

## بررسی عددی تاثیر کسر جرمی و زمان شروع پاشش دیزل بر انتشار آلاینده ها در احتراق RCCI گاز طبیعی-دیزل موتور سنگین کاترپیلار

دکتر وحید حسینی  
عضو هیئت علمی دانشگاه صنعتی شریف  
yhosseini@sharif.edu

سیدمحمد حسن بلادی فرد  
کارشناسی ارشد دانشگاه صنعتی شریف  
Sm.beladi1394@gmail.com

### چکیده

با توجه به هزینه و محدودیت سوخت‌های فسیلی در جهان، کاهش مصرف سوخت در موتورهای احتراق داخلی اهمیت بسیار بالایی دارد. این الزام با توجه به اثرات گلخانه‌ای گاز دی‌اکسیدکربن بر گرمایش زمین اهمیت دو چندان می‌یابد. بنابراین استفاده از موتورهایی با مصرف سوخت کمتر مورد اقبال جهانی قرار گرفته است. یکی از روش‌ها در زمینه توسعه فرایند احتراق، روش احتراق دما پایین<sup>۱</sup> می‌باشد که به علت پایین بودن دما، تولید NOx کاهش می‌یابد. نسبت هم‌ارزی<sup>۲</sup> نیز طوری تنظیم می‌گردد که تولید دوده<sup>۳</sup> به حداقل برسد. در زمینه احتراق کنترل شده واکنشی عمده مطالعات محققان بر روی نوع و درصد سوخت پیش‌آمیخته نسبت به سوخت دیزل و همچنین نحوه پاشش مستقیم سوخت دیزل برای اختلاط بهتر هوا و سوخت بوده است. برای مدلسازی عددی از نرم افزار فایر<sup>۴</sup> استفاده می‌شود. در این مطالعه به صورت عددی از سوخت گاز طبیعی به صورت راهگامی و پیش‌آمیخته<sup>۵</sup> درون مینیفولد هوای ورودی و همچنین از دیزل به عنوان سوخت پاشش مستقیم استفاده می‌شود. این پژوهش اثر پارامترهای مختلف را به صورت عددی در نرم افزار Avl-fire روی موتور سنگین کاترپیلار مورد تحلیل قرار می‌دهد. هنگامی که زمان شروع پاشش دیزل به نقطه مرگ بالا نزدیک شود، به دلیل خاصیت احتراق RCCI، اشتعال زودتر اتفاق می‌افتد که منجر به افزایش بیشینه دما و فشار می‌شود و به دنبال آن دوده، CO، UHC کاهش و NOx افزایش پیدا می‌کند و از یک زمان به بعد به دلیل عدم فرصت لازم برای اختلاط، احتراق وارد ناحیه دوسوختی می‌شود که توزیع پارامترها عکس RCCI است. بنابراین با پاشش زودهنگام

دیزل می‌توان از پدیده ضربه جلوگیری کرد. همچنین با ازدیاد کسر جرمی دیزل، احتراق زودهنگام‌تر وارد ناحیه دوسوختی می‌شود که به علت اختلاط ناهمگن سوخت، مقدار دوده و UHC افزایش می‌یابد و همچنین به دلیل افزایش بیشینه دما، میزان CO و NOx به ترتیب کاهش و افزایش می‌یابد. افزایش زاویه نازل انژکتور دیزل موجب تمرکز سوخت می‌شود که باعث افزایش نرخ حرارت آزادشده، بیشینه دما، فشار و NOx و کاهش دوده و UHC می‌شود.

### کلمات کلیدی

گاز طبیعی، دیزل، موتور اشتعال جرقه‌ای، موتورهای اشتعال تراکمی، احتراق دما پایین، موتورهای احتراق اشتعال تراکمی همگن، احتراق اشتعال تراکمی نیمه‌پیش‌آمیخته، احتراق اشتعال تراکمی کنترل شده واکنشی

### مرور ادبیات

اولین تحقیقات در زمینه استفاده از گاز طبیعی در موتورهای دوسوختی ایرانی، اواخر سال ۱۹۸۰ شروع شد. این در حالیست که مطالعات و پژوهش‌های اصلی محققان از سال ۲۰۰۰ میلادی با مقالات زیر در شروع شد.

✓ پیروزی‌پناه و کاشانی [۱]، یک مدل چند منطقه‌ای احتراق<sup>۶</sup> را برای شبیه‌سازی پاشش سوخت دیزل در موتور دوسوختی دیزل به اجرا درآوردند. آنها همچنین این مدل را بر روی احتراق اشتعال جرقه‌ای مرسوم با سوخت گاز طبیعی مخلوط شده با هوا انجام دادند. آنها همچنین از یک سری مدل‌های جزئی برای پیش‌بینی آلاینده‌های غالب نظیر، هیدروکربن‌های نسوخته، کربن مونواکسید، ناکس و دوده، استفاده کردند. از مکانیزم مرسوم کنترل شده سنتیکی<sup>۷</sup> و موازنه جرمی برای پیش‌بینی نرخ تولید

<sup>1</sup> Ltc

<sup>2</sup> Equivalence Ratio

<sup>3</sup> Soot

<sup>4</sup> Avl-Fire

<sup>5</sup> Premixed

<sup>6</sup> Multi Zone Model Combustion

<sup>7</sup> Relevant Kinetically-Controlled Mechanism

با استفاده از کد سیالات محاسباتی فایر<sup>۲</sup> مورد بررسی قرار دادند و نشان دادند، افزودن بازخوران به میزان ۱۰ درصد باعث کاهش NOx و دوده می‌شود. در حالیکه افزودن ۱۵ درصد بازخوران موجب انتشار آلاینده‌گی به بالاترین میزان خود می‌شود. بعلاوه در واقع ناکس در قسمت کاسه پیستون تشکیل می‌گردد و دوده در بالای فضای کاسه پیستون تجمع می‌یابند.

### مدل عددی مربوط به موتور سنگین کاتریپلار

در این مطالعه قصد براین است که احتراق کنترل شده واکنشی با پاشش درگاهی گاز طبیعی و پاشش مستقیم دیزل از لحاظ آلاینده‌گی (مانند انتشار دوده، ناکس، هیدروکربن‌های نسوخته و غیره)، مورد تحلیل و بررسی قرار گیرد. همانطور که در قسمت‌های قبل نشان داده شد گاز طبیعی مجموعه‌ای از هیدروکربن‌های مختلف با درصد‌های معین می‌باشد. جزئی که بیشترین درصد را در ترکیب گاز طبیعی دارد و موثرترین نقش را در عملکرد احتراق و تولید آلاینده‌ها به عهده دارد، گاز متان می‌باشد. از طرفی مدل کردن تمامی اجزاء به صورت دقیق، دارای پیچیدگی‌هایی می‌باشد که هزینه و زمان محاسبه را افزایش می‌دهد. به همین علت در مدلسازی عددی از متان به عنوان سوخت پاششی درگاهی<sup>۳</sup> استفاده شده است. در این نوع از احتراق معمولاً سوخت راهگامی دارای درصد بالایی از کل سوخت در مقایسه با سوخت پاشش مستقیم است و عمده انرژی حاصل از احتراق را سوختن متان تامین می‌کند. در این مدلسازی از سوخت نرمال هپتان<sup>۴</sup> به عنوان سوخت پاشش مستقیم با واکنش‌پذیری بالا در محفظه احتراق به منظور جلوگیری از افزایش فشار ناگهانی و پدیده ضربه استفاده شده است. زیرا سوخت نرمال هپتان از لحاظ خصوصیات فیزیکی و شیمیایی (مشخصه‌هایی از قبیل ارزش حرارتی، واکنش‌پذیری، عدد ستان، فراریت، چگالی و غیره)، مطابقت بالایی با سوخت دیزل دارد. در این مدل از مکانیسم احتراقی سنیتیک کاهش یافته که دارای ۵۰ گونه و ۱۸۰ واکنش می‌باشد، استفاده شده است. در ادامه مشخصات کامل مربوط به موتور کاتریپلار (پروفیل، مشخصات هندسی، پارامترهای آنزکتور درگاهی و پاشش مستقیم و همچنین مدل عددی)، آورده شده است. همچنین پارامترهای اصلی مدل ایجاد شده در نرم افزار فایر نمایش داده شده است.

و اکسایش آلاینده‌گی، استفاده شده است. آنها داده‌های عددی خروجی از شبیه‌سازی را با نتایج آزمایشگاهی گرفته شده از موتورهای سنگین دیزلی اتوبوس و کامیون، مطابقت دادند. با مقایسه داده‌ها نشان داده شد که مطابقت خوبی بین هر دو نتایج عددی و آزمایشگاهی وجود دارد که مهر تاییدی بر معتبر بودن مدل عددی است.

✓ سلمی [۲]، از یک مبدل کاتالیستی اکسند یکپارچه در موتور دوسوختی گاز طبیعی-دیزل برای تولید حداقل ناکس و دیگر آلاینده‌ها به منظور دستیابی به استانداردهای محیطی، استفاده کرده است. آنها دریافتند که مبدل کاتالیستی مورد نظر میزان کربن مونواکسید را به میزان ۱۰۰ درصد کاهش می‌دهد.

✓ پیروزپناه و خوشبختی سرای [۳]، مطالعات بیشتری برای بررسی رفتار احتراق دوسوختی دیزل-گاز طبیعی در بار جزئی (کم) همراه با بازخوران انجام دادند. آنها با استفاده از مدل احتراق چند منطقه‌ای با سنیتیک شیمیایی دقیق برای احتراق سوخت گاز طبیعی نشان دادند که مدل شبه دویعدی احتراقی توانایی و ظرفیت پیش‌بینی پروسه احتراق را با زمان و همچنین پارامترهای عملکردی موتور مانند: فشار، دما، نرخ گرمای آزاد شده و غلظت گونه‌ها را دارا هستند. آنها همچنان مشاهده کردند که استفاده درصد کمی از بازخوران در موتورهای دوسوختی گاز طبیعی-دیزل در بار جزئی، تاثیر مثبتی بر عملکرد موتور و همچنین بر انتشار آلاینده‌گی دارد.

✓ قاسمی و دجاورشکیان [۴]، پروسه احتراق، تشکیل آلاینده‌گی و میدان جریان در محفظه احتراق موتور دیزلی که به موتور دوسوختی گاز طبیعی-دیزل تبدیل شده بود را شبیه‌سازی کرد. آنها با ثابت نگه داشتن میزان پاشش دیزل، اثر نسبت هم ارزی<sup>۱</sup> گاز طبیعی را همراه با شکل کاسه پیستون در حالت‌های مختلف، مورد بررسی و مطالعه قرار دادند. نتایج نشان دادند که افزایش گاز طبیعی باعث افزایش حداکثر فشار می‌شود. این افزایش حداکثر فشار منجر به افزایش NOx می‌گردد. علاوه بر آن، چرخش زیاد جریان سیال به همراه وجود مقادیر زیاد اکسیژن نیز باعث افزایش تولید ناکس و دوده می‌شود.

✓ جعفرمدار و ذهنی [۵]، اثر بازخوران سرد را روی احتراق و تشکیل آلاینده در موتور دوسوختی گاز طبیعی-دیزل

<sup>2</sup> Avl-Fire

<sup>3</sup> Port Injection

<sup>4</sup> C<sub>7</sub>H<sub>16</sub>

<sup>1</sup> Equivalence Ratio

جدول ۲ مشخصات انژکتور پاشش درگاهی

۱۲,۵	نرخ جریان پایا در فشار ۳ بار (سی سی بر ثانیه)
۱۵	زاویه اسپری
۵,۱۷	فشار سوخت (بار)

جدول ۳ مشخصات انژکتور پاشش مستقیم (کامن ریل)

۶	تعداد سوراخها
۳۳,۳	نرخ جریان در فشار ۱۰۰ بار (سی سی بر ثانیه)
۲۵۰	قطر سوراخ (میکرومتر)
۱۴۵	زاویه اسپری
۸۰۰ تا ۴۰۰	فشار پاشش (بار)

جدول ۴، پارامترهای مربوط به شرایط کارکرد موتور سنگین کاتریپلار را در یک حالت خاص برای صحنه سنجی و شبیه سازی نشان می دهد. با توجه به مدل ایجاد شده در نرم افزار فایر و مطابقت نتایج آن با داده های موتور سنگین کاتریپلار در شرایط کارکرد مذکور با خطای نسبتا کم، می توان گفت این مدل دارای اعتبار بالایی به منظور مطالعات عددی می باشد.

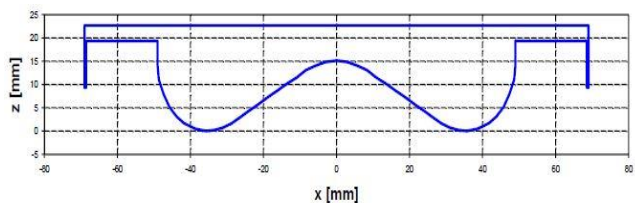
جدول ۴ متغیرهای به کار برده شده در نرم افزار فایر در شرایط

کارکرد خاص موتور سنگین کاتریپلار

۵۷۷ (IVC) - ۸۵۰ (EVO)	دامنه محاسبه (درجه میل لنگ)
۱۳۰۰	دور موتور (دور بر دقیقه)
۹۱۰	چرخش <sup>۵</sup>
۱۹,۱۹۴۲	Turb.kin.energy ( $\frac{m^2}{s^2}$ )
۰,۰۰۸	Turb.lenth scale (m)
۱۷۲۷,۲۲	Turb.diss.rate ( $\frac{m^2}{s^3}$ )
۵	طول پاشش اول (درجه میل لنگ)
۱۰	طول پاشش دوم (درجه میل لنگ)
۰	درصد بازخوران
۰,۳۶	نسبت هم ارزی

## شبیه سازی و صحنه سنجی موتور سنگین کاتریپلار<sup>۲</sup>

موتوری که در بررسی و محاسبات عددی و شبیه سازی به وسیله نرم افزار فایر مورد مطالعه قرار گرفت، موتور سنگین کاتریپلار ساخت شرکت کاتریپلار است که در دانشگاه ویسکانسین موجود می باشد و عمده تحقیقات و پژوهش های موجود در مقالات امروزی ارائه شده به وسیله آزمایش و مطالعه بر روی این موتور صورت گرفته است. در جدول ۱ مشخصات و پارامترهای مربوط به موتور سنگین کاتریپلار نشان داده شده است. جدول ۲ و جدول ۳ به ترتیب مشخصات انژکتورهای راهگامی و مستقیم (کامن ریل) نشان داده شده است. شکل ۱، طرحی از پروفیل کاسه پیستون مربوط به موتور مذکور ارائه کرده است.



شکل ۱ پروفیل مربوط به سر پیستون موتور تک سیلندر کاتریپلار

جدول ۱ مشخصات مربوط به موتور سنگین کاتریپلار

Caterpillar SCOTE	نوع موتور
۱۳,۷۲	قطر (cm)
۱۶,۵۱	کورس (cm)
۲۶,۱۶	طول شاتون (cm)
۰,۱۵۷	ارتفاع squish
ندارد	آفست پین پیستون <sup>۳</sup>
۲,۴۴	جابجایی (L/Cycle)
۱۶:۱	نسبت تراکم هندسی
۴	تعداد راهگامها
-۳۳۵	باز شدن سوپاپ ورودی
-۱۴۳	بسته شدن سوپاپ ورودی
۱۳۰	باز شدن سوپاپ خروجی
-۳۵۵	بسته شدن سوپاپ خروجی
۰,۷	نسبت چرخش <sup>۴</sup>
Open Crater	شکل کاسه پیستون

<sup>1</sup> Heavy Duty

<sup>2</sup> Caterpillar

<sup>3</sup> Iston Pin Offset

<sup>4</sup> Swirl Ratio

<sup>5</sup> Swirl

جدول ۶ مشخصات پاشش اسپری مستقیم

پروفیل پاشش	مثلثی
زاویه اسپری	۱۴۵
زاویه مخروط اسپری	۶,۵
قطر قطرات خروجی از نازل	۲۵۰ میکرومتر

## گام زمانی

در مدلسازی احتراق از زاویه لنگ به عنوان گام زمانی استفاده می‌کنند. اگر گام زمانی بزرگ انتخاب شود، باعث واگرایی و ایجاد خطا در نتایج بدست آمده از محاسبات عددی می‌شود. اگر گام زمانی خیلی ریز در نظر گرفته شود، زمان محاسبات افزایش پیدا می‌کند. در این مطالعه شبیه‌سازی از بسته شدن سوپاپ ورودی شروع می‌شود و تا باز شدن سوپاپ خروجی ادامه می‌یابد. در ابتدای محاسبات که مرحله تراکم می‌باشد و پاشش دیزل صورت نگرفته است، برای صرفه‌جویی در زمان محاسبات گام زمانی نسبتاً زیاد در نظر گرفته شده است، اما به هنگام پاشش سوخت دیزل، برای محاسبه دقیق‌تر گام زمانی ریزتر انتخاب شده است. پس از پاشش دیزل در مرحله انبساط هم گام زمانی نسبتاً بزرگ انتخاب شده است. جدول ۷، گام زمانی در نظر گرفته شده برای شبیه‌سازی موتور سنگین کاترپیلار را نشان می‌دهد.

جدول ۷ گام زمانی برای شبیه‌سازی موتور سنگین کاترپیلار

زاویه لنگ (درجه)	گام لنگ (درجه)
۵۷۷-۶۸۰	۳
۶۸۰-۷۶۰	۰,۵
۷۶۰-۸۵۰	۳

## شبکه بندی دامنه محاسباتی

در موتور سنگین دیزل کاترپیلار نحوه قرار گرفتن انژکتور و کاسه پیستون داخل سیلندر به صورت متقارن می‌باشد. به همین علت و همچنین برای کاهش زمان محاسبات، فقط یک بخش از هندسه درون سیلندر حول سوراخ انژکتور به عنوان دامنه محاسبات به وسیله نرم افزار شبکه بندی شده است. در قسمت‌هایی از سیلندر که دارای گرادیان دمایی فشاری بالا می‌باشد (مانند ناحیه پاشش دیزل، نزدیک دیواره‌ها و غیره)، از سلول‌های محاسباتی ریزتر به منظور محاسبه دقیق‌تر استفاده

فشار پاشش مستقیم (bar)	۹۵۴
درصد سوخت متان	۰,۸۵
جرم کل سوخت (میلی گرم بر سیکل)	۸۹
فشار متوسط موثر (bar)	۹
شروع پاشش اول (درجه میل لنگ)	-۸۷,۳
شروع پاشش دوم (درجه میل لنگ)	-۳۸,۳
درصد دیزل در پاشش اول	٪۴۰

جدول ۵، مدل‌های عددی مناسب و معتبر برای مدلسازی پدیده‌های مختلف از جمله مدل توربولانس، فروپاشی اسپری، تبخیر قطرات و غیره به منظور شبیه‌سازی عملکرد احتراق در موتور سنگین کاترپیلار، ارائه کرده است. هر کدام از این مدل‌ها دارای مفاهیم، فرضیات و معادلات متعددی می‌باشد که پدیده احتراق را به درستی مورد ارزیابی قرار می‌دهد و باید به صورت عددی و همزمان با بقیه معادلات در همه سلول‌های محاسباتی در نرم افزار فایر محاسبه شوند.

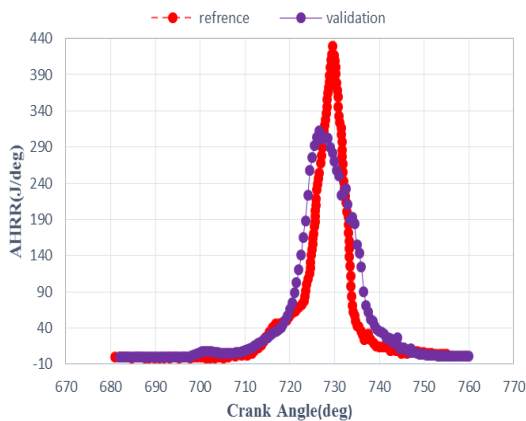
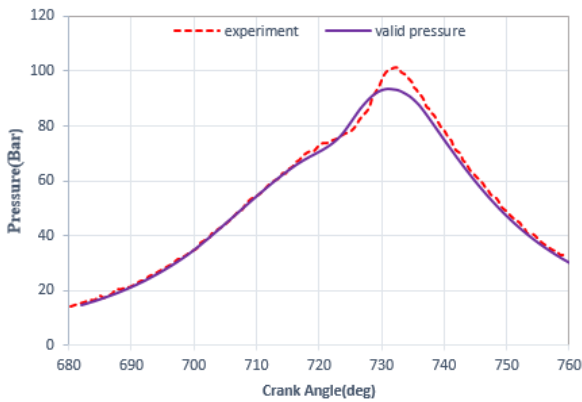
جدول ۵ مدل‌های مختلف انتخاب شده در نرم افزار فایر

فروپاشی اسپری	مدل KHRT
برخورد قطرات	مدل <i>O'Rourke</i>
برخورد قطرات به دیواره	مدل <i>Amsden O'Rourke</i>
توربولانس	مدل $k - \zeta - f$
تبخیر قطرات	مدل Dukowicz
انتقال حرارت	مدل Han&Reitz

جدول ۶، مشخصات مربوط به پاشش اسپری مستقیم را در موتور سنگین کاترپیلار نشان می‌دهد. در این مدل پروفیل پاشش مثلثی در نظر گرفته شده است. یعنی پاشش از یک مقدار مینیمم شروع و افزایش می‌یابد و به یک میزان ماکزیمم میرسد و سپس به همان اندازه اولیه بر می‌گردد. قطرات پاشش شده دارای قطرهای متفاوت می‌باشد. پیدا کردن توزیع اندازه قطر قطرات کار پیچیده‌ای می‌باشد. به همین منظور فرض می‌شود همه قطرات در اندازه‌های مساوی و معادل اندازه قطر نازل انژکتور پاشش مستقیم می‌باشد.

### صحت سنجی مدل

در این بخش به منظور ارزیابی و صحت سنجی مدل تولید شده، نمودار فشار و نرخ حرارت آزاد شده بدست آمده از مدل عددی، با نمودارهای مرجع در حالت خاص مقایسه می‌شوند.

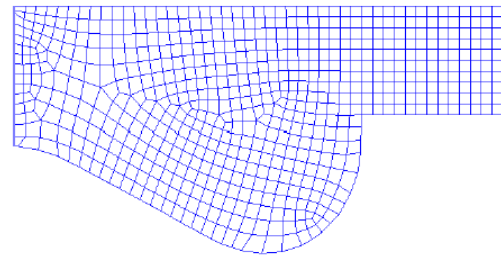


شکل ۴ صحت سنجی نمودار فشار و نرخ آزاد سازی حرارت

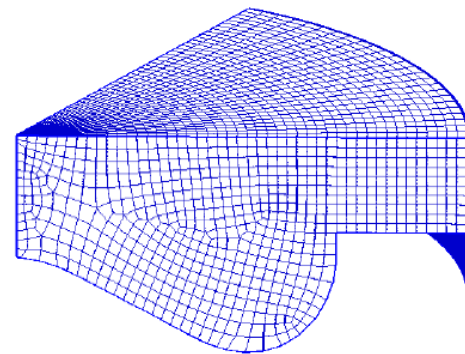
عوامل ایجاد خطا در محاسبات عبارت است از:

- ✓ دقت وسایل اندازه‌گیری در محاسبه پارامترهای مختلف
- ✓ فرض تقارن هندسی در حل دامنه محاسبات
- ✓ خطا ورودی‌های نرم افزار مانند طول پاشش، دمای دیواره، ضرایب مدل و مکانیسم انتخاب شده
- ✓ وجود حجم لقی و عدم محاسبه هیدروکربن‌های نسوخته
- ✓ عدم اطمینان از مقادیر مقاله مرجع
- ✓ کیفیت شبکه بندی دامنه محاسبات ایجاد شده
- ✓ عدم اطمینان از دقت مدل‌های انتخاب شده در محاسبات عددی و همچنین ساده کردن مدلسازی
- ✓ تفاوت مقادیر متغیرهای داده شده به نرم افزار به عنوان شرایط مرزی و اولیه با شرایط واقعی
- ✓ گام زمانی انتخاب شده
- ✓ دقت انجام محاسبات عددی توسط نرم افزار
- ✓ عدم اطمینان از نحوه گسسته‌سازی معادلات

شده است. موتور کاترپیلار دارای ۶ سوپراژ انژکتور می‌باشد. بنابراین فضای محاسباتی یک ششم حجم کل سیلندر می‌باشد. ابتدا در محیط ESE-Dissel شرایط هندسی موتور از قبیل شعاع لنگ، طول شاتون، فاصله لقی و غیره به صورت دقیق وارد می‌شود و سپس هندسه سیلندر و پیستون که قبلاً در محیط اتوکد به صورت دوبعدی طراحی شده بود، فراخوانی می‌شود. هندسه دو بعدی مورد نظر مطابق شکل ۲ شبکه بندی می‌شود. در آخر مطابق شکل ۳، شبکه دوبعدی ایجاد شده را به اندازه ۶۰ درجه (برحسب تعداد سوپراژ انژکتور) دوران داده تا شبکه سه بعدی محاسباتی ایجاد شود. همچنین جدول ۸، مشخصات شبکه تولید شده برای موتور سنگین کاترپیلار را نشان می‌دهد.



شکل ۲ شبکه بندی دوبعدی متحرک دامنه محاسبات برای موتور سنگین کاترپیلار به منظور تولید شبکه سه بعدی



شکل ۳ شبکه بندی سه بعدی تولید شده از دوران شبکه دوبعدی برای موتور سنگین کاترپیلار به میزان ۶۰ درجه

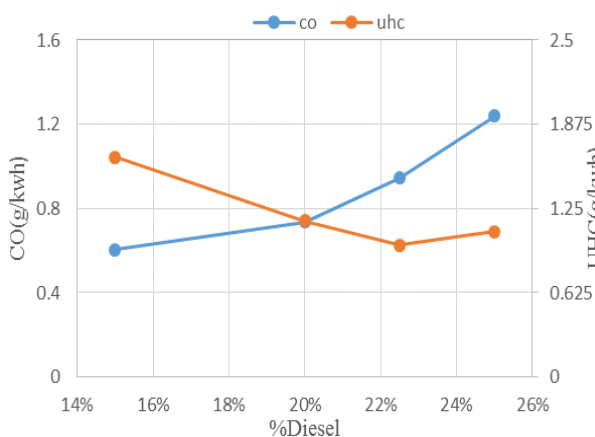
جدول ۸ مشخصات شبکه تولید شده موتور سنگین کاترپیلار

۴۵۸۱۲	تعداد سلول‌ها در شبکه دوبعدی
۱,۵	اندازه متوسط سلولها (میلی متر)
۶۰	زاویه پیشروی در جهت دوران (درجه)
۲۵	تعداد تقسیمات در جهت دوران
۲,۴	زاویه سلول محاسباتی در جهت دوران (درجه)

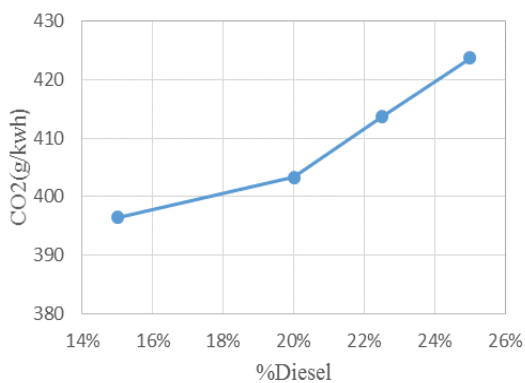
## نتایج

ویژگی که این پژوهش را از سایرین جدا می‌کند، استفاده از سوخت گاز طبیعی به عنوان پاشش راهگامی می‌باشد. در احتراق کنترل شده واکنشی از دو سوخت برای آزاد سازی گرما و تولید کار استفاده می‌شود. ابتدا سوخت گاز طبیعی به صورت راهگامی و پیش آمیخته با فشار کم درون منیفولد ورودی هوا پاشیده می‌شود تا مخلوط همگن و فقیر هوا-گاز طبیعی ایجاد شود. دلیل کم بودن دمای احتراق در واقع رقیق بودن مخلوط سوخت و هوا است. دیزل با فشار بالا به منظور تبخیر بهتر و اختلاط کامل با هوا به صورت مستقیم درون محفظه احتراق پاشیده می‌شود. میزان گاز طبیعی در محفظه احتراق نسبت به دیزل بسیار بیشتر است. در واقع گاز طبیعی به عنوان ادامه دهنده و توسعه دهنده در احتراق حضور دارد که عمده انرژی آزاد شده حاصل از احتراق را ایجاد می‌کند. دیزل در حقیقت نقش شروع کننده احتراق را در موتور بازی می‌کند. همانطور که انتظار می‌رفت میزان تولید دوده و NOx این احتراق در مقایسه با سایر انواع احتراق ها بسیار کمتر بوده است. به طور کلی افزایش دما منجر به افزایش راندمان، کاهش دوده، کربن مونواکسید و افزایش انتشار NOx می‌گردد. همچنین راندمان حرارتی رابطه عکس با میزان کربن دی‌اکسید تولید شده در احتراق دارد. زیرا هرچه قدر مصرف ویژه سوخت بیشتر باشد (راندمان حرارتی کمتر باشد)، میزان کربن دی‌اکسید بیشتری در واکنش احتراقی تولید می‌شود. یکی دیگر از نکاتی که از تحلیل و بررسی نتایج این مطالعه استخراج می‌گردد این است که تمرکز سوخت پاششی دیزل به عنوان سوخت شروع کننده احتراق و ایجاد ناحیه غنی مخلوط سوخت و هوا در محفظه احتراق باعث افزایش نرخ آزاد سازی حرارت و بیشینه دمای احتراق می‌شود که به موجب آن احتراق در محفظه احتراق زودتر اتفاق می‌افتد. پاشش دیر هنگام سوخت دیزل، افزایش درصد پاشش سوخت دیزل به ازای ثابت ماندن انرژی کل، سوق پیدا کردن عمده سوخت دیزل به سمت پاشش مرحله دوم و همچنین پاشش سوخت دیزل در زوایای اسپری بسیار زیاد یا کم، از عواملی به حساب می‌آیند که منجر به تمرکز سوخت دیزل در محفظه احتراق می‌گردد. در این مطالعه عددی، تاثیر پارامترهای مختلف روی شرایط کارکرد و انتشار آلاینده‌ها مورد بررسی قرار گرفت و نتایج مهمی از آن بدست آمده است که به صورت خلاصه به آن اشاره می‌شود.

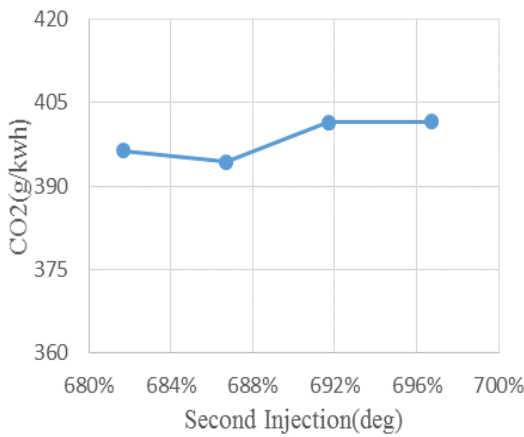
✓ میزان کسر جرمی سوخت دیزل نسبت به پاشش راهگامی با ثابت ماندن انرژی کل، مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت. مشاهده شد که به علت واکنش پذیری دیزل و همچنین تمرکز آن به هنگام پاشش زیاد، نرخ آزاد سازی گرما افزایش می‌یابد و به دنبال آن ماکزیمم دما و فشار بیشتر می‌شود. این افزایش دما زمان شروع احتراق را جلو می‌اندازد و باعث افزایش NOx و کاهش مونواکسید کربن شده است. دیده شد که به دلیل کاهش میزان گاز طبیعی که ادامه دهنده احتراق هست و همچنین سوق پیدا کردن احتراق به سمت مرحله تراکم (به علت پیش افتادن زمان شروع احتراق)، راندمان حرارتی کاهش پیدا کرده و همچنین میزان انتشار کربن دی‌اکسید به علت افزایش مصرف ویژه سوخت، افزایش یافته است. نشان داده شد که میزان هیدروکربن نسوخته و دوده به علت احتراق زود هنگام و عدم فرصت کافی برای اختلاط بهتر، با افزایش دیزل، افزایش می‌یابد.



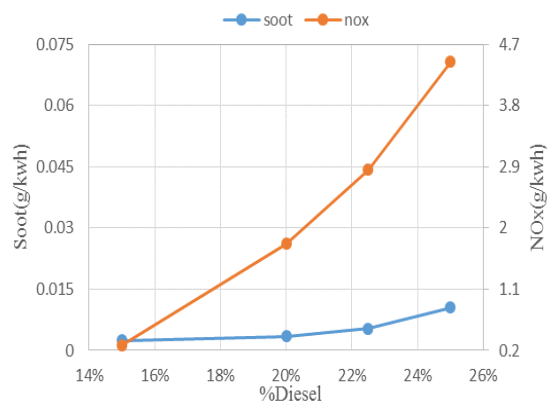
شکل ۵ انتشار آلاینده‌های کربن مونواکسید و هیدروکربن‌های نسوخته بر حسب مقادیر مختلف کسر جرمی دیزل



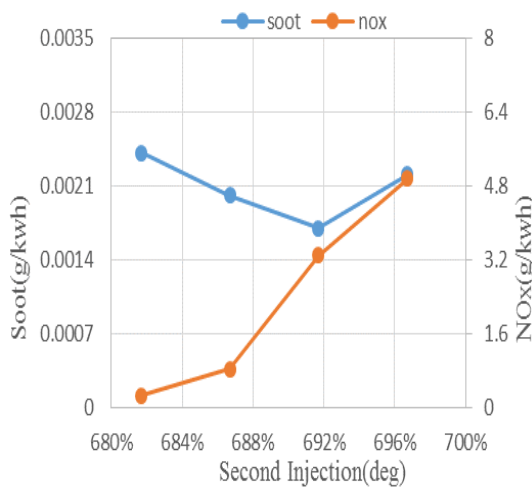
شکل ۶ تغییرات کربن دی‌اکسید به ازای مقادیر مختلف درصد کسر جرمی دیزل



شکل ۹ توزیع انتشار کربن دی اکسید به ازای تغییرات زمان شروع پاشش مرحله دوم دیزل

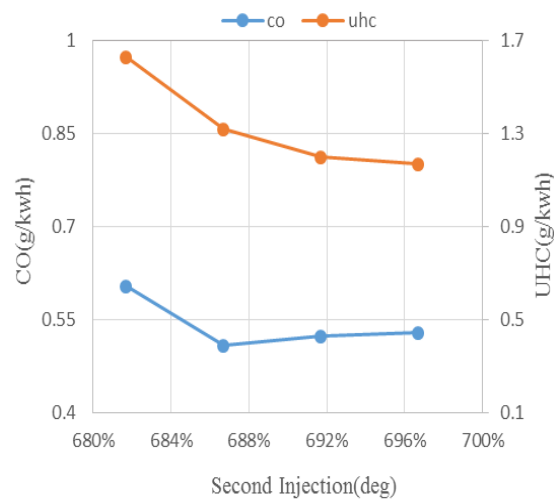


شکل ۷ توزیع انتشار میزان دوده و NOx بر حسب میزان درصد کسر جرمی دیزل



شکل ۱۰ توزیع انتشار دوده و NOx بر حسب زمان شروع پاشش مرحله دوم سوخت دیزل

با افزایش زمان شروع پاشش مرحله دوم دیزل در واقع پاشش به سمت نقطه مرگ بالا سوق پیدا می کند. این متغیر تاثیر چندانی روی راندمان حرارتی و انتشار کربن دی اکسید ندارد، ولی به دلیل افزایش بیشینه دما، NOx افزایش و دوده، کربن مونواکسید و همچنین آلاینده های هیدروکربنی کاهش می یابد.



شکل ۸ تغییرات آلاینده های هیدروکربنی به ازای زمان شروع پاشش مرحله دوم دیزل

همچنین وقتی گازهای خروجی به عنوان بازخوران وارد سیلندر می شوند، درحقیقت مانع حضور اکسیژن هستند که این امر موجب احتراق ناقص می گردد و میزان انرژی نسوخته را افزایش می دهد که مقادیر زیادی کربن مونواکسید و هیدروکربن نسوخته منتشر می کند. از طرفی این گازها در حالیکه به صورت خنثی هستند و واکنش شرکت نمی کنند، دارای ظرفیت گرمایی می باشند و قسمتی از گرمای آزاد شده احتراق را به خود جذب می کنند (میزان گرمای آزاد شده کاهش می یابد). بنابراین حضور بازخوران باعث کاهش فشار و دمای بیشینه می شوند و شروع احتراق را به تاخیر می اندازد. این کاهش دما میزان کربن مونواکسید، دوده و هیدروکربن های

نسوخته را افزایش و همچنین راندمان حرارتی و میزان انتشار NOx را کاهش می‌دهد.

✓ در آخر مشاهده گردید، زاویه پاشش انژکتور اسپری دیزل تاثیر چندانی روی راندمان حرارتی ندارد. البته ازدیاد آن به دلیل تمرکز پاشش دیزل و به دنبال آن افزایش دما، باعث کاهش دوده و آلاینده‌های هیدروکربنی و همچنین افزایش میزان NOx می‌گردد.

#### مراجع

1. Pirouzpanah, V. and B. Kashani, *Prediction of major pollutants emission in direct-injection dual-fuel diesel and natural-gas engines*. 1999, SAE Technical Paper.
2. Sallamie, N., M. Kazemeini, and M. Soltanie, *Catalytic converter reducing dual fuel (natural gas/Diesel) engine emissions*. Scientia Iranica, 2000. 7(2): p. 75-81.
3. Pirouzpanah, V. and R.K. Saray, *A predictive model for the combustion process in dual fuel engines at part loads using a quasi dimensional multi zone model and detailed chemical kinetics mechanism*. International Journal of Engineering Transactions B Applications, 2006. 19(1): p. 83.
4. Ghasemi, A. and M.H. Djavareshkian, *Investigation of the effects of Natural Gas Equivalence Ratio and piston Bowl Flow Field on combustion and pollutant Formation of DI Dual Fuel Engine*. Journal of Applied Sciences, 2010. 10.
5. Jafarmadar, S. and A. Zehni, *Modeling the effect of EGR on combustion and pollution of dual fuel engines with flow field model*. International Journal of Energy and Environmental Engineering, 2010. 1(1): p. 19-26.