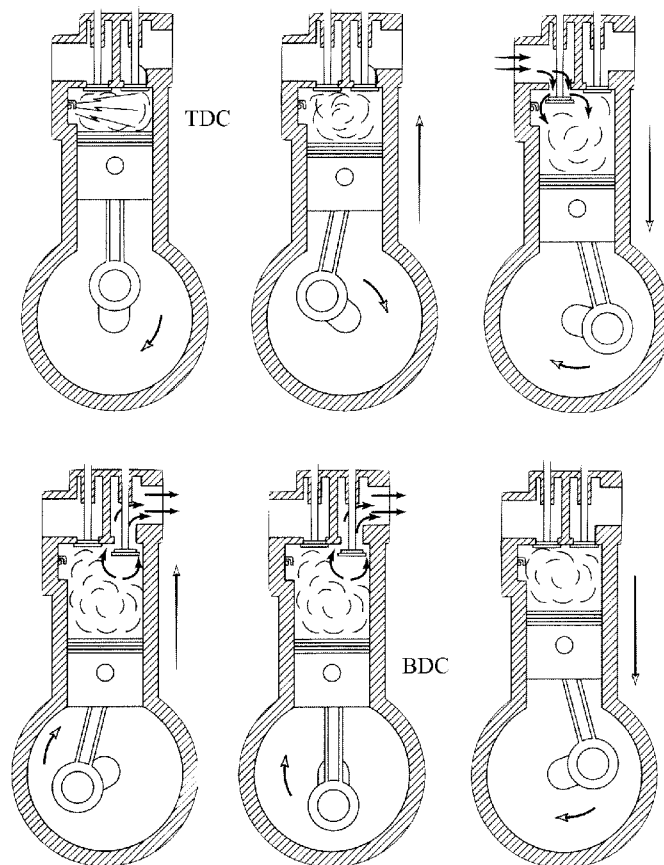


موتورهای احتراق داخلی

وحید اصفهانیان

دانشگاه تهران - دانشکده فنی - گروه مکانیک



نیمسال دوم ۸۵-۸۴

فهرست مطالب

۱	مقدمه	۱
۱	تاریخچه	۱.۱
۶	دسته‌بندی موتورهای احتراق داخلی	۱.۲
۹	برخی تعاریف	۱.۳
۱۱	اجزاء موتور	۱.۴
۱۶	رینگ پیستون	۱.۴.۱
۱۸	سیکل‌های موتور اولیه	۱.۵
۱۸	سیکل موتورهای چهار زمانه جرقه‌ای	۱.۵.۱
۱۹	سیکل موتورهای چهار زمانه تراکمی	۱.۵.۲
۲۱	سیکل موتورهای دوزمانه جرقه‌ای	۱.۵.۳
۲۱	سیکل موتورهای دوزمانه تراکمی	۱.۵.۴
۲۳	خود را بیازمائید	
۲۴	مسائل	
۲۵	متغیرهای کاری موتور	۲
۲۵	متغیرهای موتور	
۳۱	کار	
۳۳	فشار متوسط مؤثر:	
۳۶	گشتاور و توان	
۴۳	دینامومتر	

۴۴	نسبت هوا به سوخت و سوخت به هوا
۴۵	مصرف ویژه سوخت
۴۷	راندمان‌های موتور
۴۹	بازده حجمی

۵۰

مسائل

۵۳

۳ راندمان خودرو

۵۳	مقدمه
۵۷	مقاومت‌های در مقابل حرکت
۵۷	۱. معادله حرکت
۵۸	۲. آنالیز مقاومت‌های در برابر حرکت
۶۳	راندمان
۶۳	۱. دیاگرام نیروی کششی
۶۵	۲. سرعت ماکزیمم
۶۸	۳. زمان شتاب و الاستیسیته
۷۱	مصرف سوخت
۷۱	۱. تعاریف
۷۱	۲. آنالیز مصرف سوخت

۷۶

خود را بیازمائید

۷۹

۴ سیکل‌های موتور

۷۹	سیکل‌های استاندارد هوا
۸۲	۱. سیکل استاندارد هوای اتو
۸۷	۲. سیکل استاندارد هوای دیزل
۸۸	۳. سیکل استاندارد هوای دوگانه
۸۹	آنالیز سیکل‌های هوای با در نظر گرفتن مکش و تخلیه
۹۹	مقایسه سیکل‌های اتو، دیزل و دوگانه
۱۰۷	نرخ جزئی آزادسازی انرژی حرارتی
۱۱۰	روش رانج-کوتا

- ۱۱۰ اثر انتقال حرارت . ۱
 ۱۱۱ اثر گازهای رخنه‌ای . ۲
 ۱۱۲ موتور چهارزمانه ایده‌آل
 ۱۱۵ موتورهای SI در حالت دریچه‌ گاز نیمه‌باز

۱۲۰ خود را بیازمائید

۱۲۱ مسائل

۱۲۵ ۵ ترمودینامیک احتراق

- ۱۲۵ فرآیند احتراق
 ۱۲۶ ۱. برخی تعاریف مورد نیاز برای بررسی احتراق
 ۱۳۱ معادلات حالت مخلوط گاز ایده‌آل
 ۱۳۳ آنتالپی تشکیل
 ۱۳۴ احتراق و قانون اول ترمودینامیک
 ۱۳۵ ۱. دمای شعله آدیاباتیک
 ۱۳۶ تئوری تعادل شیمیائی
 ۱۳۷ ۱. ملاحظات قانون دوم ترمودینامیک
 ۱۳۸ ۲. تابع گیبس
 ۱۴۴ ۳. سیستم‌های مرکب
 ۱۴۵ ۴. محصولات تعادل
 ۱۵۰ ۵. گازهای باقیمانده

۱۵۲ مراجع

۱۵۳ ۶ پدیده احتراق

- ۱۵۳ ۶.۱ مقدمه
 ۱۵۳ ۶.۲ احتراق در موتورهای SI
 ۱۵۴ ۶.۲.۱ جرقه و ایجاد شعله
 ۱۵۷ ۶.۲.۲ پخش شعله در موتورهای SI
 ۱۶۰ ۶.۲.۳ پایان شعله-پایان احتراق

۱۶۳	۶.۲.۴	تفاوت‌ها در احتراق
۱۶۶	۶.۳	مشخصات عملکرد موتور
۱۶۶	۶.۳.۱	عملکرد توانی
۱۶۷	۶.۳.۲	حرکت یکنواخت
۱۶۷	۶.۳.۳	بستن دریچه ورودی در سرعت‌های بالا
۱۶۷	۶.۳.۴	روشن کردن موتور در حالت سرد
۱۶۸	۶.۴	احتراق در موتورهای دیزلی
۱۷۲	۶.۴.۱	تزریق سوخت
۱۷۳	۶.۵	انفجار خودبه‌خودی و کوبش
۱۷۹	۶.۶	حرکت سیال داخل محفظه احتراق
۱۷۹	۶.۶.۱	آشفستگی
۱۸۱	۶.۶.۲	Swirl
۱۸۴	۶.۶.۳	Tumble و Squish

۱۸۵ ۷ اصطکاک و روغنکاری

۱۸۵	۷.۱	اصطکاک مکانیکی و روغنکاری
۱۸۷	۷.۲	ضریب اصطکاک
۱۹۰	۷.۳	اصطکاک موتور
۱۹۹	۷.۴	یاتاقان‌های لغزشی
۲۰۴	۷.۵	پیستون و اصطکاک رینگ‌ها
۲۱۴	۷.۶	نیروهای وارد بر پیستون
۲۱۸	۷.۷	اصطکاک مجموعه سوپاپها
۲۲۰	۷.۸	لوازم جانبی موتور
۲۲۱	۷.۹	اصطکاک لوازم جانبی
۲۲۲	۷.۱۰	فشار مؤثر متوسط پمپینگ
۲۲۳	۷.۱۱	فشار مؤثر متوسط اصطکاک کلی موتور
۲۲۴	۷.۱۲	روان‌سازی موتور
۲۳۵	۷.۱۲.۱	فیلترهای روغن
۲۳۷	۷.۱۳	خلاصه و نتایج

۲۳۹	۸ سوپاپ‌ها
۲۳۹	۸.۱ مقدمه
۲۳۹	۸.۲ جریان در سوپاپ‌ها و ضرائب تخلیه
۲۴۷	۸.۳ عملکرد سوپاپ
۲۵۱	۸.۴ زمان‌بندی سوپاپ
۲۵۲	۸.۵ تأثیر زمان‌بندی جرقه روی بازده حجمی و گازهای باقیمانده

فصل ۱

مقدمه

در این فصل ابتدا به بیان تاریخچه‌ای مختصر از موتورهای احتراق داخلی می‌پردازیم. سپس انواع موتورها معرفی خواهند گردید. تعاریف کلی و اجزای مختلف موتور نیز بررسی می‌شوند.

۱.۱ تاریخچه

از نظر تاریخی تعریف موتور^۱ به هر ماشین یا مکانیزی که کار انجام دهد اطلاق می‌شود و هیچ ارتباطی به منبع تغذیه انرژی آن سیستم ندارد. این تعریف آسیاب‌های بادی، آسیاب‌های آبی، وسایلی که با نیروی عضلانی کار می‌کنند و غیره را دربر می‌گیرد. منشاء اصلی کلمه Engine از زبان لاتین و ریشه یونانی به معنای اختراع یا ابداع^۲ می‌باشد. در حال حاضر این تعریف به صورت "محرک‌هایی که به طور اتوماتیک و پیوسته کار کنند و نوعی از انرژی را به انرژی مفید مکانیکی تبدیل کنند" در آمده است.

قبل از اختراع موتور، پیشرفت انسان ارتباط مستقیم با نیروی عضلانی داشت. بشر با استفاده از نیروی عضلانی حیوانات توانست به پیشرفت‌های عظیمی دست یابد، با این حال ابعاد انرژی تولیدی توسط عضلات نتوانست زمینه پیشرفت‌های بعدی را فراهم کند. کارهای بزرگ فقط در جاهایی انجام می‌شد که جمعیت انسان‌ها و حیوانات با نیروی عضلانی فراوان، زیاد بود. بنابراین اولین موتورها که همان آسیاب‌های آبی و بادی بودند، ساخته شدند. این موتورهای انرژی آب یا باد را به انرژی مکانیکی تبدیل می‌کردند. اما موتورهای امروزی انرژی شیمیایی را به مکانیکی تبدیل می‌کنند. به‌طور کلی دو روش اساسی در تولید انرژی مکانیکی از انرژی شیمیایی وجود دارد:

Engine^۱
Invention^۲

۱. روش موتورهای گرمایی

۲. روش موتورهای احتراق داخلی

در هر دو روش انرژی شیمیایی از طریق احتراق سوخت، آزاد می‌شود. این پروسه باعث تغییر وضعیت اتمی و ساختار مولکولی مواد درگیر واکنش می‌شود. در موتورهای گرمایی این انرژی به یک محیط میانی^۳ مثل آب، که به آن سیال عامل می‌گویند، داده می‌شود. نیروی حاصل از انبساط این سیال عامل خود باعث جابجایی پیستون یا چرخش توربین می‌شود. مثال واضح موتورهای گرمایی، ماشین بخار می‌باشد. برای موتورهای احتراق داخلی سیال عامل همان مواد حاصل از احتراق هستند و انبساط خود آنها باعث ایجاد حرکت و انرژی مکانیکی می‌شود.

لئوناردو داوینچی^۴ به‌عنوان مخترع موتورهای احتراق داخلی شناخته شده‌است. او یک طرح نمادین از روشی برای جابجایی وزنه‌ها توسط یک سیستم سیلندر و پیستون ارائه کرد. در این سیستم ابتدا آتشی درون سیلندر روشن می‌شود و محوطه سیلندر به وسیله مواد سوخته شده داغ پر می‌شود، سپس ورودی سیلندر بسته و آب‌بندی می‌شود و آتش درون آن خاموش می‌گردد. با سرد شدن و انقباض هوای داخل سیلندر، خلأی نسبی در آن ایجاد می‌شود. در نتیجه فشار اتمسفر باعث حرکت پیستون و جابجایی وزنه متصل به آن می‌شود.

طرح ارائه شده توسط داوینچی را می‌توان بنا بر تعریف "هر مکانیسمی که کار انجام دهد" یک موتور نامید، درحالی که عمل آن نمی‌تواند به‌صورت اتوماتیک انجام شود. اما بنا بر حس امروزی از موتور (هر مکانیزمی که کار تولید کند و به‌صورت اتوماتیک کار کند و انرژی را به‌طور پیوسته به ما بدهد)، نمی‌توان آن را به‌عنوان یک موتور پذیرفت. با این حال طرح داوینچی، سرآغازی برای ساختن موتور بود.

کریستین هویگنز^۵ هم مانند داوینچی طرح موتوری را ارائه داد که در آن از پودر باروت^۶ به‌عنوان ماده سوختی استفاده می‌کرد. در این مدل باروت درون سیلندر منفجر و سپس به‌طور اتوماتیک در سیلندر بسته می‌شود. بر اثر سرد شدن و انقباض مواد درون سیلندر، پیستون به سمت عقب باز گشته و کار انجام می‌شود. فرق این سیستم با طرح داوینچی، استفاده از باروت به‌جای آتش و کار اتوماتیک و تکرار شدن سیکل بود. مدل‌هایی از این موتور ساخته شد ولی هیچگاه به‌صورت یک وسیله عملی در نیامد. او از این موتور در یک ساعت پاندولی استفاده کرد.

در حدود سال ۱۸۶۰ بود که موتورهای احتراق داخلی به‌عنوان موتورهای قابل اعتماد مطرح

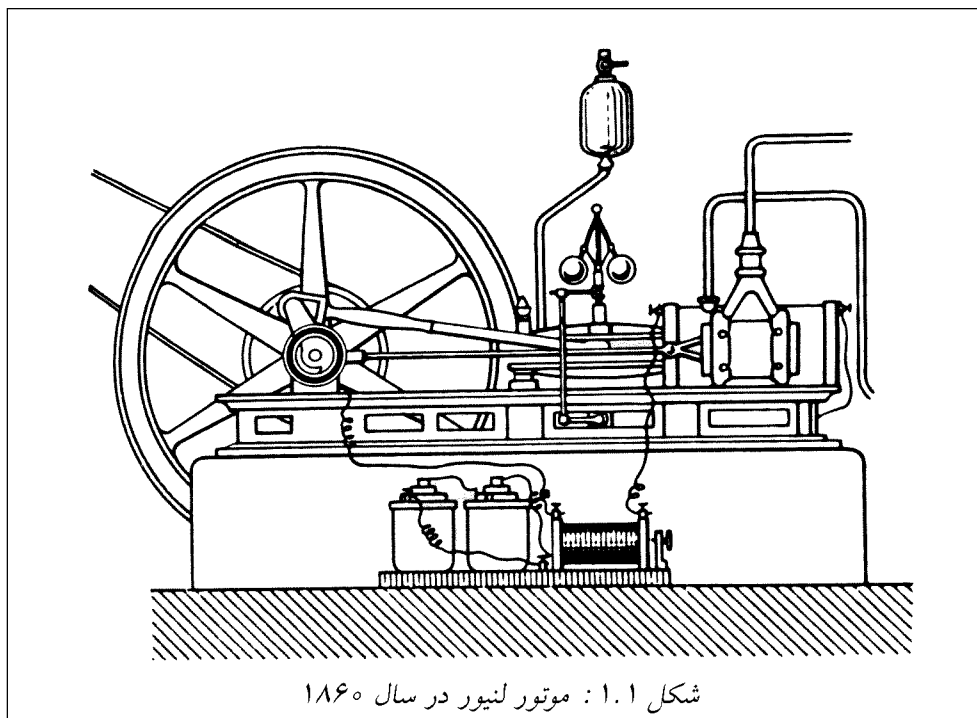
^۳ Medium

^۴ Leonardo da Vinci

^۵ Christian Huyghens

^۶ Gunpowder

شدند. لنیور^۷ (۱۸۲۲-۱۹۰۰) اولین موتور از این نوع را ابداع کرد. در این موتور سوخت و هوا در نصف کورس پیستون وارد سیلندر می‌شوند و در نیمه دیگر کورس منفجر می‌شوند (این موتور مرحله تراکم ندارد) و انرژی خود را به پیستون انتقال می‌دهد. این سیکل توسط مرحله خروج دود پایان می‌پذیرد (شکل ۱.۱). بین سال‌های ۱۸۶۰ تا ۱۸۶۵ حدود ۵۰۰۰ عدد از این موتور ساخته



شکل ۱.۱: موتور لنیور در سال ۱۸۶۰

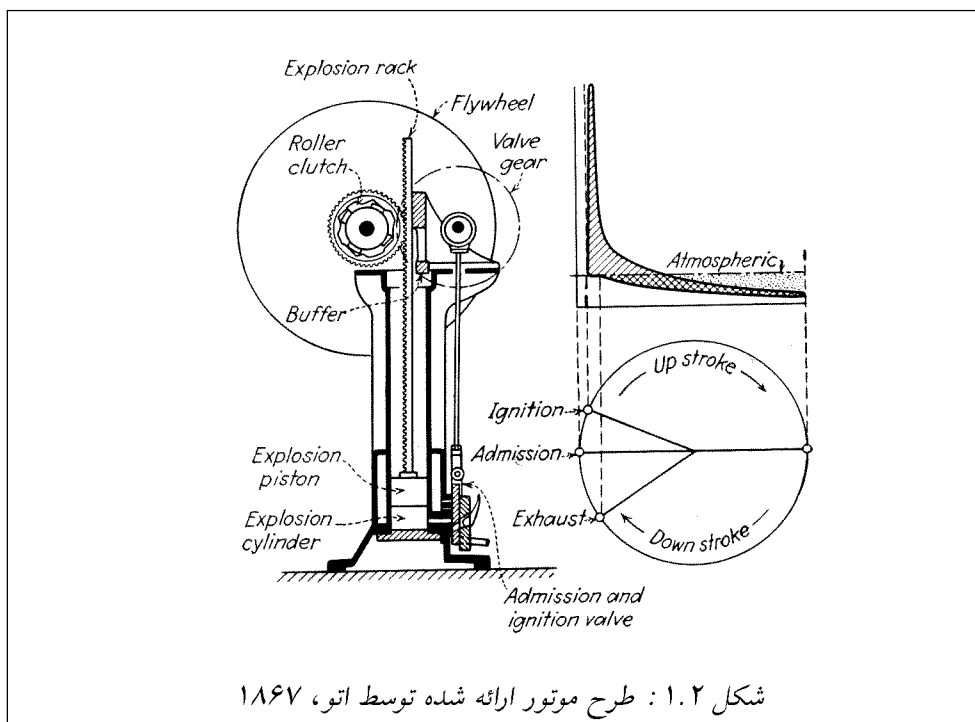
شد که حداکثر توان ۶ hp را داشتند. راندمان این موتورها در بهترین حالت به ۵٪ می‌رسید. پیشرفت بعدی توسط اتو^۸ (۱۸۳۲-۱۸۹۱) و لنگن^۹ (۱۸۳۳-۱۸۹۵) در سال ۱۸۶۷ صورت گرفت. ایشان یک موتور اتمسفری^{۱۰} ابداع کردند که در آن بعد از مرحله انفجار، یک پیستون به‌طور آزاد به سمت بالا حرکت می‌کند (مرحله انبساط). در این مرحله هیچ کاری از سیستم گرفته نمی‌شود و تنها پیستون به بالاترین نقطه رسانده می‌شود. سپس گازها سرد می‌شوند و خلاء ایجاد شده و وزن پیستون باعث انجام کار می‌شود. شکل ۱.۲ شماتیک این موتور را نشان می‌دهد. دور این موتورها کمتر از ۱۰۰ rpm بود که بسیار کمتر از دور موتورهای معمول امروزی

J. J. E. Lenoir^۷

Otto^۸

Eugen Langen^۹

Atmospheric Engine^{۱۰}



۳۰۰۰ تا ۶۰۰۰ دور بر دقیقه) می‌باشد. از این نوع موتور حدود ۵۰۰۰ عدد ساخته شد. راندمان آنها به ۱۱٪ می‌رسید.

برای غلبه بر راندمان کم و وزن و ابعاد زیاد این موتورها، اتو سیکل چهار مرحله‌ای خود را ابداع کرد. این سیکل از مرحله مکش^{۱۱}، مرحله تراکم^{۱۲}، جرقه^{۱۳}، مرحله انبساط یا قدرت^{۱۴} و مرحله خروج دود^{۱۵} تشکیل شده‌است. در این سیستم، انرژی فقط در مرحله انبساط به میل‌لنگ انتقال می‌یابد.

موتور چهارزمانه تولید انبوه اتو در سال ۱۸۷۶ وارد بازار شد. مقایسه بین موتور چهارزمانه اتو و موتور اتمسفری اتو و لنگن در جدول ۱.۱ نشان داده شده‌است. مهمترین تفاوت این دو موتور، کاهش زیاد در حجم و وزن آن بود. این پیشرفت‌ها ادامه پیدا کرد به‌صورتی که حدود ۵۰۰۰۰ عدد از این موتورها تا سال ۱۸۹۰ در اروپا و آمریکا فروخته شد.

-
- Intake Stroke^{۱۱}
 - Compression Stroke^{۱۲}
 - Ignition^{۱۳}
 - Power Stroke^{۱۴}
 - Exhaust Stroke^{۱۵}

جدول ۱.۱: مقایسه موتور اتو-لنگن با موتور چهارزمانه اتو

اتو و لنگن	چهارزمانه اتو	
۲	۲	توان خروجی (اسب بخار)
۴۰۰۰	۱۲۵۰	وزن (پوند)
۴۹۰۰	۳۱۰	حجم جابجا شده (اینچ مکعب)
۲۸	۸۰	تعداد سیکل قدرت بر دقیقه
۹۰	۱۶۰	دور موتور (دور بر دقیقه)
۶۸	۸۴	بازده مکانیکی (درصد)
۱۱	۱۴	بازده کلی (درصد)
۱۰	۲/۵	نسبت تراکم

آلفونس بودو روشا^{۱۶} در سال ۱۸۶۲ شرایط طراحی یک موتور احتراق داخلی با بیشترین راندمان را توصیف کرد خلاصه مطالب گفته شده عبارتند از:

۱. بیشترین حجم سیلندر در برابر کمترین سطح جانبی

۲. بالاترین سرعت ممکن برای دوران

۳. بیشترین نسبت تراکم ممکن

۴. بیشترین فشار ممکن در ابتدای مرحله انبساط

دو مورد اول بیانگر کمترین اتلاف انرژی گرمایی می‌باشند. مورد سوم بیان می‌کند که هر قدر انبساط مواد سوخته شده بیشتر باشد، کار بیشتری انجام می‌شود و مورد چهارم هم بیان می‌کند که هر قدر فشار در ابتدای مرحله انبساط بیشتر باشد فشار در طول مرحله انبساط و در نتیجه کار خروجی بیشتر خواهد بود. گرچه نوشته‌های روشا هیچ‌گاه به چاپ نرسید، اما اصول اولیه طراحی موتور احتراق داخلی را بخوبی شرح می‌داد. خود او هم هیچ‌وقت این فرضیات را اعمال نکرد. از این رو اتو به عنوان پدر موتورهای احتراق داخلی شناخته شده است.

بعد از موتور اتو موتورهای دو زمانه شروع به توسعه کردند. رابسون^{۱۷} در سال‌های ۱۸۷۷ و ۱۸۷۹ سیکل موتور دوزمانه خود را با روش زیر پیستون^{۱۸} توسعه داد. این در حالی بود که

^{۱۶} Alphonse Beau de Rochas

^{۱۷} Robson

^{۱۸} Under-Piston Scavenge

کلرک^{۱۹} سیکل موتور دوزمانه را با سیستم پمپ جدا یا روبش سیلندر^{۲۰} ارائه داد. نیاز روزافزون به خودروهایی که سیستم محرک در خودشان قرار داشته باشد منجر به کاهش نسبت وزن به قدرت در موتورهای جدیدتر شد. دایملر^{۲۱} اولین کسی بود که نیاز به موتور سبک با دور بالایی را تشخیص داد که توان زیادی را در دور ۱۰۰۰ - ۵۰۰ rpm تولید کند. ایده او در سال ۱۸۸۴ بیان گردید ولی اولین موتور دوسیلندر V-شکل او در سال ۱۸۸۹ ساخته شد و به تولید انبوه رسید.

موتورهای تراکمی^{۲۲} با کار استوارت^{۲۳} و دیزل^{۲۴} به مرحله اجرا رسید موتور استوارت در سال ۱۸۹۰ طراحی شد و در سال ۱۸۹۲ به تولید رسید. این موتور یک موتور چهارزمانه تراکمی با نسبت تراکم ۳ بود. این نسبت برای انفجار بدون جرقه سوخت بسیار کم بود، برای جبران این کمبود سیستم دارای یک قسمت گرم‌کننده یا تبخیرکننده بود که به وسیله یک مسیر کوتاه و باریک به سیلندر متصل می‌شد. در ابتدا این قسمت گرم می‌شد و هنگامی که سوخت از این قسمت به درون سیلندر اسپری می‌شد براحتی انفجار صورت می‌گرفت. جریان آشفته‌ای که در طول این عمل به وجود می‌آمد، انفجار سریع سوخت را تضمین می‌کرد. بعد از این که موتور روشن می‌شد، منبع حرارتی برداشته می‌شد و موتور به کار خود ادامه می‌داد. بازده در این موتور ۱۵٪ بود که بخوبی قابل مقایسه با موتور اتو بود. تفاوت اساسی آن با موتور اتو، مکش هوای خالی به درون سیلندر و اسپری کردن سوخت بود.

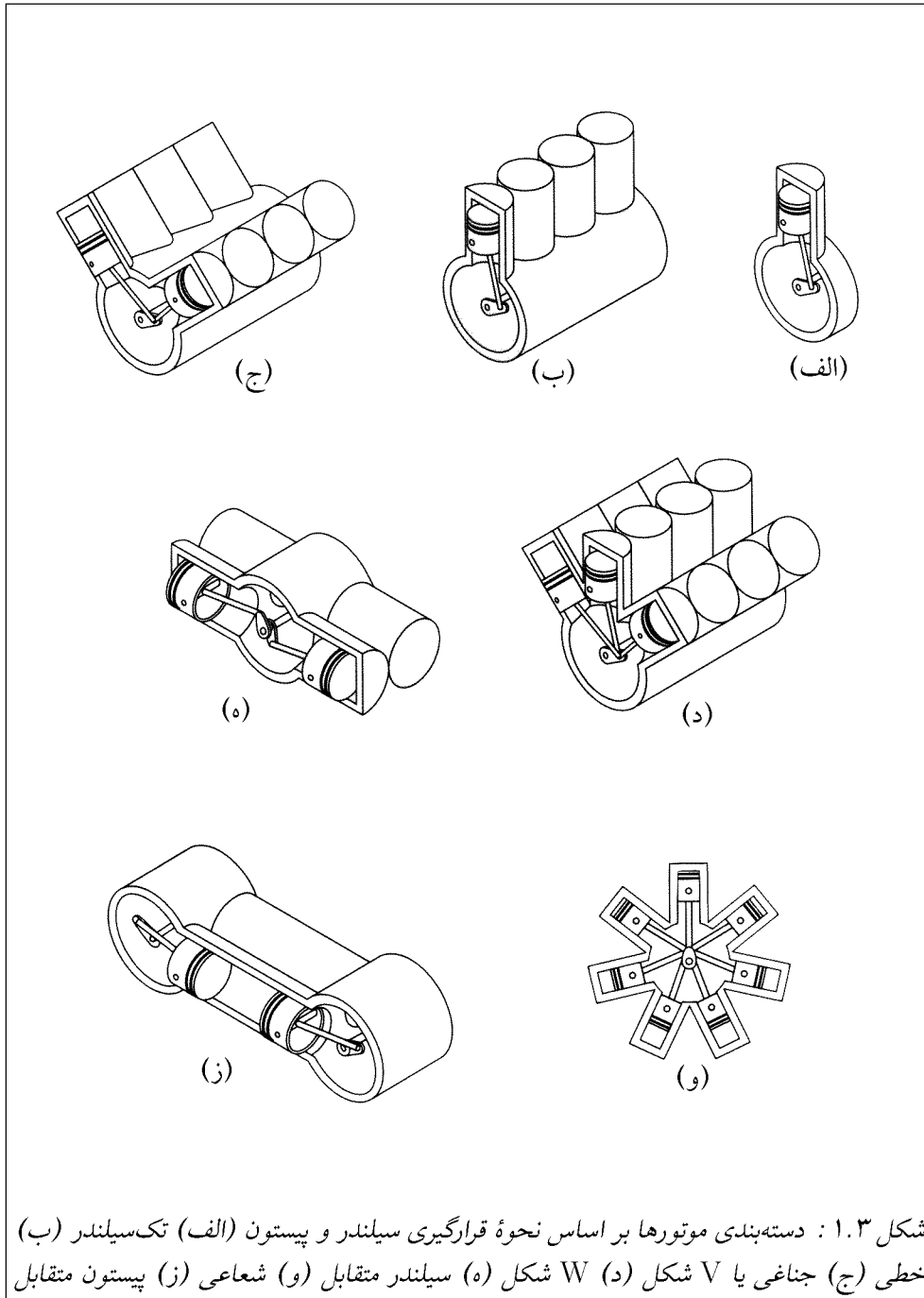
طرح دیزل در مورد موتوری که هوا را به‌حدی متراکم کند که سوخت پس از اسپری شدن در آن منفجر شود، در سال ۱۸۹۰ ارائه و در سال ۱۸۹۳ ساخته شد. دیزل توانست به راندمان ۲۶٪ در این موتور برسد که خود یک انقلاب در این صنعت بود.

۱.۲ دسته‌بندی موتورهای احتراق داخلی

موتورهای احتراق داخلی به طرق مختلفی می‌توانند دسته‌بندی شوند:

۱. نوع اشتعال^{۲۵}

Clerk ^{۱۹}
Scavenge Cylinder ^{۲۰}
Daimler ^{۲۱}
Compression Ignition Engines ^{۲۲}
Akroyd Stuart ^{۲۳}
Rudolf Diesel ^{۲۴}
Ignition ^{۲۵}



الف- (SI) Spark Ignition: در یک موتور SI، مرحله احتراق با یک جرقه در سیستم جرقه‌زنی شروع می‌شود. در سیستم جرقه‌زنی، یک ولتاژ بالا بین دو الکترود، باعث یک جرقه قوی و در نتیجه انفجار مخلوط سوخت و هوا می‌شود.

ب- (CI) Compression Ignition: در موتورهای CI احتراق، با گرم شدن مخلوط سوخت و هوا تا دمای خود اشتعالی بر اثر تراکم این مخلوط، صورت می‌گیرد.

۲. سیکل موتور

الف- سیکل‌های چهارزمانه‌ای: در این گونه موتورها یک سیکل کامل با دو بار چرخیدن موتور صورت می‌گیرد.

ب- سیکل‌های دوزمانه‌ای: در این گونه موتورها یک سیکل کامل با یک بار چرخیدن موتور صورت می‌گیرد.

۳. طراحی اولیه:

الف- موتورهای رفت و برگشتی: در این موتورها یک یا چند سیلندر وجود دارند که پیستون‌ها در آنها حرکت رفت و برگشتی انجام می‌دهند. این حرکت رفت و برگشتی با یک سیستم مکانیکی به حرکت دورانی روی میل‌لنگ تبدیل می‌شود.

ب- موتورهای چرخشی: این موتورها از یک بلوک ثابت و یک قسمت چرخنده تشکیل شده‌اند.

۴. محل قرارگیری و تعداد سیلندرها در موتورهای رفت و برگشتی بر طبق شکل (۱.۳):

الف- موتور تک سیلندر

ب- موتورهای خطی

پ- موتورهای V شکل

ت- موتورهای با سیلندر متقابل^{۲۶}

ث- موتورهای W شکل

ج- موتورهای با پیستون متقابل^{۲۷}

چ- موتورهای شعاعی

^{۲۶} Opposed Cylinder Engine

^{۲۷} Opposed Piston Engine

۱.۳ برخی تعاریف

موتورهای جرقه‌ای (SI)

موتورهای جرقه‌ای^{۲۸} موتورهایی هستند که در آنها پروسه احتراق در سیلندر با یک جرقه آغاز می‌شود.

موتورهای تراکمی (CI)

موتورهای تراکمی^{۲۹} موتورهایی هستند که در آنها مخلوط هوا-سوخت به واسطه دمای بالای محفظه احتراق که ناشی از تراکم شدن شدید هواست، مشتعل می‌شود. این موتورها به‌خصوص در مکالمات روزمره و غیرعلمی، موتورهای دیزل نامیده می‌شود.

نقطه مرگ بالا (TDC)

نقطه مرگ بالا^{۳۰} به محلی می‌گویند که پیستون در دورترین وضعیت خود از میل‌لنگ در آن متوقف می‌شود. به این نقطه از این جهت Top گویند که در بالای سیلندر واقع است.

نقطه مرگ پائین (BDC)

نقطه مرگ پائین^{۳۱} به محلی می‌گویند که پیستون در نزدیک‌ترین وضعیت خود به میل‌لنگ در آن متوقف می‌شود. به این نقطه از این جهت Bottom گویند که در پائین سیلندر واقع است.

پاشش مستقیم (DI)

پاشش مستقیم^{۳۲} به پاشش مستقیم سوخت به درون محفظه احتراق اصلی موتور گفته می‌شود. موتورها می‌توانند شامل فقط یک محفظه احتراق^{۳۳} بوده یا دارای محفظه احتراق چندقسمتی^{۳۴} باشند. این محفظه‌ها شامل یک محفظه احتراق بزرگ اصلی و یک محفظه کوچکتر می‌باشند.

Spark Ignition Engines^{۲۸}

Compression Ignition Engines^{۲۹}

Top Dead Center^{۳۰}

Bottom Dead Center^{۳۱}

Direct Injection^{۳۲}

Open Chamber^{۳۳}

Divided Combustion Chamber^{۳۴}

پاشش غیرمستقیم (IDI)

پاشش مستقیم^{۳۵} به پاشش سوخت به درون محفظهٔ دوم موتورهای با محفظهٔ چندقسمتی گفته می‌شود.

قطر پیستون

قطر پیستون^{۳۶} قطر سیلندر یا قطر پیستون می‌باشد. اندازهٔ این دو بسیار به هم نزدیک است.

کورس

کورس^{۳۷} به فاصلهٔ بین دو حد انتهایی مسیر حرکت پیستون (TDC و BDC) گفته می‌شود.

حجم آزاد

حجم آزاد^{۳۸} کمترین حجم محفظهٔ احتراق است، هنگامی که پیستون در نقطهٔ مرگ بالا قرار داشته باشد.

حجم جابجا شده

حجم جابجا شده^{۳۹} حجمی است که پیستون در طول کورس خود جاروب می‌کند. در برخی کتاب‌ها از این حجم با واژهٔ حجم جاروب شده^{۴۰} یاد می‌شود.

موتورهای با تزریق مستقیم بنزین (GDI)

موتورهای با تزریق مستقیم بنزین^{۴۱} موتورهای جرقه‌ای هستند که در آنها انژکتور بنزین بر روی محفظهٔ احتراق قرار گرفته و بنزین را در زمان تراکم مستقیماً به داخل محفظه می‌پاشد.

^{۳۵} Indirect Injection

^{۳۶} BORE

^{۳۷} Stroke

^{۳۸} Clearance Volume: در برخی کتاب‌ها به این حجم، حجم مرده نیز می‌گویند.

^{۳۹} Displacement or Displacement Volume

^{۴۰} Swept Volume

^{۴۱} Gasoline Direct Injection

موتورهای تراکمی با مخلوط سوخت و هوای ورودی همگن (HCCI)

موتورهای تراکمی با مخلوط سوخت و هوای ورودی همگن^{۴۲} موتورهای احتراق تراکمی هستند که در آنها مخلوط هوا و سوخت به صورت همگن به محفظه احتراق وارد شده و در نتیجه، اشتعال آنها مانند بقیه موتورهای اشتعال تراکمی، به صورت نفوذی^{۴۳} نیست.

۱.۴ اجزاء موتور

در زیر فهرستی از اجزاء اصلی موتور که در اکثر موتورهای احتراق داخلی رفت و برگشتی وجود دارد آورده شده است. این اجزاء در شکل ۱.۴ نشان داده شده است.

بلوک

بدنه موتور که شامل سیلندرها می باشد که از آلومینیوم یا چدن ساخته شده است را بلوک^{۴۴} می نامند. در مدل های قدیمی جای سوپاپ ها نیز در آن تعبیه شده است. بدنه موتورهایی که با آب خنک می شوند شامل جداره های آب است و در موتورهایی که با هوا خنک می شوند، سطح خارجی آنها دارای پره است.

میل بادامک

میل بادامک^{۴۵} محور دواری است که برای باز کردن سوپاپ ها در زمان مناسب استفاده می شود و می تواند به طور مستقیم یا به وسیله بندهای^{۴۶} مکانیکی یا هیدرولیکی و اسبک باشد. اکثر مدل های جدید موتورها دارای overhead camshaft هستند ولی در مدل های قدیمی تر میل بادامک در محفظه لنگ قرار داشت. میل بادامک معمولاً از فولاد یا چدن ساخته می شود برای کاهش وزن می توان از محور توخالی استفاده کرد. میل بادامک معمولاً از طریق چرخدنده و یا تسمه (تسمه تایم) توسط میل لنگ می چرخد.

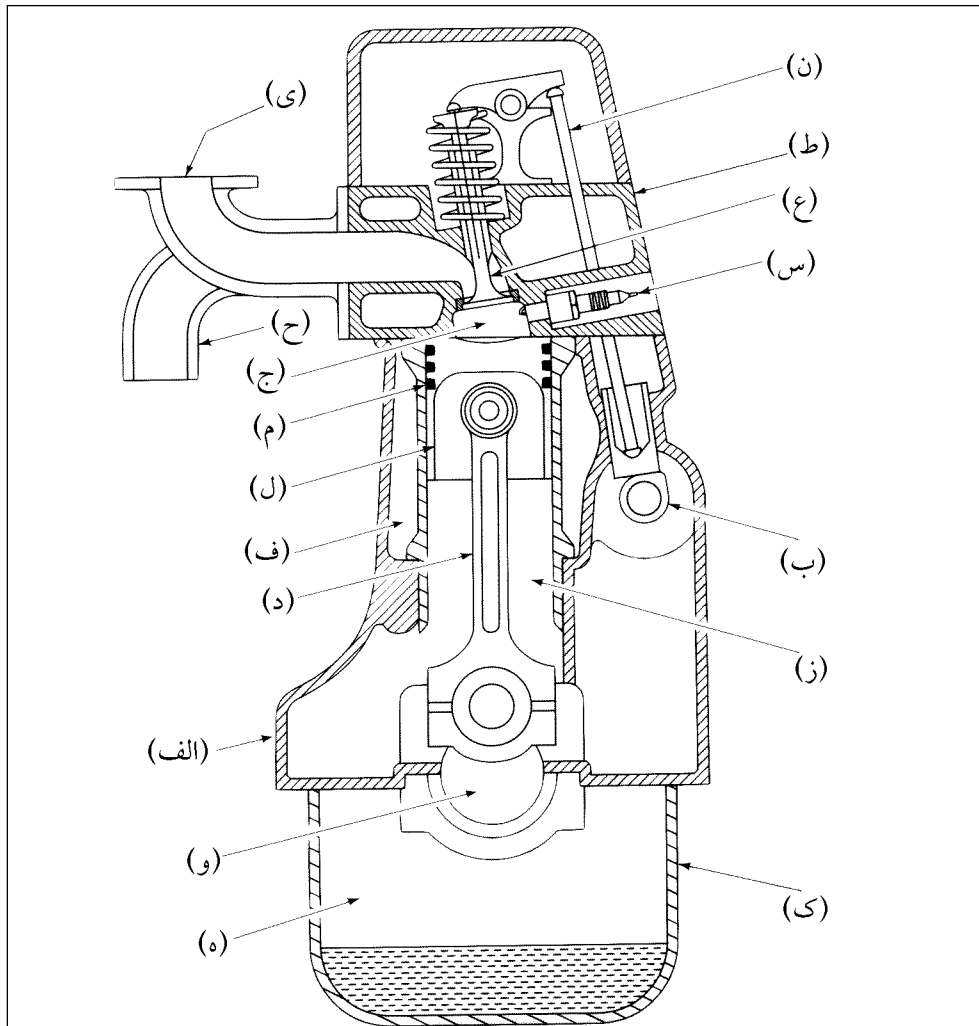
^{۴۲} Homogenous Charge Compression Ignition Engines

^{۴۳} Diffusion Combustion

^{۴۴} Block

^{۴۵} Camshaft

^{۴۶} linkage



شکل ۱.۴: سطح مقطع یک موتور SI و اجزا تشکیل دهنده آن (الف) بلوک (ب) میل بادامک (ج) محافظه احتراق (د) شاتون (ه) محافظه لنگ (و) میل لنگ (ز) سیلندر (ح) منیفولد خروجی (ط) سرسیلندر (ی) منیفولد ورودی (ک) کارتر روغن (ل) پیستون (م) رینگ‌های پیستون (ن) میله انتقال نیرو از میل بادامک به سوپاپ‌ها (میل تایپیت) (س) شمع (ع) سوپاپ (ف) مجاری آب

محفظه احتراق

محفظه احتراق^{۴۷} قسمت انتهایی سیلندر می‌باشد که مابین سرسیلندر و پیستون محبوس بوده و عمل احتراق در آن انجام می‌گیرد. اندازه این محفظه به‌طور پیوسته در حین حرکت پیستون از نقطه مرگ بالا^{۴۸} تا نقطه مرگ پائین^{۴۹} در حال تغییر است. بعضی از موتورها دارای محفظه احتراق باز^{۵۰} هستند که از یک محفظه برای هر سیلندر تشکیل شده‌است. دیگر موتورها دارای محفظه احتراق divided هستند که از دو محفظه Dual chambers برای هر سیلندر تشکیل شده‌است.

شاتون

شاتون^{۵۱} میله‌ای است که پیستون را به میل‌لنگ متصل می‌کند و معمولاً از فولاد ساخته می‌شود. البته در مدل‌های کوچکتر می‌توان از آلومینیوم نیز در ساخت آن استفاده کرد.

میل‌لنگ

میل‌لنگ^{۵۲} محور دواری است که کار موتور را به بیرون انتقال می‌دهد. میل‌لنگ از طریق یاتاقان‌های اصلی به محفظه لنگ متصل است. میل‌لنگ توسط پیستون از طریق شاتون به حرکت در می‌آید و حرکت رفت و برگشتی پیستون را به حرکت دورانی تبدیل می‌کند و معمولاً از فولاد ساخته می‌شود.

محفظه لنگ

محفظه لنگ^{۵۳} قسمتی از بدنه موتور می‌باشد که میل‌لنگ را احاطه کرده‌است. در بعضی موتورها کارتل روغن قسمت زیرین محفظه لنگ را تشکیل داده‌است.

Combustion chamber^{۴۷}

TDC^{۴۸}

BDC^{۴۹}

open^{۵۰}

Connecting rod^{۵۱}

Crankshaft^{۵۲}

Crankcase^{۵۳}

سیلندر

استوانه‌هایی در بدنه موتور که پیستون در آن حرکت رفت و برگشتی انجام می‌دهد را سیلندر^{۵۴} نامند. سطح سیلندر به خوبی صیقلی گردیده و سخت است. سیلندرها گاهی مستقیماً در بدنه موتور ماشین کاری شده و یا با پوسته‌های سخت فلز در بدنه نرم‌تر جا زده می‌شوند. این پوسته‌ها یا می‌توانند پوسته خشک باشند که با سیال خنک کننده ارتباطی ندارند یا پوسته‌تر که خود جزئی از قسمت خنک‌کننده هستند. در بعضی موتورها دیواره سیلندر صیقلی نبوده تا بتواند لایه روغن را بر روی خود حفظ کند. در بعضی موارد خاص هم سطح مقطع سیلندرها دایروی نیست.

منیفولد خروجی

منیفولد خروجی^{۵۵} سیستم لوله‌ای برای خارج کردن محصولات احتراق از سیلندر که معمولاً از چدن ساخته می‌شود را گویند.

منیفولد ورودی

منیفولد ورودی^{۵۶} به سیستم لوله‌ای گویند که هوای ورودی را به سیلندرها می‌رساند و معمولاً از چدن، پلاستیک و یا مواد کامپوزیت ساخته می‌شود. در اکثر موتورهای SI سوخت در منیفولد چه از طریق انژکتور و چه از طریق کاربراتور به هوا اضافه می‌شود. بعضی از منیفولدهای ورودی را گرم می‌کنند تا تبخیر سوخت تسریع گردد.

سرسیلندر

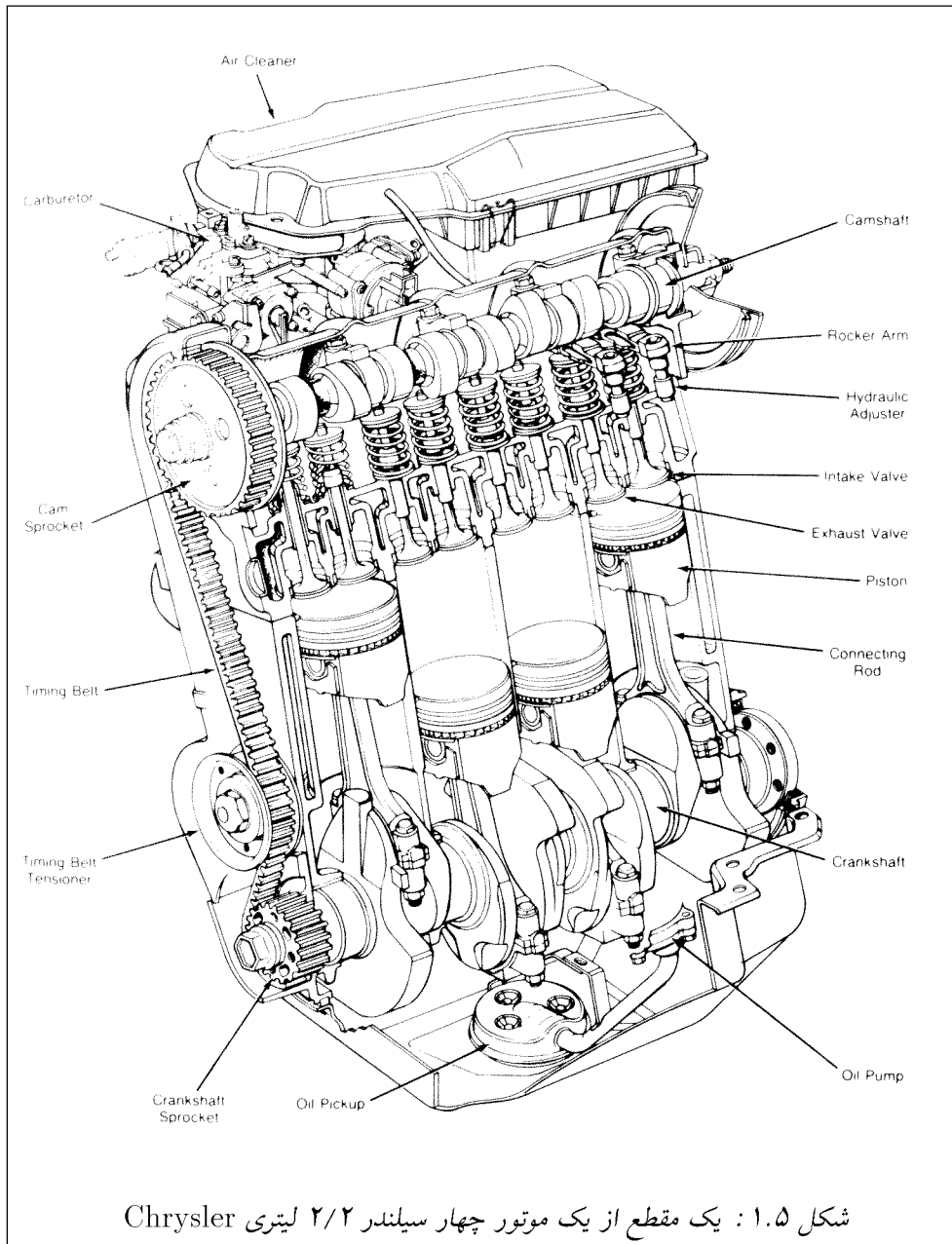
سرسیلندر^{۵۷} قطعه‌ای است که انتهای سیلندرها را می‌بندد و معمولاً تشکیل دهنده بخشی از حجم مرده محفظه احتراق است. سرسیلندر معمولاً از چدن یا آلومینیوم ساخته شده و به بدنه موتور پیچ می‌گردد. سرسیلندر شامل شمع‌ها در موتورهای SI و انژکتور سوخت در موتورهای CI و بعضی موتورهای SI است. در اکثر مدل‌های جدید سوپاپ‌ها و میل‌بادامک هم در سر سیلندر تعبیه شده‌اند.

Cylinder^{۵۴}

Exhaust manifold^{۵۵}

Intake manifold^{۵۶}

Head^{۵۷}



کارتل روغن

کارتل روغن^{۵۸} مخزن روغن می‌باشد که معمولاً به انتهای محفظه لنگ پیچ شده و بخشی از محفظه لنگ را می‌سازد.

پیستون

پیستون^{۵۹} جرمی استوانه‌ای شکل است که در سیلندر حرکت رفت و برگشتی انجام داده و نیروی فشاری محفظه احتراق را به میل‌لنگ انتقال می‌دهد. به سطح بالای پیستون تاج^{۶۰} و به اطراف آن دامن^{۶۱} می‌گویند. سطح تاج یکی از دیواره‌های محفظه احتراق را تشکیل می‌دهد و می‌تواند صاف یا پیچیده باشد. تاج بعضی پیستون‌ها دارای تورفتگی بوده که باعث ایجاد درصد زیادی حجم مرده می‌شود. پیستون‌ها از چدن، فولاد یا آلومینیوم ساخته می‌شوند. پیستون‌های چدنی و فولادی به علت مقاومتی که دارند می‌توانند گوشه‌های تیزتری داشته باشند در ضمن چون ضریب انبساط حجمی کوچکی دارند اجازه تیرانس کمتری را می‌دهند. پیستون‌های آلومینیومی سبک‌تر هستند و اینرسی کمتری دارند. گاهی از مواد کامپوزیت در ساخت پیستون استفاده می‌شود و یک لایه فلزی بر روی تاج آن نصب می‌شود.

۱.۴.۱ رینگ پیستون

رینگ‌های پیستون^{۶۲} حلقه‌های فلزی هستند که در شیارهای محیطی اطراف پیستون قرار می‌گیرند و یک سطح سایشی درمقابل دیوارها ایجاد می‌کند. معمولاً در نزدیکی سر پیستون دو حلقه compression برای جلوگیری از پدیده گازهای رخنه‌ای^{۶۳} و نشست گازهای پر فشار داخل پیستون به محفظه لنگ قرار می‌گیرد. در پائین این حلقه‌ها حداقل یک رینگ روغن است که باعث بهبود عمل روغن کاری و کاهش مصرف روغن می‌شود.

Oil pan^{۵۸}

Piston^{۵۹}

crow^{۶۰}

skirt^{۶۱}

Piston ring^{۶۲}

Blowby Gases^{۶۳}

رادیاتور

رادیاتور^{۶۴} یک نوع مبدل حرارتی لانه‌زنبوری است که برای گرفتن گرما از مایع خنک‌کن موتور استفاده می‌شود. رادیاتور معمولاً در جلوی موتور و در معرض جریان هوا قرار می‌گیرد.

شمع

شمع^{۶۵} وسیله‌ای الکتریکی می‌باشد که باعث احتراق در موتورهای SI از طریق جرقه می‌شود. شمع معمولاً از فلز پوشیده شده با سرامیک ساخته می‌شود.

سوپاپ

از سوپاپ‌ها^{۶۶} برای تنظیم زمان جریان در طی سیکل استفاده می‌شود. اکثر موتورها از poppet valves استفاده می‌کنند که با نیروی فنر بسته بوده و به وسیله بادامک‌ها باز می‌شوند.

مجاری آب

مجاری آب^{۶۷} مجموعه‌ای از مجاری عبور سیال هستند که سیلندر را احاطه کرده و معمولاً جزئی از بدنه و سرسیلندر هستند. مایع خنک‌کن در این مجاری جریان می‌یابد و از داغ شدن دیواره‌های سیلندر جلوگیری می‌کند. مایع خنک‌کن معمولاً مخلوط اتیلن گلیکول و آب است.

کاربراتور

کاربراتور^{۶۸} وسیله جریان و انتوری است که مقدار متناسب سوخت را با هوا مخلوط می‌کند. این کار به وسیله اختلاف فشار انجام می‌شود. این وسیله برای دهه‌های متمادی تنها وسیله سوخت‌رسانی در موتورها بوده و هنوز هم در مدل‌های کوچک و ارزان قیمت از آن استفاده می‌شود.

Radiator^{۶۴}

Spark plug^{۶۵}

Valves^{۶۶}

Water jacket^{۶۷}

Carburetor^{۶۸}

مبدل کاتالیستی

مبدل کاتالیستی^{۶۹} محفظه‌ای است که در قسمت خروجی قرار دارد و شامل کاتالیزورهایی است که باعث کاهش آلودگی از طریق واکنش شیمیایی می‌شوند.

۱.۵ سیکل‌های موتور اولیه

بیشتر موتورهای احتراق داخلی اعم از موتورهای جرقه‌ای و دیزل، بر مبنای دو سیکل چهارزمانه و دو زمانه عمل می‌کنند. اساس این دو سیکل برای اغلب موتورهای یکسان می‌باشد.

۱.۵.۱ سیکل موتورهای چهار زمانه جرقه‌ای

همانطور که در شکل (۱.۶) دیده می‌شود سیکل موتور چهار زمانه از شش مرحله تشکیل شده است که در زیر هر یک از این مراحل توضیح داده شده است.

۱. کورس اول: سیکل مکش یا تنفس. پیستون از نقطه مرگ بالایی تا نقطه مرگ پایینی حرکت می‌کند، سوپاپ هوا باز و سوپاپ دود بسته می‌باشد. این حرکت پیستون باعث افزایش حجم محفظه احتراق و در نتیجه یک خلأ نسبی در محفظه احتراق می‌شود. این خلأ باعث ورود هوا به درون سیلندر می‌گردد. در حین این پروسه، سوخت از طریق انژکتورها و یا کاربراتور به هوا اضافه می‌شود.

۲. کورس دوم: سیکل تراکم. هنگامی که پیستون به نقطه مرگ پایینی می‌رسد، سوپاپ ورودی بسته می‌شود و پیستون دوباره به سمت بالا حرکت می‌کند، در حالی که همه سوپاپ‌ها بسته هستند. در نتیجه مخلوط هوا و سوخت متراکم می‌شود و دما و فشار آن افزایش می‌یابد. در نزدیکی نقطه مرگ بالایی، شمع جرقه می‌زند و احتراق آغاز می‌شود.

۳. احتراق. عمل احتراق در نزدیکی نقطه مرگ بالایی و بسرعت انجام می‌شود. به علت سرعت زیاد می‌توان آن را حجم ثابت در نظر گرفت. احتراق قبل از نقطه مرگ بالایی (${}^{\circ}bTDC$) آغاز می‌شود و تا کمی بعد از نقطه مرگ بالایی (${}^{\circ}aTDC$) ادامه می‌یابد. احتراق ترکیب مواد داخل محفظه احتراق را تغییر داده و باعث افزایش سریع دما و فشار داخل محفظه می‌شود.

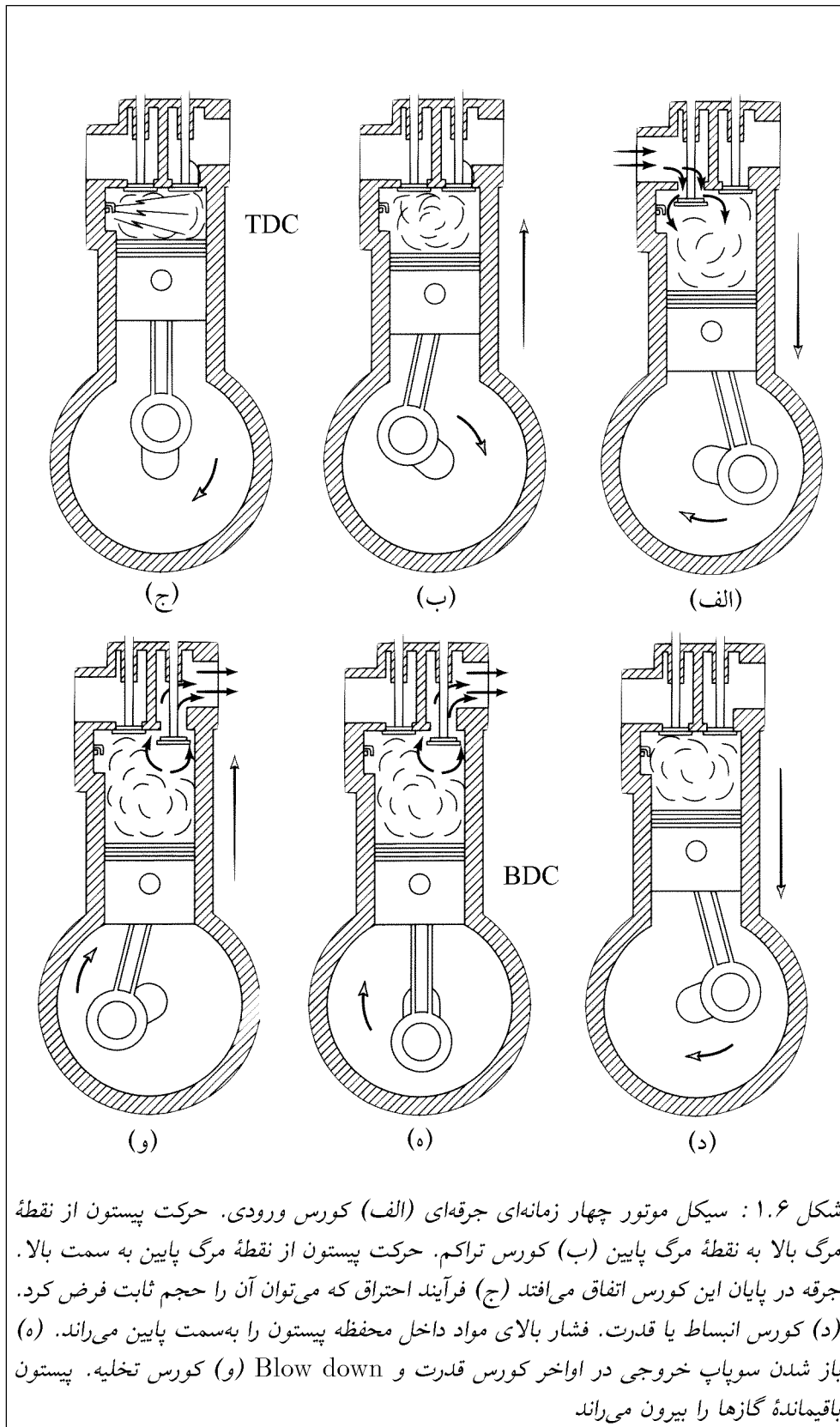
Catalytic converter^{۶۹}
before TDC^{۷۰}
after TDC^{۷۱}

۴. کورس سوم: سیکل انبساط یا قدرت. در حالی که همه سوپاپ‌ها بسته هستند، فشار بالای گاز، پیستون را به طرف (BDC) می‌راند. این مرحله باعث انجام کار در سیکل می‌شود. در این مرحله بر اثر افزایش حجم محفظه احتراق، دما و فشار گاز کاهش پیدا می‌کند.
۵. Exhaust Blowdown. در نزدیکی پایان مرحله قدرت، سوپاپ دود باز می‌شود و Exhaust Blowdown اتفاق می‌افتد. فشار گاز درون سیلندر در پایان مرحله قدرت بسیار زیادتر از فشار هوای محیط می‌باشد، بنابراین پس از باز شدن سوپاپ دود، گاز داخل سیلندر با سرعت از اگزوز خارج می‌شود تا فشار را تعدیل کند.
۶. کورس چهارم: سیکل تخلیه. در نقطه BDC عملیات Blowdown کامل شده است اما سیلندر هنوز پر از دود با فشار اتمسفر است. در حالی که سوپاپ دود باز است، پیستون به سمت TDC حرکت می‌کند. این مرحله باعث خروج بیشتر دود باقیمانده در محفظه احتراق می‌شود. تنها مقدار اندکی از گاز در حجم مرده باقی می‌ماند. در نزدیکی TDC سوپاپ دود شروع به بسته شدن و سوپاپ هوا شروع به باز شدن می‌کند. یعنی در یک مدت کوتاه هر دو سوپاپ باز هستند که به آن همپوشانی سوپاپ‌ها^{۷۲} می‌گویند.

۱.۵.۲ سیکل موتورهای چهارزمانه تراکمی

۱. کورس اول: سیکل مکش یا تنفس. این مرحله کاملاً مانند سیکل موتور جرعه‌ای است، با این تفاوت که هیچ سوختی در این مرحله به آن اضافه نمی‌شود.
۲. کورس دوم: سیکل تراکم این مرحله کاملاً مانند سیکل موتور جرعه‌ای است با این تفاوت که هوای متراکم شده به دما و فشار بالاتری می‌رسد. در مراحل پایانی این مرحله، سوخت به داخل محفظه احتراق تزریق می‌شود و با برخورد به گازهای داغ، تبخیر می‌شود و شروع به سوختن می‌کند. احتراق از این لحظه شروع می‌شود.
۳. احتراق: احتراق در TDC کاملاً توسعه می‌یابد و تا پایان تزریق سوخت ادامه پیدا می‌کند. این عملیات به صورت فشار ثابت اتفاق می‌افتد.
۴. کورس سوم: سیکل قدرت. این مرحله کاملاً مانند سیکل موتور جرعه‌ای تا BDC ادامه پیدا می‌کند.
۵. Exhaust Blowdown. دقیقاً مانند موتور جرعه‌ای.

^{۷۲}Valve Overlap



شکل ۱.۶: سیکل موتور چهار زمانه‌ای جرقه‌ای (الف) کورس ورودی. حرکت پیستون از نقطه مرگ بالا به نقطه مرگ پایین (ب) کورس تراکم. حرکت پیستون از نقطه مرگ پایین به سمت بالا. جرقه در پایان این کورس اتفاق می‌افتد (ج) فرآیند احتراق که می‌توان آن را حجم ثابت فرض کرد. (د) کورس انبساط یا قدرت. فشار بالای مواد داخل محفظه پیستون را به سمت پایین می‌راند. (ه) باز شدن سوپاپ خروجی در اواخر کورس قدرت و Blow down (و) کورس تخلیه. پیستون باقیمانده گازها را بیرون می‌راند.

۶. کورس چهارم: سیکل تخلیه. دقیقاً مانند موتور جرقه‌ای.

۱.۵.۳ سیکل موتورهای دوزمانه جرقه‌ای

سیکل موتور دو زمانه جرقه‌ای از پنج مرحله تشکیل شده است که هر یک از این مراحل در زیر توضیح داده شده است و در شکل (۱.۷) هم دیده می‌شود.

۱. احتراق. هنگامی که موتور به TDC می‌رسد، احتراق به صورت حجم ثابت اتفاق می‌افتد و دما و فشار داخل محفظه احتراق بالا می‌رود.

۲. کورس اول: سیکل قدرت یا انبساط. فشار بالای گاز، پیستون را به طرف BDC می‌راند. این مرحله باعث انجام کار در سیکل می‌شود. در این مرحله بر اثر افزایش حجم محفظه احتراق، دما و فشار گاز کاهش پیدا می‌کند.

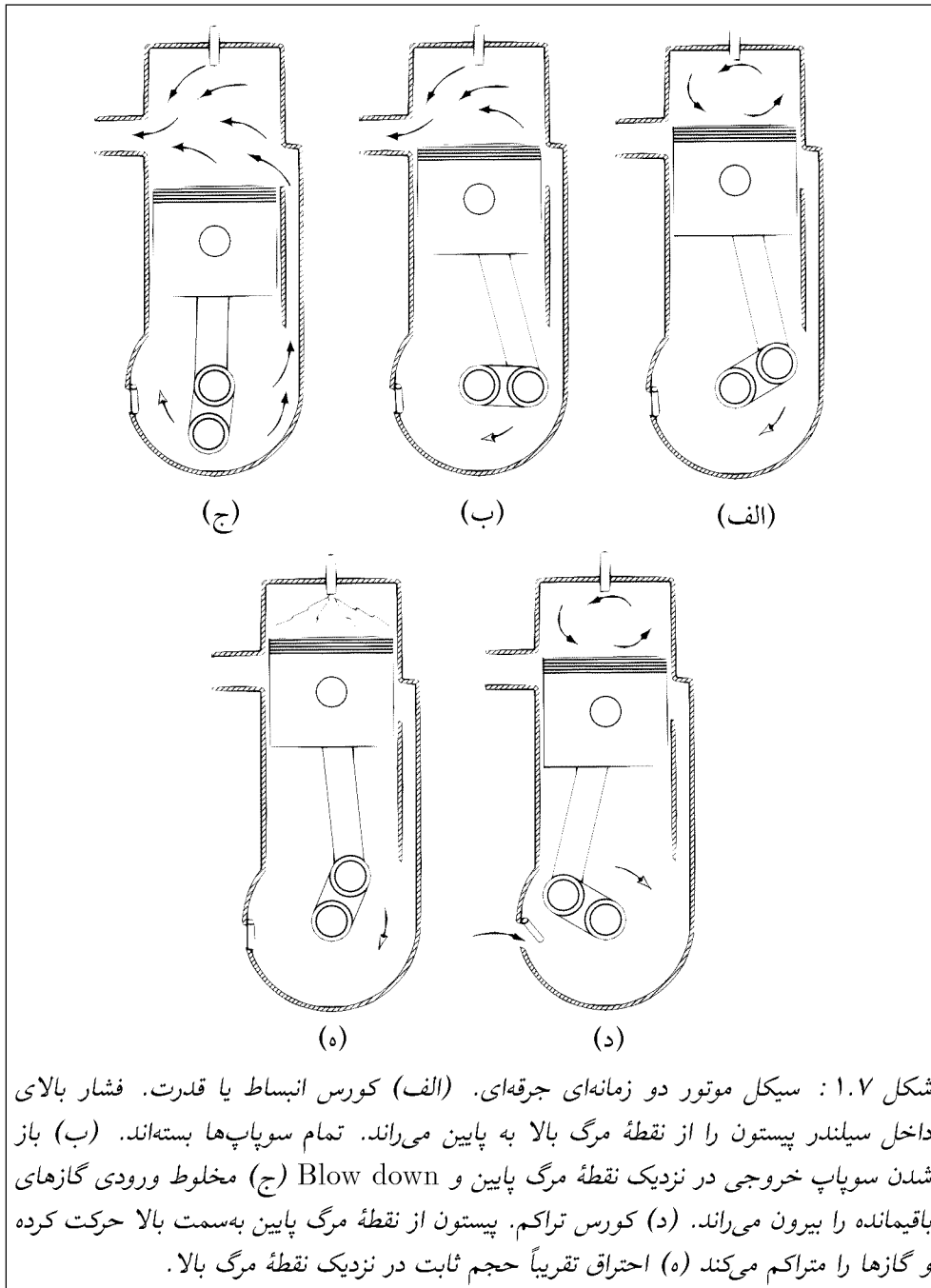
۳. Exhaust Blowdown. در حدود 75° bBDC سوپاپ‌های خروجی باز می‌شوند و گاز داخل سیلندر با سرعت از اگزوز خارج می‌شود و فشار را تعدیل می‌شود.

۴. مکش و رویش هنگامی که Blowdown تقریباً کامل شده است و حدود 50° bBDC ورودی هوا در کنار دیواره سیلندر باز می‌شود و هوا و سوخت با فشار وارد سیلندر می‌شوند. سوخت در این مرحله به وسیله انژکتور یا کاربراتور، به هوا اضافه می‌شود. این هوای ورودی، دود باقیمانده داخل سیلندر را به بیرون می‌راند و خود جای آن را می‌گیرد. به این پروسه، رویش می‌گوییم. وقتی پیستون به BDC رسید دوباره به طرف بالا می‌آید و ورودی هوا و خروجی دود را می‌بندد.

۵. کورس دوم: سیکل تراکم. پیستون به سمت بالا حرکت می‌کند، درحالی‌که همه ورودی‌ها و خروجی‌ها بسته هستند. در نتیجه مخلوط هوا و سوخت متراکم می‌شود و دما و فشار آن افزایش می‌یابد. در نزدیکی نقطه مرگ‌بالایی، شمع جرقه می‌زند و احتراق آغاز می‌شود و دوباره سیکل دوزمانه از ابتدا آغاز می‌شود.

۱.۵.۴ سیکل موتورهای دوزمانه تراکمی

سیکل موتور دوزمانه تراکمی دقیقاً مانند جرقه‌ای می‌باشد و تنها با این تفاوت که سوختی در هوای ورودی به سیلندر وجود ندارد و در پایان تراکم از طریق انژکتور به هوای داخل سیلندر اضافه می‌شود. احتراق بر اثر دمای بالای گاز در پایان مرحله تراکم و با فشار ثابت اتفاق می‌افتد.



شکل ۱.۷: سیکل موتور دو زمانه‌ای جرقه‌ای. (الف) کورس انبساط یا قدرت. فشار بالای داخل سیلندر پیستون را از نقطه مرگ بالا به پایین می‌راند. تمام سوپاپ‌ها بسته‌اند. (ب) باز شدن سوپاپ خروجی در نزدیک نقطه مرگ پایین و Blow down (ج) مخلوط ورودی گازهای باقیمانده را بیرون می‌راند. (د) کورس تراکم. پیستون از نقطه مرگ پایین به سمت بالا حرکت کرده و گازها را متراکم می‌کند (ه) احتراق تقریباً حجم ثابت در نزدیک نقطه مرگ بالا.

مفاهیم و نکات اساسی

انواع اشتعال در موتور	نوع قرارگیری سیلندرها	منی فولد
موتور SI	اجزاء اصلی موتور	سیکل چهارزمانه
موتور CI	میل بادامک	سیکل دو زمانه
انواع سیکل‌های موتور	محفظه احتراق	
دسته‌بندی موتورها بر اساس طراحی اولیه	میل لنگ	

خود را بیازمائید

- ۱.۱ دو گروه اصلی موتورهای احتراق داخلی را بگوئید.
- ۱.۲ پنج فرق موتورهای CI و SI را بگوئید.
- ۱.۳ یک موتور ۱۲ سیلندر، چهارزمانه SI، با دور ۱۸۰۰ rpm در حال کار است.
 - هر چند درجه از گردش میل‌لنگ، شمع جرقه می‌زند؟
 - در هر دور چرخش میل‌لنگ، چند مرحله قدرت وجود دارد؟
 - در هر ثانیه، چند مرحله قدرت وجود دارد؟
- ۱.۴ کورسهای یک موتور چهارزمانه را شرح دهید.

مسائل

۱.۱ لکچر جلاکج

فصل ۲

متغیرهای کاری موتور

این فصل به بررسی متغیرهای کاری موتورهای رفت و برگشتی شامل کار، خروجی‌های مکانیکی، گشتاور، توان، بازده و هوا و سوخت لازم برای احتراق می‌پردازد.

متغیرهای موتور

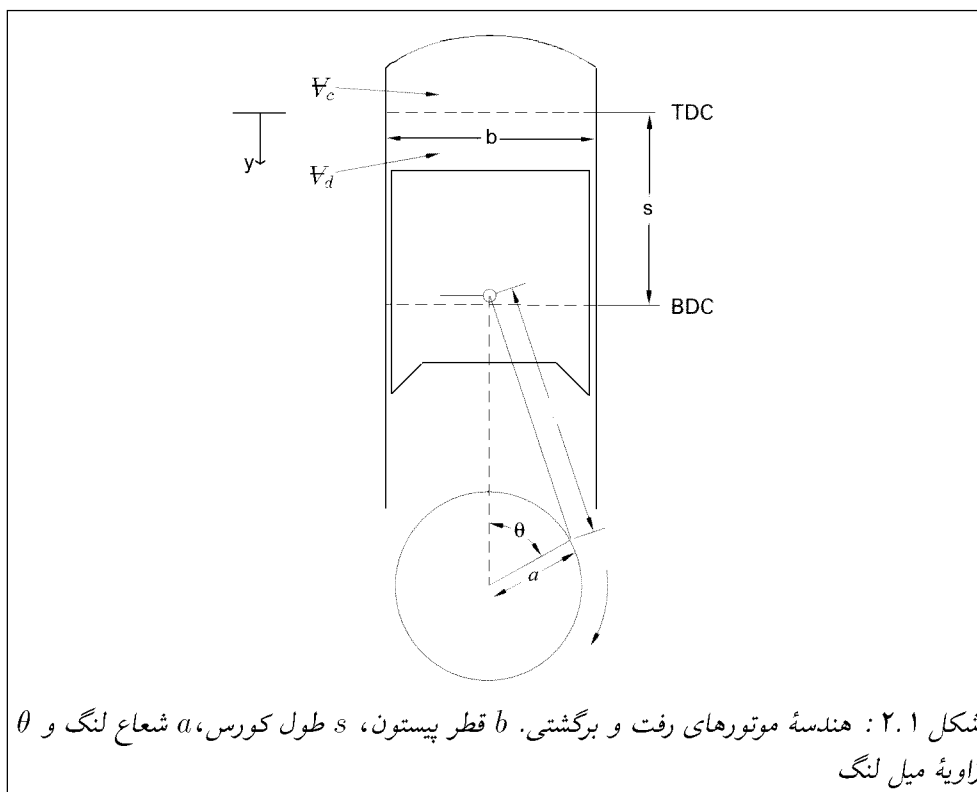
برای موتوری دارای قطر پیستون b ، شعاع لنگ a ، طول کورس s و سرعت دورانی N داریم:

$$s = 2a \quad (2.1)$$

سرعت متوسط پیستون برابر است با:

$$\bar{u}_p = 2sN \quad (2.2)$$

که در آن N برحسب rpm و \bar{u}_p برحسب m/s و a ، b و s هم برحسب m است. سرعت متوسط پیستون در اکثر موتورها در محدوده ۵ m/s تا ۱۵ m/s است که برای موتورهای دیزل بزرگ مقدار کمتر و برای موتورهای با بازده بالا مقدار بیشتری دارد. البته موتورهای آزمایشی با بازده بالا که از مواد خاصی ساخته شده‌اند دارای سرعت متوسط پیستون ۲۵ متر بر ثانیه هستند. دو دلیل برای کارکرد موتورها در این محدوده وجود دارد. اولاً مقاومت مکانیکی اجزاء در این محدوده قابل اطمینان است. به‌ازای هر یک دور گردش لنگ، هر پیستون دو بار از سکون شتاب‌گیری کرده و دوباره به سکون می‌رسد. برای موتوری که با ۳۰۰۰ rpm دوران می‌کند هر دور ۰/۰۲ s طول می‌کشد. اگر موتور در سرعت بالاتری کار کند احتمال شکست در پیستون و شاتون وجود دارد. از معادله (۲.۲) دیده می‌شود که سرعت پیستون و سرعت دورانی دارای رابطه مستقیم هستند پس



رابطه معکوسی بین اندازه موتور و سرعت دورانی وجود دارد. موتورهای بسیار بزرگ (با قطر پیستون ۵/۰ متر) در محدوده سرعت دورانی ۴۰۰ - ۲۰۰ rpm کار می‌کنند در صورتی که موتورهای بسیار کوچک هواپیماهای مدل (با قطر پیستون ۱ سانتی متر) در سرعت دورانی ۱۲۰۰۰ rpm کار می‌کنند. در جدول ۲.۱ مشخصات موتورهای مختلف دیده می‌شود. علت دوم جریان گاز به داخل سیلندر است. سرعت پیستون دبی لحظه‌ای سوخت و هوا به داخل سیلندر را در مرحله مکش و محصولات احتراق به خارج از آن را در مرحله تخلیه تعیین می‌کند. در نتیجه سرعت بیشتر پیستون باعث بزرگتر شدن سوپاپ‌ها می‌شود. در اکثر موتورها سوپاپ‌ها به اندازه حداکثر خود هستند و دیگر جایی برای بزرگتر شدن ندارند.

قطر پیستون موتورها از ۵/۰ m متر تا ۵/۰ cm است. نسبت قطر پیستون به طول کورس b/s در موتورهای کوچک ۰.۸ تا ۱.۲ است. به موتوری با $b = s$ مربعی شکل^۱ گفته می‌شود. اگر قطر پیستون کمتر از طول کورس باشد موتور under square و اگر قطر پیستون بیشتر از طول کورس باشد موتور over square است. موتورهای بسیار بزرگ همگی under square هستند و طول

^۱ square

جدول ۲.۱: نمونه متغیرهای کاری موتور.

هواپیمای مدل دوزمانه	اتومبیل چهارزمانه	موتورهای ثابت بزرگ دوزمانه	
۲/۰۰	۹/۴۲	۵۰/۰	قطر سیلندر (cm)
۲/۰۴	۹/۸۹	۱۶۱	کورس (cm)
۰/۰۰۰۶۶	۰/۶۹	۳۱۶	حجم جابجایی (L)
۱۳۰۰۰	۵۲۰۰	۱۲۵	سرعت (RPM)
۰/۷۲	۳۵	۳۱۱	قدرت بر سیلندر (kW)
۸/۸۴	۱۷/۱	۶/۷۱	سرعت متوسط پیستون (m/sec)
۱۰۹	۵۰/۷	۰/۹۸	قدرت بر حجم جابجایی (kW/L)
۵۰۳	۱۱۷۰	۴۷۲	فشار مؤثر متوسط ترمزی (kPa)

کورس تا چهار برابر قطر پیستون است.

در شکل ۲.۱ فاصله y مابین TDC و سطح پیستون با رابطه زیر داده می‌شود:

$$y = l + a - a \cos \theta - \sqrt{l^2 - a^2 \sin^2 \theta} \quad (2.3)$$

که در آن a شعاع لنگ، l طول شاتون و θ زاویه لنگ است.

با مشتق‌گیری از y نسبت به زمان، سرعت لحظه‌ای پیستون u_p به دست می‌آید:

$$u_p = \frac{dy}{dt} = \frac{dy}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \omega \frac{dy}{d\theta} \quad (2.4)$$

بنابراین

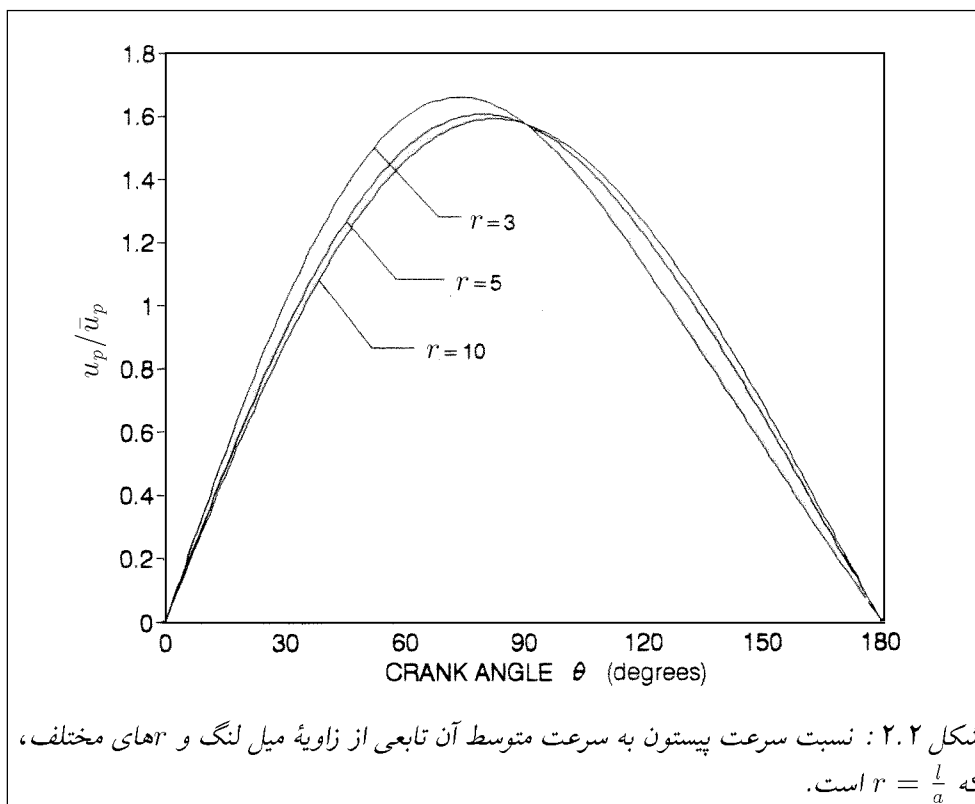
$$u_p = a\omega \sin \theta \left[1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{r^2 - \sin^2 \theta}} \right] \quad (2.5)$$

و نسبت سرعت لحظه‌ای به سرعت متوسط برابر است با:

$$\frac{u_p}{\bar{u}_p} = \frac{\pi}{2} \sin \theta \left[1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{r^2 - \sin^2 \theta}} \right] \quad (2.6)$$

که در آن

$$r = \frac{l}{a} \quad (2.7)$$



نسبت طول شاتون به شعاع لنگ برابر است با r و معمولاً ۳ تا ۴ برای موتورهای کوچک و ۵ تا ۱۰ برای موتورهای بزرگ است. در شکل ۲.۲ اثر r بر سرعت پیستون دیده می‌شود. حجم جابجاشده برابر است با حجم جاروب شده توسط پیستون از نقطه مرگ پایین تا نقطه مرگ بالا:

$$V_d = V_{BDC} - V_{TDC} \quad (2.8)$$

که برای یک سیلندر برابر است با:

$$V_d = \frac{\pi}{4} b^2 s \quad (2.9)$$

و اگر برای موتوری با N_c سیلندر تعریف شود:

$$V_d = N_c \left(\frac{\pi}{4} \right) b^2 s \quad (2.10)$$

که در آن b قطر پیستون، s طول کورس و N_c تعداد سیلندرها است و معمولاً برحسب لیتر L بیان می‌شود.

حجم جایجا شده از $1/10^2 \text{ cm}^3$ برای موتورهای کوچک و تا 8 L برای موتورهای بزرگتر و حتی بیشتر از آن برای موتور کشتی‌ها است. اما در موتورهای ماشین‌های امروزی $3 - 2 \text{ L}$ است. برای حجم جایجا شده معلوم، طول کورس بلندتر باعث کوچکتر شدن قطر پیستون و در نتیجه کاهش سطح محفظه احتراق و پایین آمدن اتلاف حرارتی می‌شود. این باعث افزایش بازده حرارتی محفظه احتراق خواهد گردید. اگرچه طول کورس بلندتر باعث افزایش سرعت پیستون و افزایش تلفات اصطکاک می‌شود که آن نیز منجر به افت توان خروجی از موتور می‌گردد. طول کورس کوتاهتر، باعث بزرگتر شدن قطر پیستون و در نتیجه افزایش سطح محفظه احتراق و تلفات حرارتی می‌شود. از سوی دیگر با طول کورس کوتاهتر تلفات اصطکاک کاهش می‌یابد. اکثر موتورهای خودروهای مدل جدید حدوداً مربع شکل هستند. اما در موتورهای بسیار بزرگ نسبت طول کورس به قطر پیستون $4:1$ است.

قبلاً از تعریف حجم آزاد یا مرده دیدیم:

$$V_c = V_{TDC} \quad (2.11)$$

$$(2.12)$$

بنابراین

$$V_{BDC} = V_c + V_d \quad (2.13)$$

نسبت تراکم موتور برابر است با:

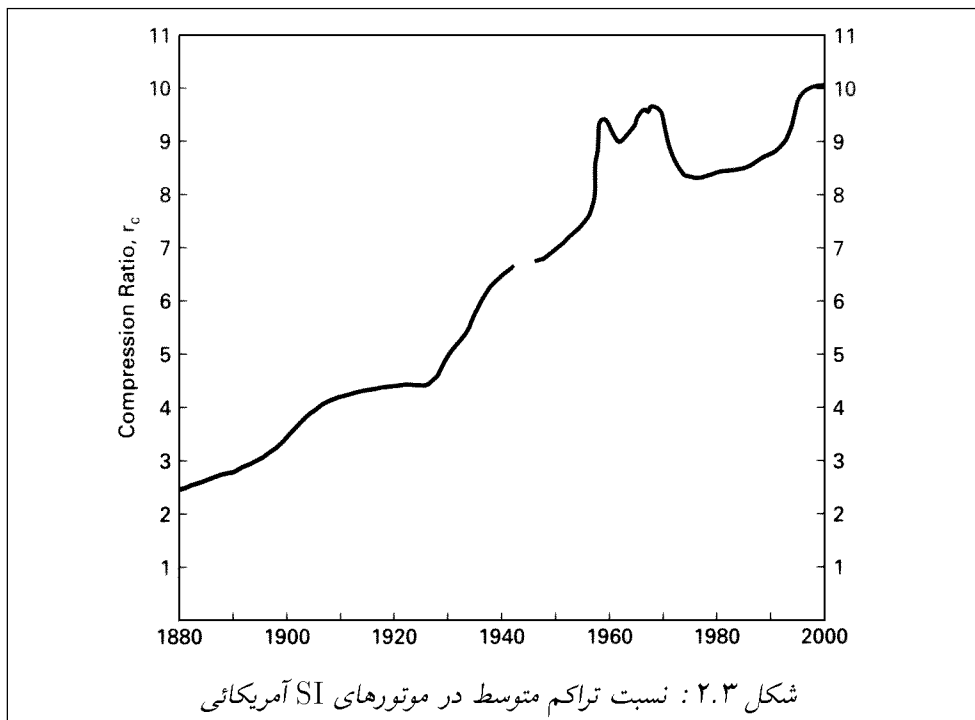
$$r_c = \frac{\text{حداکثر حجم سیلندر}}{\text{حداقل حجم سیلندر}} = \frac{V_{BDC}}{V_{TDC}} = \frac{V_c + V_d}{V_c} \quad (2.14)$$

موتورهای جرقه‌ای جدید دارای نسبت تراکم 8 تا 11 هستند در صورتی که موتورهای تراکمی دارای نسبت تراکم 12 تا 24 هستند. موتورهای دارای توربوشارژر یا سوپرشارژر دارای نسبت تراکم کمتری هستند.

به‌علت مشکلات تکنیکی و کیفیت سوخت موتورهای اولیه دارای نسبت تراکم 2 تا 3 بودند. در شکل 2.3 تغییرات نسبت تراکم در موتورها برحسب زمان را نشان می‌دهد. این محدوده 8 تا 11 در اثر مشخصات سوخت می‌باشد.

کارهای بسیاری انجام گرفته تا موتورهایی با نسبت تراکم متغیر ساخته شود. یکی از این کارها ساختن پیستون‌هایی است که از دو قسمت جداگانه ساخته شده‌اند و طول آن در اثر سرعت و بار موتور به‌وسیله فشار هیدرولیکی تغییر می‌کند.

$$1 \text{ L} = 10^{-3} \text{ m}^3 = 10^3 \text{ cm}^3 \approx 61 \text{ in}^3$$



حجم سیلندر V در هر زاویه لنگ برابر است با:

$$V = V_c + \frac{\pi b^2}{4} y \quad (2.15)$$

که در آن V_c حجم مرده و b قطر پیستون است. اگر رابطه بالا به صورت بدون بعد نوشته شود، داریم:

$$\frac{V}{V_c} = 1 + \frac{(r_c - 1)}{2} \left[r + 1 - \cos \theta - \sqrt{r^2 - \sin^2 \theta} \right] \quad (2.16)$$

که در آن r_c نسبت تراکم و $r = l/a$ است. مساحت سطح مقطع سیلندر و یا پیستون مسطح برابر است با:

$$A_p = \frac{\pi b^2}{4} \quad (2.17)$$

و سطح محفظه احتراق برابر است با:

$$A = A_{ch} + A_p + \pi by \quad (2.18)$$

که در آن A_{ch} مساحت سرسیلندر است، که از A_p بزرگتر است. با استفاده از رابطه (۲.۱۸) به صورت زیر در می‌آید:

$$A = A_{ch} + A_p + \left(\frac{\pi bs}{2}\right) \left[r + 1 - \cos \theta - \sqrt{r^2 - \sin^2 \theta} \right] \quad (2.19)$$

کار

خروجی هر موتور گرمایی کار می‌باشد و در یک موتور احتراق داخلی رفت و برگشتی این کار توسط گازهای درون محفظه احتراق تولید می‌شود. کار نتیجه اعمال نیرو در تغییر مکان است. نیروی حاصل از فشار محفظه احتراق در حین حرکت پیستون کار را تولید می‌کند.

$$W = \int F dx = \int p A_p dy \quad (2.20)$$

که در آن p فشار محفظه احتراق، A_p سطح مقطع پیستون و x تغییر مکان پیستون است.

$$A_p dy = dV \quad (2.21)$$

که dV جزء حجم پیستون است. پس کار برابر است با:

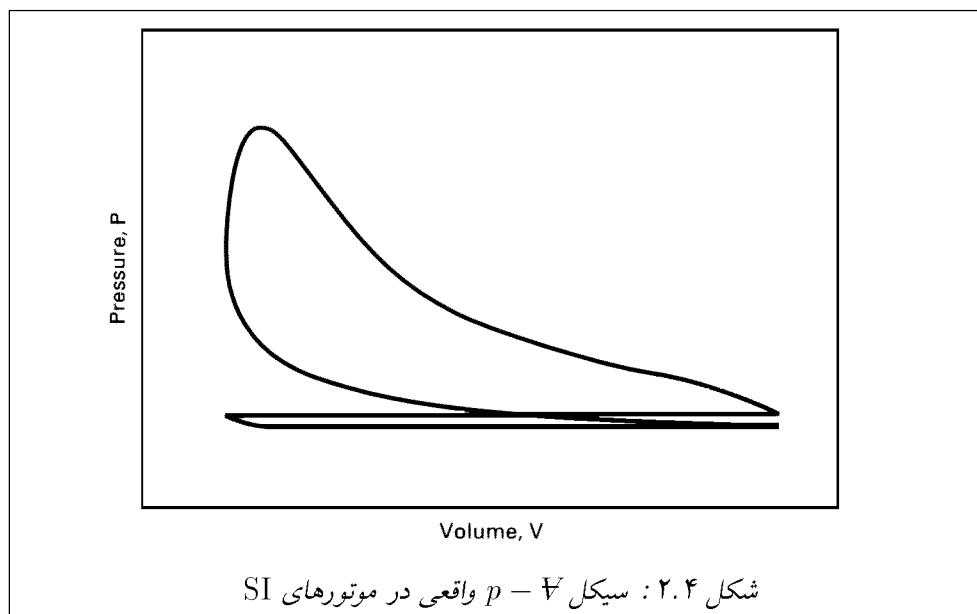
$$W = \int p dV \quad (2.22)$$

در شکل ۲.۴ سیکل موتور در دستگاه $p - V$ دیده می‌شود، و معمولاً به آن سیکل اندیکاتوری گفته می‌شود. این سیکل توسط وسیله مبدل فشار که در محفظه احتراق نصب شده به دست می‌آید. به علت آنکه موتورهای دارای چند سیلندر هستند، آسانتر است که سیکل موتور را برحسب واحد جرم گاز در داخل سیلندر m بیان کنند. بر این اساس حجم V با حجم مخصوص v و کار هم با کار مخصوص جایگزین می‌شود. واحد کار مخصوص برابر است با kJ/kg یا BTU/lbm .

$$w = W/m, \quad v = V/m \quad (2.23)$$

$$w = \int p dv \quad (2.24)$$

کار مخصوص برابر با مساحت محصور نمودار اندیکاتوری در دستگاه $p - v$ در شکل ۲.۵ می‌باشد. اگر p فشار درون محفظه احتراق باشد، آنگاه رابطه (۲.۲۴) و سطوح نشان داده شده در شکل ۲.۵ کار داخل محفظه احتراق را می‌دهند که به آن کار اندیکاتوری گفته می‌شود. کاری که توسط میل



لنگ انتقال داده می‌شود به علت تلفات مکانیکی و کارهای داخلی مانند پمپ روغن، کمپرسور کمتر از کار اندیکاتوری است. کار واقعی و در دسترس را کار ترمزی^۳ w_b می‌گویند.

$$w_b = w_i - w_f \quad (2.25)$$

که در آن w_i کار مخصوص اندیکاتوری^۴ و w_f کار مخصوص تلف شده در اثر اصطکاک^۵ و کارهای داخلی است.

به قسمت بالائی چرخه در شکل ۲.۵ که شامل کورس‌های تراکم و توان است کار تولیدی^۶ گفته می‌شود (A و C در شکل ۲.۵). قسمت پائینی چرخه که شامل کورس‌های مکش و تخلیه است و به آن pump work گفته می‌شود و کار را از موتور جذب می‌کند (مساحت B و C). کار خالص اندیکاتوری برابر است با:

$$w_{net} = w_{gross} + w_{pump} \quad (2.26)$$

pump work برای موتورهای بدون سوپرشارژر منفی است:

$$w_{net} = (\text{Area A}) - (\text{Area B}) \quad (2.27)$$

Brake Work^۳
 Indicated Specific Work^۴
 Friction Specific Work^۵
 Gross indicated work^۶

موتورهای با سوپرشارژر یا توربوشارژر می‌توانند فشار ورودی بزرگتر از فشار خروجی داشته باشند که در نتیجه pump work مثبت خواهد بود:

$$w_{\text{net}} = (\text{Area A}) + (\text{Area B}) \quad (2.28)$$

سوپرشارژرها کار اندیکاتوری را افزایش می‌دهند ولی به علت اینکه توسط میل لنگ گردانده می‌شوند باعث افزایش کار اصطکاکی می‌شوند.

نسبت کار روی میل لنگ به کار اندیکاتوری را به عنوان بازده مکانیکی تعریف می‌کنند.

$$\eta_m = \frac{w_b}{w_i} = \frac{W_b}{W_i} \quad (2.29)$$

بازده مکانیکی در موتور خودروهای مدرن با سرعت بالا و با دریچه کاملاً باز (WOT) حدود ۷۵ تا ۹۵ درصد است. آنگاه با کاهش سرعت تا مقدار صفر در حالت درجا که کاری از موتور گرفته نمی‌شود کاهش می‌یابد.

فشار متوسط مؤثر:

در شکل ۲.۵ دیده می‌شود که فشار درون سیلندر به طور پیوسته در طول سیکل تغییر می‌کند. حال فشار متوسط مؤثر^۷ (mep) برابر است با:

$$w = (\text{mep})\Delta v \quad (2.30)$$

یا

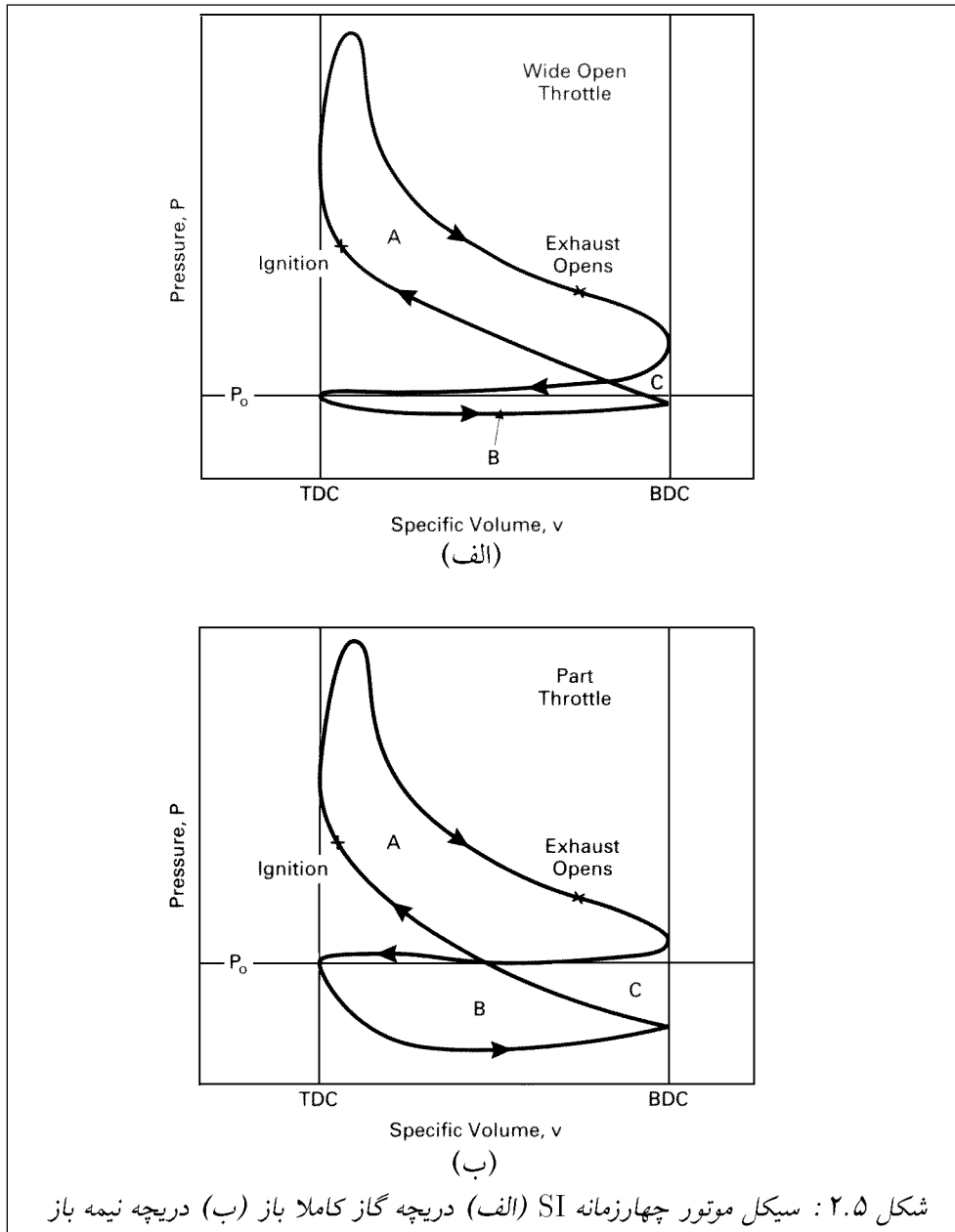
$$\text{mep} = \frac{w}{\Delta v} = \frac{W}{V_d} \quad (2.31)$$

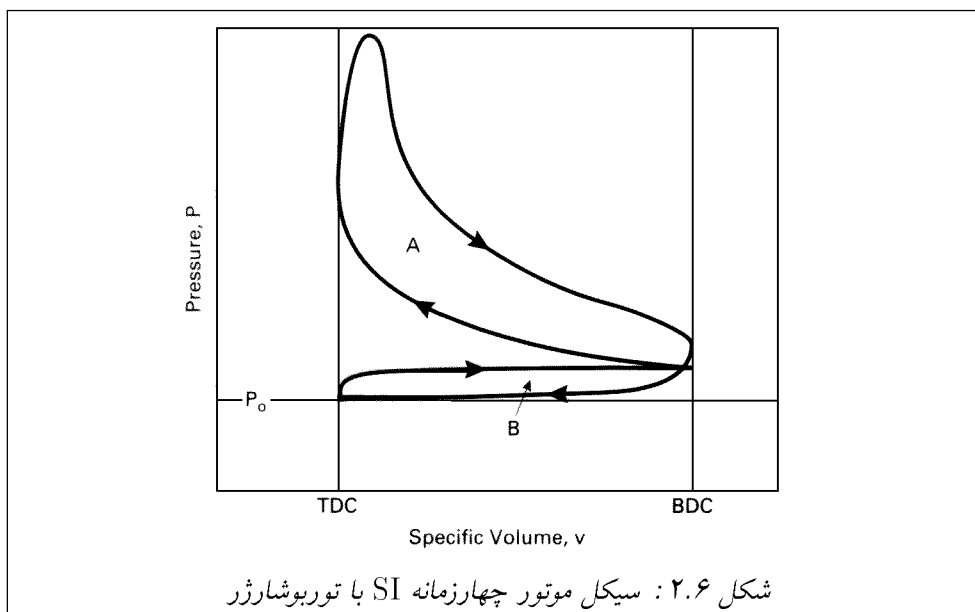
$$\Delta v = v_{\text{BDC}} - v_{\text{TDC}} \quad (2.32)$$

که در آن W کار یک سیکل، w کار مخصوص در یک سیکل و V_d حجم جایجا شده است. فشار متوسط مؤثر پارامتر خوبی برای مقایسه موتورهای برای طراحی یا خروجی است زیرا که این فشار از اندازه و سرعت موتور مستقل است. اما اگر گشتاور برای مقایسه استفاده شود موتورهای بزرگتر همیشه بهتر به نظر می‌رسند و یا اگر توان استفاده شود سرعت عامل بسیار مهمی خواهد بود. با جایگذاری ترمهای متغیر کار در رابطه (۲.۳۲) می‌توان فشار متوسط مؤثر را به صورتهای مختلف تعریف کرد. اگر کار ترمزی استفاده شود، فشار مؤثر متوسط ترمزی^۸ به دست می‌آید.

$$\text{bmep} = \frac{w_b}{\Delta v} \quad (2.33)$$

Mean Effective Pressure^۷
Brake Mean Effective Pressure^۸





و کار اندیکاتوری، فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری^۹ را می‌دهد:

$$\text{imep} = \frac{w_i}{\Delta v} \quad (2.34)$$

فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری خود می‌تواند به فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری gross و فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری خالص تقسیم شود:

$$(\text{imep})_{\text{gross}} = \frac{(w_i)_{\text{gross}}}{\Delta v} \quad (2.35)$$

$$(\text{imep})_{\text{net}} = \frac{(w_i)_{\text{net}}}{\Delta v} \quad (2.36)$$

فشار مؤثر متوسط پمپ^{۱۰} (که می‌تواند منفی هم باشد)

$$\text{pmep} = \frac{w_{\text{pump}}}{\Delta v} \quad (2.37)$$

فشار مؤثر متوسط اصطکاکی^{۱۱}:

$$\text{fmep} = \frac{w_f}{\Delta v} \quad (2.38)$$

^۹ Indicated Mean Effective Pressure

^{۱۰} Pump Mean Effective Pressure

^{۱۱} Friction Mean Effective Pressure

معادلات زیر مقادیر توضیح داده شده در بالا را بهم مربوط می‌کند:

$$\begin{aligned} \text{nmep} &= \text{gmep} + \text{pmep} \\ \text{bmep} &= \text{nmep} - \text{fmep} \\ \text{bmep} &= \eta_m \text{imep} \\ \text{bmep} &= \text{imep} - \text{fmep} \end{aligned} \quad (2.39)$$

که در آن nmep فشار مؤثر متوسط خالص و η_m بازده مکانیکی می‌باشند. مقادیر معمول حداکثر bmep برای موتورهای SI در محدوده ۱۰۵۰ - ۸۵۰ کیلوپاسکال و موتورهای CI ۷۰۰ تا ۹۰۰ کیلوپاسکال و برای موتورهای توربوشارژر شده ۱۰۰۰ تا ۱۲۰۰ کیلوپاسکال است.

گشتاور و توان

گشتاور نمایانگر خوبی برای توانائی انجام کار موتور است. گشتاور به‌عنوان نیروئی که در فاصله لنگر وارد می‌شود و دارای واحد N.m است. گشتاور با کار به‌صورت زیر مرتبط می‌شود.

$$2\pi\tau = W_b = \frac{(\text{bmep})V_d}{n} \quad (2.40)$$

که در آن W_b کار ترمزی در یک دور، V_d حجم جاروب شده و n تعداد دور در هر سیکل است. برای یک موتور دو زمانه با یک دور بر هر سیکل:

$$2\pi\tau = W_b = (\text{bmep})V_d \quad (2.41)$$

$$\tau = \frac{(\text{bmep})V_d}{2\pi} \quad (2.42)$$

برای یک موتور چهار زمانه با دو دور بر هر سیکل:

$$\tau = \frac{(\text{bmep})V_d}{4\pi} \quad (2.43)$$

در این معادله bmep و کار ترمزی استفاده شده‌اند چون گشتاور از خروجی میل لنگ اندازه گرفته می‌شود.

در بسیاری از موتورهای جدید حداکثر گشتاور ۲۰۰ تا ۳۰۰ نیوتن‌متر است که در محدوده سرعت ۴۰۰۰ - ۶۰۰۰ rpm به‌دست می‌آید. نقطه‌ای که گشتاور در آن حداکثر است به‌عنوان سرعت حداکثر گشتاور ترمزی^{۱۲} MBT شناخته می‌شود. یکی از اهداف اصلی در طراحی موتورهای

^{۱۲} Maximum Brake Torque

جدید مسطح کردن منحنی گشتاور-سرعت و داشتن گشتاور زیاد در تمام دورها است (همانند شکل ۲.۸). موتورهای CI معمولاً دارای گشتاور بیشتری نسبت به موتورهای SI هستند. موتورهای بزرگ هم معمولاً MBT زیاد در دورهای پایین دارند. توان به‌عنوان کار موتور در واحد زمان تعریف می‌شود. اگر n تعداد دور در هر سیکل و N سرعت موتور باشد آنگاه:

$$\dot{W} = \frac{WN}{n} \quad (۲.۴۴)$$

$$\dot{W} = ۲\pi N\tau \quad (۲.۴۵)$$

$$\dot{W} = \left(\frac{۱}{۲n}\right)(\text{mep})A_p\bar{u}_p \quad (۲.۴۶)$$

$$\dot{W} = \frac{(\text{mep})A_p\bar{u}_p}{۴} \quad \text{سیکل چهار زمانه} \quad (۲.۴۷)$$

$$\dot{W} = \frac{(\text{mep})A_p\bar{u}_p}{۲} \quad \text{سیکل دو زمانه} \quad (۲.۴۸)$$

که در آنها W کار در هر سیکل، A_p سطح مقطع پیستون و \bar{u}_p سرعت متوسط پیستون هستند. بسته به آن‌که کدامیک از تعریف کار یا mep در روابط بالا استفاده شود توان به‌صورت توان ترمزی، توان خالص اندیکاتوری، توان کل اندیکاتوری، توان pumping و یا حتی توان اصطکاکی تعریف می‌شود:

$$\dot{W}_b = \eta_m \dot{W}_i \quad (۲.۴۹)$$

$$(\dot{W}_i)_{\text{net}} = (\dot{W}_i)_{\text{gross}} - (\dot{W}_i)_{\text{pump}} \quad (۲.۵۰)$$

$$\dot{W}_b = \dot{W}_i - \dot{W}_f \quad (۲.۵۱)$$

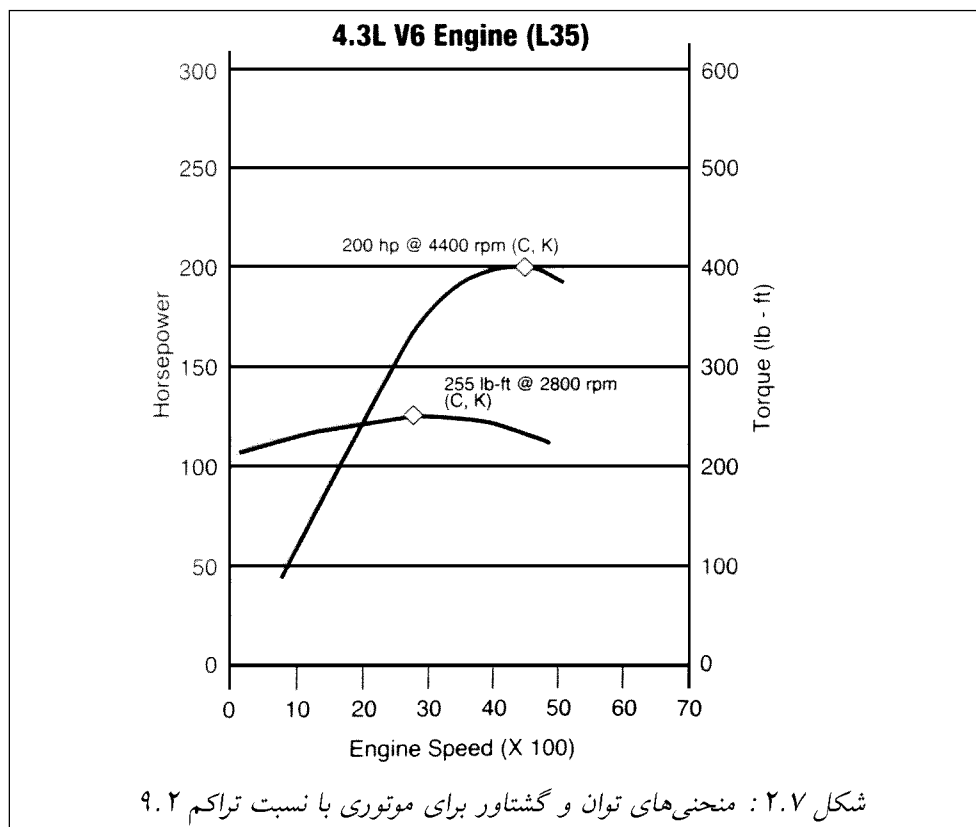
که η_m بازده مکانیکی موتور است.

توان معمولاً با واحد kW اندازه‌گیری می‌شود ولی اسب بخار هم هنوز مرسوم است:

$$۱ \text{ hp} = ۰.۷۴۵۷ \text{ kW} = ۲۵۴۵ \text{ BTU/hr} = ۵۵۰ \text{ ft} - \text{lbf/sec} \quad (۲.۵۲)$$

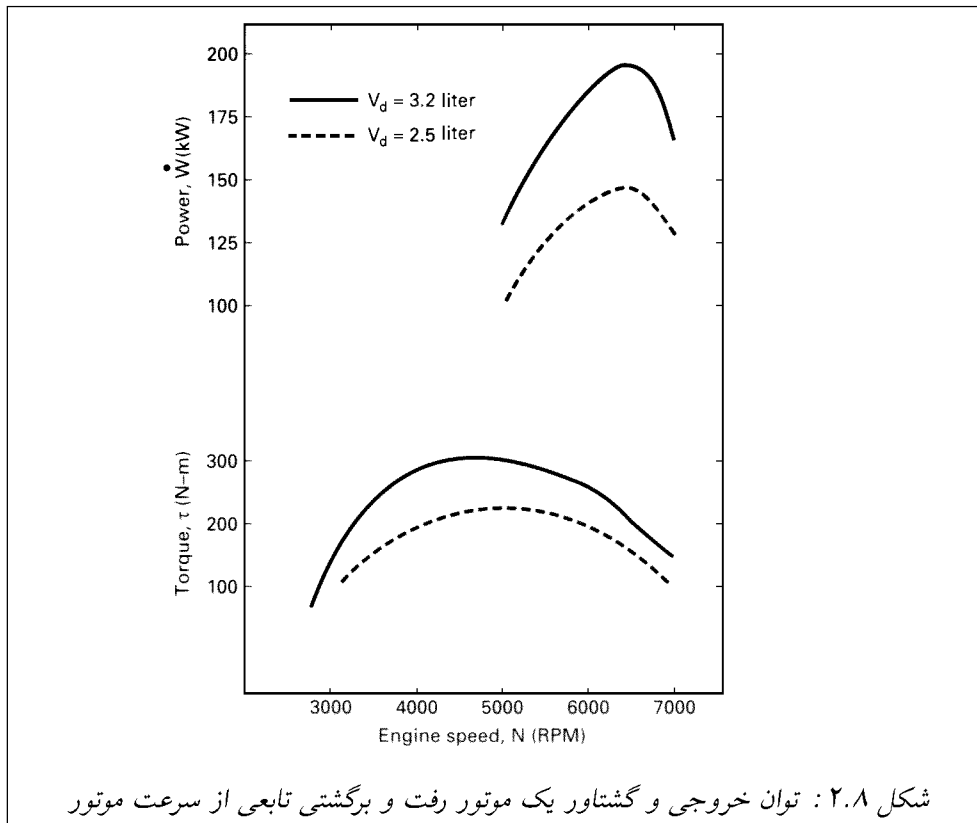
$$۱ \text{ kW} = ۱.۳۴۱ \text{ hp}$$

توان موتورها از چند وات در موتور هواپیماهای مدل تا چند هزار کیلووات در موتورهای بزرگ کشتی‌ها متغیر است. بازار خوبی برای موتورهای ۵ - ۱۷.۵ hp (۷ - ۲) برای ماشینهای چمن‌زنی و مصارف کشاورزی وجود دارد. توان موتور فایده‌های کوچک معمولاً ۲ - ۴۰ kW (۳ - ۵۰ hp) است. امروزه موتور ماشینها هم توانی حدود ۲۲۰ - ۴۰۰ kW (۳۰۰ - ۵۰۰ hp)



دارند. قابل توجه است که یک اتومبیل متوسط با شکل آیرودینامیکی، توان $۶ - ۵ \text{ kW}$ ($۸ - ۷ \text{ hp}$) برای حرکت با سرعت ۵۵ mph نیاز دارد.

توان و گشتاور هر دو تابعی از سرعت موتور هستند. در سرعت پایین گشتاور با افزایش سرعت موتور افزایش می‌یابد تا اینکه به مقدار حداکثر خود می‌رسد و سپس همانطور که در شکل‌های ۲.۷ و ۲.۸ مشخص است کاهش می‌یابد. علت کاهش گشتاور این است که موتور عمل مکش را در سرعت بالا بخوبی انجام نمی‌دهد. توان اندیکاتوری با سرعت افزایش می‌یابد در حالی که توان ترمزی با سرعت افزایش و سپس کاهش می‌یابد. این به علت افزایش تلفات اصطکاک با سرعت و تبدیل شدن آن به یک عامل مؤثر در سرعت‌های بالا است. برای بسیاری از موتورها حداکثر توان ترمزی در دورهای $۷۰۰۰ - ۶۰۰۰ \text{ rpm}$ اتفاق می‌افتد که حدوداً یک و نیم برابر دور گشتاور حداکثر است. توان بیشتر با افزایش حجم جابجاشده، mep و یا سرعت به دست می‌آید. افزایش حجم جابجا شده باعث بزرگتر و سنگین‌تر شدن موتور می‌شود که هر دو عوامل مهمی در طراحی اتومبیل‌ها هستند. به همین دلیل موتورهای جدید کوچکتر ولی با سرعت بیشتر هستند و معمولاً از سوپرشاژر یا توربوشاژر برای افزایش mep استفاده می‌شود.



شکل ۲.۸: توان خروجی و گشتاور یک موتور رفت و برگشتی تابعی از سرعت موتور

روشهای دیگر که گاهی برای طبقه‌بندی موتورها به کار می‌رود در زیر آورده شده‌است:

$$SP = \frac{\dot{W}_b}{A_p} \quad \text{قدرت ویژه} \quad (2.53)$$

$$OPD = \frac{\dot{W}_b}{\dot{V}_d} \quad \text{توان بر واحد حجم} \quad (2.54)$$

$$SV = \frac{\dot{V}_d}{\dot{W}_b} \quad \text{حجم ویژه موتور} \quad (2.55)$$

$$SW = \frac{\text{engine weight}}{\dot{W}_b} \quad \text{وزن مخصوص موتور} \quad (2.56)$$

که در آنها \dot{W}_b توان، A_p سطح تاج پیستون و \dot{V}_d حجم جابجا شده‌است. این پارامترها برای موتورهای مورد استفاده در حمل و نقل مانند قایقها، اتومبیل و مخصوصاً هواپیما که وزن عامل مؤثری است استفاده می‌شوند. موتورهای جدید معمولاً دارای توان ترمزی بر حجم جابجا شده $۸۰ - ۴۰$ kW/L هستند. یکی

از عللی که توسعه برای بازگشت به موتورهای دوزمانه ادامه دارد این است که آنها تا ۴۰ درصد توان بر واحد وزن بیشتر دارند.

مثال ۲.۱

یک موتور V6 SI که با سیکل چهارزمانه کار می‌کند دارای نسبت تراکم ۹/۵ می‌باشد. این موتور به یک دینامومتر وصل شده که گشتاور ۲۰۵ N – M در دور ۳۶۰۰ rpm را نشان می‌دهد. در این سرعت، هوا با فشار ۸۵ kPa و دمای ۶۰° C وارد موتور می‌شود. بازده مکانیکی موتور ۸۵٪ است. مقادیر زیر را حساب کنید.

الف) توان ترمزی

ب) توان اندیکاتوری

پ) bmep

ت) imep

ث) fmep

ج) توان تلف‌شده اصطکاکی

حل

$$\dot{W}_b = 2\pi N\tau = (2\pi \text{ radians/rev})\left(\frac{3600}{60} \text{ rev/sec}\right)(205 \text{ N-m})$$

$$= 77300 \text{ N-m/sec} = 77.3 \text{ kW} = 104 \text{ hp}$$

$$\dot{W}_i = \frac{\dot{W}_b}{\eta_m} = \frac{(77.3 \text{ kW})}{(0.85)} = 90.9 \text{ kW} = 122 \text{ hp}$$

$$\text{bmep} = \frac{4\pi\tau}{V_d} = \frac{(4\pi \text{ radians/cycle})(205 \text{ N-m})}{(0.003 \text{ m}^3/\text{cycle})}$$

$$= 859000 \text{ N/m}^2 = 859 \text{ kPa}$$

$$\text{imep} = \frac{\text{bmep}}{\eta_m} = \frac{859 \text{ kPa}}{(0.85)} = 1010 \text{ kPa}$$

$$\text{fmep} = \text{imep} - \text{bmep} = 1010 - 859 = 151 \text{ kPa}$$

$$A_p = \left(\frac{\pi}{4}\right) b^2 = \left(\frac{\pi}{4}\right) (0.086 \text{ m})^2 = 0.00581 \text{ m}^2$$

$$\dot{W}_f = \left(\frac{1}{2n}\right) (\text{fmep}) A_p \bar{u}_p$$

$$= 13.6 \text{ kW} = 18 \text{ hp} \blacksquare \blacksquare$$

مثال ۲.۲

سرعت متوسط پیستون، فشار متوسط ترمزی، گشتاور، و توان بر واحد سطح پیستون را برای موتورهای زیر حساب کنید:

حل

الف) سرعت متوسط پیستون

$$\bar{u}_p = 2NS$$

$$(\bar{u}_p)_1 = 2 \times 2600 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \frac{\text{min}}{60\text{s}} \times 0.127 = 117.0 \text{ m/s}$$

$$(\bar{u}_p)_2 = 2 \times 6400 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \frac{\text{min}}{60\text{s}} \times 0.095 = 207.3 \text{ m/s}$$

$$(\bar{u}_p)_3 = 2 \times 10500 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \frac{\text{min}}{60\text{s}} \times 0.057 = 197.95 \text{ m/s}$$

ب) فشار متوسط مؤثر ترمزی (همه موتورها چهارزمانه فرض می‌شوند)

$$\text{bmep} = \frac{2\dot{W}_b}{V_d N}$$

$$(\text{bmep})_1 = \frac{2 \times 1118}{12 \times \frac{\pi}{4} \times 0.136^2 \times 0.127 \times \frac{2600}{60}}$$

جدول ۲.۲: جدول مشخصات سه نوع موتور (ابعاد به میلی‌متر هستند)

موتور	توان	دور موتور	تعداد سیلندر	طول کورس	قطر پیستون
کشتی	۱۱۱۸	۲۶۰۰	۱۲	۱۲۷	۱۳۶
ماشین مسابقه	۴۴۷	۶۴۰۰	۸	۹۵	۱۰۸
فرمول یک	۵۲۲	۱۰۵۰۰	۸	۵۷	۸۶

$$= 2,33 \times 10^3 \text{ kPa} = 23,3 \text{ bar}$$

$$(b_{mep})_2 = \frac{2 \times 447}{8 \times \frac{\pi}{4} \times 0,108^2 \times 0,095 \times \frac{6400}{60}}$$

$$= 1,20 \times 10^3 \text{ kPa} = 12,0 \text{ bar}$$

$$(b_{mep})_3 = \frac{2 \times 522}{8 \times \frac{\pi}{4} \times 0,086^2 \times 0,057 \times \frac{10500}{60}}$$

$$= 2,25 \times 10^3 \text{ kPa} = 22,5 \text{ bar}$$

(ج) گشتاور

$$\tau = \frac{\dot{W}}{2\pi N}$$

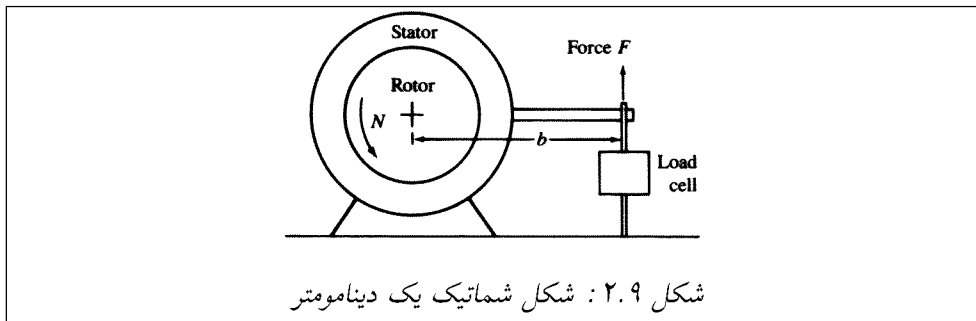
$$(\tau)_1 = \frac{(1118 \times 10^3)}{2\pi \times \frac{2600}{60}} = 4106 \text{ Nm}$$

$$(\tau)_2 = \frac{(447 \times 10^3)}{2\pi \times \frac{6400}{60}} = 667 \text{ Nm}$$

$$(\tau)_3 = \frac{(522 \times 10^3)}{2\pi \times \frac{10500}{60}} = 475 \text{ Nm}$$

(د) نسبت توان به سطح پیستون

$$\frac{\dot{W}}{A_p} = \frac{\dot{W}}{\frac{\pi}{4} b^2 n_c}$$



$$\left(\frac{\dot{W}}{A_p}\right)_1 = \frac{1118}{12 \times \frac{\pi}{4} \times 0.136^2} = 6413 \text{ kW/m}^2$$

$$\left(\frac{\dot{W}}{A_p}\right)_2 = \frac{447}{8 \times \frac{\pi}{4} \times 0.108^2} = 6099 \text{ kW/m}^2$$

$$\left(\frac{\dot{W}}{A_p}\right)_3 = \frac{522}{8 \times \frac{\pi}{4} \times 0.086^2} = 11233 \text{ kW/m}^2$$

دینامومتر

دینامومترها^{۱۳} برای اندازه‌گیری گشتاور و توان موتورهای محدودده‌های مختلف بار و سرعت، مورد استفاده قرار می‌گیرند (شکل ۲.۹). آنها این کار را به روش‌های مختلفی در جذب انرژی خروجی از موتور، انجام می‌دهند. در تمامی آنها این انرژی تبدیل به گرما می‌شود. بعضی از دینامومترها انرژی مکانیکی را توسط ترمزهای مکانیکی جذب می‌کنند. این نوع، ساده‌ترین نوع دینامومتر می‌باشند ولی به اندازه کافی راحت و دقیق در موتورهای با انرژی بالا نیستند. دینامومترهای هیدرولیکی^{۱۴} انرژی موتور را به وسیله آب یا روغن که از درون اوریفیس‌هایی می‌گذرد و یا توسط تلفات ویسکوز در یک روتور و استاتور، جذب می‌کند. دینامومترهای جریان گردابه‌ای^{۱۵} که از یک دیسک که توسط موتور مورد تست گردانده می‌شود، استفاده می‌کند. این دیسک در یک میدان مغناطیسی کنترل شده می‌چرخد. دیسک به‌عنوان یک رسانا که خطوط میدان مغناطیسی را قطع می‌کند، عمل کرده و درون آن جریان‌های گردابه‌ای تولید می‌شود. در این حالت انرژی این جریان‌ها درون خود دیسک به گرما تبدیل می‌شود.

^{۱۳} dynamometers

^{۱۴} Hydraulic Dynamometer

^{۱۵} Eddy Current Dynamometers

یکی از بهترین نوع دینامومترها، نوع الکتریکی^{۱۶} می‌باشد که در آن انرژی توسط خروجی کنترل شده یک ژنراتور، جذب می‌شود. بعلاوه اینکه در این سیستم، انرژی جذب شده، براحتی اندازه‌گیری می‌شود. کنترل آن نیز با تغییر مقاومت وصل شده به ژنراتور، بسیار آسان می‌باشد. اغلب این ژنراتورها می‌توانند برعکس کار کنند به صورتی که خود باعث گرداندن موتور شوند. از این حالت می‌توان برای اندازه‌گیری تلفات اصطکاکی، که اندازه‌گیری آنها در موتورهای در حال کار، بسیار سخت می‌باشد، استفاده کرد.

نسبت هوا به سوخت و سوخت به هوا

انرژی ورودی به موتور، Q_{in} از سوختن هیدروکربن‌های سوخت حاصل می‌شود. برای این فعل و انفعال شیمیایی نیاز به هوا داریم. برای این‌که این ترکیب به‌طور کامل انجام شود، مقادیر متناسبی سوخت و هوا باید با هم مخلوط شوند. نسبت سوخت به هوا A/F و F/A پارامترهایی هستند که برای این منظور به‌کار می‌روند:

$$A/F = \frac{m_a}{m_f} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f}$$

$$F/A = \frac{m_f}{m_a} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = \frac{1}{A/F}$$

مقدار A/F برای حالت ایده‌آل یا استوکیومتریک^{۱۹} برای بسیاری از بنزین‌ها حدود ۱۴ است. این درحالی است که موتورها می‌توانند با نسبت A/F بین ۶ تا ۱۹ کار می‌کنند. اگر این نسبت کمتر از ۱۴ باشد به مخلوط غنی^{۲۰} و اگر کمتر از آن باشد به آن مخلوط رقیق^{۲۱} می‌گوییم. وظیفه سیستم‌ها کاربراتور و انژکتور در یک موتور، ثابت نگه داشتن نسبت A/F برای هر دبی هوا می‌باشد. موتورهای بنزینی معمولاً با نسبت A/F ۱۲ تا ۱۸ کار می‌کنند. که این موضوع بستگی به شرایط کارکرد موتور (شتاب‌گیری، استارت زدن و حالت یکنواخت) دارد. موتورهای CI معمولاً نسبت هوا به سوخت بین ۱۸ تا ۷۰ دارند دارند که از محدوده ممکن برای احتراق خارج می‌باشد. احتراق به آن علت صورت می‌گیرد که در محفظه احتراق موتورهای دیزل برخلاف موتورهای بنزینی، مخلوط سوخت و هوا به‌صورت یکنواخت پخش نشده‌است. بنابراین

^{۱۶} Electric Dynamometer

^{۱۷} Air-Fuel ratio

^{۱۸} Fuel-Air ratio

^{۱۹} Stoichiometric

^{۲۰} Rich

^{۲۱} Lean

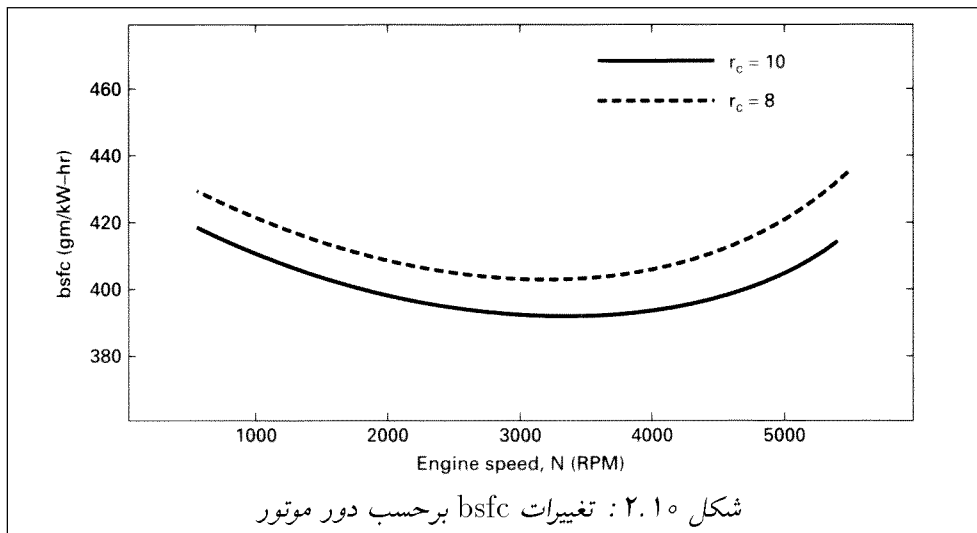
احتراق فقط در محدوده‌هایی صورت می‌گیرد که مخلوط قابل احتراق وجود داشته باشند. بقیهٔ محدوده‌ها بسیار غنی یا فقیر می‌باشند. ϕ نسبت هم‌ارزی^{۲۲} به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\phi = \frac{(F/A)_{act}}{(F/A)_{stoich}} = \frac{(A/F)_{stoich}}{(A/F)_{act}} \quad (۲.۵۷)$$

مصرف ویژه سوخت

sfc ^{۲۳} به صورت زیر تعریف می‌شود:

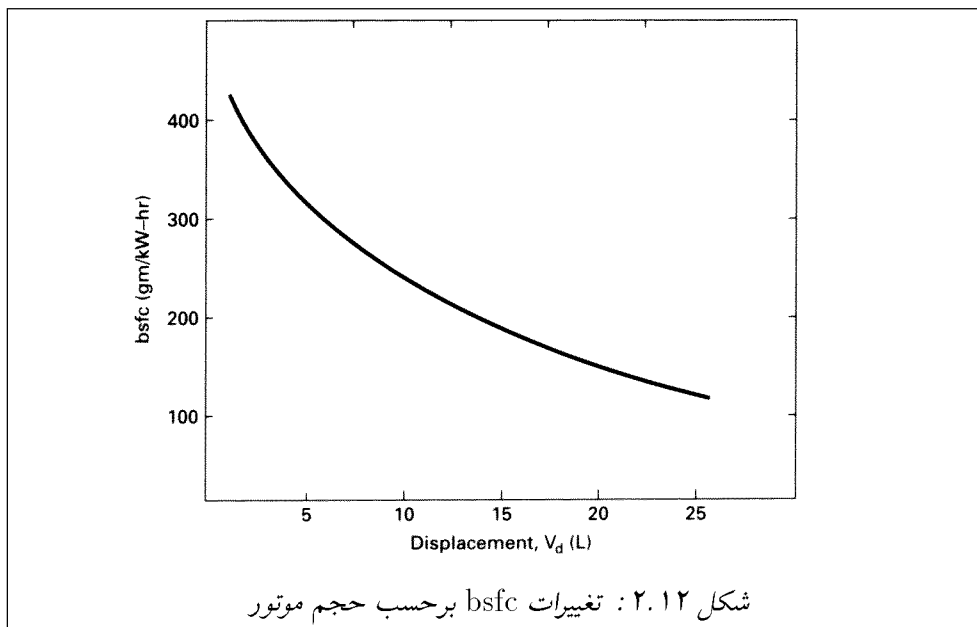
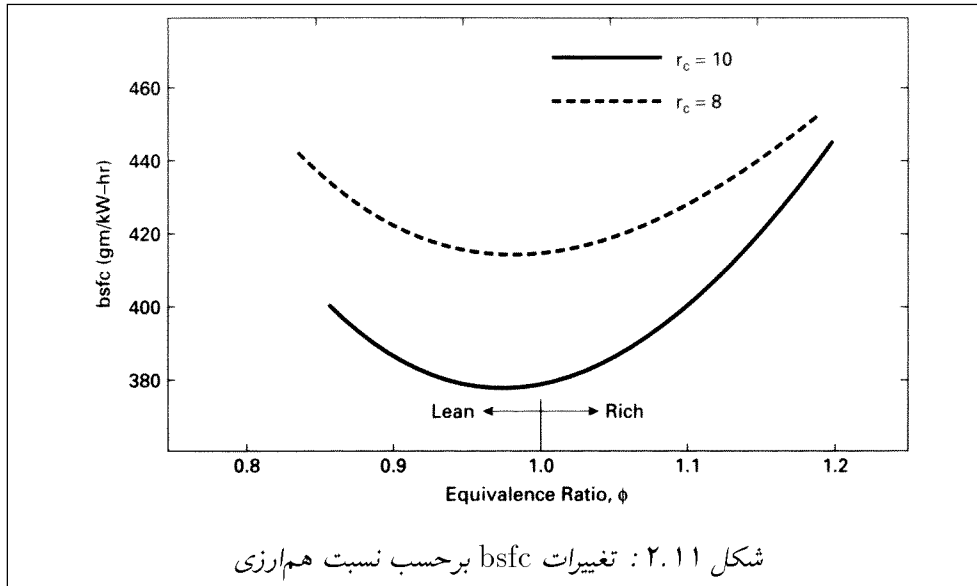
$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}}$$



که در آن \dot{m} نرخ ورود سوخت به موتور و \dot{W} توان موتور است. توان ترمزی به sfc ^{۲۴} منجر می‌شود:

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_b}$$

-
- Equivalence ratio^{۲۲}
 - Specific Fuel Consumption^{۲۳}
 - Brake Specific Fuel Consumption^{۲۴}



توان اندیکاتور به $^{25}\text{isfc}$ منجر می‌شود:

$$\text{isfc} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_i}$$

از انواع دیگر sfcها می‌توان به $^{26}\text{fsfc}$ ، $^{27}\text{igsfc}$ ، $^{28}\text{insfc}$ و $^{29}\text{psfc}$ اشاره کرد. همچنین می‌توان نشان داد که:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_b}{\dot{W}_i} = \frac{\dot{m}_f/\dot{W}_i}{\dot{m}_f/\dot{W}_b} = \frac{\text{isfc}}{\text{bsfc}} \quad (2.58)$$

که در آن η_m همان بازده مکانیکی است.

bsfc با افزایش سرعت موتور، کاهش می‌یابد، تا یک مقدار کمینه و دوباره در سرعت‌های بالا افزایش می‌یابد (شکل ۲.۱۰). مقدار آن در سرعت‌های بالا به علت افزایش اصطکاک، افزایش می‌یابد. در سرعت‌های پایین موتور، به‌علت فرصت زیاد برای انتقال حرارت در هر سیکل، بازهم مقدار آن افزایش می‌یابد. شکل ۲.۱۱ چگونگی تغییرات sfc را با تغییرات نسبت تراکم و ϕ نشان می‌دهد. در نسبت‌های تراکم بالا به علت افزایش بازده، مقدار sfc کاهش می‌یابد. مقدار آن در حدود $\phi = 1$ به کمینه خود می‌رسد و با دور شدن از آن مقدار sfc افزایش می‌یابد. به‌طور کلی مقدار bsfc با افزایش حجم جاروب شده موتور، کاهش می‌یابد و در موتورهای بزرگ به مقادیر خوبی می‌رسد (شکل ۲.۱۲). sfc را معمولاً با واحد $\text{g/kw} \cdot \text{h}$ یا $\text{lbm/hp} - \text{hr}$ نشان می‌دهند.

راندمان‌های موتور

زمان موجود برای پروسه احتراق در یک موتور بسیار کم می‌باشد و تمامی مولکول‌های سوخت نمی‌توانند اکسیژن لازم برای احتراق را بیابند و یا اینکه دمای نقاطی از محفظه احتراق به مقدار لازم نمی‌رسد. این موضوع باعث خروج مقداری مواد قابل سوختن از آگروز می‌شود. بنابراین راندمان احتراق 3 تعریف می‌شود. که نسبت جرمی هیدروکربن‌های سوخته به جرم کل سوخت ورودی است. مقدار η_c حدود 95% تا 98% در حالت معمولی کارکرد موتور می‌باشد.

25 Indicated Specific Fuel Consumption

26 Friction Specific Fuel Consumption

27 Indicated Gross Specific Fuel Consumption

28 Indicated Net Specific Fuel Consumption

29 Pumping Specific Fuel Consumption

30 Combustion Efficiency

برای یک سیکل موتور در یک سیلندر مقدار گرمای به وجود آمده برابر است با:

$$Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c \quad (2.59)$$

برای حالت دائم

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_f Q_{HV} \eta_c \quad (2.60)$$

راندمان ترمودینامیکی^{۳۱} برابر است با

$$\eta_t = \frac{W}{Q_{in}} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_f Q_{HV} \eta_c} = \frac{\eta_f}{\eta_c} \quad (2.61)$$

که در آن W کار انجام شده در یک سیکل، \dot{W} توان، m_f جرم سوخت در یک سیکل، \dot{m}_f دبی جرمی سوخت، Q_{HV} ارزش حرارتی سوخت و η_f بازده احتراق هستند. بازده ترمودینامیکی را می‌توان هم به صورت ترمزی و هم به صورت ادیکاتور^{۳۲} محاسبه کرد مبنی بر اینکه در معادله (۲.۶۱) از W به چه صورتی استفاده شود. در ادامه می‌توان بازده مکانیکی^{۳۳} را به صورت زیر تعریف کرد:

$$\eta_m = \frac{(\eta_t)_b}{(\eta_t)_i} \quad (2.62)$$

η_t اندیکاتور^{۳۱} حدود ۵۰ تا ۶۰ درصد می‌باشد اما η_t ترمزی آنها به ۳۰ درصد می‌رسد. در بعضی موتورهای دیزل با سرعت پایین مقدار η_t ترمزی به بالای ۵۰ درصد می‌رسد. راندمان Fuel Conversion به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\eta_f = \frac{W}{m_f Q_{HV}} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_f Q_{HV}}$$

$$\eta_f = \frac{1}{(\text{sfc}) Q_{HV}}$$

برای یک تک سیکل راندمان ترمودینامیکی خواهد شد:

$$\eta_t = \frac{W}{m_f Q_{HV} \eta_c} \quad (2.63)$$

Thermal Efficiency^{۳۱}
Indicated^{۳۲}
Mechanical Efficiency^{۳۳}

بازده حجمی

یکی از موضوعاتی که نقش بسیار زیادی در بازده و قدرت یک موتور دارد، مقدار هوای ورودی به داخل محفظه احتراق در هر سیکل است. مقدار بیشتر هوای ورودی به معنی مقدار بیشتر سوخت قابل احتراق و در نتیجه کار خروجی بیشتر از موتور می‌باشد. رساندن سوخت بیشتر به داخل محفظه احتراق بسیار ساده‌تر از رساندن هوای بیشتر به داخل محفظه است. در ابتدا این‌طور به نظر می‌رسد که مقدار هوای ورودی به درون سیلندر برابر چگالی هوای محیط در حجم جاروب شده موتور است اما به علت زمان بسیار کوتاه مکش و مقاومت‌های مختلف بر سر راه ورود هوا مانند پورت‌ها، سوپاپ، مینیفولد و فیلترها، مقدار هوای کمتری نسبت به حالت ایده‌آل وارد موتور محفظه احتراق می‌شود. این پدیده منجر به تعریف بازده حجمی^{۳۴} می‌شود.

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a V_d} \qquad \eta_v = \frac{n \dot{m}_a}{\rho_a V_d N} \qquad (2.64)$$

در شرایط استاندارد داریم:

$$P_o = 101 \text{ kpa}$$

$$T_o = 298 \text{ K}$$

$$\rho_o = 1.181 \text{ kg/m}^3$$

بعضی اوقات برای معادلات (۲.۶۳) و (۲.۶۴) از شرایط داخل مینیفولد استفاده می‌کنند. در این حالت دما کمی بیشتر از محیط و فشار کمتر از محیط می‌باشد. مقادیر η_v در حالت دریچه گاز کاملاً باز (WOT) در حدود ۷۵ تا ۹۰ درصد است. مقدار η_v با بستن تدریجی دریچه گاز کاهش می‌یابد. زیاد کردن مقاومت ورودی به داخل موتور (با بستن دریچه گاز) اولین راه کنترل توان خروجی از موتور در موتورهای SI است.

مفاهیم و نکات اساسی

mep فشار مؤثر متوسط سیکل	V_d حجم جابجایی	b قطر سیلندر
رابطه imep، bmep و fmep	V_c حجم مرده	a شعاع لنگ
رابطه گشتاور، bmep و توان	رابطه V_d و θ	s کورس پیستون
A/F و F/A و محدوده آنها	سطح محفظه احتراق	N دور موتور
ϕ	نسبت تراکم	\bar{u}_p سرعت متوسط پیستون
sfc	سیکل $p - v$ در موتور SI	محدوده \bar{u}_p
رابطه sfc با سرعت و نسبت تراکم	کار	تقسیم‌بندی براساس b/s
η_c ، η_t ، η_f و η_v	بازده مکانیکی	رابطه u_p و θ

مسائل

۲.۱ یک موتور چهارسیلندر دوزمانه با سیکل دیزل کار می‌کند. قطر سیلندر ۹/۱۰ cm، کورس آن ۱۲/۶ cm و نسبت تراکم ۱۸ است. این موتور، توان ترمزی ۸۸ kW را در دور ۲۰۰۰ rpm تولید می‌کند. حساب کنید:

- حجم جابجایی موتور.
- bmep
- گشتاور
- حجم مرده یک سیلندر.

۲.۲ یک موتور چهار سیلندر چهارزمانه $L = ۲/۴$ با دور ۳۲۰۰ rpm کار می‌کند. نسبت تراکم آن ۹/۴ و طول شاتون آن ۱۸ cm است. قطر سیلندر و کورس از رابطه $s = ۱/۰۶b$ پیروی می‌کنند. حساب کنید:

- حجم مرده یک سیلندر.
- کورس و قطر سیلندر.
- سرعت متوسط پیستون.

۲.۳ اندازه‌های قطر سیلندر و طول کورس از رابطه $s = \alpha b$ پیروی می‌کنند. آیا می‌توانید فرق موتورهای با α بزرگتر از یک و α کوچکتر از یک را توضیح دهید؟

۲.۴ در یک موتور دیزل ۸ سیلندر $b = 5/375$ in و $s = 8/0$ in می‌باشد. سیکل آن چهارزمانه است و در دور ۱۰۰۰ RPM قدرت ۱۵۲ HP را با بازده مکانیکی ۰/۶۰ تولید می‌کند. حساب کنید:

- حجم جابجایی موتور.
- bmep
- گشتاور در دور ۱۰۰۰ RPM.
- توان اندیکاتوری.
- توان اصطکاکی.

۲.۵ یک موتور تک سیلندر چهارزمانه دیزل با $b = 12/9$ cm و $s = 18/0$ cm در دور ۸۰۰ RPM کار می‌کند. این موتور در این دور گشتاور $76 \text{ N} \cdot \text{m}$ را تولید می‌کند و در هر ۴ دقیقه، 113 kg سوخت را می‌سوزاند. محاسبه کنید:

- bsfc
- bmep
- bp

فصل ۳

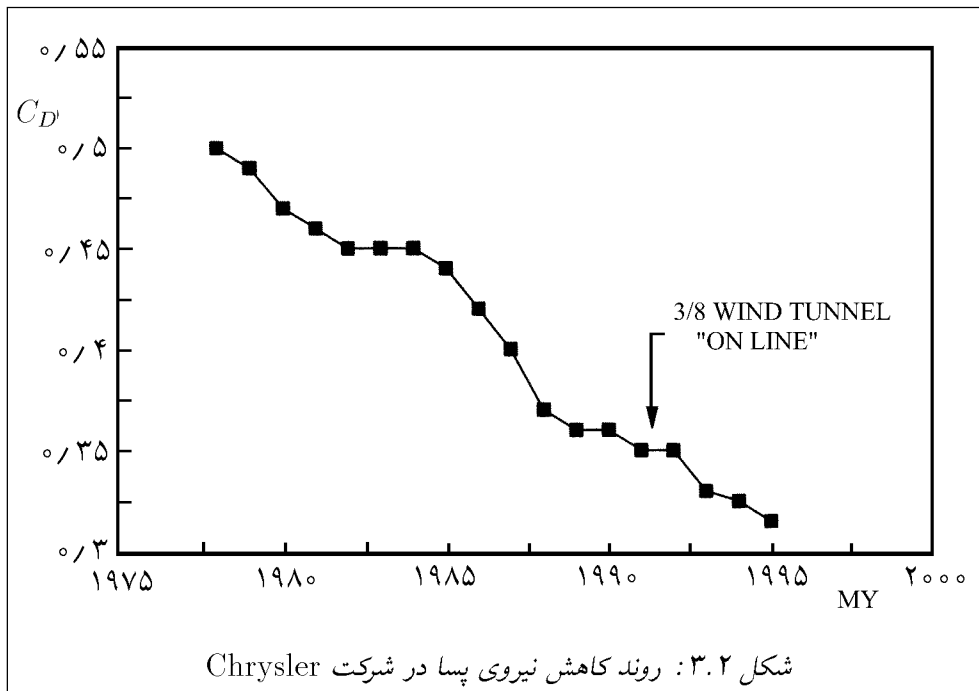
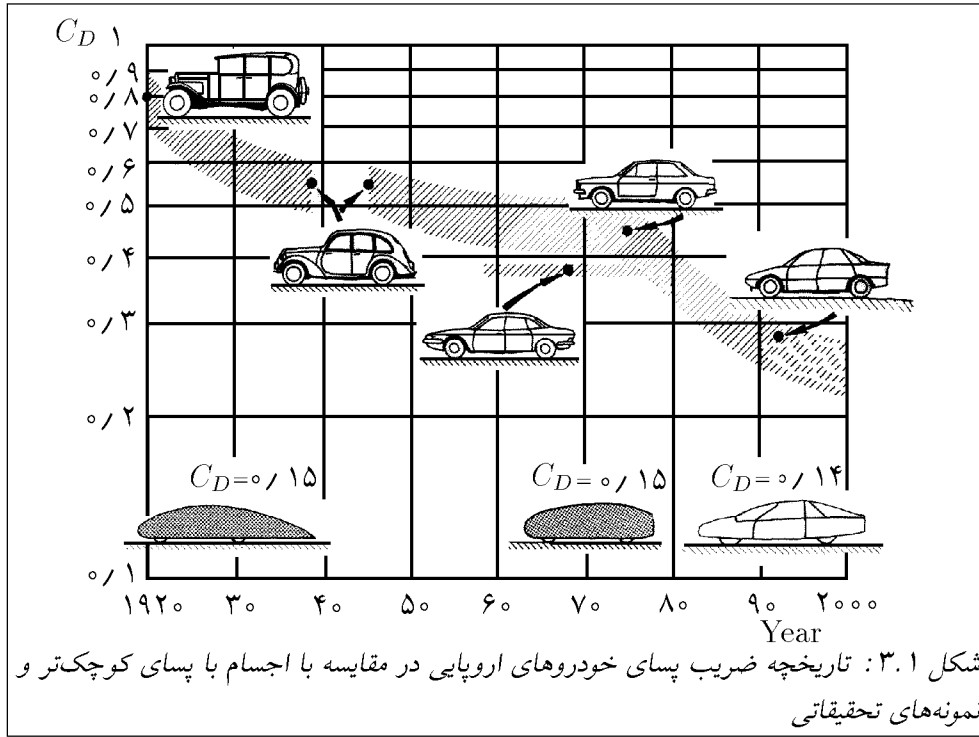
راندمان خودرو

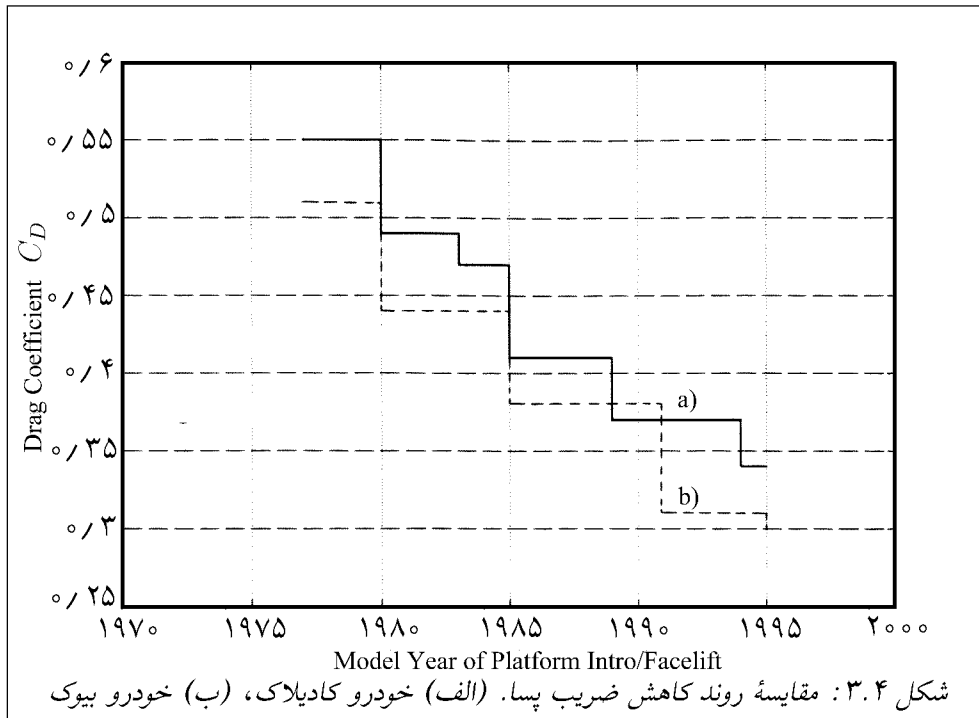
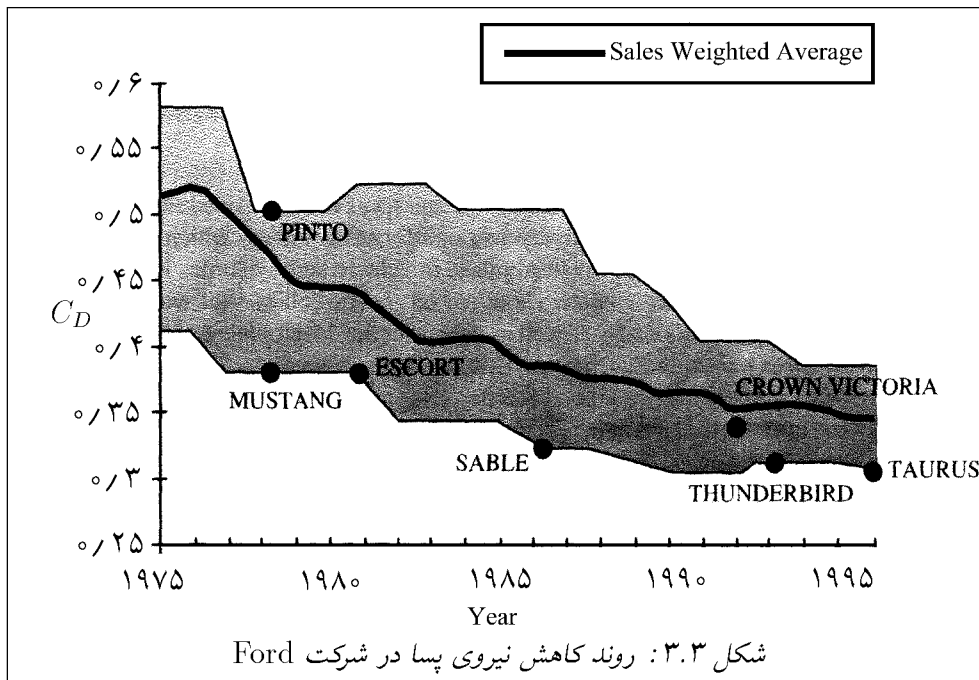
مقدمه

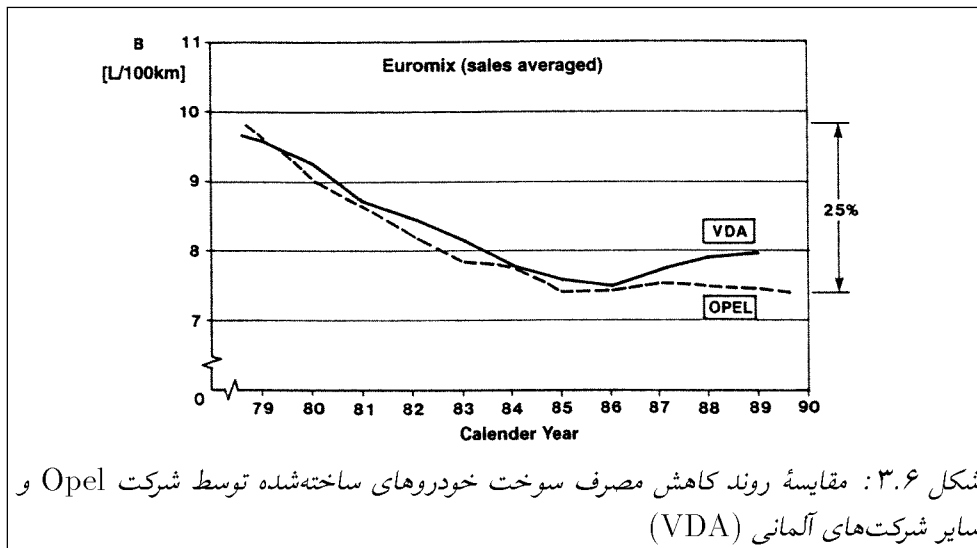
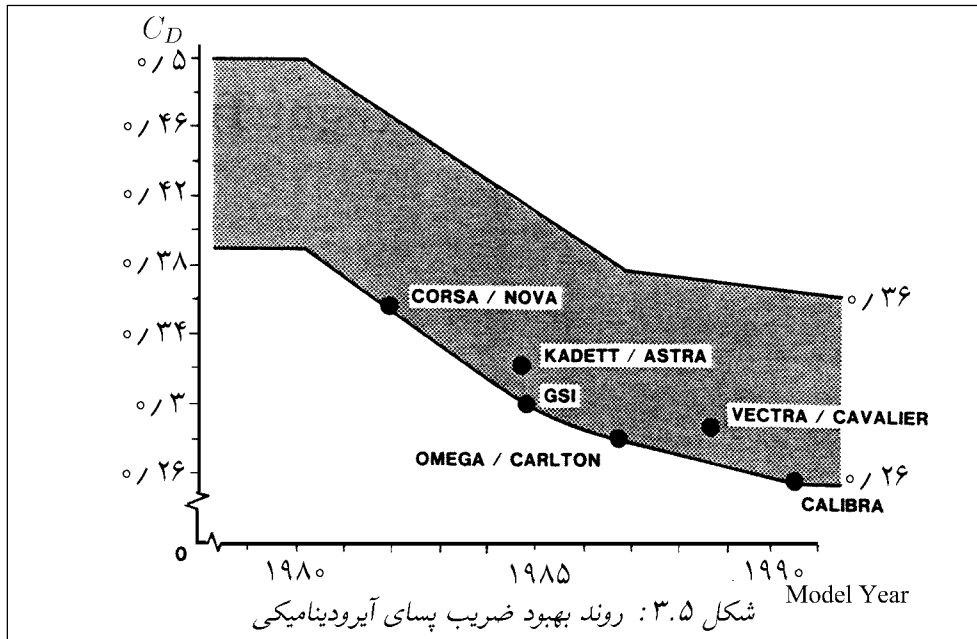
در گذشته بهترین انگیزه برای کاهش پسای آیرودینامیکی خودروهای اروپایی، بالابردن ماکزیمم سرعت آنها بوده است. علی‌رغم اینکه امروزه به‌طور رسمی تولیدکنندگان خودرو آن سیاست را دنبال نمی‌کنند، در بعضی کشورها یکی از ملاک‌های تصمیم‌گیری جهت خرید اتومبیل، سرعت ماکزیمم می‌باشد. امروزه با به‌میان آمدن محدودیت‌های سرعت این معیار از اهمیت کمتری برخوردار است و پسای آیرودینامیکی کمتر برای بسیاری از افراد مهم‌تر از تند راندن است. مهم‌تر از همه اینکه با افزایش قیمت سوخت و به‌میان آمدن قوانین و استانداردهای زیست محیطی که برای میزان آلاینده‌ها و مصرف سوخت محدودیت‌هایی را اعمال نمودند، فعالیت سازندگان خودرو به سمت کاهش دادن میزان آلاینده‌ها، کاهش مصرف سوخت و جلوگیری از گرم شدن بیش از حد جهان سوق پیدا کرد. به‌طوری که در بیست سال گذشته تلاش برای بهبود مصرف سوخت، کاهش پسای آیرودینامیکی و بهبود راندمان موتور، بخش اعظم پیشرفت‌های حاصله را به خود اختصاص داده است.

روند کاهش پسای آیرودینامیکی در این مدت در شکل ۳.۱ نشان داده شده‌است. برای جزئیات بیشتر، پیشرفت‌های حاصله توسط سه شرکت بزرگ (کرایسلر، فورد و جنرال موتورز) در آمریکا در شکل‌های ۳.۲ تا ۳.۴ نشان داده شده‌است.

این نتایج به‌همراه روند کاهش مصرف سوخت برای یک خودروساز اروپایی در شکل‌های ۳.۵ و ۳.۶ مشاهده می‌شود. جالب توجه است که علیرغم همه پیشرفت‌های حاصله جهت کاهش پسای آیرودینامیکی، میزان مصرف سوخت در دهه‌های اخیر شروع به افزایش کرده‌است. علت آن را می‌توان در این دانست که وزن خودروهای اروپایی به‌طور متوسط به‌جای کم شدن روندی افزایشی داشته‌است. اگر به شکل ۳.۵ توجه کنیم براحتمی مشاهده می‌شود که میزان موفقیت حاصله در کاهش







پسای آیرودینامیکی در ۱۰ سال اخیر غیر معقول می‌باشد. دلیل کاهش این روند، عدم توانایی علم آیرودینامیک نبوده‌است. هدف خودروسازان بهینه کردن یک پارامتر مستقل و چشم‌پوشی کردن از بقیه نمی‌باشد. همانند هر یک از خصوصیات، آیرودینامیک هم تنها یکی از دهها پارامتری است که باید با سایرین موازنه شود. به‌طور نمونه راندمان را در نظر می‌گیریم که آن هم تنها یکی از پارامترهای مورد بررسی است. جهت رسیدن به راندمان بهتر عوامل فراوانی از جمله کاهش پسای آیرودینامیکی و کاهش وزن مناسب دخیل و حائز اهمیت هستند.

از طرف دیگر موازنه صحیح بین پارامترهای وابسته، به نحوه استفاده از خودرو، هدف در نظر گرفته شده برای طراحی خودرو و هنجارهای رانندگی^۱ بستگی دارد. برای دست‌یافتن به مقادیر و محدودیت‌های در نظر گرفته شده برای مصرف سوخت، هنجارهای رانندگی که مقادیر استانداردهای آلاینده‌ها را نیز ارضا می‌نماید به‌صورت مدون در آمده‌اند. اما متأسفانه این هنجارها یگانه نیستند و به‌طور مشخص در هر کشوری فرق می‌کنند. در ادامه به بررسی هر یک از پارامترها و نحوه تأثیر هر کدام بر راندمان خودرو خواهیم پرداخت.

مقاومت‌های در مقابل حرکت

۱. معادله حرکت

بر اساس قانون دوم حرکت نیوتن نیروی کششی^۲، F_T مورد نیاز در سطح مشترک چرخ‌ها و جاده به‌صورت زیر است:

$$F_T = D + R + m \frac{dV}{dt} + mg \sin \alpha \quad (۳.۱)$$

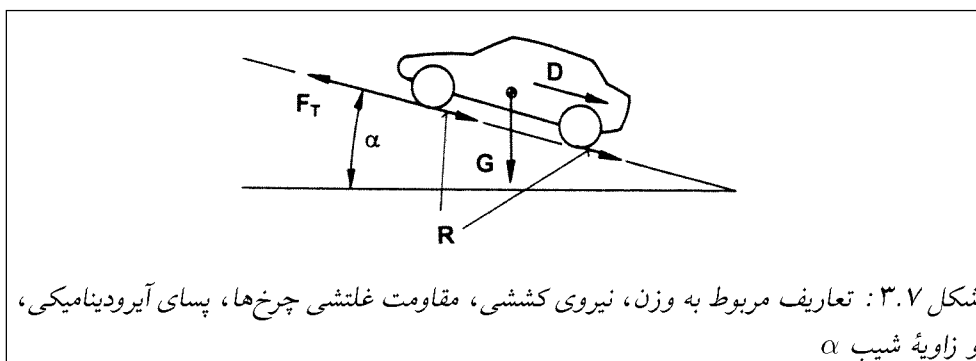
که در آن D ، پسای آیرودینامیکی، R مقاومت چرخ‌ها، m جرم خودرو، V سرعت اتومبیل، g شتاب جاذبه و α زاویه شیب جاده می‌باشد. پارامترهای فوق در شکل ۳.۷ مشاهده می‌شوند. دو جمله آخر معادله (۳.۱) به این صورت دسته‌بندی می‌شوند که $m \frac{dV}{dt}$ را مقاومت در برابر شتاب^۳ و $mg \sin \alpha$ را مقاومت در برابر صعود^۴ می‌گویند.

^۱ Driving schedual

^۲ Traction force

^۳ Acceleration resistance

^۴ Climbing resistance



۲. آنالیز مقاومت‌های در برابر حرکت

پسای آیرودینامیکی

پسای آیرودینامیکی به ابعاد خودرو (که با مساحت مقطع جلویی^۵، A ، مشخص می‌گردد)، ضریب پسای C_D (که که شاخصی از نوع جریان در اطراف خودرو را نشان می‌دهد) و مربع سرعت اتومبیل بستگی دارد و می‌توان آن را به صورت زیر بیان نمود:

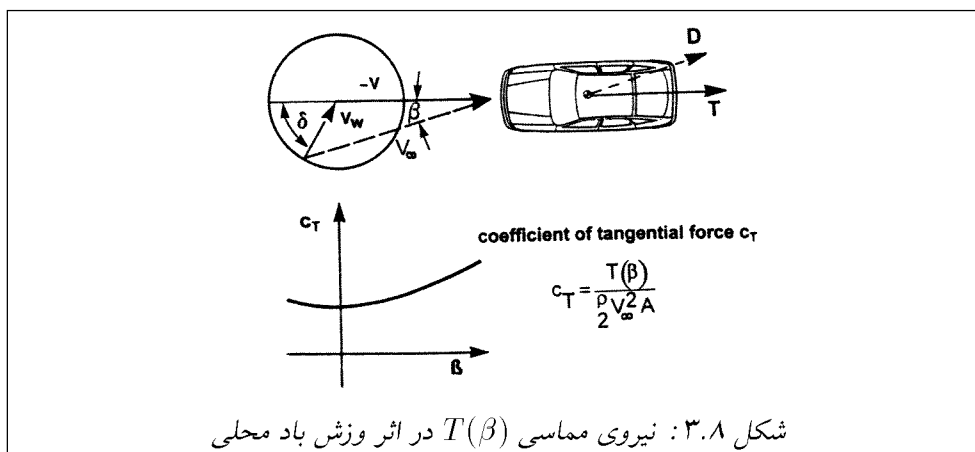
$$D = \frac{\rho}{2} V^2 C_D A \quad (3.2)$$

معادله (۳.۲) برای رانندگی در هوای ساکن معتبر می‌باشد و این حالت به ندرت پیش می‌آید. در حالت کلی بادی که در حال وزش است، سرعت V_w و جهت δ آن مرتب در حال تغییر است. بردار حاصل از مجموع بردار سرعت خودرو V (با علامت منفی) و سرعت باد V_w را با V_∞ که با زاویه انحراف^۶ β به خودرو نزدیک می‌شود نشان می‌دهند. شکل ۳.۸ نشان‌دهنده جمع برداری فوق می‌باشد. در این حالت خاص نیروی آیرودینامیکی را که باید بر آن غلبه نمود، پسا نمی‌نامند. زیرا پسا نیرویی است که در جهت باد متوجه وارد می‌شود و در شکل ۳.۸ با D نشان داده شده‌است. نیرویی که باید بر آن غلبه شود نیروی مماسی T است که در امتداد محور طولی خودرو که همان جهت حرکت خودرو به جلو می‌باشد، است. لازم به ذکر است که در آمریکا به این نیروی مماسی پسا می‌گویند. همانند تعریف پسا که در بالا ارائه دادیم، برای این حالت به جای ضریب پسا، ضریب نیروی مماسی C_T تعریف می‌گردد.

$$T = \frac{\rho}{2} V_\infty^2 C_T A \quad (3.3)$$

که C_T تابعی از β است ($C_T(\beta)$). همان‌طور که در شکل ۳.۸ نشان داده شده، ضریب نیروی

^۵ Frontal area
^۶ Yawing angle



مماسی C_T با افزایش زاویه انحراف β افزایش می‌یابد. برای محاسباتی که در مورد میزان مصرف سوخت می‌شود از این مورد معمولاً صرف‌نظر می‌شود. این چشم‌پوشی به این دلیل مجاز است که معادله (۳.۲) برای حالتی که $\beta < 8^\circ$ باشد معتبر است، یعنی:

$$\beta < 8^\circ, C_T \approx C_D$$

مقاومت چرخ‌ها

مقاومت چرخ‌ها که با R نشان می‌دهند وابسته به جرم m خودرو و ضریب مقاومت غلتشی f_R است و به صورت زیر بیان می‌شود:

$$R = f_r G \quad (3.4)$$

که در آن $G = mg$ نیروی است که خودرو به سبب جرم خود بر زمین وارد می‌نماید. ضریب مقاومت غلتشی تابعی از پارامترهای زیر می‌باشد.

الف) ابعاد و ساختار لاستیک‌ها

ب) فشار لاستیک‌ها

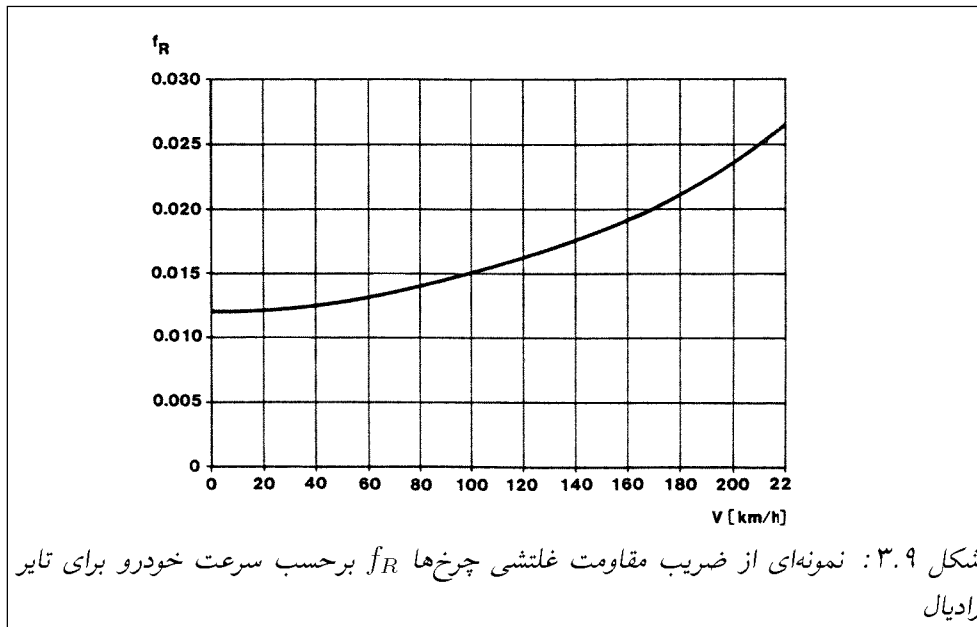
پ) هندسه اکسل

ت) زاویه انحراف چرخ از صفحه قائم^۷ و زاویه چرخ نسبت به محور طولی خودرو^۸

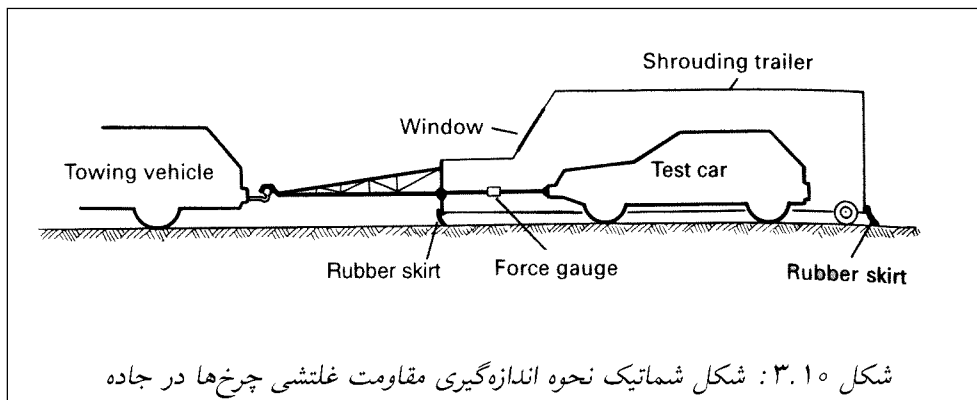
^۷ Caster
^۸ Camber

ث) محرک یا متحرک بودن چرخ‌ها.

مقدار f_R باید به روش تجربی، تعیین گردد. شکل ۳.۹ نتایج را برای یک نمونه خاص نشان می‌دهد. در اکثر موارد f_R توسط یک درام که لاستیک در سطح داخلی یا خارجی آن قرار می‌گیرد اندازه‌گیری

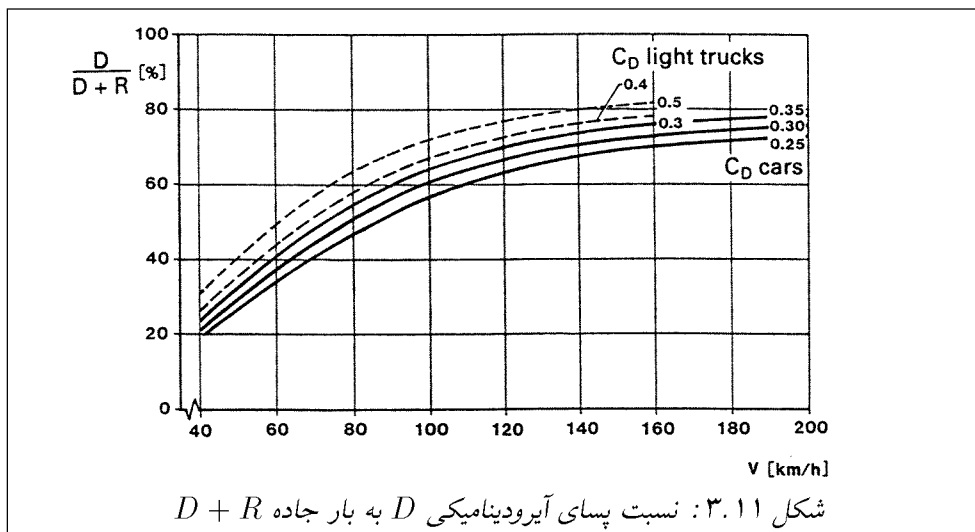


می‌شود که با مقادیر غلتش روی یک سطح صاف یکسان نمی‌باشد. از این رو مقادیر f_R به دست آمده از درام و جاده متفاوت هستند. برای مقاصد تحقیقاتی مقاومت غلتشی را در جاده نیز اندازه می‌گیرند که شکل شماتیک نحوه اندازه‌گیری در شکل ۳.۱۰ مشاهده می‌شود.



نسبت پسای آیرودینامیکی به مقاومت غلتشی چرخ‌ها

در طول رانندگی با سرعت ثابت و سطح بدون شیب، مقاومت‌هایی که در برابر حرکت خودرو وجود دارند تنها شامل پسای آیرودینامیکی و مقاومت غلتشی چرخ‌ها می‌شود (به معادله (۳.۱) توجه شود). نحوه تغییرات مقادیر نسبی این مقاومت‌ها با سرعت خودرو در شکل ۳.۱۱ مشاهده می‌شود. رابطه



بین پسای آیرودینامیکی D و مقاومت در برابر حرکت $D + R$ (که معمولاً بار جاده^۹ نامیده می‌شود). برحسب سرعت خودرو به ازای ضرایب پسای مختلف در این شکل دیده می‌شود. شکل ۳.۱۱ به صورت عددی آن چیزی را که عموماً برداشت می‌شود تایید می‌کند و آن اینکه در سرعت‌های بالا پسای آیرودینامیکی غالب است. یک قانون سرانگشتی که از این شکل برداشت می‌شود این است که در سرعت ۵۰ mph (۸۰ km/h)، ۵۰٪ پسای کلی، ناشی از آیرودینامیک است.

مقاومت در برابر صعود

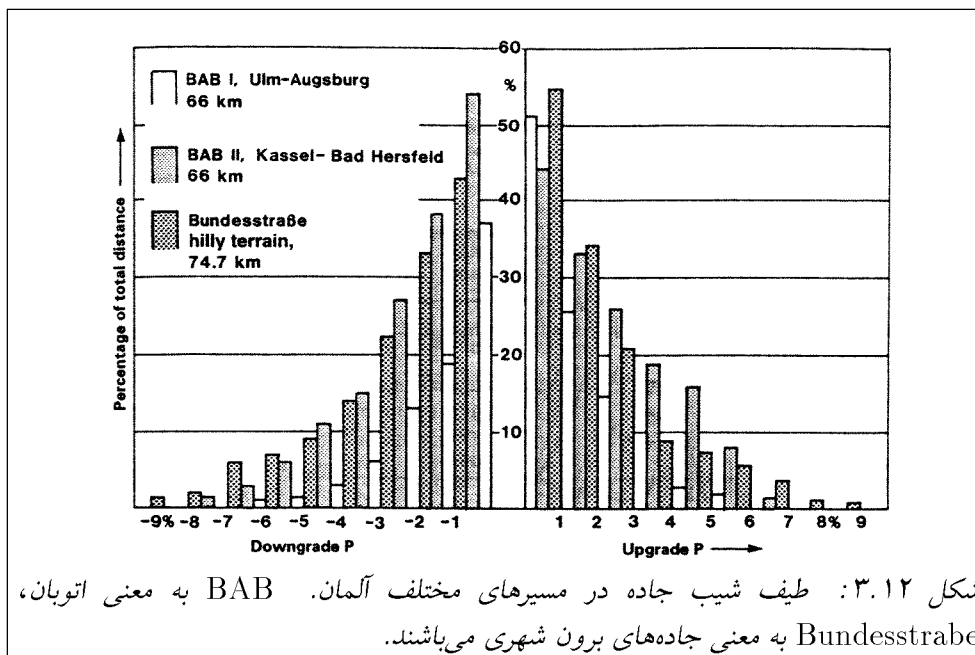
این نوع مقاومت در ارزیابی مربوط به مصرف سوخت و در حالت سرعت ثابت به حساب نمی‌آید. دلیل آن این است که استخراج نمودن یک پروفیل ارتفاع^{۱۰} مشکل می‌باشد (اگر غیر ممکن نباشد). چنین کاری توسط K. Schubert تحقق پیدا کرده است. او شیب (Grade^{۱۱}) مسیرهای تپه‌ای

^۹ Road load

^{۱۰} Geodetic

^{۱۱} سینوس زاویه شیب

خاصی را در اتوبان‌ها و جاده‌های برون شهری آلمان طبقه‌بندی نمود که نتایج آن در شکل ۳.۱۲ قابل مشاهده است.



جرم خودرو

برای اصلاح جرم خودرو، باید به جای m در معادله (۳.۱)، جرم موثر m_{eff} را جایگزین نمود، که به این صورت تعریف می‌گردد:

$$m_{\text{eff}} = m(1 + \varepsilon_i) \quad (3.5)$$

که $\varepsilon_i \cdot m$ جرم مجازی معادل اجزاء گردنده (چرخ‌ها، موتور، چرخ‌دنده‌ها، محورها و ...) قوای محرکه می‌باشد و اندیس i بیان می‌کند که نسبت جرمی معادل (ε_i)، وابسته به دنده درگیر است. مقادیر عددی برای یک نمونه از سیستم انتقال قدرت در زیر آمده است:

$$\text{دنده یک} \quad \varepsilon_1 = 0.25$$

$$\text{دنده دو} \quad \varepsilon_2 = 0.15$$

$$\text{دنده سه} \quad \varepsilon_3 = 0.10$$

$$\text{دنده چهار} \quad \varepsilon_4 = 0.075$$

برای خودروهای سواری معمولی این رابطه تقریباً به صورت زیر می‌باشد:

$$m_{\text{eff}} = m(1.04)^{0.7} \cdot 0.025(N_i N_f)^2 \quad (3.6)$$

در این معادله N_i نسبت دنده و N_f نسبت دیفرانسیل است.

راندمان

۱. دیاگرام نیروی کششی

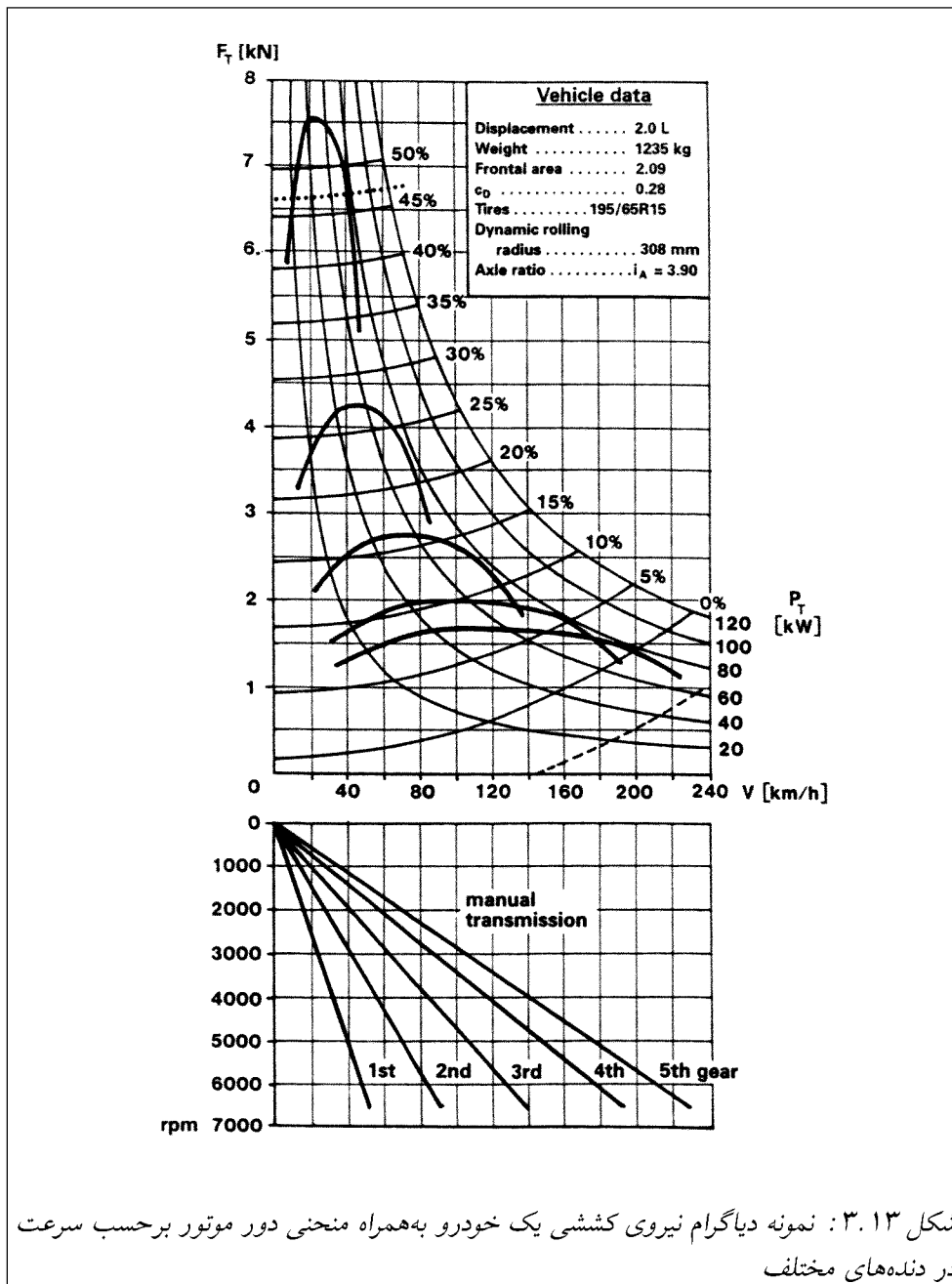
راندمان یک اتومبیل توسط منحنی معروف راندمان قابل شرح است. یک نمونه از این منحنی برای یک ماشین اروپایی کلاس متوسط در شکل ۳.۱۳ دیده می‌شود. داده‌های مربوط به خودرو در سمت راست بالای شکل آورده شده است. سیستم انتقال قدرت پنج دنده است. نیروی کششی F_T برحسب سرعت رسم شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود خطوط با توان کششی ثابت هذلولوی هستند. منحنی‌های مربوط به بار جاده^{۱۲} که آنها هم هذلولوی مرتبه ۲ هستند برای درصد شیب‌های^{۱۳} مختلف رسم شده است. خطوط ضخیم، منحنی‌های موتور در پنج دنده در حالت بار کامل^{۱۴} است می‌باشند. اگر روی هر نقطه‌ای از منحنی بار جاده قرار داشته باشیم، فاصله عمودی آن نقطه تا هر یک از منحنی‌های مربوط به WOT نشان‌دهنده میزان ΔF_T است که از آن می‌توان برای شتاب گرفتن استفاده نمود و در دنده فوق حرکت کرد و یا این که در جاده‌ای با درصد شیب بالاتر حرکت نمود. برای درک بهتر این مطلب مثالی را بیان می‌کنیم. فرض می‌کنیم که خودرو در جاده‌ای مسطح (درصد شیب صفر) و با سرعت ۱۲۰ km/h حرکت می‌کند. اگر نقطه فوق را از روی منحنی پیدا کنید خواهید دید که این نقطه بر روی منحنی WOT مربوط به هیچ دنده‌ای قرار ندارد، مقدار فاصله عمودی این نقطه تا هر یک از خطوط پر رنگ بیانگر مقدار نیرویی است که از آن می‌توان برای شتاب گرفتن و حرکت کردن در دنده مذکور استفاده نمود و یا این که در جاده‌ای که درصد شیب آن از نقطه مورد نظر می‌گذرد حرکت نمود که در مثال فوق در حدود ۷٪ می‌باشد. برای نمونه دیگر از منحنی براحتی معلوم است که با توان کششی ۸۰ Kw روی جاده بدون شیب، ماکزیمم سرعت خودرو در دنده پنج برابر با ۲۰۰ km/h می‌باشد. اما در جاده‌ای با درصد شیب ۵٪ و همان توان کششی، سرعت ماکزیمم در حدود ۱۶۰ km/h و در دنده چهار روی می‌دهد. در منحنی پایینی شکل ۳.۱۳ دور موتور به rpm برحسب سرعت V برای دنده‌های مختلف رسم

^{۱۲} Road load: قبلاً ذکر شد که بار جاده به مجموع مقادیر $D + R$ اطلاق می‌گردد. بنابراین خطوط فوق برای

حالتی که خودرو با سرعت ثابت و بدون شتاب حرکت می‌کند، رسم شده‌اند.

^{۱۳} Grades

^{۱۴} WOT: wide open throttle



شکل ۳.۱۳: نمونه دیاگرام نیروی کششی یک خودرو به همراه منحنی دور موتور بر حسب سرعت در دنده‌های مختلف

شده‌اند. توسط این منحنی می‌توان دور موتور را برای هر سرعت و در هر دنده‌ای محاسبه نمود. در آمریکا مرسوم است که این منحنی‌ها را براساس شیب خطوط، (N/V) معرفی می‌کنند. برای اتومبیل‌هایی که از مبدل گشتاور^{۱۵} استفاده می‌کنند، این منحنی‌ها برای هر دنده خطی نمی‌باشد. معمولاً در خودروهای تجاری نسبت دنده‌ها را طوری در نظر می‌گیرند که از رابطه زیر پیروی کنند:

$$N_i = K_g N_{i-1} \quad (۳.۷)$$

که در آن نسبت دنده i ام و N_{i-1} نسبت دنده $i-1$ ام و K_g یک مقدار ثابت می‌باشد. اما در خودروهای معمولی این نسبت‌ها به گونه‌ای است که خودرو به راحتی به یک سرعت ویژه (مثلاً 100 km/h) برسد. در این گونه خودروها عدد K_g در دنده‌های سنگین کمتر و در دنده‌های سبک، زیادتر می‌شود. این بدان معناست که دنده‌های سبک به هم نزدیک‌تر می‌باشند. این نسبت دنده‌ها برای خودروهای مختلف را در جدول شکل ۳.۱۴ مشاهده می‌کنید.

تلفات انرژی زیادی در راه انتقال قدرت از موتور به چرخ‌ها وجود دارد که منجر به تعریف یک راندمان در سیستم انتقال قدرت می‌شود. معمولاً از مقدار راندمان متوسط برای یک خودرو استفاده می‌کنند.

یکی از مسائلی که باعث تغییر دیاگرام نیروی کششی می‌شود لغزش لاستیک‌ها می‌باشد. این لغزش مقدار نیروی کششی را بین ۲ تا ۵ درصد کاهش می‌دهد. این موضوع را در شکل ۳.۱۵ مشاهده می‌کنید.

۲. سرعت ماکزیمم

امروزه با توجه به میزان مصرف سوخت سرعت ماکزیمم در برابر پارامترهای دیگر از اهمیت کمتری برخوردار است. به‌عنوان یک عامل محدودکننده تولیدکنندگان خودرو در آلمان محدودیت سرعت 250 km/h را توسط سیستم‌های الکتریکی اعمال نموده‌اند. ماکزیمم سرعت را می‌توان از نیروی کششی F_T و ماکزیمم توان $P_{b,nom}$ بدست آورد. با توجه به رابطه:

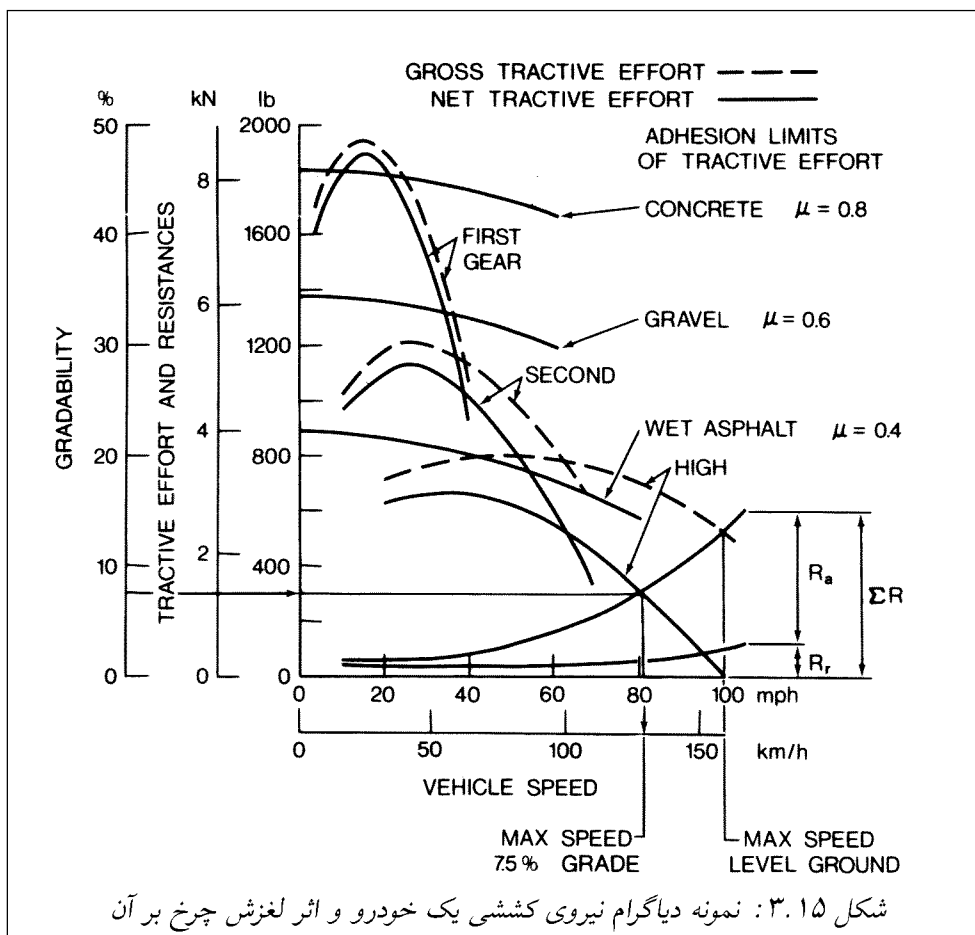
$$P_T = F_T V \quad (۳.۸)$$

برای سرعت ماکزیمم داریم:

$$V_{max} = \frac{P_{T,V_{max}}}{F_{T,V_{max}}} \quad (۳.۹)$$

Vehicle	Transmission Type	Gearbox Gear Ratios					Final Drive Gear Ratio
		1st	2nd	3rd	4th	5th	
Audi A4 1.8	Manual	3.50	2.12	1.43	1.03	0.84	4.11
Audi A6 Avant 2.5 TDI	Manual	3.78	2.18	1.31	0.89	0.69	3.7
BMW 320i	Manual	4.23	2.52	1.66	1.22	1.00	3.45
BMW 525i	Manual	4.20	2.49	1.67	1.24	1.00	3.23
Buick Park Avenue 3.8i	Automatic	2.92	1.57	1.00	0.70		2.97
Cadillac DeVille 4.6i	Automatic	2.96	1.63	1.00	0.68		3.11
Cadillac Seville	Automatic	2.92	1.57	1.00	0.70		2.97
Chrysler Voyager 3.0 V6	Manual	3.31	2.06	1.36	0.97	0.71	3.77
Dodge Intrepid 3.3i	Automatic	2.84	1.57	1.00	0.69		3.66
Fiat Punto 1.6	Manual	3.91	2.16	1.48	1.12	0.90	3.73
Ford Escort 1.8 TD	Manual	3.42	2.14	1.45	1.03	0.77	3.56
Ford Galaxy 2.0 16V	Manual	3.58	2.05	1.34	0.97	0.80	4.53
Honda Civic 1.5i	Manual	3.25	1.90	1.25	0.91	0.75	4.25
Honda Odyssey 2.2i	Automatic	2.74	1.57	1.08	0.73		4.43
Mazda 323 1.8i	Manual	3.31	1.83	1.31	1.03	0.795	4.11
Mercedes-Benz C220	Manual	3.91	2.17	1.37	1.00	0.81	3.67
Mercedes-Benz E320	Automatic	3.87	2.25	1.44	1.00		3.07
Mercedes-Benz S420	Automatic	3.87	2.25	1.44	1.00		2.82
Mercury Cougar 3.8i	Automatic	2.84	1.56	1.00	0.70		3.27
Nissan Sunny 2.0 diesel	Manual	3.33	1.96	1.29	0.93	0.73	3.65
Oldsmobile Aurora 4.0i	Automatic	2.96	1.62	1.00	0.68		3.48
Peugeot 405 2.0i T16	Manual	3.42	1.82	1.25	0.97	0.77	3.93
Renault Laguna 2.0i	Manual	3.72	2.05	1.32	0.97	0.79	3.87
Toyota Corolla 1.3i	Manual	3.55	1.90	1.31	0.97	0.815	4.06
Toyota Camry Wagon 3.0i	Manual	3.54	2.04	1.32	1.03	0.82	3.63
Volkswagen Passat 2.0	Manual	3.78	2.12	1.46	1.03	0.84	3.68
Volvo 440 1.7i	Manual	3.73	2.05	1.32	0.97	0.79	3.73
Volvo S70	Automatic	3.61	2.06	1.37	0.98		2.74
Volvo S70	Manual	3.07	1.77	1.19	0.87	0.70	4.00

شکل ۳.۱۴: نسبت دنده‌ها برای خودروهای سواری



راندمان سیستم انتقال قدرت بین ورودی جعبه دنده تا چرخ‌ها به صورت زیر است:

$$\eta_D \equiv \frac{P_T}{P_{b,T}} \quad (3.10)$$

که در آن $P_{b,T}$ توان ترمزی موتور^{۱۶} است که نیروی کششی را تأمین می‌کند (این توان شامل $P_{b,T}$ که صرف حرکت متعلقات می‌شود نمی‌باشد). با جایگزینی از معادله (۳.۱۰) در معادله (۳.۹) خواهیم داشت:

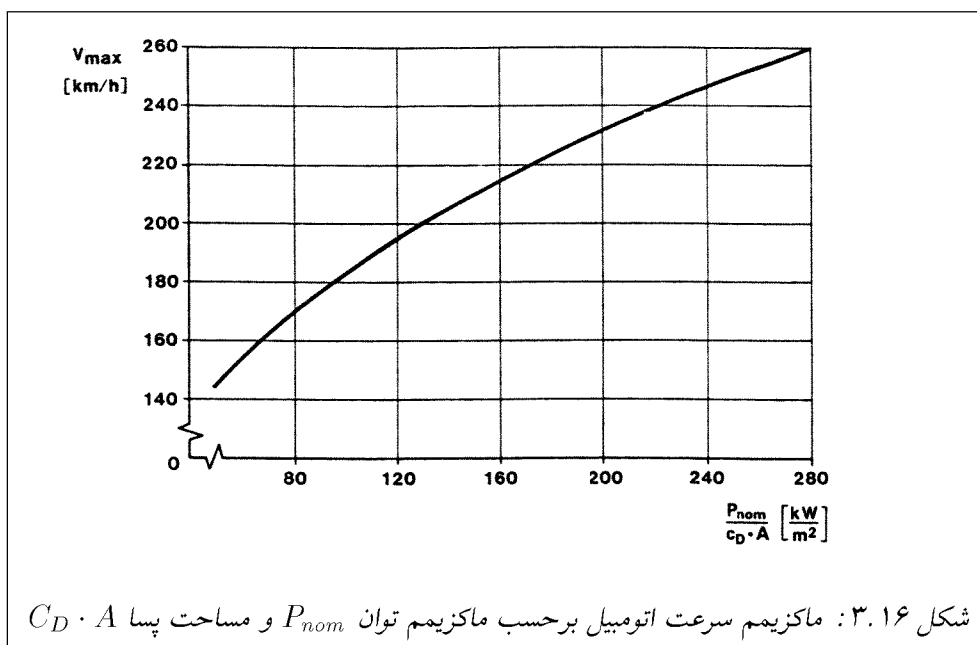
$$V_{max} = \frac{\eta_D (P_{b,T})_{V_{max}}}{F_{T,V_{max}}} \quad (3.11)$$

^{۱۶} Brake Power

یک تقریب مناسب از رابطه (۳.۱۱) را می‌توان به این صورت بیان نمود:

$$V_{max} = 100 \sqrt[3]{\frac{P_{b,nom}}{k \cdot C_D \cdot A}} \quad (3.12)$$

که در آن $P_{b,nom}$ توان ماکزیمم موتور برحسب Kw، V_{max} سرعت ماکزیمم خودرو برحسب km/h می‌باشد. ثابت k به خودرو بستگی دارد و به‌طور ضمنی برحسب پارامترهایی همچون $P_{b,nom}$ ، η_D ، $P_{b,nom} - P_{b,V_{max}}$ ، $P_{b,max} - P_{b,V_{max}}$ و وزن خودرو محاسبه می‌شود. ضریب k معمولاً در محدوده $14 < k < 18$ قرار دارد. منحنی مربوط به معادله (۳.۱۲) برای مقدار $k = 16$ در شکل ۳.۱۶ مشاهده می‌شود.



۳. زمان شتاب و الاستیسیته

با توجه به معادله (۳.۱) در یک جاده بدون شیب مقدار نیروی ΔF_T در هر لحظه برابر خواهد بود با:

$$\Delta F_T \equiv F_T - R - D = m(1 + \varepsilon_i) \frac{dV}{dt} \quad (3.13)$$

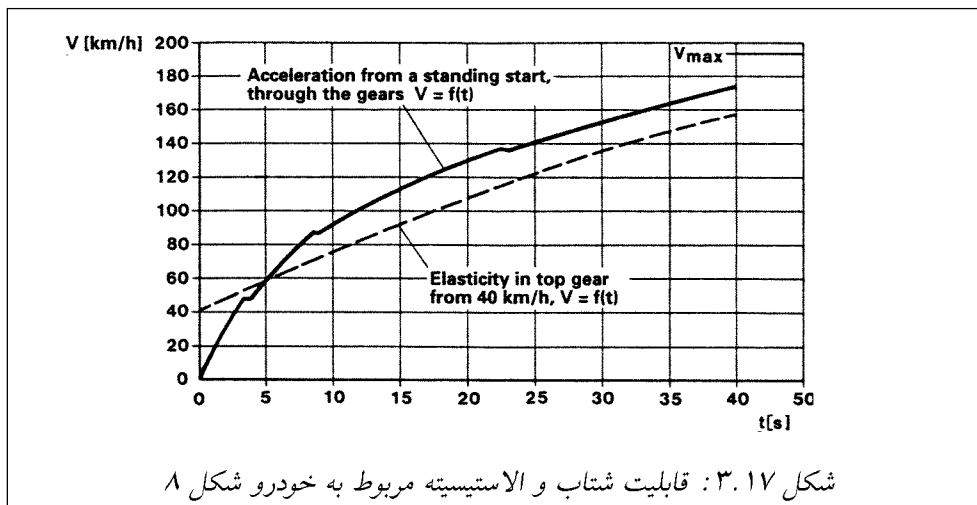
که در معادله فوق بجای m از جرم معادل استفاده شده است. از رابطه بالا می‌توان حداکثر شتاب را در هر لحظه محاسبه نمود.

$$a_{max} = \frac{dV}{dt} = \frac{\Delta F_T}{m(1 + \varepsilon_i)} \quad (3.14)$$

برای حالت خاصی که خودرو از زمان استارت زدن با شتاب ماکزیمم حرکت کند، سرعت در هر لحظه t برابر خواهد بود با:

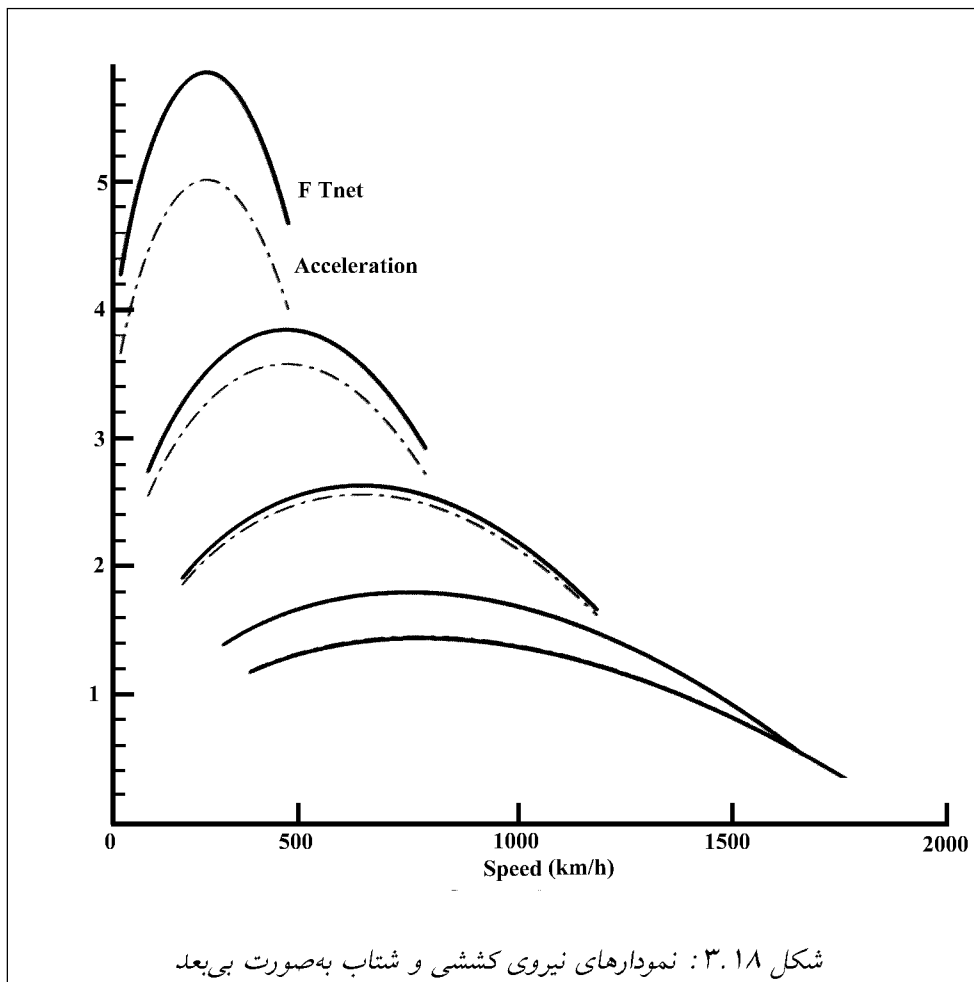
$$V = 3.6 \int_0^t \dot{V} dt \text{ (km/h)} = 2.24 \int_0^t \dot{V} dt \text{ (mph)} \quad (3.15)$$

در اروپا که مدت زمان لازم برای این‌که ماشین از سرعت صفر تا صد کیلومتر در ساعت، شتاب بگیرد را اندازه‌گیری می‌کنند و آن را قابلیت شتاب^{۱۷} می‌گویند. همچنین مدت زمان لازم برای شتاب گرفتن از ۸۰ km/h تا ۱۲۰ km/h را در بیشترین دنده الاستیسیته خودرو^{۱۸} می‌گویند. اندازه سرعت‌ها استاندارد نمی‌باشد، کمترین‌ها از محدوده پایین‌تری، مثلاً ۶۰ km/h استفاده می‌کنند. بازه متداول سرعت برای اندازه‌گیری الاستیسیته، از ۴۰ km/h تا ۸۰ km/h می‌باشد. برای یک خودروی نمونه، هر دو پارامتر قابلیت شتاب و الاستیسیته، در شکل ۳.۱۷ محاسبه و برحسب زمان رسم شده است. شتاب صفر تا صد در حدود ۱۲ ثانیه و الاستیسیته ۴۰ تا ۱۰۰ برابر با ۱۸ ثانیه می‌باشد. به دلیل تلورانسی که در توان موتور وجود دارد، شتابی که از راه محاسبات



به دست می‌آید در بعضی موارد بخوبی با نتایج تست هم‌خوانی ندارد و این دو تا ۵٪ \pm با هم تفاوت

Acceleration capability^{۱۷}
Elasticity of vehicle^{۱۸}



دارند. بعلاوه این محاسبات با توجه به داده‌های اندازه‌گیری شده در حالت یکنواخت^{۱۹} می‌باشند در حالی‌که این موضوع کاملاً با واقعیت که موتور در دنده‌های پایین‌تر در حالت گذرا^{۲۰} کار می‌کند متفاوت است. بنابراین مقادیر مربوط به ε_i می‌توانند نادرست باشند. دیاگرام نیروی کششی برای هر یک از دنده‌ها را در شکل ۳.۱۳ دیدید. اما چون مقادیر m_{eff} در دنده‌های مختلف فرق می‌کند، شکل نمودار شتاب نسبت به نیروی کششی کل، فرق می‌کند. در شکل ۳.۱۸ مقایسه F_T بی بعد با شتاب بی بعد برای دنده‌های مختلف مشاهده می‌کنید.

برای به دست آوردن شتاب صفر تا صد یک خودرو، موضوعات مختلفی باید مدنظر قرار گرفته شود.

^{۱۹} Steady state
^{۲۰} Transient

اولین نکته، زمان از بین رفته در هنگام تعویض دنده است که بسته به سرعت عمل راننده تغییر می‌کند. اگر دنده سریع عوض شود، کم نشدن دور موتور در حین عمل تعویض دنده باعث شتابگیری خودرو می‌شود ولی اگر فرصت کم شدن دور به موتور داده شود، با رها کردن کلاچ مقداری از سرعت خودرو کم می‌شود.

این موضوع که در چه دور موتوری، دنده عوض شود و این‌که در دنده‌های مختلف، این دور موتور بهینه فرق می‌کند نیز تأثیرگذار است. دلیل این امر کاهش شدید توان خروجی در دورهای بسیار بالاست. در نتیجه یک دور موتور خاص بهترین حالت برای تعویض دنده خواهد بود.

مصرف سوخت

۱. تعاریف

در ادبیات انگلیسی از دو واژه Fuel consumption و Fuel economy برای مصرف سوخت استفاده می‌گردد. میزان مصرف سوخت، B به صورت حجم سوختی که برای پیمودن مسافتی معین مصرف می‌شود، تعریف می‌گردد. مصرف سوخت برحسب مقدار لیتر سوخت مصرف شده در هر ۱۰۰ کیلومتر ($\frac{L}{100 \text{ km}}$) اندازه‌گیری می‌شود. به عبارت دیگر مصرف سوخت نشان می‌دهد که با حجم معینی سوخت، چه مسافتی را می‌توان پیمود. در آمریکا میزان مصرف سوخت را برحسب mpg^{۲۱} اندازه‌گیری می‌شود. این دو واحد اندازه‌گیری به صورت زیر با یکدیگر مرتبط می‌شوند:

$$\text{mpg} \equiv \frac{235/2}{\frac{L}{100 \text{ km}}} \quad \frac{L}{100 \text{ km}} \equiv \frac{235/2}{\text{mpg}}$$

برای مثال میزان مجاز تعیین شده توسط CAFE^{۲۲} در آمریکا که ۲۷/۵ mpg است معادل $\frac{L}{100 \text{ km}}$ ۸/۵۵ است.

۲. آنالیز مصرف سوخت

میزان مصرف سوخت B یک خودرو از انتگرال دبی حجمی لحظه‌ای سوخت، \dot{b} [L/s] در بازه زمانی مورد نظر به دست می‌آید.

$$B = \frac{\int_0^t \dot{b} dt}{\int_0^t V dt} \quad (3.16)$$

^{۲۱} Miles per gallon

^{۲۲} Corporate Average Fuel Economy

رژیم رانندگی را می‌توان به سه دسته متفاوت تقسیم‌بندی نمود:

الف) توام با مصرف توان $F_T > 0$.

ب) ترمز گرفتن $F_T < 0$.

پ) درجا کار کردن^{۲۳} $F_T = 0$.

با توجه به موارد بالا صورت کسر معادله (۳.۱۶) را می‌توان به بخش‌های مختلفی تفکیک نمود.

رانندگی توام با مصرف توان

میزان دبی حجمی لحظه‌ای سوخت، \dot{b} تابعی است از توان $P_{b,T}$ (برای تامین نیروی کششی مورد نیاز برحسب هنجارهای رانندگی) و میزان مصرف سوخت وابسته به آن $\text{bsfc}^{۲۴}$ که آن را با b_e نشان می‌دهیم. بنابراین خواهیم داشت:

$$\dot{b}\rho_{\text{fuel}} \equiv b_e P_{b,T} \quad (۳.۱۷)$$

که در آن ρ_{fuel} چگالی سوخت برحسب g/L است. حجم سوخت مصرف شده برای تامین نیروی کششی در حالت مصرف توان از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$b_T^+[L] = \int_{F_T > 0} \dot{b} dt = \int_{F_T > 0} \left[\frac{b_e P_{b,T}}{\rho_{\text{fuel}}} \right] dt \quad (۳.۱۸)$$

اگر از معادلات (۳.۸ و ۳.۱۰) مقدار $P_{b,T}$ را جاگذاری نماییم خواهیم داشت:

$$b_T^+[L] = \frac{1}{\rho_{\text{fuel}}} \int_{F_T > 0} b_e \left(\frac{P_T}{\eta_D} \right) dt = \frac{1}{\rho_{\text{fuel}}} \int_{F_T > 0} \frac{b_e}{\eta_D} (F_T \cdot V) dt \quad (۳.۱۹)$$

اگر توان $P_{b,A}$ برای متعلقات خودرو لازم باشد، میزان مصرف سوخت این تجهیزات همانند معادله (۳.۱۸) به دست می‌آید:

$$b_A^+[L] = \frac{1}{\rho_{\text{fuel}}} \int_{F_T > 0} b_e \cdot P_{b,A} dt \quad (۳.۲۰)$$

ترکیب معادلات (۳.۱۹ و ۳.۲۰) مجموع حجم، سوخت مصرفی در این مرحله را می‌دهد.

$$b_A^+[L] = \frac{1}{\rho_{\text{fuel}}} \int_{F_T > 0} b_e \left(\frac{F_T V}{\eta_D} + P_{b,A} \right) dt \quad (۳.۲۱)$$

^{۲۳} Idle

^{۲۴} Brake Specific Fuel Consumption که واحد آن g/kWh است.

حالت ترمز کردن

وقتی که نیاز به کاهش سرعت باشد، علاوه بر نیروی بازدارنده پسا و مقاومت غلتشی چرخ‌ها، یک نیروی منفی در سر چرخ مورد نیاز می‌باشد. برای کاهش سرعت زاویه دریچه گاز باید کاهش یابد. این کاهش می‌تواند به اندازه‌ای باشد که نیروی ایجادشده در چرخ‌ها صفر شود. اگر زاویه دریچه گاز بیشتر از این حد کم شود، نیروی ایجاد شده در سر چرخ‌ها منفی می‌شود و بیشترین مقدار نیز هنگامی رخ می‌دهد که دریچه گاز کاملاً بسته باشد. (پا از روی پدال گاز برداشته شود) اگر نیروی ایجاد شده برای کاهش سرعت مناسب نباشد سرعت اتومبیل به وسیله گشتاور منفی ترمزها در سر چرخ‌ها کاهش می‌یابد که میزان این گشتاور به جابجایی پدال ترمز و در نتیجه فشار ایجاد شده در سیلندر ترمز بستگی دارد. دبی حجمی لحظه‌ای سوخت \dot{b} [L/s] در طول ترمز گرفتن بسیار اندک و متغیر با زمان است. حجم کلی سوخت مصرفی در این حالت عبارت است از:

$$b^- [L] = \int_{F_T < 0} \dot{b}_b dt \quad (3.22)$$

درجا کار کردن

هنگامی که خودرو ساکن است و دریچه گاز بسته و سرعت موتور ثابت باشد، به این حالت درجا کار کردن می‌گویند. توانی که تولید می‌شود برای غلبه بر اصطکاک موتور، راندن اجزاء موتور (پمپ روغن، فن خنک‌کننده و ...)، تجهیزات خودرو (پمپ هیدرولیک فرمان، تهویه مطبوع)، پمپ مبدل گشتاور (در خودروهای با گیربکس اتوماتیک) مورد نیاز می‌باشد. دبی سوخت لحظه‌ای \dot{b}_{idle} [L/s] مقداری ثابت و بسیار کم می‌باشد. مقدار سوختی که در حالت درجا مصرف می‌شود برابر است با:

$$b_{idle} [L] = \int_{V=0} \dot{b}_{idle} dt = \dot{b}_{idle} \cdot t_{idle} \quad (3.23)$$

با جمع کردن این سه بخش که صورت معادله (۳.۱۶) را تشکیل می‌دهند، میزان کلی مصرف سوخت به این صورت بیان می‌شود:

$$B \left[\frac{L}{100 \text{ km}} \right] = C \frac{1}{\rho_{fuel}} \frac{\int_{F_T > 0} b_e \left(\frac{F_T V}{\eta_D} + P_{b,A} \right) dt + \int_{F_T < 0} \dot{b}_b dt + \dot{b}_{idle} \cdot t_{idle}}{\int_0^T V dt} \quad (3.24)$$

که در آن T مدت زمان تست و C ثابتی است که برای تبدیل واحد (از متر به کیلومتر و از ثانیه به ساعت) استفاده می‌شود.

با جایگزین نمودن معادلات (۳.۲)، (۳.۴)، (۳.۵) به معادله (۳.۱)، نیروی کششی لحظه‌ای در طول رانندگی توأم با مصرف توان (نوع ۱)، که در معادله (۳.۲۴) از آن استفاده می‌شود، عبارت است

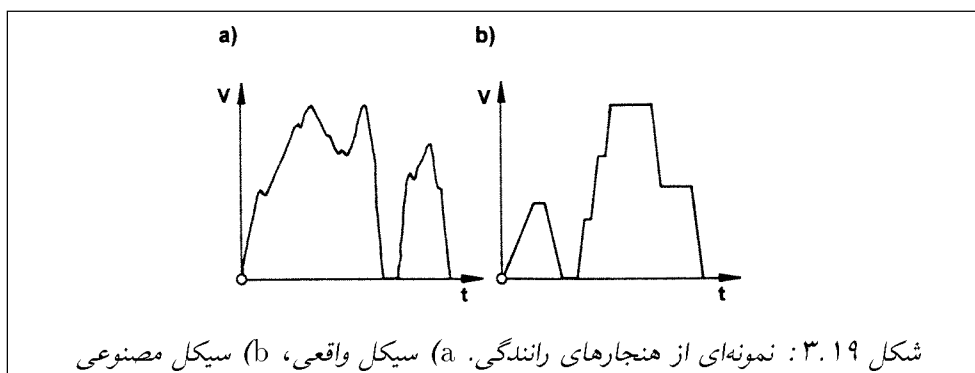
از:

$$F_T = \frac{\rho}{2} V^2 C_D A + f_R G + m(1 + \varepsilon_i) \frac{dV}{dt} \quad (3.25)$$

که بخش آخر آن همان مقاومت در برابر شتاب‌گیری می‌باشد و به وسیله ε_i به دنده‌ها مرتبط می‌شود. تقسیم‌بندی مصرف سوخت در خودرو که در بالا آن را به سه بخش تقسیم نمودیم بسیار ابتدایی است. و ارزیابی مصرف سوخت در حالت ترمز گرفتن و درجا کار کردن، بسته به استراتژی مصرف سوخت در هر نوع خودرو متفاوت است. مثلاً می‌توان جایگزینی پاشش سوخت به جای استفاده از سیستم کاربوراتوری را نام برد. در این روش می‌توان بر نرخ مصرف سوخت کنترل مستقیم داشت. این شیوه امکان قطع سوخت را در هنگامی که خودرو برای نیروی محرکه نیازی به توان نداشته باشد (در طول ترمز کردن)، فراهم ساخته است.

در حالتی که $F_T < 0$ است، قطع سوخت در حین رانندگی معمولی، موثرتر از هنجارهای رانندگی ارائه شده توسط EPA (و حتی سایرین) است. در این حال سوخت قطع می‌شود و موتور و متعلقات آن توسط انرژی جنبشی ناشی از ترمز کردن کار می‌کنند. از معادلات (۳.۲۴) و (۳.۲۵) براحتی دریافت می‌شود که مصرف سوخت یک خودرو داده شده بستگی دارد به:

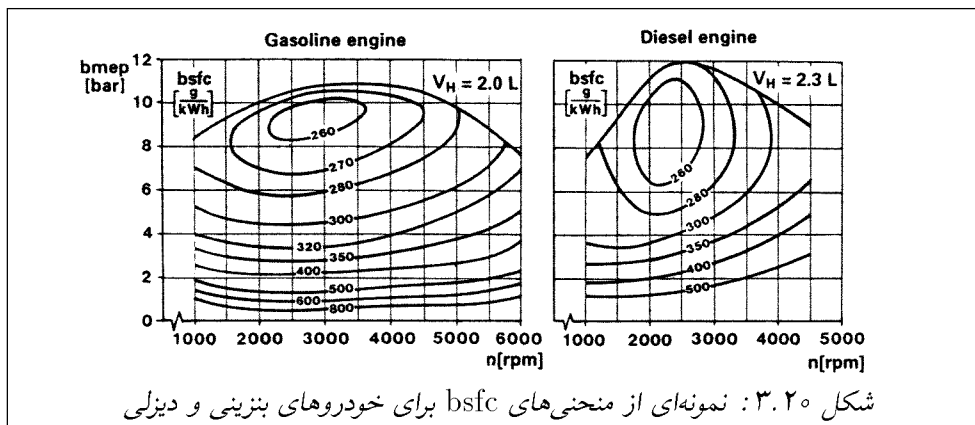
- هنجار رانندگی که مورد استفاده قرار می‌گیرد. ($V(t)$)
- نقاط مسیر عمل‌کرد موتور که از نمودار bsfc به دست می‌آید.



انتگرال معادله (۳.۲۴) با معلوم بودن هنجار رانندگی $V(t)$ و نمودار bsfc قابل محاسبه است. همان‌طور که در شکل ۳.۱۹ مشاهده می‌گردد، در عمل دو نوع سیکل رانندگی وجود دارد. الف) یکی سیکل واقعی^{۲۵} است که مستقیماً از داده‌های ترافیکی حاصل می‌شود.

ب) دیگری سیکل مصنوعی می‌باشد که پس از طبقه‌بندی بار ترافیکی و بررسی سرعت و شتاب با توجه به مدت و فرکانس آنها به دست می‌آید.

تعویض دنده در گیربکس‌های دنده‌ای بر اساس قوانین وضع شده در مورد این سیکل‌های رانندگی انجام می‌گیرد. نمونه‌ای از نمودار bsfc برای موتورهای جرقه‌ای و دیزلی که بر اساس داده‌های حالت یکنواخت رسم شده در شکل (۳.۲۰) دیده می‌شود.



مفاهیم و نکات اساسی

مقاومت چرخ‌ها	پسای آبرو دینامیکی	مقاومت‌ها در برابر حرکت
دیاگرام نیروی کششی	جرم مؤثر خودرو	مقاومت در برابر صعود
مصرف سوخت	زمان شتاب و الاستیسیته	سرعت ماکزیمم خودرو
		سیکل‌های شهری

خود را بیازمائید

۳.۱ نیروی مؤثر بر یک خودرو از چهار قسمت تشکیل شده است.

- نیروئی برای شتاب‌گیری $F_V = m(dv/dt)$
- نیروئی برای غلبه بر شیب جاده $F_G = mg \sin(\theta)$
- نیروئی مقاومت هوا $D = C_D A (\rho v^2 / 2)$
- نیروئی در اثر مقاومت غلتشی $R = \mu_f mg$

که در آن m جرم ماشین، v سرعت، t زمان، g شتاب جاذبه، θ زاویه مسیر با سطح افق، A سطح جلویی ماشین، ρ چگالی هوا، C_D ضریب درگ (معمولاً بین ۰.۲ و ۰.۶ بسته به طراحی سطح) و f_r هم ضریب اصطکاک غلتشی (معمولاً بین ۰.۰۱۲ و ۰.۰۱۷ بسته به چرخها، سرعت و فشار باد چرخ. برای پیش‌بینی بازده کلی خودرو، به خصوصیات موتور و سیستم انتقال قدرت باید توجه شود. بهینه کردن موتور بدون تغییر سیستم انتقال قدرت تأثیر قابل توجهی بر بازده ماشین ندارد. برای اینکه ارتباط بین موتور و خصوصیات سیستم انتقال قدرت را ببینیم، گشتاور ترمزی موتوری تابعی از سرعت موتور در زیر آورده شده است. این موتور بر روی

N (rpm)	۱۵۰۰	۲۰۰۰	۲۷۵۰	۳۵۰۰	۴۰۰۰	۴۵۰۰	۵۰۰۰	۵۵۰۰	۶۰۰۰	۶۲۰۰
T (N - m)	۱۲۰	۱۳۲	۱۵۰	۱۳۵	۱۲۸	۱۲۴	۱۲۱	۱۱۷	۱۰۸	۱۰۳

Gear Ratios	
gear	ratio
First	۳/۲۵
Second	۱/۸۵
Third	۱/۲۸
Fourth	۰/۹۶۹
Fifth	۰/۷۵۷

خودروئی با مشخصات زیر نصب شده است و دارای ۵ دنده با نسبت سرعت‌های زیر می‌باشد. نسبت دیفرانسیل برابر ۴/۰۶۳ و راندمان متوسط آن برابر ۰/۹۰ است. قطر چرخ این خودرو ۲۸۶ m / ۰ و ضریب مقاومت غلتشی آن برابر است با:

$$\mu_f = ۰/۰۱۳$$

می‌دانیم که بازده خودرو توسط رابطه زیر داده می‌شود.

$$F_T = m_e \frac{dV}{dt} + R + D + mg \sin \theta$$

در رابطه بالا F_T نیروی کششی می‌باشد. R مقاومت غلتشی چرخ و D نیروی پسای آیرودینامیکی که به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$R = \mu_f mg \cos \theta$$

$$D = \frac{1}{2} \rho C_D V^2$$

جرم خودرو ۱۰۷۰ کیلوگرم است و مساحت جلوی آن برابر ۱/۹ متر مربع و ضریب نیروی پسای آیرودینامیکی ۰/۳۴ و چگالی هوا $\rho = ۱/۲ \text{ kg/m}^3$. در نظر می‌گیریم:

$$\text{Net Traction Force} = F_T - D - R - mg \sin \theta$$

برای محاسبه شتاب احتیاج به محاسبه m_e می‌باشد که نسبت دنده و N_f نسبت اکسل می‌باشد. برنامه کامپیوتری بنویسید که موارد زیر را اجرا کند.

$$\epsilon_i = ۰/۰۴ + ۰/۰۰۲۵(N_i N_f)^2$$

- نمودار توان ترمزی و گشتاور خروجی برحسب دور موتور را رسم کنید.
- نمودار دور موتور برحسب سرعت خودرو را برای هر دنده رسم کنید.
- نمودار مقاومت جاده برحسب سرعت خودرو را برای شیب‌های مختلف رسم کنید.
- نمودار نیروی کششی برحسب سرعت خودرو را برای دنده‌های مختلف رسم کنید.
- نمودار نیروی کششی خالص برحسب سرعت خودرو را برای دنده‌های مختلف رسم کنید.
- دیاگرام نیروی کششی را رسم کنید.
- نمودار شتاب برحسب سرعت خودرو را برای دنده‌های مختلف رسم کنید.
- بیشترین سرعت خودرو در شیب‌های ۰، ۵، ۱۰، ۱۵ و ۲۰ چقدر است؟
- تأثیر C_D بر سرعت بیشینه دنده ۵ را در یک نمودار نشان دهید.
- با فرض پرکردن دنده‌ها تا ماکزیمم دور داده شده در مسأله، صفر تا صد خودرو را حساب کنید.
- حال فرض کنید که دنده‌ها را کاملاً پر نمی‌کنیم. نمودار تغییرات صفر تا صد برحسب تغییرات بیشینه سرعت موتور را رسم کنید.
- آیا می‌توانید نسبت دنده‌های جدیدی ارائه دهید که با آنها شتاب صفر تا صد خودرو بیشینه شود؟

فصل ۴

سیکل‌های موتور

سیکل‌های استاندارد هوا

سیکل‌های واقعی یک موتور احتراق داخلی بسیار پیچیده هستند. در مرحله اول هوا یا مخلوط سوخت و هوا به داخل سیلندر می‌آیند و با مقداری از دود باقیمانده از سیکل قبل مخلوط می‌شوند. این مخلوط سپس متراکم گردیده و در مرحله بعد منفجر می‌شود که در نتیجه این فرآیند احتراق، مخلوط جدیدی از گازها از قبیل CO_2 ، H_2O و N_2 و بسیاری گازهای دیگر تولید می‌گردد. سپس در مرحله تخلیه سوپاپ دود باز می‌شود و این گازها تخلیه می‌شوند. بنابراین یک سیکل باز خواهیم داشت که تحلیل آن بسیار پیچیده خواهد بود. برای ساده شدن تحلیل این سیکل، سیکل‌های استاندارد هوا^۱ ارائه شده‌اند. این سیکل‌ها تفاوت عمده زیر را با سیکل‌های واقعی موتور دارند:

الف) در تمامی طول سیکل، سیال عامل هوا می‌باشد. این ساده‌سازی در نیمه اول سیکل موتور خوب است، چون تقریباً تمامی گاز درون سیلندر هوا بوده و حداکثر ۷ درصد بخار سوخت وجود دارد. در نیمه دوم سیکل با آنکه به مخلوطی از CO_2 ، H_2O و N_2 و دیگر گازها می‌رسیم ولی بازهم استفاده از خواص هوا، خطای زیادی را وارد مسأله نمی‌کند. هوا نیز به‌عنوان یک گاز کامل با گرمای ویژه ثابت در نظر گرفته می‌شود.

ب) پروسه احتراق با اضافه کردن گرما Q_{in} به سیکل، مدل می‌شود.

پ) در یک سیکل استاندارد پروسه‌های مکش و تخلیه وجود ندارند. سیکل باز موتور با یک سیکل بسته مدل می‌شود و جرم سیال عامل داخل سیکل، ثابت باقی می‌ماند. این کار باعث ساده‌شدن سیکل و تحلیل آسان‌تر آن می‌شود.

^۱ Air Standard Cycles

ت) با فرض آدیاباتیکی بودن پروسه‌های انبساط و تراکم و صرفنظر از اصطکاک‌های داخلی، این دو پروسه کاملاً آیزنتروپیک در نظر گرفته می‌شوند. البته واضح است که این دو پروسه با توجه به عوامل برگشت‌ناپذیری زیاد مانند اصطکاک، انتقال حرارت به دیواره و... نمی‌توانند آیزنتروپیک باشند. با این حال به دلیل کوچک بودن مقادیر این برگشت‌ناپذیری‌ها، پروسه آیزنتروپیک مدل خوبی برای این دو مرحله می‌باشد.

ث) پروسه تخلیه توسط گرفتن گرما Q_{out} از سیکل، مدل می‌شود.

ج) تمامی پروسه‌ها به صورت برگشت‌پذیر می‌باشند.

بازده یک سیکل استاندارد در حالت کلی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\eta = \frac{\text{کار گرفته شده}}{\text{گرمای ورودی}} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} \quad (4.1)$$

همانطور که پیش از این نیز بیان شد، در سیکل‌های استاندارد هوا، سیال عامل به صورت یک گاز ایده‌آل با روابط حاکم زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$pv = RT \quad (4.2)$$

$$pV = mRT \quad (4.3)$$

$$p = \rho RT \quad (4.4)$$

$$dh = c_p dT \quad (4.5)$$

$$de = c_v dT \quad (4.6)$$

$$pv^\gamma = \text{constant} \quad \text{پروسه آیزنتروپیک} \quad (4.7)$$

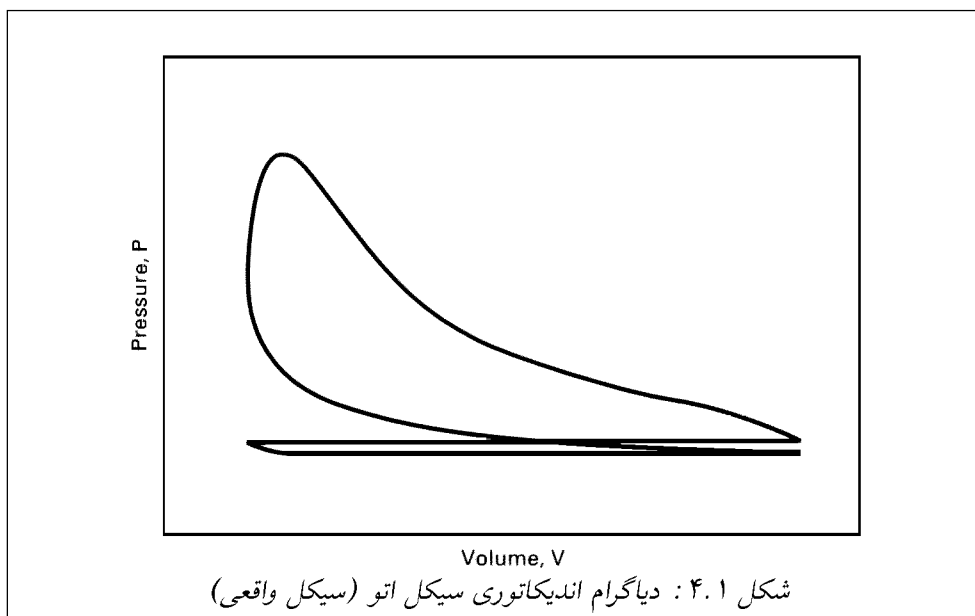
$$Tv^{\gamma-1} = \text{constant} \quad \text{پروسه آیزنتروپیک} \quad (4.8)$$

$$Tp^{(1-\gamma)/\gamma} = \text{constant} \quad \text{پروسه آیزنتروپیک} \quad (4.9)$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{-\gamma} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\gamma/\gamma-1} \quad \text{پروسه آیزنتروپیک} \quad (4.10)$$

$$w_{1-2} = \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{1 - \gamma} = \frac{R(T_2 - T_1)}{1 - \gamma} \quad \text{پروسه آیزنتروپیک} \quad (4.11)$$

برای آنالیز ترمودینامیکی، ضریب گرماهای ویژه هوا را می‌توان تنها تابع دما در نظر گرفت یا حتی می‌توان آنها را ثابت فرض کرد که تأثیر بسیار کمی در دقت جواب دارد. تغییرات c_p و c_v در حدود دمای موتور به حدی است که $\gamma = c_p/c_v$ بین $1/4$ در دماهای پایین و $1/3$ در دماهای بالا



تغییر می‌کند. بنابراین از مقادیر متوسط زیر در کل سیکل موتور استفاده می‌گردد:

$$c_p = ۱/۱۰۸ \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \quad (۴.۱۲)$$

$$c_v = ۰/۸۲۱ \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \quad (۴.۱۳)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = \frac{۱/۱۰۸}{۰/۸۲۱} = ۱/۳۵ \quad (۴.۱۴)$$

$$R = c_p - c_v = ۰/۲۸۷ \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \quad (۴.۱۵)$$

$$(۴.۱۶)$$

و در شرایط استاندارد مقادیر به صورت زیر هستند:

$$c_p = ۱/۰۰۵ \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \quad (۴.۱۷)$$

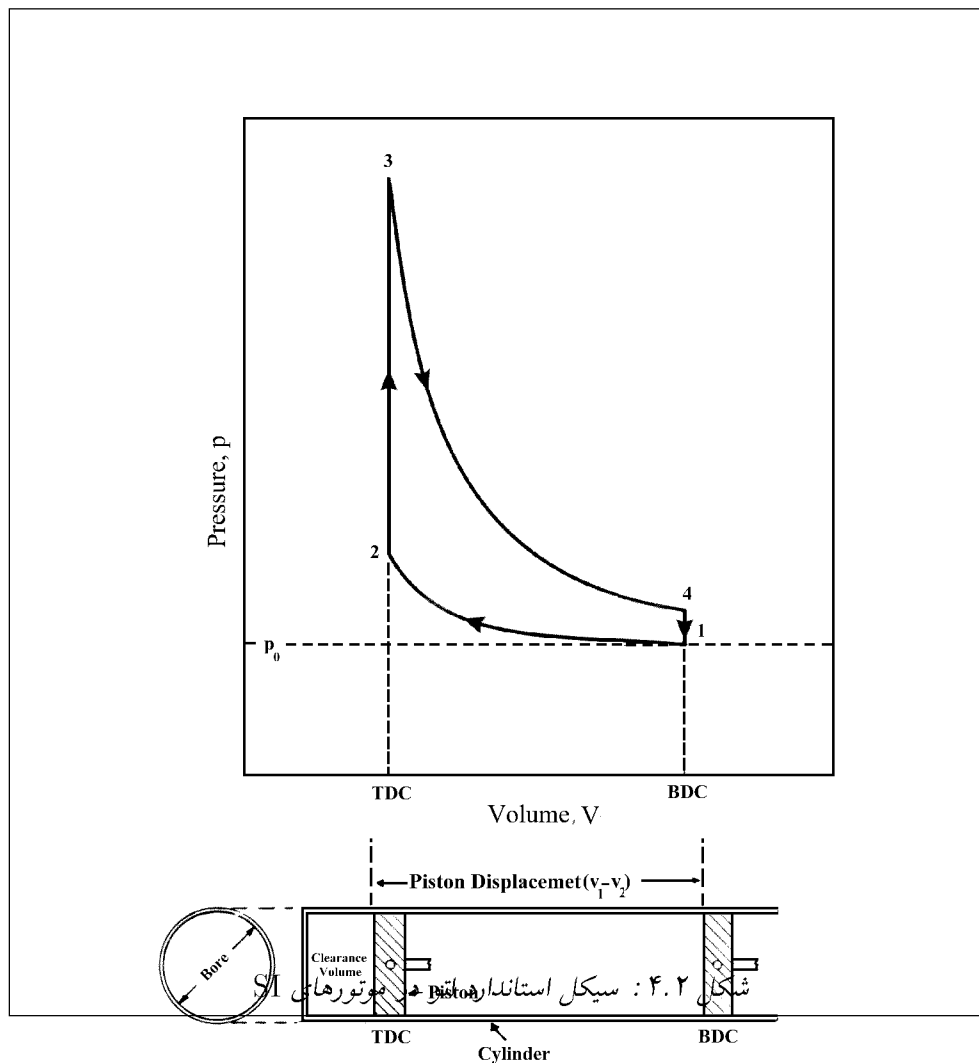
$$c_v = ۰/۷۱۸ \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \quad (۴.۱۸)$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = \frac{۱/۰۰۵}{۰/۷۱۸} = ۱/۴۰ \quad (۴.۱۹)$$

$$R = c_p - c_v = ۰/۲۸۷ \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \quad (۴.۲۰)$$

۱. سیکل استاندارد هوای اتو

سیکل واقعی یک موتور SI را در شکل ۴.۱ مشاهده می‌کنید. این سیکل، اساس کار بیشتر موتورهای چهارزمانه معمولی است. این سیکل با سیکل استاندارد هوای شکل ۴.۲ مدل می‌شود. این سیکل به‌عنوان سیکل اتو شناخته شده‌است. در ابتدا به معرفی سیکل استاندارد اتو می‌پردازیم.



• تراکم:

پروسه اول، تراکم می‌باشد که با یک تراکم آیزنتروپیک از BDC تا TDC (پروسه ۱ تا ۲) مدل می‌شود. این قسمت از مدل بجز در اول و آخر پروسه از دقت خوبی برخوردار است. در حالت واقعی، در ابتدای تراکم، سوپاپ‌ها کاملاً بسته نشده‌اند و در اواخر تراکم قبل از

TDC، شمع جرقه می‌زند. دما و فشار در این مرحله افزایش می‌یابد.

● جرقه و احتراق:

در پایان مرحله تراکم (نقطه ۲)، احتراق با افزودن گرما به صورت حجم ثابت (پروسه ۲ تا ۳) به سیال عامل صورت می‌گیرد. این پرش در فشار برای مدل کردن احتراق که تقریباً حجم ثابت است، مناسب می‌باشد. در موتورهای واقعی، احتراق در bTDC آغاز می‌شود، در TDC به بالاترین سرعت خود می‌رسد و در aTDC خاتمه می‌پذیرد. در حین احتراق حجم زیادی از انرژی به هوای داخل سیلندر افزوده می‌شود. این انرژی، دما و فشار هوا را افزایش می‌دهد تا نقطه ۳ که قله انرژی سیستم خواهد بود.

● انبساط:

فشار و آنتالپی بالا در TDC باعث اثر یک نیروی سطح پیستون و انجام شدن کار از TDC تا BDC، در مرحله انبساط می‌شود (پروسه ۳ تا ۴). می‌شود. این مرحله به صورت انبساط آیزنتروپیک مدل می‌شود و این مدل مانند مرحله تراکم از دقت خوبی در سیکل اتو برخوردار می‌باشد. در مرحله انبساط، ابتدای سیکل از احتراق و پایان سیکل از باز شدن سوپاپ دود تأثیر می‌پذیرد. در اثر باز شدن سوپاپ دود، فشار و دما کاهش و حجم سیلندر افزایش می‌یابد.

● تخلیه:

در یک موتور واقعی، در اواخر مرحله انبساط، سوپاپ دود باز می‌شود و تخلیه آبی صورت می‌گیرد. در نتیجه مقدار زیادی از دود خارج شده و فشار سیلندر به فشار داخل منیفولد خروجی می‌رسد. با برابر شدن فشارهای سیلندر و منیفولد خروجی در BDC، مرحله تخلیه با مصرف انرژی کمتری انجام می‌پذیرد. تخلیه آبی در یک موتور واقعی تقریباً حجم ثابت است. در این مرحله مقدار زیادی از آنتالپی از سیستم خارج می‌شود که باعث کاهش بازده حرارتی سیکل می‌شود. در سیکل اتو، این مرحله (سیکل باز) توسط کاهش فشار حجم ثابت ۴ تا ۱ (سیکل بسته) مدل شده است. از دست دادن آنتالپی در این مرحله با خروج گرما، در آنالیز موتور مدل می‌شود.

هنگام مدل کردن یک موتور با سیکل استاندارد اتو، با خواص ویژه سیال که از تقسیم خواص سیال بر جرم سیال به دست می‌آیند، کار می‌کنیم. شکل ۴.۶ مدل یک سیکل اتو کامل را نشان می‌دهد. این در حالی است که ما از پروسه‌های ۶ تا ۱ و ۵ تا ۶ صرف نظر می‌کنیم و سیکل را بسته در نظر می‌گیریم. دلیل این امر آن است که این دو پروسه، اثر یکدیگر را از نظر ترمودینامیکی خنثی می‌کنند و در واقع وقتی از سیکل استاندارد اتو سخن می‌گوییم، منظور سیکل بسته ۱-۲-۳-۴ می‌باشد.

برای آنالیز سیکل استاندارد اتو از روابط زیر استفاده می‌شود:

$$E_7 - E_1 = Q_{\text{comp}} + W_{\text{comp}}$$

$$E_3 - E_2 = Q_{\text{comb}} + W_{\text{comb}}$$

$$E_4 - E_3 = Q_{\text{exp}} + W_{\text{exp}}$$

$$E_1 - E_4 = Q_{\text{exh}} + W_{\text{exh}}$$

$$Q_{\text{comb}} = Q_{23} = mc_v(T_3 - T_2)$$

$$Q_{\text{exh}} = Q_{41} = mc_v(T_4 - T_1)$$

همچنین می‌دانیم که مقادیر Q_{comb} ، W_{comb} ، Q_{exp} و W_{exh} برابر صفر می‌باشند. بنابراین خواهیم داشت:

$$Q_{\text{comb}} - Q_{\text{exh}} + \underbrace{(-W_{\text{exp}} + W_{\text{comp}})}_{W_{\text{net}}} = 0 \quad (4.21)$$

بازده این سیکل خواهد شد:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{OTTO}} &= \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{in}}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{comb}}} = \frac{Q_{\text{comb}} - Q_{\text{exh}}}{Q_{\text{comb}}} \\ &= 1 - \frac{Q_{\text{exh}}}{Q_{\text{comb}}} = 1 - \frac{Q_{\text{out}}}{Q_{\text{in}}} = 1 - \frac{Q_{41}}{Q_{23}} \end{aligned}$$

بنابراین

$$\eta_{\text{OTTO}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (4.22)$$

برای پروسه‌های آیزنتروپیک ۱ تا ۲ و ۳ تا ۴ داریم:

$$TV^{\gamma-1} = \text{constant}$$

بنابراین:

$$T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1}$$

$$T_3 V_3^{\gamma-1} = T_4 V_4^{\gamma-1}$$

پس

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = r_c^{\gamma-1}, \quad \gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (4.23)$$

مقدار فشار متوسط اندیکاتوری برای سیکل دیزل از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$\frac{\text{imep}}{p_1} = r_c \frac{\alpha - 1}{\gamma - 1} \frac{r_c^{\gamma-1} - 1}{r_c - 1} \quad (4.24)$$

مثال ۴.۲

فشار متوسط مؤثر را برای سیکل اتو به دست آورید.

حل

فشار متوسط مؤثر، فشاری است که اگر به جای فشار متغیر کورس قدرت اعمال شود، همان مقدار کار خروجی را از موتور می‌گیریم.

$$\text{mep} = p_m = \frac{\text{کار انجام شده در یک سیکل}}{\text{حجم جابجا شده در یک کورس}} \quad (4.25)$$

مقدار این فشار را می‌توان از روی دیاگرام اندیکاتوری موتور، به دست آورد. معمولاً برای محاسبه این فشار، از نتایج مربوط به سیکل ایده‌آل هم استفاده می‌کنند. فرض کنید یک پیستون در یک موتور با یک فشار ثابت در طول یک کورس، رو به پایین رانده می‌شود و کاری برابر با کار سیکل اتو می‌دهد. کار انجام شده برای یک کیلوگرم هوا در یک سیکل اتو با مساحت A در شکل ۱. نشان داده شده است.

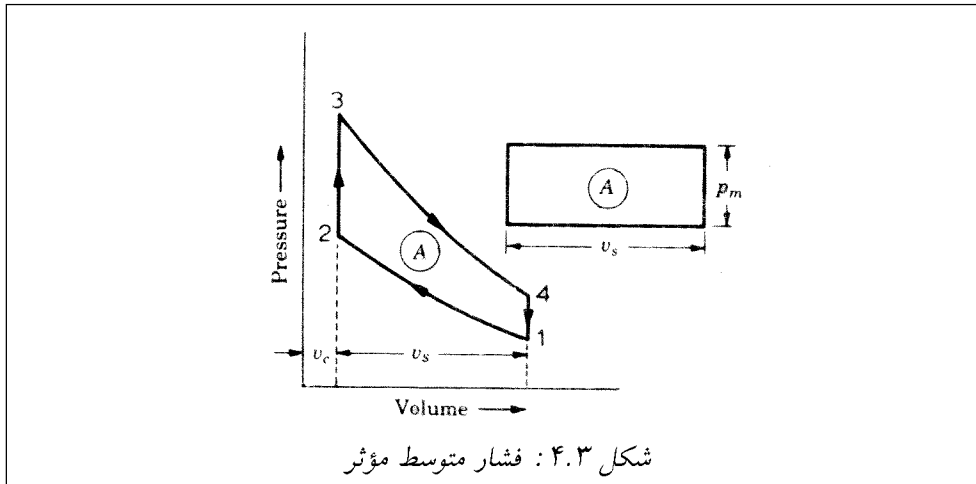
$$W = \frac{p_3 v_3 - p_4 v_4}{\gamma - 1} - \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{\gamma - 1} \quad (4.26)$$

کار انجام شده در حالت دوم همانطور که در شکل ۱. می‌بینیم، خواهد شد:

$$W = p_m (v_1 - v_2) \quad (4.27)$$

با مساوی قرار دادن این معادلات خواهیم داشت

$$\begin{aligned} p_m &= \frac{1}{v_1 - v_2} \left[\frac{p_3 v_3 - p_4 v_4}{\gamma - 1} - \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{\gamma - 1} \right] \\ &= \frac{1}{v_s} \left[\frac{p_3 v_c - p_4 (v_c + v_s)}{\gamma - 1} - \frac{p_2 v_c - p_1 (v_c + v_s)}{\gamma - 1} \right] \end{aligned}$$



نسبت $\frac{p_3}{p_2}$ را به نام نسبت انفجار می‌نامیم و با α نمایش می‌دهیم.

$$p_m = \frac{1}{v_s} \left[\frac{p_2 \alpha v_c - p_3 (v_c + v_s)}{\gamma - 1} - \frac{p_2 v_c - p_1 (v_c + v_s)}{\gamma - 1} \right] \quad (4.28)$$

همچنین داریم

$$v_s = (r_c - 1)v_c$$

با اعمال قانون آیزنتروپیک بین نقاط ۱ و ۲ و همچنین نقاط ۳ و ۴ داریم:

$$p_2 = p_1 r_c^\gamma$$

$$p_3 = p_2 r_c^{-\gamma} = \alpha p_2 r_c^{-\gamma} = \alpha p_1$$

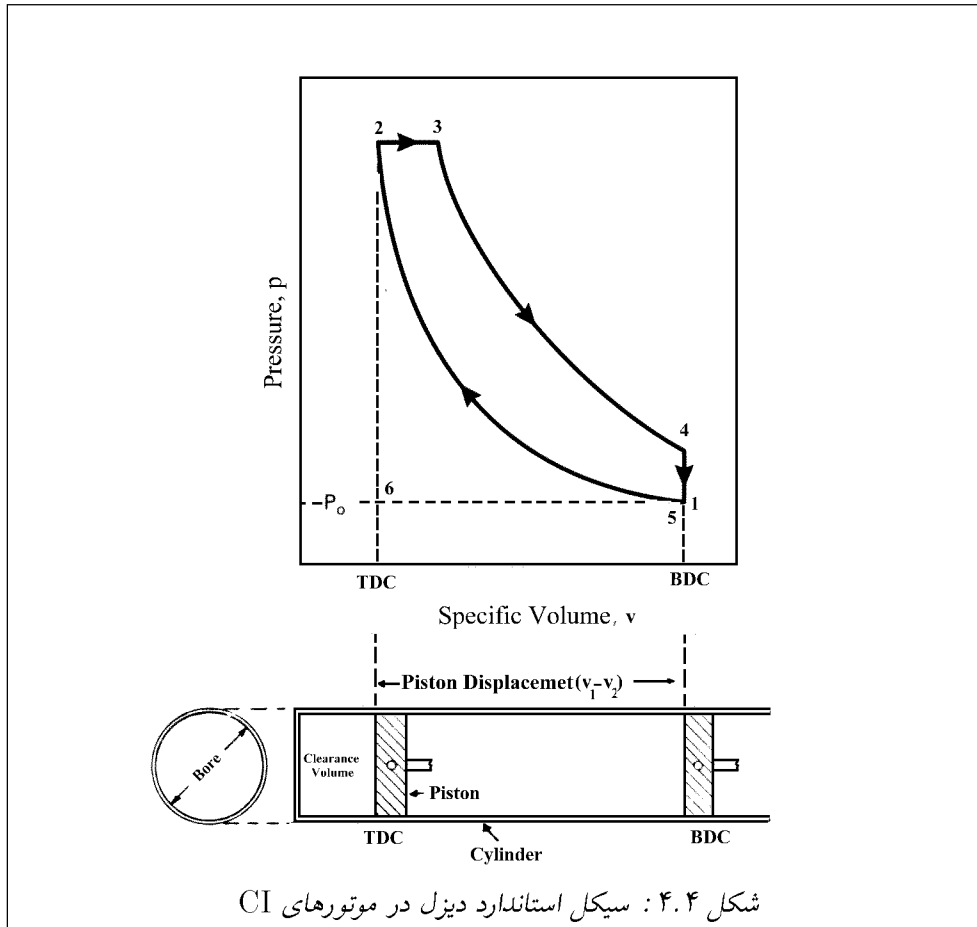
با قرار دادن نتایج فوق در معادله (۴.۲۸) داریم:

$$\begin{aligned} p_m &= \frac{1}{(r_c - 1)v_c} \left[\frac{p_1 r_c^\gamma \alpha v_c - \alpha p_1 r_c v_c}{\gamma - 1} - \frac{p_1 r_c^\gamma v_c - p_1 r_c v_c}{\gamma - 1} \right] \\ &= \frac{p_1}{(r_c - 1)(\gamma - 1)} [r_c \alpha (r_c^{\gamma-1} - 1) - r_c (r_c^{\gamma-1} - 1)] \\ &= \frac{r_c (r_c^{\gamma-1} - 1) p_1}{(r_c - 1)(\gamma - 1)} (\alpha - 1) = p_1 r_c \frac{\alpha - 1}{\gamma - 1} \left[\frac{r_c^{\gamma-1} - 1}{r_c - 1} \right] \end{aligned}$$

این معادله تنها برای تراکم و انبساط آیزنتروپیک برقرار است. ■■

۲. سیکل استاندارد هوای دیزل

سیکل استاندارد اتو به گونه‌ای است که گرما تحت پروسه فشار ثابت به سیال عامل داده می‌شود. این پروسه در TDC آغاز می‌شود. سیکل به چهار پروسه برگشت‌پذیر داخلی تقسیم می‌شود:



شکل ۴.۴: سیکل استاندارد دیزل در موتورهای CI

الف) تراکم:

تراکم آیزنتروپیک، دقیقاً مانند سیکل اتو.

ب) احتراق:

اضافه کردن گرما به صورت فشار ثابت از یک منبع خارجی.

پ) انبساط:

انبساط آیزنتروپیک، دقیقاً مانند سیکل اتو.

ت) تخلیه:

گرفتن گرما به صورت حجم ثابت که در BDC اتفاق می‌افتد.

مقدار imep برای سیکل دیزل به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\frac{\text{imep}_{\text{diesel}}}{p_1} = \frac{1}{(r_c - 1)(\gamma - 1)} \left[r_c^\gamma \gamma (\beta - 1) - r_c (\beta^\gamma - 1) \right] \quad (4.29)$$

۳. سیکل استاندارد هوای دوگانه

همانطور که در تعریف سیکل استاندارد دیزل مشاهده کردیم، با افزایش مقدار β ، بازده حرارتی سیکل دیزل کاهش پیدا می‌کند. بنابراین باید β را تا جایی که می‌توانیم کاهش دهیم. سیکل دوگانه ترکیبی از دو سیکل اتو و دیزل برای رسیدن به بازده بالاتر است.

طرز عمل این سیکل به صورت زیر است:

الف) تراکم:

تراکم آیزنتروپیک، دقیقاً مانند سیکل اتو.

ب) آزاد شدن انرژی حرارتی (پروسه ۲ تا x):

اضافه کردن گرما به صورت حجم ثابت از یک منبع خارجی.

پ) آزاد شدن انرژی حرارتی (پروسه x تا ۳):

اضافه کردن گرما به صورت فشار ثابت از یک منبع خارجی.

ت) انبساط:

انبساط آیزنتروپیک.

ث) تخلیه:

گرفتن گرما به صورت حجم ثابت که در BDC اتفاق می‌افتد.

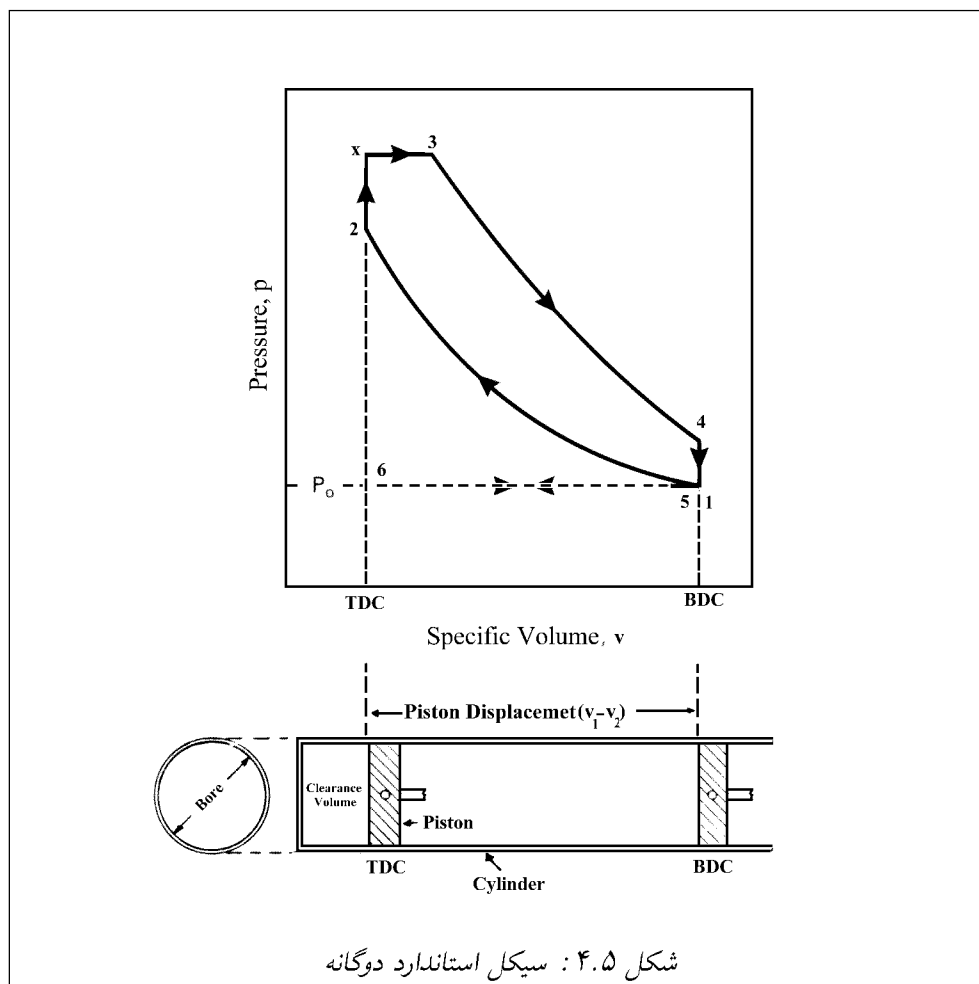
بازده سیکل دوگانه از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\eta_{\text{DUAL}} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \left[\frac{\alpha\beta^\gamma - 1}{(\alpha - 1) + \gamma\alpha(\beta - 1)} \right] \quad (4.30)$$

که در آن $\alpha = p_3/p_2$ و $\beta = V_3/V_2$ می‌باشد. که اگر $\beta = 1$ باشد، سیکل اتو و اگر $\alpha = 1$ باشد، سیکل دیزل می‌باشد.

مقدار فشار متوسط مؤثر اندیکاتوری در این سیکل از رابطه زیر پیروی می‌کند.

$$\frac{\text{imep}}{p_1} = \frac{1}{(r_c - 1)(\gamma - 1)} \left[r_c^\gamma [\alpha\gamma(\beta - 1) + (\alpha - 1)] - r_c (\alpha\beta^\gamma - 1) \right] \quad (4.31)$$

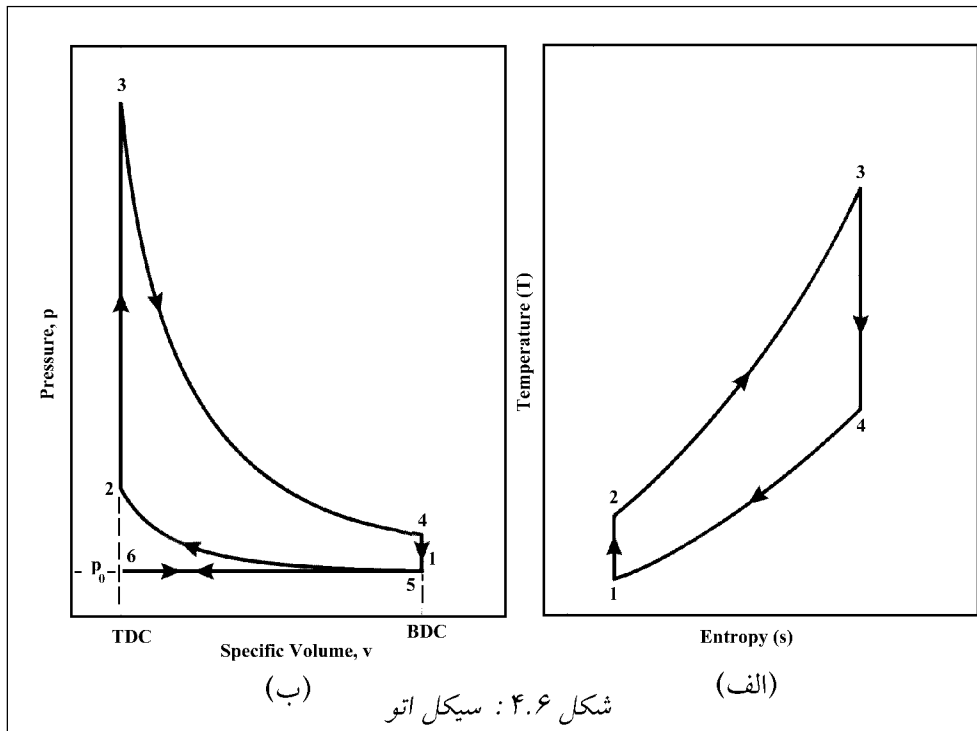


آنالیز سیکل‌های هوای با در نظر گرفتن مکش و تخلیه

برای تحلیل کامل یک سیکل هوایی موتور، باید پروسه‌های مکش و تخلیه را در نظر بگیریم. ابتدا به سیکل اتو می‌پردازیم.

پروسه مکش (پروسه ۱ تا ۶ در شکل ۴.۲) با تغییر حجم از TDC تا BDC با فشار اتمسفر انجام می‌شود. این تقریب خوبی برای این پروسه در حالت WOT می‌باشد که در حالت واقعی فشار کمتر از فشار اتمسفر می‌باشد. در واقعیت بر اثر عبور هوا از مینیفولد، فشار آن کاهش و دمای آن افزایش می‌یابد. این افزایش دما به اندازه‌ای است که در نقطه ۱ دمای هوا ۲۵ تا ۳۵ درجه سانتیگراد بیشتر از محیط است.

مرحله آخر در سیکل موتور، حرکت پیستون از BDC تا TDC و تخلیه باقیمانده دود می‌باشد.



پروسه ۵ تا ۶، مرحله تخلیه با فشار اتمسفر و سوپاپ دود باز، می‌باشد. این مدل دارای دقت خوبی است. در حالت واقعی به علت وجود سوپاپ و مسیرهای تخلیه دود، فشار تخلیه قدری بیشتر از فشار محیط است.

در پایان مرحله تخلیه، موتور دو دور چرخیده است و پیستون در TDC قرار گرفته است. سوپاپ دود بسته و سوپاپ هوا باز می‌شود و سیکل دوباره آغاز می‌شود.

آنالیز ترمودینامیکی سیکل استاندارد اتو

پروسه ۱ تا ۶:

فشار ثابت با فشار p_0 سوپاپ هوا باز و سوپاپ دود بسته است.

$$p_1 = p_6 = p_0 \quad (4.32)$$

$$w_{6-1} = p_0(v_1 - v_6) \quad (4.33)$$

پروسه ۲ تا ۱:

تراکم آیزنتروپیک، همه سوپاپ‌ها بسته هستند.

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\gamma-1} = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = T_1 (r_c)^{\gamma-1} \quad (4.34)$$

$$p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\gamma} = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma} = p_1 (r_c)^{\gamma} \quad (4.35)$$

$$q_{1-2} = 0 \quad (4.36)$$

$$\begin{aligned} w_{1-2} &= \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{1 - \gamma} = R \frac{T_2 - T_1}{1 - \gamma} \\ &= e_1 - e_2 = c_v (T_1 - T_2) \end{aligned} \quad (4.37)$$

پروسه ۲ تا ۳:

اضافه کردن گرما در حجم ثابت (احتراق). همه سوپاپ‌ها بسته هستند.

$$v_3 = v_2 = v_{TDC} \quad (4.38)$$

$$w_{2-3} = 0 \quad (4.39)$$

$$\begin{aligned} Q_{2-3} &= Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c = m_{mixture} c_v (T_3 - T_2) \\ &= (m_a + m_f) c_v (T_3 - T_2) \end{aligned} \quad (4.40)$$

$$Q_{HV} \eta_c = (A/F + 1) c_v (T_3 - T_2) \quad (4.41)$$

$$q_{2-3} = q_{in} = c_v (T_3 - T_2) = e_3 - e_2 \quad (4.42)$$

$$T_3 = T_{max} \quad (4.43)$$

$$p_3 = p_{max} \quad (4.44)$$

پروسه ۳ تا ۴:

انبساط حجم ثابت. همه سوپاپ‌ها بسته هستند.

$$q_{3-4} = 0 \quad (4.45)$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{\gamma-1} = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma-1} = T_3 \left(\frac{1}{r} \right)^{\gamma-1} \quad (4.46)$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{\gamma} = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma} = P_3 \left(\frac{1}{r} \right)^{\gamma} \quad (4.47)$$

$$\begin{aligned} w_{3-4} &= \frac{p_4 v_4 - p_3 v_3}{1 - \gamma} = R \frac{T_4 - T_3}{1 - \gamma} \\ &= e_3 - e_4 = c_v (T_3 - T_4) \end{aligned} \quad (4.48)$$

پروسه ۵ تا ۴:

گرماگیری حجم ثابت. سوپاپ دود باز و سوپاپ هوا بسته است.

$$v_5 = v_4 = v_{BDC} \quad (4.49)$$

$$w_{4-5} = 0 \quad (4.50)$$

$$Q_{4-5} = Q_{out} = m_m c_v (T_5 - T_4) = m_m c_v (T_1 - T_4) \quad (4.51)$$

$$q_{4-5} = q_{out} = c_v (T_5 - T_4) = e_5 - e_4 = c_v (T_1 - T_4) \quad (4.52)$$

پروسه ۵ تا ۶:

تخلیه دود حجم ثابت. سوپاپ دود باز و سوپاپ هوا بسته است.

$$p_5 = p_6 = p_o \quad (4.53)$$

$$w_{5-6} = p_o (v_6 - v_5) = p_o (v_6 - v_1) \quad (4.54)$$

راندمان حرارتی سیکل اتو:

$$\begin{aligned} (\eta_t)_{OTTO} &= \frac{|w_{net}|}{|q_{in}|} = 1 - \frac{|w_{out}|}{|q_{in}|} \quad (4.55) \\ &= 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_v (T_3 - T_2)} \\ &= 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \end{aligned}$$

برای به دست راندمان حرارتی سیکل اتو تنها به مقادیر دماهای سیکل نیاز داریم. با استفاده از روابط آیزنتروپیک و دانستن $v_1 = v_4$ و $v_3 = v_2$ خواهیم داشت:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{(\gamma-1)} = \left(\frac{v_4}{v_3}\right)^{(\gamma-1)} = \frac{T_3}{T_4} \quad (4.56)$$

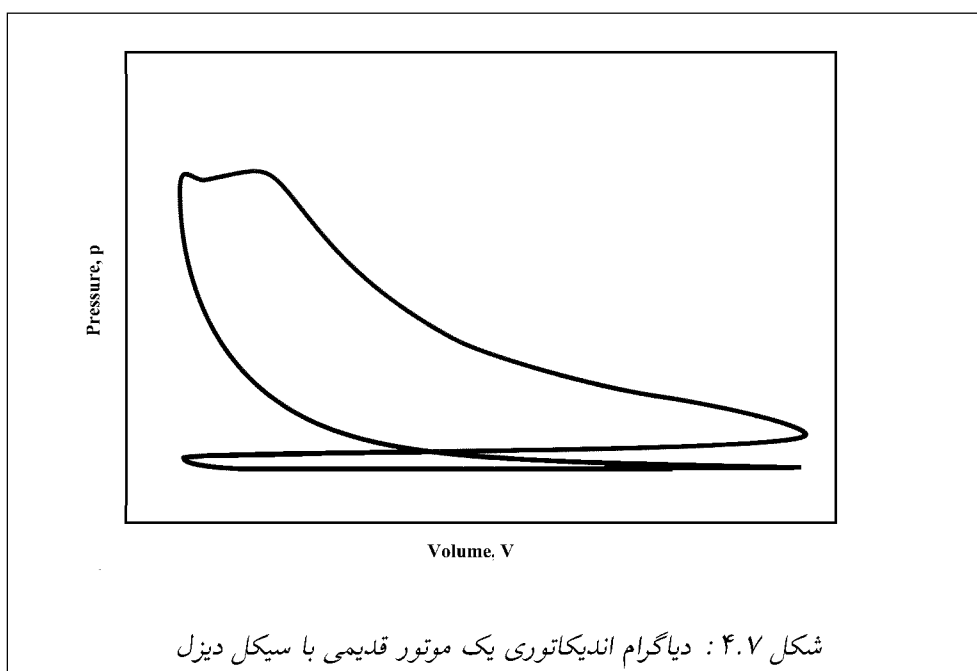
که در نتیجه خواهیم داشت:

$$\eta_{OTTO} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{\gamma-1} \quad (4.57)$$

بنابراین برای به دست آوردن راندمان سیکل اتو در حالت WOT تنها به نسبت تراکم نیاز داریم.

سیکل دیزل

موتورهای CI اولیه سوخت را بسیار دیر به درون محفظه احتراق تزریق می‌کردند. دیاگرام اندیکاتوری این نوع موتورها در شکل ۴.۷ دیده می‌شود. به علت تأخیر در اشتعال و زمان لازم برای تزریق سوخت، احتراق در کورس انبساط اتفاق می‌افتد. این فشار را در نقاط بعد از TDC در مقدار حداکثر نگه می‌دارد. بنابراین پروسه احتراق با تقریب بسیار خوبی یک سیکل استاندارد هوای فشار ثابت است، در نتیجه، سیکل دیزل که در شکل ۴.۸ نشان داده شده، به دست می‌آید. بقیه سیکل شبیه سیکل استاندارد هوای اتو است.

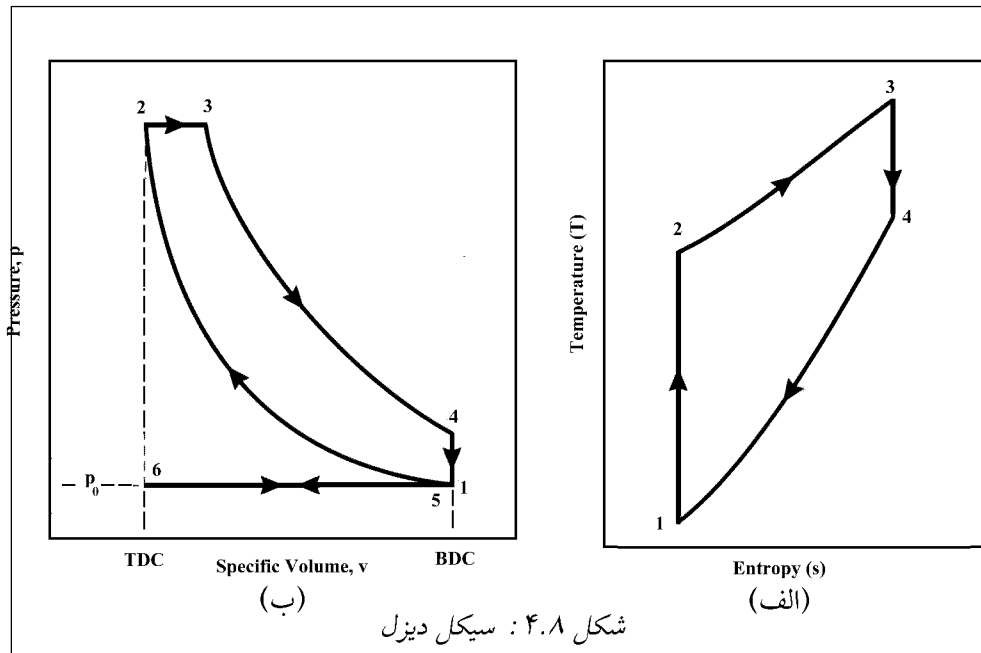


آنالیز ترمودینامیکی سیکل استاندارد هوای دیزل

پروسه ۶ تا ۱:

مکش فشار ثابت در فشار p_0 . در این فرآیند سوپاپ ورودی باز و سوپاپ خروجی بسته‌اند.

$$w_{6-1} = p_0(v_1 - v_6) \quad (4.58)$$



پروسه ۱ تا ۲:

کورس تراکم آنتروپی ثابت. همه سوپاپ‌ها بسته‌اند.

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\gamma-1} = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = T_1 (r_c)^{\gamma-1} \quad (4.59)$$

$$p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\gamma} = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma} = p_1 (r_c)^{\gamma} \quad (4.60)$$

$$V_2 = V_{TDC} \quad (4.61)$$

$$q_{1-2} = 0 \quad (4.62)$$

$$w_{1-2} = \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{1 - \gamma} = \frac{R(T_2 - T_1)}{1 - \gamma} = e_1 - e_2 = c_v(T_1 - T_2) \quad (4.63)$$

پروسه ۲ تا ۳:

افزایش گرمای فشار ثابت (احتراق). همه سوپاپ‌ها بسته‌اند.

$$Q_{2-3} = m_f Q_{HV} \eta_c = m_m c_p (T_3 - T_2) = (m_a + m_f) c_p (T_3 - T_2) \quad (4.64)$$

$$Q_{HV} \eta_c = (A/F + 1) c_p (T_3 - T_2) \quad (4.65)$$

$$q_{2-3} = q_{in} = c_p(T_3 - T_2) = h_3 - h_2 \quad (4.66)$$

$$w_{2-3} = q_{2-3} - (e_3 - e_2) = p_2(v_3 - v_2) \quad (4.67)$$

$$T_3 = T_{max} \quad (4.68)$$

نسبت آیزنتروپیک^۳ به‌عنوان تغییرات حجم طی احتراق تعریف می‌شود:

$$\beta = \frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2} \quad (4.69)$$

پروسه ۳ تا ۴:

کورس توان یا انبساط آتروپی ثابت. همه سوپاپ‌ها بسته‌اند.

$$q_{3-4} = 0 \quad (4.70)$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{\gamma-1} = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma-1} \quad (4.71)$$

$$p_4 = p_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{\gamma} = p_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma} \quad (4.72)$$

$$w_{3-4} = \frac{p_4 v_4 - p_3 v_3}{1 - \gamma} = \frac{R(T_4 - T_3)}{1 - \gamma} \\ = e_3 - e_4 = c_v(T_3 - T_4) \quad (4.73)$$

پروسه ۴ تا ۵:

از دست دادن گرمای در حجم ثابت (تخلیه آبی). سوپاپ ورودی بسته بوده و سوپاپ تخلیه باز است.

$$v_5 = v_4 = v_1 = v_{BDC} \quad (4.74)$$

$$w_{4-5} = 0 \quad (4.75)$$

$$Q_{4-5} = Q_{out} = m_m c_v(T_5 - T_4) = m_m c_v(T_1 - T_4) \quad (4.76)$$

$$q_{4-5} = q_{out} = c_v(T_5 - T_4) = e_5 - e_4 = c_v(T_1 - T_4) \quad (4.77)$$

پروسه ۵ تا ۶:

تخلیه فشار ثابت در فشار p_0 . سوپاپ ورودی بسته و سوپاپ خروجی باز است.

$$w_{5-6} = p_0(v_6 - v_5) = p_0(v_6 - v_1) \quad (4.78)$$

بازده سیکل دیزل برابر است با:

$$\begin{aligned} (\eta_t)_{\text{DIESEL}} &= \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} & (4.79) \\ &= 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \\ &= 1 - \frac{T_4 - T_1}{\gamma(T_3 - T_2)} \end{aligned}$$

با جایگذاری روابط بالا داریم:

$$(\eta_t)_{\text{DIESEL}} = 1 - \left(\frac{1}{r_c}\right)^{\gamma-1} \frac{\beta^\gamma - 1}{\gamma(\beta - 1)} \quad (4.80)$$

که r_c نسبت تراکم و $\gamma = c_p/c_v$ است.

اگر اعداد مختلف در رابطه (۴.۸۰) جاگذاری شود دیده می‌شود که مقدار کسر آخر بزرگتر از یک می‌باشد. اگر این معادله با معادله (۴.۵۷) مقایسه شود، دیده می‌شود که با نسبت تراکم برابر بازده سیکل اتو بیشتر است. احتراق حجم ثابت در TDC از احتراق فشار ثابت بازده بیشتری دارد. البته باید توجه داشت که موتورهای CI دارای نسبت تراکم بیشتری نسبت به موتورهای SI دارند (۱۲ تا ۲۴ در مقایسه با ۸ تا ۱۱) و در نتیجه بازده گرمایی بیشتری دارند.

اگر معادلات (۴.۵۷) و (۴.۸۰) مقایسه شوند، دیده می‌شود که برای داشتن بهترین نتیجه باید موتور دارای سیکل اتو ولی دارای احتراق تراکمی باشد. موتورهای احتراق تراکمی با نسبت تراکم بیشتر و در نتیجه پربازده‌تر کار می‌کنند و در عوض سیکل اتو بازده بیشتری را برای یک نسبت تراکم خاص می‌دهد.

موتورهای جدید CI با تغییر کوچکی نسبت به موتورهای اولیه به این صورت کار می‌کنند. آنها بجای تزریق بسیار دیر سوخت در نزدیکی TDC همانند موتورهای اولیه سوخت را زودتر در جایی حدود 20°bTDC تزریق می‌کنند. در نتیجه اولین ذرات سوخت در اواخر کورس تراکم در نزدیکی TDC مشتعل می‌شوند و مقداری از احتراق در حجم ثابت در TDC همانند سیکل اتو انجام می‌شود. در شکل ۴.۹ سیکل اندیکاتوری یک موتور CI جدید نمایش داده شده است. همانطور که دیده می‌شود فشار در ابتدای کورس انبساط هم به علت زمان لازم برای تزریق سوخت زیاد است، آخرین ذرات سوخت در حدود TDC تزریق می‌شوند و احتراق این سوخت فشار را در ابتدای کورس انبساط هم زیاد نگه می‌دارد. سیکل نشان داده شده در شکل ۴.۹ ترکیبی از سیکل موتور SI و CI است و به آن سیکل استاندارد هوای دوگانه^۴ می‌گویند. علت دوگانه بودن سیکل این است که پروسه اضافه کردن گرما در اثر احتراق به خوبی با یک پروسه حجم ثابت و سپس با یک پروسه فشار ثابت مدل می‌شود. در ضمن می‌توان پروسه را یک پروسه اصلاح شده اتو با حد بالائی فشار در نظر گرفت.



آنالیز ترمودینامیکی سیکل استاندارد هوای دوگانه

آنالیز ترمودینامیکی سیکل استاندارد هوای دوگانه همانند سیکل دیزل است به جز پروسه افزایش گرما (احتراق) ۲-۳-۳.

پروسه ۲ تا x : افزایش گرمای حجم ثابت (قسمت اول احتراق). همه سوپاپ‌ها بسته.

$$V_x = V_2 = V_{TDC} \quad (4.81)$$

$$w_{2-x} = 0 \quad (4.82)$$

$$Q_{2-x} = m_m c_v (T_x - T_2) = (m_a + m_f) c_v (T_x - T_2) \quad (4.83)$$

$$q_{2-x} = c_v (T_x - T_2) = e_x - e_2 \quad (4.84)$$

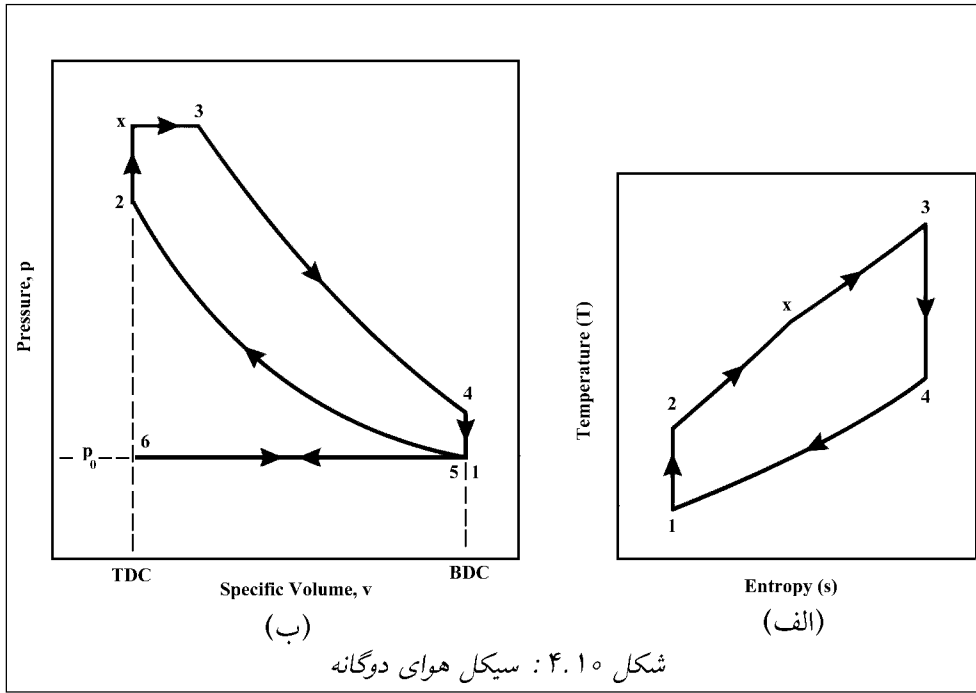
$$p_x = p_{max} = p_2 \left(\frac{T_x}{T_2} \right) \quad (4.85)$$

نسبت فشار به عنوان تغییرات فشار طی احتراق تعریف می‌شود:

$$\alpha = \frac{p_x}{p_2} = \frac{p_2}{p_2} = \frac{T_x}{T_2} = \left(\frac{1}{r_c} \right)^\gamma \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad (4.86)$$

پروسه x تا ۳: افزایش گرمای فشار ثابت (قسمت دوم احتراق). همه سوپاپ‌ها بسته.

$$p_2 = p_x = p_{max} \quad (4.87)$$



$$Q_{x-2} = m_m c_p (T_2 - T_x) = (m_a + m_f) c_p (T_2 - T_x) \quad (4.88)$$

$$q_{x-2} = c_p (T_2 - T_x) = h_2 - h_x \quad (4.89)$$

$$w_{x-2} = q_{x-2} - (e_2 - e_x) = p_x (v_2 - v_x) = p_2 (v_2 - v_x) \quad (4.90)$$

نسبت آیزنتروپیک به‌عنوان تغییرات حجم طی احتراق تعریف می‌شود:

$$\beta = \frac{v_2}{v_x} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_x} \quad (4.91)$$

گرمای اضافه شده:

$$Q_{in} = Q_{2-x} + Q_{x-2} = m_f Q_{HV} \eta_c \quad (4.92)$$

بازده سیکل دوگانه برابر است با:

$$\begin{aligned} (\eta_t)_{DUAL} &= \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \quad (4.93) \\ &= 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_v (T_2 - T_1) + c_p (T_2 - T_x)} \\ &= 1 - \frac{T_4 - T_1}{(T_x - T_1) + \gamma (T_2 - T_x)} \end{aligned}$$

با جایگذاری روابط بالا داریم:

$$(\eta_t)_{\text{DUAL}} = 1 - \left(\frac{1}{r_c}\right)^{\gamma-1} \left[\frac{\alpha\beta^\gamma - 1}{\gamma\alpha(\beta - 1) + \alpha - 1} \right] \quad (4.94)$$

که r_c نسبت تراکم، $k = c_p/c_v$ و α نسبت فشار است.

مقایسه سیکل‌های اتو، دیزل و دوگانه

شکل ۴.۱۱ سیکل‌های اتو، دیزل و دوگانه را با شرایط ورودی و نسبت تراکم یکسان مقایسه می‌کند. بازده ترمودینامیکی هر سیکل به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}} \quad (4.95)$$

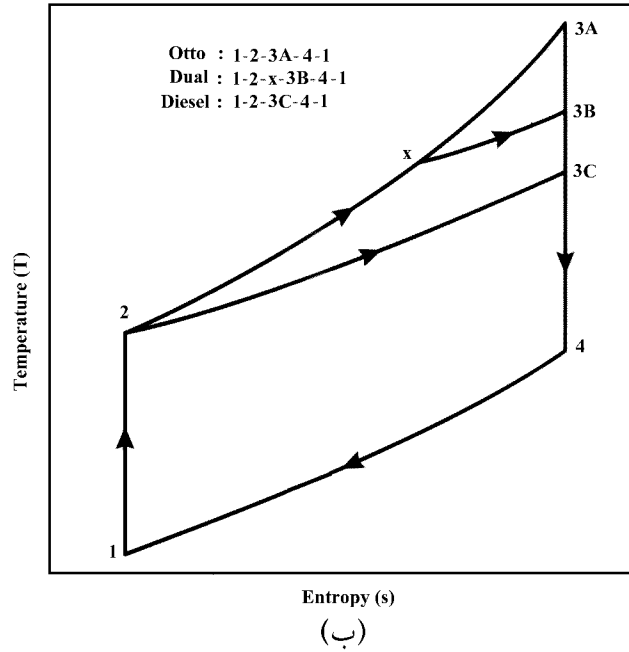
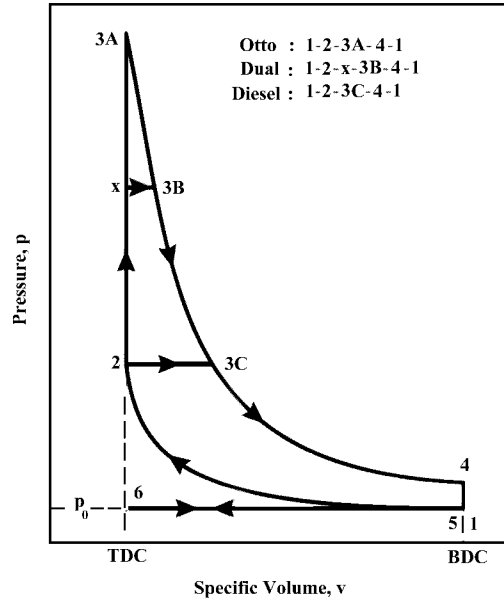
سطح زیر هریک از پروسه‌ها در دستگاه مختصات $T - s$ برابر با گرمای انتقال یافته است. پس بازده‌های گرمایی قابل مقایسه است. برای همه سیکل‌ها q_{out} برابر است (پروسه ۴-۱) ولی q_{in} با توجه به شکل متفاوت است پس با استفاده از رابطه (۴.۹۵) خواهیم داشت:

$$(\eta_t)_{\text{OTTO}} > (\eta_t)_{\text{DUAL}} > (\eta_t)_{\text{DIESEL}} \quad (4.96)$$

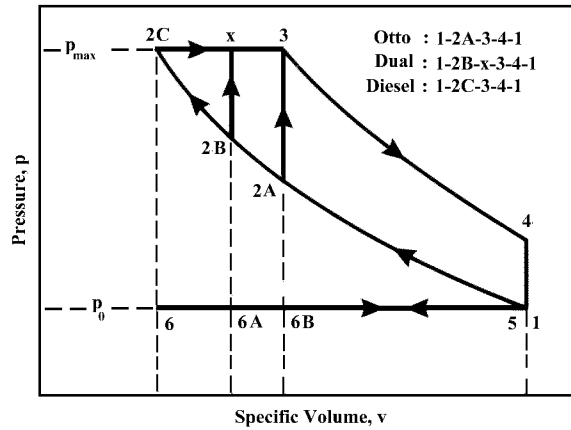
البته این بهترین راه برای مقایسه این سیکل‌ها نیست چون آنها در عمل با یک نسبت تراکم کار نمی‌کنند. موتورهای تراکمی که با سیکل‌های دوگانه یا دیزل کار می‌کنند، دارای نسبت تراکم بیشتری نسبت به موتورهای با سیکل اتو هستند. راه واقعی‌تر برای مقایسه این سیکل‌ها داشتن حداکثر فشار یکسان است. این در شکل ۴.۱۲ انجام شده است. با توجه به شکل دیده می‌شود که:

$$(\eta_t)_{\text{DIESEL}} > (\eta_t)_{\text{DUAL}} > (\eta_t)_{\text{OTTO}} \quad (4.97)$$

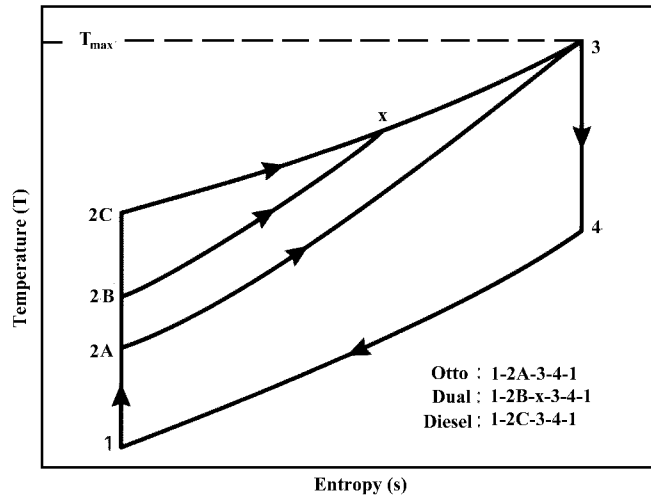
مقایسه معادلات (۴.۹۶) و (۴.۹۷) نشان می‌دهد که پربازده‌ترین موتور، موتوری که دارای احتراق در حجم ثابت ولی دارای احتراق تراکمی باشد و در نسبت تراکم بیشتری کار کند. این زمینه‌ای است که نیاز به تحقیقات و مطالعه بیشتر دارد.



شکل ۴.۱۱: مقایسه سیکل‌های استاندارد هوای اتو، دیزل و دوگانه با ورودی سیلندر و نسبت تراکم یکسان



(الف)



(ب)

شکل ۴.۱۲: مقایسه سیکل‌های استاندارد هوای اتو، دیزل و دوگانه با ورودی سیلندر و بیشینه دما و فشار یکسان

مثال ۴.۳

یک موتور چهار سیلندر SI، ۲/۵ لیتری در حالت WOT و با سیکل چهارزمانه اتو در دور ۳۰۰۰ rpm کار می‌کند. نسبت تراکم آن ۸/۶، $\eta_m = 0.86$ و $s/b = 1.25$ است. سوخت آن ایزواکتان با $A/F = 15$ و $Q_{HV} = 44300 \text{ kJ/kg}$ می‌باشد. راندمان احتراق آن ۱۰۰ درصد است. در ابتدای مرحله تراکم، فشار و دما در سیلندر به ترتیب ۱۰۰ kPa و 60°C می‌باشد. در هر سیکل، ۴ درصد از گازهای اگزوز سیکل قبل در سیلندر باقی می‌مانند. آنالیز کامل ترمودینامیکی این موتور را انجام دهید.

حل

برای یک سیلندر داریم:

$$V_d = \frac{2.5 \text{ liter}}{4} = 0.000625 \text{ m}^3$$

بنابراین

$$r_c = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_c + V_d}{V_c} = 8.6$$

$$V_c = 0.0000822 \text{ m}^3$$

برای به دست آوردن قطر سیلندر و کورس داریم:

$$V_d = \left(\frac{\pi}{4}\right) b^2 s = \left(\frac{\pi}{4}\right) b^2 (1.25b)$$

در نتیجه

$$b = 0.0919 \text{ m}$$

و

$$s = 0.0942 \text{ m}$$

حالت اول:

$$T_1 = 60^\circ \text{C} = 333 \text{ K}$$

$$p_1 = 100 \text{ kPa}$$

$$V_1 = V_d + V_c = 0.000707 \text{ m}^3$$

در این لحظه می‌توان جرم داخل سیلندر را محاسبه کرد، این جرم در تمامی طول سیکل ثابت می‌ماند.

$$\begin{aligned} m_{\text{mixture}} &= \frac{p_1 V_1}{RT_1} \\ &= \frac{(100 \text{ kPa})(0.000707 \text{ m}^3)}{(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(333 \text{ K})} \\ &= 0.000740 \text{ kg} \end{aligned}$$

حالت دوم: مرحله تراکم ۱-۲ آیزنتروپیک است. بنابراین داریم:

$$p_2 = p_1 (r_c)^\gamma = (100 \text{ kPa})(8.6)^{1.35} = 1826 \text{ kPa}$$

$$T_2 = T_1 (r_c)^{\gamma-1} = (333 \text{ K})(8.6)^{0.35} = 707 \text{ K}$$

$$\begin{aligned} V_2 &= \frac{mRT_2}{p_2} \\ &= \frac{(0.000740 \text{ kg})(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(707 \text{ K})}{(1826 \text{ kPa})} \\ &= 0.000822 \text{ m}^3 = V_c \end{aligned}$$

مقدار حجم مرده سیلندر را از طریق دیگر هم می‌توان حساب کرد:

$$V_2 = V_1 / r_c = \frac{0.000707 \text{ m}^3}{8.6} = 0.000822 \text{ m}^3$$

برای به‌دست آوردن جرم‌های سیکل خواهیم داشت.

$$m_a = \left(\frac{15}{16}\right)(0.96)(0.000740) = 0.000666 \text{ kg}$$

$$m_f = \left(\frac{1}{16}\right)(0.96)(0.000740) = 0.000044 \text{ kg}$$

$$m_{\text{ex}} = (0.04)(0.000740) = 0.000030 \text{ kg}$$

$$m_m = 0.000740 \text{ kg}$$

حالت سوم: برای گرمای اضافه شده به سیکل:

$$\begin{aligned} Q_{\text{in}} &= m_f Q_{\text{HV}} \eta_c = m_m c_v (T_3 - T_2) \\ &= (0.000044 \text{ kg})(44300 \text{ kJ/kg})(1700) \\ &= (0.0000740 \text{ kg})(0.821 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(T_3 - 707 \text{ K}) \end{aligned}$$

حل برای T_3 :

$$\begin{aligned} T_3 &= 3915 \text{ K} = T_{\text{max}} \\ V_3 &= V_2 = 0.0000822 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

برای حجم ثابت:

$$p_3 = p_2 \left(\frac{T_3}{T_2} \right) = (1826 \text{ kPa}) \left(\frac{3915}{707} \right) = 10111 \text{ kPa} = p_{\text{max}}$$

حالت چهارم: مرحله قدرت به صورت آیزنتروپیک:

$$\begin{aligned} p_4 &= p_3 \left(\frac{1}{r_c} \right)^\gamma = (10111 \text{ kPa}) \left(\frac{1}{8.6} \right)^{1.35} = 554 \text{ kPa} \\ T_4 &= T_3 \left(\frac{1}{r_c} \right)^{\gamma-1} = (3915 \text{ K}) \left(\frac{1}{8.6} \right)^{0.35} = 1844 \text{ K} \\ V_4 &= \frac{mRT_4}{p_4} \\ &= \frac{(0.0000740 \text{ kg})(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(1844 \text{ K})}{(554 \text{ kPa})} \\ &= 0.0000707 \text{ m}^3 = V_1 \end{aligned}$$

این با مقدار V_1 به دست آمده از قسمت‌های قبل تطابق دارد.
کار انجام شده در مرحله قدرت برابر است با:

$$\begin{aligned} W_{3-4} &= \frac{mR(T_4 - T_3)}{1 - \gamma} \\ &= \frac{(0.0000740 \text{ kg})(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(1844 - 3915) \text{ K}}{1 - 1.35} \\ &= 1.257 \text{ kJ} \end{aligned}$$

کار گرفته شده در مرحله قدرت برابر خواهد بود با:

$$\begin{aligned} W_{1-2} &= \frac{mR(T_2 - T_1)}{1 - \gamma} \\ &= \frac{(0.000740 \text{ kg})(0.287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K})(707 - 333) \text{ K}}{1 - 1.35} \\ &= -0.227 \text{ kJ} \end{aligned}$$

کار انجام شده در مرحله مکش و تخلیه، با هم ساده می‌شوند. پس کل کار انجام‌شده در سیکل برابر خواهد شد با:

$$W_{\text{net}} = W_{1-2} + W_{3-4} = (+1.257) + (-0.227) = 1.030 \text{ kJ}$$

برای به‌دست آوردن گرمای داده شده در یک سیکل به یک سیلندر داریم:

$$\begin{aligned} Q_{\text{in}} &= m_f Q_{\text{HV}} \eta_c \\ &= (0.000044 \text{ kg})(44300 \text{ kJ/kg})(1.00) = 1.949 \text{ kJ} \end{aligned}$$

بنابراین بازده حرارتی خواهد شد:

$$\eta_t = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{in}}} = \frac{1.030}{1.949} = 0.529 = 52.9\%$$

و یا می‌توان گفت:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{1}{r_c}\right)^{\gamma-1} = 52.9\%$$

برای به‌دست آوردن imep داریم:

$$\text{imep} = \frac{W_{\text{net}}}{V_1 - V_2} = \frac{1.030 \text{ kJ}}{(0.000707 - 0.0000822) \text{ m}^3} = 1649 \text{ kPa}$$

مقدار توان اندیکاتوری خواهد شد:

$$\begin{aligned} \dot{W}_i &= \frac{WN}{n} \\ &= \frac{(1.030 \text{ kJ/cyl} \cdot \text{cycle}) \left(\frac{3000}{60} \text{ rev/sec}\right)}{2 \text{ rev/sec}} \times (4 \text{ cyl}) \\ &= 1.03 \text{ kW} = 1.38 \text{ hp} \end{aligned}$$

برای به‌دست آوردن سرعت متوسط پیستون:

$$\begin{aligned}\bar{u}_p &= 2sN \\ &= (2 \text{ strokes/rev})(0.0942 \text{ m/stroke}) \left(\frac{3000}{60} \text{ rev/sec} \right) \\ &= 9.42 \text{ m/sec}\end{aligned}$$

بنابراین کار ترمزی برای یک سیلندر خواهد شد:

$$W_b = \eta_m W_i = (0.86)(1030 \text{ kJ}) = 886 \text{ kJ}$$

توان ترمزی خواهد شد:

$$\begin{aligned}\dot{W}_b &= \left(\frac{3000}{60} \text{ rev/sec} \right) (0.5 \text{ cycle/rev})(886 \text{ kJ/cyl} \cdot \text{cycle})(4 \text{ cyl}) \\ &= 887.6 \text{ kW} = 119 \text{ hp}\end{aligned}$$

یا

$$\dot{W}_b = \eta_m \dot{W}_i = (0.86)(103 \text{ kW}) = 887.6 \text{ kW}$$

گشتاور خواهد شد:

$$\tau = \frac{\dot{W}_b}{2\pi N} = \frac{887.6 \text{ kJ/sec}}{(2\pi \text{ rad/rev}) \left(\frac{3000}{60} \text{ rev/sec} \right)} = 282 \text{ N} \cdot \text{m}$$

توان اصطکاکی خواهد شد:

$$\dot{W}_f = \dot{W}_i - \dot{W}_b = 103 - 887.6 = 14.4 \text{ kW} = 19.3 \text{ hp}$$

برای به‌دست آوردن فشار مؤثر متوسط ترمزی خواهیم داشت:

$$\text{bmep} = \eta_m(\text{imep}) = (0.86)(1649 \text{ kPa}) = 1418 \text{ kPa}$$

در این مرحله می‌توان گشتاور موتور را از طریق دیگری نیز محاسبه کرد:

$$\tau = \frac{(\text{bmep})V_d}{4\pi} = \frac{(1418 \text{ kPa})(0.0025 \text{ m}^3)}{4\pi} = 0.282 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

برای به دست آوردن bsfc داریم:

$$\begin{aligned} \text{bsfc} &= \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_b} \\ &= \frac{(0.000044 \text{ kg/cyl} \cdot \text{cycle})(50 \text{ rev/sec})(0.5 \text{ cycle/rev})(4 \text{ cyl})}{(88.6 \text{ kW})} \\ &= 0.000050 \text{ kg/sec/kW} = 180 \text{ g/kW} \cdot \text{hr} \end{aligned}$$

مقدار بازده حجمی برای یک سیلندر و با در نظر گرفتن جرم حجمی هوا، برابر خواهد شد با:

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{m_a}{\rho_a V_d} = \frac{0.000666 \text{ kg}}{(1.181 \text{ kg/m}^3)(0.000625 \text{ m}^3)} \\ &= 0.902 = 90.2\% \end{aligned}$$

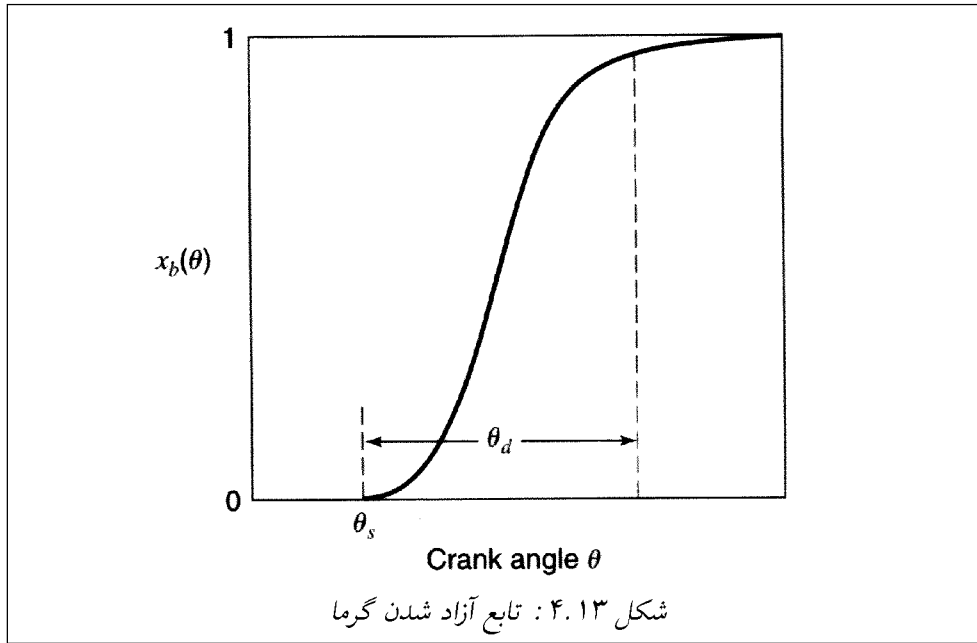
نرخ جزئی آزادسازی انرژی حرارتی

در سیکل‌های اتو و دیزل سوخت به صورتی مشتعل می‌گردد که منجر به احتراق در حجم ثابت و یا در فشار ثابت می‌شود. پروفیل واقعی دما و فشار در موتورهای واقعی با این مدل‌های ساده همخوانی ندارد و مدل‌های واقعی‌تر همچون نرخ جزئی آزادسازی انرژی حرارتی^۵ لازم است. مدل نرخ جزئی آزادسازی انرژی حرارتی مدلی دیفرانسیلی از کورس احتراق در سیکل موتور است که در آن اضافه کردن گرما به صورت تابعی از زاویه لنگ است.

مدل آزادسازی انرژی حرارتی می‌تواند به سوال‌هایی که مدل‌های ساده بالا توانایی پاسخگویی به آنها را نداشتند، بدهد. به عنوان مثال برای بررسی اثر زمان جرقه‌زنی و یا انتقال حرارت را بر بازده موتور، باید از مدل آزادسازی انرژی حرارتی استفاده شود. اگر انتقال حرارت در پروسه دخالت داده شود آنگاه دیگر کورس‌های تراکم و انبساط آیزنتروپیک نخواهند بود و دیگر با روابط ریاضی ساده قابل مدل کردن نیستند.

یک منحنی معمول برای آزادسازی انرژی حرارتی یا نسبت اشتعال در موتورهای SI در شکل ۴.۱۳ نشان داده شده است در شکل آزادسازی انرژی حرارتی نسبی $x_b(\theta)$ به عنوان تابعی از زاویه لنگ کشیده شده است. همانطور که در شکل دیده می‌شود منحنی در ابتدا با شروع احتراق شیب کمی دارد و سپس به سرعت رشد می‌کند و در پایان دوباره شیب‌اش کاهش می‌یابد. این سه مرحله مربوط به تأخیر اولیه اشتعال، منطقه احتراق سریع و ناحیه پایان احتراق می‌شوند. این منحنی S شکل را

^۵ Finite heat release



می‌توان با تابع وایب^۶ به صورت تحلیلی بیان کرد.

$$x_b(\theta) = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d} \right)^n \right] \quad (۴.۹۸)$$

که در آن θ زاویه لنگ، θ_s زاویه شروع آزاد شدن گرما، θ_d زاویه طول آزاد شدن گرما، n ضریب شکل وایب و a هم ضریب بازده وایب است. پارامترهای a و n قابل تغییر هستند و برای همخوانی با داده‌های تجربی بکار می‌روند. شروع احتراق در $\theta = \theta_s$ است و $x_b(\theta_s) = 1 - \exp[0] = 0$ است. انتهای احتراق زمانی فرض می‌شود که $x_b = 0.9$ یا 0.99 باشد که در نتیجه $a = 2/3$ یا $4/6$ خواهد بود. مقادیر $n = 3$ و $a = 5$ در مقایسه با داده‌های تجربی هستند.

هرچند این پارامترها به سرعت و بار موتور و همچنین نوع موتور هم بستگی دارد. نرخ آزاد شدن گرما تابعی از زاویه لنگ با دیفرانسیل‌گیری از تابع وایب بدست می‌آید.

$$\frac{dQ}{d\theta} = Q_{in} \frac{dx_b}{d\theta} = na \frac{Q_{in}}{\theta_d} (1 - x_b) \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d} \right)^{n-1} \quad (۴.۹۹)$$

فرم دیفرانسیلی معادله انرژی برای سیستم‌های بسته (توجه کنید که کار و گرما دیفرانسیل کامل نیستند) برای تغییر کم زاویه لنگ $d\theta$ خواهد شد:

$$\delta Q - \delta W = dE \quad (۴.۱۰۰)$$

چون $\delta W = pdV$ و $de = mc_v dT$:

$$\delta Q - pdV = mc_v dT \quad (4.101)$$

با فرض رفتار گاز کامل:

$$pV = mRT \quad (4.102)$$

که حالت دیفرانسیلی آن به صورت زیر است:

$$m dT = \frac{1}{R} (pdV + V dp) \quad (4.103)$$

پس معادله انرژی برابر است با:

$$\delta Q - pdV = \frac{c_v}{R} (pdV + V dp) \quad (4.104)$$

که به ازای زاویه لنگ برابر است با:

$$\frac{dQ}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} = \frac{c_v}{R} \left(p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dp}{d\theta} \right) \quad (4.105)$$

با حل آن برای فشار p :

$$\frac{dp}{d\theta} = -\gamma \frac{p}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{\gamma - 1}{V} \left(\frac{dQ}{d\theta} \right) \quad (4.106)$$

این یک معادله دیفرانسیل مرتبه اول به صورت $dp/d\theta = f(\theta, p, Q)$ برای فشار مخزن به عنوان تابعی از زاویه لنگ θ ، فشار p ، و گرمای اضافه شده Q است. برای انتگرال گیری از معادله انرژی، معادله‌ای برای حجم تابعی از زاویه لنگ لازم است. از فصل اول می‌دانیم:

$$V(\theta) = \frac{V_d}{r_c - 1} + \frac{V_d a}{s} \left[1 + r - \sqrt{r^2 - \sin^2 \theta} - \cos \theta \right] \quad (4.107)$$

با مشتق گیری از رابطه بالا داریم:

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{V_d}{r} \left[1 + \cos \theta (r^2 - \sin^2 \theta)^{-1/2} \right] \quad (4.108)$$

برای بخش تراکم و انبساط که بدون اضافه کردن گرما است:

$$\frac{dp}{d\theta} = -\frac{p}{V} \frac{dV}{d\theta} \quad (4.109)$$

$$\frac{dp}{p} = -\gamma \frac{dV}{V} \quad (4.110)$$

$$pV^\gamma = \text{const.} \quad (4.111)$$

معادله دیفرانسیلی انرژی (معادله (۴.۱۰۶)) را می‌توان برای به‌دست آوردن فشار به‌صورت عددی با روش‌های عددی همچون رانج-کوتا انتگرال‌گیری نمود. انتگرال‌گیری در BDC با شرایط اولیه p_1, V_1, T_1 آغاز می‌شود، وزن ملکولی گاز M است. جرم گاز m برابر است با $p_1 V_1 M / R_u T_1$. انتگرال‌گیری درجه به درجه تا TDC و دوباره تا BDC پیش می‌رود. زمانی که فشار به‌صورت تابعی از زاویه لنگ محاسبه شد کار و دمای سیلندر به‌راحتی به‌دست می‌آیند $T = pV / mR$ و $\delta W = pdV$. معادله ۴.۱۰۶ را می‌توان برای به‌دست آوردن منحنی آزاد شدن گرما از نتایج آزمایشگاهی نیز به‌کار برد.

روش رانج-کوتا

با یادآوری معادله ۴.۱۰۶ داریم.

$$p' = f(\theta, p) \quad (4.112)$$

با استفاده از روش رانج-کوتا مرتبه چهارم ($O(h^4) = \text{خطا}$) می‌توان این معادله را حل کرد.

$$\Delta\theta = \frac{360}{N-1} \quad (4.113)$$

$$p_{n+1} = p_n + \frac{h}{6}(k_{n1} + 2k_{n2} + 2k_{n3} + k_{n4}) \quad (4.114)$$

$$k_{n1} = f(\theta_n, p_n) \quad (4.115)$$

$$k_{n2} = f\left(\theta_n + \frac{1}{2}h, p_n + \frac{1}{2}hk_{n1}\right) \quad (4.116)$$

$$k_{n3} = f\left(\theta_n + \frac{1}{4}h, p_n + \frac{1}{4}hk_{n2}\right) \quad (4.117)$$

$$k_{n4} = f(\theta_n + h, p_n + hk_{n3}) \quad (4.118)$$

که در آن تابع f به‌صورت زیر تعریف می‌شود.

$$f(\theta, p) = -\gamma \frac{p}{V} \frac{dV}{d\theta} + (\gamma - 1) \frac{Q_{in}}{V} \frac{dx_b}{d\theta} \quad (4.119)$$

۱. اثر انتقال حرارت

برای اعمال اثر انتقال حرارت در تحلیل سیکل یک موتور احتراق داخلی به‌صورت زیر عمل می‌کنیم.

$$dQ = Q_{in} dx - dQ_l \quad (4.120)$$

که Q_l گرمای از دست رفته بر اثر انتقال حرارت^v است. بنابر تعریف ضریب انتقال حرارت خواهیم داشت:

$$\frac{dQ_l}{dt} = hA(T - T_w) \quad (4.121)$$

که در آن h ضریب انتقال حرارت، A سطح در تماس با گاز و T_w دمای دیواره است. با تعریف متغیرهای بدون بعد زیر داریم:

$$\begin{aligned} \tilde{Q} &= \frac{Q_{in}}{p_1 \tilde{V}_1} \\ \tilde{T} &= \frac{T}{T_1} \\ \tilde{Q}_l &= \frac{Q_l}{p_1 \tilde{V}_1} \\ \tilde{h} &= \frac{hT_1(A_0 - 4\tilde{V}_0/b)}{p_1 \tilde{V}_1 \omega} \\ \tilde{\beta} &= \frac{4\tilde{V}_1}{b(A_0 - 4\tilde{V}_0/b)} \end{aligned}$$

که A_0 سطح تماس در TDC است. بنابراین:

$$\frac{dQ_l}{d\theta} = \tilde{h}(1 + \beta\tilde{V})(\tilde{p}\tilde{V} - \tilde{T}\omega) \quad (4.122)$$

و با اعمال آن در معادله اصلی به معادله زیر می‌رسیم:

$$\frac{d\tilde{p}}{d\theta} = -\gamma \frac{\tilde{p}}{\tilde{V}} \frac{d\tilde{V}}{d\theta} + \frac{\gamma - 1}{\tilde{V}} \left[\tilde{Q} \frac{dx}{d\theta} - \tilde{h}(1 + \beta\tilde{V})(\tilde{p}\tilde{V} - \tilde{T}\omega) \right] \quad (4.123)$$

۲. اثر گازهای رخنه‌ای

موتوری را در نظر بگیرید که در آن همه سوپاپ‌ها بسته باشند. مقداری از جرم داخل سیلندر به صورت گازهای رخنه‌ای[^] به محفظه موتور انتقال پیدا می‌کند. چون جرم داخل سیلندر ثابت باقی نمی‌ماند، ما مجبور به نوشتن معادلات به صورت زیر خواهیم بود:

$$\frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} + \frac{1}{\tilde{V}} \frac{d\tilde{V}}{d\theta} = \frac{1}{m} \frac{dm}{d\theta} + \frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} \quad (4.124)$$

به‌طور مشابه قانون اول ترمودینامیک به‌صورت دیفرانسیلی برای یک سیستم باز خواهد شد:

$$mc_v \frac{dT}{d\theta} + c_v T \frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} - \frac{\dot{m}_l c_p T}{\omega} \quad (4.125)$$

که در آن نرخ جرم خروجی از سیلندر به‌صورت گازهای رخنه‌ای است که شرایط آن را در حین خروج همان شرایط داخل سیلندر می‌گیریم. با حذف $\frac{dT}{d\theta}$ بین دو معادله فوق خواهیم داشت:

$$\frac{dp}{d\theta} = \gamma \frac{p}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{\gamma - 1}{V} \frac{dQ}{d\theta} - \frac{\gamma \dot{m}_l}{\omega m} \quad (4.126)$$

این معادله، با استفاده از رابطه زیر به‌دست آمده‌است.

$$\frac{dm}{d\theta} = -\frac{\dot{m}_l}{\omega} \quad (4.127)$$

با معرفی $C = \frac{\dot{m}_l}{m}$ و استفاده از قسمت‌های پیش به معادله کلی زیر می‌رسیم.

$$\frac{d\tilde{p}}{d\theta} = -\gamma \frac{\tilde{p}}{\tilde{V}} \frac{d\tilde{V}}{d\theta} + \frac{\gamma - 1}{\tilde{V}} \left[\tilde{Q} \frac{dx}{d\theta} - \tilde{h} (1 + \beta \tilde{V}) (\tilde{p} \tilde{V}) \left(\frac{\tilde{p} \tilde{V}}{\tilde{m}} - \tilde{T}_w \right) \right] - \frac{\gamma C \tilde{p}}{\omega} \quad (4.128)$$

$$\frac{d\tilde{W}}{d\theta} = \tilde{p} \frac{d\tilde{V}}{d\theta} \quad (4.129)$$

$$\frac{d\tilde{Q}_l}{d\theta} = \tilde{h} (1 + \beta \tilde{V}) (\tilde{p} \tilde{V}) \left(\frac{\tilde{p} \tilde{V}}{\tilde{m}} - \tilde{T}_w \right) \quad (4.130)$$

$$\frac{d\tilde{m}}{d\theta} = -\frac{C \tilde{m}}{\omega} \quad (4.131)$$

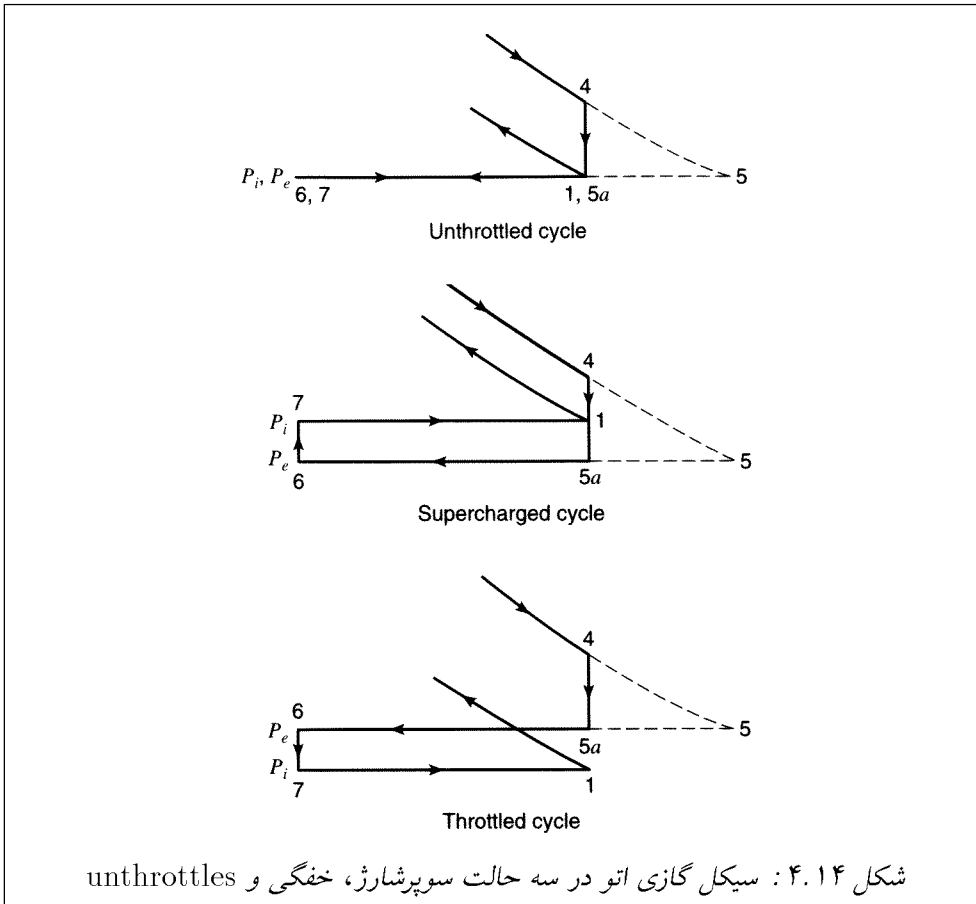
موتور چهارزمانه ایده‌آل

در مدل‌های ایده‌آل سوپاپ دود در BDC باز و در TDC بسته می‌شود. همچنین سوپاپ هوا در TDC باز و در BDC بسته می‌شود. این بدان معنی است که همپوشانی سوپاپ‌ها صفر در نظر گرفته می‌شود. با مراجعه به شکل ۴.۱۴ پروسه‌های ایده‌آل یک موتور آدیاباتیک به‌صورت زیر است.

• ۴ تا ۵a: تخلیه آبی حجم ثابت.

• ۵a تا ۶: تخلیه فشار ثابت.

• ۶ تا ۷: تغییر حالت سوپاپ حجم ثابت.



● ۷ تا ۱: مکش فشار ثابت.

در پایان مرحله انبساط (۳ تا ۴) فشار داخل سیلندر بیشتر از فشار p_e است. بنابراین وقتی که سوپاپ دود باز می‌شود، دود به سرعت از سیلندر خارج می‌شود و پیستون حرکت چندانی در حین این پروسه نمی‌کند. نسبت فشار p_4/p_e آنقدر زیاد است که جریان صوتی به وجود می‌آید. بنابراین پروسه حجم ثابت تخلیه آبی مدل خوبی برای این پروسه است. در حین تخلیه آبی هیچ کاری صورت نمی‌گیرد. کاری که برای خروج کامل گاز لازم است به صورت زیر است:

$$W_{\delta a-6} = \sum_{\delta a}^6 pdV = -p_e V_d \quad (4.132)$$

اعمال قانون اول بر حجم کنترل شکل ۴.۱۵ در حین پروسه‌های ۵ تا ۶ خواهد شد:

$$\Delta H = 0$$

در حالی که فشار ثابت است، برای گازهای ایده‌آل آنتالپی تنها به دما وابسته است. بنابراین، پروسه دما ثابت و تراکم ناپذیر است. بنابراین نسبت جرمی باقیمانده در داخل سیلندر به صورت زیر است:

$$f = \frac{V_6}{V_4} = \frac{1}{r} \frac{v_4}{v_6} = \frac{1}{r} \frac{T_4 p_e}{T_e p_4} \quad (4.133)$$

بهرتر است که در مرحله مکش، سیلندر به صورت یک حجم کنترل مورد بررسی قرار گرفته شود. معادله قانون اول ترمودینامیک غیریکنواخت، به صورت زیر است.

$$\left(\frac{dE}{dt} \right)_{c.v.} = \dot{Q} - \dot{W}_{c.v.} + \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out} \quad (4.134)$$

اگر t_6 زمان شروع مکش و t_1 زمان پایان آن باشد، با انتگرال‌گیری از معادله انرژی برای پروسه آدیاباتیک داریم:

$$E_1 - E_6 = - \int_6^1 p dV + \int_6^1 (\dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out}) dt \quad (4.135)$$

برای رسیدن به نتایج ویژه باید سه حالت برای نسبت فشارهای ورودی و خروجی در نظر گرفت. اگر فشار ورودی کمتر از فشار اگزوز بود، اصطلاحاً موتور را در حالت خفگی می‌نامیم. در این حالت جریان از داخل سیلندر به داخل پورت هوا وارد می‌شود. وقتی که این دو فشار به تعادل رسیدند، پیستون به پایین حرکت می‌کند و هوا را به داخل می‌کشد. در ابتدای این مرحله، مقادیری از محصولات احتراق که درون پورت ورودی آمده بودند، به درون سیلندر باز می‌گردند. در ادامه کورس مخلوط تازه وارد سیلندر می‌شود که با محصولات احتراق مخلوط نمی‌باشد. در نتیجه داریم:

$$E_1 - E_6 = p_i (V_6 - V_1) + m_i h_i \quad (4.136)$$

که m_i جرم هوای ورودی و h_i آنتالپی آن است. برای به دست آوردن مقدار T_1 به روش زیر عمل می‌کنیم:

$$H_1 - H_6 = (p_i - p_e) V_6 + m_i h_i$$

$$T_1 = (1 - f) T_1 + f T_e \left[1 - \left(1 - \frac{p_i}{p_e} \right) \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \right]$$

بنابراین مقدار بازده حجمی خواهد شد

$$\eta_v = \frac{m_i}{\rho_i V_d} = 1 - \frac{\frac{p_e}{\gamma} - 1}{\gamma(r_c - 1)} \quad (4.137)$$

اگر فشار ورودی بیشتر از فشار خروجی باشد، اصطلاحاً موتور را سوپرشاژ شده می‌نامیم. در این حالت در هنگام باز شدن سوپاپ هوا، هوا به دلیل فشار بیشتر وارد سیلندر می‌شود تا به تعادل برسند و مرحله مکش آغاز شود. در یک موتور واقعی به علت همپوشانی سوپاپ‌ها مقداری از سوخت و هوا به داخل آگروز می‌رود که باعث تلف شدن انرژی و یکی از دلایل آلودگی هیدروکربن‌ها است. حالت آخر که در نظر گرفته می‌شود، حالتی است که فشارهای ورودی و خروجی با هم برابر هستند و موتور در حالت untrottled قرار دارد.

در حین پرورس مکش، گاز روی حجم کنترل، کار انجام می‌دهد و حجم سیلندر افزایش پیدا می‌کند. در حین تخلیه، کار روی گاز انجام می‌شود. نتیجه کل این دو مرحله خواهد شد:

$$W_{\Delta a-1} = (p_i - p_e)V_d \quad (4.138)$$

که $-W_{\Delta a-1}$ همان کار پمپی است. این کار به صورت یک کار ازدست رفته برای یک موتور خفه شده است. بنابراین pmep به صورت زیر تعریف می‌شود:

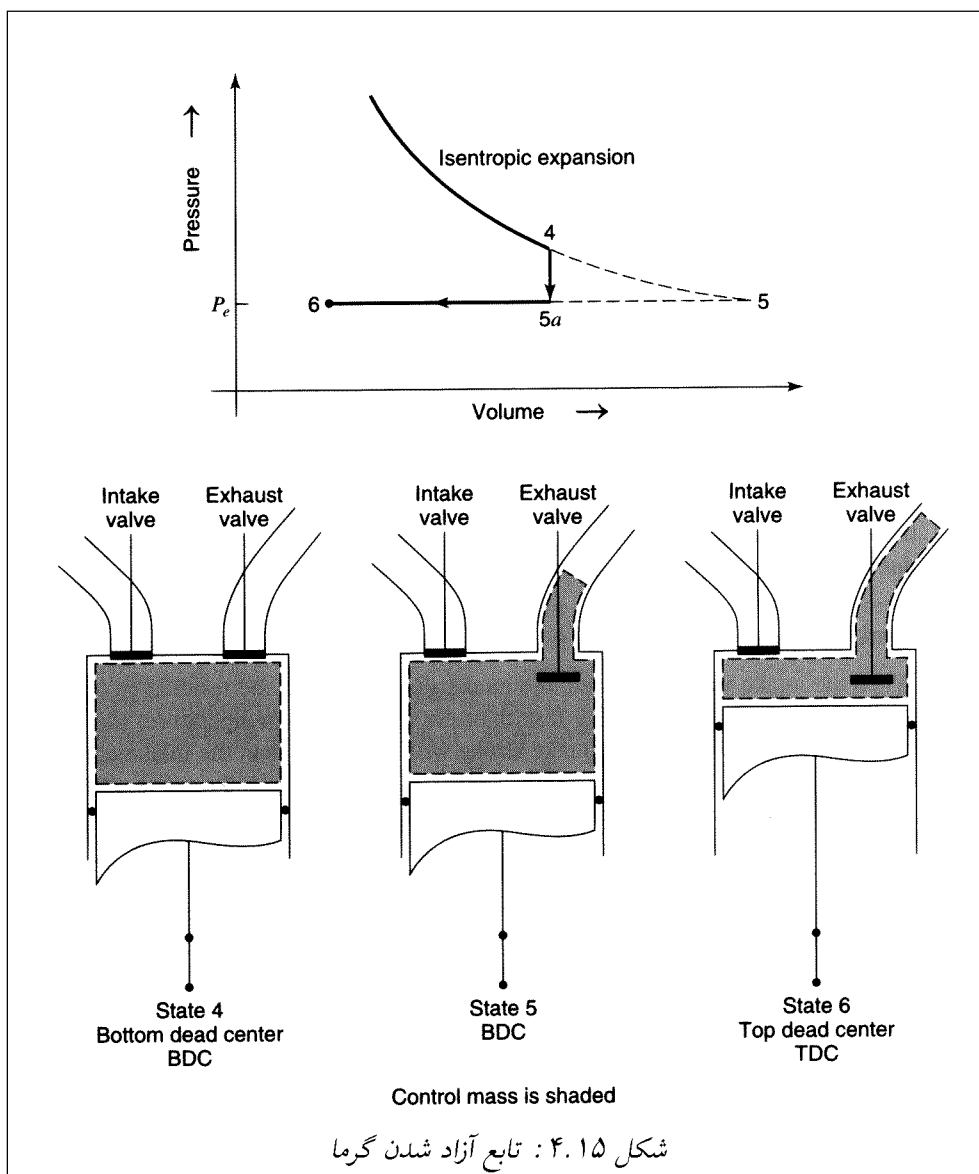
$$\text{pmep} = p_e - p_i \quad (4.139)$$

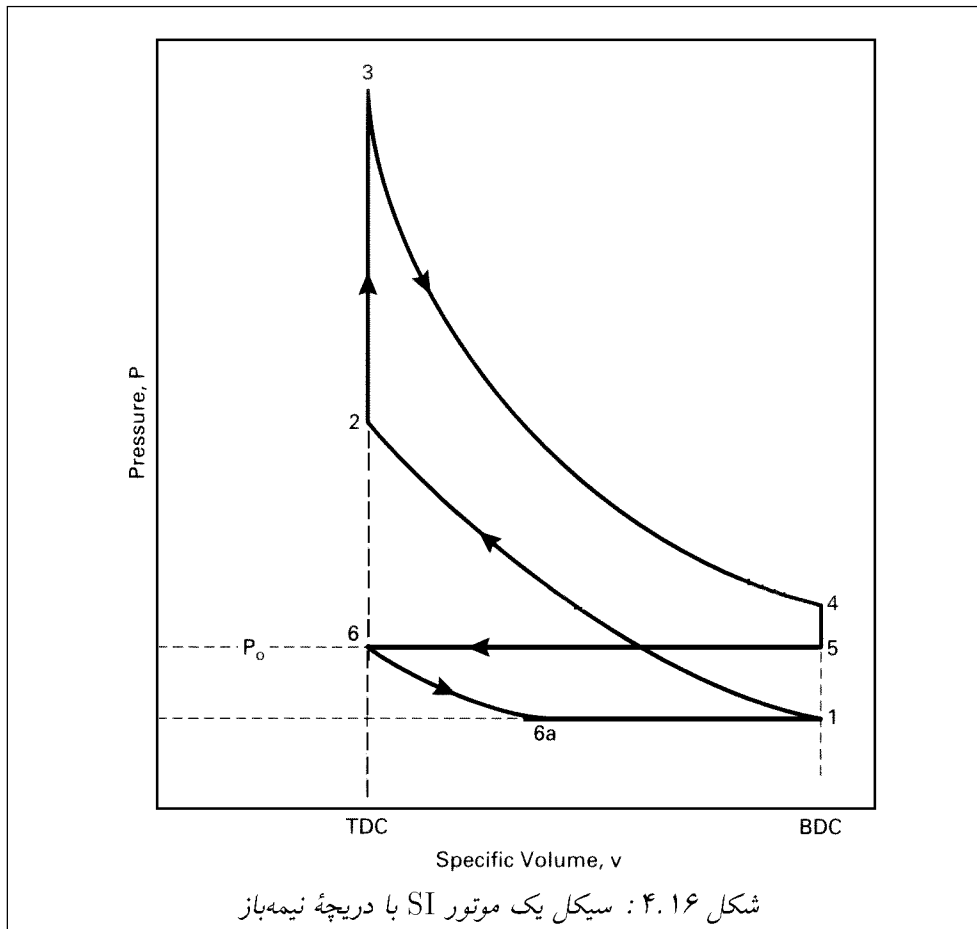
برای به دست آوردن $(\text{imep})_{\text{net}}$ باید مقدار pmep را از imep کم کنیم. بنابراین

$$\begin{aligned} (\text{imep})_{\text{net}} &= \text{imep} - \text{pmep} \\ \eta_{\text{net}} &= \eta \left(1 - \frac{\text{pmep}}{\text{imep}} \right) \end{aligned}$$

موتورهای SI در حالت دریچه گاز نیمه‌باز

هنگامی که یک موتور چهارزمانه SI در حالت WOT کار می‌کند، می‌توان ورود هوا یا مخلوط سوخت و هوا را با بستن دریچه گاز در سیستم مکش کنترل کرد. در نتیجه فشار و دبی هوای ورودی به موتور کاهش می‌یابد. ورود سوخت نیز به نسبت هوا کنترل می‌شود. فشار کمتر در مانیفولد ورودی و در نتیجه، فشار کمتر سیلندر در ابتدای مرحله تراکم، از نتایج این کار است. این موضوع را در شکل ۴.۱۶ مشاهده می‌کنید. هوا در هنگام ورود به سیلندر بر اثر کاهش فشار در ناحیه سوپاپ‌ها، سردتر می‌شود. با این حال دمای ورودی تقریباً مانند WOT است، چون از مانیفولد ورودی که بر اثر گرمای موتور گرم شده است، عبور می‌کند.





شکل ۴.۱۶ نشان می‌دهد که کل کار اندیکاتوری سیکل اتو با بستن دریچه گاز کاهش می‌یابد. قسمت بالایی نمودار از مرحله تراکم و قدرت تشکیل شده است و کار مثبت سیستم را نشان می‌دهد. قسمت پایینی نمودار مرحله تخلیه و مکش را نشان می‌دهد که کار منفی است. هرچه دریچه گاز بسته‌تر باشد، کار pumping افزایش می‌یابد و فشار اولیه سیکل پایین‌تر می‌آید. دو مسأله باعث کاهش کار خروجی در حالت دریچه گاز نیمه‌باز می‌شود. یکی فشار اولیه کم در سیکل که باعث کاهش فشار در کل سیکل می‌شود. دوم آنکه به‌علت هوای کمتر داخل سیکل، سوخت ورودی به سیلندر نیز کاهش می‌یابد و بنابراین Q_{in} کاهش می‌یابد. با این حال چون مقدار ماده داخل سیکل هم به‌همان نسبت کاهش یافته است، تغییر دما در مرحله ۲-۳ ثابت باقی می‌ماند. اگر در یک موتور از سوپرشارژر یا توربوشارژر استفاده شود سیکل به‌صورت شکل ۴.۱۷ در می‌آید که در آن فشار ورودی بالاتر از اتمسفر می‌باشد. بنابراین مخلوط سوخت و هوای بیشتری داخل محفظه احتراق می‌شود و بنابراین کار خروجی افزایش می‌یابد. فشار ورودی بیشتر باعث افزایش فشارهای تمام

سیکل می‌شود و افزایش هوای ورودی باعث افزایش Q_{in} می‌شود. وقتی از سوپرشارژر یا توربوشارژر استفاده می‌کنیم، هوا به‌علت تراکم گرم‌تر می‌شود و بنابراین دمای اول سیکل تراکم بالاتر می‌رود و در نتیجه دمای کل سیکل بالا می‌رود. این مسأله باعث پدیده خود اشتعالی یا ضربه^۹ می‌شود. برای جلوگیری از این اتفاق بعد از توربوشارژر از سیستم aftercooler برای کاهش دما استفاده می‌کنند. با این حال از aftercoolerها در موتور خودروهایی معمولی کمتر استفاده می‌کنند، چون هزینه‌بر و جاگیر هستند. بنابراین از توربوشارژرها بیشتر در موتورهای با نسبت تراکم کم استفاده می‌کنند تا از پدیده ضربه جلوگیری شود.

هنگامی که یک موتور در حالت WOT کار می‌کند، می‌توان فرض کرد که فشار داخل منیفولد ورودی همان p_e اتمسفر است. در حالت دریچه گاز نیمه‌باز، این فشار کاهش می‌یابد (p_i) که نقطه 6a روی شکل ۴.۱۶ است. بنابراین کار انجام شده در طول مرحله مکش خواهد شد:

$$W_{6-1} = P_i(V_1 - V_6) = p_i V_d \quad (4.140)$$

کار انجام شده در مرحله تخلیه نیز به‌صورت زیر خواهد بود.

$$W_{5-6} = P_{ex}(V_6 - V_5) = -p_{ex} V_d \quad (4.141)$$

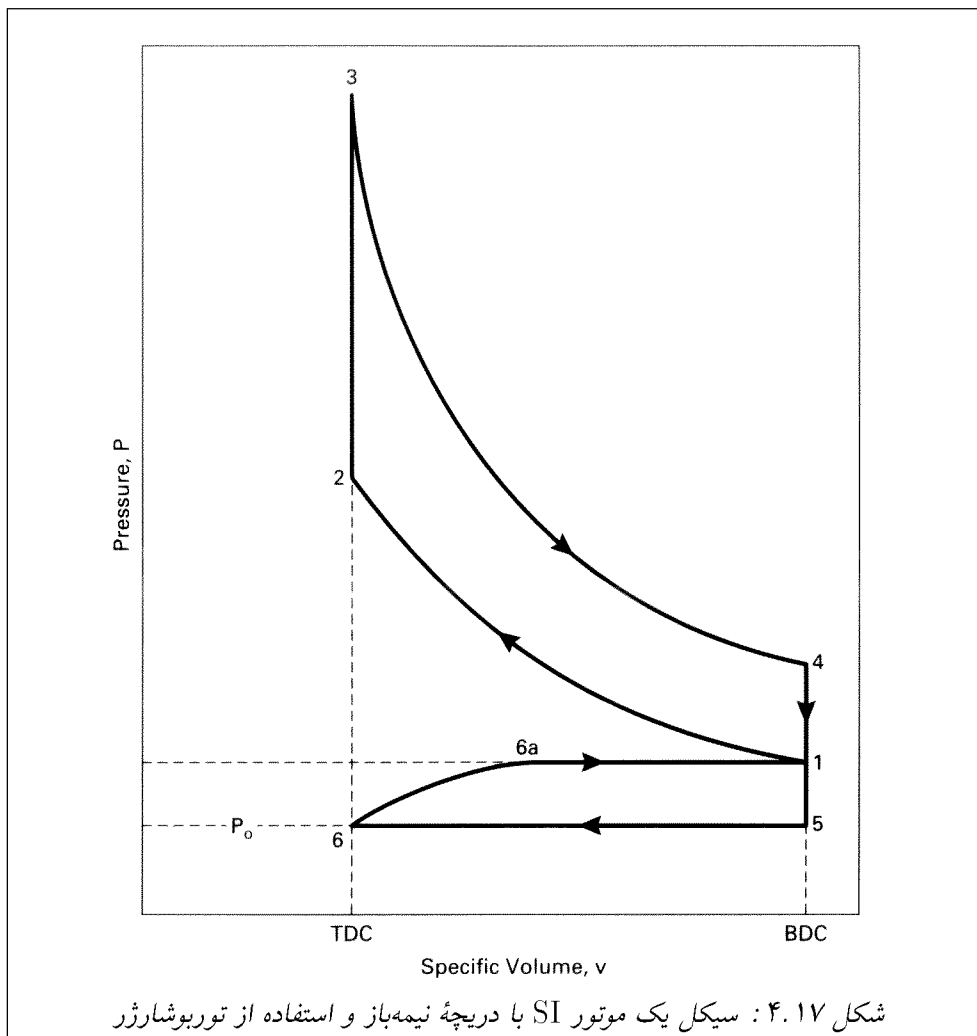
بنابراین کل کار پمپی برای حالت دریچه گاز نیمه‌باز خواهد شد:

$$(W_{pump})_{net} = (p_i - p_{ex})V_d \quad (4.142)$$

مقدار منفی این کار به معنی کار اندیکاتوری کمتر سیل می‌باشد. در موتورهای سوپرشارژ شده، فشار ورودی از اتمسفر بیشتر خواهد بود (شکل ۴.۱۷). کار پمپی اندیکاتوری این سیکل‌ها نیز از همان رابطه (۴.۱۴۲) به‌دست می‌آید ولی در این حالت کار پمپی مثبت است و کار اندیکاتوری کل افزایش می‌یابد. بنابراین

$$pmep = \frac{(W_{pump})_{net}}{V_d} = p_i - p_{ex} \quad (4.143)$$

این فشار می‌تواند مثبت یا منفی باشد.



شکل ۴.۱۷: سیکل یک موتور SI با دریچه نیمه‌باز و استفاده از توربوشارژر

مفاهیم و نکات اساسی

نسبت آیزنتروپیک	تخلیه آبی	فرضیات در سیکل‌های هوای استاندارد
بازده سیکل دوگانه	راندمان تقریبی سیکل‌های واقعی	مراحل سیکل اتو
مقایسه بازده سیکل‌ها	مراحل سیکل دیزل	بازده سیکل اتو
آزادسازی جزئی انرژی	بازده سیکل دیزل	تفاوت سیکل‌های واقعی و اتو
تابع وایب	مراحل سیکل دوگانه	همپوشانی سوپاپ‌ها

خود را بیازمائید

۴.۱ درستی یا نادرستی گزاره‌های زیر را مشخص کنید.

- (الف) در یک سیکل دیزل ماکزیمم کار وقتی می‌باشد که همه انبساط در یک فشار د ثابت صورت گیرد. ن
- (ب) در یک نسبت تراکم ثابت، بازده سیکل اتو از سیکل دیزل بیشتر می‌باشد. د ن
- (پ) در یک سیکل اتو با افزایش انتقال حرارت به سیکل، بازده سیکل کاهش می‌یابد. د ن
- (ت) در سیکل دیزل با افزایش انتقال حرارت به سیکل، بازده سیکل افزایش می‌یابد. د ن
- (ث) در یک سیکل دیزل ماکزیمم کار هنگامی است که $V_3 = V_4$ ، یعنی همه د انبساط در یک فشار ثابت صورت گیرد. ن
- (ث) در موتورهای احتراق داخلی حداکثر کار و حداکثر فشار سیلندر در یک زاویه د لنگ صورت می‌گیرد. ن

سؤالات چندگزینه‌ای

- ۴.۱- برای یک سیکل دیزل، در یک نسبت تراکم ثابت با افزایش بار
- الف) بازده سیکل کاهش می‌یابد. (ب) بازده سیکل افزایش می‌یابد.
 ج) بازده سیکل فرقی نمی‌کند. (د) در ابتدا افزایش و بعد کاهش می‌یابد.
- ۴.۲- در یک سیکل اتو، ماکزیموم فشار و درجه حرارت متناسب است با r_c نسبت تراکم می‌باشد):
- الف) r_c^γ (ب) r_c (ج) $r_c^{-\gamma}$ (د) $r_c^{\gamma-1}$
- ۴.۳- آلودگی HC در گاز خروجی با افزایش نسبت تراکم
- الف) افزایش می‌یابد. (ب) کاهش می‌یابد.
 ج) فرقی نمی‌کند. (د) در ابتدا افزایش و بعد کاهش می‌یابد.

مسائل

- ۴.۱ شرایط سیلندر در ابتدای کورس تراکم در یک موتور SI و WOT که با سیکل اتو کار می‌کند 60°C و 98 kPa موتور دارای نسبت تراکم $1:9.5$ است و دارای سوخت بنزین است با $A/F = 15.5$ و بازده تراکم برابر است با 96% و می‌توان فرض کرد که پسماند تخلیه‌ای وجود ندارد. مطلوبست دما و فشار در تمام نقاط سیکل، کار مخصوص در طی کورس قدرت، گرمای اضافه شده در طی احتراق، کار مخصوص خالص و بازده حرارتی اندیکاتوری این موتور.
- ۴.۲ موتور مطرح شده در مسأله ۱ دارای حجم سه لیتر است و در سرعت 2400 rpm کار می‌کند و بازده مکانیکی در این سرعت 84% است. مطلوبست توان ترمزی، گشتاور، فشار متوسط موثر ترمزی b_{mep} ، توان تلف شده اصطکاکی، مصرف مخصوص سوخت ترمزی $bsfc$ ، بازده حجمی و توان خروجی بر واحد حجم جاروب شده.

۴.۳ اگر فشار خروجی در مساله ۲ kPa ۱۰۰ باشد. دمای خروجی، پسماند تخلیه واقعی، دمای هوای ورودی به سیلندر از مینفولد ورودی را بیابید.

۴.۴ موتور مسایل ۲ و ۳ با دریچه گاز نیمه باز و فشار ورودی kPa ۷۵ کار می‌کند با ثابت بودن بقیه مقادیر دما در سیلندر در ابتدای کورس تراکم دما در سیلندر در قبل از احتراق را بیابید.

۴.۵ موتوری CI که با سیکل استاندارد دیزل کار می‌کند دارای شرایط اولیه 65°C و kPa ۱۳۰ است. سوخت سبک دیزل با $\phi = 0.8$ و بازده احتراق $\eta_c = 0.98$ استفاده می‌شود. نسبت تراکم هم $r_c = 19$ است. دما و فشار را در هر مرحله از سیکل، نسبت آیزنتروپیک، بازده حرارتی اندیکاتوری، گرمای تلف شده در محصولات احتراق را بیابید.

۴.۶ موتوری با اشتعال تراکمی که با سیکل دوگانه کار می‌کند، دارای نسبت تراکم $r_c = 18$ است. براساس محدودیت‌های سازه‌ای حداکثر فشار سیکل kPa ۹۰۰۰ تعیین شده‌است. سوخت سبک دیزل با نسبت سوخت به هوای $F/A = 0.054$ استفاده شده‌است. بازده احتراق برابر با ۱۰۰٪ است و شرایط اولیه سیلندر عبارت است از 50°C و kPa ۹۸. حداکثر بازده حرارتی اندیکاتوری ممکن با این شرایط، حداکثر دمای سیکل با شرط قسمت قبل، حداقل بازده حرارتی اندیکاتوری ممکن با این شرایط، حداکثر دمای سیکل با شرط قسمت قبل را بیابید.

۴.۷ یک موتور خطی شش سیلندر CI با حجم ۳.۳ لیتر و با سوخت سبک دیزل و نسبت هوا به سوخت $A/F = 20$ با سیکل دوگانه کار می‌کند. می‌توان فرض کرد که نیمی از سوخت در حجم ثابت و نیمی دیگر در فشار ثابت با بازده احتراق ۱۰۰٪ می‌سوزد. شرایط اولیه سیلندر در ابتدای تراکم 60°C و kPa ۱۰۱ است و نسبت تراکم $r_c = 14:1$ دارد. مطلوب است دما و فشار در تمام نقاط سیکل، نسبت آیزنتروپیک، نسبت فشار، بازده حرارتی اندیکاتوری، گرمای اضافه شده در طی احتراق و کار مخصوص خالص.

۴.۸ موتور مساله ۷ توان ترمزی kW ۵۷ را در دور rpm ۲۰۰۰ تولید می‌کند. گشتاور، بازده مکانیکی، فشار موثر متوسط ترمزی (bmep) و مصرف مخصوص سوخت اندیکاتوری (isfc) را بیابید.

۴.۹ موتوری SI که با سیکل استاندارد اتو کار می‌کند دارای نسبت تراکم $r_c = 9$ و حداکثر فشار و دمای مجاز K ۲۸۰۰ و kPa ۹۰۰۰ است. فشار محفظه احتراق وقتی که سوپاپ تخلیه باز می‌شود kPa ۴۶۰ است و فشار در مینفولد خروجی kPa ۱۰۰ است. مطلوب است فشار هوای خروجی طی کورس تخلیه، پسماند تخلیه در هر سیکل، سرعت گاز در گذر از سوپاپ خروجی در لحظه باز شدن سوپاپ، دمای تئوری حداکثر گازهای خروجی.

۴.۱۰ موتور SI با سیکل چهارزمانه اتو دارای توربوشارژر است. هوا و سوخت با دمای 70°C و فشار 140 kPa وارد سیلندر می‌شود و گرمای احتراق برابر است با $q_{in} = 1800\text{ kJ/kg}$. نسبت تراکم هم $r_c = 8$ و فشار خروجی $p_{ex} = 100\text{ kPa}$ می‌باشد. دما و فشار را تمام نقاط سیکل پیدا کنید. کار مخصوص را در طی کورس قدرت، کار مخصوص کورس تراکم، کار مخصوص pumping خالص و بازده حرارتی اندیکاتوری را نیز بیابید.

فصل ۵

ترمودینامیک احتراق

مقدمه

در این فصل برای کمک به شناخت موتورهای احتراق داخلی، قصد داریم به اصلی‌ترین پدیده موجود در این موتورها یعنی پدیده احتراق بپردازیم. بدین منظور، ابتدا ترمودینامیک احتراق و تعاریف مربوط بیان شده و سپس تئوری تعادل شیمیایی کاملاً بررسی می‌گردند.

فرآیند احتراق

اصولاً وقتی یک واکنش شیمیایی اتفاق می‌افتد، پیوندهای بین اتم‌ها در مولکول‌های مواد واکنش‌دهنده^۱ می‌شکند و اتم‌ها و الکترون‌ها دوباره برای تولید محصولات^۲ مرتب می‌شوند. در واقع در یک فرآیند احتراق، یک ماده اشتعال‌پذیر^۳ با سرعت اکسید می‌شود و در نتیجه، محصولات با آزاد شدن مقدار زیادی انرژی تولید می‌شوند. یک احتراق را زمانی کامل^۴ گویند که تمامی کربن موجود در سوخت تشکیل CO_2 ، تمامی هیدروژن تشکیل H_2O و تمامی گوگرد تشکیل SO_2 بدهد. اگر یکی از این اتفاقات ناقص رخ دهد، احتراق را احتراق ناقص^۵ گویند.

Reactants^۱

Products^۲

Combustible^۳

Complete Combustion^۴

Incomplete Combustion^۵

۱. برخی تعاریف مورد نیاز برای بررسی احتراق

سوخت

سوخت یک ماده اشتعال‌پذیر است. عمده‌ترین انواع سوخت‌ها هیدروکربن‌ها می‌باشند که شامل کربن و هیدروژن هستند. از گوگرد و خود هیدروژن نیز می‌توان به‌عنوان سوخت نام برد. سوخت‌های هیدروکربنی به‌صورت گاز، مایع و جامد وجود دارند. هیدروکربن‌های مایع به‌صورت عادی و از پالایش نفت خام به‌دست می‌آیند. به‌عنوان مثال‌هایی از این دست، می‌توان به بنزین^۶، سوخت دیزل^۷ و ... اشاره نمود. هیدروکربن‌های گازی عمدتاً از منابع گاز طبیعی و طی مراحل پالایش شیمیائی پیچیده به‌دست می‌آیند. گاز طبیعی مخلوطی از چند هیدروکربن است که عمده آن متان (CH_4) بوده و به‌همین دلیل در اغلب محاسبات گاز طبیعی را متان فرض می‌کنند. از ذغال‌سنگ نیز می‌توان به‌عنوان نام آشناترین سوخت جامد نام برد، که البته ترکیب آن بسته به معدن آن فرق می‌کند.

هوا

اکسیژن یک جزء اساسی برای روی دادن فرآیند احتراق می‌باشد. اکسیژن خالص در برخی کاربردهای خاص مانند جوشکاری و برش با شعله استفاده می‌شود. اما در اغلب کاربردها هوای محیط اکسیژن لازم برای انجام فرآیند احتراق مناسب را دارد. معمولاً برای محاسبات احتراق هوای خشک را حاوی ۲۱٪ حجمی اکسیژن و ۷۹٪ حجمی نیتروژن فرض می‌کنند. یا در واقع فرض می‌کنند هنگامی که سوختی در هوا می‌سوزد هر مول اکسیژن با ۳/۷۶ مول نیتروژن در واکنش شرکت می‌کند. خاطر نشان می‌کنیم که یک مول از یک ماده مقداری از آن است که دارای جرمی برابر با جرم مولکولی آن باشد. این جرم می‌تواند در مقیاس‌های متفاوتی بیان شود، برای مثال کیلوگرم مول (kg. mole) یا اسلاگ مول (slug. mole). به‌عنوان مثال برای اکسیژن خالص دو اتمی، 1 kg. mole دارای جرم 32 kg و 1 slug. mole دارای جرم 32 slug خواهد بود. البته یک مول از مواد مختلف حاوی تعداد ثابتی مولکول است. برای مثال یک kg. mole همواره محتوی 6.02×10^{23} مولکول می‌باشد. هنگامی هم که هوای مرطوب^۸ در فرآیند دخیل می‌شود، تعداد مول‌های بخار آب موجود در هوا در محاسبات مورد بررسی قرار می‌گیرد. برای سادگی همچنین فرض می‌شود که نیتروژن موجود هیچگونه واکنشی را انجام نداده و به‌همان صورتی که وارد می‌شود به‌همان صورت هم در پایان واکنش باقی می‌ماند.

^۶ Gasoline: سوخت بنزین مخلوطی از چند هیدروکربن است که برای سادگی فرمول آن را به‌صورت C_8H_{18}

بیان می‌کنند

^۷ Diesel: این سوخت را با $\text{C}_{10}\text{H}_{26}$ بیان می‌کنند

^۸ Moist Air

جدول ۵.۱: کسر مولی تقریبی اجزای هوای خشک

گونه شیمیایی	کسر مولی %
نیتروژن	۷۸/۰۸
اکسیژن	۲۰/۹۵
آرگون	۰/۹۵
دی‌اکسید کربن	۰/۰۳
نئون، هلیوم، متان و بقیه	۰/۰۱

نسبت هوا به سوخت

دو پارامتر که معمولاً برای تعیین میزان هوا و سوخت موجود در فرآیند احتراق استفاده می‌شود نسبت هوا به سوخت^۹ و معکوس آن است. این نسبت می‌تواند در مبنای مولی یا در مبنای جرمی بیان گردد.

$$\frac{\text{جرم هوا}}{\text{جرم سوخت}} = \frac{\text{تعداد مول‌های هوا} \times M_{\text{air}}}{\text{تعداد مول‌های سوخت} \times M_{\text{fuel}}} = \frac{\text{تعداد مول‌های هوا}}{\text{تعداد مول‌های سوخت}} \times \left(\frac{M_{\text{air}}}{M_{\text{fuel}}} \right)$$

و در نتیجه:

$$AF = \overline{AF} \left(\frac{M_{\text{air}}}{M_{\text{fuel}}} \right)$$

که AF نسبت هوا به سوخت در مبنای جرمی و \overline{AF} نسبت هوا به سوخت در مبنای حجمی یا مولی است.

استوکیومتری

حداقل میزان هوای مورد نیاز برای این‌که تمام هیدروژن و کربن به‌طور کامل بسوزند را هوای تئوری^{۱۰} و نسبت هوا به سوخت را نسبت هوا به سوخت استوکیومتری^{۱۱} گویند. محصولات یک احتراق

^۹ Air-Fuel Ratio

^{۱۰} Theoretical Air

^{۱۱} Stoichiometric Air-Fuel Ratio

کامل همانطور که قبلاً نیز بیان شد عبارتند از آب، دی‌اکسید کربن و دی‌اکسید گوگرد در صورت وجود گوگرد در سوخت.

نسبت هم‌ارزی

نسبت هم‌ارزی^{۱۲} (ϕ) بیانگر نسبت هوا به سوخت واقعی به نسبت هوا به سوخت استوکیومتری می‌باشد. بالاتر از یک بودن این نسبت، بیانگر زیاده بودن مقدار سوخت می‌باشد. در این حالت، می‌گوییم مخلوط غنی^{۱۳} است. اگر این نسبت از یک کوچکتر بود احتراق، رقیق^{۱۴} نامیده می‌شود. نسبت هم‌ارزی یک نشان‌دهنده احتراق استوکیومتری است.

مثال ۵.۳

نسبت هوا به سوخت در مبنای جرمی و مولی را برای احتراق کامل اکتان C_8H_{18} با

الف- میزان هوای تئوری

ب- ۱۵۰٪ هوای تئوری (۵۰٪ هوای اضافی)

را تعیین کرده و فرض کنید که در حالت احتراق رقیق فقط اکسیژن به محصولات احتراق کامل اضافه گردد.

حل

برای حل این مثال فرضیات زیر را مورد استفاده قرار می‌دهیم:

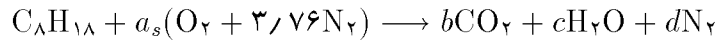
- هوا را فقط مخلوطی از اکسیژن و نیتروژن در نظر گرفته و فرض می‌کنیم که به‌ازای هر مول اکسیژن، ۳٫۷۶ مول نیتروژن وجود داشته‌باشد.
- نیتروژن را خنثی فرض می‌کنیم.
- احتراق کامل است.

^{۱۲}Equivalence Ratio

^{۱۳}Rich

^{۱۴}Lean

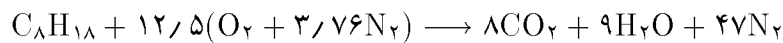
برای احتراق اکتان با میزان هوای تئوری واکنش زیر را در نظر می‌گیریم.



با اعمال قانون بقای جرم به کربن، هیدروژن، اکسیژن و نیتروژن به دستگاه ۴ معادله - ۴ مجهول زیر می‌رسیم:

$$\begin{cases} C: & b = 8 \\ H: & 2c = 18 \\ O: & 2b + c = 2a_s \\ N: & d = 3.76a_s \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} a_s = 12.5 \\ b = 8 \\ c = 9 \\ d = 47 \end{cases}$$

و در نتیجه:



برای محاسبه نسبت هوا به سوخت در مبنای مولی:

$$\overline{AF} = \frac{12.5 + 12.5(3.76)}{1} = \frac{12.5(4.76)}{1} = 59.5 \frac{\text{kg. mol(air)}}{\text{kg. mol(fuel)}}$$

برای بیان این نسبت در مبنای جرمی:

$$AF = \left[59.5 \frac{\text{kg. mol(air)}}{\text{kg. mol(fuel)}} \right] \times \left[\frac{28.97 \frac{\text{kg}}{\text{kg. mol(air)}}}{114.22 \frac{\text{kg}}{\text{kg. mol(fuel)}}} \right] = 15.1 \frac{\text{kg(air)}}{\text{kg(fuel)}}$$

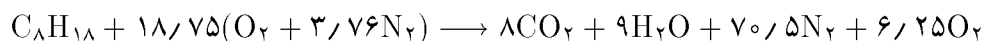
حال به حل قسمت دوم سؤال (احتراق با ۱۵٪ هوای تئوری) می‌پردازیم. فرمول واکنش شیمیایی به صورت زیر بیان می‌شود:



و دوباره با اعمال قانون بقای جرم داریم:

$$\begin{cases} C: & b = 8 \\ H: & 2c = 18 \\ O: & 2b + c + 2e = (1.5)(12.5)(2) \\ N: & d = (1.5)(12.5)(3.76) \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} b = 8 \\ c = 9 \\ d = 70.5 \\ e = 6.25 \end{cases}$$

واکنش به صورت زیر درمی آید:



نسبت هوا به سوخت در مبنای مولی به صورت زیر است:

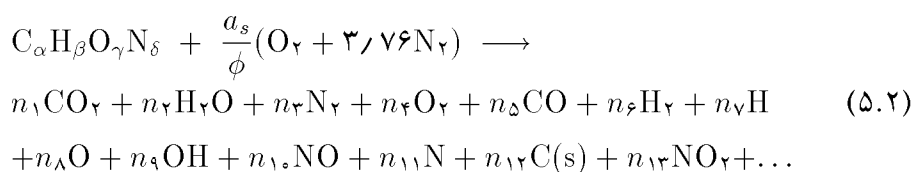
$$\frac{AF}{1} = \frac{18.75(4.76)}{1} = 89.25 \frac{\text{kg. mol(air)}}{\text{kg. mol(fuel)}}$$

و در مبنای جرمی این نسبت برابر $22.6 \text{ kg (air)/kg (fuel)}$ به دست خواهد آمد. ■ ■
در جدول ۵.۲ ضرایب استوکیومتری هر سوخت بیان شده است. در این جدول A_s بیانگر نسبت هوا به سوخت استوکیومتری، F_s بیانگر نسبت سوخت به هوای استوکیومتری و a_s بیانگر تعداد مول‌های لازم اکسیژن برای سوختن یک مول از سوخت در شرایط استوکیومتری است. معادله (۵.۱) یک

جدول ۵.۲: ضرایب استوکیومتری سوخت‌های مختلف

Fuel	Chemical Formula	M	A_s	F_s	a_s	y_{CO_2}	y_{H_2O}	y_{N_2}
Methane	CH ₄	16.04	17.12	0.0584	2.00	0.095	0.190	0.715
Propane	C ₃ H ₈	44.09	15.57	0.0642	5.00	0.116	0.155	0.729
Gasoline	C ₇ H ₁₇	101.21	15.27	0.0655	11.25	0.121	0.147	0.732
Octane	C ₈ H ₁₈	114.22	15.03	0.0665	12.50	0.125	0.141	0.734
Diesel	C _{14.4} H _{24.9}	198.04	14.30	0.0699	20.63	0.138	0.119	0.743
Eicosane	C ₂₀ H ₄₀	280.52	14.69	0.0681	30.00	0.131	0.131	0.738
Methanol	CH ₄ O	32.04	6.43	0.1556	1.50	0.116	0.231	0.653
Ethanol	C ₂ H ₆ O	46.07	8.94	0.1118	3.00	0.123	0.184	0.693
Nitromethane	CH ₃ NO ₂	61.04	1.69	0.5927	0.75	0.158	0.237	0.604
Hydrogen	H ₂	2.02	34.06	0.0294	0.50	0.000	0.347	0.653
Acetylene	C ₂ H ₂	26.04	13.19	0.0758	2.50	0.161	0.081	0.758
Ammonia	NH ₃	17.03	6.05	0.1654	0.75	0.000	0.282	0.718
Cyanogen	C ₂ N ₂	52.04	5.28	0.1895	2.00	0.174	0.000	0.826

رابطه شیمیایی احتراق کامل و معادله (۵.۳) تأثیر نسبت هم‌ارزی را بر رابطه احتراق کامل یک سوخت فرضی نشان می‌دهد. اگر فرمول شیمیایی سوخت را $C_\alpha H_\beta O_\gamma N_\delta$ فرض کنیم:



شایان ذکر است که فرآیند سوختن فقط برای یک محدوده مشخص از نسبت هم‌ارزی حول نقطه استوکیومتری اتفاق می‌افتد. به بیان دیگر، برای نواحی خیلی غلیظ یا خیلی رقیق احتراق انجام نمی‌شود. چرا که در نواحی خیلی غلیظ هوای کافی برای سوختن و در نواحی خیلی رقیق سوخت کافی برای این پدیده وجود ندارد. اما همانطور که مشخص است این بحث کیفی بوده و این‌که این دامنه قابل اشتعال ϕ چقدر است به نوع سوخت بستگی خواهد داشت.

معادلات حالت مخلوط گاز ایده‌آل

همانطور که می‌دانیم بسیاری از سیستم‌هایی که مورد مطالعه می‌گیرند به صورت مخلوطی با دو یا تعداد بیشتری جزء تشکیل‌دهنده هستند. برای مثال، محصولات احتراق سوخت‌های فسیلی از اجزاء گازی مختلفی مانند بخار آب، دی‌اکسید کربن، مونواکسید کربن، نیتروژن و اکسیدهای آن و ... تشکیل شده‌اند. بنابراین برای تحلیل فرآیند احتراق و به‌عنوان مثال اعمال قانون دوم ترمودینامیک و تئوری تعادل شیمیایی به آن داشتن یک شناخت مناسب از مخلوط‌ها الزامی است. در این بخش، بطور خلاصه به بیان چگونگی انجام محاسبات در یک مخلوط گازهای ایده‌آل به‌منظور به‌دست آوردن خواص آن برای مطالعه قوانین بقای جرم، بقای انرژی و قانون دوم ترمودینامیک روی آن، خواهیم پرداخت. جرم مخلوط برابر با مجموع جرم اجزاست:

$$m = \sum_{i=1}^n m_i \quad (5.3)$$

جزء جرمی x_i هر یک از اجزا برابر است با:

$$x_i = \frac{m_i}{m} \quad (5.4)$$

و واضح است که:

$$\sum_{i=1}^n x_i = 1 \quad (5.5)$$

انرژی داخلی مخلوط، E برابر با مجموع انرژی داخلی اجزا است:

$$E = \sum_{i=1}^n m_i e_i \quad (5.6)$$

که به‌ازای واحد جرم برابر است با:

$$e = \sum_{i=1}^n x_i e_i \quad (5.7)$$

برای آنتالپی، H هم به همین صورت تعریف می‌شود:

$$H = \sum_{i=1}^n m_i h_i \quad (5.8)$$

$$h = \sum_{i=1}^n x_i h_i \quad (5.9)$$

تعداد کل مول‌ها، N برابر با مجموع مول‌های اجزاست:

$$N = \sum_{i=1}^n n_i \quad (5.10)$$

جزء مولی x_i هر یک از اجزا برابر است با:

$$y_i = \frac{n_i}{N} \quad (5.11)$$

انرژی داخلی مخلوط، E به صورت زیر هم بیان می‌شود:

$$E = \sum_{i=1}^n n_i \bar{e}_i \quad (5.12)$$

انرژی داخلی و آنتالپی مخلوط به ازای مول برابر است با:

$$\bar{e} = \sum_{i=1}^n y_i \bar{e}_i \quad (5.13)$$

$$H = \sum_{i=1}^n n_i \bar{h}_i \quad (5.14)$$

$$\bar{h} = \sum_{i=1}^n y_i \bar{h}_i \quad (5.15)$$

توجه شود که حروف بزرگ برای خواص گسترده^{۱۵} و حروف کوچک برای خواص ویژه^{۱۶} استفاده می‌شود. وزن ملکولی مخلوط برابر است با:

$$\mathcal{M} = \sum_{i=1}^n y_i \mathcal{M}_i \quad (5.16)$$

extensive^{۱۵}

intensive^{۱۶}

و با یادآوری روابط زیر از ترمودینامیک داریم:

$$R = \frac{\mathcal{R}}{\mathcal{M}} \quad (5.17)$$

$$pv = RT \quad (5.18)$$

آنتروپی مخلوط هم حاصل جمع آنتروپی اجزاست:

$$S = \sum_{i=1}^n m_i s_i = \sum_{i=1}^n n_i \bar{s}_i \quad (5.19)$$

ولی برخلاف آنتالپی، آنتروپی اجزا در فشار کل محاسبه می‌شود.

$$p_i = y_i p_{\text{tot}} \quad (5.20)$$

و آنتروپی هر جزء:

$$s_i = s_i^\circ - R_i \ln \left(\frac{p_i}{p_o} \right) \quad (5.21)$$

که فقط به دما بستگی دارد. با جایگذاری رابطه (5.21) در رابطه (5.19) خواهیم داشت:

$$s = -R \ln \left(\frac{p}{p_o} \right) + \sum_{i=1}^n x_i (s_i^\circ - R_i \ln y_i) \quad (5.22)$$

$$\bar{s} = -\mathcal{R} \ln \left(\frac{p}{p_o} \right) + \sum_{i=1}^n y_i (\bar{s}_i^\circ - \mathcal{R} \ln y_i) \quad (5.23)$$

آنتالپی تشکیل

در جداول ترمودینامیکی ویژگی‌های ترمودینامیکی نسبت به یک مبنای دلخواه داده شده‌اند ولی این مبنها در زمان واکنش شیمیایی دیگر اعتبار ندارد. حال اگر حالت مبنا را $T = 298 \text{ K}$ و $p = 1 \text{ bar}$ بگیریم و آنتالپی مواد خالص را در این حالت صفر فرض کنیم. با توجه به قانون اول ترمودینامیک در طی یک واکنش داریم:

$$Q = H_p - H_r \quad (5.24)$$

که اگر $H_r = 0$ آنگاه:

$$Q = H_p \quad (5.25)$$

پس گرمای حاصل از واکنش برای رسیدن محصولات به حالت استاندارد برابر با آنتالپی تشکیل است. بعنوان مثال اگر واکنش زیر را در حالت استاندارد در نظر بگیریم آنگاه



$$Q = -393522 \text{ kJ/kg. mol} \quad (5.27)$$

$$\bar{h}_{f\text{CO}_2}^\circ = -393522 \text{ kJ/kg. mol} \quad (5.28)$$

بنابراین آنتالپی در هر دمایی برابر است با

$$\bar{h}_{(T,p)} = \bar{h}_f^\circ + [\bar{h}_{(T,p)} - \bar{h}_{(T_{\text{ref}}, p_{\text{ref}})}] = \bar{h}_f^\circ + \Delta \bar{h} \quad (5.29)$$

احتراق و قانون اول ترمودینامیک

در این بخش ما قانون اول را به پروسه احتراق اعمال می‌کنیم و تبادل انرژی را مابین محصولات احتراق بررسی می‌کنیم.

در ابتدا احتراق در فشار ثابت را در نظر می‌گیریم و سوخت و هوا و گازهای پسماند بخوبی با هم مخلوط شده‌اند. با اعمال قانون اول داریم:

$$q = h_p - h_r \quad (5.30)$$

در رابطه فوق اندیس p بیانگر محصولات احتراق و اندیس r بیانگر مواد اولیه است. این رابطه نشان می‌دهد که آنتالپی محصولات احتراق برابر است با آنتالپی مواد اولیه بعلاوه گرمای منتقل شده به سیستم. گرمای احتراق^{۱۷} q_c یک سوخت به صورت میزان حرارتی که از مرزهای سیستم، هنگامی که شرایط اولیه و نهایی آن یکسان باشند، عبور می‌کند تعریف می‌شود. علاوه بر این، برای تعریف گرمای احتراق، آن را کامل فرض می‌کنند. گرمای احتراق معمولاً به دو شکل مختلف بیان می‌شود:

الف) گرمای احتراق پایینی^{۱۸}: زمانی است که تمام آب به صورت بخار باشد. در این شرایط $\chi = 1$ که χ کیفیت آب موجود در محصولات است.

ب) گرمای احتراق بالایی^{۱۹}: زمانی است که آب در محصولات به صورت مایع باشد ($\chi = 0$)

Heat of Combustion^{۱۷}

Lower heat of combustion^{۱۸}

Higher heat of combustion^{۱۹}

برای درک بهتر مفهوم گرمای احتراق، رابطه (۵.۱) را مجدداً در نظر بگیرید. برای آن رابطه شیمیایی گرمای احتراق به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$-q_c = \alpha h_{\text{CO}_2} + \frac{\beta}{\gamma} [h_{\text{H}_2\text{O}} - (1 - \chi)h_{\text{fg,H}_2\text{O}}] - h_{\text{fuel}} \quad (5.31)$$

به همان صورت بالا برای احتراق حجم ثابت داریم:

$$q = e_p - e_r \quad (5.32)$$

و اگر محفظه احتراق، چه حجم کنترل و چه سیستم، آدیاباتیک باشد دمای محصولات را دمای شعله آدیاباتیک^{۲۰} می‌گویند.

۱. دمای شعله آدیاباتیک

همانطور که پیش‌تر بیان شد اگر احتراق به صورت آدیاباتیک انجام شود $Q = 0$. دمای محصولات در این حالت حداکثر است و به آن دمای شعله آدیاباتیک می‌گویند. برای یک سوخت معلوم و دما و فشار مشخص واکنش‌دهنده‌ها، حداکثر دمای آدیاباتیک شعله هنگام احتراق کامل به دست خواهد آمد. دلایل مختلفی وجود دارد که چرا دمای آدیاباتیک شعله زمانی که احتراق کامل باشد حداکثر مقدار خود را دارد. زمانی که هوای اضافی در مخلوط وجود دارد (احتراق رقیق) میزان سوخت در مخلوط کمتر از حدی است که بتواند دمای حالت احتراق استوکیومتری را تولید کند. از سوی دیگر در مخلوط‌های غنی احتراق ناقص بوده و همه سوخت نمی‌سوزد و در نتیجه دمای آدیاباتیک شعله کمتر است. اما به هر حال دمای آدیاباتیک شعله ماکزیمم دمای است که در یک احتراق ممکن است تولید شود.

مثال ۵.۴

اکتان مایع در دمای 25°C و فشار 1 atm وارد یک محفظه واکنش می‌گردد. محفظه احتراق بخوبی عایق‌بندی شده و می‌توان فرآیند احتراق را درون آن آدیاباتیک فرض نمود. دمای شعله را با فرض کامل بودن احتراق و مصرف شدن میزان هوای تئوری به دست آورید.

حل

احتراق کامل و محفظه آدیاباتیک فرض شده است. با فرض راکتور به عنوان حجم کنترل خواهیم

^{۲۰}Adiabatic Flame Temperature

داشت:

$$H_p = H_r$$

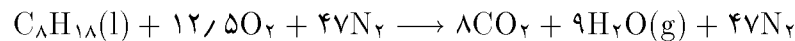
بنابراین

$$\sum_P n_p (\Delta \bar{h})_p = \sum_R n_r (\Delta \bar{h})_r + \sum_R n_r \bar{h}_{f_r}^\circ - \sum_P n_p \bar{h}_{f_p}^\circ$$

با توجه به این که مواد واکنش دهنده در شرایط مرجع هستند بنابراین $\Delta \bar{h}_r$ از سمت راست معادله حذف گشته و معادله به صورت زیر درمی آید:

$$\sum_P n_p (\Delta \bar{h})_p = \sum_R n_r \bar{h}_{f_r}^\circ - \sum_P n_p \bar{h}_{f_p}^\circ$$

فرمول واکنش شیمیایی سوختن اکتان مایع به صورت زیر بیان می شود:



و با وجود ضرایب فوق معادله بقای انرژی به صورت زیر درمی آید:

$$\begin{aligned} & 8(\Delta \bar{h})_{CO_2} + 9(\Delta \bar{h})_{H_2O(g)} + 47(\Delta \bar{h})_{N_2} \\ &= \left[(\bar{h}_f^\circ)_{C_8H_{18}(l)} + 12.5(\bar{h}_f^\circ)_{O_2} + 47(\bar{h}_f^\circ)_{N_2} \right] \\ &- \left[8(\bar{h}_f^\circ)_{CO_2} + 9(\bar{h}_f^\circ)_{H_2O(g)} + (\bar{h}_f^\circ)_{N_2} \right] \end{aligned}$$

در سمت راست معادله می دانیم که آنتالپی تشکیل عناصر در دمای مرجع $25^\circ C$ صفر است. با جایگذاری مقادیر از جداول ترمودینامیکی به دست می آید:

$$8(\Delta \bar{h})_{CO_2} + 9(\Delta \bar{h})_{H_2O(g)} + 47(\Delta \bar{h})_{N_2} = 5,074,630 \text{ kJ/kg. mol}$$

و با روش سعی و خطا دمای شعله برابر $T_{ad} = 2395 \text{ K}$ به دست می آید. ■ ■

تئوری تعادل شیمیائی

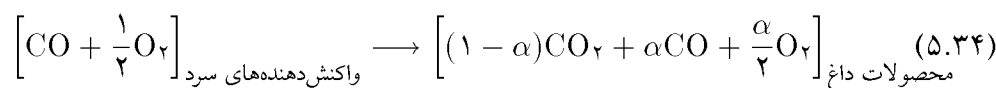
در بسیاری از واکنش های احتراقی که در دمای بالا انجام می گیرند، گونه ها همانی نیستند که ما با فرض کامل بودن احتراق و یک موازنه ساده به دست می آوریم. در واقع، تجربه ثابت کرده است که از سوختن یک هیدروکربن با هوا، غیر از گونه هایی مانند CO_2 ، H_2O ، N_2 ، انواعی دیگر مانند NO ، CO ، O و OH نیز تولید می شوند. سؤال اساسی این است که غلظت این گونه ها را چگونه می توان تعیین کرد در حالی که می دانیم قانون بقای جرم در مسأله فوق تنها می تواند مقدار چهار گونه را به دست بدهد.

۱. ملاحظات قانون دوم ترمودینامیک

پایه و اساس تئوری تعادل شیمیائی^{۲۱} از قانون دوم ترمودینامیک ریشه می‌گیرد. یک محفظه حجم ثابت را در نظر بگیرید که در آن جرم مشخصی از مواد اولیه به محصولات تبدیل می‌شوند. با پیش رفتن واکنش دما و فشار نیز بالا می‌رود تا اینکه به یک شرایط تعادل رسیده و ثابت بماند. این شرایط نهائی را تنها قانون اول نیست که تعیین می‌کند بلکه از ملاحظات قانون دومی نیز برای دستیابی به این مقادیر باید استفاده کرد. واکنش زیر را در نظر بگیرید:



اما اگر دمای نهائی زیاد بالا باشد دی‌اکسیدکربن تجزیه می‌شود و داریم:



که α کسر مولی CO_2 است که تجزیه می‌شود. بدین ترتیب می‌توان دمای آدیاباتیک شعله را برحسب α رسم نمود. مثلاً اگر $\alpha = 1$ باشد حرارتی آزاد نمی‌شود و دما و فشار محفظه در همان میزان باقی می‌ماند. از سوی دیگر، اگر $\alpha = 0$ باشد واکنش کامل بوده و ماکزیمم حرارت ممکن آزاد می‌شود. آنتروپی محصولات از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$S_{\text{mix}}(T_f, p) = \sum_{i=1}^r N_i \bar{s}_i(T_f, p_i) = (1-\alpha)\bar{s}_{\text{CO}_2} + \alpha\bar{s}_{\text{CO}} + \frac{\alpha}{2}\bar{s}_{\text{O}_2} \quad (5.35)$$

که در فرمول فوق، N_i تعداد مول‌های گونه i ام مخلوط است. رابطه زیر بیان می‌کند که آنتروپی هرکدام از گونه‌ها چگونه به دست می‌آید:

$$s_i = \bar{s}_i^\circ(T_{\text{ref}}) + \int_{T_{\text{ref}}}^{T_f} \bar{c}_{p,i} \frac{dT}{T} - R_u \ln \frac{p_i}{p^\circ} \quad (5.36)$$

معادله (۵.۳۶) با فرض رفتار گاز به صورت گاز کامل و با فرض p_i به عنوان فشار جزئی گونه i ام به دست آمده است. به طور خاص برای واکنش (۵.۳۳) میزان ماکزیمم آنتروپی حوالی $\alpha = 0.5$ اتفاق می‌افتد.

سیستم را آدیاباتیک فرض می‌کنیم. با توجه به قانون دوم ترمودینامیک برای تغییر آنتروپی داخلی سیستم می‌توان نوشت:

$$dS \geq 0 \quad (5.37)$$

با توجه به معادله (۵.۳۷) مشاهده می‌شود که سیستم همواره به سمت نقطهٔ ماکزیمم انتالپی حرکت می‌کند. و همینطور وقتی سیستم به این نقطه رسید هیچ تغییر دیگری (که طبعاً باعث کاهش انتالپی است) در ترکیب سیستم ایجاد نمی‌شود. پس با ثابت فرض کردن انرژی داخلی، جرم و حجم (آدیاباتیک بودن یک سیستم) اعمال معادلهٔ حالت، قانون اول ترمودینامیک و قانون دوم (معادله (۵.۳۷)) فشار، دما و ترکیب مواد سیستم در حالت تعادل را مشخص می‌کند.

۲. تابع گیس

آنچه در بخش قبل بیان شد ابزاری قدرتمند برای تبیین نقش قانون دوم در بیان تعادل شیمیایی بود. اما در نظر گرفتن یک سیستم با محتوای انرژی ثابت شاید زیاد پرکاربرد نباشد. از این‌روست که یک کمیت ترمودینامیکی مهم دیگر به جای انتروپی مورد بحث قرار می‌گیرد و آن انرژی آزاد گیس می‌باشد.

انرژی آزاد گیس به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$G = H - TS \quad (5.38)$$

و قانون دوم را به صورت زیر نیز می‌توان بیان کرد:

$$(dG)_{T,p,m} \leq 0 \quad (5.39)$$

رابطهٔ فوق بیان می‌کند که برای یک واکنش دما و فشار ثابت که غیر از کارهای روی مرز، کار دیگری دخیل نیست میزان انرژی آزاد گیس همواره در حال کاهش بوده و به خصوص برای یک سیستم در حجم ثابت در شرایط تعادل خواهیم داشت:

$$(dG)_{T,p,m} = 0 \quad (5.40)$$

تابع گیس برای گونهٔ i ام به صورت زیر می‌باشد

$$\bar{g}_{i,T} = \bar{g}_{i,T}^{\circ} + R_u T \ln \frac{p_i}{p^{\circ}} \quad (5.41)$$

که $\bar{g}_{i,T}^{\circ}$ تابع گیس برای گونه‌های خالص در دما و فشار استاندارد ($p_i = p^{\circ}$) که در آن فشار جزئی گونه است می‌باشد.

تابع تشکیل گیس $\bar{g}_{f,i}^{\circ}$ هنگامی مطرح می‌شود که با سیستم‌هایی سروکار داشته باشیم که در آنها واکنش اتفاق می‌افتد و داریم:

$$\bar{g}_{f,i}^{\circ}(T) = \bar{g}_i^{\circ}(T) - \sum_{j \text{ elements}} \nu_j' \bar{g}_j^{\circ}(T) \quad (5.42)$$

که در رابطه فوق ν'_j ضرائب استوکیومتری هستند که برای تشکیل یک مول از گونه موردنظر به کار می‌روند. برای مثال برای تشکیل CO از C و O_۲ داریم:

$$\begin{aligned}\nu'_{\text{O}_2} &= \frac{1}{2} \\ \nu'_C &= 1\end{aligned}$$

تابع تشکیل گیبس برای عناصر برابر صفر در شرایط استاندارد در نظر گرفته می‌شود. در جداول JANAF مقدار تابع تشکیل گیبس برای ۱۰۰۰ گونه مختلف آورده شده‌است. انرژی گیبس برای مخلوط گازهای ایده‌آل به صورت زیر است:

$$G_{mix}(T) = \sum N_i \bar{g}_{i,T} = \sum N_i \left[\bar{g}_{i,T}^\circ + R_u T \ln \left(\frac{p_i}{p^\circ} \right) \right] \quad (5.43)$$

که N_i تعداد مول‌های گونه i ام است. برای دما و فشار ثابت، شرایط تعادل بیان می‌کند که:

$$dG_{mix} = 0 \quad (5.44)$$

یا

$$\sum dN_i \left[\bar{g}_{i,T}^\circ + R_u T \ln \left(\frac{p_i}{p^\circ} \right) \right] + \sum N_i d \left[\bar{g}_{i,T}^\circ + R_u T \ln \left(\frac{p_i}{p^\circ} \right) \right] = 0 \quad (5.45)$$

می‌دانیم:

$$d(\ln p_i) = \frac{dp_i}{p_i}$$

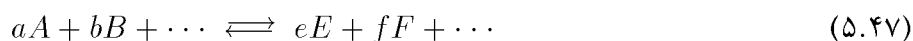
و

$$\sum dp_i = 0$$

پس به این نتیجه می‌رسیم که در معادله (۵.۴۵) جمله دوم برابر با صفر است.

$$dG_{mix} = 0 = \sum dN_i \left[\bar{g}_{i,T}^\circ + R_u T \ln(p_i/p^\circ) \right] \quad (5.46)$$

برای حالت کلی داریم:



تغییر در مول‌های هرگونه به ضریب استوکیومتری آن واکنش ارتباط مستقیم دارد:

$$dN_A = -ka \quad (۵.۴۸)$$

$$dN_B = -kb$$

.

.

.

$$dN_E = +ke$$

$$dN_F = +kf$$

با جایگزینی معادله (۵.۴۹) در (۵.۴۶) و حذف مقدار ثابت k از آن، به دست می‌آید:

$$\begin{aligned} & -a \left[\bar{g}_{A,T}^\circ + R_u T \ln(p_A/p^\circ) \right] - b \left[\bar{g}_{B,T}^\circ + R_u T \ln(p_B/p^\circ) \right] - \dots \\ & + e \left[\bar{g}_{E,T}^\circ + R_u T \ln(p_E/p^\circ) \right] + f \left[\bar{g}_{F,T}^\circ + R_u T \ln(p_F/p^\circ) \right] + \dots \approx 0 \end{aligned} \quad (۵.۴۹)$$

با مرتب کردن معادله (۵.۴۹) به رابطه زیر می‌رسیم:

$$\begin{aligned} & - \left(e \bar{g}_{E,T}^\circ + f \bar{g}_{F,T}^\circ + \dots - a \bar{g}_{A,T}^\circ - b \bar{g}_{B,T}^\circ + \dots \right) \\ & = R_u T \ln \frac{\left(\frac{p_E}{p^\circ} \right)^e \cdot \left(\frac{p_F}{p^\circ} \right)^f \dots}{\left(\frac{p_A}{p^\circ} \right)^a \cdot \left(\frac{p_B}{p^\circ} \right)^b \dots} \end{aligned} \quad (۵.۵۰)$$

و سمت چپ معادله (۵.۵۰) را می‌توان تغییر تابع گیبس در شرایط استاندارد نامید:

$$\Delta G_T^\circ = \left(e \bar{g}_{f,E}^\circ + f \bar{g}_{f,F}^\circ + \dots - a \bar{g}_{f,A}^\circ - b \bar{g}_{f,B}^\circ - \dots \right) \quad (۵.۵۱)$$

عبارت داخل لگاریتم را با ثابت تعادل شناخته و با k_p نمایش می‌دهند.

$$k_p = \frac{\left(\frac{p_E}{p^\circ} \right)^e \cdot \left(\frac{p_F}{p^\circ} \right)^f \dots}{\left(\frac{p_A}{p^\circ} \right)^a \cdot \left(\frac{p_B}{p^\circ} \right)^b \dots} \quad (۵.۵۲)$$

بنابراین بیان ما از تعادل شیمیائی به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\Delta G_T^\circ = -R_u T \ln k_p \quad (5.53)$$

یا به عبارت بهتر:

$$k_p = \exp\left(\frac{-\Delta G_T^\circ}{R_u T}\right) \quad (5.54)$$

معادلات (5.53) و (5.54) بیانگر این مطلب هستند که با مثبت بودن $\Delta \bar{g}_T^\circ$ واکنش به سمت تولید واکنش‌دهنده‌ها پیش می‌رود. چراکه منفی بودن $\ln k_p$ مستلزم اینست که k_p کوچک‌تر از یک باشد. با همین استدلال منفی بودن $\Delta \bar{g}_T^\circ$ به معنی تمایل واکنش به تولید محصولات می‌باشد. معادله (5.38) را می‌توان با استفاده از معادله (5.54) به صورت زیر نوشت:

$$\Delta G_T^\circ = \Delta H^\circ - T \Delta S^\circ$$

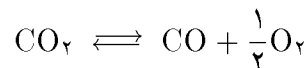
بنابراین

$$k_p = e^{-\Delta H^\circ / R_u T} \cdot e^{\Delta S^\circ / R_u}$$

اکنون برای مشخص شدن الگوریتم حل یک مسأله تعادل شیمیایی مثال زیر را مرور می‌کنیم.

مثال ۵.۵

تجزیه CO_2 را به صورت زیر در نظر بگیرید:



ترکیب مخلوط را برای دماهای مختلف ($T = 1500, 2000, 2500, 3000 \text{ K}$) و فشارهای ($p = 0.1, 1, 10 \text{ atm}$) به دست آورید.

حل

برای به دست آوردن سه غلظت مجهول CO_2 و CO و O_2 به سه معادله نیاز داریم:

الف) معادلات تعادل (5.53) یا (5.54)

ب) معادلات بقای جرم یا به عبارت بهتر موازنه شیمیایی^{۲۲}

^{۲۲} بدیهی است از این قانون می‌توان استفاده کرد چرا که میزان کل اتم‌های اکسیژن و کربن صرفنظر از ترکیب موجود از آنها ثابت است.

برای اعمال معادله (۵.۵۱) می‌دانیم که $a = 1$ ، $b = 1$ و $c = \frac{1}{2}$ و بنابراین برای مثال در مورد دمای $T = 2500 \text{ K}$ می‌توان نوشت:

$$\begin{aligned}\Delta G_T^\circ &= \left[\left(\frac{1}{2} \right) \bar{g}_{f, O_2}^\circ + (1) \bar{g}_{f, CO}^\circ - (1) \bar{g}_{f, CO_2}^\circ \right]_{T=2500} \\ &= \frac{1}{2} \cdot 0 + (1) (-327245) - (1) (-396152) \\ &= 68907 \text{ kJ/kg. mol}\end{aligned}$$

و از تعریف k_p خواهیم داشت:

$$k_p = \frac{\frac{p_{CO}}{p^\circ} \cdot \frac{p_{O_2}^{\circ/2}}{p^\circ}}{\frac{p_{CO_2}}{p^\circ}}$$

با توجه به این که $p_i = x_i \times p$ می‌توان نوشت:

$$k_p = \frac{x_{CO} x_{O_2}^{\circ/2}}{x_{CO_2}} \cdot \left(\frac{p}{p^\circ} \right)^{\circ/2}$$

و در نتیجه:

$$\begin{aligned}\frac{x_{CO} x_{O_2}^{\circ/2} \cdot \left(\frac{p}{p^\circ} \right)^{\circ/2}}{x_{CO_2}} &= \exp \left[\frac{-\Delta G_T^\circ}{R_u T} \right] \\ &= \exp \left[\frac{-68907}{(8.315)(2500)} \right] \\ \frac{x_{CO} x_{O_2}^{\circ/2} \cdot \left(\frac{p}{p^\circ} \right)^{\circ/2}}{x_{CO_2}} &= 0.3635 \quad (I)\end{aligned}$$

و از موازنه شیمیایی یا بقای جرم داریم:

$$\frac{\text{تعداد اتم‌های کربن}}{\text{تعداد اتم‌های اکسیژن}} = \frac{1}{2} = \frac{x_{CO} + x_{CO_2}}{x_{CO} + 2x_{CO_2} + 2x_{O_2}}$$

پارامتر Z را به صورت نسبت C/O تعریف می‌کنیم:

$$Z = \frac{x_{CO} + x_{CO_2}}{x_{CO} + 2x_{CO_2} + 2x_{O_2}}$$

و در نتیجه:

$$(Z - 1)x_{CO} + (2Z - 1)x_{CO_2} + 2Zx_{O_2} = 0 \quad (II)$$

و برای به دست آوردن معادله سوم از رابطه زیر استفاده می‌کنیم:

$$\sum_i x_i = 1$$

یا به عبارت بهتر:

$$x_{CO} + x_{CO_2} + x_{O_2} = 1 \quad (III)$$

با حذف x_{CO_2} و x_{O_2} به وسیله معادلات (II) و (III)، معادله I به صورت زیر در می‌آید:

$$x_{CO} (1 - 2Z + Zx_{CO})^{2/5} \left(\frac{p}{p^\circ}\right)^{-1/5} - [2Z - (1 + Z)x_{CO}] \exp\left(\frac{-\Delta G_T^\circ}{R_u T}\right) = 0$$

معادله فوق با استفاده از روش سعی و خطای نیوتن-رافسون حل شده و دو مجهول دیگر نیز از معادلات II و III به دست می‌آیند.

- a) $T = 1500 \text{ K}, \quad \Delta G_T^\circ = 1,5268 \times 10^4 \text{ J/kg. mol}$
- b) $T = 2000 \text{ K}, \quad \Delta G_T^\circ = 1,1046 \times 10^4 \text{ J/kg. mol}$
- c) $T = 2500 \text{ K}, \quad \Delta G_T^\circ = 6,8907 \times 10^3 \text{ J/kg. mol}$
- d) $T = 3000 \text{ K}, \quad \Delta G_T^\circ = 2,7878 \times 10^3 \text{ J/kg. mol}$

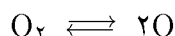
	$p = 0.1 \text{ atm}$	$p = 1 \text{ atm}$	$p = 10 \text{ atm}$
a)			
x_{CO}	7.775×10^{-4}	3.601×10^{-4}	1.672×10^{-4}
x_{CO_2}	0.9988	0.9994	0.9997
x_{O_2}	3.877×10^{-4}	1.801×10^{-4}	8.357×10^{-5}
b)			
x_{CO}	0.0315	0.0149	6.96×10^{-3}
x_{CO_2}	0.9527	0.9777	0.9895
x_{O_2}	0.0158	0.0074	3.48×10^{-3}
c)			
x_{CO}	0.2260	0.1210	0.0602
x_{CO_2}	0.6610	0.8185	0.9096
x_{O_2}	0.1130	0.0605	0.0301
d)			
x_{CO}	0.5038	0.3581	0.2144
x_{CO_2}	0.2443	0.4629	0.6783
x_{O_2}	0.2519	0.1790	0.1072

از نتایج این مثال دو نکته کلی را می‌توان استنتاج نمود. اولاً، در دمای ثابت با افزایش فشار، نرخ تجزیه CO_2 به CO و O_2 کاهش می‌یابد. ثانیاً، در فشار ثابت افزایش دما موجب پیش‌رفتن واکنش تجزیه فوق‌الذکر می‌شود. تمامی این نتایج را براحتی می‌توان با توجه به اصل لوشاتلیه^{۲۳} توجیه نمود. با توجه به این اصل هنگامی که سیستمی که ابتدا در حال تعادل است، در معرض یک تغییر قرار می‌گیرد تعادل به سمتی جابجا می‌شود که اثر تغییر وارده را تا حد امکان جبران کند. افزایش فشار باعث جابجایی تعادل فوق یا هر تعادل دیگر به سمتی می‌شود که میزان مول کمتری دارد. از سوی دیگر، افزایش دما باعث جابجایی تعادل به سمتی می‌شود که گرماگیر بوده و تا حد امکان اثر خارجی وارده به سیستم را تعدیل کند. ■ ■

۳. سیستم‌های مرکب

در بخش‌های قبلی در مورد سیستم‌هایی بحث می‌کردیم که تنها شامل یک معادله تعادل شیمیایی بودند. اما در اکثر سیستم‌هایی که در آن‌ها واکنش و به‌خصوص واکنش سوختن اتفاق می‌افتد، برای تولید یک گونه شیمیایی چند واکنش تعادلی شیمیایی هم‌زمان مهم هستند. برای نمونه مثال قبل را در

شرایطی فرض کنید که واکنش زیر نیز مطرح باشد:



که البته واکنش فوق در دماهای مورد بحث در مثال قبل واقعاً اتفاق می‌افتد. با معرفی واکنش فوق یک مجهول (x_O) به مسأله اضافه می‌شود. و بنابراین باید یک معادله دیگر به مجموعه اضافه شود که همان معادله تجزیه تعادلی O_2 می‌باشد.

$$\left(\frac{x_O}{x_{O_2}} \right) \frac{p}{p^0} = \exp \left(\frac{-\Delta G_T^0}{R_u T} \right)$$

که ΔG_T^0 تغییر در تابع گیبس استاندارد برای واکنش $O_2 \rightleftharpoons 2O$ می‌باشد. معادله II مثال قبل نیز به صورت زیر در می‌آید:

$$\frac{\text{تعداد اتم‌های کربن}}{\text{تعداد اتم‌های اکسیژن}} = \frac{x_{CO} + x_{CO_2}}{x_{CO} + x_O + 2x_{CO_2} + 2x_{O_2}}$$

و در نهایت فرم معادله III نیز به صورت زیر خواهد بود:

$$x_{CO} + x_{CO_2} + x_{O_2} + x_O = 1$$

و دستگاه معادلات فوق با استفاده از یک روش عددی مناسب حل می‌شود. نرم‌افزار Stanjan که توسط دانشگاه استنفورد آمریکا تهیه شده یک نرم‌افزار مؤثر با کاربری راحت می‌باشد که برای حل انواع مختلف معادلات تعادلی مورد استفاده قرار می‌گیرد. در این نرم‌افزار، از ثوابت تعادل مربوط به واکنش‌های مختلف موجود در جداول JANAF، برای حل معادلات تعادل شیمیایی استفاده می‌گردد.

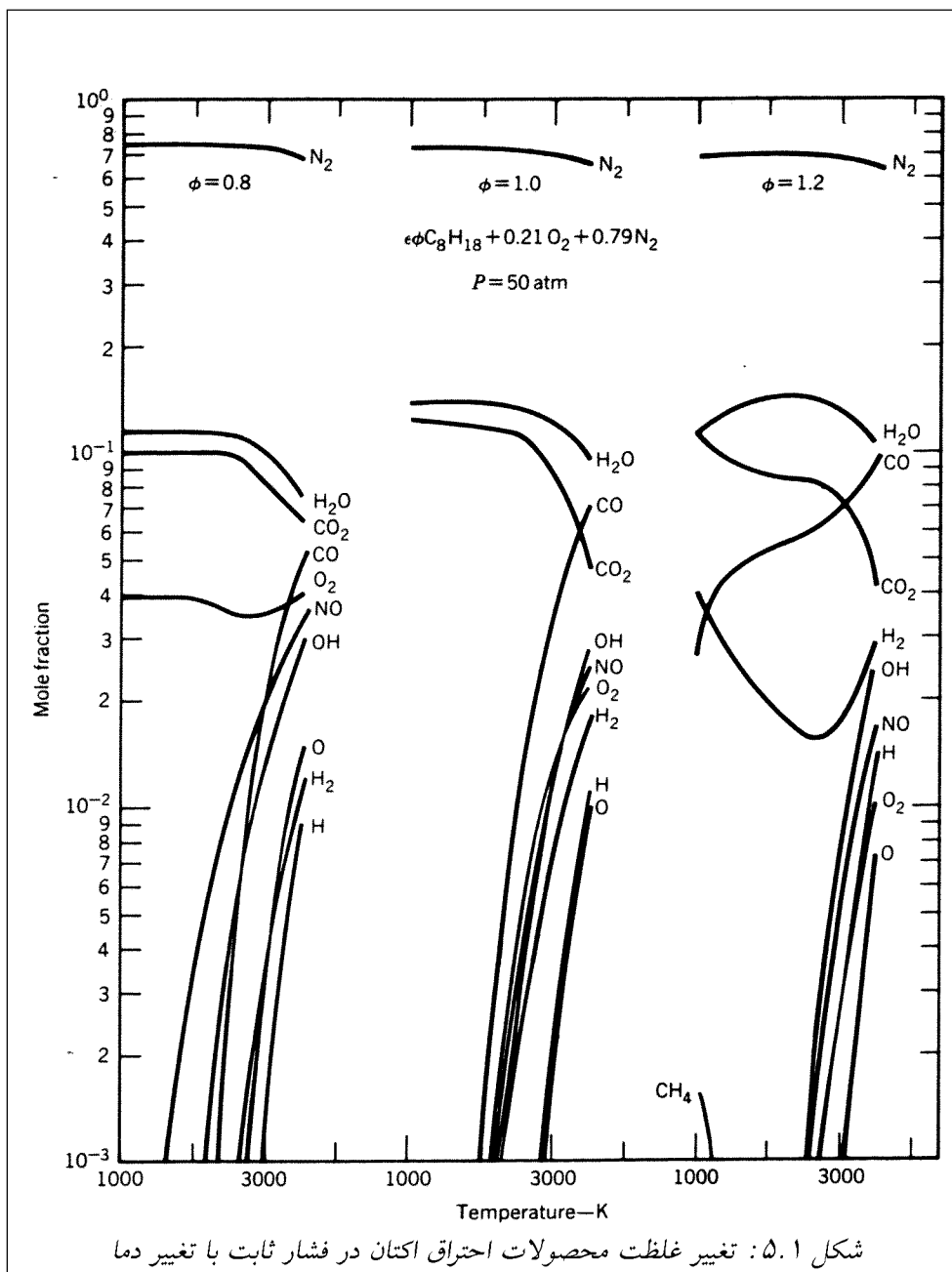
۴. محصولات تعادل

بیان زیر از قانون اول ترمودینامیک (بقای انرژی) را در نظر بگیرید:

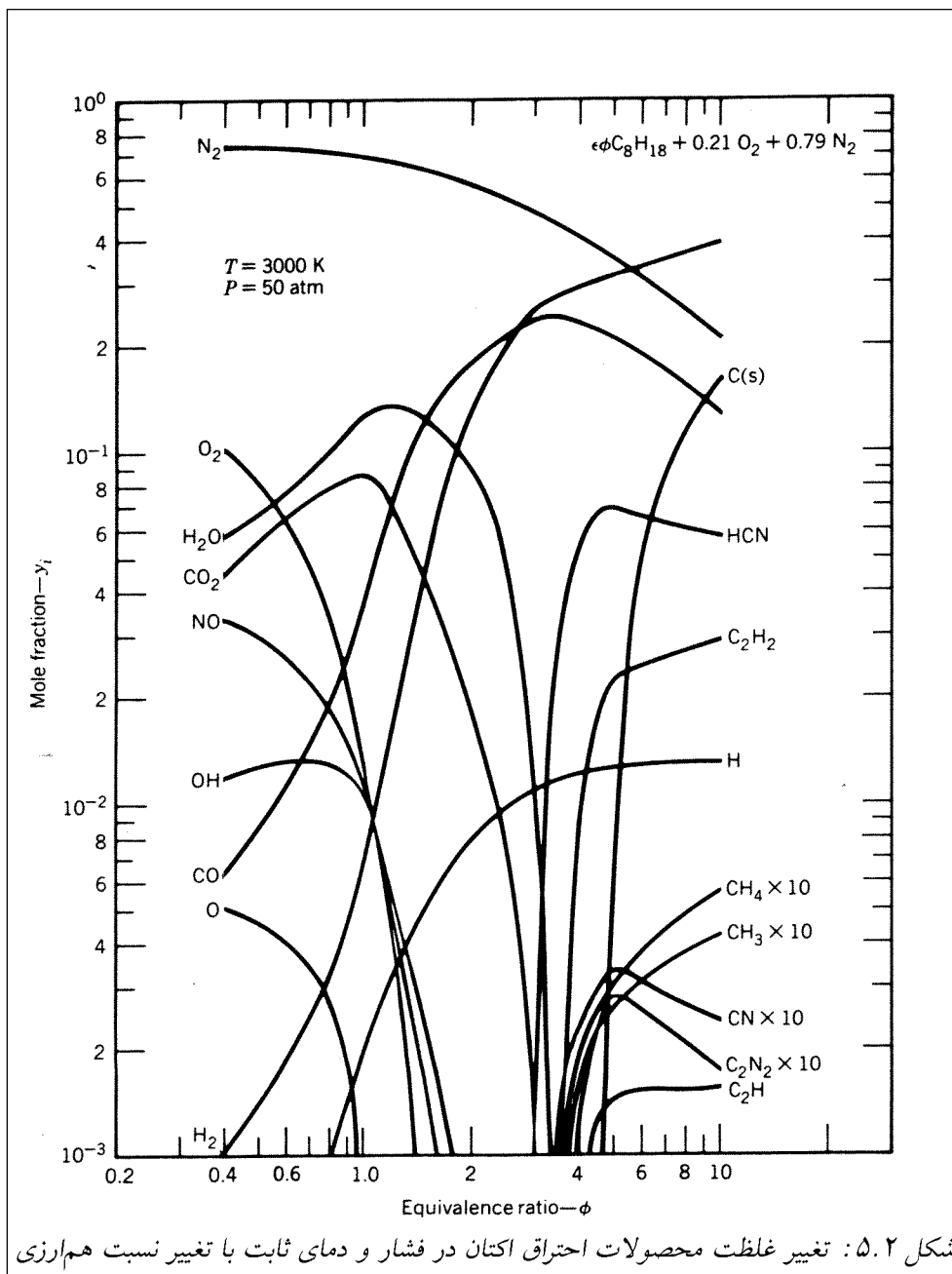
$$U_{\text{reac}}(T_{\text{init}}, p_{\text{init}}) = U_{\text{prod}}(T_{\text{ad}}, p_f) \quad (5.55)$$

با ترکیب قانون اول ترمودینامیک و اصول تعادل شیمیایی (معادلات (5.54) یا (5.55)) می‌توان دمای آدیاباتیک شعله را به همراه ترکیب دقیق محصولات احتراق به دست آورد. گونه‌های شیمیایی حاصل از احتراق اکتان با تعادلی فرض نمودن این واکنش، با انجام محاسبات فوق‌الذکر در شکل‌های 5.1 و 5.2 آورده شده‌است.

آنچه از بررسی این شکل‌ها به دست می‌آید این است که محصولات اصلی احتراق در حالت رقیق عبارتند از: O_2 ، CO_2 ، H_2O و N_2 . در حالیکه برای شرایطی که سوخت به صورت غلیظ



شکل ۵.۱: تغییر غلظت محصولات احتراق اکتان در فشار ثابت با تغییر دما



می‌سوزد، این محصولات شامل H_2O ، CO_2 ، CO ، H_2 و N_2 می‌باشند. نیز توجه به این نکته الزامی است که ماکزیمم دمای ممکن نه در حالت استوکیومتری که در حالتی که سوخت اندکی غلیظ باشد اتفاق می‌افتد. میزان دمای ماکزیمم در واقع تابعی است از انرژی آزاد شده از فرآیند احتراق و ارزش حرارتی محصولات واکنش. برای نسبت‌های هم‌ارزی بین $\phi = 1$ و $\phi(T_{max})$ افت ارزش حرارتی محصولات بسیار شدیدتر از کاهش انرژی آزاد شده از احتراق ΔH_c می‌باشد. و برای نسبت‌های هم‌ارزی بزرگتر از $\phi(T_{max})$ افت شدیدتر ΔH_c نسبت به ارزش حرارتی محصولات باعث کاهش مجدد دمای شعله آدیاباتیک می‌شود. محصولاتی مانند H_2 ، O_2 ، CO را به عنوان محصولات فرعی احتراق^{۲۴} می‌شناسیم. تحت شرایطی که ما آن را با عنوان احتراق کامل می‌شناسیم میزان عناصر فرعی در محصولات احتراق برابر صفر فرض می‌شود.

اکنون مجدداً واکنش (۵.۳) را در نظر بگیرید. فقط ده گونه اول معرفی شده در محصولات را به عنوان محصولات فرض می‌کنیم و به بیان روش حل مساله می‌پردازیم. ابتدا معادله بقای جرم را به صورت موازنه اتم‌های شیمیایی به سیستم اعمال می‌کنیم:

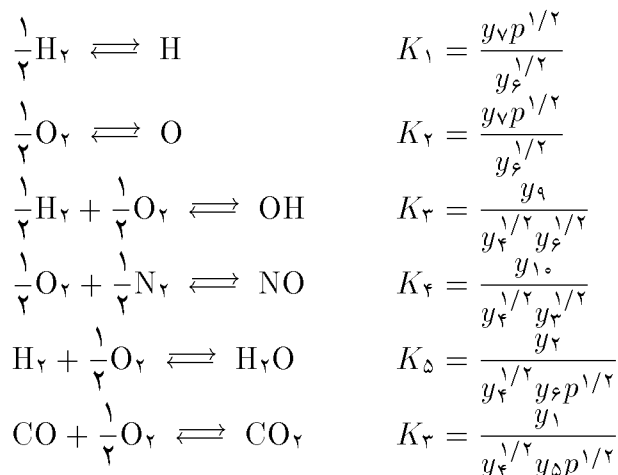
$$\begin{aligned} C : & \quad \alpha = (y_1 + y_5)N \\ H : & \quad \beta = (2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9)N \\ O : & \quad \gamma + \frac{2a_s}{\phi} = (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10})N \\ N : & \quad \delta + \frac{3/76a_s}{\phi} = (2y_3 + y_{10})N \end{aligned}$$

که N تعداد کل مول‌های گونه‌های موجود است. از سویی می‌دانیم که:

$$\sum_{i=1}^{10} y_i - 1 = 0$$

اکنون ۱۰ مجهول وجود دارد و فقط چهار معادله از موازنه شیمیایی عناصر به دست آمده‌است.

بنابراین ۶ معادله تعادل نیز اضافه می‌کنیم. معادلات انتخاب شده به‌قرار زیرند:



واحد فشار در معادلات فوق برحسب اتمسفر می‌باشد. یک برازش منحنی که برای ثوابت تعادل به‌دست آمده رابطه زیر را معرفی می‌کند:

$$\log_{10} K_i(T) = A_i \ln(T/1000) + \frac{B_i}{T} + C_i + D_i T + E_i T^2$$

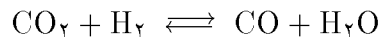
که T برحسب کلوین می‌باشد. با حل ۱۱ معادله مذکور در شرایط فشار، دما، و نسبت هم‌ارزی مشخص، ۱۱ مجهول شامل کسر مولی ۱۰ محصول و N تعداد کل مول‌های محصولات به‌دست خواهد آمد.

مثال ۵.۶

در این مثال، مبحثی که در مطالعات احتراق تحت عنوان تعادل آب-گاز^{۲۵} مورد مطالعه قرار می‌گیرد را بررسی می‌کنیم. واکنش ۵.۳ را دوباره در نظر بگیرید. این بار ۶ گونه اول معرفی شده را جزو محصولات واکنش فرض می‌کنیم. برای احتراق رقیق، ($\phi < 1$) و در دماهای نسبتاً کم، معمولاً فرض می‌شود که H_2 و CO جزو محصولات نیست و در نتیجه $n_5 = n_6 = 0$. در این شرایط، با توجه به وجود چهار مجهول در سمت چپ معادله شیمیایی، معادلات حاصل از موازنه اتم‌ها برای حل و به‌دست آوردن مجهولات کفایت می‌کند. اما، در حالت احتراق غنی ($\phi > 1$) فقط O_2 از جمع گونه‌های موجود در محصولات حذف شده و $n_4 = 0$. کسر مولی محصولات را در هرکدام از دو حالت فوق‌الذکر بررسی کنید.

حل

برای به دست آوردن کسر مولی محصولات در این شرایط، یک رابطه تعادلی بین محصولات در نظر گرفته می شود:



ثابت تعادل این واکنش به صورت زیر است:

$$K(T) = \frac{n_2 n_5}{n_1 n_6}$$

ثابت تعادل $K(T)$ با یک برازش منحنی بر اطلاعات جداول JANAF به صورت زیر به دست می آید:

$$\ln K(T) = 2.743 - \frac{1.761}{t} - \frac{1.611}{t^2} + \frac{0.2803}{t^3} \quad \left(t = \frac{T}{1000} \right)$$

نتایج حل برای هر دو حالت احتراق رقیق و غلیظ در جدول ۵.۳ آمده است. در حالت غلیظ پارامتر n_5 از حل معادله زیر به دست می آید:

$$n_5 = \frac{-b_1 + \sqrt{b_1^2 - 4a_1c_1}}{2a_1}$$

که در آن داریم:

$$\begin{aligned} a_1 &= 1 - K \\ b_1 &= \frac{\beta}{\gamma} + K\alpha - d_1(1 - K) \\ c_1 &= -\alpha d_1 K \\ d_1 &= 2a_s \left(1 - \frac{1}{\phi} \right) \quad \blacksquare \blacksquare \end{aligned}$$

۵. گازهای باقیمانده

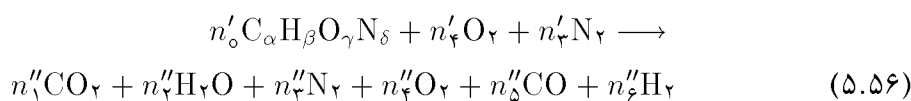
در موتورهای رفت و برگشتی مقداری گاز باقیمانده^{۲۶} از احتراق‌های قبلی با سوخت و هوای ورودی مخلوط می شود. البته فرض می شود دمای گازهای باقیمانده به اندازه کافی پایین باشد تا نتایج جدول

^{۲۶}Residual Fraction

جدول ۵.۳: محصولات یک فرآیند احتراق دمای پایین

Species	n_i	$\phi \leq 1$	$\phi > 1$
CO ₂	n_1	α	$\alpha - n_5$
H ₂ O	n_2	$\beta/2$	$\beta/2 - d_1 + n_5$
N ₂	n_3	$\delta/2 + 3.76 a_s/\phi$	$\delta/2 + 3.76 a_s/\phi$
O ₂	n_4	$a_s(1/\phi - 1)$	0
CO	n_5	0	n_5
H ₂	n_6	0	$d_1 - n_5$

۵.۳ صادق باشند. مخلوط سوخت و هوا و گازهای باقیمانده هم شامل مواد واکنش دهنده و هم محصولات است. رابطه واکنش را به صورت زیر می نویسیم:



که:

$$n'_i = \text{ضرایب واکنش دهنده ها}$$

$$n''_i = \text{ضرایب محصولات}$$

و در نتیجه، برای یک مخلوط گاز باقیمانده و مخلوط ورودی:

$$x_i = (1 - f)x'_i + fx''_i \quad i = 0 - 6$$

کسر مولی y_i نیز به صورت زیر محاسبه می شود:

$$y_i = (1 - y_r)y'_i + y_ry''_i$$

که y_r از رابطه زیر حساب می شود:

$$y_r = \left[1 + \frac{M''}{M'} \left(\frac{1}{f} - 1 \right) \right]^{-1}$$

مراجع

Turns, S. R., *An Introduction to Combustion Concepts and Applications*, Second Edition, McGraw hill, Boston, 2000.

Cengel, Y. A., Boles, M. A., *Thermodynamics an Engineering Approach*, Fourth Edition, McGraw hill, Boston, 2002.

Moran, M. J., Shapiro, H. N., *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, Second Edition, John Wiley & Sons Inc., New York, 1992.

Kuo, K. K., *Principles of Combustion*, First Edition, John Wiley & Sons Inc., New York, 1986.

Ferguson, C. R., Kirkpatric A. T., *Internal Combustion Engines, Applied Thermosciences*, Second Edition, John Wiley & Sons Inc., Boston, 2001.

Anderson, J. D., *Modern Compressible Flow*, Third Edition, McGraw hill, Boston, 2003.

فصل ۶

پدیده احتراق

۶.۱ مقدمه

این فصل به بررسی فرآیند احتراق در محفظه احتراق یک موتور احتراق داخلی می‌پردازد. احتراق در یک موتور فرآیندی است پیچیده که البته هنوز کاملاً درک نشده است. اگرچه برای بررسی این فرآیند نه‌چندان ساده مدل‌های ساده‌ای به‌کار می‌رود، این مدل‌ها همیشه توضیح خوبی از جزئیات دقیق احتراق به‌دست نمی‌دهند اما در زمینه ارتباط پارامترهای مهم مؤثر مانند فشار، دما، نوع سوخت، کوبش موتور و سرعت آن بسیار موفق عمل می‌کنند. احتراق در موتورهای CI و SI کاملاً متفاوت است که هریک به‌طور جداگانه مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

۶.۲ احتراق در موتورهای SI

فرآیند احتراق در موتورهای SI را می‌توان به سه بخش عمده تقسیم نمود:

۱. جرقه و ایجاد شعله^۱

۲. گسترش شعله^۲

۳. پایان شعله^۳

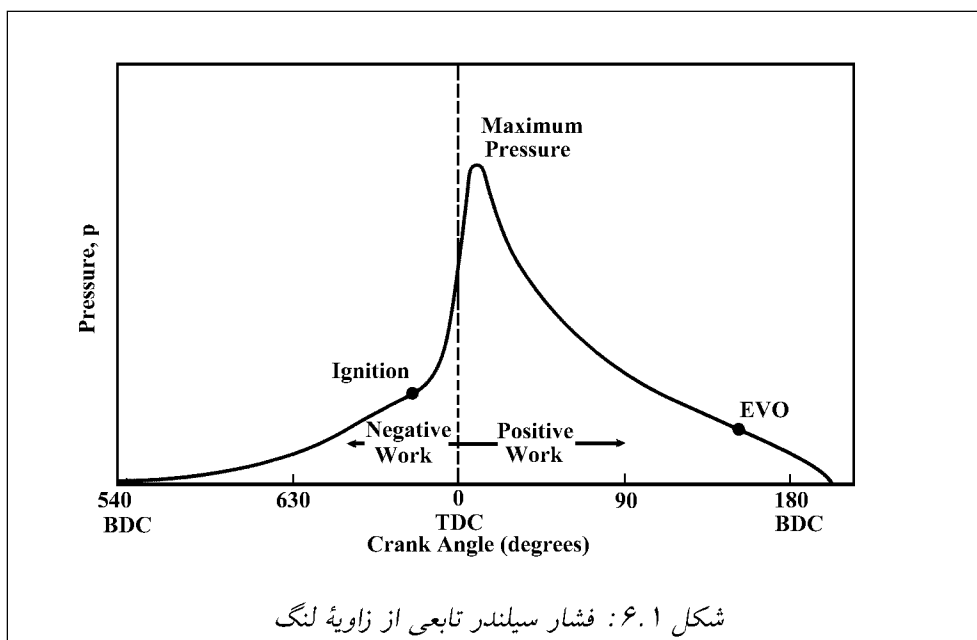
^۱ Flame development

^۲ Flame propagation

^۳ Flame termination

معمولاً مصرف شدن ۵ (تا ۱۰) درصد از مخلوط سوخت و هوای ورودی را به‌عنوان مرحله اول در نظر می‌گیرند. در این دوره زمانی، جرقه زده شده و فرآیند احتراق آغاز می‌گردد. همان‌طور که در شکل ۶.۱ می‌بینیم، تغییر فشار مشاهده شده اندک بوده و کار مفیدی نیز انجام نمی‌شود. تقریباً تمام کار مفید تولید شده در یک سیکل موتور نتیجه بازه پخش شعله در فرآیند احتراق می‌باشد. در این بازه غالب جرم سوخت و هوا (۸۰ تا ۹۰ درصد) می‌سوزد و فشار به‌نحو قابل ملاحظه‌ای درون سیلندر افزایش می‌یابد. این فشار نیروی لازم برای تولید کار در کورس انبساطی را فراهم می‌سازد. سوختن ۵ تا ۱۰ درصد باقیمانده را به‌عنوان پایان شعله طبقه‌بندی می‌کنیم. در این زمان فشار با سرعت افت کرده و احتراق متوقف می‌شود.

در یک موتور SI به‌صورت ایده‌آل می‌توان احتراق را شامل حرکت مادون صوت یک شعله درون یک مخلوط همگن هوا-سوخت در نظر گرفت. پخش شعله با ایجاد شدن آشفستگی و گردابه در سیلندر بشدت تغییر می‌کند. با تنظیم نوع و درصد سوخت در مخلوط می‌توان از کوبش جلوگیری کرد.



۶.۲.۱ جرقه و ایجاد شعله

احتراق با یک قطبش الکتریکی بین الکترودهای شمع آغاز می‌شود. این اتفاق با توجه به هندسه محفوظه احتراق و شرایط لحظه‌ای عملکرد موتور بین ۱۰ تا ۳۰ درجه قبل از نقطه مرگ بالا اتفاق

می‌افتد. به دلیل اتلاف حرارتی زیاد که ناشی از سردبودن نسبی شمع و مخلوط گاز است احتراق به‌کندی آغاز می‌شود. به‌طور کلی شعله پس از حدود ۶ درجه گردش میل‌لنگ بعد از جرقه شمع مشاهده می‌شود.^۴

پخش انرژی نسبت به زمان در الکترودهای یک شمع معمولی الکتریکی در شکل ۶.۲ نشان داده شده‌است. اختلاف پتانسیل اعمال‌شده تقریباً ۲۵ تا ۴۰ کیلوولت است و حداکثر شدت جریان ایجادشده نیز در حدود ۲۰۰ آمپر می‌باشد که در حدود ۱۰ نانوثانیه به‌طول خواهد انجامید و اوج دمای ایجادشده حدود ۶۰۰۰ کلوین خواهد بود. کل تخلیه الکتریکی ناشی از جرقه تقریباً ۰/۰۰۱ ثانیه به‌طول خواهد انجامید و دمای متوسطی حدود ۶۰۰۰ کلوین به‌دست خواهد داد. مخلوط استوکیومتریک هوا-سوخت به حدود ۲ mJ / ۰ انرژی برای احتراق خودبخودی نیاز دارد. در حالیکه اگر این مخلوط غیر استوکیومتریک باشد این مقدار به ۳ mJ / ۰ افزایش پیدا خواهد کرد. خود تخلیه الکتریکی شمع نیز ۳۰ تا ۵۰ ژول انرژی فراهم می‌آورد که بخش اعظم آن به‌علت انتقال حرارت، هدر خواهد رفت.

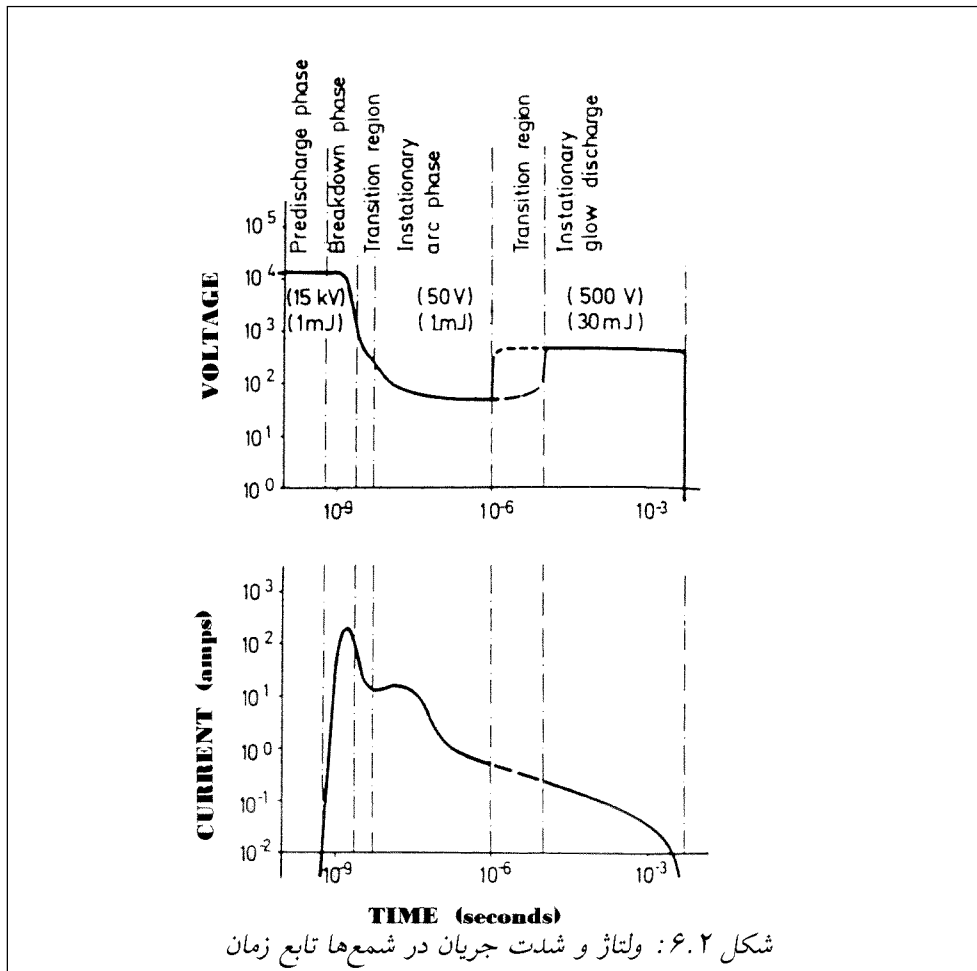
روشهای متعددی برای تولید اختلاف پتانسیل بالای موردنیاز جهت تخلیه الکتریکی در الکترودهای شمع به‌کار می‌رود. از بین این‌ها می‌توان به روش باتری و سیم‌پیچ اشاره نمود که در بسیاری از خودروهای امروزی مورد استفاده قرار می‌گیرد. ولتاژ تولید شده از یک باتری ۱۲ ولت توسط سیم‌پیچ چندین برابر شده و در نتیجه اختلاف پتانسیل قابل توجهی به شمع می‌رسد. در برخی از سیستم‌ها در الکترودها از یک خازن استفاده می‌شود تا در زمان مقتضی عمل تخلیه انجام شود. برخی موتورها دارای سیستم تولید ولتاژ بالای مجزا برای هر شمع می‌باشند، درحالی‌که در برخی دیگر سیستم تولید ولتاژ یکتاست و ولتاژ از طریق یک پخش‌کننده به هریک از سیلندرها انتقال می‌یابد.

فاصله بین الکترودهای شمع در سیستم‌های جدید بین ۰/۷ تا ۱/۷ میلی‌متر است. فاصله‌های کوچکتر نیز در صورت غنی‌بودن مخلوط هوا-سوخت یا بالابودن فشار قابل دستیابی است (فشار بالای ورودی را می‌توان به‌وسیله توربوشارژر یا داشتن نسبت تراکم بالا به‌دست آورد). در زمان بین جرقه‌ها، دمای شبه یکنواخت شمع‌ها برابر با ۶۵۰ تا ۷۰۰ درجه سانتیگراد باید باشد. دماهای بالاتر از ۹۵۰ درجه سانتیگراد ممکن است باعث ایجاد اشتعال سطحی^۵ و دمای کمتر از ۳۵۰ درجه نیز ممکن است باعث ایجاد رسوب سطحی گردند.

شمع‌های مدرن با مواد بهتر و گران‌تری ساخته می‌شوند. این شمع‌ها عمر بیشتری از نمونه‌های مشابه که در چند دهه اخیر ساخته شده‌اند، دارند. برخی شمع‌های با کیفیت بالا تا ۱۶۰۰۰۰

^۴ در مدل‌سازی ریاضی گسترش شعله، معمولاً آغاز زمان گسترش شعله را زمانی فرض می‌کنند که در آن شعله ۰/۰۰۱ جرم محفظه احتراق را دربرگرفته باشد. این مدل اولین بار توسط بنسون بیان شد و بدین دلیل به مدل بنسون مشهور است.

^۵ Self Ignition: در مبحث احتراق‌های ناهنجار مفصلاً در مورد احتراق‌های ناهنجار توضیح خواهیم داد.



کیلومتر و بیشتر دوام می‌آورند. دلیل ارجح بودن عمر طولانی شمع سختی تعویض آن به دلیل افزایش تعداد تجهیزات موتورها و کوچکتر شدن قطعات آنان است. ولتاژ، جریان و ماده مورد استفاده در الکترودها و فاصله بین آنها باید مناسب عمر طولانی شمع باشد (برای مثال جریان خیلی زیاد می‌تواند باعث فرسوده شدن الکترودها شود). وقتی شمع جرقه می‌زند، افت پتانسیل، مخلوط هوا-سوخت نزدیک و بین دو الکترود را مشتعل می‌کند. شعله‌ای کروی شکل ایجاد شده و رو به داخل محفظه احتراق منبسط می‌شود. در ابتدا، شعله بسیار آرام حرکت می‌کند که دلیل آن کوچکی آن است. شعله با توجه به کوچک بودنش انرژی کافی برای گرم کردن گازهای اطرافش را ندارد و در نتیجه به آرامی و کندی گسترش می‌یابد. در ابتدا افزایش فشار داخل سیلندر بسیار کم است، اما پس از اینکه ۵ تا ۱۰ درصد از جرم هوا-سوخت مشتعل شد، سرعت پخش شعله افزایش یافته و فشار نیز بشدت بالا می‌رود.

تلاش‌ها برای بهبود سیستم‌های احتراق ادامه دارد. شمع‌هایی با تعداد الکتروود بیشتر و توانایی ایجاد دو یا بیشتر جرقه همزمان ساخته‌است. این‌ها باعث احتراق یکنواخت‌تر و سرعت بیشتر گسترش شعله می‌شوند. یکی از تولیدکنندگان خودرو در حال حاضر مشغول امتحان کردن موتورهای است که یکی از نقاط بالای پیستون آن به‌عنوان یکی از الکتروودها عمل می‌کند. نتایج استفاده از این سیستم، حکایت از کاهش مصرف سوخت و آلودگی دارد.

۶.۲.۲ پخش شعله در موتورهای SI

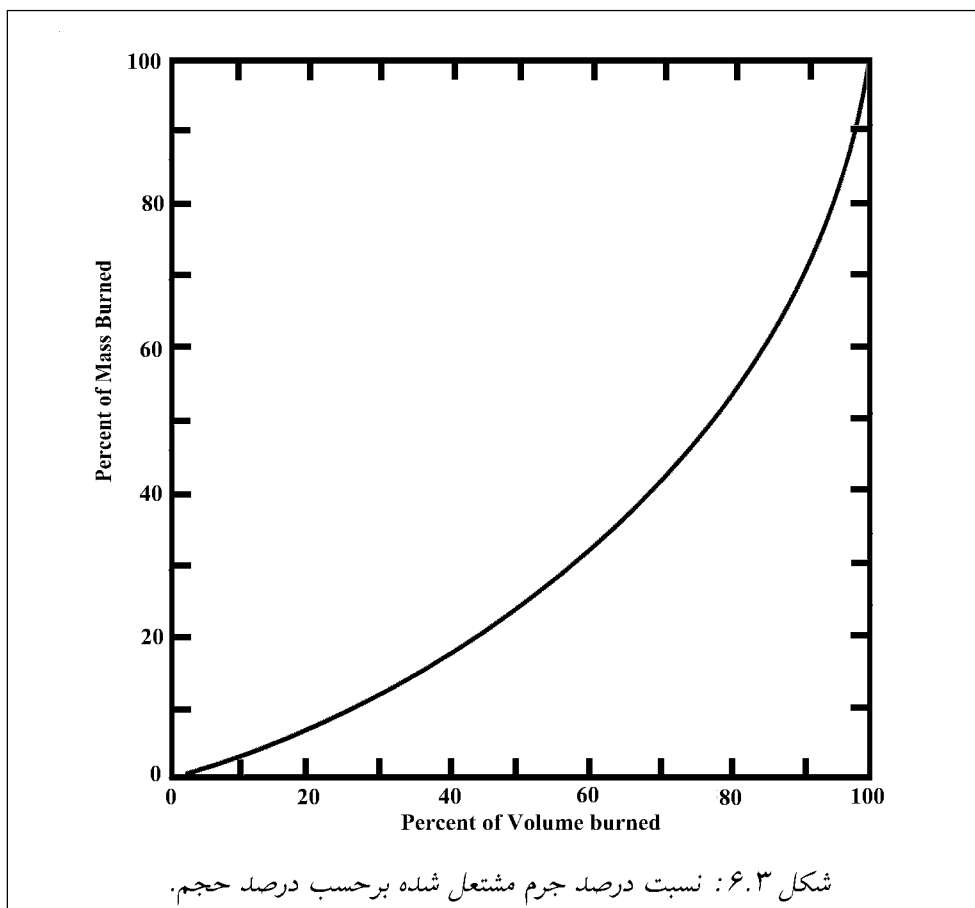
اکنون که می‌خواهیم در مورد گسترش شعله بحث کنیم فرض ما بر این است که تا به حال، ۵ تا ۱۰ درصد از جرم هوا-سوخت مشتعل شده، فرآیند احتراق بخوبی انجام گردیده و شعله با سرعت در محفظه احتراق در حال پخش شدن است. با توجه به آشفتگی و گردابه‌های ایجاد شده، سرعت پخش شعله ده برابر حالتی است که یک شعله با جریان آرام در یک مخلوط ساکن هوا-سوخت حرکت می‌کند. بعلاوه، جبهه شعله که در هوای ساکن به‌صورت کروی پخش می‌شد، به‌دلیل این تحرکات شکل خود را از دست داده و منتشر می‌شود.

در نتیجه اشتعال یک مخلوط گازی دما و در نتیجه فشار افزایش می‌یابد. گازهای مشتعل شده که در پشت شعله قرار دارند گرم‌تر از گازهای مشتعل نشده روی شعله بوده و در فشاری تقریباً یکسان قرار دارند. این موضوع باعث کاهش چگالی گازهای سوخته و انبساط آنها می‌شود. با توجه به شکل ۶.۳ زمانیکه ۳۰ درصد از گازها مشتعل شده‌اند، ۶۰ درصد از حجم محفظه احتراق را اشغال خواهند کرد. متقابلاً ۷۰ درصد مشتعل نشده در ۴۰ درصد از حجم محفظه متراکم می‌گردند. تراکم گازهای مشتعل نشده دمای آنها را بالا می‌برد. بعلاوه تابش ناشی از گرمای شعله که تقریباً در دمای ۲۵۰۰ کلوین قرار دارند، گازهای داخل محفظه احتراق را (اعم از مشتعل شده یا نشده) گرم می‌کند. افزایش دمای ناشی از تابش نیز فشار را افزایش می‌دهد. انتقال حرارتی که از طریق جابجایی و رسانش صورت می‌گیرد، در مرتبه کمتری از اهمیت نسبت به تابش قرار دارد. زمان بسیار کوتاه انجام یک سیکل، که مهلت کمتری را برای تبادل حرارتی در اختیار مولکول‌ها قرار می‌دهد، یکی از دلایل این امر است. وقتی شعله درون محفظه احتراق حرکت می‌کند، در واقع در محیطی قرار دارد که به‌طور مداوم دما و فشارش در حال افزایش است. این امر باعث کاهش زمان لازم برای انجام واکنش شیمیایی و افزایش سرعت شعله^۶ که همان نتیجه دلخواه ماست می‌شود.

در حالت ایده‌آل دو سوم مخلوط هوا-سوخت باید هنگام رسیدن پیستون به TDC و تمام آن

^۶ معمولاً چگالی گازهای سوخته را ۴ برابر گازهای سوخته فرض می‌کنند.

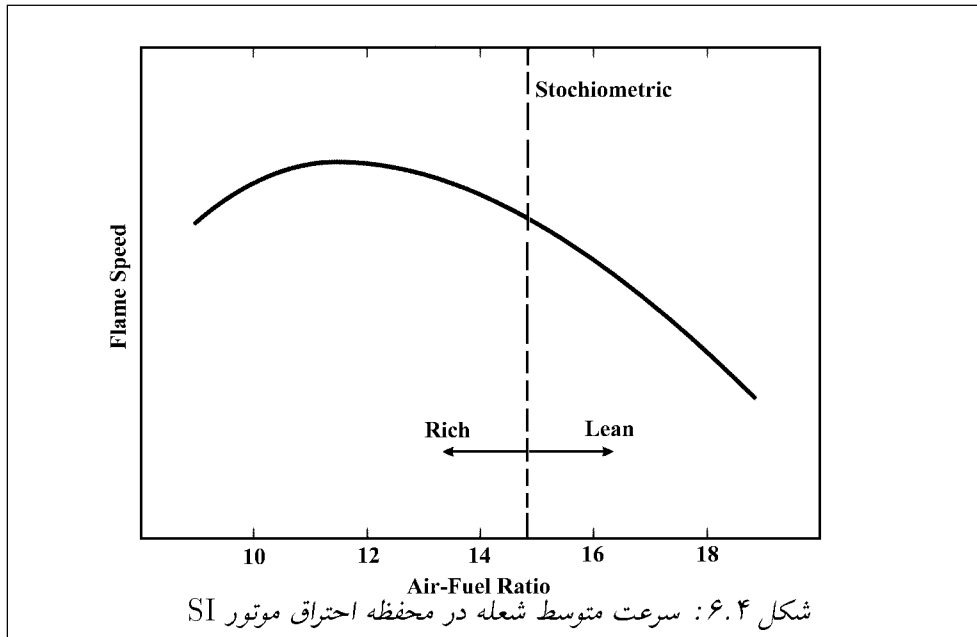
^۷ افزایش دما و فشار محفظه به این مفهوم است که بخشی از انرژی فعال‌سازی (Activation Energy) مواد روبروی جبهه شعله تأمین شده و بنابراین شعله برای سوزاندن این مواد یا در واقع تأمین انرژی فعال‌سازی آنها، نیاز به صرف انرژی و زمان کمتری دارد و سرعت شعله بالا می‌رود. به‌همین دلیل است که در تمامی روابطی که برای سرعت شعله وجود دارند، این کمیت با فشار و دما نسبت مستقیم دارد.



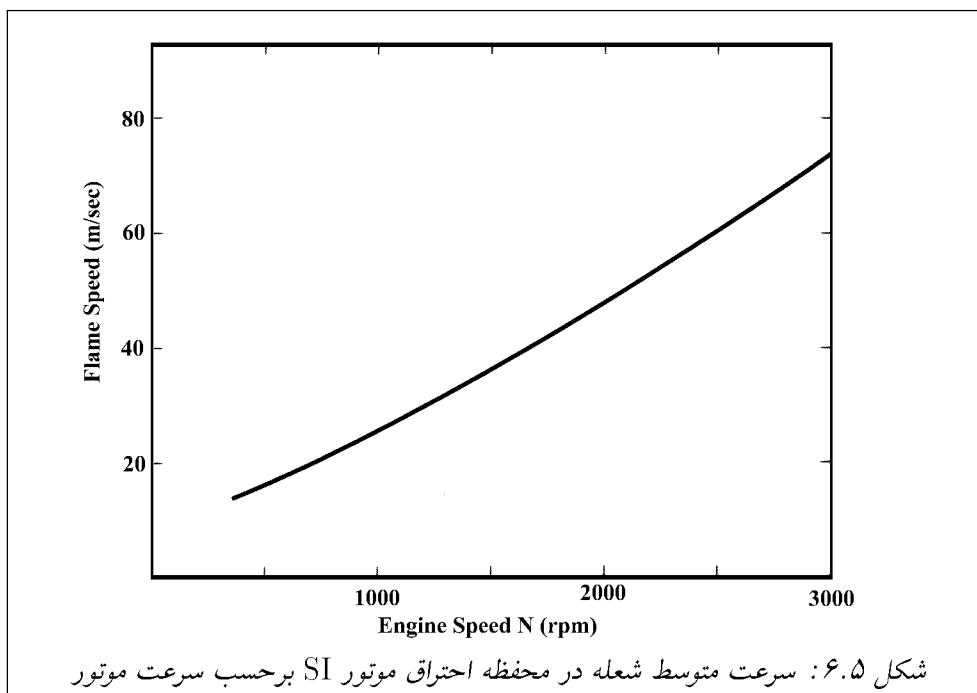
تا ۱۵ درجه aTDC مشتعل شده باشد. این امر باعث ظهور ماکزیمم دما و فشار مابین ۵ تا ۱۰ درجه aTDC می‌شود. همانطور که در مقایسهٔ بازده حرارتی سیکل‌های اتو، دیزل و دوگانه دیده‌ایم، هرچه فرآیند، به فرآیند حجم ثابت نزدیکتر باشد، راندمان حرارتی بالاتری خواهد داشت. افزایش فشار مطلوب در اثر احتراق ۲۴۰ kPa است. این باعث انتقال یکنواخت نیرو به سطح پستون خواهد شد. اما از سوی دیگر، در جریان یک احتراق کاملاً حجم ثابت، منحنی فشار در محل TDC شیب بی‌نهایت پیدا کرده و یک نابهنجاری در عملکرد موتور ایجاد می‌گردد. افزایش کمتر فشار، بازده گرمایی پائین‌تر و در نتیجه خطر کوبش را به‌همراه خواهد داشت (توجه شود که افزایش آرام فشار، معنای احتراق با سرعت کمتر و تمایل بیشتر به کوبش را به‌همراه دارد). در نتیجه، فرآیند احتراق باید حد متوسط و بهینه‌ای بین بالاترین بازده حرارتی ممکن (حجم ثابت) و یک سیکل موتور نرم و یکنواخت که مستلزم کاهش بازده است، باشد.

علاوه بر اثرات توربولانس و گردابه‌ها، سرعت پخش شعله تابع نوع سوخت و نسبت

هوا-سوخت است. در مخلوط‌های رقیق، سرعت پخش شعله پائینتر است (۶.۴ را ببینید). مخلوط‌های تقریباً غنی، بالاترین سرعت پخش شعله را داشته و حداکثر آن برای سوخت‌هایی است که ϕ آنها حدود ۱/۲ باشد. سرعت پخش شعله با افزایش دور موتور افزایش می‌یابد که علت آنرا می‌توان در ایجاد آشفستگی بیشتر و گردابه‌های شدیدتر جستجو کرد (به شکل ۶.۵ توجه کنید).



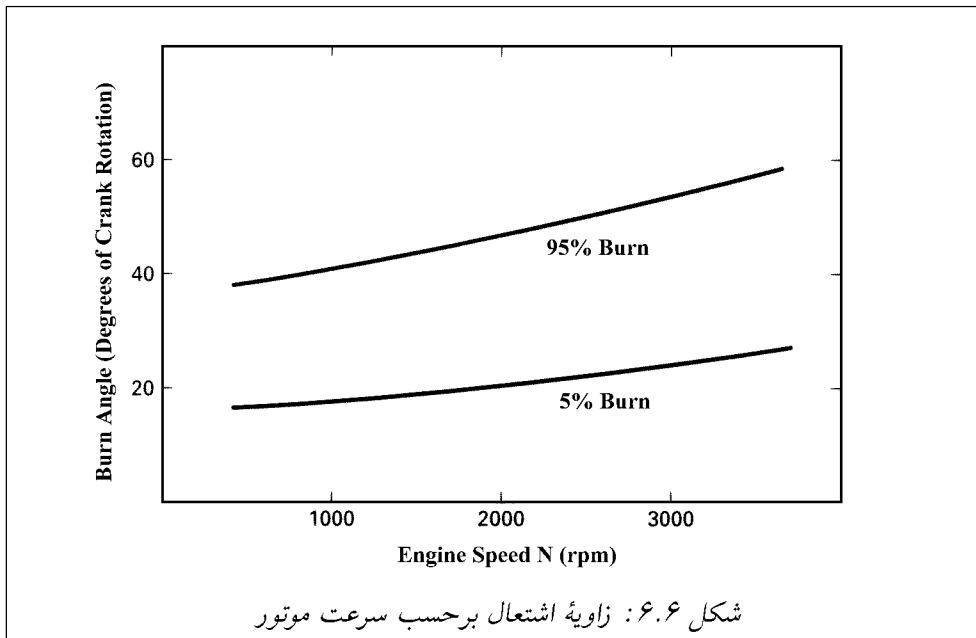
زاویه سوختن^۱، به زاویه‌ای گفته می‌شود که لنگ در مدتی که احتراق در حال انجام شدن است، می‌چرخد و مقدار معمول آن در حدود 25° است. پس اگر قرار باشد احتراق 15° aTDC کامل شود جرقه باید 10° bTDC زده شود. اگر جرقه خیلی زود زده شود، فشار داخل سیلندر آنقدر افزایش می‌یابد که قبل از رسیدن پیستون به TDC به مقادیر نامطلوب رسیده و کار در کورس تراکمی هدر خواهد رفت. اگر جرقه دیر زده شود هم دیرتر از آنچه مطلوب است به بالاترین فشار خواهیم رسید و در نتیجه کار تولیدی در کورس قدرت به‌علت فشار پائین از آنچه می‌تواند باشد، کمتر است. زمان واقعی جرقه معمولاً هر جا بین 10° تا 30° bTDC است، که به میزان سوخت مصرفی، هندسه موتور و سرعت آن بستگی دارد. برای هر موتور مفروض، اشتعال در سرعت‌های بالاتر موتور سریع‌تر کامل می‌شود. البته در واقع، زمانی که پروسه احتراق طول می‌کشد کمتر و متعاقباً زمان سیکل موتور نیز کمتر است و بنابراین زاویه اشتعال تغییر اندکی دارد. این تغییر کم را با آوانس زمان جرقه آنگاه که سرعت موتور زیاد می‌شود ایجاد می‌کنند. با این کار، احتراق اندکی زودتر شروع



می‌شود، درحالی‌که حداکثر فشار و دما در همان ۵ یا ۱۰ درجه a.TDC باقی می‌ماند. در حالت غیر از WOT، زمان جرقه به‌گونه‌ای تغییر می‌کند که سرعت شعله کاهش می‌یابد. در موتورهای مدرن، کنترل زمان جرقه به‌کمک سیستم‌های الکترونیکی ECU به‌صورت خودکار انجام می‌شود. در حالی‌که در موتورهای اولیه، از یک سیستم مکانیکی برای این منظور استفاده می‌شد (دلکو). در موتورهای کوچک نیز زمان جرقه روی یک متوسط تنظیم شده و امکان هیچ کنترل و تغییری وجود ندارد.

۶.۲.۳ پایان شعله-پایان احتراق

وقتی ۱۵ تا ۲۰ درجه از TDC رد می‌شویم، دیگر ۹۰ تا ۹۵ درصد از جرم هوا-سوخت مشتعل شده و شعله به گوشه‌ها و کناره‌های محفظه احتراق رسیده‌است. از شکل ۶.۳ پیداست که در این زمان پنج تا ده درصد هوا-سوخت باقیمانده توسط گازهای مشتعل شده پشت شعله در درصد کمی از حجم محفظه احتراق محبوس شده‌اند. اگرچه پیستون کاملاً از TDC دور شده اما حجم محفظه احتراق واقعاً بیش از ۱۰ تا ۲۰ درصد V_c (که خود خیلی کوچک است) افزایش نداشته است. این بدان معنی است که جرم هوا-سوخت باقیمانده در فضای بسیار کوچکی مثلاً در گوشه‌ها یا در کنار دیواره‌های محفظه احتراق واکنش می‌دهد.



با توجه به نزدیکی دیواره‌های محفظه احتراق، گازهای باقیمانده^۹ بسیار به آرامی واکنش می‌دهند (مشتعل می‌شوند). در نزدیکی دیواره‌ها از آشفته‌گی و انتقال شدید جرم خبری نیست و یک لایه مرزی ساکن وجود دارد. از طرف دیگر دیواره‌های فلزی قسمت اصلی انرژی حرارتی شعله را از طریق هدایت هدر می‌دهند. این هردو عامل سرعت واکنش‌ها و بالتبع سرعت شعله را کاهش می‌دهند. در واقع، پایان شعله نوعی میرایی آرام است. اینکه با توجه به سرعت کم شعله در مرحله پایان احتراق نیروی کمی به پیستون منتقل می‌شود، واقعاً برای ما مطلوب است. اینکه افزایش فشار داخل سیلندر به آرامی به سمت صفر میل کند، و همزمان نیروی منتقل شده به پیستون نیز به آرامی کم شود، نتیجه‌اش عملکرد نرم و یکنواخت موتور است.

در دوره پایان شعله، ممکن است گازهای باقیمانده روبروی شعله خودبخود مشتعل شده و کوبش اتفاق بیفتند. دمای گازهای مشتعل نشده روبروی شعله در مدت احتراق به‌طور مداوم در حال افزایش است تا در مورد گازهای باقیمانده به ماکزیمم خود می‌رسد. این دما بالاتر از دمای اشتعال خودبخودی است. با توجه به سرعت خیلی کم شعله در دوره پایان اشتعال، این گازها قبل از رسیدن شعله به‌طور خودبخودی محترق می‌شوند. با توجه به اینکه مخلوط هوا-سوخت باقیمانده در این زمان بسیار کم است پالس‌های فشار بسیار خفیفی ایجاد شده که در نتیجه کوبش حاصله ضعیف است.

مثال ۶.۱

در اتومبیلی درحالی‌که دور موتور ۱۸۰۰ rpm است، شمع ۱۸ درجه bTDC جرقه زده و بعد از ۸ درجه گردش لنگ به دوره پخش شعله می‌رسد. پایان شعله در ۱۲ درجه aTDC اتفاق می‌افتد. قطر داخلی سیلندر ۸/۴ cm و شمع ۸ میلی‌متر از وسط سیلندر فاصله دارد. شعله به شکل کروی فرض می‌شود. سرعت مؤثر شعله را محاسبه کنید.

حل

زاویه گردش موتور از ۱۰ درجه bTDC تا ۱۲ درجه aTDC و برابر با ۲۲ درجه است. ابتدا زمان پخش شعله و پس از آن فاصله ماکزیمی که شعله طی می‌کند و در نهایت سرعت موثر را حساب می‌کنیم:

$$t = \frac{22}{(360) \left(\frac{1800}{60} \right)} = 0.00204 \text{ sec}$$

$$D_{\max} = \frac{\text{bore}}{2} + \text{offset} = (0.084/2) + (0.008) = 0.05 \text{ m}$$

$$V_f = \frac{D}{t} = 24.5 \text{ m/s} \blacksquare \blacksquare$$

مثال ۶.۲

موتور مثال قبل را دوباره در نظر بگیرید که اکنون در ۳۰۰۰ rpm دوران می‌کند. با افزایش سرعت، آشفته‌گی و گردابه‌های شدیدتر سرعت شعله را به حدی می‌رساند که $V_f \approx 0.85N$ شعله ۸ درجه بعد از جرقه ایجاد می‌شود. جرقه چقدر زودتر باید اتفاق بیفتد اگر بخواهیم پایان شعله ۱۲ aTDC باشد.

حل

سرعت شعله عبارت است از:

$$V_f = (0.85) \left(\frac{3000}{1800} \right) (24.5) = 34.7 \text{ m/sec}$$

نوع موتور ثابت است پس فاصله‌ای که شعله طی می‌کند تغییر نکرده و مدت زمان پخش شعله:

$$t = \frac{D}{V_f} = 0.00144 \text{ m/s}$$

مقدار چرخش زاویه لنگ در طی پخش شعله

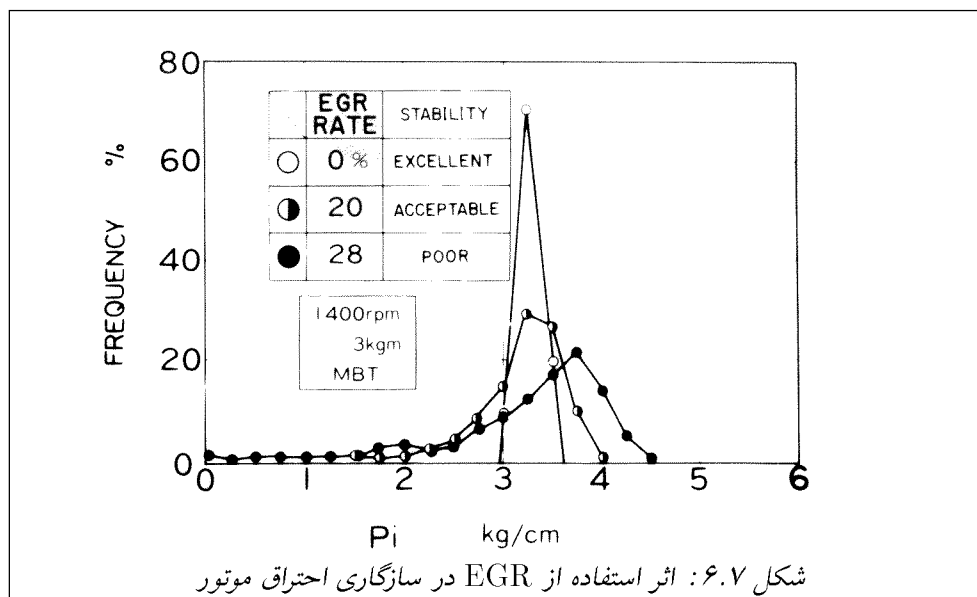
$$\left(\frac{3000}{60}\right)(360)(0.00144) = 25.192$$

پس گسترش شعله $13/92^\circ$ bTDC و در نتیجه جرقه $21/92^\circ$ bTDC واقع می‌شود. پس زمان جرقه باید $3/92^\circ$ آوانس شود. ■ ■

۶.۲.۴ تفاوت‌ها در احتراق

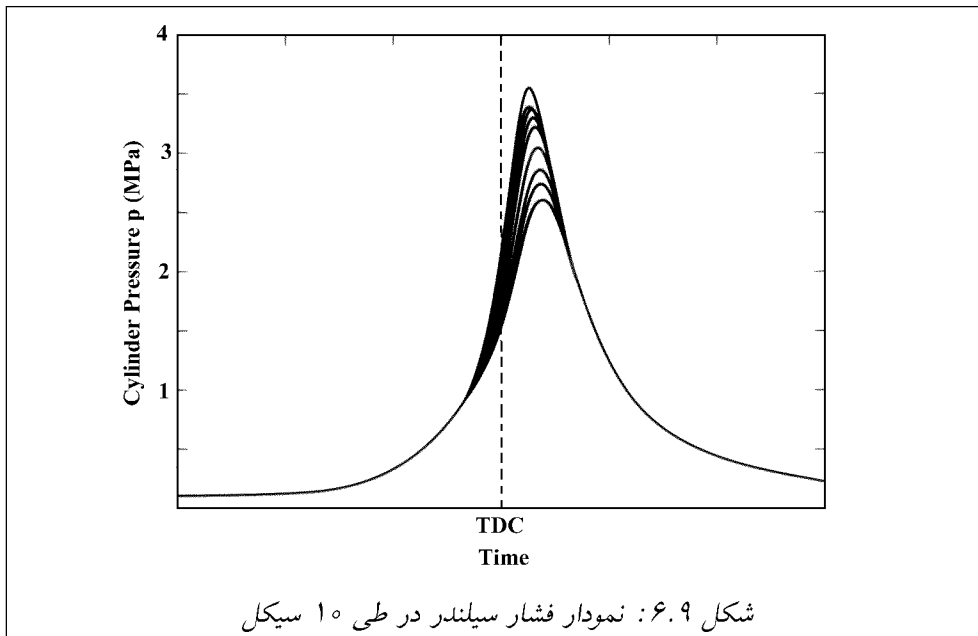
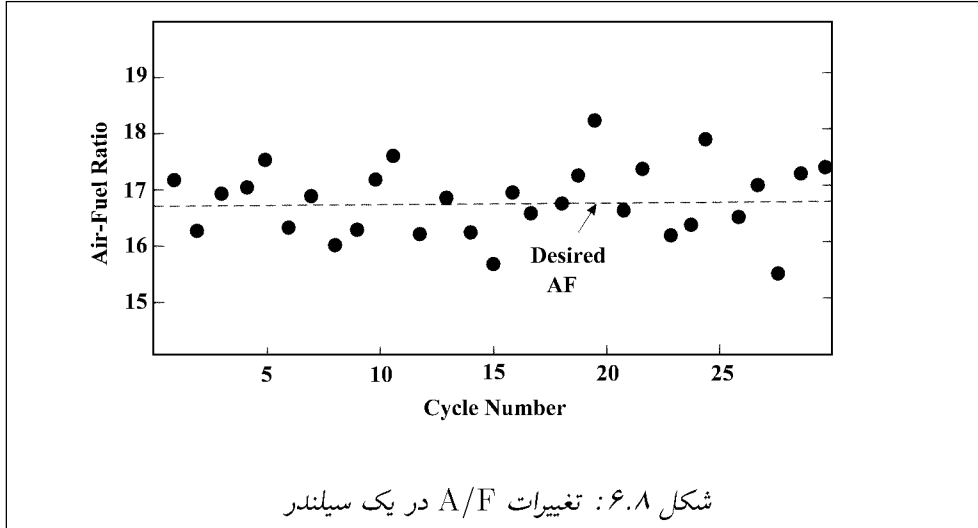
در حالت ایده‌آل، احتراق در همه سیلندره‌های یک موتور یکسان است و تفاوتی در سیکل‌های سیلندره‌های مختلف وجود ندارد. اما در واقعیت، با توجه به تفاوت سیستم‌های ورودی و خود سیلندرها، این اتفاق نمی‌افتد. حتی اگر قبل از وقوع احتراق همه چیز یکسان باشد توربولانس در سیلندرها موجب تفاوت آماری در جریان احتراق می‌شود.

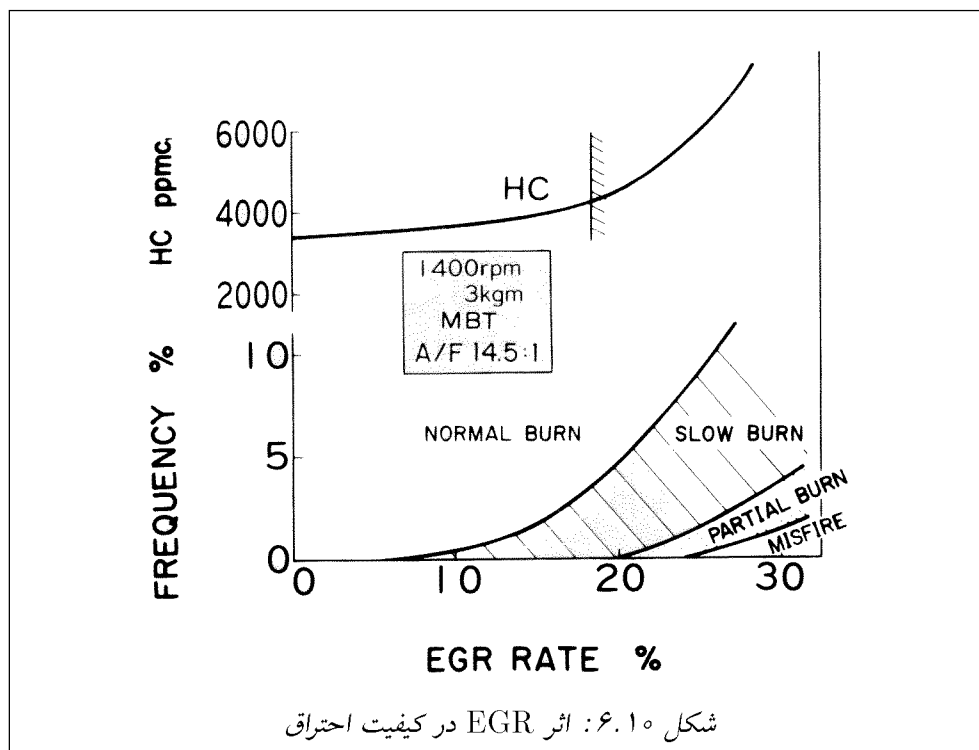
تفاوت‌ها در طول و هندسه منیفولدهای ورودی به سیلندره‌های مختلف، باعث تفاوت در بازده‌های حجمی و نسبت هوا-سوخت ورودی می‌شود. تفاوت دما در ورودی‌ها، باعث تفاوت در سرعت‌های تبخیر و نسبت هوا-سوخت می‌گردد. در نتیجه، مخلوط ورودی به هریک از سیلندرها ترکیب متفاوتی خواهد داشت. البته این مشکل در موتورهای کاربراتوری حادتر است. افزوده شدن گازهای برگشتی به سیستم ورودی این تفاوت‌های زمانی و مکانی را شدت می‌بخشد (شکل ۶.۷) با عبور هوا از اطراف دریچه کنترل هوا، جریان هوا به دو شاخه شکسته و باعث ایجاد گردابه‌ها و تاوایی‌هایی می‌گردد که بر جریان پایین دست اثر می‌گذارد. با توجه به عدم قطعیت صد درصد در کنترل کیفیت موتورهای انژکتوری، هر انژکتور مقادیر دقیقاً یکسان از سوخت را منتقل نکرده و بین میزان سوخت تزریقی هر انژکتور در هر سیکل تفاوت وجود خواهد داشت. تفاوت معمول در نسبت هوا-سوخت ورودی به یک سیلندر به‌طور عادی بین ۲ تا ۶ درصد میانگین است (شکل ۶.۸). درون یک سیلندر، تفاوت‌هایی که در نسبت هوا-سوخت، مقدار هوا، اجزاء سوخت و دما وجود دارد با توجه به آشفتگی و توربولانس موجود بر گردابه‌ها اثر گذاشته و باعث تفاوت بین سیلندرها و حتی بین دو سیکل می‌شود. این تفاوت‌های توربولانس و انتقال جرم در سیلندر بر حرکت شعله اثر گذاشته و باعث تفاوت‌ها و تغییرات اساسی در فرآیند احتراق می‌گردند. این موضوع در شکل ۶.۹ نشان داده شده‌است. تفاوت‌های محلی و عدم اختلاط کامل، علی‌الخصوص نزدیک شمع باعث به وجود



آمدن مقداری تفاوت در میزان تخلیه الکتریکی نسبت به مقدار میانگین و در نتیجه آغاز متفاوت دو سیکل احتراق خواهد شد.

بیشترین مدت برای یک فرآیند احتراق حدوداً دو برابر کمترین زمان ممکن است. بالاترین اختلاف بین سیکل‌ها و سیلندرها در سرعت‌های کمتر اتفاق می‌افتد. برای تنظیم کردن موتور زمان متوسط احتراق استفاده می‌شود. طبیعتاً خروجی سیلندر کمتر از آن چیزی خواهد بود که در صورت یکسان بودن همهٔ پروسه‌ها می‌بود. احتراق سریع آنگاه اتفاق می‌افتد که مخلوط هوا-سوخت غنی داشته باشیم، توربولانس از حد متوسط بیشتر باشد و شرایط آغاز احتراق مطلوب باشند. در نتیجه، افزایش سریع فشار و دما و احتمال بالای کوبش خواهیم داشت. این قضیه نسبت تراکم و همین‌طور عدد اکتان را محدود می‌کند. از طرف دیگر سیکل‌هایی که احتراق در آنها طول می‌کشد مثل سیکل‌هایی‌اند که جرقه آنها دیر اتفاق می‌افتد. در این‌گونه سیکل‌ها در صورت رقت هوا-سوخت یا بالاتر از حد معمول بودن گازهای برگشتی شعله دوام بیشتری دارد و در نتیجه گازهای خروجی بسیار گرم خواهند بود (شکل ۶.۱۰). همین‌طور توان هدر رفته به علت اتلاف حرارت زیاد بیشتر است. برای عملکرد مطلوب، شرایط باید برای بدترین حالت سیکل در بدترین سیلندر تنظیم شود. اگر همهٔ سیلندرها در سیکل‌های پیاپی دارای پروسه‌های احتراق یکسان باشند، نسبت تراکم بالاتر، توان متوجه بیشتر و مصرف سوخت مقرون به‌صرفه‌تر است. در چنین موتوری، سوخت ارزان‌تر و با عدد اکتان پائین‌تر را می‌توان استفاده کرد.





۶.۳ مشخصات عملکرد موتور

۶.۳.۱ عملکرد توانی

برای حداکثر توان در حالت WOT، کاربراتورها و انژکتورها به گونه‌ای تنظیم می‌شوند که یک مخلوط غنی هوا-سوخت داشته باشیم و جرقه نیز با تأخیر اتفاق بیفتد. در این راه با فدا شدن مصرف اقتصادی سوخت، توان حداکثر به دست می‌آید. مخلوط غنی سریع‌تر می‌سوزد و در نتیجه نقطه حداکثر فشار نزدیکتر به TDC اتفاق می‌افتد که حتی ممکن است باعث عملکرد نامطلوب موتور نیز بشود. در سرعت‌های بالای موتور، زمان کمتری برای انتقال حرارت از سیلندرها وجود دارد که در نتیجه آن گازها و دریچه‌های خروجی بسیار داغ می‌شوند.

جالب اینکه، راه دیگری نیز برای به دست آوردن توان تولیدی بیشتر در موتورهایی که با مخلوط رقیق هوا-سوخت کار می‌کنند وجود دارد که بیشتر برای اتومبیل‌های مسابقه‌ای به کار برده می‌شود. در مخلوط رقیق، سرعت شعله کم و اشتعال پس از TDC نیز ادامه می‌یابد. این باعث می‌شود که فشار در کورس توانی نیز به اندازه کافی بالا بماند، و در نتیجه توان خروجی بیشتری ایجاد گردد. با این کار گازهای خروجی فوق‌العاده داغ خواهند بود (احتراق دیر کامل و تمام می‌شود). این خروجی داغ

بعلاوه اکسیژن مصرف نشده مخلوط رقیق هوا-سوخت دریاچه‌های خروجی را اکسیده کرده و خراب می‌کند. در نتیجه دریاچه‌های خروجی باید زودبه‌زود تعویض شوند که بجز در اتومبیل‌های مسابقه‌ای قابل قبول نمی‌باشد.

۶.۳.۲ حرکت یکنواخت

برای رانندگی یکنواخت^{۱۰} در بزرگراه‌ها یا مسافرت‌های طولانی هواپیما توان کمتری مورد نیاز بوده و مصرف سوخت اهمیت می‌یابد. در این نوع عملکرد مخلوط رقیق هوا-سوخت استفاده می‌شود، گاز برگشتی بالاتری مصرف گردیده و زمان جرعه جلو می‌افتد تا اثر سرعت کم شعله را خنثی کند. راندمان مصرف سوخت (mile/lit) بالاتر بوده ولی راندمان حرارتی موتور پائین‌تر خواهد بود و به دلیل همین موضوع است که موتور در سرعت پائین‌تری عمل می‌کند (سیکل‌ها بیشتر طول کشیده و انتقال حرارت از محفظه احتراق بیشتر خواهد بود).

۶.۳.۳ بستن دریاچه ورودی در سرعت‌های بالا

وقتی شتاب منفی زیاد مطلوب است، دریاچه ورودی هوا در سرعت‌های بالا بسته می‌شود. با توجه به اینکه سرعت بالا، هوای ورودی زیادی می‌طلبد و بسته بودن دریاچه ورودی گاز اجازه عبور هوای کمی می‌دهد مکشی قوی در سیستم ورودی ایجاد می‌شود. نتیجه این مکش نیاز به مخلوط غلیظ‌تر و احتراق مناسب است. جرعه‌های بی‌وقت و گازهای دفع شده زیاد در این حالت عملکرد بسیار معمول است.

موتورهای کاربوراتوری تحت چنین شرایطی احتراق بسیار ضعیفی دارند. در این شرایط ورود سوخت زیاد از طریق کاربوراتور و هوای محدود، باعث ایجاد مخلوط خیلی غنی^{۱۱} شده و با توجه به احتراق نامطلوب باعث آلودگی زیاد از طریق تولید HC و CO بالا می‌شود. در موتورهای انژکتوری ورود سوخت نیز محدود می‌شود تا موتور عملکرد مطلوب‌تری داشته باشد.

۶.۳.۴ روشن کردن موتور در حالت سرد

وقتی موتور سرد روشن می‌شود یک مخلوط فوق‌العاده غلیظ هوا-سوخت مورد نیاز است تا تولید یک مخلوط قابل احتراق هوا-سوخت را تضمین کند. چرا که سرد بودن دیواره‌های سیلندر و سیستم ورودی باعث می‌شود سوخت کمتری نسبت به حالت شرایط دائم کارکرد تبخیر شود. موتور نیز به کندی می‌چرخد و حرارت زیادی به دلیل سرد بودن دیواره‌ها تلف می‌شود. مقاومت روغن روانکاری

^{۱۰}Cruise

^{۱۱}Over rich mixture

لنج نیز کار را سخت تر می‌کند. به تمامی دلایل فوق یک مخلوط بسیار غلیظ (حتی تا نسبت یک به یک) مورد نیاز است تا موتور سرد به کار بیفتد.

وقتی مخلوط قابل احتراق اولیه مشتعل شد بعد از چند سیکل و اشتعال، موتور شروع به گرم شدن می‌کند. در مدت چند ثانیه موتور به حالت نرمال می‌رسد ولی ممکن است تا رسیدن به حالت کاملاً گرم شرایط دائم چند دقیقه‌ای طول بکشد. وقتی موتور شروع به گرم شدن می‌کند، تمام سوخت اضافی که ابتدا وارد شده بود تبخیر می‌شود و در نتیجه فقط مدت کوتاهی سوخت خیلی غلیظ وارد می‌شود. در این مدت مقدار زیادی HC و CO تولید می‌شود که راههای مبارزه با آلوده کنندگی موتور در این شرایط در فصول بعدی مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

برخی سیالات خاص نیز برای آغاز به کار موتور در شرایط خیلی سرد قابل استفاده‌اند. موادی مانند دی‌اتیل‌اتر با فشار بخار بالا خیلی سریعتر از سوخت تبخیر شده و مخلوط غنی‌تری را برای احتراق ایجاد می‌کنند. این سیالات را عموماً در کانتینرهای فشار بالا نگه داشته و قبل از شروع به گرم شدن در سیستم ورودی اسپری می‌کنند.

۶.۴ احتراق در موتورهای دیزلی

احتراق در این‌گونه موتورها کاملاً متفاوت از احتراق در موتورهای SI است. در موتورهای SI احتراق از حرکت یک شعله در یک مخلوط یکنواخت تشکیل شده درحالی‌که در موتورهای CI احتراق پروسه‌ای است ناپایدار که به صورت همزمان در محل‌های مختلف درون یک مخلوط ناهمگن در سرعتی که توسط نرخ تزریق سوخت کنترل می‌شود اتفاق می‌افتد. در اینجا دریچه کنترل هوا وجود نداشته و در نتیجه فشار در مینیفولد ورودی تقریباً برابر فشار اتمسفر است. نزدیک بودن فشار در مینیفولد ورودی به فشار جو باعث کم شدن کار پمپ و در نتیجه راندمان حرارتی بالا به خصوص در سرعت‌ها و بارهای کم می‌باشد. به خاطر داشته باشیم که در این شرایط در یک موتور SI دریچه کنترل هوا نیمه‌باز بوده و کار پمپ خیلی زیاد است اما برای موتورهای CI :

$$W_{\text{net}} = W_{\text{gross}} - W_{\text{pump}} \approx W_{\text{gross}}$$

تزریق سوخت به سیلندرها توسط یک یا چند انژکتور که روی یک محفظه احتراق هر سیلندر قرار دارند انجام شده و معمولاً به اندازه ۲۰ درجه چرخش لنگ طول می‌کشد، از ۱۵ درجه bTDC تا ۵ درجه aTDC. در سرعت‌های بالاتر موتور تزریق سوخت زودتر شروع می‌شود. بعد از تزریق سوخت، سوخت مراحل زیر را برای به دست آوردن یک احتراق خوب طی می‌کند.

۱. تمیز شدن: قطرات سوخت به قطرات کوچکتر می‌شکنند. هرچه اندازه قطره اولیه که از انژکتور خارج شده کوچکتر باشد، این پروسه کوتاه‌تر و مؤثرتر خواهد بود. تمیز شدن مناسب قطرات در نهایت باعث احتراق کامل‌تر و عملکرد نرم‌تر موتورها خواهد شد.

۲. تبخیر: قطرات کوچک مایع سوخت تبخیر می‌شوند. این اتفاق به علت دمای بالای هوای منتج از شدت متراکم بودن آن در موتورهای CI خیلی سریع اتفاق می‌افتد^{۱۲}. در واقع ۹۰ درصد سوخت تزریق شده تا ۰/۰۰۱ ثانیه پس از تزریق، تبخیر می‌شود. با تبخیر سوخت، محیط اطراف سردتر می‌شود. بخصوص در اطراف محل تزریق سوخت، سوخت به حالت اشباع رسیده و در نتیجه تبخیر در آن ناحیه متوقف و بعد از اضافه شدن حرارت تبخیر از سر گرفته می‌شود.

۳. اختلاط: بعد از تبخیر، بخار سوخت باید با هوا ترکیب شود تا مخلوطی با نسبت هم‌ارزی مخصوصی از هوا-سوخت که قابل احتراق باشد به ما بدهد. شکل ۶.۱۱ پخش غیریکنواخت هوا-سوخت را در اطراف جت تزریقی سوخت نشان می‌دهد. احتراق می‌تواند بین حدود $\phi = 1/8$ تا $\phi = 0/8$ اتفاق بیفتد.

۴. خوداشتعالی: از ۸ درجه bTDC تا ۶ الی ۸ درجه بعد از آغاز تزریق سوخت، مخلوط هوا-سوخت شروع به اشتعال خودبخودی می‌کند. احتراق واقعی شامل شکستن مولکولهای بلند هیدروکربن به هیدروکربن‌های کوچکتر و نیز مقداری اکسید شدن، ناشی از دمای بالای هوا می‌باشد.

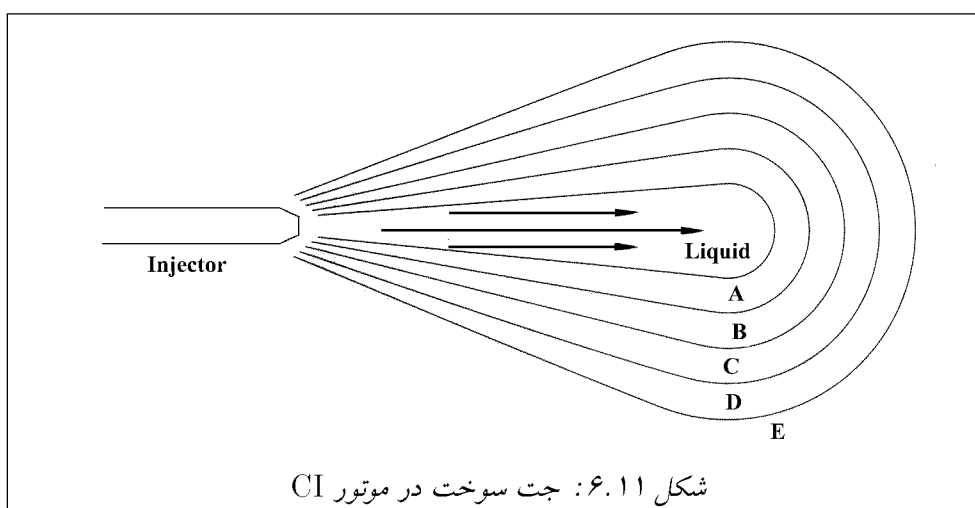
۵. احتراق: احتراق با اشتعال‌های خودبخودی هم‌زمان در مناطق بسیاری که در آنها $\phi = 1/5 - 1$ (منطقه B در شکل ۶.۱۱) است آغاز می‌شود^{۱۳}. در این زمان، بین ۷۰ تا ۹۵ درصد سوخت موجود در محفظه احتراق در حالت بخار است. با آغاز احتراق، تعداد زیادی شعله کوچک^{۱۴} از مناطق مختلف رخ دادن اشتعال‌های خودبخودی گسترش می‌یابد. این شعله‌های کوچک به هم پیوسته و تمام مخلوط گازی موجود در محفظه احتراق را - آن بخشی از مخلوط که قابل اشتعال است حال چه قابلیت اشتعال خودبخودی داشته باشد چه نداشته باشد - را مصرف می‌کند. این، باعث افزایش سریع فشار و دما در سیلندر می‌شود که در شکل ۶.۱۲ نشان داده شده است. دما و فشار بالاتر زمان تبخیر را کوتاه‌تر می‌کند و سبب می‌شود سوخت‌هایی که بعد تزریق می‌شوند راحت‌تر شعله‌ور گردند. توجه کنید که در این شرایط سوخت همچنان در حال تزریق شدن به سیلندر است. ادامه فرآیند احتراق بعد از اینکه مخلوط اولیه هوا-سوخت با سرعت مصرف شد، بوسیله نرخ تزریق سوخت کنترل می‌شود. در شکل ۶.۱۲ مشاهده می‌شود که بعد از فشار پس از یک افزایش سریع اولیه به افزایش ادامه می‌دهد. احتراق تقریباً به اندازه ۴۰ تا ۵۰ درجه از گردش لنگ به طول

^{۱۲} برای به دست آوردن چنین دمایی ضریب تراکم حداقل باید ۱۲ باشد.

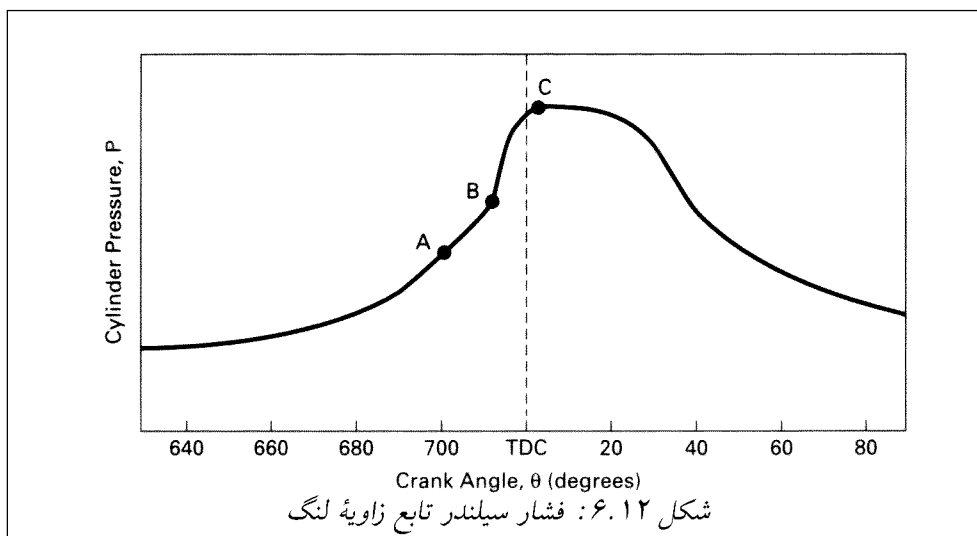
^{۱۳} احتراق در موتورهای دیزلی از مدل نفوذ Diffusion تبعیت می‌کند

^{۱۴} Flamelet

می‌انجامد که بسیار بیشتر از مدتی است که تزریق سوخت (۲۰ درجه گردش لنگ) طول می‌کشد. علت اینکه، برخی از ذرات سوخت به زمان زیادی برای اختلاط با هوا و تشکیل یک مخلوط قابل اشتعال نیاز دارند. به این دلیل احتراق در کورس توانی نیز ادامه می‌یابد. با کمی دقت در شکل ۶.۱۲ درمی‌یابیم که فشار تا حدود ۳۰ تا ۴۰ درجه aTDC بالا باقی می‌ماند. نکته قابل ذکر اینکه ۶۰ درصد سوخت در $\frac{1}{4}$ ابتدایی زمان احتراق مصرف می‌شود و نرخ احتراق با افزایش سرعت موتور افزایش می‌یابد. در نتیجه نرخ احتراق تقریباً ثابت باقی می‌ماند.



می‌دانیم سرعت متوسط موتور با عکس طول کورس رابطه دارد. این قضیه سرعت پیستون را برای تمامی موتورهای در بازه‌ای بین ۵ تا ۱۵ m/s محدود می‌کند. در موتورهای بزرگ، سوخت زمان کافی برای انجام آنچه در بالا آورده شد را دارد. این موتورهای انژکتوری مستقیم^{۱۵} (DI) دارای محفظه‌های بزرگی هستند و با توجه به فشار بالایی که تزریق سوخت در آن انجام می‌شود نیازی به ایجاد گردابه وجود ندارد. این فشار بالا که به سرعت زیادی منجر می‌شود تضمین می‌کند که سوخت به تمام نقاط محفظه احتراق رسیده و با هوای موجود براحتی ترکیب می‌شود. در موتورهای DI به دو دلیل، اول آرام کار کردن موتور که منجر به کاهش تلفات اصطکاکی می‌شود و دوم پایین بودن نسبت سطح به حجم محفظه احتراق، راندمان حرارتی ترمزی بالاتر است. موتورهای CI کوچک در سرعت‌های بالاتری کار می‌کنند و در نتیجه به گردابه‌های قوی‌ای جهت تسریع در تبخیر و اختلاط سوخت نیاز دارند. بنابراین در این موتورها به سرعت بیشتر تا ۱۰ برابر نیاز است تا احتراق در همان حدود مطلوب ۴۰ تا ۵۰ درجه چرخش لنگ اتفاق بیفتد. علاوه بر این، به هندسه



خاصی برای مینیفولد و پورت ورودی و سیلندر جهت ایجاد گردابه نیاز داریم. در این موتورهای انژکتوری غیرمستقیم^{۱۶} (IDI) فشار پاشش سوخت و در نتیجه سرعت جت آن پائینتر است. گرچه این سرعت برای نفوذ به تمام نقاط محفظه احتراق کفایت می‌کند. قسمت اصلی پروسه احتراق شبیه موتورهای SI است. سرعت‌های بالایی که موتورهای IDI در آنها کار می‌کنند این موتورها را گزینه‌های بهتری برای به‌کار رفتن در اتومبیلها گردانیده‌است. نسبت سطح به حجم بالاتر در محفظه احتراق باعث افزایش اتلاف حرارت شده و در نتیجه به نسبت تراکم بالاتری نیاز است. این است که شروع به‌کار کردن موتورهای سرد این‌گونه، دشوار می‌باشد.

مثال ۶.۳

یک موتور دیزلی دارای نسبت تراکم ۱۸ به یک بوده و در یک سیکل dual استاندارد هوایی کار می‌کند. در ۲۴۰۰ RPM احتراق ۷ درجه bTDC آغاز شده و حدود ۴۲ درجه گردش موتور به‌طول می‌انجامد. نسبت طول شاتون به لنگ نیز برابر $r = 3/8$ است. اگر سوخت ۲۰ درجه bTDC تزریق شود، حساب کنید:

۱. زمان تعویق جرقه^{۱۷}

۲. β

^{۱۶} Indirect Injection Engines
^{۱۷} Ignition Delay

حل

(۱) تزریق سوخت ۲۰ درجه قبل از TDC انجام می‌شود، پس:

$$ID = \frac{13}{\left(\frac{2400}{60}\right)(360)} = 13 \quad \text{درجه گردش موتور}$$

(۲)

$$\beta = \frac{V}{V_{TDC}}$$

$$\beta = 1 + 0.5(r_c - 1)(r + 1 - \cos \theta - \sqrt{r^2 - \sin^2 \theta})$$

$$\beta = 2.91 \blacksquare \blacksquare$$

۶.۴.۱ تزریق سوخت

قطر دهانه نازل برای یک انژکتور معمولی بین ۰/۲ تا ۱ میلی‌متر است. یک انژکتور می‌تواند دارای یک یا چند نازل باشد. سرعت مایع سوخت هنگام ترک نازل بین ۱۰۰ تا ۲۰۰ m/s می‌باشد. این سرعت به‌تندی به‌خاطر نیروی پس‌ران ناشی از لزجت، تبخیر و گردابه‌های موجود در محفظه احتراق کاهش می‌یابد. تبخیر از کناره‌های جت سوخت انجام شده و وسط آن به حالت مایع باقی می‌ماند. شکل ۶.۱۱ نشان‌دهنده این مطلب است که چگونه هسته مایع داخلی با چند منطقه متوالی بخار مخلوط هوا-سوخت احاطه شده که شامل:

۱. غلیظ‌تر از آن که قابل احتراق باشد

۲. غلیظ و قابل احتراق

۳. استوکیومتریکی

۴. رقیق و قابل احتراق

۵. رقیق‌تر از آنچه قابل احتراق باشد

قطر قطرات مایع که انژکتور را ترک می‌کنند در حدود ۱۰ میکرومتر و یا کوچکتر است. از عوامل مؤثر بر اندازه قطره، گرادیان فشار در طول نازل، اندازه و هندسه نازل، نوع سوخت و دما و توربولانس هوا است. گرادیان بالاتر فشار در طول نازل منجر به تولید قطرات کوچکتر خواهد شد.

انژکتورهای موتورهای کوچک که گردابه‌های شدید در آنها جریان دارد به‌گونه‌ای طراحی شده‌اند که سوخت را به دیواره سیلندر پاشند. این کار پروسه تبخیر را سرعت می‌بخشد، اما تنها در صورتی مؤثر است که دیواره‌های سیلندر به اندازه کافی داغ باشند. در عین حال، این کار به‌علت زمان کمی که هر چرخه در سرعت‌های بالای موتور دارد لازم است. اما در موتورهای بزرگتر که در سرعت‌های کم کار می‌کنند نباید این کار صورت گیرد. در این موتورها گردابه‌ها کوچکتر و دیواره‌ها سردترند و توان تبخیر درست و مؤثر سوخت را ندارند. بنابراین این کار در این‌گونه موتورها باعث افزایش مصرف سوخت و HC خروجی زیاد می‌شود.

۶.۵ انفجار خودبه‌خودی و کوبش

کوبش^{۱۸} در محفظه احتراق به دلیل انفجار خودبه‌خودی^{۱۹} مخلوط سوخت و هوای پیش‌آمیخته^{۲۰}، قبل از رسیدن جبهه شعله، به وجود می‌آید. در موتورهای SI، کوبش هنگامی رخ می‌دهد که قسمتی از مخلوط سوخت و هوا که هنوز جبهه شعله به آن نرسیده‌است، بر اثر گرمای ناشی از تراکم و پیشروی جبهه شعله، به‌طور خودبه‌خودی محترق می‌شود. پیش از این دیدیم که اشتعال سطحی یکی از مهمترین اشکالات در محفظه احتراق موتورها است. داغ بودن نقاط خاصی از محفظه مانند شمع و سوپاپ باعث گرم شدن گازهای موجود در محفظه احتراق می‌شوند. این گرم شدن تا حدی ادامه می‌یابد که ممکن است انرژی فعالسازی این گازها تأمین شده و به دمای خوداشتعالی برسند. اگر این خوداشتعالی قبل از رسیدن شعله به گازها اتفاق بیفتد به آن Pre-ignition و اگر پس از آن اتفاق بیفتد به آن Post ignition می‌گویند. Pre-ignition در موتورها خطرناک‌تر است. چرا که عامل مهمی برای وقوع کوبش ارزیابی می‌گردد.

اگر مخلوط سوخت و هوا، قبل از رسیدن جبهه شعله، مشتعل شود، این انفجار بسیار شدید خواهد بود و می‌توان آن را کاملاً حجم ثابت فرض کرد. این مسأله منجر به بالا رفتن شدید فشار در قسمتی از محفظه احتراق می‌شود. یک موج فشاری شروع به حرکت در محدوده محفظه احتراق می‌کند تا گرادیان فشار را از بین ببرد. این موج با برخورد به دیواره محفظه احتراق، باز می‌گردد و به حرکت خود در محدوده محفظه احتراق ادامه می‌دهد و با فرکانس خاصی شروع به نوسان می‌کند. می‌توان فرکانس این نواسانات را به روش زیر حساب کرد:

برای یک سیلندر ساده، کمترین فرکانس نوسانات را می‌توان از مدت زمانی که لازم است تا یک

Knock^{۱۸}

Autoignition^{۱۹}

Premixed^{۲۰}

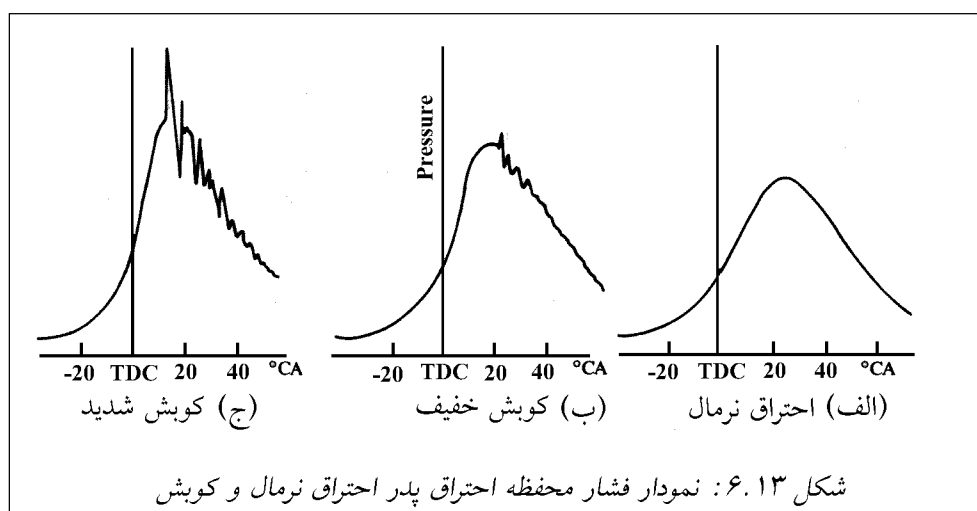
موج فشاری (که با سرعت صوت حرکت می‌کند) دوبار قطر سیلندر را طی کند، حساب کرد.

$$c = \sqrt{\gamma RT} = \sqrt{1.3 \times 297 \times 3000} = 1076 \text{ m/s}$$

برای یک سیلندر با قطر ۸۳ mm خواهیم داشت:

$$f = \frac{c}{2B} = \frac{1076}{2 \times 0.083} = 64.5 \text{ kHz}$$

حس‌گرهای فشار می‌توانند نوساناتی در محدوده ۵ kHz تا ۱۰ kHz را حس کنند که محدوده به‌وجود آمدن کوبش است. شکل ۶.۱۳ یک موتور در حالت احتراق معمولی، کوبش آرام و کوبش شدید را نشان می‌دهد. فرکانس بین ۶ kHz تا ۱۰ kHz در محدوده‌ای است که به‌صورت یک زوزه بلند شنیده می‌شود. ولی کل کوبش در مدت زمان ۱ تا ۲ میلی‌ثانیه رخ می‌دهد. گوش انسان به فرصت معلومی برای تشخیص یک صوت احتیاج دارد و اگر مدت زمان آن کمتر از این مقدار باشد، به‌صورت یک "تیک" شنیده می‌شود.



معمولاً موج‌های فشاری آنقدر قوی نیستند که به موتور آسیب برسانند، با این حال آنقدر قدرت دارند که با برخورد آنها با سطح پیستون و سرسیلندر باعث از بین رفتن لایه مرزی حرارتی می‌شود. از بین رفتن لایه مرزی حرارتی باعث افزایش انتقال حرارت و افزایش بی‌رویه دمای قطعات و صدمات شدید به آن می‌شود. حتی اگر سیستم خنک‌کننده موتور آنقدر قوی باشد که از این صدمه جلوگیری کند، بازده موتور به دلیل نرخ بالای انتقال حرارت کاهش می‌یابد. چون کوبش به دلیل احتراق خودبه‌خودی گازهای پایانی صورت می‌گیرد، عوامل زیر در ایجاد آن موثر می‌باشند.

عوامل موثر در پدیده کوبش

- نسبت تراکم: افزایش نسبت تراکم باعث افزایش دمای گازهای پایانی و افزایش قابلیت ایجاد کوبش می‌شود. کوبش باعث محدود شدن بالا بردن نسبت تراکم، تا مقداری که برای موتور مناسب است، می‌باشد.
- زمان جرقه: آوانس کردن موتور باعث افزایش بیشینه فشار و دمای گازهای پایانی و افزایش احتمال وقوع کوبش می‌شود.
- دمای مکش: افزایش دمای مکش باعث افزایش دمای گازهای پایانی می‌شود. این افزایش چندین برابر افزایش دمای ورودی است. کارکردن در هوای گرم و استفاده از توربوشارژر، باعث افزایش احتمال وقوع کوبش می‌شود.
- نسبت سوخت به هوا: مخلوط‌های کمی غنی بهترین قابلیت برای احتراق را دارند ولی در مخلوط‌های کمی فقیر، مقدار γ بیشتر است که منجر به افزایش دمای پایان احتراق می‌شود. غنی کردن مخلوط با سوخت اضافه دمای گازهای پایانی را کاهش می‌دهد و از کوبش جلوگیری می‌کند. به همین دلیل است که در موتورها از پاشش آب استفاده می‌کنند.
- خنک کردن گازهای پایانی: اگر گازهای پایانی در ناحیه squish باقی بمانند انتقال حرارت آنها افزایش می‌یابد و خنک‌تر می‌شوند. بنابراین می‌توانند بانسبت تراکم‌های بالاتری کار کنند.
- دور موتور و آشفستگی جریان: افزایش دور موتور باعث کاهش احتمال کوبش می‌شود. چون با افزایش سرعت، دمای گازهای پایانی کاهش می‌یابد (گازهای پایانی در حجم بزرگتری نسبت به دور موتورهای پایین قرار می‌گیرند)، موتورهایی با محفظه‌های احتراق خاص که باعث افزایش سرعت احتراق می‌شوند (با افزایش آشفستگی جریان، کوتاه کردن مسیر شعله و استفاده از چند شمع) از به‌وجود آمدن کوبش جلوگیری می‌کنند چون فرصت احتراق خودبه‌خودی را از گازهای پایانی می‌گیرند.

فاکتورهای سوخت

عدد اکتان

کوبش و یا احتراق خودبه‌خودی در موتورهای SI به‌دلیل ایجاد تغییرات سریع و زیاد فشار و دما در محفظه احتراق بسیار مضر است. به همین دلیل برای به‌دست آوردن معیاری برای سنجش مقاومت سوخت در برابر اشتعال خودبه‌خودی عدد اکتان تعریف می‌شود. بدین منظور دو سوخت مرجع انتخاب شده‌است: یکی هپتان نرمال که مقاومتش در مقابل اشتعال خودبه‌خودی بسیار کم است

و عدد آن بنا بر تعریف صفر است؛ دیگری ایزواکتان که مقاومتش در مقابل اشتعال خودبه‌خودی بسیار خوب است و عدد آن صد تعریف شده‌است. با این مقیاس، سوختی که عددش n است، از لحاظ مقاومت در مقابل اشتعال خود به‌خودی معادل است با مخلوطی از n درصد ایزواکتان و $(100 - n)$ درصد هپتان نرمال. وسیله مورد استفاده برای اندازه‌گیری عدد اکتان سوخت‌ها، موتور آزمایشی CFR^{۲۱} که دارای نسبت تراکم متغیر است (مشخصات: $D = 82.55$ ، $C = 114.3$ ، $V = 611 \text{ cm}^3$ ، و ضریب تراکم حجمی متغیر بین $10 < \tau < 4$) و از دو روش استفاده می‌شود:

ابتدا از روش موتور (Motor Method یا F_2) و سپس از روش تحقیق (Research Method یا F_1)

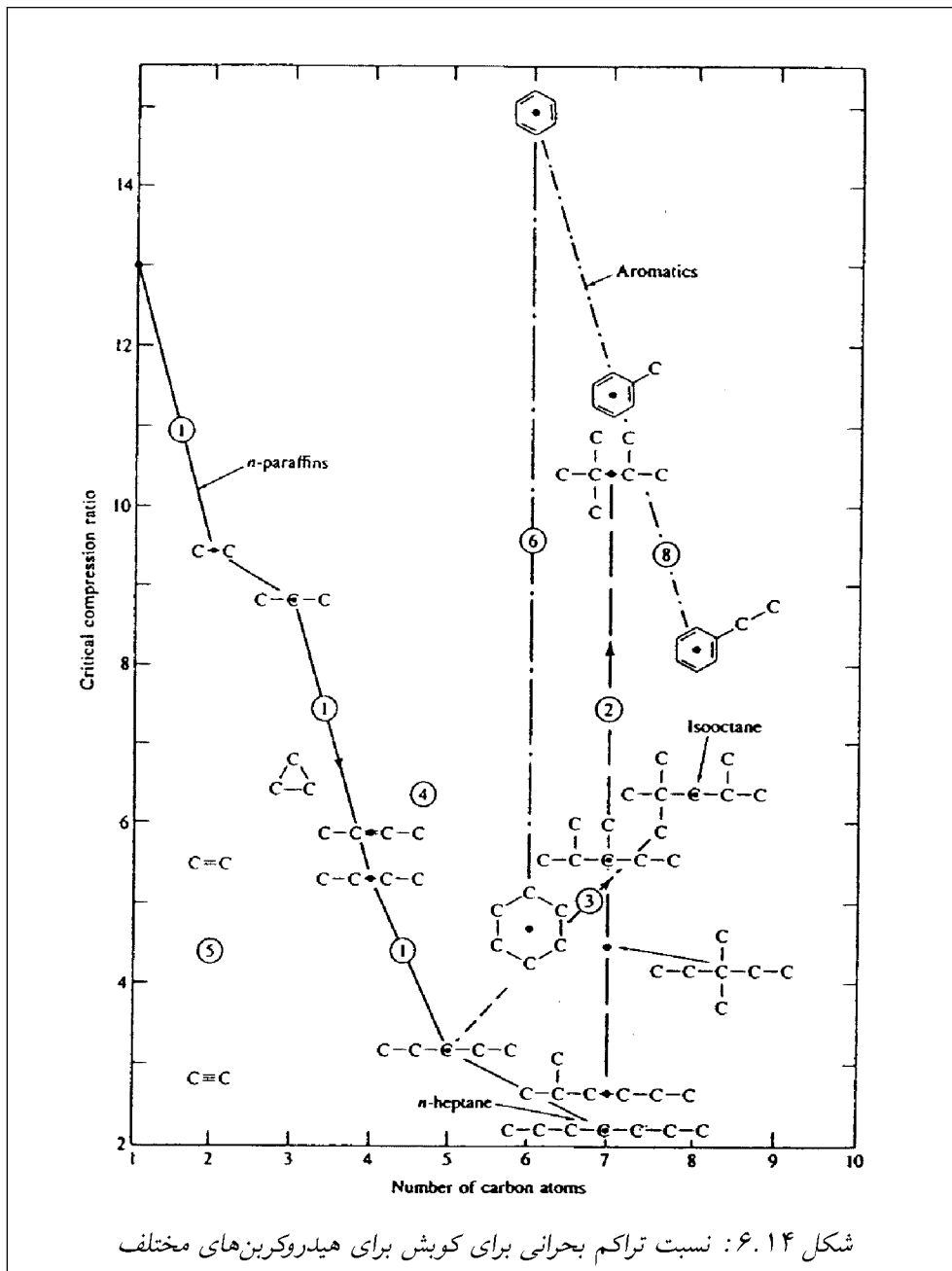
در این روش ابتدا با استفاده از سوخت مورد نظر و نسبت تراکم تغییر داده تا اشتعال خودبه‌خودی انجام شود، سپس در همان نسبت تراکم از مخلوط اکتان و هپتان نرمال استفاده کرده و با تغییر نسبت این دو تا اشتعال خودبه‌خودی مخلوط، عدد اکتان سوخت را پیدا می‌کنند.

استفاده از سوختی که عدد اکتان آن بیش از نیاز موتور باشد قاعدتاً موجب افزایش کارایی نمی‌شود، اما آزمایش‌های طولانی مدت نشان داده است که استفاده از بنزین سوپر به جای بنزین عادی در یک موتور قدیمی موجب کاهش مصرف مخصوص می‌شود. این بهبود ناشی از انعطاف بیشتر عملکرد موتور است که کمتر تعویض دنده را ایجاب می‌کند. (خصوصاً در موتور خودروهایی که در شهر رفت و آمد دارند). سوخت‌های موتورهای SI بر اساس قدرت آنها در مقاومت در برابر کوبش، با عدد اکتان دسته‌بندی می‌شوند. سوخت‌های با عدد اکتان بالا، دارای زنجیر پرافینی کوتاه و یا شاخه‌های زیاد و یا به‌صورت حلقه‌ای هستند. شکل ۶.۱۴ نسبت تراکم بحرانی برای کوبش در انواع هیدروکربن‌ها نشان می‌دهد.

سوخت‌هایی با آنتالپی تبخیر زیاد، مقاومت بالایی در برابر کوبش دارند. این مورد را در اتانول و متانول که اکتان‌های ۹۹ تا ۹۳ دارند می‌بینید.

کوبش در موتورهای SI در حالتی که موتور با دور زیاد کار می‌کند، بسیار مهم می‌باشد. هنگامی که موتور در حالت WOT کار می‌کند، فشار کار زیاد است و اجزای موتور در تنش‌های شدید حرارتی قرار دارند. وجود کوبش باعث افزایش دمای اجزا، مخصوصاً پیستون می‌شود. این موضوع باعث افزایش دمای گازهای پایانی سیکل بعد می‌شود و کوبش را تشدید می‌کند. تشخیص صدای کوبش در دورهای بالا مشکل می‌باشد و این موضوع باعث افزایش صدمه دیدن موتور در دورهای بالا می‌شود. اثرات معمول کوبش، سوراخ شدن یا شکستن پیستون، شکستن رینگ، ذوب شدن سوپاپ دود و شکستن شاتون می‌شود.

راه‌حل ساده برای جلوگیری از کوبش، کاهش نسبت تراکم و آوانس موتور تا اندازه‌ای است که



شکل ۶.۱۴: نسبت تراکم بحرانی برای کوبش برای هیدروکربن‌های مختلف

در بدترین شرایط کاری موتور (سطح دریا، هوای گرم و محیط خشک) و بدترین سوخت (با اکتان بسیار پایین) و بدترین حالت در تولید موتور (نسبت تراکم بالاتر در یکی از سیلندرها، آوانس بودن یکی از سیلندرها) و در بار کامل، هیچ‌گونه کوبشی صورت نگیرد. این موضوع به‌طور واضح باعث کاهش بازده موتور می‌شود.

راه‌حل پیشرفته‌تر، استفاده از حس‌گرهای کوبش است. در این حالت نسبت تراکم را تا مقدار دلخواه افزایش می‌دهند و در صورت بروز کوبش، آوانس جرقه را تغییر می‌دهند.

کوبش در موتورهای CI

این نوع کوبش کمی متفاوت است. در موتورهای CI کوبش بازهم به‌دلیل احتراق خودبه‌خودی و حجم ثابت مخلوط سوخت و هوا صورت می‌گیرد. احتراق در موتور CI به‌دلیل احتراق خودبه‌خودی است. بنابراین همیشه در این نوع موتورها کوبش صورت می‌گیرد و این همان دلیل نوسانات زیاد موتور دیزل است. وجود کوبش هنگامی مهم می‌شود که وقفه انفجار^{۲۲} به‌حدی زیاد باشد که مقدار زیادی از سوخت آماده احتراق شود. در حالت عادی این موضوع هنگامی اتفاق می‌افتد که موتور سرد باشد و با نسبت تراکم کم کار کند. مشکل اصلی هنگامی اتفاق می‌افتد که برای یک موتور که با ستان بالا طراحی شده است، از سوخت با ستان پایین استفاده شود که باعث تنش‌های حرارتی در بارهای زیاد مانند موتور SI خواهد شد.

عدد سیتان

در موتورهای CI کوبش دیگر معنا ندارد و در اینجا سوخت‌ها را بر اساس تأخیر آنها در اشتعال طبقه‌بندی می‌کنند. عدد سیتان با استفاده از یک موتور CFR که در حالت استاندارد است تعیین می‌کنند. حالت استاندارد عبارت است از دمای ورودی ۳۳۹ K، دمای دیواره ۳۷۳ K، سرعت ۹۰۰ rpm و زاویه تزریق سوخت ۱۳ bTDC. نسبت تراکم را آنقدر تغییر می‌دهند تا که تأخیر در اشتعال برای سوخت مورد نظر ۱۳ درجه باشد سپس با همان نسبت تراکم و با استفاده از سوخت‌های مرجع عدد سیتان را به‌دست می‌آورند. مخلوط مرجع، مخلوطی است از هگزادکان (و یا n -سیتان) و هپتامیل.

$$(۶.۱) \quad (\text{درصد هپتامیل}) / ۱۵ + \text{درصد هگزادکان} = \text{عدد سیتان}$$

سوخت‌های با عدد سیتان کمتر بیشتر با هوا درون سیلندر مخلوط شده و $\phi \sim ۳$ و برای سوخت‌های با عدد سیتان بزرگتر $\phi \sim ۴$ است.

^{۲۲} Ignition delay

۶.۶ حرکت سیال داخل محفظه احتراق

در این قسمت ما به حرکت هوا، سوخت و گازهای حاصل از احتراق در داخل محفظه احتراق و در کل سیکل موتور می‌پردازیم. سرعت بالای سیال داخل محفظه احتراق باعث مخلوط شدن بهتر هوا و سوخت و سرعت بیشتر شعله و راندمان بیشتر احتراق می‌شود. علاوه بر آشفته‌گی جریان، پدیده‌های دیگری نیز باعث بهتر مخلوط شدن سوخت و هوا می‌شوند. در هنگام مکش، swirl، باعث چرخش جریان داخل محفظه احتراق می‌شود. در پایان کورس تراکم، دو پدیده squish و tumble اضافه می‌شوند. squish حرکت شعاعی به طرف مرکز سیلندر و tumble حرکت دورانی عمود بر محور سیلندر است.

۶.۶.۱ آشفته‌گی

به دلیل سرعت بالا داخل محفظه احتراق، تمامی جریان‌های ورودی، خروجی و داخل محفظه، آشفته می‌باشند. تنها در قسمت‌های گوشه‌ای محفظه احتراق و قسمت‌های crevice به دلیل اثر دیواره‌ها جریان آرام می‌شود. بر اثر آشفته‌گی جریان، پدیده‌های ترمودینامیکی داخل سیلندر تشدید می‌شوند. نرخ انتقال حرارت، تبخیر و مخلوط شدن سوخت و هوا و همچنین احتراق، افزایش می‌یابد. با اضافه شدن دور موتور سرعت جریان‌ها افزایش می‌یابد که باعث افزایش swirl، squish و آشفته‌گی می‌شود.

هنگامی که جریان آشفته می‌شود، ذرات سیال حرکات نوسانی اتفاقی^{۲۳} به همراه توده سیال دارند. این نوسانات در تمامی جهات وجود دارند. این مسأله باعث مشکل شدن پیش‌بینی رفتار سیال در زمان و مکان خاص می‌شود. روش‌های آماری، نتایج متوسط‌گیری شده‌ای را از حرکت سیال می‌دهند اما نمی‌توانند مقادیر نوسانات را به طور دقیق پیش‌بینی کنند.

مدل‌های زیادی برای جریان آشفته در مبانی سیالات وجود دارند که می‌توانند رفتار سیال را پیش‌بینی کنند. یک مدل ساده، در نظر گرفتن نوسانات سرعت u' ، v' و w' در جهات X ، Y و Z می‌باشد. سطح آشفته‌گی جریان از متوسط توان‌های دوم این نوسانات به دست می‌آید و متوسط توان اول آنها صفر می‌شود.

سطح آشفته‌گی در موتورها بسیار متغیر است. آشفته‌گی در اندازه‌های بزرگ^{۲۴} معمولاً با ادی‌هایی^{۲۵} با اندازه‌های مناطق گذر جریان به وجود می‌آیند (قطر سوپاپ ورودی، ارتفاع حجم مرده و ...). این نوسانات به صورت random هستند ولی جهت آنها تقریباً مشخص است. از طرف

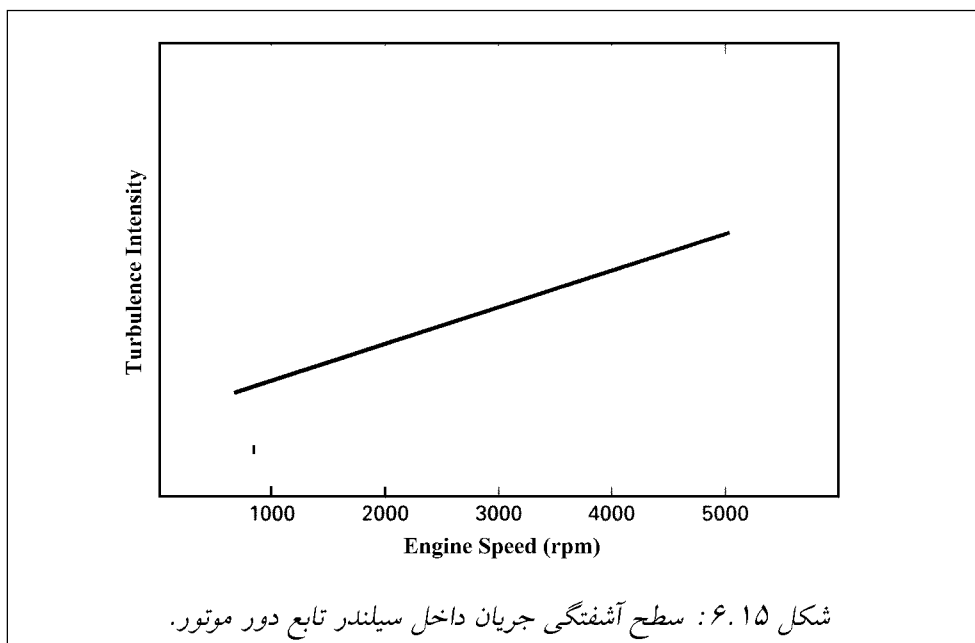
random^{۲۳}

Large-Scale Turbulence^{۲۴}

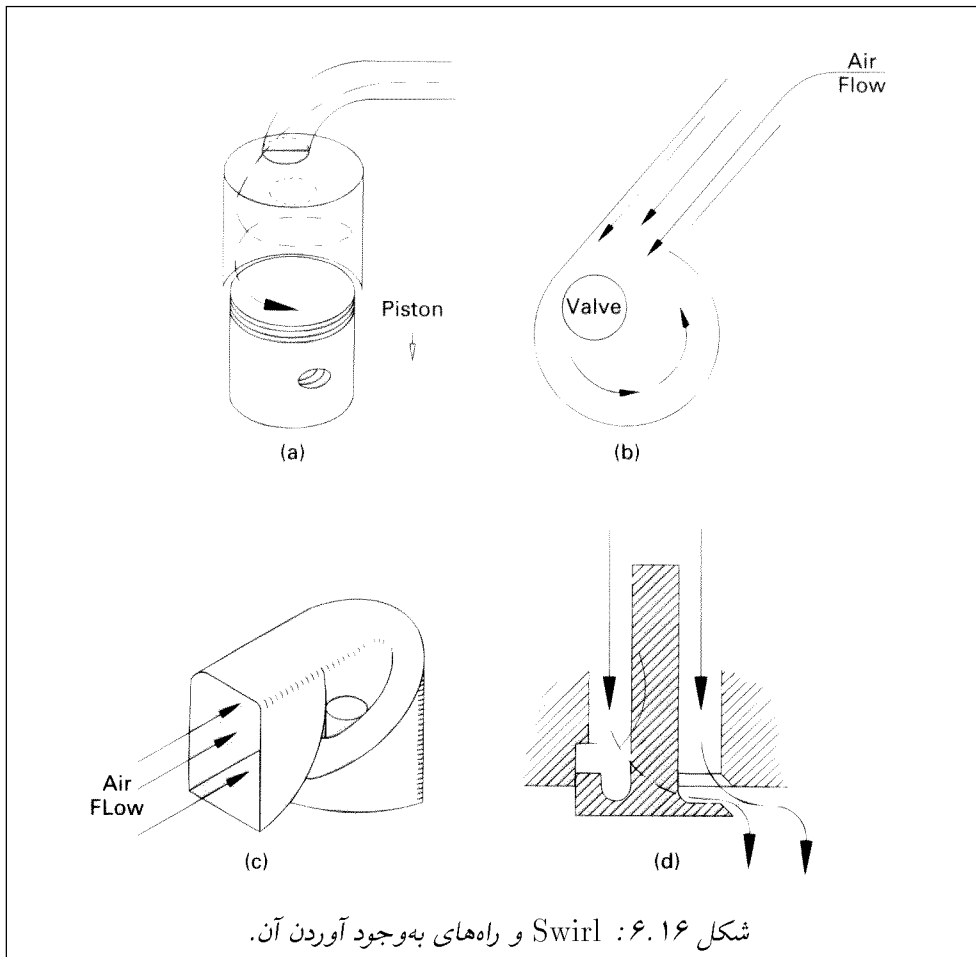
Eddy^{۲۵}

دیگر، ادی‌های کوچک، یکنواخت هستند و هیچ جهت خاصی ندارند. در بین این دو حالت، سطح‌های زیادی از آشفته‌گی وجود دارد.

آشفته‌گی داخل سیلندر در هنگام مکش زیاد است، اما سپس با رسیدن به BDC کاهش می‌یابد. بعد با تراکم و وجود پدیده‌های swirl، squish و tumble در نزدیکی TDC باز هم افزایش می‌یابد. swirl باعث افزایش آشفته‌گی در داخل سیلندر می‌شود. آشفته‌گی زیاد در نزدیکی TDC و هنگامی که سوخت پاشش می‌شود، برای بالا بردن راندمان احتراق بسیار خوب است. این آشفته‌گی باعث افزایش بسیار زیاد سرعت جبهه شعله می‌شود. سوخت و هوا به سرعت مصرف می‌شوند و فرصت احتراق خودبه‌خودی و کوبش را از بین می‌برند. سرعت ناحیه‌ای شعله بستگی زیاد به آشفته‌گی جریان در جلوی جبهه شعله دارد. آشفته‌گی جریان در هنگام انبساط و احتراق افزایش می‌یابد. شکل محفظه احتراق از فاکتورهای بسیار مهم برای آشفته‌گی بیشتر جریان و سرعت بیشتر احتراق است.



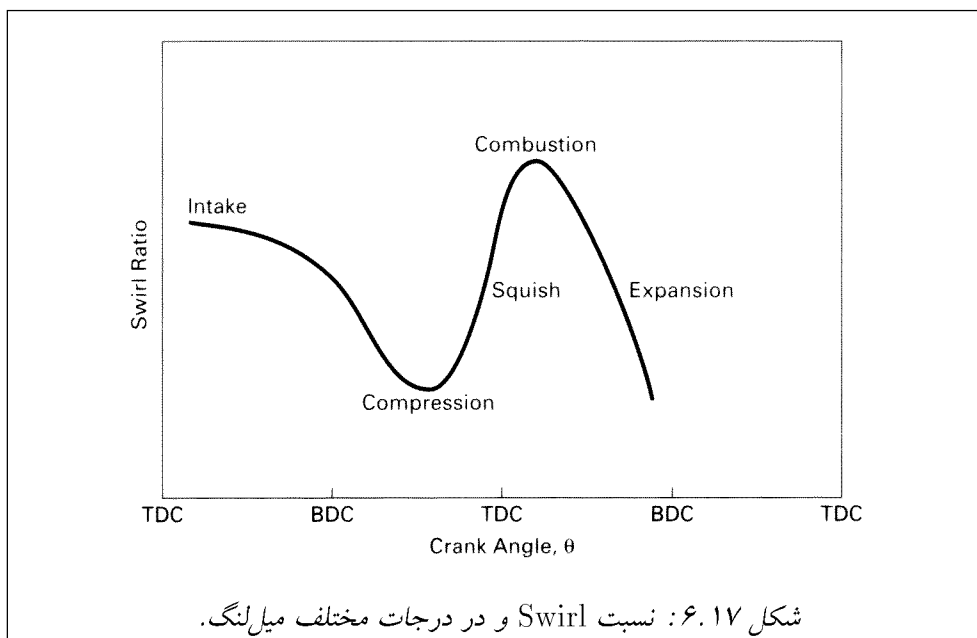
آشفته‌گی جریان تابع قوی از دور موتور است (شکل ۶.۱۵). با افزایش سرعت، آشفته‌گی هم افزایش می‌یابد و باعث افزایش نرخ تبخیر سوخت و راندمان احتراق می‌شود. یکی از نتایج این مسأله نزدیک بودن θ_d در سرعت‌های مختلف است. تنها وقفه احتراق با افزایش سرعت، تغییر نمی‌کند. برای همین است که با افزایش دور موتور، جرعه را آوانس می‌کنند. به دلیل افزایش بازده حجمی، سطح داخلی بسیاری از مینیولدهای ورودی را تا حد امکان صاف می‌کنند. ولی در بعضی موتورها برای افزایش آشفته‌گی، سطح داخل مینیولدها را زبر می‌کنند.



شکل ۶.۱۶: Swirl و راه‌های به‌وجود آوردن آن.

Swirl ۶.۶.۲

مهم‌ترین حرکت سیال داخل سیلندر، حرکت چرخشی به‌نام swirl می‌باشد. این حرکت هنگامی به‌وجود می‌آید که سیستم مکش هوا، باعث ایجاد یک مؤلفه مماسی سرعت در سیال ورودی به سیلندر می‌شود (شکل ۶.۱۶). این حرکت با شکل‌دادن و طراحی منیفولد ورودی، پورت‌های سوپاپ و حتی سطح پیستون به‌وجود می‌آید. Swirl اثر بسیار شدیدی در مخلوط کردن بهتر سوخت و هوا و درست کردن مخلوط همگن در یک زمان کوتاه دارد. در ضمن این حرکت، عامل اصلی برای آشفته‌گی بیشتر جریان و حرکت سریع جبهه شعله در هنگام پروسه احتراق است.



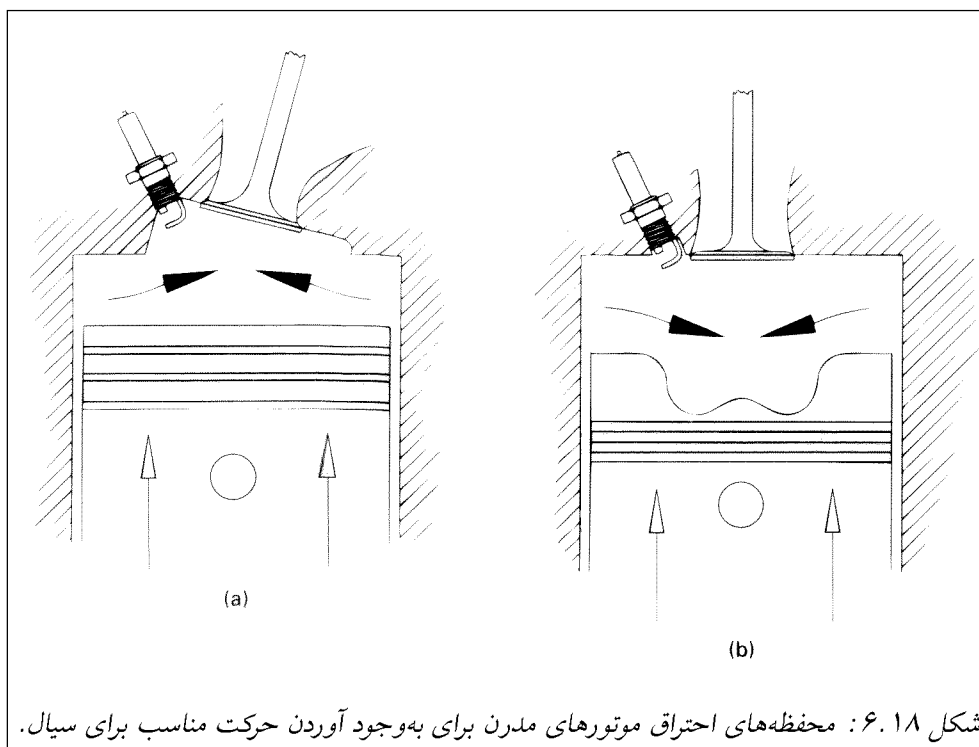
نسبت Swirl

این نسبت یک پارامتر بی‌بعد برای کیفیت حرکت دورانی سیال داخل سیلندر است که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$(SR)_1 = \frac{\text{سرعت زاویه‌ای}}{\text{دور موتور}} = \frac{\omega}{N} \quad (۶.۲)$$

$$(SR)_2 = \frac{\text{سرعت مماسی سیال}}{\text{سرعت متوسط پیستون}} = \frac{u_t}{U_p} \quad (۶.۳)$$

که در این معادلات سرعت متوسط زاویه‌ای یا مماسی استفاده می‌شود. حرکت مماسی داخل سیلندر، بسیار یکنواخت است و آن به دلیل سرعت زیاد در فواصل دور دیواره و سرعت کم در نزدیکی دیواره است. این غیریکنواختی هم در جهت شعاعی، به دلیل اصطکاک روی سطح پیستون و سرسیلندر و هم در جهت عمودی، به علت اصطکاک دیواره، وجود دارد. شکل ۶.۱۷ تغییرات نسبت Swirl را در یک دور موتور نشان می‌دهد. در هنگام مکش، مقدار آن زیاد است. در هنگام تراکم، این نسبت به علت اثر لزجت دیواره، کاهش می‌یابد. احتراق باعث انبساط گازها و افزایش Swirl به یک مقدار ماکزیمم می‌شود. سپس در مرحله انبساط، مقدار آن سریع کاهش می‌یابد. بیشترین مقدار (SR) بنابر معادله (۶.۲) از مرتبه ۵ تا ۱۰ برای یک موتور مدرن است. یک چهارم تا یک سوم منتوم زاویه‌ای در قسمت تراکم از بین می‌رود.

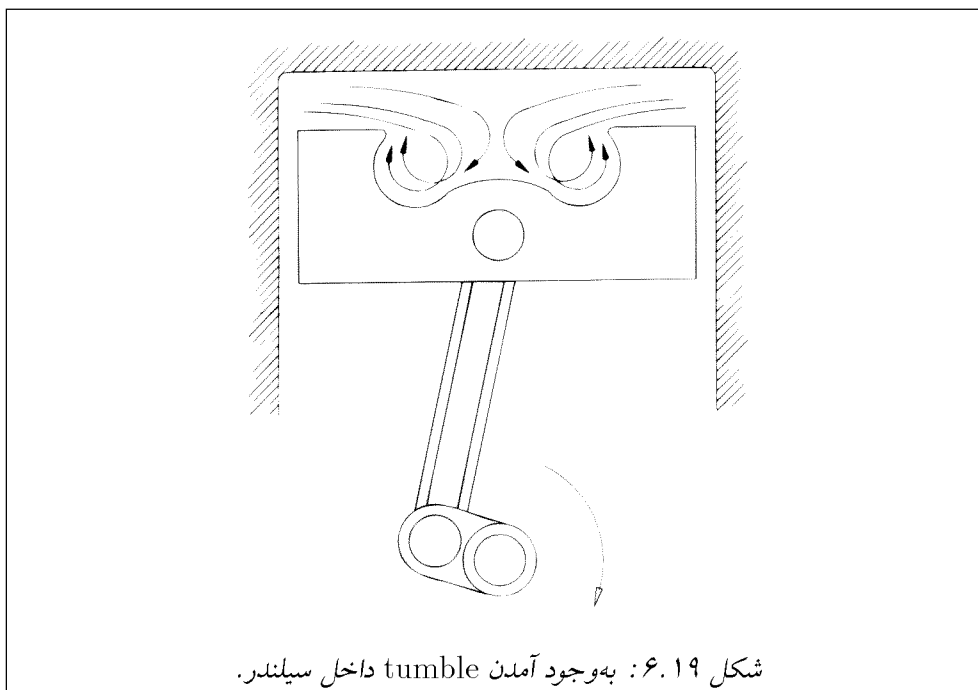


محفظه احتراق بسیاری از موتورهای مدرن به‌صورت شکل ۶.۱۸ و با حجم‌مرده‌هایی نزدیک محور سیلندر می‌باشد. دلیل این امر، کاهش فاصله حرکت جبهه شعله است. حجم‌مرده می‌تواند مانند شکل ۶.۱۸-a در سرسیلندر است و یا در پیستون و سرسیلندر به‌طور مشترک می‌باشد (شکل ۶.۱۸-b). در این نوع از محفظه‌های احتراق شعاع چرخش سیال به‌سرعت کم می‌شود و در نتیجه سرعت و ممنتوم زاویه‌ای آن افزایش می‌یابد. اگر سرعت زاویه‌ای در TDC حدود ۵ برابر افزایش یابد، شرایط بسیار مناسبی برای احتراق به‌وجود می‌آید. در بعضی از موتورها زمان احتراق با تنظیم مکان شمع کاهش می‌یابد. به‌طور مثال با فاصله دادن شمع از مرکز سرسیلندر می‌توان مقدار swirl را بالا برد.

در موتورهای دوزمانه با پورت‌های ورودی درون دیواره سیلندر، swirl با شکل دادن مسیر ورودی و دهانه آن به‌وجود می‌آید. swirl باعث از بین رفتن نقاط مرده داخل سیلندر می‌شود ولی مخلوط شدن شارژ با گازهای پسماند را زیاد می‌کند. شکل‌دادن به پورت مسیره‌های ورودی برای بالا بردن swirl باعث کاهش η_v در تمامی موتورها می‌شود.

۶.۶.۳ Tumble و Squish

در بسیاری از موتورهای مدرن هنگامی که پیستون به TDC در انتهای مرحله تراکم می‌رسد، حجم اطراف محفظه احتراق بسیار سریع‌تر از مرکز آن کاهش می‌یابد (شکل ۶.۱۸). هنگامی که پیستون به TDC می‌رسد، جریانی به طرف مرکز پیستون به وجود می‌آید. به این حرکت شعاعی سیال squish می‌گوییم. این حرکت به حرکت‌های قبلی سیال اضافه شده و باعث آشفته‌گی بیشتر سیال و سرعت بیشتر جبهه شعله می‌شود. بیشترین سرعت squish حدود 10° bTDC اتفاق می‌افتد.



در حین احتراق، مرحله انبساط آغاز می‌شود و حجم محفظه احتراق افزایش می‌یابد. با دور شدن از TDC گاز شروع به حرکت برعکس برای پرکردن حجم در حال افزایش اطراف سیلندر می‌کند. به این حرکت squish برعکس می‌گوییم که باعث افزایش سرعت احتراق می‌شود. با نزدیک شدن پیستون به TDC، حرکت squish باعث حرکت چرخشی جدیدی به نام tumble می‌شود که بر اثر شکل خاص پیستون می‌باشد. این حرکت را در شکل ۶.۱۹ مشاهده می‌کنید.

فصل ۷

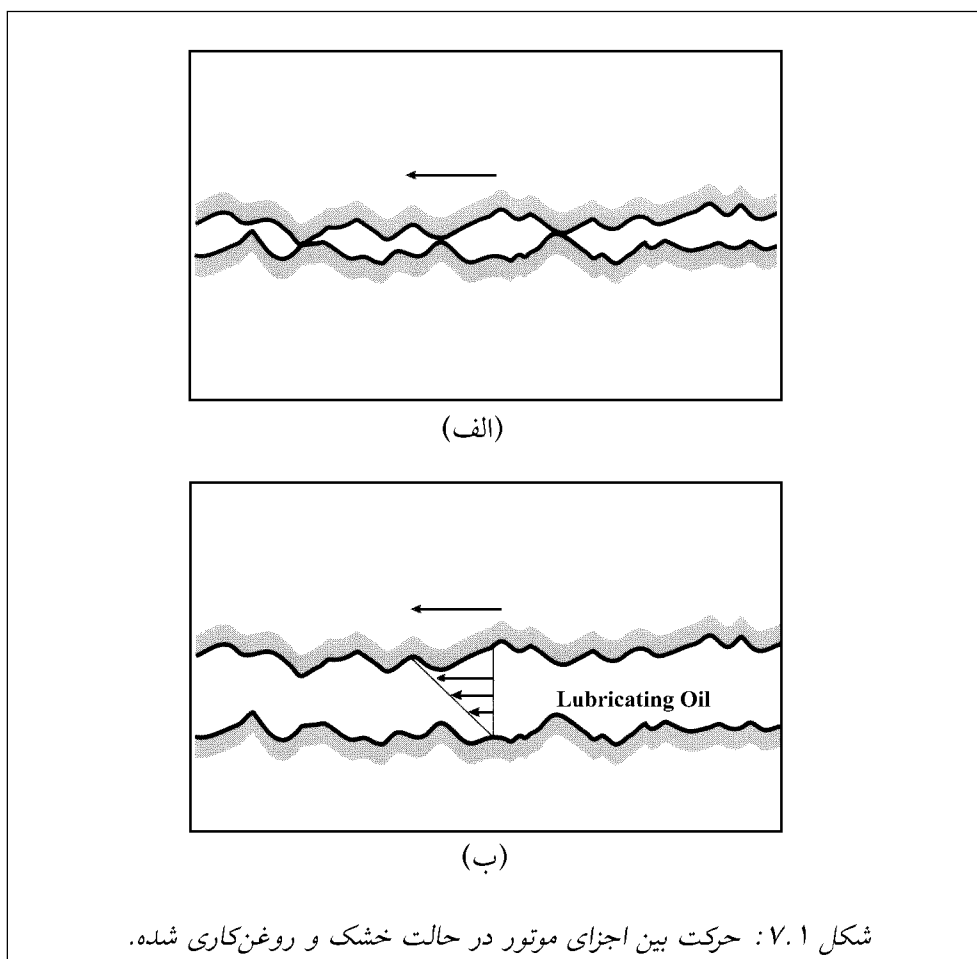
اصطکاک و روغنکاری

در این فصل اصطکاک ایجادشده در یک موتور احتراق داخلی و روغنکاری مورد نیاز برای به حداقل رساندن این اصطکاک را مورد بررسی قرار می‌دهیم. اصطکاک عبارت است از نیروهای ایجادشده بین اجزای مکانیکی در اثر حرکت آنها نسبت به هم و همچنین نیروهای ایجادشده روی سطوح در اثر حرکت سیال در داخل موتور. همواره مقداری از انرژی تولیدشده توسط سیلندرها به علت اصطکاک، تلف گردیده و باعث کاهش انرژی منتقل شده به میل‌لنگ می‌گردد. سایر تجهیزات متصل به موتور که باعث کاهش خروجی میل‌لنگ می‌گردند نیز، به‌عنوان قسمتی از نیروی اصطکاک اعمال شده در موتور طبقه‌بندی می‌شوند.

۷.۱ اصطکاک مکانیکی و روغنکاری

هنگامی که دو سطح سخت در یک موتور روی یکدیگر قرار می‌گیرند، به‌علت زبری سطوح تنها در قله‌های ناهمواری‌ها می‌توانند با یکدیگر تماس یابند، مانند آنچه در شکل ۷.۱ با بزرگ‌نمایی نشان داده شده‌است. هرچه سطوح دقیق‌تر ماشین‌کاری شده و صاف‌تر باشند (در مقیاس ماکروسکوپی) قله‌های آنها کوتاه‌تر (میکروسکوپی) و فاصله جدایی متوسط کوچکتر خواهد بود. هرگاه یک سطح نسبت به سطح دیگر حرکت کند، نقاط بلند آنها با یکدیگر تماس پیدا کرده، در مقابل حرکت مقاومت خواهند کرد (به شکل ۷.۱ الف) مراجعه شود). نقاط تماس گرم می‌شوند و در برخی مواقع به یکدیگر جوش می‌خورند. برای اینکه بتوان این مقاومت را به‌طور قابل ملاحظه‌ای کاهش داد باید از روغن‌های روان‌ساز استفاده کرد. روغن‌های روانکار در فضای بین سطوح قرار گرفته، به آنها می‌چسبند. هنگامی که یک سطح نسبت به سطح دیگر حرکت می‌کند، روغن توسط سطح متحرک به حرکت درمی‌آید. این روغن سطوح را از یکدیگر جدا نگه داشته، باعث تماس نداشتن دو سطح

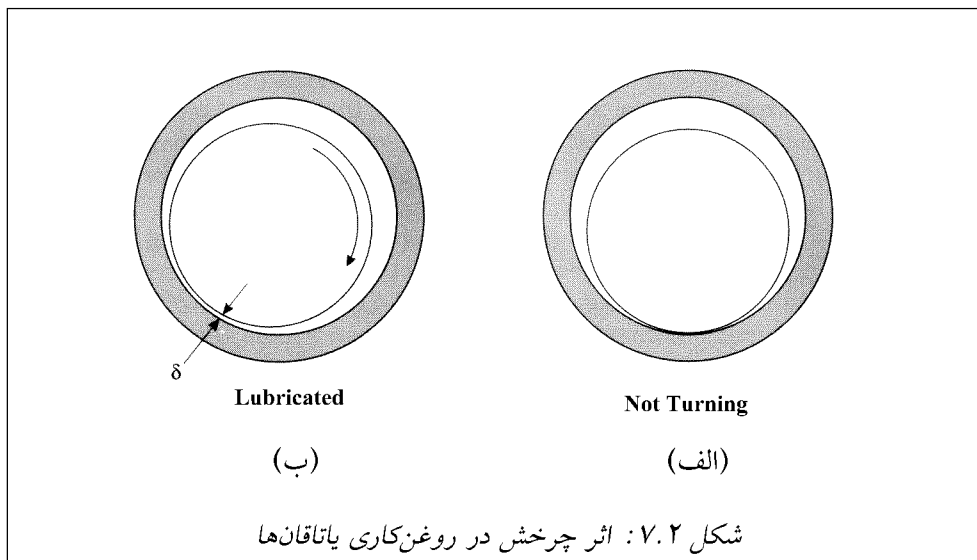
روی هم می‌شود. تنها نیروی مقاوم در مقابل حرکت در این حالت نیروی برشی لایه‌های سیال بین سطوح می‌باشد که از مرتبه‌ای بسیار کوچکتر از مرتبه نیروی مقاوم بین سطوح خشک است. سه ویژگی مهم برای سیال مورد استفاده در روان‌سازی عبارتند از:



۱. چسبندگی خوب به سطوح.

۲. سیال روانکار نباید در اثر فشار زیاد از بین سطوح خارج شود. این اتفاق نباید حتی تحت تأثیر نیروی فوق‌العاده زیادی که بین برخی اجزای در یک موتور ایجاد می‌شود، اتفاق بیفتد.

۳. نباید نیروی برشی ایجادشده در لایه‌های سیال زیاد باشد. این خصوصیت سیال با چسبندگی مشخص شده و در قسمت‌های بعدی این فصل بررسی خواهد شد.



یاتاقان‌ها یک مشکل منحصر بفرد در بحث روانکاری ایجاد می‌کنند، زیرا در آنها یک سطح (race)، سطح دیگر (shaft) را احاطه می‌کند. هنگامی که موتور خاموش است، نیروی جاذبه محور را در هر یاتاقانی (میل‌لنگ، شاتون و...) به طرف پایین می‌کشد و باعث می‌شود که لایه روغن از بین دو سطح خارج شود (شکل ۷.۲(الف)). اما هنگامی که موتور در حال کار است، ترکیب حرکت چرخشی محور، اثر چسبندگی و نیروهای مکانیکی ایجاد شده در جهت‌های مختلف منجر به شناوری هیدرولیکی محور و خارج شدن آن از مرکز یاتاقان می‌شود (شکل ۷.۲(ب)). محل و ضخامت نازکترین قسمت لایه روغن در یک یاتاقان به تلرانس‌ها، بارگذاری، سرعت و چسبندگی روغن بستگی دارد. این ضخامت برای یاتاقان‌های اصلی در یک موتور از مرتبه 2μ ($\mu = 10^{-6}$) می‌باشد. برای مطالعه بیشتر خواننده می‌تواند به کتاب‌های موجود در زمینه دینامیک روغنکاری در یاتاقان‌ها مراجعه کند.

۷.۲ ضریب اصطکاک

ضریب اصطکاک عبارت است از نسبت تنش برشی مماسی به تنش عمودی (نرمال) یا فشاری که روی یک سطح وارد می‌شود. ضریب اصطکاک تابعی است از نوع روان‌سازی که بین دو سطح استفاده می‌گردد.

در حالت کلی سه رژیم برای اصطکاک در نظر گرفته می‌شود:

۱. اصطکاک هیدرولیکی^۱.

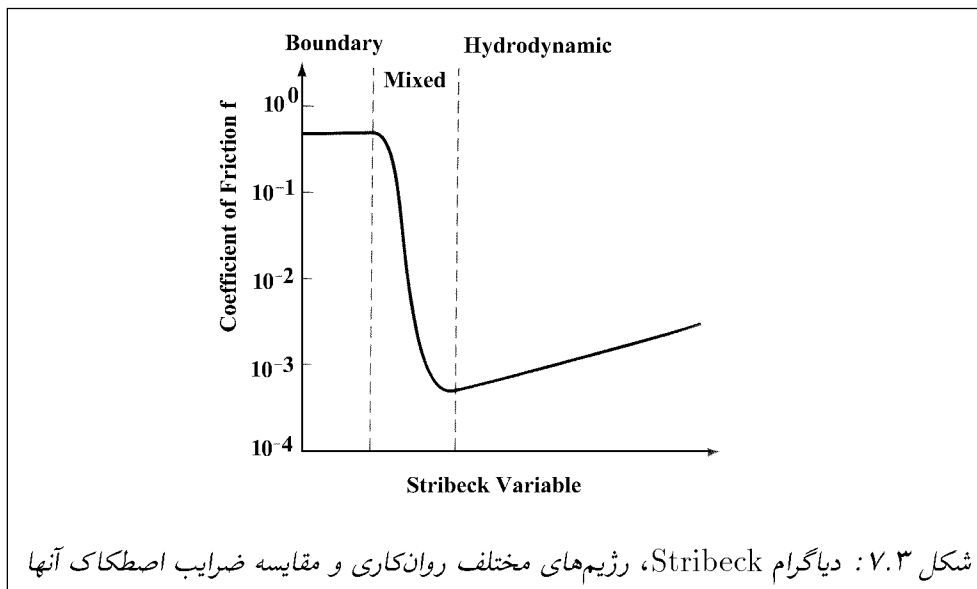
۲. اصطکاک مخلوط^۲.

۳. اصطکاک مرزی^۳.

این سه نوع رژیم مختلف اصطکاکی در شکل ۷.۳ نشان داده شده‌اند. در این نمودار، ضریب اصطکاک هیدرولیکی به صورت تابعی از عدد Stribeck، $\frac{\mu N}{p}$ نشان داده شده‌است. در رژیم اصطکاک هیدرولیکی، سطوح به وسیله لایه نازک روان‌ساز از یکدیگر جدا شده‌اند. این لایه نازک تحت فشار قرار می‌گیرد تا بتواند مانع از رسیدن دو سطح به یکدیگر شود. این روش بسیار مورد توجه است، زیرا که در آن فرسایش قطعات به حداقل ممکن می‌رسد. تنش برشی کاملاً به لزجت روان‌ساز بستگی دارد. از این رو ضریب اصطکاک به صورت:

$$f = \frac{F_f}{F_n} = \frac{\tau_f}{p} = \frac{\mu}{p} \frac{du}{dy} \quad (7.1)$$

تعریف می‌شود.



Hydrodynamic^۱

Mixed^۲

Boundary^۳

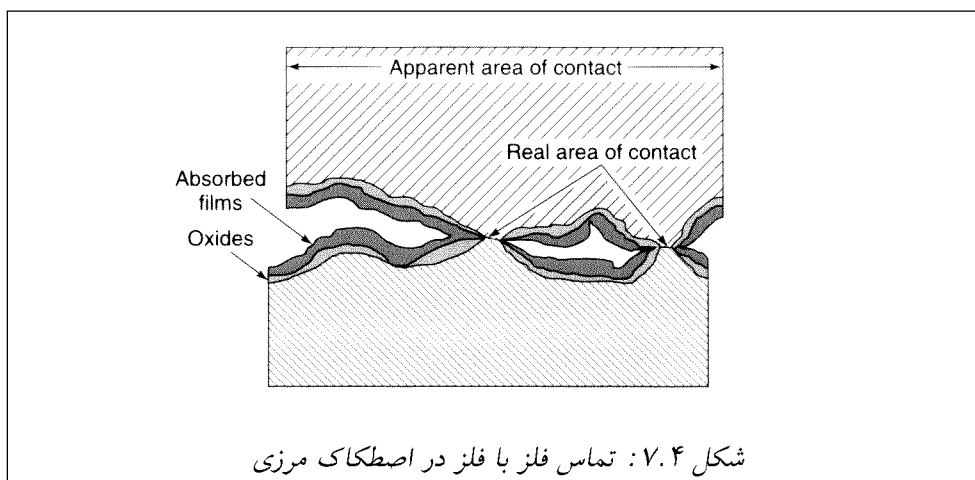
در موتور یک ماشین میل لنگ، شاتون و رینگها طوری طراحی می‌شوند که تا آنجا که ممکن است تحت رژیم روان‌سازی هیدرولیکی قرار داشته باشند.

زمانی که فشار روغن افزایش می‌یابد یا سرعت حرکت قطعات کاهش می‌یابد، لایه روغن نازک می‌شود. ضخامت لایه روغن در این حالت با اندازه ناصافی‌های دو سطح قابل مقایسه می‌گردد. به این حالت رژیم روان‌سازی مخلوط^۴ گفته می‌شود.

در این حالت لایه روغن نمی‌تواند همانند روان‌سازی هیدرولیکی دو سطح را کاملاً از هم جدا نگه دارد. از این رو ضریب اصطکاک افزایش یافته و تعریف آن ترکیبی از ضریب اصطکاک هیدرولیکی و ضریب اصطکاک تماسی دو سطح می‌باشد.

با افزایش بیش از حد بار موتور یا کاهش سرعت قطعات، رژیم سوم روان‌سازی یعنی روان‌سازی مرزی ایجاد می‌گردد. هنگام خاموش یا روشن کردن موتور و نیز در انتهای حرکت پیستون (BDC و TDC) به دلیل کاهش سرعت این نوع روان‌سازی مشاهده می‌شود.

در رژیم روان‌سازی مرزی، نواحی تکه‌تکه لایه روغن، سطوحی که روی هم می‌لغزند را از یکدیگر جدا می‌سازد. در حالی که ضخامت این لایه روغن در حدود ابعاد مولکولی می‌باشد. (به شکل ۷.۴ مراجعه شود).



نیروی لازم برای ایجاد حرکت لغزشی مماسی بین دو سطح در رژیم روان‌سازی مرزی، تقریباً برابر است با سطح ناحیه در تماس در مقدار تنش برشی جذب‌شده توسط سطح، σ .

نکات حائز اهمیت در این رژیم اصطکاکی عبارتند از:

۱. روان‌ساز چگونه توسط سطوح جذب می‌شود؟

۲. زبری سطوح در تماس چه مقدار می‌باشد؟

۳. آیا نیروی بین مولکول‌های سطوح در تماس زیاد است؟

سطح در تماس حقیقی به مقدار و نحوه بارگذاری، حد تسلیم^۵ و سختی^۶ سطح نرمتر بستگی دارد. تنش تسلیم σ_m سطح نرمتر بار را متعادل می‌کند. به این صورت که با افزایش بار روی سطوح، سطح در تماس بیشتر می‌گردد و تنش متعادل می‌گردد. ضریب اصطکاک در رژیم اصطکاکی مرزی به صورت:

$$f = \frac{\sigma_0}{\sigma_m} \quad (7.2)$$

تعریف می‌گردد و به طراحی موتور و پارامترهایی مثل سرعت، بستگی ندارد. اصطکاک به خواص روغن غیر از لزجت و به مشخصات سطوح در تماس مثل سختی، پلاستیسته، حد تسلیم برشی و زبری سطح بستگی دارد. با استفاده از سطوح سخت‌تر و روغن‌های ایجاد کننده تنش برشی کمتر می‌توان اصطکاک را کاهش داد. اضافه‌شونده‌هایی^۷ به روغن اضافه می‌شوند تا توسط سطوح داخلی یاتاقان جذب شده و ضریب اصطکاک را کاهش دهند.

۷.۳ اصطکاک موتور

با استفاده از عبارت انرژی برای اصطکاک داریم:

$$\dot{W}_f = (\dot{W}_i)_{\text{net}} - \dot{W}_b \quad (7.3)$$

یا با استفاده از معادله کار مخصوص^۸ داریم:

$$w_f = (w_i)_{\text{net}} - w_b \quad (7.4)$$

بازده مکانیکی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\eta_m = \dot{W}_b / \dot{W}_i = w_b / w_i \quad (7.5)$$

Yield Strength^۵

Asperity^۶

Additive^۷

Specific Work^۸

به علت اینکه موتورهای گوناگون در اندازه‌های مختلف با سرعت‌های متفاوت کار می‌کنند، شاید صحیح‌ترین روش برای طبقه‌بندی و مقایسه اصطکاک و اتلاف موتور استفاده از فشار مؤثر متوسط باشد. فشار مؤثر متوسط می‌تواند به هر معادله کار یا انرژی نسبت داده شود:

$$W = (\text{mep})/V_d \quad \text{توان} \quad (7.6)$$

$$\dot{W} = (\text{mep})V_d(N/n) \quad \text{کار} \quad (7.7)$$

با استفاده از معادله کار یا انرژی اصطکاک و با بازنویسی آن داریم:

$$\text{fmep} = W_f/V_d$$

$$\text{fmep} = \dot{W}_f[V_d(N/n)] \quad (7.8)$$

$$\text{fmep} = \text{imep} - \text{bmep}$$

در برخی تحلیل‌ها، مفهوم فشار مؤثر متوسط تمام کار یا انرژی ورودی و خروجی موتور را دربر می‌گیرد. عبارتهای فشار مؤثر متوسط گوناگون و کاری که با آنها تطابق دارد عبارتند از:

کار رانش کمکی مانند انرژی لازم برای کار پمپ‌ها : amep

کار انجام شده توسط میل‌لنگ موتور : bmep

کار لازم برای تغذیه کمپرسور، سوپر شارژر و توربوشارژر : bmep

کار تلف شده در اثر اصطکاک اولیه و برای حرکت اجزای مختلف موتور : bmep

کار ناخالص-کار اندیکاتوری مرحله تراکم و انبساط : gmep

کار نهایی تولید شده در محفظه احتراق : imep

کار مورد نیاز برای به حرکت در آوردن موتور : mmep

کار پمپی-کار اندیکاتوری مرحله ورودی و خروجی : pmep

کار بازیابی شده از گازهای خروجی در توربین توربوشارژر : tmep

این عبارتها به صورت زیر به یکدیگر مربوطند:

$$\text{fmep} = \text{imep} - \text{bmep} - \text{amep} - \text{cmep} + \text{tmep}$$

$$\text{imep} = \text{gmep} - \text{pmep}$$

با فرض اینکه $\text{amep} = 0$ و $\text{cmep} = 0$ ، داریم:

$$\text{fmep} = \text{imep} - \text{bmep} \quad (7.9)$$

فشار مؤثر متوسط اصطکاکی به کمک معادله تجربی زیر به طور کاملاً دقیق به سرعت موتور مربوط می‌گردد:

$$\text{fmep} = A + BN + CN^2 \quad (7.10)$$

عبارت اول در سمت راست معادله (۷.۱۰) (ثابت A) که اصطکاک مرزی نیز نامیده می‌شود، بین اجزایی از موتور اتفاق می‌افتد که برای جدایی کامل هیدرولیکی و حرکت آزادانه یک سطح روی دیگری به اندازه کافی روغنکاری نشده باشند. در نقاط مرگ بالا و پایین، بین رینگ‌های پیستون و دیواره سیلندر و همچنین در بارگذاری‌های شدید، در یاتاقان‌های میل‌لنگ، تماس فلز با فلز روی می‌دهد. تماس فلز با فلز زمانی روی می‌دهد که سطح‌های تحت بارگذاری شدید با سرعت کم حرکت کنند یا این‌که شتاب و تغییر جهت ناگهانی زیادی را تحمل نمایند. وقتی این اتفاق روی می‌دهد سیال روانکار از بین سطوح خارج شده، در نتیجه یک عدم شناوری هیدرولیکی موضعی در نقاطی شامل یاتاقان‌های میل‌لنگ، شاتون، نقاط تماس رینگ‌های پیستون و دیواره سیلندر در TDC و BDC و در بیشتر اعضا در شروع حرکت به وجود می‌آید.

عبارت دوم در سمت راست معادله (۷.۱۰)، با سرعت موتور متناسب و با نیروی برشی هیدرولیکی که بین اجزاء روغنکاری شده موتور روی می‌دهد، مرتبط است. نیروی برشی در واحد مساحت سطح با رابطه زیر بیان می‌گردد:

$$\tau = \mu \frac{dU}{dy} = \mu \left(\frac{\Delta U}{\Delta y} \right) \quad (7.11)$$

برای یک چسبندگی در دمای مشخص و هندسه داده شده، عبارت سرعت، ΔU ، با سرعت دورانی موتور، N ، متناسب است.

عبارت سوم در معادله (۷.۱۰) با مربع سرعت موتور متناسب است. این عبارت به علت اتلاف ناشی از آشفستگی^۹ در جریان ورودی و خروجی در نظر گرفته می‌شود. اتلاف آشفستگی خود با مربع سرعت جرمی برابر گرفته می‌شود، که آن نیز بنوبه خود با سرعت موتور متناسب است. ثابت‌های A و C باید برای شرایط مختلف کارکرد موتور مشخص شده باشند.

یک معادله تجربی دیگر، شبیه معادله (۷.۱۰)، اما با جایگزینی سرعت متوسط پیستون \bar{U}_p ، به جای سرعت موتور می‌تواند به صورت زیر نوشته شود:

$$\text{fmep} = A' + B'\bar{U}_p + C'\bar{U}_p^2 \quad (7.12)$$

ثابت‌های این دو معادله به صورت زیر به یکدیگر مرتبط هستند:

$$A' = A$$

^۹ Turbulent dissipation

$$B' = B/(2S)$$

$$C' = C/(4S^2)$$

که S در آن طول کورس است.

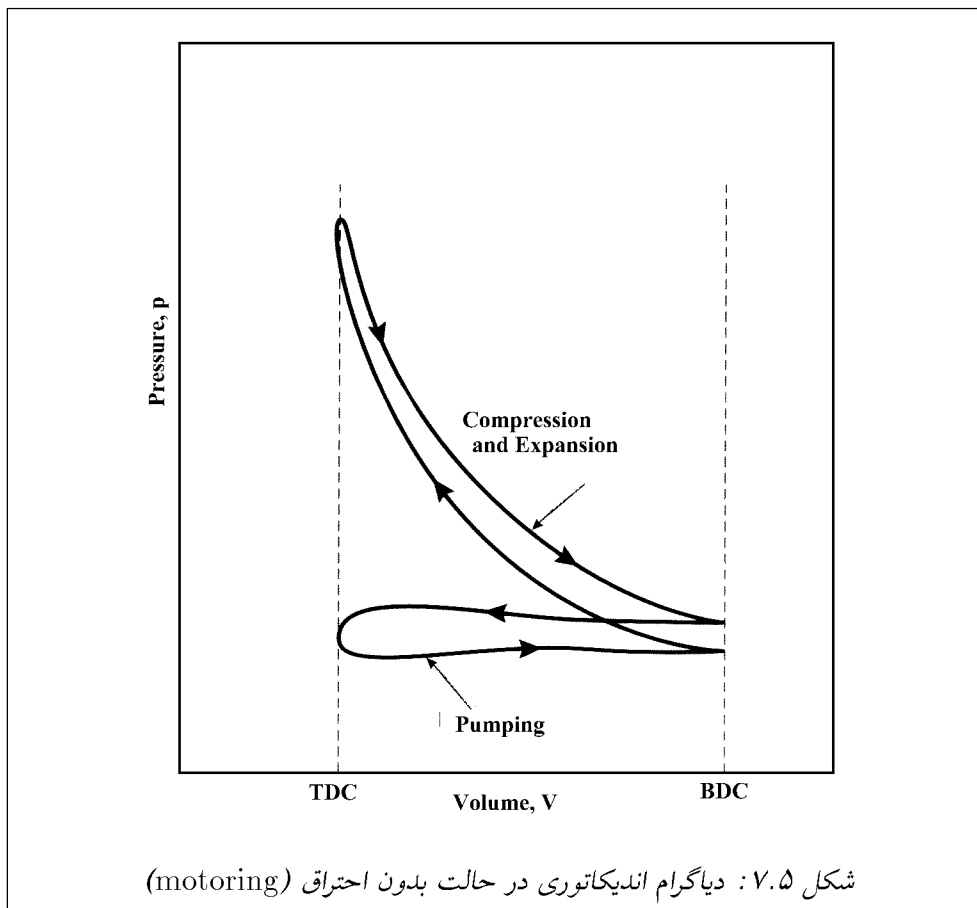
مقدار فشار مؤثر متوسط اصطکاکی fmep (یا انرژی اصطکاکی، یا کاراصطکاکی) تقریباً ۱۰ درصد فشار مؤثر متوسط اندیکاتوری خالص در حالت WOT (دریچه گاز کاملاً باز) است (کار خالص، w_i یا توان خالص (w_i)). اما هنگامی که هیچ انرژی خروجی از میل‌لنگ گرفته نمی‌شود، می‌تواند تا ۱۰۰ درصد افزایش یابد. یک موتور توربوشارژ شده به‌طور معمول، درصد اتلاف اصطکاک کمتری دارد، که این امر به‌علت خروجی گرفته شده بیشتر از موتور به ازای اصطکاک مطلق ثابت می‌باشد. بیشتر انرژی تلف‌شده توسط اصطکاک صرف گرم شدن روغن موتور و سیال سیستم خنک‌کاری می‌شود. کل اصطکاک موتور می‌تواند بسادگی توسط معادله (۷.۳) و با اندازه‌گیری انرژی اندیکاتوری و انرژی ترمزی خارج شده از میل‌لنگ محاسبه شود. انرژی اندیکاتوری با انتگرال‌گیری از سطح زیر منحنی حجم-فشار در یک سیکل از دیاگرام اندیکاتوری محاسبه می‌گردد. این دیاگرام به‌وسیله حس‌گرهای فشار داخل محفظه احتراق به‌دست می‌آید. همچنین انرژی ترمزی مستقیماً با وصل کردن یک دینامومتر به میل‌لنگ اندازه‌گیری می‌شود.

تقسیم‌کردن اصطکاک به بخش‌های مختلف برای مشخص‌کردن درصد آن در هر یک از قسمت‌های موتور، کاری بسیار سخت و غیردقیق است. یکی از بهترین روش‌ها برای این اندازه‌گیری به حرکت درآوردن موتور توسط یک محرک بیرونی (برای مثال، به حرکت درآوردن موتور خاموش با اتصال یک موتور الکتریکی به میل‌لنگ) است. بیشتر دینامومترهای الکتریکی توانایی انجام این عمل که آنها را به یک دینامومتر خوب تبدیل می‌کند، دارا می‌باشند. انرژی خروجی از موتور توسط یک دینامومتر الکتریکی و با اندازه‌گیری بار اعمالی به ژنراتور متصل شده به میل‌لنگ، محاسبه می‌گردد. از ژنراتور به‌عنوان یک سیستم دو منظوره استفاده می‌شود یعنی حتی می‌تواند به‌عنوان یک موتور الکتریکی، برای گرداندن موتور متصل شده به آن، استفاده گردد. در این حالت موتور خاموش است و در آن احتراق صورت نمی‌گیرد. چرخش موتور که توسط موتور الکتریکی متصل شده به آن ایجاد و کنترل می‌شود، سیکلی شبیه به سیکل نشان داده شده در شکل ۷.۵ ایجاد می‌کند. برخلاف یک موتور روشن هر دو حلقه تراکم-انبساط و تنفس-تخلیه در این سیکل کار منفی روی گازهای درون سیلندر انجام می‌دهد. این کار از طریق میل‌لنگ و توسط موتور الکتریکی اعمال می‌گردد. انرژی لازم برای چرخش موتور که توسط موتور الکتریکی تولید می‌شود برابر است با:

$$\dot{W}_m = \dot{W}_f + \dot{W}_g + \dot{W}_p \quad (7.13)$$

که در آن داریم:

\dot{W}_m انرژی لازم برای حرکت موتور:



انرژی اصطکاک: \dot{W}_f

انرژی اندیکاتوری ناخالص (تراکم و انبساط): \dot{W}_g

انرژی اندیکاتوری پمپی (تنفس و تخلیه): \dot{W}_p

این معادله برحسب فشار مؤثر متوسط برابر است با:

$$(mmep) = (fmep)_m + (gmep)_m + (pmep)_m \quad (7.14)$$

زیرنویس m مربوط به شرایط اندیکاتوری بدون احتراق^{۱۰} است.

به علت اینکه در این حالت (Motoring) احتراقی در موتور صورت نمی‌گیرد افزایش معمول در فشار احتراق روی نمی‌دهد. در این شرایط کورس انبساط فقط معکوس کورس تراکم است و

^{۱۰} Motoring Condition

انرژی یا کار اندیکاتوری خالص ضرورتاً وجود ندارد پس:

$$(gmep)_m = 0 \quad (7.15)$$

اگر یک موتور در حالت WOT بدون احتراق چرخانده شود، چرخه کار پمپ نیز تقریباً صفر است:

$$(pmep)_m = 0 \quad (7.16)$$

و با توجه به معادله (۷.۱۴) داریم:

$$(fmep)_m \approx (fmep)_m \quad (7.17)$$

اگر همه پارامترها از قبیل سرعت و دما در یک موتور چرخانده شده مطابق با موتور روشن باشند، آنگاه:

$$(fmep)_m \approx (fmep)_{fired} \quad (7.18)$$

و

$$mmep \approx (fmep)_{fired} \quad (7.19)$$

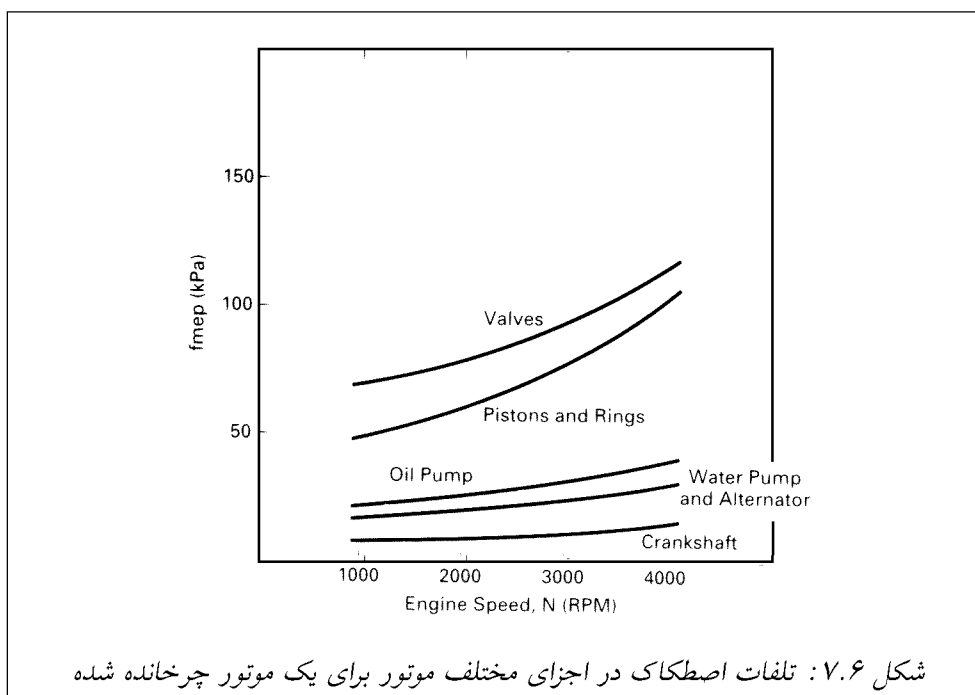
و

$$\dot{W}_m \approx \dot{W}_f \quad (7.20)$$

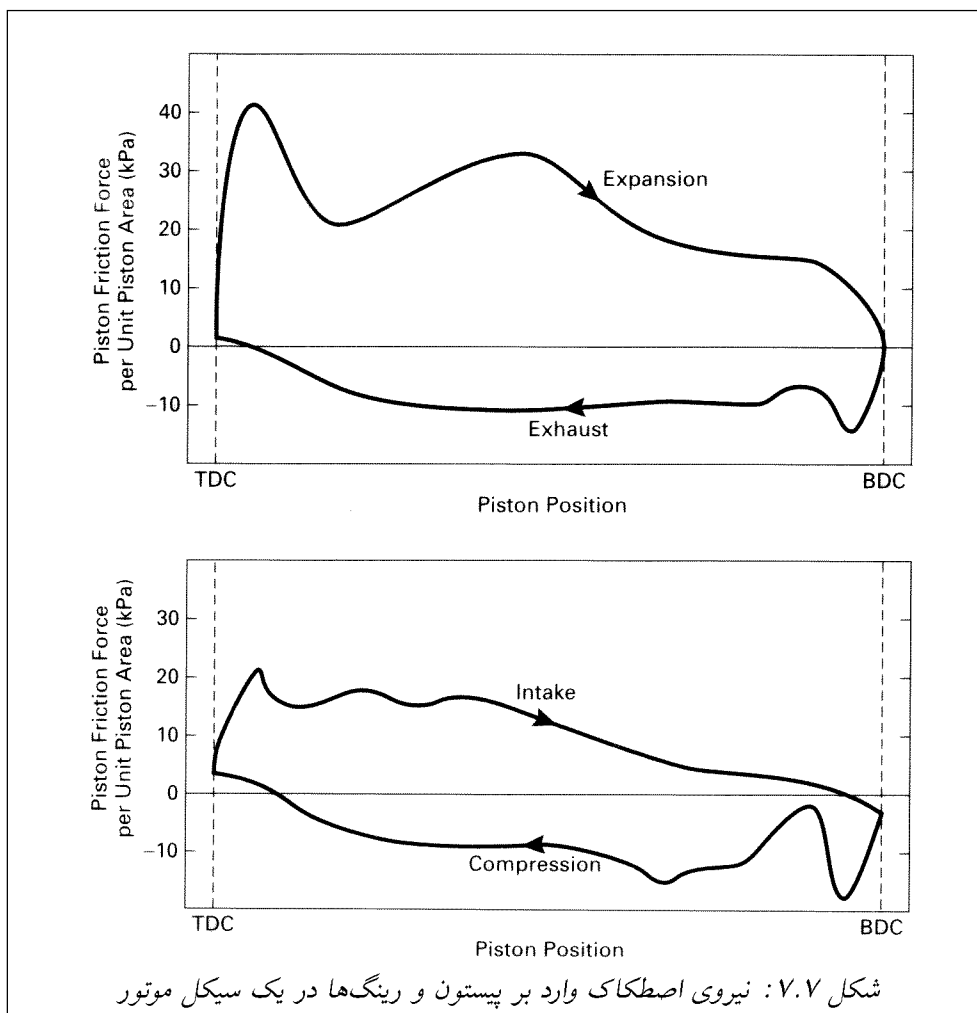
بنابراین، با اندازه‌گیری توان الکتریکی ورودی به موتور تخمین خوبی از اتلاف اصطکاک ایجاد شده در یک موتور نرمال به دست می‌آید. تطابق شرایط به‌ویژه دما در یک چرخانده شده و یک موتور روشن امری بسیار ضروری است. دما تأثیر زیادی بر روی چسبندگی سیالات به‌کار رفته در موتور (روغن، آب و هوا) و انبساط و انقباض اجزای مختلف دارد، که هر دو آنها در مقدار اصطکاک بسیار مؤثر است. روغن باید با همان سرعت و دمایی (چسبندگی) که در موتور روشن دارد، به گردش درآید. هوا و سیال مورد استفاده در سیستم خنک‌کاری نیز باید تا حد امکان با شرایط موتور روشن سازگار باشند (برای مثال، با همان تنظیم دریچه و سرعت پمپ کردن). طریق معمول برای اندازه‌گیری اصطکاک به‌کمک روش چرخاندن موتور، در یک موتور احتراق داخلی این است که ابتدا موتور را روشن کرده به شرایط عادی حرکت می‌رسانیم. سپس هنگامی که موتور به شرایط پایدار^{۱۱} رسید، در همان شرایط دمایی، آن را ناگهان خاموش کرده و از یک موتور الکتریکی استفاده

^{۱۱} steady-state

می‌کنیم. برای مدت زمانی بسیار کوتاه، دمای موتور تقریباً در دمای حالت روشن ثابت باقی می‌ماند، اما به علت عدم وجود احتراق، این شرایط بسرعت تغییر کرده و موتور شروع به سرد شدن می‌کند. حتی اگر همه این دماها صحیح باشند، باز هم مقداری تفاوت ناگهانی وجود دارد. از جمله جریان خروجی، که کاملاً متفاوت خواهد بود. فرآورده‌های داغ احتراق که جریان خروجی را در یک موتور روشن به وجود می‌آورند با هوای سردتر در یک موتور چرخانده شده تخمین زده می‌شود. در بهترین حالت ممکن، یک موتور چرخانده شده تنها یک تقریب خوب از اصطکاک موتور می‌دهد. هنگامی که اصطکاک در یک موتور احتراق داخلی به روش چرخاندن اندازه‌گیری می‌شود، با جدا کردن اجزای مختلف موتور می‌توان مقدار و درصد اصطکاک ناشی از هرکدام را، به صورت انفرادی محاسبه نمود. برای مثال، یک موتور احتراق داخلی می‌تواند همراه با یا بدون اتصال سوپاپ‌ها به کار برده شود. تفاوت در انرژی‌های مورد نیاز در این دو حالت، تخمینی از اصطکاک سوپاپ‌ها می‌باشد. مشکلی که در این روش وجود دارد این است که، وقتی تعدادی از اجزای موتور جدا می‌شوند، نگر داشتن دمای آن، نزدیک دمای شرایط کارکرد طبیعی کار مشکلی است. شکل ۷.۶ مقدار اصطکاک تولیدشده توسط برخی قسمت‌های موتور را نشان می‌دهد.



اجزایی که قسمت عمده اصطکاک را باعث می‌شوند پیستون‌ها و رینگ‌های پیستون هستند. شکل ۷.۷ نیروی اصطکاک روی یک پیستون معمولی در طول یک سیکل را نشان می‌دهد. نیروها نزدیک TDC و BDC، یعنی جاییکه پیستون برای لحظه‌ای متوقف می‌شود، بزرگترند. هنگامی که



حرکت نسبی بین پیستون و دیواره سیلندر وجود ندارد، در اثر نیروهای قوی اعمال شده، لایه روغن از بین آنها خارج می‌شود. در نتیجه در شروع کورس جدید، تنها لایه بسیار نازکی روغن بین سطوح وجود دارد و در بعضی نقاط تماس فلز با فلز روی می‌دهد، که باعث ایجاد نیروهای بزرگ اصطکاک می‌گردد. هنگامی که پیستون روی سطح روغنکاری شده دیواره سیلندر سرعت می‌گیرد لایه روغن را بین دو سطح می‌کشد و باعث می‌گردد شناوری هیدرولیکی مجدداً ایجاد گردد. این روش مؤثرترین روش برای روغنکاری بین دو سطح متحرک است، که باعث به حداقل رسیدن نیروهای اصطکاک می‌گردد.

از شکل ۷.۷ پیداست که حتی در نقاط TDC و BDC که سرعت پیستون صفر در نظر گرفته شده نیز، نیروهای اصطکاک کوچکی وجود دارد. این پدیده نشان می‌دهد بین اتصالات اجزا

بایکدیگر تغییر شکل وجود داشته و در نتیجه اینرسی^{۱۲} و نرخ شتاب بالا، پیستون دچار کشیدگی و فشردگی می‌شود. به این علت است که متوسط سرعت مجاز پیستون برای همه موتورها و بدون توجه به اندازه آنها بین ۵ تا ۱۵ متر بر ثانیه است. با سرعتی بیش از این مقدار، خطر شکست در پیستون وجود دارد. البته در این مقادیر حاشیه امنیت کوچکی نیز برای فلزاتی که در ساختار پیستون بیشتر موتورها به کار می‌روند (مثل آهن و آلومینیم) وجود دارد.

بزرگی نیروی اصطکاک در مراحل مکش، تراکم و تخلیه مانند یکدیگر است، اما در طول کورس انبساط در اثر فشار بیشتر و نیروهایی که در این حالت اعمال می‌شوند، بزرگتر می‌باشد. در بیشتر موتورها نیمی از اصطکاک موتور ناشی از پیستون و اجزای آن می‌باشد، که می‌تواند بارگذاری‌های کوچک ۷۵ درصد افزایش یابد. اصطکاک ناشی از رینگ‌ها به تنهایی ۲۰ درصد اصطکاک کل موتور است. بیشتر پیستون‌ها دو رینگ تراکمی و یک یا دو رینگ روغنی دارند. رینگ تراکمی دوم تفاوت فشاری را که در عبور از رینگ تراکمی اول و در طول کورس قدرت ایجاد می‌شود، کاهش می‌دهد. رویه معمول برای کاهش اصطکاک، باریکتر کردن رینگ‌های تراکمی بوده است، به طوری که پاره‌ای موتورهای رینگ‌هایی به ضخامت تنها ۱ میلی‌متر دارند. رینگ‌های روغنی فقط یک لایه روغن روی دیواره سیلندر ایجاد کرده و هیچ اختلاف فشاری را باعث نمی‌شوند. همه رینگ‌ها به طور فیزیکی به دیواره‌ها فشار وارد می‌کنند که این امر باعث نیروهای اصطکاک بزرگتری می‌شود.

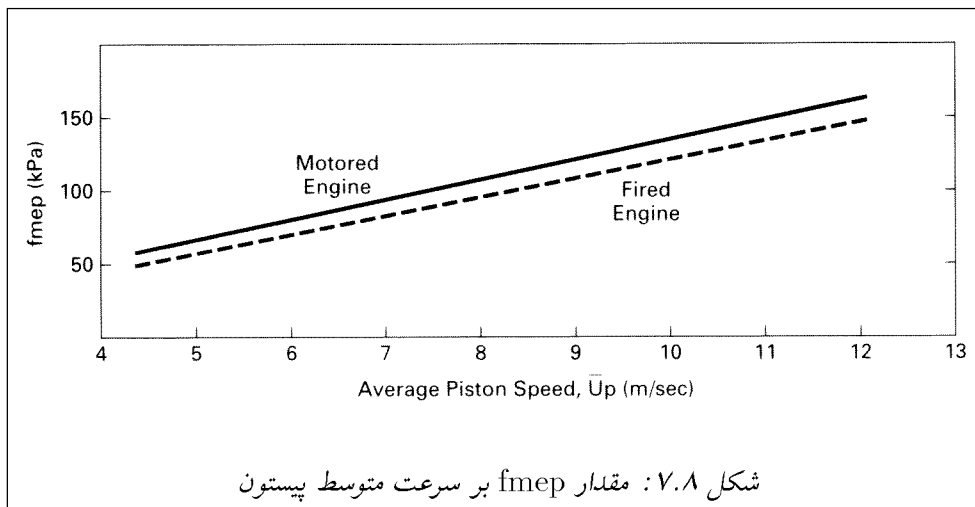
با اضافه کردن یک رینگ تراکمی می‌توان ۱۰ درصد به f_{mep} یک موتور افزود. با افزایش یک واحد در نسبت تراکم نیز در حدود ۱۰ درصد به f_{mep} افزوده می‌شود. افزایش نسبت تراکم همچنین به یاتاقان‌های سنگین‌تر و محکم‌تر روی میل‌لنگ و شاتون، و یک رینگ تراکمی اضافه روی پیستون احتیاج دارد.

سیستم سوپاپ‌ها یک موتور در حدود ۲۵ درصد، یاتاقان‌های میل‌لنگ تقریباً ۱۰ درصد و لوازم به کار رفته در لوازم جانبی موتور تقریباً ۱۵ درصد از اصطکاک کل را باعث می‌شود. در شکل ۷.۸ فشار مؤثر متوسط موتور چرخانده شده، m_{mep} برحسب تابعی از سرعت متوسط پیستون رسم شده است. سرعت پیستون (محور x) می‌تواند با سرعت موتور بدون تغییر در شکل منحنی جایگزین شود. وقتی اطلاعات لازم برای ایجاد یک منحنی شبیه این تولید می‌شوند، یک عدد رینولدز برحسب سرعت متوسط پیستون مانند زیر تعریف می‌شود:

$$Re = \frac{\bar{U}_p B}{\nu} \quad (7.21)$$

اگر چسبندگی سینماتیکی روغن طوری تنظیم شود که با قطر سیلندر، B ، متناسب باشد، اطلاعات به دست آمده از موتورهایی با اندازه‌های مختلف می‌تواند در سرعت پیستون و دمای یکسان با یکدیگر مقایسه شود، برای مثال، اگر B/ν ثابت نگه داشته شود.

^{۱۲} mass inertia



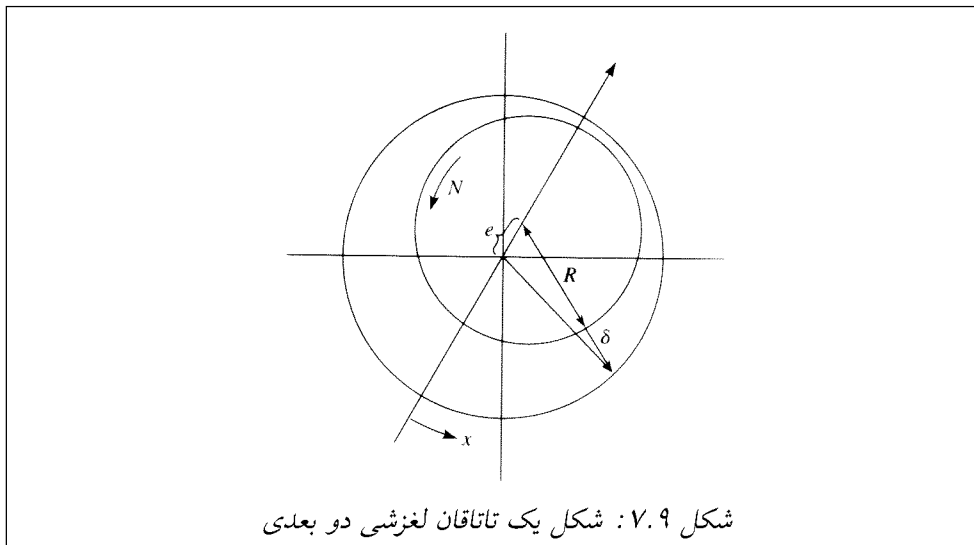
وقتی این امر روی می‌دهد، مقادیر مختلف سرعت پیستون می‌تواند با عدد رینولدز جایگزین شود که منجر به همین منحنی گردد. این امر با مقدار تطبیق چسبندگی سینماتیکی روغن بدون تأثیر در روانکاری آن محدود می‌شود.

۷.۴ یاتاقان‌های لغزشی

یاتاقان‌های لغزشی که در انواع موتورهای احتراق داخلی به‌کار می‌رود شامل یاتاقان‌های مربوط به میل‌لنگ، شاتون، لوازم جانبی و آب‌بندی می‌باشند. شکل ۷.۹ یک یاتاقان را به‌صورت کلی نشان می‌دهد.

یاتاقان لغزشی به‌صورت استوانه‌ای است که سطح انتهای آن تا آنجا که امکان دارد صاف می‌باشد. هنگامی که یاتاقان لغزشی در مرحله کار عادی خود قرار دارد از قوانین مربوط به رژیم اصطکاک هیدرولیکی پیروی می‌کند. درحالی‌که در مواقع راه‌اندازی و خاموش کردن موتور با توجه به سرعت‌های پایین از قوانین رژیم‌های اصطکاک مخلوط و مرزی پیروی می‌نماید. اختلاف بین قطر داخلی و خارجی یاتاقان لغزشی فضایی را ایجاد می‌کند که روغن روان‌ساز درون آن جریان می‌یابد. در حالت ایستا محور روی سطح پایین یاتاقان قرار می‌گیرد.

هنگامی که محور دوران می‌کند، مرکز آن به آرامی از محل قبلی خود فاصله می‌گیرد. با این وجود هنوز تماس فلز با فلز محور و یاتاقان وجود دارد. با افزایش سرعت دورانی، محور از این حالت خارج شده و وارد رژیم اصطکاک هیدرولیکی می‌شود. اگر انتهای محور آب‌بندی نشده باشد، روغن به آرامی از آن خارج می‌گردد. از این‌رو معمولاً روغن با فشار کمی از یک منبع خارجی بسمت فضای درون یاتاقان پمپ می‌گردد.



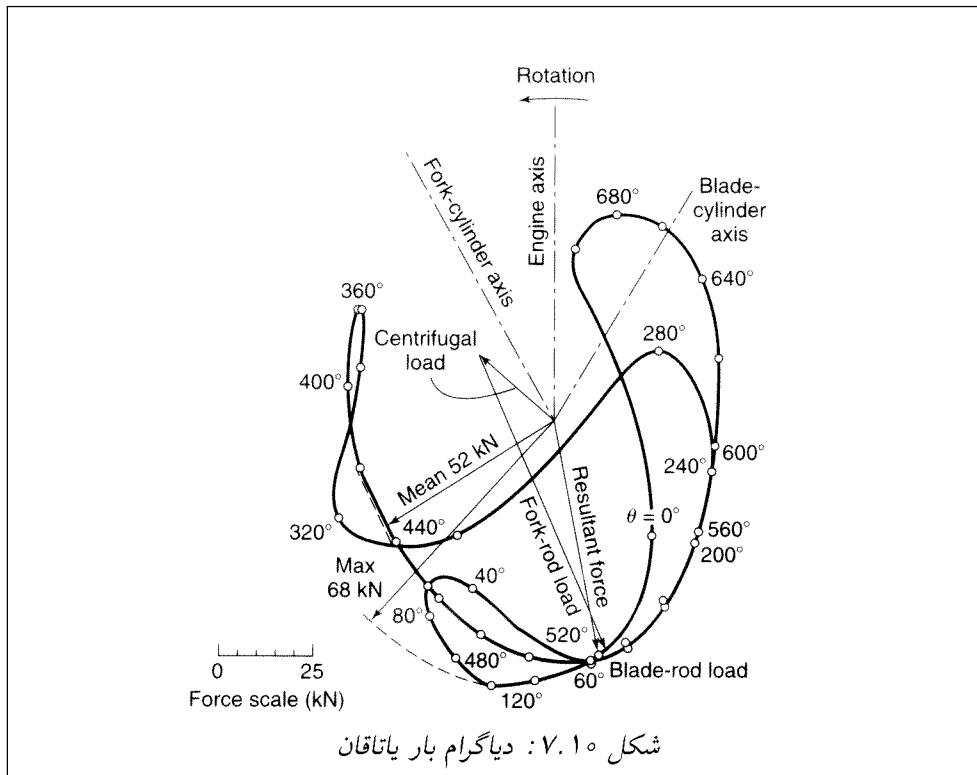
بار روی یاتاقان به‌طور قابل توجهی به زاویه لنگ، هندسه شاتون و فشار داخل محفظه احتراق بستگی دارد. شکل ۷.۱۰ این تغییرات را بوضوح نشان می‌دهد. برای برخورد با این مسأله، قطر یاتاقان‌های اصلی میل‌لنگ در موتورهای بنزینی معمولاً به اندازه ۶۵ درصد قطر سیلندر ساخته می‌شوند. همچنین قطر یاتاقان‌های شاتون به اندازه ۵۵ درصد قطر سیلندر ساخته می‌شوند. طول یاتاقان‌ها نیز بین ۳۵ تا ۴۰ درصد قطر سیلندر ساخته می‌شوند.

یاتاقان‌های لغزشی معمولاً در برابر نفوذ ذرات به داخل آنها مقاوم نیستند. این ذرات برای مدت زیادی دور محیط داخلی یاتاقان قرار گرفته و تأثیر واضحی روی کار آن نمی‌گذارند. اما بعد از مدتی ناگهان به‌طور کلی یاتاقان را از کار می‌اندازند (این به دلیل پایین آمدن دمای ذوب فلز جداره یاتاقان می‌باشد). موادی که در یاتاقان‌های لغزشی موجود در موتورهای احتراق داخلی به کار می‌روند بابت نام دارند. این ماده آلیاژی شامل سرب، قلع، آنتیموان، مس و انواع آلومینیم می‌باشد که روی یک لایه فولاد آبکاری داده شده‌است.

یک لایه بابت در حدود $10 - 100 \mu\text{m}$ ضخامت دارد که ماده اصلی آن سرب یا قلع می‌باشد. به‌عنوان مثال بابت سربی شامل ۸۹ درصد سرب، ۹ درصد قلع و ۲ درصد مس می‌باشد. برای حفظ یک یاتاقان لغزشی در برابر اثر فرسایش باید ضخامت روغن حداقل $2 \mu\text{m}$ باشد. وجود این لایه باعث می‌شود که رژیم اصطکاک هیدرولیکی در یاتاقان همواره برقرار باشد. ضخامت این لایه توسط دو روش resistance و capacitance اندازه‌گیری می‌شود.

شکل ۷.۱۱ تغییرات ضخامت لایه روغن را در یک سیکل موتور نشان می‌دهد. توجه شود که حداقل ضخامت $2 \mu\text{m}$ در کورس قدرت دیده می‌شود.

علاوه بر یاتاقان‌های میل‌لنگ و شاتون یاتاقان‌های دیگری نیز هستند که با نصف سرعت دورانی



میل لنگ، دوران می‌کنند. همچنین پین پیستون روی شاتون به صورت ناقص حرکت رفت و برگشتی دارد.

برای قدم اول، جریان روغن در یک یاتاقان لغزشی می‌تواند به صورت جریان Couette مدل شود. در این حالت فرض بر این است که باری به یاتاقان وارد نمی‌شود. پس:

$$\frac{du}{dr} = \pi D_b \frac{N}{c} \quad (7.22)$$

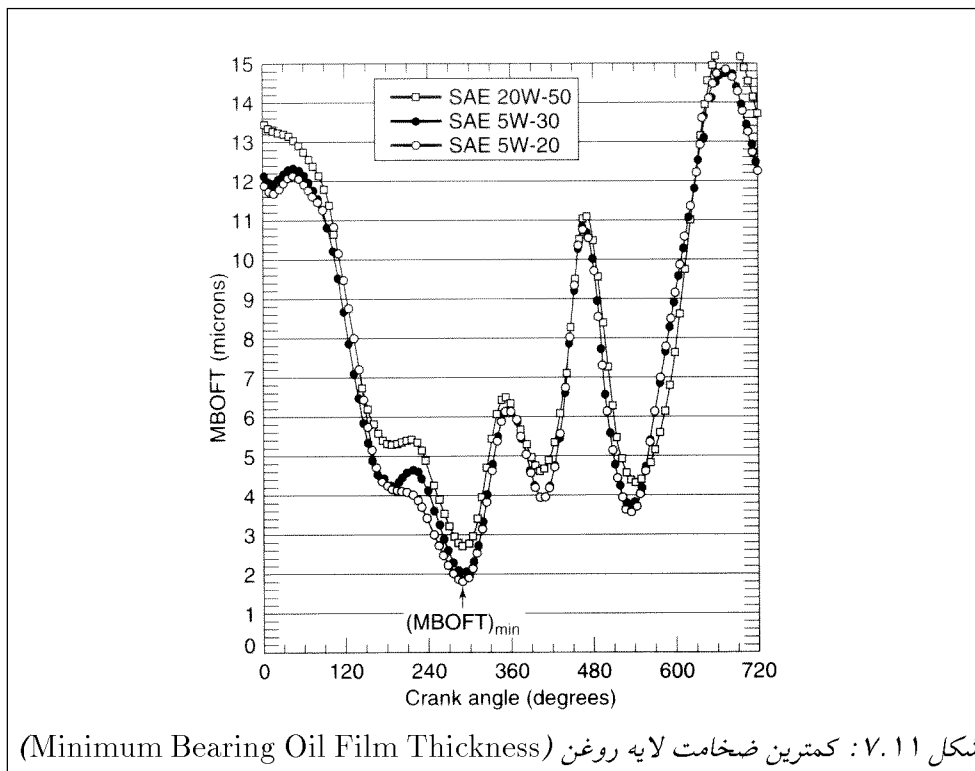
نیروی اصطکاک بدون بار F_f در یاتاقان برابر است با:

$$\begin{aligned} F_f &= A\mu \frac{du}{dr} = (\pi D_b L_b) \mu \pi D_b \frac{N}{c} \\ &= \pi^2 \mu D_b^2 L_b \frac{N}{c} \end{aligned} \quad (7.23)$$

رابطه (۷.۲۳) به معادله پتروف^{۱۳} معروف است. در این مدل ضریب اصطکاک برابر است با:

$$f = \frac{F_f}{PDL} = \pi^2 \left(\frac{\mu N}{P} \right) \frac{D_b}{c} \quad (7.24)$$

^{۱۳} Petroff's Equation



در رژیم اصطکاک هیدرولیکی معادله پتروف پیش‌بینی می‌کند که ضریب اصطکاک با افزایش متغیر Stribeck، $\frac{\mu N}{P}$ ، به صورت خطی افزایش می‌یابد. شیب این معادله خطی برابر است با نسبت قطر یاتاقان به لقی آن.

مقدار واقعی اصطکاک موجود در یاتاقان‌های لغزشی و مقدار مورد پیش‌بینی رابطه پتروف به‌ازای مقادیر زیاد متغیر Stribeck، $\frac{\mu N}{P}$ ، تقریباً برابر هستند. با وجود آنالیزهای دقیق‌تر (شامل بار روی یاتاقان و انحراف از مرکز) باز هم اعتبار روابط پتروف حفظ می‌شوند.

fme_p یک مجموعه n_b تایی از یاتاقان لغزشی (که به‌عنوان مثال در شاتون یا میل‌لنگ دیده می‌شود) در صورتی که لقی و لزجت روغن را ثابت فرض کنیم به‌صورت خطی به سرعت موتور بستگی دارد:

$$\begin{aligned} \text{fme}_{p\text{bearings}} &\sim \frac{F_f U}{n_c N b^{\gamma} s} \sim \frac{(\mu n_b D_b^{\gamma} L_b \frac{N}{c})(N D_b)}{n_c N b^{\gamma} s} \\ &\sim \frac{\mu n_b N D_b^{\gamma} L_b}{n_c b^{\gamma} s} = c_b \frac{n_b N D_b^{\gamma} L_b}{n_c b^{\gamma} s} \end{aligned} \quad (7.25)$$

پاتون در ۱۹۹۸ مقدار ثابت C_b را برای موتورهای بنزینی اینگونه پیشنهاد می‌کند:

$$c_b = 37.03 \times 10^{-4} \text{ (kPa} - \text{min/rev} - \text{mm)}$$

مشخصات روغن روان‌ساز در این ضریب وجود دارد. بیشاپ^{۱۴} رابطه مشابهی برای fmep پیشنهاد می‌کند که در آن اثر ND_b^3 دیده می‌شود. این رابطه برای هر دو نوع موتور بنزینی و دیزل معتبر است.

اثر اصطکاک شاتون و میل لنگ هر دو در رابطه بیشاپ وجود دارند.

$$\text{fmep}_{\text{bearings}} \sim 41.37K \left(\frac{b}{s}\right) \left(\frac{N}{1000}\right) \quad (7.26)$$

که در آن:

$$K = (D_{mb}^2 L_{mb} + \frac{D_{cb}^2 L_{cb}}{m} + D_{as}^2 L_{as}) \frac{1}{b^3} \quad (7.27)$$

که در آن، D_{mb} ، قطر یاتاقان اصلی، L_{mb} ، طول کل یاتاقان اصلی بر واحد تعداد سیلندر، D_{cb} ، قطر یاتاقان شاتون، L_{cb} ، طول یاتاقان شاتون، m ، تعداد پیستون بر واحد تعداد یاتاقان شاتون، D_{as} ، قطر یاتاقان اضافی یا متعادل کننده محور و L_{as} ، طول کل یاتاقان‌های اضافی بر واحد سیلندر می‌باشند.

مقادیر معمول برای K ، ۰/۱۴ برای موتورهای بنزینی و ۰/۲۹ برای دیزل می‌باشد. علت بیشتر بودن K در موتورهای دیزل، وجود یاتاقان‌های بزرگتر و در نتیجه fmep بیشتر نسبت به بنزینی می‌باشد.

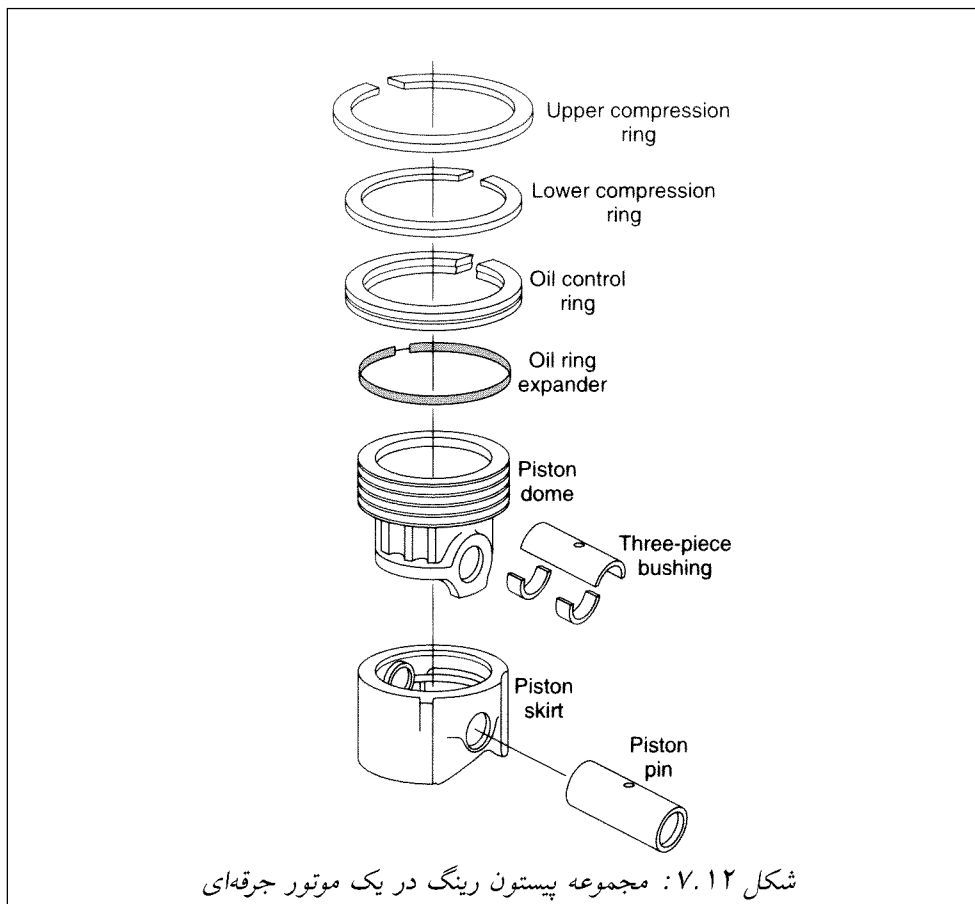
آب‌بندی یاتاقان‌های میل‌لنگ در رژیم اصطکاک مرزی قرار می‌گیرند. زیرا این اجزا همواره به‌طور مستقیم با سطح میل‌لنگ در تماس هستند. از آنجا که نیروی عمود ثابت است، نیروی اصطکاک ثابت است و fmep ناشی از آن آب‌بندی یاتاقان‌های میل‌لنگ مستقل از سرعت موتور می‌باشد:

$$\text{fmep}_{\text{seals}} \sim \frac{ND_b}{n_c N b^2 s} = c_s \frac{D_b}{n_c b^2 s} \quad (7.28)$$

پاتن^{۱۵} مقدار c_s را اینگونه پیشنهاد می‌کند:

$$c_s = 17.22 \times 10^5 \text{ (kPa} - \text{mm}^2)$$

^{۱۴} Bishop
^{۱۵} patten

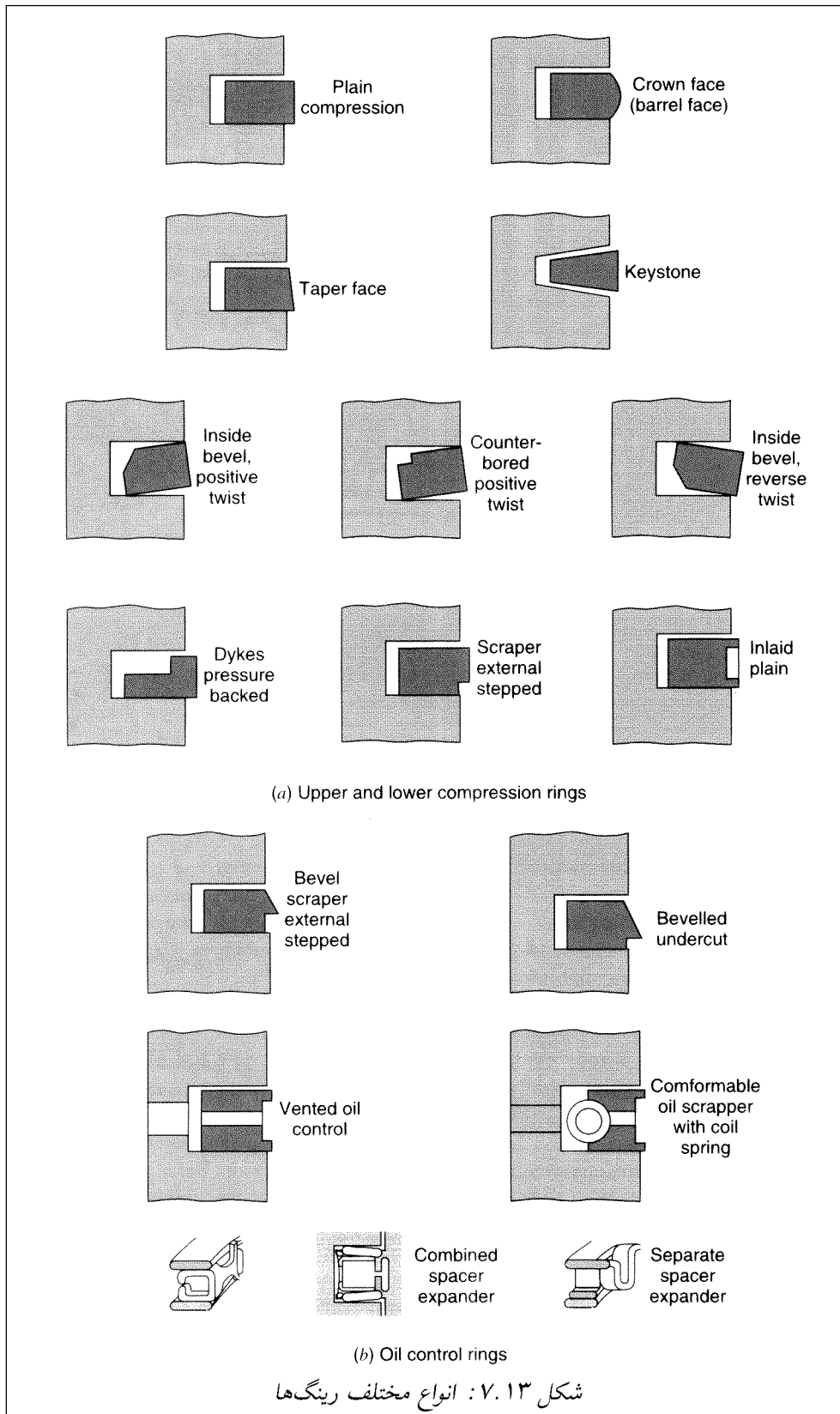


۷.۵ پیستون و اصطکاک رینگ‌ها

شکل ۷.۱۲ یک مجموعه پیستون موتور دیزل را نشان می‌دهد. اصطکاک پیستون و رینگ‌های آن از تماس بین دامن پیستون و مجموعه رینگ‌ها با جداره داخلی سیلندر ایجاد می‌شود. از آنجا که جداره داخلی سیلندر باید همواره مقداری روغن را در خود نگه دارد، جداره آن از جداره داخلی یک یاتاقان لغزشی زبرتر و ناهموارتر می‌باشد.

مجموعه رینگ‌ها دارای سه وظیفه مهم می‌باشد:

۱. محافظه احتراق را مسدود کند.
۲. جریان روغن را کنترل کند.
۳. انتقال حرارت از پیستون به جداره سیلندر را انجام دهد.



برای آنکه مجموعه رینگ‌ها بتواند همواره به جداره داخلی سیلندر بچسبد باید هر رینگ یک نیروی کششی داشته باشد. معمولاً یک مجموعه رینگ شامل دو رینگ رینگ فشاری (مسدود کننده) و یک رینگ کنترل کننده جریان روغن می‌باشد. در شکل ۷.۱۳ انواع معمول رینگ‌ها نشان داده شده‌است.

مقطع عرضی رینگ‌ها در شکل‌های مختلف مستطیلی، تاجی شکل، بشکه‌ای و مخروطی وجود دارد. رینگ فشاری اول می‌تواند حالت اریب در لبه بالایی بسمت داخل و نیز حالت اریب بسمت مخالف و در لبه پایینی داشته باشد که به رینگ حالت پیچش مثبت می‌دهد. علاوه بر آن می‌تواند یک درز در لبه پایینی داشته باشد. رینگ دوم نیز می‌تواند شکل اریب در قسمت پایینی لبه آن داشته باشد که باعث به وجود آمدن حالت پیچش معکوس می‌گردد. این حالت به رینگ کمک می‌کند تا روغن را از جداره سیلندر پاک کند. رینگ سوم یا رینگ کنترل کننده روغن معمولاً دو ریل و یک Expander دارد. Expander باعث می‌شود که روغن اضافی از جداره سیلندر پاک شود. مواد سازنده رینگ شامل Stainless steel, ductile (nodular) iron, cast iron می‌باشد. یک مجموعه رینگ معمولاً یک رینگ از جنس Ductile iron در بالا دارد. رینگ دوم از جنس cast iron می‌باشد و نهایتاً رینگ سوم که در پایین قرار می‌گیرد از جنس Stainless steel می‌باشد.

رینگ‌ها معمولاً با موادی مانند Chrome و molybdenum روکش می‌شوند. فضای مابین کناره رینگ و شیار^{۱۶} آن به اسم لقی جانبی^{۱۷} نامیده می‌شود. همچنین فضای بین پشت رینگ و شیار به نام لقی پشت^{۱۸} نامگذاری می‌شود. در موتورهای با قابلیت بالا فضای لقی پشت به حداقل خود می‌رسد تا تأثیر درزبندی افزایش یابد. لقی جانبی و لقی پشت باعث می‌شوند که فشار داخل شیار پیستون با افزایش فشار داخل سیلندر تنظیم گردد. از این رو با افزایش فشار داخل سیلندر و در نتیجه افزایش فشار شیار، رینگ محکمتر به جداره سیلندر چسبیده و درزبندی محفوظه احتراق به خوبی انجام می‌شود. رینگ‌های پیستون منقطع هستند. از این رو هر کدام یک فضای انتهایی کمی ایجاد می‌کنند. وجود این فضا باعث می‌شود که رینگ‌ها بتوانند براحتی روی پیستون بلغزند و نیز باعث یکنواخت شدن انبساط حرارتی رینگ‌های پیستون می‌شود. قدرت موتور به اندازه این فضا حساس است. از این رو در موتورهای با قابلیت عملکرد بالا این فضا به حداقل ممکن می‌رسد.

دامن پیستون برای مقابله با نیروی جانبی (STF)^{۱۹} که از حرکت شاتون ایجاد می‌شود، طراحی

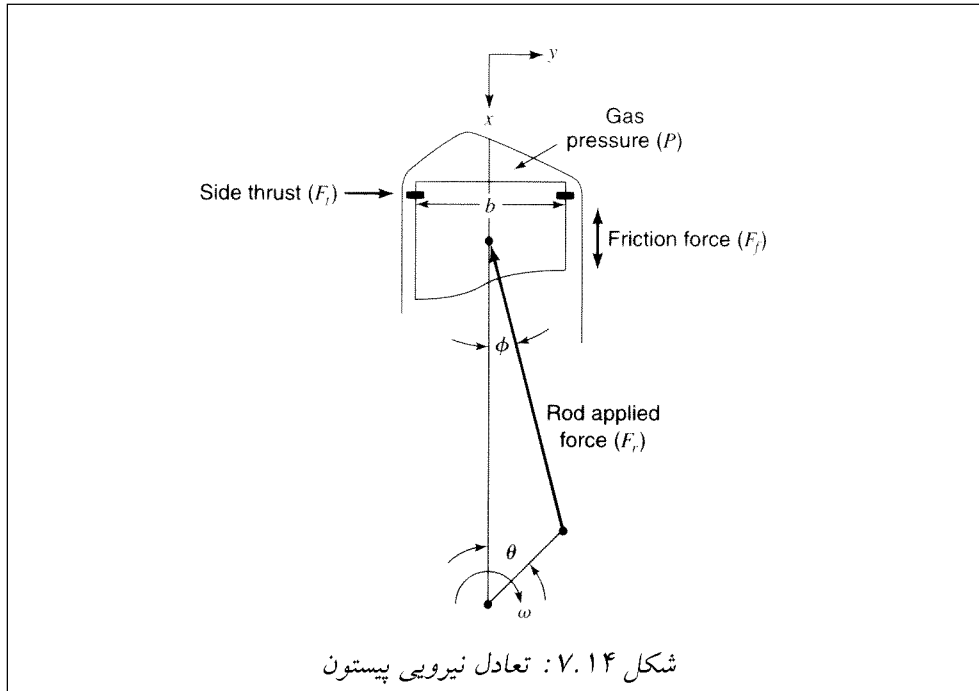
^{۱۶} Groove

^{۱۷} Side Clearance

^{۱۸} Back Clearance

^{۱۹} Side thrust Force

شده‌است. نیروی STF وارد شده به دامن پیستون به زاویه لنگ، فشار سیلندر، سرعت پیستون، شتاب و هندسه پیستون بستگی دارد. علاوه بر این، Offset Wrist Pin برای کاهش STF تعبیه شده‌است. Offset کردن پین همچنین باعث کاهش صدای پیستون می‌گردد. شکل ۷.۱۴ نشان‌دهنده دیگرام آزاد نیروهای وارد شده به پیستون می‌باشد. نتایج حاصله از معادله تعادل پیستون در مورد یک موتور خاص در شکل ۷.۱۵ نشان داده شده‌است.

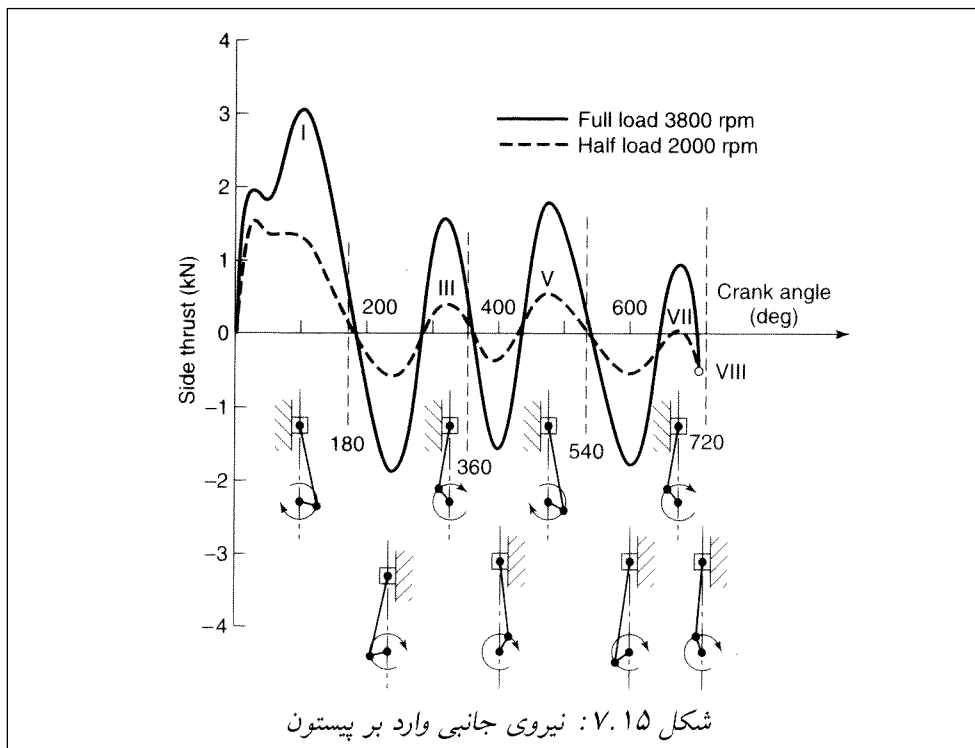


محاسبات این قسمت نیازمند اطلاعات نمودار $p - V$ ، جرم و ممان اینرسی پیستون و شاتون و سرعت موتور می‌باشد.

بزرگترین نیروی STF در مرحله انبساط، زمانی که فشار سیلندر به ماکزیمم مقدار خود رسیده است ایجاد می‌شود.

از آنجا که با حرکت پیستون از BDC به TDC موقعیت شاتون تغییر می‌کند پس جهت نیروی STF نیز در یک سیکل موتور تغییر می‌کند. به‌عنوان مثال سمت چپ سیلندری که میل لنگ موتور آن در جهت عقربه‌های ساعت دوران می‌کند نسبت به سمت راست آن، در برابر مقادیر بزرگتری از نیروی STF قرار می‌گیرد. در این حالت، به نیروی STF که به سمت چپ سیلندر وارد می‌شود Major STF و به نیروی وارد شده در سمت راست Minor STF گوئیم.

از آنجایی که کار نیروی اصطکاک، حاصل نیروی اصطکاک و سرعت پیستون می‌باشد از این‌رو در موقعیت نصف هر کورس که سرعت پیستون به ماکزیمم مقدار خود می‌رسد، کار اصطکاک نیز

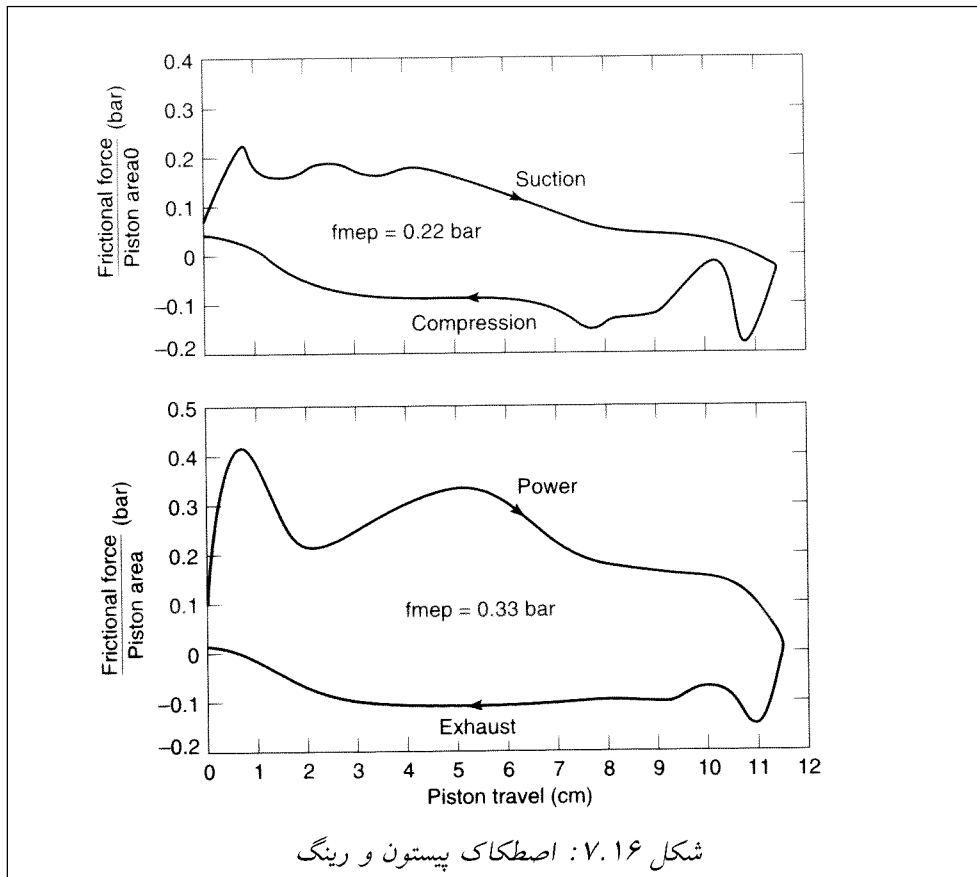


با بالاترین حد خود خواهد رسید.

اصطکاک ایجادشده توسط حرکت رینگ‌ها نیز توسط تحقیقاتی به‌طور دقیق محاسبه شده‌است (Taylor 1985).

نتایج کلی این تحقیقات در نمودار شکل ۷.۱۶ نشان داده شده‌است. در این مبحث باید توجه داشت که:

۱. نیروی اصطکاک در طی مراحل تراکم و انبساط قابل مقایسه اند.
۲. نیروی اصطکاک ایجادشده در طی مرحله انبساط حدود ۲ برابر بزرگتر از مقادیر ایجادشده در طی کورس‌های دیگر می‌باشد.
۳. نیروهای اصطکاک ایجادشده بلافاصله بعد از TDC و BDC مقادیر بزرگی دارند. Taylor فرض کرد که این به‌دلیل تماس فلزبه‌فلز رینگ‌های پیستون و جداره سیلندر می‌باشد.
۴. نیروی اصطکاک در TDC و BDC صفر نیست. با استفاده از موتورهای تحقیقاتی که سرسیلندر آن بار فنری را ایجاد می‌کند نیروی محوری اصطکاک ایجادشده در TDC و BDC اندازه‌گیری شده‌است.

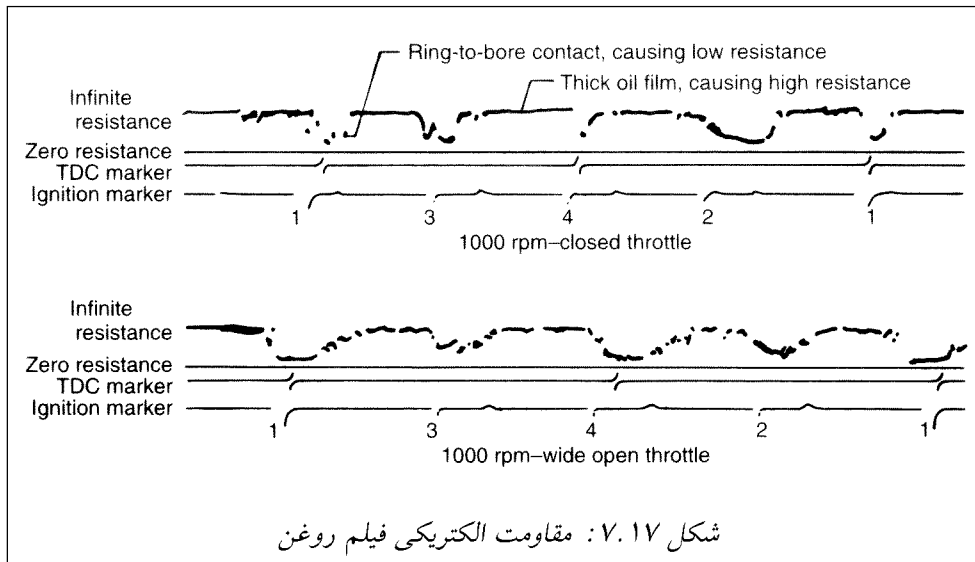


شکل ۷.۱۶: اصطکاک پیستون و رینگ

۵. fmep ناشی از پیستون و رینگ‌های آن برای این موتور در حدود ۳۰ kPa بوده‌است.

درست بودن فرضیه Taylor (تماس فلز با فلز در نزدیکی TDC و BDC) را می‌توان با اندازه‌گیری ضخامت لایه روغن اثبات کرد. اندازه‌گیری ضخامت لایه روغن به روشهای الکتریکی با استفاده از تغییرات مقاومت الکتریکی آن انجام می‌شود. در شکل ۷.۱۷ تغییرات مقاومت الکتریکی بین جداره سیلندر و پیستون در موتور در حال کار نشان داده شده‌است. نتایج نشان می‌دهد که در نزدیکی TDC و BDC ضخامت لایه روغن به حداقل مقدار خود می‌رسد. که براحتی قابل درک است که احتمال تماس فلز با فلز در این نواحی بسیار زیاد است. همچنین بالا بودن مقاومت لایه روغن در وسط هر کورس نشان‌دهنده وجود رژیم اصطکاک هیدرولیکی در این ناحیه است. آزمایشهای مشابهی توسط Arcoumanis et.al انجام گرفت (به‌روش لیزر القایی فلورسانسی) که صحت ادعاهای Taylor را ثابت می‌کند. از این‌رو:

۱. در نزدیکی TDC و BDC به دلیل سرعت کم پیستون رژیم اصطکاک مرزی حاکم است.



۲. در وسط هر کورس با توجه به سرعت بالای پیستون رژیم اصطکاک هیدرولیکی برقرار است.

شکل ۷.۱۸ بحث‌هایی را به تحلیل تئوری روغنکاری نشان می‌دهد. لایه روغن به ضخامت δ جدا کننده جداره سیلندر و رینگ پیستون است. δ خود به زمان و مکان وابسته است. فشار روغن p_{oil} نیز به زمان و مکان وابسته است. از آنجایی که قطر سیلندر از δ بسیار بزرگتر می‌باشد، تحلیل خود را با شرایط مناسبی به صورت یک بعدی انجام می‌دهیم. در این حالت، دستگاه مختصات را به گونه‌ای تعریف می‌کنیم که رینگ ثابت و دیواره سیلندر با سرعت لحظه‌ای U_p در حال حرکت است.

از آنجایی که لایه روغن از عرض رینگ بسیار کوچکتر است:

$$\delta(x, t) \ll L \quad (7.29)$$

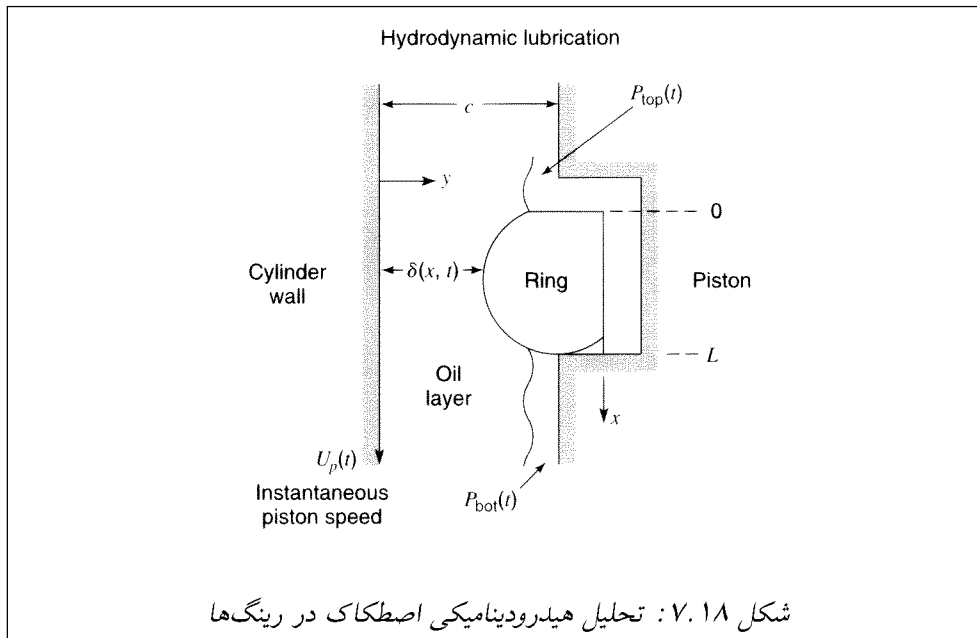
معادلات ناویر-استوکس را نوشته و با ساده‌سازی به معادلات معروف رینولدز می‌رسیم:

$$\frac{d}{dx} \left[\delta^3 \frac{dp_{oil}}{dx} \right] = 6\mu U \frac{d\delta}{dx} + 12\mu \frac{d\delta}{dt} \quad (7.30)$$

شرایط مرزی که برای حل معادلات رینولدز نیاز است عبارت است از: (در شکل ۷.۱۷ نشان داده شده‌است)

$$p_{oil}(0, t) = p_{top}(t) \quad (7.31)$$

$$p_{oil}(L, t) = p_{bot}(t) \quad (7.32)$$



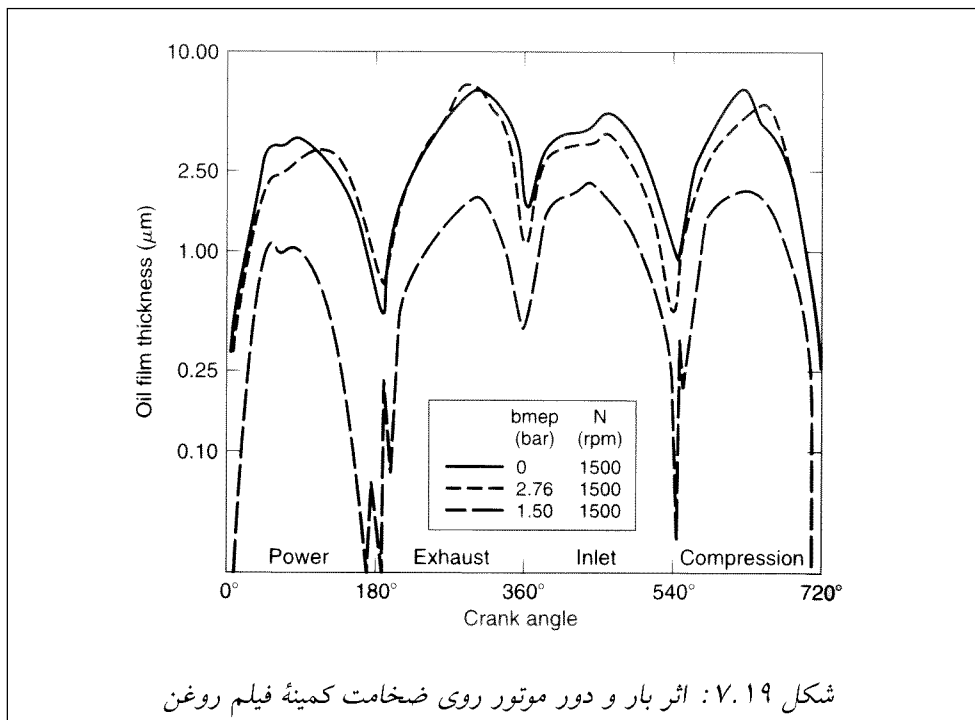
که در آن $p_{bot}(t)$ و $p_{top}(t)$ توابع متناوبی هستند که از اندازه‌گیری‌های تجربی یا از حل یک مدل احتراق کامل - همراه با اثر گازهای رخنه‌ای - به دست آمده‌اند.

با حل معادلات ملاحظه می‌شود که تمام شرایط مرزی معادلات رینولدز ارضا می‌شوند.

مدل‌هایی که هر دو نوع روغنکاری مرزی و هیدرودینامیک را در بر می‌گیرند برای بررسی رینگ‌ها به کار می‌روند. این مدل‌ها همچنین برای چرخش پیستون، گازهای رخنه‌ای و فشار داخلی رینگ، انحنا پیستون و رینگ، پیچش رینگ و زبری سطح به کار می‌روند. نتیجه استفاده از روش مدل کردن پیش‌بینی ضخامت لایه روغن و توزیع فشار برای هر رینگ است.

برخی از ضخامت‌های محاسبه شده برای موتورهای واقعی در شکل ۷.۱۹ نشان داده شده‌است. در این منحنی، حداقل ضخامت لایه روغن برای سرعت‌ها و بارهای مختلف رسم شده‌است. نتایج به دست آمده برای شرایط مختلف به هم شبیه بوده و تقریباً نسبت به بار و سرعت موتور غیرحساس است. زبری سطح در موتورها به گونه‌ای است که در ضخامت‌های کمتر از حدوداً یک میکرون برای لایه روغن انتظار تماس فلز با فلز وجود دارد. نتایج به دست آمده از شکل ۷.۱۹ نشان می‌دهد که تماس فلز با فلز در نقاط مرگ بالا و پایین و برای همه سرعت‌ها و بارها می‌تواند روی دهد. همچنین این نتایج نشان می‌دهد که در بارگذاری‌های شدید نیز تماس فلز با فلز روی می‌دهد.

روابط اصطکاک برای پیستون و رینگ هنگامی که هر دو نوع روانکاری مرزی و هیدرودینامیک در نظر گرفته شوند، به دست می‌آیند. بزرگی قسمتهای مختلف اصطکاک هیدرودینامیکی به ناحیه تماس بستگی دارد. با قرار دادن L_s به عنوان متوسط طول دامن پیستون و طول تماس رینگ و c



به عنوان لقی متوسط دامن پیستون، نیروی اصطکاک، F_f ، در مقیاس دامن پیستون برابر است با:

$$F_f = A\mu \frac{du}{dy} \sim bL_s\mu \frac{\bar{U}_p}{c} \quad (7.33)$$

و برای تعداد n_c پیستون، فشار مؤثر متوسط اصطکاک، f_{mep} ، برای دامن پیستون برابر است با:

$$\begin{aligned} f_{mep_{skirt}} &\sim \frac{F_f u}{n_c N b^2 s} \sim \frac{\mu n_c b L_s \bar{U}_p}{c n_c N b^2 s} \\ &\sim \mu \frac{L_s U_p}{bc} \end{aligned} \quad (7.34)$$

این یک فرض معقولانه است که طول دامن پیستون و لقی را به طور مستقیم با قطر پیستون مقیاس کنیم، برای مثال، $c \sim b$ و $L_s \sim b$. مقیاس طول پیستون بر اساس شباهت هندسی و مقیاس لقی بر ملاحظات انتشار گرمایی استوار است. بنابراین، برای f_{mep} هیدرودینامیکی دامن پیستون داریم:

$$f_{mep_{skirt}} \sim \mu \frac{\bar{U}_p}{b} = c_{ps} \frac{\bar{U}_p}{b} \quad (7.35)$$

پاتن و همکارانش (۱۹۸۹) ثابت تناسبی $c_{ps} = ۲۹۴ \text{ kPa} - \text{mm} - \text{s/m}$ را برای اصطکاک هیدرودینامیکی پیستون پیشنهاد می‌کنند، که در آن خصوصیات روغن در نظر گرفته شده‌است. نیروی اصطکاک رینگ‌های پیستون شامل دو قسمت است، یکی ناشی از تنش رینگ و دیگری ناشی از نیروی فشار گاز. آن قسمت از نیروی اصطکاک پیستون که در اثر انبساط رینگ در یک سیستم روانکاری مخلوط ایجاد می‌شود دارای یک ضریب اصطکاک می‌باشد که با سرعت پیستون نسبت عکس دارد. پاتن و همکارانش (۱۹۸۹) برای اصطکاک پیستون-رینگ مقیاسی پیشنهاد می‌کند که بین رژیم روانکاری مرزی و هیدرودینامیکی پل می‌زند و به صورت زیر است:

$$F_f \sim fF_n \sim \left(1 + \frac{1000}{N}\right) \quad (۷.۳۶)$$

fmepr رینگ پیستون به صورت زیر مقیاس می‌شود:

$$\text{fmeprings} \sim \frac{n_c \left(1 + \frac{1000}{N}\right) \bar{U}_p}{n_c N b^2 s} = c_{pr} \left(1 + \frac{1000}{N}\right) \frac{1}{b^2} \quad (۷.۳۷)$$

ثابت تناسب پیشنهاد شده توسط پاتن و همکارانش (۱۹۸۹)

$$c_{pr} = ۴/۰۶ \times ۱۰^{+۴} \text{ kPa} - \text{mm}^2$$

می‌باشد.

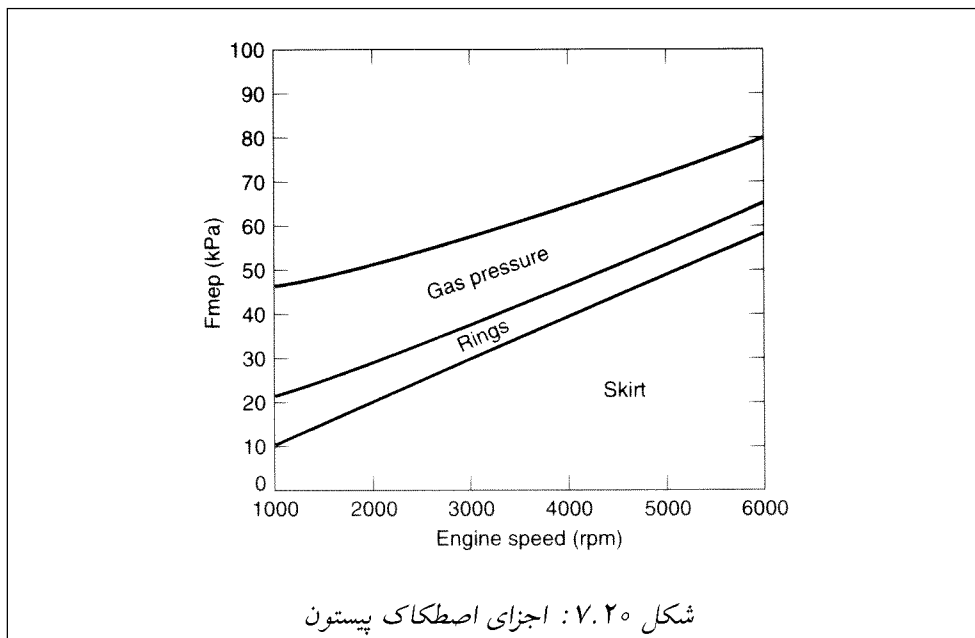
برای اصطکاک پیستون ناشی از نیروی فشار گاز، رابطه زیر توسط بیشاپ (۱۹۶۴) پیشنهاد شده‌است:

$$\text{fmeprgasload} = c_g \frac{P_i}{P_a} \left[۰/۰۸۸r + ۰/۱۸۲r^{۱/۳۳-K\bar{U}_p} \right] \quad (۷.۳۸)$$

که در آن فشار ورودی به منیفولد، p_i فشار اتمسفر، r نسبت تراکم، $c_g = ۶/۸۹$ و $K = ۲/۳۸ \times ۱۰^{-۲} \text{ s/m}$ است. این رابطه تأثیر نسبت تراکم را نیز دربر می‌گیرد، به طوری که باعث کاهش ضریب اصطکاک در یک رژیم روانکاری مخلوط می‌شود.

بزرگی نسبی سه جزء اصطکاک پیستون، دامن پیستون، انبساط رینگ و فشار گاز برای موتوری با قطر پیستون $b = ۸۶$ میلیمتر در شکل ۷.۲۰ نشان داده شده‌است.

fmepr دامن پیستون و یاتاقان‌های شاتون به طور خطی با سرعت موتور افزایش پیدا می‌کند، درحالی‌که fmepr رینگ پیستون با سرعت موتور کاهش می‌یابد. در سرعت‌های پایین، بیشتر اصطکاک ناشی از رینگ‌های پیستون است و در سرعت‌های بالا بزرگی اصطکاک به دلیل اصطکاک دامن پیستون است.



۷.۶ نیروهای وارد بر پیستون

شکل ۷.۲۱ نیروهای اعمال شده بر پیستون را نشان می‌دهد. با انتخاب دستگاه مختصات $x - y$ که جهت x در راستای خط مرکزی سیلندر و جهت y در راستای شعاع پیستون به سمت بیرون می‌باشد و با نوشتن معادله تعادل در این دستگاه به دست می‌آید که:

$$\sum F_x = m \frac{dU_p}{dt} = -F_r \cos \phi + P(\pi/4)B^2 \pm F_f \quad (۷.۳۹)$$

از آنجا که در راستای y هیچ حرکتی وجود ندارد، در نتیجه تعادل استاتیکی اینگونه خواهیم داشت که:

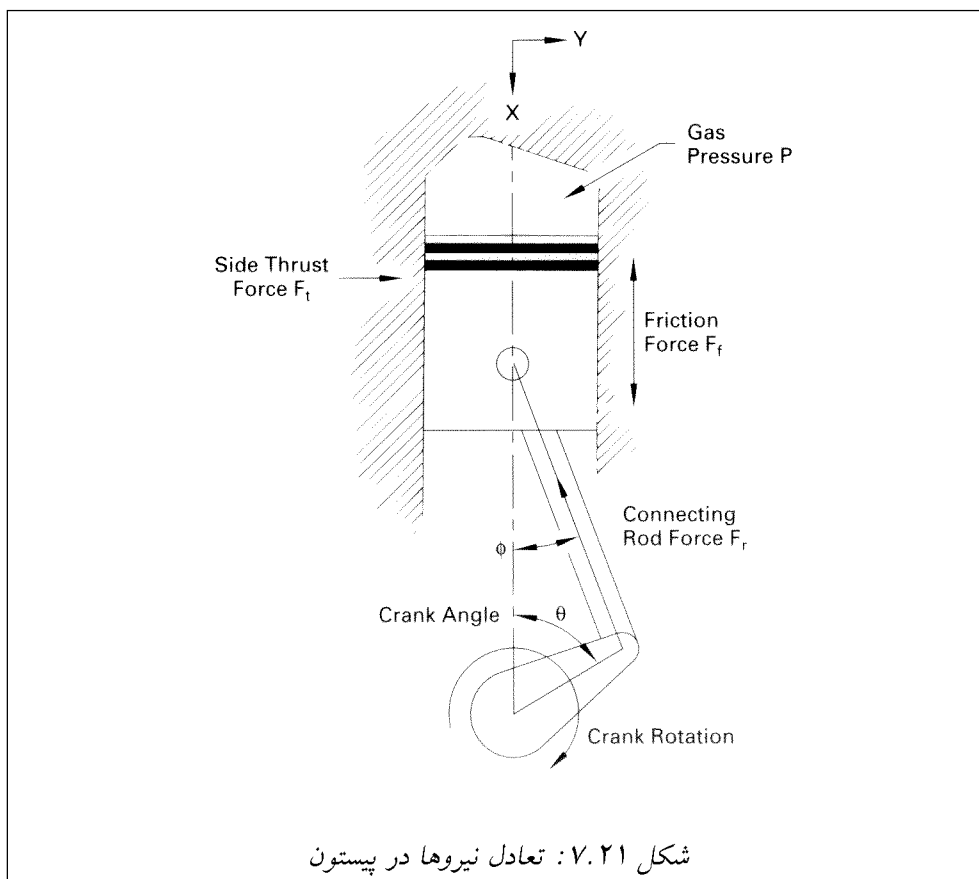
$$\sum F_y = 0 = F_r \sin \phi - F_t \quad (۷.۴۰)$$

از ترکیب معادلات (۷.۳۹) و (۷.۴۰) ${}^{\circ}\text{STF}$ اعمال شده به پیستون به دست می‌آید:

$$F_t = [-m \frac{dU_p}{dt} + P(\pi/4)B^2 \pm F_f] \tan \phi \quad (۷.۴۱)$$

این نیروی STF که در راستای محور y می‌باشد، عکس‌العمل نیرویی است که از شاتون به پیستون وارد می‌شود. واضح است که این نیرو در صفحه حرکتی شاتون ایجاد می‌شود. براحتی می‌توان

${}^{\circ}\text{STF}$ نیروی جانبی وارد به پیستون، Side Thrust Force



دریافت که نیروی F_t ثابت نیست و به مقادیر p ، ϕ و $\frac{dU_p}{dt}$ بستگی دارد. این مقادیر نیز در سیکل حرکتی موتور تغییر خواهند کرد:

۱. در طی مراحل قدرت و مکش نیروی STF در یک سمت سیلندر قرار می‌گیرد (برای نمونه در سمت چپ سیلندر شکل ۷.۲۱). به دلیل فشار بالای موجود در این دو مرحله نیروی عکس‌العمل زیادی در شاتون ایجاد می‌گردد که به همین دلیل STF به مقدار حداکثر خود می‌رسد. به این مقدار حداکثر major STF گفته می‌شود.

۲. در طی مراحل تخلیه و فشار به دلیل قرار گرفتن شاتون در سمت دیگر میل‌لنگ نیروی STF تولیدی در سمت دیگر قرار می‌گیرد (سمت راست سیلندر شکل ۷.۲۱). با توجه به فشار کم موجود در این دو مرحله این نیرو به حداقل مقدار خود می‌رسد که به آن minor STF گفته می‌شود.

ناگفته نماند نیروی STF در صفحات دیگر (غیر از صفحه حرکتی شاتون) مقادیر کمتری نسبت به حالات قبل دارند. نهایتاً این نیرو در صفحه‌ای که بر صفحه حرکتی شاتون عمود است به حداقل مقدار خود می‌رسد.

همانطور که قبلاً گفته شد STF به موقعیت زاویه‌ای لنگ (θ یا ϕ) بستگی دارد. با توجه به حرکت رفت و برگشتی پیستون از BDC به TDC همواره مقدار STF در طی یک سیکل موتور ۲ بار به مقدار حداکثر و حداقل خود می‌رسد. این مسأله باعث اهمیت یافتن پدیده خستگی و فرسایش قطعات ناشی از آن می‌گردد. این فرسودگی‌ها از بالا تا پایین سیلندر تأثیر می‌گذارند و در صفحه حرکتی شاتون و در موقعیت major STF به حداکثر مقدار آن خواهد رسید.

این فرسودگی‌ها در هنگام محاسبه عمر ماشین نقش بسیار مهمی را ایفا می‌کنند. برای نمونه اگر ماشین جدیدی که دارای پیستون کاملاً متقارن و با سطح مقطع دایره‌ای است از این فرسودگی‌ها در امان نباشد این تقارن بسیار زود از بین رفته و بر طول عمر خودرو تأثیر منفی می‌گذارد. برای حل این مشکل در موتورهای پیشرفته از پیستون‌هایی با جرم کمتر و دامن کوچکتر استفاده می‌کنند. از نتایج این کار:

۱. جرم کمتر پیستون باعث کاهش اینرسی آن و در نتیجه کاهش ترم شتاب در معادله (۷.۴۱) می‌گردد.

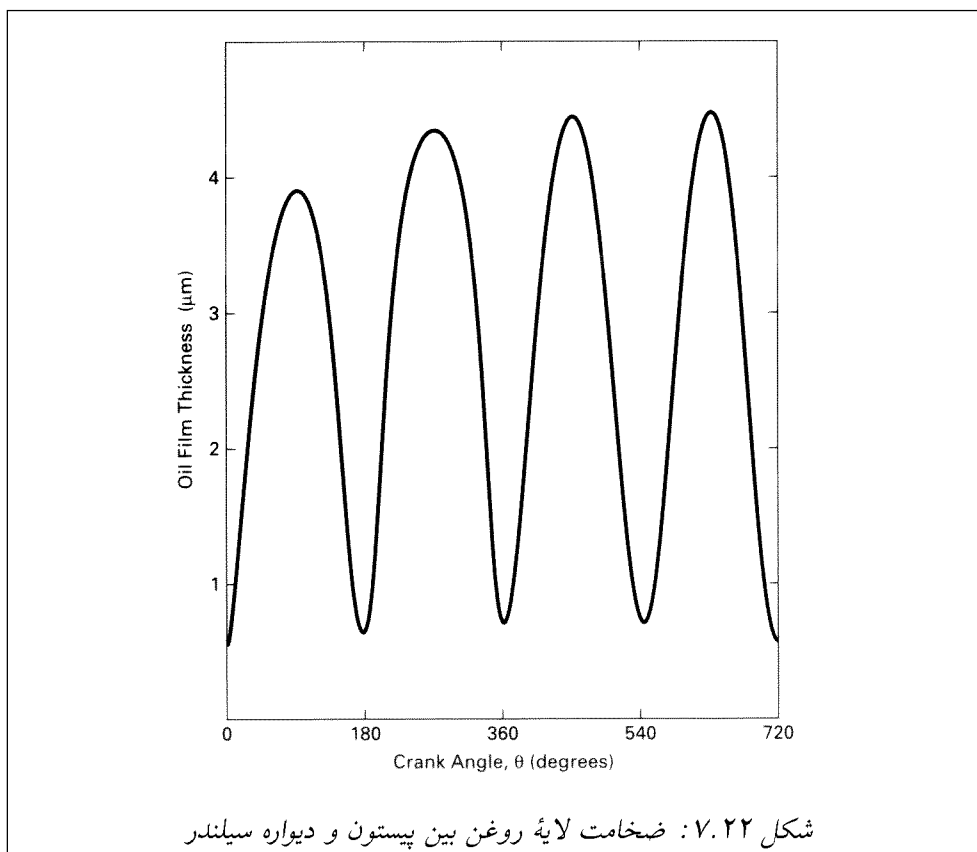
۲. دامن کوچکتر نیز با کمتر شدن سطح تماس پیستون با جداره سیلندر و باعث کاهش اصطکاک مالشی و اثر تخریبی آن خواهد گشت. اما نباید از نظر دور داشت که با کمتر کردن دامن پیستون باید تلرانسهای بین سیلندر و پیستون نیز کمتر گردد تا از پدیده cocking جلوگیری به عمل آید.

همچنین رینگ‌های کمتر و کوچکتر پیستون یکی از راهکارهای پیشنهادی بر حل مسأله فوق می‌باشد که معمولاً در موتورهای قدیمی مورد استفاده قرار می‌گرفته است. البته این مسأله خود نیازمند تلرانسهای کمتر که موجب بالا رفتن هزینه ساخت است، می‌باشد.

همچنین در بعضی از موتورها پین پیستون به اندازه بسیار کم (۱-۲ mm) به سمت موقعیت نیروی minor STF منتقل می‌شود. این کار باعث کاهش نیروی major STF و فرسودگی ناشی از آن می‌گردد.

اما ایده برخی از تولیدکنندگان بر این است که میزان اصطکاک را با کم کردن کورس موتور کاهش دهند. این مسأله نیازمند تأمل و بررسی دارد که به آن می‌پردازیم.

برای حجم موتور ثابت با کاهش کورس موتور نیاز به افزایش bore داریم. این افزایش bore موجب اضافه شدن اتلاف حرارتی سیلندر به دلیل ازدیاد سطح آن می‌گردد. در حالت دیگر با افزایش



کورس موتور (یعنی زیاد شدن فاصله پیمایش شعله) خطر پدیده کوبش^{۲۱} زیاد می‌گردد.

با این تفاسیر براحتی این نتیجه به دست می‌آید که موتورهای سبک و متوسط (سواری) برای داشتن بهترین حالت کاری باید کورس و bore تقریباً برابری داشته باشند.

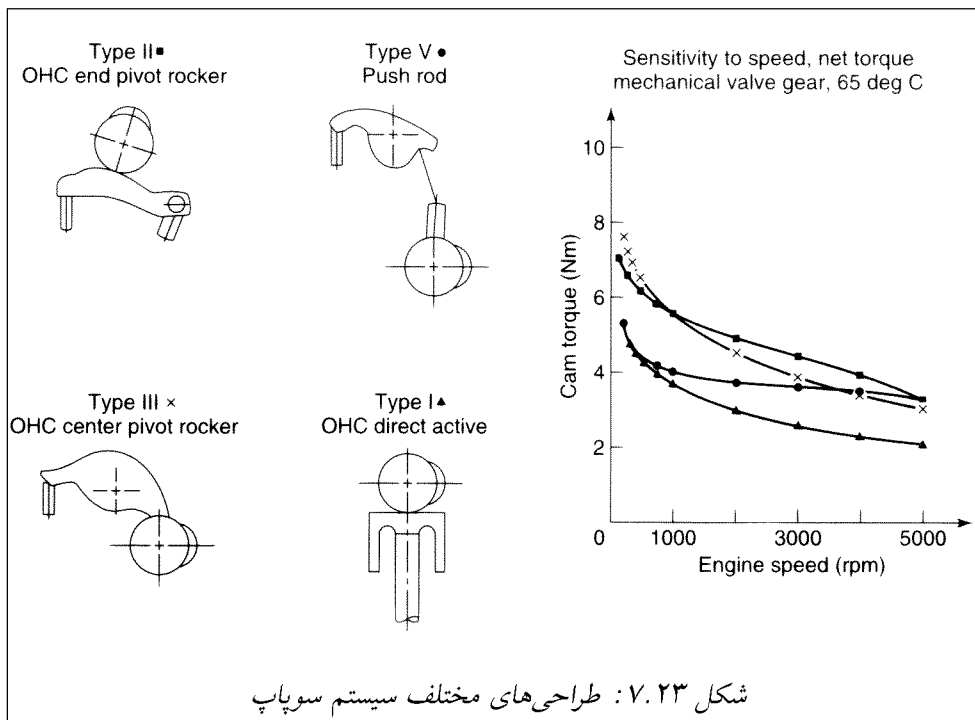
در شکل ۷.۲۲ تغییرات ضخامت لایه روغن بین پیستون و سیلندر و سرعت موتور را در یک سیکل موتور و در یک موقعیت محیطی از پیستون رسم شده است.

نیروی اصطکاک وارد بر پیستون متناسب است با لزجت روغن، دور موتور و imep.

^{۲۱}knock

۷.۷ اصطکاک مجموعه سوپاپها

اصطکاک سیستم سوپاپ از میل بادامک، میل پیرو^{۲۲} و اجزاء سوپاپ ناشی می‌شود. طرحهای معمول سیستم سوپاپ را در شکل ۷.۲۳ می‌بینید.



اتلاف اصطکاک ناشی از مجموعه سوپاپ‌ها عبارت است از: اصطکاک هیدرودینامیکی در یاتاقان‌های میل بادامک، روانکاری مخلوط در پیروهای تخت، اصطکاک تماسی غلتشی در پیروهای غلتشی و هر دو نوع اصطکاک مخلوط و هیدرودینامیکی در نتیجه حرکت رفت و برگشتی بالابرنده‌ها و سوپاپ‌ها. اصطکاک هیدرودینامیکی در یک میل بادامک شبیه اصطکاک در یاتاقان‌های اصلی و میل‌شاتون است. اگر قطر و طول یاتاقان‌های میل بادامک ثابت فرض شود و تابعی از اندازه موتور نباشد، آنگاه مرتبه f_{mep} برابر است با:

$$f_{mep_{cam}} \sim \frac{N n_{cs}}{n_c b^3 s} = c_c \frac{N_{cs}}{n_c b^3 s} \quad (7.42)$$

که در آن، n_{cs} تعداد یاتاقان‌های میل بادامک است که فرض می‌شود برابر با ضرب تعداد یاتاقان‌های

میل بادامک و تعداد یاتاقانهای اصلی باشد. پاتن و همکارانش (۱۹۸۹) مقدار

$$c_c = ۲/۴۴ \times ۱۰^۲ \text{ KPa} \cdot \text{mm}^3 \cdot \text{min/rev}$$

را به عنوان یک ثابت تناسبی بعلاوه یک مقدار اضافی برای محاسبه درزبندی میل بادامک پیشنهاد کردند. فرض می شود نیروی طبیعی در قسمتهای مختلف مکانیسم سوپاپ مانند، پیروها^{۲۳}، بالابرها و سوپاپها با ضرب جرم مؤثر سیستم سوپاپها و شتاب متناسب است. جرم مؤثر سیستم سوپاپ با مساحت سوپاپها متناسب است، که آن نیز بنوبه خود با سطح برش عرضی سیلندر متناسب است. بنابراین نیروی نرمال با مربع قطر سیلندر مقیاس می شود. یک پیرو تخت (ff) که فرض می شود در یک رژیم روانکاری مخلوط کار می کند، با ضریب اصطکاکی که به طور معکوس با سرعت موتور متناسب است، مقیاس می شود.

$$F_f \sim fF_n \sim \left(1 + \frac{۱۰۰۰}{N}\right)b^۲ \quad (۷.۴۳)$$

و مرتبه fmep برابر است با:

$$\text{fmep}_{ff} \sim \left(1 + \frac{۱۰۰۰}{N}\right)\frac{n_v}{n_c s} = c_{ff} \left(1 + \frac{۱۰۰۰}{N}\right)\frac{n_v}{n_c s} \quad (۷.۴۴)$$

در حالی که n_v تعداد همه سوپاپها و c_{ff} هم ضریب پیرو تخت است. یک پیرو غلتشی rf در یک رژیم اصطکاکی تماس غلتشی کار می کند و با ضریب اصطکاکی که با سرعت موتور متناسب است، مقیاس می شود. پاتن و همکارانش (۱۹۸۹) رابطه زیر را برای fmep پیشنهاد کردند:

$$F_f \sim fF_n \sim Nb^۲ \quad (۷.۴۵)$$

$$\text{fmep}_{rf} \sim \frac{n_v N}{n_c s} = c_{rf} \frac{n_v N}{n_c s} \quad (۷.۴۶)$$

c_{rf} ضریب پیرو غلتشی است. اصطکاک هیدرودینامیکی نوسانی (oh) در بالابرها و دنباله سوپاپها (guides) با ریشه دوم متغیر Stribeck، مقیاس می شود، که در آن سرعت نسبی با حداکثر بالا آمدن سوپاپ، L_v و سرعت موتور، N متناسب است. مقیاس fmep به صورت زیر است:

$$F_f \sim fF_n \sim (L_v N F_n)^{۱/۲} \sim (L_v N b^۲)^{۱/۲} \quad (۷.۴۷)$$

$$\text{fmep}_{oh} \sim \frac{n_v L_v^{3/2} N^{1/2}}{n_c b s} = c_{oh} \frac{n_v L_v^{3/2} N^{1/2}}{n_c b s} \quad (7.48)$$

که c_{oh} ، ضریب هیدرودینامیکی نوسانی است. روانکاری مخلوط نوسانی (om) در سر و دسته سوپاپ با ضریب اصطکاکی که با مقدار بالا آمدن سوپاپ و معکوس سرعت موتور متناسب است، مقیاس می‌شود:

$$F_f \sim f F_n \sim \left(1 + \frac{1000}{N}\right) b^2 \quad (7.49)$$

$$\text{fmep}_{om} \sim \left(1 + \frac{1000}{N}\right) \frac{n_v L_v}{n_c s} = c_{om} \left(1 + \frac{1000}{N}\right) \frac{n_v L_v}{n_c s} \quad (7.50)$$

که c_{om} ضریب نوسانی مخلوط است. پیشاپ (۱۹۶۴) یک عبارت کلی ساده‌تر برای اصطکاک مجموعه سوپاپ‌ها، به صورت زیر پیشنهاد کرد:

$$\text{fmep}_{\text{valve train}} = 393 \left(30 - \frac{4N}{1000}\right) \frac{n_{iv} D_{iv}^{3/4}}{b^2 s} \quad (7.51)$$

که در آن D_{iv} ، قطر سر سوپاپ ورودی و واحد s ، b و D_{iv} میلی‌متر است. در سیستمهای سوپاپ SOHC متداول، لی و همکارانش (۱۹۹۹) مقدار ۲۴۶ را برای ضریب leading در عبارت ۷.۵۱ پیشنهاد کردند، یک indication که تکنولوژی جاری اصطکاک سوپاپ‌ها را کاهش داده است. رابطه پیشاپ کاهش ضریب اصطکاک در یک رژیم روغنکاری مخلوط با سرعت موتور به حساب می‌آید و با عکس طول کورس پیستون متناسب است.

۷.۸ لوازم جانبی موتور

لوازم ضروری زیادی در یک موتور اتومبیل وجود دارد که از میل‌لنگ انرژی گرفته و باعث کاهش توان خروجی آن می‌شوند. برخی از این لوازم به طور مداوم کار می‌کنند (پمپ بنزین، پمپ روغن، سوپرشارژر و فن موتور) و برخی تنها پاره‌ای اوقات در حال کارند (پمپ کولر و ...). هنگامی که یک موتور چرخانده می‌شود تا اصطکاک آن اندازه‌گیری گردد، مشخص می‌شود که سه جزء ضروری موتور (پمپ آب، پمپ بنزین و دینام) ۲۰ درصد از کل توان اصطکاکی را تولید می‌کنند. در بسیاری از موتورهای قدیمی‌تر پمپ بنزین و پمپ آب به طور مکانیکی به میل‌لنگ متصل می‌شده از آن توان می‌گرفتند، اما امروزه بیشتر موتورهای جدید از پمپ بنزین و حتی از پمپ آب الکتریکی

استفاده می‌کنند. توان مورد نیاز این پمپ‌ها از دینام تامین می‌گردد و دینام انرژی خود را از میل‌لنگ می‌گیرد. اکثر موتورهای یک پروانه خنک‌کننده دارند که هوای خروجی را به طرف رادیاتور می‌مکد و باعث هدایت جریان هوا به‌داخل بلوک سیلندر می‌گردد. هنگامی که سرعت موتور افزایش می‌یابد سرعت پروانه و انرژی مورد نیاز آن نیز افزایش می‌یابد. سرعت بالاتر موتور معمولاً به معنی سرعت بالاتر اتومبیل است. در سرعت‌های بالاتر وجود پروانه خنک‌کن ضروری نیست، زیرا در این شرایط هوای کافی از رادیاتور و بلوک سیلندر عبور کرده و تنها با حرکت رو به جلوی اتومبیل، سرمایه‌ش موتور تامین می‌گردد. برای صرفه‌جویی در انرژی، تعدادی از پروانه‌ها فقط وقتی به سرمایه‌ش نیاز است به‌کار می‌افتند. این امر با اتصالی مکانیکی و یا هیدرولیکی که در سرعت‌های بالا یا دماهای پایین قطع می‌گردد، امکان پذیر است (برای مثال، بایک کلاچ گرمایی و یا گریز از مرکز). بسیاری از پروانه‌ها الکتریکی بوده و به‌کمک یک سویچ گرمایی در مواقع لزوم به‌کار می‌افتند. اتومبیل‌هایی که دارای سیستم تهویه مطبوع می‌باشند به‌علت بار سرمایه‌ش ایجادشده از کندانسور به یک فن بزرگتر نیاز دارند.

۷.۹ اصطکاک لوازم جانبی

فشار مؤثر متوسط لوازم جانبی (amep) با مجموع اصطکاک اجزاء باقیمانده در موتور به غیر از یاتاقان‌های تماسی، پیستون و رینگ‌ها و ائتلاف مجموعه سوپاپ‌ها ارتباط دارد که شامل، پمپ روغن، پمپ آب و اصطکاک nonchrging alternator می‌باشد. اگر فرض کنیم این ترم‌ها با حجم‌جابجایی موتور متناسب باشند، آنگاه با توجه به معادله (۷.۴۴)، mep لوازم جانبی فقط تابعی از سرعت پیستون خواهد بود. پاتن وهمکارانش (۱۹۸۹) برای فشار مؤثر متوسط لوازم جانبی amep رابطه زیر را پیشنهاد کرد:

$$\text{amep} = a_1 + a_2 \left(\frac{N}{1000} \right) + a_3 \left(\frac{N}{1000} \right)^2 \quad (7.52)$$

که:

$$a_{\neq} / 23 \text{ KPa}$$

$$a_{\neq} / 22 \text{ KPa} \cdot \text{min}/\text{rev}$$

$$a_{\neq} / 179 \text{ KPa} \cdot \text{min}^2/\text{rev}$$

پیشاپ (۱۹۶۴) نیز برای فشار مؤثر متوسط لوازم جانبی رابطه زیر را پیشنهاد می‌کند:

$$\text{amep} = 2.69 \left(\frac{N}{1000} \right)^{3/2} \quad (7.53)$$

اگرچه روابط پاتن و بیشاپ توابع متفاوتی از سرعت موتور هستند، اما هر دو شیب منحنی amep را با افزایش سرعت موتور، نزولی پیش‌بینی می‌کنند.

۷.۱۰ فشار مؤثر متوسط پمپینگ

فشار مؤثر متوسط پمپینگ مجموع افت‌های فشار جریان در حین عبور از موانع موجود در مراحل تنفس و تخلیه است. این فشار، مقداری برای کار مورد نیاز حرکت مخلوط سوخت و هوا به‌داخل و خارج موتور می‌باشد. موانعی سر راه جریان، در سیستم تنفس، سوپاپ‌های ورودی، سوپاپ‌های خروجی و سیستم تخلیه وجود دارد. اجزاء سیستم تنفس شامل، فیلتر هوا، مینیفولد ورودی و دریچه گاز (throttle valve) و اجزاء سیستم تخلیه شامل، مینیفولد خروجی، محفظه کاتالیزور (catalytic convertor)، صداگیر آگزوز و لوله آگزوز است. ΔP_{im} ، افت فشار در مینیفولد ورودی برابر است با:

$$\Delta P_{im} = P_a - P_i \quad (7.54)$$

که P_i فشار مینیفولد ورودی، P_a فشار اتمسفر است. افت فشار در حین عبور جریان از دریچه‌های ورودی با دبی جرمی و مساحت قسمت باز دریچه متناسب است:

$$\Delta P_{iv} \sim \rho U^2 \sim \frac{1}{\rho} \left(\frac{\dot{m}}{n_{iv} v A_{iv}} \right)^2 \quad (7.55)$$

که n_{iv} تعداد سوپاپ‌های ورودی در هر سیلندر است. دبی جرمی با راندمان حجمی متناسب است، که آن نیز بنوبه خود با $\frac{P_i}{P_a}$ متناسب است:

$$\dot{m} \sim V_d N \sim e_v b^2 s N \sim \frac{P_i}{P_a} b^2 \bar{U}_p \quad (7.56)$$

با صرف نظر از تغییر چگالی در عبور از سوپاپ‌ها، افت فشار در سوپاپ ورودی با مربع سرعت متوسط پیستون متناسب است:

$$\Delta P_{iv} = c_v \left(\frac{P_i \bar{U}_p b^2}{P_a n_{iv} D_{iv}} \right)^2 \quad (7.57)$$

که D_{iv} قطر سوپاپ ورودی است. مانند قبل، افت فشار سوپاپ خروجی ΔP_{ev} نیز متناسب است با:

$$\Delta P_{ev} = c_v \left(\frac{P_i \bar{U}_p b^2}{P_a n_{ev} D_{ev}} \right)^2 \quad (7.58)$$

که D_{ev} قطر سوپاپ خروجی n_{ev} تعداد سوپاپ‌های خروجی در هر سیلندر است. ثابت تناسبی توسط میلینگتن وهارتلز (۱۹۶۸) برای موتورهای دیزل سبک با سرعت بالا به صورت $c_v = 4/12 \times 10^{-3} \text{ KPa} \cdot \text{s}^2/\text{m}^2$ محاسبه شد.

افت فشار سیستم تخلیه ΔP_{es} نیز با مربع نرخ دبی جرمی به صورت زیر متناسب است:

$$\Delta P_{es} \frac{\dot{m}^2}{\rho_{es}} \sim \left(\frac{P_i}{P_a} \bar{U}_p \right)^2 \quad (7.59)$$

$$= k_{es} \left(\frac{P_i}{P_a} \bar{U}_p \right)^2$$

اگر در یک موتور با سرعت پیستون ۱۵ متربرثانه و در شرایط WOT افت فشار سیستم خروجی ۴۰ kpa فرض شود ثابت تناسبی c_{es} برابر $0.178 \text{ kpa} \cdot \text{s}^2/\text{m}^2$ خواهد بود (پاتن و همکارانش (۱۹۸۹)) و فشار مؤثر متوسط پمپینگ کل برابر است با:

$$p_{mep} = \Delta P_{im} + \Delta P_{iv} + \Delta P_{ev} + \Delta P_{es} \quad (7.60)$$

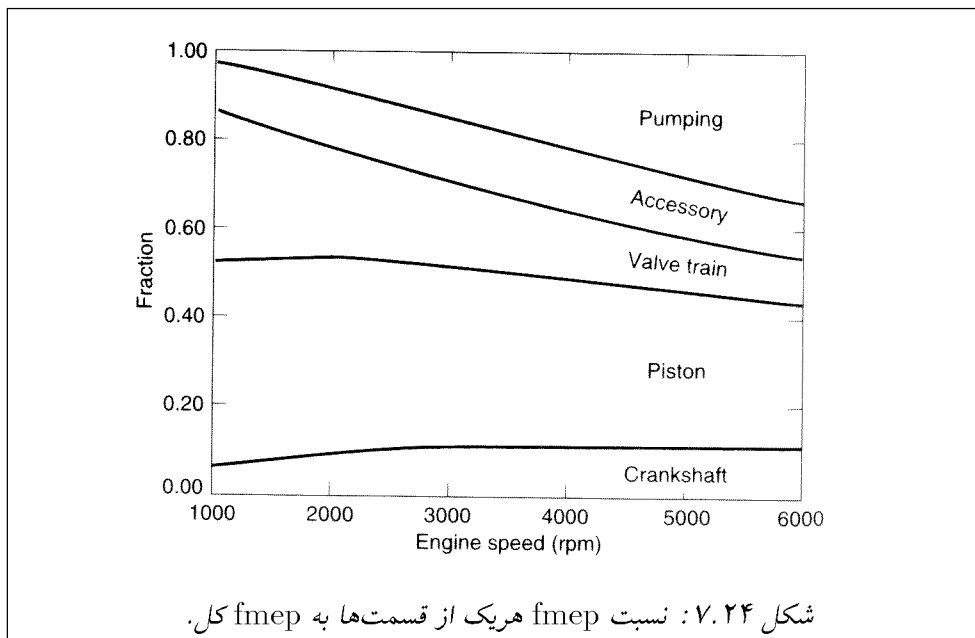
۷.۱۱ فشار مؤثر متوسط اصطکاکی کلی موتور

بررسی‌های به‌عمل آمده روی اجزای قبلی می‌توانند با هم ترکیب شوند و مدل fmep موتور را تشکیل دهند. روابط به‌دست آمده با هم جمع شده‌اند و برای ایجاد مدلی از fmep که در text web page موجود می‌باشد، استفاده می‌شوند. باید توجه داشت ضرایبی که در مدل fmep به‌کار می‌روند به خصوصیات روغن مانند لزجت، که به‌طور مستقیم در بررسی‌های به‌عمل آمده وجود ندارند نیز، بستگی دارند.

معادله درجه دوم زیر، رابطه‌ای برای fmep کلی به‌صورت تابعی از سرعت موتور، در موتورها می‌باشد:

$$fmep_{total} = a + b \left(\frac{N}{10000} \right) + c \left(\frac{N}{10000} \right)^2 \quad (7.61)$$

جزء‌های مختلف fmep، فشار مؤثر متوسط اصطکاکی موتور عبارتند از: فشار مؤثر متوسط اصطکاکی میل‌لنگ، پیستون، سوپاپ‌ها، لوازم جانبی و پمپها، که برای موتور خاص داده شده در شکل ۳۰-۶ رسم شده‌است. برای شرایط درجه کاملاً باز گاز، (WOT) و در سرعت‌های پایین موتور، همه fmep موتور در اثر پیستون و سیستم سوپاپ‌ها ایجاد می‌شود. هنگامی که سرعت موتور افزایش می‌یابد، کسر fmep تا حدود ۳۵٪ افزایش می‌یابد و fmep سوپاپ‌ها از ۳۵٪ به ۱۰٪ کاهش می‌یابد.



۷.۱۲ روان‌سازی موتور

به‌طور کلی سه نوع سیستم روغنکاری در موتورها وجود دارد:

۱. روغنکاری پاششی (پاشیدنی)

۲. روغنکاری تحت فشار

۳. ترکیبی از دو حالت بالا

در روش اول، محفظه لنگ به‌عنوان مخزن روغن به‌کار می‌رود. در این سیستم میل‌لنگ با دوران سریع خود و عبور از درون مخزن باعث پاشیدن روغن به قطعات متحرک مختلف می‌شود. در این حالت تمام قطعات شامل سیستم سوپاپ‌ها و میل بادامک روبروی محفظه لنگ قرار گرفته تا روغنی که به درون سیلندر و پشت پیستون و بالای تاج پیستون پاشیده می‌شود آنها را نیز روغنکاری کند. در این سیستم روغن دو نقش روان‌سازی و خنک‌کنندگی را ایفا می‌کند و به پمپ روغن نیازی نیست.

موتوری که با سیستم روغنکاری تحت فشار عمل می‌کند از پمپ روغن برای تغذیه روغن و فرستادن آن به نقاط متحرک استفاده می‌نماید.

روغن برای رسیدن به نقاط گوناگون، از راههایی که در اعضای مختلف موتور ایجاد شده‌است عبور می‌کند. یک اتومبیل معمولی دارای منفذهایی است که در درون شاتون، بلوک سیلندر و بسیاری

دیگر از اعضای متحرک قرار دارند. این راهها تشکیل یک مدار بسته را می‌دهند که توسط پمپ روغن تغذیه می‌گردد. همچنین در این سیستم روغن، تحت فشار زیاد به دیواره‌های داخلی سیلندر و نیز تاج پیستون پاشیده می‌شود. اما در عمل بیشتر اتومبیل‌ها از یک سیستم دیگر استفاده می‌کنند که ترکیبی از دو سیستم فوق است.

در سیستم ترکیبی، محفظهٔ لنگ به‌عنوان مخزن روغن به‌کار می‌رود و همانند سیستم نوع اول که گفته شد روغن به قطعات پاشیده می‌شود. اضافه بر این یک دستگاه پمپ روغن برای افزایش فشار روغن به سیستم کمک می‌کند و در مجموع ترکیبی از دو نوع اول و دوم را ایجاد می‌نماید. بیشتر اتومبیل‌های سواری و موتورهای هواپیماها از یک سیستم شبیه سیستم ترکیبی استفاده می‌کنند. با این تفاوت که مخزن روغن در جایی غیر از محفظهٔ لنگ قرار دارد. در مخزن جداگانه فوق دیافراگمی باعث می‌شود که سطح روغن همواره ثابت نگه‌داشته شده و روغن همواره سالم به پمپ برسد و در نتیجه جریان سالم روغن در موتور برقرار گردد. نام این سیستم مخزن خشک^{۲۴} می‌باشد. علت این نامگذاری آنست که محفظهٔ لنگ همواره خالی از روغن اضافه می‌باشد.

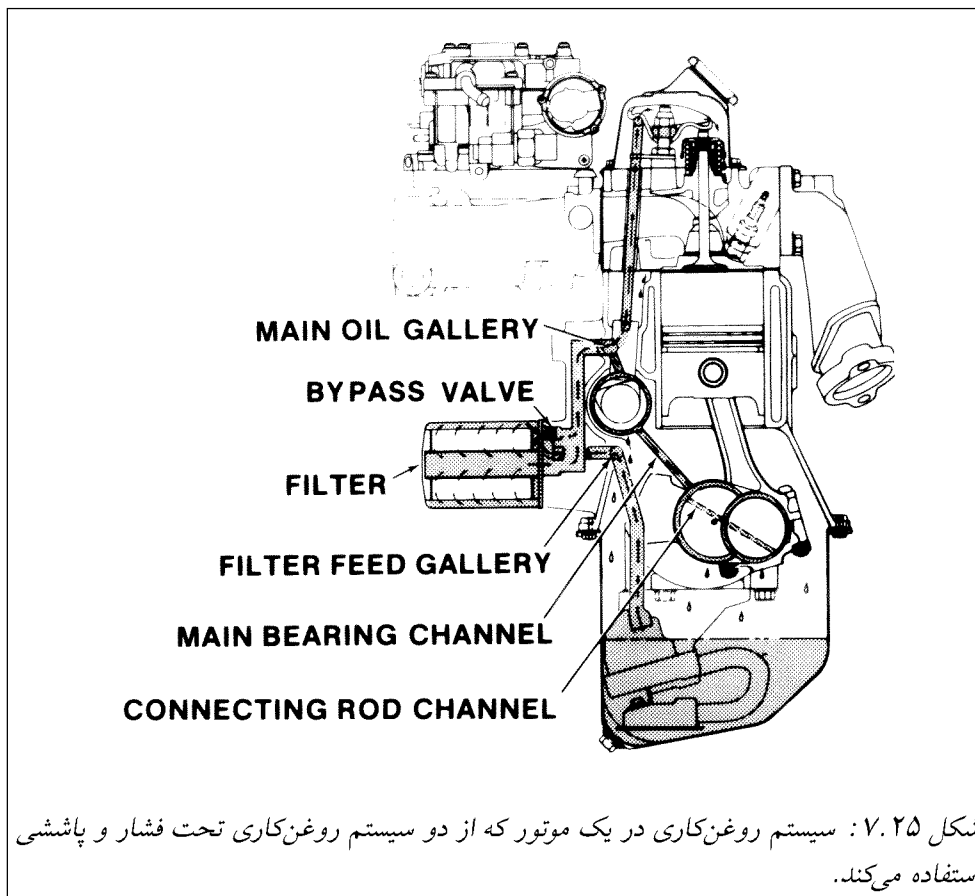
دلیل استفاده از این سیستم در هواپیما این است که هواپیما همواره مسیر مستقیم را طی نمی‌کند و هنگام دور زدن، محفظه روغن آن بشدت منحرف می‌شود. این انحراف باعث می‌گردد که سطح روغن در محفظهٔ لنگ به شدت تغییر کند و از این‌رو محفظهٔ لنگ نمی‌تواند به‌عنوان مخزن خوبی برای روغن عمل کند.

پمپ روغن

پمپ‌های روغن به‌صورت مکانیکی و یا الکتریکی عمل کرده و کنترل می‌گردند. معمولاً فشار روغن در مقطع خروجی یک پمپ در حدود ۳۰۰-۴۰۰ KPa می‌باشد. اگر یک پمپ به‌صورت الکتریکی عمل کند بایستی با نصب امکانات جدید از افزایش بیش از حد فشار روغن در دوره‌های بالای موتور جلوگیری کرد.

روغنکاری و راه‌اندازی موتور

روشن است که وقتی که ماشین از حالت خاموش شروع به‌کار می‌نماید باید برای ایجاد چرخش کامل و صحیح روغن حداقل چند دور کار کند. این فرصت و تعداد دور در فرسودگی قطعات بسیار تأثیرگذار است. اگر در طول این زمان قطعات بخوبی روغنکاری نشوند بسادگی در معرض فرسودگی زودرس قرار می‌گیرند.



از جمله مشکلات دیگر هنگام روشن کردن ماشین آن است که در مقطع شروع به کار، روغن معمولاً سرد است. روغن سرد دارای لزجت بالا می‌باشد و لزجت بالا باعث سخت‌تر شدن کار پمپ می‌گردد. سخت‌تر شدن کار پمپ باعث به تأخیر افتادن زمان ایجاد چرخه صحیح روغن در موتور می‌گردد.

برای حل این مشکل دو راه حل ایجاد شده است:

راه اول آنکه در بعضی از موتورها یک دستگاه گرمکن الکتریکی قبل از آغاز به کار موتور روغن را گرم می‌کند تا براحتی پمپ شود.

راه دوم آن است که موتور از یک pre-oiler استفاده نماید. این pre-oiler ابتدا روغن را گرم و سپس جریان سالم روغن را در موتور ایجاد می‌کند.

روغنکاری و خاموش کردن موتور

قبل از خاموش کردن ماشین‌هایی که دارای توربوشارژر می‌باشند بایستی به موتور اجازه دهیم تا در دوره‌های پایین اندکی کار کند. دلیل این کار آنست که توربوشارژر در دوربالای موتور کار می‌کند. حال اگر یک موتور که در دور بالا کار می‌کند بلافاصله خاموش گردد چرخه روغن در موتور قطع می‌شود. موتور و توربوشارژر تا رسیدن به سکون باید تعداد زیادی دور بزنند. در این حالت سیستم روغنکاری فعال نیست و لایه‌های روغن بلافاصله نازک شده و قطعات حساس داخلی توربوشارژر بشدت آسیب می‌بینند. از این رو پیشنهاد می‌شود که ماشین در دور پایین برای مدت کوتاهی کار کند تا با خاموش کردن آن موتور و توربوشارژر هر دو آسیب نبینند.

روغنکاری در موتورهای دو زمانه

بسیاری از موتورهای کوچک و همچنین اتومبیل‌های آزمایشی از موتور دو زمانه استفاده می‌کنند. در این نوع موتور محفظه لنگ به‌عنوان کمپرسور هوای ورودی به سیلندر مورد استفاده قرار می‌گیرد. واضح است که نمی‌توان از محفظه لنگ به‌عنوان مخزن روغن برای این نوع موتور استفاده کرد. برای رفع این مشکل روغن با هوای ورودی به موتور وارد می‌شود. یعنی هنگامی که مخلوط سوخت (سوخت و روغن) به هوا در کاربراتور اضافه می‌شود ذرات معلق روغن در هوای ورودی به‌داخل سیلندر وجود دارد. هوای ورودی به‌داخل سیلندر از هر مسیر عبور کند (این مسیرها عبارتند از: محفظه لنگ، پورت مکش و خود سیلندر) به‌دلیل وجود ذرات معلق روغن در آن، مسیر را روغنکاری و روان‌سازی می‌نماید. بعضی از سیستم‌ها (نظیر هواپیمای مدل و کشتی با موتورهای روی سکو ...) روغن در مخزن سوخت با سوخت، پیشاپیش مخلوط می‌گردد. در بعضی دیگر از موتورها (اتومبیل cart) مخزن روغن جداگانه‌ای وجود دارد که مقدار مشخص روغن را وارد هوای ورودی یا سوخت می‌کند. نسبت روغن به سوخت با توجه به‌نوع موتور مورد استفاده از ۱:۴۰۰ تا ۱:۳۰ تغییر می‌کند. در بعضی از موتورهای پیشرفته و با عملکرد بالا نسبت سوخت به روغن با توجه به سرعت موتور خود بخود تنظیم می‌گردد.

در مواقعی که میزان ورود روغن به موتور بالاست در محفظه لنگ مقداری روغن به‌صورت جامد باقی می‌ماند. معمولاً هر لیتر روغن قدرت کاردهی ۳۰۰۰ مایل را دارد. در موتورهای ارزان‌قیمت، معمولاً مقدار متوسطی از روغن وارد فرایند می‌شود. با افزایش مقدار روغن ورودی، دریچه‌ها و جداره‌های سیلندر آلوده می‌شوند و با کاهش آن فرسایش بسیار زیادی در قطعات ایجاد می‌گردد. با ادامه فرسایش امکان دارد پیستون دچار مشکل freeze شود. موتورهایی که روغن را به سوخت اضافه می‌کنند به‌گونه‌ای طراحی شده‌اند که روغن اضافه شده در انتهای فرایند به‌صورت کامل سوزانده می‌شود. این روغن (که بطور ناقص می‌سوزد) تولید کننده

آلاینده HC می‌باشد که از موتور خارج می‌شود. به همین دلیل همانگونه که تلاش می‌گردد سوختهای بهتری برای موتور ساخته شود تلاش برای پیدا کردن روغنهای بهتر نیز ادامه دارد. یادآوری می‌گردد که برخی از موتورهای بزرگ دوزمانه بزرگ از سوپرشارژر^{۲۵} استفاده می‌نمایند. سوپرشارژر در خارج موتور قرار می‌گیرد و برای فشرده‌سازی هوای ورودی استفاده می‌گردد. از این رو سیستم روغنکاری آنها شبیه به موتورهای ۴ زمانه می‌باشد که اکثراً از سیستم دوگانه (فشار-پاشش) استفاده می‌کنند و محفظه لنگ به‌عنوان مخزن روغن به‌کار می‌رود.

روغنهای روان‌ساز

عملکرد روغن که در موتور استفاده می‌شود عبارت است از:

۱. روان‌سازی
 ۲. خنک‌کنندگی
 ۳. عاملی برای از بین بردن ناخالصی‌ها (تصفیه‌کنندگی)
- همچنین باید قابلیت انجام کار در دمای بالا و نیز دارای عمر طولانی باشد. پیشرفتهایی که در زمینه کارکرد روغن انجام شده‌است معطوف موارد زیر است:
۱. افزایش قدرت کار در دمای بالا.
 ۲. افزایش توان کاردهی در سرعت بالا.
 ۳. قابلیت کاردهی بیشتر در منافذ و تلرانسهای کوچکتر.
 ۴. کوچکتر شدن حجم مخزن روغن.

از این رو صنعت روغن باید کماکان راه دشواری را برای رسیدن به صنایع هم‌عرض آن در زمینه سوخت طی کند.

در ساخت ماشینهای ابتدایی سیستم روغنکاری آن به‌گونه‌ای بود که همواره روغن ورودی به موتور پس از طی فرایند خود، سوخته و یا روی زمین می‌ریخت. حدود دو دهه پیش از پیدایش این موتورها تلرانسهای موجود بین پیستون و سیلندر آنچنان زیاد بود که باعث بیرون ریختن روغن حتی از محفظه لنگ می‌شد. این مسأله باعث اضافه کردن زود به زود روغن به موتور می‌گردید.

اضافه بر مصرف زیاد روغن در این نوع موتورها آلاینده HC خروجی فوق‌العاده زیاد بود. به‌همین دلیل در سالهای ۱۹۵۰-۱۹۶۰ قانونی وضع شد که موتورها باید روغن خود را هر ۱۰۰۰ مایل یک بار تعویض کنند.

موتورهای جدید و پیشرفته در دمای بالاتر کار می‌کنند. آنها تله‌رانسهای کمتری دارند که باعث کاهش مصرف روغن می‌شود. همچنین به‌دلیل کمبود فضای موتور دارای مخازن روغن کوچکتری هستند.

اینگونه موتورها توان بیشتری را علی‌رغم داشتن فضای کمتر ایجاد می‌کنند که دلیل آن هم کار کردن در سرعت‌های بالاتر و نیز داشتن نسبت تراکم بزرگتر است. توان بالای موتورهای جدید باعث ایجاد نیروهای دینامیکی بزرگتر می‌شود که مسأله روان‌سازی از اهمیت بیشتر برخوردار می‌گردد.

در این دوران، بسیاری از تولیدکنندگان پیشنهاد می‌کنند که روغن ماشین هر ۶۰۰۰ مایل یکبار تعویض گردد. روغن نه تنها باید تحت شرایط بسیار سخت عملکرد خود را حفظ کند بلکه نبایستی تا زمان تعویض، روغنی دیگر به آن اضافه گردد.

در حالیکه در موتورهای قبلی تا زمان تعویض کلی روغن، نیاز بود که روغن به موتور اضافه گردد (تا با افزایش کیفیت روغن عملکرد آنرا بهتر کند).

روغنهایی که در موتورها استفاده می‌کنند باید در درجات دمای متفاوت عملکرد خود را حفظ کنند. روغن باید عمل روان‌سازی را از سردترین تا بالاترین دما در حالت پایدار بخوبی انجام دهد. روغن نباید در جاهایی که دمای بالایی دارند (نظیر محفظه احتراق و بالای تاج پیستون) اکسید گردد.

همچنین روغن باید به سطوحی که در معرض خوردگی قرار دارند به‌صورت دائمی بچسبد تا مانع از انجام فرسایش شود. به این حالت OILINESS گوئیم. روغن باید لایه خود را تحت شرایط گوناگون بارگذاری حفظ کند تا مانع از فرسودگی قطعات گردد.

در نهایت روغن باید غیر انفجاری و غیرسمی باشد.

روغن خوب باید شرایط زیر را داشته باشد:

۱. روان‌ساز باشد. باید اصطکاک و اثر فرسودگی را تا حد امکان کاهش دهد. با کاهش اصطکاک در اعضای متحرک راندمان موتور افزایش می‌یابد.

۲. خنک‌کننده باشد.

۳. حذف‌کننده مواد آلوده‌کننده و زاید (قدرت تصفیه‌کنندگی داشته باشد).

۴. کاهنده گازهای رخنه‌ای باشد و قدرت آب‌بندی در رینگ‌ها را افزایش دهد.

جدول ۷.۱: شکل هیدروکربن‌ها در روغن‌های مختلف

	Number of Carbon Atoms in Component	
	Range	Average Number
SAE 10	25-35	28
SAE 20	30-80	38
SAE 30	40-100	41

۵. دارای اثر خوردگی بسیار کم باشد.

۶. دارای عمر طولانی باشد.

۷. دارای قدرت پایداری در درجات دمای متفاوت باشد.

۸. ارزان قیمت باشد.

مواد تشکیل دهنده روغن

از مواد موجود در بیشتر روغن‌ها، ترکیبات هیدروکربن‌دار است که از نفت خام به دست می‌آید. این ترکیبات از مولکول‌های بزرگ و سنگین موجود در نفت خام است که معمولاً از فرآیند تقطیر به دست می‌آید (به جدول ۷.۱ مراجعه شود).

مواد گوناگون دیگری نیز به آن اضافه می‌شود تا عملکرد آن به صورت مطلوب و همچنین بر طول عمر آن بیفزاید. این افزودنی‌ها عبارتند از:

۱. ماده ضد کف

این ماده از پدیده foam جلوگیری می‌کند. این پدیده وقتی ظاهر می‌شود که میل‌لنگ و اعضای دیگر موتور در سرعت بالا در منبع روغن دوران می‌کنند.

۲. مواد ضد اکسایش

هنگامی که روغن کف می‌کند مقداری اکسیژن هوا درون روغن باقی می‌ماند که همین احتمال اکسید شدن قطعات درون موتور را ایجاد می‌کند. این ماده (نظیر دی فسفات روی) از این عمل جلوگیری می‌کند.

۳. ماده پایین آوردن نقطه روان شدن روغن^{۲۶}.

^{۲۶} Pour-Point depressant

۴. ماده ضد زنگ

۵. شوینده‌ها

شوینده‌ها از نمک‌های پایه و نمک‌های فلزی تشکیل شده‌اند. آنها باعث می‌شوند که مواد ناخالصی و ته‌نشین به‌صورت معلق در روغن درآمده و از ته نشین شدن آنها و ایجاد لایه روی اعضای دیگر جلوگیری کند. همچنین اسید ایجادشده ناشی از سولفور موجود در سوخت را خنثی می‌کند.

۶. مواد ضد فرسایش.

۷. کاهنده‌های اصطکاک.

۸. اصلاح‌کننده‌های اندیس لزجت.

لزجت

روغن‌های روان‌ساز با توجه به لزجت خود توسط SAE (انجمن مهندسی اتوماتیک) طبقه‌بندی شده‌اند.

لزجت دینامیکی از رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$\tau_s = \mu \frac{dU}{dy} \quad (۷.۶۲)$$

هرچه لزجت بالاتر باشد، نیروی بیشتری برای حرکت صفحه مجاور روغن و یا پمپ‌کردن آن نیاز است.

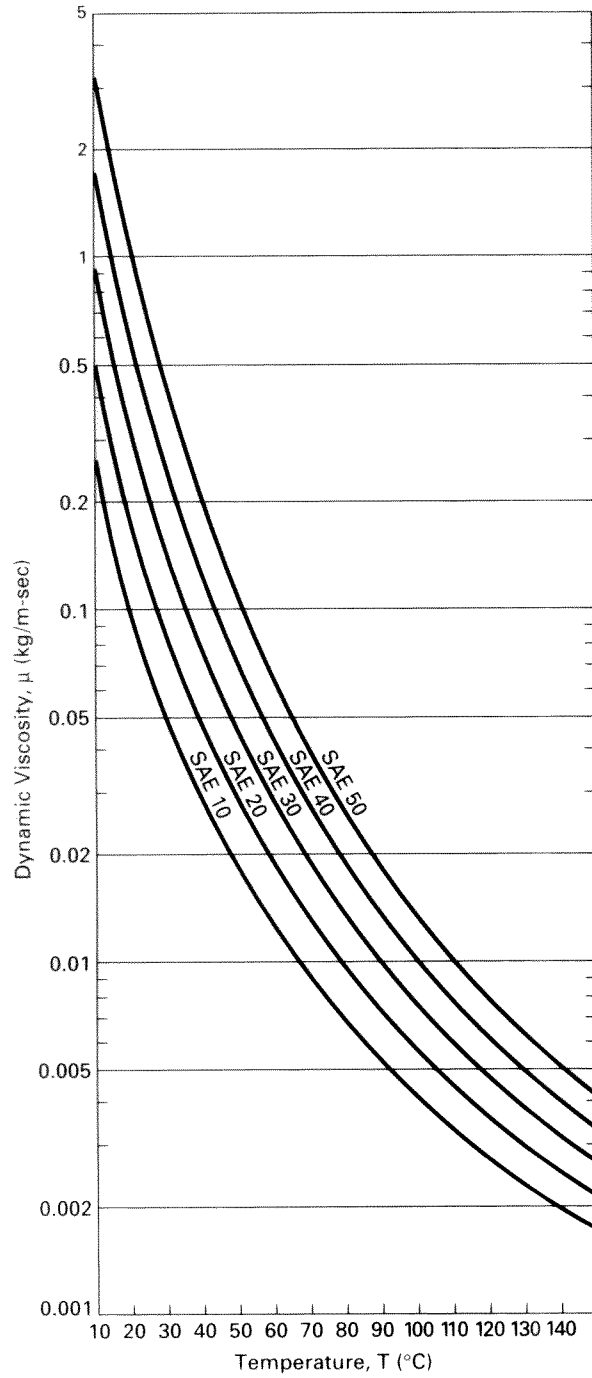
لزجت شدیداً به دما بستگی دارد. با کاهش دما لزجت افزایش می‌یابد (شکل ۷.۲۶).

درجات مختلف دما که در موتور ایجاد می‌شود موجب تغییرات شدید لزجت روغن می‌گردد. همچنین با افزایش $\frac{dU}{dy}$ مقدار آن کاهش می‌یابد.

از آنجاکه نرخ تغییرات تنش برشی از بسیار ناچیز تا بسیار بالا (در پیستون، یاتاقانها، دیواره سیلندر) دیده می‌شود تغییرات لزجت روغن می‌تواند تا چندین برابر افزایش یابد.

انواع روغن استاندارد که در موتورها استفاده می‌گردد عبارتند از SAE 5، SAE 10، SAE، SAE 20، SAE 30، SAE 40، SAE 45 و SAE 50.

روغن‌های با عدد کمتر دارای لزجت کمتر می‌باشند و در جاهایی که در دماهای پایین کار می‌کند استفاده می‌شوند. روغن‌های با اعداد بالاتر دارای لزجت بالاتر می‌باشند و در موتورهای با دمای بالا، تلرانسه‌های کمتر و نیز سرعت‌های بالا به‌کار می‌روند.



شکل ۷.۲۶: لزجت دینامیکی برای روغن‌های مختلف برحسب دما

اگر لزجت روغن بسیار بالا باشد انرژی بیشتری نیز برای پمپ کردن آن به نقاط مورد نظر نیاز است. گرفتن این انرژی باعث کاهش راندمان موتور می‌گردد. از این رو مصرف سوخت می‌تواند در یک موتور که در دمای پایین و با لزجت روغن بالا کار می‌کند تا ۱۵ درصد افزایش یابد. از این رو روغن‌هایی با درجات متغیر ساخته شد که با اضافه کردن مقداری پلیمر و تغییر ساختار آن به گونه‌ای عمل کرده و در دمای پایین دارای لزجت کمتر و در دمای بالا دارای لزجت بیشتر می‌باشند. برای موتور بسیار مهم است که در شروع کار، روغن آن دارای لزجت کمی باشد تا روغن براحتی پمپ شود و تمام نقاط موتور بخوبی روان‌سازی گردد. از طرف دیگر وقتی که موتور به دمای بالا و حالت پایدار می‌رسد روغن با لزجت پایین نمی‌تواند جوابگوی آن باشد، از این رو روغن با لزجت بالا در این حالت نیاز است.

برای مثال روغن SAE 10W-30^{۲۷} به این معنی است که در دمای پایین دارای درجه لزجت ۱۰ و در دمای بالا دارای درجه لزجت ۳۰ می‌باشد. اما مشکل این نوع روغن در اینست که تحقیقات نشان می‌دهد که پلیمرهای اضافه شده به روغن نمی‌تواند بخوبی عمل هیدروکربن‌ها را انجام دهند.

به این معنی که روغن SAE 5 بهتر از SAE 5W-30 در دمای پایین کار می‌کند و یا روغن SAE 30 در دمای بالا از SAE 5W-30 عملکرد بهتری دارد.

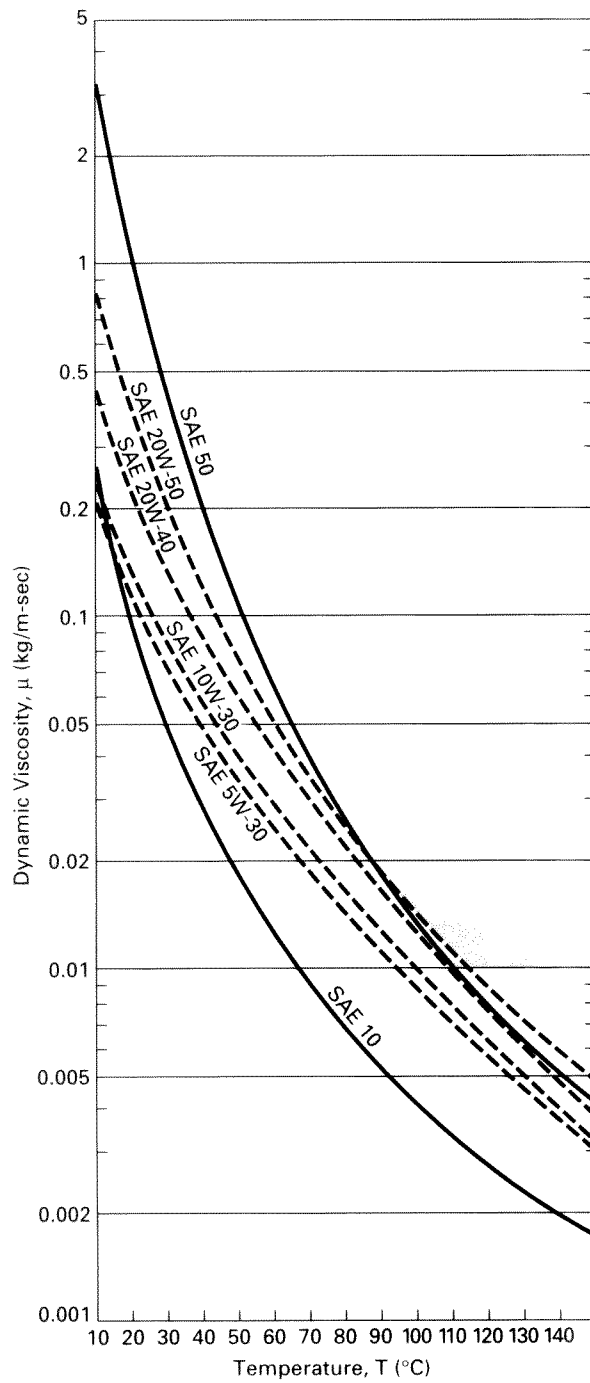
اما به‌رحال دلیل فوق، دلیل قانع کننده‌ای برای استفاده SAE 5W-30 در موتور است. معمولاً روغن‌های SAE 5W-20، SAE 5W-30، SAE 5W-40، SAE 5W-50، SAE 10W-30، SAE 10W-40، SAE 10W-50، SAE 15W-40، SAE 15W-50 و SAE 20W-50 در موتورها استفاده می‌گردند

روغن‌های ترکیبی

برخی از روغن‌ها که به روشهای شیمیایی ساخته شده‌اند از روغن‌هایی که از نفت خام ساخته شده‌اند عملکرد بهتری دارند. آنها دارای خصوصیات بهتری از نظر کاهش اصطکاک، کاهش فرسایش قطعات، خاصیت شویندگی که باعث تمیز ماندن موتور می‌شود و توان کمتر برای پمپ کردن آن به نقاط مختلف دارند.

این نوع روغن‌ها با داشتن خصوصیات حرارتی بهتر، باعث می‌شود که موتور حالت خنک‌کنندگی بهتری داشته باشد. همچنین تغییرات لزجت کمتری دارند. به همین دلیل در هوای سرد موجب بهتر روشن شدن موتور و کاهش مصرف سوخت (از ۱۵ درصد افزایش مذکور فوق) می‌گردد. البته این نوع روغن چندین برابر روغن‌های معمولی قیمت دارد اما به توصیه اکثر تولیدکنندگان تا ۱۵۰۰۰ مایل (۲۴۰۰۰ Km) قابل استفاده می‌باشند. علاوه بر این در بازار بسیاری از افزودنی‌های روغن

^{۲۷}W: Winter



شکل ۷.۲۷: لزجت دینامیکی برای روغن‌های با لزجت متغیر بر حسب دما

موجودند که می‌توان آنها را به روغن‌های عادی اضافه کرد. این مواد باعث افزایش قدرت روان‌سازی روغن و خواص دیگر آن می‌شود. یکی از نکات مثبت این مواد این است که به سطوح فلزی می‌چسبند و پس از خاموش شدن موتور از این سطوح جدا نمی‌شوند که خود این مسأله باعث بهتر راه‌اندازی شدن موتور در نوبت بعد می‌شود. در حالیکه با استفاده از روغن‌های معمولی، برای راه‌اندازی مجدد، موتور حداقل چندین دور کار کند تا چرخه روغن برقرار شده و کمبود یا نبود روغن در این حالت باعث فرسایش قطعات می‌گردد.

روان‌سازهای جامد (مثل پودر گرافیت) نیز برای برخی از موتورها ساخته شده‌اند. این نوع روان‌سازها برای موتورهایی مناسب است که به‌صورت آدیباتیک بوده و یا دارای اعضای سرامیکی می‌باشند و در دماهای بسیار بالا کار می‌کنند. این نوع روان‌سازها در دماهای بسیار بالا می‌توانند به عملکرد خود ادامه دهند در حالیکه در چنین دماهایی اکثر روغنهای مایع شکسته شده و خاصیت روغنی خود را از دست می‌دهند.

تنها مشکل این نوع روغن‌ها پخش آن در تمام اعضای موتور است.

۷.۱۲.۱ فیلترهای روغن

در بسیاری از سیستم‌ها، روغن با فشار در چرخه خود، از یک فیلتر عبور می‌کند تا ناخالصی‌ها تصفیه گردند.

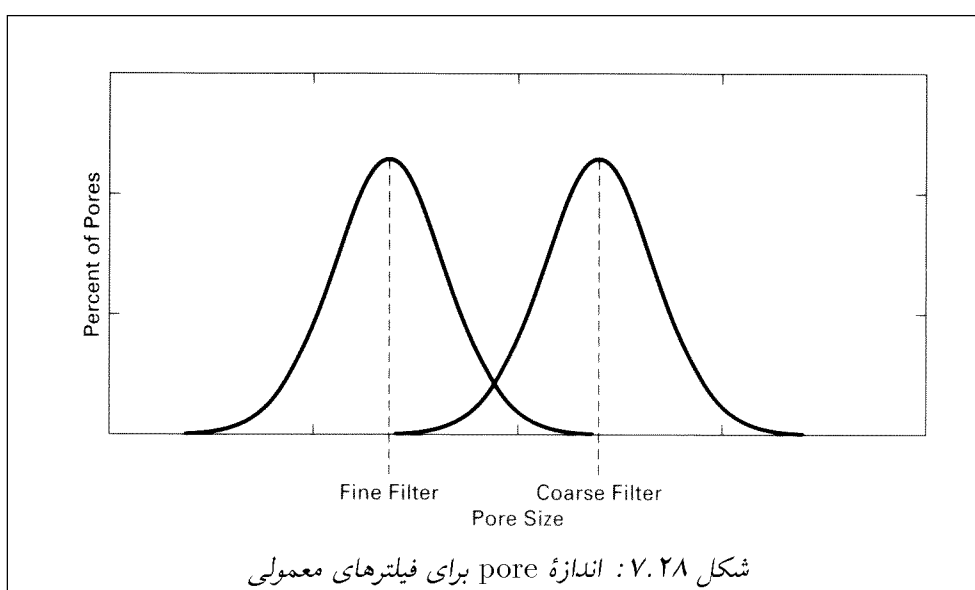
یکی از وظایف روغن موتور این است که در چرخه خود در موتور تمام ناخالصی‌ها و مواد زاید را با خود به‌صورت معلق نگه دارد و از ته‌نشین شدن آن جلوگیری کند. هنگامی که جریان روغن از فیلترهای مخصوص عبور می‌کند (که جزو سیکل روغن می‌باشد) این ناخالصی‌ها از آن گرفته می‌شود و روغن به اصطلاح تمیز می‌گردد. این تصفیه روغن باعث افزایش عمر آن می‌شود. منشاء ذرات ناخالصی می‌تواند از هوای ورودی موتور و یا سوخت موتور و یا ناشی از احتراق غیراستوکیومتری درون محفظه احتراق باشد.

ذرات معلق و ناخالصی از طریق هوا وارد موتور می‌شود. البته بیشتر این ناخالصی‌ها توسط فیلتر هوا گرفته می‌شوند. سوخت نیز به‌دلیل اینکه در آن ترکیبات سولفور وجود دارد با سوختن از خود ذرات ناخالصی ایجاد می‌کند. حتی سوخت عاری از سولفور هم مقداری ناخالصی در هنگام احتراق ایجاد می‌کند (نظیر کربن جامد).

این ناخالصی‌ها همراه دود از موتور خارج می‌شوند اما برخی از ناخالصی‌ها همراه گازهای رخنه که شامل بخار آب، ذرات معلق، هوا و سوخت می‌باشد، وارد محفظه لنگ می‌شود که در آنجا با روغن موتور مخلوط می‌شود. حتی مقداری از بخار آب تولید شده توسط احتراق در روغن موتور میعان پیدا کرده و به‌صورت ذرات آب و روغن مخلوط می‌شود. گازهای رخنه از محفظه لنگ نیز ممکن است خارج شده و دوباره به هوای ورودی موتور اضافه می‌شود.

در حالت ایده آل، اکثر ذرات ناخالصی با عبور از روغن در آن باقی می‌مانند. این ذرات شامل غبار، کربن، سوخت، سولفور و ذرات آب و بسیاری دیگر از ناخالصی‌های دیگر می‌باشند. اگر این ذرات توسط فیلتر روغن گرفته نشوند در تمام مسیر روغن در موتور پخش می‌شوند. علاوه بر این روغن در اثر این ناخالصی‌ها با سرعت کثیف می‌شود که با کثیف شدن آن شدیداً از کارایی آن می‌کاهد و بر فرسایش قطعات تأثیر مستقیم می‌گذارد.

مسیرهای عبور روغن در فیلتر روغن همگی یک اندازه نیستند. معمولاً ذرات ناخالصی به صورت توزیع زنگی شکل از آنها عبور می‌کنند (شکل ۷.۲۸).



این بدان معناست که اکثر ذرات درشت ناخالصی از فیلتر عبور نمی‌کنند ولی به‌رحال تعداد معدودی از آنها هم از فیلتر عبور می‌کند.

انتخاب اندازه سوراخهای موجود در فیلتر روغن دقیقاً متناسب با کیفیت تصفیه آن می‌باشد. هرچه بخواهیم که روغن تمیزتر تصفیه شود باید که سوراخها را ریزتر انتخاب کنیم. اما ریزتر انتخاب کردن این سوراخها باعث می‌شود که به پمپ قوی‌تری برای پمپ کردن روغن نیاز داشته باشیم. از سوی دیگر ریزتر شدن سوراخهای فیلتر موجب مسدود شدن زود هنگام فیلتر می‌شود که نیاز به تعویض سریع فیلتر روغن احساس می‌شود. بعضی از مواد موجود در فیلتر با جذب کردن برخی از مواد خوب موجود در روغن باعث پایین آمدن کیفیت آن می‌شود.

فیلترها معمولاً از کتان، کاغذ، سلولز و بعضی دیگر از مواد شیمیایی ساخته می‌شوند. فیلترها معمولاً در قسمت پایین دست روغن و در خروجی پمپ روغن واقع می‌شوند. فیلتر روغن در هنگام کار به آرامی از ناخالصی‌ها اشباع می‌شود. وقتی که ناخالصی‌ها منافذ موجود در فیلتر را مسدود کردند

به فشار بیشتری نیاز است تا جریان روغن با همان دبی جرمی در موتور ایجاد شود. با افزایش بیش از حد مجاز پمپ دبی روغن شروع به کاهش می‌کند. به همین خاطر فیلتر باید قبل از ایجاد این مشکل تعویض گردد و گرنه ممکن است کارتریج آسیب دیده و در دیواره آن سوراخ بزرگی ایجاد گردد. در این صورت روغن عبوری از فیلتر از این سوراخ خارج گشته و تصفیه نخواهد شد. به این مسیرکاذب، مدار کوتاه روغن می‌گوییم.

راههای بسیار متفاوتی برای تصفیه روغن در یک سیکل وجود دارند که عبارتند از:

۱. تصفیه جریان کامل روغن.

در این سیستم تمام روغن موجود در چرخه از فیلتر عبور می‌کند. این کار نیاز به اختلاف فشار زیاد برای عبور روغن از منافذ فیلتر دارد. به این خاطر از فیلترهای با اندازه‌های منافذ بزرگ استفاده می‌شود که این مسأله هم از تصفیه مناسب روغن جلوگیری می‌کند.

۲. تصفیه روغن مسیر فرعی یا جایگزین^{۲۸}.

در این روش، هر بار تنها بخشی از روغن موجود در سیکل تصفیه می‌شود. اما در عوض فیلتر روغن عمل تصفیه را با کیفیت بالا انجام می‌دهد.

۳. تصفیه ترکیبی.

بعضی از سیستم‌های روغن در موتور به صورت ترکیبی از دو مرحله فوق عمل می‌کند. به این صورت که ابتدا تمام روغن موجود در چرخه از یک فیلتر روغن با منافذ بزرگ عبور می‌کند و سپس مقداری از آن از یک فیلتر روغن با منافذ ریزتر می‌گذرد.

۴. تصفیه انحرافی.

در این نوع سیستم تصفیه، در ابتدا تمام روغن در چرخه از یک فیلتر عبور می‌کند. اما در طول زمان وقتی که کارتریج روغن کثیف می‌شود فشار مورد نیاز برای پمپ کردن آن زیاد می‌گردد. اگر این فشار از یک حد معینی بیشتر شود، یک دریچه بای‌پاس باز شده و جریان روغن به جای عبور از فیلتر از درون آن عبور می‌کند. البته این کار تا مدت زمان محدودی انجام می‌شود و باید سریعاً کارتریج روغن تعویض گردد.

۷.۱۳ خلاصه و نتایج

BP موتور از IP کمتر است. دلیل آن هم اصطکاک موجود در قطعات موتور می‌باشد. دو نوع اصطکاک در موتور باعث اتلاف توان تولیدی آن می‌گردد:

^{۲۸} Bypass

۱. اصطکاک مکانیکی بین قطعاتی که در حال حرکت هستند اتلاف بزرگی ایجاد می‌کند. از آن جمله می‌توان به حرکت پیستون در سیلندر اشاره کرد.

۲. اصطکاک سیالات که در هنگام ورود و خروج هوا به موتور و سیلندر و حرکت آن از میان دریچه‌ها و سوپاپ‌ها ایجاد می‌شود.

اگرچه عملیات دستگاههای اضافی و متعلق به موتور حالت اصطکاک را ندارد اما آنها را جزو نیروهای اصطکاکی به حساب می‌آوریم. دلیل آن هم این است که منبع تغذیه این دستگاه‌ها به صورت مستقیم و یا غیرمستقیم همان موتور می‌باشد که بر حرکت میل لنگ تأثیر مستقیم می‌گذارد. برای کاهش اصطکاک و کاهش فرسایش موتور، روان‌سازی یک مسأله حیاتی و مهم برای موتور محسوب می‌گردد.

برای روان‌سازی موتور سه سیستم توزیع با فشار و یا پاشش و یا ترکیبی از هر دو در انواع موتورهای کوچک و بزرگ استفاده می‌شود. علاوه بر این روغن می‌تواند نقش خنک‌کننده و یا حذف‌کننده ناخالصی‌ها و مواد زائد از موتور را داشته باشد.

مراجع

Ferguson, C. R., Kirkpatrick A. T., *Internal Combustion Engines, Applied Thermosciences*, Second Edition, John Wiley & Sons Inc., Boston, 2001.

Pulkrabek, W. W., *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engines*, Second Edition, Pearson Prentice Hall, New Jersey, 2004.

فصل ۸

سوپاپ‌ها

۸.۱ مقدمه

در این فصل به بحث دربارهٔ جریان هوا، سوخت و مخلوط خروجی در موتورهای احتراق داخلی می‌پردازیم. تا اینجا توجه ما به یک موتور ایده‌آل چهارزمانه معطوف بود و فرآیند مکش و تخلیه به صورت دو پروسهٔ ترمودینامیکی حجم ثابت فرض می‌گردیدند. شاید مدلی که تا به حال از موتورها در نظر گرفته‌ایم برای تجزیه و تحلیل کیفی جواب مطلوب به ما بدهد اما قطعاً جواب از نظر کمی با خطای بسیاری مواجه است، چرا که با فرض فشار ثابت بودن از عوامل مهمی مانند اصطکاک‌های دیواره، تغییرات سطح مقطع، اتلافات حرارت و غیردائم بودن جریان صرف‌نظر کرده‌ایم.

۸.۲ جریان در سوپاپ‌ها و ضرائب تخلیه

بزرگترین و مهمترین مقاومتی که بر سر راه جریان در موتورها وجود دارد، جریان در عبور از سوپاپ‌ها است. نوعاً کمترین سطح مقطع جریان هنگام عبور از همین سوپاپ‌ها اتفاق می‌افتد. جریان جرمی واقعی^۱، \dot{m} ، و جریان جرمی آیزنتروپیک، \dot{m}_{is} ، حین عبور از سوپاپ‌ها از رابطهٔ زیر استفاده می‌شود:

$$\dot{m} = C_f \dot{m}_{is} \quad (۸.۱)$$

$$\dot{m}_{is} = \rho_v A_v u_{is} \quad (۸.۲)$$

^۱ Actual Mass Flow Rate

که C_f ضریب جریان در سوپاپ^۲، u_{is} یک سرعت آیزنتروپیک مرجع، A_v و ρ_v مساحت سطح مقطع و چگالی سیال در سوپاپ هستند. سرعت u_{is} به نسبت فشار بستگی دارد و از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$u_{is} = \left[\frac{2}{\gamma - 1} \frac{p_*}{\rho_*} \left(1 - \left(\frac{p_v}{p_*} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right) \right]^{1/2} \quad (۸.۳)$$

که:

p_* = فشار کل یا سکون بالادست

p_v = فشار استاتیک در سوپاپ

ρ_* = چگالی کل یا سکون در بالادست

معادله آیزنتروپیک بین فشار و چگالی در سوپاپ و فشار و چگالی سکون جریان به صورت زیر است:

$$\rho_v = \rho_* \left(\frac{p_v}{p_*} \right)^{1/\gamma} \quad (۸.۴)$$

و معادله حالت گاز ایده‌آل برای جریان بالادست به صورت زیر است:

$$p_* = \rho_* RT_* \quad (۸.۵)$$

و سرعت صوت نقطه سکون:

$$c_* = \sqrt{\gamma RT_*} \quad (۸.۶)$$

با جایگزینی معادلات (۸.۲) تا (۸.۶) در معادله (۸.۱) به معادله زیر می‌رسیم:

$$\dot{m} = \rho_* C_f A_v c_* \left[\frac{2}{\gamma - 1} \left(\left(\frac{p_v}{p_*} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{p_v}{p_*} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right) \right]^{1/2} \quad (۸.۷)$$

برای جریان ورودی به سیلندر، شرایط سکون به بالادست پورت ورودی برمی‌گردد. از سوی دیگر، برای سوپاپ خروجی این شرایط به سیلندر مربوط است. جریان خفه شده^۳ در گلوگاه سوپاپ^۴ اتفاق

^۲ Flow Coefficient

^۳ Choked Flow

^۴ Valve Throat

می‌افتد. این اتفاق هنگامی است که نسبت فشار در بالادست به پایین‌دست به یک مقدار بحرانی برسد. این نسبت فشار بحرانی از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\left(\frac{p_{\text{up}}}{p_{\text{down}}}\right)_{cr} = \left(\frac{\gamma + 1}{2}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (8.8)$$

برای $\gamma = 1/35$ این نسبت فشار بحرانی برابر $1/86$ است. در حالت خفگی، فشار در گلوگاه از رابطه زیر حساب می‌شود:

$$\frac{p_v}{p_o} = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (8.9)$$

برای جریان خفه‌شده، فشار استاتیک در سوپاپ p_v فقط به فشار سکون در بالادست جریان بستگی دارد و از فشار در پایین‌دست مستقل است. نرخ جریان در حالت خفگی، \dot{m}_{cr} ، از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{m}_{cr} = \rho_o C_f A_v c_o \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)} \quad (8.10)$$

برای جریان ورودی در حالت عدم وجود خفگی در سیلندر، به طور عمومی فرض می‌شود که جریان حول گلوگاه در فشاری برابر فشار سیلندر است. اگر انرژی جنبشی در سیلندر قابل صرف‌نظر باشد، فشار استاتیک داخل سیلندر تقریباً با فشار کل برابر خواهد بود. از سوی دیگر، برای جریان خروجی از سیلندر در شرایط عدم وجود خفگی، فشار استاتیک در گلوگاه با فشار استاتیک در پورت خروجی برابر است و با فشار کل خروجی تفاوت زیادی دارد. برای به دست آوردن معادله (۸.۲) جریان از یک مخزن بزرگ در بالادست به گلوگاه با مساحت A_v فرض شده است. با توجه به شکل ۸.۱ دو مساحت را به عنوان مساحت گلوگاه می‌توان در نظر گرفت: مساحت جاروب شده^۵ که با رابطه $A_1 = \pi dl$ نشان داده می‌شود و مساحت مقطع سوپاپ که به صورت $A_2 = \pi d^2/4$ بیان می‌شود. زمانی که برخاستگی سوپاپ کم است مساحت جاروب شده را به عنوان مساحت گلوگاه فرض می‌کنند و در برخاستگی‌های زیاد، سوپاپ مساحت مقطع یا مساحت نشیمنگاه سوپاپ^۶ به عنوان مساحت گلوگاه بیان می‌شود. در مدل ایده‌آل، اثرات هندسی شکل سوپاپ و نشیمنگاه در نظر گرفته نمی‌شود. معمولاً حداکثر برخاستگی سوپاپ از رابطه $l/d = 1/4$ به دست می‌آید. اما، در برخی مواقع برای سوپاپ ورودی، که برخاستگی بیشتری دارد، معمولاً حداکثر برخاستگی سوپاپ از رابطه $l/d = 0/4$ به دست می‌آید. همانطور که از شکل ۸.۲ مشخص است، ضریب جریان^۷ به صورت

Curtain Area^۵Valve Seat Area^۶Flow Coefficient^۷

نسبت مساحت مؤثر جریان^۸ به مساحتی که بعنوان سطح مقطع جریان در نظر گرفته شده^۹ تعریف می‌شود.

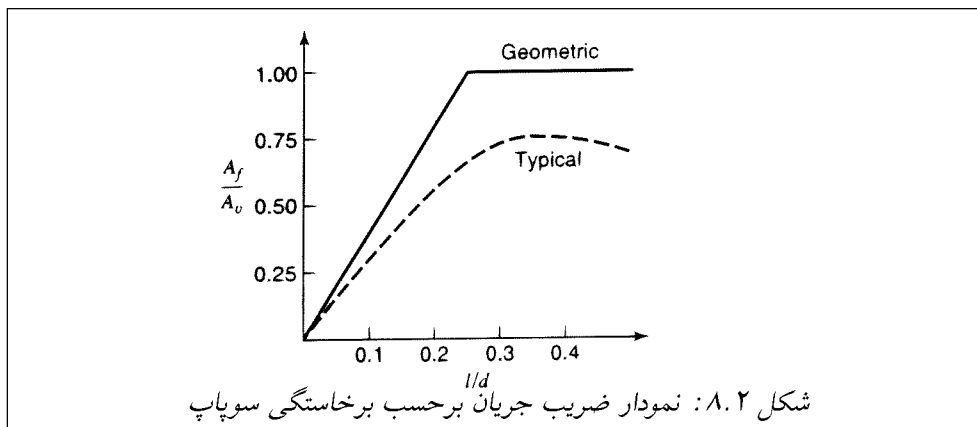
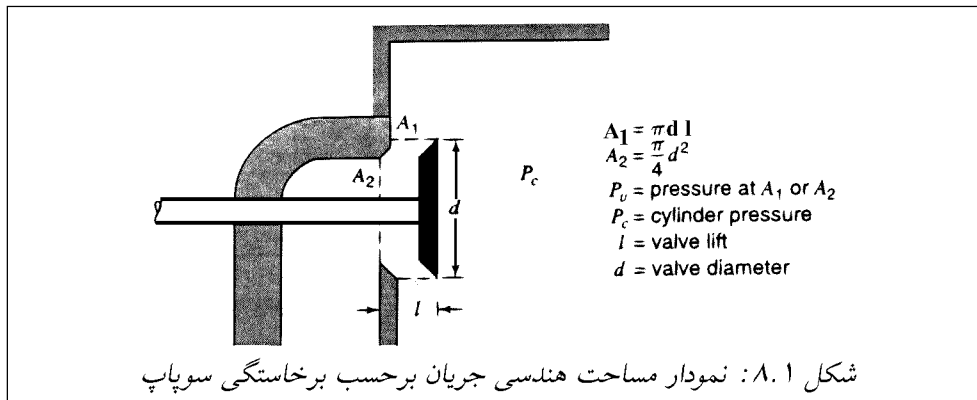
$$A_f = C_f A_v = C_f \frac{\pi}{4} d^2 \quad (۸.۱۱)$$

ضریب جریان برحسب مساحت مقطع سوپاپ

$$A_f = C_d A_v = C_d \pi d l \quad (۸.۱۲)$$

ضریب جریان برحسب مساحت جاروب شده

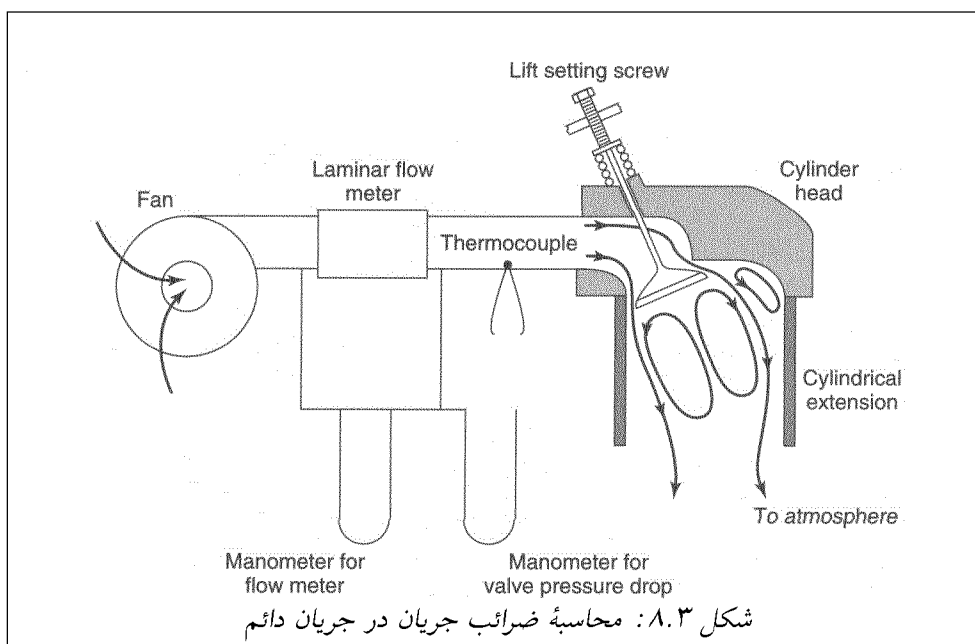
ضریب جریانی که از معادله (۸.۱۲) به دست می‌آید، ضریب تخلیه^{۱۰} نامیده می‌شود.



شکل ۸.۳ نشان می‌دهد که چگونه از شاخه‌ها برای محاسبه ضریب جریان در جریان دائم استفاده می‌شود. نرخ جریان و افت فشار برای برخاستگی‌های مختلف سوپاپ و نسبت فشارهای

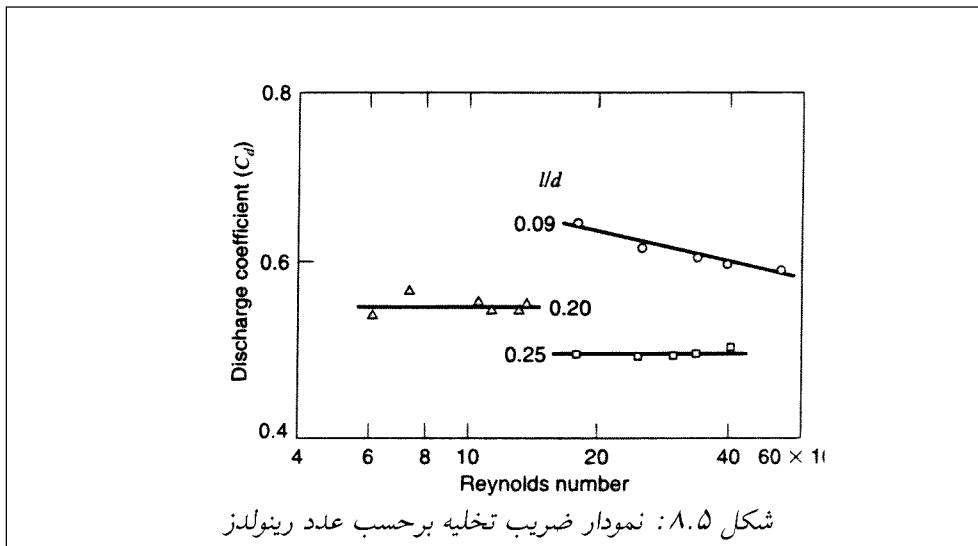
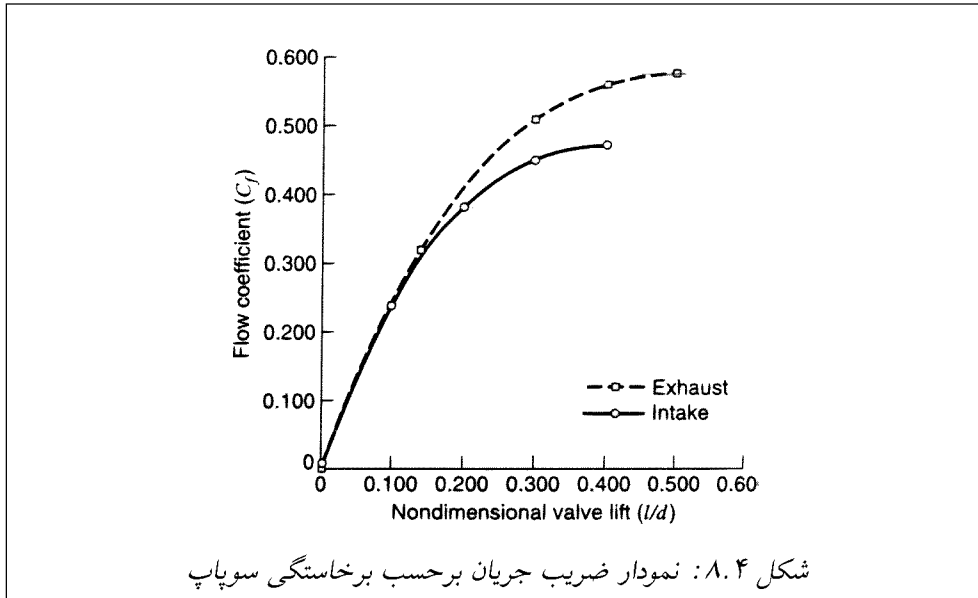
Effective Flow Area^۸
 Representative Area^۹
 Discharge Coefficient^{۱۰}

مختلف اندازه‌گیری می‌شود. در حل معادله (۸.۷) آنگاه ضریب جریان مناسب برای مساحت معیار مناسب اعمال می‌شود. شکل ۸.۴ نشانگر تغییرات C_f برحسب برخاستگی سوپاپ است. از این نمودار مشاهده می‌شود که ضریب جریان C_f با افزایش برخاستگی به صورت یکنوا افزایش یافته^{۱۱} ماکزیمم مقدار C_f حدوداً 0.6 است. شکل ۸.۵ تغییرات ضریب تخلیه برحسب عدد رینولدز و شکل ۸.۷ تغییرات این ضریب را برحسب برخاستگی سوپاپ نشان می‌دهد.

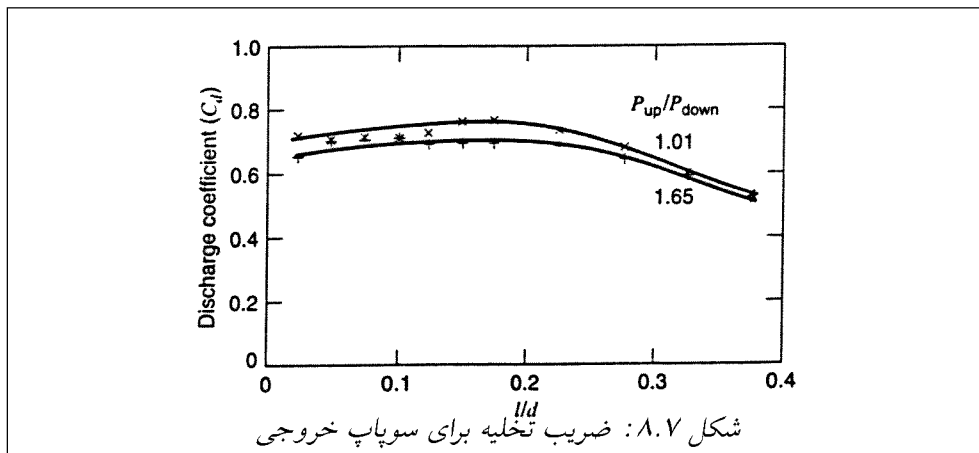
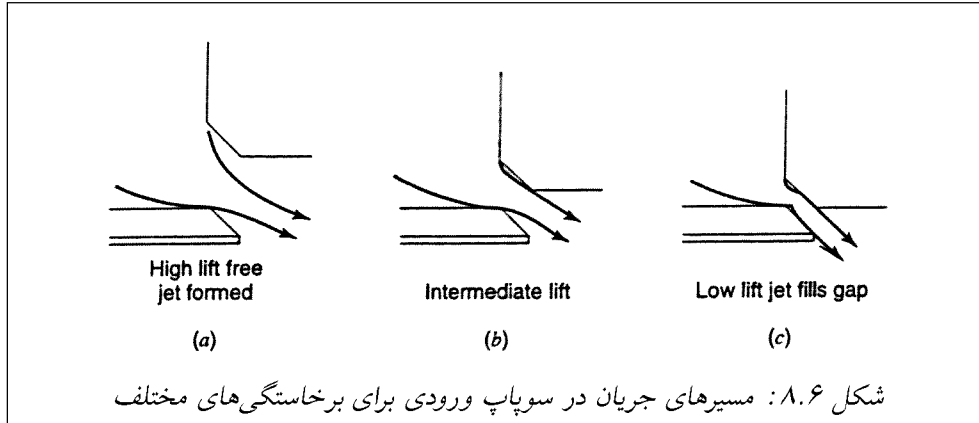


وابستگی ضریب تخلیه به عدد رینولدز را می‌توان با مسیرهای جریان که در شکل ۸.۶ نشان داده شده‌است توجیه نمود. در برخاستگی‌های کم، جریان هوای ورودی به نشیمنگاه سوپاپ و خود آن چسبیده و در نتیجه یک جریان برشی وجود دارد. در این شرایط، ضریب تخلیه با افزایش عدد رینولدز به آرامی کاهش می‌یابد، و این به خاطر تأثیر لزجت بر آن است. در برخاستگی‌های زیاد، اینرسی حرکتی سیال مانع این می‌شود که سیال دقیقاً مسیر مشابه با پروفیل سوپاپ را طی کند. بنابراین، سیال تقریباً تشکیل یک جت آزاد را می‌دهد. سطح مقطع جریان جت آزاد تقریباً به لزجت بستگی ندارد و این ضریب جریان را در برخاستگی‌های زیاد تقریباً از عدد رینولدز مستقل می‌سازد. همانطور که از نمودارها معلوم است، ضریب تخلیه چندان تابع قوی از برخاستگی سوپاپ نیست. مسیرهای جریان در شکل ۸.۸ تقریباً برای برخاستگی‌های مختلف سوپاپ یکسان هستند. لذا ضریب تخلیه برای سوپاپ خروجی تقریباً از برخاستگی سوپاپ مستقل است. البته جدایش جریان از سوپاپ در

^{۱۱} دلیل این افزایش، افزایش مساحت مؤثر سوپاپ و ثابت بودن مساحت معیار $\pi d^2/4$ است.



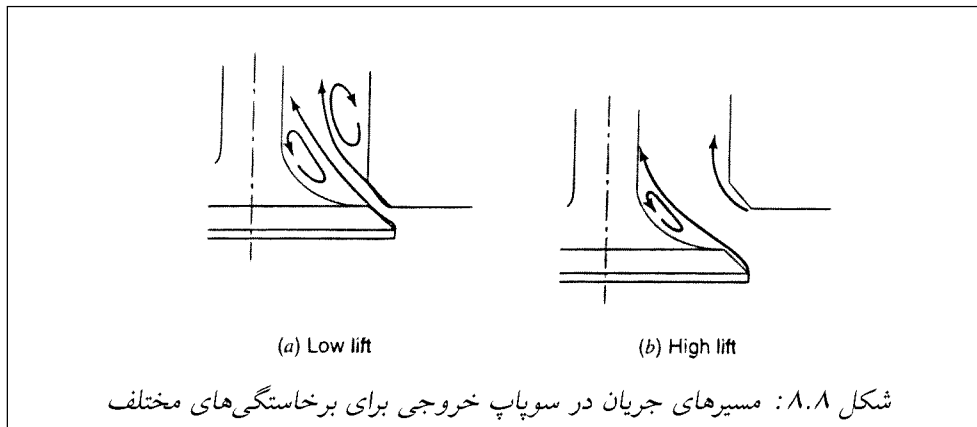
برخاستگی‌های زیاد باعث کاهش جزئی ضریب جدایش در این برخاستگی‌ها می‌شود.



مثال ۸.۴

حداکثر نرخ جریان برای یک سوپاپ خروجی چقدر است؟ مساحت گلوگاه سوپاپ برابر $2/7 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ بوده و C_f برابر $0/6$ است. فشار و دمای سیلندر به ترتیب 500 kPa و 1000 K هستند. همچنین فشار در سیستم خروجی برابر 105 kPa ، $\gamma = 1/35$ و $R = 287 \text{ J/kgK}$ می‌باشند.

حل



نسبت فشار و نسبت فشار بحرانی را محاسبه می‌کنیم در مورد خفگی جریان تحقیق کنیم:

$$\frac{p_{\text{up}}}{p_{\text{down}}} = \frac{500}{105} = 4,76$$

$$\left(\frac{p_{\text{up}}}{p_{\text{down}}}\right)_{\text{cr}} = \left(\frac{\gamma + 1}{2}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} = 1,86$$

بنابراین جریان خفه شده است، و داریم: $p_0/p_v = 1,86$. برای محاسبه نرخ جریان در حالت خفگی از معادله (۸.۱۰) استفاده می‌کنیم:

$$\dot{m} = \rho_0 C_f A_v c_0 \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)}$$

$$\rho_0 = \frac{p_0}{RT_0} = \frac{500 \times 10^3}{287 \times 1000} = 1,74 \text{ kg/m}^3$$

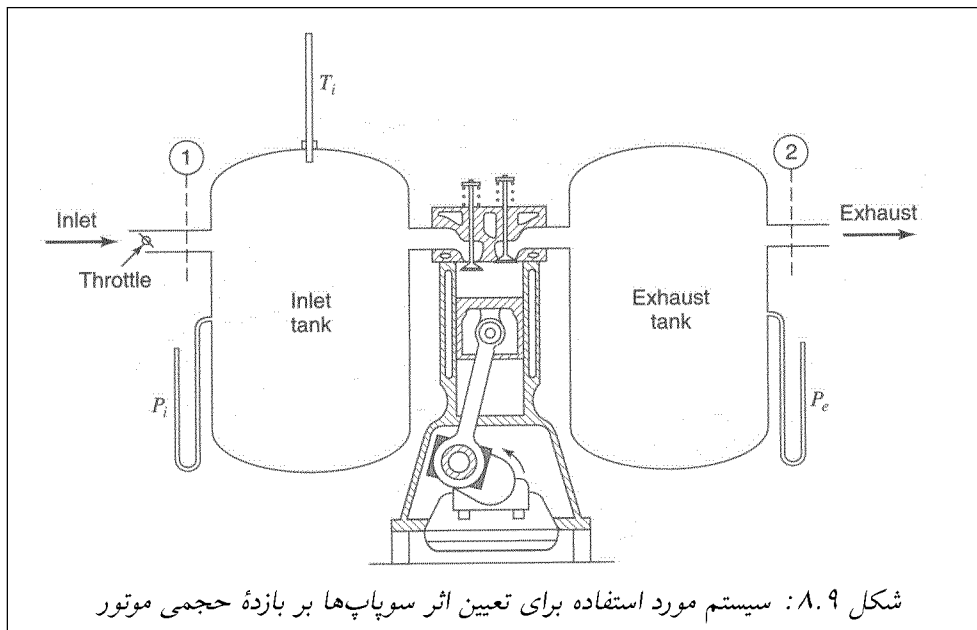
$$\dot{m} = (1,74)(0,6)(2,7 \times 10^{-3})(1,35 \times 287 \times 1000)^{1/2} \left(\frac{2}{2,35}\right)^{2,36}$$

$$= 1,02 \text{ kg/s}$$

■ ■

۸.۳ عملکرد سوپاپ

سیستمی که در شکل ۸.۹ نشان داده شده است برای تعیین تأثیر سوپاپ‌ها بر بازده حجمی موتور استفاده می‌شود. مسیرهای ورودی و خروجی^{۱۲} بسیار کوتاه و مخازن آرامش^{۱۳} بسیار بزرگ هستند. با مخازن آرامش بزرگ، نوسانات فشار در ورودی و خروجی بسیار کم می‌شوند. بنابراین تنها تأثیرات افت‌ها در سوپاپ‌ها در اینجا مهم خواهند بود.



فشار در پورت ورودی و خروجی با هم برابر و مساوی با فشار مخازن آرامش فرض می‌شود. جرم ورودی در هنگام باز بودن سوپاپ ورودی برابر است با:

$$m_i = \frac{1}{\omega} \int_{\theta_{i0}}^{\theta_{ic}} \dot{m} d\theta$$

$$= \frac{1}{\omega} \int_{\theta_{i0}}^{\theta_{ic}} A_f \rho c \left[\frac{2}{\gamma - 1} \left(\left(\frac{p_v}{p_o} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{p_v}{p_o} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right) \right]^{1/2} d\theta \quad (8.13)$$

θ_{i0} زاویه‌ای است که سوپاپ ورودی تحت آن باز می‌شود و θ_{ic} زاویه بسته شدن سوپاپ ورودی

^{۱۲} Intake and Exhaust Runners
^{۱۳} Plenums

است. اکنون معادله (۸.۱۳) را با سطح متوسط مؤثر مکش نرمالیزه می‌کنیم:

$$\overline{A_f} = \frac{1}{\theta_{ic} - \theta_{io}} \int_{\theta_{io}}^{\theta_{ic}} A_f d\theta = \overline{C_f} A_v \quad (۸.۱۴)$$

چگالی در مخزن آرامش ورودی، ρ_i ، و سرعت صوت برابر c_i است. ترم $\overline{C_f}$ نیز ضریب جریان متوسط است. برای محاسبه بازده حجمی داریم:

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{m_i}{\rho_i V_d} \\ &= \frac{\overline{A_f} c_i}{\omega V_d} \int_{\theta_{io}}^{\theta_{ic}} \frac{A_f \rho c}{A_f \rho_i c_i} \left[\frac{2}{\gamma - 1} \left(\left(\frac{p_v}{p_o} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{p_v}{p_o} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right) \right]^{1/2} d\theta \quad (۸.۱۵) \end{aligned}$$

اگر جریان برگشتی وجود نداشته‌باشد:

$$\frac{\rho}{\rho_i} = \frac{c}{c_i} = 1/0$$

حال حالتی را در نظر می‌گیریم که جریان در حالت خفگی بوده و البته جریان ورودی را در نظر می‌گیریم. نسبت فشار همانطور که در معادله (۸.۷) آمده‌است مستقل از زاویه لنگ بوده و در نتیجه:

$$\eta_v = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)} \frac{\overline{A_f} c_i}{\omega V_d} (\theta_{ic} - \theta_{io}) \quad (۸.۱۶)$$

اندیس ماخ ورودی را با Z نشان داده و با فرض $\gamma = 1/4$:

$$Z = \frac{\pi b^2 \overline{u_p}}{4 \overline{A_f} c_i} \quad (۸.۱۷)$$

و داریم:

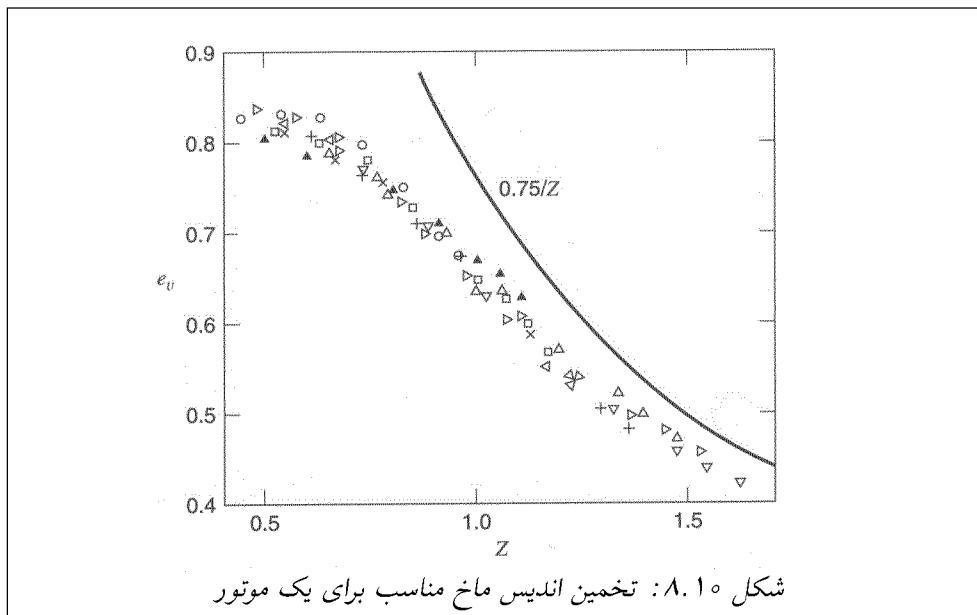
$$\eta_v = 0.58 \left(\frac{\theta_{ic} - \theta_{io}}{\pi} \right) \frac{1}{Z} \quad (۸.۱۸)$$

حال موتوری را در نظر بگیرید که در آن داشته باشیم:

$$\left(\frac{\theta_{ic} - \theta_{io}}{\pi} \right) = 1/3$$

آنگاه $e_v = \frac{0.75}{Z}$. نتایج تجربی برای یک چنین موتوری در شکل ۸.۱۰ آمده‌است. توجه کنید که اندیس ماخ تخمینی از سرعت واقعی گاز در محل سوپاپ نمی‌دهد. بلکه فقط پارامتری برای

تعیین سرعت متوسط گاز در این محل است. عدد ماخ برای سرعت متوسط گاز برای $\gamma = 1/4$ به صورت $Z/0.58$ به دست می‌آید. از شکل ۸.۱۰ می‌توان فهمید که برای داشتن یک بازده حجمی مناسب اندیس ماخ باید از 0.6 کمتر باشد. این یعنی سرعت متوسط گاز در محل سوپاپ باید از شرایط صوتی کمتر باشد. یعنی جریان نباید خفه شده باشد. بنابراین، اندازه سوپاپ ورودی معمولاً برحسب سرعت متوسط پیستون تنظیم می‌شود.



با در نظر گرفتن $Z = 0.6$ در این سرعت، مساحت مؤثر سوپاپ ورودی A_i به صورت زیر به دست می‌آید:

$$A_f \geq 1.3b^2 \frac{\bar{u}_p}{c_i} \quad (8.19)$$

همچنین برای تخلیه مؤثر گازهای خروجی سطح متوسط مؤثر سوپاپ خروجی \bar{A}_e با توجه با شرط اینکه Z باید کمتر از 0.6 باشد، با توجه شرایط ورودی:

$$\frac{\bar{A}_e}{A_i} \approx \frac{c_i}{c_e} = \left(\frac{T_i}{T_e} \right)^{1/2} \quad (8.20)$$

همانطور که در معادله (۸.۲۰) دیده می‌شود، قطر و برخاستگی کمتر سوپاپ خروجی ($l/d \approx 0.4$) مورد استفاده قرار می‌گیرد چرا که سرعت صوت در گازهای خروجی از این سرعت در گازهای ورودی بیشتر است.

مثال ۸.۵

مساحت سوپاپ ورودی، A_i ، و نسبت مساحت سوپاپ ورودی به پیستون را برای اندیس ماخ ۰٫۶ در موتوری که ماکزیمم سرعت آن ۸۰۰۰ rpm بوده و قطر پیستون و طول کورس آن ۰٫۱ m باشد و نیز مخلوط ورودی دمای ۳۳۰ K داشته باشد را حساب کنید. فرض کنید:

$$\begin{aligned}\gamma &= ۱٫۴ \\ R &= ۲۸۷ \text{ J/kg}\cdot\text{k} \\ \overline{C}_f &= ۰٫۳۵\end{aligned}$$

حل

$$\begin{aligned}\overline{A}_i &= ۱٫۳b^2 \frac{\overline{u}_p}{c_i} \\ c_i &= \sqrt{\gamma RT_0} = ۳۶۴ \text{ m/s} \\ u_p &= ۲sN = ۲۶ \text{ m/s} \\ \overline{A}_i &= ۹٫۳ \times ۱۰^{-۴} \text{ m}^2 \\ A_v &= \frac{\overline{A}_i}{\overline{C}_f} = ۲٫۶۵ \times ۱۰^{-۴} \text{ m}^2 \\ \frac{A_v}{A_p} &= \frac{A_v}{\frac{\pi}{۴}b^2} = ۰٫۳۴ \blacksquare\blacksquare\end{aligned}$$

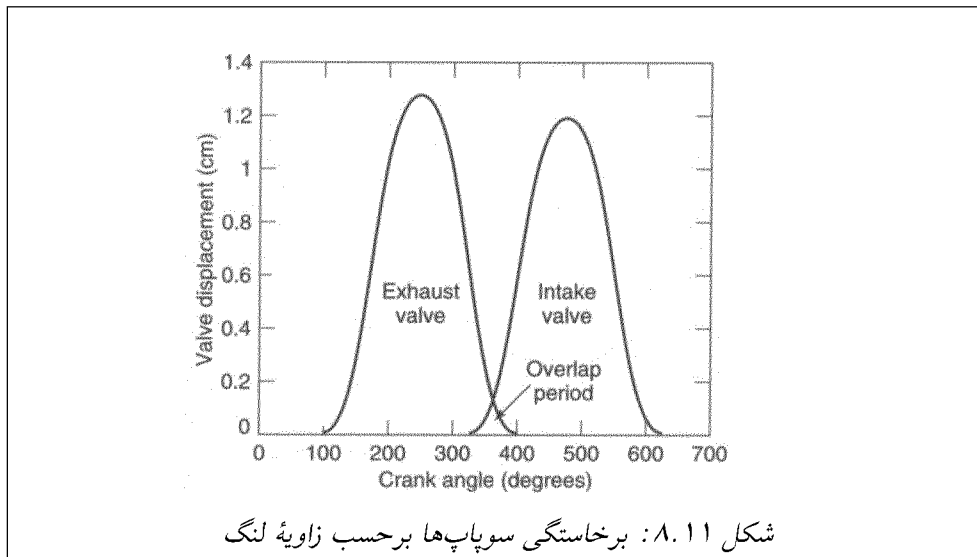
در موتورهای چهارزمانه، کار پمپ به‌عنوان کاری است که برای بیرون راندن گازهای خروجی یا مکش گازهای ورودی مصرف می‌شود. میزان این کار از نمودار $p - V$ از محل آغاز کورس تخلیه تا پایان کورس مکش محاسبه می‌شود. مدل ایده‌آل که برای موتورهای با اندیس ماخ پائین معتبر است، pmep را تفاوت بین فشار ورودی و خروجی تخمین می‌زند. در سرعت‌های بالا، اختلاف فشار در دو طرف سوپاپ در هنگام بسته‌بودن باعث کاهش یا افزایش کار پمپ می‌شود که این کاهش یا افزایش بسته به این است که موتور سوپرشارژ شده باشد یا نه. رابطه زیر برای نتایج یک موتور با مسیر ورودی و خروجی کوتاه برازش شده‌است:

$$\text{pmep} = (p_e - p_i) - (۱٫۴p_e - ۲٫۶p_i)Z^{۱٫۵} \quad (۸.۲۱)$$

رابطه (۸.۲۱) برای $Z \rightarrow 0$ به $p_e - p_i = \text{pmep}$ تبدیل می‌شود.

۸.۴ زمان‌بندی سوپاپ

در شکل ۸.۱۱ برخاستگی‌های سوپاپ‌های ورودی و خروجی برحسب زاویه لنگ رسم شده‌است. برای اطمینان از اینکه یک سوپاپ در یک طول کورس کاملاً باز است، به‌منظور دستیابی به بازده حجمی بالاتر، دوره باز بودن سوپاپ‌ها از 180° درجه بیشتر است. سوپاپ خروجی قبل از نقطه مرگ پایین باز شده و بعد از نقطه مرگ بالا بسته می‌شود. سوپاپ ورودی نیز قبل از نقطه مرگ بالا باز شده و پس از نقطه مرگ پایین بسته می‌شود. دوره‌ای که طی آن هر دو سوپاپ باز است^{۱۴}، اثرات سیالاتی زیادی دارد. برای یک موتور جرقه‌ای که در حالت بارکامل کار نمی‌کند جریان برگشتی از خروجی به داخل منیفولد ورودی وجود خواهد داشت (چراکه فشار در منیفولد خروجی از منیفولد ورودی در حالت بار غیرکامل بیشتر است). عملکرد موتور به‌همین دلیل در حالت بار غیرکامل با توجه به عدم مکش مطلوب و بازده حجمی کم، پایین است. از سوی دیگر، به‌علت کاهش دمای احتراق با توجه به رقیق‌بودن مخلوط ورودی، آلودگی NO_x کاهش می‌یابد.



در حالت بار کامل و باز بودن هر دو سوپاپ، با توجه به بالاتر بودن فشار در منیفولد ورودی نسبت به منیفولد خروجی قسمتی از مخلوط ورودی مستقیماً خارج می‌شود.

^{۱۴}Overlap Period

۸.۵ تأثیر زمان‌بندی جرقه روی بازده حجمی و گازهای باقیمانده

قانون اول ترمودینامیک که به یک سیستم با کار روی مرز اعمال می‌شود به صورت زیر است:

$$\Delta E = - \int p dV + \int (\dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out}) dt + \int \dot{Q} dt \quad (۸.۲۲)$$

و برای گازهای ایده‌آل:

$$\Delta E = c_v \Delta(mT) = \frac{1}{\gamma - 1} \Delta(pV) \quad (۸.۲۳)$$

در اینجا فرض می‌کنیم که در مدت همزمانی سوپاپ‌ها، مقداری از گاز خروجی به مینیفولد ورودی رفته و بعد به همراه مخلوط ورودی به درون سیلندر برمی‌گردد. بنابراین جریان ورودی به سیلندر حاوی گازهای باقیمانده نیز خواهد بود. بنابراین برای پروسه ورودی داریم:

$$\int_{io}^{ic} [(\dot{m} c_p T)_{in} - (\dot{m} c_p T)_{out}] dt = \int_{io}^{ec} \square + \int_{ec}^{is} \square + \int_{is}^{ic} \square \quad (۸.۲۴)$$

io = باز شدن سوپاپ ورودی

ic = بسته شدن سوپاپ ورودی

ec = بسته شدن سوپاپ خروجی

is = آغاز ورود مخلوط تازه

انتگرال اول دست راست در مدت همپوشانی سوپاپ‌ها برابر صفر فرض می‌شود، چرا که می‌توان انتالپی‌های ورودی و خروجی از سوپاپ‌ها را برابر فرض کرد (البته با این فرض از افت اندک دما بین مخلوط ورودی از پورت خروجی و مخلوط خروجی از آن که به واسطه اتلاف دما ایجاد می‌شود صرف نظر می‌کنیم). انتگرال دوم برابر میزان انتالپی است که در دوره همپوشانی سوپاپ‌ها از پورت خروجی به داخل سوپاپ جریان می‌یابد. داریم:

$$p_{ic} V_{ic} - p_{io} V_{io} = (\gamma - 1) \left[- \int_{io}^{ic} p dV + \int_{io}^{ec} (\dot{m} c_p T)_{ov} dt + c_p T_i \int_{is}^{ic} \dot{m}_{in} dt + \int_{io}^{ic} \dot{Q} dt \right] \quad (۸.۲۵)$$

جرم ورودی به سیلندر را تعریف می‌کنیم:

$$m_i = \int_{is}^{ic} \dot{m}_{in} dt \quad (۸.۲۶)$$

و جرم خروجی که در زمان همپوشانی به داخل سیلندر وارد می‌شود:

$$m_{ov} = \int_{io}^{ec} \dot{m}_{ov} dt \quad (۸.۲۷)$$

بنابراین مقدار بازده حجمی به دست می‌آید:

$$\eta_v = \frac{m_i}{\rho_i V_d} = \frac{1}{\gamma} \frac{p_{ic} V_{ic} - p_{io} V_{io}}{p_i V_d} + \frac{\gamma - 1}{\gamma} \int_{io}^{ic} \frac{p dV}{p_i V_d} - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{Q}{p_i V_d} - \frac{T_{ov}}{T_i} \frac{m_{ov}}{\rho_i V_d} \quad (۸.۲۸)$$

حال فرض کنید سرعت پیستون کم بوده و در نتیجه افت فشار در محل سوپاپ کم باشد:

$$u_p \rightarrow 0 \implies p_{io} = p_e \text{ \& } p_{ic} = p_i \quad (۸.۲۹)$$

و در نتیجه معادله (۸.۲۸) به معادله زیر تبدیل می‌شود:

$$\eta_v = \frac{V_{ic} - V_{io}}{V_d} - \frac{1}{\gamma} \left(\frac{p_e}{p_i} - 1 \right) \frac{V_{io}}{V_d} - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{Q}{p_i V_d} - \frac{T_{ov}}{T_i} \frac{m_{ov}}{\rho_i V_d} \quad (۸.۳۰)$$

برای موتورهایی با نسبت کم طول کورس به شاتون، حجم سیلندر از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\frac{V}{V_s} = 1 + \frac{r - 1}{2} (1 - \cos \theta) \quad (۸.۳۱)$$

که θ زاویه لنگ است که از نقطه مرگ بالا اندازه‌گیری می‌شود، در نتیجه:

$$\eta_v = \frac{\cos \theta_{io} - \cos \theta_{ic}}{2} - \frac{\frac{p_e}{p_i} - 1}{\gamma(r - 1)} \left[1 + \frac{r - 1}{2} (1 - \cos \theta_{io}) \right] - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{Q}{p_i V_d} - \frac{T_{ov}}{T_i} \frac{m_{ov}}{\rho_i V_d} \quad (۸.۳۲)$$

اکنون پروسه تخلیه را در نظر بگیرید. در هر لحظه، معادله انرژی به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$-\dot{Q}_l - p \frac{dV}{dt} = c_v \left(m \frac{dT}{dt} + \frac{dm}{dt} T \right) - \frac{dm}{dt} c_p T \quad (۸.۳۳)$$

اگر با معادله حالت معادله فوق را ترکیب کرده و انتگرال بگیریم:

$$f = \frac{m_{io}}{m_{eo}} = \left(\frac{p_i}{p_{eo}} \right) \frac{V_{io}}{V_{eo}} \exp \left(\int_{eo}^{io} \frac{\dot{Q}_l}{pV} dt \right) \quad (۸.۳۴)$$

