

## کاربرد قانون دوم ترمودینامیک در موتور HCCI با سوخت CNG

رسول فاتحی قهفرخی<sup>۱\*</sup>، شهرام خلیل آریا<sup>۲</sup>، رحیم ابراهیمی<sup>۳</sup>

دانشگاه صنعتی ارومیه

(\* نویسنده مخاطب: rasool\_fgh@yahoo.com)

### چکیده

در این مقاله به بررسی موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن (HCCI) با سوخت CNG از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک پرداخته شده است. برای آنالیز قانون اول از یک مدل ترمودینامیکی تک منطقه‌ای با در نظر گرفتن سینتیک شیمیایی استفاده شده است. نتایج حاصل از آنالیز قانون اول با داده‌های تجربی موجود در مراجع تطابق خوبی دارند. با توجه به نتایج حاصله از آنالیز قانون اول، به آنالیز این موتور از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک پرداخته شده است. نتایج نشان می‌دهند که با افزایش دمای مخلوط ورودی، آگرژی کل افزایش می‌یابد. همچنین افزایش سرعت موتور موجب افزایش آگرژی کل و کاهش قابلیت کاردهی تلف شده توسط انتقال گرما می‌شود. افزایش فشار مخلوط ورودی نیز موجب کاهش قابلیت کاردهی کل و افزایش قابلیت کاردهی تلف شده توسط انتقال گرما می‌شود.

واژه‌های کلیدی: آگرژی - گاز طبیعی - موتور اشتعال تراکمی مخلوط همگن

### ۱- مقدمه

امروزه آلودگی محیط زیست و همچنین محدودیت‌های انرژی، نظر محققان در زمینه‌ی موتورهای احتراق داخلی را به سوخت‌های جایگزین و همچنین روش‌های جدید احتراق جلب نموده است. مهم‌ترین سوخت‌های جایگزین، گاز طبیعی فشرده (CNG)، گاز نفتی مایع (LPG)، الکل‌ها و هیدروژن می‌باشند. آلودگی منتشره از احتراق این سوخت‌ها به مراتب کمتر از مقادیر مشابه برای بنزین و سوخت‌های دیزلی می‌باشد. با توجه به مشکلاتی که در رابطه با نفت خام وجود دارد، این سوخت‌ها می‌توانند به عنوان سوخت‌های جایگزین استفاده شوند. عمده‌ترین جزء تشکیل دهنده گاز طبیعی، متان می‌باشد. این سوخت تنها سوختی است که برای استفاده در خودرو، تقریباً نیازمند هیچ گونه فرآیندی نیست و بصورت طبیعی در لایه زمین ذخیره شده است. برای استفاده از این گاز می‌بایست آنرا فقط خشک کرد و سولفید هیدروژن موجود در آن را جدا نمود [۱]. گاز طبیعی دارای عدد اکتان بالا می‌باشد که نسبت‌های تراکم بالاتر را میسر ساخته و می‌توان کارآیی گرمایی موتور را نسبت به موتورهای بنزینی افزایش دهد.

موتورهای اشتعال تراکمی مخلوط همگن (HCCI) نسل جدیدی از موتورهای احتراق داخلی می‌باشند که به دلیل کمتر بودن آلاینده‌های منتشره و همچنین کاهش مصرف سوخت، مورد توجه محققان قرار گرفته‌اند. در این نوع موتورها از یک مخلوط همگن و رقیق از سوخت و هوا استفاده می‌شود. مخلوط متراکم شده و در نزدیکی نقطه مرگ بالا دچار خوداشتعالی می‌شود. در واقع موتور HCCI ترکیبی از دو نوع موتور اشتعال جرقه‌ای (SI) و اشتعال تراکمی (CI) می‌باشد. تحقیقات بر روی این نوع موتور از سال ۱۹۷۹ توسط اونیشی و همکارانش [۲] شروع شد. آن‌ها یک موتور احتراقی شبیه موتور بنزینی و دیزلی

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک، دانشگاه صنعتی ارومیه

۲- دانشیار، دانشگاه ارومیه

۳- استادیار، دانشگاه شهرکرد

معرفی کردند. این موتور یک موتور بنزینی دو زمانه با خاصیت کارکرد در شرایط مخلوط سوخت و هوای رقیق بود و آن را احتراق ترمو اتمسفری فعال نامیدند. در همان سال ناگوچی [۳] یک احتراق خود به خودی را در موتور بنزینی دو زمانه مطرح نمود. در سال ۱۹۸۳، نجت و فوستر [۴] احتراق HCCI را در موتور چهار زمانه بنزینی به صورت آزمایشگاهی انجام دادند و به این نتیجه رسیدند که احتراق HCCI توسط سینتیک شیمیایی انجام می‌شود.

در هر فرآیند کیفیت انرژی همواره کاهش می‌یابد. این امر توسط قانون دوم ترمودینامیک بیان می‌شود. قوانین اول و دوم ترمودینامیک به عنوان قوانین بقا و کاهش کیفیت انرژی بیان می‌شوند. در تجزیه و تحلیل موتورهای احتراق داخلی باید از آنالیز قانون دوم که به آنالیز انرژی معروف است در کنار آنالیز قانون اول (آنالیز انرژی) استفاده کرد. آنالیز انرژی ضعف‌های آنالیز انرژی در تحلیل سیستم را پوشش می‌دهد و نشان دهنده‌ی مرزهای قابل دسترسی در طراحی سیستم‌ها می‌باشد. آنالیز انرژی به طراح کمک می‌کند در جهت کاهش بازگشت ناپذیری‌ها و بهبود عملکرد سیستم گام بردارد. در آنالیز قانون دوم پارامتر کلیدی قابلیت کاردهی (Availability) است [۵]. قابلیت کاردهی، انرژی نیز نامیده می‌شود. بر خلاف انرژی، انرژی می‌تواند در اثر بازگشت ناپذیری‌های موجود در فرآیندهایی از قبیل احتراق، اصطکاک، آشفستگی و اختلاط تخریب شود. تخریب انرژی که اغلب بازگشت ناپذیری نامیده می‌شود، منبع اصلی کاهش بازدهی موتورهای احتراق داخلی است. کاهش بازگشت ناپذیری‌ها می‌تواند به بهبود عملکرد موتور منجر شود. برای کاهش بازگشت ناپذیری‌ها نیاز داریم که آنها را کمیت دهی کنیم که آنالیز قانون دوم ترمودینامیک این نیاز را برآورده می‌کند [۶]. انرژی برابر با حداکثر کاری است که می‌تواند توسط یک سیستم یا جریان جرمی در یک حالت مشخص صورت گیرد، زمانی که آن سیستم یا جریان جرمی فرآیندی را تا رسیدن به تعادل کامل با یک محیط مرجع طی کند. به بیان دیگر انرژی را می‌توان کیفیت انرژی دانست زیرا انرژی یک ماده بخشی از انرژی آن ماده است که می‌توان به آن دسترسی پیدا کرد. هر چه انحراف یک سیستم از محیط اطرافش بیشتر باشد، انرژی آن نیز بیشتر است. آنالیز انرژی بیان می‌کند که اگرچه انرژی تخریب نمی‌شود ولی کیفیت آن همواره در طول فرآیندهای مختلف کاهش می‌یابد و توانایی آن برای انجام کار مفید از بین می‌رود.

هدف اصلی کار حاضر، آنالیز انرژی موتور HCCI با سوخت CNG می‌باشد. برای آنالیز قانون اول از یک مدل تک منطقه‌ای و با در نظر گرفتن سینتیک شیمیایی استفاده شده است که نتایج بدست آمده تطابق خوبی با نتایج تجربی دارند. سپس با توجه به نتایج حاصل از آنالیز انرژی به آنالیز این موتور از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک پرداخته شده است.

## ۲- آنالیز قانون اول (انرژی)

در تحقیق حاضر برای آنالیز انرژی موتور HCCI با سوخت گاز طبیعی از روش ترمودینامیکی تک منطقه‌ای با در نظر گرفتن سینتیک شیمیایی استفاده شده است. از آنجایی که جزء اصلی تشکیل دهنده‌ی گاز طبیعی، متان می‌باشد، مکانیزم مورد در نظر گرفته شده در سینتیک شیمیایی مدل مورد بررسی مکانیزم GRI3.0 است. در این مدل کل محفظه‌ی احتراق به عنوان حجم کنترل در نظر گرفته می‌شود و معادله بقای انرژی برای این ناحیه بصورت معادله (۱) نوشته می‌شود.

$$\delta Q - \delta W = dU \quad (1)$$

معادله انرژی برای مخلوط گونه‌های شیمیایی به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\delta Q - \delta W = mdu + m \sum_{i=1}^N u_i dy_i \quad (2)$$

در این رابطه  $m$  جرم،  $u$  انرژی داخلی مخصوص،  $y$  کسر جرمی گونه‌های شیمیایی،  $\rho$  چگالی،  $C_v$  گرمای ویژه در حجم ثابت،  $V$  حجم،  $q$  انتقال گرما به جداره سیلندر و  $W$  کار انجام شده توسط گازهای داخل سیلندر می‌باشد. در کنار معادله بقای انرژی و به طور همزمان باید معادله بقای جرم نیز حل شود. این معادله برای احتراق به صورت قانون بقای گونه‌های شیمیایی بیان می‌شود [۷].

$$\frac{dy_i}{dt} = \frac{M_i \dot{\omega}_i}{\rho} \quad (3)$$

در رابطه فوق  $M_i$  جرم مولی گونه  $i$  ام و  $\dot{\omega}_i$  نرخ تولید یا از بین رفتن هر یک از گونه‌های می‌باشد و توسط رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$\dot{\omega}_k = \sum_{i=1}^{N_R} RR_i (v'_{k,i} - v''_{k,i}) \quad (4)$$

در رابطه فوق  $N_R$  تعداد کل واکنش‌های مقدماتی را نشان می‌دهد و  $RR_i$  نرخ پیشرفت یک واکنش مقدماتی می‌باشد.  $v', v''$  نیز ضرایب استوکیومتریک گونه‌های شیمیایی در واکنش‌های رفت و برگشت می‌باشند. برای بدست آوردن انتقال حرارت از گازهای داخل سیلندر به دیواره‌ها از رابطه وشنی استفاده شده است.

### ۳- آنالیز قانون دوم (اگرژی)

اهمیت توسعه سیستم‌های حرارتی مانند موتورهای احتراق داخلی که به طور چشمگیری از منابع انرژی تجدیدناپذیر مانند گاز طبیعی استفاده می‌کنند کاملاً روشن است. روش آنالیز اگرژی برای رسیدن به هدف استفاده از منابع انرژی با بازدهی بیشتر و تعیین محل، نوع و مقدار دقیق انرژی تلف شده بسیار مفید است. از این اطلاعات می‌توان برای طراحی بهینه موتور استفاده کرد. همانطور که در مقدمه ذکر شد، در آنالیز اگرژی پارامتر کلیدی، قابلیت کاردهی می‌باشد. قابلیت کاردهی، ماکزیمم کار نظری است که سیستم می‌تواند انجام دهد، زمانی که سیستم به حالت مرده ( $P_0$  و  $T_0$ ) برسد یعنی زمانی که با محیط به تعادل برسد. قابلیت کاردهی یک سیستم بسته را می‌توان از رابطه زیر محاسبه نمود:

$$A = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (5)$$

در معادله فوق،  $U$  انرژی داخلی سیستم،  $P$  فشار،  $V$  حجم،  $T$  دما و  $S$  انترپی می‌باشند. اندیس 0 نشان دهنده شرایط محیط (حالت مرده) است. برای آنالیز اگرژی موتور باید قابلیت کاردهی سیستم بسته را با در نظر گرفتن انتقال گرما و کار بسط داد. برای این منظور موازنه انرژی و انترپی را می‌توان بدین صورت نمایش داد:

$$E_2 - E_1 = \int_1^2 \delta Q - W \quad (6)$$

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 (\delta Q/T) + \sigma \quad (7)$$

در روابط فوق  $W$  و  $Q$  به ترتیب کار و حرارت مبادله شده بین گازهای داخل سیلندر و دیواره‌های سیلندر می‌باشند.  $\sigma$  نشان دهنده بازگشت ناپذیری‌های داخلی می‌باشد.

با انجام محاسبات جبری می‌توان معادله تغییرات قابلیت کاردهی را بدین صورت نوشت:

$$A_2 - A_1 = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q - [W - P_0(V_2 - V_1)] - T_0 \sigma \quad (8)$$

عبارت آخر در سمت راست معادله بالا، قابلیت کاردهی از دست رفته می‌باشد. بقیه جملات در سمت راست تساوی انتقال قابلیت کاردهی را بیان می‌کنند. اولین عبارت در سمت راست تساوی انتقال قابلیت کاردهی به همراه انتقال گرما می‌باشد.

عبارت دوم در سمت راست تساوی نیز بیانگر انتقال قابلیت کاردهی به همراه کاراندیکاتوری نام دارد.

برای محاسبه قابلیت کاردهی کل گازهای داخل سیلندر باید قابلیت کاردهی شیمیایی سوخت را نیز در نظر گرفت. در کار حاضر برای محاسبه قابلیت کاردهی شیمیایی بر واحد جرم سوخت از معادله زیر استفاده می‌شود. این معادله اغلب برای سوخت‌های هیدروکربنی بدون سولفور با فرمول کلی  $C_z H_y$  استفاده می‌شود [۸].

$$a_{fch} = LHV \left[ 1.04224 + 0.011925 y/z \right] - \frac{0.042}{z} \quad (9)$$

که LHV ارزش حرارتی پایین سوخت می‌باشد. اکنون می‌توان آگزرژی کل را به صورت مجموع آگزرژی ترمومکانیکی ( $A_{tm}$ ) که با رابطه‌ی (۵) بیان می‌شود و آگزرژی شیمیایی که با رابطه‌ی (۹) قابل محاسبه است، بیان نمود.

$$A_{total} = A_{tm} + A_{fch} \quad (10)$$

برای محاسبه انتروپی مخلوط گازهای داخل سیلندر از رابطه‌ی زیر استفاده می‌شود.

$$S = \sum m_i s_i \quad (11)$$

$s_i$  انتروپی جزء  $i$  ام مخلوط است و برای هر کدام از اجزاء مخلوط با استفاده از روابط زیر حاصل می‌شود [۹].

$$s_i^o(T) = R_i \left[ a_1 \ln T + \left( \sum_{N=2}^5 a_n \frac{T^{n-1}}{n-1} \right) + a_7 \right] \quad (12)$$

$$s_i = s_i^o(T) - R_i \ln \left( \frac{x_i P}{P_0} \right) \quad (13)$$

در معادله ۱۲ ضرایب  $a_1 - a_7$  از جداول ترمودینامیکی [۱۰] استخراج می‌شوند و در معادله ۱۳،  $x_i$  کسر مولی گونه  $i$  در مخلوط است.

#### ۴- بحث و بررسی نتایج

با استفاده از روابط فوق، آنالیز انرژی و آگزرژی در یک موتور HCCI نمونه که مشخصات آن در جدول (۱) داده شده است، انجام گرفته است. برای اطمینان از صحت مدل‌سازی، به مقایسه نمودار فشار بدست آمده از مدل‌سازی با نمودار فشار حاصل از کار تجربی [۱۱] پرداخته شده است. مطابق نمودار (۱) تطابق خوبی بین فشار حاصل از مدل‌سازی با فشار تجربی مشاهده می‌شود.

جدول ۱- مشخصات هندسی موتور مورد بررسی [۱۱]

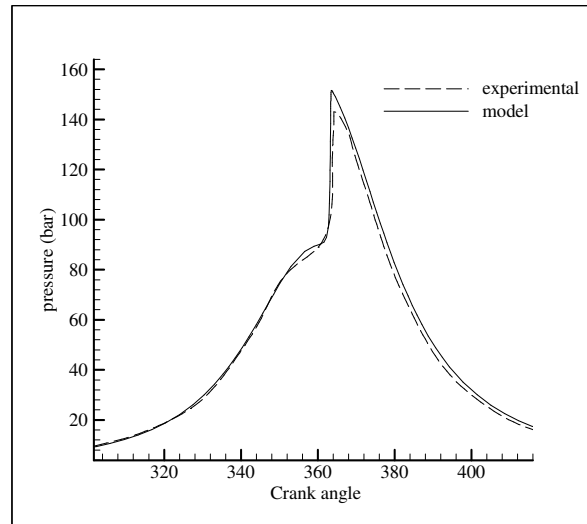
مقدار	مشخصه
۱۷۰	قطر سیلندر (mm)
۱۹۰	طول کورس (mm)
۳۵۰	طول شاتون (mm)
۱۷	نسبت تراکم

همانطور که در این دو شکل مشاهده می‌شود، مدل تک منطقه‌ای تا حد قابل قبولی قابلیت پیش‌بینی روند عملکرد موتور HCCI را دارد. زمان شروع احتراق با دقت مناسبی تعیین شده است اما مقدار فشار ماکزیمم، بیش‌تر از مقدار واقعی محاسبه شده است. همچنین زمان وقوع فشار ماکزیمم اندکی زودتر روی می‌دهد. این اختلاف اصولاً به دو دلیل مهم روی می‌دهد. یکی از دلایل این است که مدل تک منطقه‌ای، خصوصیات ترمودینامیکی گازهای داخل سیلندر را به صورت همگن فرض می‌کند، در حالیکه از زمان بسته شدن سوپاپ ورودی، اندکی ناهمگنی در دمای مخلوط سوخت و هوا وجود دارد و از طرف دیگر در

هنگام احتراق نیز نواحی نزدیک به دیواره سیلندر به علت انتقال گرمای بیشتر، دارای دمای پایین‌تری نسبت به مناطق مرکزی می‌باشند. دلیل دیگر اختلاف بین مقادیر تجربی و نتایج مدلسازی این است که احتراق HCCI اصولاً در زمان کوتاه و فشار بالا صورت می‌گیرد. به همین دلیل بخش کوچکی از سوخت وارد شکاف رینگ‌ها شده و وارد فاز احتراق نمی‌شود. در مدل‌های تک منطقه‌ای به دلیل صرف‌نظر از این قسمت‌ها، تفاوت کمی با رفتار واقعی بوجود می‌آید [۱۲].

در موتورهای HCCI فرآیند احتراق توسط سینتیک شیمیایی کنترل می‌شود و فرآیندهای سینتیکی نیز به شدت به دما وابسته هستند. برای ایجاد خوداشتعالی مخلوط سوخت و هوا در این موتورها باید دمای مخلوط ورودی به سیلندر را افزایش داد تا شرایط خوداشتعالی به وجود آید. البته برای افزایش دمای مخلوط ورودی نیاز به صرف توان در گرمکن می‌باشد و بازده حرارتی موتور کاهش می‌یابد.

در کار حاضر از ۴ دمای ورودی مختلف برای بررسی تأثیر این پارامتر استفاده شده است. در این بررسی سرعت موتور ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و نسبت تراکم ۱۸ در نظر گرفته شده‌اند.



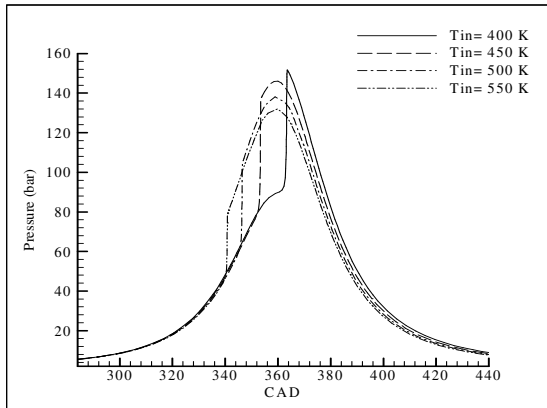
نمودار ۱ - مقایسه فشار حاصل از مدلسازی با نتایج تجربی

در نمودار (۲) تغییرات فشار بر حسب زاویه میل لنگ به ازای دماهای مختلف مخلوط ورودی رسم شده است. مطابق نمودار افزایش دمای مخلوط ورودی باعث می‌شود احتراق زودتر انجام شود و فشار ماکزیمم کاهش یابد. با افزایش دمای ورودی، سرعت واکنش‌های مقدماتی نیز افزایش می‌یابد و به همین علت احتراق زودتر شروع می‌شود. بهترین دمای مخلوط ورودی در حدود دمای ۴۲۰ کلوین می‌باشد. در این دما، احتراق کمی قبل از نقطه مرگ بالا رخ می‌دهد و فشار ماکزیمم بیشترین مقدار را دارد. همچنین در نمودار (۳) تغییرات دمای بار سیلندر بر حسب زاویه میل لنگ به ازای دماهای مختلف مخلوط ورودی مشاهده می‌شود.

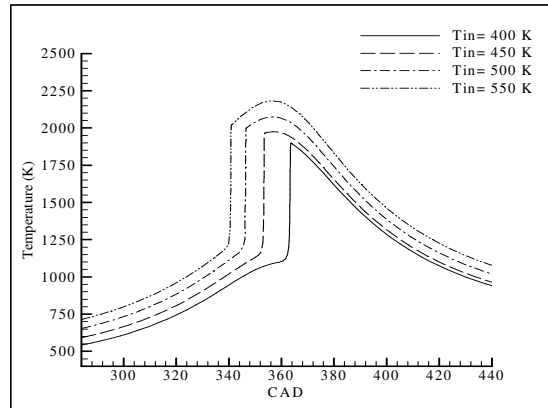
افزایش دمای مخلوط ورودی موجب افزایش آگرزوی کل می‌شود. این امر در نمودار (۴) نشان داده شده است. همانطور که در نمودار مشاهده می‌شود آگرزوی در شروع سیکل بیشتر از پایان سیکل است زیرا آگرزوی شیمیایی سوخت در طول واکنش شیمیایی آزاد می‌شود. در کورس تراکم آگرزوی افزایش می‌یابد. این افزایش به دلیل کار انجام شده توسط پیستون بر روی گازهای داخل سیلندر است. در مرحله احتراق که تقریباً به طور آنی انجام می‌شود، انرژی مفید سوخت که در پیوندهای شیمیایی نهفته است، آزاد و در حجم ثابت به انرژی حرارتی تبدیل می‌شود. این پدیده منجر به کاهش آگرزوی می‌شود. در کورس انبساط، مجدداً آگرزوی کاهش می‌یابد که علت آن تبدیل آگرزوی مخلوط به کار انبساط می‌باشد.

اگرزری مخلوط در انتهای سیکل بیان کننده‌ی کار قابل حصول از مخلوط گازهای حاصل از احتراق بعد از اتمام سیکل در داخل سیلندر می‌باشد. اگر مخلوط حاصل، طی فرآیندهای بازگشت پذیر به حالت مرده برسد، اگرزری فوق قابل حصول است. توربوشارژرها تنها قسمتی از این اگرزری را به کار تبدیل می‌کنند زیرا آن‌ها می‌توانند حالت گازهای خروجی را تنها تا فشار حالت مرده (محیط) کاهش دهند. برای تبدیل کامل اگرزری خروجی به کار، باید از یک توربوشارژر و سپس از یک سیکل تحتانی (سیکل رانکین) برای رساندن گاز خروجی به دمای حالت مرده استفاده نمود.

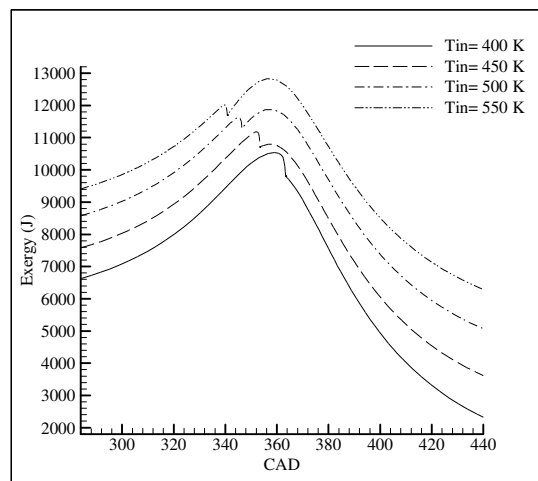
مطابق شکل زمانی که دمای مخلوط ورودی به گونه‌ای افزایش پیدا کند که شروع احتراق قبل از نقطه مرگ بالا انجام شود، با افزایش بیشتر دمای ورودی، نمودار قابلیت کاردهی کل دارای دو پیک می‌باشد. پیک اول نشان دهنده خوداشتعالی مخلوط می‌باشد و قابلیت کاردهی ایجاد شده توسط احتراق را نشان می‌دهد. پیک دوم در نقطه مرگ بالا رخ می‌دهد و به واسطه افزایش بیشتر فشار از زمان خوداشتعالی تا انتهای کورس تراکم انجام می‌شود.



نمودار ۲- فشار داخل سیلندر بر حسب زاویه میل لنگ  
به ازای دماهای مختلف مخلوط ورودی



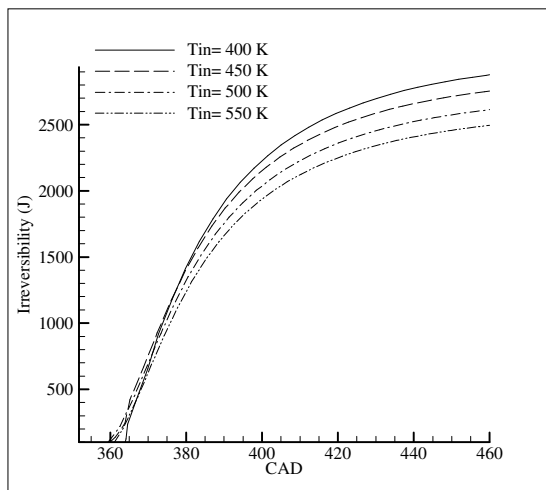
نمودار ۳- دمای داخل سیلندر بر حسب زاویه میل لنگ  
به ازای دماهای مختلف مخلوط ورودی



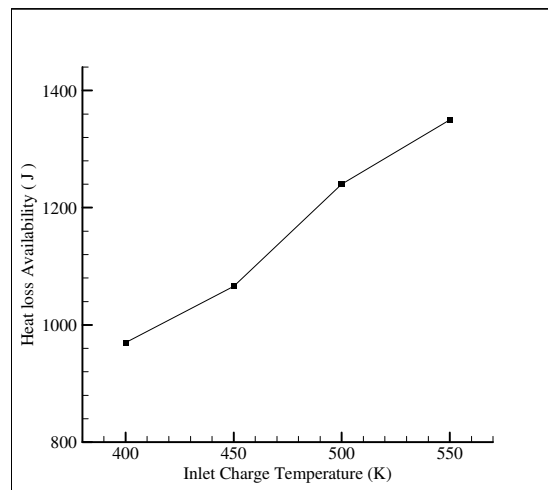
نمودار ۴- اگرزری کل بر حسب زاویه میل لنگ به ازای دماهای مختلف مخلوط ورودی

نمودار (۵) تغییرات بازگشت ناپذیری را با افزایش دمای مخلوط ورودی نشان می‌دهد. مطابق شکل، افزایش دمای مخلوط ورودی موجب کاهش بازگشت ناپذیری می‌شود. تقریباً ۸۰٪ از بازگشت ناپذیری‌های احتراق در طی فرآیند انتقال گرما بین گازهای واکنش داده و گازهایی که هنوز سوخته نشده‌اند رخ می‌دهد. همچنین مشخص شده است که افزایش دمای گازهای داخل سیلندر موجب کاهش نسبی مقدار انتقال گرما از گازهای واکنش داده به گازهایی که هنوز سوخته نشده‌اند می‌شود. از آنجایی که افزایش دمای مخلوط ورودی موجب افزایش دمای احتراق می‌شود، در نتیجه بازگشت ناپذیری کاهش می‌یابد.

در نمودار (۶) قابلیت کاردهی تلف شده توسط انتقال گرما بر حسب دمای مخلوط ورودی رسم شده است. افزایش دمای مخلوط ورودی موجب می‌شود سطح دمای گازهای داخل سیلندر افزایش یافته و قابلیت کاردهی تلف شده توسط انتقال گرما افزایش یابد.



نمودار ۵- بازگشت ناپذیری کل بر حسب زاویه میل لنگ به ازای دماهای مختلف مخلوط ورودی



نمودار ۶- تغییرات قابلیت کاردهی انتقال گرما بر حسب دمای مخلوط ورودی

یکی از پارامترهای مؤثر بر عملکرد موتورهای HCCI، سرعت موتور است. برای یک مخلوط با حالت ترمودینامیکی داده شده، یک دوره زمانی مشخص قبل از اشتعال مخلوط باید سپری شود. این دوره زمانی که دوره القا نام دارد، دوره زمانی است که واکنش‌های آرام شیمیایی انجام می‌شوند و رادیکال‌های مورد نیاز برای اشتعال و احتراق تولید می‌شوند. تغییر در سرعت موتور موجب تغییر زمانی می‌شود که در اختیار مخلوط است تا دما و فشارش را بالا ببرد. بنابراین با تغییر سرعت موتور، حالت ترمودینامیکی مخلوط باید تغییر کند تا در زمان ثابتی احتراق شروع شود. یک راه حل برای این مسئله تغییر دادن دمای مخلوط ورودی می‌باشد که قبلاً شرح داده شد. در واقع کاهش سرعت موتور موجب می‌شود تا مخلوط در بازه زمانی بیشتری در معرض فشار و دمای بالاتری قرار گیرد و نیاز به دمای مخلوط ورودی کمتری برای ایجاد خوداشتعالی داشته باشد.

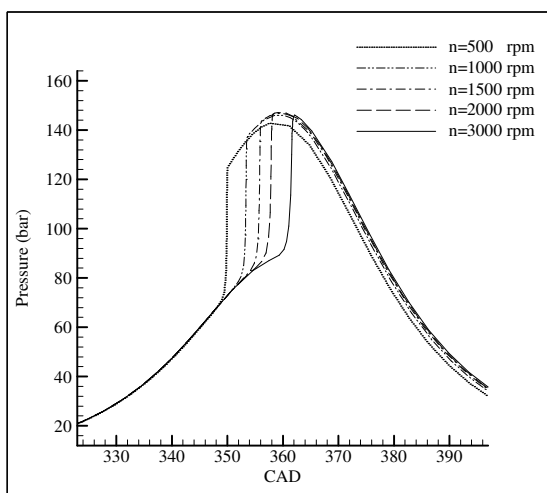
در نمودار (۷) تغییرات فشار داخل سیلندر بر حسب زاویه میل لنگ و به ازای سرعت‌های مختلف موتور رسم شده است. در این بررسی دمای مخلوط ورودی ۴۵۰ کلوین و نسبت تراکم ۱۷ در نظر گرفته شده است. مطابق نمودار، افزایش سرعت موتور موجب به تأخیر افتادن شروع احتراق می‌شود. با افزایش سرعت موتور، فشار ماکزیمم ابتدا افزایش می‌یابد، سپس با افزایش بیشتر سرعت موتور، زمانی که احتراق بعد از نقطه مرگ بالا رخ می‌دهد، افزایش بیشتر سرعت موجب کاهش فشار ماکزیمم می‌شود. در نزدیکی سرعت ۲۰۰۰ دور بر دقیقه فشار ماکزیمم بیشترین مقدار را دارد. چنانچه با ثابت نگه داشتن سایر

پارامترها، سرعت باز هم افزایش یابد، شروع احتراق خیلی بیشتر به تأخیر می‌افتد و حتی امکان دارد در سرعت های بالا احتراق صورت نگیرد.

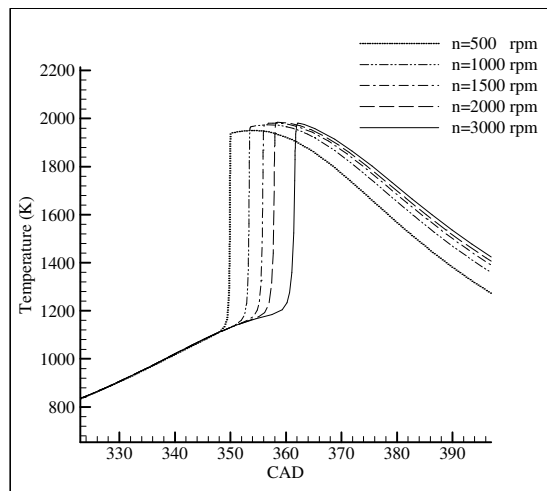
در نمودار (۸) تغییرات دمای بار سیلندر به ازای سرعت های مختلف موتور رسم شده است. دمای گازهای داخل سیلندر نیز رفتار مشابهی با فشار دارند. از کاهش دمای گازهای سیلندر و به تأخیر افتادن احتراق در سرعت های بالا می‌توان نتیجه گرفت که آلایندة  $\text{NO}_x$  و Soot با افزایش سرعت موتور، کاهش می‌یابند.

در نمودار (۹) تغییرات اگزورژی به ازای سرعت های مختلف نشان داده شده است. با افزایش سرعت موتور، اگزورژی کل افزایش می‌یابد. البته در کورس تراکم و قبل از شروع احتراق، تفاوت چندانی بین اگزورژی در سرعت های مختلف وجود ندارد.

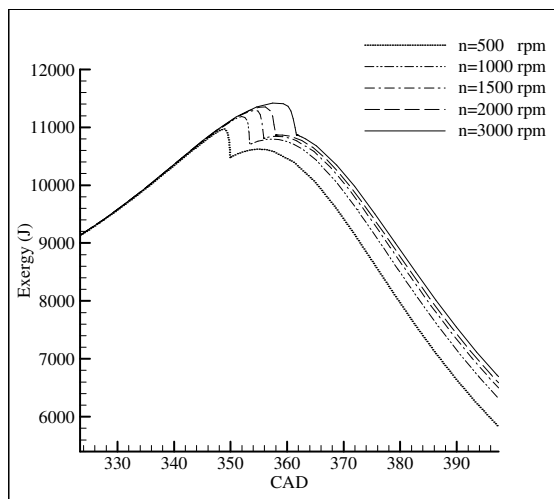
نمودار (۱۰) نشان دهنده تغییرات بازگشت ناپذیری به ازای سرعت‌های مختلف موتور می‌باشد. افزایش سرعت موتور موجب کاهش بازگشت ناپذیری کل می‌شود.



نمودار ۷ - فشار داخل سیلندر بر حسب زاویه میل لنگ به ازای دماهای مختلف مخلوط ورودی

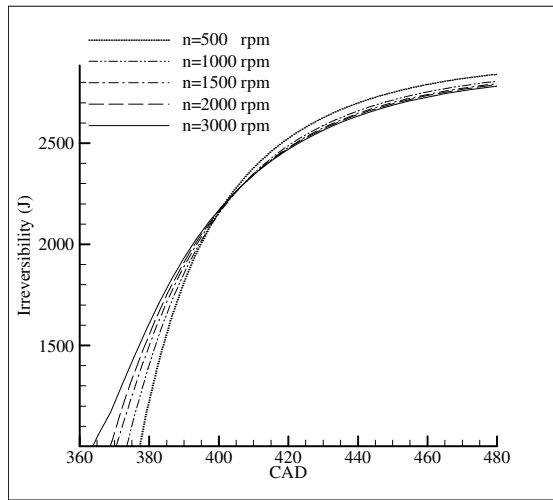


نمودار ۸ - دمای داخل سیلندر بر حسب زاویه میل لنگ به ازای دماهای مختلف مخلوط ورودی



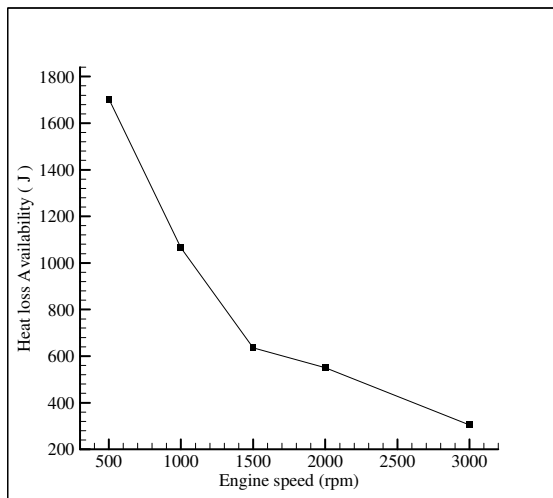
نمودار ۹ - اگزورژی کل بر حسب زاویه میل لنگ به ازای سرعت‌های مختلف موتور





نمودار ۱۰ - بازگشت ناپذیری کل بر حسب زاویه میل لنگ به ازای سرعت‌های مختلف موتور

با افزایش سرعت موتور، زمان کمتری برای انتقال گرما از گازهای داخل سیلندر به دیواره‌ی سیلندر وجود دارد، در نتیجه انتقال گرما کاهش می‌یابد. با کاهش انتقال گرما، قابلیت کاردهی تلف شده توسط انتقال گرما نیز کاهش می‌یابد. در نمودار (۱۱) تغییرات قابلیت کاردهی تلف شده توسط انتقال گرما بر حسب سرعت موتور رسم شده است.

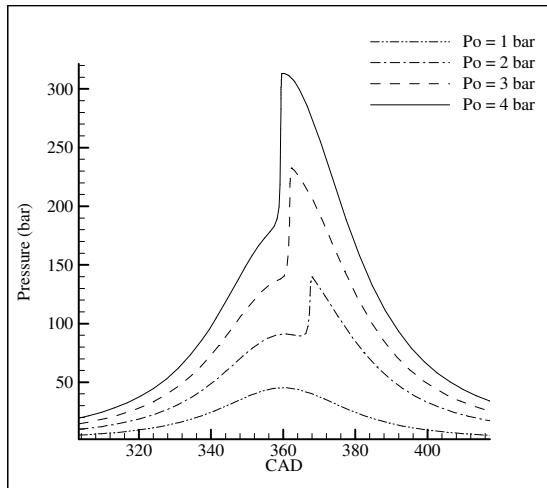


نمودار ۱۱ - تغییرات قابلیت کاردهی انتقال گرما بر حسب سرعت موتور

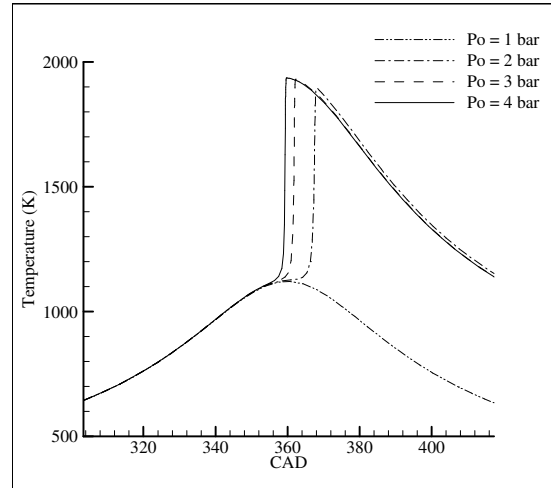
پارامتر مؤثر دیگر بر عملکرد موتور HCCI، فشار مخلوط ورودی می‌باشد. در سیستم‌های پیشرفته به راحتی می‌توان با پرخوران کردن موتور، فشار مخلوط ورودی را افزایش داد. موتور چهار زمانه را هنگامی پر خورانی شده می‌نامند که در آن با استفاده از کمپرسور، فشار ورودی بیش‌تر از فشار اتمسفریک باشد. موتور دو زمانه را وقتی پر خورانی شده می‌نامند که به توربینی که با گازهای آگروز کار کند مجهز باشد. علت اصلی برای پر خورانی هر موتوری این است که به ازای قدرت خروجی معینی، وزن و حجم آن کاهش یابد. در موتورهای اشتعال تراکمی، پر خورانی مشکلی از نظر سوخت یا احتراق به وجود نمی‌آورد. در حقیقت

افزایش دماها و فشارهای تراکم در اثر پرخورانی، با کاهش تأخیر در اشتعال و بنابراین با بهبود ویژگی‌های احتراق با سوخت معین و استفاده از سوخت‌هایی با کیفیت اشتعال پایین‌تر همراه است.

در مطالعه حاضر از ۴ فشار مختلف برای بررسی تأثیر این پارامتر بر عملکرد موتور استفاده شده است. در این بررسی دمای مخلوط ورودی ۴۲۰ کلوین و نسبت تراکم ۱۷ در نظر گرفته شده است. در نمودار (۱۲) تغییرات فشار داخل سیلندر به ازای فشار مخلوط ورودی مختلف بررسی شده است. در فشار ورودی ۱۱ bar احتراق صورت نمی‌گیرد. با افزایش فشار ورودی احتراق ابتدا بعد از نقطه مرگ بالا انجام می‌شود. افزایش بیشتر فشار ورودی موجب می‌شود که احتراق زودتر انجام شود و فشار داخل سیلندر نیز به شدت افزایش یابد. البته افزایش فشار ورودی تأثیر زیادی بر تغییرات دمای ماکزیمم بار سیلندر ندارد. نتیجه‌ی مشابهی در مرجع [۱۲] گزارش شده است. این امر در نمودار (۱۳) نشان داده شده است. در کورس تراکم دما در هر ۴ حالت تقریباً یکسان است. در کورس انبساط نیز تفاوت کمی بین دمای بار سیلندر در فشارهای ورودی مختلف مشاهده می‌شود (بجز فشار ورودی ۱۱ bar که احتراقی در این حالت انجام نمی‌شود).



نمودار ۱۲ - فشار داخل سیلندر بر حسب زاویه میل لنگ به ازای فشارهای مختلف مخلوط ورودی

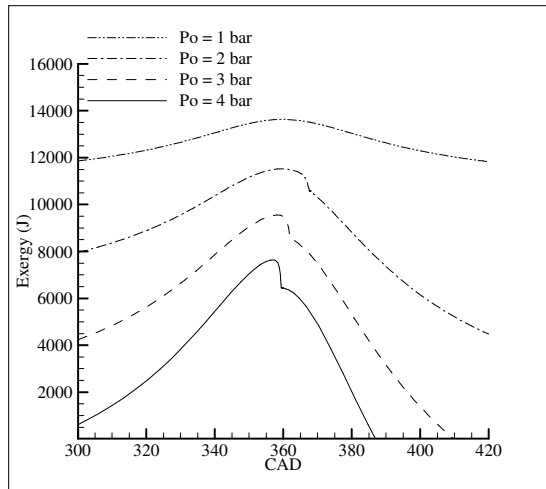


نمودار ۱۳ - دمای داخل سیلندر بر حسب زاویه میل لنگ به ازای فشارهای مختلف مخلوط ورودی

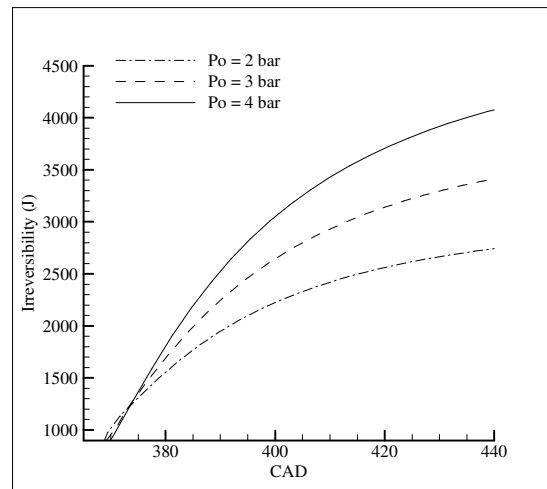
در نمودار (۱۴) به مقایسه‌ی قابلیت کاردهی کل در فشارهای مختلف مخلوط ورودی پرداخته شده است. در فشار ورودی ۱ بار، که احتراقی صورت نمی‌گیرد، تغییرات کمی در قابلیت کاردهی کل دیده می‌شود. در این حالت قابلیت کاردهی کل مخلوط ورودی در کورس تراکم و بواسطه‌ی انجام کار توسط پیستون افزایش می‌یابد و در نقطه‌ی مرگ بالا به ماکزیمم مقدار خود می‌رسد. در کورس انبساط قابلیت کاردهی تحویل گرفته شده را به کار انبساط تبدیل می‌کند و در پایان کورس انبساط، قابلیت کاردهی تقریباً برابر با مقدار قابلیت کاردهی در شروع سیکل خواهد بود. البته با در نظر گرفتن انتقال گرمای اندکی که در این حالت وجود دارد، قابلیت کاردهی در پایان سیکل اندکی از مقدار آن در ابتدای سیکل کمتر است.

نکته‌ی قابل توجه در نمودار (۱۴) این است که افزایش فشار مخلوط ورودی منجر به کاهش قابلیت کاردهی کل می‌شود. همانطور که قبلاً ذکر شد، افزایش فشار ورودی تأثیر زیادی بر دمای گازهای داخل سیلندر ندارد. از طرفی چون انرژی داخلی را می‌توان فقط تابعی از دما در نظر گرفت، در نتیجه افزایش فشار ورودی تأثیر زیادی بر روی انرژی داخلی گازهای سیلندر نیز نخواهد داشت. همچنین افزایش فشار ورودی موجب افزایش انرژی داخلی مخلوط می‌شود و در نتیجه قابلیت کاردهی کل کاهش خواهد یافت.

تغییرات بازگشت ناپذیری به ازای فشارهای مختلف ورودی در نمودار (۱۵) داده شده است. در فشارهای مخلوط ورودی که احتراق صورت می‌گیرد، افزایش فشار ورودی موجب افزایش بازگشت ناپذیری می‌شود. در فشار ۱bar به علت اینکه احتراق صورت نمی‌گیرد، بازگشت ناپذیری مقدار کمی دارد و در نمودار نشان داده نشده است.

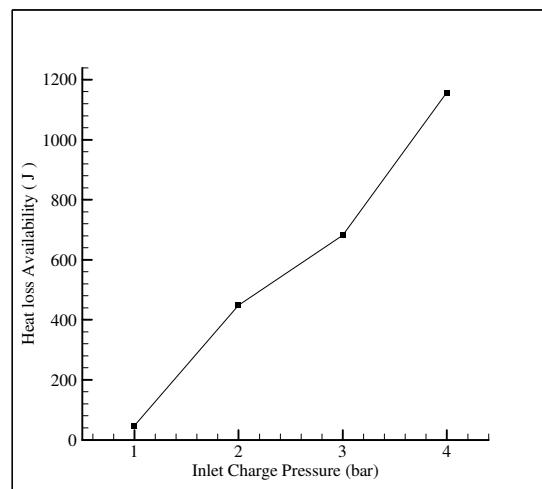


نمودار ۱۴ - فشار داخل سیلندر بر حسب زاویه میل لنگ به ازای فشارهای مختلف مخلوط ورودی



نمودار ۱۵ - دمای داخل سیلندر بر حسب زاویه میل لنگ به ازای فشارهای مختلف مخلوط ورودی

نمودار (۱۶) نیز نشان دهنده‌ی افزایش قابلیت کاردهی تلف شده به واسطه‌ی انتقال گرما با افزایش فشار ورودی می‌باشد.



نمودار ۱۶ - تغییرات قابلیت کاردهی انتقال گرما بر حسب فشار مخلوط ورودی

## نتیجه‌گیری

نتایج حاصل از این مقاله را می‌توان به صورت زیر بیان نمود:

۱. افزایش دمای مخلوط ورودی باعث می‌شود احتراق زودتر انجام شود و فشار ماکزیمم کاهش یافته و اگزورزی کل و قابلیت کاردهی تلف شده توسط انتقال گرما افزایش یابند.

۲. در مرحله احتراق انرژی مفید سوخت آزاد می‌شود و انرژی کل کاهش می‌یابد، این امر منجر به بازگشت ناپذیری فرآیند می‌شود و در این مرحله بازگشت ناپذیری به شدت افزایش می‌یابد.
۳. با افزایش سرعت موتور، شروع احتراق به تعویق می‌افتد، فشار ماکزیمم ابتدا افزایش می‌یابد، سپس با افزایش بیشتر سرعت موتور، زمانی که احتراق بعد از نقطه مرگ بالا رخ می‌دهد، افزایش بیشتر سرعت موجب کاهش فشار ماکزیمم سیلندر می‌شود. با افزایش سرعت موتور، انرژی کل افزایش، بازگشت ناپذیری و قابلیت کاردهی تلف شده توسط انتقال گرما کاهش می‌یابند.
۴. با افزایش فشار مخلوط ورودی، فشار بار سیلندر به شدت افزایش می‌یابد اما دمای ماکزیمم گازهای سیلندر تغییر چندانی نمی‌کند.
۵. افزایش فشار مخلوط ورودی موجب کاهش قابلیت کاردهی کل و کاهش افزایش بازگشت ناپذیری می‌شود.
۶. افزایش فشار مخلوط ورودی موجب افزایش قابلیت کاردهی هدر رفته توسط انتقال گرما می‌شود.

### مراجع

1. Walwijk, M., Buckman, M., Elam, N., *Automotive Fuels for the Future*, International Energy Agency Implementing Agreement on Advanced Motor Fuels. Automotive Fuels Information Service, 1999.
2. Onishi, S., Hong Jo, S., Shoda, K., and Kato, S., "Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC)-A New Combustion Process for Internal Combustion Engines," SAE Paper 790501, 1979.
3. Noguchi, M., Tanaka, T., and Takeuchi, Y., "A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products During Combustion," SAE Paper 790840, 1979.
4. Najt, P.M., and Foster, D.E., "Compression-Ignited Homogenous Charge Combustion," SAE Paper 830264, 1983.
5. Abassi, A., Khalilarya, Sh., and Jafarmadar, S., "The Influence of the Inlet Charge Temperature on the Second Law Balance Under the Various Operating Engine Speed in DI Diesel Engine," Fuel, 89, 2425-2432, 2010.
6. Moran, M.J., and Shapiro, H.N., *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, New York, McGraw Hill, 2000.
۷. جهانیان، الف. و جزایری، س. ع.، "تاثیر فرمالدهید بر عملکرد موتور اشتعال تراکمی سوخت همگن با سوخت گاز طبیعی"، نشریه علمی-پژوهشی سوخت و احتراق، سال دوم، شماره دوم، پاییز و زمستان ۱۳۸۸.
8. Rakopoulos, C.D., and Giakoumis, E.G., "Second-Law Analyses Applied to Internal Combustion Engines Operation," Progress in Energy and Combustion Science 32, 2-47, 2006.
9. Kalyan Annamalai, and Ishwar. K. Puri., *Advanced Thermodynamics Engineering*, New York, CRC PRESS.
10. Gordon, S., McBride, B.J., *Computer program for the calculation of complex chemical equilibrium composition, rocket performance, incident and reflected shocks*, NASA publication SP-273:1971
11. Fiveland, S. B. and Assanis D. N., "Development and Validation of a Quasi-Dimensional Model for HCCI Engine Performance and Emissions Studies under Turbocharged Conditions," SAE 2002-01-1757, 2002.
۱۲. جهانیان، الف. و جزایری، س. ع.، "بررسی عملکرد یک موتور اشتعال تراکمی سوخت همگن (HCCI) با سوخت متان به روش مدل سازی ترمودینامیکی تک ناحیه ای"، دوازدهمین کنفرانس دینامیک شاره ها، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، اردیبهشت ۱۳۸۸