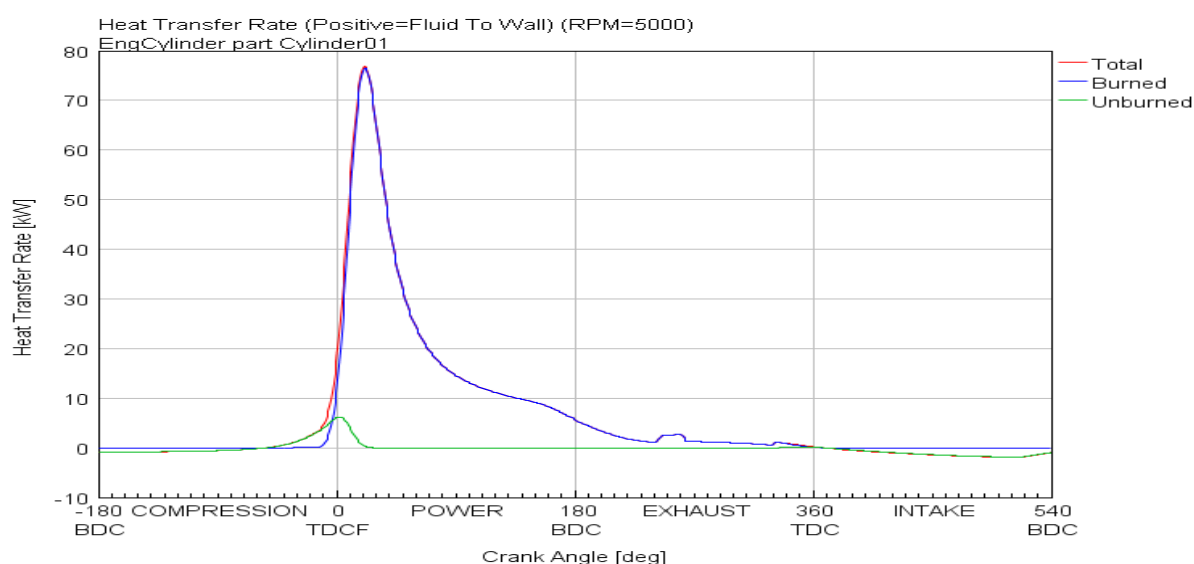
شکل (۶-۵) نمودار فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری در یک سیکل ترمودینامیکی

در ادامه نمودار دمای سیلندر در یک دور چرخش میل لنگ برای دو دور مختلف رسم شده است.



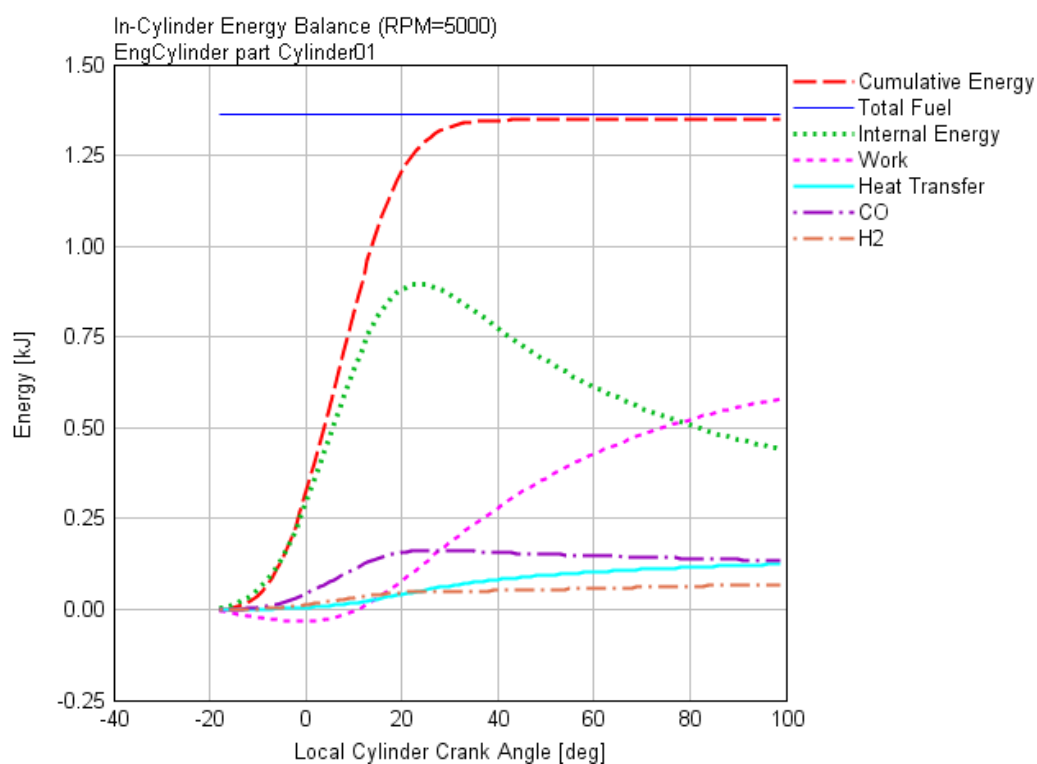
شکل (۷-۵) نمودار دمای مخلوط گازهای درون سیلندر بر حسب چرخش زاویه میل لنگ

نمودار انتقال حرارت از مخلوط گازهای سیلندربه دیواره سیلندر در دور ۵۰۰۰ RPM نشان داده شده است. همانطور که از شکل مشخص است حداکثر انتقال حرارت در مرحله احتراق اتفاق می افتد. انتقال حرارت به جداره سیلندر در مرحله انفجار حداکثر و در مرحله تخلیه با آهنگ بسیار کندتر و در مرحله مکش انتقال حرارت بالعکس شده و از دیواره به سیال رخ می دهد.



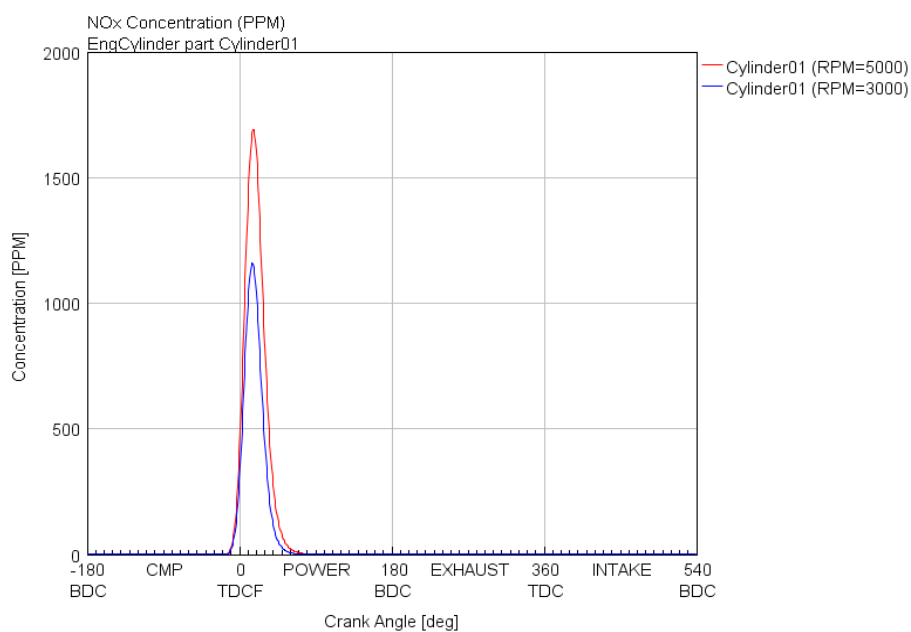
شکل (۸-۵) میزان انتقال حرارت منتقل شده از مخلوط گازی و محصولات احتراق به دیواره سیلندر

در شکل زیر بیلان انرژی برای یک سیلندر بر حسب چرخش زاویه میل لنگ رسم شده است.



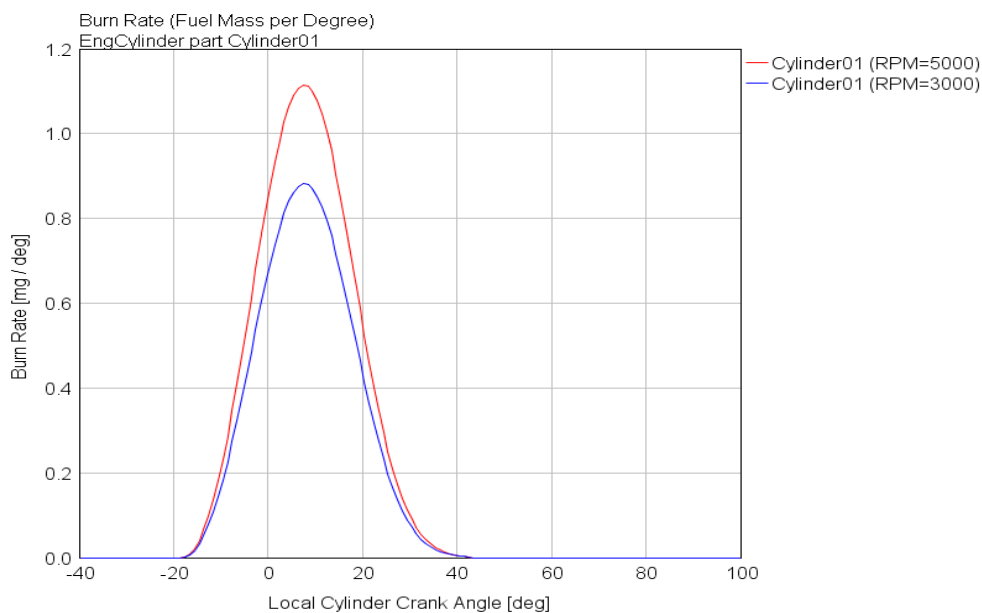
شکل (۵-۹) بیلان انرژی برای یک سیلندر بر حسب چرخش زاویه میل لنگ

همانطور که در شکل زیر مشاهده می کنید تولید NOX تنها به مرحله ی احتراق محدود می شود.



شکل (۵-۱۰) میزان ناکس (NOX) تولیدی دمای درون سیلندر بر حسب چرخش زاویه میل لنگ

در شکل زیر میزان نرخ احتراق بر حسب زاویه میل لنگ نشان داده است.



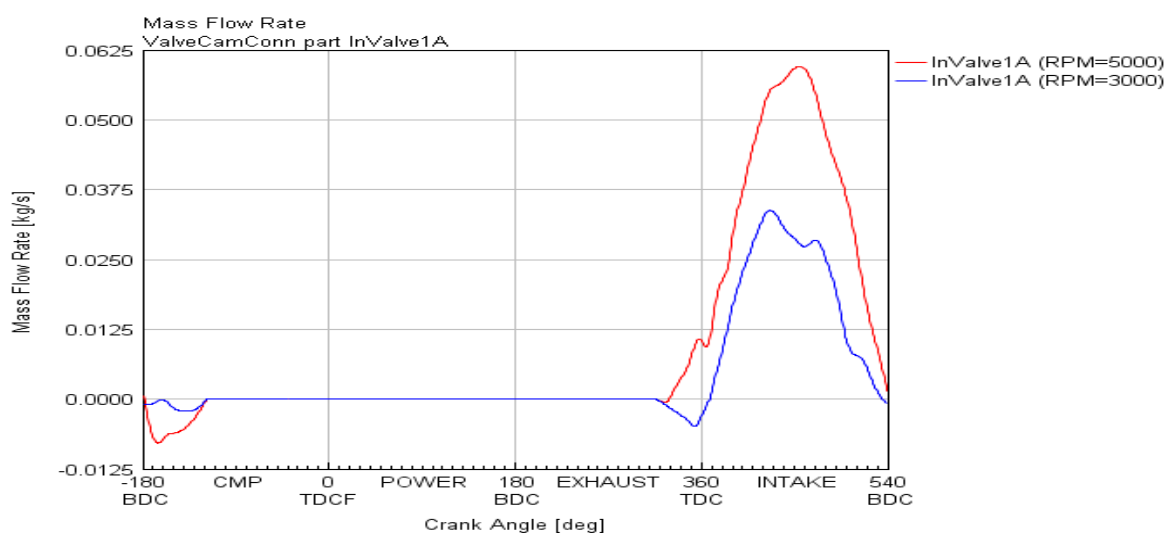
شکل (۱۱-۵) نمودار نرخ احتراق بر حسب زاویه لنگ در موتور

در شکل زیر نمودار دبی جرمی عبوری از سوپاپ ورودی بر حسب زاویه لنگ در دورهای مختلف

مشاهده می شود. همانطور که از شکل مشخص است دبی جرمی عبوری با افزایش RPM موتور افزایش

می یابد و بر منحنی برخاستگی سوپاپ منطبق می شود. همچنین در ابتدای مرحله تراکم (به دلیل اینکه

سوپاپ ورودی کمی پس از مرحله تراکم بسته می شود) کمی از هوای وارد شده تخلیه می شود.



شکل (۱۲-۵) نمودار دبی جرمی عبور از سوپاپ ورودی بر حسب زاویه لنگ در سرعت های مختلف

۴-۵- نتایج مدل سازی تنفس طبیعی کل موتور

در این بخش نتایج مربوط به مجموعه‌ی موتور (مجموع چهار سیلندر) بیان شده است. این نتایج

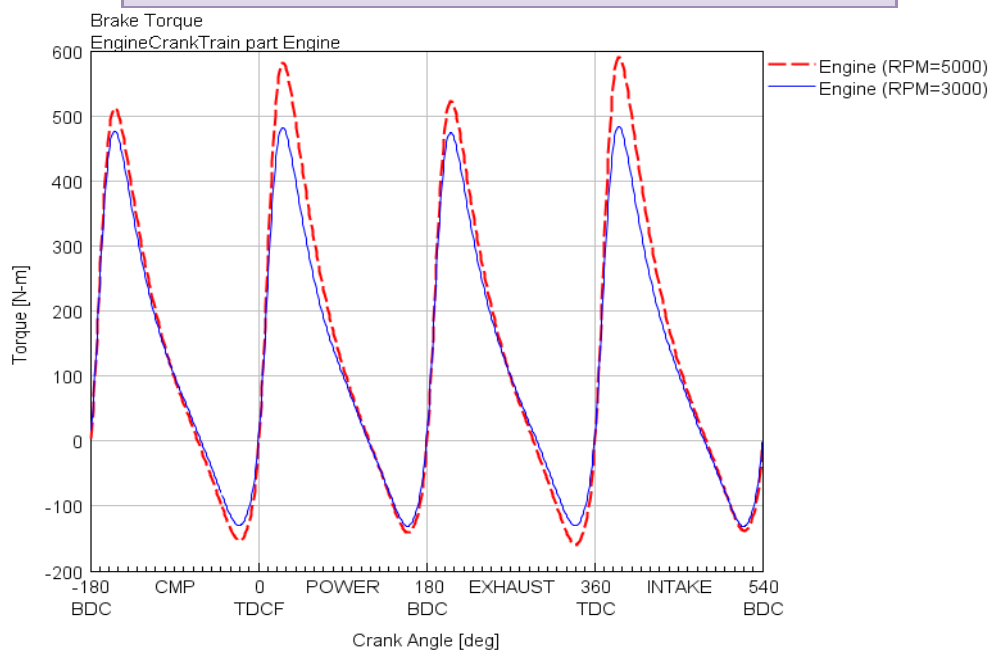
شامل توان ترمزی، گشتاور ترمزی، فشار مؤثر اندیکاتوری، فشار مؤثر اصطکاکی، دبی هوای ورودی،

مصرف هوای ویژه ترمزی، مصرف سوخت، مصرف سوخت ویژه ترمزی، راندمان حجمی، راندمان

ترمزی است. در جدول زیر این مشخصات برای دور ۵۰۰۰ RPM رسم شده است.

جدول (۱-۵) نتایج خروجی مدل سازی برای دور ۵۰۰۰ RPM

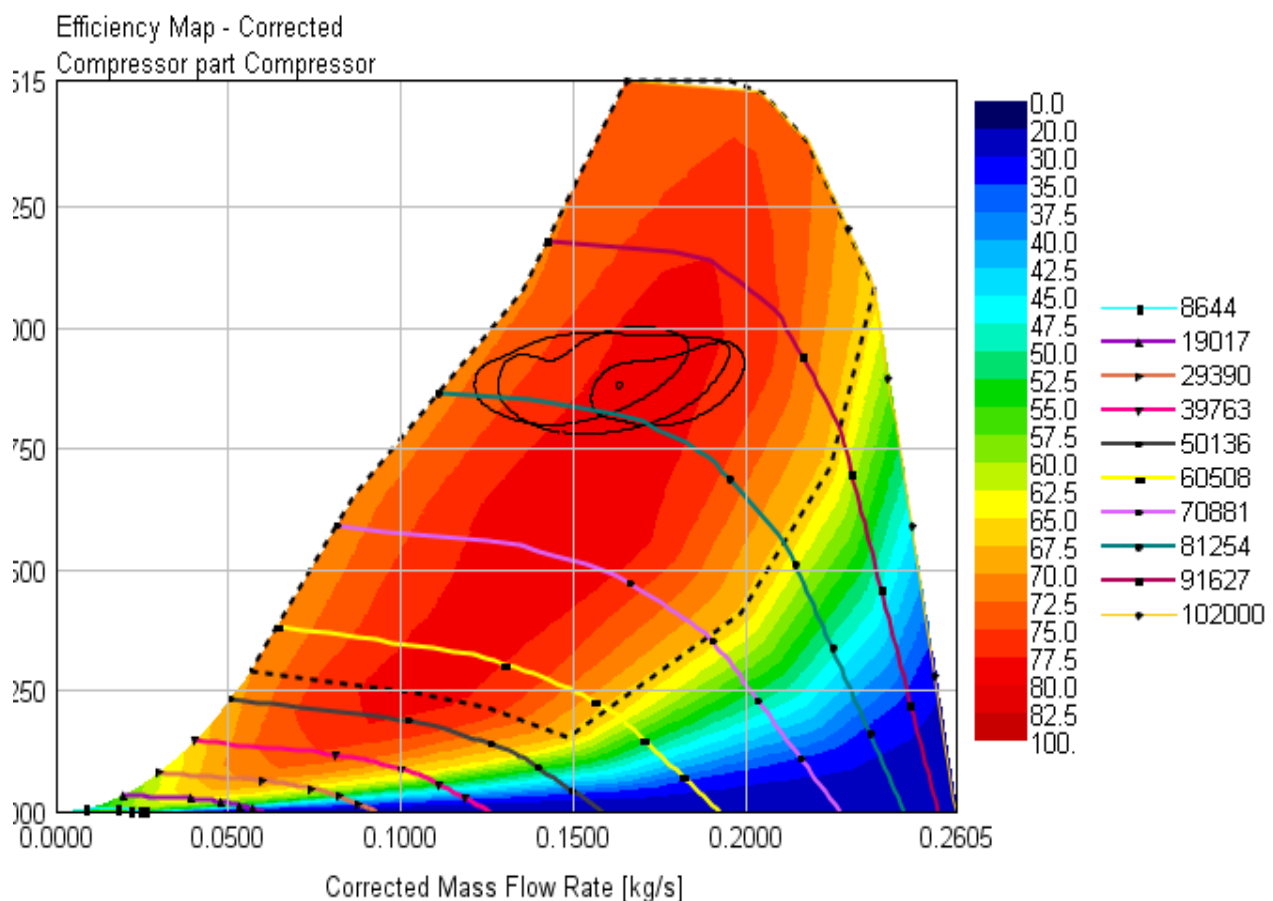
Performance	
Brake Power (kW)	71.4
Brake Power (HP)	95.8
Brake Torque (N-m)	136
IMEP (bar)	11.4
FMEP (bar)	1
Air Flow Rate (kg/hr)	231
BSAC (g/kW-h)	3232
Fuel Flow Rate (kg/hr)	15.9
BSFC (g/kW-h)	223
Volumetric Efficiency (M) (%)	82.4
Brake Efficiency (%)	33.5



شکل (۱۳-۵) نمودار گشتاور ترمزی کل موتور برای دور ۵۰۰۰ و ۳۰۰۰

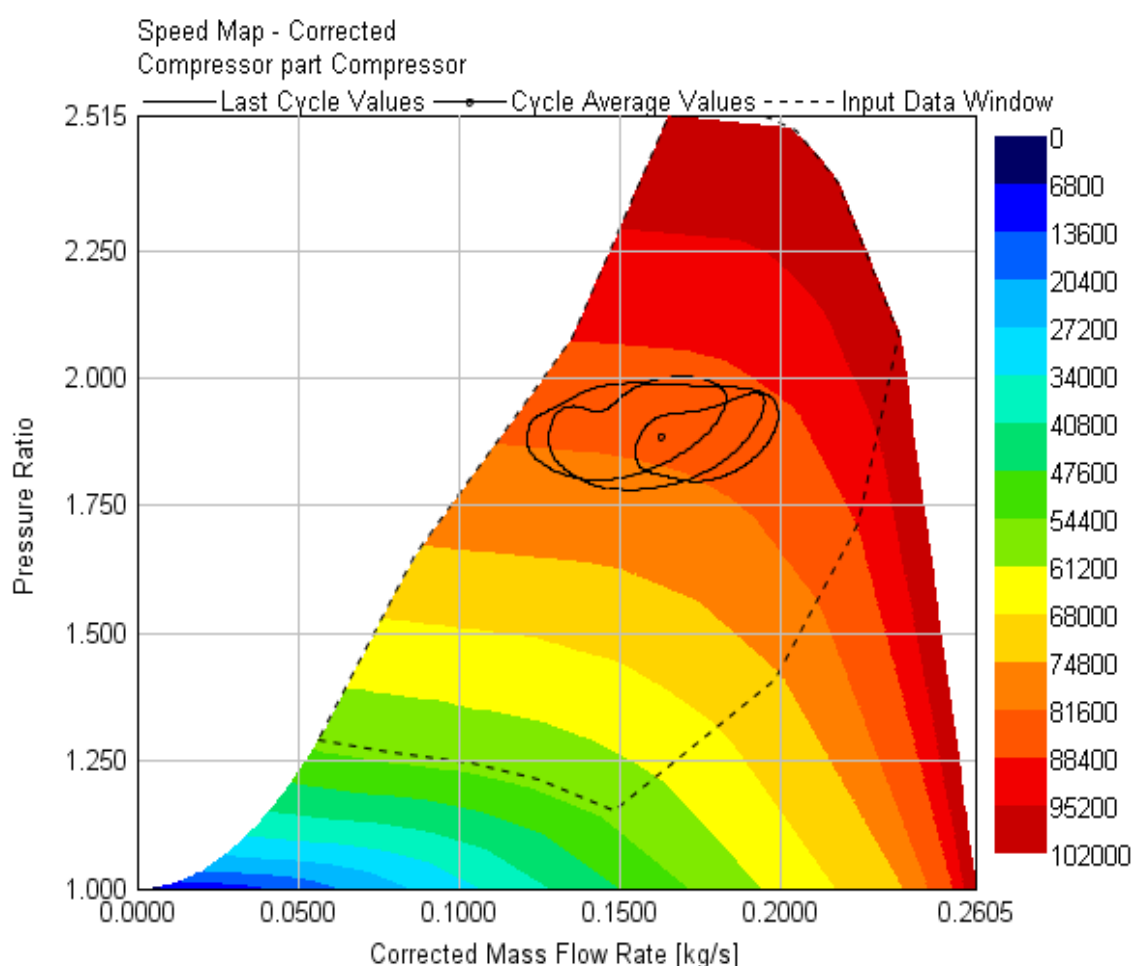
۵-۴-۲- توربوکمپرسور

منحنی عملکرد کمپرسور و توربین به همراه ناحیه عملکرد آنها آورده شده است. در فرآیند انتخاب توربوشارژر می بایست دقت لازم صورت گیرد تا ناحیه ی عملکرد موتور منطبق بر ناحیه ی پربازده توربوشارژر باشد. به عبارت دیگر دبی و فشار مورد نیاز موتور بر ناحیه راندمان بالای کمپرسور منطبق باشد. واضح است توربوشارژر در تمام محدوده کارکرد موتور در راندمان بالا کار نخواهد کرد. اصل توربو شارژر را به طور دقیق فقط برای یک نقطه کارکرد موتور طراحی می کنند. اگر قرار باشد که موتور در محدوده وسیعی از بار و سرعت کار کند، آنگاه یک محدوده قابل قبول برای اتصال توربوشارژر باید لحاظ شود.



شکل (۵-۱۴) نمودار دبی بی بعد شده ورودی به کمپرسور برحسب نسبت فشار کمپرسور در RPM های مختلف به همراه نقطه کار واقعی و کانثور راندمان

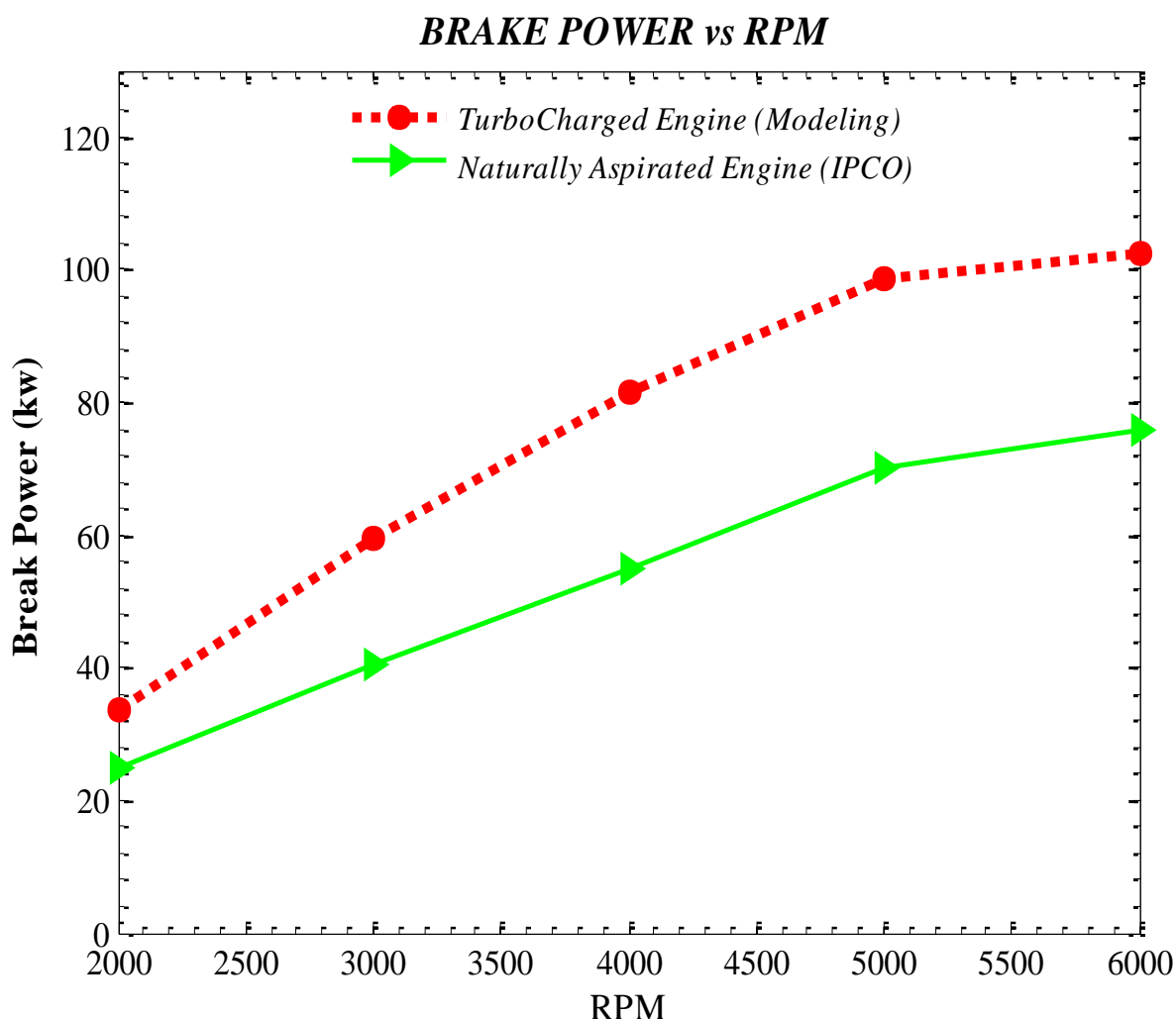
در انتخاب توربوشارژر انتخاب مناسب کمپرسور از اهمیت بالاتری نسبت به توربین برخوردار است زیرا توربین ها قادرند در محدوده وسیع تری نسبت به کمپرسورها کار کنند. مطابق شکل کمپرسور انتخاب شده با منحنی عملکرد زیر از راندمان مناسبی برخوردار هستند (راندمان بالای ۷۰ درصد) همانطور که مشاهده می کنید نقاط کارکرد موتور (کانتورهای بسته مشکی رنگ) نزدیک به حداکثر راندمان کمپرسور متمرکز شده اند. در نهایت اثر تأثیر توربوشارژر بر عملکرد موتور از نظر توان ترمزی مصرف سوخت و گشتاور ترمزی مورد مقایسه و بررسی قرار می گیرد. و در انتها پیشنهادهایی برای ادامه کار ارائه می گردد.



شکل (۵-۱۵) نمودار دبی بی بعد شده ورودی به کمپرسور برحسب نسبت فشار کمپرسور در RPM های مختلف

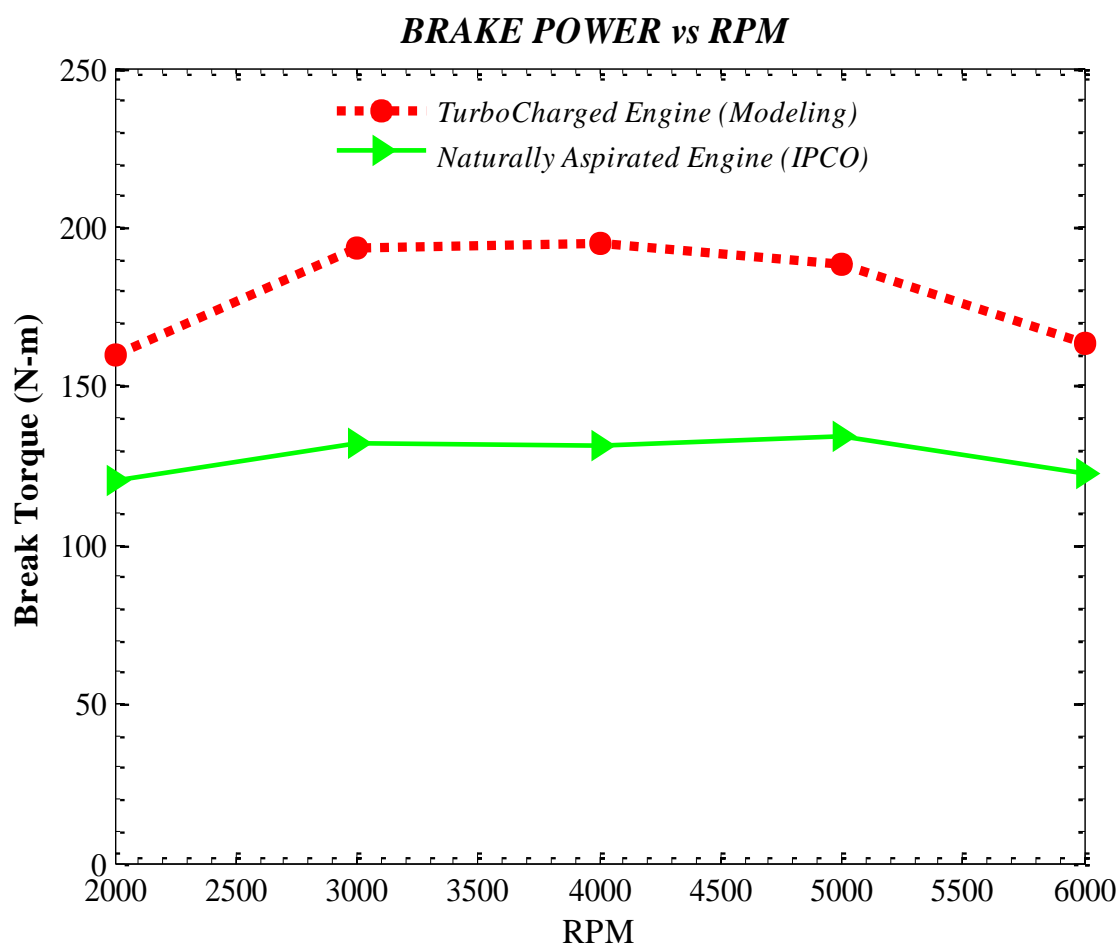
۵-۵- بررسی مقایسه ای دو موتور تنفس طبیعی و توربوشارژری

عملکرد موتور در حالت تنفس طبیعی و توربوشارژری برای توان و گشتاور ترمزی در ۵ دور مختلف مورد بررسی قرار گرفت. در شکل زیر نمودار توان برحسب دور موتور نشان داده شده است. مطابق شکل زیر توان حالت توربوشارژر در حدود ۴۵ درصد نسبت به حالت تنفس طبیعی افزایش نشان می دهد. لازم به ذکر است این افزایش توان به دلیل مصرف سوخت بیشتر در حالت توربوشارژر نسبت به حالت تنفس طبیعی است.



شکل (۵-۱۶) نمودار توان برحسب سرعت موتور برای موتورهای تنفس طبیعی و توربوشارژری

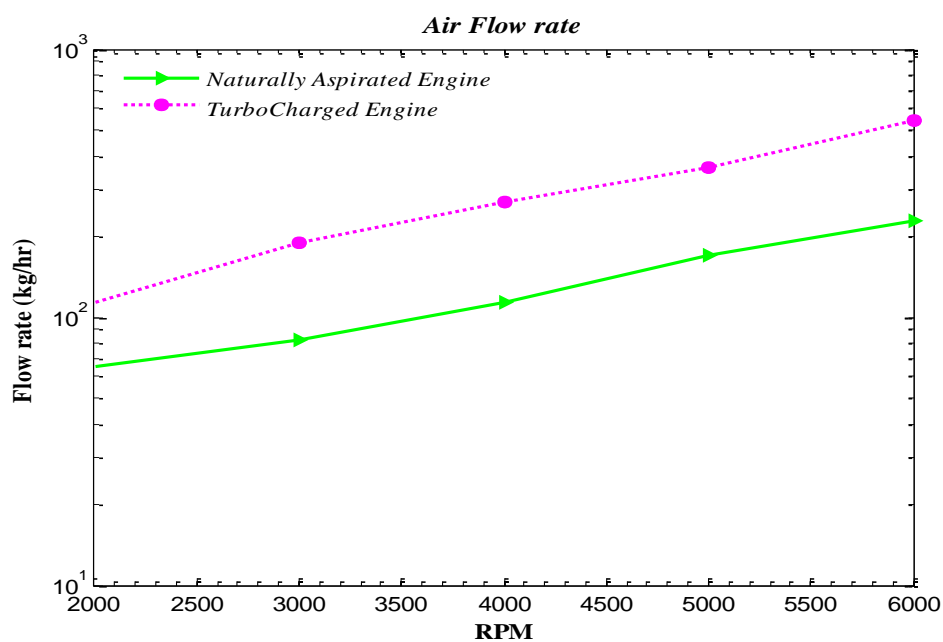
در شکل زیر منحنی گشتاور بر حسب سرعت موتور مشاهده می شود. گشتاور در موتور توربوشارژری افزایشی در حدود ۴۵ درصد نشان می دهد که بیشینه آن در سرعت ۳۰۰۰ RPM تا ۴۰۰۰ RPM رخ می دهد. مطابق شکل، آهنگ افزایش قدرت با افزایش دور موتور در موتور توربوشارژر بیش از موتور تنفس طبیعی است که دلیل آن این است که در موتور توربوشارژر با افزایش دور موتور، دور توربین نیز افزایش یافته و دبی هوای مصرفی موتور اضافه می گردد. کمپرسور و توربین در سرعت های بالاتری بازده بالاتری دارند بنابراین این امر سبب افزایش توان موتور با آهنگ بزرگتری می شوند.



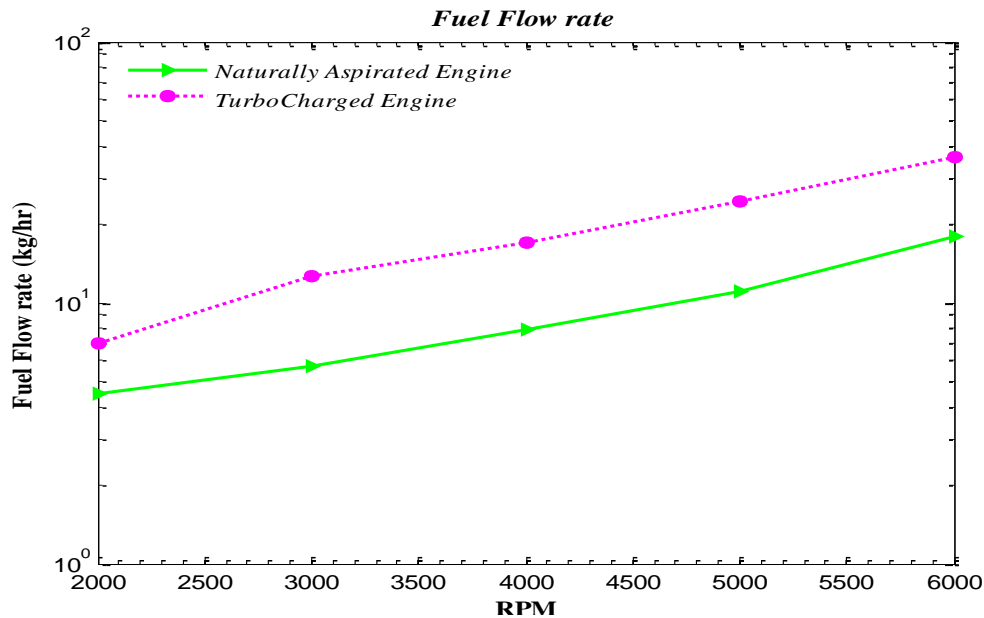
شکل (۵-۱۷) نمودار گشتاور بر حسب سرعت موتور برای موتورهای تنفس طبیعی و توربوشارژری

در شکل زیر نمودار مصرف سوخت و هوا بر حسب سرعت موتور نشان داده شده است. همانطور

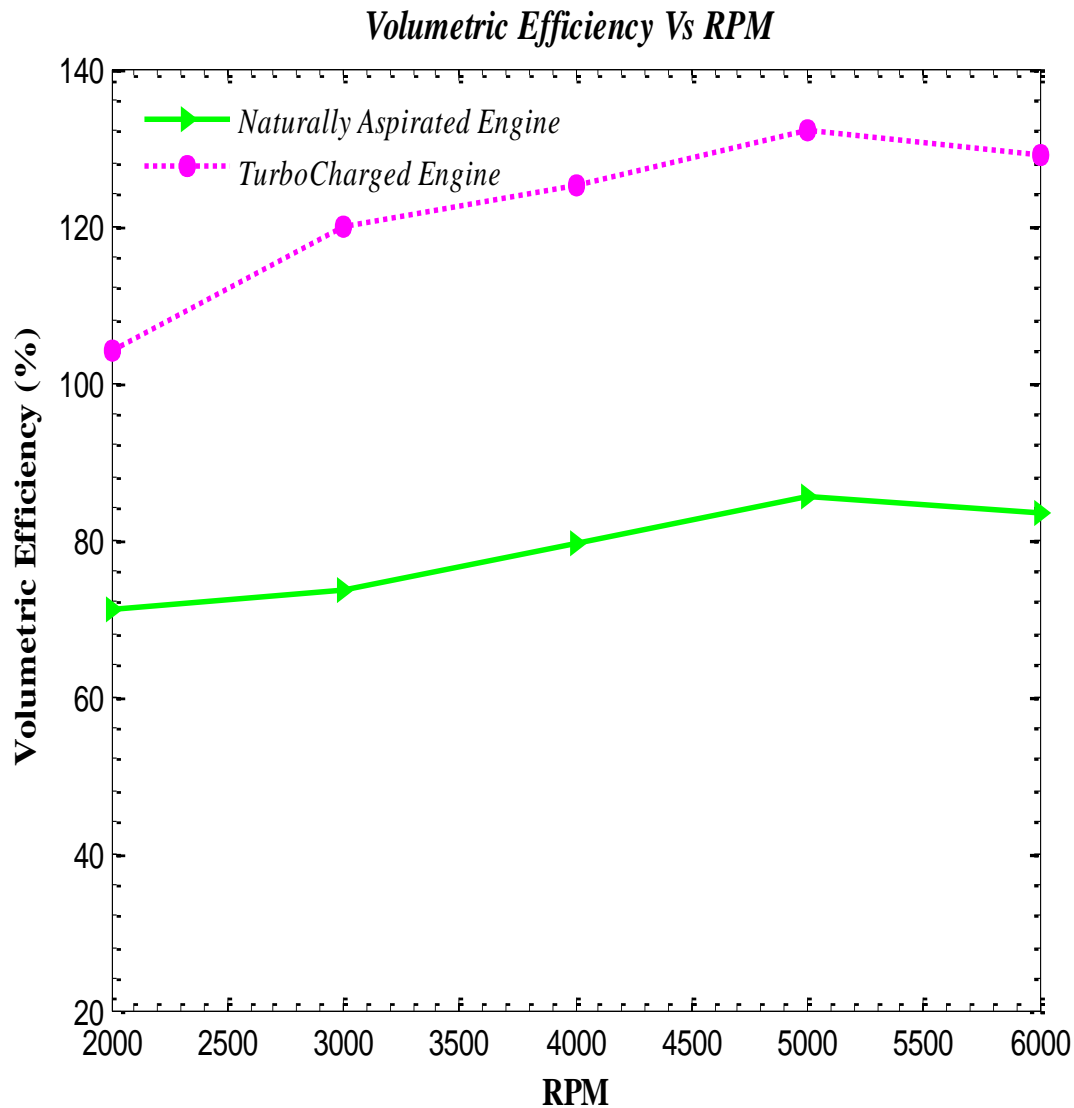
که در این نمودار مشاهده می شود مصرف سوخت در دورهای مختلف برای حالت توربوشارژر و تنفس طبیعی رسم شده است.



شکل (۱۸-۵) مقایسه مصرف هوا برای حالت تنفس طبیعی و توربوشارژر در دورهای مختلف



شکل (۱۹-۵) مقایسه مصرف سوخت برای حالت تنفس طبیعی و توربوشارژر در دورهای مختلف

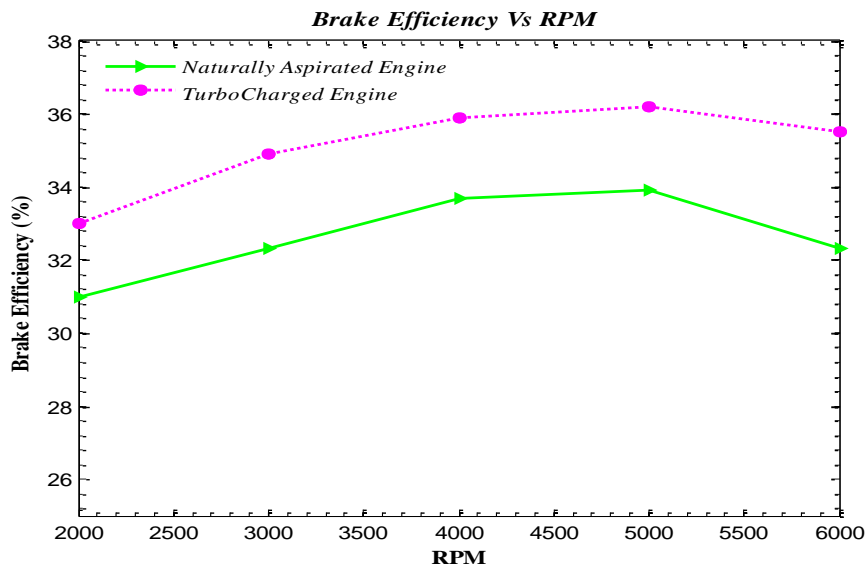


شکل (۵-۲۰) مقایسه بازده حجمی برای حالت تنفس طبیعی و توربوشارژر در دورهای مختلف

در نمودار بالا بازده حجمی در دورهای مختلف رسم شده است. بازده حجمی روی میزان توان خروجی و همچنین مشخصه های عملکردی موتور تأثیرگذار است و دستیابی به بالاترین بازده حجمی در تمامی شرایط کاری از اهمیت ویژه ای برخوردار است. بازده حجمی به طور قابل ملاحظه به سرعت موتور وابسته است. مطابق شکل راندمان حجمی در دور بالای ۳۰۰۰ بیشینه است.

در نمودار بعدی بازده ترمزی و فشار متوسط مؤثر اندیکاتوری رسم شده است. در دورهای ۴۰۰۰

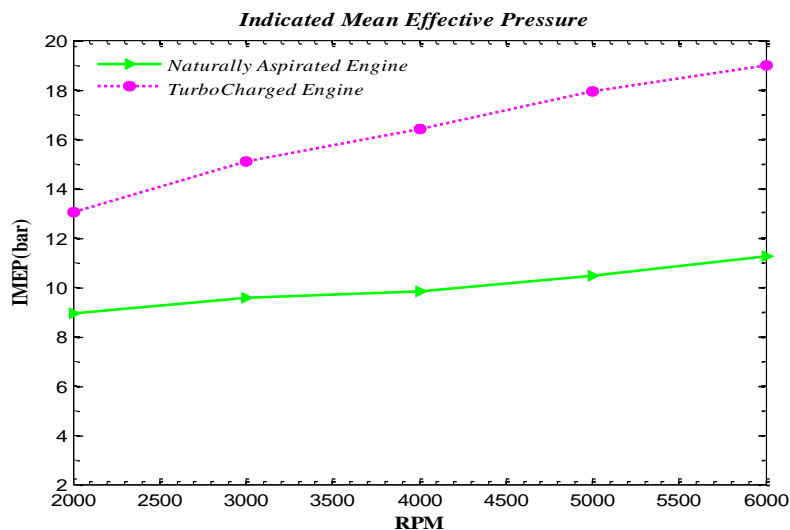
تا ۵۰۰۰ RPM راندمان ترمزی تا حدودی بهبود می یابد و در ادامه بازده حجمی برای موتور تنفس طبیعی و توربو شارژر رسم شده است.



شکل (۵-۲۱) مقایسه بازده ترمزی برای حالت تنفس طبیعی و توربوشارژر در دورهای مختلف

در نمودار بعدی فشار متوسط مؤثر اندیکاتوری بر حسب دور رسم شده است. فشار مؤثر

اندیکاتوری در واقع یک معیاری از تولید کار توسط پیستون می باشد.



شکل (۵-۲۲) مقایسه فشار متوسط مؤثر اندیکاتوری برای حالت تنفس طبیعی و توربوشارژر در دورهای مختلف

۵-۶- پیشنهادات

در ادامه‌ی این تحقیق بررسی موارد زیر حائز اهمیت است.

- در نظر گرفتن تابع هدف توان و بهینه سازی متغیرهای مستقل مانند ابعاد هندسی موتور نسبت فشار و غیره بمنظور حصول حداکثر توان
- در نظر گرفتن تابع هدف گشتاور و بهینه سازی متغیرهای مستقل مانند ابعاد هندسی موتور نسبت فشار و غیره بمنظور حصول حداکثر گشتاور
- در نظر گرفتن تابع هدف مصرف سوخت و بهینه سازی متغیرهای مستقل مانند ابعاد هندسی موتور، نسبت فشار و غیره بمنظور حصول حداقل مصرف سوخت با قید گشتاور و توان
- کوپل نرم افزار GT-POWER با نرم افزار بهینه سازی به منظور بهینه سازی انواع توابع هدف
- چند هدفه کردن مسأله بهینه سازی
- آنالیز حساسیت متغیرهای مختلف بر روی بازده- توان- گشتاور- مصرف سوخت
- استفاده از دو توربو شارژر بصورت موازی و مدل سازی نرم افزاری آن جهت حصول به بازدهی بالا و عملکرد مناسب در تمام دورهای موتور به کمک نرم افزار GT-POWER
- بررسی پدیده EGR برای موتورهای دیزلی توربوشارژر شده
- بررسی جریان ناپایا و گذرا به هنگام شتاب گیری اتومبیل و رفتار توربوشارژر در حالت ناپایا

مراجع

- (1) www.aftabnews.ir/vdcco4qi.2bqii8laa2.html
- (2) Baines, Nicholas C. "Fundamentals of turbocharging." Training 2014 12-02.
- (۳) کسرایی ع. "پرخورانی موتور تنفس طبیعی با توجه به پارامترهای عملکردی و طراحی با استفاده از مدل سازی یک بعدی، پایان نامه کارشناسی ارشد" ۱۳۸۵
- (4) Renberg, U., 2008. 1D engine simulation of a turbocharged SI engine with CFD computation on components.
- (5) Weaver, Christopher S. Natural gas vehicles-A review of the state of the art. No. 892133. SAE Technical Paper, 1989.
- (6) Benson, R. S., The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal combustion Engines, volume1, Edited by J H Horlock and D E Winterbone Clarendon Press, 1982
- (7) McTaggart-Cowan, G. P., et al. "A supercharged heavy-duty diesel single-cylinder research engine for high-pressure direct injection of natural gas." International Journal of Engine Research 4.4 (2003): 315-330.
- (8) Shaaban, S., and J. R. Seume. "Analysis of turbocharger non-adiabatic performance." Eighth International Conference on Turbochargers and Turbocharging. 2006.
- (9) Watson, N., Janota, M.S., Turbocharging The Internal Combustion Engine, Longman Scientific And Technical Publishing Company, 1982.
- (10) Spindler, W., Matching A Turbocharger To A Passenger Car Petrol Engine, Turbocharging And Turbochargers, C56/78, 1978.
- (11) Benson R., Annand W.J.D., Baurah P .C., A Simulation Model Including Intake and Exhaust System for a Single Cylinder Four-Stroke Cycle Spark Ignition Engine, Int.J. Mech. Sci., pergamon Press, 1975, 17, 97-124
- (12) Aniruddh H, Bulbule, Dr.Abhay A Pawar**(2015), "Two Stage Turbo- Charger, Its Matching and subsequent emission control of Diesel Engine" International Journal of Advanced Technology in Engineering and Science/III/IV/July-Sept 2014/55-58.
- (13) Jose Manuel Lujan, Hector Climent, Vicente Dolz, Ausias Moratal, Jose Borges-Alejo, Zoulikha Soukeur (2016) . "Potential of Exhaust Heat Recovery for Intake Charges Heating in a Diesel Engine Transient Operation at Cold Conditions"
- (14) Fu, Jianqin, et al. "A comparative study on various turbocharging approaches based on IC engine exhaust gas energy recovery." Applied Energy 113 (2015): 248-257.

(15) Tang, Qijun, et al. "Comparison and analysis of the effects of various improved turbocharging approaches on gasoline engine transient performances." *Applied Thermal Engineering* 93 (2016): 797-812.

(16) P.Spring, C.H. Onder, L. Guzzella (2015) "EGR control of pressure wave supercharged IC engine

(17) Wladyslaw Mitianiec and Lukasz Rodak, "Control Problems in a Turbocharged Spark-Ignition Engine" *Journals of KONES Powertrain and Transport*, (2014)

(18) Mohd Muqem, " Turbocharging With Air Conditioner Assisted Intercooler", *ISRO Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSRJMCE)*, (2015)

(19) Vidit Saxena, Shivpratap Singh Hada, Sourabh Jain (2016) "Performance Analysis of Super Charger and Turbo-Charger using Ethanol Gasoline Blend" *International Journal of Advanced Technology in Engineering and Science Vol.No.4, Issue No.04, April 2016.*

(20) Kesgin, U., Study on the design of inlet and exhaust system of a stationary internal combustion engine, *Energy Conversion and Management*, vol. 46, pp. 2258-2287, 2004.

(21) U. Kesgin, "Effect of turbocharging system on the performance of a natural gas engine," *Energy Conversion and Management*, vol. 46, pp. 11-32, 2004.

(۲۲) شعبانی جفرودی، ن.، ۱۳۸۴. بررسی تجربی تغییرات موتور گازسوز تنفس طبیعی برای تجهیز آن به

توربوچارجر، پروژه کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، تهران.

(۲۳) خوارزمی. ش.، ۱۳۸۴. بررسی تئوری و تجربی سوپرچارژینگ و توربوچارژینگ موتورهای بنزینی،

پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، تهران.

(۲۴) عزیزی ینگجه، م.، ۱۳۸۵. (CNG) مطالعه تئوری و تجربی آلایندگی موتور گاز سوز، پایان نامه کارشناسی

ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، تهران.

(25) Bos, M., 2007. Validation Gt-Power Model Cyclops Heavy Duty Diesel Engine, MSc. Thesis, Mechanical engineering, Technical University of Eindhoven, Eindhoven.

(26) Ghazikhani, M., Davarpanah, M., Mousavi, S.A., An experimental study on the effects of different opening ranges of waste-gate on the exhaust soot emission of a turbo-charged DI diesel engine, *Energy Conversion and Management*, vol. 49, 2007.

(27) Benson R., Annand W.J.D., Baurah P .C., A Simulation Model Including Intake and Exhaust System for a Single Cylinder Four-Stroke Cycle Spark Ignition Engine, *Int.J. Mech. Sci.*, pergamon Press, 1975, 17, 97-124

- (28) Benson R., Baruah P.C., Performance and Emission Predictions for a Multicylinderpark Ignition Engine, Proc. Imech E, 1977, 191, 339.
- (29) Weeks, R. W., Moskwa, J.J., Transient Air Flow Rate Estimation in a Naturel Gas Engine Using a Nonlinear Observer, SAE Paper 940759, 1994.
- (30) Wyszynski, M. L., Wagner, T., Concept of On-board Fuel Reforming, 2nd International conference on Combustion and Emissions Control, Institute of Energy London, U.K., Dec 1995
- (31) Wegzyn. J., Gurenvich, M., Liquefied Natural Gas For Trucks and Buses, SAE Technical Paper
- (32) Malm, H. L., Keast L.A., Advanced Control Techniques For Natural Gas Engines And Compressors, Rem Technology Inc., 2000.
- (33) Fukuzawa, Y., Shimado, H., Kakuham, Y, Endo, H., Tanaka, K., Development Of High Efficiency Miller Cycle Gas Engine, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review, Vol. 38, No.3, Oct. 2001.
- (34) chapman, k. s., Turbocharger center helps advance natural gas compression, pipeline & gas journal, October 2002.
- (35) Pelkmans, L., De Keukeleere, D., Lenaers, G., Emissions And Fuel Consumption Of Natural Gas Powered City Buses Versus Diesel Buses In Real City Traffic, Vito-Flemish Institute For Thechnological Research, Belgium, 2001.
- (۳۶) فانی، م، فرهانیه ب، حاجیلوی ع، انتخاب توربو شارژر مناسب برای موتور صد در صد گاز سوز تنفس طبیعی OM-355 ایدم، یازدهمین کنفرانس سالانه مهندسی مکانیک، مشهد، ۱۳۸۲.
- (37) Chue s. Advanced Lightweight Turbocharged 2-Stroke Multi-fuel Variable Valve Timing And Variable Compression Ratio Military Engine” Ground Vehicle Systems Engineering and Technology Symposium (GVSETS), pp.1-8, 2009
- (38) Joyce M. J., Jaguar Superghrged 6 Cylinder Engine Turbochrging And Turbochargers, 94.
- (39) Spindler, W., Matching A Turbocharger To A Passenger Car Petrol Engine, Turbocharging And Turbochargers, C56/78, 1978.
- (40) Spindler, W., Matching A Turbocharger To A Passenger Car Petrol Engine, Turbocharging And Turbochargers, C56/78, 1978.
- (41) Yabe, M., Kakizawa A., Sugihara H., Horiuchi H., Turbocharger Matching On Yhe Hino K 13c Charge-Cooled Heavy –Duty Engine, Turbochrging And Turbochargers, 94.
- (42) Filipi, Z., Investigation of variable valve area strategies for a turbocharged 4-valve SI Engine, Imech E C484/045/94 1994.
- (43) Filipi, Z., Investigation of variable valve area strategies for a turbocharged 4-valve SI Engine, Imech E C484/045/94 1994.

- (44) Watson, N., Marook, M., Baazaari, Z., Turbocharging system options for vehicle Engines, Imech E C 61/78.
- (45) Einewall. Johanson, B., combustion chambers for supercharged Natural gas Engine, SAE 9702 1997.
- (46) Gurney D.C., Sandal, P., Experimental validation of a 1-D cycle Simulation Model of a turbocharged SI Engine, Imech E, C 56/78.
- (47) Heisler Heinz, Advanced Engine Technology, SAE International, 1995.
- (48) Hans R., Habermann K., Lang O, Rauscher M., Schernus C., Boosting The Starting Torque Of Downsized Si Engines, Gt-Suite User'S Conference 2002.
- (49) Klimstra, J., Performance of a lean-burn natural gas fueled Engines on specific fuel consumption, power capacity and Emissions, SAE Transactions, 1990, paper No, 901495.
- (50) Chaudhry, M. H (1979). "applied Hydraulic Transients", Vancouver, Van Nostrand Reinhold, pp. 1.
- (51) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals: McGraw-Hill, 1988.
- (52) U. Kesgin, "Effect of turbocharging system on the performance of a natural gas engine," Energy Conversion and Management, vol. 46, pp. 11-32, 2004.
- (53) "GT-Power User Manual," ed. USA: Gamma Technology, 2004.
- (54) C. R. Fergosen, Internal combustion engines: John Wiley & Sons, 1986.
- (55) N. Watson and M. S. Janota, Turbocharging the Internal Combustion Engine. London: First Published by the Mac. Millan Press LTD, 1982.
- (56) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals: McGraw-Hill, 1988.
- (57) Yang, Lisheng. Friction modelling for internal combustion engines. Diss. University of Leeds, 1992.
- (58) N. Watson and M. S. Janota, Turbocharging the Internal Combustion Engine. London: First Published by the Mac. Millan Press LTD, 1982.
- (۵۹) شاه حسینی . مجید رضا " بررسی تئوری و تجربی افتها در توربین گازی جریان شعاعی دو ورودی در شرایط ورودی کامل و جزئی ، " رساله دکتری و دانشکده مهندسی مکانیک , دانشگاه صنعتی شریف ، تهران ، ایران ، ۱۳۸۷
- (۶۰) آقا علی . حبیب ، "بررسی تجربی و تحلیلی عمل کرد توربین جریان شعاعی دو ورودی " ، " پایان نامه کارشناسی ارشد r دانشکده مهندسی مکانیک , دانشگاه صنعتی شریف ، تهران ، ۱۳۸۵

(61) H. Cohen, G. F. C. Rogers, and H. I. H. Saravanamuttoo, "Gas Turbine Theory ", 3rd Edition ed: Longman Scientific and Technical Publishing Company, 1972.

(62) N. Watson and M. S. Janota, Turbocharging the Internal Combustion Engine. London: First Published by the Mac. Millan Press LTD, 1982.

(۶۳) موسوی ترشیزی . سید ابوالفضل ، " شبیه سازی و تجویز تغییرات لازم در موتور دیزل برای کارکرد در شرایط سخت تنفسی ، " پایان نامه کارشناسی ارشد ۶ دانشکده مهندسی مکانیک ۶ دانشگاه صنعتی شریف ، تهران .

(64) Anderson, John David, and J. Wendt. Computational fluid dynamics. Vol. 206. New York: McGraw-Hill, 1995.

(65) Gamma technologies, march 2003, GTPower refrence manual, version 6.

(66) GT-Power user's manual, gamma technologies, V.GT-Suite™, Ed., 2009.

Abstract:

Generally the point of engine modeling is engine performance prediction in terms of strength, torque and fuel consumption. In this research the GT power software has been used for modeling the gas engine of Samand EF7. In this software the basis of flow analysis in engine solutions is use of compressive wave function. With using this method we can obtain the pressure and temperature of the fluid at different points in different moments. To achieve this the unpaired compressible flow equation must be solved. Input information to the software includes profiling of the intake valve and the output valve, the geometric dimensions of the motor including the piston and CONNECTING RODpiston stroke length, the length of the motor compression ratio and the environmental conditions in terms of pressure and temperature, the data related to the injector, the length and diameter of the impeller and curve. Software output results include a wide range of variables. These variables include the braking force, brake torque, fuel consumption, the volumetric efficiency and pressure of the inner cylinder in a 4 stage cycle, cylinder temperature during the cycle, the heat transfer rate from the cylinder and the engine's engine bill. Which is presented in the results section. Before modeling the turbocharger engine first a natural breathing mode was modeled and its results were compared with the actual (experimental) test results of the EF7 gas engine. In order to validate modeling, experimental results are compared with software modeling results for five different rounds. Modeling results show good agreement with experimental results and modeling error less than 3% .The turbocharged turbocharged engine was modeled and compared to normal breathing mode. The results showed that the turbocharger's torque and power were about 45% higher than the normal breathing state. This increased power is due to more turbocharged fuel consumption than normal breathing. Turbocharged modeling results show that the maximum torque increase occurs from 3000RPM to 4000RPM.

Keywords: GT POWER - EF7 engine - turbocharger



Energy Institute For Higher Education

Faculty Of Engineering

Department of Mechanical Engineering-Energy Conversion

Thesis For
Degree Of Master Of Science (M.Sc)

Title:

**Numerical Study of the Turbocharger system
Performance on the samand Gas Engine as
relative to natural breathing by using
GT-POWER simulation**

Supervisor:
Dr Yousef Yassi

Advisor:
Dr Haidar Maddah

By:
Ghafar Rajabi

August/2017