



نشریه علمی - پژوهشی سوخت و احتراق  
سال چهارم، شماره اول، بهار و تابستان ۱۳۹۰

## تأثیر ترکیب گاز طبیعی بر عملکرد یک موتور اشتعال تراکمی سوخت همگن

امید جهانیان\* و سید علی جزایری\*\*

دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، دانشکده مهندسی مکانیک  
(دریافت: ۱۳۸۹/۶/۱۲، دریافت آخرین اصلاحات: ۸۹/۱۱/۲۸، پذیرش: ۸۹/۱۲/۱۰)

موتورهای اشتعال تراکمی سوخت همگن، ایده‌ای نوین برای کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌های حاصل از موتور به شمار می‌روند. گاز طبیعی که از آن به عنوان سوخت پاک یاد می‌شود، به دلیل قابلیت مناسب برای ایجاد مخلوط همگن با هوا، یکی از سوخت‌های پرکاربرد برای این‌گونه موتورهاست. با این حال، ترکیب گاز طبیعی تأثیر زیادی بر فرایند خوداشتعالی مخلوط هوا و سوخت و در نتیجه عملکرد موتور دارد. این مقاله به بررسی تأثیر ترکیبات مختلف گاز طبیعی بر عملکرد یک موتور اشتعال تراکمی سوخت همگن می‌پردازد. برای انجام این کار از یک مدل ترمودینامیکی تک‌ناحیه‌ای با شش ترکیب مختلف گاز طبیعی استفاده شده است. مدل ترمودینامیکی حاضر، شامل سینتیک مفصل احتراق گاز طبیعی به همراه سازوکار زلدویج توسعه‌یافته برای تعیین آلاینده‌های نیتروژن است. برای صحت‌گذاری مدل از نتایج تجربی موجود در مراجع استفاده شده است تا دقت مورد نظر برای انجام مطالعات مقایسه‌ای حاصل شود. نتایج نشان داده است که متغیرهای عملکردی موتور مانند کار ناخالص، فشار مؤثر متوسط، آلاینده‌های نیتروژن و ... به ترکیب گاز طبیعی بستگی دارند. زمان شروع احتراق در این موتورها به شدت به مقدار هیدروکربن‌های سنگین‌تر موجود در ترکیب گاز طبیعی وابسته است که این امر به نوبه خود سبب تغییر مقدار و محل وقوع بیشینه دما و فشار داخل سیلندر می‌شود.

**کلیدواژه:** موتور اشتعال تراکمی سوخت همگن، مدلسازی ترمودینامیکی، ترکیب گاز طبیعی

### مقدمه

در سال‌های اخیر بخش عمده‌ای از تحقیقات انجام‌شده در زمینه موتورهای احتراق داخلی، با توجه به دو موضوع عمده صورت پذیرفته است؛ اول کاهش منابع طبیعی نفت خام و بازار ناپایدار آن و دوم سخت‌گیرانه‌تر شدن قوانین زیست‌محیطی برای کاهش آلودگی. دو راه‌کار اصلی برای مقابله با این مشکلات، استفاده از سوخت‌های جایگزین به جای فرآورده‌های نفت خام و به‌کارگیری فناوری‌های نوین در طراحی موتور است [۱-۳]. ایده موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن (HCCI- Homogenous Charge Compression Ignition)، یکی از این راه‌کارهاست.

اونیشی و همکارانش برای نخستین‌بار در سال ۱۹۷۹ ایده موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن را مطرح کردند [۴]. آن‌ها دریافته بودند که می‌توان با فشردن مخلوط همگن هوا و سوخت تا رسیدن به نقطه خوداشتعالی، تا حد بسیار زیادی از مقدار مصرف سوخت و تولید آلاینده در موتورهای دوزمانه کاست. این ایده در ابتدا با نام احتراق ترمواتمسفیری فعال معرفی شد و به‌سرعت توسط نوگوچی و همکارانش توسعه یافت [۵]. آنان به مزایای اصلی این ایده در حالت برخه‌بار (Part Load) پی بردند. نجت و همکارانش این ایده را برای موتورهای چهارزمانه به‌کار بستند [۶] و سرانجام، در سال ۱۹۸۹ ترینگ عنوان احتراق تراکمی سوخت همگن (HCCI) را بر آن نهاد [۷].

\* دکترای مکانیک - نویسنده مخاطب (ایمیل: O\_Jahanian@alborz.kntu.ac.ir)

\*\* دانشیار (ایمیل: Jazayeri@kntu.ac.ir)

در موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن، مخلوط رقیق پیش‌آمیخته‌ای به درون سیلندر فرستاده می‌شود [۸]. سپس این مخلوط طی مرحله تراکم به‌گونه‌ای فشرده می‌شود تا در نزدیکی نقطه مرگ بالا به خوداشتعالی برسد. خودشتعالی مخلوط همگن هوا و سوخت سبب ایجاد احتراق بسیار سریعی می‌شود که تقریباً تمام انرژی سوخت طی ۵ تا ۱۵ درجه لنگ آزاد می‌شود. این نرخ سریع آزادسازی انرژی را می‌توان با رقیق‌سازی مخلوط یا استفاده از گازهای برگشتی (EGR) کنترل کرد. برخلاف موتورهای اشتعال جرقه‌ای که بروز کوبش در آن‌ها محدودکننده نسبت تراکم موتور است، در موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن می‌توان از نسبت تراکم‌های بالا (۱: ۲۰-۱۷) استفاده کرد. کنار هم قرار گرفتن دو مزیت رقیق‌سازی و نسبت تراکم بالا در این‌گونه موتورها سبب می‌شود بازده گرمایی آن‌ها تا حد ۴۵ درصد نیز افزایش یابد [۹]. موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن در حالت برخه‌بار مقادیر بسیار ناچیزی از آلاینده‌های ذرات معلق (PM) و اکسیدهای نیتروژن (NOx) ایجاد می‌کنند. با این حال مشکلاتی در راه تجاری‌سازی عمومی این موتورها وجود دارد که می‌توان به کنترل زمان شروع احتراق و تهیه مخلوط همگن هوا و سوخت اشاره کرد [۱۰].

معمولاً در بسیاری از کشورها از جمله ایران، سوخت گاز طبیعی بسیار ارزان‌تر از سوخت‌هایی نظیر بنزین و گازوئیل است. از آنجا که سوخت گاز طبیعی از نظر شیمیایی پایدار است و نسبت به سایر سوخت‌ها بسیار ساده‌تر با هوا مخلوط همگن تشکیل می‌دهد، گزینه مناسبی برای موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن به حساب می‌آید. همچنین، ساده‌بودن نسبی ساختار مولکولی این سوخت و پایین‌بودن نسبت کربن به هیدروژن در آن سبب می‌شود گونه‌های شیمیایی میانی کمتری در خلال احتراق به‌وجود آید که به نوبه خود میزان آلاینده‌ها را کاهش می‌دهد. از این رو معمولاً از این سوخت به عنوان سوخت پاک برای خودروها، به ویژه در مناطق شهری، یاد می‌شود [۱۱]. از سوی دیگر، مقاومت بالای آن در برابر خوداشتعالی، استفاده از نسبت تراکم‌های بالا در موتور را ممکن می‌سازد [۹].

به طور کلی مزایای اصلی استفاده از گاز طبیعی به عنوان سوخت عبارت‌اند از: واکنش‌پذیری فتوشیمیایی پایین، سیستم سوخت‌رسانی بسته که سبب کاهش نشت سوخت به محیط می‌شود، کاهش آلاینده‌گی ناشی از شروع به کار سرد، کارکرد دماپایین با توجه به حذف مرحله غنی‌سازی مخلوط سرد و سازگاری با فناوری رقیق‌سازی مخلوط هوا و سوخت [۱۱]. ترکیب گاز طبیعی به طور کلی شامل متان که جزء اصلی است و مقادیر اندکی از سایر گازها نظیر اتان، پروپان، بوتان، دی‌اکسیدکربن، نیتروژن و ... است. ترکیب گاز طبیعی با توجه به مکان استخراج آن متفاوت است. این تغییرات می‌تواند بر روی عملکرد موتورهای گاز طبیعی‌سوز تأثیر داشته باشد که این موضوع مورد توجه محققان بسیاری بوده است [۱۲-۲۲]. یکی از مهم‌ترین تأثیراتی که تغییر ترکیب گاز طبیعی بر عملکرد موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن دارد، تغییر زمان شروع احتراق (SOC- Start of Combustion) در آن‌هاست.

در این مقاله از یک مدل صفربعدی تک‌ناحیه‌ای برای شبیه‌سازی عملکرد موتور احتراق تراکمی سوخت همگن و بررسی تأثیر تغییر ترکیب سوخت گاز طبیعی استفاده شده است. برای مطالعه دقیق بر روی احتراق گاز طبیعی با ترکیب‌های مختلف، سینتیک مفصل شیمیایی بر مبنای سازوکار GRI 3.0 در مدل به‌کار رفته است [۲۳]. سرعت بالای محاسباتی و دقت مناسب در تعیین زمان شروع احتراق و روند تغییرات دما و فشار داخل سیلندر از دلایل اصلی استفاده از این مدل است. نتایج شبیه‌سازی با داده‌های تجربی موجود در منابع برای یک موتور نمونه Volvo TD 100 صحه‌گذاری شده است.

## مدلسازی ترمودینامیکی موتور احتراق تراکمی سوخت همگن

مدلسازی در محیط برنامه‌نویسی متلب (MATLAB) انجام شده است. برای تعیین ثابت‌های موجود در معادلات احتراقی یک مدول منبع باز که به‌راحتی در محیط متلب استفاده می‌شود، به کار گرفته شده است. این مدول که کانترا (CANTERA) نام دارد با توجه به شرایط ترمودینامیکی مخلوط مقادیر عددی متغیرهایی نظیر سرعت هر یک از واکنش‌ها و نرخ تولید گونه‌های شیمیایی را محاسبه می‌کند. مدل حاضر به‌راحتی به سایر نرم‌افزارها متصل می‌شود و همچنین قابلیت استفاده از کلیه

سازوکارهای موجود در کتابخانه نرم افزار کمکین (CHEMKIN) را دارد. توصیف شیوه مدلسازی، فرضیات و معادلات حاکم به تفصیل و به صورت دقیق در کارهای گذشته نویسندگان آورده شده است [۱-۳].

## ترکیب‌های مختلف گاز طبیعی

برای بررسی تأثیر ترکیب‌های مختلف گاز طبیعی بر عملکرد موتور، شش ترکیب مختلف در نظر گرفته شده است. این شش ترکیب شامل سه گونه معمول مورد استفاده در ایران، کره جنوبی و آمریکا در کنار دو مخلوط حاوی هیدروکربن‌های سبک و متان خالص است. این شش ترکیب با نام‌های A, B, C, D, E و F در این مقاله آورده شده‌اند و خصوصیات آن‌ها در جدول (۱) آمده است. این جدول، علاوه بر ترکیب مولی (حجمی) هر گاز، مقادیر جرم مولی، چگالی مخصوص، ارزش گرمایی پایین (LHV- Low Heating Value)، عدد وب (WN- Wobbe Number) و نسبت هوا به سوخت استوکیومتریک را نیز نشان می‌دهد.

جدول ۱- خصوصیات ترکیب‌های مختلف گاز طبیعی

گاز A [۹]	گاز B [۹]	گاز C [۲۶]	گاز D [۲۶]	گاز E [۲۰]	گاز F [۲۷]	
۱۰۰	۹۹	۹۷/۵	۹۵/۸۵	۹۰/۶	۸۸/۷	متان
۰	۰	۲	۳/۴۴	۶/۵۴	۷/۲	اتان
۰	۱	۰/۵	۰/۷۱	۲/۶۶	۳/۶	پروپان
۰	۰	۰	۰	۰/۲	۰/۵	نیتروژن
۱۶/۰۴	۱۶/۳۲	۱۶/۴۶	۱۶/۷۲	۱۷/۷۳	۱۸/۱۲	جرم مولی (کیلوگرم بر کیلومول)
۰/۵۵۳	۰/۵۶۳	۰/۵۶۸	۰/۵۷۷	۰/۶۱۲	۰/۶۲۶	چگالی مخصوص
۵۰/۳۰	۴۹/۹۳	۴۹/۸۹	۴۹/۸۰	۴۹/۳۵	۴۹/۰۲	ارزش گرمایی پایین (مگاژول بر کیلوگرم)
۴۳/۸۱	۴۴/۱۱	۴۴/۲۶	۴۴/۵۳	۴۵/۴۳	۴۵/۶۳	عدد وب (مگاژول بر مترمکعب)
۹/۵۲۲	۹/۶۶۵	۹/۷۳۶	۹/۸۶۹	۱۰/۳۴۵	۱۰/۵۰۳	نسبت هوا به سوخت استوکیومتریک (مولی)
متان خالص	ترکیب متان/پروپان	ترکیب متان/اتان/پروپان	مورد استفاده در آمریکا	مورد استفاده در کره جنوبی	مورد استفاده در ایران	توضیحات

ارزش گرمایی پایین یک مخلوط گازی از رابطه (۱) به دست می‌آید که در آن  $x_i$  نشان‌دهنده کسر جرمی جزء  $i$ ام است. ارزش گرمایی پایین هیدروکربن‌های سبک از مرجع [۱۲] به دست آمده است و ارزش گرمایی پایین نیتروژن برابر صفر در نظر گرفته می‌شود [۲۴].

$$LHV = \sum x_i LHV_i \quad (1)$$

چگالی مخصوص (SG- Specific Gravity) به صورت نسبت چگالی گاز به چگالی هوا تعریف می‌شود و به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$SG = \frac{M}{M_{air}} \quad M_{air} = 28.97 \frac{kg}{mole} \quad (2)$$

عدد وب متغیر مهمی در تعریف ویژگی‌های گاز طبیعی است و معمولاً به صورت نرخ جریان انرژی از درون یک سوراخ تعریف می‌شود [۲۵]. این متغیر بیانگر میزان انرژی شیمیایی عبوری از یک سوراخ (Orifice) تحت افت فشار خاص است. این متغیر از تقسیم ارزش گرمایی پایین حجمی سوخت بر ریشه دوم چگالی مخصوص به دست می‌آید:

$$WN = \frac{\rho LHV}{\sqrt{SG}} \quad (3)$$

از عدد وب برای بیان میزان انرژی موجود در ترکیب گاز طبیعی استفاده می‌شود. عدد وب با افزایش مقدار اجزای هیدروکربنی غیرمتان در گاز طبیعی افزایش می‌یابد. این افزایش به دلیل بیشتر بودن چگالی این اجزاء نسبت به متان روی می‌دهد. تغییر عدد وب سبب تغییر نسبت هوا به سوخت استوکیومتریکی در گاز طبیعی می‌شود. از آنجا که عدد وب بر حسب واحد حجم سوخت گازی بیان می‌شود همواره باید شرایط دما و فشار مرجع اندازه‌گیری بیان شود. در این مقاله مقادیر عدد وب در شرایط فشار یک اتمسفر و دمای ۳۰۰ درجه کلوین تعیین شده است.

## صحه گذاری مدل

مدل استفاده شده برای شرایط مختلف عملکردی دو موتور Caterpillar 3500 و Volvo TD 100 صحه‌گذاری شده است [۱-۳]. از آنجا که در این تحقیق، موتور تک‌سیلندر Volvo TD 100 بررسی شده، فرایند صحه‌گذاری مدل برای دو حالت عملکردی دیگر نیز انجام شده است تا اطمینان کافی در مورد دقت نتایج مدل حاصل شود. ویژگی‌های موتور Volvo TD 100 در جدول (۲) آورده شده است.

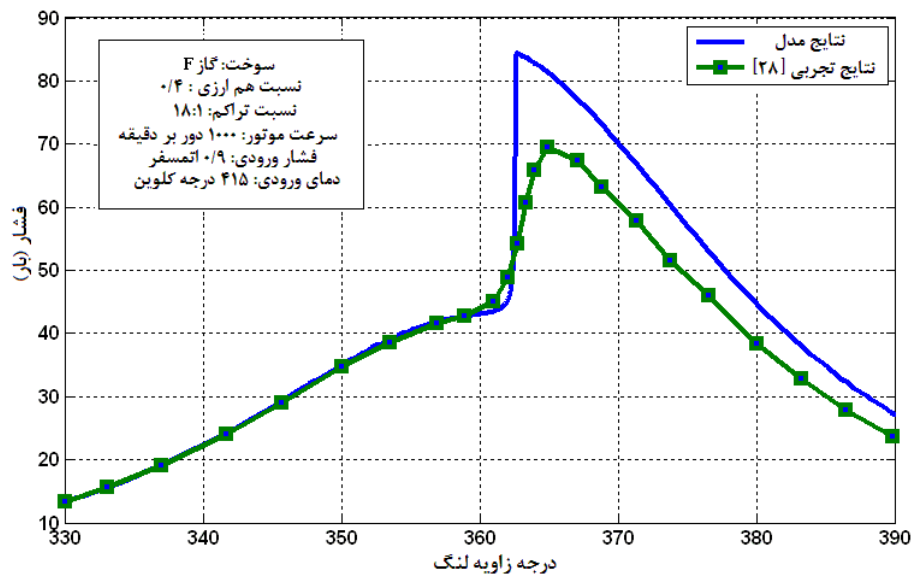
جدول ۲- خصوصیات موتور Volvo TD 100

قطر سیلندر	۱۲۰/۶۵ میلی‌متر
طول کورس	۱۴۰ میلی‌متر
طول شاتون	۲۶۰ میلی‌متر
نسبت تراکم	۱۸ [۲۸] و ۱۹/۸ [۹]
زمان بسته‌شدن سوپاپ ورودی	۱۳ درجه بعد از نقطه مرگ پایین
زمان بازشدن سوپاپ خروجی	۳۹ درجه قبل از نقطه مرگ پایین
سرعت موتور	۱۰۰۰ دور بر دقیقه

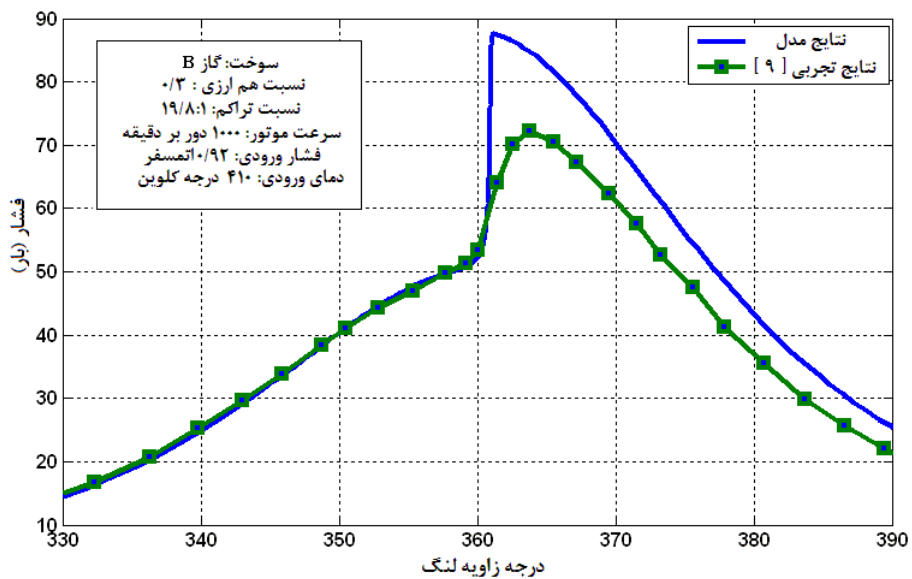
در حالت اول، موتور در نسبت تراکم ۱:۱۸ و با سوخت گاز F کار می‌کند. نسبت هم‌ارزی در این حالت برابر ۰/۴ در نظر گرفته شده و داده‌های تجربی از مرجع [۲۸] استخراج شده‌اند. در حالت دوم، نسبت تراکم موتور ۱:۱۹/۸ بوده و سوخت در نظر گرفته شده، گاز B با نسبت هم‌ارزی ۰/۳ است. این شرایط با توجه به داده‌های تجربی مرجع [۹] تنظیم شده است. انتخاب گازهای B و F در این بخش به این دلیل بوده است که توانایی مدل در پوشش محدوده کامل سوخت‌های در نظر گرفته شده، نشان داده شود. شکل‌های (۱) و (۲) تغییرات فشار درون سیلندر بر حسب زاویه لنگ را برای این دو حالت نشان می‌دهند.

همان‌گونه که در شکل‌ها مشخص است مدل ایجادشده با دقت مناسبی عملکرد یک موتور اشتعال تراکمی سوخت همگن را پیش‌بینی می‌کند. همانند تمام مدل‌های تک‌ناحیه‌ای، مقدار بیشینه فشار پیش‌بینی‌شده توسط مدل بیشتر از نتایج واقعی است و اندکی زودتر روی می‌دهد. دلایل اصلی بروز این پدیده به شرح زیر است:

- فرض اصلی مدل‌های تک‌ناحیه‌ای، همگن بودن کامل گازهای درون سیلندر است در حالی که در شرایط واقعی، اندکی ناهمگنی در هنگام ورود مخلوط هوا و سوخت به درون سیلندر وجود دارد. از سوی دیگر، دمای بخش‌های نزدیک به جداره سیلندر به خاطر انتقال گرما، پایین‌تر از نواحی مرکزی آن است.
  - مدل‌های تک‌ناحیه‌ای از فرایند نشستی و همچنین گازهای نسوخته محبوس در شکاف‌های رینگ صرف‌نظر می‌کنند و به همین دلیل مقدار بیشینه فشار را بیش از حالت واقعی پیش‌بینی می‌کنند.
- با این حال، مدل‌های تک‌ناحیه‌ای به دلیل سرعت بالا و دقت مناسب در پیش‌بینی زمان شروع احتراق و آلاینده اکسیدهای نیتروژن به صورت گسترده‌ای در شبیه‌سازی موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن به کار می‌روند [۲۹، ۳۰].



شکل ۱- مقایسه نتایج مدل و داده‌های تجربی برای حالت اول صحنه‌گذاری (نتایج تجربی بازسازی شده از مرجع [۲۸])



شکل ۲- مقایسه نتایج مدل و داده‌های تجربی برای حالت دوم صحنه‌گذاری (نتایج تجربی بازسازی شده از مرجع [۹])

برای مقایسه دقیق‌تر نتایج تجربی و مدل، زمان شروع احتراق برای هر دو حالت از روش مشتق سوم فشار تعیین شد. در این روش، زمان شروع احتراق در لحظه‌ای تعریف می‌شود که مقدار عددی مشتق سوم فشار نسبت به زاویه لنگ به مقدار معینی برسد [۲۴ و ۳۱]:

$$\left. \frac{d^3 P}{d\theta^3} \right|_{soc} = 0.25 \frac{bar}{CAD^3} \quad (4)$$

در حالت اول تنها ۰/۵ درجه لنگ تفاوت بین نتایج مدل و نتایج تجربی مشاهده شد. در این حالت، مدل تک‌ناحیه‌ای زمان شروع احتراق را در ۳۶۲/۲ درجه لنگ پیش‌بینی کرده است که نتایج تجربی زاویه ۳۶۱/۷ را نشان می‌دهد. در حالت دوم،

این تفاوت به ۱/۸ درجه رسیده است. زمان شروع احتراق واقعی در این حالت ۳۶۰/۹ درجه لنگ بوده است که مدل ایجادشده، آن را در ۳۶۲/۷ درجه لنگ پیش‌بینی می‌کند. براساس این بررسی، مدل حاضر زمان شروع احتراق را با دقت مناسبی تعیین می‌کند. همچنین، معمولاً در بررسی‌های مقایسه‌ای، از آنجا که خطای عمومی مدل در همه حالت‌ها وجود دارد، می‌توان از آن صرف‌نظر کرد و به همین دلیل مدل‌های تک‌ناحیه‌ای برای انجام مطالعات مقایسه‌ای بسیار مناسب‌اند [۳۲].

### بحث و بررسی نتایج

برای بررسی تأثیر ترکیب گاز طبیعی بر عملکرد موتور اشتعال تراکمی سوخت همگن، شبیه‌سازی‌های متعددی صورت پذیرفت. این تحقیقات در دو رویکرد اصلی انجام شد. در ابتدا خصوصیات عملکردی موتور با سوخت‌های مختلف با توجه به تغییرات دمای ورودی مخلوط هوا و سوخت تعیین شد و سپس تغییرات سرعت موتور مد نظر قرار گرفت. تمامی شبیه‌سازی‌ها بر روی موتور معرفی شده با نسبت تراکم ۱:۱۸، نسبت هم‌ارزی ۰/۴ و فشار ورودی در لحظه بسته‌شدن سوپاپ برابر با ۰/۹ بار انجام شده است. سایر متغیرهای عملکردی در هر یک از بررسی‌ها ارائه شده است.

### تأثیر دمای ورودی

احتراق آلکان‌ها با جداسدن یک اتم هیدروژن از آلکان (RH) و تشکیل رادیکال هیدروژن (H) و رادیکال آلکیل (R) آغاز می‌شود [۳۳].



این رادیکال‌ها به همراه رادیکال‌های اکسیژن (O) و هیدروکسیل (OH) که از واکنش‌های مقدماتی زیر حاصل می‌شوند، باعث آغاز فرایند احتراق می‌شوند.



برای متان، اتان و پروپان واکنش‌های آغازین عبارت‌اند از:



واکنش‌های انتشاری احتراق نیز به صورت زیر است:



همان‌گونه که در واکنش‌های بالا دیده می‌شود، مهم‌ترین پدیده در انجام واکنش انرژی لازم برای شکستن پیوند کربن-هیدروژن برای تبدیل آلکان به رادیکال آلکیل است. کم‌تر بودن انرژی پیوندی کربن-هیدروژن به معنی راحت‌تر

شکسته شدن مولکول آلکان است. به این ترتیب، آلکان در دمای پایین تری محترق می شود. انرژی پیوندی کربن-هیدروژن برای متان، اتان و پروپان در جدول (۳) نشان داده شده است.

انرژی پیوندی کربن-هیدروژن در پروپان نسبت به سایر اجزاء کمتر است. بنابراین، پروپان دمای خوداشتعالی پایین تری دارد و واکنش های احتراق آن زودتر از اتان و متان آغاز می شود. بنا به دلیل مشابه، اتان نیز زودتر از متان محترق می شود.

جدول ۳- انرژی پیوندی کربن-هیدروژن برای اجزای مختلف گاز طبیعی [۳۴]

آلکان	انرژی پیوندی کربن-هیدروژن (کیلوکالری بر کیلومول)
متان (CH <sub>4</sub> )	۱۰۳
اتان (C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> )	۹۸
پروپان (C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )	۹۵

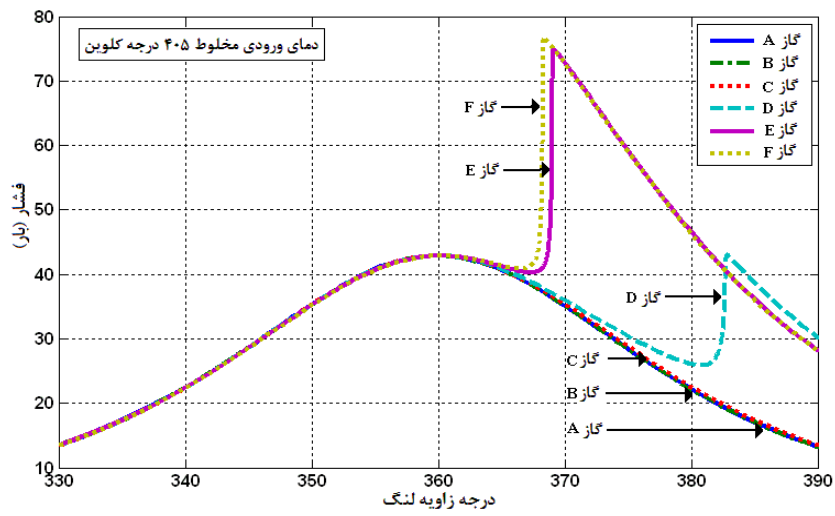
شکل (۳) نمودار تغییرات فشار را در نزدیکی نقطه مرگ بالا برای سه دمای ورودی متفاوت و سوخت های گوناگون نشان می دهد. در شکل (۳-الف) دمای مخلوط در لحظه بسته شدن سوپاپ ورودی برابر ۴۰۵ درجه کلوین در نظر گرفته شده است. با این که جزء اصلی گاز طبیعی متان است معمولاً زمان شروع احتراق در موتورهای احتراق تراکمی سوخت همگن با سوخت گاز طبیعی به مقدار هیدروکربن های سنگین تر موجود در ترکیب گاز طبیعی نظیر اتان و پروپان بستگی دارد. زیرا این اجزاء، همان گونه که در جدول (۳) به آن اشاره شد، در دماهای پایین تری به نقطه خوداشتعالی می رسند.

در شرایطی که گاز متان خالص به حد خوداشتعالی نمی رسد، وجود هیدروکربن های سنگین تر در ترکیب گاز طبیعی سبب می شود مخلوط محترق شود. در شرایط نشان داده شده در شکل (۳-الف) سوخت هایی که دارای مقادیر بیشتر متان در ترکیب خود هستند (گازهای A، B و C) به شرایط خوداشتعالی نمی رسند اما سایر مخلوط ها که درصد اتان و پروپان در آن ها بیشتر است محترق می شوند.

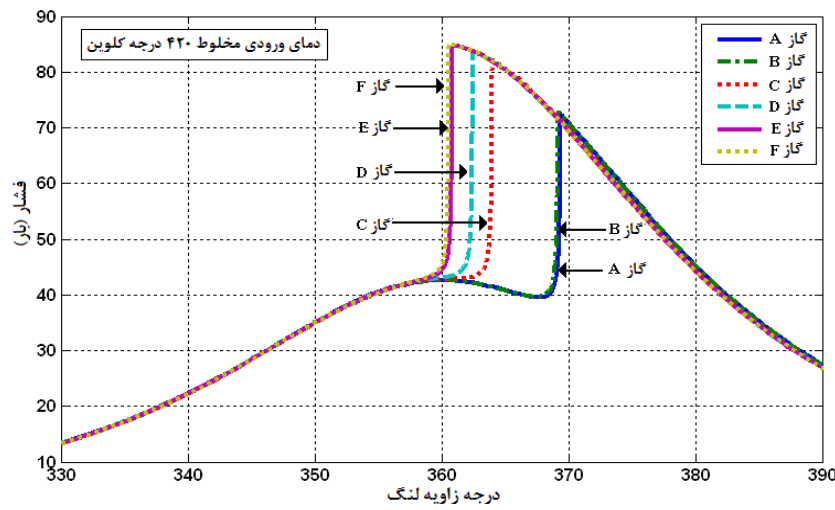
با افزایش دمای اولیه، آنچنان که در شکل (۳-ب) نشان داده شده است، تمامی گازها به شرایط احتراق می رسند اما زمان شروع احتراق در آنها متفاوت است. این شکل به دقت تفاوت میان زمان شروع احتراق و روند تغییرات فشار را برای سوخت های گوناگون نشان می دهد. سوخت های با محتوای پروپان بیشتر زودتر محترق می شوند. همچنین، مقدار بیشینه فشار در حالتی که موتور از گاز F به عنوان سوخت استفاده می کند ۲/۸ بار بیشتر از حالت استفاده از گاز C و ۱۲/۶ بار بیشتر از حالت استفاده از گاز A است. مقدار بیشینه فشار درون سیلندر با پیشرسی احتراق افزایش می یابد. بنابراین، از آنجا که سوخت های با محتوای اتان و پروپان بیشتر زودتر محترق می شوند مقدار بیشینه فشار برای آن ها بیشتر خواهد بود. افزایش مقدار بیشینه فشار درون سیلندر منجر به افزایش میزان کار خروجی موتور خواهد شد. این روند در شکل (۴) نشان داده شده است.

نکته مهم در مقایسه این سوخت ها در شرایط مذکور این است که گازهای A (متان خالص)، B و C باعث ایجاد روند نامطلوب احتراق و عملکرد نامناسب موتور می شوند زیرا زمان شروع احتراق در آن ها حدود ۹ درجه پس از نقطه مرگ بالا روی می دهد و مقدار بیشینه فشار در آن ها به طور چشمگیری پایین است اما سایر سوخت ها در این شرایط عملکرد مناسبی دارند.

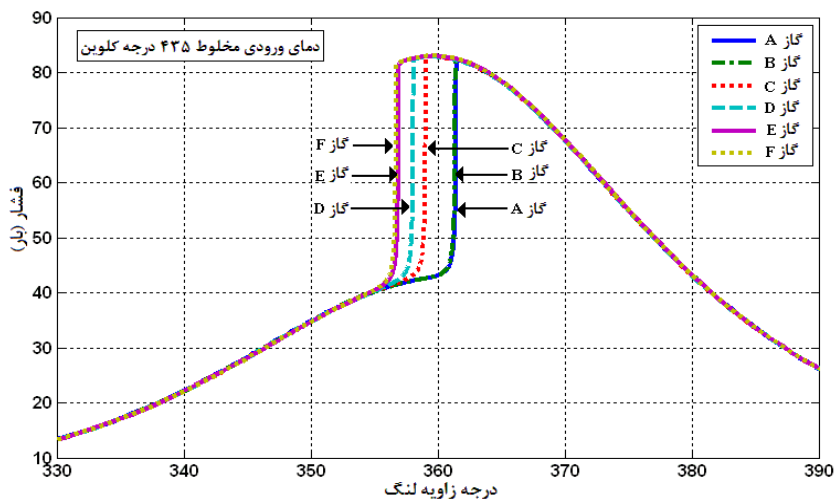
فرایند مقایسه برای حالت دمای ورودی برابر با ۴۳۵ درجه کلوین نیز تکرار شد. نتایج این بررسی در شکل (۳-ج) نشان داده شده است. طبق پیش بینی، احتراق برای هر سوخت نسبت به حالت قبل به دلیل بالا رفتن دمای ورودی زودتر روی می دهد. افزایش دمای مخلوط سبب افزایش سرعت واکنش های مقدماتی در سازوکار احتراق سوخت می شود. البته باید این نکته را نیز در نظر داشت که افزایش دمای ورودی سبب کاهش حجم مخصوص مخلوط ورودی و در نتیجه مقدار سوخت وارد شده به سیلندر در هر چرخه می شود. این تغییرات بر روی توان و بازده موتور تأثیر می گذارد. این پدیده در شکل (۵) نشان داده شده است.



(الف)



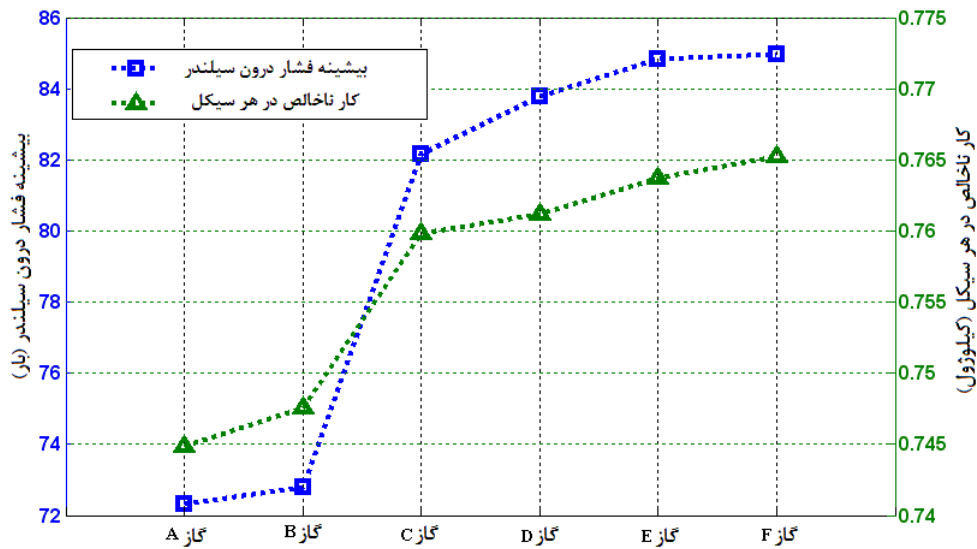
(ب)



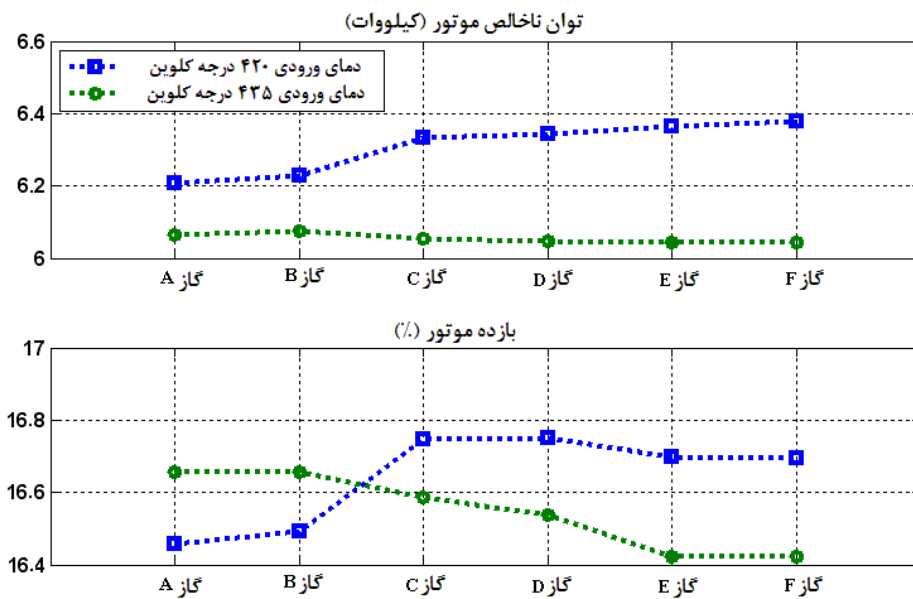
(ج)

شکل ۳- تغییرات فشار در نزدیکی نقطه مرگ بالا برای سه دمای ورودی متفاوت و سوخت‌های مختلف





شکل ۴- بیشینه فشار درون سیلندر و کار ناخالص انجام شده در هر سیکل برای سوخت‌های مختلف در دمای ورودی ۴۲۰ درجه کلوین

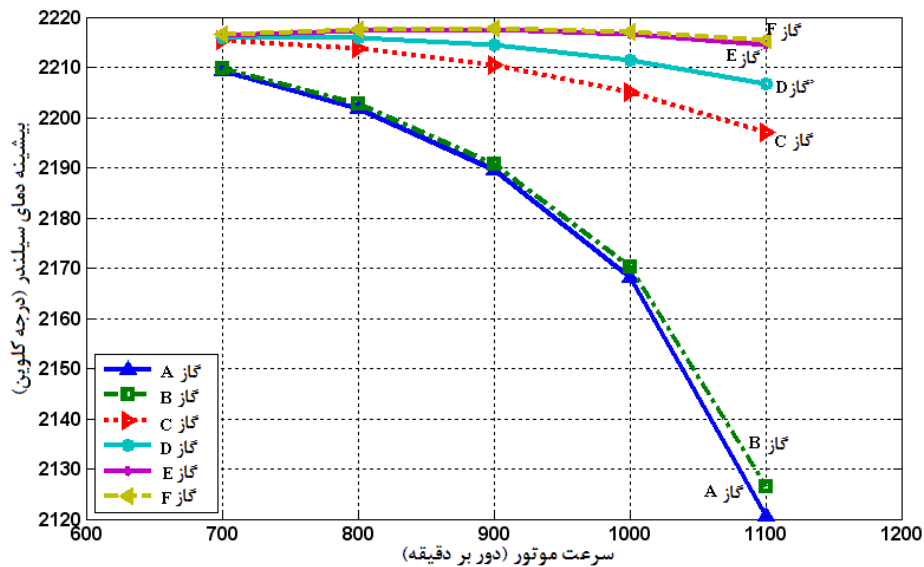


شکل ۵- بیشینه فشار درون سیلندر و کار ناخالص انجام شده در هر چرخه برای سوخت‌های گوناگون در دمای ورودی ۴۲۰ درجه کلوین

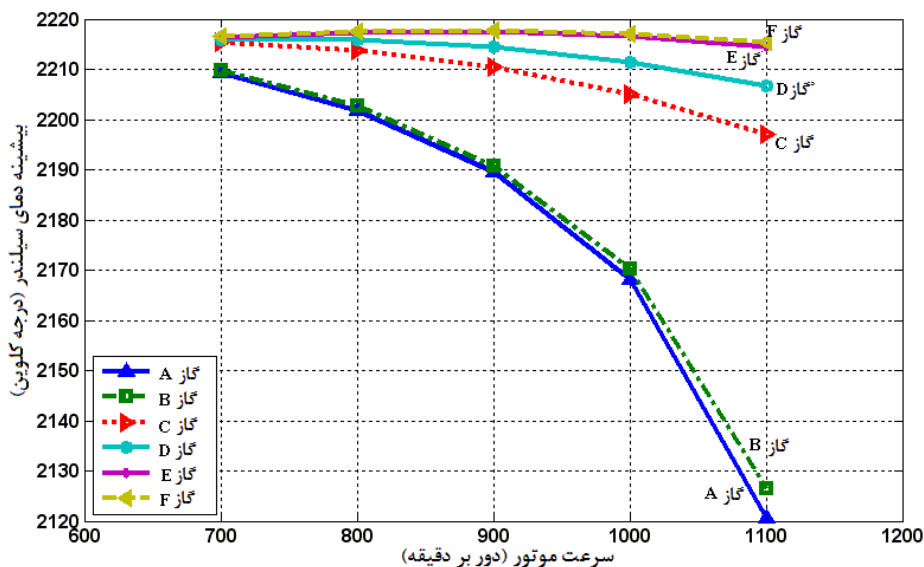
برای گازهای C، D، E و F افزایش دما سبب کاهش بازده و توان خروجی موتور می‌شود. این کاهش به دلیل کم‌شدن حجم مخصوص مخلوط ورودی و کاهش مقدار سوخت وارد شده به سیلندر به دلیل افزایش دماست. با این که این استنتاج برای گازهای A و B نیز صادق است اما پدیده دیگری نیز وجود دارد که باعث رفتار معکوس در این موارد می‌شود. معمولاً بهترین زمان شروع احتراق محدوده نزدیک به نقطه مرگ بالاست که باعث بیشینه‌شدن توان موتور می‌شود. در حالت دمای ورودی ۴۲۰ درجه کلوین احتراق گازهای A و B غیر معمول و دور از نقطه مرگ بالاست. افزایش دمای مخلوط ورودی برای این گازها سبب می‌شود تا زمان شروع احتراق به نقطه مرگ بالا نزدیک‌تر شود و احتراق مطلوب‌تر حاصل شود. این امر بر اثرات ناشی از کاهش مقدار سوخت ورودی فائق می‌آید و سبب افزایش توان خروجی موتور می‌شود.

### تأثیر سرعت موتور

مقدار بیشینه دما و فشار درون سیلندر برای سوخت‌های گوناگون و سرعت‌های متفاوت موتور در شکل‌های (۶) و (۷) نشان داده شده است. از آنجا که محتویات درون سیلندر گاز کامل فرض شده‌اند نمودارها روند یکسانی را نشان می‌دهند. افزایش سرعت موتور باعث تغییرات کوچکی در مقدار بیشینه دما و فشار برای تمامی سوخت‌ها به جز گازهای A و B می‌شود. در این گازها با افزایش سرعت موتور مقدار بیشینه دما و فشار به شدت کاهش پیدا کرده و احتراق نامطلوب روی می‌دهد. همچنین، در شکل‌ها رابطه معنی‌داری بین عدد وب سوخت و مقدار بیشینه دما و فشار وجود دارد. سوخت‌هایی با عدد وب بزرگ‌تر زودتر محترق شده و مقدار بیشینه دما و فشار آن‌ها بالاتر است. با افزایش سرعت موتور از ۷۰۰ به ۱۱۰۰ دور بر دقیقه زاویه لنگ وقوع بیشینه فشار برای گاز F تنها ۲/۲ درجه تغییر می‌کند در حالی که برای گاز A این تغییر به ۱۱/۵ درجه می‌رسد.

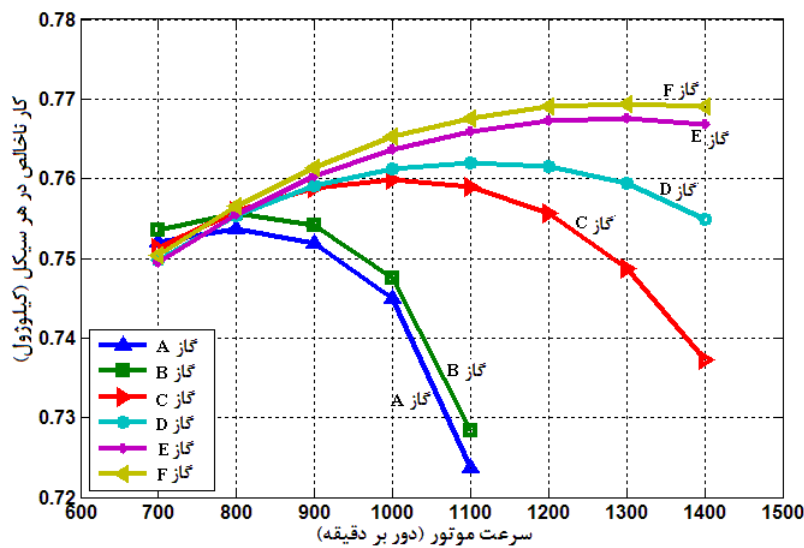


شکل ۶- بیشینه فشار درون برای سوخت‌های گوناگون در سرعت‌های متفاوت موتور

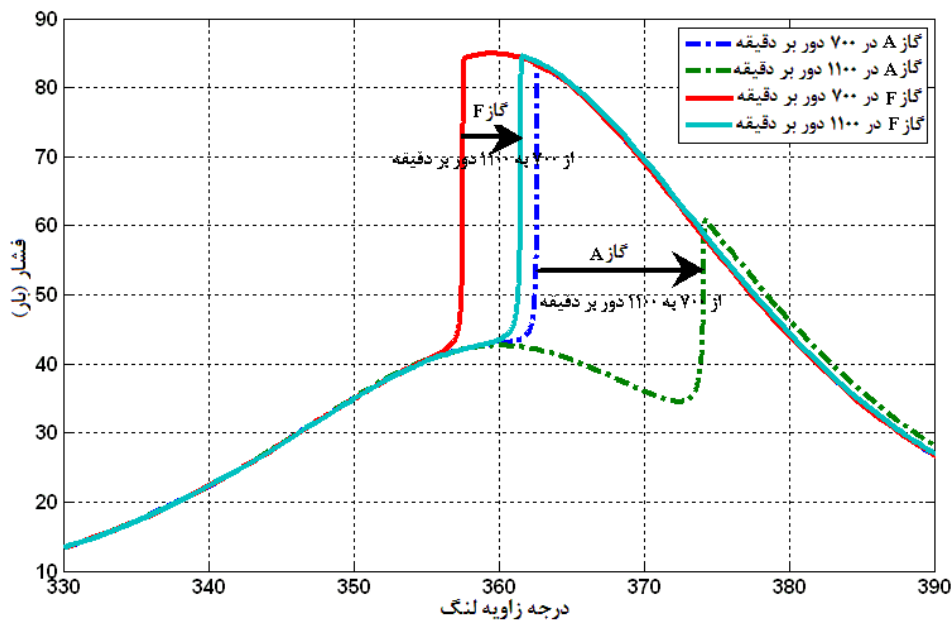


شکل ۷- بیشینه دمای درون برای سوخت‌های گوناگون در سرعت‌های متفاوت موتور

مقادیر کار ناخالص موتور در شرایط مختلف در شکل (۸) نشان داده شده است. معمولاً تابع کار ناخالص بر حسب سرعت موتور به صورت یک سهمی است که در یک سرعت خاص به بیشینه خود می‌رسد. این روند در شکل (۸) مشاهده می‌شود. کار ناخالص موتور با سوخت‌های گازی A و B در سرعت موتور ۸۰۰ دور بر دقیقه به مقدار بیشینه خود می‌رسد. برای گاز C این پدیده در ۱۰۰۰ دور بر دقیقه رخ می‌دهد. گاز D مقدار بیشینه کار خود را در ۱۲۰۰ دور بر دقیقه تجربه می‌کند و برای گازهای E و F مقدار بیشینه در ۱۳۰۰ دور بر دقیقه اتفاق می‌افتد. گازهای A و B در سرعت‌های بالاتر از ۱۱۰۰ دور بر دقیقه محترق نمی‌شوند و به همین دلیل نمودار مربوط به این دو گاز رسم نشده است. تفاوت مقادیر کار ناخالص تولیدی در این نمودار به صورت دقیق به زمان شروع احتراق مربوط است. این روند در شکل (۹) نشان داده شده است.



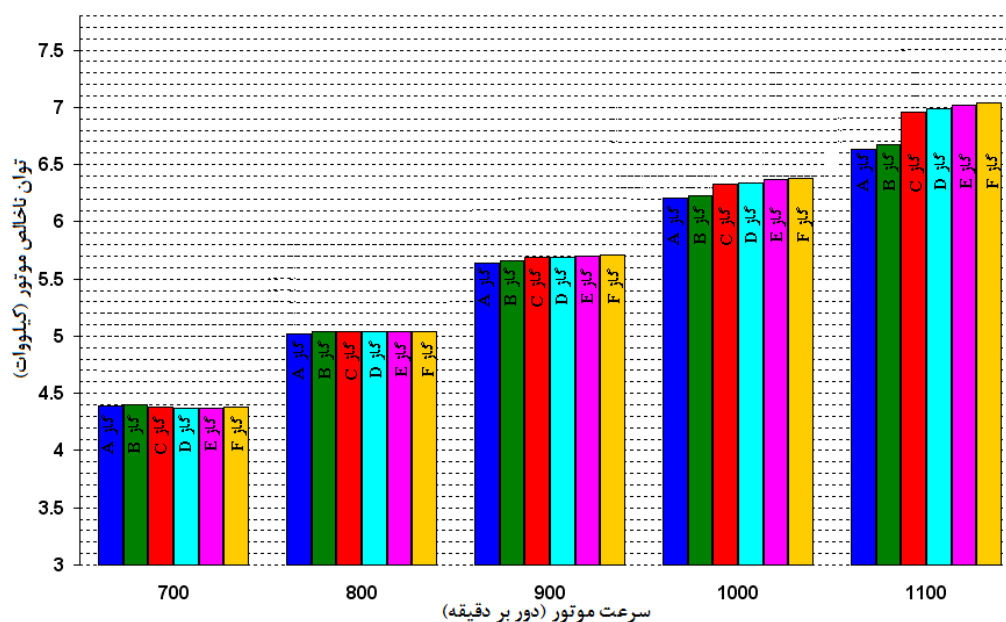
شکل ۸- کار ناخالص موتور برای سوخت‌های گوناگون در سرعت‌های متفاوت موتور



شکل ۹- روند تغییرات فشار برای گازهای A و F در سرعت‌های ۷۰۰ و ۱۱۰۰ دور بر دقیقه

همان گونه که در شکل مشاهده می‌شود، افزایش سرعت موتور سبب دیرتر رخ دادن احتراق می‌شود. سرعت موتور به صورت مستقیم بر روی متغیرهای وابسته به زمان تأثیر می‌گذارد. از آنجا که افزایش سرعت تأثیر چشمگیری بر روند تغییرات دما و فشار سیلندر قبل از شروع احتراق ندارد، واکنش‌های آغازگر زنجیره در کلیه سرعت‌های مورد بررسی تقریباً به صورت هم‌زمان شروع می‌شوند و زمان لازم برای رسیدن از این واکنش‌های آغازگر به لحظه شروع احتراق برای تمام این حالت‌ها تقریباً یکسان است اما در سرعت‌های موتور بالاتر این زمان مترادف با دوران بیشتری از میل‌لنگ و در نتیجه زاویه لنگ بیشتر است. بنابراین، در سرعت‌های بالاتر زمان شروع احتراق در زاویه لنگ دیرتری اتفاق می‌افتد.

توان ناخالص موتور یکی از متغیرهای کلیدی است که می‌توان از آن برای مقایسه عملکرد موتور در شرایط مختلف استفاده کرد. این متغیر در نمودار میله‌ای شکل (۱۰) نشان داده شده است. با توجه به اینکه گازهای A و B در سرعت‌های بالاتر از ۱۱۰۰ دور بر دقیقه محترق نمی‌شوند، تمامی بررسی‌ها در محدوده ۸۰۰-۱۱۰۰ دور بر دقیقه انجام شده است تا امکان مقایسه بین سوخت‌های متفاوت وجود داشته باشد. با افزایش سرعت موتور از ۷۰۰ به ۱۱۰۰ دور بر دقیقه محدوده توان موتور از ۴/۴ کیلووات به ۶/۶-۷ کیلووات می‌رسد. با اینکه تغییرات مقدار کار ناخالص انجام شده در سرعت‌های متفاوت بر مقدار کمی توان تأثیر می‌گذارد، اما به نظر می‌رسد کوتاه‌تر شدن زمان هر چرخه در سرعت‌های بالاتر تأثیر مهم‌تری دارد.

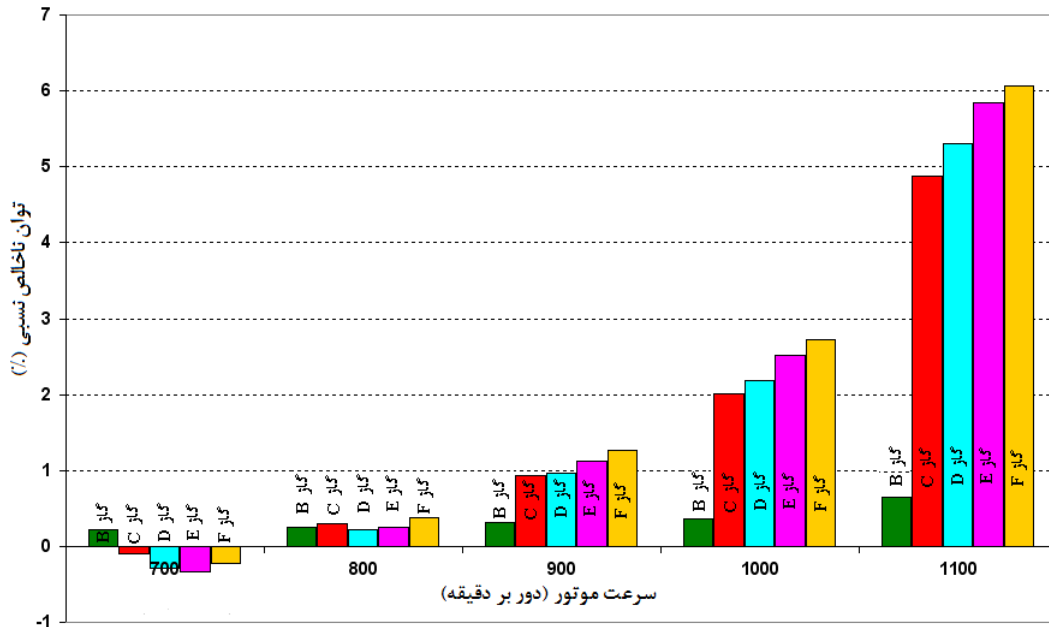


شکل ۱۰- توان ناخالص موتور برای سوخت‌های گوناگون در سرعت‌های متفاوت موتور

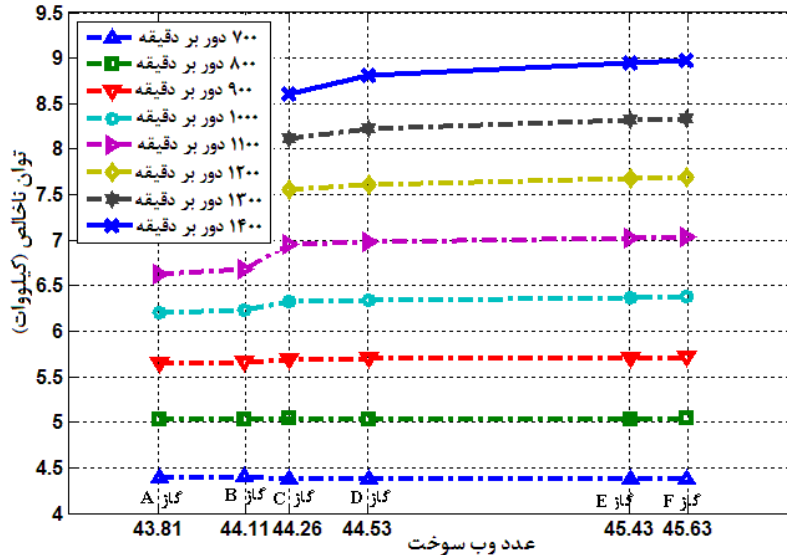
شکل (۱۱) توان ناخالص موتور در حالت استفاده از سوخت‌های متفاوت را نسبت به حالت استفاده از گاز A (متان خالص) به عنوان سوخت نشان می‌دهد. در سرعت‌های موتور ۷۰۰ و ۸۰۰ دور بر دقیقه تفاوت توان‌ها در حدود ۰/۵ درصد قرار دارد، اما با افزایش سرعت به ۱۱۰۰ دور بر دقیقه این تفاوت به محدوده ۵ تا ۶ درصد می‌رسد. البته تفاوت‌های زیاد در دوره‌های بالا به روند نامطلوب احتراق متان در این سرعت‌ها باز می‌گردد.

وجود مقادیر بیشتر اتان و پروپان در ترکیب گاز طبیعی سبب افزایش عدد وب آن می‌شود، زیرا این گازها دارای ارزش گرمایی بیشتری در واحد حجم (مگاژول بر مترمکعب) هستند. این روند در جدول (۱) به‌وضوح مشخص است. از سوی دیگر، وجود این گازها به سبب پایین‌تر بودن دمای خوداشتعالی آن‌ها سبب پیش‌رسی زمان شروع احتراق و به تبع آن افزایش توان خروجی موتور می‌شود. این پدیده در شکل (۱۱) نشان داده شده است. با توجه به این موارد، منطقی است نسبتی مستقیم بین

عدد وب سوخت و توان خروجی موتور وجود داشته باشد. برای بررسی تأثیر عدد وب در شکل (۱۲) مقدار توان ناخالص موتور در شرایط مختلف بر حسب عدد وب سوخت رسم شده است.



شکل ۱۱- توان ناخالص موتور برای سوخت‌های گوناگون نسبت به گاز A (متان خالص) در سرعت‌های متفاوت موتور



شکل ۱۲- تغییرات توان ناخالص موتور برای سوخت‌های گوناگون در سرعت‌های متفاوت موتور بر حسب عدد وب سوخت

از آنجا که گازهای A و B در سرعت‌های بالاتر از ۱۱۰۰ دور بر دقیقه محترق نمی‌شوند، در این نمودار اطلاعات مربوط به سرعت‌های بالاتر از ۱۱۰۰ دور بر دقیقه آن‌ها وارد نشده است. کیم و همکارانش در بررسی یک موتور اشتعال تراکمی با سوخت گاز طبیعی رابطه‌ای خطی بین توان موتور و عدد وب سوخت به صورت زیر پیشنهاد دادند [۲۰]:

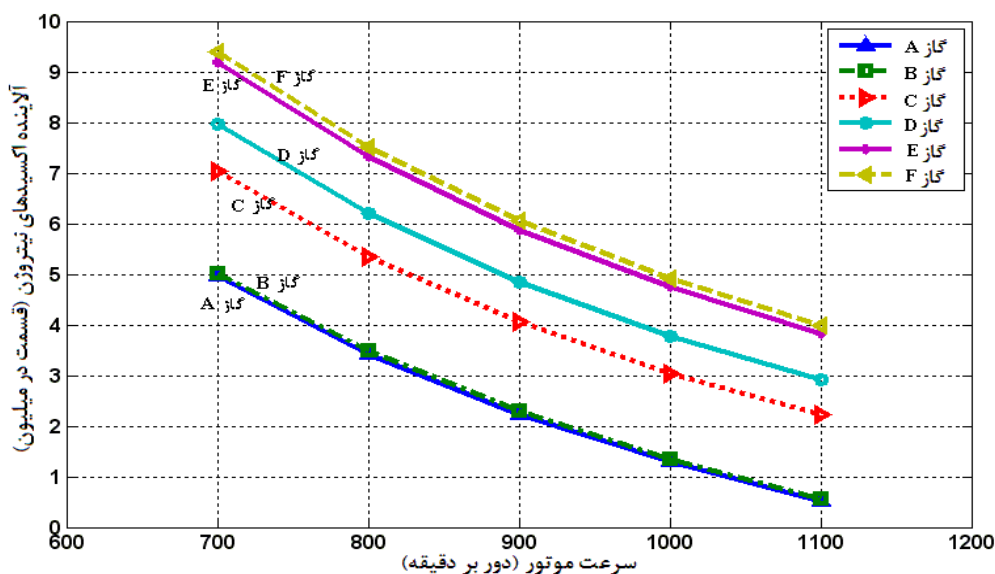
$$\text{Engine Power} = C_1 \cdot \text{WN} + C_2 \quad (9)$$

اما آنچه از نتایج تحقیق حاضر حاصل می‌شود این است که این رابطه خطی فقط در محدوده‌ای وجود دارد که موتور یک احتراق طبیعی در نزدیکی نقطه مرگ بالا را تجربه کند و در صورتی که به واسطه تغییر سرعت موتور زمان شروع احتراق به صورت غیرعادی از نقطه مرگ بالا دور شود، این رابطه صادق نیست. دور شدن زمان شروع احتراق از نقطه مرگ بالا کاهش چشمگیر توان را در پی خواهد داشت که باعث غیرخطی شدن رابطه فوق می‌شود. برای بررسی این موضوع، ثابت‌های  $C_1$  و  $C_2$  در رابطه (۹) که به سرعت موتور وابسته‌اند برای موتور مورد بررسی تعیین شد. این فرایند خطی‌سازی برای سرعت‌های ۷۰۰ تا ۱۱۰۰ دور بر دقیقه انجام شد تا اطلاعات همه سوخت‌ها موجود باشد. این مقادیر در جدول (۴) ارائه شده‌اند.

جدول ۴- مقادیر  $C_1$  و  $C_2$  در رابطه (۲) برای سرعت‌های متفاوت موتور

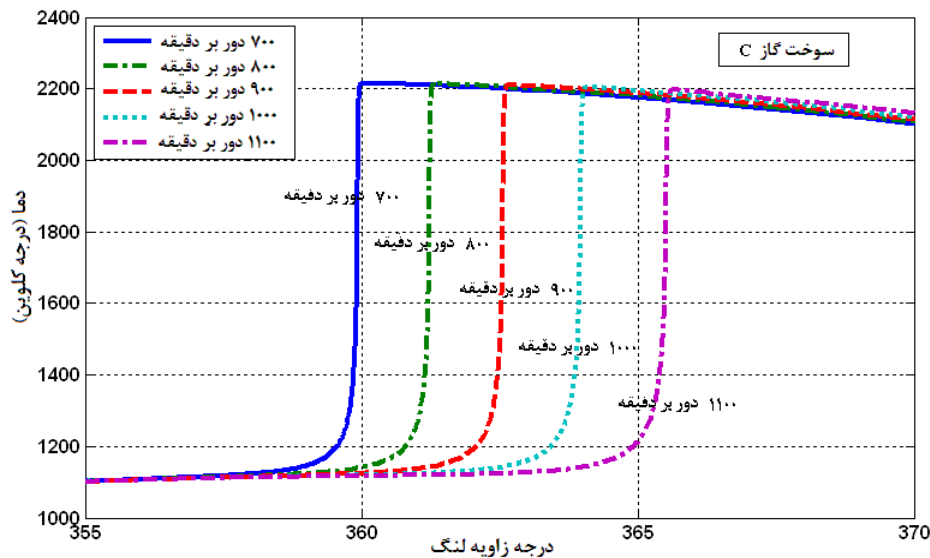
سرعت موتور (دور بر دقیقه)	$C_1$	$C_2$	نرم باقی‌مانده
۷۰۰	-۰/۰۰۸۵۹۱۹	۴/۷۶۴۷	۰/۰۱۴۱۲۶
۸۰۰	۰/۰۰۵۹۰۷	۴/۷۷۲۵	۰/۰۱۰۵۲۹
۹۰۰	۰/۰۳۲۲۴	۴/۲۴۳۳	۰/۰۳۲۶۰۲
۱۰۰۰	۰/۰۸۲۴۰۹	۲/۶۳۱۱	۰/۰۸۶۱۸۷
۱۱۰۰	۰/۱۹۷۱۹	-۱/۹۱۵۲	۰/۲۳۹۴۲

همان‌گونه که در جدول مشاهده می‌شود، تا سرعت موتور ۱۰۰۰ دور بر دقیقه مقدار نرم باقی‌مانده (Norm of residual) کمتر از ۰/۱ است و می‌توان رابطه را با تقریب خوبی خطی در نظر گرفت، اما برای سرعت‌های بالاتر این رابطه خطی از بین می‌رود. در این سرعت‌ها رابطه خطی فقط بین سوخت‌هایی برقرار است که زمان شروع احتراق آن‌ها در نزدیکی نقطه مرگ بالاست و فرایند احتراق به صورت مطلوب انجام می‌شود. این پدیده در سرعت ۱۲۰۰ دور بر دقیقه برای سوخت‌های C، D، E و F برقرار است و در سرعت ۱۴۰۰ دور بر دقیقه فقط سوخت‌های D، E و F چنین رفتاری را از خود بروز می‌دهند. مقادیر پیش‌بینی‌شده آلاینده‌های نیتروژن برای شرایط متفاوت در شکل (۱۳) نشان داده شده است. منبع اصلی تولید این آلاینده‌ها در موتورهای احتراق داخلی دماست. دو متغیر بر این مقدار تأثیر می‌گذارند: (۱) بیشینه دمای سیلندر (۲) مدت زمان بالابودن دمای درون سیلندر



شکل ۱۳- میزان تولید آلاینده‌های نیتروژن برای سوخت‌های گوناگون در سرعت‌های متفاوت موتور

در مقایسه سوخت‌های گوناگون، تأثیر متغیر اول چشمگیرتر است. همان ترتیبی که در شکل (۷) برای بیشینه دمای درون سیلندر پیش‌بینی شده بود برای مقدار آلاینده اکسیدهای نیتروژن نیز در شکل (۱۳) تکرار شده است. سوخت‌هایی با عدد وب بیشتر بیشینه دمای بالاتری دارند و مقدار اکسیدهای نیتروژن بیشتری تولید می‌کنند. شیب منفی نمودارهای شکل (۱۳) نیز ناشی از تأثیر متغیر دوم است. برای بررسی دقیق‌تر نمودار تغییرات دمای سیلندر برای گاز نمونه C در سرعت‌های متفاوت موتور در شکل (۱۴) رسم شده است. همان‌گونه که در شکل ملاحظه می‌شود، تغییر چندانی در مقدار بیشینه دمای سیلندر وجود ندارد، اما مدت زمان بالابودن دمای درون سیلندر برای سرعت‌های کم بیشتر است. بنابراین، در سرعت‌های پایین‌تر، مقدار تولید آلاینده اکسیدهای نیتروژن بیشتر است.



شکل ۱۴- تغییرات دمای درون سیلندر برای سوخت گاز C در سرعت‌های متفاوت موتور

## خلاصه و نتیجه‌گیری

این مقاله به بررسی اثر ترکیب گاز طبیعی بر عملکرد یک موتور اشتعال تراکمی سوخت همگن پرداخته است. نتایج اصلی این تحقیق را می‌توان به صورت زیر خلاصه کرد:

- موتور اشتعال تراکمی سوخت همگن گاز طبیعی سوز به ترکیب سوخت حساس است. تغییر ترکیب گاز طبیعی سبب تغییر خواص خوداشتعالی آن و در نتیجه عملکرد موتور می‌شود.
- زمان شروع احتراق به میزان هیدروکربن‌های سنگین‌تر موجود در ترکیب گاز طبیعی بستگی دارد. از آنجا که اتان و پروپان دمای خوداشتعالی پایین‌تری دارند، سوخت‌های با محتوای اتان و پروپان بیشتر زودتر محترق می‌شوند.
- ترکیب گاز طبیعی بر روی روند دما و فشار درون سیلندر تأثیر دارد. در شرایط خاص ذکر شده، مقدار بیشینه فشار موتور در حالتی که از سوختی با بیشترین عدد وب (گاز F) استفاده می‌کند در حدود ۱۲/۶ بار بیشتر از حالتی است که از سوخت با کمترین عدد وب (متان خالص) بهره می‌گیرد.
- به نظر می‌رسد ترکیب‌های گاز طبیعی با عدد وب بالاتر دارای بیشینه دما و فشار بالاتری هستند.
- برای سوخت‌های گاز A و B در شرایط ذکر شده، افزایش دمای ورودی سبب افزایش توان ناخالص موتور می‌شود، زیرا زمان شروع احتراق این سوخت‌ها را به طور مطلوبی به نقطه مرگ بالا نزدیک می‌کند. اما، در مورد سایر سوخت‌ها، به علت کاهش مقدار سوخت وارد شده در هر سیکل بازده و توان موتور کاهش می‌یابد.

- می‌توان در محدوده سرعتی مشخص که زمان شروع احتراق در نزدیکی نقطه مرگ بالا قرار دارد و کاهش توان ناشی از احتراق نامطلوب در موتور رخ نمی‌دهد رابطه‌ای خطی میان عدد وب سوخت و توان ناخالص خروجی موتور به دست آورد که ضرایب آن به سرعت موتور بستگی دارد.
- مقدار آلاینده اکسیدهای نیتروژن در موتور به مقدار بیشینه دما و مدت زمان بالابودن دما در سیلندر بستگی دارد. با افزایش عدد وب سوخت و کاهش سرعت موتور مقدار آلاینده‌های اکسیدهای نیتروژن افزایش می‌یابد.

## منابع

1. O. Jahanian and S. A. Jazayeri, "The Effect of Using Formaldehyde on the Performance of an HCCI Engine Fueled with Natural Gas," *Fuel and Combustion*, 2, No. 2, pp. 85-101, 2010, (In Farsi).
2. O. Jahanian and S. A. Jazayeri, "An Investigation on the Performance of an HCCI Engine Fueled with Methane via a Single-Zone Thermodynamic Model Including Detailed Chemical Kinetics," 12<sup>th</sup> Conference on Fluid Dynamics (FD2009), Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran, 2009, (In Farsi).
3. O. Jahanian and S. A. Jazayeri, "A Comprehensive Study on Natural Gas HCCI Engine Response to Different Initial Conditions via a Thermo-Kinetic Engine Model," ASME Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference (ICEF2009), Lucerne, Switzerland, September, 2009.
4. S. Onishi, S. Hong Jo, K. Shoda and S. Kato, "Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC)-A New Combustion Process for Internal Combustion Engines," *SAE 790501*, 1979.
5. M. Noguchi, T. Tanaka and Y. Takeuchi, "A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products during Combustion," *SAE 790840*, 1979.
6. P. M. Najt and D. E. Foster, "Compression-Ignited Homogenous Charge Combustion," *SAE 830264*, 1983.
7. R. H. Thring, "Homogenous Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines," *SAE 892068*, 1989.
8. T. W. Ryan and T. Callahan, "Homogenous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel," *SAE 961160*, 1996.
9. S. B. Fiveland, M. Christensen, B. Johansson, J. Hiltner, F. Mauss and D. N. Assanis, "Experimental and Simulated Results Detailing the Sensitivity of Natural Gas HCCI Engines to Fuel Composition," *SAE 2001-01-3609*, 2001.
10. R. H. Stanglmaier and C. E. Roberts, "Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises, and Future Engine Applications," *SAE 1999-01-3682*, 1999.
11. A. Alizadeh Attar, "Optimization and Knock Modeling of a Gas Fueled Spark Ignition Engine," PhD Thesis, the University of Calgary Alberta, 1997.
12. N. N. Clark, G. E. Mott, C. M. Atkinson, R. J. deJong, R. J. Atkinson, T. Latvakosky and M. L. Traver, "Effect of Fuel Composition on the Operation of a lean-Burn Natural Gas Engine," *SAE 952560*, 1995.
13. S. King, "The Impact of Natural Gas Composition on Fuel Metering and Engine Operational Characteristics," *SAE 920593*, 1992.
14. J. Kubesh, S. R. King and W. E. Liss, "Effect of Gas Composition on Octane Number of Natural Gas Fuels," *SAE 922359*, 1992.
15. C. F. Blazek, P. Freeman, B. K. Bailey and C. Colucci, "Fuel Composition Effects on Natural Gas Vehicle Emissions," 207<sup>th</sup> ACS National Meeting-Division of Fuel Chemistry, San Diego, March 1994.
16. T. Sakai, "Effect of Natural Gas Composition on Engine Performance and Exhaust Emissions," *Jidosya Kennkyu*, 18, No. 1, pp. 23-26, 1996.
17. R. Matthews, J. Chiu and D. Hilden "CNG Composition in Texas and the Effects of Composition on Emissions, Fuel Economy, and Driver-Ability of NGV's," *SAE 962097*, 1996.
18. Y. Lee and G. Kim, "Effect of Gas Compositions on Fuel Economy and Exhaust Emissions of Natural Gas Vehicles," *KSAE*, 7, No. 8, pp. 123-131, 1999.
19. B. H. Min, J. T. Chung, H. Y. Kim and S. S. Park, "Effects of Gas Composition on the Performance and Emissions of Compressed Natural Gas Engines," *KSME*, 16, No. 2, pp. 219-226, 2002.
20. K. Kim, H. Kim, B. Kim, K. Lee, K. Lee, "Effect of Natural gas Composition on the Performance of a CNG Engine," *Oil & Gas Science and Technology*, 64, No. 2, pp. 199-206, 2009.
21. M. Landau, "Paper Study on the Effect of Varying Fuel Composition on Fuel Supplied to Detroit Diesel Gas Engines," Southern California Gas Company Technical Report, 2005.
22. M. Salaun, A. Kouakou, S. Da Costa and P. Da Costa, "Synthetic Gas Bench Study of a Natural Gas Vehicle Commercial Catalyst in Monolithic Form: On the Effect of Gas Composition," *Applied Catalysis B: Environmental*, 88, pp. 386-397, 2009.
23. [http://www.me.berkeley.edu/gri\\_mech](http://www.me.berkeley.edu/gri_mech)
24. M. D. Checkel and J. D. Dale, "Computerized Knock Detection From Engine Pressure Records," *SAE 860028*, 1986.
25. W. E. Liss, "Fuel Issues for Gas Engine and NGVs, Windsor Workshop on Alternative Fuels," Gas Research Institute Publication, pp. 441-461, 1993.



26. D. Flowers, S. Aceves, C. K. Westbrook, J. R. Smith and R. Dibble, "Detailed Chemical Kinetic Simulation of Natural Gas HCCI Combustion: Gas Composition Effects and Investigation of Control Strategies," *Engineering for Gas Turbine and Power*, 123, pp. 433-439, 2001.
27. R. Noori Kazaj and A. A. Mohsenianrad, "Studying the Effects of Using Compressed Natural Gas on the Efficiency of Internal Combustion Engines," The 2<sup>nd</sup> International Conference and Exhibition on CNG, Tehran, Iran, 2009, (In Farsi).
28. M. Christensen and B. Johansson, "Homogeneous Charge Compression Ignition with Water Injection," *SAE 1999-01-0182*, 1999.
29. S. B. Fiveland and D. N. Assanis, "Development and Validation of a Quasi-Dimensional Model for HCCI Engine Performance and Emissions Studies under Turbocharged Conditions," *SAE 2002-01-1757*, 2002.
30. Z. Wang, S. J. Shuai, J. X. Wang, G. H. Tian and X. L. An, "Modeling of HCCI Combustion: From 0D to 3D," *SAE 2006-01-1364*, 2006.
31. M. Shahbakhti and C. R. Koch, "Thermo-Kinetic Combustion Modeling of an HCCI Engine to Analyze Ignition Timing for Control Applications," Spring Technical Meeting Combustion Institute/Canadian Section, 2008.
32. M. H. Morsy, "Ignition Control of methane Fueled Homogenous Charge Compression Ignition Engines Using Additives," *Fuel*, 86, pp. 533-540, 2007.
33. G. E. Quelch, M. M. Gallo and H. F. Schaefer III, "Aspects of the Reaction Mechanism of Ethane Combustion. Conformations of Ethylperoxy Radical," *American Chemical Society*, 114, pp. 8239-8247, 1992.
34. R. T. Sanderson, *Chemical Bonds and Bond Energy*, Academic Press, USA, 1971.

## English Abstract

# Effects of Natural Gas Composition on the Performance of a Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine

O. Jahanian and S. A. Jazayeri

Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology

(Received: 2010/9/3, Received in revised form: 2011/2/17, Accepted: 2011/2/29)

*Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) engine is a promising idea to reduce fuel consumption and engine emissions. Natural gas, usually referred as clean fuel, is an appropriate choice for HCCI engines due to its suitable capability of making homogenous mixture with air. However, composition of natural gas strongly affects the auto-ignition characteristics of in-cylinder mixture and the performance of the HCCI engine. This paper has focused on the influence of natural gas composition on engine operation in HCCI mode. To this end, six different compositions of natural gas (including pure methane) have been considered to study the engine performance via a thermo-kinetic zero-dimensional model. The simulation code covers the detailed chemical kinetics of natural gas combustion and includes Zeldovich extended mechanism to evaluate NO<sub>x</sub> emission. Validations have been made using experimental data from other works to ensure the accuracy needed for comparison study. The equivalence ratio and the compression ratio were held constant but the engine speed and mixture initial temperature were changed for comparison study. The results show that the operational parameters of the engine such as gross indicated work, gross mean effective pressure, and NO<sub>x</sub> are dependent to natural gas composition. SOC is highly dependent to the amount of heavier hydrocarbons existing in the fuel composition, which leads to noticeable changes in the time and value of in-cylinder pressure/temperature peak.*

**Keywords:** HCCI engine, Thermodynamic modeling, Natural gas composition