

تحلیل ترمودینامیکی موتور دوار پیستونی

سید مصطفی حسینعلی پور^۱، مصطفی باغشیکھی مفرد^{۲*}

تهران، نارمک، دانشگاه علم و صنعت ایران، مرکز CAE و آزمایشگاه CFD

(* mostafa.baghsheikhi@gmail.com)

چکیده

موتورهای دوار پیستونی گونه جدیدی از موتورهای دوار هستند که مطالعه بر روی آن ها به تازگی در بعضی از مراکز معتبر مطالعاتی موتور در دنیا آغاز گردیده است و به دلیل ویژگی های خاص و منحصر به فرد این نوع موتور، رقابت سختی بر سر دسترسی به تکنولوژی آن در دنیا آغاز گردیده است. در مقاله حاضر به معرفی موتور مورد نظر پرداخته شده و پس از آشنایی با نحوه عملکرد و استخراج دقیق ترتیب کاری آن، تحلیل ترمودینامیکی آن برای نسبت تراکم ۲۰:۱ و حجم جابجایی ۶۳ اینچ مکعب صورت می گیرد. محاسبات ترمودینامیکی صفر بعدی که در ابتدا با سیال هوا با Cv و Cp ثابت و در مرحله بعد با همین سیال با Cv و Cp متغیر بر حسب دما و در نهایت نیز با ورود محصولات احتراق به محاسبات ترمودینامیکی صفر بعدی صورت می پذیرد، مطابقت خوبی با نتایج حاصله از ورود مرحله احتراق در محاسبات دارد. این مرحله از محاسبات با نرم افزار Chemkin و با فرض سوخت PRF40 صورت می گیرد. این نتایج شامل ماکزیمم فشار و دمای ایجاد شده در محفظه و توان خروجی از موتور می باشد که نتایج حاصل تا انتهای مرحله تراکم، قابل انطباق با نتایج پژوهش های قبلی می باشد. استفاده از تحلیل نرم افزار Chemkin جهت مشخص شدن محدوده های فشاری و دمایی موتور که آیا در محدوده های مجاز کارکرد قرار می گیرند دارای ارزش می باشد. نتایج این تحلیل با تنها پژوهش صورت گرفته بر روی این موتور در دنیا که به صورت تحلیل عددی می باشد قابل انطباق است.

واژه های کلیدی: تحلیل ترمودینامیکی - موتور دوار پیستونی - نرم افزار کمکین - توان.

۱- مقدمه

یکی از مهمترین مشکلات در موتورهای پیستونی با حرکت رفت و برگشتی توقف پیستون در نقاط ابتدا و انتهای سیلندر موتور است. این توقف و شتاب گیری در ابتدا و انتهای سیلندر سبب می شود تا مقداری از نیروی موتور صرف همین کار شود. و در کل بازده موتوری را کاهش دهد. برای برطرف کردن این مشکل باید موتوری ساخته شود تا به جای حرکت رفت و برگشتی حرکت دورانی داشته باشد.

در سال ۱۸۸۹ فلیکس میلر فرانسوی موتور دوار ۵ سیلندر با چرخه تک دوره خود را در نمایشگاهی جهانی در پاریس نمایش داد. میلر این موتور را در سال ۱۸۸۸ اختراع کرده بود، بنابراین باید او را پیشگام موتورهای دوار احتراق داخلی در نظر گرفت. یک ماشین نیز که توسط این موتور ساخته بود در مسابقات پاریس در سال ۱۸۹۵ شرکت داده شد. لارنس هارگریو اولین موتور دوار را که با استفاده از هوای فشرده کار می کرد برای استفاده در پرواز در سال ۱۸۸۹ توسعه داد. وزن مواد و فقدان کیفیت ماشین کاری، مانعی شد که این دستگاه یک موتور موثر در مقاصد هوایی گردد. [۱]

کمپانی مشهور دی دیون باتون نیز یک موتور دوار ۴ سیلندر تجربی در سال ۱۸۹۹ تولید کرد که اگر چه برای کاربردهای هوایی ساخته شده بود اما بخاطر وزن بالایش، برای هر هواپیمایی نمی توانست مورد استفاده قرار گیرد. آدامز - فارول اولین موتور دوار آمریکایی بود که برای استفاده در اتومبیل ها در سال ۱۹۰۱ ساخته شده است. بعدها گسترش آن به عنوان یک

۱- دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران

۲- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران

موتور با نسبت وزن به توان پایین برای نصب بر روی هلیکوپتر ناموفق واقع گردید. موتورهای آدامز-فارول بعدها در هواپیماهای بال-ثابت در آمریکا در سال ۱۹۱۰ به کار رفتند. [۱]

موتور ژنوم کار سه برادر سگوین به نام های لوییز، لورن و اگوستین بود. در سال ۱۹۰۶ برادر بزرگتر لوییز، طرحی برای ساختن موتورهای ساکن برای استفاده های صنعتی ارائه داد. لوییز به برادرش لورن که یک موتور دوار برای استفاده هواپیمایی با استفاده از سیلندرهایی موتور ژنوم طراحی کرده بود ملحق گردید. اولین موتور تجربی دو برادر یک مدل ۵ سیلندر بود. آنها سپس یک موتور ۷ سیلندر به نام امگا ساختند که در نمایشگاه اتومبیلی در شال ۱۹۰۸ نمایش داده شد. سگوین ها از مواد با مقاومت بالای موجود (آلیاژ نیکل فولاد که اخیراً گسترش یافته بودند) استفاده کردند و وزن را توسط ماشین کاری اجزای فلزی، پایین نگه داشتند، بطوری که دیواره سیلندر ژنوم ۵۰ اسب بخار، فقط ۱/۵ میلی متر ضخامت داشت. [۱]

اما گونه معروف موتورهای دوار، موتورهای وانکل هستند. این موتور در دهه ی ۱۹۵۰ میلادی به دست یک مهندس آلمانی به نام فلیکس وانکل اختراع شد. اولین اتومبیلی که به این موتور مجهز شد اسپیدر وانکل ان اس یو (NSU) بود که علی رغم موتور کوچکش به حداکثر سرعت ۱۵۲ کیلومتر می رسید. [۱]

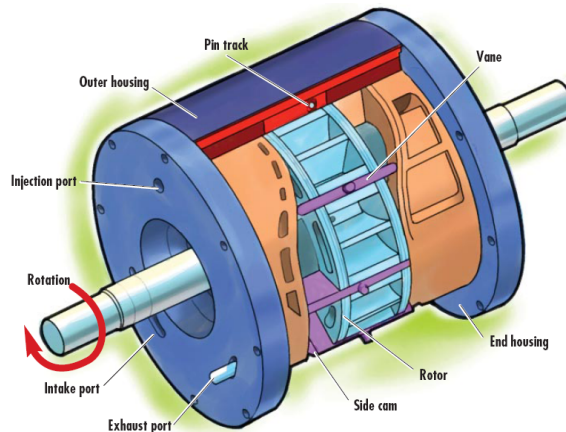
دسته ای از پژوهش ها در زمینه موتور دوار، کارهای عددی صورت گرفته بر روی این موتور می باشد. مهمترین پژوهش در این زمینه در سال ۲۰۰۴ توسط پادماراجان و همکارانش در دانشگاه کرانفیلد صورت گرفت که به کمک مش متحرک نرم افزار فلوئنت ۶.۱، یک مدل ۲ بعدی را برای موتور وانکل گسترش دادند. این مدل دو بعدی سه محفظه احتراق را بدون مرحله احتراق شبیه سازی می کرد. هدف از این کار، مطالعه میدان جریان در داخل محفظه احتراق و شناسایی نشتی نوک روتور در بین محفظه ها بود. در این کار دریچه های ورودی و خروجی شبیه سازی نشدند و تاثیر آنها گزارش نشده است. فقدان نتایج آزمایشگاهی، اعتبار سنجی این کار را بسیار محدود ساخته است. همچنین شبیه سازی موتور دوار بدون دریچه ورودی، تاثیر جریان ورودی را بر روی میدان کلی جریان داخل محفظه احتراق حذف می کند و میدان جریان را تنها به تاثیر از حرکت روتور محدود می کند. اما جریان ورودی بر ترکیب مخلوط بسیار مهم است و تاثیر بسزایی بر جریان داخل محفظه موتور (حتی پس از بسته شدن دریچه خروجی) دارد. [۲]

از دیگر مطالعات صورت گرفته در زمینه موتور های دوار، مطالعات تجربی موتور می باشد که به دلیل مختصر نمودن مطلب، از اشاره به آن ها و سایر پژوهش های عددی خودداری می گردد.

در پژوهش حاضر به معرفی گونه جدیدی از موتورهای دوار با ویژگی های منحصر به فردی نظیر توان بالا و ... پرداخته شده و با انجام تحلیل های ترمودینامیکی مختلف، محدوده دمایی و فشاری موتور استخراج گردیده و با پژوهش های قبلی نویسندگان مقاله حاضر مقایسه می گردد [۳].

۲- معرفی موتور، مراحل انجام کار و مدل مورد استفاده

گونه جدیدی از موتورهای دوار، موتورهای دوار پیستونی هستند که با دو سری از محفظه های احتراق، دوازده عدد در بالا و دوازده عدد در پایین، علاوه بر داشتن توان بالا و خیره کننده، بواسطه حالت خاص طراحی، دارای عملکردی کاملاً نرم و یکنواخت نسبت به موتورهای معمول پیستونی می باشند. این موتورها دو تا سه برابر قدرت و نصف وزن موتور وانکل هم سبک خود را دارند.



شکل ۱- شماتیکی از موتور پیستونی دوار مورد بررسی

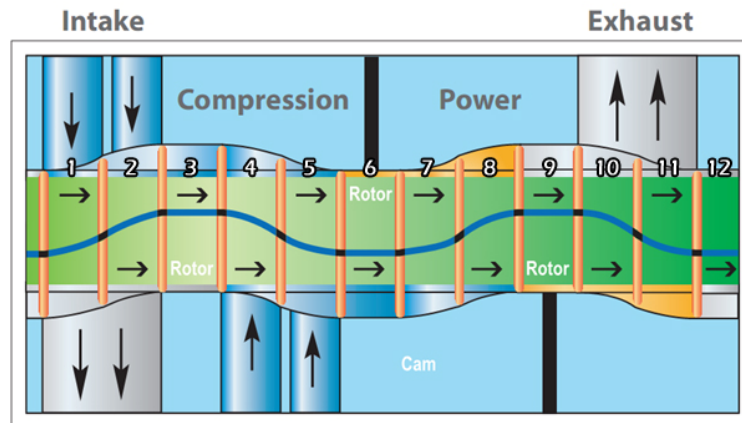
این نوع موتور دارای یک روتور دیسکی شکل و یک شفت متصل به آن است که در محفظه استاتور قرار گرفته اند. تعداد دوازده شیار متقارن با زاویه ۳۰ درجه نسبت به هم که راستای هر یک از آن ها از مرکز روتور دیسکی می گذرد بر روی روتور تعبیه شده اند که از هر یک از این شیارها تیغه ای از بالا به پایین می گذرد. این گونه طراحی باعث ایجاد دوازده محفظه احتراق در بالا و دوازده عدد در پایین موتور می گردد.

در بخش بالایی و پایینی موتور نیز دو قطعه استوانه ای شکل با رویه سینوسی (دارای شعاع داخلی و خارجی) به نام بادامک^۱، قرار دارد که هر دوی آن ها با فاصله ای معین نسبت به روتور قرار گرفته اند و این دو در فاصله بین خود دوازده تیغه ای که از شیارهای موجود بر روی روتور رد شده اند را می بینند و حرکت در راستای عمودی تیغه ها را کنترل می کنند. حجم محفظه احتراق که از قرارگیری بین روتور، دیواره های استاتور و دو باله متوالی ایجاد شده است بواسطه فرم سینوسی رویه ی بادامک ها، با انجام عمل احتراق و تغییر حجم و فشار محصولات احتراقی، تغییر کرده و تنها بخش قابل تحرک در محفظه که همان دو تیغه متوالی مربوط به آن محفظه هستند را به حرکت در آورده و روتور هم که تیغه ها را در خود محبوس کرده و درجه آزادی شعاعی آن ها را گرفته، با حرکت تیغه ها در راستای شعاعی به حرکت در می آید.

اگرچه در طراحی این موتور از تنها دو تیغه هم می توان استفاده نمود، ولی در طرح فعلی از دوازده تیغه استفاده شده است که باعث ایجاد ۲۴ رویداد احتراق کامل (ورود، تراکم، کار و خروج) در یک دوران کامل شده است. این عمل باعث ایجاد مشخصه نسبت توان به وزن بالا می شود که قابل قیاس با موتورهای متعارف پیستونی با مشخصه $\frac{1hp}{6-7lb}$ می باشد. این موتور از تعداد بخش های متحرک کمتری در مقایسه با ۴۰ بخش متحرک موتور پیستونی متعارفی تشکیل می گردد، این بدان علت است که روتور و باله ها جایگزین چرخ دنده میل بادامک، میله های اتصال، پیستون ها، سیلندرها و شیرها می شود. این موتور همچنین لرزش های کمتری را بدان علت که همه اجزا در حال چرخیدن در یک جهت هستند تولید می کند. همچنین انجام ۲۴ عمل احتراق در یک دوران کامل، بالانس خوبی را در روتور ایجاد کرده و در کارکرد آن، نرمی فوق العاده ای دیده خواهد شد، ضمن اینکه روتور این موتور نقش فلاپیول را هم بازی می کند. این موتور دارای نسبت تراکم ۲۰:۱ می باشد که این ویژگی قابلیت استفاده از گستره زیادی از سوخت ها از جمله دیزل را برای این موتور مهیا می سازد.

همان گونه که در شکل زیر مشخص است، انجام کار توسط موتور پیستونی دوار توسط دو سری از محفظه های احتراقی صورت می پذیرد که در این مبحث بمنظور فهم بهتر و راحت تر نحوه انجام کار در موتور مورد بررسی، تنها بر روی محفظه های احتراق بالایی در شکل زیر بحث می شود.

^۱ Cam



شکل ۲- مراحل مختلف انجام کار بوسیله یک موتور پیستونی دوار

با دقت در شکل فوق، مراحل مختلف انجام کار در این موتور قابل مشاهده است.

۱-۲- مدل محاسباتی

برای محاسبات واکنش شیمیایی از نرم‌افزار کمکین، که بر اساس سینتیک احتراق عمل می‌کند، و برای الگوسازی واکنش‌ها، از مدل محفظه بسته همگن^۱ که قابلیت محاسبه تاخیر در اشتعال^۲ بصورت پیشرفته و تحمیل تغییرات حجم و یا فشار بر حسب زمان را دارا می‌باشد، استفاده شده است. استفاده از این مدل، هزینه محاسبات را کاهش داده و رفتار کلی موتور را به درستی پیش بینی می‌کند و در پیش بینی فشار، دما، نرخ آزاد سازی حرارت و تولید محصولات احتراق، موفق می‌باشد و استفاده از مکانیزم‌های دقیق تر سینتیک شیمیایی را امکان پذیر می‌کند. [۴]

با استخراج پروفیل تغییر حجم موتور بر حسب زمان و ورود آن به این نوع از راکتور، مدلی از موتور مورد نظر ایجاد می‌گردد. سیکل مورد بررسی در این محفظه به صورت بسته در نظر گرفته شده و مدل‌سازی از زمان بسته شدن سوپاپ ورودی هوا (شروع تراکم) تا زمان پایان مرحله کار، صورت گرفته است. کل این فرآیند با استفاده از دو راکتور از نوع مذکور صورت می‌گیرد، بدین طریق که در راکتور اول که دارای حجم اولیه ای معادل ماکزیمم حجم محفظه احتراق موتور مورد بررسی می‌باشد، هوا قرار داده می‌شود (با فرض راندمان حجمی ۱۰۰٪) و با دادن تابع تغییرات حجم موتور بر حسب زمان که از بخش های قبل استخراج گردید، عمل تراکم که تا لحظه پاشش سوخت ادامه می‌یابد، صورت می‌گیرد. با انجام این عمل، ویژگی های هوای متراکم شده که آماده دریافت سوخت و شروع فرآیند احتراق می‌باشد به درستی حاصل می‌گردد. در راکتور دوم نیز سوخت به محصولات خروجی از راکتور اول اضافه می‌گردد و فرآیند احتراق و کار در این راکتور صورت می‌گیرد. دما و فشار اولیه (در شروع مرحله تراکم) در این مرحله به ترتیب ۴۰۰ کلوین و ۱ اتمسفر فرض می‌شوند. دمای دیواره ها نیز، مقدار ثابت ۴۵۰ کلوین (دمای تقریبی روغن در موتورهای معمول) فرض می‌گردند (شرط دما ثابت دیواره).

۲-۲- مدل سینتیک شیمیایی سوخت گازوئیل و سایر معادلات حاکم

سوخت مورد بررسی در این بخش، ترکیب ایزواکتان و هپتان نرمال است که به طور گسترده در بسیاری از کشورهای جهان از آن بمنظور تست سوخت های مختلف و مشخص کردن ترکیبات آن ها بمنظور یافتن عدد ستان برای کاربرد در موتور های گازوئیلی، استفاده می‌گردد. این سوخت، بسته به درصد استفاده ایزواکتان و هپتان نرمال در آن، نام مخصوص به خود را

¹ Closed Homogenous Batch Reactor

² Ignition Delay

می گیرد. به عنوان مثال PRF40^۱ بیانگر استفاده از یک ترکیب با ۶۰٪ مولی هپتان نرمال و ۴۰٪ مولی ایزواکتان است. [۵] مکانیزم واکنش شیمیایی استفاده شده در این بخش، مکانیزم احتراق PRF40 است که توسط کوران و همکارانش^۲ به دست آمده است. این مکانیزم پیشرفته شامل ۱۰۳۴ جزء و ۴۲۳۶ واکنش شیمیایی می باشد که دقیق ترین مکانیزم سوخت PRF مورد استفاده در تحلیل های موتورهای احتراق داخلی می باشد و تطابق نتایج حاصل از آن با نتایج تجربی به اثبات رسیده است. [۶] ظرفیت گرمای ویژه، آنتالپی و آنتروپی سوخت برای دمای بین ۳۰۰ تا ۱۰۰۰ کلوین تخمین زده شده و تا دمای ۵۰۰۰ کلوین نیز با استفاده از معادلات هارمونیک و توابع نمایی برون یابی شده است. این روش سبب تولید یک چند جمله ای مرتبه ۱۴ برای محاسبه خواص ترمودینامیکی سوخت می شود. با توجه به این که در اکثر موتورهای دیزل برای داشتن احتراقی کامل تر از سیستم پرخوران استفاده می گردد، واکنش فوق را با ۱۰۰٪ هوای اضافی برای این موتور فرض می کنیم، در نتیجه رابطه فوق را با فرض انجام احتراق کامل به صورت زیر بازنویسی می کنیم:



در این بخش اشاره ای بر معادلات حاکم بر حل مساله با استفاده از نرم افزار کمکین می گردد. برای بیان حالت ترمودینامیکی داخل محفظه، داشتن دو خاصیت مستقل و دانستن ساختار مخلوط لازم است. مدل سازی با استفاده از معادلات بقای جرم، بقای اجزاء و بقای انرژی داخل سیلندر برای حجم متغیر گسترده شده است و در انتها تمام معادلات به صورت کوپل و با استفاده از روش Dvode حل می شوند. فرض بر این است که سیال کاری از قانون گاز ایده آل پیروی می کند.

معادله بقای جرم از رابطه زیر بدست می آید:

$$m = \sum_{k=1}^K m_k = cte \Rightarrow \frac{dm}{dt} = 0 \quad (2)$$

معادله جزء جرمی اجزاء واکنش از طریق رابطه زیر محاسبه می شود:

$$Y_k = \frac{m_k}{m} \quad (3)$$

که m همان جرم کل داخل سیلندر می باشد. معادلات اجزاء از حالت چند بعدی به صفر بعدی کاهش یافته است و از ترم انتشار اجزاء واکنش صرف نظر شده است بنابراین معادلات اجزاء در حال حاضر صفر بعدی فرض می شوند.

$$\frac{dy_k}{dt} = \frac{\dot{w}_k W_k}{\rho} \quad (4)$$

در معادله فوق y_k جزء جرمی \dot{w}_k نرخ مول تولیدی و W_k جرم مولکولی جزء k می باشد. به منظور حاصل شدن یک مدل احتراقی مناسب، گام بسیار مهم، تعریف نرخ حرارت آزاد شده از طریق یک مکانیزم سینتیک شیمیایی مناسب و حل آن از طریق حل کننده معادلات stiff می باشد. از این رو این نرم افزار، که به طور گسترده در تمام جهان استفاده می شود و جهت حل این دسته از واکنش های شیمیایی ایجاد شده است، در این بخش مد نظر قرار گرفته است. در نتیجه بر اساس ساختار این نرم افزار، نرخ آزاد شدن انرژی با نرخ واکنش های سینتیک شیمیایی کنترل می شود.

سیال داخل محفظه نیز تحت تاثیر ساختار مخلوط قرار دارد. بعد از تعیین شدن ساختار مخلوط، خواص جزیی مخلوط می تواند بر طبق جرم یا جزء مولی تعریف شود. برای محاسبه خواص ترمودینامیکی در نرم افزار کمکین از معادلات NASA استفاده می شود:

$$\frac{C_{pk}^\circ}{R} = \sum_{n=1}^5 a_{nk} T_k^{n-1}, \quad \frac{h_k^\circ}{RT} = a_{1k} + \sum_{n=1}^5 \frac{a_{n,k}}{n} T_k^{n-1} + \frac{a_{6k}}{T_k}, \quad \frac{S_k^\circ}{R} = a_{1k} \ln T_k + \sum_{n=1}^4 \frac{a_{n+1,k}}{n} T_k^n + a_{7k} \quad (5)$$

معادله بقای انرژی نیز در سیستم بسته از رابطه زیر بدست می آید:

¹ PRF (Primary Reference Fuels)

² Curran et al.

$$\dot{T} = \sum_{k=1}^N \frac{\omega_k h_k \bar{W}_k}{\rho C_p} - \frac{\dot{Q}_{wall}}{C_p m} - \frac{1}{\rho C_p} \frac{dp}{dt} \quad (6)$$

که برای محاسبه فشار گازهای داخل سیلندر از قانون گاز ایده آل استفاده می کنیم:

$$Pv = RT \quad (7)$$

لازم به ذکر است که این معادلات با استفاده از روش نیوتن حل می شود و زمان نیز با روش تفاوت پسر^۱ جداسازی می شود. [۷]

۳- نتیجه گیری

۳-۱- فرض Cv و Cp ثابت برای هوا

داده های موجود در مساله برای آغاز محاسبات بدین شرح اند (نقطه ۱ نقطه مرگ پایین موتور می باشد):

$$C_v = 0.821 \frac{kJ}{kg.K}, C_p = 1.108 \frac{kJ}{kg.K} \quad (8)$$

$$k = \frac{C_p}{C_v} = 1.35, r_c = 20, V_1 = V_{max} = 0.000047578 m^3$$

در نقطه مرگ پایین فرض می شود که هوا با فشار و دمای محیط (فشار ۱۰۰ kpa و دمای ۲۷ درجه سلسیوس) کل محفظه را در بر می گیرد. بنابراین جرم هوای ورودی به یک سیلندر از رابطه زیر بدست می آید:

$$P_1 V_1 = m_{air} RT_1 \Rightarrow m_{air} = 0.000055259 kg \quad (9)$$

با فرض تراکم از نقطه ۱ به ۲ بصورت آدیاباتیک برگشت پذیر، اطلاعات نقطه ۲ بصورت زیر محاسبه می گردد:

$$r_c = \frac{V_1}{V_2} = 20 \quad (10)$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = T_1 (r_c)^{k-1} \Rightarrow T_2 = 856.0157 K, P_2 = P_1 (r_c)^k \Rightarrow P_2 = 5706.772 kpa$$

در بدست آوردن اطلاعات نقطه ۳، میزان حرارت داده شده به هوا و در واقع مقدار سوخت مصرف شده در یک احتراق باید مشخص گردد. در نتیجه با در نظر گرفتن احتراق برای سوخت دیزل سبک با فرض احتراق استیوکیومتریک، در نظر گرفتن AF=15، راندمان احتراق ۹۸٪ و استفاده از مقدار هوای ورودی بدست آمده، مقدار سوخت لازم بدست می آید:

$$AF = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = 15 \Rightarrow m_{fuel} = 0.000003684 kg \quad (11)$$

با توجه به LHV مربوط به سوخت دیزل سبک که برابر $42500 \frac{kJ}{kg}$ است و فرض راندمان احتراق ۹۸٪، مقدار حرارت

آزاد شده برابر است با:

$$Q_{tot} = LHV \times m_{fuel} \times \eta_f \Rightarrow Q_{tot} = 0.15343 kJ \quad (12)$$

نکته مهمی که باید بدان اشاره نمود آن است که کل گرمای آزاد شده صرف احتراق نمی گردد و بخش قابل توجهی از آن توسط سیال خنک کن و سیال روانکار هدر می رود [۸].

$$P_b + \dot{Q}_{cool} + \dot{Q}_{misc} + \dot{H}_{e,ic} + \dot{m} h_{e,s} = \dot{m}_f Q_{LHV} \quad (13)$$

$\dot{H}_{e,ic}$ مقدار آنتالپی خروجی در اثر احتراق ناقص است که با در نظر گرفتن راندمان احتراق در طرف دوم معادله، از نوشتن آن صرف نظر می کنیم. در این رابطه P_b اشاره به توان ترمزی دارد، \dot{Q}_{cool} نرخ گرمای تلف شده توسط سیال خنک کن و \dot{Q}_{misc} نرخ گرمای تلف شده توسط روغن (چنانچه مجزا خنک کاری شود) و همچنین تلفات ناشی از انتقال حرارت جابجایی و تشعشعی از سطح خارجی موتور می باشد. جدول زیر مقادیر این بخش ها را در موتور های جرعه ای و دیزل نشان می دهد.

¹ Backward difference

جدول ۱- بالانس انرژی برای موتور خودرو در حداکثر بار [۸]

	P_b	\dot{Q}_{cool}	\dot{Q}_{misc}	$\dot{H}_{e,ic}$	$\dot{m}h_{e,s}$
	(Percentage of fuel heating value)				
SI Engine	25-28	17-26	3-10	2-5	34-45
Diesel	34-38	16-35	2-6	1-2	22-35

از آنجایی که موتور مورد بررسی از نوع موتور با اشتعال تراکمی^۱ می باشد، با در نظر گرفتن مقدار متوسط ۳۰٪ برای مجموع مقادیر هدر رفته از گرمای حاصله از احتراق سوخت، مقدار گرمای خالص رسیده به هوا جهت افزایش فشار و دما بدست می آید. این مقدار گرما در طی فرآیند ۲ به ۳ به هوا داده می شود.

$$Q_{in} = 70\%Q_{tot} \Rightarrow Q_{in} = 0.1074kJ, Q_{in} = m_{air} \times C_p \times (T_3 - T_2) \Rightarrow T_3 = 2610K \quad (14)$$

از آنجا که فرآیند ۲ به ۳ یک فرآیند فشار ثابت است، بنابراین با استفاده از تعریف نسبت حجم در احتراق ۲، حجم نقطه ۳ بدست می آید:

$$\beta = \frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2} \Rightarrow \beta = 3.049, \Rightarrow V_3 = 0.00000725m^3 \quad (15)$$

لازم به ذکر است در رابطه بالا، مقدار مربوط به حجم نقطه ۲، در محاسبات طراحی بدست آمده بود. با انجام احتراق و افزایش فشار، حجم محفظه احتراق افزایش می یابد و مرحله کار انجام می گیرد. با فرض انبساط آیزنتروپیک، دما و فشار برای نقطه ۴ به شکل زیر حاصل می گردند:

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} \Rightarrow T_4 = 1351K \quad (16)$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^k \Rightarrow P_4 = 450kpa$$

با محاسبه اطلاعات هر چهار نقطه مربوط به سیکل دیزل، می توان با محاسبه کار انجام شده و گرمای محاسبه شده از قبل، راندمان سیکل را محاسبه نمود:

$$Q_{4-5} = Q_{out} = m_{air} \times C_v \times (T_5 - T_4) \text{ and } W_{cycle} = \quad (17)$$

$$Q_{in} - Q_{out} \rightarrow \eta = \frac{W_{cycle}}{Q_{tot}} = \frac{0.05972}{0.15343} \Rightarrow \eta = 38.9\%$$

ضمناً با داشتن کار صورت گرفته در یک سیکل که مربوط به یک محفظه احتراق است و محاسبه زمان صورت گرفتن آن کار، توان یک سیلندر محاسبه می گردد. با توجه به اینکه موتور مورد بررسی از ۲۴ سیلندر تشکیل گردیده که هر یک در هر دوران یک سیکل کامل را طی می کنند، بنابراین توان کل موتور قابل محاسبه است. جهت محاسبه زمان نیز سرعت دورانی موتور را 7200rpm فرض می کنیم:

$$Power = \frac{W}{t} \Rightarrow Power = 7.1664kw = 9.62hp \quad (18)$$

$$Power_{total} = 24 \times Power \Rightarrow Power_{total} = 230hp$$

با انجام این محاسبات دمای ماکزیمم موتور حدود ۲۶۰۰ کلوین و راندمان موتور حدود ۳۹٪ بدست آمد.

در مرحله بعد Cp و Cv هوا را متغیر فرض شده و کلیه مراحل محاسبات بالا تکرار می گردند.

¹ Compression Ignition(CI)

² Cut-off ratio

۲-۳- فرض Cv و Cp متغیر برای هوا

در ابتدا هوا با همان ویژگی های هوای محیط که در بالا به آن اشاره گردید وارد محفظه احتراق می گردد. دمای محیط ۲۷۳ کلوین یا ۵۴۰ رانکین می باشد. با استفاده از جداول ترمودینامیکی موجود در مرجع [۹] و با توجه به فشار ثابت بودن مرحله ۲ به ۳ و استفاده از تعریف نسبت حجم در احتراق، اطلاعات نقاط سیکل به شرح زیر حاصل می گردد.

$$T_1 = 540R \rightarrow h_1 = 129.06 \frac{B}{lbm}, \quad P_r = 1.386, \quad v_r = 144.32$$

$$T_2 = 1676R = 931.25K \rightarrow h_2 = 415 \frac{B}{lbm}, \rightarrow h_3 = h_2 + \Delta h \Rightarrow h_3 = 1250.5 \frac{B}{lbm}$$

$$h_3 = 1250.5 \frac{B}{lbm} \rightarrow T_3 = 4535R = 2519K \quad (19)$$

$$\frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2} = \frac{v_{r3}}{v_{r4}} \Rightarrow v_{r4} = 2.18 \rightarrow T_4 = 2465R = 1369K \rightarrow h_4 = 635.77 \frac{B}{lbm}$$

با مشخص شدن اطلاعات کلیه نقاط سیکل، می توان به محاسبه راندمان پرداخت. لازم به ذکر است که کل انرژی ورودی موتور شامل ۳۰٪ تلفات محاسبه شده نیز می گردد.

$$\eta = \frac{w}{q_{tot}} \Rightarrow \eta = 27.5\% \quad (20)$$

جهت محاسبه توان تولیدی موتور نیز نظیر رابطه بخش قبل در تولید توان عمل کرده و توان خروجی موتور محاسبه می

گردد:

$$P = \frac{W}{t} = 5072.776 \text{ watt} = 6.81 \text{ hp} \quad (21)$$

$$P_{tot} = P \times 24 \Rightarrow P_{tot} = 163 \text{ hp}$$

۳-۳- تحلیل ترمودینامیکی با در نظر گرفتن محصولات احتراق

در این بخش با منظور کردن محصولات احتراق بعد از مرحله پاشش سوخت، Cp و Cv به صورت تابعی از این مواد، در محاسبات مربوط لحاظ می گردند. در محاسبات این بخش، تلفات احتراق ۳۰٪ و هوای اضافی ۱۰۰٪ جهت ایجاد احتراقی نسبتاً کامل منظور می گردند.

با فرض هوای اضافی ورودی، نسبت هوا به سوخت واکنش به صورت زیر می باشد:

$$AF = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = 30.33 \quad (22)$$

با توجه به مقدار هوای وارد شده به محفظه احتراق در مرحله ورود هوا و همچنین نسبت هوا به سوخت، جرم و تعداد

مول سوخت ورودی به موتور نیز محاسبه می گردد:

$$AF = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} \Rightarrow m_f = 0.00000183 \text{ kg} \Rightarrow n_{fuel} = 0.0000173 \text{ mol} \quad (23)$$

در نتیجه میزان حرارت آزاد شده و منتقل شده به هوا با در نظر گرفتن ۳۰٪ تلفات برابر است با:

$$Q_{in} = \frac{7}{10} \times Q_{LHV} \times m_f \times 0.98 = 0.0618 \text{ kj} \quad (24)$$

با استفاده از جداول ترمودینامیکی موجود [۱۰] و با روش سعی و خطا به دنبال دمایی مناسب جهت تامین این گرما می

گردیم. در نهایت با تست چند دما، دمای ۲۸۰۰ کلوین را مناسب برای انجام واکنش می یابیم.

$$\Delta H = H_{prod} - H_{react} = \sum N_p (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_p - \sum N_R (\bar{h}_f^o + \bar{h} - \bar{h}^o)_R \Rightarrow \Delta H = 0.061 \text{ kj} \quad (25)$$

در رابطه فوق، \bar{h}_f^o آنتالپی تشکیل در شرایط استاندارد دمای ۲۵ درجه سلسیوس و فشار ۱ اتمسفر (برای عناصر صفر

است)، \bar{h} آنتالپی در یک دمای خاص و \bar{h}^o آنتالپی در شرایط استاندارد می باشد. همان گونه که مشاهده می گردد تغییرات

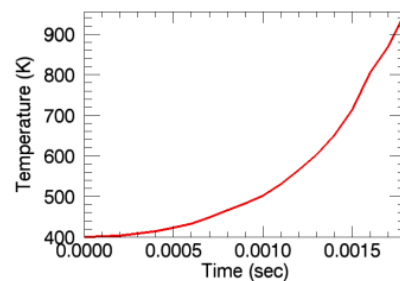
آنتالپی واکنش برابر مقدار گرمای آزاد شده از سوخت می باشد. در این معادله دمای هوا در واکنش دهنده ها معادل ۹۵۰

کلوین و دمای سوخت ۳۰۰ کلوین فرض شده است و برای استخراج آنتالپی تشکیل اجزا سوخت، از جداول NASA موجود در مرجع [۱۱] استفاده شده است.

۳-۴- نتایج تحلیل ترمودینامیکی نرم افزار کمکین

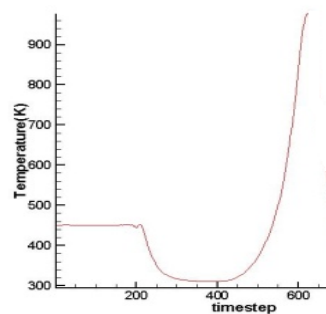
همان گونه که اشاره گردید، برای انجام مدلسازی با استفاده از نرم افزار کمکین برای موتور مورد نظر، از دو محفظه بسته همگن استفاده گردید که در محفظه اول تراکم موتور (از لحظه شروع تراکم تا لحظه شروع پاشش سوخت) و در محفظه دوم فرآیند احتراق (از لحظه شروع پاشش تا پایان مرحله کار) دیده می شود.

نتایج مربوط به مرحله تراکم؛ اولین نتیجه مستخرج از این مرحله نمودار تغییر دما می باشد. با مشاهده شکل ۳، تطابق مناسب دمای نقطه ۲ با دمای حاصل از تحلیل های ترمودینامیکی صفر بعدی قابل مشاهده است.



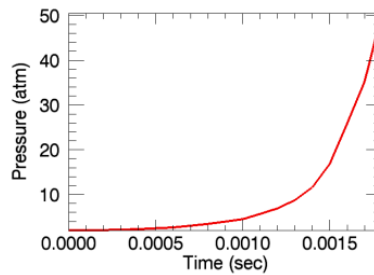
شکل ۳- تغییرات دما بر حسب زمان در طول مرحله تراکم

جهت اعتبار سنجی نحوه تغییرات دما در شکل فوق، از نتایج موجود در مرجع [۳] استفاده می گردد. ماکزیمم دمای مشاهده شده در شکل ۳، قابل انطباق با دمای بیشینه نمودار شکل ۴ می باشد.



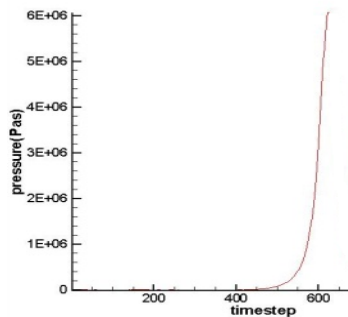
شکل ۴- تغییرات دما بر حسب زمان در حل عددی مرحله موتورینگ [۳]

در شکل ۵ نمودار تغییرات فشار بر حسب زمان قابل مشاهده است. مقدار فشار نقطه ۲ در محاسبات ترمودینامیکی صفر بعدی برابر ۵۷۰۰ کیلو پاسکال استخراج گردید که با تبدیل فشار نهایی شکل ۴ از اتمسفر به کیلو پاسکال، این مقدار برابر ۵۲۰۰ کیلو پاسکال حاصل می گردد که حاکی از تطابق مناسب این فشار با نتایج بخش قبل است.



شکل ۵- تغییرات فشار بر حسب زمان در مرحله تراکم موتور

از سوی دیگر با مشاهده نتایج تحلیل عددی مرحله موتورینگ یک محفظه احتراق این موتور، ماکزیمم فشار مشاهده شده و روند افزایش فشار، منطبق با نمودار شکل ۵ می باشد.

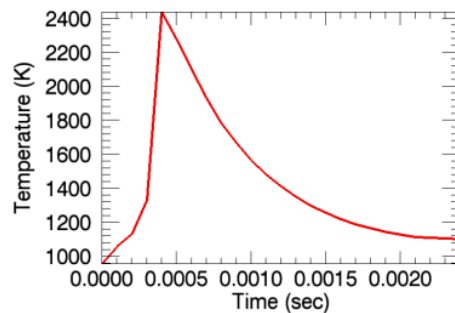


شکل ۶- تغییرات فشار بر حسب زمان در حل عددی مرحله موتورینگ [۳]

با حذف بازه های زمانی ۰ تا حدود ۴۰۰ در نمودارهای تحلیل عددی (شکل های ۴ و ۶) که مربوط به مرحله تراکم محفظه احتراق می باشد و در تحلیل ترمودینامیکی دیده نشده اند، تطابق خوبی بین نتایج تحلیل ترمودینامیکی و عددی مشاهده می گردد. علت فرود ناگهانی دما در بخش ابتدایی تحلیل عددی موتور، باز شدن دریچه ورودی و ورود هوای ۳۰۰ کلوین به محفظه موتور می باشد.

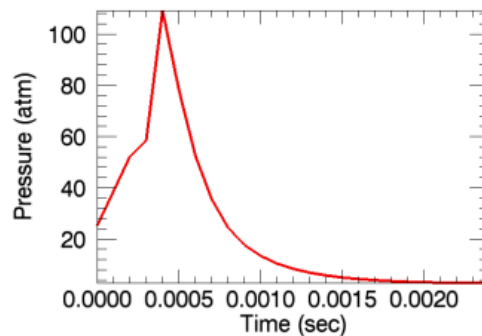
در تحلیل ترمودینامیکی موتور، از آنجایی که پاشش و اضافه شدن سوخت، قبل از رسیدن محفظه به حجم کمینه اش اتفاق می افتد، در نتیجه مرحله تراکم موتور تا اندکی قبل از رسیدن محفظه به حجم کمینه اش در نظر گرفته شده است. علت کمتر بودن ماکزیمم دما و فشار در شکل های ۳ و ۵ به ترتیب نسبت به شکل های ۴ و ۶ را می توان همین موضوع دانست. چرا که ماکزیمم دما و فشار در تحلیل عددی محفظه، در کمترین حجمش اتفاق می افتد که این حجم، از حجم نهایی مرحله تراکم تحلیل ترمودینامیکی پایین تر است.

نتایج مربوط به بخش احتراق و قدرت: با انجام محاسبات مربوط به فرآیند احتراق، بخش مهم تحلیل ترمودینامیکی موتور صورت می گیرد و یک دید اولیه خوب نسبت به شرایط کارکرد موتور حاصل می گردد. اولین نموداری که در این بخش در مورد آن بحث می گردد، نمودار تغییرات دمای محفظه احتراق می باشد. اندکی بعد از شروع مدلسازی و با رسیدن ویژگی های مخلوط به شرایط احتراق در اثر انقباض اولیه محفظه، احتراق آغاز می گردد و دمای محفظه به سرعت افزایش می یابد. بیشترین دمای مشاهده شده برای این بخش، حدود ۲۴۰۰ کلوین است که از دمای بدست آمده از محاسبات ترمودینامیکی صفر بعدی اندکی کمتر می باشد. علت این امر را می توان سینتیک خاص احتراق که در این مساله منظور شده است دانست.



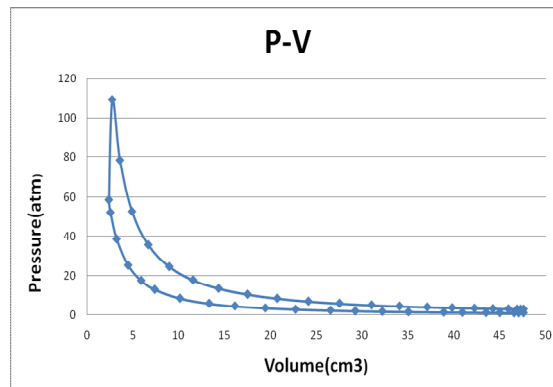
شکل ۷- تغییرات دما بر حسب زمان در طول فرآیندهای احتراق و قدرت

در ادامه به بررسی نمودار تغییرات فشار محفظه پرداخته می شود. همانگونه که از شکل ۸ مشاهده می شود، فشار نیز با همان استدلال ذکر شده برای نمودار دما، در ابتدا دچار یک افزایش اندک و در ادامه یک رشد ناگهانی را بر خود می بیند. تیزی نوک نمودار می تواند در اثر تعداد نسبتاً کم داده های قیدگذاری تغییرات حجم محفظه باشد. همانگونه که قابل مشاهده است، ماکزیمم فشار ایجاد شده در این بخش نیز حدود ۱۱۰ اتمسفر یا تقریباً معادل ۱۱ مگا پاسکال است. این مقدار اندکی بیشتر از فشار معمول احتراق یک موتور پیستونی متداول می باشد [۱۲] که این فشار بالا با توجه به نسبت تراکم بالای این موتور قابل پیش بینی بود.



شکل ۸- تغییرات فشار بر حسب زمان با فرض فشار اولیه ۱ اتمسفر برای محفظه تراکم

در نهایت با محاسبات مربوط به این بخش، نمودار اندیکاتوری موتور حاصل می گردد که با محاسبه حجم داخل آن توان موتور حاصل می گردد. توان حاصل شده در این بخش ۱۴۴ اسب بخار می باشد که قابل انطباق با توان خروجی از تحلیل های قبلی می باشد.



شکل ۹- نمودار اندیکاتوری موتور

طراحی جدولی که فشار محفظه های مجاور و ضمنا محفظه های روبرو را نشان دهد در بخش طراحی موتور مخصوصا بحث گازبندی آن می تواند موثر باشد. بدین منظور با استفاده از نمودار فوق (با فرض فشار ورودی ۱ اتمسفر) و با توجه به رابطه تغییرات حجم محفظه، جدول ۲ تدوین می گردد. در این جدول منظور از محفظه های ۱۳ الی ۲۴ به ترتیب حجم های روبروی محفظه های ۱ الی ۱۲ با توجه به شکل ۲ می باشد.

لازم به یادآوری است که بیشترین مقدار فشار، اندکی بعد از موقعیت محفظه های ۶ و ۲۱ رخ می دهد (حدود ۱۱۰ اتمسفر).

همان گونه که مشاهده می گردد، بیشترین اختلاف فشار بین محفظه ای که در آن احتراق رخ می دهد و وضعیت قبل از آن است. ضمن اینکه با مقایسه بین ستون های ۵ و ۶ جدول که فشار های محفظه های رودررو را نشان می دهد، بیشترین اختلاف فشار از این بابت نیز بین محفظه ای که احتراق را تجربه می کند و محفظه روبروی آن می باشد.

جدول ۲- مقایسه فشار در محفظه های مجاور و روبرو

شماره محفظه	وضعیت	حجم (cm ³)	فشار (atm)	شماره محفظه	فشار (atm)	حجم (cm ³)	وضعیت
۱	شروع ورود هوا	۱۳.۷	۱.۵	۱۳	۱.۵	۳۶.۳	شروع تخلیه
۲	ادامه ورود هوا	۳۶.۳	۱.۵	۱۴	۱.۵	۱۳.۷	ادامه تخلیه
۳	انتهای ورود	۴۷.۵	۱.۵	۱۵	۱.۵	۲.۴	انتهای تخلیه
۴	شروع تراکم	۳۶.۳	۲.۲	۱۶	۱.۵	۱۳.۷	شروع ورود هوا
۵	ادامه تراکم	۱۳.۷	۸.۵	۱۷	۱.۵	۳۶.۳	ادامه ورود هوا
۶	شروع احتراق	۲.۴	۱۰۱ (تا ۱۶۰)	۱۸	۱.۵	۴۷.۵	انتهای ورود
۷	شروع قدرت	۱۳.۷	۲۱.۵	۱۹	۲.۲	۳۶.۳	شروع تراکم
۸	ادامه قدرت	۳۶.۳	۵.۹	۲۰	۸.۵	۱۳.۷	ادامه تراکم
۹	انتهای کار	۴۷.۵	۴.۲	۲۱	۱۰۱ (تا ۱۶۰)	۲.۴	شروع احتراق
۱۰	شروع تخلیه	۳۶.۳	۱.۵	۲۲	۲۱.۵	۱۳.۷	شروع قدرت
۱۱	ادامه تخلیه	۱۳.۷	۱.۵	۲۳	۵.۹	۳۶.۳	ادامه قدرت
۱۲	انتهای تخلیه	۲.۴	۱.۵	۲۴	۴.۲	۴۷.۵	انتهای کار

۴- نتیجه گیری

با انجام تحلیل ترمودینامیکی صفر بعدی که حاوی C_p و C_v ثابت، C_p و C_v متغیر و ورود محصولات احتراق به حل می باشد، حدی از بیشترین دما و فشار تولیدی احتمالی در موتور حاصل گردید. با انجام تحلیل های ترمودینامیکی در نرم افزار کمکین، دما و فشار در انتهای مرحله تراکم به ترتیب حدود ۱۰۰۰ کلوین و ۵۰ اتمسفر حاصل گردید که این دو مقدار منطبق با نتایج حاصل از تحلیل ترمودینامیکی صفر بعدی و نتایج حاصل از تحلیل عددی موتور با استفاده از نرم افزار فلونت ۶.۳ می باشند. با ورود سوخت به راکتور مرحله قدرت در نرم افزار کمکین، عمل احتراق صورت گرفته و دمای ماکزیمم ۲۵۰۰ کلوین مشاهده گردید که این دما نیز هماهنگ با دمای ثبت شده در بخش تحلیل ترمودینامیکی صفر بعدی می باشد. از مهمترین نتایج حاصل از این بخش، ایجاد جدولی بود که فشار محفظه های احتراق مجاور و رودررو را نشان می داد. این نتایج دیدی از نوع سیستم گاز بند مناسب جهت بکارگیری در این موتور، به طراح ارائه داد.

مراجع

- 1- Yamamoto, K., *Rotary Engine*, Published by Sankaido Co. Ltd., Japan, 1981.
- 2- Brahmadevan V.P., "*Numerical Modelling and Simulation of Rotary Engine*", MSc, Thesis, Cranfield University, 2004.

۳- حسینعلی پور، م. و باغشخی، م.، "تحلیل عددی موتور دوار پیستونی"، مجموعه مقالات هفتمین همایش بین المللی موتورهای درونسوز، ۱۷-۱۹ آبان، ۱۳۹۰.

4- www.reactiondesign.com

5- www-pls.llnl.gov

6- Curran, H. J., Pitz, W. J., Westbrook, C. K., Callahan, C. V. and Dryer, F. L., "Oxidation of Automotive Primary Reference Fuels at Elevated Pressures", Twenty-Seventh Symposium (International) on Combustion/The Combustion Institute, pp. 379, 1998.

۷- رهبری، ع.، "بررسی موتورهای احتراق تراکمی همگن (HCCI) از نقطه نظر سوختهای مختلف و پیش بینی عملکرد این موتورها برای سوختهای $C_xH_yO_z$ "، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی شریف، ۱۳۸۶.

8- Heywood, J. B., , *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill book company, 1988.

9- Will, R. K., "Thermodynamics for engineering technologists", Marcel Dekker Pub, 1979.

۱۰- سنجل، ی.، علم ترمودینامیک، رهیافتی در مهندسی، ترجمه دکتر محمود ابراهیمی، انتشارات دانشگاه علم و صنعت، ۱۳۷۹.

11- <http://www.grc.nasa.gov/>

12- Kurniawan, W.H. , "Numerical analysis of the combustion process in a four-stroke compressed natural gas engine with direct injection system", Journal of Mechanical science and Technology, 22, 2008.