

دانشگاه صنعتی شاهرود
دانشکده مکانیک

پایان نامه دوره کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک- تبدیل انرژی

تحلیل ترمودینامیکی موتور احتراق داخلی جرقه ای و مدل کردن انتقال حرارت هدایتی در

پیستون

حمید حاجیعلی زاده

استاد راهنما:

دکتر محمود فرزانه گرد

دکتر محمد جواد مغربی

پاییز ۱۳۸۶

تأییدیه هیات داوران

(برای پایان نامه)

اعضای هیئت داوران، نسخه نهائی پایان نامه آقای: حمید حاجیعلی زاده

را با عنوان: تحلیل ترمودینامیکی موتور احتراق داخلی جرقه ای و مدل کردن انتقال حرارت هدایتی در بیستون

از نظر فرم و محتوی بررسی نموده و پذیرش آن را برای تکمیل درجه کارشناسی ارشد تأیید می کند.

اعضای هیئت داوران	نام و نام خانوادگی	رتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنما			
۲- استاد مشاور			
۳- استاد مشاور			
۴- استاد ممتحن			
۵- استاد ممتحن			
۶- نماینده گروه			

گر بدینسان زیست باید پست
من چه بی شرمم اگر فانوس عمرم را به رسوایی نیاویزم
بر بلند کاج خشک کوچه بن بست من

گر بدینسان زیست باید پاک
من چه ناپاکم اگر نشانم از ایمان خود، چون کوه
یادگاری جاودانه، بر تراز بی بقای خاک ...

تقدیم

پدر فداکار و مادر مهربانم

تشکر و قدردانی

بر خود لازم می دانم که از زحمات و تلاشهای دکتر محمود فرزانه گرد و نیز راهنماییهای دکتر محمد جواد مغربی کمال تشکر و سپاسگزاری را داشته باشم.

از اساتید محترم گروه مکانیک، آقایان: دکتر محمود شریعتی، دکتر اردشیر کرمی محمدی، دکتر محمد حسن کیهانی، دکتر محمد محسن شاه مردان و دکتر شهرام هاشمی مرغزار که در طول این دوره از محضرشان بهره گرفته ام تشکر و قدردانی می کنم.

همچنین از دوستان گرانقدرم که با کمکها و راهنماییهای دلسوزانه مرا در این راه یاری کردند صمیمانه سپاسگزارم.

چکیده

می دانیم که انتقال حرارت در موتورهای احتراق داخلی بر روی عملکرد، راندمان و توان خروجی موتور تاثیر دارد. اگر بخواهیم که کارایی موتور زیاد شود باید به خنک کاری پیستون و سر سیلندر توجه شود. عدم توجه به این مساله باعث بوجود آمدن مشکلاتی مثل تنشهای حرارتی در نواحی با شار حرارتی بالا، از بین رفتن فیلم روغن جهت روغنکاری و پدیده ضربه و احتراق زود هنگام در موتور می شود. از سوی دیگر افزایش شار حرارتی به دیواره های محفظه احتراق باعث کاهش دمای گازهای داخل سیلندر و کاهش فشار و نیز کاهش کار ایجاد شده در هر سیکل می شود. بنابراین راندمان موتور تحت تاثیر انتقال حرارت موتور قرار دارد.

تغییر در درجه حرارت گازها در نتیجه انتقال حرارت، روی فرآیند شکل گیری آلاینده ها نیز تاثیر دارد. معمولاً افزایش دما حین احتراق می تواند روند شکل گیری NO_x ها را تسریع بخشد. ولی اگر دما پایین باشد ذرات معلق و دوده تولید خواهد شد. بنابراین برای کنترل مواد آلاینده خروجی از موتور باید به انتقال حرارت موتور توجه بیشتری نمود.

در این پایان نامه چرخه های عملکرد یک موتور احتراق داخلی جرقه ای چهار زمانه، با استفاده از روابط ترمودینامیکی و همچنین روابط تجربی شبیه سازی شده و پارامترهای ترمودینامیکی داخل موتور مانند دما و فشار و حجم در هر لحظه به صورت تابعی از زاویه Crank بدست می آیند. برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جا به جایی از روابط وشنی و آناند استفاده شده است. در این شبیه سازی، موتور به صورت دو بعدی در نظر گرفته شده و انتقال حرارت هدایتی روی پیستون، با نوشتن معادله انتقال حرارت گذرا و گسسته کردن معادلات، و سپس حل معادلات برای تمام نقاط، مورد محاسبه قرار گرفت.

کلید واژه: موتور احتراق داخلی، شبیه سازی، انتقال حرارت

فهرست مطالب

عنوان	صفحه
فهرست جدول‌ها	ج
فهرست شکل‌ها	د
فهرست علائم و نشانه‌ها	ی
فصل ۱- مقدمه	۱۳
۱-۱- پیشگفتار	۱۳
۲-۱- تاریخچه	۱۴
۳-۱- هدف از انجام تحقیق	۵۴
فصل ۲- مدل‌سازی موتور	۵۵
۱-۲- مقدمه	۵۵
۲-۲- پارامترهای موتور	۵۵
۱-۲-۲- سرعت متوسط پیستون	۵۵
۲-۲-۲- حجم محفظه احتراق	۵۶
۳-۲-۲- مساحت محفظه احتراق	۵۸
۴-۲-۲- کار	۵۸
۵-۲-۲- فشار مؤثر متوسط	۶۱
۶-۲-۲- گشتاور و توان	۶۱
۷-۲-۲- نسبت هوا به سوخت و نسبت سوخت به هوا	۶۳
۸-۲-۲- نسبت هم‌ارزی (Φ)	۶۳
۹-۲-۲- مصرف سوخت ویژه	۶۳
۱۰-۲-۲- بازده های موتور	۶۵
فصل ۳- مدل‌سازی ترمودینامیکی	۶۷
۱-۳- مقدمه	۶۷
۲-۳- چرخه اتو	۶۸
۱-۲-۳- تحلیل ترمودینامیکی چرخه استاندارد هوای اتو	۷۳
۳-۳- احتراق	۷۶
۱-۳-۳- احتراق در موتورهای SI	۷۶
۲-۳-۳- مدل‌سازی احتراق	۷۹
۴-۳- ترمودینامیک	۸۲
۵-۳- گرمای آزاد شده	۸۴
۶-۳- نرخ سوختن	۸۴

۸۵	انتقال حرارت در محفظه های احتراق	۷-۳
۸۶	انتقال حرارت از سطح گاز سیلندر	۱-۷-۳
۸۸	دبی جرمی داخل سیلندر	۸-۳
۸۹	اگرزری و قابلیت کاردهی	۹-۳
۹۲	فصل ۴ - مدلسازی انتقال حرارت هدایتی در پیستون	
۹۲	مقدمه	۱-۴
۹۲	معادلات دیفرانسیل جزئی	۲-۴
۹۳	معادلات دیفرانسیل جزئی سهموی	۱-۲-۴
۹۷	معادلات دیفرانسیل جزئی بیضوی	۲-۲-۴
۱۰۰	انتقال حرارت هدایتی در پیستون	۳-۴
۱۰۰	تحلیل مساله به صورت یک بعدی	۱-۳-۴
۱۰۱	تحلیل مساله به صورت دو بعدی	۲-۳-۴
۱۰۳	فصل ۵ - نتایج	
۱۰۳	شبیه سازی چرخه موتور	۱-۵
۱۰۴	مدل کردن توزیع دما روی پیستون	۲-۵
۱۰۴	حالت یک بعدی	۱-۲-۵
۱۰۵	حالت دو بعدی	۲-۲-۵
۱۰۷	بررسی نتایج	۳-۵
۱۰۷	اثرات نسبت تراکم	۱-۳-۵
۱۱۵	اثرات دور موتور	۲-۳-۵
۱۲۰	اثرات نسبت تعادل	۳-۳-۵
۱۲۷	اثرات زمان جرقه زدن	۴-۳-۵
۱۳۳	اثرات مدت زمان احتراق	۵-۳-۵
۱۳۸	اثرات نوع سوخت	۶-۳-۵
۱۴۵	نوع سوپاپهای ورودی و خروجی	۷-۳-۵
۱۵۲	اثرات تایمینگ سوپاپها	۸-۳-۵
۱۶۰	نتیجه گیری	۴-۵
۱۶۲	واژه نامه فارسی به انگلیسی	
۱۶۳	واژه نامه انگلیسی به فارسی	
۱۶۴	فهرست مراجع	

فهرست جدول‌ها

عنوان	صفحه
جدول ۱-۱: نتایج برای RPM ۲۰۰۰ و بار نصف [۲].....	۱۷
جدول ۱-۲: نتایج برای RPM ۲۰۰۰ و بار کامل [۲].....	۱۷
جدول ۱-۳: نتایج برای RPM ۴۰۰۰ و بار نصف [۲].....	۱۸
جدول ۱-۴: نتایج برای RPM ۴۰۰۰ و بار کامل [۲].....	۱۸
جدول ۱-۵: مقادیر فشار متوسط گرفته شده در شرایط مختلف [۵].....	۲۸
جدول ۱-۶: مقادیر جمله اول موج C_1 در شرایط مختلف [۵].....	۲۹
جدول ۱-۷: مقدار جمله اول زاویه فاز در شرایط مختلف [۵].....	۳۰
جدول ۱-۸: جمله آخر زاویه فاز در شرایط مختلف [۵].....	۳۰
جدول ۵-۱: داده های خواص برخی سوختها [۱۳].....	۱۳۹
جدول ۵-۲: مقادیر بدست آمده از شبیه سازی برای سوختهای مختلف.....	۱۳۹
جدول ۵-۳: ابعاد قطر سروسوپاپ بر حسب قطر سیلندر برای شکل‌های مختلف محفظه احتراق [۱۳].....	۱۴۵

فهرست شکل‌ها

عنوان	صفحه
شکل ۱- 1: نمودار جریان حجمی بر حسب زاویه Crank [۱]	۱۵
شکل ۱- 2: مقایسه فشار میانگین در نزدیکی TDC [۱]	۱۵
شکل ۱- 3: دیاگرام فشار نسبت به زاویه crank [۲]	۱۷
شکل ۱- 4: تخمین مقدار سوخت واکنش دهنده بوسیله تابع ویب [۳]	۱۹
شکل ۱- 5: سیستم بسته ترمودینامیکی در نظر گرفته شده و جریان قابلیت کاردهی [۳]	۱۹
شکل ۱- 6: قابلیت کاردهی موتور هنگامی که با دودکان کار می کند [۳]	۲۰
شکل ۱- 7: تاثیر افزایش و کاهش نرخ واکنش بر بازگشت ناپذیری احتراق [۳]	۲۱
شکل ۱- 8: مقایسه بازگشت ناپذیری احتراق برای سه سوخت [۳]	۲۱
شکل ۱- 9: نمودار تغییرات فشار داخل سیلندر با نسبت تراکم [۴]	۲۲
شکل ۱- 10: نمودار تغییرات کار خروجی از موتور با نسبت تراکم [۴]	۲۳
شکل ۱- 11: نمودار تغییر گرمای آزاد شده با نسبت تعادل [۴]	۲۳
شکل ۱- 12: نمودار تغییرات فشار داخل سیلندر با نسبت تعادل [۴]	۲۴
شکل ۱- 13: تغییرات فشار ترمزی و اندیکاتوری با زمان جرعه زدن [۴]	۲۴
شکل ۱- 14: تغییرات راندمان ترمودینامیکی ترمزی و اندیکاتوری با زمان جرعه زدن [۴]	۲۵
شکل ۱- 15: نمودار تغییرات فشار داخل سیلندر با مدت زمان احتراق [۴]	۲۵
شکل ۱- 16: تغییرات راندمان ترمودینامیکی ترمزی و اندیکاتوری با مدت زمان احتراق [۴]	۲۶
شکل ۱- 17: نمودار تغییرات مصرف سوخت ویژه ترمزی و اندیکاتوری با مدت زمان احتراق [۴]	۲۶
شکل ۱- 18: فشارهای اندازه گیری شده در ۱۲۰۰ RPM [۵]	۲۷
شکل ۱- 19: نمودار دامنه موج بر حسب مرتبه هارمونیک [۵]	۲۸
شکل ۱- 20: نمودار دامنه موج نرمالیزه شده بر حسب مرتبه موج [۵]	۲۹
شکل ۱- 21: نمودار نرمالیزه شده متوسط [۵]	۲۹
شکل ۱- 22: مقایسه فشار داخل سیلندر اندازه گیری شده و باز سازی شده [۵]	۳۱
شکل ۱- 23: وضعیتهای مختلف شعله در حالتی که شمع در مرکز قرار دارد [۶]	۳۲
شکل ۱- 24: وضعیت جبهه شعله در حالتی که شمع در مرکز نباشد [۶]	۳۳
شکل ۱- 25: نمودار فشار داخل سیلندر برای زمانهای جرعه زنی مختلف و ۶۰٪ انحراف از مرکز [۶]	۳۴
شکل ۱- 26: نمودار تغییرات راندمان حجمی با زمان پاشش سوخت [۷]	۳۵
شکل ۱- 27: نمودار تغییر فشار موثر میانگین ترمزی با زمان پاشش سوخت [۷]	۳۵
شکل ۱- 28: نمودار تغییرات فشار داخل سیلندر در زمانهای پاشش مختلف [۷]	۳۶
شکل ۱- 29: تغییرات آلاینده های خروجی از موتور با زمان پاشش سوخت [۷]	۳۶
شکل ۱- 30: نحوه انجام آزمایش [۸]	۳۷

- شکل ۱- 31: فشار مکش اندازه گیری شده در منیفولد در دور 2000 RPM و برای نسبتهای مختلف هوا به سوخت [۸]..... 38
- شکل ۱- 32: فشار داخل سیلندر اندازه گیری شده در 2000 RPM [۸]..... 38
- شکل ۱- 33: مقایسه توان ترمزی آزمایشگاهی با نتایج مدلسازی برای نسبتهای سوخت به هوای مختلف [۸]..... 39
- شکل ۱- 34: مقایسه نتایج آزمایشگاهی با نتایج مدلسازی برای فشار در منیفولد ورودی [۸]..... 39
- شکل ۱- 35: فشار داخل سیلندر آزمایشگاهی و مدلسازی شده برای نسبتهای هوا به سوخت مختلف [۸]..... 40
- شکل ۱- 36: حجم کنترل در نظر گرفته شد برای تحلیل [۹]..... 41
- شکل ۱- 37: مقایسه نمودارهای کسر جرم سوخته شده نسبت به زاویه crank در 4000 RPM [۹]..... 42
- شکل ۱- 38: نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت نسبت به زاویه crank در 4000 RPM و نسبت هم ارزی ۱,۱ [۹]..... 42
- شکل ۱- 39: نمودار فشار - حجم تجربی و شبیه سازی شده در دور 4000 RPM [۹]..... 43
- شکل ۱- 40: نمودار تغییرات قابلیت‌های کاردهی برای سوخت گاز طبیعی فشرده [۹]..... 44
- شکل ۱- 41: مقادیر قابلیت‌های کاردهی سوخت برای نسبت هم ارزی ۱,۱ [۹]..... 45
- شکل ۱- 42: شبکه بندی محفظه احتراق [۱۰]..... 46
- شکل ۱- 43: مقایسه کار تولیدی از بنزین و گاز طبیعی نسبت به زاویه crank [۱۰]..... 47
- شکل ۱- 44: نمودار تغییرات دمای محفظه احتراق برای سوختهای بنزین و گاز طبیعی [۱۰]..... 47
- شکل ۱- 45: ترموکوپل مورد استفاده برای ثبت شار حرارتی که در دیواره سیلندر جاسازی شده است [۱۱]..... 49
- شکل ۱- 46: نمودار تغییرات فشار و شار حرارتی سیلندر و منیفولد خروجی [۱۱]..... 50
- شکل ۱- 47: نمودار تغییرات فشار و شار حرارتی سیلندر و دمای سطح سر سیلندر [۱۱]..... 50
- شکل ۱- 48: شبکه بندی سیلندر و پیستون [۱۲]..... 51
- شکل ۱- 49: تبدیل مختصات فیزیکی به مختصات محاسباتی [۱۲]..... 52
- شکل ۱- 50: شبکه بندی مساله و شرایط مرزی [۱۲]..... 52
- شکل ۱- 51: مقایسه دمای سطح سر سیلندر برای دو حالت محاسباتی و آزمایشگاهی [۱۲]..... 53
- شکل ۱- 52: توزیع دما روی پیستون [۱۲]..... 53
- شکل ۲- 1: پارامترهای هندسی موتور..... 55
- شکل ۲- 2: دیاگرام اندیکاتوری []..... 59
- شکل ۲- 3: دیاگرام اندیکاتوری [۱۴]..... 60
- شکل ۲- 4: نمودار تغییرات گشتاور و توان نسبت به دور موتور [۱۴]..... 62
- شکل ۲- 5: نمودار تغییرات مصرف سوخت با دور موتور [۱۴]..... 64
- شکل ۳- 1: چرخه اتو..... 68
- شکل ۳- 2: مکش گاز به داخل سیلندر..... 69

- شکل ۳-۳: مرحله تراکم ۶۹
- شکل ۳-۴: مرحله احتراق ۷۰
- شکل ۳-۵: مرحله قدرت ۷۱
- شکل ۳-۶: خروج آبی گازها ۷۱
- شکل ۳-۷: مرحله تخلیه ۷۲
- شکل ۳-۸: چرخه اتو ۷۳
- شکل ۳-۹: نمودار تغییرات بازده حرارتی با نسبت تراکم ۷۶
- شکل ۳-۱۰: نواحی مختلف احتراق در موتور احتراق جرقه ای [۱۵] ۸۰
- شکل ۳-۱۱: نمودار تغییرات کسر جرم سوخته شده [۱۵] ۸۱
- شکل ۳-۱۲: نمودار کسر جرم سوخته شده برای یک موتور احتراق جرقه ای ۸۴
- شکل ۳-۱۳: نمودار انتقال حرارت ۸۵
- شکل ۴-۱: روش پیشرو نسبت به زمان و تفاضل مرکزی نسبت به مکان ۹۴
- شکل ۴-۲: روش دوفورت-فرانکل ۹۵
- شکل ۴-۳: روش لاسونن ۹۶
- شکل ۴-۴: روش کرانک-نیکولسون ۹۶
- شکل ۴-۵: روش پنج نقطه ای ۹۷
- شکل ۴-۶: روش نه نقطه ای ۹۸
- شکل ۴-۷: روش گوس-سایدل نقطه به نقطه ۱۰۰
- شکل ۴-۸: مساله یک بعدی و شرایط مرزی ۱۰۱
- شکل ۴-۹: مساله دو بعدی و شرایط مرزی ۱۰۲
- شکل ۵-۱: مساله دو بعدی و شرایط مرزی ۱۰۶
- شکل ۵-۲: نمودار تغییرات راندمان ترمودینامیکی اندیکاتوری و ترمزی با نسبت تراکم ۱۰۷
- شکل ۵-۳: منحنی تغییرات فشار با حجم سیلندر برای نسبت تراکم های مختلف ۱۰۸
- شکل ۵-۴: نمودار تغییرات فشار داخل سیلندر با زاویه Crank برای نسبت تراکم های مختلف ۱۰۸
- شکل ۵-۵: نمودار تغییرات کار انجام شده با زاویه Crank برای نسبت تراکم های مختلف ۱۰۹
- شکل ۵-۶: نمودار تغییرات قابلیت‌های کاردهی و بازگشت ناپذیری با نسبت تراکم ۱۱۰
- شکل ۵-۷: ترمهای مختلف اگزرژی در نسبت تراکم ۵ ۱۱۰
- شکل ۵-۸: ترمهای مختلف اگزرژی در نسبت تراکم ۷ ۱۱۱
- شکل ۵-۹: ترمهای مختلف اگزرژی در نسبت تراکم ۹ ۱۱۱
- شکل ۵-۱۰: نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت با زاویه Crank برای نسبت تراکم های مختلف ۱۱۲
- شکل ۵-۱۱: نمودار تغییرات دمای داخل سیلندر با زاویه Crank برای نسبت تراکم های مختلف ۱۱۲
- شکل ۵-۱۲: توزیع دمای یک بعدی روی پیستون برای نسبت تراکم ۵ ۱۱۳
- شکل ۵-۱۳: توزیع دمای یک بعدی روی پیستون برای نسبت تراکم ۱۱ ۱۱۳
- شکل ۵-۱۴: توزیع دمای دوبعدی پیستون در نسبت تراکم ۵ و زاویه شاتون ۳۶۰ ۱۱۴

- شکل ۵- 15: توزیع دمای دوبعدی پیستون در نسبت تراکم ۱۱ و زاویه شاتون ۳۶۰..... ۱۱۴
- شکل ۵- 16: نمودار تغییرات فشار موثر میانگین اندیکاتوری و ترمزی با دور موتور..... ۱۱۵
- شکل ۵- 17: نمودار تغییرات قابلیت‌های کاردهی و بازگشت ناپذیری با دور موتور..... ۱۱۶
- شکل ۵- 18: نمودار تغییرات راندمان با دور موتور..... ۱۱۶
- شکل ۵- 19: نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت در دورهای مختلف ۱۵۰۰ تا ۴۰۰۰ rpm..... ۱۱۷
- شکل ۵- 20: تغییرات دمای گازهای داخل سیلندر با دور موتور..... ۱۱۸
- شکل ۵- 21: توزیع دمای یک بعدی پیستون برای کارکرد موتور با دور ۱۵۰۰..... ۱۱۸
- شکل ۵- 22: توزیع دمای یک بعدی پیستون برای ۴۰۰۰ دور..... ۱۱۹
- شکل ۵- 23: توزیع دمای دوبعدی پیستون برای دور ۱۵۰۰ و زاویه شاتون ۳۶۰..... ۱۱۹
- شکل ۵- 24: توزیع دمای دوبعدی پیستون در دور ۴۰۰۰ و زاویه شاتون ۳۶۰..... ۱۲۰
- شکل ۵- 25: نمودار تغییرات نرخ گرمای آزاد شده با زاویه Crank برای مقادیر مختلف نسبت تعادل..... ۱۲۰
- شکل ۵- 26: منحنی تغییرات فشار با حجم پیستون برای مقادیر مختلف نسبت تعادل..... ۱۲۱
- شکل ۵- 27: منحنی تغییرات فشار با زاویه Crank برای مقادیر مختلف نسبت تعادل..... ۱۲۲
- شکل ۵- 28: نمودار کار انجام شده با زاویه Crank برای مقادیر مختلف نسبت تعادل..... ۱۲۲
- شکل ۵- 29: نمودار تغییرات فشار موثر میانگین..... ۱۲۳
- شکل ۵- 30: نمودار تغییرات قابلیت‌های کاردهی و بازگشت ناپذیری با نسبت تعادل..... ۱۲۳
- شکل ۵- 31: نمودار ضریب انتقال حرارت با زاویه Crank برای مقادیر مختلف نسبت تعادل..... ۱۲۴
- شکل ۵- 32: نمودار تغییرات دما با زاویه Crank برای مقادیر مختلف نسبت تعادل..... ۱۲۵
- شکل ۵- 33: توزیع دمای یک بعدی پیستون در حالتی که موتور با نسبت تعادل ۰,۸ کار می کند..... ۱۲۵
- شکل ۵- 34: توزیع دمای یک بعدی پیستون در حالتی که موتور با نسبت تعادل ۱,۱ کار می کند..... ۱۲۶
- شکل ۵- 35: توزیع دمای دوبعدی پیستون در حالت نسبت تعادل ۰,۸ و زاویه شاتون ۳۶۰..... ۱۲۶
- شکل ۵- 36: توزیع دمای دوبعدی پیستون در حالت نسبت تعادل ۱,۱ و زاویه شاتون ۳۶۰..... ۱۲۷
- شکل ۵- 37: تاثیر زمان جرقه زدن بر روی فشار داخل سیلندر..... ۱۲۷
- شکل ۵- 38: نمودار تغییرات فشار موثر میانگین با زمان جرقه زدن..... ۱۲۸
- شکل ۵- 39: تاثیر زمان جرقه زدن بر روی قابلیت‌های کاردهی و بازگشت ناپذیری..... ۱۲۹
- شکل ۵- 40: تاثیر زمان جرقه زدن بر روی راندمان ترمودینامیکی اندیکاتوری..... ۱۲۹
- شکل ۵- 41: نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت برای مقادیر مختلف زمان جرقه زدن..... ۱۳۰
- شکل ۵- 42: نمودار تغییرات دمای داخل سیلندر برای مقادیر مختلف زمان جرقه زدن..... ۱۳۱
- شکل ۵- 43: پروفیل تغییرات دمای پیستون برای زمان جرقه زدن ۱۰ درجه قبل از TDC..... ۱۳۱
- شکل ۵- 44: پروفیل تغییرات دمای پیستون برای زمان جرقه زدن ۳۰ درجه قبل از TDC..... ۱۳۲
- شکل ۵- 45: توزیع دمای روی پیستون با زمان جرقه زنی ۱۰ درجه قبل از TDC و زاویه شاتون ۳۶۰..... ۱۳۲
- شکل ۵- 46: توزیع دمای روی پیستون با زمان جرقه زنی ۳۰ درجه قبل از TDC و زاویه شاتون ۳۶۰..... ۱۳۳

- شکل ۵- 47: نمودار تغییرات فشار داخل سیلندر با مدت زمان احتراق ۱۳۴
- شکل ۵- 48: نمودار تغییرات فشار موثر میانگین با مدت زمان احتراق ۱۳۴
- شکل ۵- 49: نمودار تغییرات راندمان ترمودینامیکی با مدت زمان احتراق ۱۳۵
- شکل ۵- 50: تاثیر مدت زمان احتراق بر روی قابلیت‌های کاردهی و بازگشت ناپذیری ۱۳۵
- شکل ۵- 51: نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت با مدت زمان احتراق ۱۳۶
- شکل ۵- 52: نمودار تغییرات دمای داخل سیلندر با مدت زمان احتراق ۱۳۶
- شکل ۵- 53: توزیع دمای یک بعدی پیستون در حالتی که مدت زمان احتراق ۱۵ درجه در نظر گرفته شده است ۱۳۷
- شکل ۵- 54: توزیع دمای یک بعدی پیستون در حالتی که مدت زمان احتراق ۴۰ درجه در نظر گرفته شده است ۱۳۷
- شکل ۵- 55: تغییرات دما روی پیستون در زاویه شاتون ۳۶۰ در حالتی که مدت زمان احتراق ۱۵ درجه باشد ۱۳۸
- شکل ۵- 56: تغییرات دما روی پیستون در زاویه شاتون ۳۶۰ در حالتی که مدت زمان احتراق ۴۰ درجه باشد ۱۳۸
- شکل ۵- 57: مقایسه فشار موثر میانگین اندیکاتوری و ترمزی برای سوخت‌های مختلف ۱۴۰
- شکل ۵- 58: راندمان ترمودینامیکی اندیکاتوری و ترمزی موتور برای سوخت‌های مختلف ۱۴۰
- شکل ۵- 59: آگرژی انتقال حرارت برای سوخت‌های مختلف ۱۴۱
- شکل ۵- 60: آگرژی کار برای سوخت‌های مختلف ۱۴۱
- شکل ۵- 61: مقایسه بازگشت ناپذیریها برای سوخت‌های مختلف ۱۴۲
- شکل ۵- 62: تغییرات دمای گازهای داخل سیلندر برای سوخت‌های مختلف ۱۴۲
- شکل ۵- 63: توزیع دمای یک بعدی پیستون برای موتوری که با اکتان کار می کند ۱۴۳
- شکل ۵- 64: توزیع دمای دو بعدی پیستون در زاویه شاتون ۳۶۰ برای موتوری که با اکتان کار می کند ۱۴۳
- شکل ۵- 65: توزیع دمای یک بعدی پیستون برای موتوری که با متان کار می کند ۱۴۴
- شکل ۵- 66: توزیع دمای دو بعدی پیستون در زاویه شاتون ۳۶۰ برای موتوری که با متان کار می کند ۱۴۴
- شکل ۵- 67: نرخ ورود جرم به داخل سیلندر برای سوپاپ‌های مختلف ۱۴۵
- شکل ۵- 68: جریان جرم خروجی از سیلندر برای سوپاپ‌های مختلف ۱۴۶
- شکل ۵- 69: مقادیر محاسبه شده فشار موثر میانگین ترمزی و اندیکاتوری برای سوپاپ‌های مختلف ۱۴۶
- شکل ۵- 70: راندمان ترمودینامیکی اندیکاتوری و ترمزی برای سوپاپ‌های مختلف ۱۴۷
- شکل ۵- 71: مقایسه آگرژی های جریان ورودی و خروجی برای سوپاپ‌های مختلف ۱۴۷
- شکل ۵- 72: مقایسه بازگشت ناپذیریهای فرآیند برای سوپاپ‌های مختلف ۱۴۸
- شکل ۵- 73: روند تغییرات دمای گازهای داخل سیلندر برای سوپاپ‌های مختلف ۱۴۸
- شکل ۵- 74: پروفیل توزیع دمای یک بعدی سوپاپ Hemispherical ۱۴۹

- شکل ۵- 75: پروفیل توزیع دمای دو بعدی سوپاپ Hemispherical در زاویه شاتون ۳۶۰.....۱۴۹
- شکل ۵- 76: پروفیل توزیع دمای یک بعدی سوپاپ Pent Roof.....۱۵۰
- شکل ۵- 77: پروفیل توزیع دمای دو بعدی سوپاپ Pent Roof در زاویه شاتون ۳۶۰.....۱۵۰
- شکل ۵- 78: پروفیل توزیع دمای یک بعدی سوپاپ Wedge.....۱۵۱
- شکل ۵- 79: پروفیل توزیع دمای دو بعدی سوپاپ Wedge در زاویه شاتون ۳۶۰.....۱۵۱
- شکل ۵- 80: تغییرات دبی جرم ورودی به سیلندر با تغییر زمان باز شدن سوپاپ ورودی.....۱۵۲
- شکل ۵- 81: تغییرات راندمان ترمودینامیکی اندیکاتوری با زمان باز شدن سوپاپ ورودی.....۱۵۳
- شکل ۵- 82: نمودار تغییرات بازگشت ناپذیری چرخه با زمان باز شدن سوپاپ ورودی.....۱۵۳
- شکل ۵- 83: نمودار تغییرات دبی جرمی ورودی به داخل سیلندر با زمان بسته شدن سوپاپ ورودی.....۱۵۴
- شکل ۵- 84: نمودار تغییرات راندمان ترمودینامیکی اندیکاتوری با زمان بسته شدن سوپاپ ورودی.....۱۵۴
- شکل ۵- 85: تغییرات دبی جرم خروجی از سیلندر با زمان باز شدن سوپاپ خروجی.....۱۵۵
- شکل ۵- 86: نمودار تغییرات راندمان ترمودینامیکی اندیکاتوری با زمان باز شدن سوپاپ خروجی.....۱۵۵
- شکل ۵- 87: نمودار تغییرات بازگشت ناپذیریهای فرآیند با زمان بسته شدن سوپاپ خروجی.....۱۵۶
- شکل ۵- 88: نمودار تغییرات راندمان ترمودینامیکی اندیکاتوری با زمان بسته شدن سوپاپ خروجی.....۱۵۷
- شکل ۵- 89: نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت گازهای داخل سیلندر با زاویه Crank.....۱۵۷
- شکل ۵- 90: نمودار تغییرات دمای گازهای داخل سیلندر با زاویه Crank.....۱۵۸
- شکل ۵- 91: پروفیل توزیع دمای یک بعدی پیستون.....۱۵۸
- شکل ۵- 92: پروفیل توزیع دمای دو بعدی پیستون در زاویه شاتون ۳۶۰.....۱۵۹

فهرست علائم و نشانه‌ها

عنوان	علامت اختصاری
ثابت تابع ویب	a
مساحت محفظه احتراق	A
مساحت سطح سر سیلندر	A_{ch}
مساحت جبهه شعله	A_f
مساحت سر پیستون	A_p
مساحت سطح مقطع سوپاپها	A_R
نسبت هوا به سوخت	AF
فشار مؤثر متوسط ترمزی	b_{mep}
مصرف سوخت ویژه ترمزی	$bsfc$
ضریب تخلیه سوپاپها	C_D
گرمای ویژه سوخت	C_{fl}
ظرفیت گرمایی ویژه فشار ثابت	C_p
ظرفیت گرمایی ویژه حجم ثابت	C_v
نرخ جرم سوخته شده	dm_b
تغییر انرژی درونی سیستم	du
تغییر جزء حجم	dV
نسبت سوخت به هوا	FA
ضریب شعله آشفته	ff
ضریب انتقال حرارت جا به جایی	h
ضریب انتقال حرارت جا به جایی سیال خنک کننده	h_c
ضریب انتقال حرارت جا به جایی گازها	h_g
آنتالپی سکون جریان	h_{oi}
فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری	i_{mep}
مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری	$isfc$
ضریب انتقال حرارت رسانایی	k
ثابت تابع ویب	m
جرم گاز داخل سیلندر	m
نرخ انتقال جرم	\dot{m}
جرم هوای داخل سیلندر	m_a
جرم سوخت داخل سیلندر	m_f

m_i	جرم ورودی به حجم کنترل
mep	فشار مؤثر متوسط
Nu	عدد نوسلت
P	فشار داخل سیلندر
P_0	فشار گاز ورودی به سیلندر
\dot{q}	نرخ انتقال حرارت
Q_{HV}	ارزش گرمایی سوخت
Q_m	گرمای اضافه شده در طی احتراق
Q_s	حرارت منتقل شده به حجم کنترل
R	ثابت جهانی گازها
r_c	نسبت تراکم
Re	عدد رینولدز
S	کورس پیستون
SFC	مصرف سوخت ویژه
T	دمای داخل سیلندر
T_0	دمای گاز ورودی به سیلندر
T_g	دمای گازهای داخل سیلندر
T_s	دمای سطح
T_W	دمای دیواره سیلندر
u	انرژی درونی سیستم
u_l	سرعت شعله آرام
v	حجم مخصوص
V	حجم محفظه احتراق
V_c	حجم مرده
V_d	حجم جا به جایی
v_p	سرعت متوسط پیستون
w	کار ویژه
W	کار
W_b	کار ترمزی
\dot{W}_b	توان ترمزی
\dot{W}_f	توان اصطکاکی
W_i	کار اندیکاتوری
\dot{W}_i	توان اندیکاتوری

$x(\theta)$	کسر جرم سوخته شده
α	ضریب پخش حرارتی
Δt	گام زمانی
Δx	فاصله دو المان
$\Delta \theta_b$	مدت زمان احتراق
Φ	نسبت هم ارزی
η_c	راندمان احتراق
η_f	بازده تبدیل سوخت
η_m	بازده مکانیکی
η_r	بازده حرارتی
η_v	بازده حجمی
γ	نسبت گرمای ویژه سیال
θ	زاویه لنگ
θ_0	زاویه شروع احتراق
ρ	چگالی سیال
ρ_u	چگالی گازهای نسوخته
τ	گشتاور
v	لزجت سیال
ω	سرعت دورانی موتور

فصل ۱- مقدمه

۱-۱- پیشگفتار

موتورهای احتراق داخلی به منظور تولید توان مکانیکی از انرژی شیمیایی ذخیره شده در سوخت، بوجود آمده اند. انرژی شیمیایی سوخت ابتدا توسط احتراق یا اکسیداسیون با هوا در داخل موتور به انرژی حرارتی تبدیل می شود. این انرژی حرارتی باعث افزایش دما و فشار گازهای داخل موتور می شود و سپس گاز با فشار زیاد در برابر مکانیزمهای مکانیکی موتور منبسط می گردد. این انبساط توسط اتصالات مکانیکی موتور، به حرکت یک میل لنگ دوار تبدیل می گردد که خروجی موتور می باشد. میل لنگ به نوبه خود به یک مجموعه انتقال قدرت متصل می شود تا انرژی مکانیکی دورانی را به مصرف نهایی مطلوب برساند.

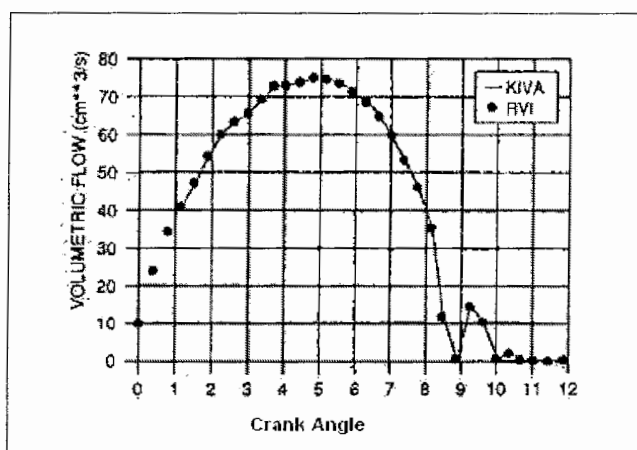
برای موتورها، این مصرف نهایی اغلب پیشرانگی یک وسیله نقلیه مثل خودرو سواری، لوکوموتیو، شناورهای دریایی یا هواپیما خواهد بود. سایر کاربردها شامل موتورهای ثابت برای به حرکت در آوردن ژنراتورها، پمپها و موتورهای قابل حمل برای مواردی نظیر آره های زنجیری و چمن زنها می باشد. اکثر موتورهای احتراق داخلی، موتورهای رفت و برگشتی می باشند که دارای پیستونهایی هستند که درون موتور، در سیلندرها به سمت عقب و جلو حرکت رفت و برگشتی دارند. سایر انواع موتورهای احتراق داخلی در تعداد کمتر نیز موجودند که یکی از مهمترین این موتورها موتورهای دورانی می باشند. موتورهای احتراق داخلی شامل موتورهای احتراق جرقه ای، (که گاهی موتورهای اتو یا موتورهای بنزینی نامیده می شوند، هرچند که سوختههای دیگر را نیز می توان به کار برد) و موتورهای احتراق تراکمی یا دیزلی می باشند.

این دو نوع موتور، به علت سادگی، استحکام و بالا بودن نسبت قدرت به وزن در حمل و نقل و تولید قدرت کاربرد گسترده ای یافته اند. این حقیقت که احتراق درون اجزاء مولد کار این موتورها رخ می دهد، باعث می شود که مشخصه های طراحی و عملکردی آنها با دیگر انواع موتورها تفاوت اساسی داشته باشد. شبیه سازی موتور یک روش خوب برای پیش بینی عملکرد آن بدون انجام هیچ آزمایشی می باشد. همچنین برای بررسی عملکرد پارامترهای مختلفی که اندازه گیری آنها می تواند مشکل باشد مثل جرم هوای محبوس شده در یک موتور دو زمانه یا توربوشارژ شده می توان از شبیه سازی استفاده نمود. روشن است که به این وسیله می توان عملکرد پارامترهای مختلف موتور را بدون ساختن موتور، انجام آزمایش و تحلیل نتایج مورد بررسی قرار داد. مدلسازی منجر به صرفه جویی در وقت و هزینه می شود، ولی فرآیندهایی که در یک موتور احتراق داخلی صورت می گیرند بسیار پیچیده بوده و بیشتر آنها را نمی توان با معادلات ابتدایی مدل نمود. مثلاً حرکت هوا در سیلندر را در نظر بگیرید. ممکن است بتوان با استفاده از روشهای^۱ CFD حرکت کلی جریان مانند چرخشها و سرعتهای محوری را محاسبه نمود ولی مدلسازی توربولانس پیچیده می باشد و نیاز به آزمایشات تجربی برای اعتبار سنجی نتایج دارد.

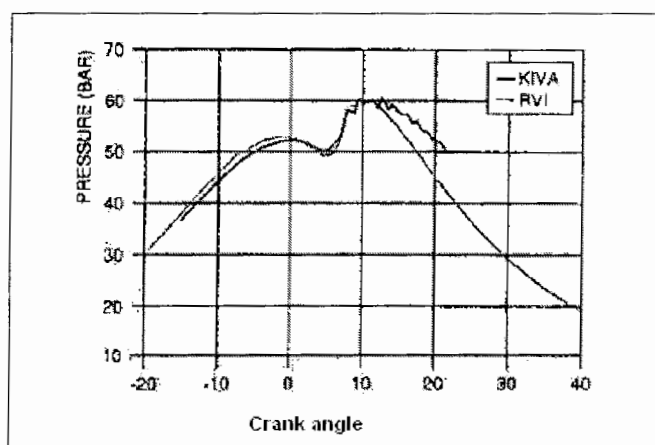
^۱ Computational Fluid Dynamics

واکنشهای شیمیایی مخلوط گازهای ایده آل بر پایه روش حجم محدود^۱ که روش ALE^۲ نامیده می شود، حل می شوند.

در نوشتن این کد تلاش زیادی شد تا شبیه سازیهای انجام شده، نتایجی شبیه نتایج آزمایشگاهی بدست دهند. تحقیقات آزمایشگاهی مورد استفاده قرار گرفت دارای یک جداره شفاف از جنس کوارتز بود که این پنجره در بالای محفظه احتراق جاسازی شده بود. در موتورهای رفت و برگشتی، این پنجره به دلیل وجود دوده های حاصل از احتراق و نیز روغنکاری، زود کثیف می شد. به همین دلیل در آزمایشات انجام شده از روغن برای روغنکاری استفاده نشد و موتور در هر آزمایش برای مدت محدودی کار می کرد. از این نتایج بدست آمده برای اعتبار سنجی کد KIVA II استفاده شد.



شکل ۱-۱: نمودار جریان حجمی بر حسب زاویه Crank [۱]



شکل ۱-۲: مقایسه فشار میانگین در نزدیکی TDC [۱]

^۱ Finite volume method

^۲ Arbitrary Lagrangian-Eulerian Method

^۳ Renault Vehicules Industriels

پیش بینی فشار داخل سیلندر به ما این امکان را می دهد که فرآیندهایی را که در داخل سیلندر اتفاق می افتد مثل واکنشهای بین گازها و وضعیت فیلم روغن و ... بهتر مطالعه کنیم. مشکلی که در جمع آوری داده های یک موتور وجود دارد این است که زمان دقیق جرقه زدن نسبت به سرعت موتور مشخص نیست [۲]. حدس زده می شود که جرقه زدن بین ۲۵ تا ۵ درجه قبل از TDC اتفاق می افتد و احتراق ۶۰ تا ۸۰ درجه طول می کشد [۲]. مدلی که بوسیله Paulina S. Kuo در سال ۱۹۹۶ بوسیله فرترن برنامه نویسی شد، فشار داخل سیلندر را در طی مراحل مکش، تراکم، احتراق و تخلیه پیش بینی می کند. فشار به صورت تابعی از زاویه Crank در طول ۷۲۰ درجه از چرخه موتور مدلسازی می شود.

در مدلسازی مرحله تراکم از رابطه $PV^{\kappa} = Const.$ استفاده شد. به دلیل سرعت بالای پیستون و کوتاه بودن زمان تراکم از انتقال حرارت به دیواره های سیلندر چشم پوشی شد و مقدار نسبت گرماهای ویژه گاز در این مرحله، ثابت و برابر با ۱٫۳ قرار داده شد [۲].

در مدلسازی فرآیند احتراق از مدل MLK^1 استفاده شد. در این مدل کسر جرم سوخته شده به صورت تابعی از فشارها و حجمها بیان شده است.

$$x_b = \frac{PV^n - P_0V_0^n}{P_fV_f^n - P_0V_0^n} \quad (1-1)$$

که P_0 و V_0 ، فشار و حجم در شروع احتراق و P_f و V_f ، فشار و حجم در پایان مرحله احتراق می باشند [۲]. ثابت پلی تروپیک تقریباً مقداری برابر با نسبت گرماهای ویژه دارد و در مرحله احتراق ۱٫۲۵ در نظر گرفته شده است [۲].

از آنجاییکه احتراق تقریباً متقارن انجام می شود، حجم سیلندر در شروع احتراق تقریباً برابر با حجم سیلندر در پایان احتراق می باشد. به دلیل برابر بودن حجم در مرحله شروع و پایان احتراق، کار کمی روی پیستون انجام می شود و افزایش دمای گازها در نتیجه احتراق سوخت می باشد. دمای گازها در پایان مرحله احتراق را می توان با فرض اینکه تقریباً تمام انرژی سوخت به تغییر دمای گاز منجر شود، به صورت زیر پیدا کرد [۲]:

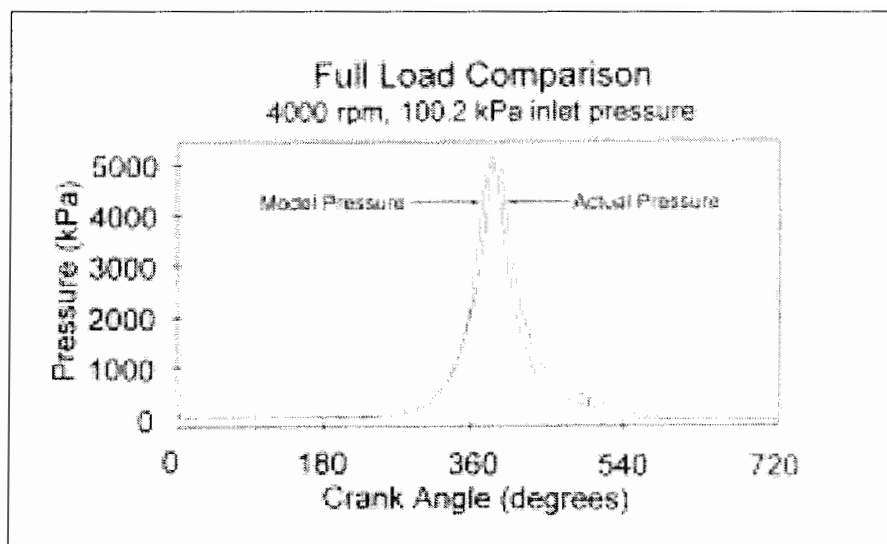
$$m_{total}c_v(T_f - T_{spark}) = Cm_{fuel}Q_{H.V} \quad (2-1)$$

در رابطه بالا T_{spark} دما در آغاز احتراق و T_f دما در پایان احتراق می باشد. C راندمان احتراق بوده که ۰٫۹۵ در نظر گرفته شده است.

این مدل افزایش دما حین احتراق را در نظر نمی گیرد. زیرا در مدل MLK واکنش بین گازها لحاظ نشده است. در فشارهای ورودی بالاتر گازهای داخل سیلندر داغتر بوده و احتراق که همان اکسیداسیون گازهاست، سریعتر انجام می شود.

در نمودار زیر نتیجه بدست آمده از این کد آورده شده است.

¹ McCuiston, Lavoie and Kauffman model.



شکل 3-1: دیاگرام فشار نسبت به زاویه crank [۲]

برای آزمایش این کد از نتایج آزمایشگاهی که از شرکت *Renault Production Engine* در سرعتها و فشارهای ورودی مختلف موتور، گرفته شده بود استفاده شد. در نتایج گرفته شده، زمان دقیق جرقه زدن و مدت زمان احتراق مشخص نبودند. با تغییر زمان جرقه زدن و مدت زمان احتراق در کد نوشته شده، بهترین منحنی که با داده های آزمایشگاهی منطبق بود بدست آمد و تقریبی از زمان احتراق را بدست می داد [۲]. در جداول زیر تعدادی از این نتایج آورده شده اند.

	Actual	Simulation	Difference
P_{max} (kPa)	890	975	9.5%
θ_{spark}	16° ATC	16° ATC	0°
P_{max}	3050	3050	0%
P_{min}	268	253	-5.6%

جدول 1-1: نتایج برای ۲۰۰۰ RPM و بار نصف [۲]

	Actual	Simulation	Difference
P_{max} (kPa)	1710	1870	11.9%
θ_{spark}	22° ATC	22° ATC	0°
P_{max}	3760	3760	0%
P_{min}	464	426	-8.2%

جدول 2-1: نتایج برای ۲۰۰۰ RPM و بار کامل [۲]

	Actual	Simulation	Difference
P_{max} (kPa)	546	494	-9.5%
$\theta_{\text{max pressure}}$	11° ATC	8° ATC	-3°
P_{max}	2720	2710	-0.3%
P_{min}	221	164	-25.8%

جدول 3-۱: نتایج برای ۴۰۰۰ RPM و بار نصف [۲]

	Actual	Simulation	Difference
P_{max} (kPa)	1420	1280	-9.9%
$\theta_{\text{max pressure}}$	20° ATC	13° ATC	-7°
P_{max}	5320	5280	-0.8%
P_{min}	585	400	-31.6%

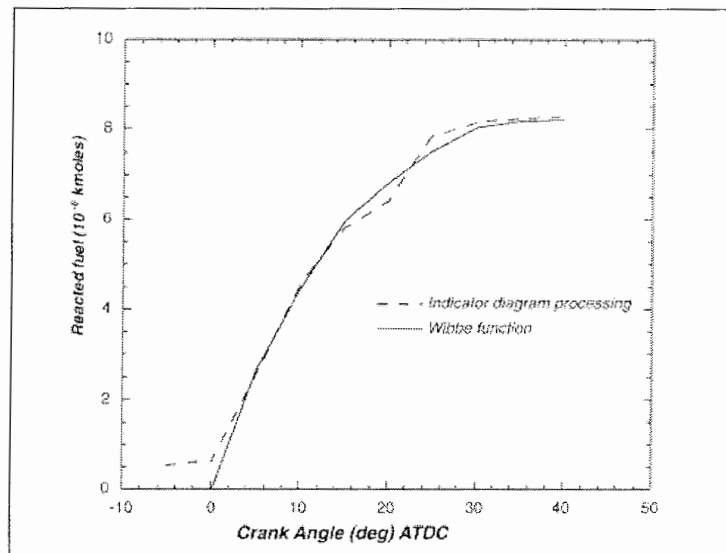
جدول 4-۱: نتایج برای ۴۰۰۰ RPM و بار کامل [۲]

مطالعات اخیر نشان می دهند که ۱/۳ انرژی سوخته‌های فسیلی در طی احتراق و تولید توان از بین می رود. بنابراین مدیریت صحیح و بهینه سازی سیستم های ترمودینامیکی مساله بسیار مهمی در تکنولوژیهای جدید است [۳].

در تحقیقی که توسط C.D. Rakopoulos و D.C. Kyritsis برای محاسبه کار قابل استحصال و نیز بازگشت ناپذیری احتراق در یک موتور احتراق داخلی چهار زمانه، با استفاده از قانون دوم ترمودینامیک ارائه شده است، سوخته‌های دودکان، متان و متانول مورد مقایسه قرار گرفته اند [۳].

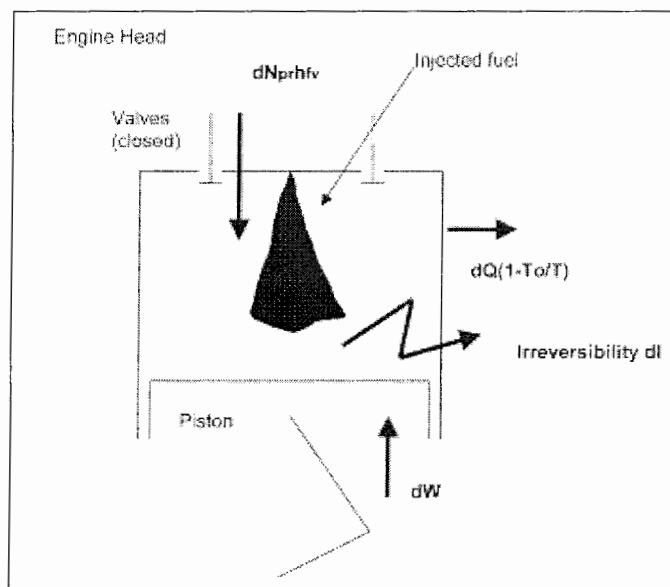
در این تحلیل از یک موتور Lister LVI دیزلی با پاشش مستقیم استفاده شد و موتور با مدل تک ناحیه ای شبیه سازی شد. در این ناحیه فرض شد که سیال عامل ترکیبی از ۱۰ جزء H_2 ، H_2O ، CO_2 ، N_2 ، O_2 ، H ، O ، CO ، NO ، OH و بخار سوخت باشد. تمامی این ۱۰ جزء به صورت گاز کامل در نظر گرفته شدند. با در دست داشتن داده های آزمایشگاهی پاشش سوخت برای دودکان، این داده ها برای سوخته‌های متان و متانول، از طریق محاسبه استخراج شدند و مقدار سوخت آماده شده و واکنش دهنده در محاسبات، مورد استفاده قرار گرفت [۳]. بدست آوردن شرایط ترمودینامیکی سیال عامل نیاز به محاسبه فشار، دما و جزء مولی هر کدام از این اجزاء دارد.

استفاده از تابع ویب برای توزیع مخلوط سوخته شده، باعث سادگی تحلیل شده است. در شکل زیر تابع ویب که تقریبی است به همراه تخمین دقیق سوخته‌های واکنش دهنده نشان داده شده است.



شکل ۱-۴: تخمین مقدار سوخت واکنش دهنده بوسیله تابع ویب [۳]

باید اشاره کرد که زاویه پیستون در شروع احتراق باید مطابق با فرمول تابع ویب باشد. این مساله باعث دشواری شبیه سازی می شود. زیرا احتراق در موتور دیزل خودخواسته و بوسیله شمع صورت نمی گیرد. احتراق اول را می توان محاسبه کرد و زاویه احتراق اول را در فرمول تابع ویب قرار داد [۳]. در شکل زیر سیستم ترمودینامیکی در نظر گرفته شده برای این مساله آورده شده است:



شکل ۱-۵: سیستم بسته ترمودینامیکی در نظر گرفته شده و جریان قابلیت کاردهی [۳]

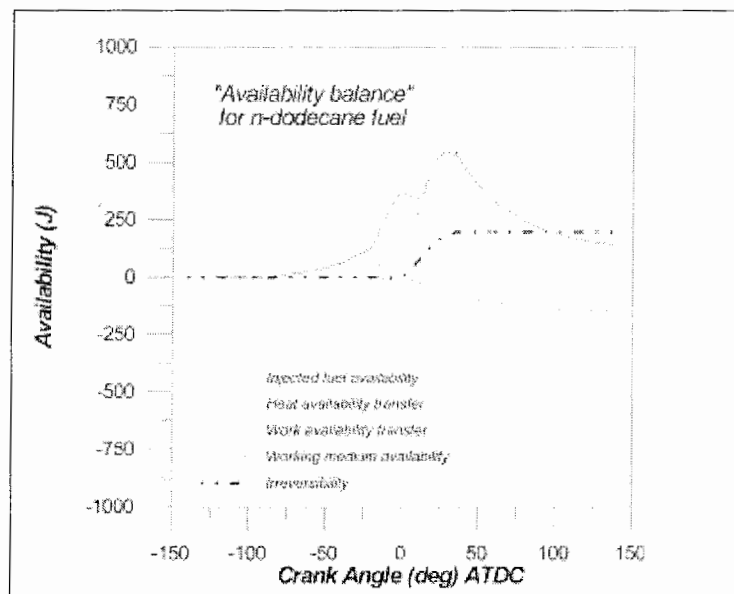
رابطه بالانس انرژی برای یک سیستم بسته با حجم متغیر به صورت زیر می باشد:

$$dQ + dV_{pr}(h_{fl} - h_{fv}) - pdV = \sum_{i=1}^{11} u_i dN_i + dT \sum_{i=1}^{11} N_i c_{vi} - dN_{pr} h_{fv} \quad (3-1)$$

قابلیت کاردهی یک سیستم به صورت ماکزیمم کاری که سیستم می تواند در تراکنش با محیط، در طی یک فرآیند بازگشت پذیر، انجام دهد تعریف می شود. در سیستم در نظر گرفته شده، خواص ترمودینامیکی سیال به صورت تابعی از دما و با Fit کردن یک چند جمله ای به داده های جدول JANAF¹ محاسبه می شوند. برای محاسبه دمای دیواره نیز از فرمول آناند استفاده شد [۳]. رابطه قابلیت کاردهی به شکل دیفرانسیلی برای یک سیستم بسته به صورت زیر می باشد:

$$d\Phi = -(p - p_0)dV + [dQ + dN_{pr}(h_{fl} - h_{fv})](1 - \frac{T_0}{T})dN_{pr} a_{fv} - dI \quad (4-1)$$

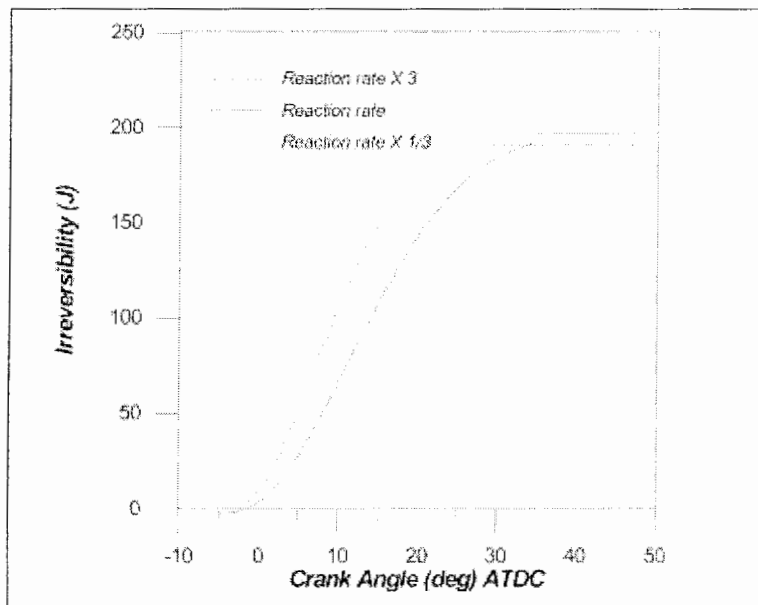
در شکل زیر قابلیت کاردهی برای دودکان نشان داده شده است. در این شکل فقط زمانی که سوپاپها بسته هستند و موتور به شکل یک سیستم بسته عمل می کند در نظر گرفته شده است [۳]:



شکل 6-1: قابلیت کاردهی موتور هنگامی که با دودکان کار می کند [۳]

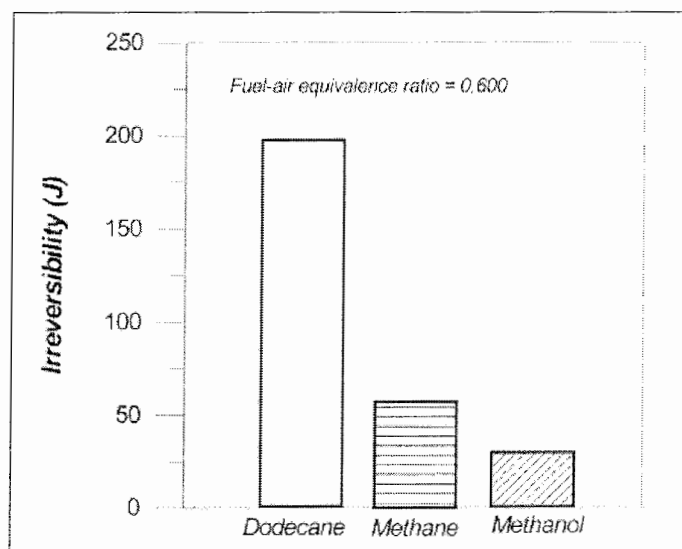
در شکل زیر تاثیر نرخ واکنش بر بازگشت ناپذیری احتراق نشان داده شده است. سیال عامل دودکان بوده و نسبت تعادل، ثابت و برابر ۰,۶ در نظر گرفته شده است. در محاسبات انجام شده نرخ واکنش با نسبت ۳ تغییر می کند. با توجه به نمودار، با تغییر نرخ واکنش، فقط زمان بازگشت ناپذیری احتراق تغییر می کند در صورتیکه تغییر بازگشت ناپذیری کل حدود ۲٪ است [۳].

¹ Joint Army Navy and Air Force Thermochemical Tables



شکل 7-1: تاثیر افزایش و کاهش نرخ واکنش بر بازگشت ناپذیری احتراق [۳]

نتایج این تحقیق نشان داد که تجزیه سوخته‌های با مولکولهای سبک آنتروپی کمتری نسبت به سوخته‌های سنگین تولید می‌کند و برگشت ناپذیری احتراق برای این سوخته‌ها کمتر است. همچنین قابلیت کاردهی متانول به مراتب بیشتر از بقیه سوخته‌ها است. زیرا به دلیل اکسیژن موجود در سوخت، برای یک نسبت تعادل مشخص، تعداد مولهای بیشتری از سوخت برای احتراق نیاز است [۳]. در شکل زیر این مساله نشان داده شده است.



شکل 8-1: مقایسه بازگشت ناپذیری احتراق برای سه سوخت [۳]

پارامترهای زیادی در عملکرد موتورهای احتراق داخلی تاثیر دارند. از جمله این پارامترها می توان نسبت تراکم، نرخ انتقال حرارت، زمان جرقه زدن، نسبت تعادل و ... را نام برد. انتخاب مقدار مناسب برای هر کدام از این پارامترها می تواند موجب بهبود عملکرد موتور شود.

در تحقیقی که توسط G.H. Abd Alla [۴] در زمینه تاثیر این پارامترها روی عملکرد یک موتور احتراق داخلی جرقه ای انجام شده است، عملکرد موتور شبیه سازی شده و سپس مقادیر مناسب این پارامترها برای بهبود عملکرد موتور، ارائه شده است. این مدلسازی مربوط به مراحل تراکم و احتراق موتور بوده و معادله فشار داخل سیلندر به شکل دیفرانسیلی ارائه شده که با حل آن می توان فشار را نسبت به زاویه Crank بدست آورد.

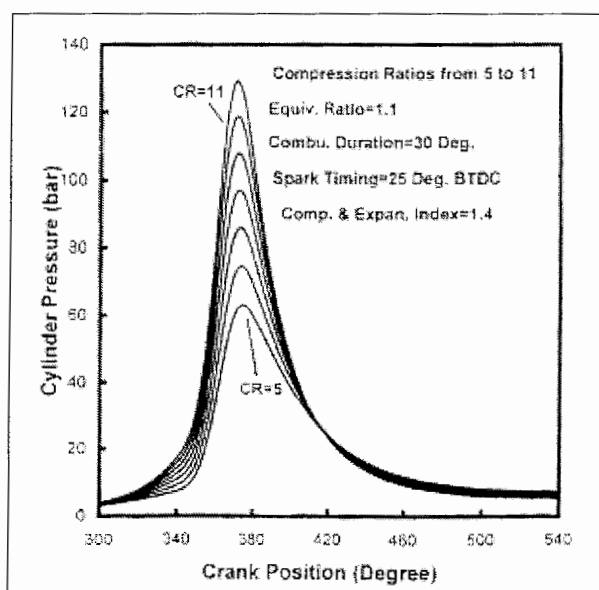
$$dP/d\theta = -(\gamma P/V)(dV/d\theta) + (\gamma - 1)(Q_m/V)(dx/d\theta) \quad (5-1)$$

برای محاسبه میزان انتقال حرارت از رابطه وشنی^۱ استفاده شده و انتقال حرارت تشعشی نیز لحاظ گردیده است [۴].

$$d\dot{Q} = F(\theta)(C_1 D^{(m-1)} P^m W^m T^{(0.75-1.62m)} (T_g - T_w) + C_2 (T_g^4 - T_w^4)) \quad (6-1)$$

در رابطه بالا $F(\theta)$ سطح انتقال حرارت گازها می باشد.

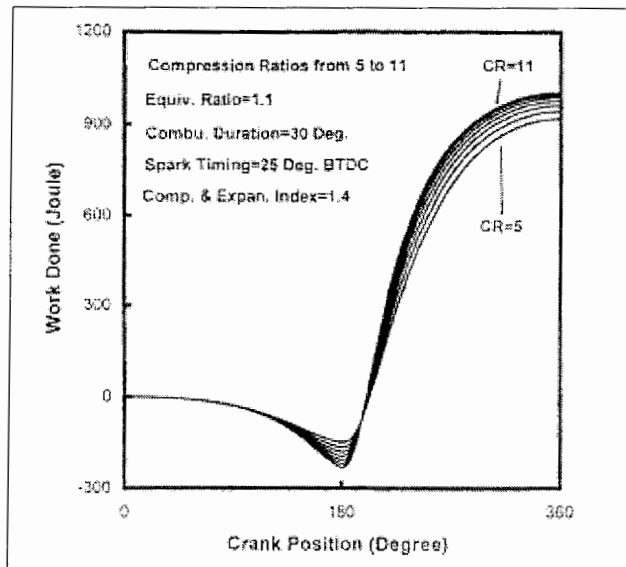
برای شبیه سازی احتراق نیز از تابع ویب استفاده شده است [۴]. نتایج بدست آمده از این شبیه سازی با نتایج حاصل از تحقیقات آزمایشگاهی مورد مقایسه قرار گرفت و مطابقت خوبی بین آنها مشاهده شد [۴]. اولین پارامتری که مورد بررسی قرار گرفته است نسبت تراکم می باشد. در شکل زیر نمودار تغییرات فشار داخل سیلندر با نسبت تراکم آورده شده است.



شکل ۹-۱: نمودار تغییرات فشار داخل سیلندر با نسبت تراکم [۴]

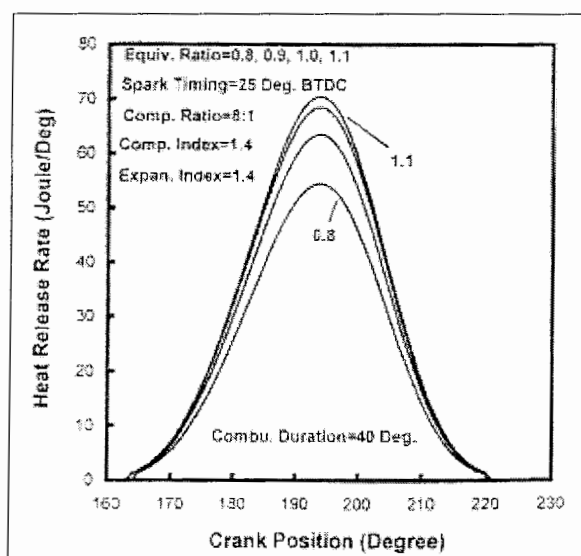
^۱ Woschni

همانطور که از شکل مشخص است، با افزایش نسبت تراکم میزان فشار داخل سیلندر افزایش می یابد. این افزایش فشار موجب زیادتر شدن کار انجام شده توسط موتور نیز می شود.

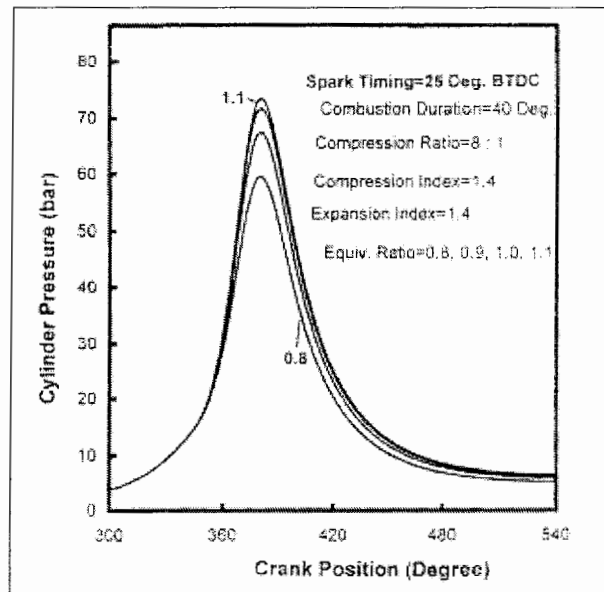


شکل 10-1: نمودار تغییرات کار خروجی از موتور با نسبت تراکم [۴]

پارامتر دیگری که بررسی شد، نسبت تعادل می باشد. تغییر نسبت تعادل موجب تغییر میزان سوخت ورودی به داخل سیلندر شده و در نتیجه گرمای آزاد شده در سیلندر را تحت تاثیر قرار می دهد. در شکل‌های زیر تغییرات گرمای آزاد شده و همچنین تغییرات فشار داخل سیلندر به صورت نمودارهایی آورده شده اند.

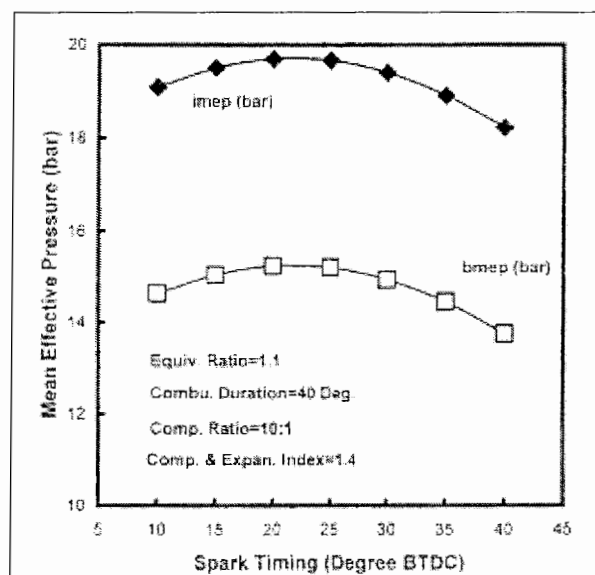


شکل 11-1: نمودار تغییر گرمای آزاد شده با نسبت تعادل [۴]

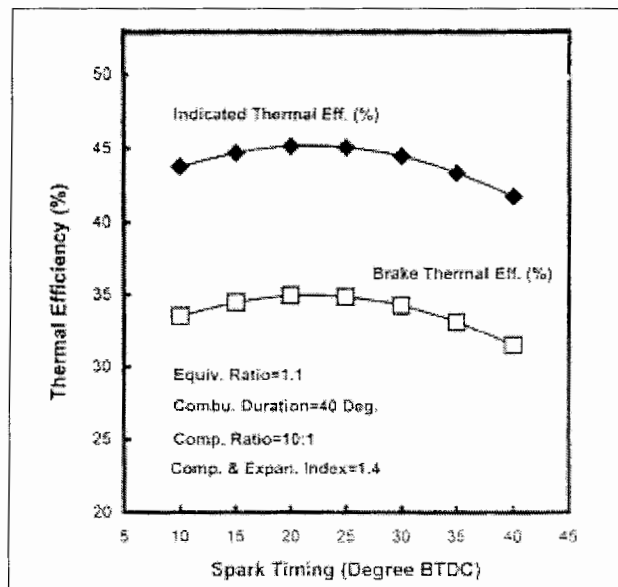


شکل 1-12: نمودار تغییرات فشار داخل سیلندر با نسبت تعادل [۴]

زمان جرقه زدن یکی از پارامترهای بسیار مهمی است که در راندمان و کارایی موتورهای احتراق جرقه ای بسیار تاثیر گذار است. اگر احتراق خیلی زودتر شروع شود، مقدار کاری که پیستون باید بر روی گازها در زمان انتهای تراکم انجام دهد خیلی زیاد خواهد بود و اگر احتراق خیلی دیر صورت گیرد، مقدار کاری که گاز بر روی پیستون انجام می دهد کاهش خواهد یافت [۴]. در شکلهای زیر نمودار تغییرات فشار ترمزی و اندیکاتوری و همچنین راندمان ترمودینامیکی موتور با زمان جرقه زدن آورده شده اند.



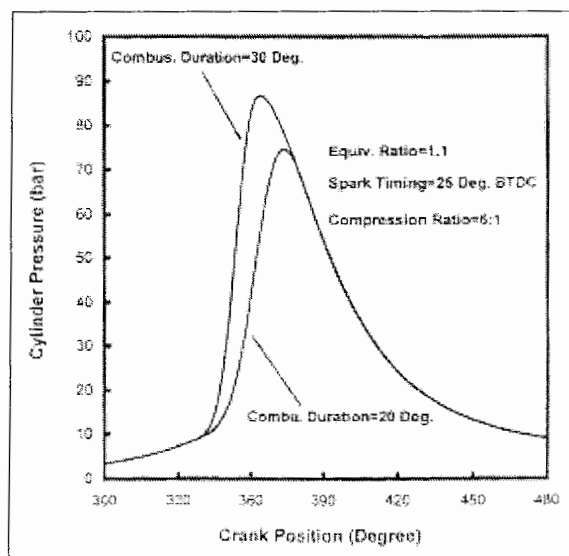
شکل 1-13: تغییرات فشار ترمزی و اندیکاتوری با زمان جرقه زدن [۴]



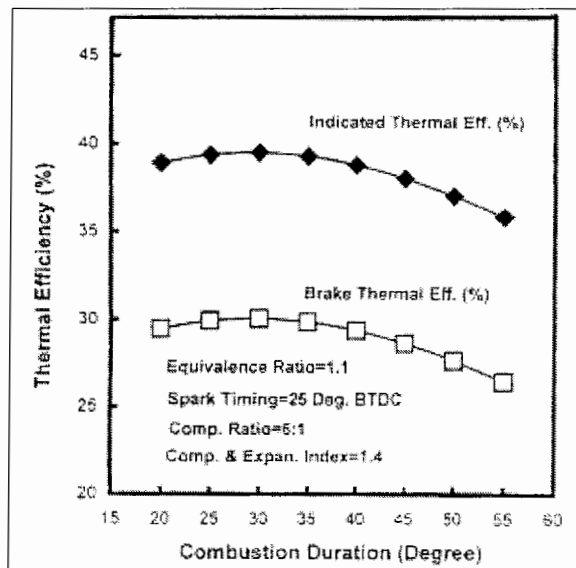
شکل 14-1: تغییرات راندمان ترمودینامیکی ترمزی و اندیکاتوری با زمان جرقه زدن [۴]

با توجه به این نمودارها مشخص می شود که یک نقطه بهینه برای جرقه زدن وجود دارد که در آن فشار داخل سیلندر و نیز راندمان موتور حداکثر می شود.

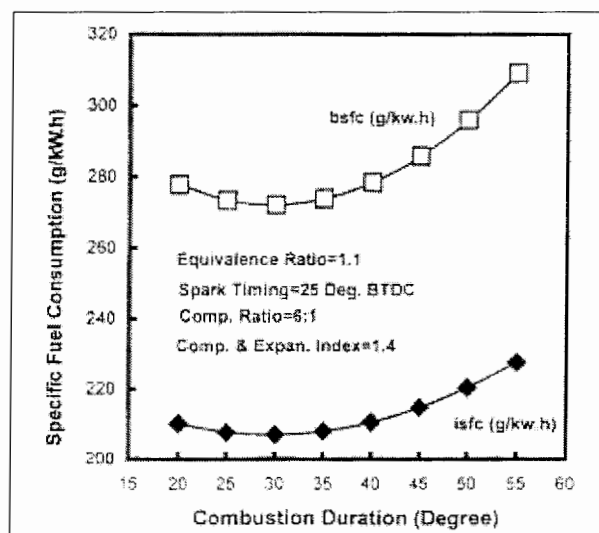
از پارامترهای دیگری که مورد توجه قرار گرفته است مدت زمان احتراق می باشد. آزمایشات نشان می دهند که وقتی سرعت گازها و آشفته‌گی آنها در ابتدای احتراق افزایش می یابد، مدت زمان سوختن گازها کم می شود [۴]. بنابراین با افزایش آشفته‌گی، احتراق سریعتری خواهیم داشت. در شکل‌های زیر نمودارهای تغییرات فشار و راندمان ترمودینامیکی و همچنین تغییرات مصرف سوخت ویژه آورده شده اند.



شکل 15-1: نمودار تغییرات فشار داخل سیلندر با مدت زمان احتراق [۴]



شکل 16-1: تغییرات راندمان ترمودینامیکی ترمزی و اندیکاتوری با مدت زمان احتراق [۴]



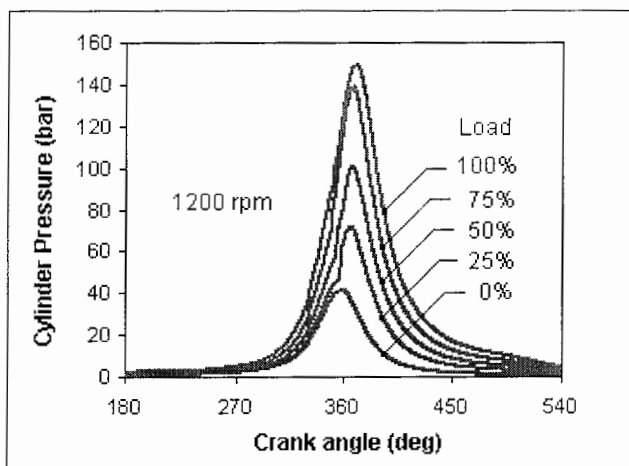
شکل 17-1: نمودار تغییرات مصرف سوخت ویژه ترمزی و اندیکاتوری با مدت زمان احتراق [۴]

همانطور که از شکلها مشخص است می توان نتیجه گرفت که اگر مدت زمان احتراق حدود ۳۰ درجه باشد، راندمان ترمودینامیکی حداکثر بوده و مصرف سوخت ویژه هم مینیمم است.

همانطور که در شکلها و نمودارهای فشار داخل سیلندر مشاهده شد، پروفیل های فشار داخل سیلندر در دامنه گسترده ای از سرعتها و بارهای موتور، متشابه هستند. همین مساله سبب شد تا در تحقیقی، از این تشابه برای پیش بینی پروفیل فشار در شرایط دیگر استفاده شود.

در این روش بازسازی فشار داخل سیلندر بر پایه مفهوم فشار بی بعد در دامنه فرکانسی انجام می شود [۵]. در این روش فشارهای داخل سیلندر بدست آمده از انجام آزمایشات، در دامنه فرکانسی نرمالیزه می شوند. این امر به دو دلیل انجام می گیرد. اول اینکه سیگنال خاصیت نوسانی خود را در دامنه فرکانسی نشان می دهد. دوم اینکه فقط قسمت‌های هارمونیک سیگنال مهم هستند و از بقیه بخشها می توان صرف نظر نمود و سوم اینکه در دامنه فرکانسی، وقتی دامنه موجهای فشار و زوایای فاز بر حسب مرتبه هارمونیک رسم می شوند، سیگنالها به طور اتوماتیک در یک محدوده یکسان نرمالیزه می شوند [۵]. برای انجام این تحقیق ۵ مرحله باید طی شود. جمع آوری داده ها، تبدیل فوریه، نرمالیزه کردن دامنه موجها، پردازش داده ها و fit کردن آنها و در آخر بازسازی فشار داخل سیلندر.

اطلاعات فشار مورد نیاز از یک موتور دیزل با پاشش مستقیم که در آزمایشگاه تحقیقات خودرو دانشگاه میشیگان^۱ موجود بود توسط یک سنسور پیزوالکتریک با گامهای ۰,۲۵ درجه بدست آمد. داده های گرفته شده به صورت یک ماتریس $m \times 1$ که شامل داده های اندازه گیری شده در سرعتها و بارهای مختلف بود [۵]. اندازه ماتریس، به دقت محاسبات بستگی دارد. در شکل زیر نمونه داده های گرفته شده نشان داده شده اند.



شکل ۱-۱۸: فشارهای اندازه گیری شده در ۱۲۰۰ RPM [۵]

در شکل بالا، همزمان با افزایش بار زمان پاشش سوخت نیز تغییر می کند. به همین دلیل فشار داخل سیلندر با افزایش بار افزایش می یابد.

سپس فشارهای اندازه گیری شده بوسیله تبدیل فوریه به صورت موج نشان داده می شوند.

^۱ W.E. Lay Automotive Laboratory of the University of Michigan

$$P(t) = \bar{P} + \sum_{n=1}^N [A_n \cos(n\omega t) + B_n \sin(n\omega t)] \quad (7-1)$$

$$= \bar{P} + \sum_{n=1}^N [C_n \cos(n\omega t + \phi_n)]$$

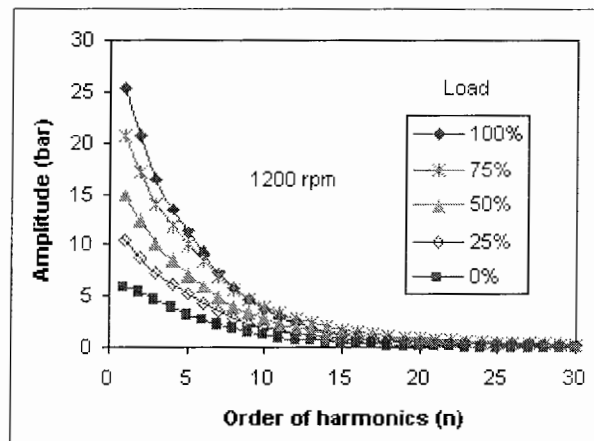
که در آن داریم:

$$C_n = \sqrt{A_n^2 + B_n^2} \quad (8-1)$$

و

$$\phi_n = \arctan(B_n / A_n) \quad (9-1)$$

بنابراین فشار داخل سیلندر را می توان به صورت زاویه فاز بر حسب مرتبه هارمونیک (n) یا به صورت دامنه موج بر حسب مرتبه هارمونیک رسم نمود.



شکل 19-1: نمودار دامنه موج بر حسب مرتبه هارمونیک [۵]

با توجه به نمودار بالا مشخص می شود که وقتی مرتبه موج از ۱۶ بیشتر می شود مقادیر دامنه موج، تا حد صفر کاهش می یابند.

در جداول زیر مقدار فشار متوسط زمانی \bar{P} و نیز اولین جمله موج C_1 آورده شده اند.

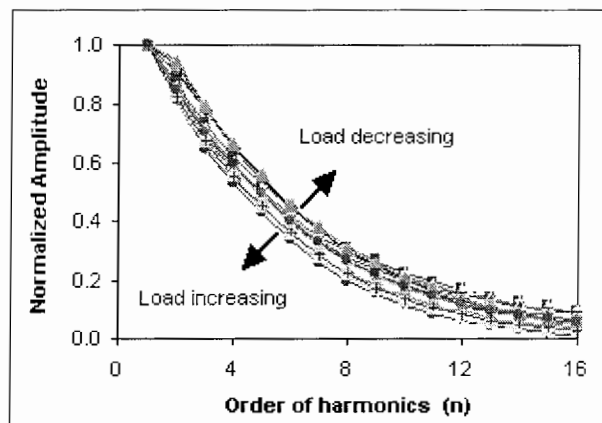
Speed (rpm)	Load (%)				
	0	25	50	75	100
900	3.95	5.93	7.37	9.00	10.79
1200	4.12	6.55	9.16	12.63	15.60
1500	4.29	6.93	10.14	13.85	17.39
1800	4.40	7.21	10.57	14.27	17.82
2100	4.47	7.02	10.75	14.16	17.03

جدول 5-1: مقادیر فشار متوسط گرفته شده در شرایط مختلف [۵]

Speed (rpm)	Load (%)				
	0	25	50	75	100
900	5.69	9.42	12.00	14.87	17.91
1200	5.90	10.30	14.77	20.67	25.34
1500	6.05	10.74	16.19	22.41	27.66
1800	6.22	11.06	16.59	22.60	27.73
2100	6.25	10.74	16.76	22.13	26.31

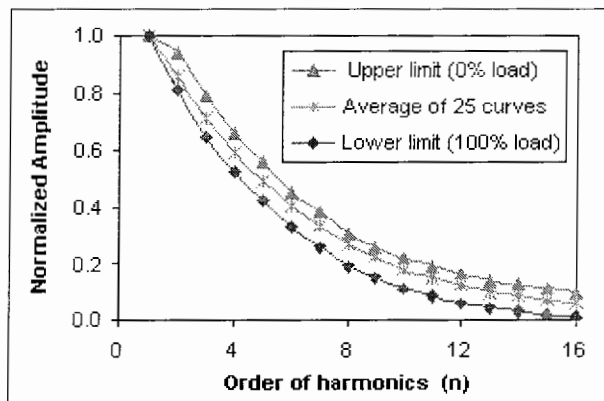
جدول ۱-۶: مقادیر جمله اول موج C_1 در شرایط مختلف [۵]

مقادیر جمله اول موج تقریباً نزدیک به مقادیر فشار داخل سیلندر می باشند. بنابراین از آنها می توان برای نرمالیزه کردن داده های دامنه موج (C_n/C_1) استفاده کرد. با نرمالیزه کردن داده ها و رسم آنها نمودار زیر بدست می آید.



شکل ۱-۲۰: نمودار دامنه موج نرمالیزه شده بر حسب مرتبه موج [۵]

با متوسط گیری از مقادیر نمودار بالا و محاسبه $\overline{C_n}/C_1$ نمودار نرمالیزه شده متوسط بدست می آید.



شکل ۱-۲۱: نمودار نرمالیزه شده متوسط [۵]

این نمودار میانگین را می توان به صورت یک چند جمله ای که روی آن Fit شده بیان کرد. در اینجا از یک چندجمله ای مرتبه ۳ استفاده شده است [۵].

$$C_n / C_1 = 1.1718 - 1.8544 \times 10^{-1} \times n + 1.0858 \times 10^{-2} \times n^2 - 2.2724 \times 10^{-4} \times n^3 \quad (n = 1, 2, \dots, N) \quad (10-1)$$

قدم بعدی، محاسبه زاویه فاز می باشد. زاویه فاز همزمان با کارکردن موتور تغییر می کند. زوایای فاز در شروع کار موتور در شرایط مختلف به صورت خطی تغییر می کنند. بنابراین با میانگین گرفتن از آنها در حالت بدون بار و در حالت با بار، می توان به یک عدد مشخص دست پیدا کرد [۵]. این مقادیر در جدول زیر نشان داده شده اند.

For motoring conditions	For firing conditions
-0.287	7.87

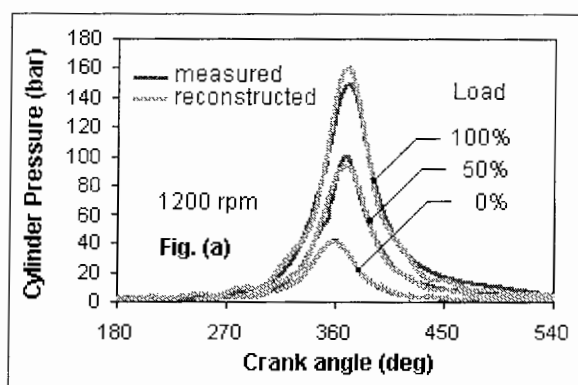
جدول 7-1: مقدار جمله اول زاویه فاز در شرایط مختلف [۵]

جملات بعدی زاویه فاز تغییرات بسیار زیادی دارند و طبق الگوی مشخصی تغییر نمی کنند [۵]. این مقادیر در جدول زیر نشان داده شده اند.

Speed (rpm)	Load (%)				
	0	25	50	75	100
900	-9.38	39.94	52.18	60.60	66.85
1200		66.95	74.14	67.59	89.28
1500		69.92	68.36	66.64	80.87
1800		64.67	63.02	62.41	64.59
2100		53.82	55.19	54.56	58.50

جدول 8-1: جمله آخر زاویه فاز در شرایط مختلف [۵]

در نهایت با محاسبه و در دست داشتن تمام جملات سری فوریه می توان فشار باز سازی شده را به صورت زیر رسم کرد.



شکل ۱-۲۲: مقایسه فشار داخل سیلندر اندازه گیری شده و باز سازی شده [۵]

این عمل برای دورها و شرایط مختلف انجام شد و به نتایج قابل قبولی منجر شد.

از دیگر مواردی که بر فرآیند احتراق و عملکرد موتورهای احتراق داخلی تاثیر گذار است، محل قرار گیری شمع در محفظه احتراق می باشد. تحقیقات تئوری و آزمایشگاهی زیادی در این زمینه انجام شده است. از شبیه سازیهایی که در این زمینه انجام شده است، تحقیقات آقای محمدرضا مدرس رضوی [۶] می باشد. در این شبیه سازی که به روش شبه بعدی انجام شده است، ناحیه داخل محفظه احتراق به دو قسمت سوخته شده و نسوخته تقسیم می شود. اگر شمع در مرکز قرار داشته باشد، در این صورت وضعیت قرار گیری شعله را می توان به صورتهای زیر تقسیم بندی کرد.

$$r_f \leq \frac{B}{2}; r_f \leq h_{gap} \quad (11-1)$$

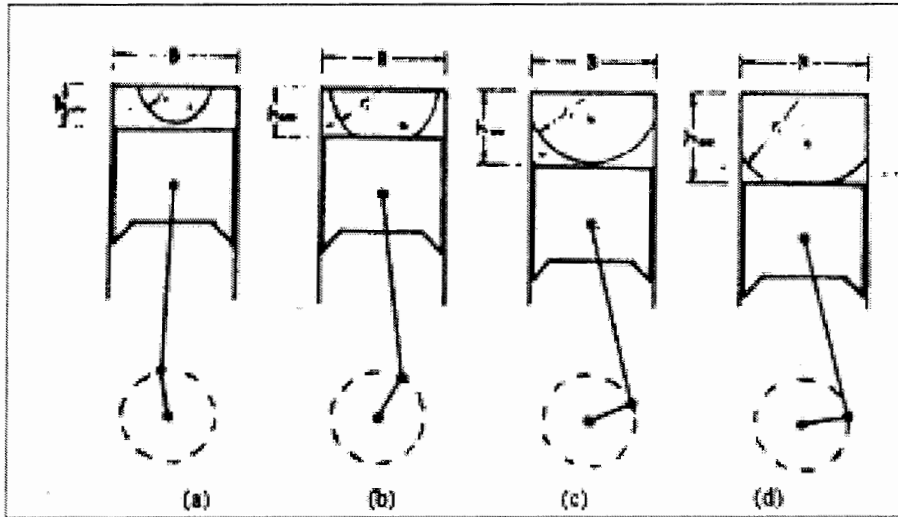
$$r_f \leq \frac{B}{2}; r_f > h_{gap} \quad (12-1)$$

$$r_f > \frac{B}{2}; r_f \leq h_{gap} \quad (13-1)$$

$$r_f > \frac{B}{2}; r_f > h_{gap} \quad (14-1)$$

که در روابط بالا r_f شعاع شعله، B قطر سیلندر و h_{gap} فاصله از بالای محفظه احتراق می باشد [۶].

تقسیم بندیهای بالا در شکل زیر نشان داده شده اند.



شکل 1-23: وضعیتهای مختلف شعله در حالتی که شمع در مرکز قرار دارد [۶]

در حالتی که شمع در مرکز نباشد وضعیتهای دیگری پیش می آید که می توان آنها را در ۸ دسته قرار داد.

$$r_f \leq h_{gap}; r_f \leq \frac{B}{2} - e \quad (15-1)$$

$$r_f > h_{gap}; r_f \leq \frac{B}{2} - e \quad (16-1)$$

$$r_f \leq h_{gap}; r_f > \frac{B}{2} - e; r_f \leq \frac{B}{2} + e \quad (17-1)$$

$$r_f \leq h_{gap}; r_f > \frac{B}{2} + e \quad (18-1)$$

$$r_f > h_{gap}; r_f > \frac{B}{2} - e; r_f \leq \frac{B}{2} + e \quad (19-1)$$

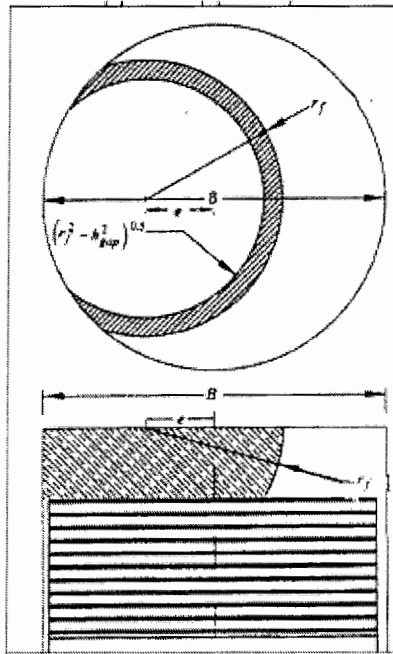
$$r_f \leq \sqrt{h_{gap}^2 + \left(\frac{B}{2} - e\right)^2}; r_f > \frac{B}{2} - e; r_f \leq \frac{B}{2} + e \quad (20-1)$$

$$r_f > \sqrt{h_{gap}^2 + \left(\frac{B}{2} - e\right)^2}; r_f > \frac{B}{2} - e; r_f > \frac{B}{2} + e \quad (21-1)$$

$$r_f \leq \sqrt{h_{gap}^2 + \left(\frac{B}{2} - e\right)^2}; r_f > \frac{B}{2} + e; r_f > \sqrt{h_{gap}^2 + \left(\frac{B}{2} - e\right)^2} \quad (22-1)$$

در روابط بالا e فاصله محل قرار گیری شمع از مرکز صفحه محفظه احتراق می باشد [۶].

این وضعیت در شکل زیر نشان داده شده است.



شکل 24-1: وضعیت جبهه شعله در حالتی که شمع در مرکز نباشد [۶]

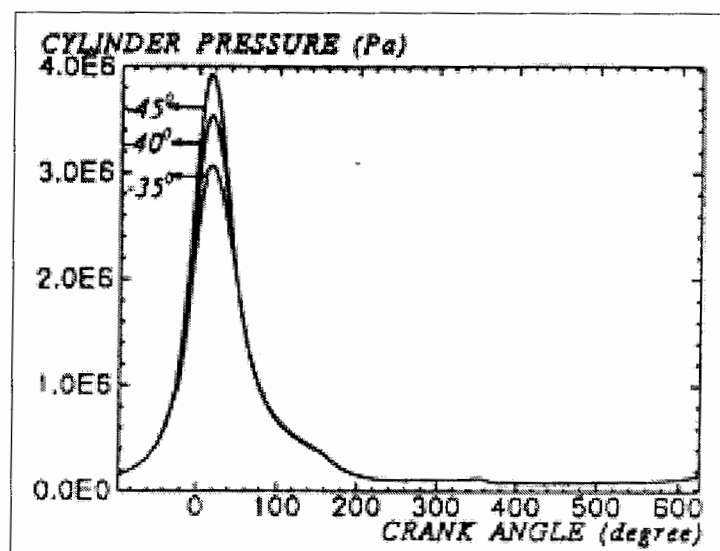
با حل عددی معادله دیفرانسیلی انرژی که برای یک سیستم باز نوشته شده است می توان فشار و دیگر پارامترهای ترمودینامیکی سیستم را بدست آورد. حجم ناحیه سوخته شده و نیز مساحت جبهه شعله از روابط زیر بدست می آیند [۶].

$$V_b = \left(\frac{\pi}{8}\right) B^3 \left\{ \left[\frac{1}{3} \left(\frac{2r_f}{B}\right)^3 [\alpha^3 - \beta^3 - 3(\alpha - \beta)] - \left(\frac{2r_f}{B}\right) \alpha \right] \right\}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha = 0; r_f \leq B/2 \\ \alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{B/2}{r_f}\right)^2}; r_f > B/2 \\ \beta = 1; r_f \leq h_{gap} \\ \beta = h_{gap} / r_f; r_f > h_{gap} \end{array} \right. \quad (23-1)$$

$$A_f = \frac{\pi}{4} B^2 \left[2 \left(\frac{2r_f}{B}\right)^2 (\alpha - \beta) \right] \quad (24-1)$$

شبهه سازی با دور موتور ۳۰۰۰ RPM انجام شد و نتایج بدست آمده از این شبهه سازی با داده های آزمایشگاهی موتور پیکان ۱۶۰۰ مورد مقایسه قرار گرفتند. در شکل زیر نمودار فشار داخل سیلندر برای موقعیتی که شمع از مرکز ۶۰٪ انحراف داشته باشد و زمانهای جرقه زنی مختلف ارائه شده است.

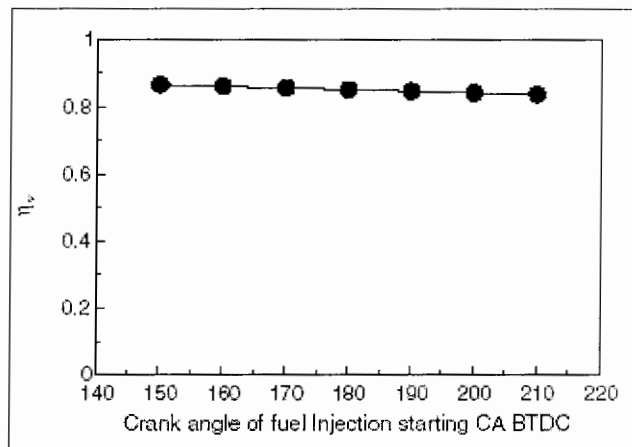


شکل 1-25: نمودار فشار داخل سیلندر برای زمانهای جرکه زنی مختلف و ۶۰٪ انحراف از مرکز [۶]

در موتورهای دیزل نیز زمان پاشش سوخت بسیار مهم می باشد. اگر سوخت دیر پاشیده شود، زمان کافی برای اختلاط هوا و سوخت وجود نداشته و احتراق به صورت ناقص انجام می گیرد. این امر میزان آلاینده های خروجی از موتور را افزایش خواهد داد. زود پاشیده شدن سوخت نیز تأثیراتی روی احتراق موتور و آلاینده های خروجی دارد. در تحقیقی که در این زمینه انجام شده است، اثرات زمان پاشش سوخت در یک موتور دیزل که با سوخت گاز طبیعی کار می کند مورد مطالعه قرار گرفته است [۷]. گاز طبیعی به عنوان یکی از سوختهای فسیلی در دسترس و پاک همواره به عنوان یک سوخت جایگزین مورد توجه بوده است. موتوری که برای این آزمایش مورد استفاده قرار گرفت، یک موتور تک سیلندر بود که با گاز طبیعی کار می کرد.

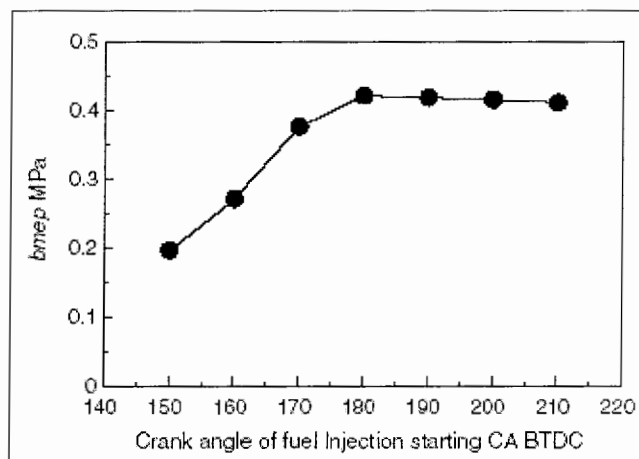
با اعمال تغییراتی در انژکتور موتور دیزل گازوئیلی که بوسیله کارخانه هیتاچی^۱ انجام شد، این انژکتور برای استفاده با گاز طبیعی آماده شد و نرخ پاشش سوخت در فشار 9 Mpa، 193 l/min می باشد [۷]. همچنین یک سنسور فشار در داخل سیلندر تعبیه گردید که فشار داخل سیلندر را ثبت می کرد. برای اینکه مدت زمان پاشش سوخت بیشتر شود، تزریق باید زودتر آغاز گردد تا قبل از جرکه زدن شمع، مقدار سوخت بیشتری وارد سیلندر گردد. اگر تزریق سوخت قبل از بسته شدن سوپاپ ورودی و در مرحله مکش انجام شود، سوخت تزریق شده فشار داخل سیلندر را افزایش داده که این امر باعث کاهش مکش هوای تازه به داخل سیلندر می گردد. اگر جرم هوای تزریق شده در تمام زوایای پاشش ثابت نگه داشته شود، کاهش جرم هوا موجب افزایش نسبت سوخت به هوا شده و باعث کم شدن راندمان حجمی می گردد [۷]. این مساله در شکل زیر نشان داده شده است.

^۱ Hitachi Co.



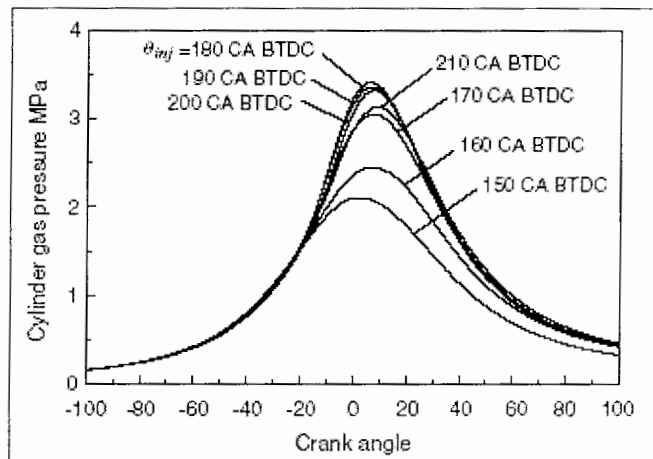
شکل 1-26: نمودار تغییرات راندمان حجمی با زمان پاشش سوخت [۷]

در شکل زیر نمودار تغییرات فشار با زمان پاشش سوخت آورده شده است. در شکل مشخص است که پاشش زود هنگام سوخت موجب کاهش فشار داخل سیلندر می شود.



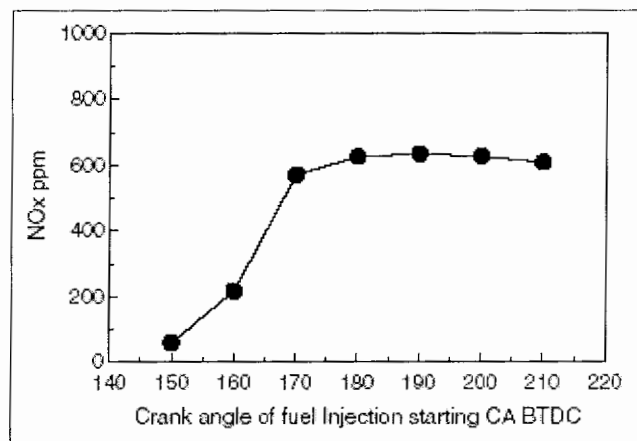
شکل 1-27: نمودار تغییر فشار موثر میانگین ترمزی با زمان پاشش سوخت [۷]

اگر پاشش سوخت بیش از حد به تاخیر افتد، زمان لازم برای مخلوط شدن هوا و سوخت وجود نداشته و کیفیت مخلوط کاهش یافته و باعث احتراق ناقص و کاهش فشار می شود.



شکل 28-1: نمودار تغییرات فشار داخل سیلندر در زمانهای پاشش مختلف [۷]

از نمودار بالا مشخص می شود که فشار ماکزیمم در زاویه پاشش ۱۸۰ درجه اتفاق می افتد. پاششهایی که در محدوده ۱۸۰ تا ۲۰۰ درجه اتفاق می افتند بیشترین فشار داخل سیلندر را ایجاد می کنند [۷]. همچنین اثر تاخیر پاشش سوخت روی آلاینده ها و هیدروکربنهای خروجی از موتور در شکل زیر نشان داده شده است.

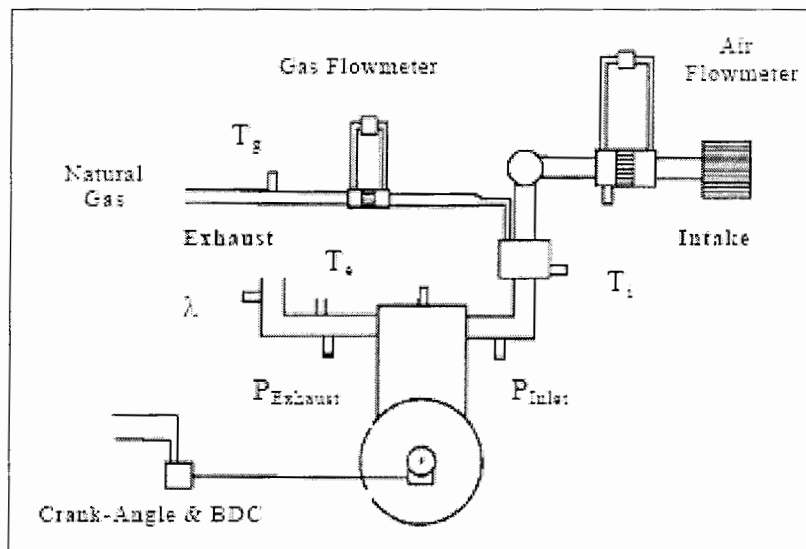


شکل 29-1: تغییرات آلاینده های خروجی از موتور با زمان پاشش سوخت [۷]

در یک آزمایش دیگر که روی یک موتور احتراق داخلی جرقه ای انجام شد، اثر تغییر نسبت هوا به سوخت در پارامترهای خروجی موتور، در سرعتهای مختلف موتور مورد بررسی قرار گرفت [۸]. این شبیه

سازی بوسیله برنامه شبیه سازی 3.3¹ WAVE صورت گرفت و با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شد. برای اندازه گیری پارامترهای مورد نیاز در این موتور که با گاز طبیعی کار می کرد، سنسورهای مختلفی روی موتور نصب شد. از جمله در لوله ورودی گاز برای اندازه گیری میزان گاز ورودی، در لوله ورود هوا برای سنجش میزان هوای ورودی و در منیفولد خروجی برای سنجش مقدار هوا به سوخت مخلوطی که در موتور سوخته است. یک سنسور هم در داخل سیلندر برای اندازه گیری فشار داخل سیلندر قرار داده شد [۸].

در شکل زیر نحوه قرار گیری این سنسورها نشان داده شده است.



شکل ۱-۳۰: نحوه انجام آزمایش [۸]

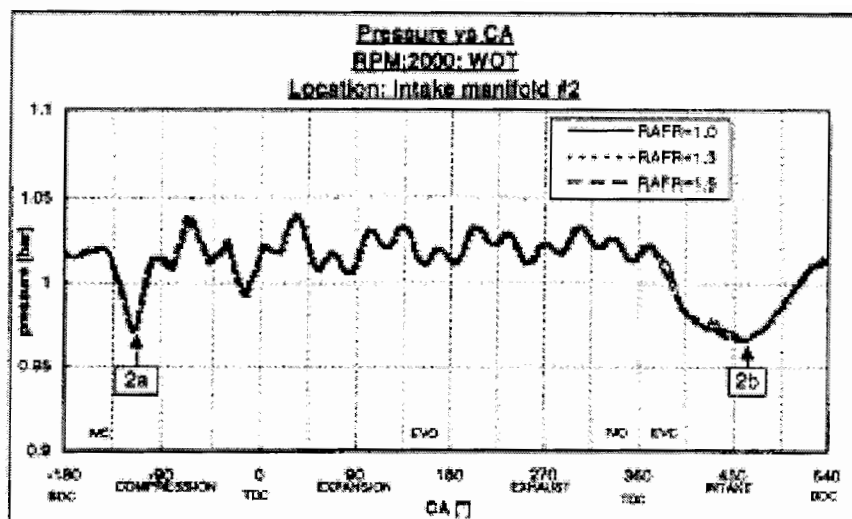
شبیه سازی کامپیوتری موتور بوسیله کد WAVE انجام شد. این کد قابلیت شبیه سازی موتورهای دیزلی یا احتراق جرقه ای، دو زمانه یا چهار زمانه و همچنین با تنفس طبیعی یا توربوشارژ شده را دارا می باشد. در این کد رفتار سیال از طریق قانون اول ترمودینامیک و معادله حالت گاز کامل مدل سازی می شود. در این کد برای مدل سازی احتراق از تابع ویب و برای شبیه سازی انتقال حرارت از رابطه وشنی استفاده می شود [۸].

آزمایشات صورت گرفته با دور موتور ۱۰۰۰ RPM شروع شد و تا ۳۰۰۰ RPM و با گام ۵۰۰ RPM افزایش یافت. مقدار نسبت هوا به سوخت نسبی^۲ نیز از حالت استویکومتریکی $\lambda = 1$ تا حالت مخلوط هوا و سوخت فقیر، یعنی $\lambda = 1.5$ با گام ۰,۱ تغییر داده شد [۸].

در نمودارهای زیر فشارهای اندازه گیری شده در آزمایش نشان داده شده اند.

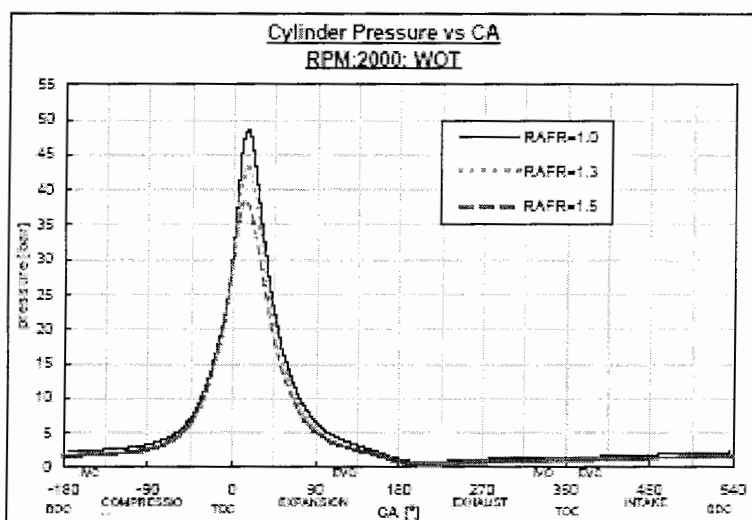
¹ Ricardo WAVE 3.3 engine simulation code

² Relative Air-Fuel Ratio



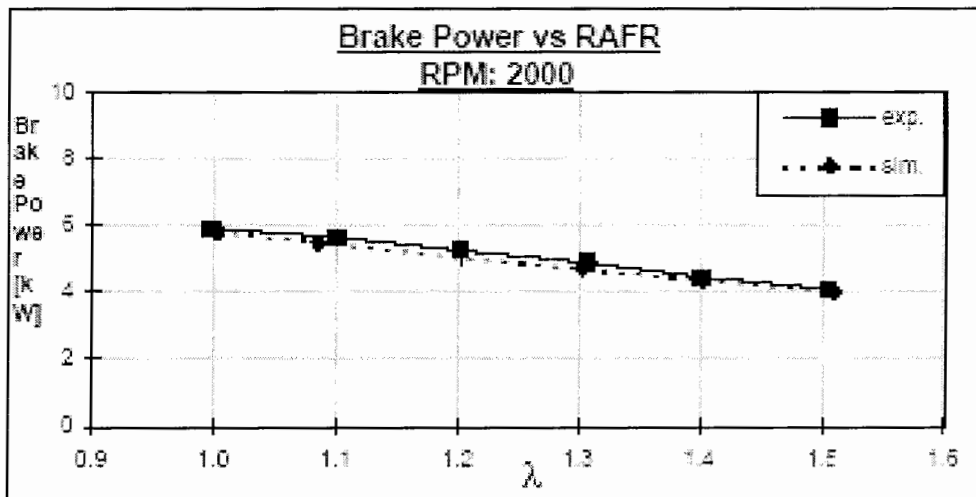
شکل 1-31: فشار مکش اندازه گیری شده در مانیفولد در دور ۲۰۰۰ RPM و برای نسبت‌های مختلف هوا به سوخت [۸]

در شکل بالا نقطه مینیمم 2b بعد از باز شدن سوپاپ ورودی اتفاق می افتد و نقطه 2a مربوط به بسته شدن سوپاپ ورودی می باشد.

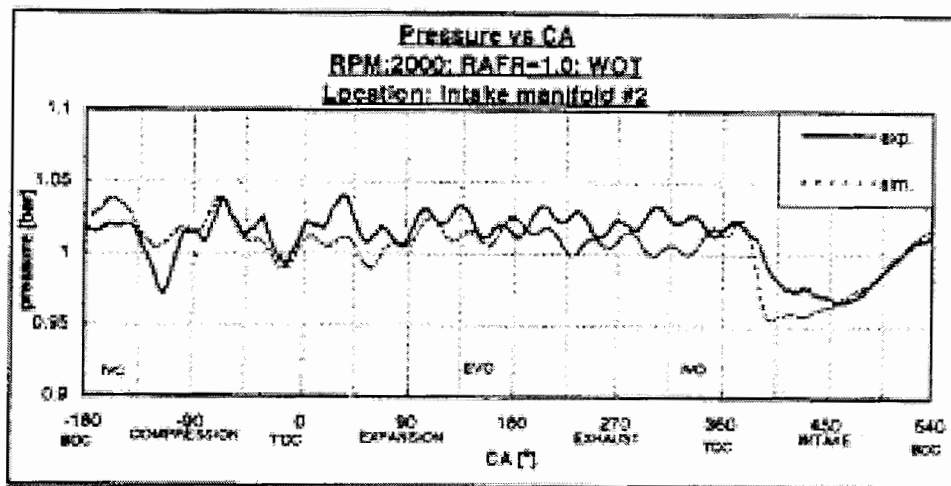


شکل 1-32: فشار داخل سیلندر اندازه گیری شده در ۲۰۰۰ RPM [۸]

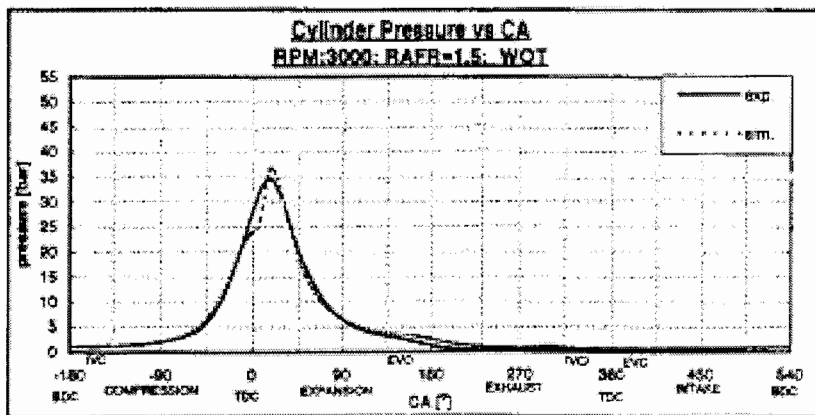
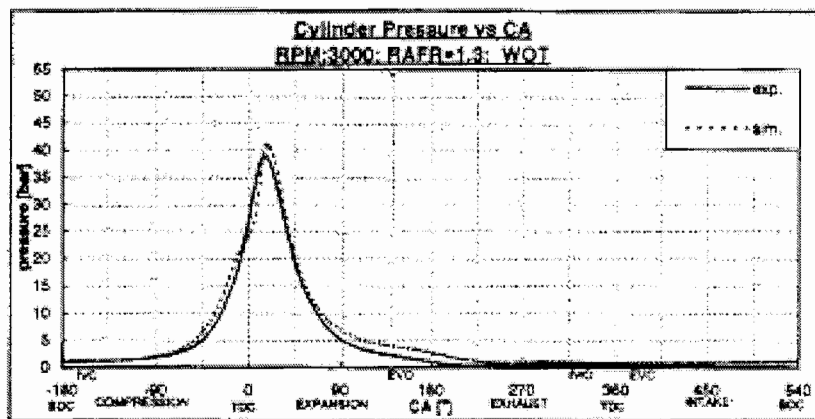
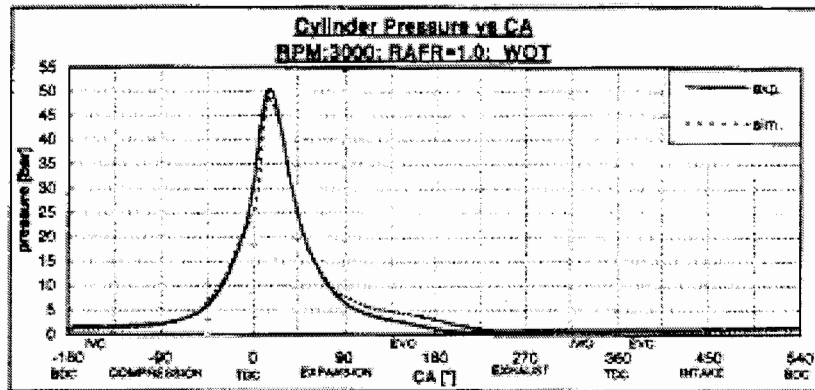
در شکل‌های زیر نتایج بدست آمده از شبیه سازی با نتایج تجربی مقایسه شده اند.



شکل 33-1: مقایسه توان ترمزی آزمایشگاهی با نتایج مدلسازی برای نسبت‌های سوخت به هوای مختلف [۸]



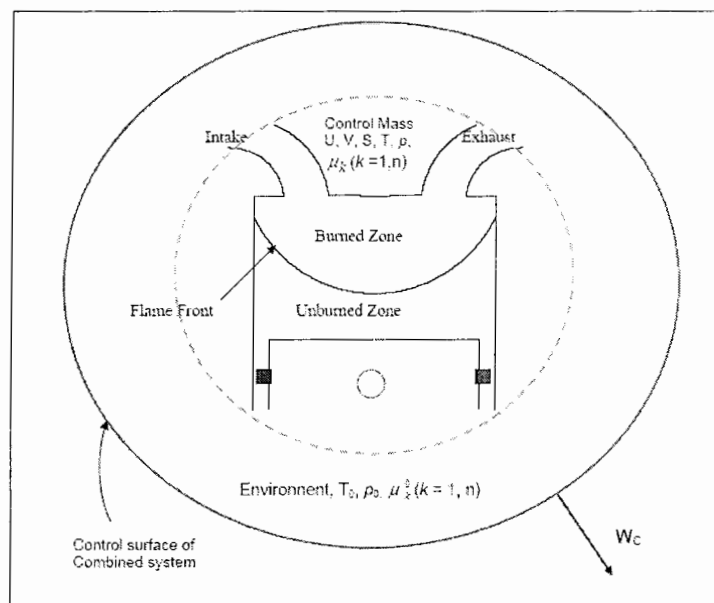
شکل 34-1: مقایسه نتایج آزمایشگاهی با نتایج مدلسازی برای فشار در منیفولد ورودی [۸]



شکل ۱-۳۵: فشار داخل سیلندر آزمایشگاهی و مدلسازی شده برای نسبت‌های هوا به سوخت مختلف [۸]

قابلیت کاردهی یکی از پارامترهایی است که می‌توان بوسیله آن کمیت و کیفیت انرژی آزاد شده از سوخت را مورد بررسی قرار داد. برای محاسبه قابلیت کاردهی باید فرآیندهای چرخه موتور بوسیله قوانین اول و دوم ترمودینامیک تحلیل شوند. در این زمینه، تحقیقی توسط Andrzej Sobiesiak and Shengmei zhang [۹] انجام شده است. در این تحقیق انواع قابلیت‌های کاردهی موتور مورد بررسی قرار گرفته و مقایسه ای نیز بین سوخت‌های مختلف انجام شده است.

برای مدل‌سازی موتور از یک مدل دو ناحیه ای استفاده شده است. در شکل زیر حجم کنترل در نظر گرفته شده برای تحلیل نشان داده شده است.



شکل ۱-۳۶: حجم کنترل در نظر گرفته شد برای تحلیل [۹]

در شبیه سازی موتور، قابلیت کاردهی به صورت دو پارامتر قابلیت کاردهی ترمودینامیکی و قابلیت کاردهی شیمیایی مورد تحلیل قرار گرفته است.

$$A = A^{th} + A^{ch} \quad (۲۵-۱)$$

قابلیت کاردهی ترمودینامیکی مربوط به کاری است که توسط سیستم ترمودینامیکی و محیط صورت می گیرد و قابلیت کاردهی شیمیایی ماکزیمم کار قابل استحصال از واکنشهای شیمیایی سیستم می باشد.

برای محاسبه قابلیت کاردهی ترمودینامیکی معادله بالانس آنتروپی را در T_0 ضرب کرده و به طرفین

معادله ترم $P_0 \frac{dV}{d\theta}$ را اضافه می کنیم. در نتیجه به معادله زیر می رسیم [۹].

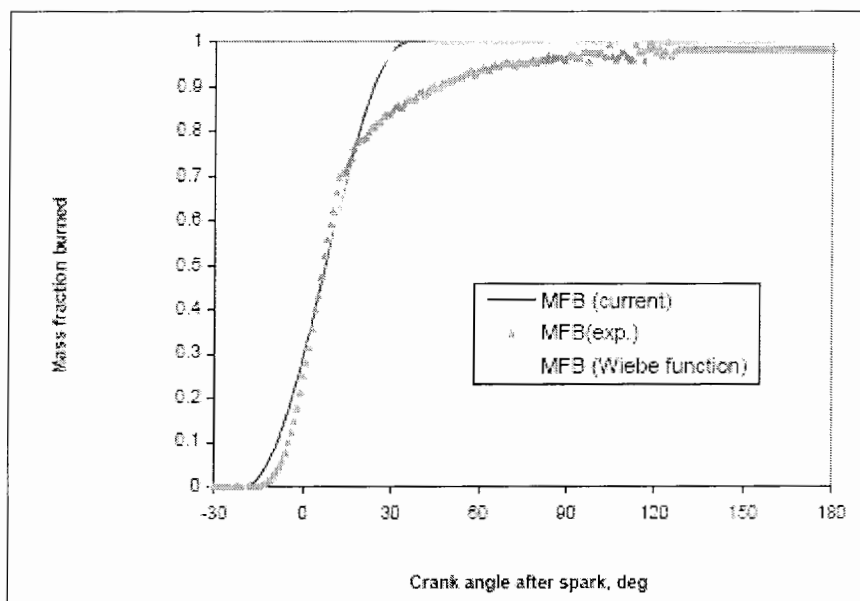
$$\frac{dU}{d\theta} + p_0 \frac{dV}{d\theta} - T_0 \frac{dS}{d\theta} = (1 - \frac{T_0}{T}) \frac{dQ}{d\theta} - (\frac{dW}{d\theta} - p_0 \frac{dV}{d\theta}) - T_0 \sigma \quad (۲۶-۱)$$

در معادله بالا ترم $T_0 \sigma$ بازگشت ناپذیری سیستم می باشد که شامل بازگشت ناپذیری احتراق، انتقال حرارت، اصطکاک و ... است.

در شبیه سازی احتراق، نتایج بدست آمده از داده های آزمایشگاهی با نتایج تابع ویب و تابع تجربی زیر مقایسه شد.

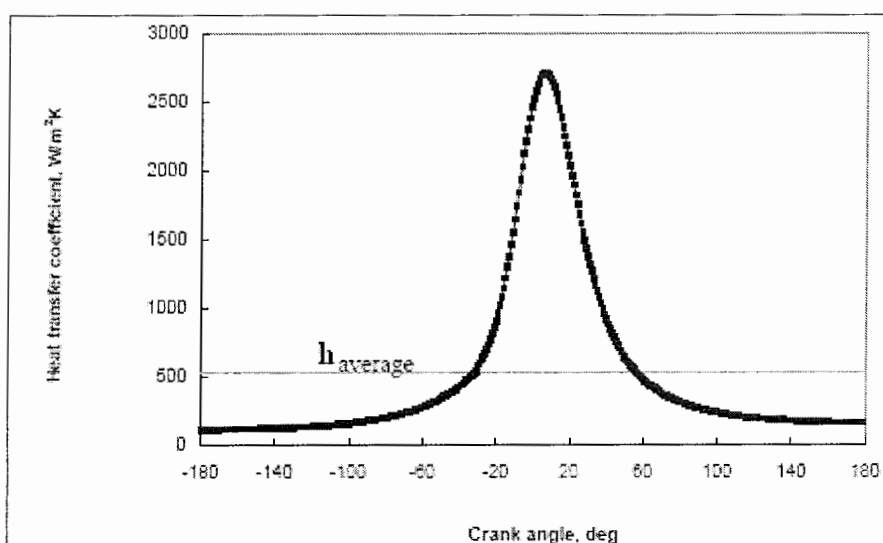
$$x = \frac{1}{2} \left(1 - \text{Cos} \left(\frac{\pi(\theta - \theta_s)}{\theta_b} \right) \right) \quad (۲۷-۱)$$

در نهایت به دلیل نزدیک بودن تابع ویب به نتایج تجربی از این تابع استفاده شد [۹]. در شکل زیر این نتایج آورده شده اند.



شکل ۱-۳۷: مقایسه نمودارهای کسر جرم سوخته شده نسبت به زاویه crank در ۴۰۰۰ RPM [۹]

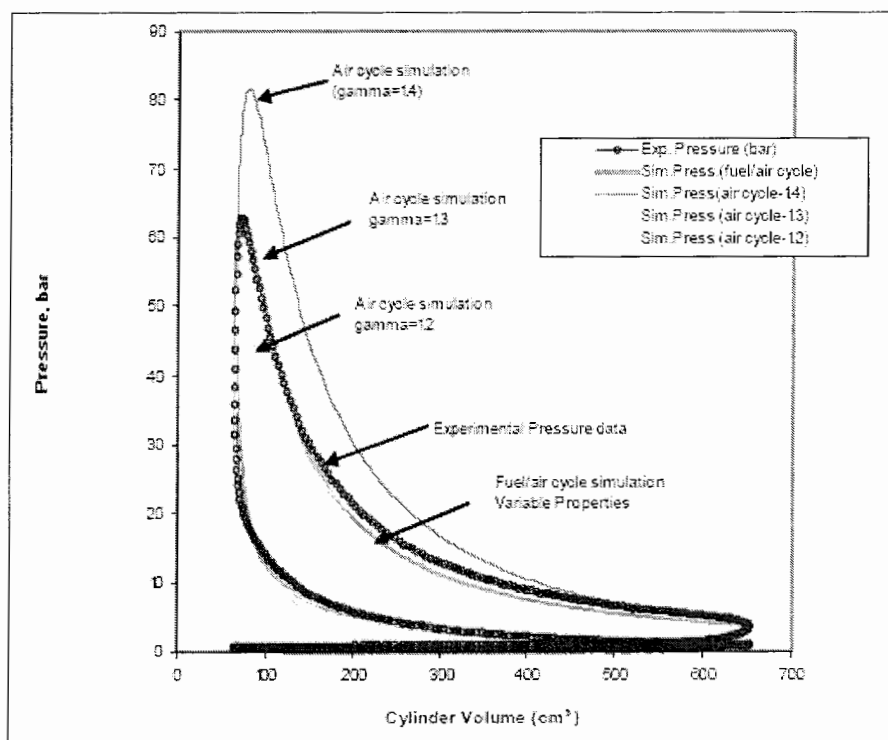
در شبیه سازی ضریب انتقال حرارت لحظه ای از رابطه وشنی استفاده شد [۹]. نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت در زیر آورده شده است.



شکل ۱-۳۸: نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت نسبت به زاویه crank در ۴۰۰۰ RPM و نسبت هم ارزی ۱,۱

[۹]

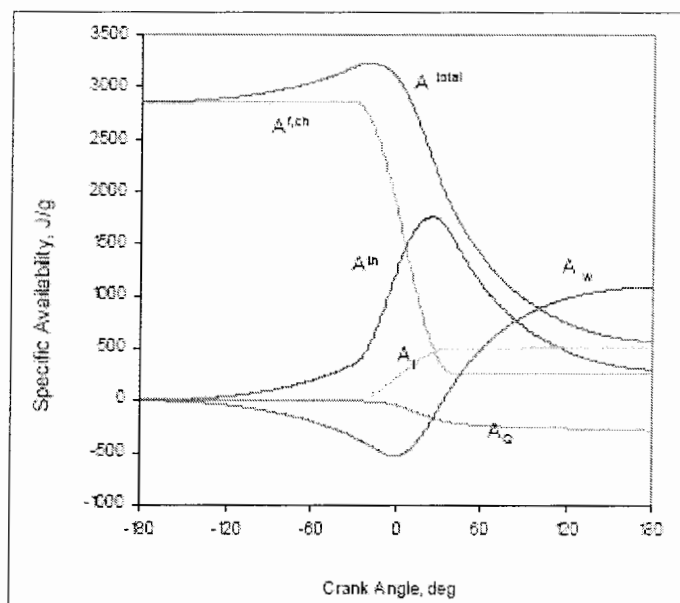
در شکل زیر نمودار تغییرات فشار داخل سیلندر به صورت تابعی از حجم نشان داده شده است. در این نمودار شبیه سازی چرخه هوا با خواص ترمودینامیکی ثابت، چرخه هوا و سوخت با خواص ترمودینامیکی متغیر و نتایج آزمایشگاهی آورده شده است.



شکل ۱-39: نمودار فشار - حجم تجربی و شبیه سازی شده در دور ۴۰۰۰ RPM [۹]

همانطور که از شکل مشخص است نمودار چرخه هوا و سوخت با نتایج آزمایشگاهی مطابقت بیشتری دارد. درستی نتایج چرخه هوا به مقدار نسبت گرماهای ویژه بستگی دارد که این نتایج برای $\gamma = 1.3$ مطابقت بیشتری دارند [۹].

در شکل زیر قابلیت‌های کاردهی محاسبه شده نشان داده شده اند.

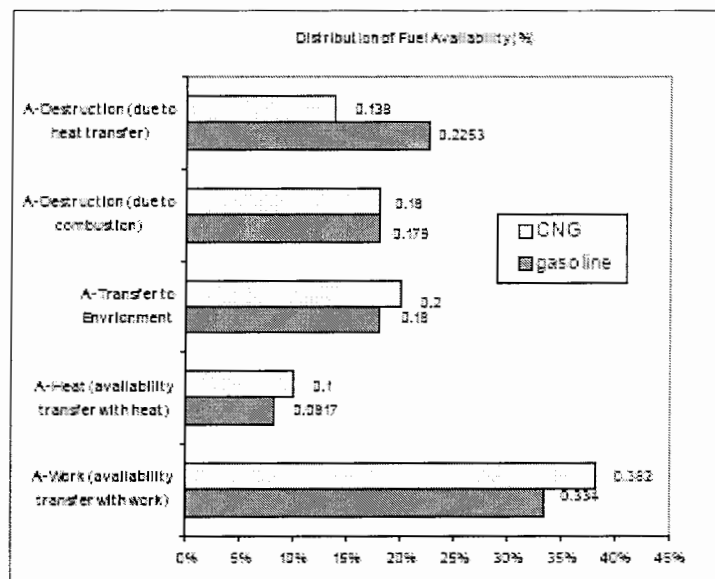


شکل ۱-۴۰: نمودار تغییرات قابلیت‌های کاردهی برای سوخت گاز طبیعی فشرده [۹]

با توجه به شکل بالا، در حین مرحله تراکم، قابلیت کاردهی کار A_w منفی بوده و قابلیت کاردهی ترمومکانیکی A_{th} افزایش پیدا می‌کند. احتراق در ۳۰ درجه قبل از TDC شروع شده و در نتیجه سوختن سوخت، این افزایش بیشتر می‌شود.

قابلیت کاردهی انتقال حرارت A_Q نیز با افزایش دمای گازها و بیشتر شدن انتقال حرارت افزایش می‌یابد. نمودار بازگشت ناپذیری A_I در نتیجه احتراق افزایش نشان می‌دهد ولی بعد از ۴۰ درجه تغییری در آن دیده نمی‌شود. در این نقطه احتراق کامل شده است.

در شکل زیر مقادیر قابلیت کاردهی برای سوخت‌های CNG و گازولین مقایسه شده است.



شکل ۱-۴۱: مقادیر قابلیت‌های کاردهی سوخت برای نسبت هم ارزی ۱،۱ [۹]

با توجه به نمودارهای بالا مشخص می‌شود که بیشترین بازگشت ناپذیری در موتور مربوط به بازگشت ناپذیری احتراق و انتقال حرارت می‌باشد. با توجه به نتایج مقدار بازگشت ناپذیری احتراق در سوخت CNG و گازولین تقریباً برابر است ولی بازگشت ناپذیری انتقال حرارت CNG نسبت به گازولین کمتر می‌باشد [۹].

مقایسه عملکرد موتور که با سوخت‌های مختلف کار می‌کند توسط محققینی دیگر، انجام شده است. در یک شبیه‌سازی که توسط آقای وحید اصفهانیان [۱۰] انجام شده، عملکرد یک موتور احتراق جرقه‌ای در دو حالت گازسوز و بنزینی مورد مقایسه قرار گرفته است. در تحقیق انجام شده، پس از تعیین سرعت شعله از طریق روابط تجربی موجود، سطح جبهه شعله به همراه حجم نواحی سوخته و نسوخته از طریق ایجاد یک شبکه سه بعدی و شمارش تعداد نقاط داخل هر ناحیه محاسبه می‌گردد. با استفاده از این مدل، پارامترهای احتراق موتورهای جرقه‌ای گازسوز و بنزینی برای زمانهای جرقه و محل‌های متفاوت شمع و نیز ابعاد مختلف محفظه احتراق محاسبه شده و با هم مقایسه می‌گردند.

در مطالعه انجام شده، گاز طبیعی متان فرض شده و فرآیندهای تراکم و انبساط آیزنتروپیک در نظر گرفته شده‌اند. همچنین حرکت شعله به صورت کروی فرض شده است [۱۰].

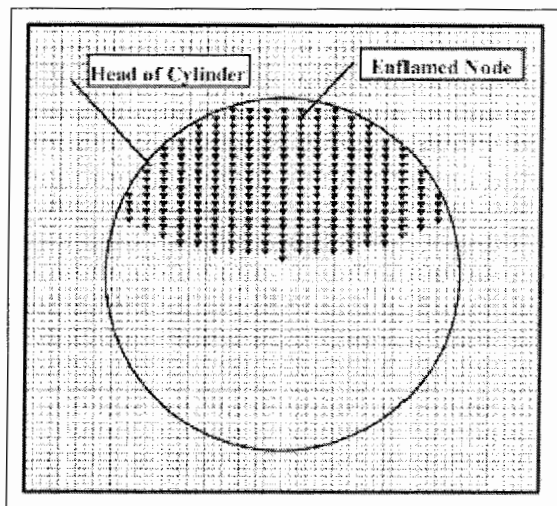
قانون اول ترمودینامیک برای دو ناحیه سوخته و نسوخته محفظه احتراق به صورت زیر می‌باشد.

$$\frac{dQ}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} = \frac{dm_b}{d\theta} (e_b - e_u) + m_b c_{vb} \frac{dT_b}{d\theta} + m_u c_{vu} \frac{dT_u}{d\theta} \quad (28-1)$$

برای شبیه‌سازی احتراق نیز از تابع ویب استفاده شده است.

با توجه به فرض کروی بودن حرکت شعله و همچنین شعاع شعله، چندین وضعیت ممکن است برای کره شعله و دیواره های سیلندر و همچنین محل قرار گیری شمع اتفاق بیافتد. در هر حالت لازم است که حجم ناحیه سوخته و مساحت جبهه شعله محاسبه شود.

در شکل زیر شبکه بندی محفظه احتراق نشان داده شده است.



شکل ۱-۴۲: شبکه بندی محفظه احتراق [۱۰]

به ازای هر نقطه داخل محفظه احتراق باید شرایط زیر برقرار باشد.

$$X^2 + Y^2 \leq \frac{B^2}{4} \quad (29-1)$$

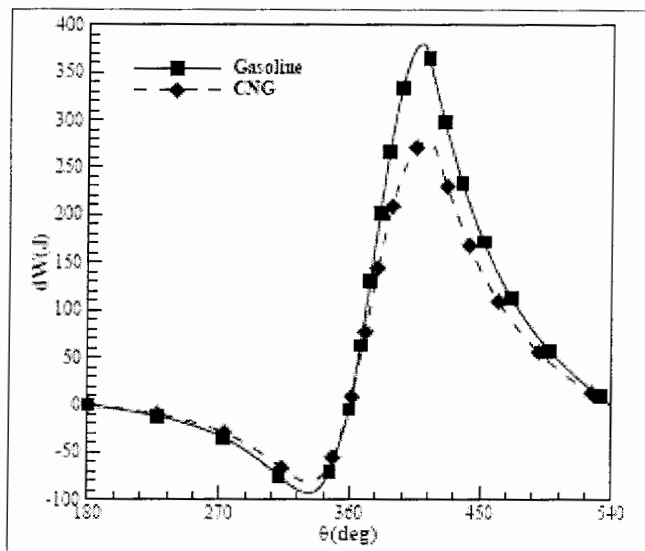
$$Z \leq (X_p + CVO) \quad (30-1)$$

همچنین برای نقاط سوخته نیز باید شرط زیر برقرار باشد.

$$(X - SO)^2 + Y^2 + Z^2 \leq R_f^2 \quad (31-1)$$

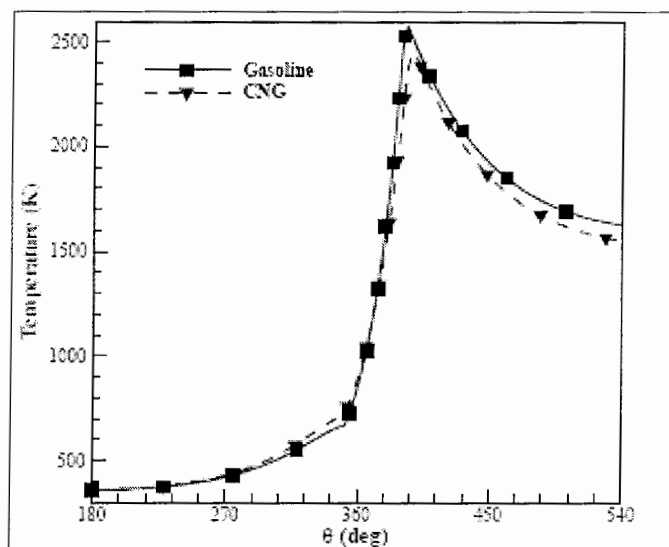
حال اگر نقطه ای هر سه شرط فوق را دارا بود، بدین معنی است که درون ناحیه سوخته سیلندر قرار دارد. با شبکه بندی محفظه احتراق به تعداد کافی از نقاط، می توان تعداد کل نقاط درون محفظه و تعداد نقاط درون ناحیه سوخته را شمارش کرده و با داشتن نسبت این اعداد، حجم ناحیه سوخته شده را با دقت مناسب بدست آورد [۱۰].

در شکل زیر نمودار کار تولیدی از سوختن بنزین و گاز طبیعی نشان داده شده است. همانطور که از شکل مشخص است کار تولیدی از گاز طبیعی به میزان قابل توجهی از بنزین کمتر است.



شکل 43-1: مقایسه کار تولیدی از بنزین و گاز طبیعی نسبت به زاویه crank [۱۰]

در شکل زیر نیز دمای محفظه احتراق برای دو سوخت نشان داده شده است. با توجه به شکل، دمای متوسط محفظه احتراق در اثر سوختن گاز طبیعی از بنزین کمتر می باشد. علت این امر کمتر بودن راندمان حجمی این سوخت نسبت به بنزین و پایین بودن سرعت شعله گاز طبیعی و زمان بیشتر برای انتقال حرارت می باشد [۱۰].



شکل 44-1: نمودار تغییرات دمای محفظه احتراق برای سوختهای بنزین و گاز طبیعی [۱۰]

پایین بودن سرعت شعله گاز طبیعی یکی از مشکلات استفاده از این سوخت می باشد. زیرا به دلیل فرصت بیشتر برای انتقال حرارت، موجب آسیب دیدن سر سیلندر موتورها می شود.

در یک آزمایش تجربی، شار حرارت لحظه ای که از داخل موتور به سر سیلندر می رسد اندازه گیری شده است. در این آزمایش که روی یک موتور دیزل با پاشش مستقیم انجام شد، دماهای اندازه گیری شده به دو بخش پایدار و گذرا تقسیم شدند [۱۱].

برای محاسبه شار حرارتی در هر نقطه از محفظه احتراق، معادله انتقال حرارت گذرا با شرایط مرزی موتور واقعی باید حل شود. در این آزمایش فرض شده است که انتقال حرارت به صورت یک بعدی بوده و خواص مواد در طول آزمایش ثابت می ماند.

معادله انتقال حرارت رسانایی به صورت زیر می باشد.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (32-1)$$

شرایط مرزی در نظر گرفته شده برای معادله بالا به صورت زیر می باشد.

$$T(0, t) = T_w(t) \quad \text{at } x = 0 \quad (33-1)$$

$$T(\delta, t) = T_\delta = \text{const} \quad \text{at } x = \delta \quad (34-1)$$

که δ فاصله از عمقی است که ترموکوپل در آن قرار داده شده است.

دمای دیواره را می توان با تبدیل فوریه به صورت زیر نوشت.

$$T_w(t) = T_m + \sum_{n=1}^N [A_n \cos(n\omega t) + B_n \sin(n\omega t)] \quad (35-1)$$

که T_m دمای متوسط دیواره می باشد.

با حل معادله گذرای انتقال حرارت جواب به صورت زیر در می آید.

$$T(x, t) = T_m - (T_m - T_\delta) \frac{x}{\delta} + \sum_{n=1}^N \exp(-\phi_n x) F_n(x, t)$$

$$F_n(x, t) = A_n \cos(n\omega t - \phi_n x) + B_n \sin(n\omega t - \phi_n x) \quad \phi_n = \left(\frac{n\omega}{2\alpha}\right)^{1/2} \quad (36-1)$$

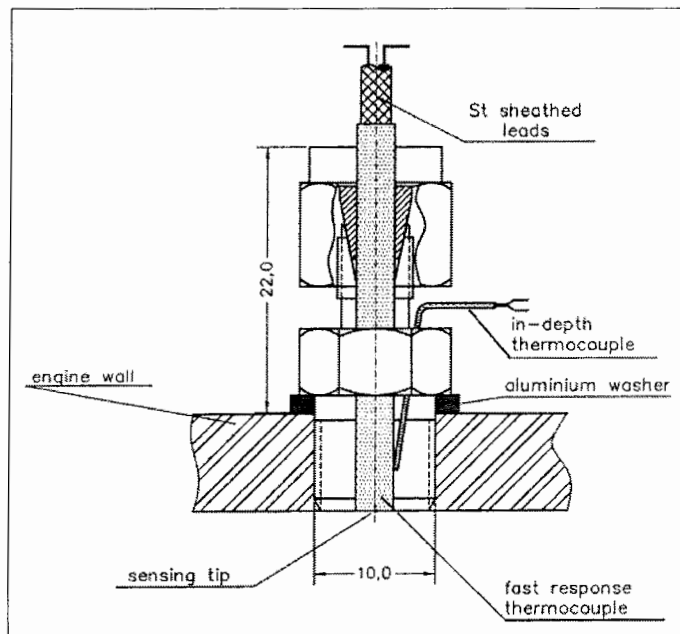
در نهایت مقدار شار حرارتی محاسبه شده به صورت زیر خواهد بود.

$$q_w(t) = -k \frac{\partial T}{\partial x}|_{x=0} = \frac{k}{\delta} (T_m - T_\delta) + k \sum_{n=1}^N \phi_n [(A_n + B_n) \cos(n\omega t) + (B_n - A_n) \sin(n\omega t)] \quad (37-1)$$

برای اندازه گیری دمای گذرا و پایدار دیواره سیلندر از دو نوع ترموکوپل استفاده شده است. برای اندازه گیری دمای پایدار، ترموکوپل OMEGA مدل J و K در چند جای موتور قرار داده شده است [۱۱]. این ترموکوپلها دما را در هر ۵ میلی ثانیه ثبت می کنند. ترموکوپلهای مشابهی نیز برای اندازه گیری دما در سیستم ورودی و خروجی گازها و همچنین در سیستم روغنکاری موتور تعبیه شده اند.

برای ثبت دمای گذرای سیستم و اتلافات شار حرارتی از ترموکوپلهای پیزوالکتریک استفاده شده است [۱۱].

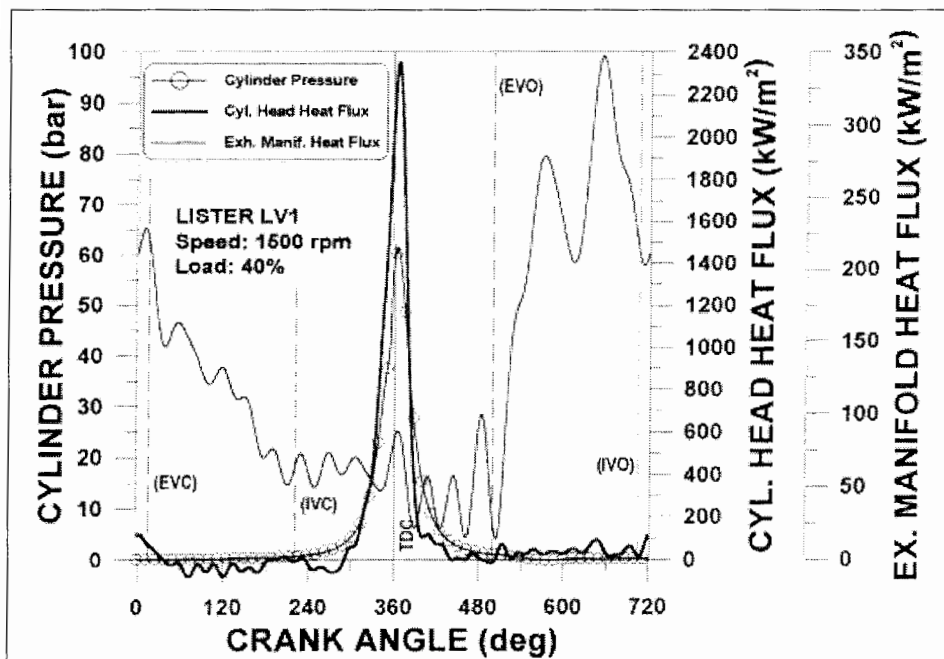
در شکل زیر نمونه ای از ترموکوپل که برای ثبت شار حرارتی استفاده شده، نشان داده شده است.



شکل 1-45: ترموکوپل مورد استفاده برای ثبت شار حرارتی که در دیواره سیلندر جاسازی شده است [۱۱]

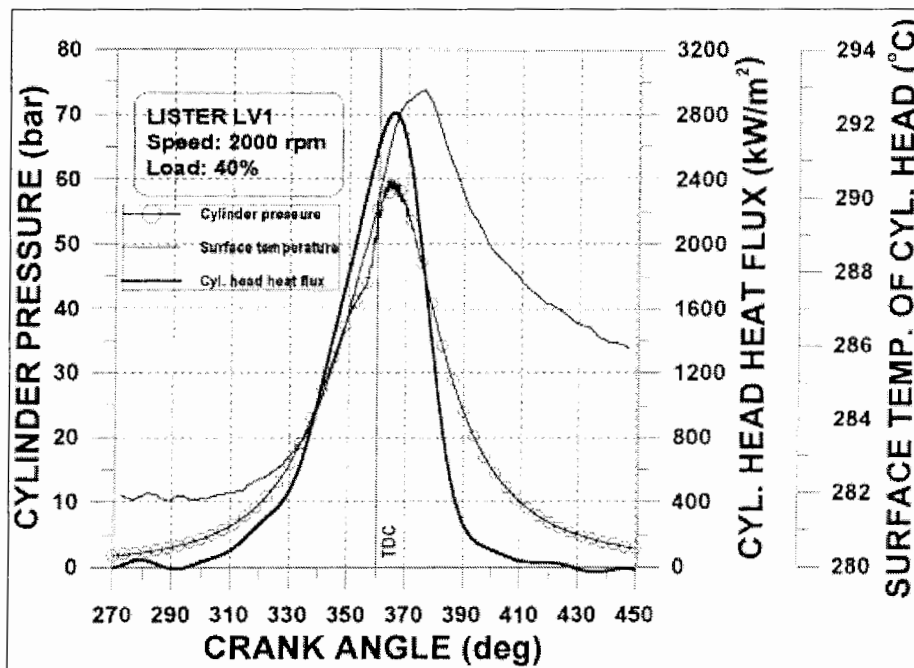
آزمایشات انجام شده برای دورها و بارهای مختلف موتور انجام شد و در هر آزمایش داده های ۲۵ سیکل از موتور ثبت شد. گامهای نمونه برداری برای آزمایشات مختلف ۰,۲۵ درجه و برای آزمایش با دور ۲۵۰۰، ۰,۵ درجه بود [۱۱].

در شکل زیر نمودارهای گرفته شده برای درو ۱۵۰۰ و بار ۴۰٪ آورده شده اند.



شکل 1-46: نمودار تغییرات فشار و شار حرارتی سیلندر و منیفولد خروجی [۱۱]

در شکل زیر نیز نتایج برای دور ۲۰۰۰ و بار ۴۰٪ نشان داده شده اند.



شکل 1-47: نمودار تغییرات فشار و شار حرارتی سیلندر و دمای سطح سر سیلندر [۱۱]

با توجه به نمودارها مشخص می شود که افزایش دور موتور سبب افزایش میزان شار حرارتی سیلندر می شود.

محفظه احتراق یک موتور احتراق داخلی از دیواره سیلندر، سرسیلندر و پیستون تشکیل شده است و توزیع دما برای هر کدام از این سطوح متفاوت می باشد. معمولاً دمای هر سطح را ثابت در نظر می گیرند ولی این چیزی نیست که واقعاً روی سطوح اتفاق می افتد. برای بدست آوردن توزیع دما روی سطوح محفظه احتراق روشی توسط Yong Liu and R.D. Reitz [۱۲] ابداع شده است. در این روش از قانون پایستگی انرژی برای محاسبه توزیع دمای دیواره استفاده شده است.

معادله انتقال حرارت رسانایی دوبعدی در مختصات استوانه ای به صورت زیر می باشد.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(Kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (38-1)$$

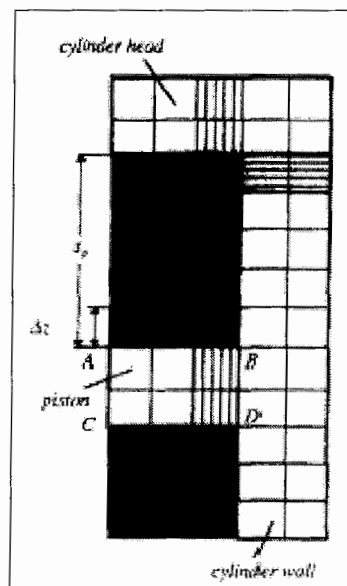
برای حل معادله بالا از فرمولبندی صریح و روش Saul'yev استفاده شد. گسسته سازی بر طبق این روش به صورت زیر می باشد:

$$\frac{U_j^{n+1} - U_j^n}{\Delta t} = \alpha \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial U}{\partial x} \right) = \frac{\alpha}{\Delta x} \left(\frac{\partial U}{\partial x} \Big|_{j+1/2}^n - \frac{\partial U}{\partial x} \Big|_{j-1/2}^{n+1} \right) \quad (39-1)$$

که ز مختصات نقاط گسسته شده و n مختصات زمانی می باشد.

محاسبات در جهت افزایش ز پیش می روند و فرض می شود که مقتدیر در زمان n معلوم می باشند. برای کنترل خطا جهت معادله عکس شده و یکبار دیگر در جهت کاهش ز معادلات حل می شوند [۱۲].

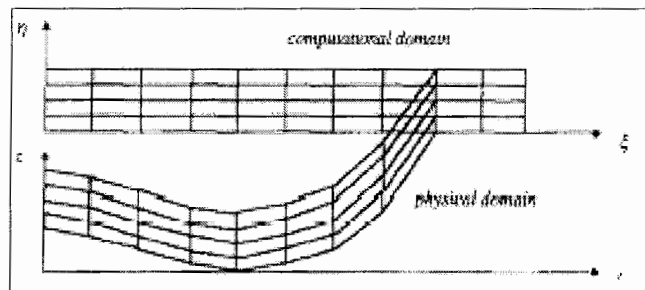
برای شبیه سازی محفظه احتراق، گره ها در مختصات استوانه ای شبکه بندی شده اند. در شکل زیر این شبکه بندی آورده شده است.



شکل 1-48: شبکه بندی سیلندر و پیستون [۱۲]

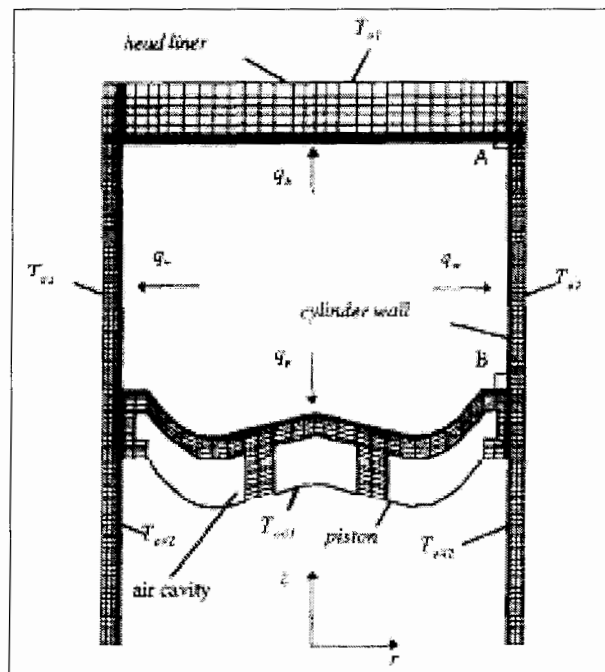
در شکل بالا ریز شدن شبکه بندی در محل فاصله بین سیلندر و سر سیلندر و همچنین پیستون و دیواره سیلندر مشخص است. اینها نقاطی هستند که گرادیان دما در طول آنها بسیار زیاد است.

این شبیه سازی برای موتور دیزل انجام شده که پیستون آن از نوع سر کاسه ای می باشد. در این مساله فرض شده که محور کاسه پیستون با محور سیلندر یکی باشد. معادلات تفاضل محدود ارائه شده برای مختصات مستطیلی می باشند. در نتیجه باید دامنه غیر مستطیلی فیزیکی را به دامنه محاسباتی مستطیلی انتقال داد.



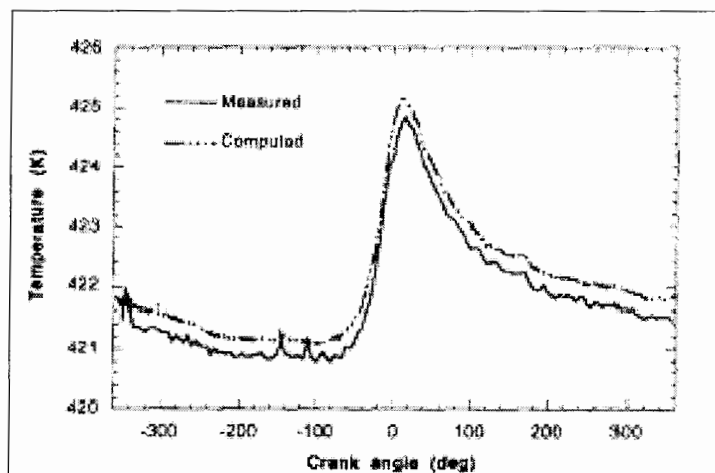
شکل 1-49: تبدیل مختصات فیزیکی به مختصات محاسباتی [۱۲]

علاوه بر تبدیل مختصات نقاط داخلی مساله، لازم است که شرایط مرزی نیز به دامنه محاسباتی انتقال داده شوند. در شکل زیر مساله و شرایط مرزی آن نشان داده شده است.



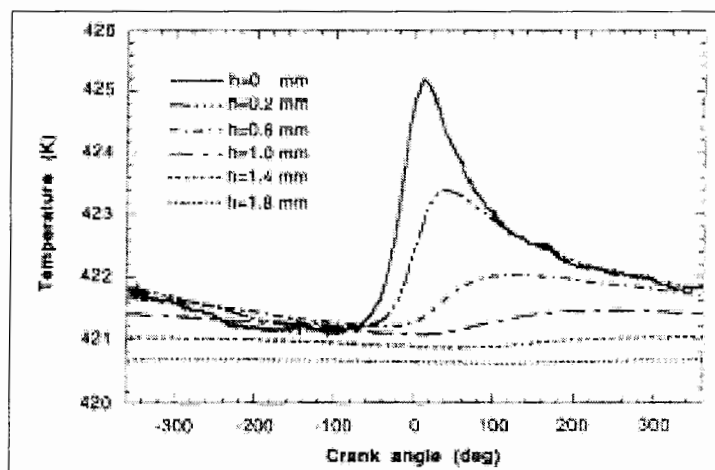
شکل 1-50: شبکه بندی مساله و شرایط مرزی [۱۲]

در شکل زیر مقادیر دما در یک نقطه مورد بررسی که با استفاده از روش آزمایشگاهی و محاسباتی بدست آمده اند نشان داده شده اند. کد نوشته شده برای ۵۰۰ چرخه از موتور که از حالت اولیه به یک حالت شبه پایدار می رسد، اجرا شده است.



شکل 51-1: مقایسه دمای سطح سر سیلندر برای دو حالت محاسباتی و آزمایشگاهی [۱۲]

در شکل زیر توزیع دما روی پیستون ارائه شده است.



شکل 52-1: توزیع دما روی پیستون [۱۲]

با توجه به شکل، برای عمقهای بیشتر از ۱ میلی متر زیر سطح پیستون، پروفیل دما رفتاری مثل حالت پایدار دارد.

۱-۳- هدف از انجام تحقیق

در زمینه شبیه سازی موتورهای احتراق داخلی فعالیتهای گسترده ای صورت گرفته است. یک موتور احتراق داخلی، یک نمونه خوب برای مسائل انتقال حرارت می باشد که محققان بسیاری به این بخش از موتورها پرداخته اند. در اکثر تحقیقات انجام شده، توجه محققان بیشتر به مراحل تراکم و احتراق در موتورها معطوف بوده و چرخه کامل موتور کمتر مورد توجه قرار گرفته است.

با توجه به تحقیقات و فعالیتهای انجام گرفته در زمینه شبیه سازی و مدل سازی موتورهای احتراق داخلی، انجام یک مدل سازی کامل که کل چرخه یک موتور احتراق داخلی جرقه ای را مورد بررسی قرار دهد لازم می نمود. در مطالعات پیشین بیشتر به انتقال حرارت و احتراق در طی مراحل تراکم و احتراق توجه شده و در زمینه تحلیل دمایی اجزای موتور نیز تعداد معدودی آزمایش تجربی صورت گرفته است.

در پایان نامه پیش رو، با استفاده از قوانین اول و دوم ترمودینامیک چرخه کامل یک موتور احتراق جرقه ای مدل سازی شده و پارامترهای ترمودینامیکی فشار و دمای داخل سیلندر در طول چرخه مورد محاسبه قرار گرفت. همچنین کار انجام شده توسط موتور و نیز ضریب انتقال حرارت جا به جایی گازهای داخل سیلندر نیز به صورت نمودارهایی داده شده است. در ادامه با تغییر پارامترهای ترمودینامیکی و احتراق مثل: زمان جرقه زدن، نسبت هوا به سوخت، نسبت تراکم و... تغییر داده های خروجی از موتور بررسی شد.

با استفاده از داده های بدست آمده از بخش نخست پایان نامه، انتقال حرارت رسانایی روی پیستون با حل عددی معادله انتقال حرارت گذرا در مختصات استوانه ای بررسی شد و پروفیل توزیع دما روی پیستون در مراحل مختلف چرخه استخراج شد.

فصل ۲- مدلسازی موتور

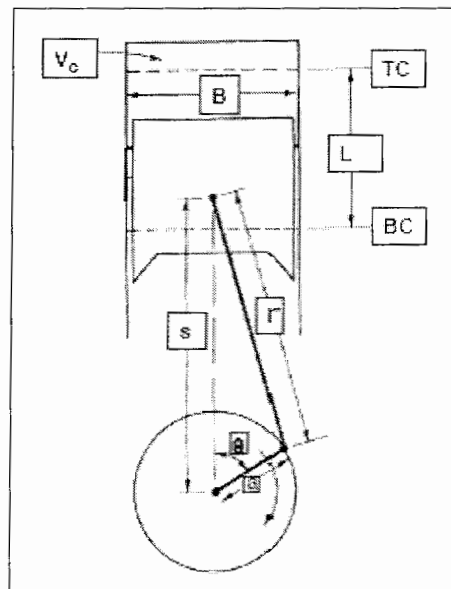
۱-۲- مقدمه

در این بخش مشخصه های کارکرد موتورهای احتراق داخلی رفت و برگشتی مورد بررسی قرار می گیرند. این مشخصه های کارکرد شامل پارامترهای خروجی مکانیکی نظیر کار، گشتاور و توان و پارامترهای ورودی مربوط به هوا، سوخت و احتراق، بازده ها و اندازه گیری آلاینده های گازهای خروجی از موتور می باشند.

۲-۲- پارامترهای موتور

۱-۲-۲- سرعت متوسط پیستون

برای موتوری با قطر داخلی سیلندر B ، شعاع لنگ a ، فاصله جابه جایی (کورس) S که با سرعت N می چرخد سرعت متوسط پیستون از طریق روابط زیر بدست می آید [۱۳]:



شکل ۱-۲: پارامترهای هندسی موتور

$$\bar{U}_P = 2SN \quad (1-2)$$

N عموماً برحسب RPM، سرعت پیستون برحسب m/s و B و a و S برحسب m داده می شوند. متوسط سرعت پیستون برای همه موتورهای معمولاً بین ۵ تا ۱۵ متر بر ثانیه می باشد که موتورهای دیزل بزرگ در انتهای پایین و خودروهای سواری با کارایی مطلوب در انتهای بالای این محدوده هستند [۱۳]. دو دلیل برای کارکرد این موتورها در این محدوده وجود دارد. اول آنکه این مقادیر در محدوده ایمن است که

با توجه به مقاومت مواد تشکیل دهنده اجزاء موتور قابل تحمل می باشد. اگر موتورهای بالاتر کار کنند خطر واماندگی مواد در پیستونها و دسته پیستونها وجود دارد. دومین دلیل برای محدود شدن مقدار حداکثر سرعت متوسط پیستون جریان یافتن گاز به داخل و به بیرون از سیلندر است. سرعت پیستون نرخ جریان لحظه ای هوا و سوخت به داخل سیلندر را در مرحله ورودی و نرخ جریان خروجی از سیلندر را در مرحله خروجی تعیین می کند. سرعتهای بزرگتر پیستون، برای عبور نرخ بزرگتر جریان نیازمند سوپاپهای بزرگتری می باشند. در اکثر موتورهای سوپاپها در حداکثر اندازه خود هستند و جایی برای بزرگتر شدن ندارند. نسبت قطر داخلی سیلندر به فاصله جا به جایی، B/S، برای موتورهای کوچک در محدوده ۰,۸ تا ۱,۲ است. موتوری با B=S اغلب موتوری مربعی نامیده می شود. اگر طول فاصله جا به جایی بلندتر از قطر داخلی سیلندر باشد، موتور، زیر مربعی و اگر طول فاصله جا به جایی کمتر از قطر داخلی سیلندر باشد، موتور فوق مربعی می باشد. موتورهای بزرگ اغلب زیر مربعی هستند و فاصله جا به جایی آنها تا ۴ برابر قطر داخلی سیلندر است [۱۳].

فاصله S بین محور لنگ و محور پیستون (گزن بین) برحسب θ ، زاویه لنگ، با رابطه زیر ارائه می شود:

$$S = a \cos \theta + \sqrt{r^2 - a^2 \sin^2 \theta} \quad (2-2)$$

که در آن a شعاع لنگ و r طول دسته پیستون است. θ برابر با زاویه لنگ است که از خط مرکز سیلندر اندازه گیری می شود و هنگامی که پیستون در TDC^۱ قرار دارد، برابر صفر می باشد. هنگامی که از S نسبت به زمان مشتق گیری شود سرعت لحظه ای پیستون حاصل می گردد:

$$U_p = \frac{dS}{dt} \quad (3-2)$$

در نتیجه نسبت سرعت لحظه ای پیستون به متوسط سرعت آن به صورت زیر نوشته می شود:

$$\frac{U_p}{\bar{U}_p} = \left(\frac{\pi}{2} \right) \sin \theta \left[1 + (\cos \theta / \sqrt{R^2 - \sin^2 \theta}) \right] \quad (4-2)$$

که در آن $R=r/a$.

R نسبت طول دسته پیستون به شعاع لنگ است و معمولاً برای موتورهای کوچک دارای مقادیر ۳ تا ۴ و برای بزرگترین موتورهای این مقدار به محدوده ۵ تا ۱۰ افزایش می یابد [۱۳].

۲-۲-۲ حجم محفظه احتراق

حجم جا به جایی یا حجم جاروب شده، V_d ، حجم جا به جا شده توسط پیستون است هنگامی که از BDC^۲ تا TDC جا به جا می شود.

$$V_d = V_{BDC} - V_{TDC} \quad (5-2)$$

^۱ Top Dead Center

^۲ Bottom Dead Center

حجم جا به جایی برای یک سیلندر به صورت زیر محاسبه می شود:

$$V_d = \left(\frac{\pi}{4}\right) B^2 S \quad (6-2)$$

برای حجم جا به جایی مشخص هر چه فاصله جابه جایی بزرگتر باشد قطر داخلی سیلندر کوچکتر (زیر مربعی) می گردد. این امر موجب کوچکتر شدن مساحت سطح محفظه احتراق و در نتیجه کمتر شدن اتلاف حرارت می گردد. کاهش اتلاف حرارت بازده حرارتی در داخل محفظه احتراق را افزایش می دهد. ولی فاصله جا به جایی بلندتر باعث سرعت بزرگتر پیستون و تلفات اصطکاکی بیشتری می گردد که توان خروجی قابل حصول از میل لنگ را کاهش می دهد. اگر طول جابه جایی سیلندر کوتاهتر شود قطر سیلندر باید افزایش یابد و موتور فوق مربعی خواهد شد. این امر تلفات اصطکاکی را کاهش می دهد ولی تلفات انتقال حرارت افزایش می یابد. اکثر موتورهای خودروهای سواری جدید نزدیک شرایط مربعی هستند و تعداد کمی فوق مربعی و تعداد کمی زیر مربعی می باشند.

حداقل حجم سیلندر هنگامی اتفاق می افتد که پیستون در TDC است. این حجم فضای مرده V_C نامیده می شود.

$$V_C = V_{TDC} \quad (7-2)$$

$$V_{BDC} = V_C + V_d \quad (8-2)$$

نسبت تراکم یک موتور به صورت زیر تعریف می شود.

$$r_C = \frac{V_{BDC}}{V_{TDC}} = \frac{V_C + V_d}{V_C} \quad (9-2)$$

موتورهای جدید با اشتعال جرقه ای دارای نسبت تراکم ۸ تا ۱۱ می باشند. در حالیکه موتورهای با اشتعال تراکمی دارای نسبتهای تراکم در محدوده ۱۲ تا ۲۴ هستند. موتورهای با سوپرشارژر یا توربو شارژر معمولاً دارای نسبت تراکم کوچکتری از موتورهای با تنفس طبیعی هستند. به دلیل محدودیتهای موجود در مواد و تکنولوژی و کیفیت سوخت، موتورهای قدیمی دارای نسبتهای تراکم کوچک از مرتبه ۲ تا ۳ بودند [۱۳].

حجم سیلندر، V ، در هر زاویه میل لنگ برابر است با :

$$V = V_C + \left(\frac{\pi B^2}{4}\right)(r + a - S) \quad (10-2)$$

که در آن V_C حجم فضای مرده، B قطر داخلی سیلندر، r طول دسته پیستون، a شعاع لنگ و S موقعیت پیستون می باشد. با تقسیم دو طرف رابطه بالا بر V_C و با استفاده از تعریف R و جایگزین کردن r و a و S رابطه بالا را می توان به شکل بی بعد نوشت:

$$\frac{V}{V_C} = 1 + \frac{1}{2}(r_C - 1) \left[R + 1 - \cos \theta - \sqrt{R^2 - \sin^2 \theta} \right] \quad (11-2)$$

که در آن r_C نسبت تراکم و $R=r/a$ می باشد.

۲-۲-۳ - مساحت محفظه احتراق

مساحت سطح مقطع سیلندر یا مساحت سطح سر پیستون با سر تخت عبارت است از:

$$A_p = \left(\frac{\pi}{4}\right) B^2 \quad (12-2)$$

مساحت سطح محفظه احتراق برابر است با:

$$A = A_{ch} + A_p + \pi B(r + a - S) \quad (13-2)$$

که در آن A_{ch} مساحت سطح سر سیلندر است که کمی بزرگتر از A_p می باشد. اگر از تعاریف R و a و S و r استفاده شود، معادله بالا می تواند به صورت زیر بدست آید:

$$A = A_{ch} + A_p + \left(\frac{\pi BS}{2}\right) \left[R + 1 - \cos \theta - \sqrt{R^2 - \sin^2 \theta} \right] \quad (14-2)$$

۲-۲-۴ - کار

خروجی هر موتور گرمایی کار است و در یک موتور رفت و برگشتی احتراق داخلی این کار توسط گازهای داخل محفظه احتراق سیلندر تولید می شود. کار حاصل اثر یک نیرو در طول یک مسافت است. در یک چرخه موتور احتراق داخلی نیروی ناشی از فشار گاز بر روی پیستون در حال حرکت کار تولید می کند.

$$W = \int F dx = \int P A_p dx \quad (15-2)$$

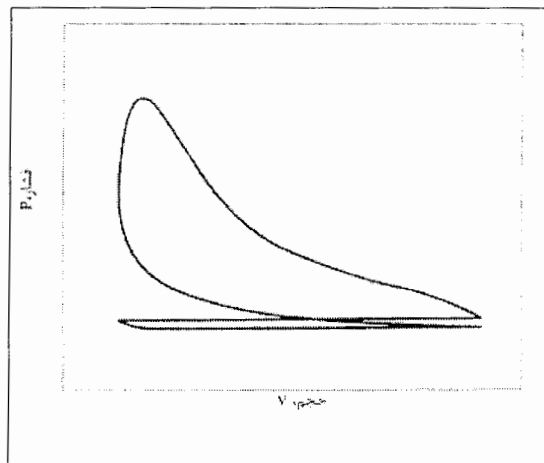
که در آن P فشار داخل محفظه احتراق، A_p سطحی است که فشار بر آن وارد می شود (سطح سر پیستون) و x مسافتی است که پیستون طی می کند.

$$A_p dx = dV \quad (16-2)$$

dV حجم دیفرانسیلی جابه جا شده توسط پیستون است. بنابر این کار انجام شده می تواند به صورت زیر نوشته شود:

$$W = \int P dV \quad (17-2)$$

شکل زیر که در آن چرخه موتور در مختصات $P-V$ رسم شده است دیاگرام اندیکاتوری نامیده می شود.



شکل ۲-۲: دیاگرام اندیکاتوری [۱۴]

دیاگرامهای اندیکاتوری قدیمی توسط ترسیم کننده های مکانیکی که مستقیماً به موتور متصل می شدند تولید می شد. تبدیل کننده های اندیکاتوری جدید بر روی اسیلوسکوپ با استفاده از تبدیل کننده فشار به جریان الکتریکی^۱ قرار گرفته و در محفظه احتراق و حس گر الکترونیکی موقعیت سنج ، سوار شده بر روی پیستون یا میل لنگ، ایجاد می گردد.

از آنجا که موتورها اغلب دارای چند سیلندر هستند مرسوم است که چرخه های موتور بر حسب واحد جرم گاز داخل سیلندر m تحلیل شوند. برای این کار حجم V با حجم مخصوص v و کار با کار ویژه جایگزین می گردد.

$$w = \frac{W}{m} \quad (۱۸-۲)$$

$$v = \frac{V}{m} \quad (۱۹-۲)$$

$$w = \int P dv \quad (۲۰-۲)$$

مقدار عددی کار ویژه، با سطح زیر منحنی خطوط فرآیندی در مختصات P-V برابر است. به این کار کار اندیکاتوری گفته می شود. کار تحویل داده شده توسط میل لنگ به دلیل وجود اصطکاک مکانیکی و بارهای اضافی موتور کمتر از کار اندیکاتوری می باشد. بارهای اضافی شامل پمپ روغن، سوپرشارژر، کمپرسور تهویه مطبوع، دینام و غیره می باشند. به کار واقعی قابل دسترس در میل لنگ کار ترمزی گفته می شود.

^۱ Pressure Transducer

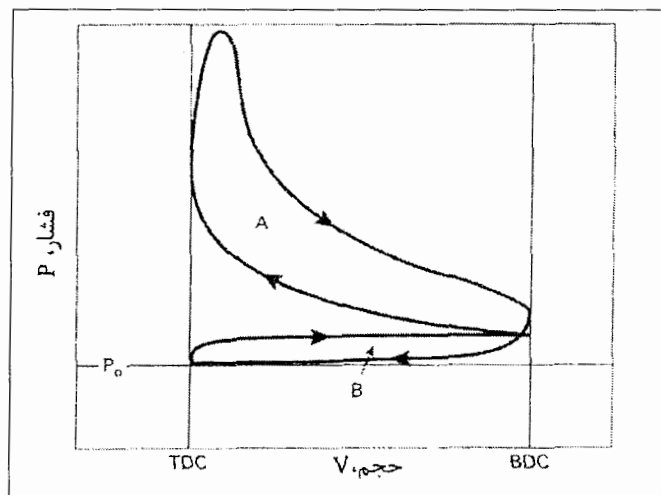
$$W_b = W_i - W_f \quad (21-2)$$

W_i کار ویژه اندیکاتوری تولید شده در داخل محفظه احتراق
 W_f کار ویژه تلف شده ناشی از اصطکاک و بارهای اضافی

برای محاسبه مقدار کار اصطکاکی موتور، رابطه ای توسط Barnes-Moss [۱۵] ارائه شد. در این رابطه، مقدار فشار موثر میانگین اصطکاکی موتور بر حسب دور موتور برای موتورهای احتراق جرقه ای بدست می آید:

$$fmep = 0.97 + 0.15\left(\frac{N}{1000}\right) + 0.05\left(\frac{N}{1000}\right)^2 \quad (22-2)$$

در رابطه بالا مقدار $fmep$ بر حسب بار و دور موتور بر حسب rpm می باشد.
 حلقه بالایی چرخه موتور در شکل زیر شامل مراحل تراکم و قدرت است که در آنها کار تولید می شود و به آن کار اندیکاتوری ناخالص می گویند.



شکل 3-۲: دیاگرام اندیکاتوری [۱۴]

حلقه پایینی که شامل مراحل ورودی و خروجی است کار پمپ نامیده می شود (پمپ کردن گازهای داخل سیلندر) و کار از موتور می گیرد. بنابراین کار خالص اندیکاتوری برابر است با:

$$W_{net} = W_{gross} + W_{pump} \quad (23-2)$$

نسبت کار ترمزی در میل لنگ به کار اندیکاتوری در محفظه احتراق به عنوان بازده مکانیکی موتور تعریف می شود:

$$\eta_m = \frac{W_b}{W_i} = \frac{w_b}{w_i} \quad (24-2)$$

بازده مکانیکی در سرعت‌های زیاد برای موتور خودروهای سواری جدید در هنگام کار با دریچه گاز کاملاً باز از مرتبه ۷۵ تا ۹۵ درصد می‌باشد [۱۴]. بازده مکانیکی با کاهش سرعت موتور کاهش می‌یابد و در حالت کارکرد بدون بار (هنگامی که دنده در حالت خلاص می‌باشد) برای موتور به صفر می‌رسد. زیرا در این حالت هیچ کاری از موتور گرفته نمی‌شود.

۲-۲-۵- فشار مؤثر متوسط

فشار داخل سیلندر یک موتور در طی یک چرخه مرتباً در حال تغییر است. فشار مؤثر میانگین با رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$w = (mep)\Delta v \quad (25-2)$$

یا

$$mep = \frac{w}{\Delta v} = \frac{W}{V_d} \quad (26-2)$$

فشارهای مؤثر میانگین متعددی می‌توانند با استفاده از اصطلاحات مختلف کار در معادله بالا تعریف شوند. اگر کار ترمزی استفاده شود فشار میانگین مؤثر ترمزی حاصل می‌گردد:

$$bmep = \frac{W_b}{\Delta v} \quad (27-2)$$

کار اندیکاتوری فشار مؤثر میانگین اندیکاتوری را ارائه می‌دهد:

$$imep = \frac{W_i}{\Delta v} \quad (28-2)$$

۲-۲-۶- گشتاور و توان

گشتاور نشانگر خوبی از توانایی موتور برای ایجاد کار است. گشتاور به صورت نیرویی که در فاصله ای عمل نموده و ایجاد ممان می‌کند تعریف می‌گردد. گشتاور τ با رابطه زیر به کار مرتبط می‌شود:

$$2\pi\tau = W_b = \frac{(bmep)V_d}{n} \quad (29-2)$$

که در آن W_b کار ترمزی یک دور موتور و n تعداد دورها به ازای هر چرخه می‌باشد. برای موتوری با چرخه دو زمانه هر چرخه در یک دور موتور کامل می‌گردد و برای موتوری با چرخه چهار زمانه هر چرخه در دو دور موتور کامل می‌گردد.

$$\tau = \frac{(bmep)V_d}{2\pi} \quad (30-2) \text{ چرخه دو زمانه}$$

$$\tau = \frac{(bmep)V_d}{4\pi} \quad (31-2) \text{ چرخه چهار زمانه}$$

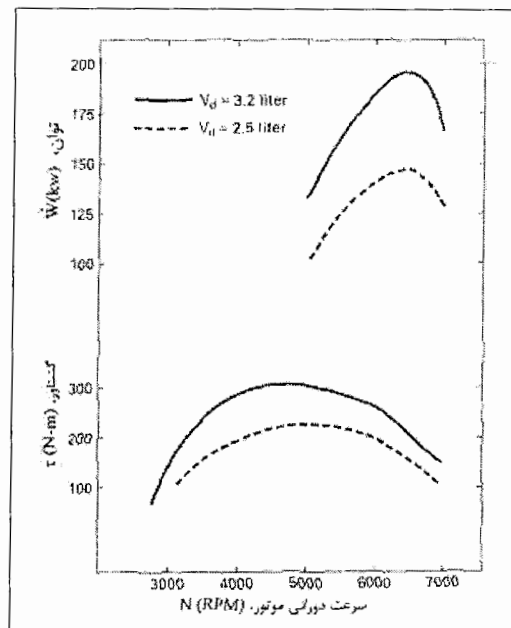
بسته به اینکه کدام تعریف کار یا mep در معادلات استفاده شوند، توان می تواند به صورت توان ترمزی، توان اندیکاتوری و حتی توان اصطکاکی تعریف شود.

$$\dot{W}_b = \eta_m \dot{W}_i \quad (32-2)$$

$$\dot{W}_b = \dot{W}_i - \dot{W}_f \quad (33-2)$$

که در آن η_m بازده مکانیکی موتور است.

هم گشتاور و هم توان تابعی از سرعت دورانی موتور هستند. در سرعت کم گشتاور با افزایش سرعت موتور افزایش می یابد. با افزایش سرعت موتور گشتاور به حداکثر مقدار خود می رسد و سپس مطابق آنچه در شکل زیر نشان داده شده است کاهش می یابد.



شکل 4-2: نمودار تغییرات گشتاور و توان نسبت به دور موتور [۱۴]

گشتاور به این دلیل کاهش می یابد که موتور قادر نیست در سرعتهای بالا هوای مورد نیاز را به طور کامل فرو برد. توان اندیکاتوری با سرعت دورانی افزایش می یابد در حالیکه توان ترمزی تا مقدار حداکثری افزایش می یابد و سپس در سرعتهای بزرگتر کاهش می یابد. این بدان دلیل است که تلفات اصطکاکی با سرعت دورانی افزایش می یابند و در سرعتهای بسیار زیاد عامل غالب می باشند. توان بزرگتر می تواند با افزایش پارامترهایی نظیر حجم جا به جایی، mep و یا سرعت دورانی حاصل گردد. حجم جا به جایی بیشتر هم وزن موتور را افزایش می دهد و هم فضای بیشتری را اشغال می کند. هر دوی این موارد با طراحی مطلوب موتور در تضاد هستند. به همین دلیل اکثر موتورهای جدید کوچکتر هستند ولی

در سرعت‌های بیشتری کار می‌کنند و اغلب برای افزایش mep از توربوشارژر یا سوپرشارژر استفاده می‌نمایند.

۲-۲-۷- نسبت هوا به سوخت و نسبت سوخت به هوا

انرژی ورودی به موتور، Q_{in} ، از احتراق سوخت هیدروکربنی حاصل می‌شود. از هوا برای تغذیه اکسیژن مورد نیاز این واکنش شیمیایی استفاده می‌گردد. برای انجام واکنش احتراق مقادیر مناسب هوا و سوخت باید موجود باشند. نسبت هوا به سوخت (AF^1) و نسبت سوخت به هوا (FA^2) پارامترهایی هستند که برای توصیف نسبت مخلوط سوخت و هوا استفاده می‌شوند.

$$AF = \frac{m_a}{m_f} \quad (۳۴-۲)$$

$$FA = \frac{m_f}{m_a} \quad (۳۵-۲)$$

که در آن m_a جرم هوا و m_f جرم سوخت می‌باشد. AF ایده آل یا استوکیومتریک برای بسیاری از سوخت‌های هیدروکربنی نوع بنزینی بسیار نزدیک به ۱۵:۱ می‌باشد و احتراق مخلوط این سوختها و هوا در محدوده ۶ تا ۱۹ ممکن است. AF کمتر از ۶ برای انجام احتراق بسیار غنی و AF بزرگتر از ۱۹ بسیار فقیر می‌باشد [۱۴].

۲-۲-۸- نسبت هم ارزی (Φ)

به صورت نسبت واقعی سوخت به هوا به نسبت ایده آل یا استوکیومتریک سوخت به هوا می‌باشد.

$$\Phi = \frac{(FA)_{act}}{(FA)_{stoich}} = \frac{(AF)_{stoich}}{(AF)_{act}} \quad (۳۶-۲)$$

۲-۲-۹- مصرف سوخت ویژه

مصرف سوخت ویژه با رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$SFC = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}} \quad (۳۷-۲)$$

که در آن \dot{m}_f نرخ جرمی سوخت ورودی به داخل موتور و \dot{W} توان موتور می‌باشد. توان ترمزی، مصرف سوخت ویژه ترمزی و توان اندیکاتوری، مصرف سوخت ویژه اندیکاتوری را می‌دهد.

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_b} \quad (۳۸-۲)$$

¹ Air to Fuel Ratio

² Fuel to Air Ratio

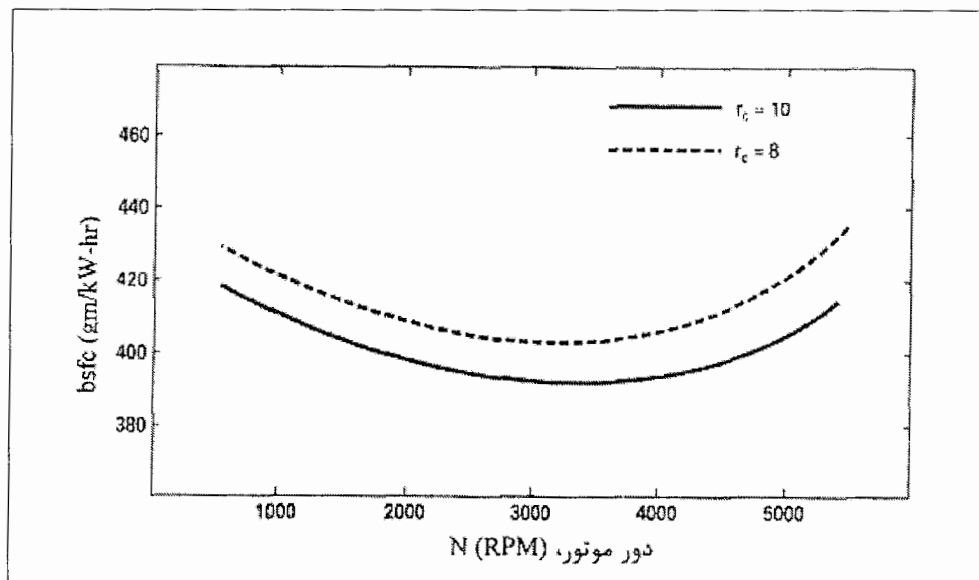
$$isfc = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_i} \quad (39-2)$$

همچنین این روابط منجر می شوند به:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_b}{\dot{W}_i} = \frac{(m_f / \dot{W}_i)}{(m_f / \dot{W}_b)} = \frac{(isfc)}{(bsfc)} \quad (40-2)$$

که η_m بازده مکانیکی موتور است.

با افزایش سرعت دورانی موتور مصرف سوخت ویژه ترمزی کاهش می یابد و به حداقل مقدار خود می رسد. سپس در سرعت‌های بیشتر این مقدار افزایش می یابد. در سرعت زیاد به دلیل تلفات اصطکاکی بیشتر مصرف سوخت افزایش می یابد. در سرعت کم موتور نیز طول زمانی هر چرخه طولانی تر می گردد که این امر تلفات حرارتی بیشتری را ممکن می سازد و مصرف سوخت را افزایش می دهد. شکل زیر نشان می دهد که چگونه $bsfc^1$ به نسبت تراکم و نسبت هم ارزی سوخت بستگی دارد.



شکل 5-2: نمودار تغییرات مصرف سوخت با دور موتور [۱۴]

با نسبت تراکم بزرگتر به دلیل بازده حرارتی بزرگتر، $bsfc$ کاهش می یابد. کمترین مقدار $bsfc$ هنگامی است که احتراق در مخلوط هوا و سوخت با نسبت هم ارزی نزدیک به یک رخ دهد. در شرایط دورتر از حالت احتراق ایده آل، (استویکومتریکی)، چه در حالت غنی یا فقیر مصرف سوخت بیشتر خواهد بود. مصرف سوخت ویژه ترمزی عموماً با بزرگتر شدن اندازه موتور کاهش می یابد و بهترین (کمترین) مقدار آن برای موتورهای بزرگ است [۱۴].

¹ Breaking Specific Fuel Consumption

۲-۲-۱۰- بازده های موتور

زمان موجود برای فرآیند احتراق در یک چرخه موتور بسیار کوتاه است و ممکن است تمامی مولکولهای سوخت نتوانند اکسیژنی را برای ترکیب شدن با آن بیابند و یا ممکن است کم بودن دما در نقطه ای، امکان ایجاد واکنش را فراهم نسازد. در نتیجه کسر کوچکی از سوخت در واکنش شرکت نمی کند و همراه با گازهای خروجی از سیلندر خارج می شود. بازده احتراق، η_c ، برای بدست آوردن کسری از سوخت که می سوزد تعریف می شود. هنگامی که موتور به شکل مناسب کار کند η_c عموماً دارای مقادیری در محدوده ۹۰ تا ۹۵ درصد است. در چرخه موتور برای یک سیلندر گرمای اضافه شده برابر است با:

$$Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c \quad (۴۱-۲)$$

بازده حرارتی برابر است با:

$$\eta_t = \frac{W}{Q_{in}} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{W}}{m_f Q_{HV} \eta_c} = \frac{\eta_f}{\eta_c} \quad (۴۲-۲)$$

که η_f بازده تبدیل سوخت و η_c بازده احتراق می باشد. بازده تبدیل سوخت به صورت زیر تعریف می شود:

$$\eta_f = \frac{W}{m_f Q_{HV}} = \frac{\dot{W}}{m_f Q_{HV}} = \frac{1}{(sfc) Q_{HV}} \quad (۴۳-۲)$$

بسته به اینکه در محاسبه بازده حرارتی، از توان ترمزی یا اندیکاتوری استفاده شود بازده حرارتی می تواند به صورت ترمزی یا اندیکاتوری داده شود. در نتیجه بازده مکانیکی موتور می تواند به صورت زیر بدست آید:

$$\eta_m = \frac{(\eta_t)_b}{(\eta_t)_i} \quad (۴۴-۲)$$

یکی از مهمترین روشهایی که مقدار توان و کارایی یک موتور را مشخص می کند بدست آوردن حداکثر مقدار هوای داخل سیلندر در طی چرخه است. هوای بیشتر به این معنی است که سوخت بیشتری می تواند بسوزد و انرژی بیشتری می تواند به توان خروجی تبدیل شود. ورود حجم نسبتاً کوچک سوخت مایع به داخل سیلندر بسیار آسانتر از ورود حجم نسبتاً بزرگ هوای گازی شکل مورد نیاز برای واکنش با سوخت می باشد. به صورت ایده آل جرم هوا برابر با حاصلضرب چگالی هوای اتمسفر و حجم جا به جایی سیلندر می باشد که باید در هر چرخه به سیلندر وارد شود. ولی به دلیل زمان کوتاه یک چرخه و موانع پیش روی جریان به واسطه وجود صافی هوا، کاربوراتور، چند راهه ورودی و سوپاپهای ورودی کمتر از این مقدار ایده آل، هوا وارد سیلندر می شود. بنابراین بازده حجمی به صورت زیر تعریف می گردد:

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a V_d} \quad (۴۵-۲)$$

مقادیر دما و فشار محیط باید داده شوند و یا مقادیر زیر برای یافتن چگالی هوا می توانند استفاده گردند:

$$p_0 = 101Kpa$$

$$T_0 = 298K$$

$$\rho_a = \frac{P_0}{RT_0}$$

R ثابت گازها برای هوا می باشد که برابر است با :

$$R = 0.287 KJ / kg - K$$

گاهی چگالی هوا در شرایط موجود در چندراهه ورودی بلافاصله قبل از ورود به سیلندر محاسبه می شود. در چنین نقطه ای معمولاً دمای هوا گرمتر و فشار هوا کمتر از فشار اتمسفر خواهد بود. مقادیر معمول برای بازده حجمی موتور با دریچه کاملاً باز در محدوده ۷۵ تا ۹۵ درصد هستند که با بسته شدن دریچه گاز به سمت مقادیر بسیار کم کاهش می یابد [۱۴]. محدود کردن جریان هوا به داخل موتور (بستن دریچه گاز) اولین وسیله کنترل توان برای موتور اشتعال جرقه ای است.

فصل ۳- مدلسازی ترمودینامیکی

۳-۱- مقدمه

چرخه ای که در سیلندر یک موتور احتراق داخلی رخ می دهد بسیار پیچیده است. ابتدا هوا (در موتور CI) یا مخلوط سوخت و هوا (در موتور SI) که به سیلندر وارد می شود با مقدار اندکی از باقیمانده محصولات احتراق چرخه قبلی مخلوط می گردد. سپس این مخلوط متراکم شده و در آن احتراق صورت می گیرد که باعث تغییر ترکیب اولیه و تبدیل آنها به محصولات احتراق می گردد که شامل مقادیر زیادی CO_2 و H_2O و N_2 به همراه بسیاری اجزاء دیگر با مقادیر کمتر می باشد. پس از یک فرآیند انبساط، سوپاپ خروجی باز می شود و مخلوط گازی محصولات احتراق به محیط تخلیه می گردد. بنابراین فرآیندهای فوق یک چرخه باز را تشکیل می دهند که با تغییر ترکیب گازها همراه است و تحلیل چرخه را مشکل می سازد. برای آنکه تحلیل چرخه موتور ساده تر و قابل بررسی گردد چرخه واقعی با یک چرخه ایده آل استاندارد هوا تقریب زده می شود که از جهات زیر با چرخه واقعی متفاوت است:

۱- مخلوط گازی داخل سیلندر برای کل چرخه هوا در نظر گرفته می شود و خصوصیات هوا در تحلیل استفاده می شوند. این تقریب در نیمه اول چرخه که بیشتر گازهای داخل سیلندر هوا با حداکثر حدود ۷ درصد بخار سوخت می باشد تقریب خوبی است. حتی در نیمه دوم چرخه که ترکیب گازهای داخل سیلندر اکثراً CO_2 و H_2O و N_2 است، استفاده از خواص هوا، خطاهای بزرگی در تحلیل ایجاد نمی کند. در این روش هوا به صورت یک گاز ایده آل با گرماهای ویژه ثابت در نظر گرفته می شود [۱۳].

۲- فرآیند احتراق با افزودن حرارت Q_{in} به هوای سیلندر جایگزین می شود.

۳- فرآیند خروج گازها از سیستم باز که مقدار زیادی آنتالپی از آن خارج می شود با یک فرآیند دفع Q_{out} از سیستم بسته جایگزین می گردد.

۴- فرض می شود که مراحل تقریباً فشار ثابت ورودی و خروجی فشار ثابت هستند.

۵- مراحل تراکم و انبساط به تقریب فرآیندهای آیزنتروپیک فرض می شوند. درستی فرض آیزنتروپیک بودن فرآیند نیاز به برگشت پذیری داخلی و آدیباتیک بودن این فرآیندها دارد. کمی اصطکاک بین پیستون و دیواره های سیلندر وجود دارد ولی از آنجا که سطوح تا حد زیادی صیقل داده شده و روانکاری می شوند این اصطکاک در حداقل نگه داشته می شود و فرآیندها نزدیک به فرآیند بدون اصطکاک و برگشت پذیر داخلی هستند. همچنین به دلیل حرکت گازها در داخل سیلندرها در طی این مراحل اصطکاک سیال وجود دارد. این اصطکاک بسیار اندک است. انتقال حرارت در یک مرحله به دلیل زمان بسیار کوتاه انجام آن فرآیندها کوچک و قابل نظر خواهد بود. بنابراین یک فرآیند تقریباً برگشت پذیر و تقریباً آدیباتیک می تواند با دقت قابل قبولی با یک فرآیند آیزنتروپیک جایگزین گردد [۱۳].

۶- فرآیند احتراق توسط فرآیندی حجم ثابت در چرخه SI و یا فرآیندی فشار ثابت در چرخه CI با تقریب جایگزین می گردد.

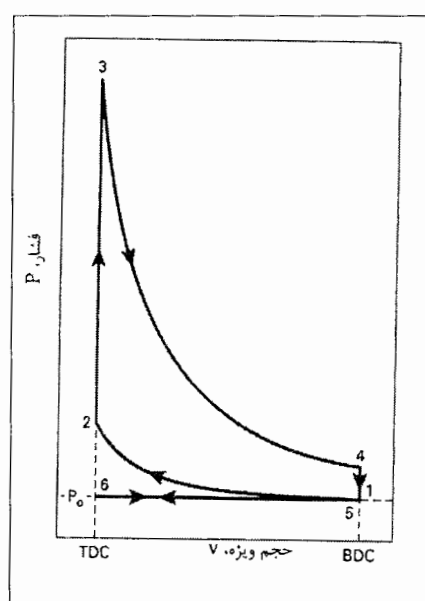
۷- خروج آنی گازهای احتراق از سیلندر با فرآیندی حجم ثابت تقریب زده می شود.

۸- تمام فرآیندها برگشت پذیر داخلی در نظر گرفته می شوند.

برای تحلیل ترمودینامیکی، گرماهای ویژه هوا می توانند به طور واقعی به صورت تابعی از دما در نظر گرفته شوند. هرچند برای ساده سازی محاسبات با کاهش کم دقت نتایج می توان آنها را ثابت فرض نمود. به دلیل وجود دماهای زیاد و محدوده بزرگ تغییرات دما در طی یک چرخه موتور گرماهای ویژه و نسبت آنها، K ، به میزان مشخصی تغییر می کنند. در دماهای کم در یک چرخه مثلاً در طی مرحله ورودی و شروع تراکم مقدار $k=1.4$ صحیح است ولی در انتهای مرحله احتراق دما افزایش می یابد به طوریکه $K=1.3$ دقیق تر است [۱۳].

۳-۲- چرخه اتو

چرخه یک موتور چهار زمانه SI با تنفس طبیعی در حالت WOT^1 در شکل زیر نشان داده شده است.

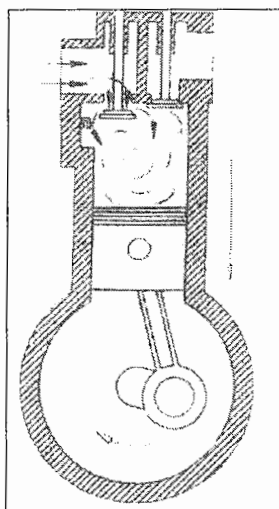


شکل ۳-۱: چرخه اتو

این چرخه مشابه اکثر موتورهای خودروهای سواری و سایر موتورهای چهارزمانه SI می باشد. مرحله ورودی چرخه اتو یک فرآیند فشار ثابت با فشار ورودی یک اتمسفر (فرآیند ۱-۲) می باشد و هنگامی که پیستون در TDC است این فرآیند شروع می گردد. این انتخاب تقریب خوبی برای فرآیند ورودی یک موتور واقعی در حالت WOT است که در واقع در فشار کمی کمتر از فشار اتمسفر، به دلیل

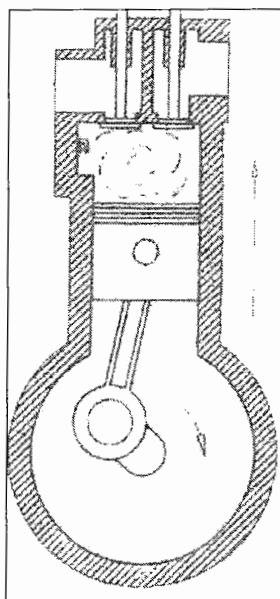
¹ Wide open throttle

افت های فشار در جریان هوای ورودی، اتفاق می افتد. دمای هوا در ورود و عبور از چندراهه ورودی که داغ است افزایش می یابد. دما در نقطه ۱ عموماً ۲۵ تا ۳۵ درجه گرمتر از دمای هوای محیط است [۱۳].



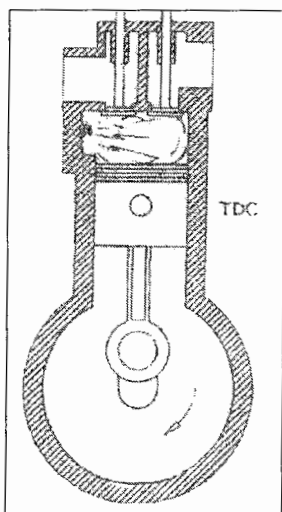
شکل ۲-۳: مکش گاز به داخل سیلندر

مرحله دوم چرخه مرحله تراکم است که در چرخه اتو تراکم آیزنتروپیک از BDC تا TDC (فرآیند ۱-۲) می باشد. این فرآیند به جز مراحل شروع و انتها تقریب خوبی برای تراکم در یک موتور واقعی می باشد. در یک موتور واقعی شروع تراکم متأثر از سوپاپ ورودی می باشد که تا کمی بعد از BDC بسته نمی شود. انتهای مرحله تراکم نیز متأثر از جرقه زدن شمع قبل از TDC است. در مرحله تراکم نه تنها افزایش فشار رخ می دهد بلکه دمای گازهای داخل سیلندر نیز به دلیل همین تراکم افزایش می یابد.



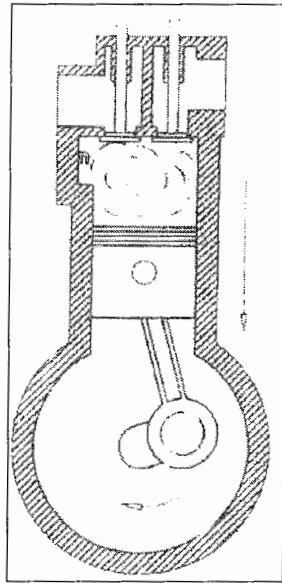
شکل ۳-۳: مرحله تراکم

پس از تراکم مرحله ورود گرما در حجم ثابت (فرآیند ۲-۳) اتفاق می افتد. این فرآیند جایگزین فرآیند احتراق در چرخه موتور واقعی می شود که در شرایطی نزدیک به شرایط حجم ثابت رخ می دهد. در یک موتور واقعی، احتراق کمی قبل از TDC شروع می شود و در نزدیکی TDC به حداکثر سرعت خود می رسد و کمی بعد از TDC خاتمه می یابد. در مرحله احتراق یا ورود گرما مقدار زیادی انرژی به هوای داخل سیلندر افزوده می شود. این انرژی ورودی دمای هوا را تا مقادیر بسیار زیادی افزایش می دهد و حداکثر دمای چرخه در نقطه ۳ رخ می دهد. این افزایش دما در حجم ثابت در یک سیستم بسته منجر به افزایش فشار زیادی می شود. بنابراین حداکثر فشار چرخه نیز در نقطه ۳ حاصل می گردد.



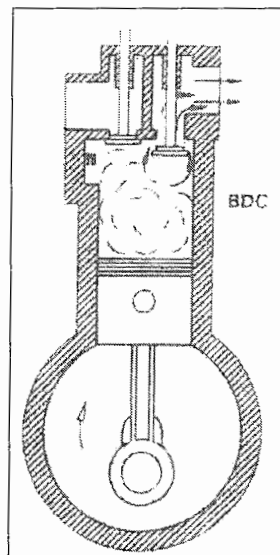
شکل ۳-۴: مرحله احتراق

با مقادیر بسیار زیاد فشار و آنتالپی گاز سیستم در TDC مرحله قدرت (مرحله انبساط) پس از احتراق آغاز می شود (فرآیند ۳-۴). فشار زیاد بر روی سطح پیستون، پیستون را به عقب و به سمت BDC می راند و موتور کار و توان خروجی تولید می نماید. مرحله قدرت چرخه موتور واقعی به تقریب با یک فرآیند انبساط آیزنتروپیک در چرخه اتو جایگزین می شود. مشابه با استدلالهایی که در مرحله تراکم در مورد صرف نظر کردن از اصطکاک و انتقال حرارت (فرآیند آدیاباتیک) ذکر شد این تقریب دارای دقت خوبی است. در موتور واقعی، شروع مرحله قدرت، متاثر از قسمت انتهایی فرآیند احتراق است. انتهای مرحله قدرت متاثر از باز شدن سوپاپ خروجی قبل از BDC است. در مرحله قدرت مقادیر دما و فشار در داخل سیلندر با افزایش حجم از TDC تا BDC کاهش می یابد.



شکل ۳-۵: مرحله قدرت

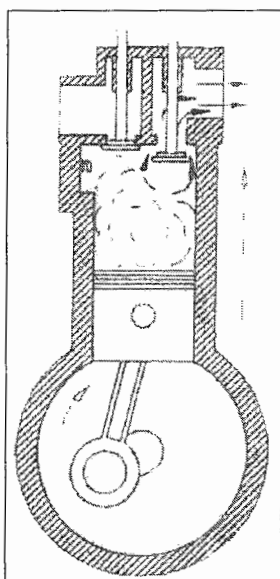
نزدیک به انتهای مرحله قدرت چرخه موتور واقعی دریچه خروجی باز می شود و خروج آنی گازها صورت می گیرد. مقدار زیادی از گازهای داخل سیلندر به بیرون می رود و فشار داخل سیلندر به فشار چندراهِه خروجی کاهش می یابد. سوپاپ خروجی قبل از BDC باز می شود تا زمان محدود مورد نیاز برای خروج آنی گازها به بیرون را فراهم کند. مطلوب آنست که خروج آنی گازها در BDC کامل شود تا هیچگونه فشار و مقاومتی در برابر حرکت پیستون در مرحله خروج گازها وجود نداشته باشد. بنابراین خروج آنی گازها در یک موتور واقعی تقریباً فرآیندی حجم ثابت است. مقدار زیادی انرژی و آنتالپی به همراه گازهای خروجی بیرون می رود که باعث کاهش بازده حرارتی موتور می گردد.



شکل ۳-۶: خروج آنی گازها

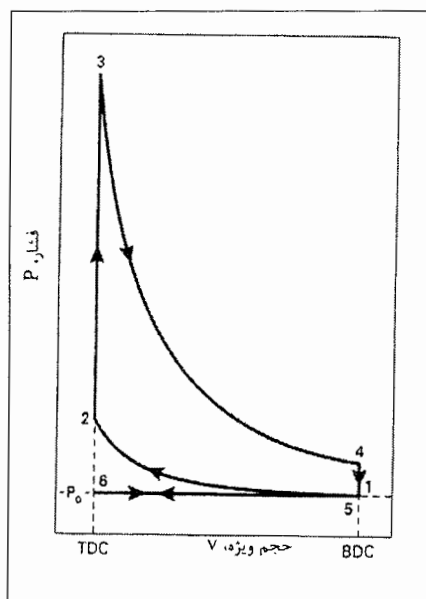
چرخه اتو، فرآیند سیستم باز خروج آنی گازها در یک موتور واقعی را با یک فرآیند کاهش فشار در حجم ثابت در یک سیستم بسته (۴-۵) جایگزین می کند. در تحلیل موتور کاهش انرژی و آنتالپی در فرآیند خروج آنی گازها با دفع حرارت به خارج در این فرآیند جایگزین می شود. فشار گازهای داخل سیلندر در انتهای این مرحله تا حدود یک اتمسفر کاهش می یابد و دما به دلیل کاهش فشار به میزان قابل ملاحظه ای کاهش می یابد.

آخرین مرحله چرخه چهار زمانه با حرکت پیستون از BDC به TDC انجام می شود (فرآیند ۵-۶). این فرآیند فرآیند خروج گازها است که در فشار ثابت یک اتمسفر با باز بودن سوپاپ خروجی صورت می گیرد. این فرآیند تقریب خوبی برای فرآیند خروجی چرخه واقعی است که در فشار کمی بیشتر از فشار محیط رخ می دهد و سپس به دلیل افت فشار کم در سوپاپ و سیستم خروجی، فشار گازهای خروجی به فشار اتمسفر کاهش می یابد. در انتهای مرحله خروجی موتور دو دور زده است. پیستون مجدداً در TDC است. سوپاپ خروجی بسته می شود، سوپاپ ورودی باز می شود و یک چرخه جدید آغاز می گردد.



شکل ۳-۷: مرحله تخلیه

۳-۲-۱- تحلیل ترمودینامیکی چرخه استاندارد هوای اتو



شکل ۳-۸: چرخه اتو

فرآیند ۱-۲: فرآیند ورودی در فشار ثابت
سوپاپ ورودی باز می شود و سوپاپ خروجی بسته است.

$$P_1 = P_6 = P_0 \quad (۱-۳)$$

$$W_{6-1} = P_0(v_1 - v_2) \quad (۲-۳)$$

فرآیند ۲-۳: مرحله تراکم آیزنتروپیک.
در این مرحله تمام سوپاپها بسته اند.

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = T_1 (r_c)^{k-1} \quad (۳-۳)$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k = P_1 (r_c)^k \quad (۴-۳)$$

$$q_{1-2} = 0 \quad (۵-۳)$$

$$W_{1-2} = (P_2 V_2 - P_1 V_1) / (1 - k) = R(T_2 - T_1) / (1 - k) = (u_1 - u_2) = c_v (T_1 - T_2) \quad (۶-۳)$$

فرآیند ۲-۳: ورود گرما در حجم ثابت (احتراق).
در این مرحله تمام سوپاپها بسته اند.

$$v_3 = v_2 = v_{TDC} \quad (۷-۳)$$

$$w_{2-3} = 0 \quad (۸-۳)$$

$$\begin{aligned} Q_{2-3} = Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c = m_m c_v (T_3 - T_2) \\ = (m_a + m_f) C_v (T_3 - T_2) \end{aligned} \quad (۹-۳)$$

$$Q_{HV} \eta_c = (AF + 1) c_v (T_3 - T_2) \quad (۱۰-۳)$$

$$q_{2-3} = q_{in} = c_v (T_3 - T_2) = (u_3 - u_2) \quad (۱۱-۳)$$

$$T_3 = T_{max} \quad (۱۲-۳)$$

$$P_3 = P_{max} \quad (۱۳-۳)$$

فرآیند ۳-۴: مرحله قدرت یا انبساط آیزنتروپیک.
تمام سوپاپها بسته می باشند.

$$q_{3-4} = 0 \quad (۱۴-۳)$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = T_3 (1/r_c)^{k-1} \quad (۱۵-۳)$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = P_3 (1/r_c)^{k-1} \quad (۱۶-۳)$$

$$W_{3-4} = (P_4 V_4 - P_3 V_3) / (1 - k) = R(T_4 - T_3) / (1 - k) = (u_3 - u_4) = c_v (T_3 - T_4) \quad (۱۷-۳)$$

فرآیند ۴-۵: دفع حرارت در حجم ثابت (خروج آنی گازها).
سوپاپ خروجی باز و سوپاپ ورودی بسته است.

$$v_5 = v_4 = v_1 = v_{BDC} \quad (۱۸-۳)$$

$$w_{4-5} = 0 \quad (۱۹-۳)$$

$$Q_{4-5} = Q_{out} = m_m c_v (T_5 - T_4) \quad (۲۰-۳)$$

$$q_{4-5} = q_{out} = c_v (T_5 - T_4) = (u_5 - u_4) = c_v (T_1 - T_4) \quad (۲۱-۳)$$

فرآیند ۵-۶: مرحله خروج گازها در فشار ثابت P_0
 سوپاپ خروجی باز و سوپاپ ورودی بسته است.

$$P_{51} = P_6 = P_0 \quad (۲۲-۳)$$

$$W_{5-6} = P_0(v_6 - v_5) = P_0(v_6 - v_1) \quad (۲۳-۳)$$

بازده حرارتی چرخه اتو برابر است با:

$$(\eta_r)_{otto} = \frac{W_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \left[\frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} \right] = 1 - \left[\frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \right] \quad (۲۴-۳)$$

بنابراین برای تعیین بازده حرارتی فقط نیاز به دانستن دماهای نقاط مختلف چرخه است. این نتیجه با به کارگیری روابط گاز ایده آل برای مراحل تراکم و انبساط آیزنتروپیک و با در نظر گرفتن $V_1 = V_4$ و $V_2 = V_3$ می تواند ساده تر شود.

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_4}{v_3}\right)^{k-1} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right) \quad (۲۵-۳)$$

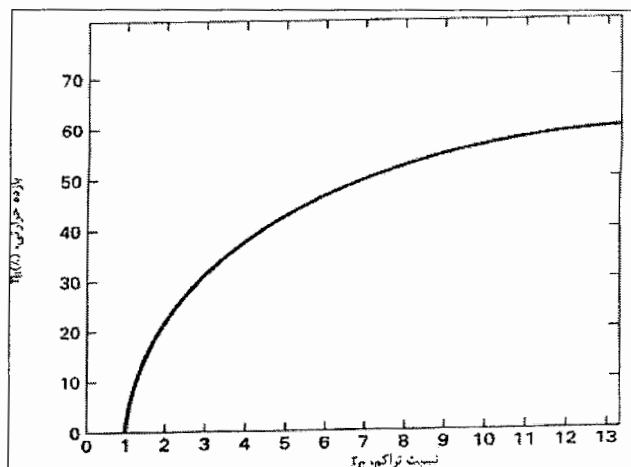
$$(\eta_r)_{otto} = 1 - \left[\frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \right] = 1 - \left(\frac{T_1}{T_2} \right) \left\{ \frac{[(\frac{T_4}{T_1}) - 1]}{[(\frac{T_3}{T_2}) - 1]} \right\} \quad (۲۶-۳)$$

$$(\eta_r)_{otto} = 1 - \left[\frac{1}{\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}} \right] \quad (۲۷-۳)$$

بنابراین بازده از رابطه زیر بدست می آید:

$$(\eta_r)_{otto} = 1 - \left[\frac{1}{(r_c)^{k-1}} \right] \quad (۲۸-۳)$$

بنابراین برای تعیین بازده حرارتی چرخه اتو در حالت WOT فقط به نسبت تراکم نیاز است. همانگونه که در شکل زیر دیده می شود با افزایش نسبت تراکم بازده حرارتی افزایش می یابد. این بازده حرارتی اندیکاتوری است زیرا مقادیر انتقال حرارت به و از هوای داخل محفظه احتراق در محاسبات به کار رفته اند.



شکل ۳-۹: نمودار تغییرات بازده حرارتی با نسبت تراکم

۳-۳-۳- احتراق

احتراق مخلوط سوخت و هوا در محفظه سیلندر موتور یکی از فرآیندهایی است که قدرت، راندمان و آلوده سازی را کنترل می کند. بنابراین برای درک عملکرد موتور داشتن پیش زمینه مرتبط با پدیده های احتراق ضروری است. در موتورهای احتراق جرقه ای ابتدا مخلوط سوخت و هوا در سیستم مکش آمیخته می شوند و به دنبال تراکم این مخلوط، فرآیند احتراق توسط تخلیه الکتریکی آغاز می شود. از هسته فعال ایجاد شده توسط تخلیه الکتریکی شمع، شعله پدید می آید و در سیلندر تا دیواره های محفظه احتراق گسترش می یابد. در آنجاست که انتقال حرارت و انهدام جزء های فعال، منجر به فروکش شدن شعله و میرایی آن می شود. در صورت اشتعال ناگهانی مقدار قابل توجهی از سوخت و هوا که هنوز شعله به آن نرسیده است، پدیده احتراق ناخواسته رخ می دهد. این پدیده خوداشتعالی یا انفجار خود به خودی، منجر به ضربه موتور احتراق جرقه ای می شود که به واسطه ایجاد فشار زیاد منجر به خسارت می شود. در موتور دیزل تقریباً در انتهای مرحله تراکم سوخت به هوای فشرده و داغ داخل سیلندر تزریق می شود. سوخت پاشیده شده در هوای داغ به صورت بخار در می آید و بخشی از مخلوط ایجاد شده در اثر خود اشتعالی یا اشتعال خود به خودی احتراق را آغاز می کند که به سرعت گسترش می یابد. پس از آن سوخت در مخلوط هوا و سوختی که دارای ترکیب مناسب برای احتراق باشد ادامه می یابد. بنابراین آمیزش هوا و سوخت نقش کنترلی مهمی بر تحول احتراق دیزل بر عهده دارد.

۳-۳-۱- احتراق در موتورهای SI

فرآیند احتراق موتور های SI می تواند به سه بخش تقسیم شود [۱۵]:

۱- اشتعال و توسعه شعله

۲- پیشروی و انتشار شعله

۳- خاتمه یا خاموشی شعله.

در توسعه شعله عموماً ۵ در صد اولیه مخلوط هوا و سوخت مورد نظر است [۱۵]. در طی زمان توسعه شعله، اشتعال رخ می دهد و فرآیند احتراق آغاز می گردد ولی افزایش فشار بسیار اندک است و لذا اگر کار مفیدی نیز تولید گردد مقدار آن اندک خواهد بود. تولید تقریباً تمام کار مفید چرخه یک موتور در فرآیند احتراق در مدت زمان پیشروی شعله رخ می دهد. در این زمان قسمت عمده ای از جرم هوا و سوخت می سوزد. در همین زمان فشار داخل سیلندر به مقدار زیادی افزایش می یابد و این افزایش فشار نیروی مورد نیاز جهت تولید کار در مرحله انبساط را فراهم می آورد.

پنج درصد نهایی جرم هوا و سوختی که می سوزد با عنوان خاتمه یا خاموشی شعله دسته بندی می شود [۱۵]. در موتور SI، احتراق به صورت ایده آل گرمازاست و پیشروی شعله با سرعت مادون صوت از داخل مخلوط هوا و سوخت از پیش مخلوط شده همگن صورت می گیرد. پخش شدن جبهه شعله به میزان زیادی با آشفستگی جریان، جریان چرخشی و جریان شعاعی رو به مرکز افزایش می یابد. ترکیب صحیح سوخت و مشخصه های کارکرد موتور به نحوی است که از کوبش تقریباً یا به صورت کلی جلوگیری شود.

۳-۱-۱- اشتعال و توسعه شعله

احتراق با تخلیه الکتریکی بین الکترودهای شمع شروع می شود. این امر ۱۰ تا ۳۰ درجه قبل از TDC و بسته به هندسه محفظه احتراق و شرایط کارکردن موتور رخ می دهد [۱۵]. این تخلیه پلاسما دمای زیاد بین الکترودها، مخلوط هوا و سوخت مجاور شمع را مشتعل می کند و واکنش احتراق از آنجا به سمت بیرون پخش می شود. احتراق در این واکنش به دلیل تلفات حرارتی زیاد به شمع و مخلوط هوا و سوخت نسبتاً سرد بسیار آهسته شروع می گردد. شعله عموماً در حدود ۶ درجه دوران لنگ پس از جرقه زدن شمع آشکار می شود [۱۵]. هنگامی که شمع جرقه می زند تخلیه پلاسما مخلوط هوا و سوخت بین و نزدیک الکترودها را مشتعل می سازد. این امر باعث ایجاد یک جبهه شعله کروی می گردد که به سمت خارج در محفظه احتراق پیشروی می نماید. این پیشروی آهسته فشار سیلندر را خیلی سریع افزایش نمی دهد و افزایش دمای بسیار کمی به واسطه این افزایش فشار ایجاد می شود.

فقط پس از سوختن ۵ تا ۱۰ درصد اولیه جرم هوا و سوخت، سرعت شعله بیشتر می شود و افزایش سریع فشار ناشی از آن در ناحیه پیشروی شعله رخ می دهد [۱۵]. وجود مخلوط هوا و سوخت غنی در اطراف الکترودهای شمع در زمان جرقه زدن مطلوب است. مخلوط غنی آسانتر مشتعل می شود. دارای سرعت شعله بیشتری است و شروع فرآیند کلی احتراق را بهتر می سازد. شمعها عموماً نزدیک سوپاپهای ورودی قرار داده می شوند تا از مخلوط غنی تر بویژه در هنگام راه اندازی سرد موتور اطمینان حاصل شود.

هنگامی که ۵ تا ۱۰ درصد اولیه جرم هوا و سوخت سوخته شد، فرآیند احتراق به خوبی تثبیت می شود و جبهه شعله به سرعت در داخل محفظه احتراق حرکت می کند. به دلیل آشفستگی و چرخش جریان، سرعت پیشروی شعله ۱۰ برابر سریعتر از جبهه شعله آرام است که در مخلوط گازی ساکن حرکت می

کند[۱۵]. به علاوه جبهه شعله که باید در هوای ساکن از شمع شروع گردد و به صورت کروی منبسط شود، به میزان زیادی بوسیله جریانهای ذکر شده تغییر شکل یافته و در محفظه احتراق پخش می شود. با سوختن مخلوط گازی، دما و در نتیجه فشار تا حد زیادی افزایش می یابند. گازهای سوخته در پشت جبهه شعله داغتر از گازهای نسوخته در جلو جبهه شعله هستند و تمام گازها در فشار تقریباً یکسانی می باشند. این امر موجب کاهش چگالی گازهای سوخته شده می شود و آنها را منبسط می نماید تا درصد بیشتری از حجم محفظه احتراق را اشغال کنند. هنگامی که شعله در داخل محفظه احتراق حرکت می کند در محیطی جا به جا می شود که دما و فشار آن در حال افزایش است. این امر باعث کاهش زمان واکنش شیمیایی و افزایش سرعت جبهه شعله می گردد. در حالت ایده آل باید حدود دو سوم مخلوط هوا و سوخت در TDC سوخته باشد و تقریباً تمام آن در حدود ۱۵ درجه بعد از TDC بسوزد. این امر موجب می شود که حد اکثر دما و فشار چرخه در جایی بین ۵ و ۱۰ درجه بعد از TDC رخ دهد[۱۵].

زاویه سوزش معمول یعنی زاویه ای که میل لنگ در طی احتراق به آن مقدار می چرخد برای اکثر موتورها حدود ۲۵ درجه است. اگر احتراق می باید در ۱۵ درجه بعد از TDC کامل شود آنگاه اشتعال باید حدود ۲۰ درجه قبل از TDC رخ دهد. اگر اشتعال خیلی زود هنگام آغاز شود فشار داخل سیلندر تا قبل از TDC تا مقادیر نامطلوبی افزایش خواهد یافت و کار در مرحله تراکم تلف خواهد شد. اگر اشتعال دیر هنگام باشد حداکثر فشار در شروع مرحله قدرت به میزان کافی نخواهد رسید و به دلیل این فشار کمتر و انبساط در مرحله قدرت کار تلف خواهد شد.

۳-۱-۲-۳- خاموشی شعله

در حدود ۱۵ تا ۲۰ درجه بعد از TDC، ۹۰ تا ۹۵ درصد از جرم هوا و سوخت سوخته است و جبهه شعله به گوشه های انتهایی محفظه احتراق رسیده است. اگرچه در این نقطه پیستون از TDC دور شده است ولی حجم محفظه احتراق فقط به میزان ۱۰ تا ۲۰ درصد حجم فضای مرده که بسیار کوچک می باشد افزایش یافته است[۱۵].

این بدان معناست که جرم انتهایی هوا و سوخت در حجم بسیار کوچکی در گوشه های محفظه احتراق و در طول دیواره های محفظه واکنش خواهد داد. به دلیل نزدیکی دیواره های محفظه احتراق آخرین واکنش در گاز انتهایی با نرخ بسیار کمتری انجام می گردد. در نزدیکی دیواره ها آشفستگی جریان و حرکت جرمی مخلوط گاز مستهلک می شود و اساساً در آنجا لایه ساکنی وجود دارد. جرم بزرگ دیواره های فلزی نیز مانند چاه حرارتی عمل می کنند و مقدار بسیار زیادی از انرژی آزاد شده از واکنش شعله را به بیرون هدایت می کنند.

این مکانیزمها هردو نرخ واکنش و سرعت شعله را کاهش می دهند و احتراق با خاموشی تدریجی خاتمه می یابد. هرچند در دوره زمانی خاموشی شعله به علت نرخ آرام واکنشهای شیمیایی، کار اضافه اندکی توسط پیستون انجام می شود ولی همین کار اضافه اندک نیز مطلوب است. زیرا افزایش فشار سیلندر در دوره خاموشی شعله به آهستگی به سمت صفر کاهش می یابد و بنابراین نیروهای منتقل شده به پیستون نیز به آرامی کاهش یافته و کارکرد آرام و نرم موتور حاصل می گردد.

در دوره خاموشی شعله گاهی خود اشتعالی در جلوی جبهه شعله و در گاز انتهایی رخ خواهد داد و کوبش در موتور اتفاق می افتد. در فرآیند احتراق دمای گازهای نسوخته در جلوی جبهه شعله افزایش می یابد و در آخرین بخش از گاز انتهایی این دما به میزان حداکثر خود می رسد. از آنجا که جبهه شعله در این زمان به آهستگی حرکت می کند گازها اغلب در فاصله زمانی تاخیر در اشتعال نمی سوزند و خود اشتعالی رخ می دهد. کوبش حاصل از این خود اشتعالی ضعیف می باشد و قابل توجه نیست. این امر بدان واسطه است که مقدار مخلوط سوخت و هوای باقی مانده نسوخته باقیمانده در این زمان به قدری کم است که خود اشتعالی فقط می تواند باعث مقادیر کوچک افزایش سریع فشار گردد. حداکثر توان موتور هنگامی حاصل می شود که با خود اشتعالی و کوبش بسیار اندک در انتهای مرحله احتراق کار کند. این حالت هنگامی اتفاق می افتد که حداکثر فشار و دما در محفظه احتراق وجود دارد و کوبش یک تقویت فشار اندک در انتهای احتراق حاصل می نماید.

۳-۳-۲- مدلسازی احتراق

شبهه سازی احتراق یکی از پارامترهای کلیدی در مدلسازی کامپیوتری موتورهای احتراق داخلی می باشد. به علاوه تمام جنبه های کارکرد یک موتور مستقیماً تحت تاثیر فرآیند احتراق می باشد. فرآیند احتراق سه بعدی وابسته به زمان و در جریان آشفته رخ می دهد. از طرفی مسائل مربوط به انتقال حرارت نیز غیر قابل پیش بینی می باشند.

برای مدلسازی احتراق سه روش وجود دارد [۱۵]:

الف): مدل‌های صفر بعدی^۱: در این روش از مدل گرمای آزاد شده تجربی استفاده می شود که در آن زمان تنها متغیر مستقل می باشد.

ب): مدل‌های شبه بعدی^۲: در این روش یک زیر مدل جداگانه برای احتراق آشفته جهت استخراج مدل گرمای آزاد شده استفاده می شود.

ج) مدل‌های چند بعدی^۳: در این مدلها معادلات بقای جرم و بقای مومنتوم و بقای انرژی در سه بعد و به شکل عددی حل می شوند تا نرخ پیشروی شعله را پیش بینی نمایند.

تمام این مدلها می توانند جهت تخمین راندمان و عملکرد و کارایی یک موتور مورد استفاده قرار بگیرند. مدل‌های صفر بعدی و شبه بعدی می توانند جهت تحلیل کامل یک موتور مورد استفاده قرار گیرند ولی در این گونه روشها هیچ رابطه صریحی با ابعاد موتور دیده نمی شود. این روشها در مطالعه پارامترهای مربوط به توسعه موتورها مفید می باشند. هنگامی که ابعاد محفظه احتراق موتورها در تحلیل بسیار مهم باشد باید از مدل‌های چند بعدی استفاده نمود. از آنجا که محاسبات مورد نیاز در این روش بسیار زیاد می باشد از آن بیشتر برای تحلیل محفظه احتراق استفاده می کنند تا تحلیل کل موتور. نتایج بدست آمده از تمام این روشها باید با نتایج تجربی بدست آمده از موتورها مورد مقایسه قرار گیرند.

¹ Zero dimensional models

² Quasi dimensional models

³ Multi dimensional models

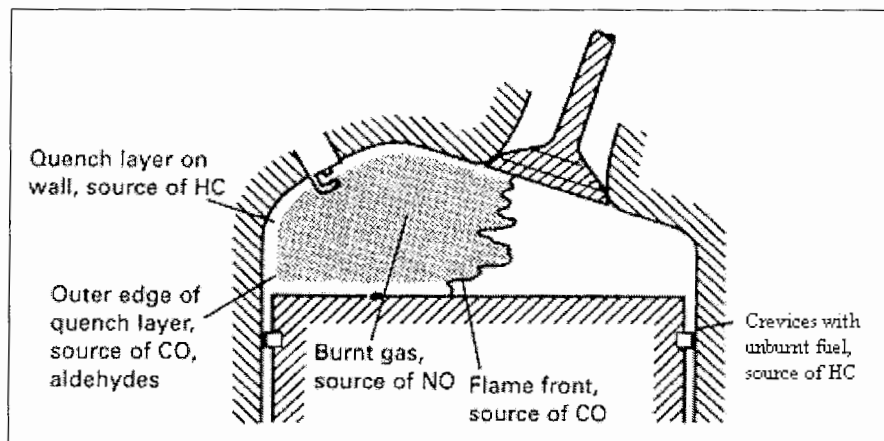
برای موتورهای احتراق جرقه ای این مدل احتراق از سه ناحیه استفاده می کند [۱۵]:

۱- ناحیه گازهای سوخته نشده

۲- ناحیه گازهای سوخته شده

۳- ناحیه گازهای سوخته شده نزدیک به دیواره محفظه احتراق

این تقسیم بندیها در شکل زیر نشان داده شده اند.

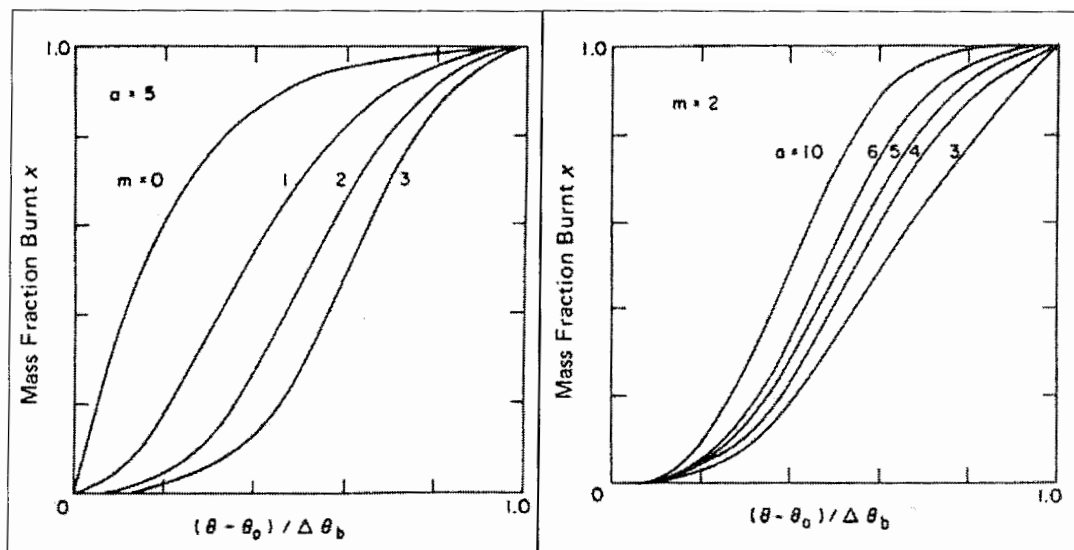


شکل ۱۰-۳: نواحی مختلف احتراق در موتور احتراق جرقه ای [۱۵]

فرآیند احتراق به یکباره رخ نمی دهد و زمان بر است. این فرآیند را می توان بوسیله تابع ویب مدل کرد:

$$x(\theta) = 1 - \exp\left(-a\left[\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_b}\right]^{m+1}\right) \quad (۲۹-۳)$$

که $x(\theta)$ کسر جرم سوخته شده در زاویه لنگ θ و θ_0 زاویه پیستون در شروع احتراق و $\Delta\theta$ مدت زمان فرآیند احتراق می باشد. a و m ثوابتی هستند که برای موتورهای مختلف قابل تغییر می باشند. معمولاً $a=5$ و $m=2$ می باشد. تاثیر تغییر این پارامترها در نرخ احتراق در شکل زیر نشان داده شده است.



شکل ۳-۱۱: نمودار تغییرات کسر جرم سوخته شده [۱۵]

۳-۲-۳-۳ مدل شبه بعدی

استفاده از یک مدل سه بعدی برای محاسبه نرخ سوختن موتور احتراق داخلی جرقه ای کاری پر زحمت می باشد. مدل شبه بعدی نرخ احتراق را با در نظر گرفتن جبهه شعله کروی در جریان آشفته مورد بررسی قرار می دهد [۱۵]. برای موتورهای احتراق جرقه ای رابطه ساده زیر را می توان برای نرخ جرم سوخته شده نوشت:

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u A_f f f u_f \quad (3-30)$$

که ρ_u چگالی گازهای نسوخته، A_f مساحت جبهه شعله، u_f سرعت جبهه شعله آرام و f ضریب شعله آشفته می باشد. در موتورهای احتراق تراکمی مساله مهم، اختلاط هوا و سوخت پاشیده شده می باشد و ارائه یک مدل توربولانس برای جت سوخت الزامی است.

۳-۲-۳-۳ مدل‌های چند بعدی

در مدل‌های چند بعدی معادلات جریان با استفاده از روش‌های CFD و زیر مدل‌هایی که برای فرآیندهای جرقه زدن و احتراق و محصولات احتراق ارائه می شوند حل می گردند. Duclax در سال ۱۹۹۶ تعدادی روش پیشنهادی برای مدل کردن احتراق را پیش بینی کرد که به صورت زیر می باشند [۱۵]:

مدل شعله آرام^۱:

که در ابعاد میکروسکوپی جبهه شعله را به صورت آرام در نظر می گیرد.

مدل گردابه ای^۲:

این روش انتگرال گیری از نرخ واکنشهای حجمی می باشد که انجام آن منجر به وابسته شده سرعت شعله به عرض شعله می شود. همچنین اگر جریان واگرا باشد منجر به یک شعله ناپایدار می شود.

مدلهای تابع چگالی^۳:

این مدلها از یک توزیع فرکانسی برای توربولانس استفاده می کنند.

مدلهای شعله منسجم^۴:

این مدلها از چگالی سطح شعله و سرعت محلی آرام برای تحلیل استفاده می کنند.

Duclax همچنین بیان کرد که تراکنش شعله-دیواره بسیار مهم می باشد زیرا مقدار زیادی از مخلوطهای واکنش دهنده در نزدیک دیواره محفظه احتراق قرار دارند که این امر موجب انتقال حرارت زیادی می شود [۱۵]. دیواره محفظه احتراق جریان سوخت و هوا را مورد تاثیر قرار داده و اندازه شبکه بندی در این نواحی باید خیلی کوچک باشد تا بتوان به جوا ب قابل قبولی دست یافت. همچنین پارامترهای جریان آشفته در نزدیک دیواره چندان موثر نبوده و تاثیر کمی بر روی احتراق جریان دارند.

۳-۴- ترمودینامیک

از آنجا که توابع ریاضی قادر به تحلیل فرآیندهای موتور نمی باشند این فرآیندها را به صورت پله ای و با گام ۱ درجه بررسی می کنیم. قانون اول ترمودینامیک به شکل دیفرانسیلی برای یک سیستم ترمودینامیکی باز که در آن از تغییرات انرژی پتانسیل صرف نظر شده است به شکل زیر می باشد [۱۵]:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} + \sum_i \frac{dH_{0i}}{dt} \quad (3-31)$$

$$\frac{d(mu)}{dt} = \sum_s \frac{dQ_s}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum_i h_{0i} \frac{dm_i}{dt} \quad (3-32)$$

که در آن اندیس i نشان دهنده ورود به حجم کنترل، s نشانگر سطح انتقال حرارت و h_{0i} آنالپی سکون جریان می باشد که از سیستم خارج می شود یا به سیستم وارد می شود. با دیفرانسیل گیری از سمت چپ معادله و برای نقاط مختلف محفظه احتراق داریم:

$$\frac{d(mu)}{dt} = \sum_j \left(m \frac{du}{dt} + u \frac{dm}{dt} \right) \quad (3-33)$$

¹ Flamelet models

² Eddy break-up models

³ Probability density models

⁴ Coherent flame models

که اندیس z مربوط به نواحی مختلف محفظه احتراق می باشد. اگر هر ناحیه را به صورت محیطی پیوسته در نظر بگیریم، می توان گفت که انرژی داخلی فقط تابعی از دما و نسبت هم ارزی (Φ) می باشد [۱۵]. بنابراین با در نظر گرفتن $u=u(T, \Phi)$ داریم:

$$\frac{d(mu)}{dt} = \sum_j \left(m \frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{dt} + m \frac{\partial u}{\partial \Phi} \frac{d\Phi}{dt} + u \frac{dm}{dt} \right) \quad (34-3)$$

برای موتورهای دیزل فرآیند احتراق اغلب به صورت یک ناحیه و برای موتورهای احتراق جرقه ای به صورت دو ناحیه سوخته شده و سوخته نشده مدل می شود. بنابراین برای یک مدل دو ناحیه ای، انتقال جرم بین دو ناحیه وجود دارد. در حالیکه برای یک مدل تک ناحیه ای ترم $\frac{dm}{dt}$ صفر می باشد.

به دلایل زیادی، در مدل کردن موتورهای احتراق تراکمی فرض می شود که ناحیه که در نظر گرفته شده پیوسته می باشد [۱۵]. این فرض زمان محاسبات را به طور چشمگیری کاهش می دهد بدون اینکه تاثیر زیادی روی دقت محاسبات داشته باشد. ولی اگر بخواهیم محصولات احتراق را نیز در نظر بگیریم، یک مدل چند ناحیه ای مورد نیاز خواهد بود تا تغییرات نسبت هوا به سوخت در هر ناحیه لحاظ شود.

در مدل کردن یک موتور احتراق جرقه ای ممکن است نیاز باشد تا از یک مدل چند ناحیه ای استفاده شود. حتی اگر ترکیب سوخت نیز همگن باشد دما در ناحیه سوخته نشده به دلایل زیادی ممکن است تغییر کند. زیرا اگر احتراق را در حجم ثابت در نظر بگیریم گازی که ابتدا محترق می شود در فشار پایین تری می سوزد تا گازی که بعداً محترق می شود. این امر موجب تغییرات دما در گازهای سوخته شده می شود و این گرادیان دما بر روی محصولات خروجی احتراق نظیر NO_x ها که بسیار وابسته به دما هستند تاثیر می گذارد. ثانیاً سطح محفظه احتراق دائماً در حال تغییر می باشد و این امر موجب متفاوت بودن نرخ انتقال حرارت در نواحی مختلف محفظه احتراق می شود.

با در نظر گرفتن سوخت و هوا به صورت گاز کامل ($PV=mRT$) معادله (۳-۳۲) به صورت زیر در می آید:

$$m \frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{dt} + m \frac{\partial u}{\partial \Phi} \frac{d\Phi}{dt} + u \frac{dm}{dt} = - \frac{mRT}{V} \frac{dV}{dt} + \sum_s \frac{dQ_s}{dt} + \sum_i h_{0i} \frac{dm_i}{dt} \quad (35-3)$$

معادله بالا باید بوسیله روشهای تکراری مورد حل قرار گیرد. وقتی معادله بالا برای هر حجم کنترل حل شد و دما در هر ناحیه بدست آمد، آنگاه می توان فشار را از معادله گاز کامل بدست آورد.

اگر حجم کنترل حجم ثابتی باشد، (مثلاً راهگاه ورودی)، آنگاه ترم $\frac{dV}{dt}$ صفر می باشد. برای سیلندر موتور داریم:

$$V = V_c + [r(1 - \cos \theta) + l - \sqrt{(l^2 - r^2 \sin^2 \theta)}] \quad (36-3)$$

با دیفرانسیل گیری داریم:

$$\frac{dV}{dt} = A[r \sin \theta \frac{d\theta}{dt} + (l^2 - r^2 \sin^2 \theta)^{-\frac{1}{2}} r^2 \sin \theta \cos \theta \frac{d\theta}{dt}] \quad (37-3)$$

که V_c حجم فضای مرده، A سطح پیستون، θ زاویه لنگ که از TDC اندازه گیری می شود، l طول دسته پیستون و r شعاع چرخش میل لنگ می باشد.

۳-۵- گرمای آزاد شده

مقدار کل گرمایی که توسط سوخت به جرم m_f می تواند آزاد شود توسط راندمان موتور محدود می شود [۴]. اگر کل گرمای آزاد شده را با Q_m نشان دهیم داریم:

$$Q_m = \eta_c m_f C_{fl} \quad (3-38)$$

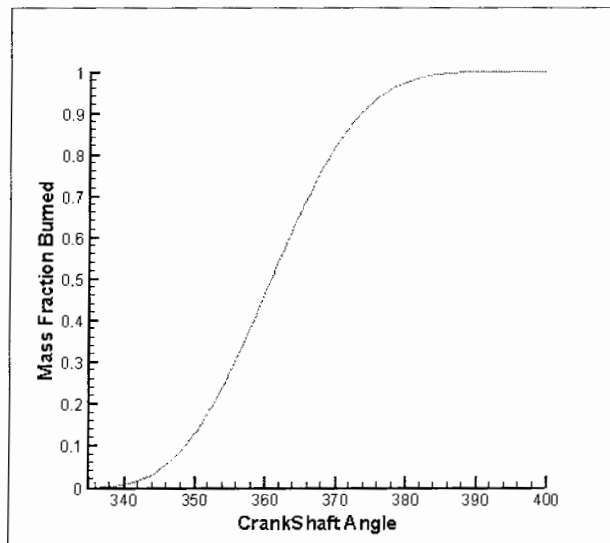
که C_{fl} حد پایین مقدار گرمای ویژه سوخت می باشد.

۳-۶- نرخ سوختن

در یک موتور احتراق داخلی جرقه ای نرخ سوختن را میتوان بوسیله تابع ویب مدل کرد. در این تابع به دو پارامتر شکل و خصوصیات زمان احتراق و مدت زمان آن نیاز می باشد.

$$x_b(\theta) = 1 - \exp\left\{-a\left[\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right]^{m+1}\right\} \quad (3-39)$$

در این رابطه، θ زاویه Crank و θ_0 زاویه شروع احتراق و $\Delta\theta$ مدت زمان احتراق می باشد. $x_b = 0$ تا $x_b = 1$ تغییر a و m شکل منحنی کسر جرم سوخته شده را تغییر می دهد. منحنی واقعی کسر جرم سوخته شده بوسیله مقادیر $a = 5$ و $m = 2$ بدست می آید [۴]. در شکل زیر نمودار کسر جرم سوخته شده با استفاده از تابع ویب نشان داده شده است.



شکل ۳-۱۲: نمودار کسر جرم سوخته شده برای یک موتور احتراق جرقه ای

در مدل در نظر گرفته شده برای رسم نمودار تابع ویب، زمان شروع احتراق ۲۵ درجه قبل از TDC می باشد. احتراق با ۱۰ درجه تاخیر شروع می شود و تا ۵۰ درجه به طول می انجامد. وقتی که مقدار گرمای آزاد شده را حساب می کنیم، مقدار انتقال حرارت به دیواره ها نیز باید به حساب آورده شود. در نتیجه داریم [۱۳]:

$$\frac{\partial Q}{\partial \theta} = Q_m \frac{dx(\theta)}{d\theta} - \frac{hA}{\omega} (T_g - T_w) \frac{\pi}{180} \quad (40-3)$$

دمای گاز، T_g ، یک دمای میانگین است که از رابطه گازهای ایده آل بدست می آید:

$$T_g = \frac{PVM}{mR} \quad (41-3)$$

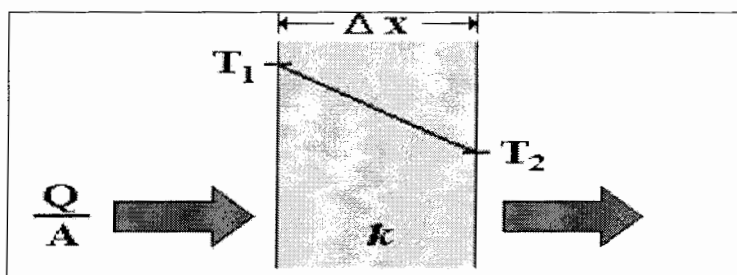
که M جرم مولی مخلوط هوا و سوخت و m جرم مخلوط هوا و سوخت می باشد. در رابطه (۴۰-۳) برای سادگی، T_w ثابت و T_g متغیر فرض شده است [۱۳].

۷-۳- انتقال حرارت در محفظه های احتراق

زمانیکه مخلوط هوا و سوخت در سیلندرهایی موتور است، هر سه شکل اصلی انتقال حرارت (هدایت، جا به جایی و تشعشع)، نقش مهمی در کارکرد نرم و یکنواخت موتور ایفا می کنند. بعلاوه، دمای گازهای داخل سیلندر از تغییر فاز و تبخیر سوخت مایع باقیمانده در سیلندر متاثر می باشد.

مخلوط هوا و سوختی که در طی مرحله ورودی به سیلندر وارد می شود، ممکن است داغتر یا خنک تر از دیواره های سیلندر باشد که در نتیجه، انتقال حرارت به و یا از دیواره های سیلندر، در هر دو جهت امکان پذیر است. در طی مرحله تراکم دمای گازها افزایش می یابد و تا شروع احتراق، انتقال حرارت به روش جا به جایی به دیواره های سیلندر وجود دارد.

در طی احتراق، حداکثر دمای گازهای داخل سیلندر از مرتبه 3000 K است و برای حفظ دیواره های سیلندر از گرمایش بیش از حد، به انتقال حرارت نیاز می باشد [۱۵]. جا به جایی و هدایت، روشهای اصلی انتقال حرارت برای دفع انرژی از محفظه احتراق و حفظ دیواره های سیلندر از ذوب شدن می باشند. شکل زیر انتقال حرارت از دیواره سیلندر را نشان می دهد.



شکل ۳-۱۳: نمودار انتقال حرارت

انتقال حرارت به ازای واحد مساحت سطح برابر خواهد بود با:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} = (T_g - T_s) \left[\frac{1}{h_g} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{h_c} \right] \quad (3-42)$$

که در آن

T_g دمای گازهای در محفظه احتراق

T_c دمای سیال خنک کننده

h_g ضریب انتقال حرارت جا به جایی در سمت گاز

h_c ضریب انتقال حرارت جا به جایی در سمت سیال خنک کننده

Δx ضخامت دیواره محفظه احتراق

k ضریب هدایت حرارتی دیواره سیلندر

می باشند.

انتقال حرارت در معادله بالا تناوبی است. دمای گازهای داخل محفظه احتراق، T_g ، به طور عمده در یک چرخه موتور تغییر می کند [۱۴]. این دما حتی می تواند در اوایل مرحله ورود گازها، کمتر از دمای دیواره باشد که در آن لحظه، جهت انتقال حرارت معکوس و از دیواره به گازهای داخل محفظه احتراق است. دمای سیال خنک کننده، T_c ، تقریباً ثابت می باشد و هر گونه تغییرات در آن در زمانهای بسیار طولانی تر چرخه رخ می دهد [۱۴].

۳-۷-۱- انتقال حرارت از سطح گاز سیلندر

معمولاً بین ۲۰ تا ۳۵ درصد از انرژی احتراق از طریق انتقال حرارت به مایع خنک کننده موتور منتقل می شود. برای یک مخلوط هوا و سوخت غنی، این مقدار ۱۵ درصد و برای یک موتور با بار کم این مقدار تا ۴۰ درصد می شود. از میزان حرارتی که به مایع خنک کننده انتقال می یابد بیش از نیمی از آن از گازهای داخل سیلندر منتقل می گردد [۱۳].

میزان انتقال حرارت از گازهای داخل سیلندر با حرکت پیستون و زمان تغییر می کند. انتقال حرارت از محصولات احتراق از طریق جا به جایی و تابش صورت می پذیرد. در موتورهای احتراق جرقه ای انتقال حرارت تابشی حدوداً ۱۰ درصد از انتقال حرارت کل را تشکیل می دهد که معمولاً آن را در انتقال حرارت جا به جایی لحاظ می کنند. این امر به دلیل خواص صدور ضعیف گازهاست که فقط طول موجی خاصی را صادر می کنند [۱۴]. O_2 و N_2 که عمده گازهای قبل از احتراق را تشکیل می دهند بسیار کم تشعشع می کنند در حالیکه CO_2 و H_2O مربوط به محصولات احتراق، در انتقال حرارت تشعشعی بیشتر سهمیم هستند. ولی در موتورهای احتراق تراکمی، تابش از محصولات احتراق چشمگیر می باشد و روابطی مستقل از انتقال حرارت جا به جایی برای آن ارائه داده اند.

برای اینکه بتوان با استفاده از روشهای CFD تحلیل کاملی از حرکت گازهای داخل سیلندر انجام داد باید ضریب انتقال حرارت گازها را با استفاده از روابط تجربی بدست آورد. خوشبختانه راندمان و پارامترهای خروجی موتور زیاد به پارامترهای انتقال حرارت وابسته نیستند و ۱۰ درصد خطا در نتایج انتقال حرارت سیلندر، ۱ درصد خطا در پارامترهای خروجی موتور ایجاد می کند [۱۵].

یکی از روابط اولیه ای که برای انتقال حرارت داخل سیلندر مورد استفاده قرار گرفت، توسط آیکلبرگ^۱ ارائه شد [۱۵].

$$\frac{Q_s}{A_s} = 2.43 v_p^{1/3} (PT)^{1/2} [T - T_s] \quad (۴۳-۳)$$

که v_p سرعت متوسط پیستون، P فشار لحظه ای داخل سیلندر، T دمای حجمی گاز، T_s دمای متوسط دیواره، A_s مساحت لحظه ای محفظه احتراق و Q_s شار لحظه ای انتقال حرارت می باشد. ضریب انتقال حرارت از طریق رابطه زیر بدست می آید.

$$h = \frac{Q_s}{A_s [T - T_s]} \quad (۴۴-۳)$$

رابطه ای هم که برای عدد Nu پیشنهاد شد، به صورت زیر بود:

$$Nu = a Re^b \quad (۴۵-۳)$$

$$Nu = \frac{hx}{k} \quad (۴۶-۳)$$

Nu عدد ناسلت

Re عدد رینولدز

k ضریب رسانایی گاز

x طول مشخصه

در رابطه بالا مقادیر a و b را می توان بوسیله آزمایشات تعیین کرد [۱۵].

مقدار ضریب انتقال حرارت در چرخه موتور تغییر می کند. بیشترین مقدار در حین احتراق و زمانی رخ می دهد که سوپاپهای ورود و خروج گاز باز باشند [۱۵]. مقدار ضریب انتقال حرارت به سرعت گازها و نیز به فشار داخل پیستون بستگی دارد. بنابراین دائماً در حال تغییر می باشد. مقدار فشار داخل سیلندر از طریق تحلیلهای ترمودینامیکی قابل محاسبه است.

رابطه ای که برای محاسبه ضریب انتقال حرارت لحظه ای از آن استفاده می شود رابطه وشنی^۲ است [۱۵].

$$Nu = 0.035 Re^{0.8} \quad (۴۷-۳)$$

$$\frac{h(x, T)b}{k} = a \left(\frac{ub}{\nu} \right)^m \quad (۴۸-۳)$$

که در طی مکش، تراکم و تخلیه مقدار u متناسب با سرعت متوسط پیستون می باشد:
برای مکش و تخلیه:

$$u = 6.18 u_{piston} \quad (۴۹-۳)$$

برای تراکم:

^۱ Eichelberg

^۲ Woschni

$$u = 2.28u_{piston} \quad (50-3)$$

در هنگام احتراق و انبساط سرعتی که در نتیجه احتراق در گاز ایجاد می شود بوسیله رابطه زیر که توسط وشنی ارائه شد بدست می آید [۱۵]:

$$u = 2.28u_p + 0.00324Z_0 \frac{V}{V_0} \frac{\Delta P_c}{P_0} \quad (51-3)$$

که Z_0 و P_0 و V_0 دما و فشار و حجم اولیه سیلندر می باشند (در لحظه مکش)، و V حجم لحظه ای سیلندر می باشد. ΔP_c مقدار افزایش فشار حین احتراق نسبت به فشار آیزنتروپیک در همان زاویه پیستون می باشد. خواص گاز در رابطه بالا از قانون گاز ایده آل در دمای لحظه ای متوسط سیلندر بدست می آید:

$$T_g = \frac{PM}{\rho R} \quad (52-3)$$

مقدار ضریب رسانایی k با دما با توان $\frac{3}{4}$ تغییر می کند و لزجت با دما با توان 0.62 تغییر می کند. بنابراین ضریب انتقال حرارت لحظه ای را می توان به صورت زیر نوشت [۱۵]:

$$h(x, T) = 3.26b^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.55} u^{0.8} \quad (53-3)$$

۳-۸- دبی جرمی داخل سیلندر

جریان جرم به داخل سیلندر به صورت ضربانی است. با این حال اغلب جنبه های این جریانها را می توان به صورت شبه پایدار تجزیه و تحلیل نمود.

در عمل معمولاً زمان باز بودن سوپاپها فراتر از کورس مراحل مکش و تخلیه است. به این ترتیب خالی و پر کردن سیلندرها با افزایش اینرسی گازها در سیستمهای ورودی و خروجی بهتر انجام می شود. معمولاً فرایند تخلیه، ۴۰ تا ۶۰ درجه قبل از BDC آغاز می شود [۱۳]. در حوالی BDC گازهای سوخته شده به علت اختلاف فشار سیلندر و سیستم خروجی از سیلندر خارج می شوند.

بعد از BDC با حرکت پیستون به سمت TDC سیلندر تخلیه می شود. سوپاپ دود ۱۵ تا ۳۰ درجه بعد از TDC بسته شده و سوپاپ ورودی ۱۰ تا ۲۰ درجه قبل از TDC باز می شود. در یک دوره زمانی مشترک هر دو سوپاپ باز هستند و چنانچه $\frac{P_i}{P_e} < 1$ باشد، معمولاً گازهای خروجی به داخل سیلندر و

گازهای داخل سیلندر به سیستم ورودی برگشت خواهند کرد [۱۳].

مزیت همزمانی باز بودن سوپاپها در سرعتهای زیاد موتور است. زیرا در سرعتهای زیاد طولانی تر شدن مدت باز بودن سوپاپها موجب بهبود راندمان حجمی می شود [۱۳]. هنگامی که پیستون از موقعیت TDC عبور کرده و فشار سیلندر از فشار ورودی کمتر می شود، گاز از سیستم ورودی به داخل سیلندر جریان می یابد.

به منظور تداوم جریان مخلوط تازه به داخل سیلندر بعد از BDC، سوپاپ ورودی ۵۰ تا ۷۰ درجه بعد از BDC باز می ماند [۱۳].

برای یک سیستم ترمودینامیکی باز نیز می توان رابطه تغییرات قابلیت کاردهی را استخراج نمود. معادله جریان انرژی ناپایدار برای یک سیستم باز به صورت زیر می باشد [۱۶].

$$\sum_j \dot{Q} - \dot{W} = \left(\frac{dE}{dt}\right)_{cv} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) - \sum_i \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i\right) \quad (58-3)$$

که $\sum_j \dot{Q}$ مجموع انتقال حرارتی است که در طول فرآیند روی حجم کنترل انجام می شود. در رابطه (۵۸-۳) اگر از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل در طول فرآیند صرف نظر شود، رابطه به صورت زیر در می آید.

$$\sum_j \dot{Q} - \dot{W} = \left(\frac{dE}{dt}\right)_{cv} + \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_i \dot{m}_i h_i \quad (59-3)$$

اگر انرژیهای جنبشی و پتانسیل حجم کنترل در طول فرآیند تغییر نکنند، می توان به جای انرژی داخلی سیستم، E ، انرژی درونی u را در رابطه قرار داد. قابلیت کاردهی، با رابطه زیر تعریف می شود [۱۶].

$$\frac{dA_{cv}}{dt} = \frac{dU_{cv}}{dt} + p_0 \frac{dV_{cv}}{dt} - T_0 \frac{dS_{cv}}{dt} \quad (60-3)$$

تغییرات آنتروپی در یک فرآیند نیز با رابطه زیر داده می شود [۱۶].

$$\frac{dS_{cv}}{dt} = \sum_j \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{\sigma}_{cv} - \sum_e \dot{m}_e s_e + \sum_i \dot{m}_i s_i \quad (61-3)$$

با قرار دادن روابط (۶۱-۳) و (۶۰-۳) در رابطه (۵۹-۳) رابطه ای برای تغییرات قابلیت کاردهی بدست می آید:

$$\frac{dA_{cv}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \left(\dot{W} - p_0 \frac{dV_{cv}}{dt}\right) + \sum_i \dot{m}_i (h_i - T_0 s_i) - \sum_e \dot{m}_e (h_e - T_0 s_e) - T_0 \dot{\sigma}_{cv} \quad (62-3)$$

اگرژی^۱ در واقع انرژی قابل دسترس نسبت به یک حالت پایه یا حالت مرده^۲ می باشد [۱۷]. حالت پایه ای که معمولاً در نظر گرفته می شود شرایط محیط (T_0 و P_0) است. اگرژی یک سیستم در یک حالت مشخص به وسیله رابطه زیر محاسبه می شود.

$$E = (U - U_0) + p_0 (V - V_0) - T_0 (S - S_0) \quad (63-3)$$

همانند قابلیت کاردهی، رابطه تغییرات اگرژی را برای یک سیستم بسته به صورت زیر می توان نوشت [۱۷].

$$E_2 - E_1 = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q - [w - p_0 (v_2 - v_1)] - T_0 \sigma \quad (64-3)$$

¹ Exergy

² Dead state

ترم اول سمت راست معادله (۶۴-۳) تحت عنوان اگزرژی انتقال حرارت^۱ شناخته می شود.

$$\int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q$$

(۶۵-۳) اگزرژی انتقال حرارت

جمله دوم سمت راست معادله (۶۴-۳) اگزرژی کار^۲ می باشد.

$$[w - p_0(v_2 - v_1)]$$

(۶۶-۳) اگزرژی کار

نابودی اگزرژی^۳ در اثر بازگشت ناپذیریهای فرآیند، در ترم سوم سمت راست معادله (۶۴-۳) نشان داده شده است. این مفهوم با E_d نشان داده شده است.

$$E_d = T_0 \sigma$$

(۶۷-۳) نابودی اگزرژی

بر اساس قانون دوم، هنگامی که بازگشت ناپذیریها در فرآیند وجود دارند، مقدار E_d مثبت بوده و با کاهش بازگشت ناپذیریها این مقدار به صفر میل می کند [۱۷].

برای یک سیستم باز وقتی جریان سیال وارد مرزهای سیستم می شود، اگزرژی جریان سیال^۴ به صورت زیر می باشد [۱۷].

$$e_f = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (۶۸-۳)$$

که h و S آنالپی و آنترپی سیستم می باشند.

¹ Exergy transfer accompanying heat

² Exergy transfer accompanying work

³ Exergy destruction

⁴ Flow exergy

فصل ۴- مدلسازی انتقال حرارت هدایتی در پیستون

۴-۱- مقدمه

محفظه احتراق، یکی از اصلی ترین بخشهای موتور می باشد. در یک محفظه احتراق فشار و دمای ماکزیمم گاه به 15 Mpa و 2500 K می رسد. غیر یکنواخت بودن توزیع شار و دما در محفظه احتراق موجب ایجاد تنشهای حرارتی می شود که بیشتر از فشار داخل سیلندر محفظه احتراق را تحت تاثیر قرار می دهند. یک تحلیل المان محدود^۱ قوی می تواند اطلاعات با ارزشی را از توزیع دما و تنشهای مکانیکی در محفظه احتراق در اختیار ما قرار دهد. این اطلاعات مخصوصاً در جاهاییکه انجام آزمایشات تجربی مشکل است، بسیار مفید می باشد.

روش محاسبه توزیع دمای محفظه احتراق قانون فوریه و معادلات انتقال حرارت است. با فرض اینکه ابعاد موتور متقارن باشد، معادله انتقال حرارت رسانایی در مختصات استوانه ای دوبعدی به صورت زیر است:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (Kr \frac{\partial T}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial z} (K \frac{\partial T}{\partial z}) = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4-1)$$

با حل معادله دیفرانسیل بالا به روشهای عددی می توان تقریبی از توزیع دما در نقاط مختلف محفظه احتراق بدست آورد. ابتدا مروری بر معادلات دیفرانسیل جزئی داریم.

۴-۲- معادلات دیفرانسیل جزئی

حل معادلات حاکم در مکانیک سیالات یکی از مطرح ترین مسائل در علوم مهندسی است. در اغلب موارد فرمول بندی قوانین پایه مکانیک سیالات، به صورت معادلات دیفرانسیل جزئی (PDE^۲) درمی آید. بیشتر معادلات به صورت معادلات دیفرانسیل جزئی مرتبه دوم ظاهر می شوند و بنابراین در مکانیک سیالات و انتقال حرارت از اهمیت ویژه ای برخوردارند.

عموماً، معادلات حاکم در مکانیک سیالات یک مجموعه معادلات دیفرانسیل جزئی غیر خطی و وابسته ایجاد می کنند که باید در یک قلمرو ناهموار با شرایط اولیه و مرزی مختلف حل شوند. در بیشتر موارد، حل تحلیلی معادلات مکانیک سیالات بسیار محدود است. با اعمال شرایط مرزی، این محدودیتها تنگتر می شوند. به عنوان مثال یک معادله دیفرانسیل جزئی با شرایط مرزی دیریشله (یعنی شرطی که در آن مقادیر متغیر وابسته در مرزها داده شده اند) ممکن است دارای حل تحلیلی باشد. در حالی که همان معادله دیفرانسیل جزئی با شرایط مرزی نیومن (که در آن گرادیان عمودی متغیر وابسته در مرزها داده می شود) ممکن است حل تحلیلی نداشته باشد.

^۱ Finite element analysis

^۲ Partial Differential Equations

روشی که در سالهای اخیر شهرت زیادی یافته، روش دینامیک سیالات محاسباتی است. البته تحلیل عددی برای سالیان دراز مطرح بوده است. در هر حال پیشرفتهای بدست آمده در امر ساخت کامپیوترها که سبب افزایش حافظه و کارایی شده، امکان حل معادلات مکانیک سیالات را با استفاده از روشهای عددی مختلفی فراهم کرده است. جوابی که از چنین حل عددی حاصل می شود را پس از مقایسه با نتایج تجربی می توان مورد تایید قرار داد. اما پس از اینکه درستی چنین برنامه ای مورد تایید قرار گرفت، از آن برنامه در طراحیهای مختلف می توان استفاده کرد، البته به این شرط که مساله در محدوده فرضهای به کار رفته در آن برنامه قرار داشته باشد.

۴-۲-۱- معادلات دیفرانسیل جزئی سهموی

معادلات حرکت در مکانیک سیالات اغلب به صورت معادلات سهموی نوشته می شوند. معادلات لایه مرزی و همچنین معادلات سهموی ناویر-استوکس نمونه هایی از این نوع فرمول بندی هستند. علاوه بر این معادله غیر دائم هدایت حرارت نیز معادله ای سهموی است [۱۸]. در این بخش فرمولبندی های مختلف معادلات دیفرانسیل سهموی مدل را بررسی می کنیم.

۴-۲-۱-۱- روشهای صریح

ابتدا بعضی از روشهای صریح مورد استفاده در حل معادلات سهموی معرفی می شوند. معادله مدل یک بعدی به صورت زیر می باشد:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (2-4)$$

در این معادله α مقدار ثابتی است.

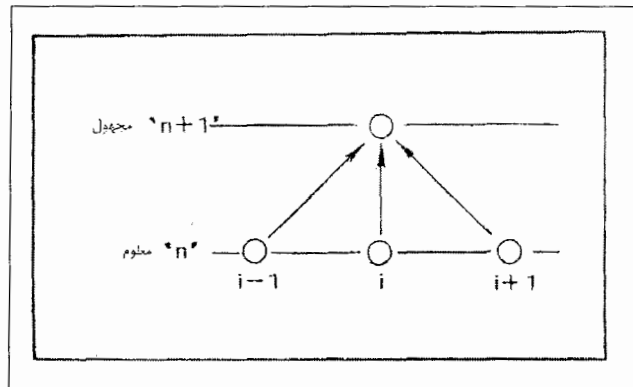
۴-۲-۱-۱-۲- روش پیشرو نسبت به زمان و تفاضل مرکزی نسبت به مکان

در این روش از تقریب تفاضل پیشرو برای مشتقهای زمانی و تقریب تفاضل مرکزی برای مشتقهای مکانی استفاده می شود.

$$u_i^{n+1} = u_i^n + \frac{\alpha(\Delta t)}{(\Delta x)^2} (u_{i+1}^n - 2u_i^n + u_{i-1}^n) \quad (3-4)$$

می توان نشان داد که حل این معادله در صورتی پایدار است که $\frac{\alpha(\Delta t)}{(\Delta x)^2} \leq \frac{1}{2}$ باشد [۱۸].

نقاط شبکه مورد استفاده، در شکل زیر نشان داده شده اند.



شکل ۴-۱: روش پیشرو نسبت به زمان و تفاضل مرکزی نسبت به مکان

۴-۲-۱-۱-۲-۴ روش دو فوریت-فرانکل

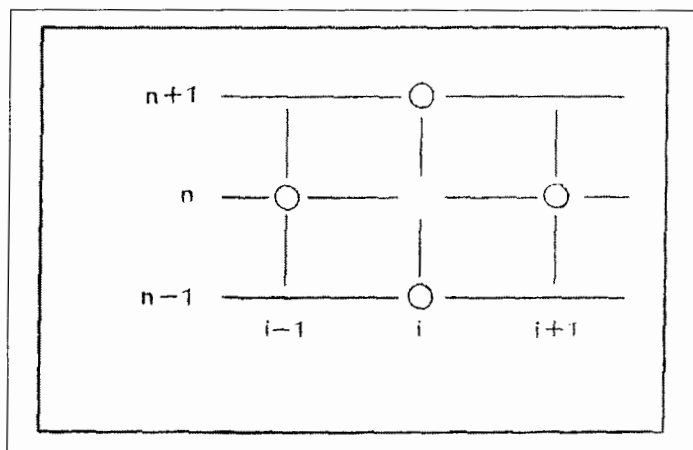
در این روش، مشتق زمانی $\frac{\partial u}{\partial t}$ با یک رابطه تفاضل محدود مرکزی مرتبه $(\Delta t)^2$ تقریب زده می شود. تقریب مشتق مرتبه دوم مکانی نیز با یک رابطه تفاضل محدود مرکزی مرتبه $(\Delta x)^2$ تعیین می شود. منتها به علت ملاحظات پایداری عبارت u_i^n در جمله انتشار با مقدار متوسط مقادیر u_i^{n+1} و u_i^{n-1} جایگزین می شود. معادله تفاضل محدود حاصل به شکل زیر است:

$$\frac{u_i^{n+1} - u_i^{n-1}}{2\Delta t} = \alpha \frac{u_{i+1}^n - 2\frac{u_i^{n+1} + u_i^{n-1}}{2} + u_{i-1}^n}{(\Delta x)^2} \quad (۴-۴)$$

که نتیجه می شود:

$$u_i^{n+1} = u_i^{n-1} + \frac{2\alpha(\Delta t)}{(\Delta x)^2} [u_{i+1}^n - u_i^{n+1} - u_i^{n-1} + u_{i-1}^n] \quad (۵-۴)$$

با اینکه بالانویس $(n+1)$ در سمت راست معادله ظاهر می شود، این تنها مربوط به موقعیت i است. بنابراین معادله را می توان به صورت صریح برای مجهول u_i در مقطع زمانی $n+1$ حل کرد. این فرمولبندی بی قید و شرط پایدار است. برای شروع محاسبات، مقادیر u_i در مقاطع زمانی n و $n-1$ باید معلوم باشند. بنابراین در آغاز باید دو دسته اطلاعات اولیه ارائه شده باشد و یا اینکه از نقطه نظر عملی از یک گام زمانی به عنوان شروع کننده باید استفاده کرد. شبکه نقاط دخیل در معادله بالا در شکل زیر نشان داده شده اند.



شکل ۲-۴: روش دو فوریت-فرانکل

روشهای ضمنی -۲-۱-۲-۴

وقتی که معادله انتقال حرارت را به شکل زیر گسسته کنیم به آن روش ضمنی می گوییم زیرا بیش از یک مجهول در معادله ظاهر می شود.

$$\frac{u_i^{n+1} - u_i^n}{\Delta t} = \alpha \frac{u_{i+1}^{n+1} - 2u_i^{n+1} + u_{i-1}^{n+1}}{(\Delta x)^2} \quad (۶-۴)$$

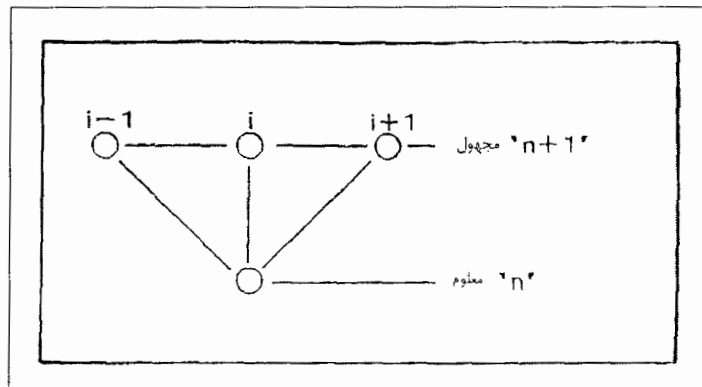
در نتیجه مجموعه ای از معادلات را به طور همزمان باید حل کرد که باعث افزایش زمان محاسبه در هر گام زمانی می شود. روشهای ضمنی دارای فایده مهم پایداری معادلات تفاضل محدودند، زیرا بیشتر آنها بی قید و شرط پایداری دارند. بنابراین گامهای زمانی بزرگتر در این روش مجاز است. به هر حال انتخاب گام زمانی بزرگتر با توجه به مساله دقت، محدود می شود. زیرا افزایش گام زمانی منجر به افزایش خطای قطع کردن معادله تفاضل محدود می شود.

در این بخش بعضی از فرمولبندیهای متداول در روشهای ضمنی را بیان می کنیم.

روش لاسونن -۱-۲-۱-۲-۴

فرمولبندی ساده زیر به روش لاسونن معروف است. با به کار بردن این فرمولبندی در تمام نقاط شبکه مجموعه ای از معادلات جبری خطی به دست می آید. نقاط شبکه نیز در شکل زیر نشان داده شده اند.

$$\frac{u_i^{n+1} - u_i^n}{\Delta t} = \alpha \frac{u_{i+1}^{n+1} - 2u_i^{n+1} + u_{i-1}^{n+1}}{(\Delta x)^2} \quad (۷-۴)$$



شکل ۳-۴: روش لاسون

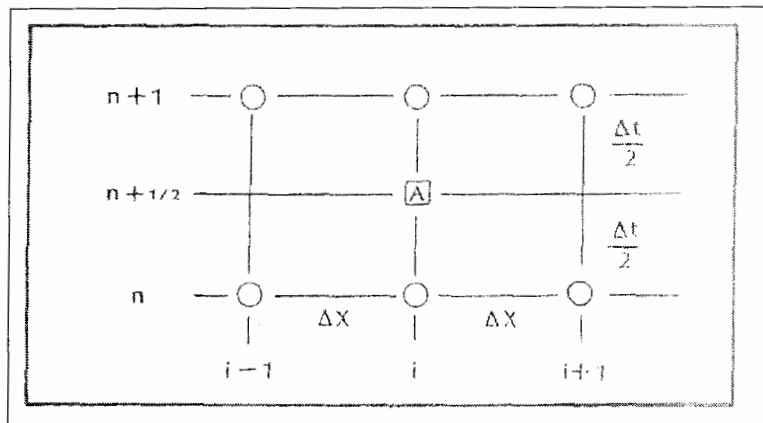
۲-۲-۱-۲-۴ - روش کرانک-نیکولسون

اگر عبارت انتشار در معادله انتقال حرارت را با مقدار متوسط تفاضلهای مرکزی در مقاطع زمانی n و $n+1$ جایگزین کنیم، معادله منفصل حاصل به صورت زیر است:

$$\frac{u_i^{n+1} - u_i^n}{\Delta t} = \alpha \left(\frac{1}{2} \right) \left[\frac{u_{i+1}^{n+1} - 2u_i^{n+1} + u_{i-1}^{n+1}}{(\Delta x)^2} + \frac{u_{i+1}^n - 2u_i^n + u_{i-1}^n}{(\Delta x)^2} \right] \quad (۸-۴)$$

باید دانست که سمت چپ معادله، تقریب تفاضل مرکزی با گام زمانی $\frac{\Delta t}{2}$ است. یعنی:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{u_i^{n+1} - u_i^n}{2 \left(\frac{\Delta t}{2} \right)} \quad (۹-۴)$$



شکل ۴-۴: روش کرانک-نیکولسون

۴-۲-۲- معادلات دیفرانسیل جزئی بیضوی

معادلات حاکم در مکانیک سیالات و انتقال حرارت را در برخی از کاربردها ساده می‌کنیم و به شکل بیضوی می‌نویسیم. به عنوان مثال می‌توان از معادله انتقال حرارت حالت دائم، معادله پتانسیل سرعت برای جریان تراکم‌ناپذیر غیر لزج و معادله تابع جریان نام برد [۱۸].

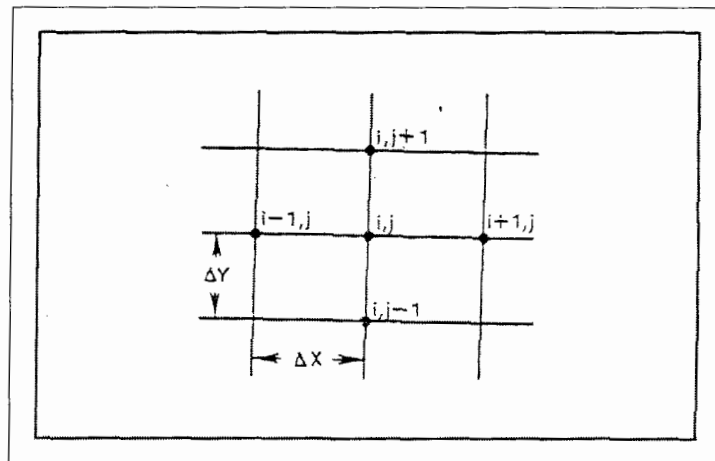
$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = 0 \quad (۴-۱۰)$$

۴-۲-۱- فرمولبندیهای تفاضل محدود

از بین فرمولبندیهای مختلف موجود، از فرمولبندی "پنج نقطه" بیشتر استفاده می‌شود. در این روش از تفاضل مرکزی استفاده می‌شود که از دقت مرتبه دوم برخوردار است. بنابراین معادله مدل بالا به صورت زیر تقریب زده میشود:

$$\frac{u_{i+1,j} - 2u_{i,j} + u_{i-1,j}}{(\Delta x)^2} + \frac{u_{i,j+1} - 2u_{i,j} + u_{i,j-1}}{(\Delta y)^2} = 0 \quad (۴-۱۱)$$

نقاط مربوط به شبکه این فرمولبندی در شکل زیر نشان داده شده‌اند.

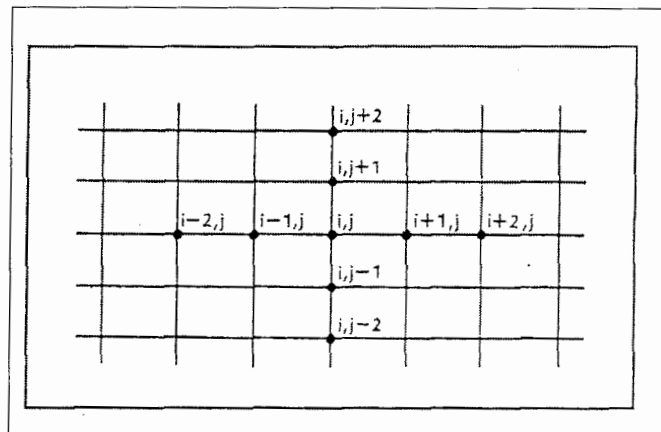


شکل ۴-۵: روش پنج نقطه‌ای

فرمولبندی با مرتبه بالاتر، فرمولبندی "نه نقطه‌ای" است که در آن تقریب مرتبه چهارم مشتقها به کار می‌رود. با این نوع فرمولبندی، معادله تفاضل محدود معادله مدل چنین است:

$$\frac{-u_{i-2,j} + 16u_{i-1,j} - 30u_{i,j} + 16u_{i+1,j} - u_{i+2,j}}{(\Delta x)^2} + \frac{-u_{i,j-2} + 16u_{i,j-1} - 30u_{i,j} + 16u_{i,j+1} - u_{i,j+2}}{(\Delta y)^2} = 0 \quad (۴-۱۲)$$

نقاطی از شبکه که در معادله بالا آمده‌اند در شکل زیر نشان داده شده‌اند.



شکل ۴-۶: روش نه نقطه ای

یکی از دشواریهای آشکار این معادله، به کار بردن شرایط مرزی است. بنابراین در مسائلی که به دقت بالا نیاز دارند، راه آسانتر این است که به جای معادله ۹ نقطه ای با دقت مرتبه چهارم، از معادله پنج نقطه ای با شبکه ریزتر استفاده شود [۱۸].

۴-۲-۲-۲- الگوریتم حل دستگاه معادلات

برای حل همزمان دستگاه معادلات جبری خطی دو روش وجود دارد. این روشها عبارتند از روش مستقیم و روش تکراری.

برخی از روشهای مشهور مستقیم عبارتند از قانون کرامر و روش حذفی گوس. عیب بزرگ این روشها، عملیات ریاضی بسیار زیاد آنها برای ایجاد یک جواب است. روشهای مستقیم پیشرفته ای پیشنهاد شده اند که به زمان محاسبات کمتری نیاز دارند ولی تقریباً همه آنها عیبهایی دارند. معمولاً این روشها با یک یا چند شرط محدود می شوند که این شرایط عبارتند از: دستگاه مختصات دکارتی، قلمرو مستطیلی، اندازه ماتریس ضرایب، ظرفیت ذخیره بالا، شرایط مرزی و مشکل برنامه نویسی در آنها [۱۸].

روشهای تکراری برای حل دستگاه معادلات خطی ساده هستند و به راحتی می توان آنها را در برنامه کامپیوتری وارد کرد. هدف این روشها، بدست آوردن جواب از روش تکراری است. معمولاً جواب نخست را حدس می زنیم و مقدار جدید متغیرها را حساب می کنیم. از مقادیر جدید محاسبه شده، جوابهای جدیدتری بدست می آوریم و این کار را آنقدر ادامه می دهیم تا معیار همگرایی خاصی ارضا شود. فرمولبندیهای مختلف روش تکراری را به دو گروه می توان تقسیم کرد. اگر فرمولبندی فقط به یک مجهول ختم شود، آن را روش تکرار نقطه ای می گویند. این روش مشابه روش صریح در معادلات سهموی است. از سوی دیگر اگر فرمولبندی شامل بیش از یک مجهول باشد (معمولاً سه مجهول که ماتریس ضرایب سه قطری را می دهد)، به آن روش تکرار روی خط می گویند، که مشابه فرمولبندی ضمنی معادلات سهموی است.

در این روش مقدار متغیر وابسته در هر نقطه از مقادیر حدس اولیه نقاط مجاور و یا مقادیر محاسبه شده در مرحله پیشین برای نقاط مجاور محاسبه می شود.

$$\frac{u_{i+1,j} - 2u_{i,j} + u_{i-1,j}}{(\Delta x)^2} + \frac{u_{i,j+1} - 2u_{i,j} + u_{i,j-1}}{(\Delta y)^2} = 0 \quad (13-4)$$

$$u_{i+1,j} - 2u_{i,j} + u_{i-1,j} + \left(\frac{\Delta x}{\Delta y}\right)^2 (u_{i,j+1} - 2u_{i,j} + u_{i,j-1}) = 0 \quad (14-4)$$

نسبت گامها را β می نامیم، یعنی $\beta = \frac{\Delta x}{\Delta y}$. در نتیجه معادله بالا به این صورت نوشته می شود:

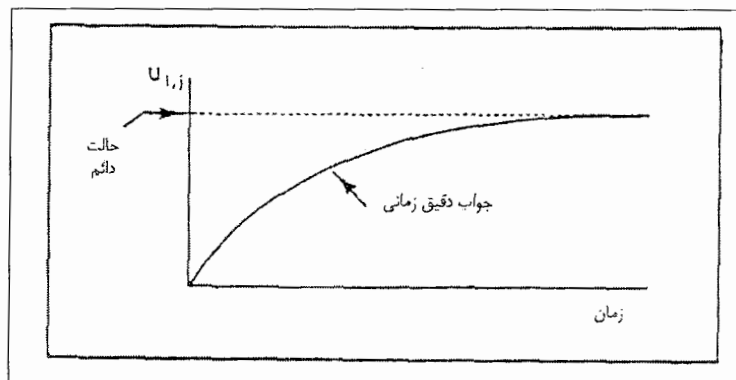
$$u_{i+1,j} + u_{i-1,j} + \beta^2 u_{i,j+1} + \beta^2 u_{i,j-1} - 2(1 + \beta^2) u_{i,j} = 0 \quad (15-4)$$

$$u_{i,j}^{k+1} = \frac{1}{2(1 + \beta^2)} [u_{i+1,j}^k + u_{i-1,j}^k + \beta^2 (u_{i,j+1}^k + u_{i,j-1}^k)] \quad (16-4)$$

که k به مقادیر محاسبه شده پیشین (یا مقادیر حدس اولیه برای نخستین مرحله محاسبه) بستگی دارد. محاسبات را تا رسیدن به حد همگرایی مشخصی ادامه می دهیم.

در این روش به محض مشخص شدن مقدار کمیتها از آنها برای محاسبه مقادیر نقاط مجاور آن استفاده می کنیم. این امر باعث افزایش چشمگیر همگرایی این روش در مقایسه با روش ژاکوبی می شود. این روش در صورتی پایدار است که بزرگترین جزء در ماتریس ضرایب روی قطر اصلی آن قرار گیرد.

$$u_{i,j} = \frac{1}{2(1 + \beta^2)} [u_{i+1,j} + u_{i-1,j} + \beta^2 (u_{i,j+1} + u_{i,j-1})] \quad (17-4)$$



شکل ۴-۷: روش گوس-سایدل نقطه به نقطه

۴-۳-انتقال حرارت هدایتی در پیستون

با استفاده از معادلات رسانایی، توزیع دما روی سطح محفظه احتراق قابل محاسبه است. با استفاده از خواص مواد و شرایط مرزی توزیع دمایی بدست می آید که به جای دمای ثابت در نظر گرفته شده برای دیواره مورد استفاده قرار می گیرد.

۴-۳-۱- تحلیل مساله به صورت یک بعدی

برای حل معادله انتقال حرارت هدایتی روی پیستون و بدست آوردن توزیع دما روی آن، ابتدا به دلیل ساده تر شدن مساله، معادله را به صورت یک بعدی بررسی می کنیم. با ثابت در نظر گرفتن ضریب هدایت رسانایی، معادله انتقال حرارت رسانایی یک بعدی به صورت زیر می باشد:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (۴-۱۸)$$

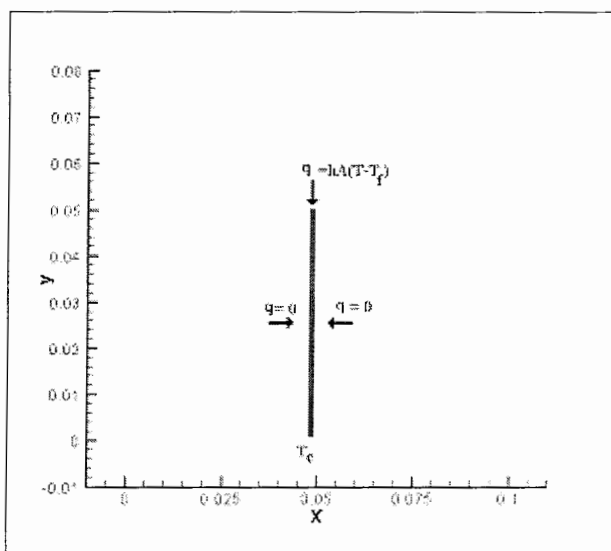
روش محاسبه توزیع دمای دیواره محفظه احتراق از قانون پایستاری انرژی منتج شده است. با گسسته سازی معادله انتقال حرارت از طریق تقریب تفاضل پیشرو برای مشتقهای زمانی و تقریب تفاضل مرکزی برای مشتقهای مکانی به معادله گسسته زیر می رسیم:

$$T_i^{n+1} = \frac{\alpha(\Delta t)}{(\Delta x)^2} (T_{i+1}^n - 2T_i^n + T_{i-1}^n) + T_i^n \quad (۴-۱۹)$$

برای تبدیل گام زمانی Δt به زاویه Crank از رابطه زیر استفاده می کنیم:

$$\frac{\partial}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial \theta} \times \frac{\partial \theta}{\partial t} = \omega \frac{\partial}{\partial \theta} \quad (۴-۲۰)$$

در شکل زیر شکل مساله ساده شده و شرایط مرزی در نظر گرفته شده برای آن نشان داده شده است.



شکل ۴-۸: مساله یک بعدی و شرایط مرزی

در مساله ساده شده، توزیع دما روی خط مرکزی پیستون بررسی می شود. شرایط مرزی گره بالایی، شرایط داخل محفظه احتراق می باشد. این شرایط با تحلیل ترمودینامیکی موتور در هر لحظه محاسبه شده و برای بدست آوردن توزیع دما روی پیستون استفاده می شوند. با یک بعدی در نظر گرفتن مساله، فرض شد که از طرفین هیچ شاری به پیستون وارد نمی شود. همچنین شرایط مرزی گره پایینی، دما ثابت و در شرایط محفظه روغن در نظر گرفته شد [۱۲].

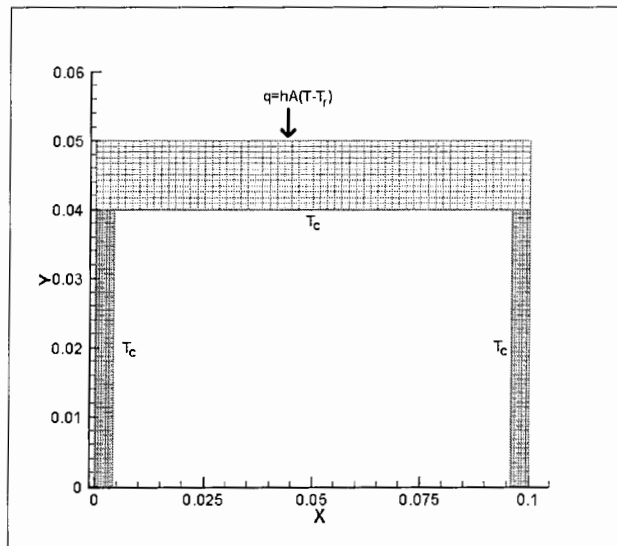
برای رسم نمودارهای توزیع دما نسبت به زاویه crank، دمای یک نقطه روی پیستون در نظر گرفته شده و تغییرات آن حین عملکرد موتور رسم می شود.

۴-۳-۲- تحلیل مساله به صورت دو بعدی

معادله انتقال حرارت گذرا در دو بعد به صورت زیر می باشد:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(Kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (۴-۲۱)$$

برای پایدار شدن معادله، گامهای مکانی برای حل مساله باید به درستی انتخاب شوند. شکل مساله و شبکه بندی و شرایط مرزی در نظر گرفته شده برای آن در زیر آورده شده است.



شکل ۴-۹: مساله دو بعدی و شرایط مرزی

در این مساله فرض شده که از کناره ها هیچ شاری به پیستون وارد نمی شود و تنها از داخل محفظه احتراق پیستون تحت تاثیر شار قرار دارد. شرایط مرز داخلی پیستون نیز در شرایط محفظه روغن قرار گرفته است [۱۲].

مطابق با تحلیل یک بعدی، گام زمانی این مساله نیز باید به تغییر زاویه crank تبدیل شود.

فصل ۵- نتایج

۵-۱- شبیه سازی چرخه موتور

جهت تحلیل، یک موتور تک سیلندر چهار زمانه با مشخصات فرضی زیر در نظر گرفته شده است.

قطر داخلی سیلندر: 100 mm

کورس پیستون: 100mm

طول شاتون: 150mm

سوخت مورد استفاده اکتان، با گرمای ویژه تعریف شده به اندازه $44300 \frac{KJ}{kg}$ می باشد و موتور با سرعت

3000 RPM کار می کند.

معادله استفاده شده برای شبیه سازی چرخه موتور، معادله (۳-۳) می باشد. این معادله در زیر آورده شده است:

$$m \frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{dt} + m \frac{\partial u}{\partial \Phi} \frac{d\Phi}{dt} + u \frac{dm}{dt} = -\frac{mRT}{V} \frac{dV}{dt} + \sum_s \frac{dQ_s}{dt} + \sum_i h_{0i} \frac{dm_i}{dt} \quad (1-5)$$

برای شبیه سازی چرخه عملکرد موتور محفظه احتراق به صورت تک ناحیه ای در نظر گرفته شده است. در این شبیه سازی، از تغییرات نسبت تعادل، Φ ، نسبت به زمان صرف نظر شده و این پارامتر در طول چرخه ثابت در نظر گرفته شد. همچنین مقادیر گرماهای ویژه حجم ثابت و فشار ثابت نیز ثابت فرض شدند. بنابراین تغییر انرژی درونی سیستم و یا آنتالپی را می توان به صورتهای زیر بیان کرد:

$$du = c_v dT \quad (2-5)$$

$$dh = c_p dT \quad (3-5)$$

برای محاسبه تغییرات حجم نسبت به زمان و نیز مساحت لحظه ای محفظه احتراق، با استفاده از هندسه از روابط (۲-۱۱) و (۲-۱۴) استفاده شده است.

برای مدل سازی نرخ گرمای آزاد شده از تابع ویب، معادله (۳-۳۹) و برای شبیه سازی انتقال حرارت از گازهای داخل سیلندر، رابطه وشنی، رابطه (۳-۵۳)، مورد استفاده قرار گرفته است. در نتیجه می توان برای محاسبه نرخ تغییرات حرارت داخل سیلندر از رابطه (۳-۴۰) استفاده کرد. این رابطه در زیر آورده شده است:

$$\frac{\partial Q}{\partial \theta} = Q_{in} \frac{dx(\theta)}{d\theta} - \frac{hA}{\omega} (T_g - T_w) \frac{\pi}{180} \quad (4-5)$$

لازم به ذکر است که برای انجام مدل سازی نسبت به زاویه crank باید گام زمانی را به زاویه crank تبدیل کرد:

$$\frac{\partial}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial \theta} \times \frac{\partial \theta}{\partial t} = \omega \frac{\partial}{\partial \theta} \quad (5-5)$$

برای مدل کردن جریان جرم به داخل سیستم از روابط (3-54) و (3-55) با احتساب حالت خفگی، استفاده گردیده است.

شبیه سازی فرآیند احتراق در طول ۷۲۰ درجه از سیکل بوده که در نمودارها نشان داده شده است. زمان شروع احتراق ۲۵ درجه قبل از TDC بوده و احتراق با ۱۰ درجه تاخیر شروع می شود و تا ۵۰ درجه به طول می انجامد. فرآیند تخلیه ۴۰ درجه قبل از BDC آغاز می شود و ۲۰ درجه بعد از TDC سوپاپ دود بسته می شود. سوپاپ ورودی ۲۰ درجه قبل از TDC باز شده و تا ۴۰ درجه بعد از BDC ادامه پیدا می کند.

با حل معادله دیفرانسیل (5-1) به روش رانج-کوتای مرتبه ۴ و با در نظر گرفتن فرضیات و شرایط مرزی در نظر گرفته شده، مقادیر دما و فشار داخل سیلندر برای مقادیر مختلف زوایای Crank بدست می آید. در رابطه انتقال حرارت سوخت به دیواره ها، دمای دیواره، ثابت و برابر با 400°K و فشارهای ورودی و خروجی اولیه 100Kpa فرض شده اند. همچنین دمای کسر گازهای باقیمانده از مرحله قبل از شبیه سازی، 400°K در نظر گرفته شده است. با انجام شبیه سازی و با بدست آوردن دمای دیواره از طریق معادله انتقال حرارت رسانایی، این دماها و فشارها تصحیح شده و شبیه سازی با شرایط مرزی جدید دوباره انجام می شود تا چرخه به شرایط پایدار برسد.

۵-۲- مدل کردن توزیع دما روی پیستون

توزیع دمای روی پیستون در دو حالت یک بعدی و دو بعدی بررسی شد. در مورد شرایط مرزی دمای سطح داخلی دیواره پیستون، می توان شرط دما ثابت را اعمال نمود که همان دمای اندازه گیری شده سیال خنک کننده یا روغن در قسمت Crank Shaft می باشد [۱۲]. این فرض منطقی می باشد زیرا تغییر دما در این سطوح خیلی کمتر از تغییر دما در سطوح داخلی محفظه احتراق می باشد. در این تحلیل، این دما ثابت و برابر با 375°K در نظر گرفته شده است. شرایط مرزی در سطح داخلی محفظه احتراق (قسمت گاز)، شار حرارتی ویژه ای است که از طریق شبیه سازی سیکل احتراق بدست می آید.

۵-۲-۱- حالت یک بعدی

معادله گسسته شده برای حل عددی، معادله (4-19) می باشد. جهت مدل سازی، جنس پیستون از آلایز آلومینیوم با چگالی $\rho = 2700 \frac{Kg}{m^3}$ ، ضریب هدایت رسانایی $K = 150 \frac{W}{mK}$ و ضریب پخش حرارتی برابر با $\alpha = 23 \times 10^{-6} \frac{1}{K}$ در نظر گرفته شده است.

$$T_i^{n+1} = \frac{\alpha(\pi/180)}{\omega(\Delta t)^2} (T_{i+1}^n - 2T_i^n + T_{i-1}^n) + T_i^n \quad (6-5)$$

در این شبیه سازی، تعداد نقاط شبکه از 50 تا 150 انتخاب شد و مشخص شد که با تعداد نقاط 100 جوابها دارای دقت خوبی می باشند.

برای مدلسازی، ابعاد پیستون متقارن در نظر گرفته شد و نمودارهای رسم شده برای حالت یک بعدی، دمای نقاط روی خط مرکزی پیستون می باشند.

۵-۲-۲- حالت دو بعدی

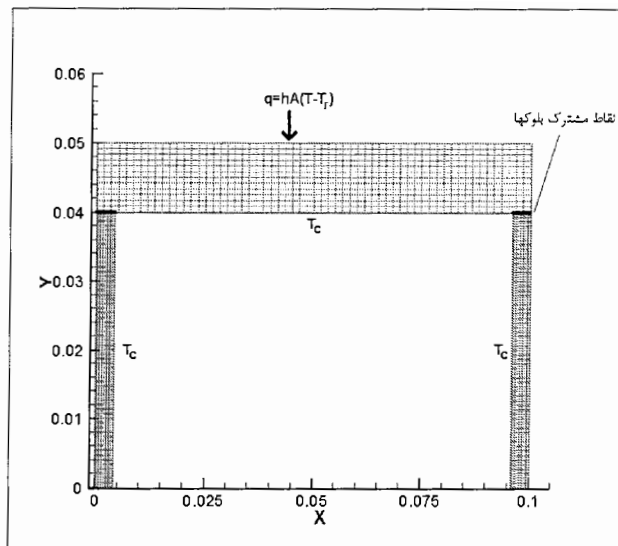
معادله تفاضل محدود صریحی که برای محاسبه توزیع دمای روی پیستون از آن استفاده می شود به صورت زیر است:

$$\frac{T_{i,j}^{n+1} - T_{i,j}^n}{\Delta t} = \frac{2\alpha}{h_1 h_2 h} \left[h_1 \left(1 + \frac{h_2}{2r_i} \right) (T_{i+1,j}^n - T_{i,j}^n) - h_2 \left(1 - \frac{h_1}{2r_i} \right) (T_{i,j}^{n+1} - T_{i-1,j}^{n+1}) \right] + \frac{2\alpha}{l_1 l_2 l} [l_1 (T_{i,j+1}^n - T_{i,j}^n) - l_2 (T_{i,j}^{n+1} - T_{i,j-1}^{n+1})] \quad (7-5)$$

که در آن داریم:

$$\begin{aligned} h_1 &= r_i - r_{i-1} \\ h_2 &= r_{i+1} - r_i \\ h &= h_1 + h_2 \\ l_1 &= z_j - z_{j-1} \\ l_2 &= z_{j+1} - z_j \\ l &= l_1 + l_2 \end{aligned} \quad (8-5)$$

برای تحلیل این مساله، از تعداد ۶۰ تقسیم در جهت x و ۱۲ تقسیم در جهت y استفاده شد. شکل مساله و شبکه بندی و شرایط مرزی در نظر گرفته شده برای آن در زیر آورده شده است.



شکل ۵-۱: مساله دو بعدی و شرایط مرزی

در این مساله فرض شده که از کنارها هیچ شاری به پیستون وارد نمی شود و تنها از داخل محفظه احتراق پیستون تحت تاثیر شار قرار دارد. شرایط مرز داخلی پیستون نیز در شرایط محفظه روغن قرار گرفته است [۱۲].

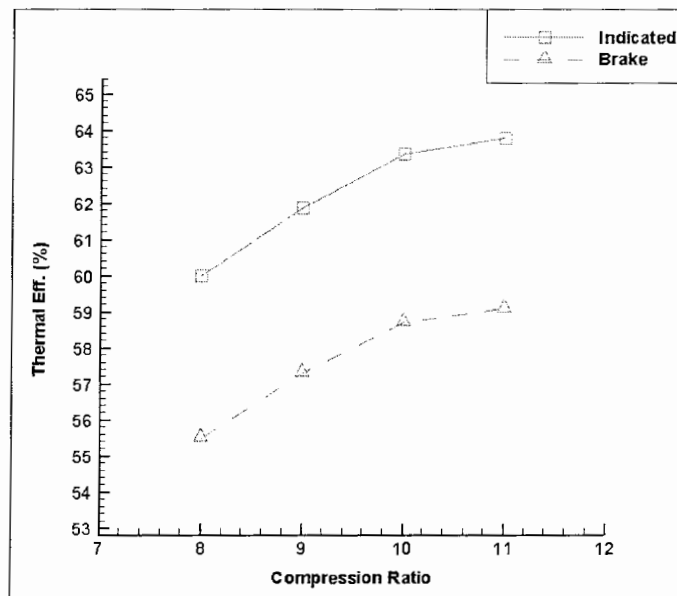
این مساله به صورت سه بلوک مجزا و به طور همزمان مورد تحلیل قرار گرفت. دمای نقاط مشترک در مرز بلوک ها، به صورت میانگینی از دمای نقاط قبلی و بعدی آنها در نظر گرفته شد. با حل عددی معادله (۷-۵) در طی ۷۲۰ درجه از چرخه موتور، پروفیل توزیع دمای نقاط روی پیستون بدست می آید. در نمودارهای آورده شده برای توزیع دمای دو بعدی، این نمودارها در زاویه شاتون ۳۶۰ درجه، یعنی زمانی که پیستون پس از جرقه زدن شمع به TDC می رسد، رسم شده اند.

۵-۳- بررسی نتایج

در این شبیه سازی سعی شده تا اثر تغییر پارامترهای مختلف موتور روی مقادیر فشار و کار دریافتی از موتور بررسی شود. در اینجا به بررسی تعدادی از پارامترهای مهم و تاثیرگذار در عملکرد موتورهای احتراق داخلی جرقه ای می پردازیم.

۵-۳-۱- اثرات نسبت تراکم

در دهه ۱۹۳۰ موتورهای جرقه ای نسبت تراکمی حدود ۵:۱ داشتند [۴]. امروزه نسبت تراکم موتورهای حدود ۱۰:۱ است. می دانیم که موتور کاملاً طبق سیکل اتو رفتار نمی کند و سوخت در آن به طور کامل نمی سوزد. حال در اینجا چند سوال مطرح است: اگر سوخت در موتور به طور کامل بسوزد آیا راندمان ترمودینامیکی افزایش پیدا می کند؟ و اینکه آیا با تغییر نسبت تراکم، راندمان تغییر می کند؟ بوسیله یک شبیه سازی کامپیوتری با فرض اینکه سوخت به طور کامل بسوزد مقادیر راندمان ترمودینامیکی در نسبت تراکم های ۵:۱ تا ۱۱:۱ محاسبه شده و در شکل نشان داده شده اند.

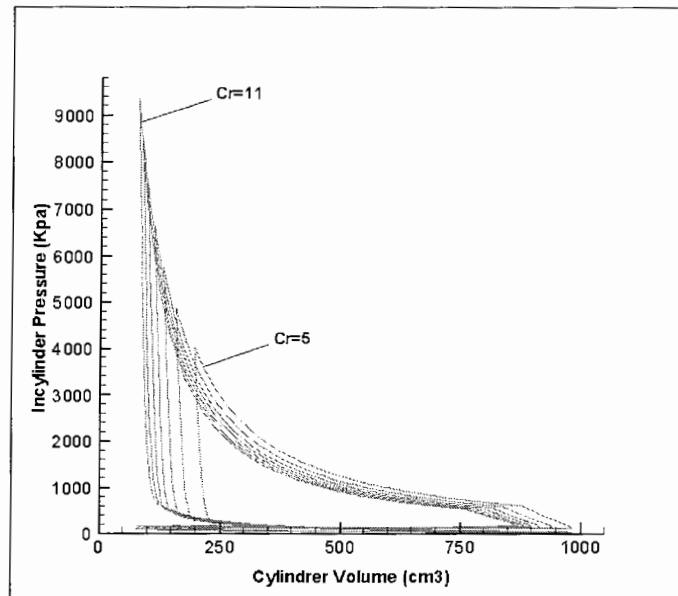


شکل ۵-۲: نمودار تغییرات راندمان ترمودینامیکی اندیکاتوری و ترمزی با نسبت تراکم

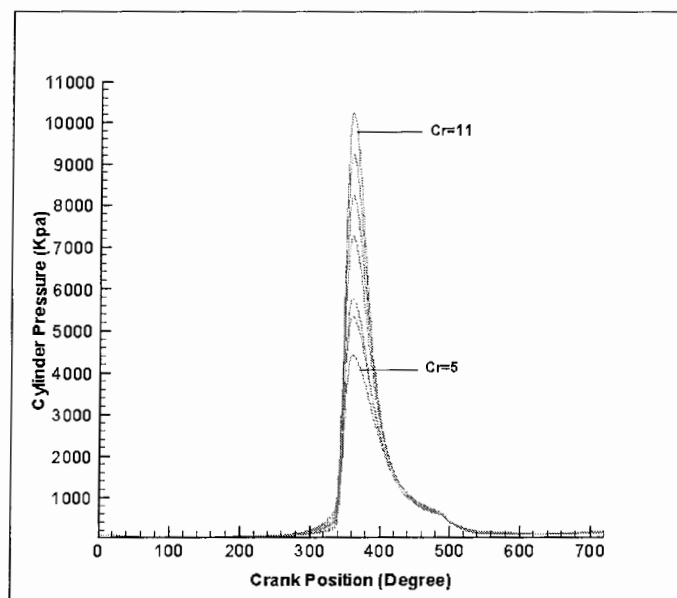
با توجه به شکل مشاهده می شود که مقدار راندمان ترمودینامیکی و در نتیجه کار انجام شده با افزایش نسبت تراکم افزایش می یابد.

شکلهای زیر نمودارهای $P-V$ و $P-\theta$ را برای تمامی نسبت تراکم ها و با فرض سوختن کامل سوخت در طی احتراق نشان می دهند. در شکلها افزایش فشار داخل سیلندر با افزایش نسبت تراکم و افزایش

سطح زیر نمودار $P-V$ مشخص است. نسبت تراکم بالا به این معنی است که احتراق در حجم کوچکتري در TDC انجام می گیرد و دما و فشار در انتهای مرحله تراکم بالا می روند.



شکل 5-3: منحنی تغییرات فشار با حجم سیلندر برای نسبت تراکم های مختلف



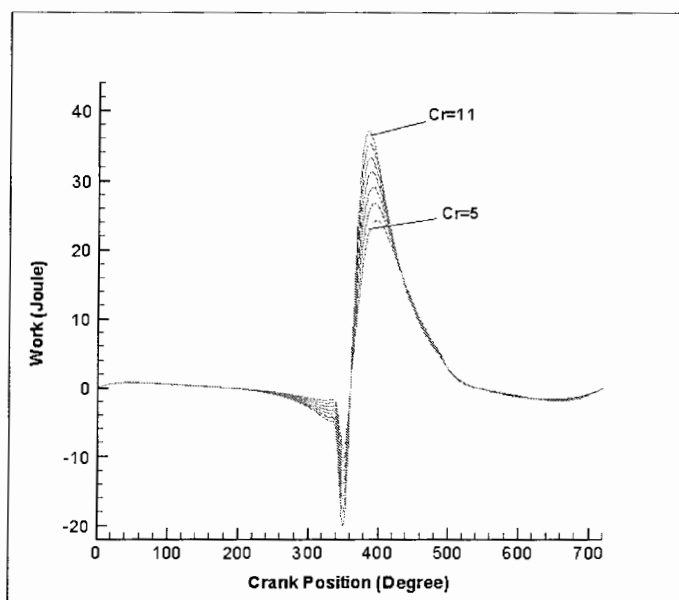
شکل 5-4: نمودار تغییرات فشار داخل سیلندر با زاویه Crank برای نسبت تراکم های مختلف

همانطور که در شکل نشان داده شده است فشار ماکزیمم از 4200 Kpa در نسبت تراکم ۵:۱ به 10500 Kpa در نسبت تراکم ۱۱:۱ رسیده است.

این بدین معنی است که با دوبرابر کردن نسبت تراکم فشار ماکزیمم تقریباً ۲,۵ برابر می شود. سطح بسته نمودار $P-V$ کار خالص می باشد. بنا بر این کار ماکزیمم با توجه به شکل در بالاترین نسبت تراکم در دسترس می باشد.

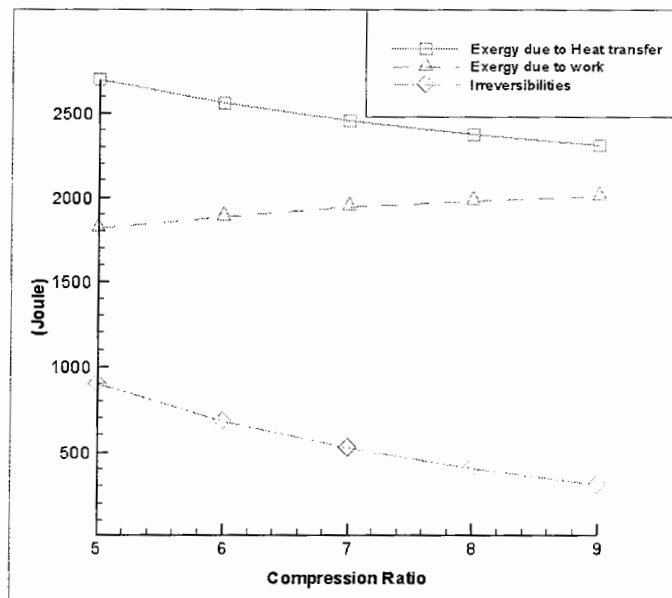
در شکل زیر نمودار کار انجام شده با زاویه Crank در حالتی که تمام سوخت محترق شود نشان داده شده است. کار مورد نیاز اضافی برای تراکم در شکل نشان داده شده است. این کار از 8.78 J در نسبت تراکم ۵:۱ به 20 J در نسبت تراکم ۱۱:۱ افزایش می یابد.

با این حال این کار جبران می شود. کار خالص انجام شده در پایان چرخه توان 24.31 J در مقابل 37.1 J می باشد که تفاوت آنها 12.79 J است.



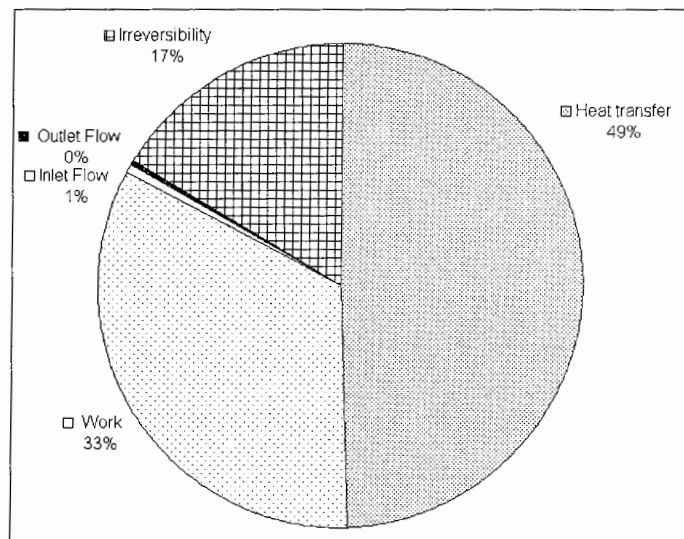
شکل 5-5: نمودار تغییرات کار انجام شده با زاویه Crank برای نسبت تراکم های مختلف

با تحلیل اگزورژی، ترمهای مختلف قابلیت کاردهی در نسبت تراکم های مختلف مورد محاسبه و تحلیل قرار گرفته اند. در شکل زیر نمودار تغییرات اگزورژی انتقال حرارت و کار و همچنین تغییرات بازگشت ناپذیریهای فرآیند آورده شده است. با توجه به نمودار، مشاهده می شود که با افزایش نسبت تراکم، اگزورژی انتقال حرارت و بازگشت ناپذیریهای فرآیند روند نزولی داشته و اگزورژی کار دارای روندی افزایشی می باشد. برآیند این تغییرات منجر به گرفتن کار بیشتر از موتور می شود.

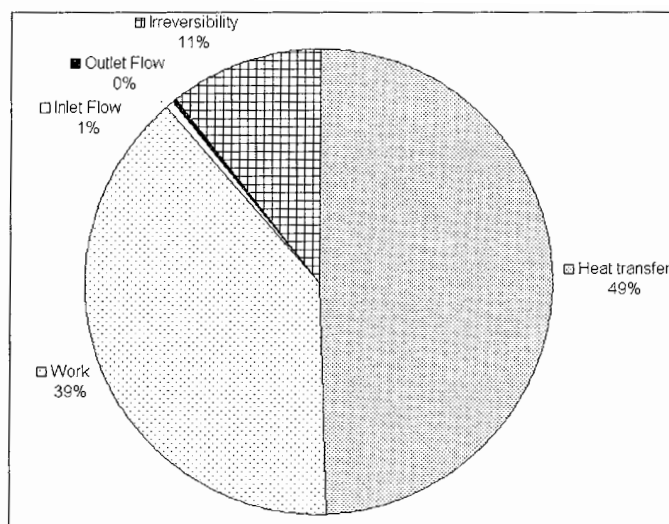


شکل ۵-۶: نمودار تغییرات قابلیت‌های کاردهی و بازگشت ناپذیری با نسبت تراکم

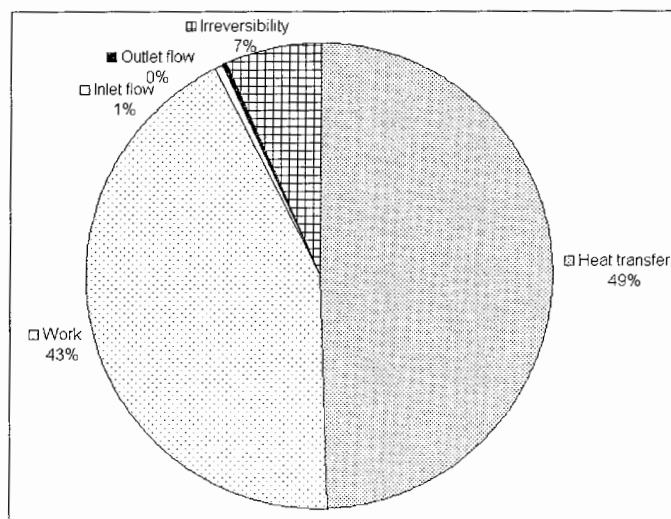
در نمودارهای دایره ای زیر، با توجه به معادله تعادل انرژی، سهم هرکدام از این ترمها در رابطه تعادل انرژی برای چند نسبت تراکم نشان داده شده اند.



شکل ۵-۷: ترمهای مختلف انرژی در نسبت تراکم

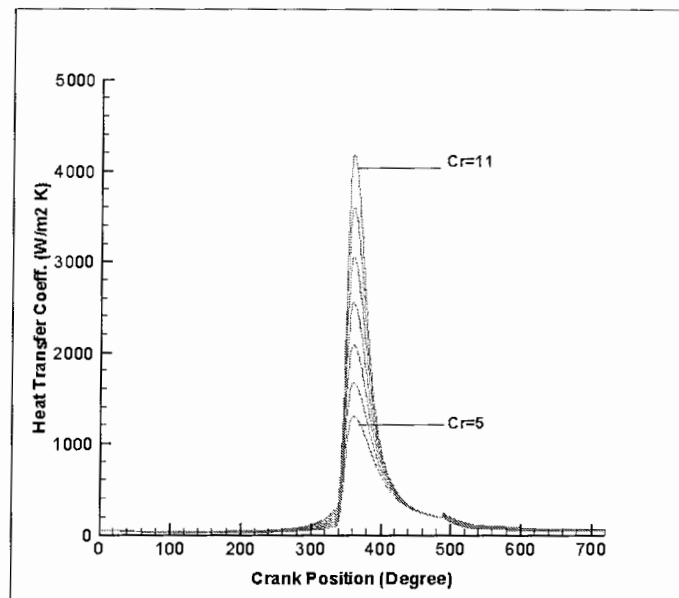


شکل ۵-۸: ترمهای مختلف انرژی در نسبت تراکم ۷



شکل ۵-۹: ترمهای مختلف انرژی در نسبت تراکم ۹

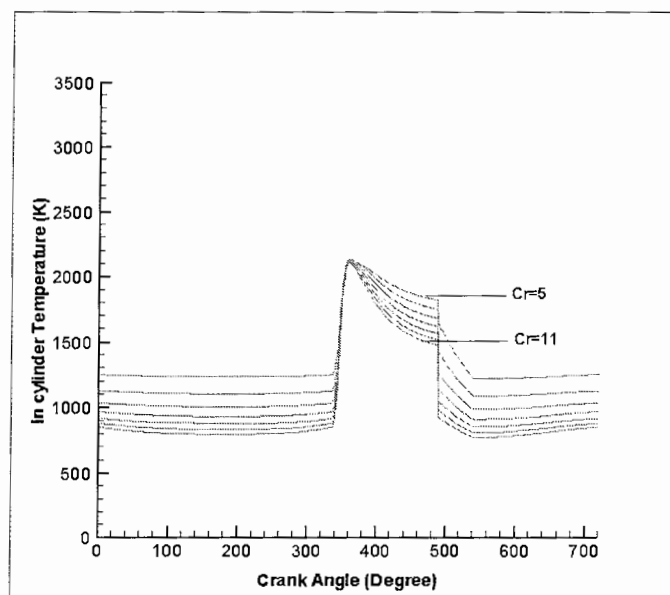
با توجه به نمودارهای دایره ای، با افزایش نسبت تراکم، نسبت انرژی انتقال حرارت در معادله، تقریباً ثابت می ماند. ولی نسبت انرژی کار افزایش یافته و بازگشت ناپذیری ها کم می شوند. با محاسبه ضریب انتقال حرارت جا به جایی بر اساس رابطه Woschni و رسم نمودار آن در نسبت تراکمهای مختلف داریم:



شکل ۵-۱۰: نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت با زاویه Crank برای نسبت تراکم های مختلف

با توجه به نمودار، مقدار ضریب انتقال حرارت از 1296 W/m² K در نسبت تراکم ۵ به 4174 W/m² K در نسبت تراکم ۱۱ می رسد.

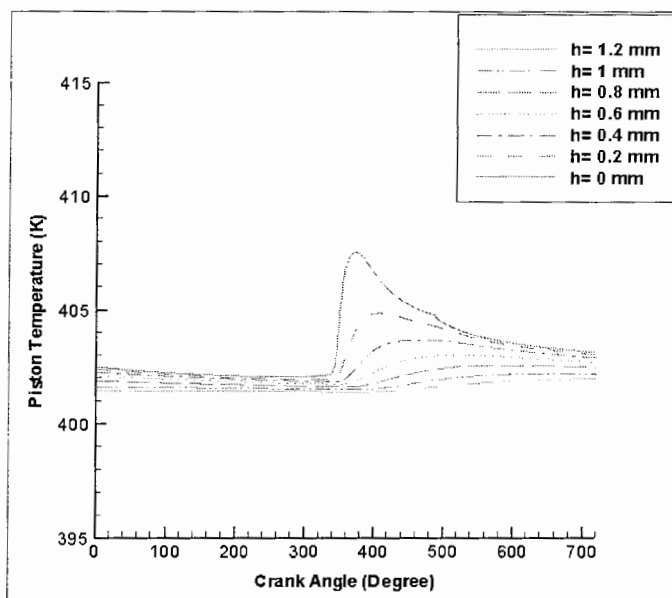
با توجه به افزایش نسبت تراکم و افزایش فشار داخل سیلندر انتظار می رود که دمای گازها نیز افزایش داشته باشد، ولی از طرف دیگر افزایش ضریب انتقال حرارت موجب می شود تا دمای گازهای داخل سیلندر در نسبتهای تراکم بالا کمتر از نسبتهای تراکم پایین باشد. در شکل زیر تغییرات دمای گازهای داخل سیلندر نشان داده شده است.



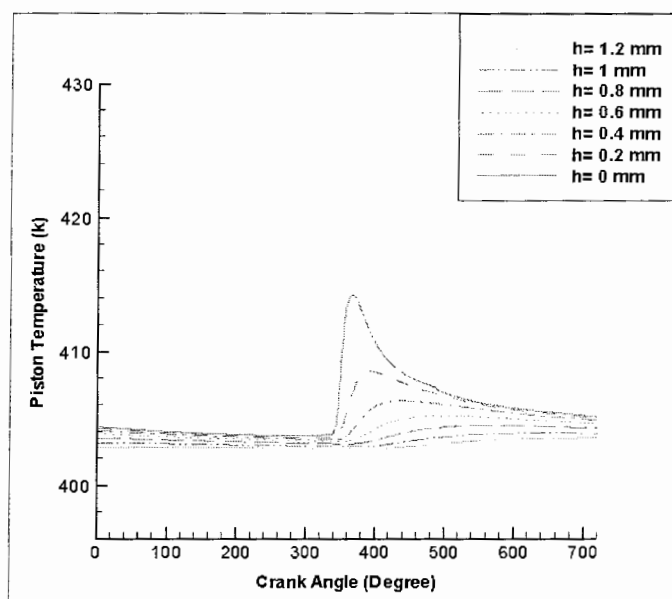
شکل ۵-۱۱: نمودار تغییرات دمای داخل سیلندر با زاویه Crank برای نسبت تراکم های مختلف

همانطور که از شکل پیداست، ماکزیمم دمای گازها در طول احتراق تغییر چندانی ندارد ولی دمای گازهای خروجی از سیلندر از 1247 K در نسبت تراکم ۵ به 844 K در نسبت تراکم ۱۱ کاهش می یابد.

با توجه به دماهای محاسبه شده محفظه احتراق، پروفیل توزیع دما روی پیستون در دو نسبت تراکم ۵:۱ و ۸:۱ مورد بررسی قرار گرفت. در شکلهای زیر توزیع دمای یک بعدی برای خط مرکزی پیستون و در زوایای مختلف شاتون، برای دو نسبت تراکم آورده شده است.

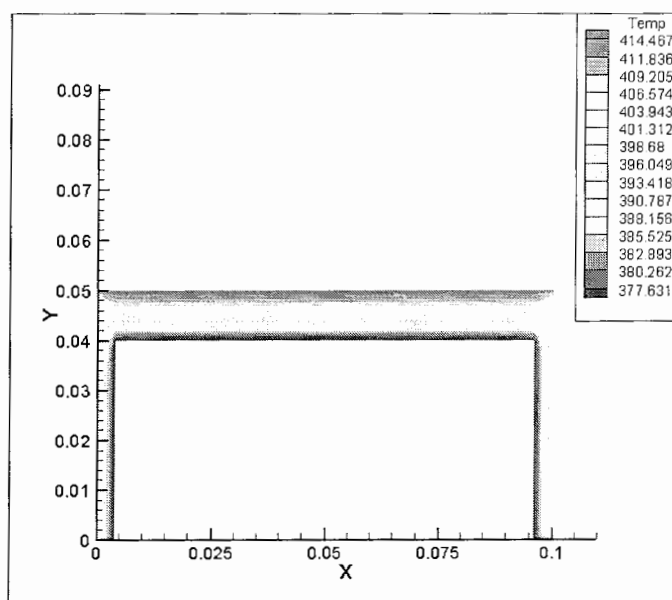


شکل ۵-۱۲: توزیع دمای یک بعدی روی پیستون برای نسبت تراکم ۵

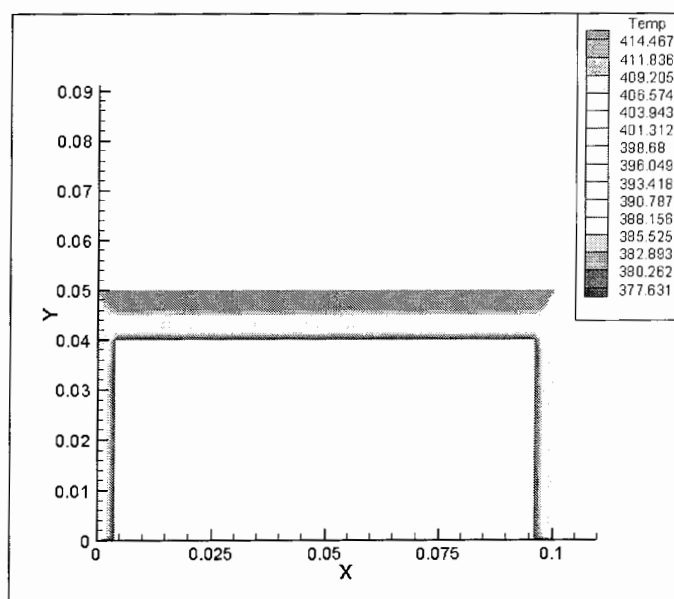


شکل ۵-۱۳: توزیع دمای یک بعدی روی پیستون برای نسبت تراکم ۸

با توجه به شکل‌های بالا، مشاهده می‌شود که در نسبت تراکم بالاتر توزیع دمای پیستون دارای مقادیر بیشتری است. به عبارتی در این حالت از کارکرد موتور، پیستون داغتر می‌باشد. با بررسی نتایج بدست آمده، مشاهده می‌شود که تغییرات پروفیل دما تا عمق ۱,۲ میلیمتری قابل توجه است و بعد از آن تغییر چندانی در آن دیده نمی‌شود. یعنی بعد از این عمق، توزیع دمای پیستون حالتی پایدار دارد. در حالت دو بعدی نیز توزیع دمای پیستون بررسی شد. این مساله در شکل‌های زیر نمایش داده شده است.



شکل ۵-۱۴: توزیع دمای دوبعدی پیستون در نسبت تراکم ۵ و زاویه شاتون ۳۶۰



شکل ۵-۱۵: توزیع دمای دوبعدی پیستون در نسبت تراکم ۸ و زاویه شاتون ۳۶۰

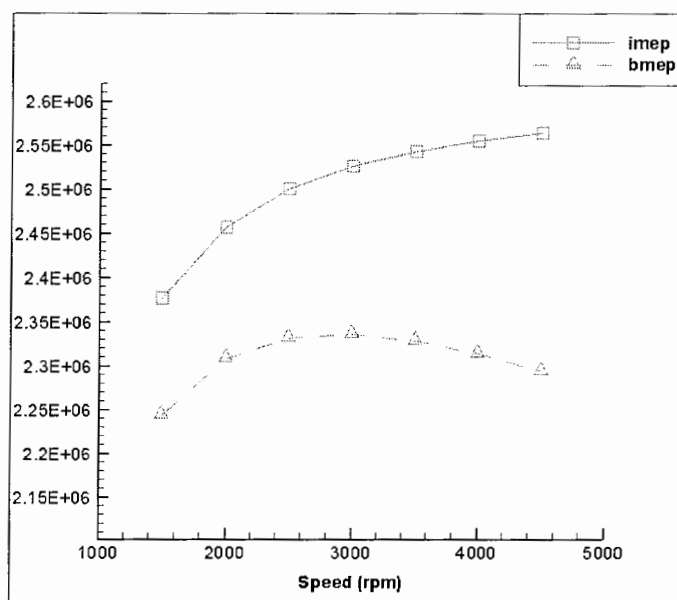
مشاهده می شود که دمای کلی پیستون در نسبت تراکم بالاتر، بیشتر می باشد.

۵-۳-۲- اثرات دور موتور

در این بخش اثرات دور موتور روی پارامترهای خروجی آن، با استخراج نمودارهای مختلف مورد بررسی قرار می گیرد.

بازده مکانیکی یک موتور احتراق داخلی، برای موتور خودروهای سواری جدید در هنگام کار با دریچه گاز کاملاً باز از مرتبه ۷۵ تا ۹۵ درصد می باشد [۱۴]. بازده مکانیکی با کاهش سرعت موتور کاهش می یابد و در حالت کارکرد بدون بار (هنگامی که دنده در حالت خلاص می باشد) برای موتور به صفر می رسد. زیرا در این حالت هیچ کاری از موتور گرفته نمی شود.

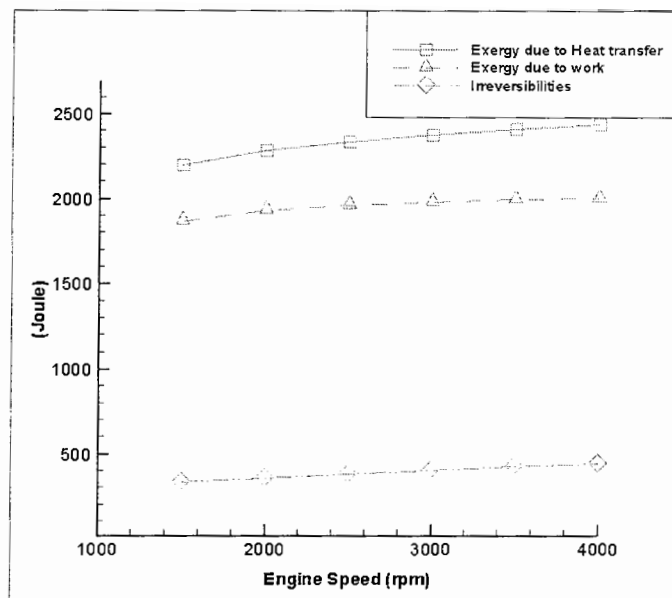
در شکل زیر تغییرات فشار موثر میانگین اندیکاتوری و ترمزی برای دوره های مختلف موتور نشان داده شده است.



شکل ۵-۱۶: نمودار تغییرات فشار موثر میانگین اندیکاتوری و ترمزی با دور موتور

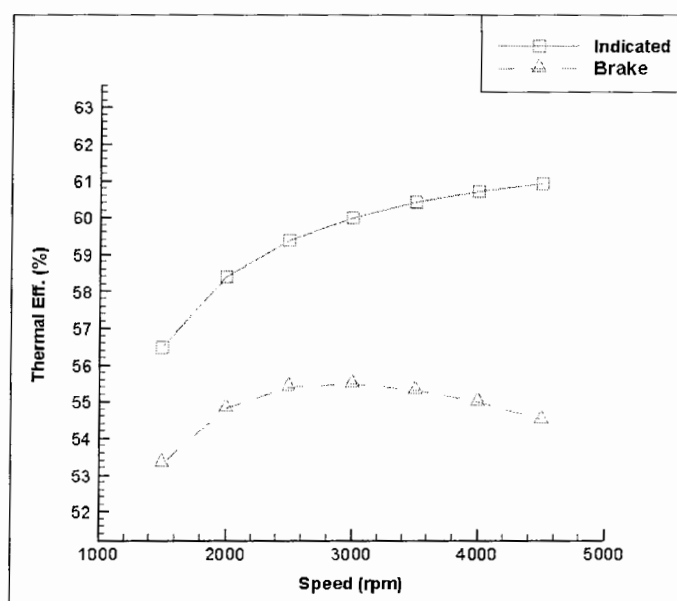
فشار موثر میانگین اندیکاتوری با سرعت دورانی افزایش می یابد در حالیکه فشار موثر میانگین ترمزی تا مقدار حداکثری افزایش می یابد و سپس در سرعت های بزرگتر کاهش می یابد. این بدان دلیل است که تلفات اصطکاکی با سرعت دورانی افزایش می یابند و در سرعت های بسیار زیاد، عامل غالب می باشند.

با رسم نمودار تغییرات اگزرژی نسبت به دور موتور، مشاهده می شود که دور موتور تاثیر زیادی روی افزایش قابلیت کاردهی ندارد و با افزایش سرعت، روند افزایش اگزرژی به کندی می باشد.



شکل 5-17: نمودار تغییرات قابلیت‌های کاردهی و بازگشت ناپذیری با دور موتور

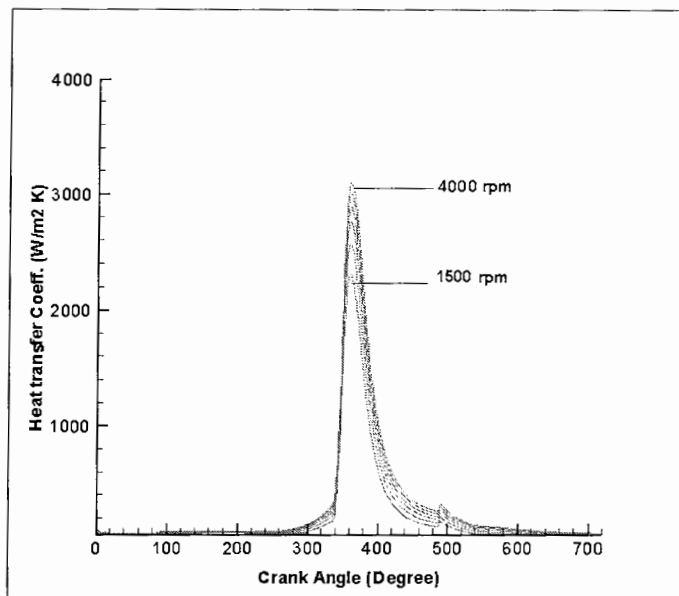
محاسبه راندمان ترمودینامیکی در دورهای مختلف موتور، ما را در امر انتخاب دور مناسبی که در آن حداکثر کار ممکن فراهم شود یاری می‌کند. نمودار تغییرات راندمان ترمودینامیکی ترمزی و اندیکاتوری در شکل زیر آورده شده است.



شکل 5-18: نمودار تغییرات راندمان با دور موتور

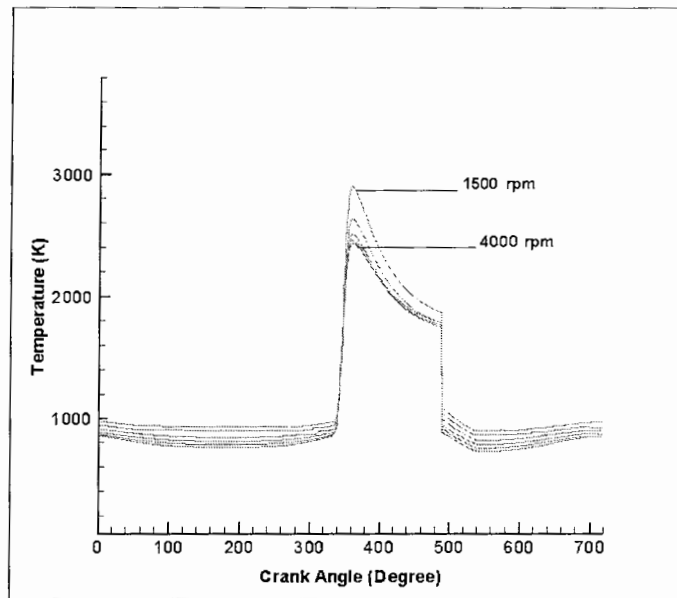
روند تغییرات راندمان نیز مانند فشار میانگین موثر می باشد. مشاهده می شود که با افزایش دور موتور به بیش از ۳۰۰۰ دور بر دقیقه راندمان ترمودینامیکی ترمزی رو به کاهش می رود.

نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت که با سوخت اکتان و نسبت تراکم ۸ شبیه سازی شده به صورت زیر می باشد:



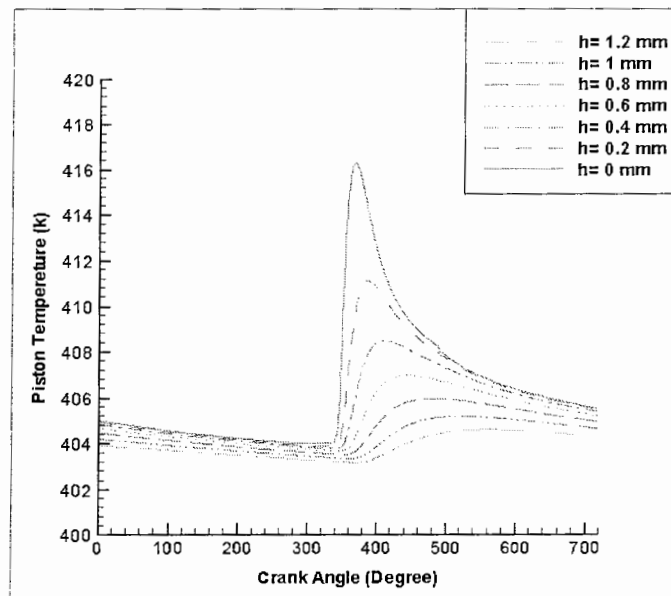
شکل ۱۹-۵: نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت در دورهای مختلف ۱۵۰۰ تا ۴۰۰۰ rpm

همانطور که از شکل مشخص است با افزایش دور موتور، سرعت حرکت پیستون و در نتیجه سرعت گازهای داخل سیلندر افزایش پیدا می کند. این افزایش سرعت گازها باعث بهبود روند انتقال حرارت شده و ضریب انتقال حرارت نیز زیاد می شود به طوریکه مقدار ماکزیمم ضریب انتقال حرارت از ۲۳۰۰ $W/m^2 K$ در دور ۱۵۰۰ به $3000 W/m^2$ در دور ۴۰۰۰ می رسد. بهبود انتقال حرارت گازها موجب می شود که دمای گازهای داخل سیلندر کاهش پیدا کند. این روند در شکل زیر نشان داده شده است.

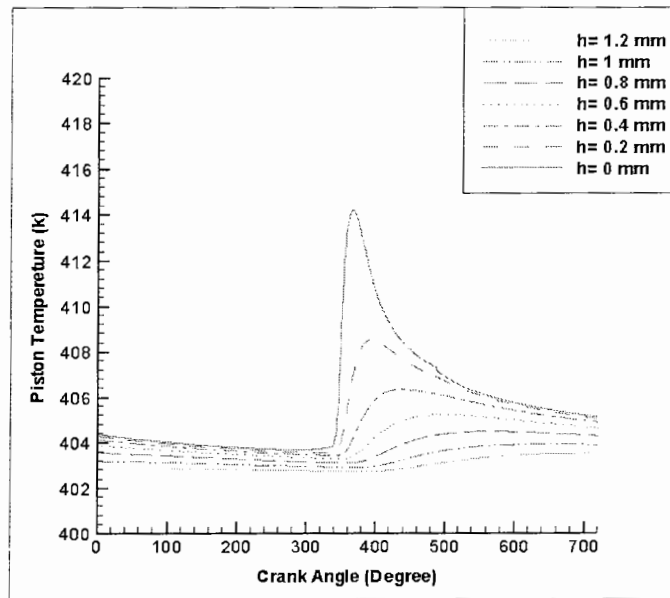


شکل 20-5: تغییرات دمای گازهای داخل سیلندر با دور موتور

با توجه به شکل، دمای ماکزیمم گازها در دور موتور ۱۵۰۰ rpm بیشتر از ۴۰۰۰ rpm می باشد. توزیع دمای روی پیستون نیز در دو حالت ۱۵۰۰ دور و ۳۰۰۰ دور مورد بررسی قرار گرفته است. در شکل‌های زیر توزیع دمای یک بعدی روی پیستون آورده شده اند.



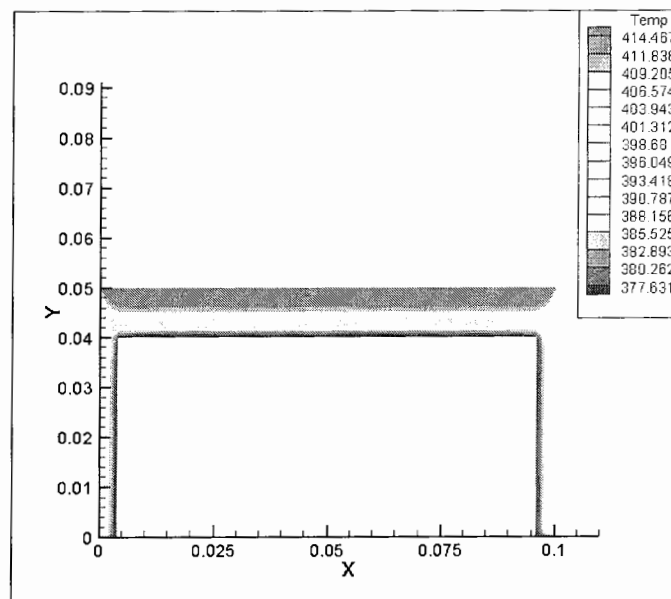
شکل 21-5: توزیع دمای یک بعدی پیستون برای کارکرد موتور با دور ۱۵۰۰



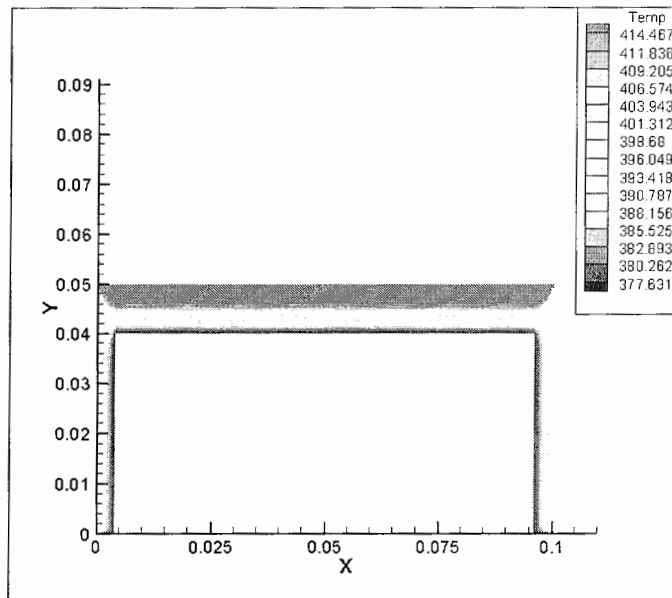
شکل ۵-۲۲: توزیع دمای یک بعدی پیستون برای ۴۰۰۰ دور

چون با افزایش دور موتور مقدار ضریب انتقال حرارت گازهای داخل سیلندر افزایش پیدا می کند، در نتیجه دمای گازهای احتراق در دوره های بالاتر کمتر بوده و همانطور که از شکلها مشخص است، در دور بالاتر پروفیل توزیع دما، نوسانات کمتری دارد.

توزیع دمای دو بعدی پیستون، در شکلهای زیر آورده شده است.



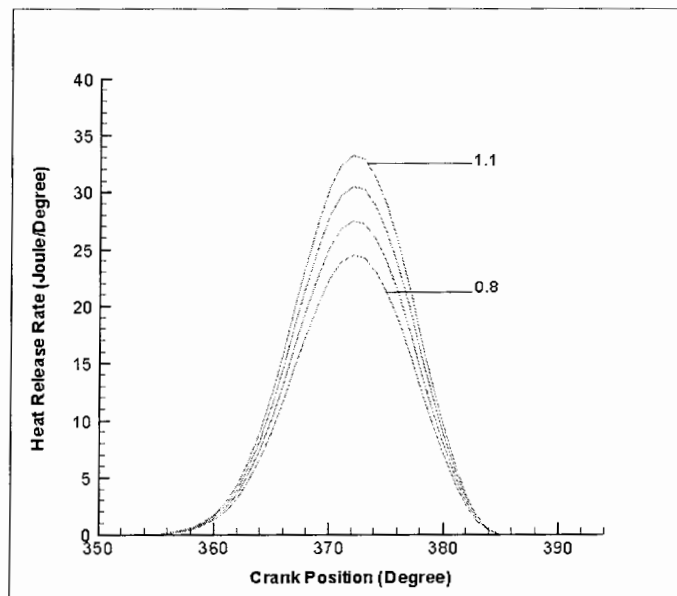
شکل ۵-۲۳: توزیع دمای دوبعدی پیستون برای دور ۱۵۰۰ و زاویه شاتون ۳۶۰



شکل ۵-۲۴: توزیع دمای دوبعدی پیستون در دور ۴۰۰۰ و زاویه شاتون ۳۶۰

۵-۳-۳- اثرات نسبت تعادل

شکل زیر نمودار تغییرات گرمای آزاد شده با زاویه Crank را در نسبتهای تعادل ۰,۸ تا ۱,۱ نشان می دهد. با توجه به نمودار مشاهده می شود که گرمای آزاد شده با افزایش نسبت تعادل افزایش پیدا می کند.

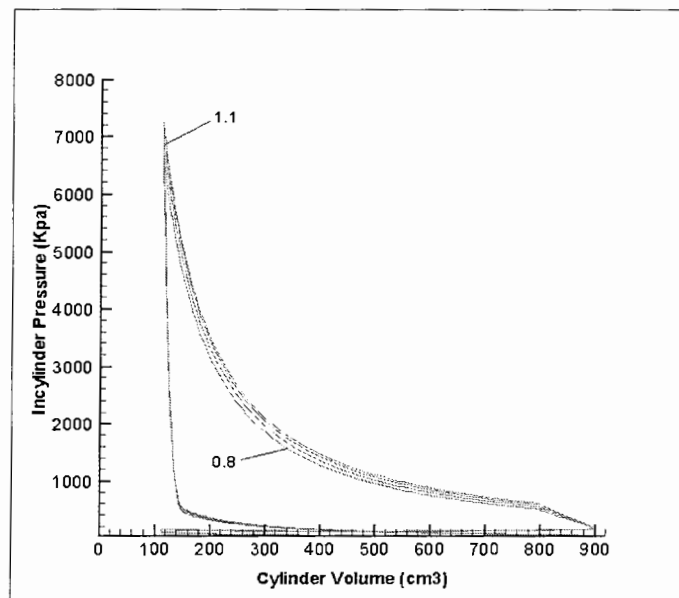


شکل ۵-۲۵: نمودار تغییرات نرخ گرمای آزاد شده با زاویه Crank برای مقادیر مختلف نسبت تعادل

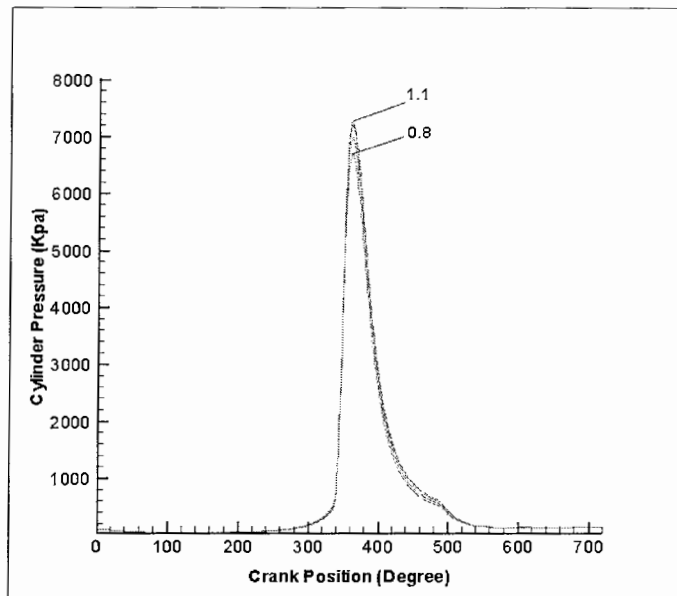
پروفایل نرخ گرمای آزاد شده شبیه یک مثلث متساوی الساقین می باشد که ماکزیمم گرمای آزاد شده وقتی مشاهده می شود که ۵۰ درصد از کسر جرم سوخته باشد. فرض شده است که نسبت تعادل تأثیری در مدت زمان احتراق نداشته باشد.

با غنی تر شدن سوخت، گرمای حاصل از احتراق آن نیز افزایش می یابد. این افزایش دما در محفظه احتراق می تواند موجب بیشتر شدن فشار داخل سیلندر شده و در نتیجه کار دریافتی از موتور افزایش پیدا می کند.

شکلهای زیر نمودارهای $P-V$ و $P-\theta$ را نشان می دهند.

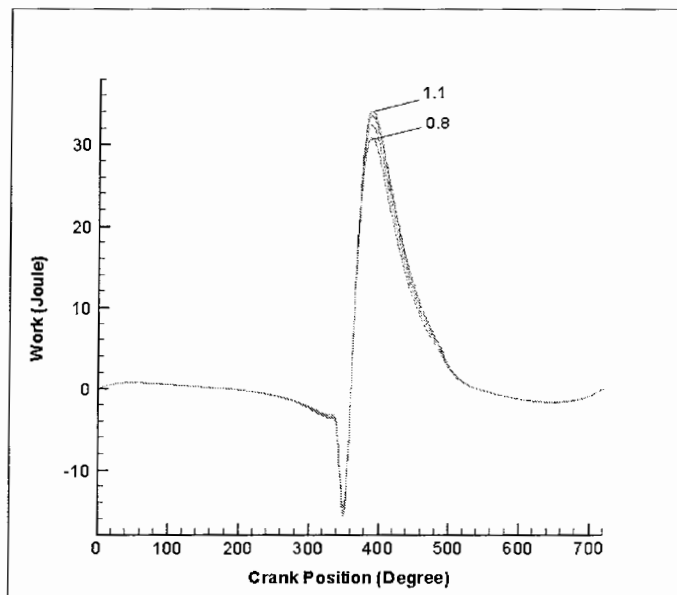


شکل ۵-۲۶: منحنی تغییرات فشار با حجم پیستون برای مقادیر مختلف نسبت تعادل



شکل ۵-۲۷: منحنی تغییرات فشار با زاویه Crank برای مقادیر مختلف نسبت تعادل

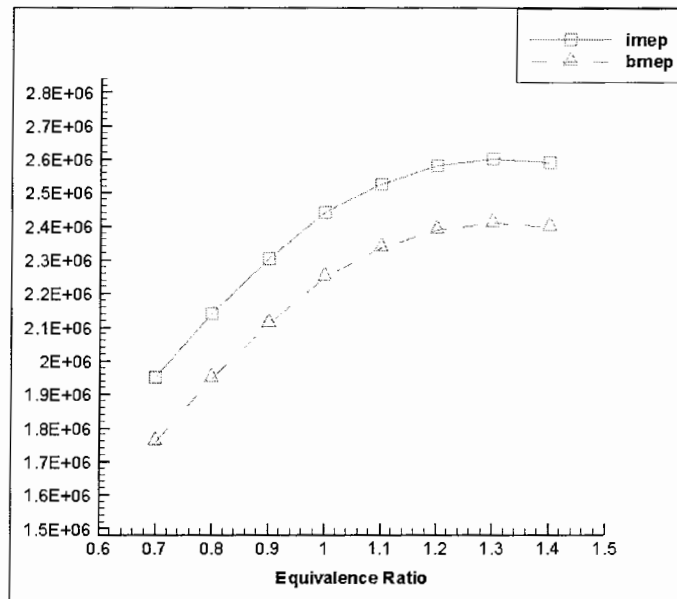
شکل زیر مقدار کار انجام شده را بر حسب زاویه Crank نشان می دهد.



شکل ۵-۲۸: نمودار کار انجام شده با زاویه Crank برای مقادیر مختلف نسبت تعادل

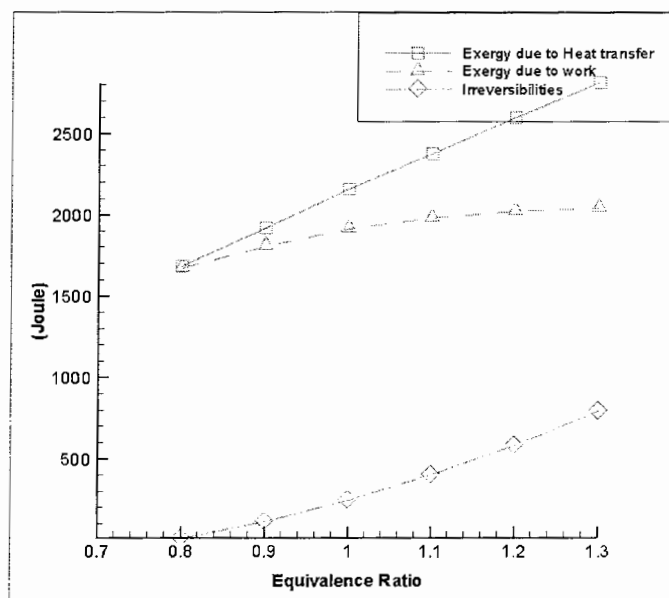
با افزایش نسبت سوخت به هوا، مقدار سطح بسته نمودار $P-V$ افزایش پیدا کرده و مقدار کار بیشتر می شود. هرچه نسبت سوخت به هوا افزایش پیدا کند مقدار جرم هوا کاهش می یابد که این امر باعث افت راندمان احتراق می شود. بنابر این مقدار گرمای آزاد شده در یک مقدار مشخص از نسبت هوا به سوخت ماکزیمم است. این نقطه در نقطه ماکزیمم گشتاور تولیدی یا IMEP قرار دارد.

در شکل زیر نمودار تغییرات فشار موثر میانگین نشان داده شده است.



شکل 29-5: نمودار تغییرات فشار موثر میانگین

در شکل زیر نمودار تغییرات انرژی با نسبت تعادل آورده شده است.

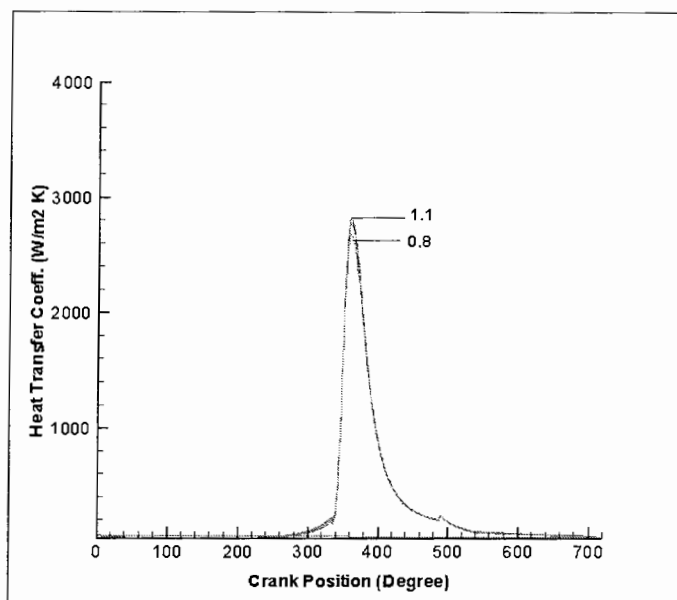


شکل 30-5: نمودار تغییرات قابلیت‌های کاردهی و بازگشت ناپذیری با نسبت تعادل

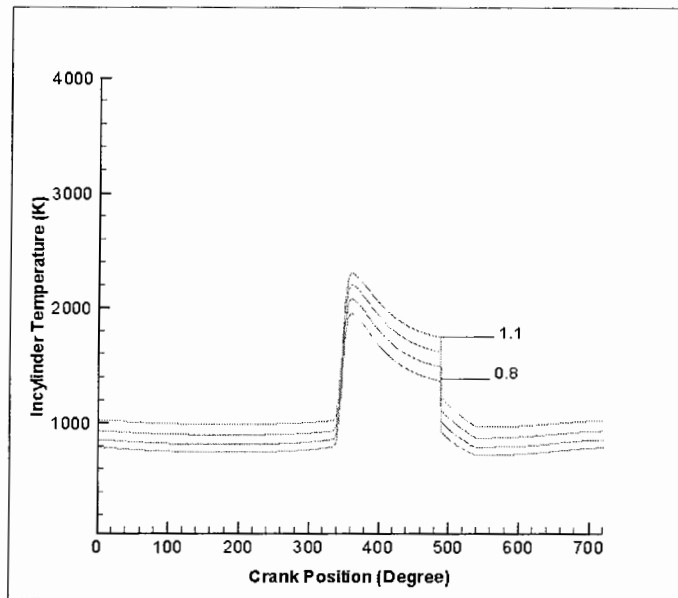
با توجه به نمودار بالا، مشاهده می شود که با افزایش نسبت سوخت به هوا، مقدار انرژی انتقال حرارت و همچنین بازگشت ناپذیری های واکنش که قسمت عمده آن تحت تاثیر بازگشت ناپذیری احتراق می باشد افزایش پیدا می کند.

توجه به نمودار تغییرات انرژی کار و نمودار تغییرات فشار موثر میانگین ترمزی، بیانگر این است که در نسبت هم ارزی بیشتر از ۱,۲ تغییر چندانی در مقادیر داده ها دیده نمی شود و بعد از آن هم با افت فشار داخل سیلندر مواجه می شویم.

در شکل های زیر نمودارهای ضریب انتقال حرارت و دما نشان داده شده اند.



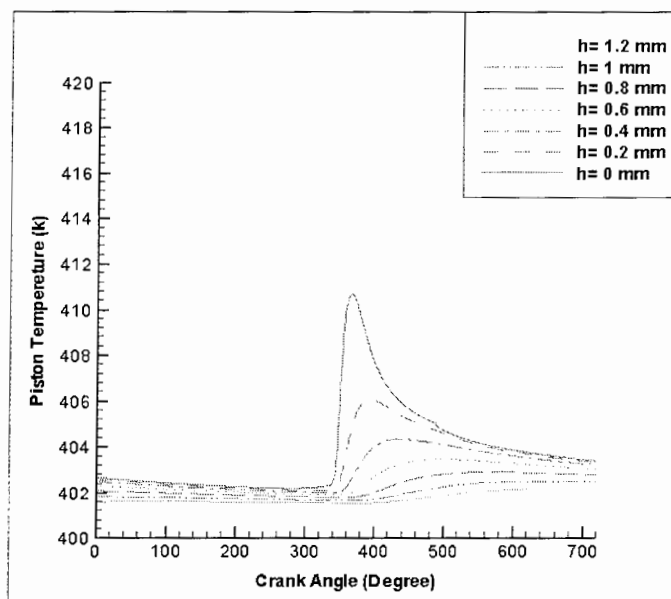
شکل ۵-31: نمودار ضریب انتقال حرارت با زاویه Crank برای مقادیر مختلف نسبت تعادل



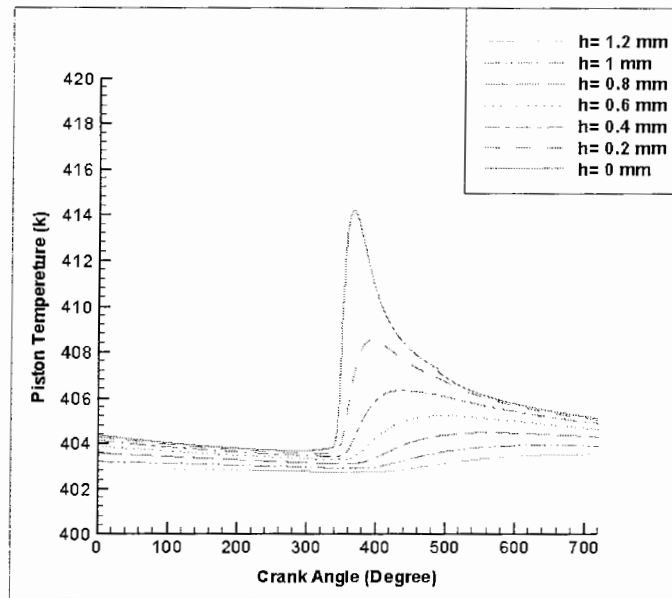
شکل ۵-۳۲: نمودار تغییرات دما با زاویه Crank برای مقادیر مختلف نسبت تعادل

همانطور که از شکل مشخص است با غنی شدن هرچه بیشتر سوخت، مقدار دمای گازهای خروجی حاصل از احتراق نیز افزایش پیدا می کند. به طوریکه این دما از 785 K در نسبت تعادل ۰,۸ به 1018 K در نسبت تعادل ۱,۱ می رسد.

این افزایش دما در محفظه احتراق، منجر به داغتر شدن پیستون می شود. در شکلهای زیر توزیع دماهای یک بعدی پیستون در دو حالت نسبت تعادل ۰,۸ و نسبت تعادل ۱,۱ مقایسه شده اند.

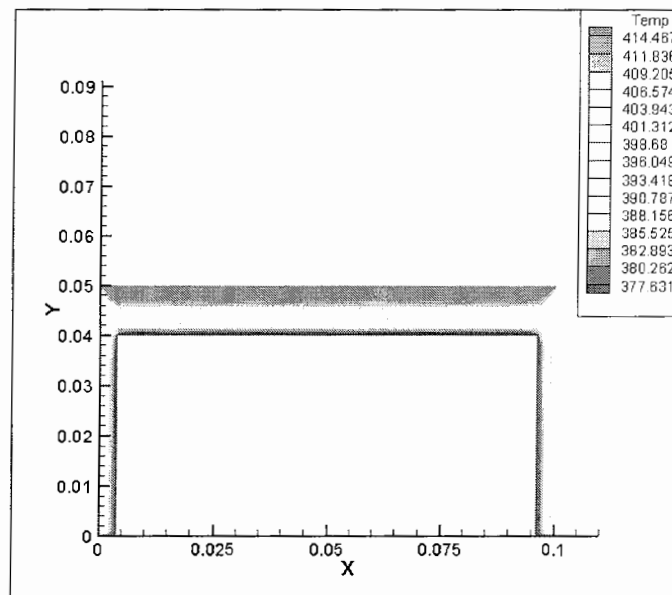


شکل ۵-۳۳: توزیع دمای یک بعدی پیستون در حالتی که موتور با نسبت تعادل ۰,۸ کار می کند

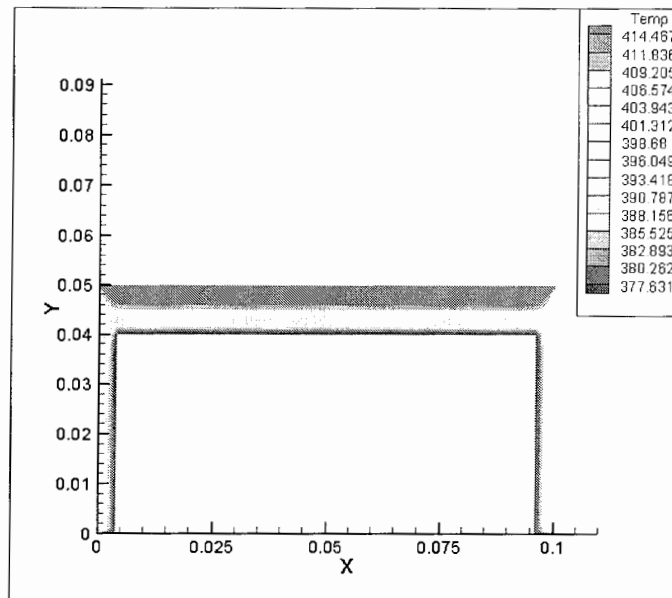


شکل ۵-۳۴: توزیع دمای یک بعدی پیستون در حالتی که موتور با نسبت تعادل ۱,۱ کار می کند

نمودارهای توزیع دمای دو بعدی پیستون در دو حالت مورد بررسی در زیر آورده شده اند.



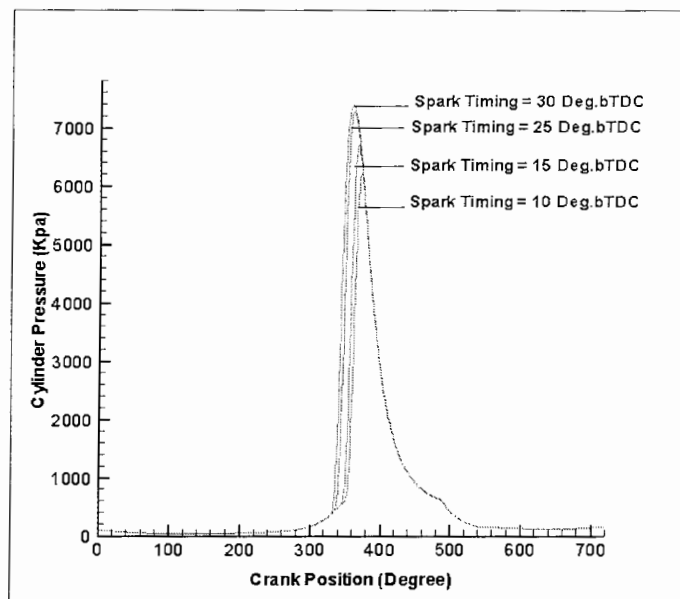
شکل ۵-۳۵: توزیع دمای دوبعدی پیستون در حالت نسبت تعادل ۰,۸ و زاویه شاتون ۳۶۰



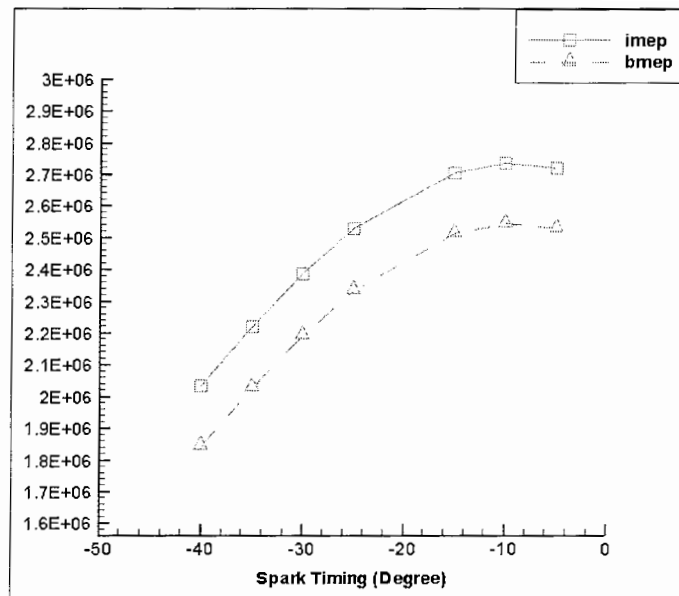
شکل ۵-۳۶: توزیع دمای دوبعدی پیستون در حالت نسبت تعادل ۱,۱ و زاویه شاتون ۳۶۰

۵-۳-۴ - اثرات زمان جرقه زدن

زمان جرقه زدن یکی از پارامترهای بسیار مهمی است که در راندمان و کارایی موتورهای جرقه ای بسیار تاثیر گذار است. در شکل زیر مقادیر فشار داخل سیلندر نسبت به زاویه Crank رسم شده است.



شکل ۵-۳۷: تاثیر زمان جرقه زدن بر روی فشار داخل سیلندر



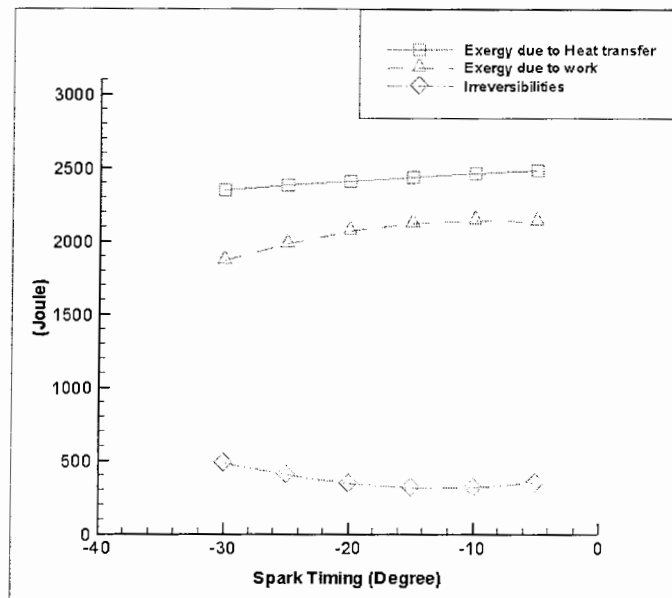
شکل ۵-۳۸: نمودار تغییرات فشار موثر میانگین با زمان جرقه زدن

توجه به این شکل دلیل تغییر مقادیر توان و گشتاور را با تغییر زمان جرقه نسبت به TDC نشان می دهد. اگر احتراق خیلی زودتر شروع شود مقدار کاری که پیستون باید بر روی گازها در زمان انتهای تراکم انجام دهد خیلی زیاد خواهد بود و اگر احتراق خیلی دیر صورت گیرد مقدار کاری که گاز بر روی پیستون انجام می دهد کاهش خواهد یافت.

بنابراین در یک دور ثابت از موتور و برای یک مخلوط معین از هوا و سوخت یک زمان جرقه مشخصی برای ماکزیمم گشتاور و توان تولیدی وجود دارد که به آن MBT^1 می گویند. در این نقطه مقدار توان ماکزیمم و مقدار مصرف سوخت ویژه مینیمم است.

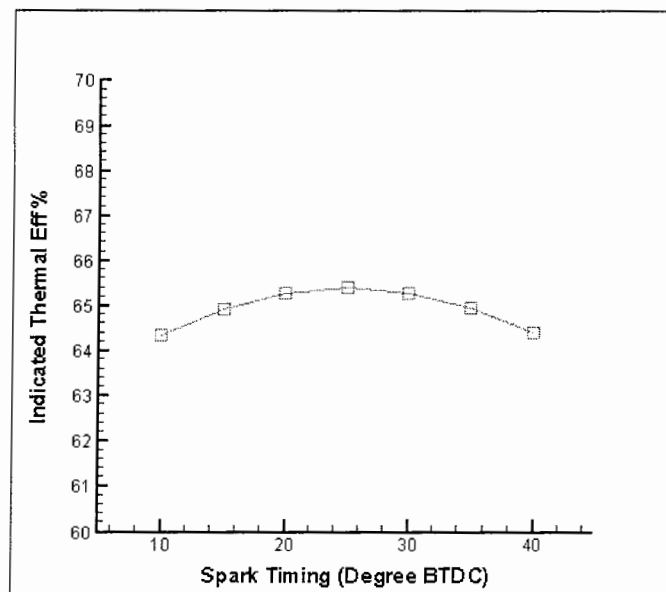
نمودار تحلیل انرژی برای زمان جرقه زدن در زیر آورده شده است.

¹ Maximum brake torque timing



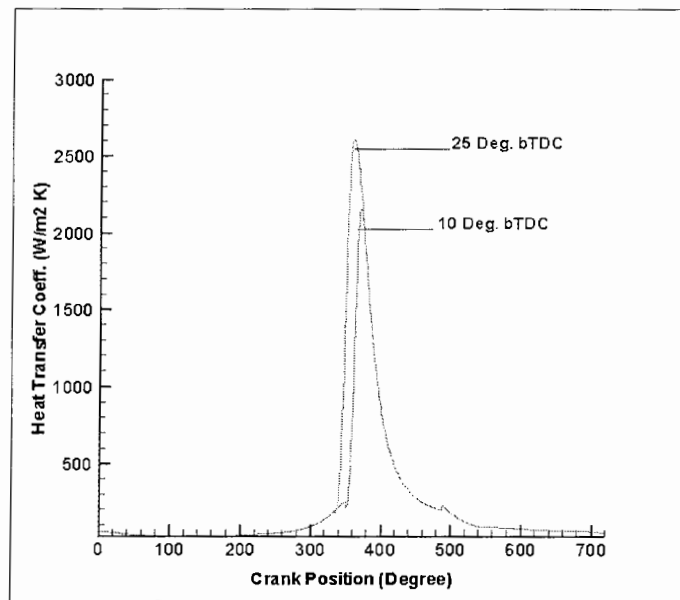
شکل ۵-۳۹: تاثیر زمان جرقه زدن بر روی قابلیت‌های کاردهی و بازگشت ناپذیری

مشاهده می شود که با تاخیر در جرقه زدن، مقادیر انرژی کار افزایش و مقادیر بازگشت ناپذیری کاهش می یابند. این روند تا زمان جرقه زنی ۲۵ درجه قبل از TDC ادامه دارد. پس از این نقطه بازگشت ناپذیری ها رو به افزایش گذلشته و مقدار انرژی کار کم می شود. انرژی انتقال حرارت با شیب تقریباً ثابتی روند افزایشی دارد. محاسبه راندمان ترمودینامیکی نیز همین نتیجه را در بر دارد.

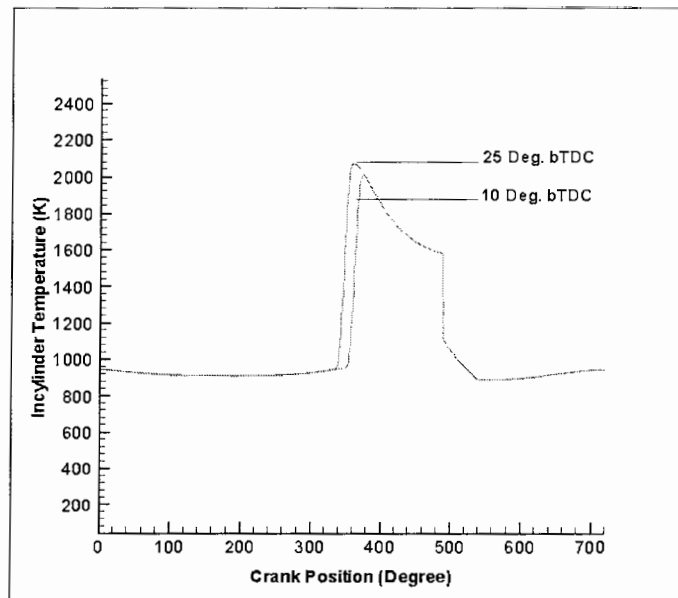


شکل ۵-۴۰: تاثیر زمان جرقه زدن بر روی راندمان ترمودینامیکی اندیکاتوری

زمان جرقه زدن بر روی فشار داخل سیلندر و در نتیجه دمای گازهای سوخته شده و سوخته نشده تاثیر می گذارد. تاخیر در زمان جرقه زدن باعث کاهش این موارد می شود. در برخی موارد تاخیر در زمان جرقه زدن مفید است مثلاً در کنترل مقادیر NO_x ها و نیز برای جلوگیری از پدیده ضربه. دمای گازهای خروجی نیز تحت تاثیر زمان جرقه زدن قرار دارد. تاخیر در زمان جرقه زدن دمای گازهای خروجی را افزایش می دهد و راندمان موتور و گرمای منتقل شده در محفظه احتراق کاهش پیدا می کند. در شکلهای زیر نمودارهای تغییرات ضریب انتقال حرارت و دمای گازهای داخل سیلندر برای زمانهای مختلف جرقه زدن نشان داده شده اند.

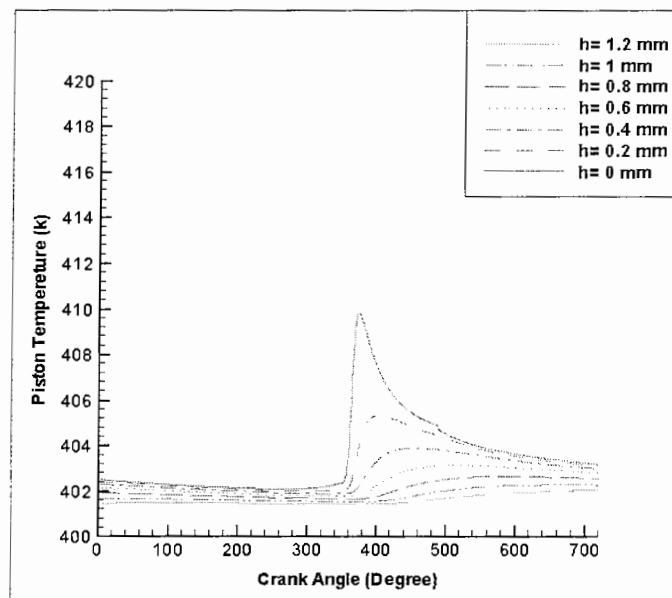


شکل ۵-۴۱: نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت برای مقادیر مختلف زمان جرقه زدن

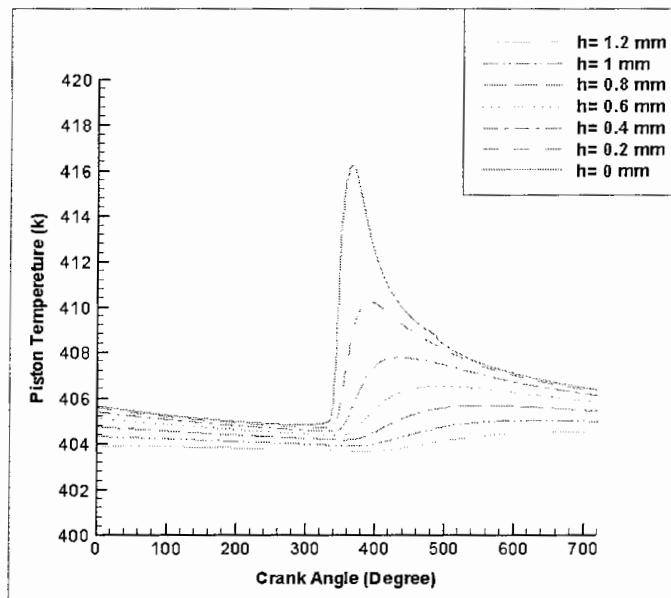


شکل ۵-۴۲: نمودار تغییرات دمای داخل سیلندر برای مقادیر مختلف زمان جرقه زدن

نمودارهای پروفیل دمای پیستون برای زمانهای جرقه زنی ۱۰ و ۳۰ درجه قبل TDC در زیر آورده شده اند.



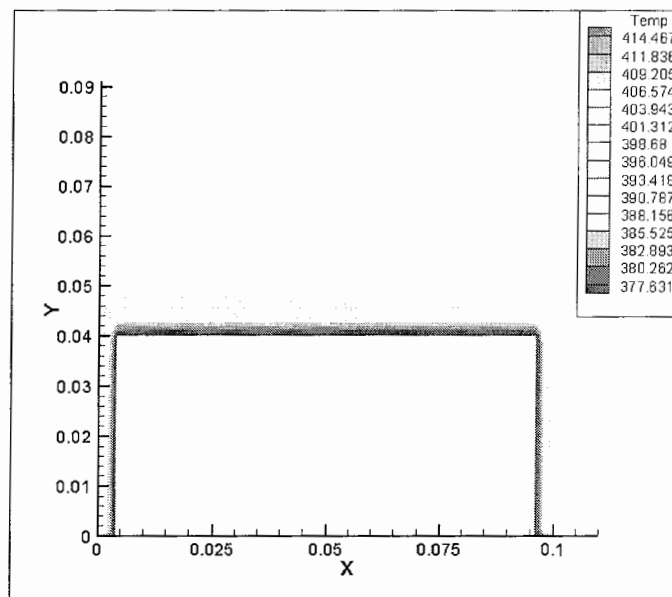
شکل ۵-۴۳: پروفیل تغییرات دمای پیستون برای زمان جرقه زدن ۱۰ درجه قبل از TDC



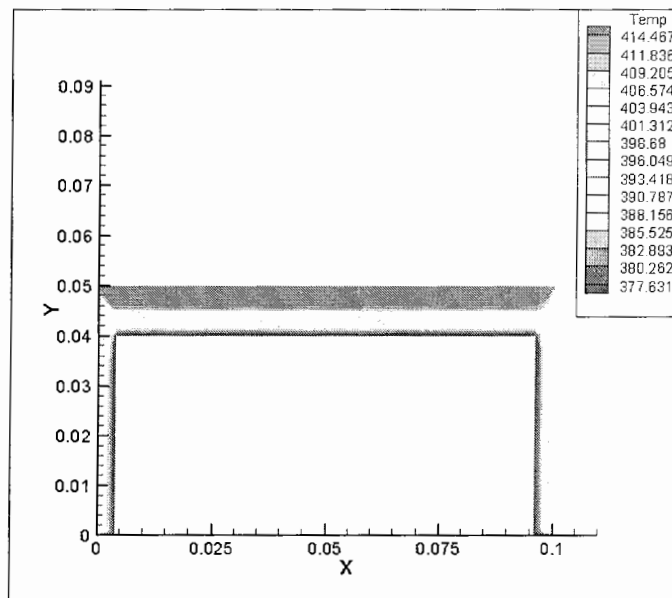
شکل ۵-۴۴: پروفیل تغییرات دمای پیستون برای زمان جرکه زدن ۳۰ درجه قبل از TDC

همانطور که از شکلها مشخص است، زودتر جرکه زدن فرصت کافی را برای اشتعال سوخت فراهم می کند و دمای گازهای داخل سیلندر افزایش می یابد. در نتیجه گرمتر شدن گازهای داخل سیلندر، دمای پیستون نیز بالاتر می رود.

توزیع دمای دو بعدی پیستون در دو زمان جرکه زنی متفاوت در زیر نشان داده شده است.



شکل ۵-۴۵: توزیع دمای روی پیستون با زمان جرکه زنی ۱۰ درجه قبل از TDC و زاویه شاتون ۳۶۰



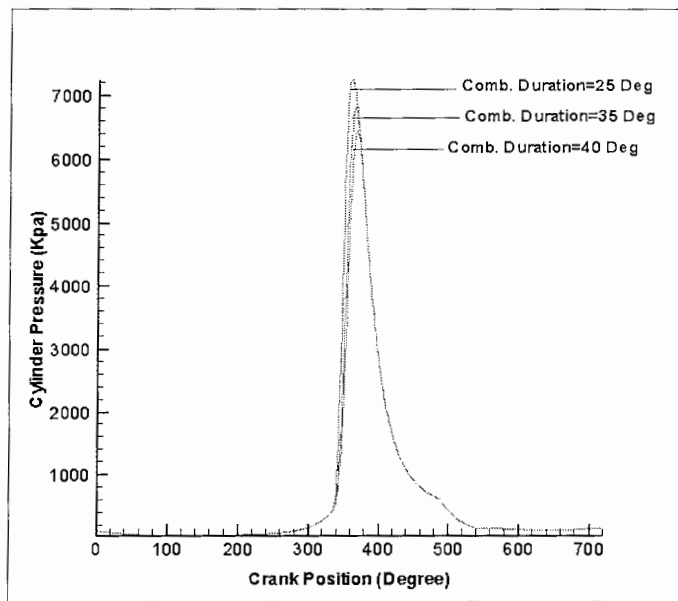
شکل ۵-۴۶: توزیع دمای روی پیستون با زمان جرعه زنی ۳۰ درجه قبل از TDC و زاویه شاتون ۳۶۰

۵-۳-۵ - اثرات مدت زمان احتراق

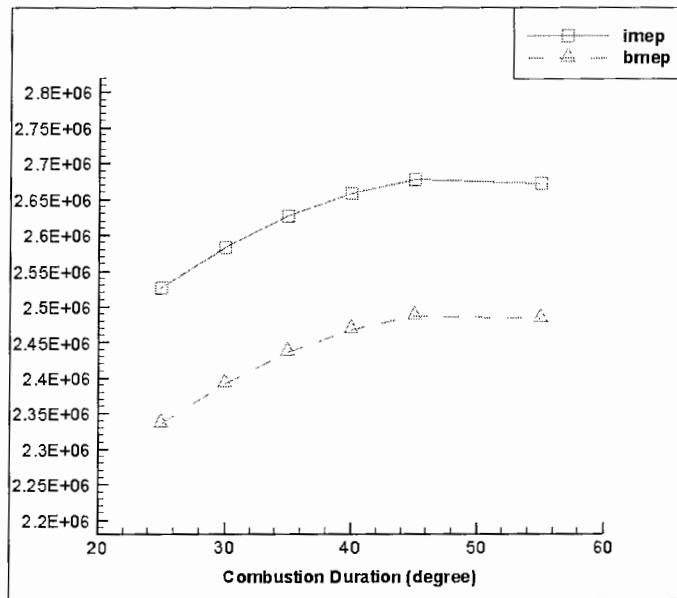
افزایش آشفته‌گی در مخلوط هوا و سوخت در مدت زمان احتراق نرخ سوختن را افزایش می‌دهد. این آشفته‌گی را می‌توان بوسیله ایجاد پیچش در مخلوط حین مکش ایجاد کرد. آزمایشات انجام گرفته نشان می‌دهد که وقتی سرعت گازها و آشفته‌گی آنها در ابتدای احتراق افزایش می‌یابد مدت زمان سوختن گازها کم می‌شود. بنابراین با افزایش آشفته‌گی احتراق سریعتری خواهیم داشت.

البته این نکته هم مهم است که بدانیم راندمان تبدیل سوخت در محفظه‌های با آشفته‌گی زیاد می‌تواند کمتر از محفظه‌های معمولی که نرخ سوختن کندتری دارند باشد. دلیل این امر هم نرخ انتقال حرارت بالاتری است که به دلیل سرعت داخل سیلندر ایجاد می‌شود.

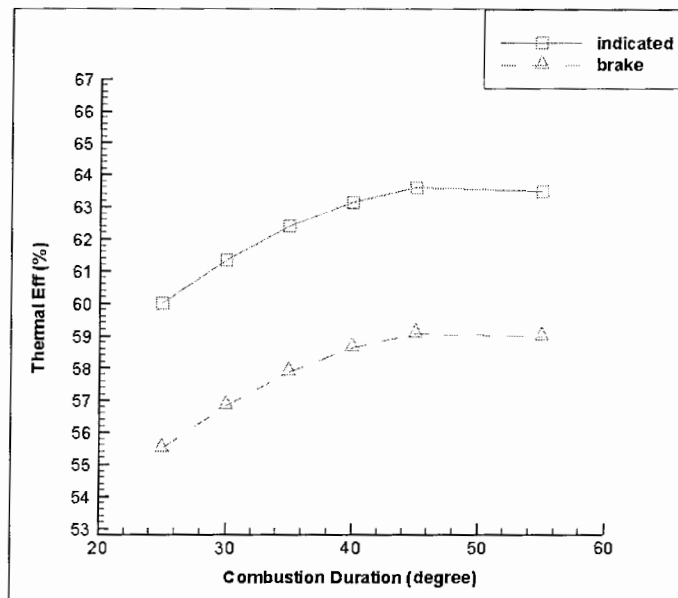
در شکل زیر مقادیر فشار داخل سیلندر نسبت به زاویه Crank برای مقادیر مختلفی از مدت زمان احتراق ترسیم شده است.



شکل 47-5: نمودار تغییرات فشار داخل سیلندر با مدت زمان احتراق

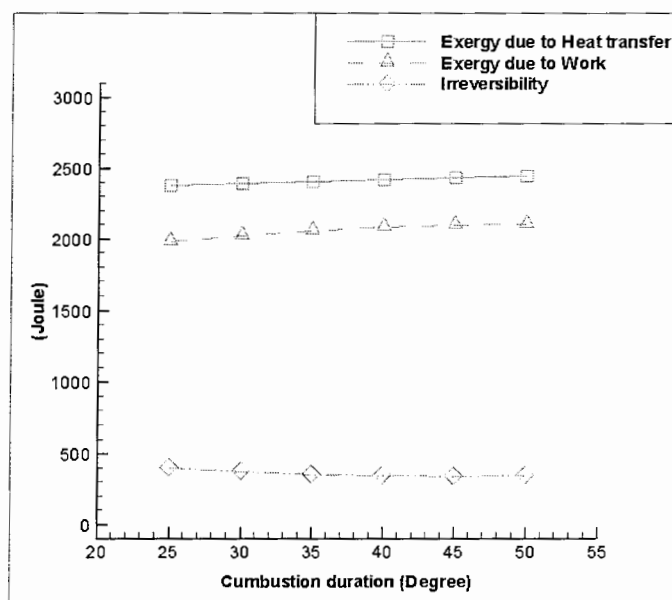


شکل 48-5: نمودار تغییرات فشار موثر میانگین با مدت زمان احتراق



شکل 5-49: نمودار تغییرات راندمان ترمودینامیکی با مدت زمان احتراق

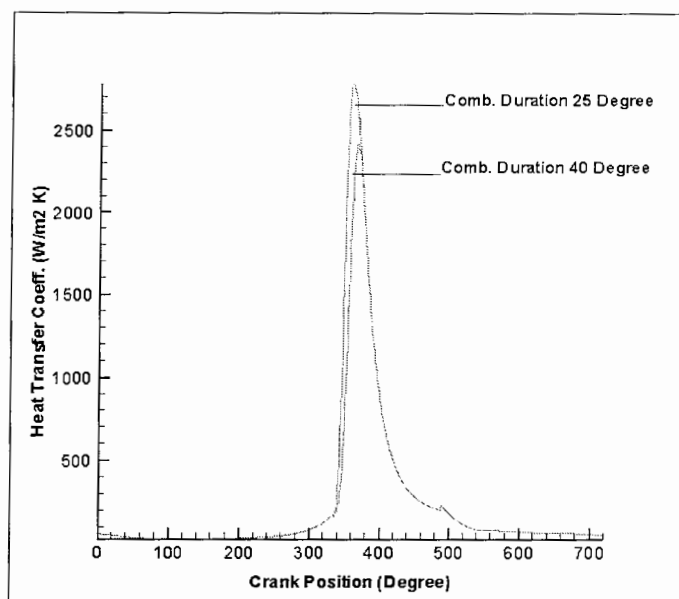
با توجه به نمودارهای بالا، افزایش مدت زمان احتراق، موجب افزایش راندمان ترمودینامیکی می شود. این امر تا مدت زمان ۴۵ درجه ادامه پیدا کرده و بعد از آن شاهد سیر نزولی در راندمان خواهیم بود. نمودار تحلیل انرژی این مساله در زیر آورده شده است.



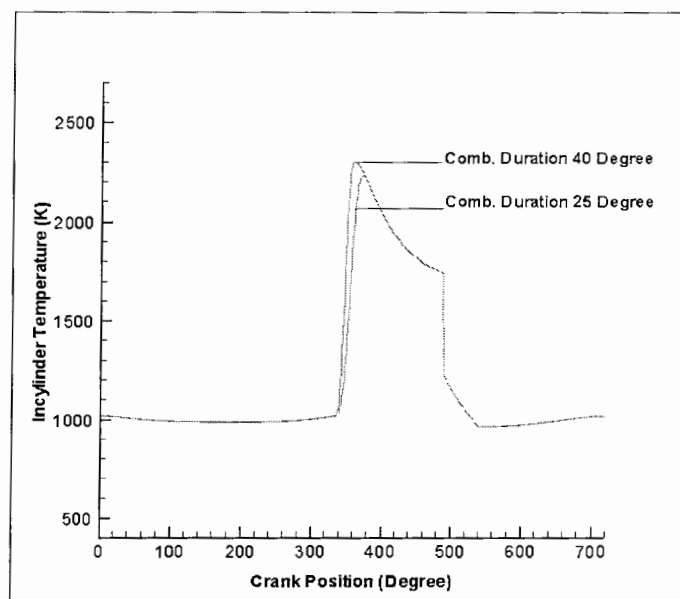
شکل 5-50: تاثیر مدت زمان احتراق بر روی قابلیت‌های کاردهی و بازگشت ناپذیری

با توجه به نمودار تغییرات انرژی، بازگشت ناپذیریها پس از ۴۵ درجه افزایش پیدا کردن و انرژی کار رو به کاهش می گذارد.

نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت در زیر آورده شده است. با توجه به شکل، هرچه سرعت سوختن گازها کم باشد، ضریب انتقال حرارت آنها نیز کمتر می شود و دمای گازهای داخل سیلندر بالاتر خواهد رفت.

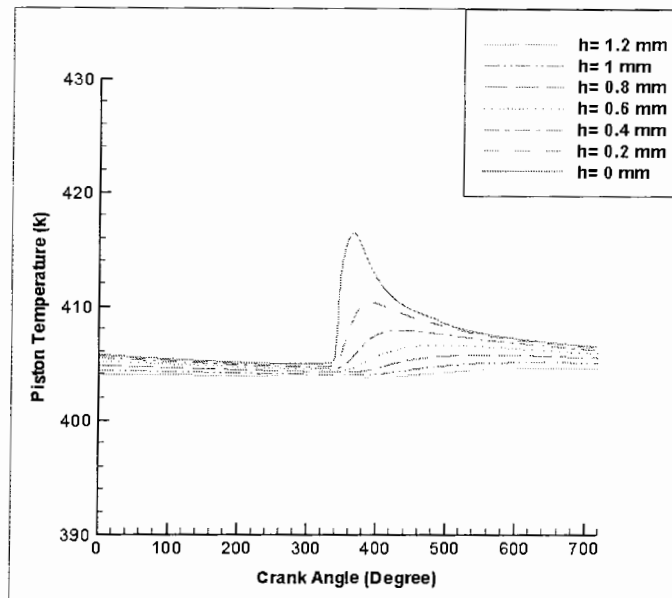


شکل ۵-۵۱: نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت با مدت زمان احتراق

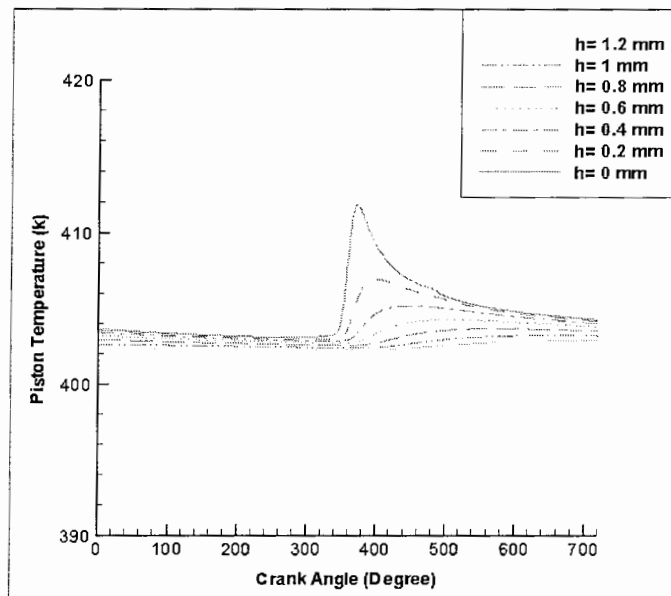


شکل ۵-۵۲: نمودار تغییرات دمای داخل سیلندر با مدت زمان احتراق

در شکل‌های زیر پروفیل توزیع دمای روی پیستون در طی چرخه عملکرد موتور آورده شده اند.

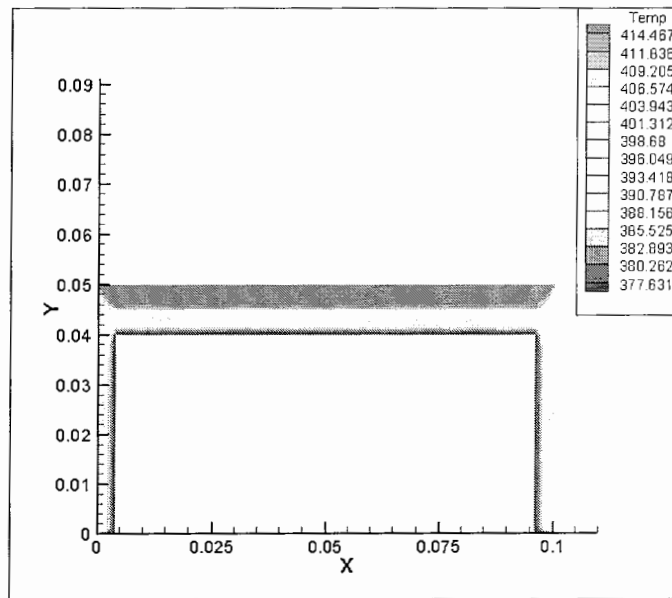


شکل 5-53: توزیع دمای یک بعدی پیستون در حالتی که مدت زمان احتراق ۱۵ درجه در نظر گرفته شده است

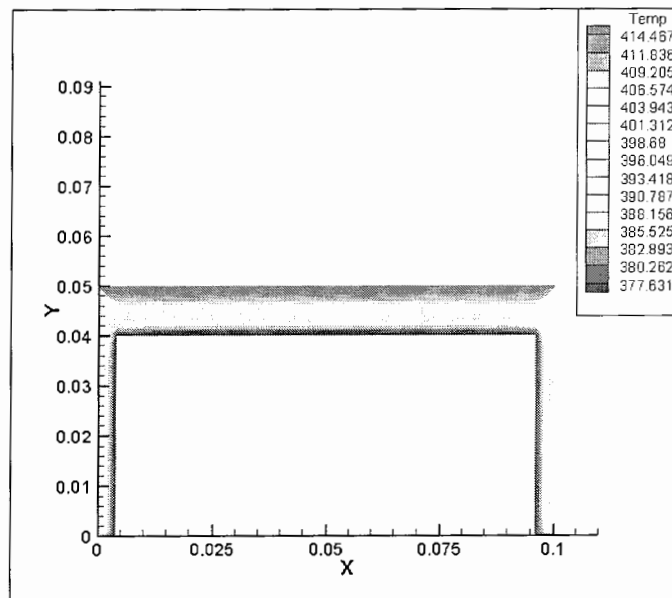


شکل 5-54: توزیع دمای یک بعدی پیستون در حالتی که مدت زمان احتراق ۴۰ درجه در نظر گرفته شده است

با توجه به شکل‌های بالا، هر چه مدت زمان احتراق کمتر باشد، یعنی نرخ سوختن سوخت افزایش پیدا کند، میزان راندمان ترمودینامیکی افزایش پیدا کرده و دمای متوسط پیستون نیز بیشتر می‌شود. البته با توجه به نمودار تغییرات راندمان، مدت زمان بهینه‌ای برای سوختن سوخت وجود دارد. نمودارهای پروفیل دمای دو بعدی پیستون در زیر آورده شده‌اند.



شکل 5-5: تغییرات دما روی پیستون در زاویه شاتون ۳۶۰ در حالتی که مدت زمان احتراق ۱۵ درجه باشد



شکل 5-6: تغییرات دما روی پیستون در زاویه شاتون ۳۶۰ در حالتی که مدت زمان احتراق ۴۰ درجه باشد

۵-۳-۶- اثرات نوع سوخت

سوخت اصلی برای موتورهای احتراق داخلی، بنزین است که مخلوطی از بسیاری از اجزای هیدروکربنی است و از نفت خام تولید می شود. در این بخش شبیه سازی موتور با تعدادی از سوختهای جایگزین انجام شده است.

البته در این شبیه سازی، پارامترهای موتور همان پارامترهای موتور بنزینی بوده و برای استفاده از این سوختها بهینه سازی نشده اند. در معادلات شبیه سازی، اثر نوع سوخت در میزان سوخت به هوای مورد نیاز برای احتراق و گرمایی که در اثر احتراق آزاد می کند وارد می شود.

در جدول زیر تعدادی از سوختهای مورد نظر به همراه مشخصاتشان نشان داده شده اند.

Fuel	Formula	Molecular weight	Lower Heating Value	(A/F) _s
Octane	C ₈ H ₁₈	114	44430	15.1
Methane	CH ₄	16	50010	17.2
Propane	C ₃ H ₈	44	46360	15.6
Methanol	CH ₄ O	32	19910	6.5
Ethanol	C ₂ H ₆ O	46	26820	9

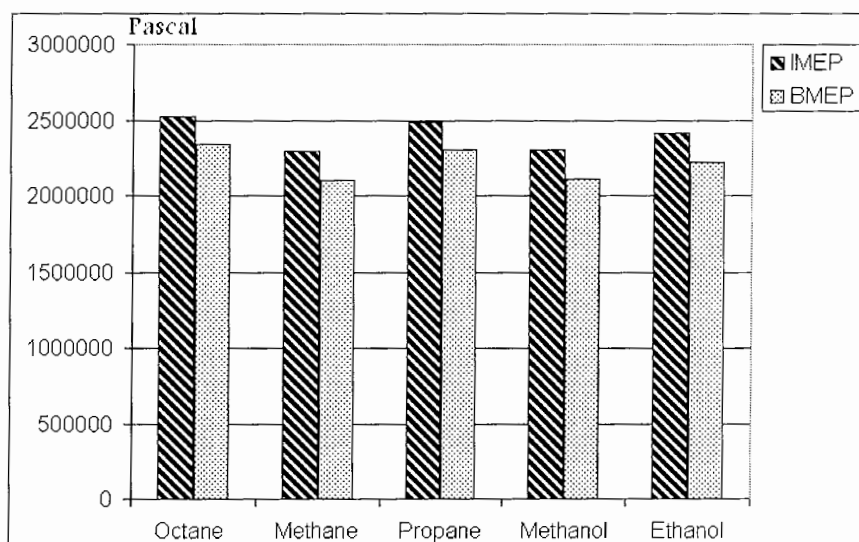
جدول 5-1: داده های خواص برخی سوختها [۱۳]

با انجام شبیه سازی به وسیله هر یک از سوختها مقادیر فشار موثر میانگین ترمزی و اندیکاتوری و همچنین مقادیر راندمان ترمودینامیکی ترمزی و اندیکاتوری محاسبه شد. این مقادیر در جدول زیر نشان داده شده اند.

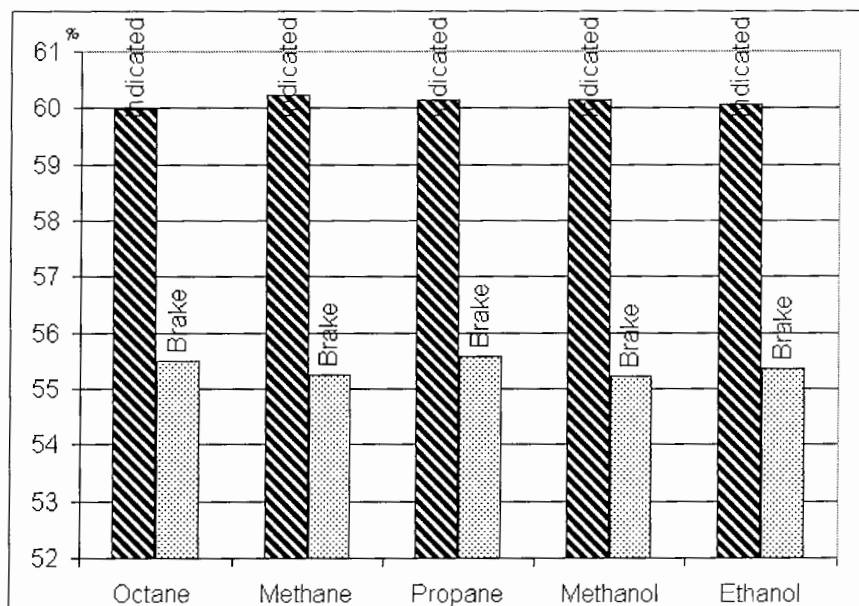
Fuel	Imep (Kpa)	Bmep (Kpa)	(Thermal Eff) _i	(Thermal Eff) _b
Octane	۲۵۲۵,۳۳	۲۳۳۶,۴۶	۵۹,۹۸۸	۵۵,۵۰۱
Methane	۲۲۸۹,۰۹	۲۱۰۰,۲۲	۶۰,۲۲۸	۵۵,۲۵۹
Propane	۲۴۸۹,۲۰	۲۳۰۰,۳۳	۶۰,۱۳۳	۵۵,۵۷۱
Methanol	۲۳۰۳,۰۶	۲۱۱۴,۱۹	۶۰,۱۵۹	۵۵,۲۲۶
Ethanol	۲۴۱۰,۱۸	۲۲۲۱,۳۱	۶۰,۰۶۸	۵۵,۳۶۱

جدول 5-2: مقادیر بدست آمده از شبیه سازی برای سوختهای مختلف

با رسم این داده ها به صورت نمودار، چگونگی تاثیر نوع سوخت روی توان خروجی موتور مشخص می شود.



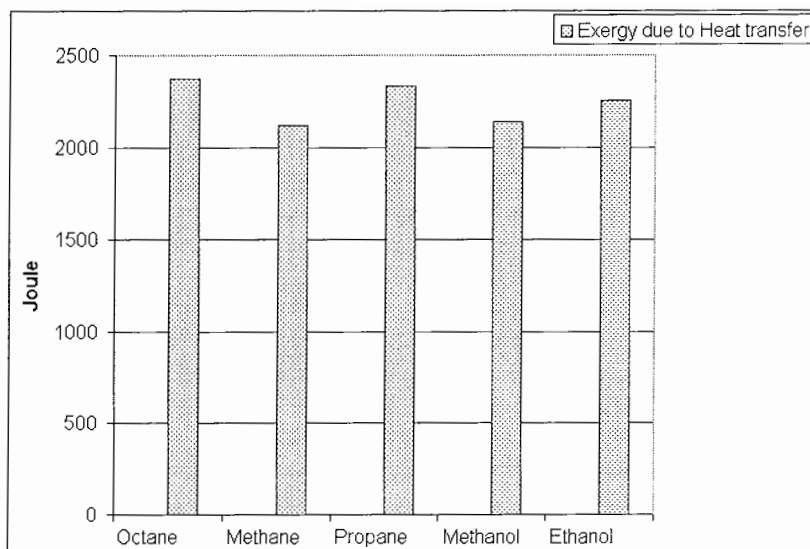
شکل 57-5: مقایسه فشار موثر میانگین اندیکاتوری و ترمزی برای سوخت‌های مختلف



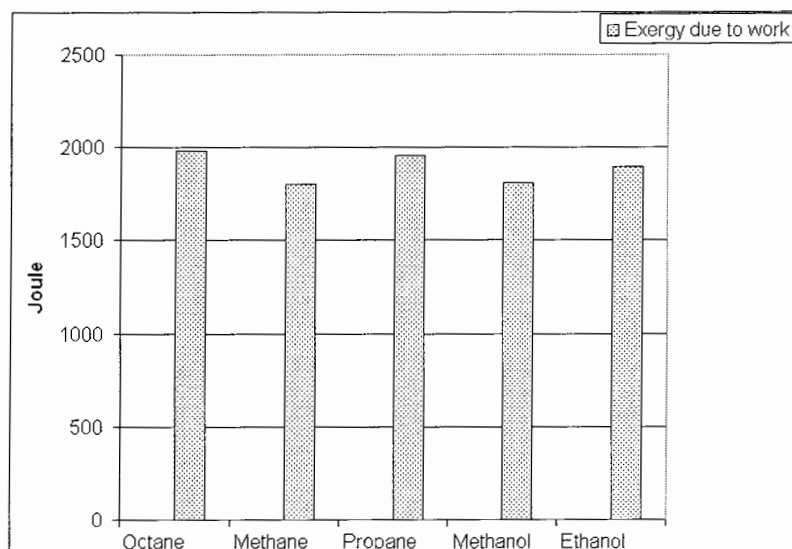
شکل 58-5: راندمان ترمودینامیکی اندیکاتوری و ترمزی موتور برای سوخت‌های مختلف

تجزیه سوخت‌های با مولکول‌های سبک آنتروپی کمتری نسبت به سوخت‌های سنگین تولید می‌کند و برگشت ناپذیری احتراق برای این سوخت‌ها کمتر است. در نتیجه می‌بینیم که سوخت‌های با مولکول‌های سبکتر، راندمان ترمودینامیکی بیشتری نسبت به بقیه سوخت‌ها دارند.

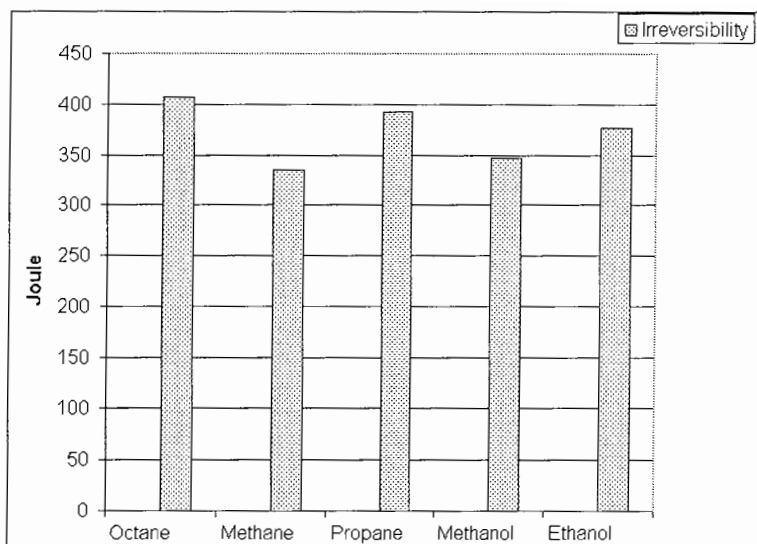
نمودارهای تغییرات اگزورژی برای هر کدام از این سوخت‌ها در زیر آورده شده است.



شکل ۵-۵۹: اگزرژی انتقال حرارت برای سوخت‌های مختلف

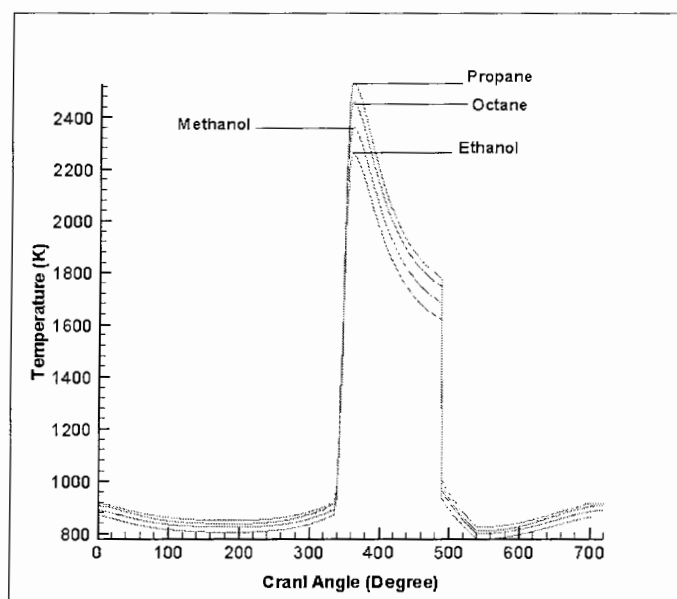


شکل ۵-۶۰: اگزرژی کار برای سوخت‌های مختلف



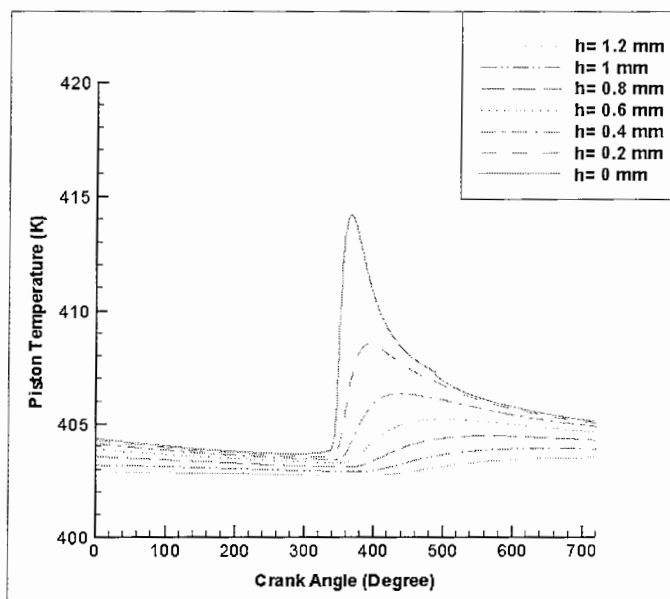
شکل ۵-۶۱: مقایسه بازگشت ناپذیریها برای سوخت‌های مختلف

با توجه به اینکه قسمت عمده بازگشت ناپذیریها، بازگشت ناپذیری احتراق می باشد، همانطور که از نمودار بازگشت ناپذیریها مشخص است، سوخت‌های سبکتر بازگشت ناپذیری کمتری دارند. دمای گازهای داخل سیلندر در نتیجه سوختن این سوختها، به صورت زیر می باشد.

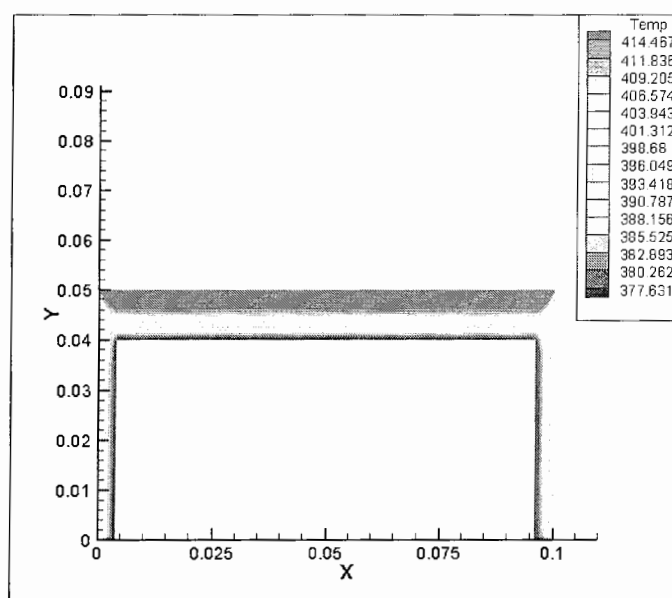


شکل ۵-۶۲: تغییرات دمای گازهای داخل سیلندر برای سوخت‌های مختلف

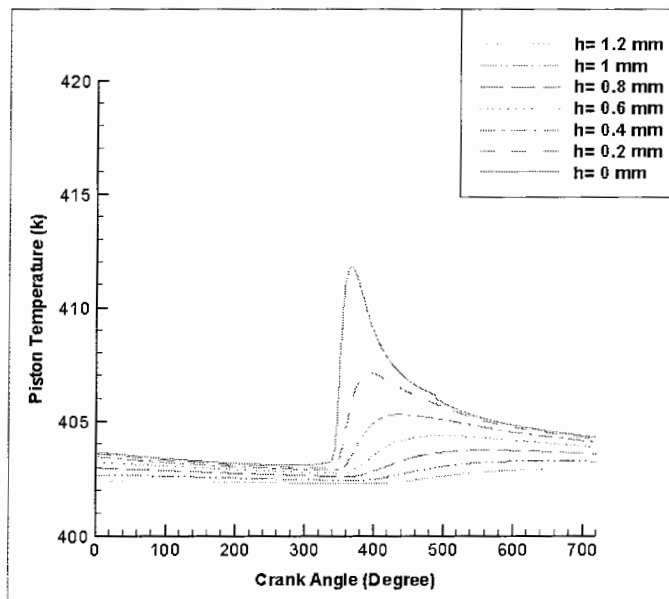
در شکل‌های زیر، توزیع دمای یک بعدی و دو بعدی روی پیستون برای چند سوخت مختلف نشان داده شده‌اند.



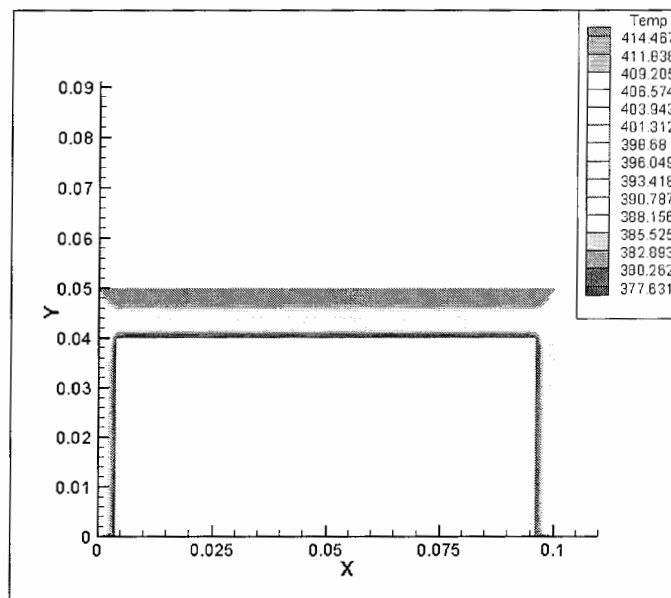
شکل ۵-63: توزیع دمای یک بعدی پیستون برای موتورهای که با اکتان کار می‌کند



شکل ۵-64: توزیع دمای دو بعدی پیستون در زاویه شاتون ۳۶۰ برای موتورهای که با اکتان کار می‌کند



شکل ۵-۶۵: توزیع دمای یک بعدی پیستون برای موتورهای که با متان کار می کنند



شکل ۵-66: توزیع دمای دو بعدی پیستون در زاویه شاتون ۳۶۰ برای موتورهای که با متان کار می کنند

با توجه به نمودارهای پروفیل دمای پیستون، مشاهده می شود که با سوخت اکتان، دمای متوسط پیستون کمی بیشتر از حالتی است که موتور با متان کار می کند.

۵-۳-۷- نوع سوپاپهای ورودی و خروجی

قدرت اندیکاتوری موتور احتراق داخلی، در یک سرعت معین با دبی جرمی هوا متناسب است [۱۳]. به منظور افزایش جریان هوا به داخل موتور و در نتیجه افزایش نرخ قدرت از پرخورانی با سوپارژر یا توربوشارژر استفاده می شود. معمولاً سوپاپ مهمترین محدود کننده جریان در سیستم ورودی و خروجی موتورهای چهار زمانه محسوب می شود. در این قسمت، اثر سوپاپهای ورودی و خروجی روی پارامترهای خروجی موتور بررسی خواهد شد.

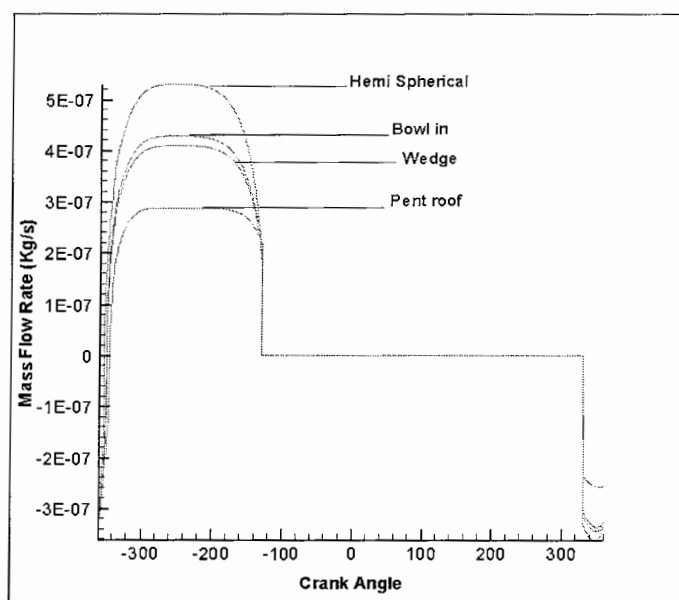
در جدول زیر ابعاد قسمت سر سوپاپ بر حسب قطر سیلندر برای شکلهای مختلف محفظه احتراق آورده شده است.

شکل محفظه احتراق	سوپاپ ورودی	سوپاپ خروجی
Wedge	0.43-0.46 B	0.35-0.37 B
Bowl in	0.42-0.44 B	0.34-0.37 B
Hemispherical	0.48-0.5 B	0.41-0.43 B
Pent roof	0.35-0.37 B	0.28-0.32 B

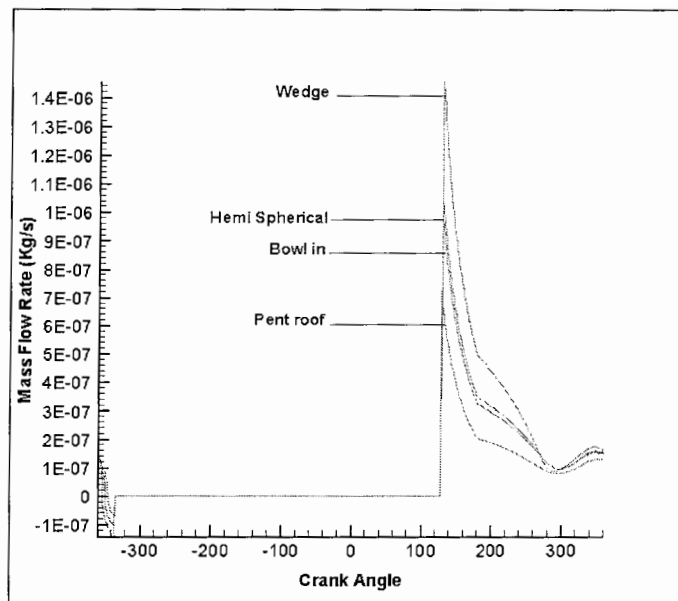
جدول ۵-۳: ابعاد قطر سر سوپاپ بر حسب قطر سیلندر برای شکلهای مختلف محفظه احتراق [۱۳]

شبيه سازی چرخه موتور با استفاده از انواع مختلف سوپاپ انجام شده و نتایج آنها با یکدیگر مورد مقایسه قرار گرفته اند. لازم به ذکر است که مقادیر ضرایب تخلیه برای همه سوپاپها ثابت و برابر ۰,۷ در نظر گرفته شد [۱۹].

در شکلهای زیر جریان جرم ورودی به داخل سیلندر و نیز جریان جرم خروجی، برای سوپاپهای مختلف مقایسه شده است.

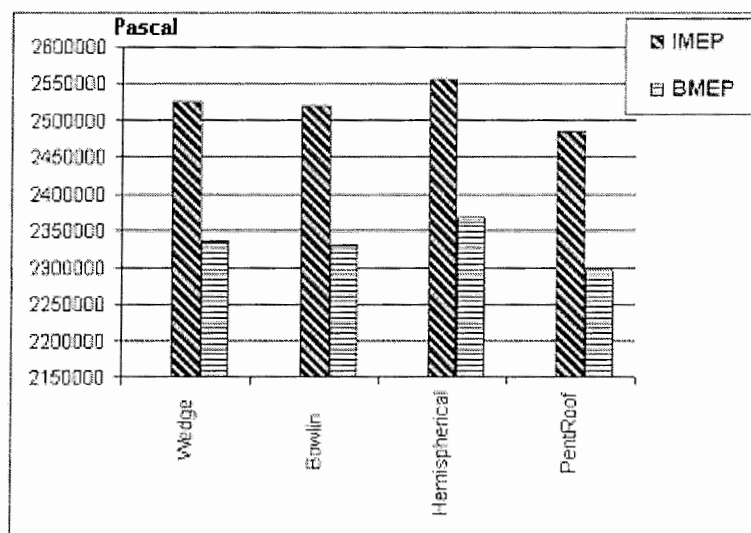


شکل ۵-۶: نرخ ورود جرم به داخل سیلندر برای سوپاپهای مختلف



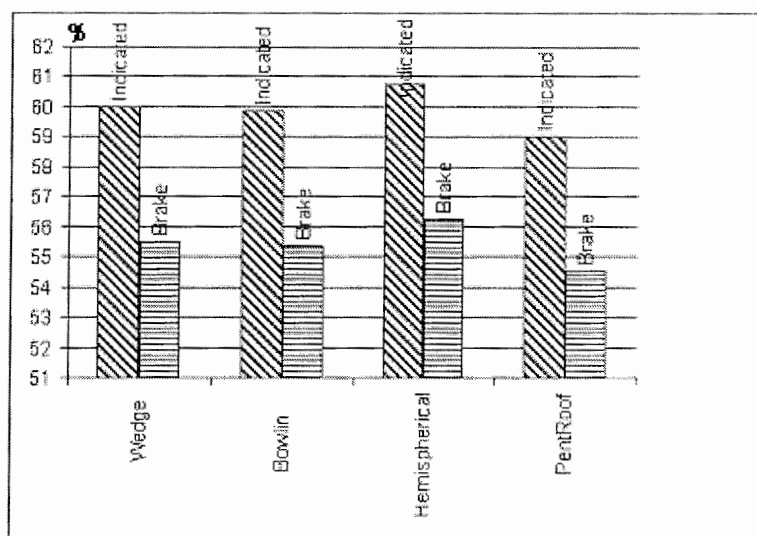
شکل ۵-۶۸: جریان جرم خروجی از سیلندر برای سوپاپهای مختلف

این تغییرات در میزان جرم ورودی به سیلندر روی توان خروجی موتور تاثیر دارد. در نمودار زیر مقادیر فشار موثر میانگین ترمزی و اندیکاتوری برای انواع مختلف سوپاپ آورده شده اند.



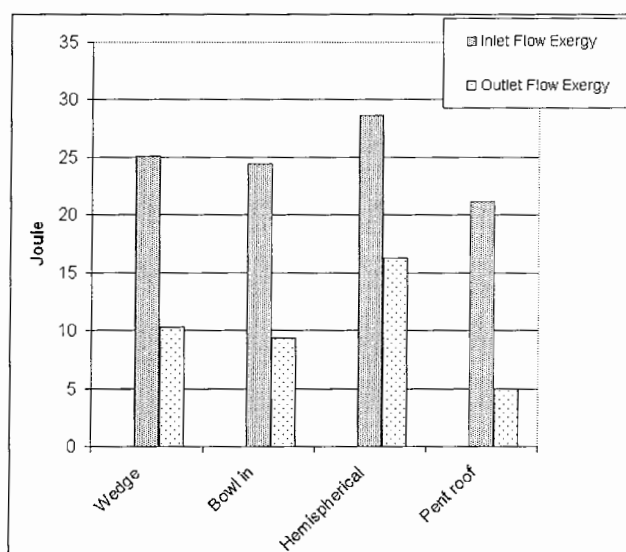
شکل ۵-۶۹: مقادیر محاسبه شده فشار موثر میانگین ترمزی و اندیکاتوری برای سوپاپهای مختلف

همانطور که از شکل پیداست، سوپاپهایی که جریان جرم بیشتری را وارد سیلندر کردند دارای فشار موثر میانگین بیشتری می باشند. در نمودار زیر روند تغییرات راندمان اندیکاتوری برای سوپاپهای مختلف آورده شده است.

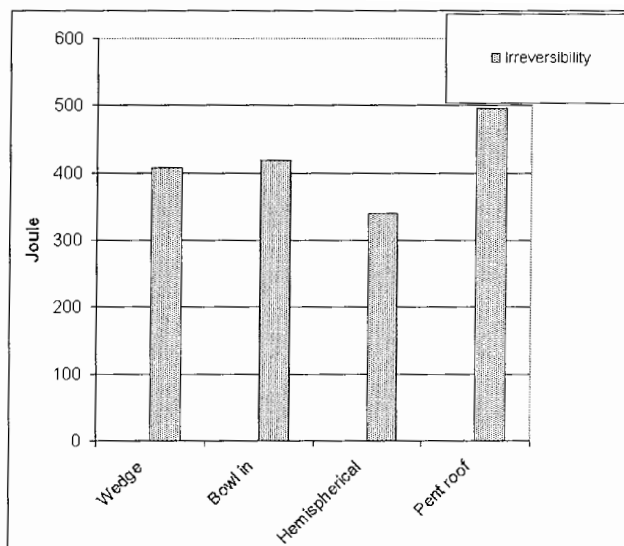


شکل ۵-۷۰: راندمان ترمودینامیکی اندیکاتوری و ترمزی برای سوپاپهای مختلف

در شکل‌های زیر انرژی جریان ورودی و خروجی سیال و همچنین بازگشت ناپذیریهای فرآیند برای هر کدام از این سوپاپها آورده شده است.

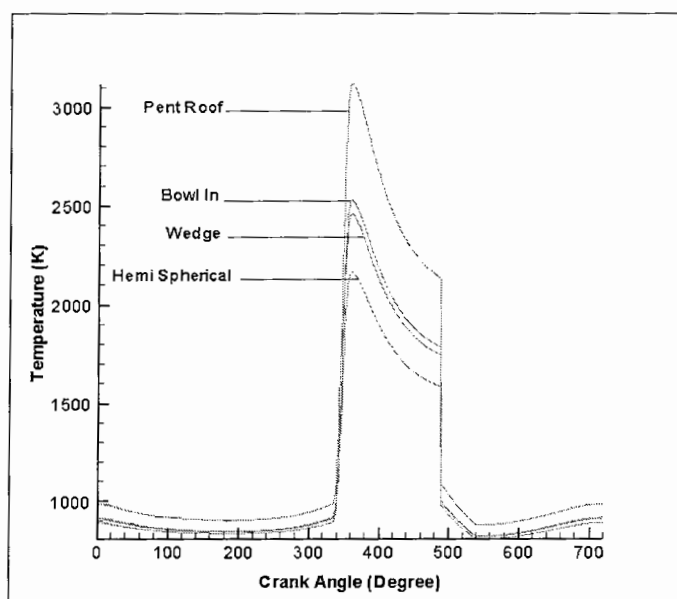


شکل ۵-۷۱: مقایسه انرژیهای جریان ورودی و خروجی برای سوپاپهای مختلف



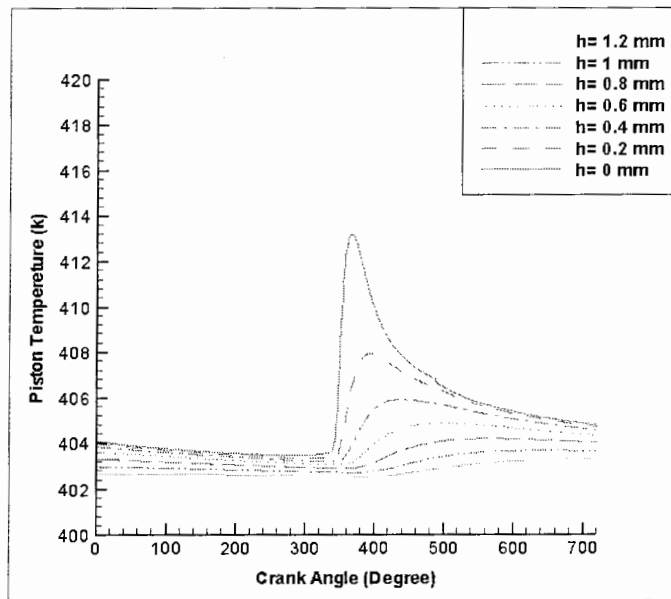
شکل ۵-۷۲: مقایسه بازگشت ناپذیریهای فرآیند برای سوپاپهای مختلف

سوپاپهایی که نرخ ورود و خروج جرم در آنها به کندی صورت می گیرد، باعث ایجاد دمای بیشتری در محفظه احتراق می شوند. در شکل زیر تغییرات دمای گازهای داخل محفظه احتراق نشان داده شده است.

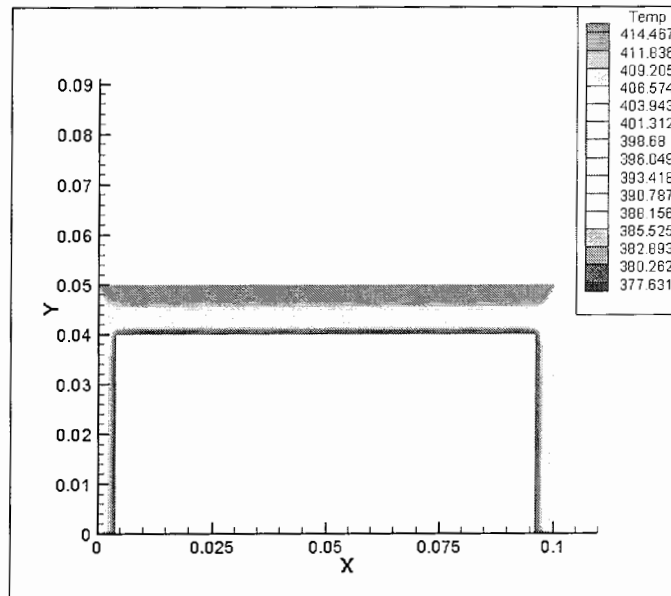


شکل ۵-۷۳: روند تغییرات دمای گازهای داخل سیلندر برای سوپاپهای مختلف

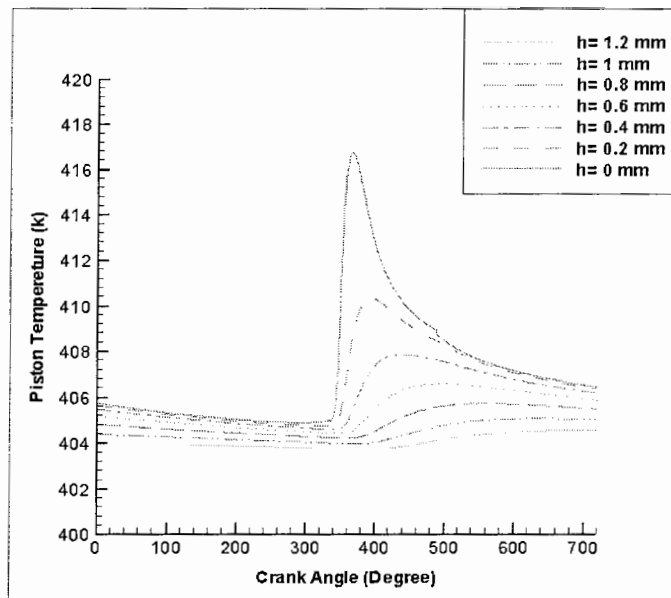
در شکل‌های زیر پروفیل توزیع دمای یک بعدی و دو بعدی برای چند سوپاپ مختلف آورده شده است.



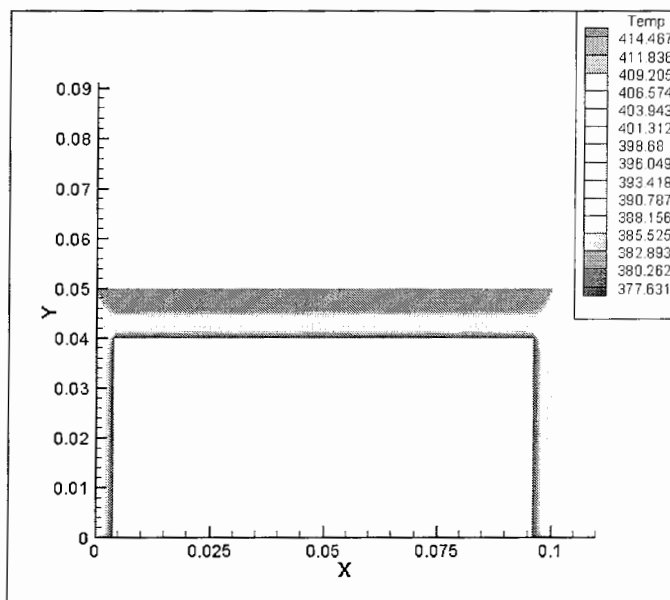
شکل ۵-۷۴: پروفیل توزیع دمای یک بعدی سوپاپ Hemispherical



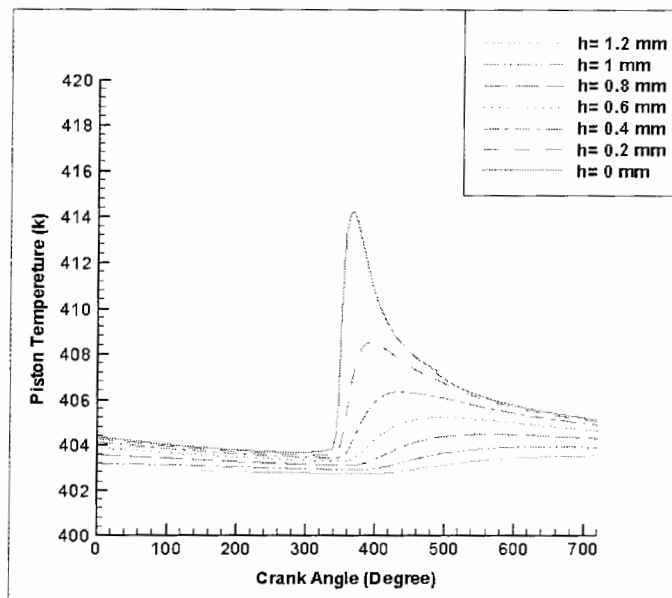
شکل ۵-۷۵: پروفیل توزیع دمای دو بعدی سوپاپ Hemispherical در زاویه شاتون ۳۶۰



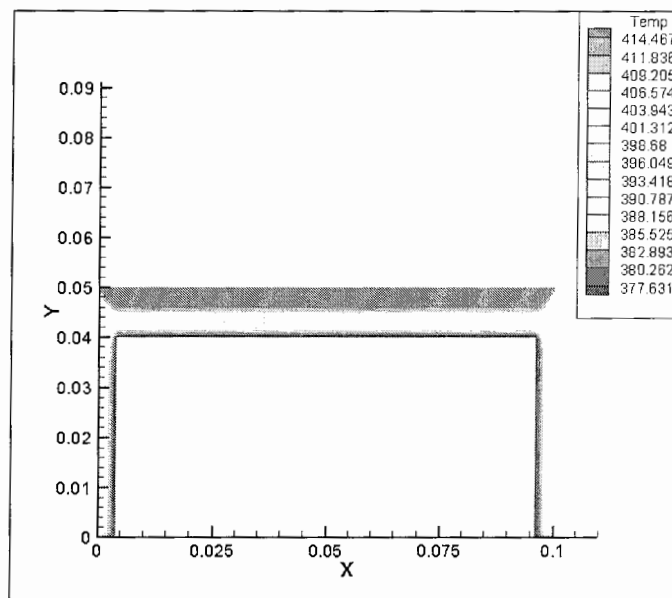
شکل ۵-۷۶: پروفیل توزیع دمای یک بعدی سوپاپ Pent Roof



شکل ۵-۷۷: پروفیل توزیع دمای دو بعدی سوپاپ Pent Roof در زاویه شاتون ۳۶۰



شکل ۵-۷۸: پروفیل توزیع دمای یک بعدی سوپاپ Wedge



شکل ۵-۷۹: پروفیل توزیع دمای دو بعدی سوپاپ Wedge در زاویه شاتون ۳۶۰

روند تغییر پروفیل‌های توزیع دما نیز بیانگر این مطلب است که با استفاده از سوپاپ‌هایی که جریان جرم در آنها به سهولت صورت می‌گیرد می‌توان هم به بازده بهتری دست یافت و هم از تغییرات زیاد دما روی پیستون و ایجاد تنش‌های حرارتی در آن جلوگیری نمود.

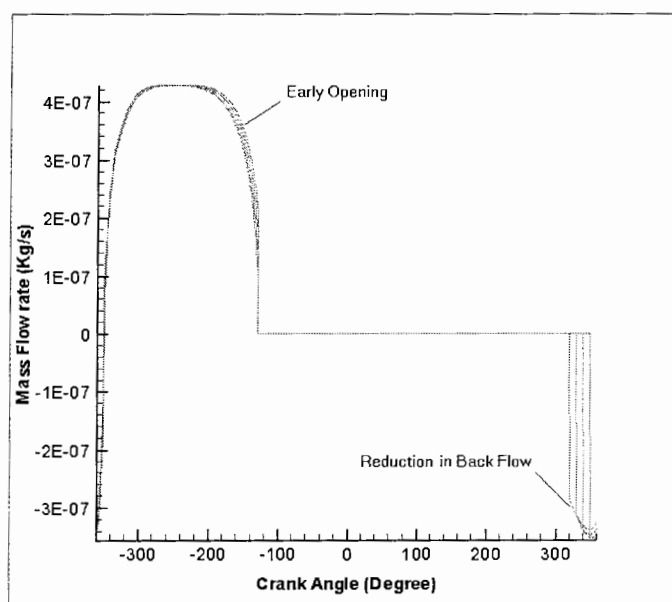
۵-۳-۸- اثرات تایمینگ سوپاپها

برای تعیین نقاط زمانبندی سوپاپ معیار قابل قبول عمومی وجود ندارد و بعضی از آنها بر مبنای معیار جا به جایی معین پایه گذاری شده اند [۲۰]. باز شدن سوپاپ ورودی باید به اندازه کافی قبل از TDC رخ دهد تا فشار سیلندر در ابتدای مرحله مکش افت زیادی نداشته باشد. این امر نوعاً ۱۰ تا ۲۵ درجه قبل از TDC رخ می دهد. برای هر چه بیشتر شدن مدت زمان پر شدن سیلندر، بسته شدن سوپاپ ورودی معمولاً در حدود ۴۰ تا ۶۰ درجه بعد از BDC انجام می گیرد.

در مورد سوپاپ خروجی نیز باز شدن سوپاپ، ۵۰ تا ۶۰ درجه قبل از BDC (قبل از پایان مرحله قدرت) رخ می دهد. بدین ترتیب پدیده دمش می تواند به خروج گازها کمک کند. در اینجا هدف، کاهش فشار سیلندر تا حد امکان نزدیک به فشار منیفولد خروجی است. بسته شدن سوپاپ خروجی به معنی پایان فرآیند تخلیه بوده و مدت زمان باز بودن همزمان سوپاپها را مشخص می کند. این مساله معمولاً ۸ تا ۲۰ درجه بعد از TDC انجام می شود.

زمان بسته شدن سوپاپ خروجی باید به قدر کافی بعد از TDC انجام شود تا فشار سیلندر در نزدیکی پایان مرحله تخلیه افزایش نیابد.

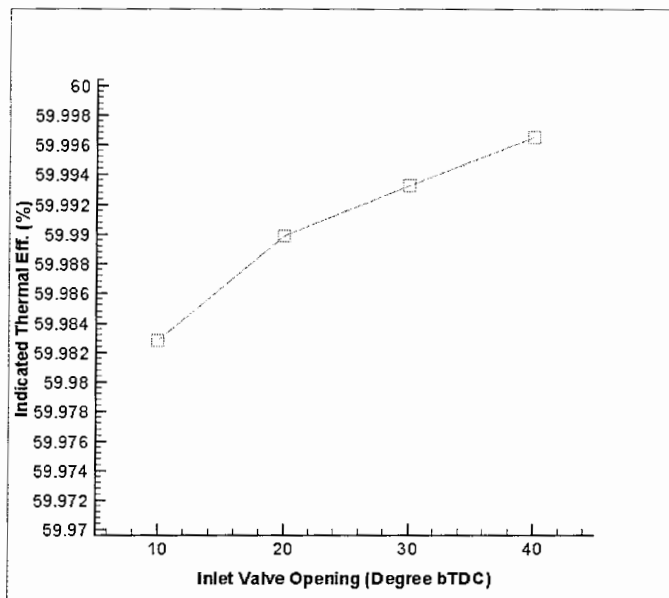
در شکل‌های زیر تغییرات میزان دبی جرمی ورودی به سیلندر و خروجی از محفظه احتراق و همچنین دیگر پارامترهای خروجی موتور، با تغییر زمان بندی سوپاپهای ورودی و خروجی نشان داده شده اند.



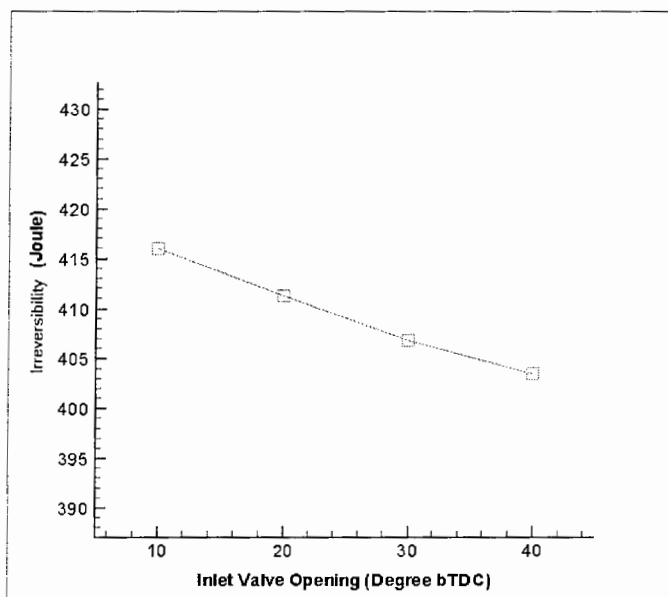
شکل ۵-۸۰: تغییرات دبی جرم ورودی به سیلندر با تغییر زمان باز شدن سوپاپ ورودی

در استخراج نمودار بالا، دیگر پارامترهای زمانبندی سوپاپها ثابت نگه داشته شده و فقط زمان باز شدن سوپاپ ورودی تغییر می کند. همانطور که در شکل بالا مشخص است با هر چه زودتر باز شدن سوپاپ ورودی، جرم بیشتری از هوا و سوخت وارد سیلندر شده و میزان جرم برگشتی به داخل منیفولد ورودی نیز کاهش پیدا می کند.

در این تحلیل زمان باز شدن سوپاپ ورودی از ۱۰ تا ۴۰ درجه قبل از TDC تغییر داده شد. نمودارهای تغییر راندمان ترمودینامیکی و همچنین بازگشت ناپذیری چرخه در زیر آورده شده اند.



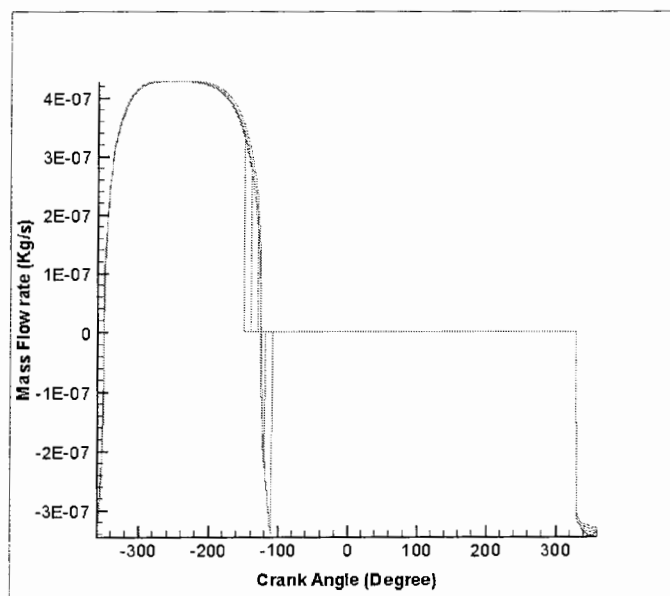
شکل ۵-۸۱: تغییرات راندمان ترمودینامیکی اندیکاتوری با زمان باز شدن سوپاپ ورودی



شکل ۵-۸۲: نمودار تغییرات بازگشت ناپذیری چرخه با زمان باز شدن سوپاپ ورودی

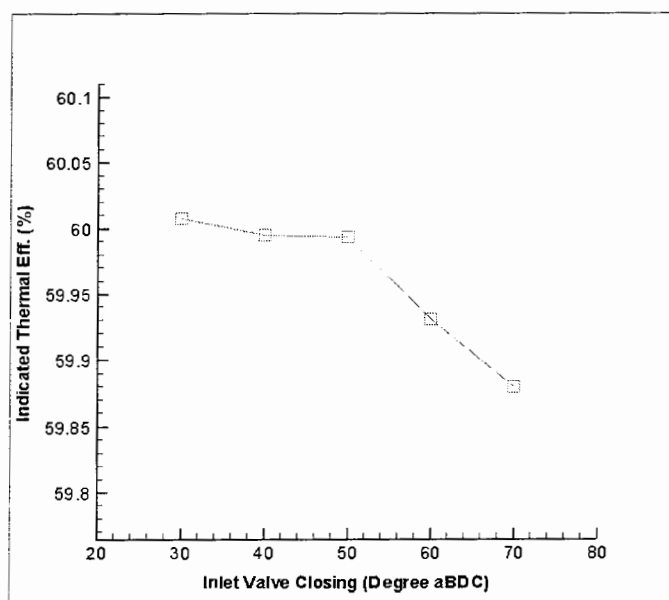
توجه به نمودارهای بالا، بیانگر این مطلب است که زودتر باز شدن سوپاپ ورودی، به مقدار هر چند ناچیز راندمان ترمودینامیکی را افزایش داده و بازگشت ناپذیریهای چرخه نیز روند نزولی را طی می کنند.

دیر تر بسته شدن سوپاپ ورودی نیز می تواند به پر شدن هر چه بیشتر سیلندر کمک کند. در شکل زیر تغییرات میزان جرم ورودی به داخل سیلندر هنگامی که زمان بسته شدن سیلندر ورودی از ۳۰ تا ۷۰ درجه بعد از BDC تغییر می کند نشان داده شده است.



شکل ۵-۸۳: نمودار تغییرات دبی جرمی ورودی به داخل سیلندر با زمان بسته شدن سوپاپ ورودی

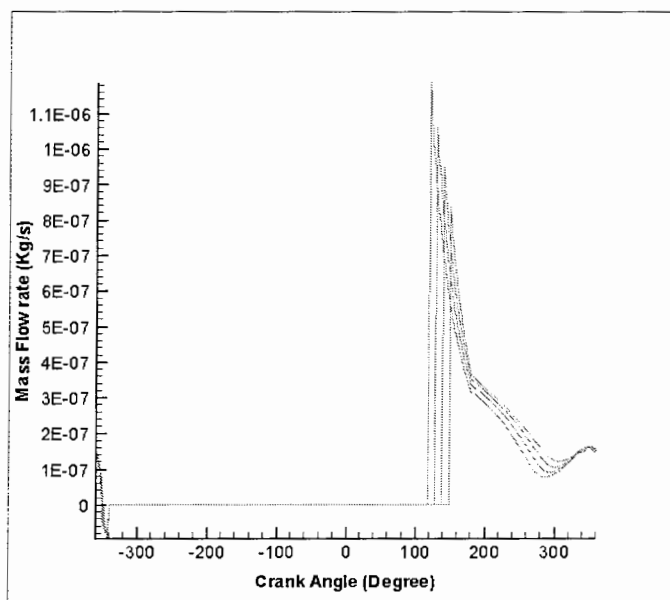
همانطور که از شکل مشخص است دیر تر بسته شدن سوپاپ ورودی باعث افزایش جرم داخل سیلندر می شود. ولی پس از ۵۰ درجه بعد از BDC مشاهده می شود که دبی جرمی منفی شده و در واقع مقداری از جرم به راهگاه ورودی بر می گردد. برای این حالت، نمودار تغییرات راندمان ترمودینامیکی در زیر نشان داده شده است.



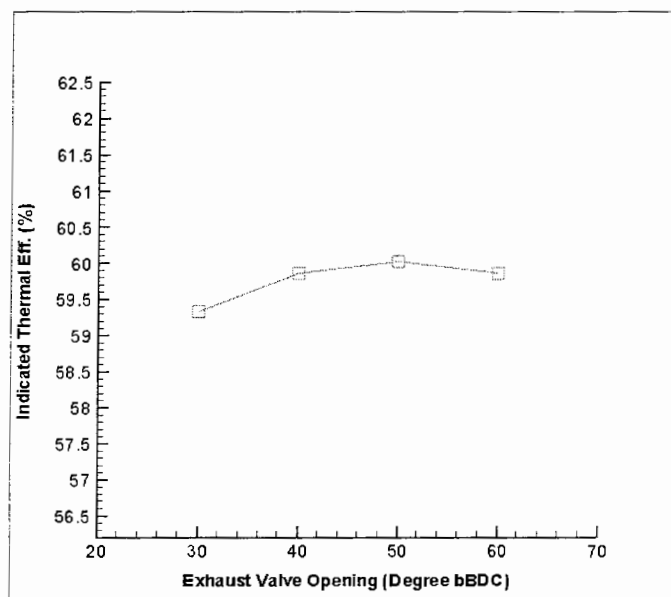
شکل ۵-۸۴: نمودار تغییرات راندمان ترمودینامیکی اندیکاتوری با زمان بسته شدن سوپاپ ورودی

با توجه به نمودار می بینیم که پس از ۵۰ درجه، روند کاهش راندمان شدت بیشتری می یابد. زمان باز شدن سوپاپ خروجی نیز بر راندمان چرخه تاثیر گذار است. این باز شدن هر چه زودتر انجام شود، در اثر فشار زیاد داخل سیلندر خروج آبی گازها بیشتر انجام شده و فشار داخل سیلندر سریعتر به فشار محیط می رسد. در تحلیلی پارامترهای دیگر سوپاپ ثابت نگه داشته شده و زمان باز شدن سوپاپ خروجی از ۳۰ تا ۶۰ درجه قبل از BDC تغییر داده شد.

نمودار تغییرات دبی جرم خروجی از سیلندر با زمان باز شدن سوپاپ خروجی و همچنین تغییرات راندمان ترمودینامیکی، در زیر نشان داده شده است.



شکل ۵-۸۵: تغییرات دبی جرم خروجی از سیلندر با زمان باز شدن سوپاپ خروجی

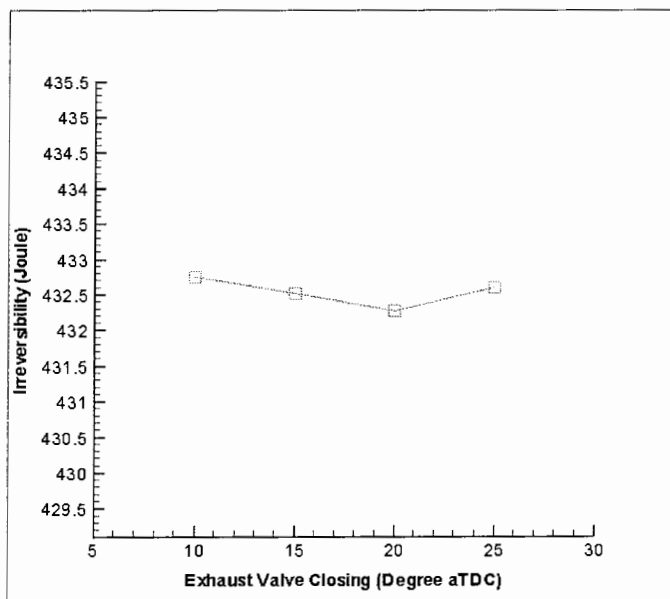


شکل ۵-۸۶: نمودار تغییرات راندمان ترمودینامیکی اندیکاتوری با زمان باز شدن سوپاپ خروجی

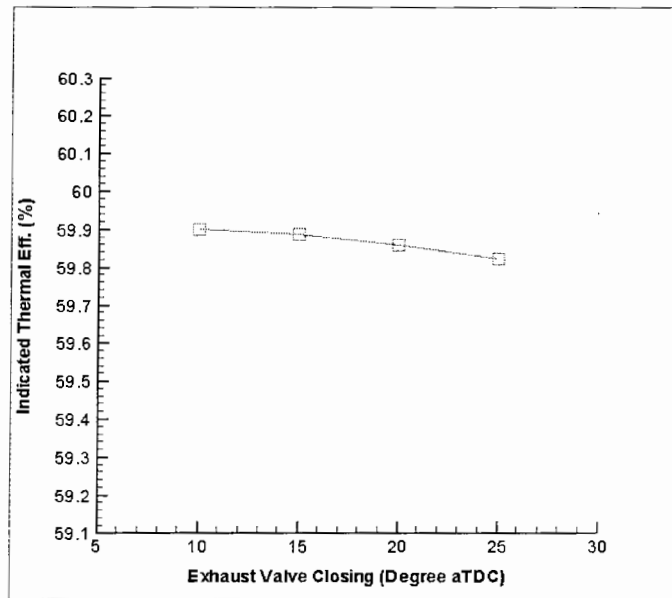
با توجه به نمودارهای بالا، برای زمان باز شدن سوپاپ خروجی، مقدار بهینه ای وجود دارد. اگر سوپاپ خیلی زود هنگام باز شود، در مراحل انتهایی مرحله قدرت، بیش از مقدار ضروری کار تلف می شود و اگر دیر باز شود، در BDC هنوز مقداری فشار اضافه در سیلندر وجود دارد. این فشار، در اوایل مرحله خروج گازها در برابر حرکت پیستون مقاومت می کند و کار منفی پمپ کردن گازهای خروجی در چرخه موتور را می افزاید.

برای زمان بسته شدن سوپاپ خروجی نیز زمان بهینه ای وجود دارد. اگر سوپاپ خروجی خیلی زود بسته شود، گازهای خروجی اضافه در داخل سیلندر محبوس می مانند. همچنین فشار داخل سیلندر در نزدیکی انتهای مرحله خروج گازها افزایش می یابد که به اتلاف کار خالص در چرخه موتور منجر می گردد. اگر سوپاپ خروجی دیر بسته شود، مدت زمان باز بودن همزمان سوپاپها بیشتر می شود که باعث جریان برگشتی بیشتر گازهای خروجی به سیستم ورودی می گردد.

در شکلهای زیر بازگشت ناپذیری فرآیند به همراه راندمان ترمودینامیکی چرخه نشان داده شده اند.

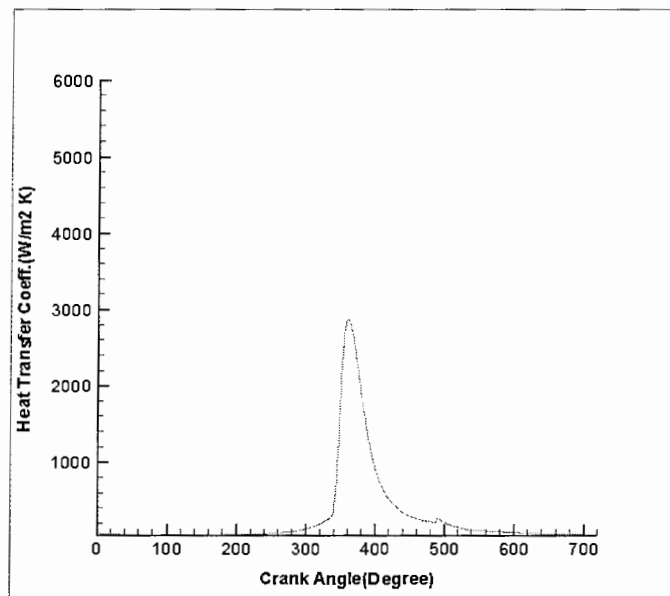


شکل ۵-۸۷: نمودار تغییرات بازگشت ناپذیریهای فرآیند با زمان بسته شدن سوپاپ خروجی

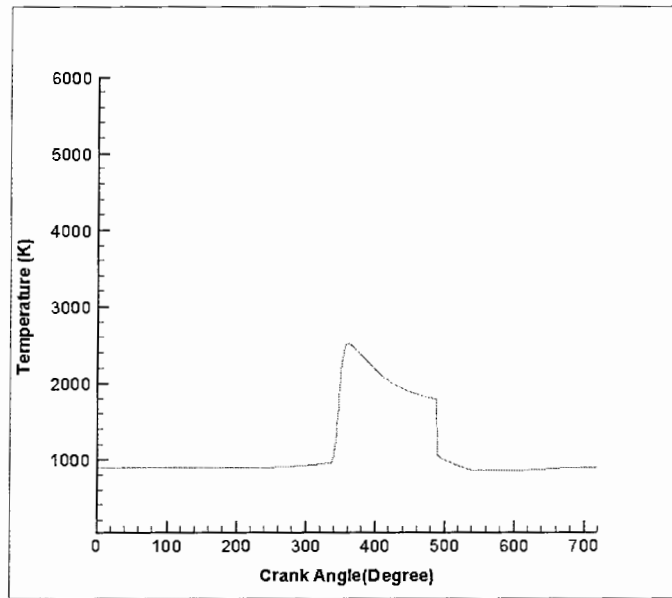


شکل ۵-۸۸: نمودار تغییرات راندمان ترمودینامیکی اندیکاتوری با زمان بسته شدن سوپاپ خروجی

در این بخش، با مقادیر بهینه بدست آمده از تحلیلها نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت گازهای داخل سیلندر و توزیع دمای روی پیستون را رسم می کنیم.

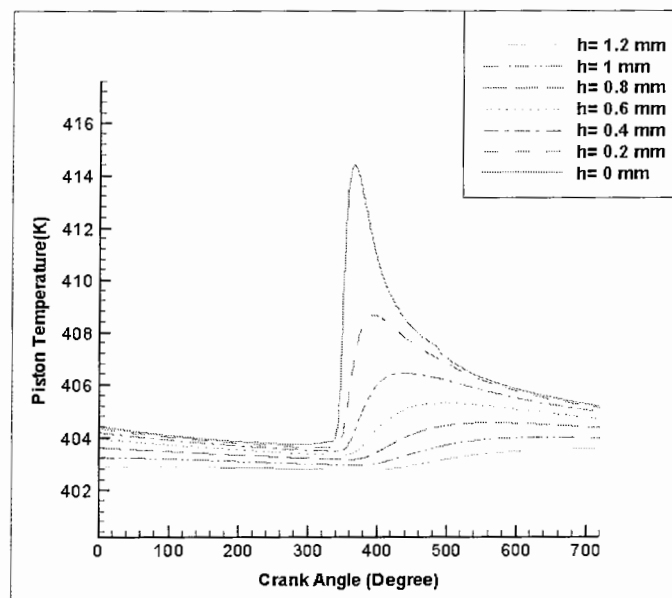


شکل ۵-۸۹: نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت گازهای داخل سیلندر با زاویه Crank

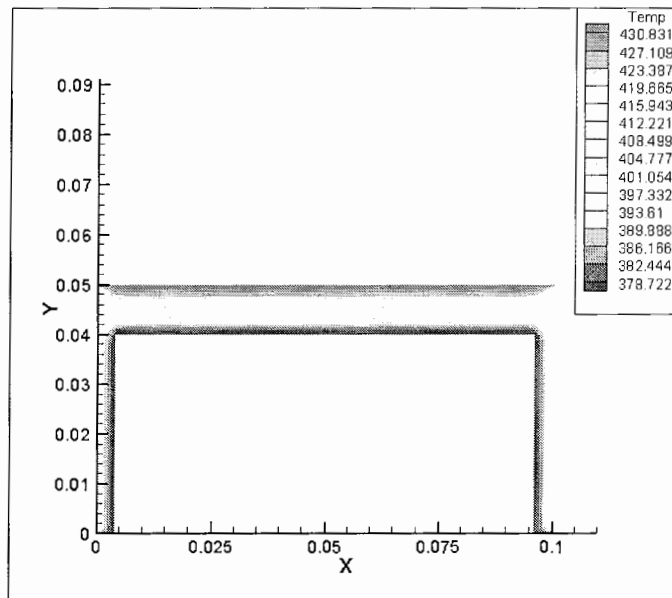


شکل ۵-۹۰: نمودار تغییرات دمای گازهای داخل سیلندر با زاویه Crank

توزیع دمای یک بعدی و دو بعدی پیستون به شکل زیر می باشد.



شکل ۵-۹۱: پروفیل توزیع دمای یک بعدی پیستون



شکل ۵-۹۲: پروفیل توزیع دمای دو بعدی پیستون در زاویه شاتون ۳۶۰

۵-۴- نتیجه گیری

در این پایان نامه چرخه های عملکرد یک موتور احتراق داخلی جرعه ای چهار زمانه، با استفاده از روابط ترمودینامیکی و همچنین روابط تجربی شبیه سازی شده و پارامترهای ترمودینامیکی داخل موتور مانند دما و فشار و ضریب انتقال حرارت گازها در هر لحظه به صورت تابعی از زاویه Crank بدست آمدند. برای مدل سازی، یک موتور تک سیلندر چهار زمانه با مشخصات فرضی در نظر گرفته شد و محفظه احتراق به صورت تک ناحیه ای فرض شد. در این شبیه سازی، از تغییرات نسبت تعادل، Φ ، نسبت به زمان صرف نظر شده و این پارامتر در طول چرخه ثابت در نظر گرفته شد. همچنین مقادیر گرماهای ویژه حجم ثابت و فشار ثابت نیز ثابت فرض شدند.

برای مدل سازی نرخ گرمای آزاد شده از تابع ویب و برای شبیه سازی انتقال حرارت از گازهای داخل سیلندر، رابطه وشنی مورد استفاده قرار گرفت. شبیه سازی فرآیند احتراق در طول ۷۲۰ درجه از سیکل بوده که در نمودارها نشان داده شد.

توزیع دمای روی پیستون نیز در دو حالت یک بعدی و دو بعدی بررسی شد. در مورد شرایط مرزی دمای سطح داخلی دیواره پیستون، شرط دما ثابت اعمال شد که همان دمای اندازه گیری شده سیال خنک کننده یا روغن در قسمت Crank Shaft بر طبق آزمایشات دیگر محققین بود. شرایط مرزی در سطح داخلی محفظه احتراق (قسمت گاز)، از طریق شبیه سازی سیکل احتراق بدست آمد.

نتایج حاصل از این مدل سازی به طور قابل قبولی با نتایج آزمایشگاهی و تحلیلی دیگر محققین، که نتایج آنها در فصل ۱ مورد بررسی قرار گرفت، مطابقت دارد.

در ادامه با تغییر پارامترهای گوناگون موتور که به نظر نگارنده در توان خروجی موتور موثر بودند، سعی شد تا مقادیر بهینه ای برای این پارامترها بدست آید. به طوریکه راندمان و کار خروجی موتور ماکزیمم باشد.

✓ نتایج حاصل از مدل سازی نشان می دهند که افزایش نسبت تراکم موتور، موجب افزایش راندمان و کار دریافتی از موتور می شود و بازگشت ناپذیریهای محاسبه شده از رابطه اگزرژی کاهش می یابند.

✓ با توجه به نتایج بدست آمده از شبیه سازی، با افزایش دور موتور تا ۳۰۰۰ rpm مقادیر راندمان ترمودینامیکی اندیکاتوری و ترمزی افزایش می یابند. با افزایش بیشتر دور موتور راندمان ترمودینامیکی ترمزی رو به کاهش گذاشته و اثرات اصطکاک غالب می باشند.

✓ افزایش نسبت تعادل، تا مقدار ۱,۲ موجب افزایش راندمان می شود ولی برای مقادیر بیشتر از ۱,۲ راندمان احتراق کاهش پیدا کرده و کار خروجی از موتور کاهش می یابد.

✓ برای زمان جرعه زدن و مدت زمان احتراق سوخت نیز مقادیر بهینه ای وجود دارد. با توجه به تحلیلهای انجام شده، برای مدت زمان احتراق ۴۵ درجه بهتر است که زمان جرعه زدن ۲۵ درجه قبل از TDC باشد. در این حالت مقدار اگزرژی انتقال حرارت مینیمم بوده و اگزرژی کار در بیشترین مقدار خود می باشد.

- ✓ استفاده از سوخته‌های سبکتر موجب تولید آنتروپی کمتری نسبت به سوخته‌های سنگینتر می‌شود و بازگشت ناپذیری احتراق برای این گونه سوخته‌ها کمتر است.
 - ✓ استفاده از نوع سوپاپهایی که جریان جرم بیشتری را وارد سیلندر می‌کنند موجب می‌شود که راندمان ترمودینامیکی موتور افزایش یافته و تغییرات زیاد دما روی پیستون و تنشهای حرارتی در آن کاهش می‌یابد.
 - ✓ زودتر باز شدن سوپاپ ورودی تا حد کمی موجب افزایش راندمان ترمودینامیکی می‌شود و بازگشت ناپذیریهای چرخه با زودتر باز شدن سوپاپ کاهش می‌یابند.
 - ✓ دیرتر بسته شدن سوپاپ ورودی تا ۵۰ درجه بعد از BDC باعث افزایش جرم گاز داخل سیلندر می‌شود ولی پس از ۵۰ درجه مقداری از جرم به داخل راهگاه ورودی بر می‌گردد.
 - ✓ باز شدن هرچه سریعتر سوپاپ خروجی موجب می‌شود که فشار داخل سیلندر سریعتر به فشار محیط برسد. این امر تا ۵۰ درجه قبل از BDC موجب افزایش راندمان ترمودینامیکی شده و با باز شدن زودتر از آن، راندمان کاهش می‌یابد.
 - ✓ زمان بسته شدن سوپاپ خروجی، مدت زمان باز بودن همزمان سوپاپها را مشخص می‌کند. هنگامی که سوپاپ خروجی پس از ۲۰ درجه بعد از TDC باز بماند، بازگشت ناپذیریهای چرخه افزایش یافته و افت راندمان شدت بیشتری می‌گیرد.
- کد نوشته شده برای این شبیه سازی به صورت یک نرم افزار تخصصی تدوین گردید که می توان از آن برای انجام شبیه سازی با شرایط و پارامترهای متفاوت استفاده کرد.
- ممکن است که اثر برخی پارامترها در این پایان نامه مورد بررسی قرار نگرفته باشد که از آن جمله می توان به ابعاد موتور و جنس مواد به کار رفته در ساخت موتور اشاره نمود. انجام اینگونه شبیه سازیها با توجه به نرم افزار تدوین شده قطعاً میسر بوده و قابل بررسی می باشند. همچنین در مورد اجزاء خروجی از سیلندر و آلاینده ها نیز مطالعه ای صورت نگرفت. امید است که محققین و دیگر دانشجویان با انجام تحقیقات تکمیلی این موارد را نیز مد نظر قرار دهند.

واژه نامه فارسی به انگلیسی

exergy	اگرژی
Flow exergy	اگرژی جریان
Exergy transfer accompanying heat	اگرژی منتقل شده از حرارت
Exergy transfer accompanying work	اگرژی منتقل شده از کار
Finite element analysis	آنالیز المان محدود
Eichelberg	آیکلبرگ
Pressure Transducer	تبدیل کننده فشار به جریان الکتریکی
Dead state	حالت مرده
Wide open throttle	دریچه گاز کاملاً باز
Computational Fluid Dynamics	دینامیک سیالات محاسباتی
Finite volume method	روش حجم کنترل
Filling and emptying models	روشهای پر و خالی کردن
Quasi dimensional models	روشهای شبه بعدی
Zero dimensional models	روشهای صفر بعدی
Maximum brake torque timing	زمان بیشترین گشتاور ترمزی
Multi dimensional models	زمان بیشترین گشتاور ترمزی
Renault Vehicules Industriels	صنایع خودرو سازی رنو
availability	قابلیت کاردهی
Hitachi Co.	کارخانه هیتاچی
Probability density models	مدلهای تابع چگالی
Flamelet models	مدلهای شعله آرام
Coherent flame models	مدلهای شعله منسجم
Eddy break-up models	مدلهای گردابه ای
Breaking Specific Fuel Consumption	مصرف سوخت ویژه ترمزی
Partial Differential Equations	معادلات دیفرانسیل جزئی
Exergy destruction	نابودی اگرژی
Relative Air-Fuel Ratio	نسبت هوا به سوخت نسبی
Top Dead Center	نقطه مرگ بالا
Bottom Dead Center	نقطه مرگ پایین
woschni	وشنی

واژه نامه انگلیسی به فارسی

availability	قابلیت کاردهی
Bottom Dead Center	نقطه مرگ پایین
Breaking Specific Fuel Consumption	مصرف سوخت ویژه ترمزی
Coherent flame models	مدلهای شعله منسجم
Computational Fluid Dynamics	دینامیک سیالات محاسباتی
Dead state	حالت مرده
Eddy break-up models	مدلهای گردابه ای
Eichelberg	آیکلبرگ
exergy	اگزرژی
Exergy destruction	نابودی اگزرژی
Exergy transfer accompanying heat	اگزرژی منتقل شده از حرارت
Exergy transfer accompanying work	اگزرژی منتقل شده از کار
Filling and emptying models	روشهای پر و خالی کردن
Finite element analysis	آنالیز المان محدود
Finite volume method	روش حجم کنترل
Flamelet models	مدلهای شعله آرام
Flow exergy	اگزرژی جریان
Hitachi Co.	کارخانه هیتاچی
Maximum brake torque timing	زمان بیشترین گشتاور ترمزی
Multi dimensional models	زمان بیشترین گشتاور ترمزی
Partial Differential Equations	معادلات دیفرانسیل جزئی
Pressure Transducer	تبدیل کننده فشار به جریان الکتریکی
Probability density models	مدلهای تابع چگالی
Quasi dimensional models	روشهای شبه بعدی
Relative Air-Fuel Ratio	نسبت هوا به سوخت نسبی
Renault Vehicules Industriels	صنایع خودرو سازی رنو
Top Dead Center	نقطه مرگ بالا
Wide open throttle	دریچه گاز کاملاً باز
woschni	وشنی
Zero dimensional models	روشهای صفر بعدی

- [1] "INTERNAL COMBUSTION ENGINE DESIGN ON IBM PLATFORMS ",IBM Systems Journal, Volume 31, No. 4,1992
- [2] PAULINA S. KUO, "CYLINDER PRESSURE IN A SPARK-IGNITION ENGINE: A COMPUTATIONAL MODEL ", Journal of Undergraduate Sciences, Sci. 3: 141-145 (Fall 1996)
- [3] C.D. Rakopoulos, D.C. Kyritsis," COMPARATIVE SECOND-LAW ANALYSIS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE OPERATION FOR METHANE, METHANOL, AND DODECANE FUELS ", Energy 26 (2001) 705-722
- [4] G.H. Abd Alla, "COMPUTER SIMULATION OF A FOUR STROKE SPARK IGNITION ENGINE", Energy Conversion and Management 43 (2002) 1043-1061
- [5] Pin Zeng and Dennis N. Assanis, "CYLINDER PRESSURE RECONSTRUCTION AND ITS APPLICATION TO HEAT TRANSFER ANALYSIS", 2004 SAE World Congress Detroit, Michigan, March 8-11, 2004, 2004-01-0922
- [6] M.R. MODARRES RAZAVI," THE EFFECT OF SPARK PLUG POSITION ON SPARK IGNITION COMBUSTION", Ferdowsi University of Mashhad, Faculty of Engineering. P.O. Box 91775-1111, Mashhad, IRAN
- [7] Ke Zeng, Zuohua Huang, Bing Liu, Liangxin Liu, Deming Jiang, Yi Ren, Jinhua Wang," COMBUSTION CHARACTERISTICS OF A DIRECT-INJECTION NATURAL GAS ENGINE UNDER VARIOUS FUEL INJECTION TIMINGS", Applied Thermal Engineering 26 (2006) 806-813
- [8] R.L. Evans and D.R. Jarmer," EXPERIMENTAL VALIDATION OF AN ENGINE SIMULATION CODE WITH LEAN-BURN NATURAL GAS ENGINE DATA", Future Transportation Technology Conference and Exposition Costa Mesa, California. August 11-13, 1998, 981909
- [9] Andrzej Sobiesiak and Shengmei Zhang, " THE FIRST AND SECOND LAW ANALYSIS OF SPARK IGNITION ENGINE FUELLED WITH COMPRESSED NATURAL GAS", Copyright © 2003 SAE International, 2003-01-3091
- [10] وحید اصفهانیان، علی صلواتی زاده، محمدمهدی نصر آزادانی، سید مجتبی میرسهیل، " شبیه سازی و مقایسه عملکرد موتورهای گازسوز و بنزینی با مدل گسترش شعله و مطالعه اثرات برخی متغیرهای طراحی محفظه احتراق"، چهارمین همایش بین المللی موتورهای درونسوز، ۱۳۸۴
- [11] C.D. Rakopoulos, G.C. Mavropoulos," EXPERIMENTAL INSTANTANEOUS HEAT FLUXES IN THE CYLINDER HEAD AND EXHAUST MANIFOLD OF AN AIR-COOLED DIESEL ENGINE", Energy Conversion & Management 41 (2000) 1265±1281
- [12] YONG LIU and R. D. REITZ, "MODELING OF HEAT CONDUCTION WITHIN CHAMBER WALLS FOR MULTIDIMENSIONAL INTERNAL COMBUSTION ENGINE SIMULATIONS", Int J. Heat Mass Transfer. Vol. 41. Nos 6-7. pp. 859-869. 1998
- [13] John B. Heywood," INTERNAL COMBUSTION ENGINE FUNDAMENTALS", McGraw-Hill, Inc. 1988
- [14] Willard W. Pulkrabek," ENGINEERING FUNDAMENTALS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE", 1997
- [15] Richard Stone," INTRODUCTION TO INTERNAL COMBUSTION ENGINES", Department of Engineering Science, University of Oxford, 1999
- [16] Desmond E Winterbone," ADVANCED THERMODYNAMICS FOR ENGINEERS", Thermodynamics and Fluid Mechanics Division Department of Mechanical Engineering UMIST, 1997
- [17] Michael J. Moran, Howard N. Shapiro," FUNDAMENTALS OF ENGINEERING THERMODYNAMICS", 5th Edition, John Wiley & Sons, Inc.
- [18] Klaus A. Hoffmann and Steve T. Chiang, "COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS", Publication of Engineering Education System, 2000

[19] M. Weclas, A. Melling and F. Durst, "FLOW SEPARATION IN THE INLET VALVE GAP OF PISTON ENGINES", Prog. Energy Combust. Sci. Vol 24, pp 165-195, 1998

[20] هیوود، اصول اساسی موتورهای احتراق داخلی، ترجمه دکتر فرهاد طالبی، انتشارات دانشگاه سمنان، ۱۳۸۱

[21] Van wylen، "مبانی ترمودینامیک کلاسیک"، ترجمه غلامرضا ملک زاده، محمد حسین کاشانی حصار و غلام محمد معتمدی، نشر نما، ۱۳۷۷

[22] فرانک. پ. اینکروپرا، "مقدمه ای بر انتقال گرما"، ترجمه دکتر علی اصغر رستمی، مرکز نشر دانشگاه صنعتی اصفهان، ۱۳۸۲

Abstract

It is known that heat transfer effects internal combustion engine performance, efficiency and emissions. If engine performance is concerned, cooling for the cylinder head and piston is desired. Having low attention to this, can cause problems such as thermal stresses in regions of high heat flux, deterioration of the lubrication oil film, knock and pre ignition in spark ignition engines. On the other hand an increase of heat transfer to the combustion chamber walls will lower the gas temperature and pressure within the cylinder. And this reduces the work per cycle transferred to the piston. So engine efficiency is influenced by engine heat transfer.

Changes in gas temperature due to the heat transfer also impact pollutant emission formation process. Generally a higher temperature in the cylinder during combustion can cause an increment in NO_x emissions. But a lower temperature may promote the formation of particulates or soot. Therefore, in the sense of emission control, more attention should be paid to engine heat transfer.

In this research, simulation of a four stroke spark ignition engine has been done using thermodynamic and experimental equations and in cylinder thermodynamic parameters of engine such as temperature, pressure and volume of cylinder has been calculated as a function of crank angle. To calculate convective heat transfer coefficient, Woschni correlation has been used.

In this simulation, a 2d engine has been assumed and conductive heat transfer of piston has been calculated using transient heat transfer equation in cylindrical coordinate system.

Keywords: SI engine, Simulation, Combustion process, Compression ratio, Spark timing, Combustion duration